



Institut für Thermodynamik
Technische Universität Braunschweig

Wärmeversorgungssystem mit CO₂-Wärmepumpe

Entwicklung & Untersuchung eines neuartigen
primärenergieoptimierten Wärmeversorgungssystems für
Niedrigstenergie-Wohngebäude

Abschlussbericht

Förderkennzeichen	Az 20866
Projektleitung	TU Braunschweig, Institut für Thermodynamik
Projektbearbeitung	Dipl.-Ing. Kai Kosowski Dr.-Ing. Wilhelm Tegethoff
Wissenschaftliche Leitung	Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler
Kooperationspartner	TU Braunschweig, Institut für Gebäude- und Solartechnik Dr.-Ing. Lars Kühl
Industriepartner	Konvekta AG, Schwalmstadt Solvis GmbH & Co KG, Braunschweig

Förderung



Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben:

Wärmeversorgungssystem mit CO₂-Wärmepumpe

Entwicklung & Untersuchung eines neuartigen primärenergieoptimierten Wärmeversorgungssystems für Niedrigenergie-Wohngebäude

PROJEKTLEITUNG:

Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

Institut für Thermodynamik

Dipl.-Ing. Kai Kosowski / Dr.-Ing. Wilhelm Tegethoff / Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler

Hans-Sommer-Str. 5

38106 Braunschweig

Tel.: +49 (0)531 / 391 - 2627

E-Mail: ift@tu-bs.de

Internet: www.ift.tu-bs.de

Inhaltsverzeichnis

I Zusammenfassung und Einleitung	1
1 Zusammenfassung und Ausblick	2
2 Einleitung	5
II Einführung	7
3 Wärmepumpen mit CO₂	8
3.1 Niedrigstenergiehaus- und Passivhaus-Standard	8
3.2 Möglichkeiten der Wärmeversorgung und Wärmespeicherung	9
3.3 CO ₂ als Kältemittel für Wärmepumpen	12
3.4 Wärmepumpensystem im Passivhaus	15
III Hauptteil	17
4 Konzeptionierung der Systemvarianten	18
4.1 Systemvariante A - Low-Power-Modul	20
4.2 Systemvariante B - High-Power-Modul	22
4.3 Regelungstechnische Einbindung in das System	24
4.4 Bewertung unterschiedlicher Wärmequellen	25
4.4.1 Wärmequelle Luft	25
4.4.2 Wärmequellen Erdreich und Grundwasser	28
5 Systemvariante A	30
5.1 Konstruktion der Wärmepumpe	30
5.2 Wärmepumpenprüfstand Variante A	31
5.2.1 Versuchsaufbau	31
5.2.2 Versuchsergebnisse	32
5.3 Systemsimulation	34
5.3.1 Füllmenge	34
5.3.2 Festdrossel	35
5.3.3 Überhitzungsregelung	36

5.3.4	Hochdruckregelung	38
5.4	Wärmeauskopplung	38
5.5	Wärmepumpenprüfstand mit Schichtenspeicher	40
6	Systemvariante B	45
6.1	Konstruktion der Wärmepumpe	45
6.2	Wärmepumpenprüfstand Variante B	46
6.2.1	Versuchsaufbau	46
6.2.2	Ergebnisse	46
6.3	Systemsimulation	50
6.4	Wärmeauskopplung	51
6.4.1	Direkte Wärmeauskopplung	51
6.4.2	Indirekte Wärmeauskopplung	56
7	Konzeptstudie zur Klimatisierung	58
7.1	Bedarfssituation Kühlenergie in Wohngebäuden	58
7.2	Anwendungsbeispiel Einfamilienhaus	59
7.3	Anlagentechnische Umsetzung	63
8	Vergleichende energetische und ökologische Bewertung	66
8.1	Heizenergie- und Heizwärmebedarf	66
8.2	Bewertungskriterien	68
8.3	Systemauslegung	70
8.4	Systemvergleich	71
8.5	CO ₂ -Reduktionspotential	77
IV	Fazit	83
9	Fazit	84
V	Literaturverzeichnis und Anhang	87
	Literaturverzeichnis	90
	A Hochdruckvariation	91
	B Systemsimulation	94
	B.1 Systemvariante A	94
	B.2 Systemvariante B	96
	B.2.1 Füllmenge	96
	B.2.2 Festdrossel	96

C Laboruntersuchungen am IGS	100
D Konzeptstudie zur Klimatisierung – Ergänzungen	104

Abbildungsverzeichnis

3.1	Entwicklung des Endenergiebedarfs von Wohngebäuden	9
3.2	Energieflussdiagramm einer Wärmepumpe (schematisch)	10
3.3	Funktionsweise eines Schichtenspeichers	11
3.4	Schema eines CO ₂ -Wärmepumpenprozesses, Darstellung im p-h-Diagramm	13
3.5	Ideale Temperaturverläufe im R290-Kondensator und im R744-Gaskühler	14
4.1	Schnittzeichnung des Schichtenlade-Pufferspeichers SolvisIntegral . . .	19
4.2	Referenzgebäude für die Simulationsuntersuchungen	20
4.3	Systemintegration der Low-Power-CO ₂ -Wärmepumpe	21
4.4	Monatliche Wärmebilanz des untersuchten Passivhauses	21
4.5	Systemintegration der High-Power-CO ₂ -Wärmepumpe	22
4.6	Verlauf der Monats-Wärmebilanz eines Niedrigstenergiehauses	23
4.7	Jahres-Speicherbilanz eines Niedrigstenergiehauses	24
4.8	Wärmerückgewinnung und Abluftwärmepumpe im Passivhaus	25
4.9	Abluftwärmepumpe im Passivhaus	26
4.10	Außenluftwärmepumpe zur Wärmeversorgung von hochwärmegeprägten Gebäuden	27
4.11	Sole/Wasser- oder Wasser/Wasser-Wärmepumpe (Prinzip)	28
4.12	Direktverdampfer-Wärmepumpe (Prinzip)	29
5.1	Konzentrische Anordnung des Verdichters und der Wärmeübertrager .	31
5.2	Low-Power-Variante der CO ₂ -Wärmepumpe, Fließbild des Prüfstands .	32
5.3	<i>COP</i> für die Nutzwassertemperaturen 55°C und 60°C	33
5.4	Heizleistung, Antriebsleistung für die Nutzwassertemperaturen 55°C und 60°C	33
5.5	<i>COP</i> bei variierten Kohlendioxidfüllmengen und Wassereintrittstemperaturen	35
5.6	<i>COP</i> für eine Festdrossel	36
5.7	<i>COP</i> für eine Überhitzungsregelung (3K)	37
5.8	Konzepte der Wärmeauskopplung	39
5.9	Temperaturverläufe im Gaskühler im T-h-Diagramm, Konzept 3	40
5.10	Messaufbau der CO ₂ -Wärmepumpe mit Schichtenlade-Pufferspeicher .	41
5.11	Messaufbau der CO ₂ -Wärmepumpe mit Schichtenladespeicher	42

5.12	Austrittstemperaturen des Vorlaufwassers aus dem Beladerohr	42
5.13	Integration des wärmepumpenseitigen Schichtenladerohrs	43
5.14	Funktion des Schichtenladerohrs bei der Speicherbeladung	43
6.1	Systemvariante B der CO ₂ -Wärmepumpe, Fließbild des Prüfstands . .	47
6.2	Liefergrad und effektiv-isentroper Gütegrad	48
6.3	<i>COP</i> für die Nutzwassertemperaturen 55°C und 60°C, Variante B . . .	49
6.4	Heizleistung, Antriebsleistung für die Nutzwassertemperaturen 55°C und 60°C	49
6.5	Vereisung des Verdampfers	50
6.6	Indirekte Wärmeauskopplung (Trinkwarmwassererwärmung), direkte Wärme- auskopplung (Heizsystem)	52
6.7	Temperaturverläufe im Gaskühler im T-h-Diagramm	52
6.8	Indirekte Wärmeauskopplung mit Vorerwärmung, direkte Wärmeaus- kopplung (Heizsystem)	53
6.9	Temperaturverläufe im Gaskühler im T-h-Diagramm	53
6.10	Indirekte Wärmeauskopplung, direkte Wärmeauskopplung (Heizsystem) in Parallelschaltung	55
6.11	Indirekte Wärmeauskopplung in den Pufferspeicher	56
7.1	Tagesprofil der internen Wärmegewinne für das Referenzgebäude	59
7.2	Verlauf von Außen- und Raumtemperatur sowie Globalstrahlung und Kühlenergie	60
7.3	Kältebedarf eines Einfamilienhauses	61
7.4	Verlauf von Außen- und Raumtemperatur (Passivhaus)	62
7.5	Kältebedarf eines Einfamilienhauses (real)	63
7.6	Verlauf von Außen- und Raumtemperatur (Passivhaus)	64
7.7	Varianten der Kühlung über eine Wärmepumpenanlage	65
7.8	Gesamt-Strombedarf der Varianten der Kühlung	65
8.1	Warmwasserbedarfsprofil für einen 4-Personen-Haushalt	67
8.2	Summenkurve des Jahres-Heizwärmebedarfs Dämmstandard Passivhaus	68
8.3	Summenkurve des Jahres-Heizwärmebedarfs Dämmstandard Niedrigst- energiehaus	68
8.4	Primärenergiefaktoren verschiedener Energieträger	69
8.5	Maximaler COP in Abhängigkeit der Außentemperatur ohne Nebenag- gregate	72
8.6	Relative Zeitangaben der Umgebungstemperaturen; Braunschweig . . .	72
8.7	Leistungszahlen und System-Leistungszahlen der Systemvariante A . . .	73
8.8	Energiebedarf und Emissionen bei Beheizung eines Passivhauses (Vari- ante A)	75
8.9	Leistungszahlen und System-Leistungszahlen der Systemvariante B . . .	76

8.10	Energiebedarf und Emissionen bei Beheizung eines Niedrigstenergiehauses (Variante B)	76
8.11	Relativer Primärenergiebedarf und CO ₂ -Emissionen, System A	78
8.12	Relativer Primärenergiebedarf und CO ₂ -Emissionen, System B	78
8.13	Kategorisierung der 2005 genehmigten Bauvorhaben in Deutschland	79
8.14	Potentialabschätzung Einsparung CO ₂ -Emissionen und Primärenergiebedarf, System A	80
8.15	Potentialabschätzung Einsparung CO ₂ -Emissionen und Primärenergiebedarf, System B	80
A.1	Kreisprozess im p-h-Diagramm. Temperaturverlauf im T-h-Diagramm	92
A.2	Kreisprozess im p-h-Diagramm. Temperaturverlauf im T-h-Diagramm	93
B.1	<i>COP</i> bei Verwendung einer Festdrossel	94
B.2	<i>COP</i> bei Verwendung einer Festdrossel mit IHX	95
B.3	<i>COP</i> bei variierten Kohlendioxidfüllmengen und Wassereintrittstemperaturen	96
B.4	<i>COP</i> bei Verwendung einer Festdrossel, Variante B	97
B.5	Verdampfungstemperatur und Überhitzung des Kältemittels	98
B.6	<i>COP</i> für eine Überhitzungsregelung (5K)	98
C.1	Versuch 17 – Heizung und Warmwasserbereitung – Quellenseite	100
C.2	Versuch 17 – Heizung und Warmwasserbereitung – Heizungsseite	101
C.3	Versuch 17 – Heizung und Warmwasserbereitung – Warmwasserbetrieb	102
C.4	Versuch 17 – Heizung und Warmwasserbereitung – Speichertemperaturen	102
C.5	Versuch 17 – Heizung und Warmwasserbereitung – Bilanzen	103
C.6	Versuch 28 – Heizbetrieb – Vorlauftemperaturen	103
D.1	Verlauf von Außen- und Raumtemperatur (Niedrigstenergiehaus)	104
D.2	Verlauf von Außen- und Raumtemperatur (Niedrigstenergiehaus)	105

Tabellenverzeichnis

6.1	Daten des Referenzgebäudes mit unterschiedlichem Dämmstandard . . .	55
7.1	<i>COP</i> , Wärme- und Kälteleistung der CO ₂ -Wärmepumpen Systemvariante A (Passivhaus) und B (Niedrigstenergiehaus).	62
7.2	El. Leistungsaufnahme und Betriebsstunden einer Pumpe	64
8.1	Bedarfwerte der Referenzgebäude im Variantenvergleich	67
8.2	Treibhausgase verschiedener Energieträger (Einzelhausheizung) im Vergleich	69

Symbolverzeichnis

Begriffe und Abkürzungen

A/V_e -Verhältnis Verhältnis der Oberfläche A zum beheizten Volumen V_e des Gebäudes

WSVO Wärmeschutzverordnung

COP Coefficient of Performance

DWD Deutscher Wetterdienst

F_C -Wert Abminderungsfaktor für Sonnenschutzvorrichtung

GWP Treibhauspotential (**G**lobal **W**arming **P**otential)

KfW 40/60 Förderkriterium Kreditanstalt für Wiederaufbau: Primärenergiebedarfskennwert 40 bzw. 60 $kWh/(m^2a)$ für Gebäude.

ODP Ozonzerstörungspotential (**O**zone **D**epletion **P**otential)

Pinch-Point Minimale, bei der Wärmeübertragung auftretende Temperaturdifferenz

WRG Wärmerückgewinnung

Lateinische Formelzeichen

c_p isobare Wärmekapazität $\left[\frac{J}{kgK}\right]$

f_P Primärenergiefaktor $[-]$

h Enthalpie $\left[\frac{kJ}{kgK}\right]$

\dot{m} Massenstrom $\left[\frac{kg}{s}\right]$

P_{el} elektrische Antriebsleistung $[kW]$

\dot{Q} Wärmestrom / Wärmeleistung $[kW]$

ΔT	Temperaturdifferenz	[K]
T	Temperatur	[K]
\dot{V}	Volumenstrom	$[\frac{m^3}{h}]$
\dot{W}	Leistung	[kW]

Griechische Formelzeichen

$\eta_{eff-isen}$	effektiv-isentroper Gütegrad	[-]
π	Druckverhältnis	[-]
ϱ	Dichte	$[\frac{kg}{m^3}]$
ϑ	Temperatur	[°C]

Indizes

1	Eintritt in den Verdichter
2	Austritt aus dem Verdichter
GK	Gaskühler
s	superheat, Überhitzung

Teil I

Zusammenfassung und Einleitung

Kapitel 1

Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen des Vorhabens *Wärmeversorgungssystem mit CO₂-Wärmepumpe* wurden zwei Systemkonzepte für die Wärmeversorgung von Niedrigstenergie- sowie Passivhäusern mit einem Jahres-Heizwärmebedarf von 30 bzw. 15 kWh/(m²a) entwickelt. Bestandteile der Wärmeversorgungssysteme sind jeweils eine auf die typische zu erwartende Heizlast der Gebäude (ca. 25 bzw. 10 W/m²) abgestimmte CO₂-Wärmepumpe mit etwa 6 bzw. 2 kW Wärmeleistung sowie ein Schichtenlade-Pufferspeicher. Der Speicher ist aufgrund der durch die gekoppelte Warmwasserbereitung auftretenden Lastspitzen von bis zu 30 kW erforderlich. Diese Wärmepumpen/Speicher-Kombination kann sinnvoll über eine thermische Solaranlage ergänzt werden, die je nach Kollektorfläche und vorhandenem Wärmebedarf bei diesen Gebäuden eine anteilige Deckung von 25 bis zu 50% des Gesamtenergiebedarfs (Warmwasserbereitung und Heizung) erzielt. Die Warmwasserbereitung erfolgt bei den entwickelten Konzeptlösungen jeweils über einen angekoppelten Wärmeübertrager im Durchflussprinzip.

Die Funktionalität der Konzepte wurde in Simulationsuntersuchungen sowie in Labortests nachgewiesen. Die auch bei Austrittstemperaturen von 60°C erreichbaren hohen *COP*-Werte der Wärmepumpen stellen die CO₂-Technologie insbesondere für Passivhäuser mit Luftheizungen und einem hohem anteiligen Wärmebedarf zur Warmwasserbereitung als energetisch und ökologisch zukunftsfähige Technologie dar. Auch für die Verwendung in einem Niedrigstenergiehaus sind CO₂-Wärmepumpen energetisch und ökologisch eine echte Alternative zu Feuerungsheizungen und zu Wärmepumpen mit konventionellen Arbeitsmitteln.

Das Funktionsprinzip der CO₂-Wärmepumpen mit hohen Austrittstemperaturen bei geringen Massenströmen entspricht dem einer *Low-Flow*-Solaranlage. Die CO₂-Wärmepumpe stellt somit eine ideale Ergänzung zu einer thermischen Solaranlage mit Schichtenladespeicher dar. Die Systemintegration sowie die regelungstechnische Einbindung wurde aufgrund des vergleichbaren Funktionsprinzips in Anlehnung an vorhandene Lösungen aus dem Bereich der effizienten Solartechnik realisiert. Über die Einfachheit der Regelalgorithmen ist ein sicherer Betrieb in der Praxis und eine hohe Nutzerakzeptanz zu erwarten. Ein erster Praxistest eines für die Nutzung der im Rahmen des Vorhabens schwerpunktmäßig betrachteten Wärmequellen Grundwasser

bzw. Erdreich konzipierten Systems soll im Anschluss an die erfolgreich durchgeführten Labortests im Referenzgebäude in Braunschweig erfolgen.

Die Systemvariante A mit einer Heizleistung von ca. 2 kW ist für den Anwendungsfall eines Passivhauses, in dem die Beheizung überwiegend auf einem hohen Temperaturniveau über die kontrollierte Belüftung erfolgt, als Wasser/Wasser-CO₂-Wärmepumpe konzipiert, gebaut und gemessen worden. Für die Ermittlung der Jahresarbeitszahl ist ein Simulationsmodell entwickelt und durch Messungen validiert worden. Darauf basierend erfolgten simulative Untersuchungen der Systemvariante A mit verschiedenen Wärmequellen und unterschiedlichen Konzepten zur Wärmeauskopplung.

Eine Gegenüberstellung der simulierten Luft/Wasser-CO₂-Wärmepumpe mit einem vergleichbaren, am Markt verfügbaren und mit herkömmlichem Kältemittel betriebenen Gerät zeigt, dass unter Berücksichtigung der Nebenaggregate das CO₂-Wärmepumpensystem eine um ca. 24% höhere Systemleistungszahl aufweist. Trotz der in diesem direkten Vergleich energetisch schlechteren Wärmequelle Luft ist die CO₂-Wärmepumpe dennoch primärenergetisch sogar um ca. 7,1% besser als die vergleichbare Gasbrennwerttechnik bei einem Nutzungsgrad von 95%. Diese Technologie ist hier als Maßstab anzuführen, da herkömmliche Passivhauswärmepumpen ineffizienter sind.

Erdreich- oder grundwassergekoppelte Wärmepumpen haben aufgrund der dauerhaft nutzbaren höheren Quellentemperaturen weitere primärenergetische Vorteile gegenüber der Gasbrennwerttechnik. Ein anderes simuliertes Konzept, das das Warmwasser und das Heizungswasser auf einem jeweils unterschiedlichem Temperaturniveau bereitstellt, verspricht in Zusammenhang mit Grundwasser als Wärmequelle eine Primärenergieeinsparung von 20,8% sowie einer Reduzierung der CO₂-Emissionen um 23,9% gegenüber einem Gas-Brennwertkessel.

Die Systemvariante B ist mit einer Heizleistung von ca. 6 kW für ein Niedrigstenergiehaus konzipiert, gebaut und gemessen worden. Auch für dieses System ist ein Simulationsmodell erstellt worden, um unter verschiedenen Wärmequellen und unterschiedlichen Konzepten der Wärmeauskopplung die Jahresarbeitszahl zu ermitteln. Ein Niedrigstenergiehaus weist im Vergleich zum Passivhaus einen höheren Heizwärmebedarf auf, wodurch sich der zur Warmwasserbereitstellung erforderliche Anteil des Gesamtwärmebedarfs verringert. Da die erforderliche Heizleistung nicht ausreichend über die Belüftung eingebracht werden kann, finden oft Flächenheizungen (z.B. Fußbodenheizungen) Anwendung, die auf einem niedrigerem Temperaturniveau betrieben werden. Die Bereitstellung dieser niederwertigen Wärme verbessert im Allgemeinen die Leistungszahl einer Wärmepumpe derart, dass eine am Markt verfügbare, hier betrachtete Wasser/Wasser-Wärmepumpe mit herkömmlichem Kältemittel verglichen mit dem Gas-Brennwertkessel (Nutzungsgrad 95%) eine Primärenergieeinsparung von 24,2% ermöglicht, wodurch dieses konventionelle Wärmepumpensystem exemplarisch aus energetischen Gesichtspunkten als *Stand der Technik* zu betrachten ist.

Aus Simulationsrechnungen geht eine CO₂-Wärmepumpe mit Wasser als Wärmequelle als bestes Konzept für die Systemvariante B hervor, das zur Bereitstellung des

Heizungs- und Warmwassers auf zwei unterschiedlichen Temperaturniveaus betrieben wird. Unter Berücksichtigung der Nebenaggregate ist diese CO₂-Anlage selbst jener zuvor betrachteten konventionellen Wärmepumpenanlage hinsichtlich der Effizienz um ca. 17% überlegen. Im direkten Vergleich zu einem Gas-Brennwert-Heizkessel ist mit diesem neuartigen CO₂-Wärmepumpensystem eine Primärenergieeinsparung von 35,2% bzw. eine Reduzierung der CO₂-Emission um 37,8% möglich.

Über die Verwendung von CO₂-Wärmepumpen in Niedrigenergie-Wohngebäuden können in einer einfachen Abschätzung bei einem Marktpotential von 15% 4.500 t/a im Vergleich zu konventionellen Wärmepumpen und 14.000 t/a im Vergleich zu Gas-Brennwert-Heizkesseln an CO₂-Emissionen eingespart werden.

Auch wenn erdreichgekoppelte Wärmepumpenanlagen effektiver abschneiden, erreichen sogar luftbasierte CO₂-Systeme eine Einsparung der Primärenergie gegenüber konventionellen Feuerungsheizungen. Die Nutzung der Luft als Wärmequelle bietet insbesondere aufgrund der niedrigen Installationskosten nicht nur eine ökologisch sondern auch ökonomisch attraktive Alternative gegenüber der Gas-Brennwerttechnik. Wie die Laborversuche zeigen, haben insbesondere die Vereisung aufgrund fallender Verdampfungstemperaturen, höhere Luftwiderstände und die erforderlichen Abtauvorgänge einen bedeutenden Einfluss auf den *COP*. Hinzu kommt, dass für Passivhäuser der spezifische Heizenergiebedarf bei Umgebungstemperaturen von 2 bis 7°C im Gegensatz zu anderen Häusern am höchsten ist. Gerade in diesem Temperaturbereich liegt zu meist eine hohe Luftfeuchtigkeit vor, wodurch eine erhebliche Gefahr der Vereisung der Wärmequelle besteht. Hier soll ein Nachfolgeprojekt ansetzen, um mit Maßnahmen, die die spezifischen thermophysikalischen Eigenschaften von CO₂ ausnutzen, die Vereisung zu vermeiden oder die Enteisung effizienter zu gestalten. Ebenso sollte als Ergebnis dieses Projektes in dem Nachfolgeprojekt auf eine intelligente Wärmeauskoppelung in Hinblick auf minimale Rücklauftemperaturen im Heiz- und Warmwassersystem abgezielt werden.

Kapitel 2

Einleitung

Die Problematik der Veränderung des Erdklimas durch den vom Menschen verursachten Treibhauseffekt, der unter anderem auch durch das Entweichen künstlicher Kältemittel hervorgerufen wird, ist inzwischen fester Bestandteil umweltpolitischer Diskussionen geworden. Nach dem Kyoto-Protokoll von 1997 hat sich die BRD verpflichtet, die Kohlendioxid-Emission bis zum Jahre 2012 um 21% gegenüber dem Stand von 1990 zu verringern [BMU 2005]. Allein für die Gebäudebeheizung und Warmwasserbereitstellung beträgt der Anteil am Gesamtenergiebedarf in Deutschland etwa 40%. Neben der Verbesserung des Wärmeschutzes bietet die Effizienzsteigerung zur Bereitstellung der Wärme für Heizung und Warmwasser ein weiteres Potenzial der Energieeinsparung [Schraps 2001], [Kühl 2005]. Ein effizientes System kann eine Wärmepumpe durch Nutzung der Umweltwärme darstellen. Im Rahmen eines von der EU geförderten Projekts (COHEPS) sind an unterschiedlichen Forschungseinrichtungen verschiedene CO₂-Wärmepumpen entwickelt worden, die neben der Nutzung der Umweltwärme mit CO₂ zudem einen umweltfreundlichen Arbeitsstoff verwenden. Durch eine hohe Vorlauftemperatur, die im Vergleich zu Systemen mit konventionellen Kältemitteln mit einer CO₂-Wärmepumpe aufgrund der transkritischen Prozessführung effizienter bereitgestellt werden kann [BINE 2000], [IEA 1999], eröffnen sich für Niedrigstenergie-Wohngebäude, insbesondere Passivhäuser neue Konzepte der Wärmeversorgung.

Im Rahmen des Projektes sind zwei CO₂-Wärmepumpen mit einer Heizleistung von ca. 2 kW und ca. 6 kW entwickelt worden. Die Wärmepumpen werden mit einem Schichtenlade-Pufferspeicher gekoppelt, der das Herzstück des Wärmeversorgungssystems darstellt. Eine Erweiterung des Systems um eine thermische Solaranlage ermöglicht weitere Energieeinsparungen. Unterschiedliche Wärmequellen wie Fortluft, Umgebungsluft, Grundwasser und Erdwärme werden untersucht. Abhängig von der Heizleistung kommen verschiedene Verdichtertypen zum Einsatz. Der CO₂-Kreislauf wird den leistungsbedingten und regelungstechnischen Erfordernissen des jeweiligen Gesamtsystems angepasst.

Teil II
Einführung

Kapitel 3

Wärmepumpen mit CO₂

3.1 Niedrigstenergiehaus- und Passivhaus-Standard

Gegenstand des Projekts ist die Einbindung eines CO₂-Wärmepumpenprozesses in die Wärmeversorgung eines Passivhauses. Mit Einführung der Wärmeschutzverordnung (WSVO) im Jahre 1977 wurden erstmals im Rahmen einer Verordnung die k -Werte der Bauteile von Gebäuden begrenzt und damit ein Mindestwärmeschutz definiert. Über verschiedene Novellierungen konnte schrittweise eine deutliche Reduktion des Energiebedarfs von Gebäuden erreicht werden. Abbildung 3.1 dokumentiert die Entwicklung des Dämmstandards im Hinblick auf den Energiebedarf von Wohngebäuden in Deutschland [Kühl 2005].

Ziel der Einführung der Energieeinsparverordnung war die Festschreibung des sogenannten *Niedrigenergiehaus*-Standards für Wohngebäude. Der Jahres-Heizwärmebedarf eines Niedrigenergiehauses beträgt etwa $70 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$, die entsprechend einzuhaltenen Grenzwerte in der [EnEV 2004] sind in Abhängigkeit des A/V_e -Verhältnisses von Wohn- und Nichtwohn-Gebäuden definiert. Der in der [EnEV 2004] berücksichtigte Jahres-Heizwärmebedarf zur Warmwasserbereitung beträgt $12,5 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ und kann in der Praxis je nach Nutzerverhalten und Personenzahl im Gebäude auch Werte bis $20 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ oder darüber erreichen. In Abbildung 3.1 ist als mittlerer Wert für Wärmebedarf zur Warmwasserbereitung im Niedrigenergiehaus ein Wert von $20 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ berücksichtigt. Der über das Heizsystem entsprechend zu deckende Wärmebedarf beträgt im Niedrigenergiehaus als Richtwert damit ohne anlagentechnische Verluste etwa $90 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$. Die Entwicklung im Bereich energiesparenden Bauens geht jedoch weit über den in der [EnEV] definierten Standard hinaus. Sogenannte *Niedrigstenergiehäuser* erreichen mit marktgängigen Dämmstoffen Werte für den Jahres-Heizwärmebedarf von etwa $30 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ (*3-Liter-Gebäude*), *Passivhäuser* sogar Werte um $15 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$. Neben einer deutlichen Erhöhung des baulichen Wärmeschutzes gegenüber dem [EnEV 2004]-Standard sind weiterhin anlagentechnische Maßnahmen wie die Integration einer Lüftungsanlage mit einer hocheffizienten Wärmerückgewinnung erforderlich, um den *Passivhaus*-Grenzwert zu erreichen bzw. zu unterschreiten. Die Reduzierung des in Abbildung 3.1 für diese Gebäude darge-

stellten Wärmebedarfs zur Warmwasserbereitung resultiert aus der teilweisen Deckung dieses Bedarfs über regenerative Energieträger (thermische Solarenergienutzung).

Die Energieeinsparverordnung formuliert darüber hinaus erstmals Anforderungen an die Anlagentechnik bezüglich des Primärenergiebedarfs. Somit wird nicht nur das Gebäude an sich sondern auch das gesamte Heizungsanlagensystem einer Bewertung unterzogen. Mit welchen Maßnahmen ein Bauherr die vorgeschriebenen Zielwerte erreicht, ist grundsätzlich freigestellt. Mögliche Konzeptvarianten zeigt Kapitel 3.2 auf.

Niedrigstenergie- und Passivhäuser werden hinsichtlich der Wärmeversorgung häufig durch eine thermische Solaranlage unterstützt, wodurch sich auch der Bedarf konventioneller Energieträger zur Warmwasserbereitstellung senken lässt. Für ein Niedrigstenergie-Gebäude nach Passivhaus-Standard reichen aufgrund des integrierten Speichers Heizsysteme mit einer maximalen Heizleistung von ca. 2 kW zur Raumheizung aus. Der Anteil des Energiebedarfs zur Warmwasserbereitstellung vergrößert sich allerdings im Vergleich zum Gesamtenergiebedarf des Passivhauses, wodurch das Heizsystem zwar insgesamt weniger, aber relativ betrachtet häufiger bei höheren Temperaturanforderungen betrieben werden muss. Für Passivhäuser mit einem Heizungssystem, das überwiegend höhere Temperaturen bereitstellen muss, eignet sich besonders eine CO_2 -Wärmepumpe.

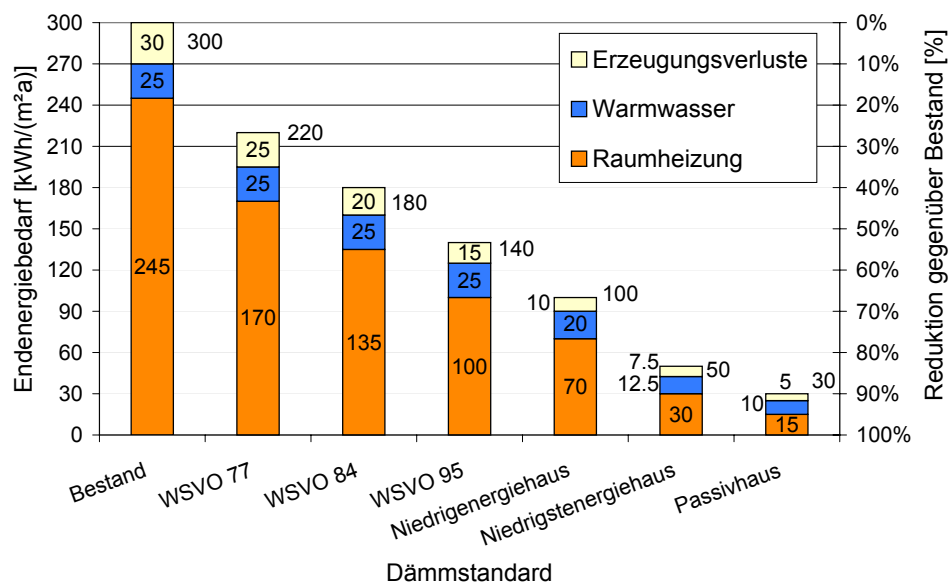


Abbildung 3.1: Entwicklung des Endenergiebedarfs von Wohngebäuden in Abhängigkeit vom Dämmstandard [Kühl 2005]

3.2 Möglichkeiten der Wärmeversorgung und Wärmespeicherung

Die konventionelle Wärmeversorgung von Wohngebäuden basiert auf dem Einsatz fossiler Brennstoffe (Erdgas, Erdöl). Durch die Einführung der Brennwerttechnik haben

konventionelle Heizungsanlagen eine ökologische Aufwertung erfahren, wodurch besonders Gasheizungen weiterhin für Neubauten interessant bleiben.

Eine weitere Wärmequelle stellen nachwachsende Brennstoffe dar; in diesem Bereich hat sich vor allem die Holzpellettheizung etabliert. Der Einsatz nachwachsender Brennstoffe ist vom Energieverbrauch bei der Produktion abgesehen als CO₂-neutral einzustufen, da bei der Verbrennung lediglich das zuvor von der Pflanze aus der Atmosphäre aufgenommene Kohlendioxid wieder freigesetzt wird.

Immer mehr zum Standard wird die Einbindung von Solaranlagen in die Gebäude. In sogenannten Kombi-Systemen liefern diese zumeist die Energie zur Warmwasserbereitung und unterstützen im Herbst und Frühjahr die Heizung. Als ergänzendes Modul in einem Kombisystem kommen u.a. Wärmepumpen zum Einsatz. Eine Wärmepumpe zeichnet sich dadurch aus, dass sie die sich ständig erneuernde in Luft, Erdreich oder Grundwasser gespeicherte Energie (Anergie) nutzt. Bezüglich der Bereitstellung der hierfür benötigten Antriebsenergie sind verschiedene technische Funktionsprinzipien möglich. Im Bereich des privaten Wohnbaus sind elektrisch betriebene Kompressionskreisläufe das dominierende Prinzip der Wärmepumpe. Unter zur Hilfenahme von Hilfsenergie in Form von technischer Arbeit (Exergie), die dem Verdichter des Wärmepumpenkreislaufs zugeführt wird, wird diese Wärme auf ein nutzbares Temperaturniveau gebracht und für die Beheizung und/oder Warmwasserbereitung eingesetzt. Der Anteil der beispielsweise mit der Stromrechnung zu bezahlenden Hilfsenergie ist dabei wesentlich kleiner als die der Umgebung entzogene Wärme in Form von Anergie. Der Wärmeversorgung des Gebäudes steht die Summe beider zugeführten Energien zur Verfügung. In Abbildung 3.2 ist schematisch ein Energieflussdiagramm mit der Anergie aus der Umgebung, der Exergie für den Verdichter und der resultierenden Heizenergie dargestellt. Auf den Wärmepumpenkreislauf wird noch detailliert in Abschnitt 3.3 eingegangen.

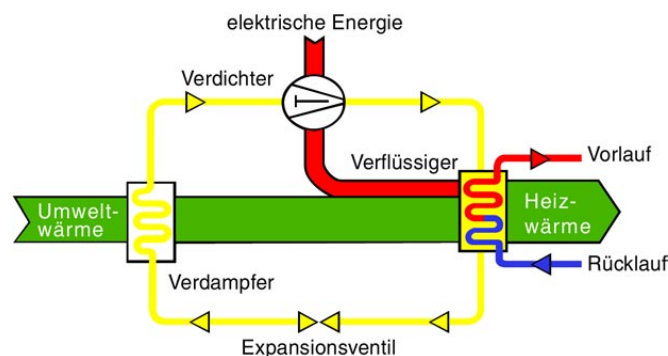


Abbildung 3.2: Energieflussdiagramm einer Wärmepumpe (schematisch)

Die heutigen Wärmepumpen arbeiten in der Regel mit dem brennbaren Kältemittel Propan (R290) oder mit den klimawirksamen synthetischen Kältemitteln R134a und R407C. Sie werden vor allem zur Bereitstellung der Heizungsenergie verwendet.

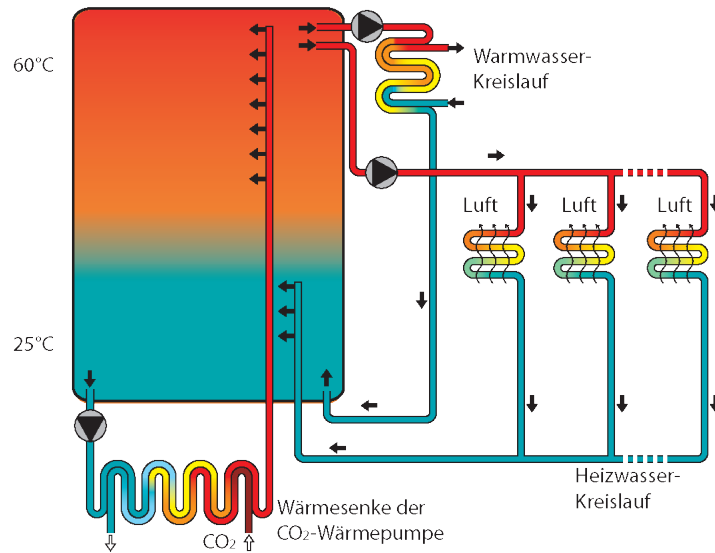


Abbildung 3.3: Funktionsweise eines Schichtenspeichers mit geschlossenem Kreislauf und zwei Temperaturniveaus ($60^{\circ}\text{C}/25^{\circ}\text{C}$).

Untersuchungen haben gezeigt, dass sich beim Einsatz einer Wärmepumpe mit dem Kältemittel CO_2 in Hinblick auf den COP der Anlage vor allem die Kombination mit einem Schichtenladespeicher anbietet [Lemke et al. 1999].

Wärmespeicher wie der Schichtenladespeicher sind Komponenten, die der Anlage oder dem Gesamtsystem zu einem effizienteren Betrieb verhelfen können. Im Anwendungsszenario eines Niedrigstenergiehauses dient der Wärmespeicher der Trinkwassererwärmung sowie der Pufferung von Heizwärme. Bei Bedarf an Trinkwarmwasser, beispielsweise zum Duschen, ist kurzzeitig eine hohe Wärmeleistung von 20 bis 30 kW erforderlich, die insgesamt jedoch in Abhängigkeit des Nutzerprofils nur etwa eine halbe Stunde am Tag benötigt wird. Bei einer Warmwasserbereitung mit elektrischer Energie bedeutet dies, dass eine entsprechende Kraftwerkskapazität bereitstehen muss, da elektrische Energie nur mit hohem Aufwand gespeichert werden kann. Sehr viel besser erscheint die Speicherung des erwärmten Wassers in einem wärmegeprägten Behälter, wobei die Wärme dann über einen längeren Zeitraum mit weitaus geringerer Heizleistung von 1-2 kW bereitgestellt werden kann. Die Aufheizung solcher Speicher kann auch zu Zeiten geringen allgemeinen Strombedarfs beispielsweise in der Nacht bei günstigen Stromtarifen erfolgen [Fisch et al. 2005]. Wärmespeicher haben sich bereits bei thermischen Solaranlagen bewährt. Ein solares Wärmeversorgungssystem, in dem ohnehin ein Pufferspeicher integriert ist, kann dabei problemlos und günstig um eine Wärmepumpe als Zusatzmodul erweitert werden. Für Wärmepumpen oder auch thermische Solaranlagen mit einem zentralen Wärmespeicher sind zwei unterschiedliche Temperaturniveaus für den Betrieb des Gesamtsystems unabdingbar. Für Niedrigstenergiehäuser nach Passivhaus-Standard mit einem geringen Heizwärmebedarf von $15 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ sind Schichtenladespeicher von Vorteil. Kälteres Wasser aus dem Bodenbereich des Speichers wird in einem Wärmeübertrager erwärmt und in den obe-

ren Speicherbereich eingeschichtet. Aufgrund des Dichteunterschieds zwischen kaltem und warmem Wasser kommt es zu keiner Durchmischung im Speicher und zur Ausbildung von Bereichen unterschiedlicher Temperatur (Abbildung 3.3). Bei einer Zapfung zur Trink- und Heizwassererwärmung wird das nach durchlaufen des entsprechenden Wärmeübertragers abgekühlte Wasser wiederum in separaten Steigrohren in den Speicher zurückgeführt und temperaturabhängig eingeschichtet. Durch geeignete Schaltung kann der Schichtenspeicher auf den Betrieb mit drei Temperaturniveaus erweitert werden.

3.3 CO₂ als Kältemittel für Wärmepumpen

Neu ist die Anwendung von Kohlendioxid als Kältemittel keineswegs. Lange bevor der FCKW R12 und auch der FKW R134a in den 1930er Jahren für die Kälte- und Klimatechnik entdeckt wurden, wurde Kohlendioxid bereits als Kältemittel verwendet. Um 1920 war es das am meisten genutzte Kältemittel, bis es von den synthetischen sogenannten Sicherheitskältemitteln aufgrund wesentlich niedrigerer Drucklage verdrängt wurde [Lemke et al. 2001]. Nach der Erkenntnis, dass die FCKW die Ozonschicht abbauen, erfolgten erstmals 1989 erneute Untersuchungen zu CO₂ als Kältemittel.

Kohlendioxid (R744) ist ein farb- und nahezu geruchloses, natürlich vorkommendes Gas, welches weder brennbar noch giftig ist. Das Treibhauspotential ist gering: $GWP = 1$. Außerdem hat es keine schädigende Wirkung auf die Ozonschicht ($ODP = 0$). Wie bei Propan (R290) ist bei CO₂ als natürliche Substanz kein Recycling erforderlich [Pettersen/Lorentzen 1993].

Abbildung 3.4 veranschaulicht die vier Grundkomponenten eines Kompressionskältekreislaufs. Die dementsprechenden, idealisierten Zustandsänderungen des Kältemittels sind anhand eines transkritischen Kreislaufes im p-h-Diagramm dargestellt.

Die Effizienz einer Wärmepumpe wird im Allgemeinen durch den COP (Coefficient of Performance) ausgedrückt, welcher als Verhältnis der im Gaskühler abgegebenen Heizleistung \dot{Q}_{GK} zur elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters P_{el} angegeben wird:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{GK}}{P_{el}} \quad (3.1)$$

Durch Wärmeabgabe an die Umgebung ist die elektrisch aufgenommene Leistung P_{el} in einem realen Verdichter größer als die an das Kältemittel abgegebene Verdichterleistung $\dot{W}_{Verdichter} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1)$. Die Relation zwischen der realen elektrischen Leistungsaufnahme und der Leistungsabgabe bei adiabat, isentroper Verdichtung wird durch den effektiv-isentropen Gütegrad $\eta_{eff-isen}$ wiedergegeben und stellt eine vom Druckverhältnis π (= Hochdruck/Niederdruck) abhängige Verdichterkenngröße dar.

Die Besonderheiten des Kälteprozesses mit R744 ergeben sich aus der niedrigen kritischen Temperatur von 31,02°C. Nach der Verdichtung (1 → 2) erfolgt die hoch-

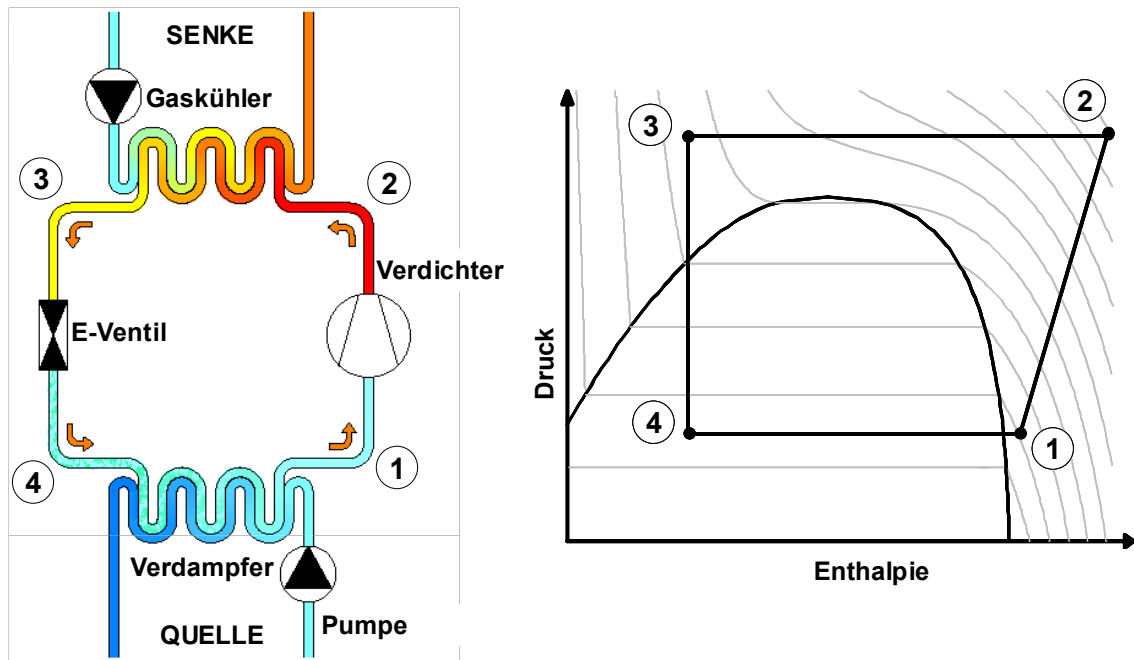


Abbildung 3.4: Schema eines CO₂-Wärmepumpenprozesses und Darstellung der Zustandsänderung im p-h-Diagramm.

druckseitige Wärmeabgabe ($2 \rightarrow 3$) an die Senke überwiegend überkritisch, bevor das Kältemittel expandiert wird ($3 \rightarrow 4$). Die niederdruckseitige Wärmeaufnahme ($4 \rightarrow 1$) von der Quelle hingegen geschieht weiterhin unterkritisch als Verdampfung innerhalb des Nassdampfgebiets, wodurch eine transkritische Prozessführung entsteht (Abbildung 3.4).

Anders als im Kondensator eines Kreislaufs mit herkömmlichen Kältemitteln, in dem die Wärmeübertragung bei Eintreten ins Zweiphasengebiet isotherm bei der Verflüssigungstemperatur stattfindet, erfolgt die Wärmeabgabe bei dem CO₂-Prozess wegen des überkritischen Zustands ohne Phasenwechsel, also ohne Verflüssigung des Kältemittels in einem Gaskühler. Das Kältemittel gibt dabei bei fallender (gleitender) Temperatur Wärme ab. Damit ist der Hochdruck ein freier Parameter, der bei entsprechender Einstellung den CO₂-Kreisprozess hinsichtlich des *COP* optimiert.

Ein wichtiger Vorteil für den Einsatz zur Wärmeversorgung von Gebäuden ist nicht zuletzt die Tatsache, dass in einem Kohlendioxid-Kältekreislauf sehr hohe Temperaturen am Verdichteraustritt effektiv erreicht werden können. Hohe Vorlauftemperaturen von 60°C sind bei einem offenen Speicherkonzept für die Trinkwassererwärmung erforderlich, um die Legionellenbildung im Warmwasserspeicher zu vermeiden [DVGW 2004]. Diese Problematik kann auch umgangen werden, indem der Speicher als ein geschlossenes System ausgeführt wird, wie es in Abbildung 3.3 dargestellt ist. Das Trinkwasser wird über einen weiteren Wärmeübertrager vom Speicherwasser erwärmt.

Abbildung 3.5 zeigt exemplarisch den Temperaturverlauf des hochdruckseitigen Wärmeübertragers in einem theoretischen Kreisprozess zur Erwärmung von Wasser

von 25°C auf 60°C sowohl für den Kondensator eines herkömmlichen Kreislaufs mit dem Kältemittel Propan (R290) als auch für einen Gaskühler bei überkritischer Wärmeabgabe in einem CO₂-Kreislauf (R744) über der normierten Enthalpie aufgetragen. Die Übertragungsfläche strebt gegen unendlich. Die Temperaturverläufe von Wasser und Kältemittel berühren sich am Pinch-Point und beide Kältemittel erreichen am Austritt des Wärmeübertragers die Eintrittstemperatur des Wassers. Um die hohe Vorlauftemperatur mit dem herkömmlichen Kreisprozess mit Kondensator zu erreichen, ist eine hohe Verflüssigungstemperatur und damit gekoppelt ein hoher Kondensationsdruck erforderlich. Durch die isotherme Verflüssigung des Propans liegen bis zum Erreichen der Siedelinie Temperaturdifferenzen von über 20 K vor. Ohne Beachtung des Pinch-Points, dessen Überwindung bei 0 K eine unendliche Fläche erfordert, könnte der Wärmeübertrager im Vergleich zum Gaskühler wesentlich kleiner gestaltet werden. Die großen treibenden Temperaturdifferenzen bewirken hingegen eine enorme Entropieproduktion, wodurch Effizienzeinbußen im Kondensator in Kauf zu nehmen sind.

Anders verhält sich das CO₂; durch den Temperaturabfall über die gesamte Länge des Gaskühlers treten wesentlich kleinere treibende Temperaturdifferenzen auf. Es ist zwar eine vergleichbar größere Übertragungsfläche erforderlich, jedoch wird weniger Entropie produziert.

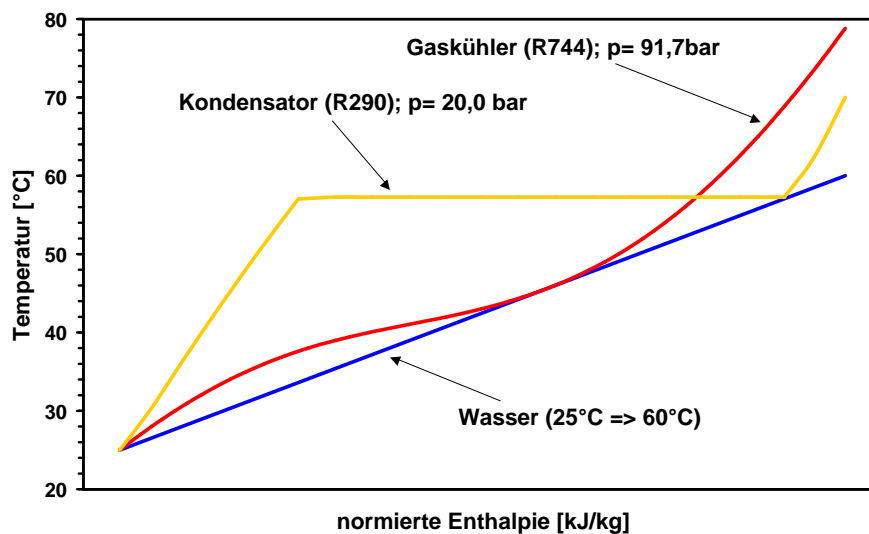


Abbildung 3.5: Ideale Temperaturverläufe im R290-Kondensator und im R744-Gaskühler im T-h-Diagramm zur Erwärmung des Wassers von 25°C auf 60°C. Berührungspunkte erfordern theoretisch eine unendlich große Übertragungsfläche und werden als Pinch-Point bezeichnet. [Kosowski et al. 2005]

Eine entscheidende Voraussetzung zur Erzielung eines hohen *COP* der CO₂-Wärmepumpe ist aufgrund des flacheren Anstiegs der Isobaren im T-h-Diagramm eine möglichst tiefe Rücklauftemperatur des Heizungssystems für den Wassereintritt in den Gaskühler. Diese erforderliche niedrige Rücklauftemperatur kann mit einem Schichtenlade-

speicher bewerkstelligt werden, der als Wärmesenke an die Wärmepumpe angekoppelt wird.

3.4 Wärmepumpensystem im Passivhaus

Während bei konventionellen Wärmepumpensystemen für hohe Nutzttemperaturen von über 60°C mit geringen Jahresarbeitszahlen zu rechnen ist, können je nach Wärmequelle mit Hilfe der CO_2 -Wärmepumpentechnologie höhere Jahresarbeitszahlen erreicht werden, die im primärenergetischen Vergleich sogar Gas-Brennwertheizkessel übertreffen. Damit stellen CO_2 -Wärmepumpenkreisläufe eine Alternative zur kombinierten Anwendung von Gas-Brennwerttechnik und thermischer Solarenergienutzung als bisherigen Stand der Technik dar. Aufgrund der Betriebscharakteristik und der erreichbaren Arbeitszahlen bzw. Systemnutzungsgrade bietet dieses System nicht nur eine günstige, umweltschonende Alternative, sondern trägt darüber hinaus zur Minderung der CO_2 -Emission bei. Neben den energetischen Vorteilen stellt der transkritische CO_2 -Wärmepumpenprozess im Gegensatz zu konventionellen Wärmepumpenkreisläufen hinsichtlich der systemtechnischen Integration eine ideale Ergänzung zu Schichtenladespeichern dar, die mit thermischen Solaranlagen kombiniert sind. Konventionelle Wärmepumpen haben einen hohen sekundärseitigen Kondensator-Volumenstrom mit vergleichsweise geringer Temperatur-Spreizung, welches die Temperatur-Schichtung des Schichtenspeichers zerstören würde. Hingegen können CO_2 -Wärmepumpen mit einem relativ geringen sekundärseitigen Volumenstrom und einer entsprechend großen Temperatur-Spreizung betrieben werden, so dass bei einer entsprechenden Einschichtungsvorrichtung die Schichtung erhalten bleibt. Eine ideale Schichtung ist nicht nur für die Nutzung der Solarenergie und einer definierten Beheizung des Bereitstellungsvolumens notwendig, sondern sie ist darüber hinaus auch für den wirkungsgradoptimierten Betrieb der CO_2 -Wärmepumpe von Wichtigkeit. Bei detaillierter Analyse der Wärmeverbrauchsdaten von repräsentativen Passivhäusern (z.B. [Bühning 2001], [STZ-EGS 2002], [Darmstadt 2001]) ergibt sich in der Heizperiode ein täglicher Wärmebedarf von ca. 12 bis 36 kWh . An vereinzelt Tagen mit besonders ungünstiger Witterung kann der tägliche Wärmebedarf auf 45 kWh steigen. Eine Kleinstwärmepumpe im Dauerbetrieb mit einer Auslegungsleistung von 1,5 bis $2,0\text{ kW}$ in Kombination mit einem ausreichend dimensionierten Pufferspeicher kann den Wärmebedarf eines Passivhauses decken.

Teil III
Hauptteil

Kapitel 4

Konzeptionierung der Systemvarianten

Die Konzeptionierung der Systemvarianten erfolgt in Abstimmung mit den aus dem Betrieb der Gebäude zu erwartenden Lastprofilen zur Warmwasserbereitung und Heizwärmeversorgung. Die Auslegung der Heizleistung der Wärmepumpen selbst erfolgt in Abhängigkeit der Wärmeleistung zur Heizwärmeversorgung, die sich beim Passivhaus im Bereich von 1 bis 2 kW und im Niedrigstenergiehaus (dem sog. *3-Liter-Gebäude*) im Bereich von 4 bis etwa 6 kW bewegt. Diese Auslegung führt zu einer Minimierung der Investitionskosten für die Wärmepumpenmodule sowie der Kosten für die Erschließung der Wärmequellen (Sonden oder Erdreichregister, Pumpen und Brunnen für Grundwassernutzung, Ventilatoren für Außenluftansaugung).

Zur Deckung der über die Warmwasserbereitung auftretenden kurzfristigen Lastspitzen (bis zu 30 kW Heizleistung) wird die Wärmepumpe in Kombination mit einem Wärmespeicher eingesetzt. Aufgrund der in beiden Fällen deutlich höheren erforderlichen Wärmeleistung zur Warmwasserbereitung wird dieser Systemaufbau sowohl bei der Low- wie auch bei der High-Power-Variante vorgesehen. Die thermische Solarenergienutzung als potentielle weitere Wärmequelle wird innerhalb der Konzepte ebenfalls in den Speicher eingekoppelt. Hierdurch kann je nach Auslegung der Kollektoranlage ein wesentlicher Teil des Wärmebedarfs sowohl zur Heizung als auch zur Warmwasserbereitung gedeckt werden. Die Wärmepumpe muss damit bei nahezu ausschließlichem Betrieb zur Warmwasserbereitung im Sommer nicht oder nur im Fall nicht ausreichender Solarstrahlung in Betrieb gehen. Im Fall einer Kombination der Wärmepumpe mit einer Solaranlage wird das Volumen des Pufferspeichers in Abhängigkeit der angeschlossenen Kollektorfläche bestimmt. In der Praxis kann auch bei zunächst geplantem ausschließlichem Betrieb der Wärmepumpe eine Dimensionierung des Speichervolumens in Abhängigkeit einer eventuell später nachzurüstenden Solaranlage sinnvoll sein. Entsprechende Konzepte mit speicherintegriertem Gas-Brennwert-Heizkessel ohne Anschluss einer Kollektoranlage haben zu einem effizienten Betrieb des Wärmeerzeugers geführt und damit ihre Praxistauglichkeit bewiesen (vgl. [Jähni/Krause 2002]).

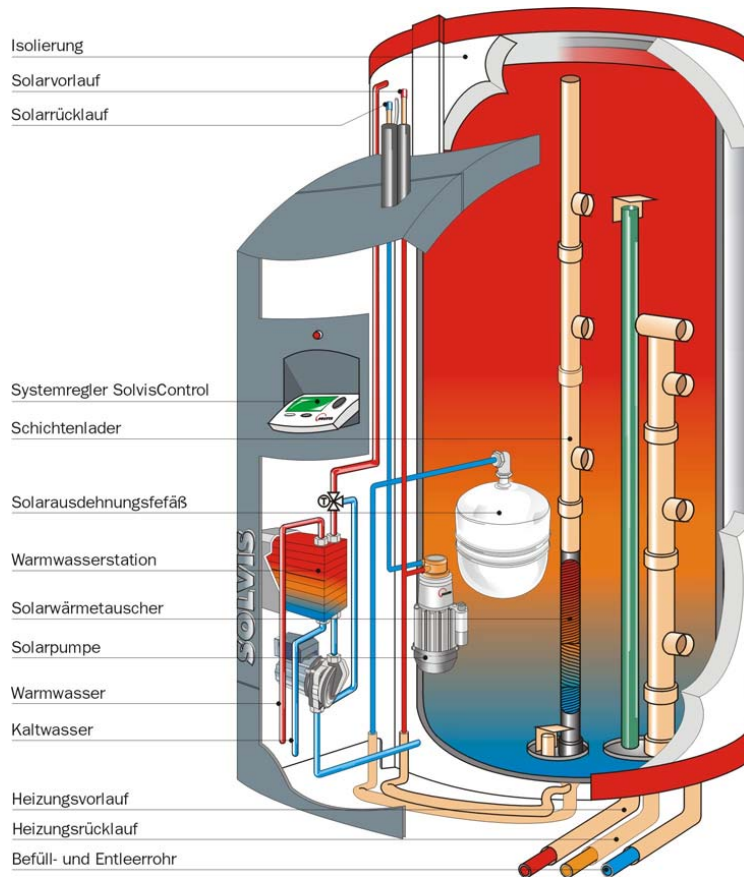


Abbildung 4.1: Schnittzeichnung des Schichtenlade-Pufferspeichers SolvisIntegral [Solvis 2004]

Der innerhalb des Konzeptes für die Systemintegration vorgesehene Solar-Schichtspeicher der Fa. SOLVIS wurde in mehreren Tests der Stiftung Warentest erfolgreich getestet. Die Konstruktion des vorgesehenen Schichtspeichers ist für die Ausbildung sowie die Nutzung unterschiedlicher Temperaturniveaus im Speicherkörper ausgelegt (Abbildung 4.1). Die Wärme zur Warmwasserbereitung wird im oberen Speicherbereich, die Wärme zur Raumheizung im mittleren Speicherbereich entnommen.

Die Warmwasserbereitung erfolgt im Durchflussprinzip über einen angeschlossenen Platten-Wärmeübertrager. Hierdurch kann das Volumen des Speichers in Abhängigkeit der angeschlossenen Kollektorfläche bestimmt werden und wird nicht durch Hygieneforderungen (Legionellengefahr) begrenzt. Im Betrieb ergibt sich im unteren Speicherbereich das geringste Temperaturniveau. Der Vorlauf zur Kollektoranlage wird im unteren Speicherbereich entnommen, so dass die angeschlossene Kollektoranlage mit dem geringsten im System verfügbaren Temperaturniveau beaufschlagt wird. CO₂-Wärmepumpen sind für das Erreichen hoher COP-Werte bzw. Jahres-Arbeitszahlen ebenfalls auf geringe Zulauftemperaturen zum Gaskühler angewiesen, so dass hier der Schichtenlade-Pufferspeicher eine ideale Kombination darstellt.



Abbildung 4.2: Referenzgebäude für die Simulationsuntersuchungen

Die im Weiteren für die Konzeptionierung der Systeme dargestellten Ergebnisse aus TRNSYS-Simulationsstudien wurden für das in Abbildung 4.2 dargestellte Gebäude ermittelt. Das Gebäude wurde im Jahr 2004 als Passivhaus mit einer Wohnfläche von 165 m^2 in der Region Braunschweig errichtet. In den Simulationsuntersuchungen wurde das Gebäudemodell bei Variation des baulichen Wärmeschutzes unter Beibehaltung der Geometrie auch als Niedrigstenergiehaus abgebildet. Bei Durchführung der Simulationsstudien wurde der Wetterdatensatz für die Region Hamburg des DWD zugrunde gelegt.

4.1 Systemvariante A - Low-Power-Modul

Die Systemvariante A ist hinsichtlich der erzielbaren Wärmeleistung auf einen Wert von 1,5 bis 2 kW ausgelegt. Die Wärmepumpe soll zur Beheizung eines Passivhauses dienen. Die Einbindung in das Wärmeversorgungssystem kann damit im Fall einer erdreichgekoppelten Wärmepumpe wie in Abbildung 4.3 dargestellt erfolgen.

Der Verlauf der monatlichen Wärmebilanz aus der TRNSYS-Simulation für das in Abbildung 4.2 dargestellte Passivhaus mit einem resultierenden Jahres-Heizwärmebedarf von rd. $14\text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ ist in Abbildung 4.4 dargestellt. Die Anlage ist mit einer Kleinst-Wärmepumpe sowie einer 6 m^2 -Flachkollektoranlage (Speichervolumen 450 l) ausgestattet. Aufgrund des geringen Jahres-Heizwärmebedarfs wird über die Solaranlage ein solarer Deckungsanteil am Gesamtwärmebedarf von knapp 31% erreicht. In den wärmeren Monaten Mai bis August ist nahezu keine Nachheizung über die Wärmepumpe erforderlich.

Die für das Passivhaus verbleibende Heizlast von etwa $10\text{ W}/\text{m}^2$ kann über das Lüftungssystem zugeführt werden. Bei Einhaltung des hygienisch notwendigen Luftwechsels ist im Auslegungsfall eine Zulufttemperatur von etwa 50 bis 55°C erforderlich.

Während Wärmepumpen mit konventionellen Arbeitsmitteln (R407C, R134a, etc.) bei diesen mit etwa 60°C relativ hohen Temperaturbereichen auf der Quellenseite nur

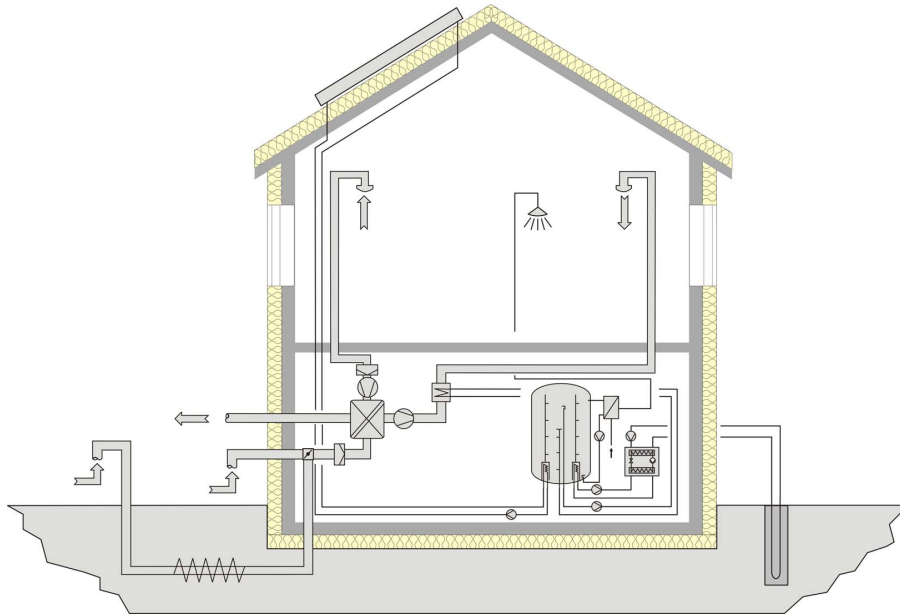


Abbildung 4.3: Systemintegration der Low-Power-CO₂-Wärmepumpe (Systemvariante A) in das Wärmeversorgungssystem eines Passivhauses

geringe *COP*-Werte erreichen, weist die CO₂-Wärmepumpe gerade in diesen Temperaturbereichen mit den vergleichsweise höheren erreichbaren *COP*-Werten den Vorteil höherer Energieeffizienz auf. Zur Gewährleistung einer möglichst niedrigen Rücklauftemperatur zur Quellenseite ist ein entsprechend großer Wärmeübertrager in Kombination mit einem geringen Volumenstrom auf der wärmeaufnehmenden Seite zu realisieren.

Die Lastspitzen zur Deckung des Wärmebedarfs bei der Warmwasserbereitung belaufen sich auf 20 bis 30 *kW*. Diese Spitzen können über die verfügbare Wärmekapazität

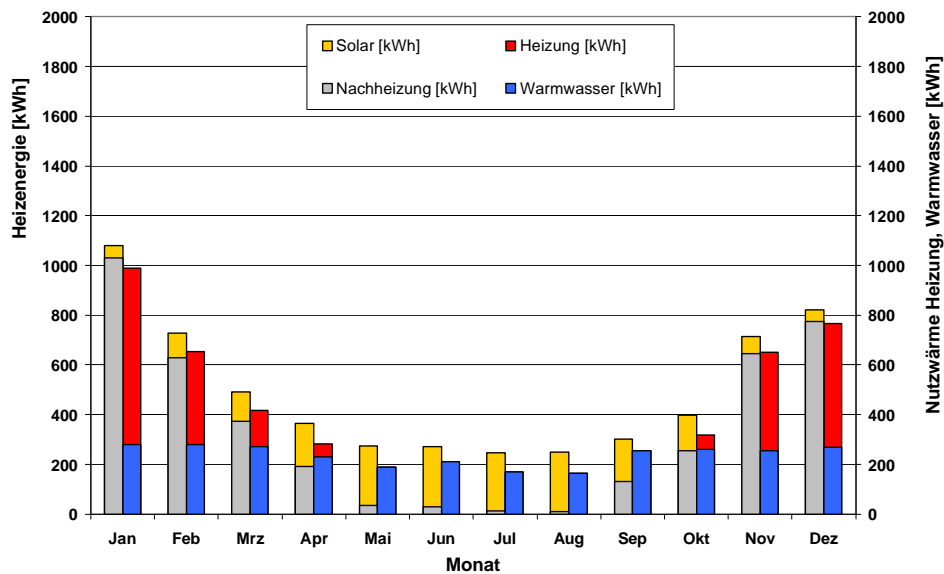


Abbildung 4.4: Monatliche Wärmebilanz des untersuchten Passivhauses (Simulationsergebnis). Differenz der Balken sind Speicherverluste

des Speichers aufgefangen werden. Die eine wesentlich geringere Wärmeleistung aufweisende Wärmepumpe kann zusammen mit der über die Solaranlage gewonnenen Wärme anschließend den Speicher über einen längeren Zeitraum wieder beladen. Dieses in der Simulation abgebildete Funktionsprinzip wurde in entsprechenden Praxisversuchen für vergleichbar dimensionierte zugeschaltete Wärmeerzeuger bestätigt. Die Funktion des Systems mit der speichergekoppelten Wärmepumpe kleinerer Leistung in Kombination mit dem Schichtenlade-Pufferspeicher kann damit in der Praxis erprobt werden.

4.2 Systemvariante B - High-Power-Modul

Mit der Systemvariante B steht eine CO₂-Wärmepumpe als sogenannte *High-Power-Modul* zur Verfügung. Die Wärmepumpe ist für den Einsatz in einem Niedrigstenergiehaus mit einem resultierenden Jahres-Heizwärmebedarf von rund $30 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ vorgesehen. Entsprechend den Auslegungskriterien für die Variante A entspricht die Heizleistung der Wärmepumpe ebenfalls dem resultierenden Heizleistungsbedarf für das Gebäude. Die Einbindung in das Wärmeversorgungssystem kann damit im Fall einer erdreichgekoppelten Wärmepumpe wie im Abbildung 4.5 dargestellt erfolgen.

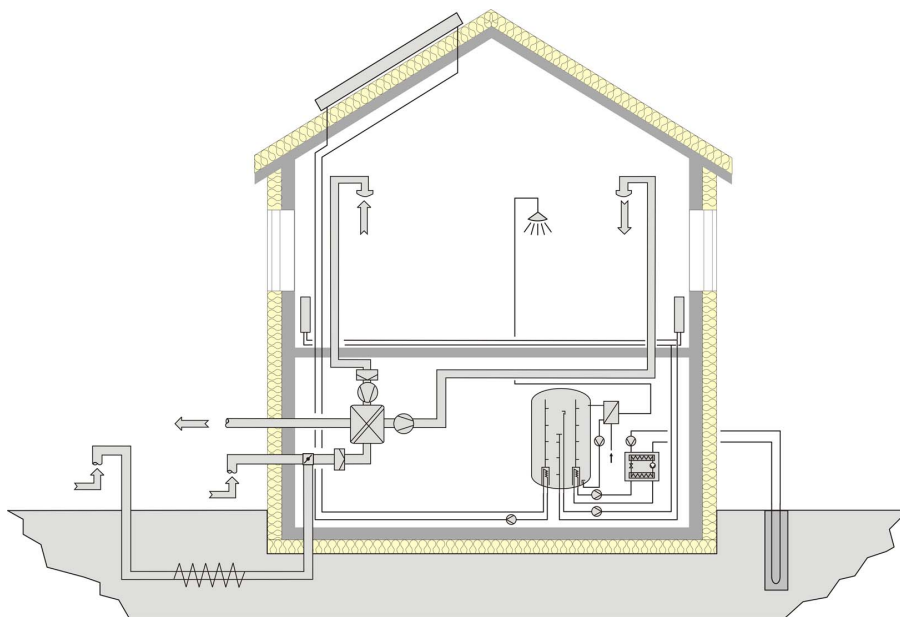


Abbildung 4.5: Systemintegration der High-Power-CO₂-Wärmepumpe (Systemvariante B) in das Wärmeversorgungssystem eines Niedrigstenergiehauses

Der Verlauf der monatlichen Wärmebilanz aus der TRNSYS-Simulation für das in Abbildung 4.2 dargestellte Gebäude - Dämmstandard Niedrigstenergiehaus mit einem resultierenden Jahres-Heizwärmebedarf von rund $34 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ ist in Abbildung 4.6 dargestellt.

Die Anlage ist mit einer 6 kW CO₂-Wärmepumpe sowie einer ebenfalls 6 m^2 -Flachkollektoranlage (Speichervolumen 450 l) ausgestattet. Mit der Solaranlage wird in die-

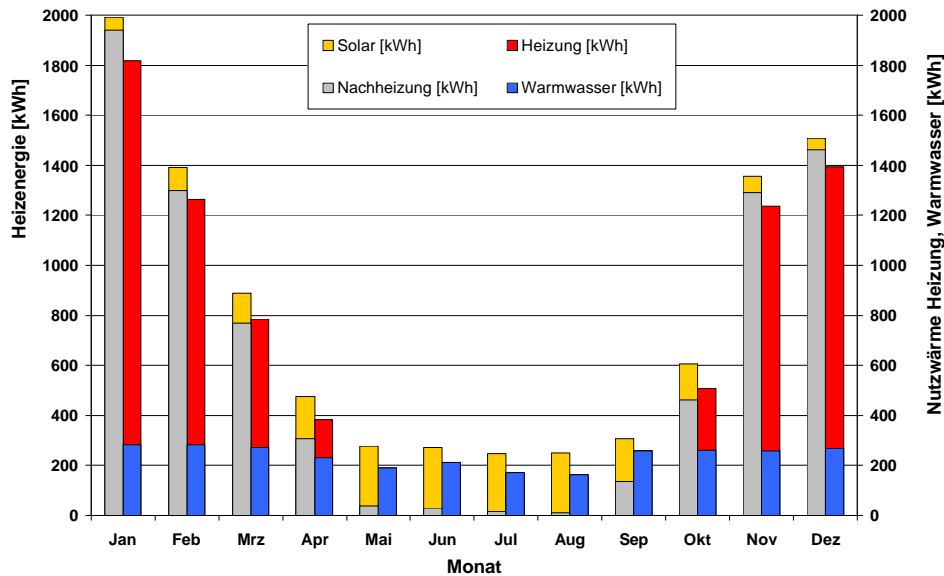


Abbildung 4.6: Verlauf der Monats-Wärmebilanz eines Niedrigstenergiehauses (Simulationsergebnis). Differenz der Balken sind die in Abbildung 4.7 dargestellten Speicherverluste

sem Fall ein Deckungsanteil von rd. 19% erreicht. Die erforderliche Wärmeleistung für eine Wärmepumpe im Niedrigstenergiehaus beträgt etwa 3 bis 4 kW. Durch die Erhöhung der Wärmeleistung auf einen Wert von 6 kW ist die Wärmepumpe der Systemvariante B nicht ausschließlich auf den Einsatz in Niedrigstenergiegebäuden beschränkt. Hierdurch kann das Gerät in einem breiteren Anwendungsbereich eingesetzt werden. Über die Kombination mit einem Schichtenlade-Pufferspeicher kann die Wärmepumpe auch bei größerer Leistung ohne Takten und bei geringen Rücklauftemperaturen zum Gaskühler effizient betrieben werden. Aufgrund des höheren Heizwärmebedarfs ist für dieses Gebäude ein längerer Betrieb der Wärmepumpe in der Heizzeit erforderlich. Die Jahres-Speicherbilanz ist in Abbildung 4.7 dargestellt.

Aufgrund des höheren Heizleistungsbedarfs von etwa 25 W/m² kann die Heizwärme nicht mehr über die Lüftungsanlage (bei Begrenzung des Luftwechsels auf den hygienisch notwendigen Zuluftvolumenstrom von etwa 30 m³/(Pers·h) zugeführt werden. Dies bedeutet die Notwendigkeit der Integration einer klassischen Warmwasser-Heizungsanlage. Bei Ausführung der Anlage als Niedertemperatur-System mit einer Vorlauftemperatur von etwa 45 bis 50 °C bei Radiatoren sowie 35 bis 40 °C bei Strahlungsheizungen (Wand-, Fußboden- oder Deckenheizungen) ergibt sich im Vergleich zum Passivhaus eine deutliche Absenkung des erforderlichen Temperaturniveaus zur Beheizung. Aufgrund des für die Warmwasserbereitung in gleicher Weise wie beim Passivhaus bestehenden Anforderungsniveaus von etwa 55 °C ist dieses hohe Temperaturniveau jedoch nach wie vor über die angeschlossenen Wärmeerzeuger Solaranlage und Wärmepumpe zur Verfügung zu stellen. Wie bereits im Fall des Passivhauses mit dem zusätzlich erhöhten Temperaturniveau bei der Raumheizung ergeben sich auch

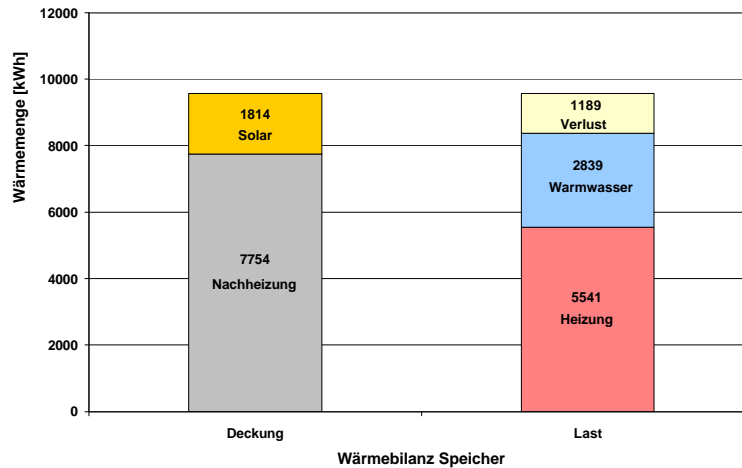


Abbildung 4.7: Jahres-Speicherbilanz (4501 Speichervolumen) eines Niedrigstenergiehauses (Simulationsergebnis)

für diesen Fall Vorteile für die CO₂-Wärmepumpe gegenüber einer Wärmepumpe mit konventionellen Arbeitsmitteln.

4.3 Regelungstechnische Einbindung in das System

Für die untersuchten Systemkonzepte konnte in den Simulationsstudien für das Passivhaus – *Low-Power-Variante A* – und das Niedrigstenergiehaus – *High-Power-Variante B* – die Funktionalität nachgewiesen werden. Der Wärmebedarf zur Warmwasserbereitung führt bei entsprechenden Zapfungen mit hohen kurzfristig bereitzustellenden Wärmemengen zu deutlich erhöhten Lastspitzen bis zu 30 kW. Die entsprechend der Heizleistung zur Raumheizung dimensionierten Wärmepumpen können daher nur in Kombination mit dem Speicher die nötige Leistung bereitstellen. Entsprechend ist im Speicher ein Warmwasser-Puffer bereitzustellen, der die Deckung dieser Lastspitzen ermöglicht.

Die Beladung dieses hinsichtlich der Reduzierung der Wärmeverluste zu begrenzenden Speicherbereichs muss bei einer Austrittstemperatur aus der Wärmepumpe von etwa 60°C erfolgen. Hierdurch wird das nötige Temperaturniveau im Speicher gewährleistet. Ist der Warmwasser-Puffer beladen, kann bei weiterer Beladung des Heizwasser-Pufferbereichs (im Fall einer Niedertemperatur-Warmwasserheizung) das Temperaturniveau über Anpassung des Massenstroms reduziert werden. Der COP der Wärmepumpe wird dadurch erhöht. Der Rücklauf zur Wärmepumpe muss auf jeden Fall im unteren Speicherbereich entnommen werden, um das geringste verfügbare Temperaturniveau im System zu nutzen. Die Anforderungen der Wärmepumpe an den Betrieb in Kombination mit dem Schichtenlade-Pufferspeicher entsprechen damit im Wesentlichen denen einer Solaranlage. Die Lage der Temperatursensoren zur Ein- und Abschaltung der Wärmepumpe kann damit wie das Prinzip der Einbindung in den Speicher über Schichtenladerohre für Praxistests übernommen werden. Die geringen

Volumenströme auf der Senkenseite beim Betrieb der Wärmepumpe entsprechen ebenfalls dem Funktionsprinzip einer Low-Flow-Solaranlage, die bestens zur Kombination mit einem Schichtenlade-Pufferspeicher geeignet ist. CO₂-Wärmepumpe und Solaranlage in Kombination mit einem Schichtenlade-Pufferspeicher scheinen damit aufgrund der vergleichbaren Betriebscharakteristik eine ideale Kombination zur Wärmeversorgung energieeffizienter Gebäude zu sein.

4.4 Bewertung unterschiedlicher Wärmequellen

Für den Betrieb der CO₂-Wärmepumpe sind sowohl in der kleinen als auch in der größeren Leistungsvariante die Wärmequellen Grundwasser, Erdreich (Solekreis) sowie Luft (Außen- und Raumluft) nutzbar. Es ist jeweils die Heizlast für Heizung und Warmwasserbereitung zu decken.

4.4.1 Wärmequelle Luft

Eine klassische Lösung der Einbindung einer Wärmepumpe in das Lüftungssystem bei einem Passivhaus ist die Integration in die Abluft nach Wärmerückgewinnung (siehe Abbildung 4.8).

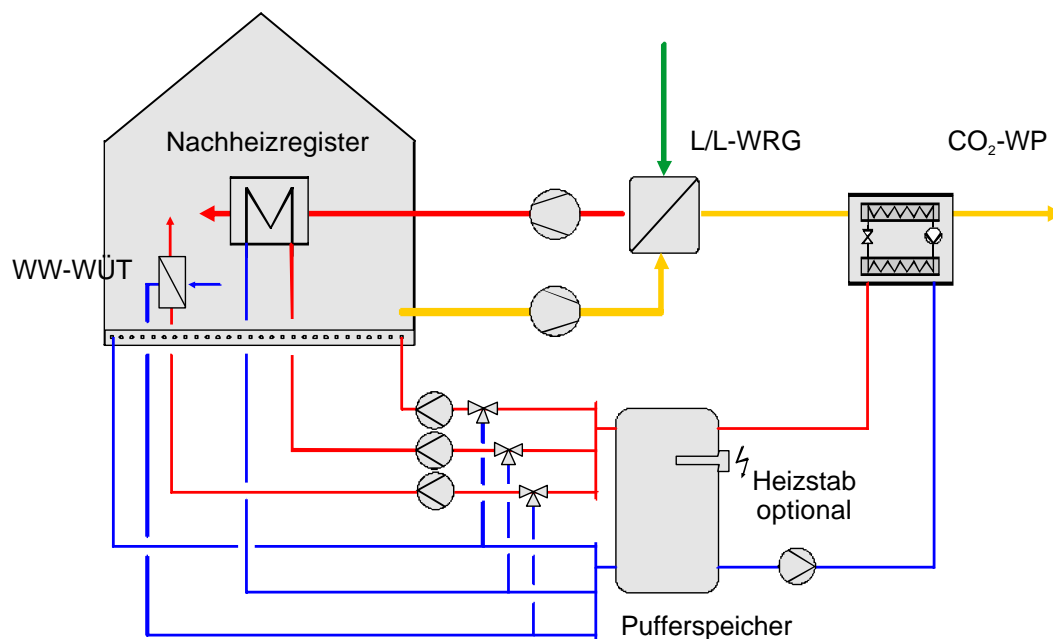


Abbildung 4.8: Wärmerückgewinnung und Abluftwärmepumpe im Passivhaus

Nachteilig ist hier der begrenzte Volumenstrom der Abluft, der sich im Passivhaus am erforderlichen hygienischen Luftwechsel orientiert. Bei 20 bis 30 m³/(Pers·h) ergibt sich in Abhängigkeit der Personenzahl und des Gebäudevolumens ein etwa 0,3 bis 0,6-facher Luftwechsel. Das verfügbare Lufttemperaturniveau kann in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur nach Wärmerückgewinnung knapp oberhalb des Nullpunktes

liegen. Bei heute verfügbaren Luft/Luft-Wärmerückgewinnungsgeräten mit 90% oder höherem Wärmerückgewinnungsgrad ist damit bereits ein Großteil der in der Abluft verfügbaren Wärme genutzt. Für die Wärmepumpe ist damit die Möglichkeit einer Vereisung des Verdampfers gegeben, der konstruktiv oder regelungstechnisch begegnet werden muss.

Die Wärmepumpe erreicht bei dem gegebenen Luftvolumenstrom aus der Abluft etwa 1,5 bis 2 kW Wärmeleistung. Diese Leistung reicht in der Regel aus, um den Heizleistungsbedarf im Passivhaus von ca. 10 W/m² zu decken. Die erforderliche Über-temperatur der Zuluft berechnet sich gemäß

$$\dot{Q}_{Heiz} = \frac{\dot{V}_{Luft}}{3600} \cdot \rho_{Luft} \cdot c_{p,Luft} \cdot (\vartheta_{Zuluft} - \vartheta_{Raumluft}). \quad (4.1)$$

Bei einem Raumlufttemperaturniveau von 20°C und einer aufgrund des Raumklimas (Staubverschmelung) begrenzten maximalen Einblastemperatur der Zuluft von 50 bis 55°C ergibt sich bei einem 4-Personen-Haushalt eine einzubringende Heizlast von

$$\dot{Q}_{Heiz} = \frac{4 \text{ Personen} \cdot 25 \text{ m}^3}{h \cdot \text{Personen}} \cdot \frac{h}{3600 \text{ s}} \cdot 1,15 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1007 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot (55 - 20) \text{ K} = 1125,88 \text{ W}. \quad (4.2)$$

Dieser Wert entspricht etwa der flächenbezogenen Heizlast in einem Einfamilienhaus. Aufgrund der begrenzten Wärmeleistung der Wärmepumpe ist bei Nutzung der Wärmequelle Abluft die Integration einer weiteren Nachheizmöglichkeit (hier optional über eine speicherintegrierte Heizpatrone) erforderlich. Diese Form der Nachheizung ist in der Folge bei allen Abluft-Wärmepumpen berücksichtigt.

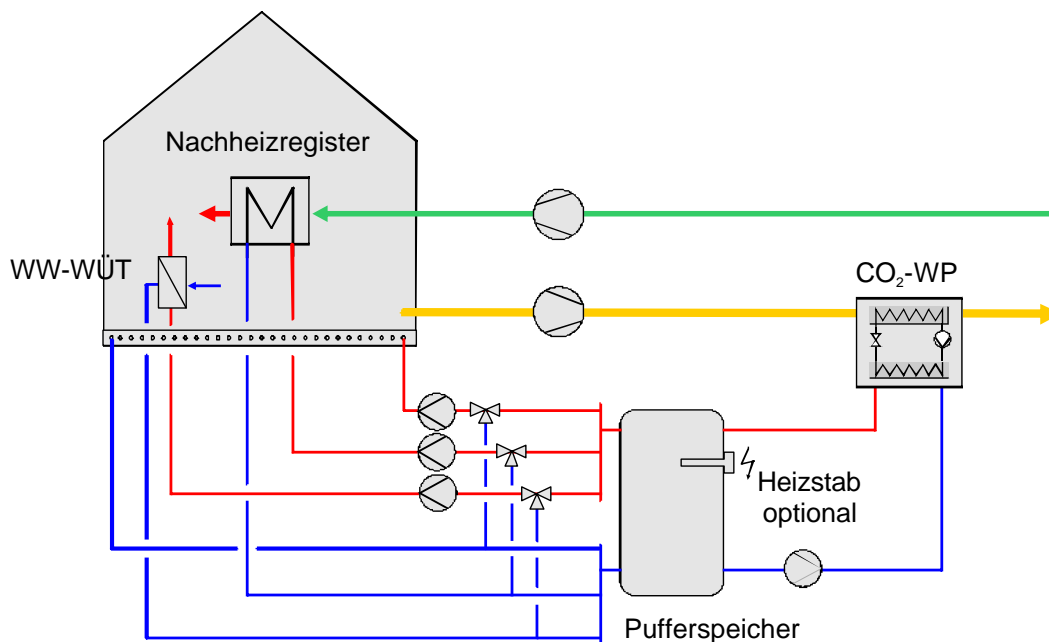


Abbildung 4.9: Abluftwärmepumpe im Passivhaus

Eine Erhöhung des Luftvolumenstroms im Gebäude würde die verfügbare Heizleistung der Abluft-Wärmepumpe erhöhen, jedoch auf der anderen Seite zu einer ungewünschten Erhöhung der Lüftungswärmeverluste führen. Daher wird diese Variante bei einer größeren erforderlichen Heizleistung (z.B. im Niedrigstenergiehaus - Systemvariante B) hier nicht weiter verfolgt. Hier steht der über die Zuluft zuführbaren Wärmeleistung eine deutlich höhere Heizlast von 20 bis 30 W/m^2 gegenüber. Die Wärmesenke ist mit der Luftheizung (Regelfall im Passivhaus), einer optionalen Flächenheizung (Betonkernaktivierung, Wand- oder Fußbodenheizung) sowie der Warmwasserbereitung dargestellt. Warmwasserbereitung und Luftheizung bestimmen die Höhe des Temperaturniveaus im Speicher, der hier als Wärmezentrale für das Gebäude dient.

Eine direkte Nutzung der Abluft ohne vorherige Wärmerückgewinnung ist in Abbildung 4.9 dargestellt. Die fehlende Wärmerückgewinnung führt zu einer Erhöhung der Heizlast im Gebäude, die durch eine erhöhte Wärmezufuhr auszugleichen ist. Bei Beibehaltung des hygienisch erforderlichen Luftwechsels reicht die Luftmenge trotz höheren verfügbaren Temperaturniveaus nicht zur Deckung der Heizlast aus.

Eine weitere Variante mit Nutzung der Außenluft als Wärmequelle ist in Abbildung 4.10 dargestellt. In dieser Schaltung wird Außenluft zur Wärmebereitstellung

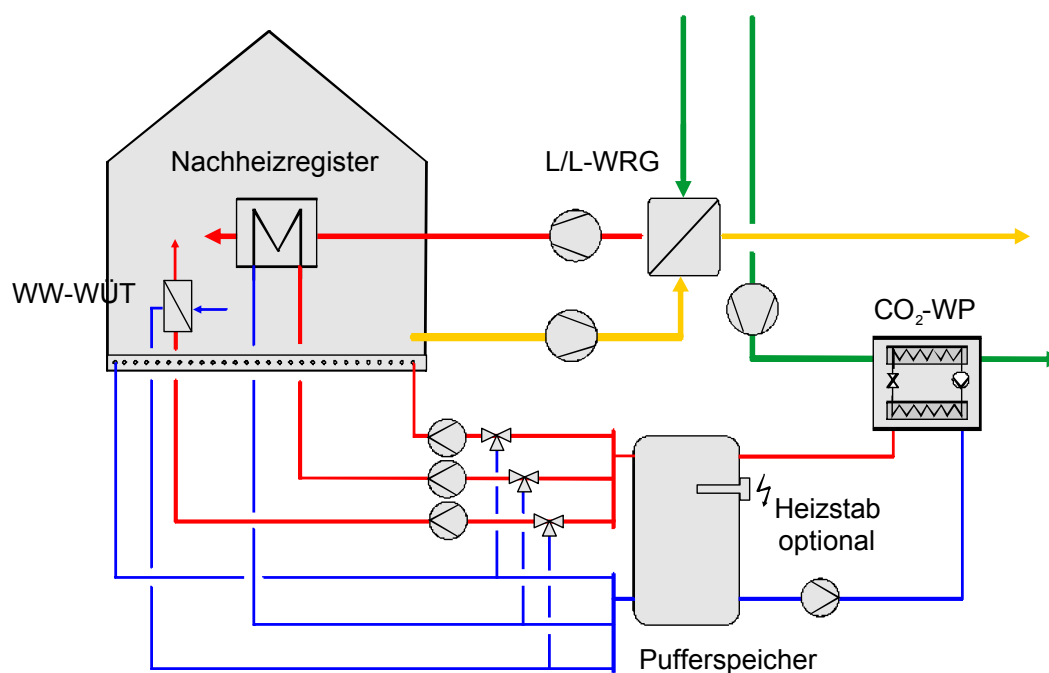


Abbildung 4.10: Außenluftwärmepumpe zur Wärmeversorgung von hochwärmegeprägten Gebäuden

über die Wärmepumpe genutzt. Über die Anpassung des Außenluftvolumenstroms zur Wärmepumpe kann diese Variante sowohl im Passivhaus als auch im Niedrigstenergiehaus eingesetzt werden. Bei entsprechender Erhöhung des Außenluftvolumenstroms zur Wärmepumpe kann der Heizstab entfallen.

Im Niedrigstenergiehaus würde die Nachheizung der Zuluft zugunsten einer Warmwasserheizung im Gebäude entfallen. Hierdurch kann der höhere Wärmebedarf gedeckt werden, ohne den Luftwechsel im Gebäude erhöhen zu müssen. Anlagentechnisch ist eine optionale Zufuhr der Abluft aus dem Gebäude nach WRG zur Wärmepumpe denkbar. Hierdurch könnte im Winter statt der kalten Außenluft die Abluft auf einem etwas höheren Temperaturniveau genutzt werden. Die Konsequenz ist die erforderliche Anpassung (Reduzierung) des der Wärmepumpe zugeführten Luftvolumenstroms.

4.4.2 Wärmequellen Erdreich und Grundwasser

Die Wärmequellen Grundwasser und Erdreich sind ganzjährig auf hohem Temperaturniveau verfügbar. Eine Schaltung dieser Variante für Passiv- (Luftheizung, optional Warmwasserheizung) und Niedrigstenergiehäuser (Regelfall Warmwasserheizung) ist in Abbildung 4.11 dargestellt.

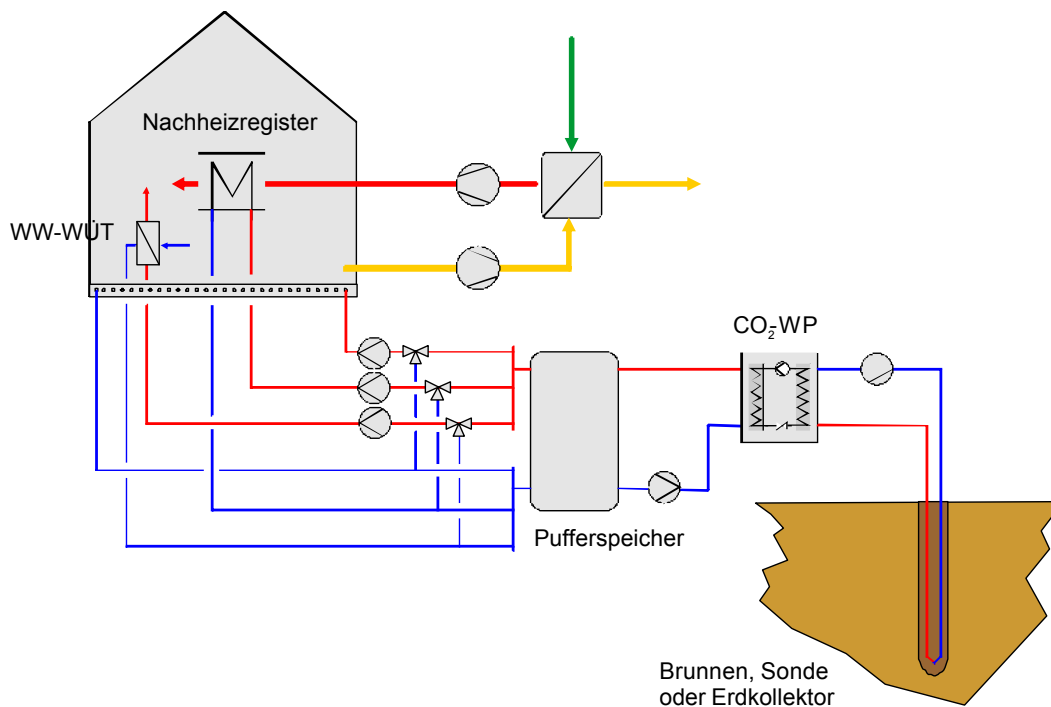


Abbildung 4.11: Sole/Wasser- oder Wasser/Wasser-Wärmepumpe zur Wärmeversorgung von hochwärmegeprägten Gebäuden

Eine Nachheizung über eine Heizpatrone kann aufgrund der Anpassung der Wärmepumpe an die Heizlast entfallen. Erdwärme oder Grundwasser ist in entsprechender Menge zu nutzen. Diese Variante ist für beide Systemvarianten A und B geeignet und entspricht dem Regelfall einer Wärmepumpenheizung in Deutschland. Eine Direktverdampfung des Arbeitsmittels innerhalb einer Sonde oder eines Erdreichkollectors (siehe Abbildung 4.12) ist ebenfalls ein häufiger Anwendungsfall. Aus umwelttechnischen Gründen darf durch die Leitungen des Direktverdampfers im Erdreich kein Öl geführt werden, das in Kompressionskälteanlagen zur Schmierung des Verdichters erforderlich

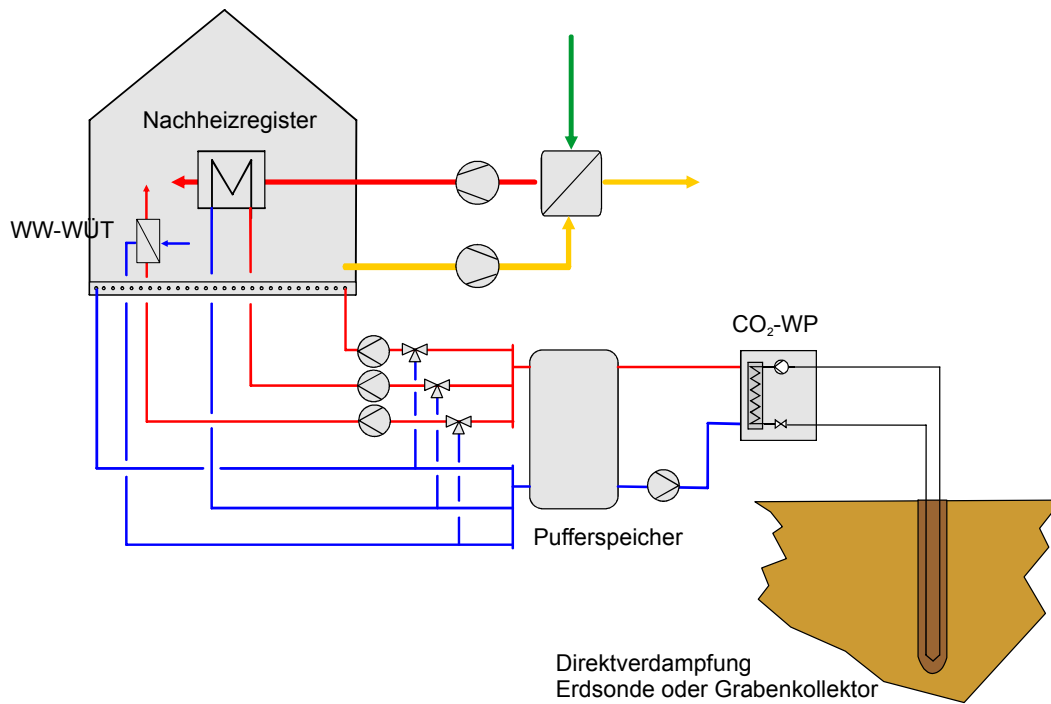


Abbildung 4.12: Direktverdampfer-Wärmepumpe zur Wärmeversorgung von hochwärmedämmten Gebäuden

ist. Ein speziell dafür zu verwendender ölfreier Verdichter ist in den Arbeitspaketen dieses Projektes vorgesehen gewesen, konnte aber nicht beschafft werden.

Kapitel 5

Systemvariante A

5.1 Konstruktion der Wärmepumpe

Die Systemvariante A muss von ihrer Leistungsklasse her im Dauerbetrieb in der Lage sein, den Heizbedarf nach Passivhausstandard abzudecken. Das von der Wärmepumpe erhitzte Heizwasser wird in einen 450 l Schichtenladespeicher eingespeist. Durch Simulationen wurden wesentliche Einflussfaktoren (Drosselgrad, Füllmenge usw.) auf die Leistungszahl bei Verwendung der Wärmequelle Grundwasser identifiziert und die konstruktive Lösung nach diesen und weiteren Gesichtspunkten angepasst. Es wurden verschiedene, denkbare Konzepte für eine CO₂-Wärmepumpenanlage gesammelt und die Potentiale der kombinierten Teillösungen erörtert. Die konkrete, auch kostenorientierte Auslegung der Einzelkomponenten des Prototypen einer CO₂-Wärmepumpenanlage wird unter Berücksichtigung der besonderen Eigenschaften des Kältemittels CO₂ vorgenommen. Nach methodischen Verfahren wurden Anlagenkonzepte erarbeitet, bewertet, ausgewählt und durch Berechnungen und Simulation ausgelegt.

Für die Wärmeübertragung erscheinen Tangentialrohrwärmeübertrager vor den Koaxialrohrwärmeübertrager als vielversprechende Lösung. Ausschlaggebend für die Entscheidung ist eine sicherheitstechnische Schwäche des zweitgenannten: Wenn im druckführenden, inneren CO₂-Rohr eine Leckage auftritt, so wird der Druck dem äußeren Wasserrohr und somit dem Schichtenladespeicher aufgeprägt, wodurch zusätzliche Sicherheitsvorkehrungen für diesen Fall getroffen werden müssen. Verdampfer und Gaskühler wurden nach den im VDI-Wärmeatlas aufgeführten Berechnungsvorschriften und AD-Merkblättern sowie durch Simulationsrechnungen ausgelegt und auf Festigkeit überprüft. Das Bewertungskriterium ist der Vergleich der erzielbaren Steigerung des *COP* durch eine Verlängerung der Rohrleitungen mit den gleichzeitig damit verbundenen höheren Investitions- und Arbeitskosten sowie Rohrleitungsdruckverlusten.

Bereits bei ersten Testläufen des Verdichters zur Bestimmung des Kennfeldes ist (wie auch bei [Schiefelbein/Friedl 2005]) beobachtet worden, dass der Verdichter einen erheblichen Anteil der aufgenommenen Leistung als Abwärme über das Gehäuse in die Umgebung abführt. Dadurch verringert sich die Endtemperatur des Kältemittels nach der Verdichtung vor Eintritt in den Gaskühler. Zur Nutzung der Abwärme wer-

den die Wärmeübertrager spiralförmig konzentrisch um den Verdichter angeordnet und gegeneinander sowie gegen die Umgebung thermisch isoliert (Abbildung 5.1). Die Innenseite des Verdampfers ist nicht isoliert und nimmt über Konvektion und Strahlung die Abwärme des Verdichters auf. Unterstützt wird die Konvektion durch am Verdichter angeordnete Kühlrippen.

Berechnungen zeigen, dass ein Innerer Wärmeübertrager für einen untersuchten typischen Betriebspunkt, unabhängig von seiner Länge, keine wesentliche Verbesserung der Leistungszahl ergibt.

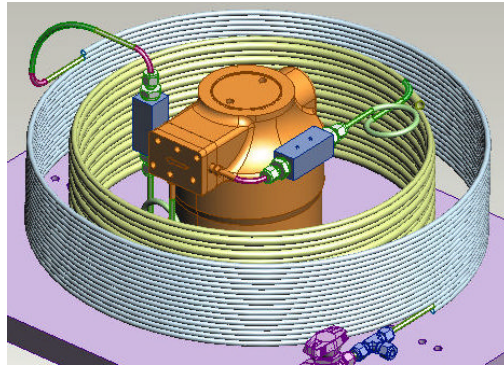


Abbildung 5.1: Konzentrische Anordnung des Verdichters und der Wärmeübertrager (Gaskühler außen, Verdampfer innen)

5.2 Wärmepumpenprüfstand Variante A

5.2.1 Versuchsaufbau

Der Kreisprozess mit einer Heizleistung von ca. 2 kW wird als (Grund-) Wasser/Wasser-Wärmepumpe ausgeführt, wobei die Komponenten auch in einer Sole/Wasser-Version verwendet werden können (Abbildung 5.2). Die CO_2 -Wärmepumpe ist zunächst ohne Schichtenladespeicher in Betrieb genommen worden, um die Funktion der neu entwickelten Anlage zu überprüfen. Hierbei wird sowohl auf der Quellen- wie auch auf der Wärmesenkenseite Wasser als Wärmeträger verwendet.

Der Kreislauf enthält zwei Regelungen: zum einen wird der Öffnungsgrad des Expansionsventils durch die auftretende Überhitzung am Verdampferaustritt geregelt, zum anderen wird die Wasseraustrittstemperatur im Gaskühler durch Regulierung des Volumenstroms über die Pumpendrehzahl eingestellt. Zur energetischen Optimierung des Kreisprozesses ist eine Hochdruckvariation durchgeführt worden. Unter annähernd gleichen Randbedingungen auf der Verdampferseite sind stationäre Betriebspunkte bei verschiedenen Hochdrücken gemessen worden. Die Sekundärseiten der beiden Wärmeübertrager sind an das Wasserleitungsnetz angeschlossen worden. Die Quellen- und Senkenpumpe werden in die COP -Berechnung des Gesamtprozesses nicht mit einbezo-

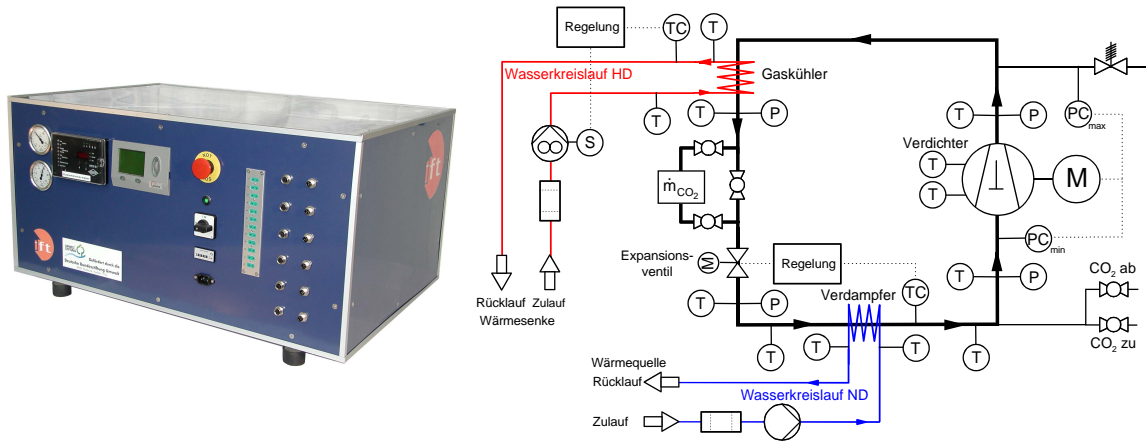


Abbildung 5.2: Low-Power-Variante der CO₂-Wärmepumpe mit ca. 2 kW Heizleistung, Fließbild des Prüfstands

gen, da die jeweilige Leistungsaufnahme durch die Unterstützung des Leitungsdrucks von ca. 4 bar verfälscht wird.

Die aufgenommene Leistung des Verdichters wird über ein Leistungsmessgerät ermittelt. Die Heizleistung wird über die wasserseitige Gaskühlerbilanz sowie über die Gesamtbilanz von Verdichter, Verdampfer (wasserseitig) und Gaskühler bestimmt. In vorhergehenden Messungen zur Bestimmung des Verdichterkennfeldes hat sich herausgestellt, dass ein deutlicher Unterschied zwischen dem im CO₂-Kreislauf gemessenen und dem durch die Bilanzierung im Gaskühler berechneten CO₂-Massenstrom besteht. Dieser Effekt kann auf den Öleinfluss zurückgeführt werden. Auf eine CO₂-seitige Bilanzierung wird daher verzichtet [Kosowski et al. 2005].

5.2.2 Versuchsergebnisse

In diesem Abschnitt sind lediglich die wesentlichen Ergebnisse aufgeführt. Eine ausführliche Diskussion ist im Anhang A zu finden.

Der erzielte *COP* für die Austrittstemperaturen 55°C und 60°C ist in Abbildung 5.3 über dem Hochdruck aufgetragen. Die Heizleistung und die aufgebrachte Antriebsleistung des Verdichters sind in Abbildung 5.4 in Abhängigkeit vom Hochdruck dargestellt. Bei einer Austrittstemperatur von 60°C (schwarze Dreiecke im Diagramm) erreicht die Wärmepumpe bei einem Hochdruck von ca. 97 bar einen *COP* von 3,03. Die bereitgestellte Heizleistung ergibt sich zu 2,07 kW bei einer aufgewendeten Verdichterantriebsleistung von ca. 680 W. Der sekundärseitige Volumenstrom beträgt dabei ca. 49 l/h. Bei einer niedrigeren Wasseraustrittstemperatur von 55°C (weiße Kreise im Diagramm) verschiebt sich der *COP*-Verlauf zu niedrigeren Hochdrücken und erreicht höhere Werte. Durch die kleinere Temperaturspreizung von 30 K im Vergleich zu 35 K ist ein größerer Wasservolumenstrom durch den Gaskühler möglich (ca. 60 l/h). Dies führt zu einem stärkeren wasserseitigen Wärmekapazitätsstrom, wodurch sich die Austrittstemperatur des CO₂ an die Wassereintrittstemperatur noch weiter annähert. Bei

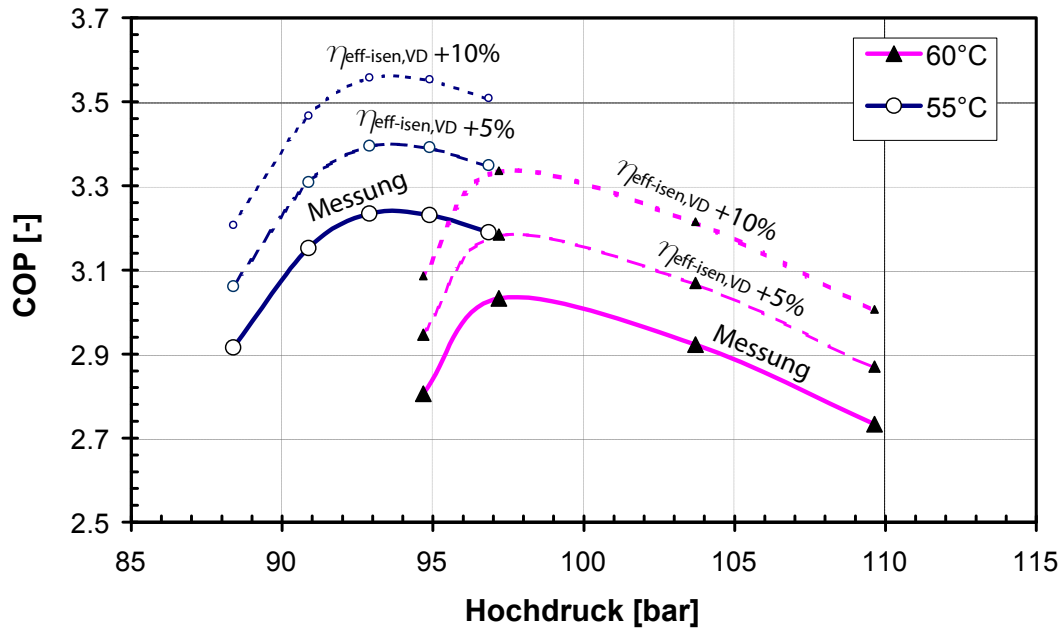


Abbildung 5.3: COP für die Nutzwassertemperaturen 55°C und 60°C abhängig vom Hochdruck. Wassereintrittstemperatur: 25°C; Verdampfungstemperatur: 3-6°C. Durch Verbesserung des Verdichters (Erhöhung von $\eta_{\text{eff-isen}}$ um 5 bis 10%) werden die gestrichelten COP -Verläufe geschätzt. Pumpen sind nicht berücksichtigt.

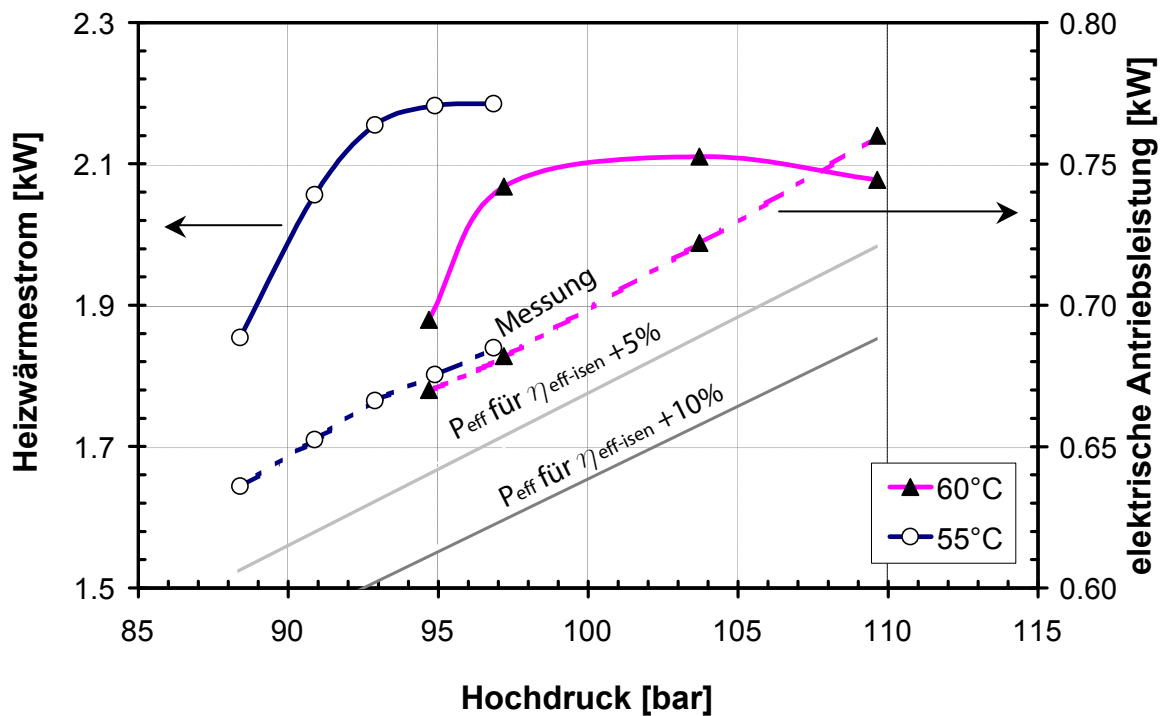


Abbildung 5.4: Heizleistung, elektrische Antriebsleistung für die Nutzwassertemperaturen 55°C und 60°C abhängig vom Hochdruck. Wassereintrittstemperatur: 25°C; Verdampfungstemperatur: 3-6°C. Analog zu Abb. 5.3 werden das Potential der Energieeinsparung bei Verbesserung des Verdichters geschätzt.

einem optimalen Hochdruck von ca. 94 bar wird für eine Wasseraustrittstemperatur von 55°C eine Heizleistung von $2,18\text{ kW}$ bereitgestellt. Es ergibt sich ein COP von $3,23$ ohne Berücksichtigung der Pumpenleistung.

Bei der Betrachtung der COP ist zu beachten, dass es sich um eine Kleinstwärmepumpe mit einer Heizleistung von 2 kW handelt. Verdichter für diese Größenordnung weisen effektive Gütegrade ($\eta_{eff-isen}$) auf, die im Vergleich zu Verdichtern beispielsweise der Fahrzeugklimatisierung deutlich kleiner sind. Dies führt bei der Kleinstwärmepumpe zu vergleichsweise geringen COP -Werten. Erste Messungen neuerer Prototypen des verwendeten CO_2 -Verdichters der Firma DANFOSS zeigen bereits eine Verbesserung des effektiven Gütegrades von bis zu 15% bei einem Saugdruck von 30 bar [Lambers 2005], wodurch höhere COP auch bei der Kleinstwärmepumpe zu verwirklichen sind. In Abbildung 5.3 sind geschätzte COP bei einer Verbesserung des effektiven Gütegrades des Verdichters um 5% und um 10% zur Bereitstellung der entsprechenden Temperaturniveaus gestrichelt eingetragen. Die geschätzte niedrigere elektrische Antriebsleistung ist jeweils für den entsprechenden Prozentsatz als Gerade in Abbildung 5.4 grau eingezeichnet. Bei einer Effizienzsteigerung des Verdichters um 10% würde sich bei dem Temperaturniveau von 60°C ein maximaler COP von ca. $3,34$, bei dem Temperaturniveau von 55°C ein maximaler COP von ca. $3,56$ ergeben. Bei dieser Schätzung ist eine Erhöhung des Wasservolumenstroms im Verdampfer noch nicht berücksichtigt worden, welches ein weiteres Potential der Effizienzsteigerung verspricht.

5.3 Systemsimulation

Eine Wärmepumpenanlage, die bedarfsgerecht und möglichst wirkungsgradoptimiert Warmwasser erzeugen soll, benötigt, um den Prozess den veränderlichen Randbedingungen anpassen zu können, eine angepasste Regelstrategie. Dabei kann man zwischen der internen Prozessregelung, die die optimale Funktion der Anlage sicherstellen soll, und der gewissermaßen externen Regelung, die die Funktionsweise im energietechnischen Gesamtsystem (mit Solaranlage, Speicher, Lastverlauf, Umwelteinflüssen) reguliert, unterscheiden. An dieser Stelle soll auf die innere Prozessregelung unter Berücksichtigung der veränderlichen Randbedingungen Wasserein-, -austrittstemperatur und Wasservolumenstrom im Gaskühler eingegangen werden. Die äußere Prozessregelung wird in Kapitel 5.5 behandelt.

5.3.1 Füllmenge

Da aus Kostengründen auf die Auslegung einer Anlage mit Sammler verzichtet wird, muss der Betrieb mit konstanter Füllmenge erfolgen. Die Wahl der richtigen Füllmenge ist bei einem CO_2 -System ein wichtiges Kriterium für den erzielbaren COP , da die in der Anlage vorhandene Menge an CO_2 den Hochdruck beeinflusst. Der Niederdruck

ist bei einer konstant angenommenen Grundwassertemperatur von 10°C nur innerhalb eines gewissen Rahmens variierbar.

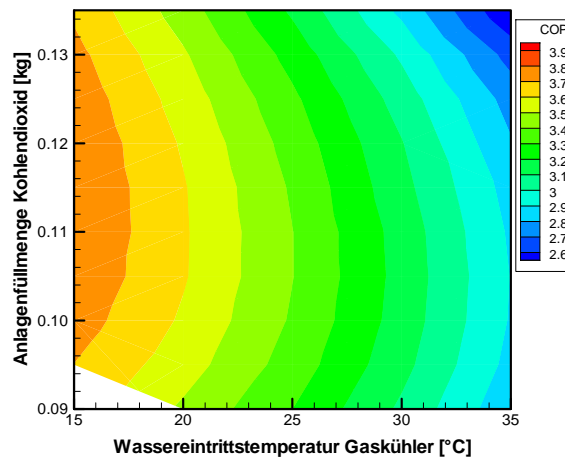


Abbildung 5.5: *COP* bei variierten Kohlendioxidfüllmengen und Wassereintrittstemperaturen am Gaskühler (Simulation, Verdichter nicht berücksichtigt), Gaskühleraustrittstemperatur 60°C , 3 K Überhitzung

Auf Grund der veränderlichen Randbedingungen wird mit Hilfe von Simulationsrechnungen eine Füllmengenvariation durchgeführt. Das innere Verdichtervolumen wird in der Simulationsumgebung nicht berücksichtigt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5.5 dargestellt. Die höchsten Effizienzen stellen sich bei einer Kohlendioxidfüllmenge von 110 g ein, die für weitere Simulationen verwendet wird.

5.3.2 Festdrossel

Der Einsatz einer Festdrossel ist apparativ die kostengünstigste Möglichkeit der Expansion des Kältemittels. Das Expansionsorgan kann dabei jedoch nur für einen Betriebspunkt optimal ausgelegt werden. Bei einer Veränderung der Randbedingungen stellt sich ein neuer stationärer Betriebspunkt abhängig von der Drosselkennlinie ein. Dabei können drei wesentliche Problematiken auftreten, weswegen meist auf den Einsatz einer Festdrossel verzichtet werden muss:

- Einfrieren des Verdampfers bei einer zu starken Drosselung des Kältemittels.
- Zu geringe Überhitzung: flüssiges Kältemittel gelangt in den Verdichter.
- Der Prozess kann keinen stationären Betriebspunkt erreichen und beginnt zu schwingen.

Um zu überprüfen, ob diese günstige Konstruktionsvariante realisierbar ist, werden Simulationen bei verschiedenen Wasserein- und -austrittstemperaturen am Gaskühler sowie unterschiedlichen Drosselquerschnitten durchgeführt. Eine ausführliche Diskussion der Parameterstudie ist im Anhang B.1 zu finden.

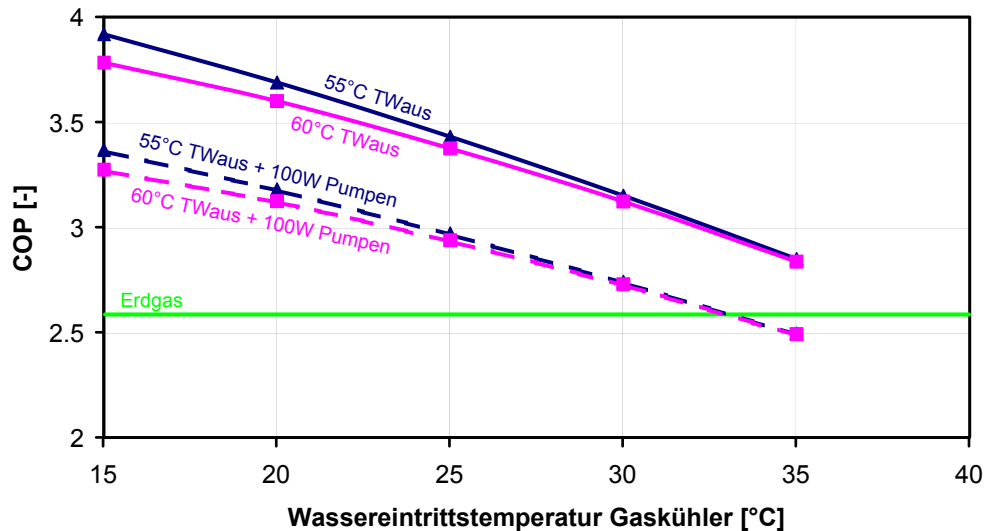


Abbildung 5.6: COP für eine Festdrossel ($0,28 \text{ mm}^2$ Querschnittsfläche) bei variierten Wasserein- und -austrittstemperaturen am Gaskühler (teilweise unter Berücksichtigung der Leistungsaufnahme der Pumpen) im Vergleich mit dem äquivalenten COP für Erdgas (vgl. Gl.8.1).

Eine Übersicht über die erzielbaren Leistungszahlen eines Kreislaufs mit Festdrossel gibt Abbildung 5.6. Zur besseren Bewertbarkeit der Leistungszahlen der Wärmepumpe ist der aus der primärenergetischen Bewertung abgeleitete COP eingezeichnet, der überschritten werden muss, um einen geringeren Primärenergiebedarf als bei Beheizung mit Erdgas zu erzielen. Detailliert wird darauf in Kapitel 8 eingegangen.

In diesem Zusammenhang stellt sich die Frage, ob ein innerer Wärmeübertrager das Betriebsverhalten bei Einsatz einer Festdrossel verbessern kann. Hierzu werden Simulationsrechnungen mit einem 30 cm langem Inneren Wärmeübertrager durchgeführt, deren Diskussion ebenfalls im Anhang B.1 aufgeführt ist. Die Leistungszahlen bleiben bei Verwendung eines internen Wärmeübertragers jedoch weitgehend konstant.

5.3.3 Überhitzungsregelung

Ziel der Überhitzungsregelung ist es, eine möglichst *optimale* Befüllung des Verdampfers bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen zu erreichen [Schaffranietz 1998]. Bei einer Überfüllung besteht die Gefahr, dass mitgerissenes, nicht vollständig verdampftes Kältemittel in den Verdichter gelangt, was zu Beschädigungen führen kann. Bei zu geringer Befüllung ist das Kältemittel bereits vor dem Erreichen des Verdampferaustritts vollständig verdampft und wird überhitzt, wobei die Verdampferfläche nicht optimal ausgenutzt wird. Zudem führt eine zu große Überhitzung zu einem unerwünschten Absinken des Verdampfungsdruckes. Mit Hilfe eines thermostatischen Expansionsventils mit variablem Öffnungsquerschnitt kann bei allen Betriebspunkten die Überhitzungstemperatur des Kältemittels am Verdampferaustritt so geregelt werden, dass der Verdampfer weder überflutet noch die Vereisungsgrenze unterschritten wird. Eine Über-

hitzungsregelung versucht eine feste Differenz zwischen der tatsächlich am Verdampferaustritt herrschenden Kältemitteltemperatur und der zum Verdampfungsdruck des Kältemittels gehörenden Sättigungstemperatur einzuhalten. Die Ergebnisse der Variation sind in Diagramm 5.7 dargestellt. Daneben sind für die Wassereintrittstemperatur von 25°C die beiden maximalen COP aus Abbildung 5.3 eingetragen. Die Diskrepanz zu den simulierten Werten liegt darin, dass der Verdampfer in der Messung mit Wasserleitungsdruck von ca. 4 bar ohne Unterstützung der Pumpe beaufschlagt wurde, wodurch sich ein deutlich geringerer Volumenstrom und damit Wärmekapazitätsstrom

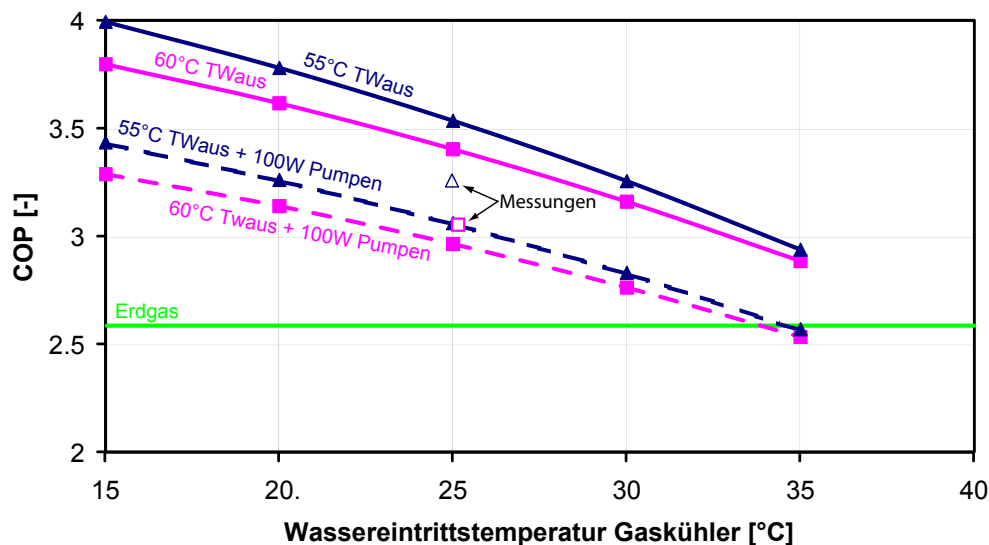


Abbildung 5.7: COP für eine Überhitzungsregelung (3K) bei variierten Wasserein- und -austrittstemperaturen am Gaskühler (Teilweise unter Berücksichtigung der Leistungsaufnahme der Pumpen) im Vergleich mit dem äquivalenten COP für Erdgas (vgl. Gl.8.1). Eingetragen sind die COP aus Abb. 5.3 mit Verbesserungspotenzial in den Wärmeübertragern.

im Verdampfer eingestellt hat, als in den Simulationsrechnungen vorgesehen war. Bei der Systemintegration mit Schichtenladespeicher wird neben der Senkenpumpe auch die Quellenpumpe eigenständig mit einem höheren Volumenstrom fördern, wodurch die Verdampfungstemperatur angehoben werden kann. Weiteres Potenzial besteht in der Optimierung des Gaskühlers, die Austrittstemperatur des Kältemittels bis auf die Eintrittstemperatur des Wassers abzusenken (vgl. Anhang A).

In den Abbildungen 5.7 und auch 5.6 wird deutlich, wie die Rücklauftemperatur vom Schichtenladespeicher zum Gaskühler die Effizienz einer CO_2 -Wärmepumpe beeinflusst. Durch die transkritische Prozessführung ergeben sich hohe Leistungszahlen für niedrige Rücklauftemperaturen. Das Wärmeversorgungssystem ist dahingehend auf die speziellen Anforderungen einer CO_2 -Wärmepumpe anzupassen, um diese niedrige Rücklauftemperatur zu gewährleisten.

5.3.4 Hochdruckregelung

Die Regelung des Hochdrucks ermöglicht zwar den energetisch optimalen Betrieb eines CO₂-Kreislaufs, doch erfordert dies eine Massenverlagerung des Kältemittels vom Hochdruck- zum Niederdruckteil der Anlage oder umgekehrt. Ein Niederdrucksammler wird zur Bevorratung des Kältemittels als weitere Komponente im Kreislauf benötigt. Die Ansteuerung und Regelung des Expansionsventils ist im Vergleich zur Überhitzungsregelung und Festdrossel aufwendiger und teurer. Für die Systemvariante A als eine Low-Cost/Low-Power-Wärmepumpe soll auf kostengünstige Komponenten und Nebenaggregate zurückgegriffen werden, wodurch eine Hochdruckregelung nicht in Frage kommt.

5.4 Wärmeauskopplung

Basierend auf der Systemvariante A werden mehrere Schaltungskonzepte einer Wasser/Wasser-Wärmepumpe und einer Luft/Wasser-Wärmepumpe bezüglich ihrer Einsatzmöglichkeiten zur Wärmeversorgung von Passivhäusern für den Standort Braunschweig untersucht. Hintergrund dazu ist, dass ein 60°C-Temperaturniveau lediglich zur Bedarfsdeckung des Trinkwarmwassers erforderlich ist, für die Bedarfsdeckung des Heizwassers – beispielsweise für eine Flächenheizung – hingegen reichen Vorlauftemperaturen um 35°C vollkommen aus. Dafür ist es nicht erforderlich, die Wärmepumpe weiterhin bei 60°C mit mäßigem COP zu betreiben. Zur Bereitstellung einer Temperatur von 35°C kann der Hochdruck des Wärmepumpenprozesses deutlich abgesenkt werden, wodurch sich bei gleichen Verdampferbedingungen deutlich höhere Leistungszahlen ergeben.

Eine direkte Auskopplung der Wärme für das Heizsystem erfordert ein sehr komplexes Wärmeversorgungssystem mit einem erheblichen höheren regelungstechnischen Aufwand. Die geringe Heizleistung von 2 kW bietet der Regelung dabei nur wenig Spielraum. Eine höhere Flexibilität bei der Wärmeversorgung für Warm- und Heizungswasser mit zusätzlicher Unterstützung einer thermischen Solaranlage bietet bei dieser Leistungsklasse die Verwendung eines zentralen Schichtenladespeichers. Für die Systemvariante A, die als Low-Power/Low-Cost-Anlage ausgeführt ist, werden daher lediglich Konzepte der indirekten Wärmeauskopplung in diesen Speicher untersucht.

Die betrachteten Schaltungskonzepte unterscheiden sich in Bezug auf die Wärmeübertragung zwischen Gaskühler und Schichtenladespeicher:

Konzept 1 Der Beladekreislauf bezieht Wasser mit einer Temperatur von 25°C aus dem unteren Speicherbereich. Die gesamte benötigte Nutzwärme zur Deckung des Warm- und Heizungswasserbedarfs wird von der Wärmepumpe ausschließlich auf einem Temperaturniveau von 60°C bzw. 55°C bereitgestellt. Die Einspeisung erfolgt über ein Beladerohr in den oberen Teil des Schichtenladespeicher, wodurch

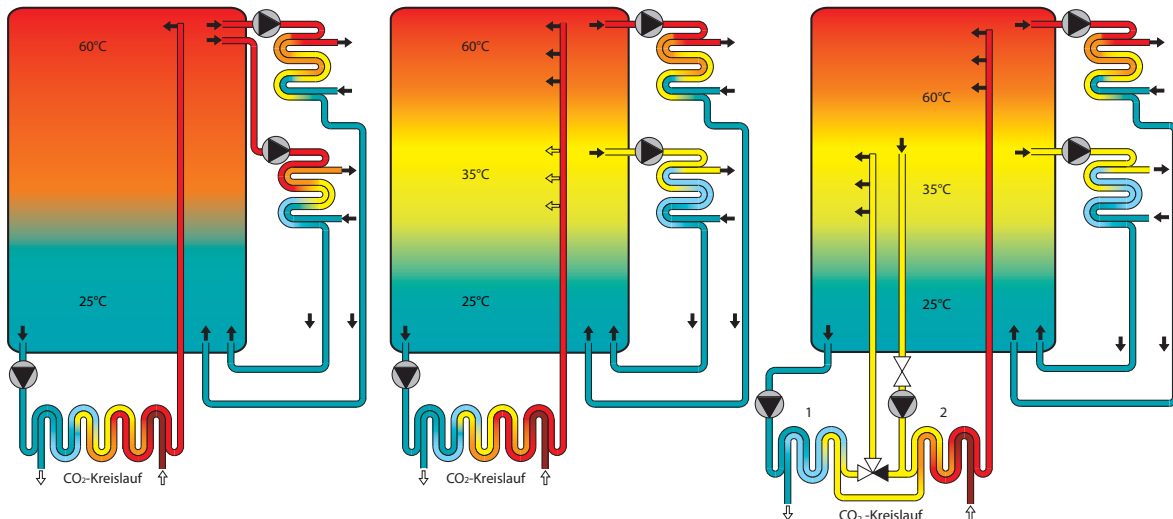


Abbildung 5.8: Konzepte der Wärmeauskopplung

sich zwei Temperaturniveaus ($25^{\circ}\text{C}/60^{\circ}\text{C}$) bzw. ($25^{\circ}\text{C}/55^{\circ}\text{C}$) ausbilden (Abbildung 5.8 links).

Konzept 2 Die Anlage wird so geregelt, dass zwischen zwei zeitlich getrennten Betriebsmodi am Gaskühler unterschieden wird: Die Bereitstellung der Energie zur Deckung des Warmwasserbedarfs erfolgt weiterhin auf einem Temperaturniveau von 60°C bzw. 55°C . Die Warmwasseranforderung hat dabei eine höhere Priorität. Zur Deckung des Heizwärmebedarfs wird die Wasseraustrittstemperatur am Gaskühler auf 35°C abgesenkt. Im Schichtenladespeicher stellen sich idealerweise drei verschiedene Temperaturniveaus ein ($25^{\circ}\text{C}/35^{\circ}\text{C}/60^{\circ}\text{C}$) bzw. ($25^{\circ}\text{C}/35^{\circ}\text{C}/55^{\circ}\text{C}$). Die Beladung ist selbstregulierend durch die Temperaturabhängigkeit der Dichte des Wassers. Je nach Betriebsmodus wird das erwärmte Wasser entweder im oberen oder mittleren Drittel horizontal eingeschichtet (Abbildung 5.8 Mitte).

Konzept 3 Der Gaskühler der Wärmepumpe wird wasserseitig geteilt ausgeführt. Dadurch kann gleichzeitig 60°C bzw. 55°C warmes Speicherwasser zur Deckung des Warmwasserbedarfs sowie 35°C warmes Wasser zur Deckung des Heizwasserbedarfs bereitgestellt werden. Ist der Bedarf an Warmwasser- bzw. Heizungsenergie gedeckt, kann durch Kopplung der beiden Gaskühlerabschnitte in einen Ein-Gaskühler-Betrieb geschaltet werden, in dem die Wasseraustrittstemperatur entweder 35°C oder 60°C beträgt. Für die Einspeisung des Wassers sind zwei Beladerohre erforderlich, die in unterschiedlichen Höhen münden (Abbildung 5.8 rechts). Für dieses Konzept werden zwei Speisewasserpumpen benötigt.

Je niedriger das Temperaturniveau ist, auf dem eine Wärmepumpenanlage Energie bereitstellt, das heißt für den vorliegenden Fall je niedriger die Wassertemperatur am Gaskühleraustritt ist, desto höhere Leistungszahlen können in der Regel erreicht

werden (vgl. Abbildungen 5.6 und 5.7). Energetisch gesehen ist es daher günstiger, zumindest zur Deckung des Heizwärmebedarfs das Speicherwasser nur noch bis zu der benötigten Temperatur von 35°C aufzuheizen (Konzept 2). Um beide Betriebszustände, d.h. das Anpassen des Hochdrucks in einer realen Anlage ermöglichen zu können, ist die Integration eines Sammlers in den CO_2 -Kreislauf notwendig.

Die Motivation für die Teilung des Gaskühlers für die Warmwasserbereitstellung im Hochtemperaturteil und die Heizwasserbereitstellung im Niedertemperaturteil besteht in der Anpassung des Temperaturverlaufs des Wassers im T-h-Diagramm an die Temperaturkurve des Kohlendioxids (vgl. Abbildung 3.5 auf Seite 14). Durch unterschiedliche Temperaturspreizungen ergeben sich zwei unterschiedliche Wasservolumenströme in den beiden Abschnitten, wodurch sich die Temperaturverläufe dichter annähern (Abbildung 5.9). Durch diese Maßnahme kann im Vergleich zur Gaskühler-Version 1 ebenfalls eine *COP*-Erhöhung durch Absenken des Hochdrucks erreicht werden. Dem gegenüber steht aber die Notwendigkeit einer weiteren Speisewasserpumpe für den

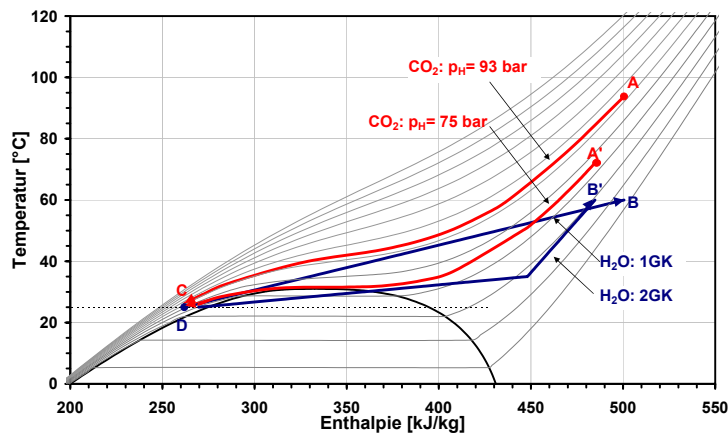


Abbildung 5.9: Temperaturverläufe im Gaskühler im T-h-Diagramm, Konzept 3

zweiten Abschnitt des Gaskühlers in Konzept 3. Der zusätzliche Nutzen, der durch die Anpassung des Temperaturverlaufs des Kältemittels erzielt wird, ist mit dem dadurch in Kauf zu nehmenden Aufwand eines weiteren Nebenaggregats abzuwägen. Der Jahres-*COP* unter Berücksichtigung aller Nebenaggregate wird in Kapitel 8 ermittelt und diskutiert.

5.5 Wärmepumpenprüfstand mit Schichtenspeicher

Nach ersten Messungen der CO_2 -Wärmepumpe am Wasserleitungsnetz wurde der Kreislauf in weiteren Laboruntersuchungen an einen Schichtenlade-Pufferspeicher (Volumen ca. 450 l) angekoppelt (siehe Abbildung 5.10).

In der realisierten Schaltung wurde die Förderung des Massenstroms über die Pumpen auf den Sekundärseiten der Wärmeübertrager übernommen. Als Sekundärfluid im Verdampfer wurde ein Wasser-Glycol-Gemisch verwendet. In Abbildung 5.11 ist ein



Abbildung 5.10: Messaufbau mit CO₂-Wärmepumpe und Schichtenlade-Pufferspeicher im Labor des IGS

Prinzipschema des Versuchsaufbaus mit Schichtenladespeicher, Wärmepumpe, Hilfsaggregaten sowie der Messtechnik dargestellt. In den Untersuchungen wurden verschiedene Konzepte der Wärmeabgabe des Gaskühlers an den Schichtenladespeicher betrachtet. Zur Untersuchung unterschiedlicher Auslegungen der Lastseite sowie der Speicherbeladung zur Heiz- und Warmwasserbereitung des Schichtenladespeichers wurde ein Regelungskonzept (äußere Prozessregelung) konzipiert, welches sowohl im Rahmen von Simulationsuntersuchungen als auch in Versuchen am Prüfstand getestet wurde.

Bei einer Warmwasseranforderung wird die Drehzahl der Pumpe auf der Senkenseite so geregelt, dass Wasser mit einer Temperatur von 60°C solange eingeschichtet wird, bis beispielsweise das obere Drittel auf die gewünschte Temperatur durchgeheizt ist. Es erfolgt eine Umschaltung der Drehzahlregelung der Pumpe zur Bereitstellung einer niedrigeren Heizwassertemperatur von beispielsweise 35°C zur Beladung des mittleren Speicher-Drittels. Je nachdem, ob die Solltemperatur im oberen Bereich des Speichers unterschritten wird oder die Solltemperatur im unteren Bereich überschritten wird, greift die Regelung zusätzlich in die Ein-Aus-Steuerung der Wärmepumpe ein. Neben der Beladung des Speichers auf zwei unterschiedlichen Temperaturniveaus wurden auch Versuche mit einer Standard-Beladetemperatur im Bereich von 60°C durchgeführt.

Innerhalb der ersten Versuchsreihen konnte trotz des an der Wärmepumpe eingestellten und unten in den Speicher eingebrachten Temperaturniveaus von 60°C lediglich ein Temperaturniveau von ca. 50°C im oberen Speicherbereich festgestellt werden. Als Ursache wurde die Wärmeabgabe des Fluids über das Steigrohr in den unteren, kälteren Speicherbereichen identifiziert. In parallel zu den Versuchen durchgeführten

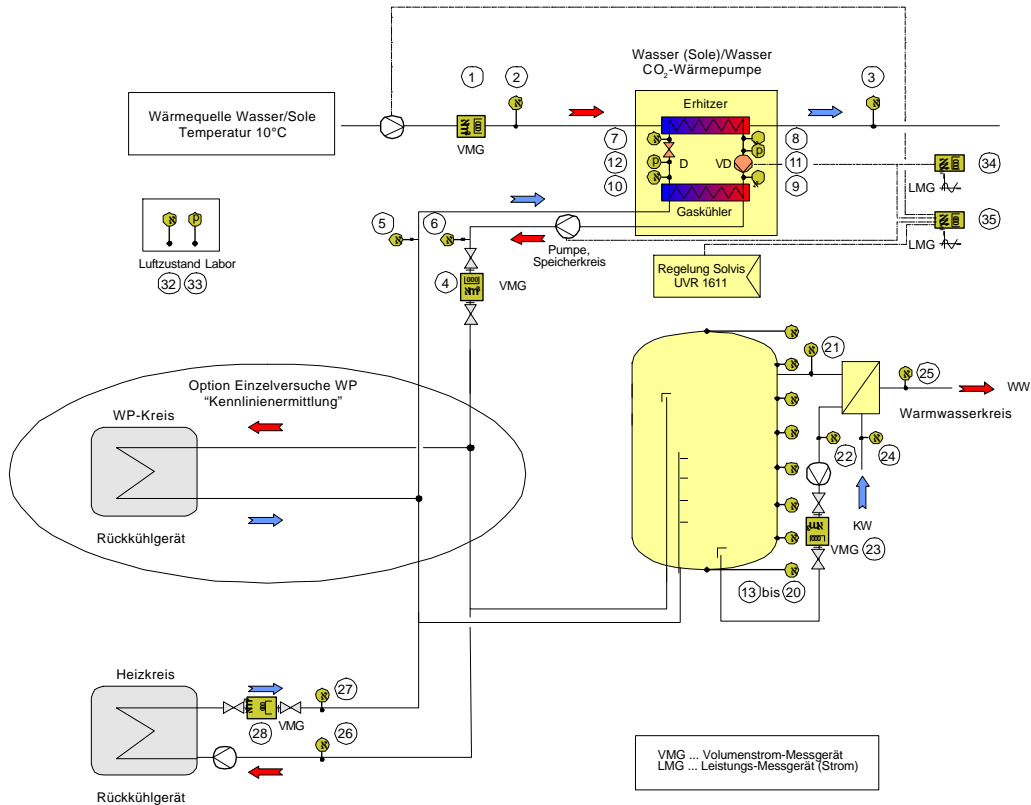


Abbildung 5.11: Messaufbau der CO₂-Wärmepumpe mit Schichtenladespeicher sowie Entnahmemöglichkeiten für Warm- und Heizwasser

Simulationsrechnungen konnte das Problem ebenfalls nachgewiesen und dem Wärmeverlust über das Beladerohr zugeordnet werden (siehe Abbildung 5.12). Durch direkte

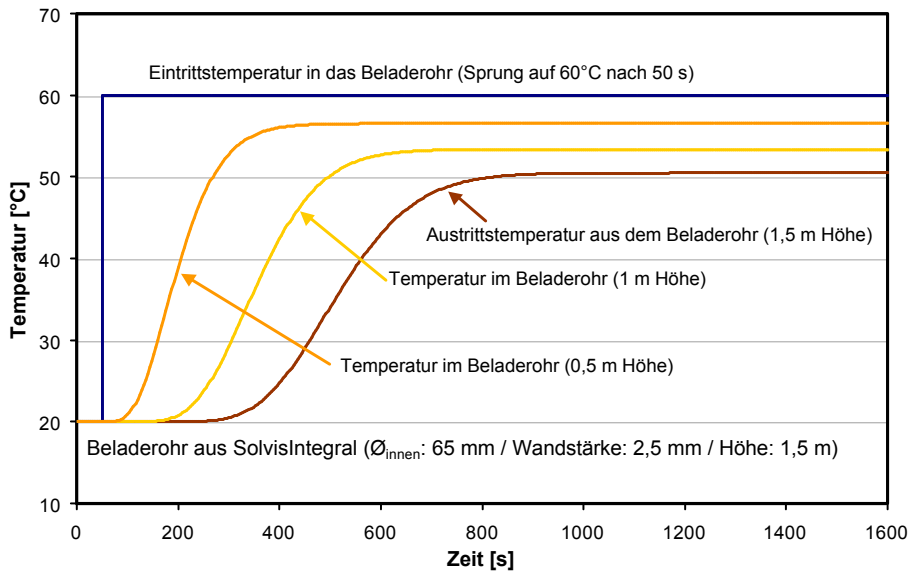


Abbildung 5.12: Ergebnisse aus Simulationsrechnungen zu Austrittstemperaturen des Vorlaufwassers der Wärmepumpe aus dem Beladerohr in unterschiedlichen Speicherhöhen



Abbildung 5.13: Integration des wärmepumpenseitigen Schichtenladerohrs in den oberen Speicherbereich

Integration des Beladerohrs in die obere Speicherhälfte (siehe Abbildung 5.13) konnte ein auslegungsgemäßes Temperaturniveau im oberen Speicherbereich von etwa 60°C erreicht werden.

Abbildung 5.14 zeigt die Funktion des seitlich angebrachten Beladerohrs bei der Speicherbeladung. Über Thermographieaufnahmen konnte die Durchwärmung des Speichers von oben nach unten visualisiert und die Funktionalität des Beladekonzeptes nachgewiesen werden.

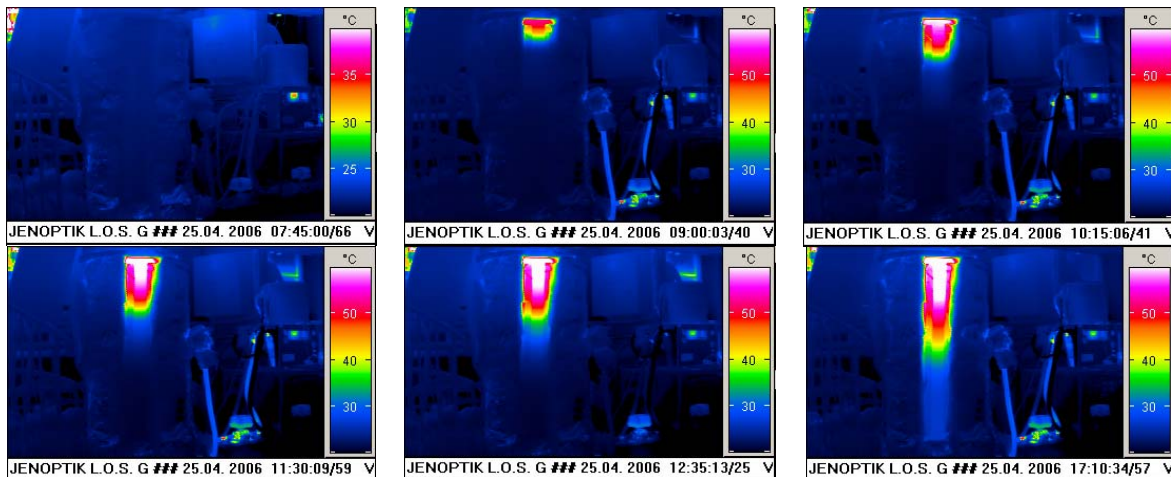


Abbildung 5.14: Funktion des Schichtenladerohrs bei der Speicherbeladung – Durchwärmung des Speicherkörpers von oben nach unten

Insgesamt wurden etwa 30 Versuchsreihen auf dem Wärmepumpenprüfstand gefahren, in den Regelkonzepte sowie Belade- und Entladestrategien erprobt wurden. Exemplarisch ist der Versuch 17 im Anhang C aufgeführt.

Über die Versuche am Wärmepumpenprüfstand wurde das System getestet und optimiert. Die Ergebnisse dienen als Basis für die Durchführung von Simulationsrechnungen zur Systemoptimierung.

Kapitel 6

Systemvariante B

6.1 Konstruktion der Wärmepumpe

Die Systemvariante B als leistungsstärkere Wärmepumpe ist analog zur Systemvariante A unter methodischen Gesichtspunkten konzipiert und ausgelegt worden. Überlegungen zur Wärmeauskopplung haben ergeben, den Gaskühler auch in dieser Variante außerhalb des Schichtenladespeichers anzuordnen. Es wurden Konzepte im Speicherbau untersucht, bei denen ein Kondensator in Form eines langen mäanderförmigen Rohres intern im Schichtenladespeicher platziert ist. Der Enthitzungsteil des Kondensators befindet sich im oberen Abschnitt des Schichtenladespeichers und erwärmt das Warmwasser auf 60°C. Im mittleren bis unteren Abschnitt kondensiert das Kältemittel bei konstanter Temperatur und wärmt das Heizungswasser auf etwa 40°C auf. Bei diesem Konzept bilden sich bedingt durch die Abgabe latente Wärme des Kondensators zwei Temperaturniveaus im Speicher aus. Für einen Gaskühler in einem CO₂-Kreislauf ist dieses Konzept nicht geeignet. Die Wärmeabgabe erfolgt bei CO₂ im Gaskühler ohne Kondensation bei gleitender, fallender Temperatur (siehe Abbildung 3.5 auf Seite 14), so dass sich keine zwei Temperaturniveaus in einem breiten Bereich des Schichtenladespeichers zur Bereitstellung des Warm- und Heizungswassers ausbilden. Stattdessen findet sich das Temperaturspektrum zwischen der Temperatur am Gaskühlerein- und -austritt auch im Speicher wieder, welches zur Wärmespeicherung für kurzzeitige Lastspitzen nicht geeignet ist. Des weiteren kommt hinzu, dass für den effizienten Betrieb einer CO₂-Wärmepumpe eine niedrige Temperatur zum kältemittelseitigen Ende des Gaskühlers unabdingbar ist.

Ein weiteres Konzept der Wärmeauskopplung ist, den Gaskühler als Kompaktübertrager intern im unteren Bereich des Schichtenladespeichers zu positionieren. Das untere Speicherwasser wärmt sich am Gaskühler auf und steigt aufgrund der Dichteunterschiede im Beladerohr nach oben und wird bei dem entsprechenden Temperaturniveau horizontal ausgeschichtet. Probleme bereitet dieses Konzept hinsichtlich der Regelbarkeit der Wassertemperatur. Während bei der Systemvariante A die Wasseraustrittstemperatur aus dem Gaskühler mit Hilfe einer Drehzahlregelung der Pumpe konstant auf beispielsweise 60°C gehalten wird, sind für die interne Anordnung des Gaskühlers und

Wärmeabgabe durch freie Konvektion spezielle Konzepte erforderlich, die hier nicht betrachtet worden sind.

Für die externe Wärmeübertragung auf der Senkenseite fällt die Entscheidung zu Gunsten des Tangentialrohrwärmeübertragers aus, dessen Prinzip sich in der Systemvariante A bewährt hat. Ausschlaggebend für diesen Wärmeübertrager sind die in Kapitel 5.1 bereits dargestellten Sicherheitsüberlegungen.

Für den Verdampfer wird auf Luft als Wärmequelle zurückgegriffen. Zum Einsatz kommt ein Lamellenrohrbündelwärmeübertrager, der für die zu erwartende Leistung mit Hilfe von Simulationen dimensioniert wurde. Beide Wärmeübertrager wurden dabei nach den im VDI-Wärmeatlas aufgeführten Berechnungsvorschriften und AD-Merkblättern ausgelegt und auf Festigkeit überprüft.

Der Verdichter ist wie der Verdichter in Systemvariante A hermetisch ausgeführt. Das Verdrängungsvolumen ist etwa doppelt so groß wie beim Verdichter A, die Drehzahl ist bei Stillstand über einen Frequenzumrichter einstellbar. Die Kühlung erfolgt über das Sauggas, das durch den Verdichter geführt wird. Die unter Variante A beschriebene Problematik der Abwärmenutzung ergibt sich nicht. Bei bisherigen Versuchsläufen konnte festgestellt werden, dass ein Großteil der Verdichteroberfläche infolge der Sauggaskühlung deutlich kälter als die Umgebung ist.

6.2 Wärmepumpenprüfstand Variante B

6.2.1 Versuchsaufbau

Der Kreisprozess wurde als Luft/Wasser-Wärmepumpe ausgeführt und als Laboranlage ohne Schichtenladespeicher in Betrieb genommen (Abbildung 6.1). Zunächst wurde eine Kennfelduntersuchung des Verdichters bezüglich Liefergrad und effektiv-isentropen Gütegrad durchgeführt. Auf der Wärmesenkenseite ist Leitungswasser mit einem Druck von ca. 4 bar als Wärmeträger verwendet worden. Auf der Wärmequellenseite ist die Umgebungsluft mit Hilfe eines Gebläses durch den Verdampfer gesaugt worden. Die aufgenommene Leistung des Verdichters wird über ein Leistungsmessgerät ermittelt. Die Heizleistung wird über die wasserseitige und die kältemittelseitige Gaskühlerbilanz bestimmt.

6.2.2 Ergebnisse

Verdichterkennfeld

Der Verdichter der Systemvariante B eröffnet durch die Variation der Drehzahl neue Möglichkeiten für das Wärmeversorgungssystem. Dies bringt allerdings ein Vielfaches des Messaufwands von Systemvariante A mit sich, den es mit Hilfe von Simulationsrechnungen zu reduzieren gilt. In die Simulationsumgebung werden gemessene Werte für Liefer- und Gütegrade implementiert.

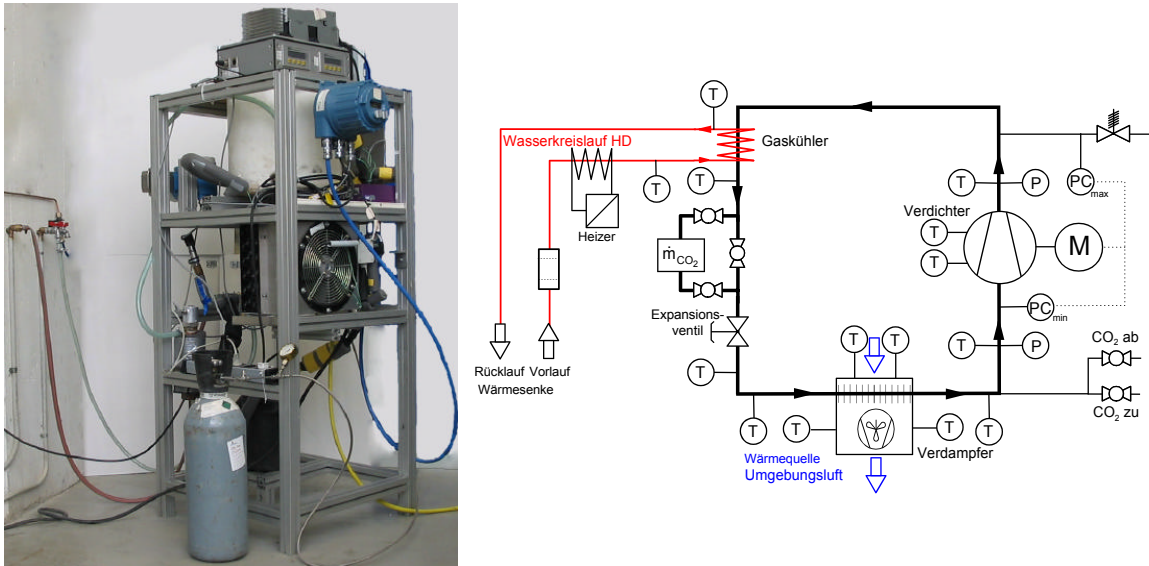


Abbildung 6.1: Systemvariante B der CO₂-Wärmepumpe, Fließbild des Prüfstands

Für die Messung des Verdichterkennfeldes sind basierend auf den Erfahrungen mit Systemvariante A Drucklagen eingestellt worden, wie sie im späteren Betrieb zur Bereitstellung von Warm- und Heizungswasser verwendet werden. Als weiterer Parameter ist die Drehzahl des Verdichters variiert worden. Es hat sich herausgestellt, dass das gemessene Verdichterkennfeld zur Verwendung in der Simulationsumgebung nicht geeignet ist:

Die Effizienzen des Verdichters sind entweder über den direkt gemessenen Kältemittelmassenstrom oder über die Auswertung der wasserseitigen Gaskühlerbilanz ermittelbar. Die wasserseitige Gaskühlerbilanz kann sehr genau über Volumenstrom und die Temperaturen des Wassers am Ein- und Austritt bestimmt werden, da es sich um einen Reinstoff handelt. Die kältemittelseitige Bilanzierung gestaltet sich sehr schwierig, da der Massenströmsensor nicht nur den Kältemittelmassenstrom sondern zusätzlich auch den Ölwurf des Verdichters erfasst. Zudem werden an den charakteristischen Eckpunkten des Kreislaufs Druck und Temperatur gemessen, die mit Hilfe der Stoffdaten in Enthalpien umgerechnet werden, um Wärmeströme zu bestimmen. Bei den Stoffdaten handelt es sich um den Reinstoff CO₂ ohne Berücksichtigung des enthaltenen Ölanteils, wodurch die Berechnung der *wahren* Enthalpie abweicht.

Für die kältemittelseitige Bilanz sind in Abbildung 6.2 der effektive Liefergrad (links) als ein Maß für den geförderten Massenstrom und der effektiv-isentrope Gütegrad (rechts) als ein Maß für die energetische Effizienz des Verdichters über dem Druckverhältnis aufgetragen. In Magenta gestrichelt dargestellt ist das Kennfeld des Hubkolbenverdichters aus der Systemvariante A, blau entsprechend der alternative Verdichter für die Systemvariante B. Verschiedene Symbole (Dreiecke, Kreise, Quadrate) kennzeichnen verschiedene Parameter wie beispielsweise den konstanten Hochdruck und variablen Saugdruck in Variante A oder, da drehzahlvariabel, verschiedene Frequenzen

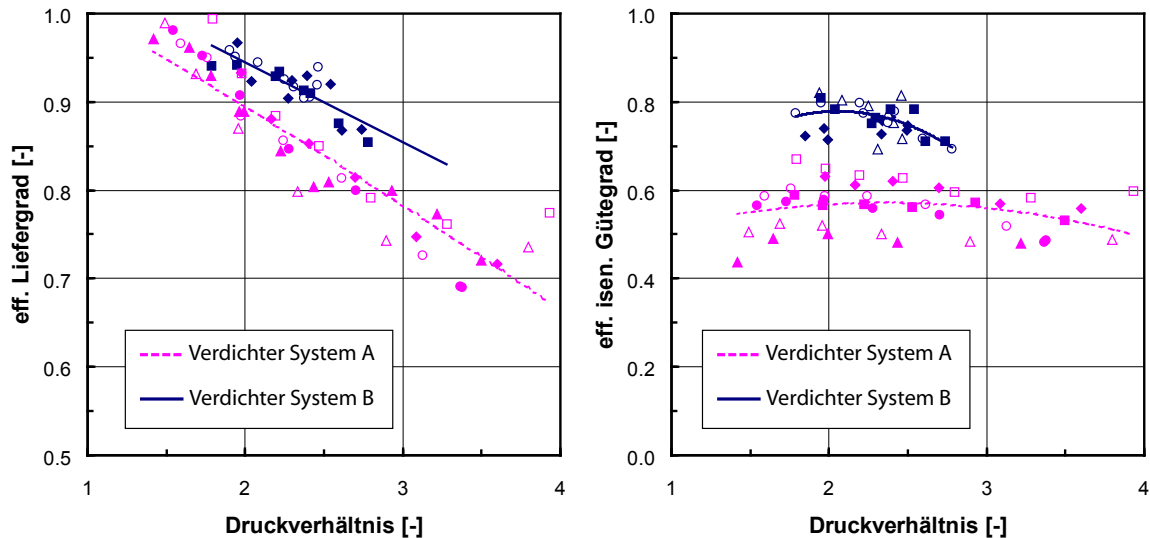


Abbildung 6.2: Liefergrad und effektiv-isentroper Gütegrad aus der kältemittelseitigen Bilanzierung des Gaskühlers mit möglicher Verfälschung des Massenstroms durch den Ölanteil ($\dot{m}_{gemessen} = \dot{m}_{CO_2} + \dot{m}_{öl}$).

des Verdichters der Variante B. Grundsätzlich gilt die Zugehörigkeit der Farbe blau (durchgezogene Linie) zum Verdichter der Systemvariante B und magenta (gestrichelte Linie) zum Hubkolbenverdichter der Systemvariante A.

Die wasserseitige Bilanzierung des Gaskühlers weicht deutlich von der kältemittelseitigen Bilanzierung ab. Eine mögliche Ursache dafür kann ein gravierender Einfluss des Kältemaschinenöls sein. Ein erheblicher Ölwurf in den Kreislauf kann bei der Berechnung der Enthalpien über die Stoffdaten eines Reinstoffes die kältemittelseitige Bilanzierung deutlich verfälschen.

Auf Basis des Kennfeldes für den Verdichter A sowie verschiedener anderer am IfT vermessener CO_2 -Verdichter sind der effektiv-isentrope Gütegrad und der Liefergrad für den Verdichter B abgeschätzt worden. Dabei sind die unterschiedlichen Größen zwischen Variante A und B mit bewertet worden. Im Allgemeinen sind größere Verdichter wesentlich effizienter, was sich im effektiv-isentropen Gütegrad widerspiegelt. Der Verdichter B als hermetische Ausführung erreicht aber keinesfalls die Effizienzen von halbhermetischen Fahrzeugverdichtern, da der Wirkungsgrad des Motors dazugerechnet wird.

Wärmepumpensystem

Die Wärmepumpe der Systemvariante B ist daraufhin simuliert worden. Ausführlich wird dies im nächsten Abschnitt bzw. im Anhang B.2 behandelt. Die Drehzahl der Wärmepumpe ist derart angepasst worden, dass sich ein Heizwärmestrom von mindestens 6 kW bei der Warmwassererwärmung von 25 auf 60°C ergibt. Analog zur Systemvariante A (vgl. Anhang A) ist eine Hochdruckvariation mit Hilfe von Simulationsrechnungen durchgeführt worden. Die Ergebnisse sind in Abbildung 6.3 und 6.4

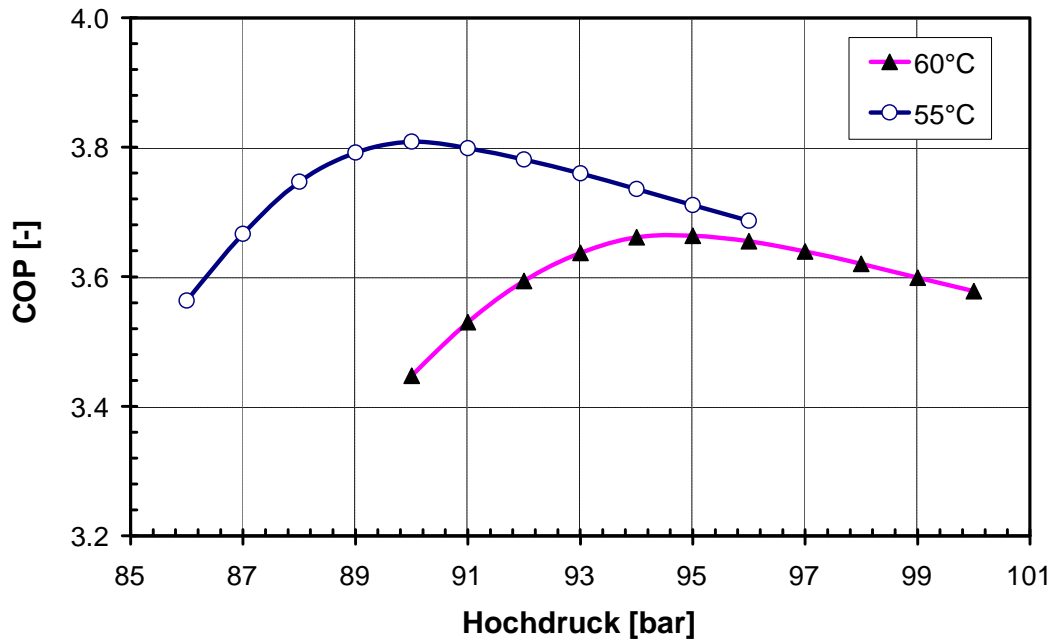


Abbildung 6.3: *COP* für die Nutzwassertemperaturen 55°C und 60°C abhängig vom Hochdruck (Simulation). Wassereintrittstemperatur: 25°C; Verdampfungstemperatur: 1-3°C. Pumpen sind nicht berücksichtigt.

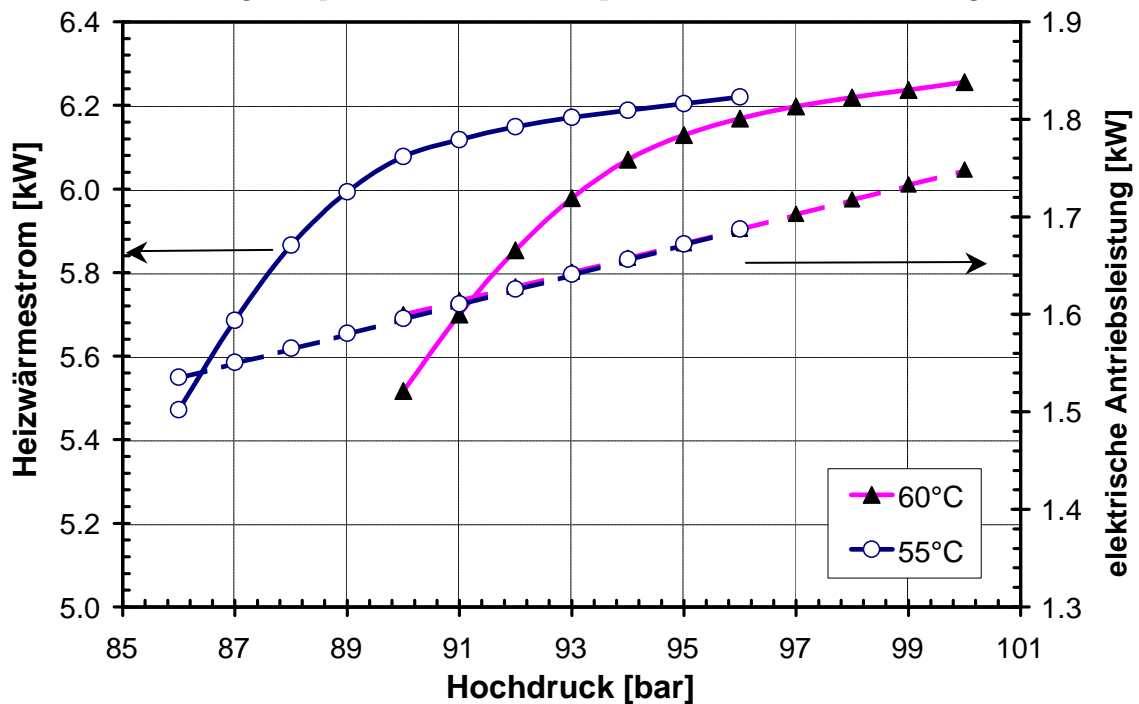


Abbildung 6.4: Heizleistung, elektrische Antriebsleistung für die Nutzwassertemperaturen 55°C und 60°C abhängig vom Hochdruck (Simulation). Wassereintrittstemperatur: 25°C; Verdampfungstemperatur: 1-3°C.

dargestellt. Die Unterschiede bezüglich der beiden Austrittstemperaturen sind bereits in Kapitel 5.2.2 diskutiert worden.

Die Wärmepumpe erreicht bei einer Austrittstemperatur von 60°C (schwarze Dreiecke im Diagramm) den maximalen COP von 3,66 (3,81 bei 55°C). Die bereitgestellte Heizleistung ergibt sich zu $6,13\text{ kW}$ ($6,08\text{ kW}$ bei 55°C) bei einer aufgewendeten Verdichterantriebsleistung von ca. $1,67\text{ kW}$ ($1,60\text{ kW}$ bei 55°C) ohne Berücksichtigung der Nebenaggregate. Die höheren COP -Werte begründen sich durch den verbesserten effektiv-isentropen Gütegrad des Verdichters B.

Qualitative Verdampfermessungen

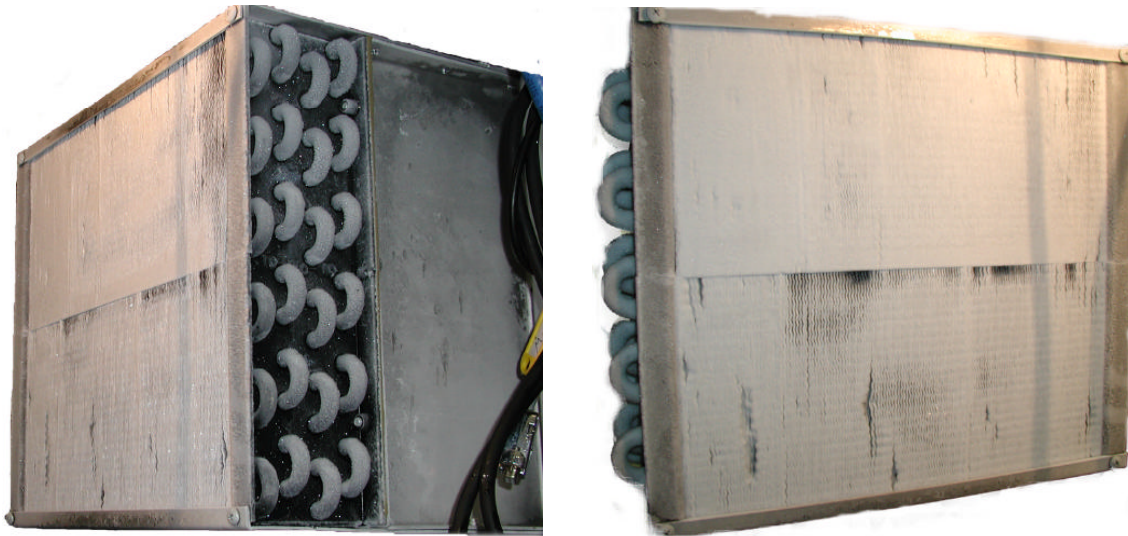


Abbildung 6.5: Vereisung des Verdampfers

Im Rahmen der Laboruntersuchungen stand die Wärmepumpe unter anderem auch in einer konditionierbaren Klimabox, in der Temperatur und Feuchte definiert eingestellt werden können. Bei Betriebsbedingungen knapp unterhalb des Gefrierpunktes kam es zu einer luftseitigen Vereisung der Lamellen des Verdampfers (Abbildung 6.5). Durch den durch Vereisung erhöhten Wärmeübergangswiderstand stellte sich zur Übertragung der Leistung im Verdampfer eine höhere treibende Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Luft ein, wodurch sich die Verdampfungstemperatur absenkte. Die Überhitzung konnte nach fast vollständiger Vereisung nicht mehr gewährleistet werden. Ohne entsprechende Gegenmaßnahmen würde der Prozess völlig zum Erliegen kommen. Hieran wird deutlich, wie wichtig die periodische Abtauung des Verdampfers für einen stabilen Betrieb der Anlage ist.

6.3 Systemsimulation

Die interne Prozessregelung ist anhand von Simulationen analog zu Systemvariante A (vgl. Kapitel 5.3) untersucht worden. Die Ergebnisse sind im Anhang B.2 aufgeführt.

Die Verwendung einer Festdrossel ist für den Einsatz des Systems in einem Niedrigstenergiehaus nicht geeignet. Die Betriebsbedingungen sowohl auf der Gaskühler- als

auch auf der Verdampferseite sind starken Änderungen unterworfen, die nicht nur eine Ineffizienz bei Betrieb mit der Festdrossel bewirken sondern Betriebsstörungen durch mangelnde Überhitzung oder Unterschreitung der Vereisungsgrenze bei Grundwasser als Wärmequelle hervorrufen. Die Verwendung eines geregelten Expansionsorgans mit variablem Öffnungsquerschnitt ist unabdingbar.

6.4 Wärmeauskopplung

Mit der leistungsstärkeren Systemvariante B eröffnen sich andere Möglichkeiten der Wärmeauskopplung. Anders als im Passivhaus verfügen Niedrigstenergiehäuser über eine Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung, die lediglich zur Reduzierung der Luftwärmeverluste vorhanden ist aber nicht zur Einbringung der Heizwärme genutzt wird. Statt einer Zuluftheizung finden in Niedrigstenergiehäusern häufig Flächenheizungen wie beispielsweise Fußbodenheizungen Anwendung. Als Wärmequelle sind neben Luft auch alle erdbasierten Systeme geeignet. Nachfolgend werden unterschiedliche Konzepte der direkten sowie indirekten Wärmeauskopplung mit unterschiedlichen Schaltungsvarianten des Gaskühlers betrachtet. Um eine Vergleichbarkeit der Konzepte zu gewährleisten, ist bei allen Varianten sowohl der Verdichter als auch der Verdampfer identisch ausgeführt. Der Gaskühler unterscheidet sich bei den Konzepten in Anzahl und Verschaltung, die Gesamtlänge bleibt aus Gründen der Vergleichbarkeit konstant. Zur Abdeckung von Lastspitzen muss die Bereitstellung von Trinkwarmwasser weiterhin indirekt über einen Warmwasserpufferspeicher erfolgen. Es soll daher zwischen direkter und indirekter Wärmeauskopplung lediglich für das Heizsystem unterschieden werden.

6.4.1 Direkte Wärmeauskopplung

6.4.1.1 Fußbodenheizung

Charakteristisch an der Fußbodenheizung ist der Betrieb bei niederen Temperaturen, wodurch bei einer direkten Wärmeauskopplung ins Heizsystem der Gaskühler des CO₂-Kreislaufs seriell unterteilt werden kann. Wasser niedriger Temperatur wird aus dem Pufferspeicher entnommen und im kältemittelseitig ersten Abschnitt des Wärmeübertragers mit einem geringen Volumenstrom auf ein hohes Temperaturniveau von 50-60°C erwärmt und in den Pufferspeicher zurückgeführt. Bei der Fußbodenheizung stellt sich durch die große Fläche und einen erheblich größeren Wasservolumenstrom ein wesentlich geringerer Temperaturhub von lediglich etwa 28-35°C ein. Diese *niederwertige* Wärme kann durch den zweiten Abschnitt des Gaskühlers bereitgestellt werden. Abbildung 6.6 zeigt dieses Konzept schematisch. In Abbildung 6.7 ist exemplarisch der Temperaturverlauf eines wasserseitig in der Länge geteilten Gaskühlers (Simulation, Hochdruck 80 bar, Teilung 3:2) dargestellt. Durch die unterschiedlichen Steigungen der Wassergeraden passt sich der Temperaturverlauf des Wassers im T-h-Diagramm an die

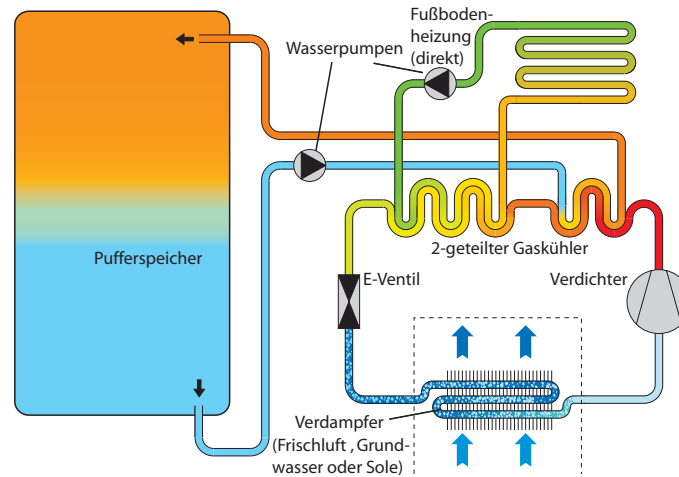


Abbildung 6.6: Indirekte Wärmeauskopplung in den Pufferspeicher für die Trinkwassererwärmung, direkte Wärmeauskopplung für das Heizsystem über eine Fußbodenheizung

Temperaturkurve des Kohlendioxids an. Begrenzt wird die CO_2 -Temperatur allerdings am Gaskühleraustritt durch die Rücklauftemperatur der Fußbodenheizung, die für eine bessere Effizienz des CO_2 -Kreislaufs niedrig zu halten ist.

Ein weiteres Potenzial der Effizienzsteigerung der Wärmepumpe verspricht eine weitere Absenkung der CO_2 -Austrittstemperatur (siehe Abbildung 5.7). Dies kann mit Hilfe eines auf der Wasserseite dreigeteilten Gaskühlers erzielt werden (Abbildung 6.8). Im Vergleich zum vorherigen Konzept wird das Kältemittel nach Austritt aus dem Niedertemperaturabschnitt des Gaskühlers für die Fußbodenheizung noch weiter mit Hilfe

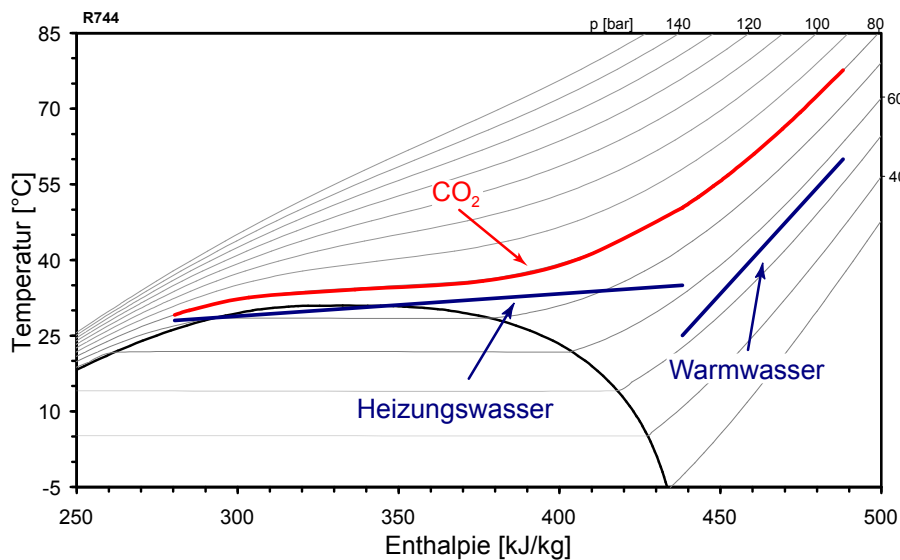


Abbildung 6.7: Temperaturverläufe im Gaskühler im T-h-Diagramm für das Konzept aus Abbildung 6.6 (Simulation, Hochdruck 80 bar, Teilung 3:2). Spezifische Enthalpie des Wassers ist zum Einzeichnen in das CO_2 -T-h-Diagramm linear skaliert.

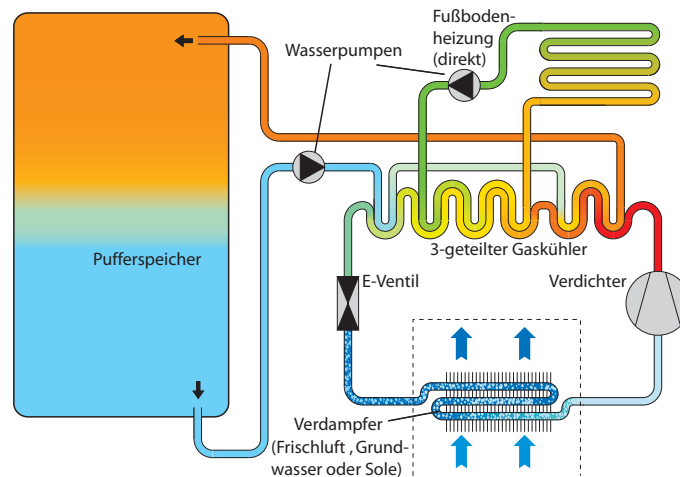


Abbildung 6.8: Indirekte Wärmeauskopplung in den Pufferspeicher mit Vorerwärmung zur Absenkung der CO_2 -Austrittstemperatur, direkte Wärmeauskopplung für das Heizsystem über eine Fußbodenheizung

des kalten Wassers aus dem unteren Teil des Pufferspeichers abgekühlt. Das Potenzial der Effizienzsteigerung ist umso größer, je größer die Differenz zwischen der Rücklauf-temperatur der Fußbodenheizung und der Temperatur im unteren Speicherdrittel ist. Allerdings kann die Temperatur des Kältemittels nicht nur aus Gründen einer endlichen Übertragungsfläche des dritten Gaskühlers, sondern aus einem anderen Grund nicht bis auf die Zulauf-temperatur des Wassers aus dem Speicher abgekühlt werden. Abbildung 6.9 veranschaulicht diesen Zusammenhang: Das Wasser aus dem Schichten-ladespeicher durchströmt den dritten und ersten Abschnitt des Wärmeübertragers. Bei

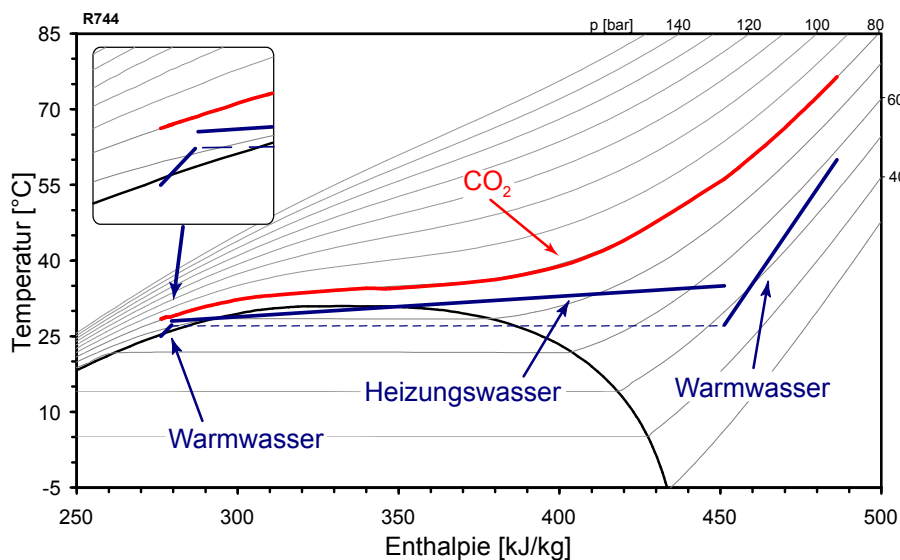


Abbildung 6.9: Temperaturverläufe im Gaskühler im T-h-Diagramm für das Konzept aus Abbildung 6.8 (Simulation, Hochdruck 80 bar, Teilung 5:8:2). Spezifische Enthalpie des Wassers ist zum Einzeichnen in das CO_2 -T-h-Diagramm linear skaliert.

einer Erwärmung von 25°C auf 60°C erfährt das Wasser bereits eine Temperaturänderung im dritten Abschnitt um wenige Grad, anschließend durchströmt es den ersten Abschnitt (Verbindung mit gestrichelter Linie), in dem es schließlich vollständig auf 60°C aufgeheizt wird. Der Wassermassenstrom sowie der Wärmekapazitätsstrom sind in beiden Abschnitten identisch, wodurch die beiden Temperaturverläufe die gleiche Steigung haben. Die Wärmekapazität des CO₂ ändert sich bei dieser quasiisobaren Zustandsänderung allerdings deutlich und erreicht beim Wendepunkt des S-förmigen Kurvenverlaufs das Maximum. Im dritten Abschnitt ist der Wärmekapazitätsstrom des Wassers aus dem Speicher deutlich kleiner als der des Kältemittels. Das Wasser ist somit einer stärkeren Temperaturänderung unterworfen als das CO₂. Die Temperatur des Kältemittels am Austritt des Gaskühlers kann nicht bis an die Eintrittstemperatur des Wassers abgesenkt werden, im Gegenteil, die Wassertemperatur am Austritt des dritten Abschnitts nähert sich deutlicher der CO₂-Temperatur an (kleines Bild in Abbildung 6.9).

Dass im unteren Bereich des Speichers eine niedrigere Temperatur als im Rücklauf der Fußbodenheizung überhaupt gewährleistet werden kann, erfordert eine gezielte Abstimmung des Plattenwärmeübertragers zur Trinkwarmwassererwärmung, dies sowohl bei direkter als auch bei indirekter Wärmeauskopplung.

Hinsichtlich der komplexen Verschaltung des Systems mit drei wasserseitigen Gaskühlern und dessen Regelbarkeit stellt sich die Frage, ob der Aufwand den relativ geringen Nutzen rechtfertigt. Bei gleichem angenommenen Material für den Gaskühler bedeutet ein zusätzlicher dritter Abschnitt eine Reduzierung der Übertragungsfläche für die anderen beiden Abschnitte. Der gewünschte Zuwachs an Enthalpiedifferenz ist aufgrund der obengenannten thermodynamischen Effekte nur mäßig.

6.4.1.2 Luftheizregister

Aufgrund des höheren Heizleistungsbedarfs findet das Luftheizregister im Allgemeinen keine Anwendung im Niedrigstenergiehaus. Der erforderlich hohe Luftvolumenstrom zur Deckung des Heizwärmebedarfs über die Belüftung bedingt eine große, energetisch ungünstige Luftwechselrate im Gebäude (vgl. Kapitel 4.2).

Das Referenzgebäude sei sowohl als Niedrigstenergiehaus als auch als Passivhaus mit den Daten aus Tabelle 6.1 gegeben. Der Heizwärmestrom, der über die Belüftung zugeführt werden kann, berechnet sich über die Gleichung:

$$\dot{Q}_{Heiz} = \frac{\dot{V}_{Luft}}{3600} \cdot \rho_{Luft} \cdot c_{p,Luft} \cdot \Delta T \quad (6.1)$$

mit der Dichte $\rho_{Luft} = 1,15 \text{ kg/m}^3$ und der Wärmekapazität $c_{p,Luft} = 1007 \text{ J/kgK}$. Da bei Temperaturen über 55°C die Gefahr der Staubverschmelzung besteht, ist die Temperatur der Zuluft dahingehend zu begrenzen. Die Temperaturdifferenz für die Luftheizung beträgt daher $\Delta T = 35 \text{ K}$. Nach Auflösung der Gl.6.1 berechnet sich der

	Niedrigstenergiehaus	Passivhaus
Spez. Heizwärmebedarf Referenzgebäude	30 W/m^2	10 W/m^2
Fläche	165 m^2	165 m^2
Raumhöhe	$2,5 \text{ m}$	$2,5 \text{ m}$
Heizwärmebedarf	4950 W	1650 W
Raumtemperatur	20°C	20°C

Tabelle 6.1: Daten des Referenzgebäudes mit unterschiedlichem Dämmstandard

erforderliche Luftvolumenstrom zu:

$$\text{Niedrigstenergiehaus: } \dot{V}_{Luft} = \frac{\dot{Q}_{Heiz} \cdot 3600}{\rho_{Luft} \cdot c_{p,Luft} \cdot \Delta T} = 439,66 \text{ m}^3/h \quad (6.2)$$

$$\text{Passivhaus: } \dot{V}_{Luft} = \frac{\dot{Q}_{Heiz} \cdot 3600}{\rho_{Luft} \cdot c_{p,Luft} \cdot \Delta T} = 146,55 \text{ m}^3/h \quad (6.3)$$

Dies entspricht einer Luftwechselrate von $1,07 \text{ h}^{-1}$ für das Niedrigstenergiehaus und $0,36 \text{ h}^{-1}$ für das Passivhaus. Der aus hygienischen Gründen erforderliche Luftwechsel von $0,3 \dots 0,4 \text{ h}^{-1}$ stimmt mit dem zur Beheizung eines Passivhauses überein, weswegen die Luftheizung dort Anwendung findet. Für ein Niedrigstenergiehaus ist allerdings die zur Beheizung erforderliche Luftwechselrate etwa um den Faktor drei größer, was zu Wärmeverlusten bei der Belüftung sowie zu lokalen Zugerscheinungen führen kann.

Für den Fall einer direkten Erwärmung der Zuluft über ein Luftregister ohne Beachtung der Luftwechselrate ist ein ebenso hohes Temperaturniveau wie das für die Warmwassererwärmung erforderlich, wodurch bei einer direkten Wärmeauskopplung ins Heizsystem zwei Gaskühler parallel verschaltet werden müssen (Abbildung 6.10). Je nach Anforderungen und Priorität der Trinkwarmwasser- oder Heizungsanforderun-

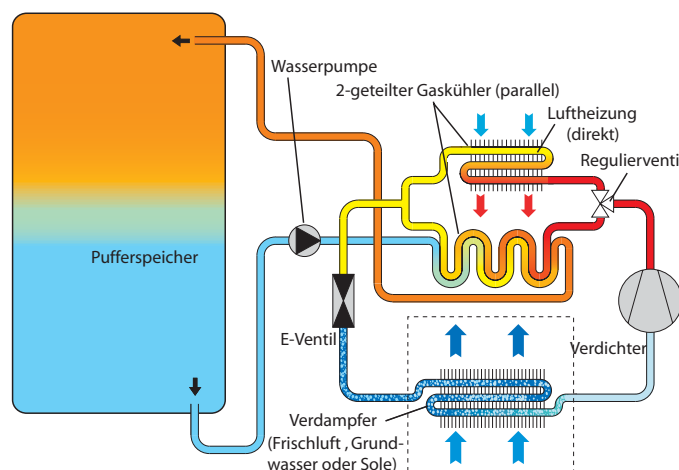


Abbildung 6.10: Indirekte Wärmeauskopplung in den Pufferspeicher, direkte Wärmeauskopplung über ein Luftregister in Parallelschaltung

gen können die beiden parallelen Wärmeübertrager durch ein Regulierventil mit unterschiedlichen Kältemittelmassenströmen beaufschlagt werden. Es wird deutlich, dass sich unterschiedliche Betriebsszenarien einstellen, die es jeweils zu optimierten gilt. Es ist fraglich, ob der Kreislauf dabei ohne einen Kältemittelsammler zur Anpassung der Füllmenge für den jeweiligen Betriebszustand auskommt.

6.4.2 Indirekte Wärmeauskopplung

Aufgrund des höheren Heizwärmebedarfs von Niedrigstenergiehäusern ist ein längerer Betrieb der Wärmepumpe in der Heizzeit erforderlich, d.h. die Beladung des Pufferspeichers zur Deckung des Warmwasserbedarfs kann durchaus schon beendet sein, während das Heizsystem weiterhin betrieben werden muss. Auch der umgekehrte Fall ist außerhalb der Heizzeit beispielsweise in den Übergangsmonaten möglich, dass Trinkwarmwasser- aber kein Heizbedarf besteht. Bei der direkten Wärmeauskopplung sind aufgrund der Vielzahl der Betriebsmodi aufwendige Regelungskonzepte erforderlich, die jeweils einen effizienten Betrieb der CO₂-Wärmepumpe ermöglichen. Der Verdichter sollte in der Leistung regelbar sein, um kein Überangebot an Heizwärme zu erhalten. Wesentlich einfacher erscheint es, auch bei der leistungsstarken Systemvariante B das Konzept des Schichtenladespeichers als Herzstück der Wärmeversorgung zu verfolgen (Abbildung 6.11). Sowohl die Raumheizung als auch die Trinkwarmwasserbereitung greifen auf einen zentralen Pufferspeicher zurück. Der im Projektantrag vorgesehene kleinere Pufferspeicher für die leistungsstärkere Systemvariante B würde der Verwendung einer thermischen Solaranlage entgegenstehen. Denn ein der Kollektorfläche angemessenes Speichervolumen ist für den effizienten Betrieb der Solaranlage unabdingbar, so dass der für eine indirekte Wärmeauskopplung große Pufferspeicher ohnehin zur Verfügung steht. Die Vorteile sind zum einen die Vereinfachung der Regelungstechnik, wenn man eine zeitlich getrennte Bereitstellung des jeweiligen Temperaturniveaus vor-

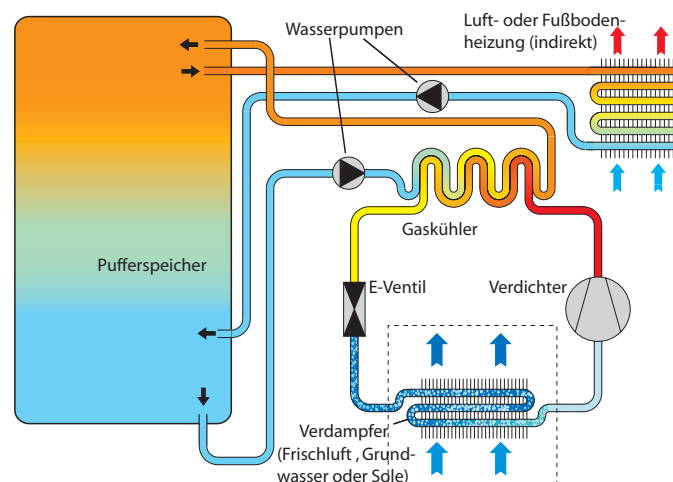


Abbildung 6.11: Indirekte Wärmeauskopplung in den Pufferspeicher zur Heiz- und Warmwasserbereitstellung.

nimmt (Analogie zur Systemvariante A, siehe Abbildung 5.8 Variante 2). Die Ursache dieser Vereinfachung liegt schon darin, die Anzahl der möglichen Betriebsmodi zu reduzieren. Zum anderen können niedrigere Vorlauftemperaturen für den Gaskühler der CO₂-Wärmepumpe erzielt werden. Darüberhinaus ergibt sich wie in der Systemvariante A eine höhere Flexibilität bei der Wärmeversorgung hinsichtlich der Heizungs- und Trinkwarmwasserbereitstellung. Im Gegensatz zur direkten Wärmeauskopplung kann eine zusätzlich im Niedrigstenergiehaus installierte thermische Solaranlage mit Einspeisung in den Schichtenladespeicher ebenso zur Bedarfsdeckung der Heizungsanforderung genutzt werden.

Eine vollständige Bewertung der hier vorgestellten Konzepte der Wärmeauskopplung an der Wärmepumpe ist theoretisch mit Hilfe der Jahresarbeitszahl möglich. Allerdings stellt es sich als sehr komplex heraus, das optimale Teilungsverhältnis sowohl der in Reihe als auch der parallel geschalteten Gaskühler zu bestimmen. Die Schwierigkeit besteht darin, den optimalen Betriebsmodus zur Deckung des Trinkwarmwasser- und des Heizungsbedarfs zu identifizieren. Eine im Anschluss an dieses Projekt geplante Laboruntersuchung zur Wärmeauskopplung soll hierbei zur Lösungsfindung beitragen. Die Vorgehensweise dafür bestünde darin, zunächst mit Hilfe von Simulationsrechnungen die Lösungsideen einzugrenzen, um im Anschluss die simulierte, beste Variante im Versuch zu validieren. Zusätzlich ist die Wärmeauskopplung in den Speicher selbst zu untersuchen. Zu klären ist, ob die Beladung mit oder ohne oder mit einem *halben* Schichtenladerohr erfolgt. Die Untersuchungen in diesem Projekt haben schließlich gezeigt (siehe Kapitel 5.5), dass das Schichtenladerohr der SOLVIS-Serienanlage nicht die glücklichste Lösung für derart kleine Volumenströme einer CO₂-Wärmepumpe ist. Ohne Beladerohr muss die Wärmeauskopplung in der entsprechenden Höhe des Speichers erfolgen, bei der die Eintrittstemperatur des Zulaufs herrscht. Eine Unterteilung des Speichers in drei Temperaturschichtungen (mittleres Bild in Abbildung 5.8) wird dadurch allerdings erschwert. Ein weiterer Ansatz besteht darin, das Beladerohr durch einen kleineren Durchmesser oder durch Isolation zu modifizieren, um die Wärmeverluste beim Durchqueren des kalten unteren Speicherbereichs zu reduzieren.

Hinsichtlich der Wärmepumpe kann die Bereitstellung der Wärme für Trinkwarmwasser und Heizung entweder zeitgleich in einem kombinierten Betrieb oder in einem getrennten Betrieb, wenn bereits eine der beiden Anforderungen erfüllt ist, erfolgen. Dafür ist die bestehende Ereignisregelung der SOLVIS-Anlage auf eine Ansteuerung der Wärmepumpe zu erweitern. Die Zuverlässigkeit ist dabei ebenso zu überprüfen.

Als vielversprechende Lösung auch für die Systemvariante B wird für das Konzept mit indirekter Wärmeauskopplung (Abbildung 6.11) der Jahres-*COP* für die Wetterdaten des Standorts Hamburg (TRY 03) in Kapitel 8 diskutiert.

Kapitel 7

Konzeptstudie zur Klimatisierung

7.1 Bedarfssituation Kühlenergie in Wohngebäuden

Die Kühlung von Wohngebäuden spielt in Deutschland in der baulichen Praxis eher eine untergeordnete Rolle. Dies liegt zum einen an den sich ergebenden höheren baulichen Kosten, die sich aus der Integration einer Technik zur aktiven Kühlung ergeben, und zum anderen an den geringeren internen und solaren Wärmelast in Wohngebäuden.

Kälte- oder Klimaanlage führen sowohl zu einer Steigerung der Investitionskosten und über den Energieverbrauch auch zu einer Steigerung der Betriebskosten. In Bestands-Wohngebäuden sind üblicherweise keine Anlagen zur Wohnungslüftung mit einer zentralen Zuluftführung integriert. In Gebäuden mit kontrollierter Wohnungslüftung werden mehr als 50% der Anlagen als Abluftanlage mit jeweils dezentraler Nachströmung über Öffnungen in den Zuluftzonen der Gebäudehülle (Aufenthaltsbereiche, Wohn- und Schlafzimmer) ausgeführt. In diesen Gebäuden ist keine Möglichkeit einer zentralen Kältezufuhr z.B. über die Zuluft gegeben. Der Einbau einer zentralen Kälteversorgung stellt anlagentechnisch hier eine zusätzliche Maßnahme dar, die aufgrund der Mehrkosten in der Regel nicht realisiert wird. Die internen und solaren Wärmegewinne sind in Wohngebäuden zudem im Vergleich zu Bürogebäuden eher gering, so dass insbesondere in massiven Bestandsgebäuden in der Regel keine kritischen Überhitzungszustände auftreten. Damit ist die Anwendung von aktiven Kühlsystemen in dieser Klimaregion in Bestandsgebäuden eher von untergeordneter Bedeutung.

In Neubauten mit verbessertem Wärmeschutzstandard (z.B. Niedrigstenergiehäuser mit einem Jahres-Heizwärmebedarf von $30 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ oder Passivhäuser mit einem Jahres-Heizwärmebedarf von $15 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$) gehören Zu- und Abluftanlagen mit zentraler Wärmerückgewinnung und damit in der Regel auch zentraler Luftzufuhr zum Standard der technischen Gebäudeausrüstung. Bei diesen Anlagen ist über die zentrale Luftzufuhr die Möglichkeit gegeben, die Gebäude an einer zentralen Stelle mit Kälte zu versorgen. Da in diesen Gebäuden aufgrund des verbesserten Wärmeschutzes auch im Sommer ein geringerer Wärmeabfluss von innen nach außen gegeben ist, ist eine Gebäudekühlung insbesondere bei Verfügbarkeit der Grundkomponenten der Haustechnik von größerem Interesse.

Anforderungen an den sommerlichen Wärmeschutz werden auf Basis der Vorgaben in der [EnEV 2004] im Rahmen der [DIN V 4108-2] gestellt. In dem als gemäßigte Region B eingestuften norddeutschen Raum wird der Grenzwert der Raumtemperatur im Sommer mit 26°C festgeschrieben. Diese Raumtemperatur sollte nur an max. 10% der Aufenthaltszeit (bei Wohngebäuden 24 h/d) überschritten werden.

Diese Anforderung gilt nach [EnEV 2004] für Gebäude, deren Fensterflächenanteil einen Wert von 30% überschreitet. Bei Wohngebäuden mit großzügiger Verglasung sind diese Bedingungen einzuhalten.

7.2 Anwendungsbeispiel Einfamilienhaus

Das bereits vorgestellte Referenz-Einfamilienhaus mit einer Nutzfläche von 165 m^2 wird im Rahmen einer dynamischen Gebäude- und Anlagensimulation in Bezug auf den Kältebedarf untersucht. Hierbei werden der Bedarf bei vorgegebener Kälteleistung und unterschiedlichen Soll-Raumtemperaturen untersucht. Für die Durchführung der Simulationsrechnungen wird der Standard-Wetterdatensatz des Testreferenzjahres für Hamburg (TRY 03) des DWD herangezogen, der auch für den Raum Braunschweig Gültigkeit hat.

Das Gebäude wird in den Dämmstandard-Varianten Passivhaus (Jahres-Heizwärme-

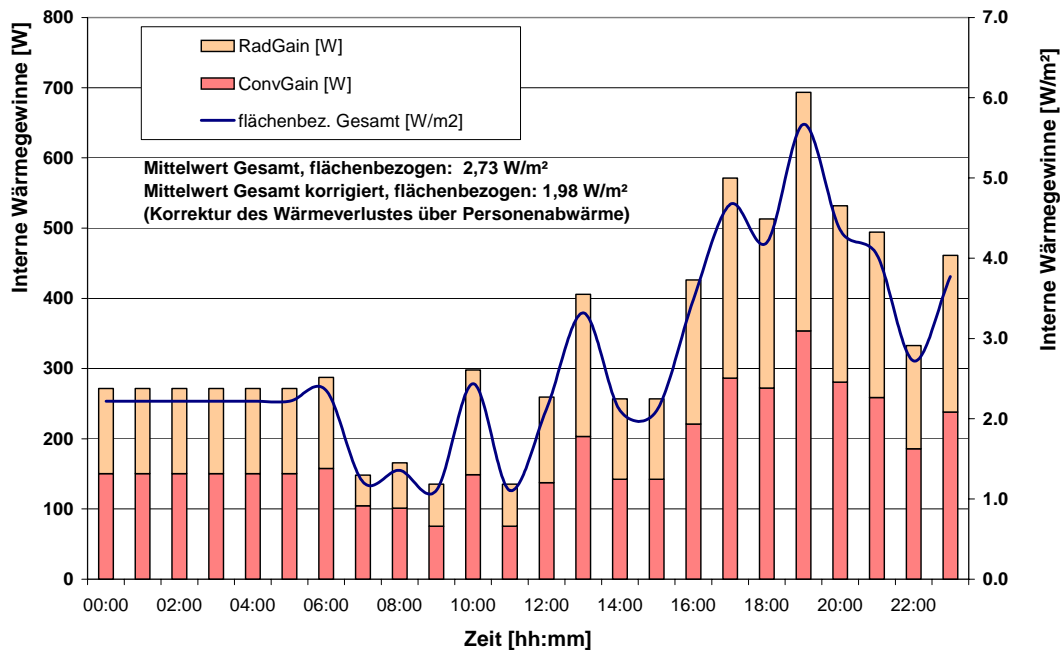


Abbildung 7.1: Tagesprofil der internen Wärmegewinne für das Referenzgebäude (4-Personen-Haushalt); RadGain: Wärmegewinne durch Strahlung, ConvGain: Wärmegewinne durch Konvektion

bedarf etwa $15\text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$) sowie Niedrigstenergiehaus (Jahres-Heizwärmebedarf etwa $30\text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$) berücksichtigt. Das Nutzerprofil des Gebäudes entspricht dem einer vierköpfigen Familie. Die aus dem Nutzerverhalten, der Zahl der anwesenden Personen

sowie der berücksichtigten technischen Ausstattung resultierenden internen Gewinne für das Gebäude sind in Abbildung 7.1 dargestellt.

Der für die solaren Wärmeeinträge relevante Gesamtenergiedurchlassgrad der Verglasung beträgt für das Passivhaus $g = 0,40$ bei einem $U_{Vergl.}$ -Wert von $0,6 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K})$ und für das Niedrigstenergiehaus $g = 0,63$ bei einem $U_{Vergl.}$ -Wert von $1,1 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K})$. In der Simulation wird für das Gebäude ein außenliegender Sonnenschutz mit einem Abminderungsfaktor (F_C -Wert) von $0,25$ berücksichtigt. Der Sonnenschutz wird ab einer Raumtemperatur von 23°C geschlossen. Die Gebäude sind jeweils mit einer Zu- und Abluftanlage mit Wärmerückgewinnung ausgestattet, über die eine zentrale Zufuhr gekühlter Luft im Sommer möglich ist. Diese Kühlung kann technisch durch einen separaten Kühlkreislauf oder durch eine Prozessumkehr der innerhalb der Anlagentechnik berücksichtigten CO_2 -Wärmepumpe erfolgen. Bei einer Soll-Raumtemperatur von 26°C wird bei den zugrunde gelegten internen Lasten sowie dem berücksichtigten Lüftungsverhalten der Bewohner keine Kühlenergie benötigt, da die Temperaturen im Gebäude nicht über 26°C ansteigen (siehe Abbildung 7.2).

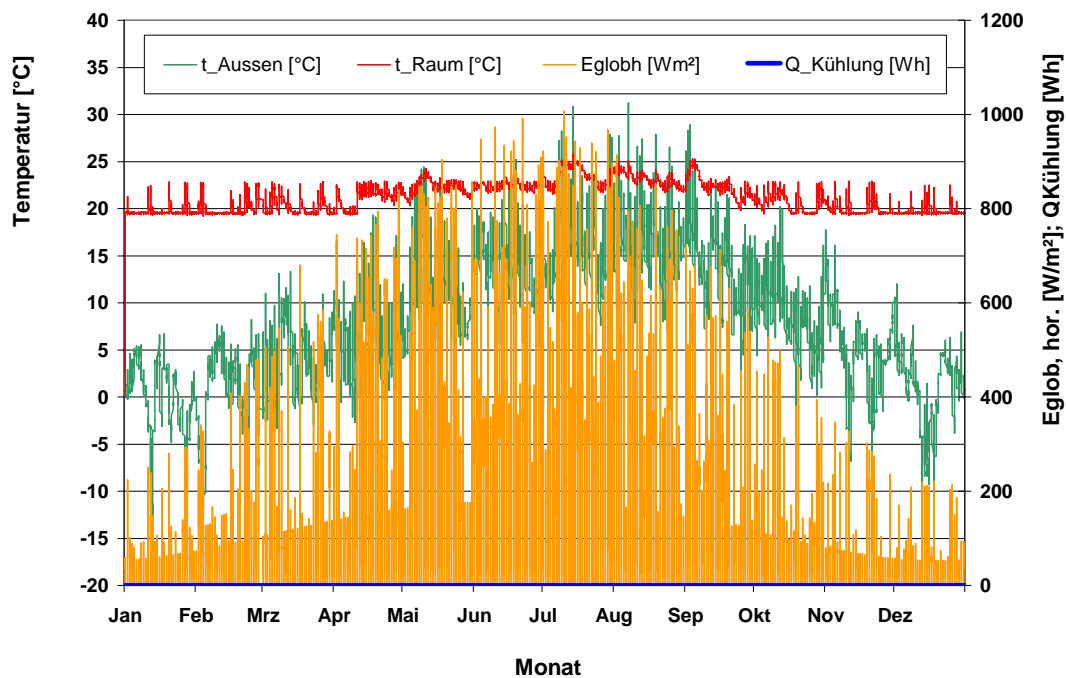


Abbildung 7.2: Verlauf von Außen- und Raumtemperatur sowie Globalstrahlung und Kühlenergie bei einem Passivhaus ($\vartheta_{Grenz,Raum} = 26^\circ\text{C}$, ideale Kälteleistung)

Auch beim Dämmstandard eines Niedrigstenergiehauses ist trotz des höheren g -Wertes bei gleichen Vorgaben ($\vartheta_{Grenz,Raum} = 26^\circ\text{C}$, ideale Kälteleistung) keine aktive Kühlung erforderlich. Bei dem Verglasungsanteil des Gebäudes von unter 30% sind zudem keine Anforderungen an den sommerlichen Wärmeschutz zu erfüllen.

Bei Reduzierung des Soll-Raumtemperaturniveaus im Sommer ist dagegen eine entsprechende Kälteleistung vorzuhalten. Beispielhaft wird die in das Gebäude zur Ein-

haltung eines Raumtemperaturniveaus von 23°C (gleichzeitig Schalttemperatur des Sonnenschutzes) einzubringende Kälteleistung für das Passiv- und das Niedrigstenergiehaus berechnet. Die Werte für den Kühlbedarf unterscheiden sich wegen der unter-

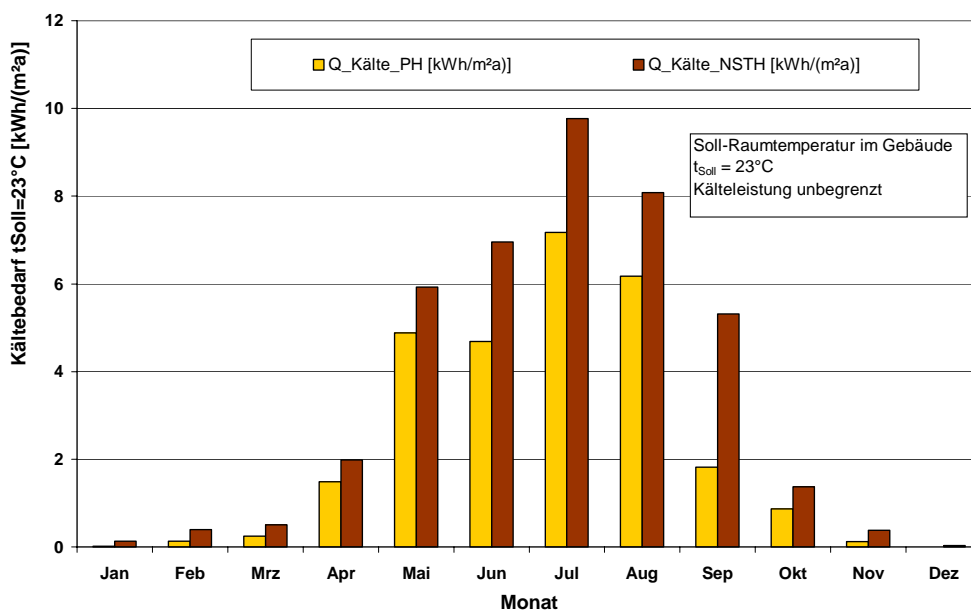


Abbildung 7.3: Kältebedarf eines Einfamilienhauses als Niedrigstenergie- bzw. Passivhaus bei einer Grenztemperatur der Raumluft von 23°C und idealer Kälteleistung

schiedlichen U -Werte der Außenbauteile und vor allem aufgrund der unterschiedlichen g -Werte der Verglasungen der Gebäude. Das Passivhaus ist mit einer Dreischeibenverglasung ausgestattet und hat aufgrund des reduzierten g -Wertes einen geringeren Eintrag an solaren Wärmege winnen. Da der g -Wert beim Niedrigstenergiehaus mit $g = 0,63$ relativ hoch ist, ist eine entsprechend hohe Zufuhr an Kühlenergie erforderlich, um das vorgegebene Raumtemperaturniveau von 23°C einzuhalten.

Die entsprechenden Raumtemperaturwerte mit den idealen Kühlleistungen sind für das Passivhaus in Abbildung 7.4 und für das Niedrigstenergiehaus im Anhang D in Abbildung D.1 zusammengestellt. Die Berechnungen wurden unter Berücksichtigung der Stoffdaten für trockene Luft durchgeführt. Der aufgrund der Verglasungsqualität geringere solare Wärmege winn des Passivhauses spiegelt sich in dem Verlauf des Kältebedarfs bei idealer, unbegrenzter Kältezufuhr wieder. Dem Maximalwert von ca. 7.500 Wh beim Passivhaus steht ein Maximalwert von ca. 11.000 Wh im Niedrigstenergiehaus gegenüber. Der zulässige Grenzwert der Raumtemperatur von 23°C wird bei idealer Kühlung auch bei Spitzen der Außenlufttemperatur und gleichzeitiger hoher solarer Einstrahlung genau eingehalten. Über die real im Gebäude eingesetzten CO_2 -Wärmepumpen Systemvariante A im Passivhaus und Systemvariante B im Niedrigstenergiehaus kann bei einer Prozessumkehr die Kälteleistung zur Vorkühlung der Außenluft herangezogen werden. Die Kälteleistungen der beiden Geräte werden nach Tabelle 7.1 berücksichtigt. Damit stehen zur Kühlung der Gebäude bei Beibehaltung der gleichfalls

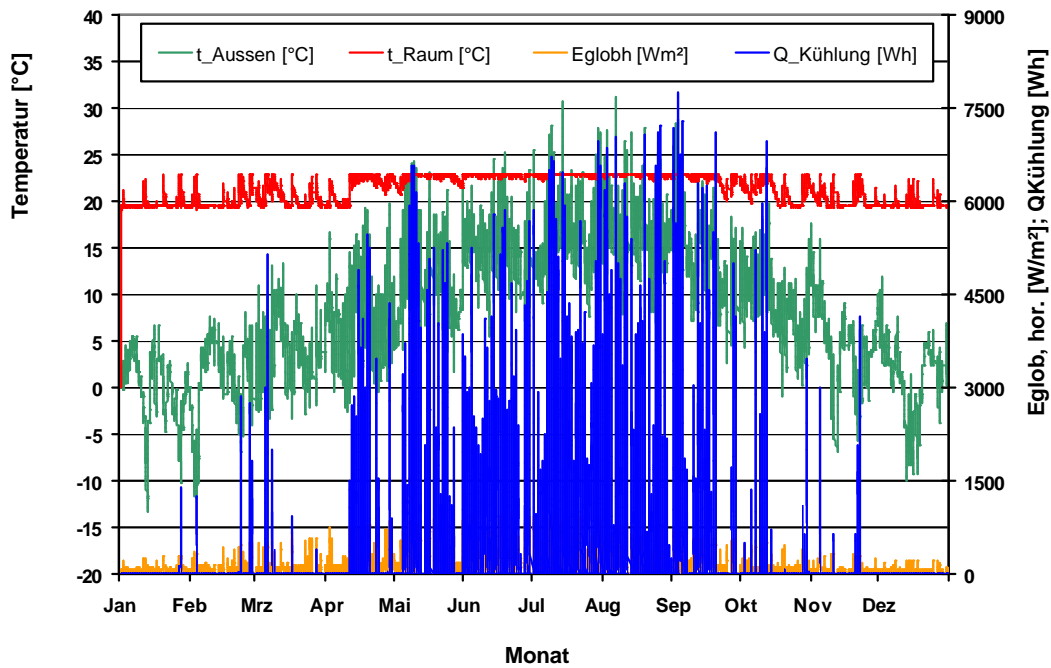


Abbildung 7.4: Verlauf von Außen- und Raumtemperatur sowie Globalstrahlung und Kühlenergie bei einem Passivhaus ($\vartheta_{Grenz,Raum} = 23^{\circ}C$, ideale Kälteleistung)

	Passivhaus	Niedrigstenergiehaus
COP	3.77	4.4
Wärmeleistung [W]	2000	5500
el. Leistungsaufnahme Verdichter [W]	531	1250
Kälteleistung [W]	1469	4250

Tabelle 7.1: COP, Wärme- und Kälteleistung der CO₂-Wärmepumpen Systemvariante A (Passivhaus) und B (Niedrigstenergiehaus).

einzuhaltenen Grenztemperatur von 23°C reduzierte Kälteleistungen zur Verfügung. Der entsprechend reduzierte Verlauf des Kühlenergiebedarfs ist in Abbildung 7.5 dargestellt.

Zur Abschätzung der Funktionalität der Kühlung sind entsprechend den Jahresverläufen von Solarstrahlung und Außentemperatur die resultierenden Werte der Raumtemperatur bei reduzierter Kälteleistung gemäß Tabelle 7.1 zu berechnen. Abbildung 7.6 zeigt den Verlauf für das Passivhaus bei Berücksichtigung einer maximalen Kälteleistung von etwa 1,5 kW.

Trotz stark reduziertem Kälteeintrag kann das Raumtemperaturniveau annähernd auf dem vorgegebenen Grenztemperaturniveau von 23°C gehalten werden. Dies trifft auch für das Niedrigstenergiehaus zu (siehe Abbildung D.2 im Anhang D). Dem aufgrund der Verglasungsqualität höheren resultierenden Kühlenergiebedarf steht über die

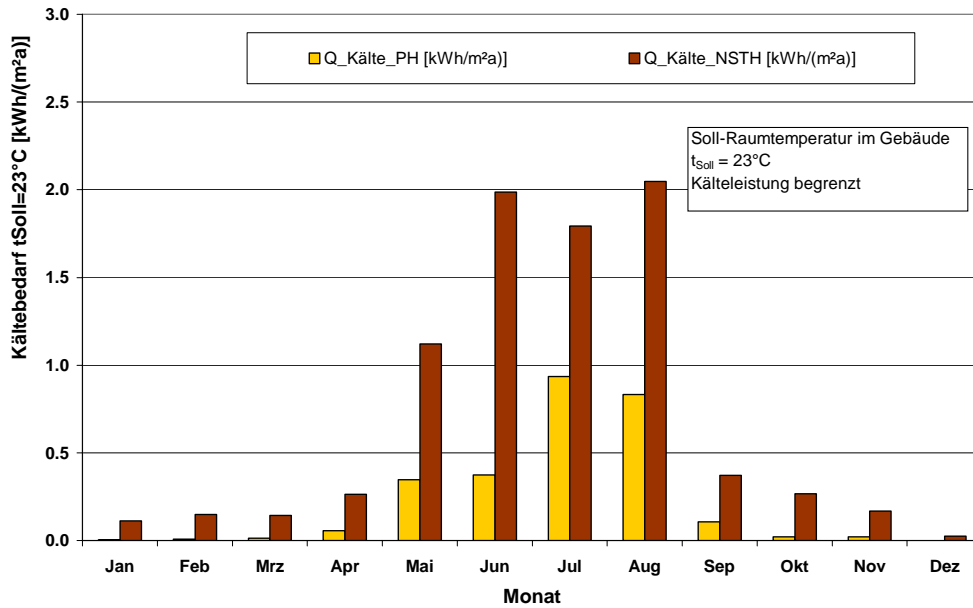


Abbildung 7.5: Kältebedarf eines Einfamilienhauses als Niedrigstenergie- bzw. Passivhaus bei einer Grenztemperatur der Raumluft von 23°C und realer Kälteleistung der CO₂-WP Systemvariante A und B.

leistungsstärkere Wärmepumpe im Niedrigstenergiehaus gleichfalls eine höhere Kälteleistung gegenüber.

7.3 Anlagentechnische Umsetzung

Die Wärmepumpe kann über die Umkehr des Prozesses als Kältemaschine genutzt werden. Hierzu sind konstruktiv einige Veränderungen an dem einfachen Wärmepumpenprozess erforderlich. Als Alternative der Umkehr des Wärmepumpenprozesses kann die vorhandene Kältequelle direkt genutzt werden. Beide Varianten sind in Abbildung 7.7 dargestellt: Im rechten Bild wird der Wärmepumpenprozess im Kühlfall über das Dreiwegeventil und das in anderer Durchflussrichtung angeordnete Entspannungsventil umgekehrt. Das Vierwegeventil sorgt beim Verdichter stets für gleiche Durchflussrichtung. Im linken Bild wird die Wärmepumpe umgangen und die Wärmequelle, die auch im Sommer eine konstante vergleichsweise niedrige Temperatur von etwa 10°C aufweist, direkt z.B. zur Abkühlung der Zuluft genutzt. Möglich wäre gleichfalls eine Einspeisung der Kälte in das Wärmeabgabesystem. Die Nutzung der in hochwärmedämmten Gebäuden in der Regel vorhandenen Lüftungsanlage sorgt für eine schnelle Reaktion auf erhöhte Temperaturen im Gebäude durch z.B. solare Wärmeeinträge.

In einer einfachen Abschätzung können für die beiden Konzeptlösungen die resultierenden Strombedarfswerte gegenüber gestellt werden. Tabelle 7.2 enthält die für den Vergleich anzusetzenden Werte der direkten Kühlung mit Hilfe der Kältequelle. Da geringere Temperaturdifferenzen als bei der Beheizung vorliegen, ist eine Anhebung des Luftwechsels unter Beachtung der Behaglichkeit der anwesenden Personen erforder-

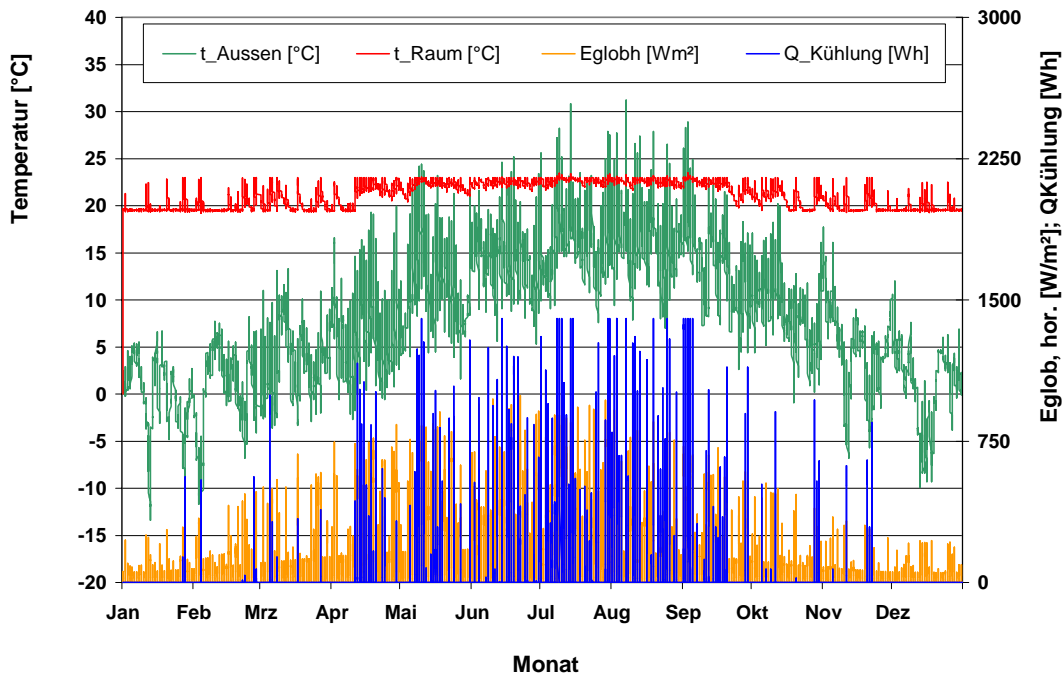


Abbildung 7.6: Verlauf von Außen- und Raumtemperatur sowie Globalstrahlung und Kühlenergie bei einem Passivhaus ($\vartheta_{Grenz,Raum} = 23^{\circ}C$, reale Kälteleistung)

derlich, um die Kälteleistung bereitzustellen. Eine Erhöhung über den des hygienisch notwendigen Luftwechsels ist dabei möglich, da im Kühlfall keine zu begrenzenden Wärmeverluste auftreten.

	Passivhaus	Niedrigstenergiehaus
Kälteleistung [W]	1469	4250
Vol.strom Kältequelle ($\Delta T = 5 K$) [l/h]	252	731
el. Leistungsaufnahme Pumpe [W]	70	100
Betriebsstunden Pumpe [h/a]	766	1172

Tabelle 7.2: El. Leistungsaufnahme und Betriebsstunden einer Pumpe zur direkten Kühlung über die Kältequelle

Der Gesamt-Strombedarf ist in Abbildung 7.8 zusammengestellt. Bei direkter Nutzung der Quelle über den Betrieb der Quellenpumpe (bei Brunnen- oder erdreichgekoppelten Wärmepumpen) lässt sich die Kühlenergie mit geringerem Strombedarf bereitstellen. Die Nutzbarkeit der direkten Kühlung über die Quelle ist jeweils hinsichtlich des Temperaturniveaus und der Entnahmemengen zu prüfen. In jedem Fall trägt der Wechsel aus Be- und Entladung zur Verfügbarkeit der Kältequelle über einen längeren Zeitraum bei. Die in den Beispielen in den Gebäuden berücksichtigten Verglasungsqualitäten entsprechen den am Markt verfügbaren Qualitäten, so dass eine Übertragbarkeit auf reale Anwendungsfälle gewährleistet ist. Die berechneten Werte für den idealen Kühlenergiebedarf sind abhängig vom Außenklima, dem Gebäude

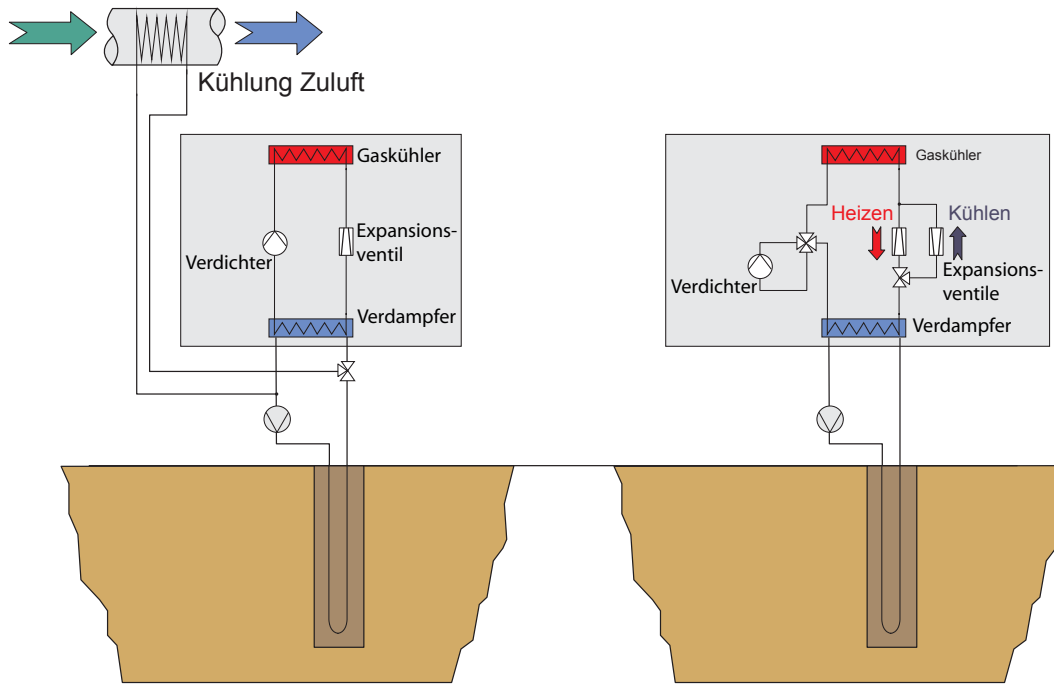


Abbildung 7.7: Varianten der Kühlung über eine Wärmepumpenanlage (direkte Kühlung über die Kältequelle und Umkehr des Wärmepumpenprozesses)

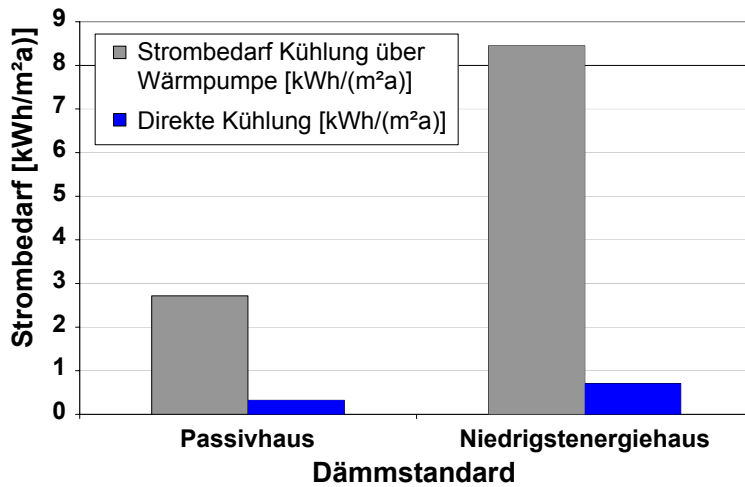


Abbildung 7.8: Gesamt-Strombedarf der Varianten der Kühlung über eine Wärmepumpenanlage (direkte Kühlung über die Kältequelle und Umkehr des Wärmepumpenprozesses)

sowie dem Nutzerverhalten und sind damit jeweils unabhängig von der verfügbaren Kühlleistung der Wärmepumpe.

Kapitel 8

Vergleichende energetische und ökologische Bewertung

8.1 Heizenergie- und Heizwärmebedarf

Die vergleichende energetische sowie ökonomische Bewertung der Wärmepumpenmodule der Systemvarianten A und B erfolgt unter Berücksichtigung der in den typischen Anwendungsfällen anzusetzenden Heizleistungs- und Heizenergiebedarfswerte. Während die Systemvariante A mit einer Gesamt-Wärmeleistung von ca. 1,5 bis 2 kW für die Anwendung in Passivhäusern geeignet ist, kann die Wärmepumpe Systemvariante B mit der höheren Wärmeleistung von ca. 4,5 bis 6 kW in Gebäuden mit geringerem Wärmeschutzstandard eingesetzt werden. Als Referenz für die Systemvariante B wird ein Niedrigstenergiehaus mit einem Jahres-Heizwärmebedarf von etwa 30 $kWh/(m^2a)$ herangezogen.

Der zu deckende Gesamt-Jahres-Heizenergiebedarf umfasst neben dem Wärmebedarf zur Raumheizung auch den Wärmebedarf zur Warmwasserbereitung und die anlagentechnischen Verluste. Während der Heizwärmebedarf ausschließlich vom Dämmstandard des Gebäudes und der gewählten Innenraumtemperatur abhängt, stellt das Nutzerverhalten eine wesentliche Einflussgröße des resultierenden Wärmebedarfs zur Warmwasserbereitung dar. Hier ist eine direkte Abhängigkeit von der Anzahl der Nutzer sowie der Höhe des Bedarfs je Person (gering, mittel oder hoch in Anlehnung an die [VDI 2067-4]) gegeben. In der [EnEV 2004] erfolgt der Bezug für die Ermittlung des Wärmebedarfs zur Warmwasserbereitung ohne Berücksichtigung der Nutzer ausschließlich auf die Nutzfläche des Gebäudes. Über den Standardwert von 12,5 $kWh/(m^2a)$ sind alle Gebäude unabhängig von den realen und mitunter sehr unterschiedlichen Bedarfssituationen miteinander vergleichbar. Für den hier durchzuführenden Vergleich wird der Wärmebedarf zur Warmwasserbereitung für das Referenzgebäude für eine vierköpfige Familie mit einem Wert von gesamt 2.838 kWh/a ermittelt. Das zugrunde gelegte Zapfprofil wird mit einem im Rahmen der IEA Task 26 entwickelten Werkzeug erstellt (siehe Abbildung 8.1) und in den Simulationsuntersuchungen verwendet.

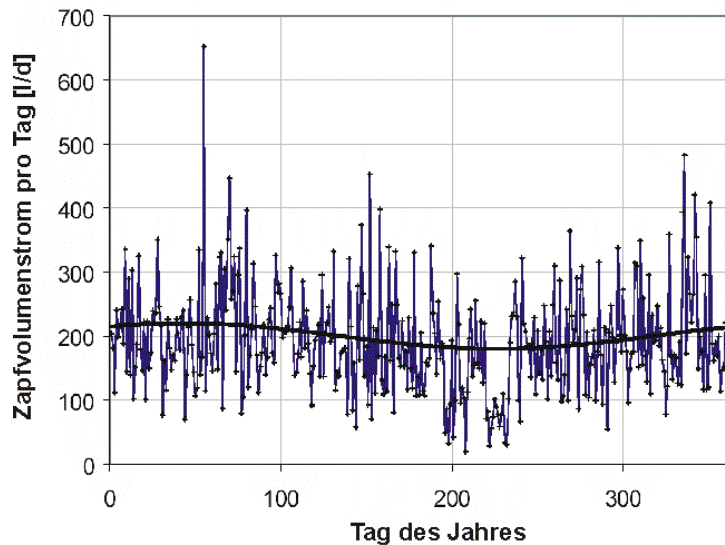


Abbildung 8.1: Warmwasserbedarfsprofil für einen 4-Personen-Haushalt [Jordan/Vajen 2003]

Das Nutzverhalten hat über die Höhe der Lüftungswärmeverluste auch einen Einfluss auf den Heizwärmebedarf des Gebäudes, wird jedoch innerhalb dieses Vergleichs für beide Dämmstandardwerte gleich betrachtet. Die dem Vergleich zugrunde zu legenden Bedarfswerte sind in Tabelle 8.1 aufgelistet.

	Passivhaus	Niedrigstenergiehaus
Nutzfläche / beheiztes Volumen	$165 \text{ m}^2 / 412,5 \text{ m}^3$	$165 \text{ m}^2 / 412,5 \text{ m}^3$
Heizleistung	$1,5 - 2,0 \text{ kW}$	$4,5 - 6,0 \text{ kW}$
Jahres-Heizwärmebedarf	$13,5 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$	$33,6 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$
Jahres-Wärmebedarf WWB	$17,2 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$	$17,2 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$
Jahres-Heizenergiebedarf	$32,3 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$	$53,5 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$
Jahres-Primärenergiebedarf (Erdgas $f_P=1,1$)	$35,5 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$	$58,9 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$

Tabelle 8.1: Bedarfswerte der Referenzgebäude im Variantenvergleich

Die Gebäude entsprechen damit hinsichtlich des Primärenergiebedarfs einem KfW 40 für das Passivhaus bzw. KfW 60 Standard für das Niedrigstenergiehaus. Die resultierenden Summenkurven des Jahres-Heizwärmebedarfs für die beiden betrachteten Dämmstandardvarianten sind in Abbildungen 8.2 und 8.3 zusammengestellt. Bei jeweils gleichen hinterlegten Wetterdaten für einen ausgewählten Standort (TRY 03 - DWD) ergeben sich für das Passivhaus bei der Heizgrenze von ca. 6°C etwa 3.870 h in der Heizzeit und beim Niedrigstenergiehaus bei der Heizgrenze von ca. 8°C etwa 4.500 h in der Heizzeit.

Nachfolgend werden Vergleichsbetrachtungen mit unterschiedlichen Wärmeerzeugern für die Systemvarianten A und B zusammengestellt. Hierbei werden die jeweils

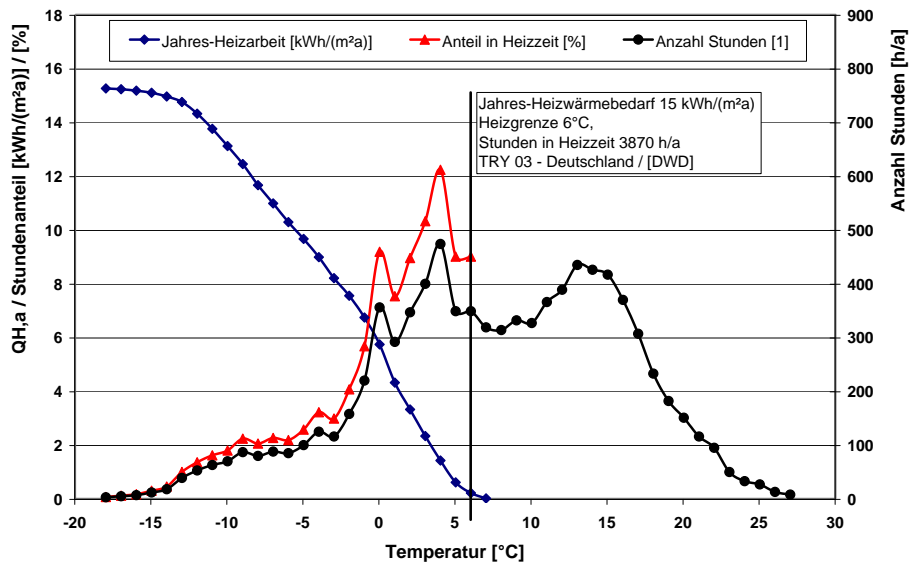


Abbildung 8.2: Summenkurve des Jahres-Heizwärmebedarfs sowie Zuordnung von Jahresstunden zur Außentemperatur Dämmstandard Passivhaus $15 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ für Standort Hamburg (TRY 03 - DWD)

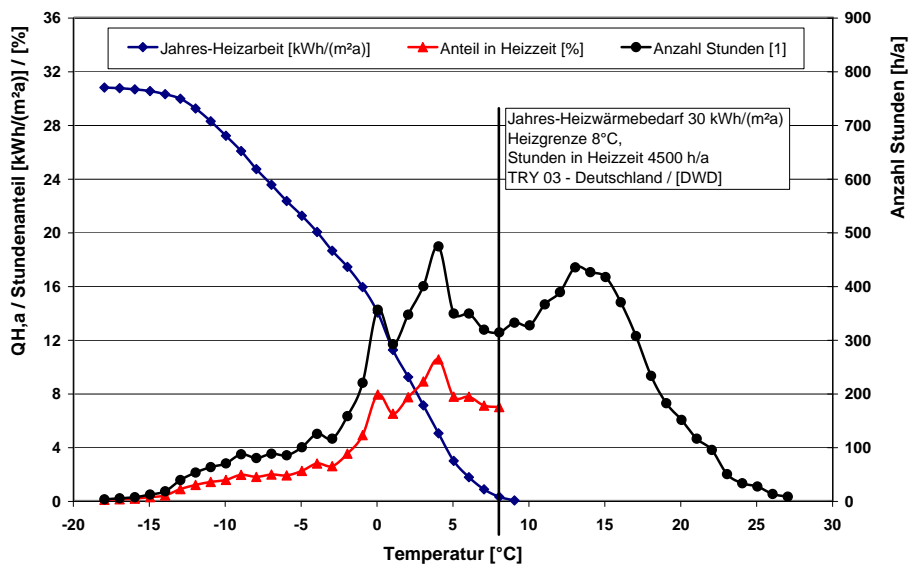


Abbildung 8.3: Summenkurve des Jahres-Heizwärmebedarfs sowie Zuordnung von Jahresstunden zur Außentemperatur Dämmstandard Niedrigstenergiehaus $30 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ für Standort Hamburg (TRY 03 - DWD)

aus den betrachteten Dämmstandards der Gebäude resultierenden Lastprofile bzw. Bedarfswerte berücksichtigt.

8.2 Bewertungskriterien

Die Systemvarianten werden hinsichtlich Primärenergiebedarf sowie CO₂-Emissionen miteinander verglichen. In dem Vergleich werden neben Wärmepumpensystemen mit unterschiedlichen Arbeitsmitteln auch Öl- sowie Gasheizkessel berücksichtigt. Hierdurch

Energieträger	CO ₂ -Äquivalent [g/kWh _{End}]
Heizöl EL	303
Erdgas H	249
Strom-Mix	647

Tabelle 8.2: Treibhausgase verschiedener Energieträger (Einzelhausheizung) im Vergleich [IWU 2006]

ist ein Quervergleich mit üblichen, am Markt angebotenen Systemlösungen möglich.

Hinsichtlich der CO₂-Emissionen werden für die einzelnen Energieträger bzw. Systemlösungen die Werte aus Tabelle 8.2 berücksichtigt. Die resultierenden Primärenergiebedarfswerte werden unter Berücksichtigung der in der [DIN V 4701-10] genannten Primärenergiefaktoren berechnet. Die Werte sind in Abbildung 8.4 zusammengestellt. Durch die gewählten Primärenergiefaktoren werden die in der [EnEV 2004] definierten Vorgaben zur Ermittlung des Primärenergiebedarfs eingehalten.

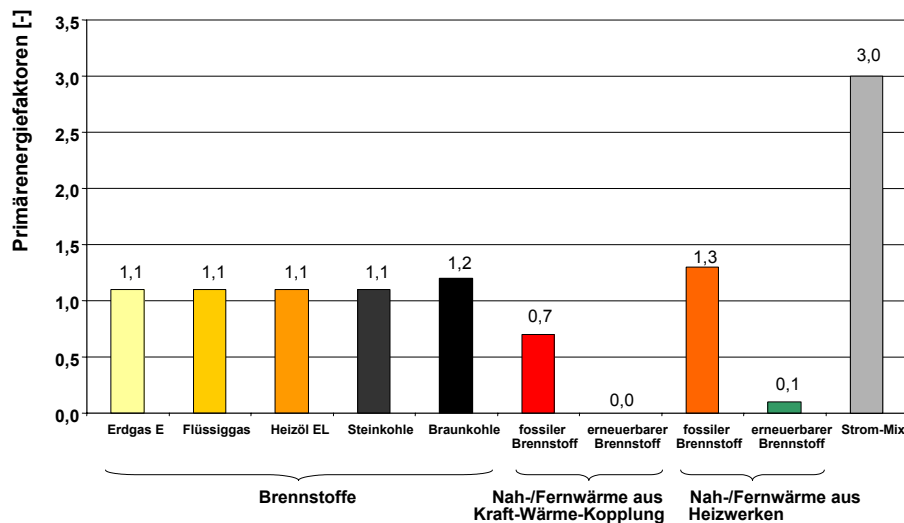


Abbildung 8.4: Primärenergiefaktoren verschiedener Energieträger [DIN V 4701-10]

Für den direkten Vergleich der Energieeffizienz von Wärmepumpen und Heizkessel ist zusätzlich zu den Primärenergiefaktoren noch ein mittlerer Nutzungsgrad bzw. Wirkungsgrad des Heizkessels zu berücksichtigen. Dadurch ist der äquivalente Vergleich zum nutzwärmebezogenen COP gewährleistet. Geht man von einem mittleren Nutzungsgrad für einen Gas-Brennwert-Heizkessel von 95% aus (vgl. [DIN V 4701-10]), so ergibt sich für den energetischen Vergleich ein Faktor von 2,59:

Gas-Primärenergieäquivalenz:

$$\begin{aligned}
 COP_{min,WP} &= \text{Wirkungsgrad Kessel} \cdot \frac{\text{Primärenergiefaktor Strom-Mix}}{\text{Primärenergiefaktor Gas}} \\
 &= 0,95 \cdot \frac{3,0}{1,1} \\
 &= 2,59.
 \end{aligned} \tag{8.1}$$

Das heißt, die Wärmepumpe muss mindestens einen COP von 2,59 erreichen, um primärenergetisch zu einem Gas-Brennwertkessel konkurrenzfähig zu sein.

8.3 Systemauslegung

Für die Wärmepumpe in der Systemvariante A mit einer Wärmeleistung von etwa 1,5 bis 2,0 kW werden unterschiedliche Schaltungskonzepte sowohl auf der Quellen- als auch auf der Senkenseite untersucht. Neben einer Wasser/Wasser-Variante wird auch eine Luft/Wasser-Variante betrachtet.

Die innerhalb der Gebäude betrachteten Heizsysteme werden mit Vorlauftemperaturen von 35°C und 60°C berücksichtigt. Dies entspricht im Passivhaus zum einen einer Fußboden-, Wandheizung oder einer Bauteilaktivierung oder zum anderen einer Luftheizung mit dem Bedarf höherer Vorlauftemperaturen. Für die Warmwasserbereitung ist ebenfalls eine höhere Vorlauftemperatur im Bereich von ca. 60°C erforderlich.

Die Systemvariante B weist aufgrund des geringeren Wärmeschutzstandards des Gebäudes einen höheren Wärmebedarf zur Raumheizung auf. Der Wärmebedarf zur Warmwasserbereitung ist grundsätzlich in der gleichen Größenordnung wie beim Passivhaus anzusetzen. In der Konsequenz muss die Wärmepumpe für das Niedrigstenergiehaus damit eine höhere Heizleistung aufweisen. Der Prototyp der Wärmepumpe Systemvariante B weist eine Wärmeleistung von 4,5 bis 6 kW auf. Auch hier werden die Wärmepumpen als Wasser/Wasser- sowie Luft/Wasser-Anlagen betrachtet, d.h. die Wärmequellen Wasser bzw. Erdreich sowie Luft berücksichtigt.

Hinsichtlich der Auslegungstemperaturen für das Heizsystem und die Warmwasserbereitung gelten ähnliche Aussagen wie für die Systemvariante A. Es werden Vorlauftemperaturen von 35°C und 55°C und damit integrierte (Fußboden-, Wand- und Deckenheizung) oder freie Heizflächen (Heizkörper) betrachtet. Eine Luftheizung wird für die Systemvariante B aufgrund des höheren Heizleistungsbedarfs und der daraus resultierenden höheren Luftmengen nicht eingesetzt (vgl. Kapitel 6.4.1.2). An die Warmwasserbereitung werden bei der Systemvariante B hinsichtlich der Vorlauftemperatur gleiche Anforderungen wie bei der Systemvariante A gestellt.

Die Konzepte für die Anforderung an unterschiedlich hohen Vorlauftemperaturen sind bereits in Kapitel 5.4 und Abbildung 5.8 vorgestellt worden. Die Eintrittstemperatur in den Gaskühler beträgt bei allen Konzepten 25°C. Zusammenfassend seien sie hier nochmals erwähnt:

- Konzept 1: Die Wärmeenergie wird ausschließlich auf einem 60°C bzw. 55°C-Temperaturniveau bereitgestellt.
- Konzept 2: Die Wärmeenergie wird zeitlich getrennt entweder bei 35°C oder bei 60°C bzw. 55°C bereitgestellt.
- Konzept 3: Durch zwei getrennte Gaskühlerabschnitte wird gleichzeitig 35°C warmes und 60°C bzw. 55°C warmes Speicherwasser geliefert.

Die Wärmepumpe sollte der Betriebssituation angepasst nur soweit erforderlich auf dem höheren Temperaturniveau von 60°C betrieben werden. Der *COP* der CO₂-Wärmepumpe ist im Gegensatz zu Wärmepumpen mit konventionellen Arbeitsmitteln bei diesem Temperaturniveau zwar deutlich höher, grundsätzlich lässt sich die Leistungszahl einer Wärmepumpe bei Absenkung dieses Temperaturniveaus vergleichsweise noch weiter steigern.

Zur Bereitstellung einer Temperatur von 35°C kann der Hochdruck des Wärmepumpenprozesses deutlich abgesenkt werden, wodurch sich bei gleichen Verdampferbedingungen deutlich höhere Leistungszahlen ergeben. Die betrachteten Schaltungskonzepte unterscheiden sich dabei in Bezug auf die Wärmeübertragung zwischen Gaskühler und Schichtenladespeicher.

8.4 Systemvergleich

Innerhalb des Systemvergleichs werden für die Jahresarbeitszahl bzw. den Jahres-*COP* der Wärmepumpe Ergebnisse aus Simulationsberechnungen herangezogen. Die angegebenen Zahlenwerte entsprechen den technischen Daten über Parameterstudien optimierter Systemkonfigurationen. Die in den Zusammenstellungen erfassten Systemaufbauten entsprechen den Darstellungen in Abbildung 5.8. Grundwasser bzw. Erdwärme sowie Außenluft werden als Wärmequelle berücksichtigt.

Über Simulationsrechnungen (Hochdruckvariationen) wurden die optimalen Betriebsbedingungen und der Energieverbrauch der Wärmepumpe zur Bereitstellung von Warmwasser bei 60°C und Heizungswasser bei 35°C (Konzept 2) bestimmt und mit dem Nutzwärmebedarf gewichtet, um den Jahres-COP zu berechnen.

Grundwasser als Wärmequelle bietet den Vorteil eines über das ganze Jahr nahezu konstanten Temperaturangebotes von ca. 10°C. Für Umgebungsluft als Wärmequelle erweist sich die Bestimmung der Jahresarbeitszahl aufgrund extrem schwankender Temperaturbedingungen aufwendiger. In Abbildungen 8.5 sind die maximalen *COP*-Werte der Kreisläufe über der Temperatur der Wärmequelle für die beiden unterschiedlichen Temperaturanforderungen der Wärmesenke aufgetragen.

Je höher die Temperatur der Wärmequelle ist, desto größer ist die Effizienz der Anlage. Liegt die Lufttemperatur über 10°C und damit über der Grundwassertemperatur, arbeitet die Luft-Wärmepumpe effizienter als eine Wasser-Wärmepumpe. Für

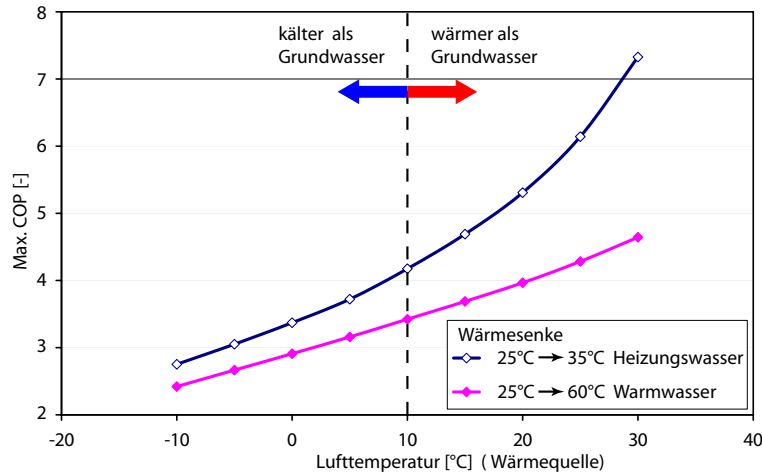


Abbildung 8.5: Maximaler COP in Abhängigkeit der Außentemperatur (Simulation). Nebenaggregate sind nicht berücksichtigt.

Lufttemperaturen unter 10°C sind dagegen kleinere Leistungszahlen zu erwarten. Aufgrund des nahezu ausschließlichen Betriebes zur Warmwasserbereitung und des kaum erforderlichen Betriebes der Heizanlage wird das günstigere Wärmeangebot über die wärmere Außenluft im Sommer eher weniger genutzt. Zur Berechnung des Jahres-COP der Wärmepumpe muss der Energiebedarf der Wärmepumpe für jede Außenlufttemperatur mit der Anzahl der Stunden, bei der diese Temperatur übers Jahr auftritt, gewichtet und aufsummiert werden. Dazu fließen die Wetterdaten des DWD in die Simulationsberechnungen ein.

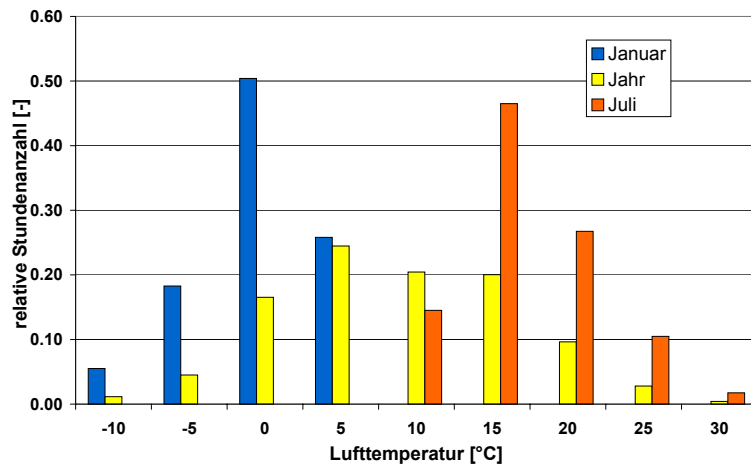


Abbildung 8.6: Relative Zeitangaben der Außenlufttemperaturen; Standort Braunschweig

In Abbildung 8.6 sind die anteiligen Stundenanzahlen im Januar (blaue Balken), im Juli (orange Balken) und im gesamten Jahr (gelbe Balken) für den Standort Braunschweig aufgetragen. Anhand des Diagramms lässt sich erkennen, dass im Januar die Anlage mit der Wärmequelle Luft zu keiner Stunde die Leistungszahlen der Wasser/Wasser-Wärmepumpe erreichen kann. Im Juli dagegen liegt durch die hohen Luft-

temperaturen der Vorteil bei der Luft/Wasser-Wärmepumpe, der allerdings insbesondere bei Kombination mit einer Solaranlage nur wenig genutzt werden kann.

Die Abbildungen 8.2 bzw. 8.3 zeigen die resultierende Jahresdauerlinie der Raumheizung für die Dämmstandards Passivhaus und Niedrigstenergiehaus. Die rote Linie zeigt jeweils den Anteil des mit der Häufigkeit der auftretenden Temperatur gewichteten Heizenergiebedarfes in Abhängigkeit von der Außentemperatur. Nicht berücksichtigt ist der Wärmebedarf zur Warmwasserbereitstellung, der als Grundlast bei allen Tagesmitteltemperaturen aufzuaddieren ist. Während der größte Anteil der Heizarbeit im Temperaturbereich von -3 bis etwa 6°C geleistet werden muss, treten tiefe Außentemperaturen im Auslegungsbereich der Heizung eher selten auf. Der mittlere Temperaturbereich steht in der Regel für Witterungen mit einem hohen Anteil an Diffusstrahlung. Bei diesen Witterungen sind solare Wärmegewinne eher in geringer Größenordnung verfügbar. Im Temperaturbereich von 2 bis 7°C neigt der Verdampfer darüber hinaus zur Vereisung. Es ist daher zu erwarten, dass die Luft/Wasser-Wärmepumpe nicht den Jahres-COP einer Wasser/Wasser-Wärmepumpe erreichen wird. An kalten klaren Tagen können die Transmissions- und Lüftungswärmeverluste des Gebäudes dagegen zum Teil über die dann höheren solaren Wärmegewinne ausgeglichen werden.

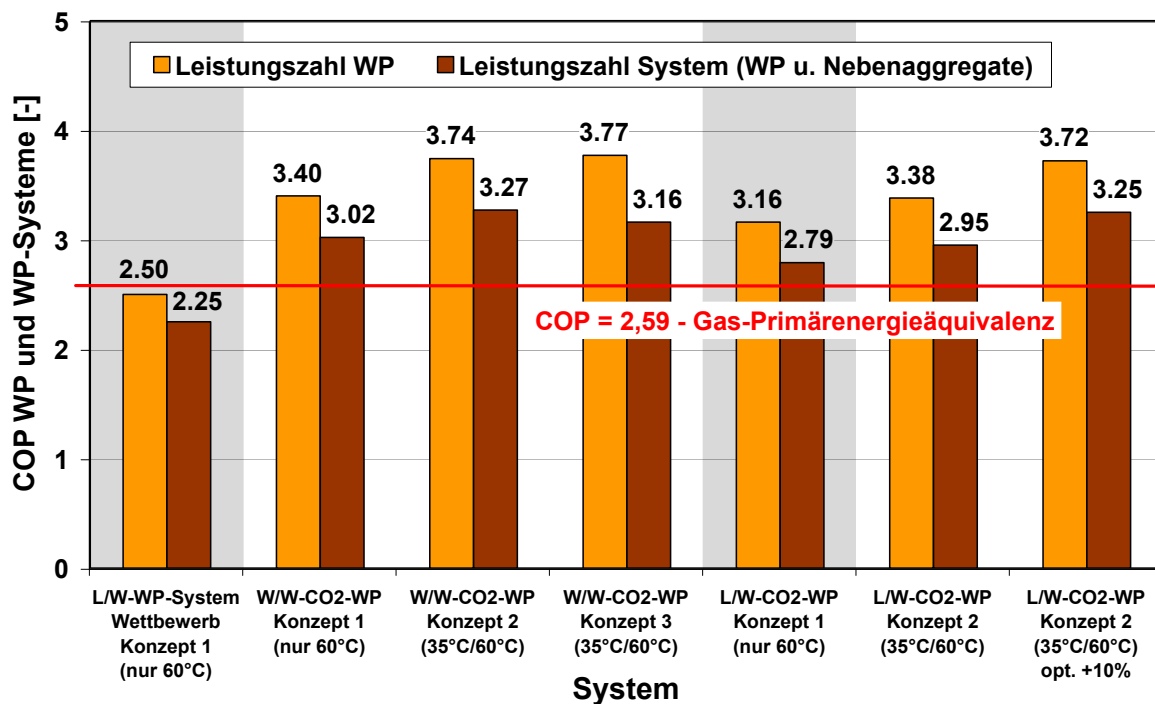


Abbildung 8.7: Leistungszahlen (Kompressorleistung) und System-Leistungszahlen (el. Leistungsaufnahme Kompressor und Nebenaggregate) der Wärmepumpen Systemvariante A (Passivhaus) mit unterschiedlichen Konzepten (Kapitel 8.3) und Wärmequellen. Die beiden grau hinterlegten System sind vergleichbar. Wassereintrittstemperatur in den Gaskühler: 25°C

Der Jahres-COP stellt letztlich die Energieeffizienz dar und bildet sowohl aus energetischer, ökologischer und über die Betriebskosten auch aus wirtschaftlicher Sicht das

Hauptkriterium beim Vergleich der untersuchten Anlagenkonzepte. In Abbildung 8.7 sind die den weiteren Berechnungen zugrunde liegenden Leistungszahlen bzw. COP-Werte der Systemvariante A (Passivhaus) in Abhängigkeit vom Anlagenkonzept zusammengestellt. Rechts ist der erzielbare Jahres-COP des Anlagenkonzeptes 2 mit Luft als Wärmequelle aufgeführt. Die höheren COP-Werte berücksichtigen lediglich die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters, während bei den niedrigeren Systemleistungszahlen neben der Leistungsaufnahme des Kompressors auch die Leistungsaufnahme der Nebenaggregate (Pumpen für die Förderung des Grund- und Speicherwassers sowie Ventilatoren) berücksichtigt wird. Insgesamt können bei Nutzung der Wärmequelle Wasser aufgrund des höheren und kontinuierlicheren Wärmeangebotes im Winter höhere Leistungszahlen und damit ein energetisch effizienterer Betrieb der Anlage erreicht werden. Der Betrieb der Heizanlage auf geringerem Temperaturniveau von 35°C führt zu einer geringeren elektrischen Leistungsaufnahme und damit höheren erreichbaren Leistungszahlen. Die CO_2 -Wärmepumpe erreicht im Vergleich zu konventionellen Wärmepumpen bei höheren Temperaturen zwar grundsätzlich höhere Leistungszahlen, kann aber bei geringeren Temperaturen auf Seiten der Wärmesenke ebenfalls energetisch günstiger betrieben werden. Die rot eingetragene Leistungszahl 2,59 stellt den Wert dar, der unter Berücksichtigung des Endenergiebedarfs zu einem gleichen Primärenergiebedarf wie bei den Energieträgern Gas, Öl und Strom führt (vgl. Gl.8.1). Der Wert ergibt sich als Quotient der Primärenergiefaktoren 1,1 für Gas bzw. Öl und 3,0 für Strom (entsprechend den Vorgaben der [DIN V 4701-10], siehe Abbildung 8.4) unter Berücksichtigung des Kesselnutzungsgrades. Im primärenergetischen Vergleich überschreitet die mit der Wettbewerbsanlage konkurrierende L/W- CO_2 -Wärmepumpe trotz der energetisch *schlechteren* Wärmequelle Luft den COP-Äquivalenzwert von 2,59 für Gas.

Zum Vergleich ist ein am Markt verfügbares und als L/W-Wärmepumpe für Passivhäuser konzipiertes Gerät (L/W-WP-System Wettbewerb) mit in die Übersicht aufgenommen. Die mit dem Arbeitsmittel R134a betriebene und auch zur Warmwasserbereitung äquivalent zu Konzept 1 eingesetzte Wärmepumpe weist bei einer Heizleistung von etwa 1,5 bis 1,8 kW eine mittlere Leistungszahl von 2,5 bzw. eine Systemleistungszahl von 2,25 auf.

Im direkten Vergleich steht die in Abbildung 8.7 dargestellte, am Markt angebotene L/W-Wärmepumpe der L/W- CO_2 -Wärmepumpe Konzept 1 mit der Leistungszahl von 3,16 bzw. der Systemleistungszahl von 2,79 gegenüber (beide grau hinterlegt). Diese verglichenen Geräte arbeiten mit der Wärmequelle Luft und erreichen am Gaskühler ein Austrittstemperaturniveau von 60°C . Damit decken beide Wärmepumpen den im Passivhaus typischen Lastfall ab. Die Wärmepumpe des Wettbewerbs ist Bestandteil einer Kompakt-Heizzentrale für Passivhäuser. Die CO_2 -Wärmepumpe weist im direkten Vergleich eine um etwa 26,4% höhere Leistungszahl bzw. eine um etwa 24% höhere Systemleistungszahl auf.

Auf Basis der in der Simulation ermittelten COP-Werte der Systemvariante A werden bei einem Gesamt-Wärmebedarf von $30,7 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ (Heizwärme und Warmwasser, siehe Tabelle 8.1) für das Passivhaus der Endenergie- und Primärenergiebedarf sowie die resultierenden CO_2 -Emissionen für eine Auswahl von Systemen bestimmt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 8.8 zusammengestellt. Selbst Brennwertkessel erreichen

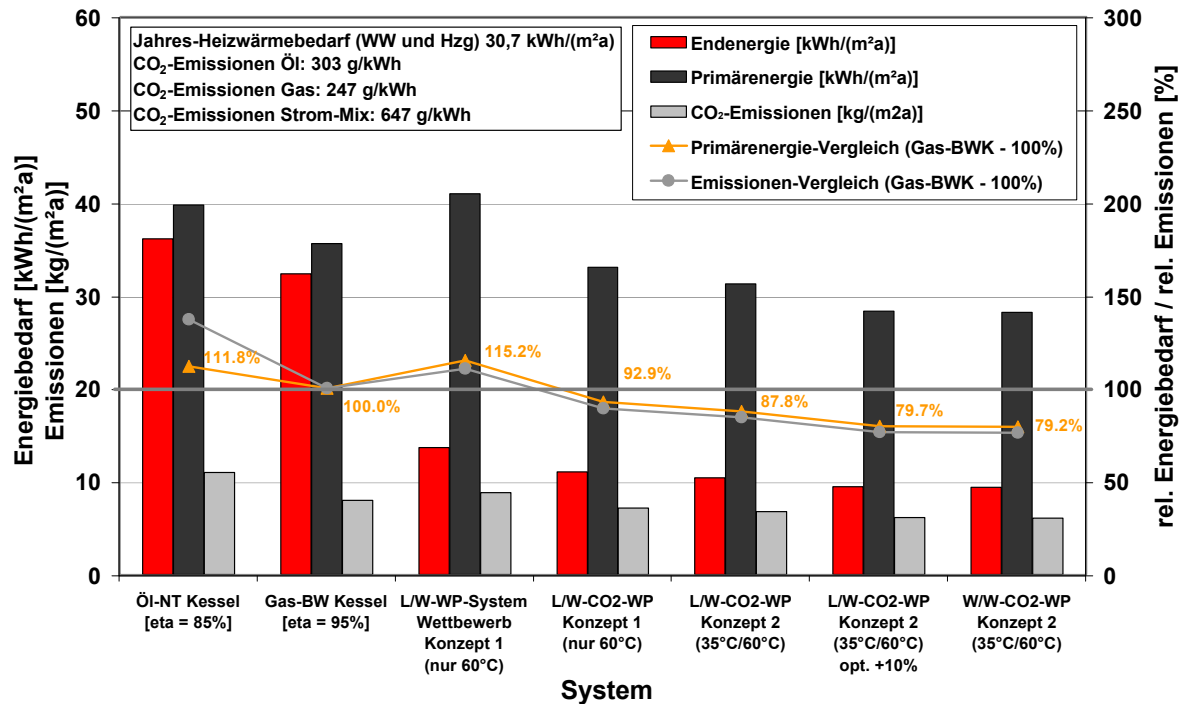


Abbildung 8.8: Resultierender Energiebedarf und Emissionen bei Beheizung eines Passivhauses (Anwendung Systemvariante A)

bei einem Nutzungsgrad von 95% nicht den Primärenergiebedarf sowie den Wert für die CO_2 -Emissionen von CO_2 -Wärmepumpen. Die CO_2 -Wärmepumpe stellt auf Basis der in dem Projekt erzielten Ergebnisse eine echte Alternative zur konventionellen Technik im Passivhausbereich dar.

Bei dem Niedrigstenergiehaus mit einem Wärmebedarf von ca. $30 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ sind Wärmepumpen höherer Wärmeleistung entsprechend Systemvariante B einzusetzen. Die in der Simulation ermittelten COP-Werte sind in Abbildung 8.9 zusammengestellt.

Die maximalen Gesamt-COP-Werte beim Niedrigstenergiehaus liegen höher als beim Passivhaus. Da beim Passivhaus der Anteil des Wärmebedarfs zur Raumheizung im Vergleich zum Niedrigstenergiehaus geringer ist und dafür der Wärmebedarf zur Warmwasserbereitung anteilig entsprechend höher ist, arbeitet die Wärmepumpe im Passivhaus im Mittel auf einem höheren Temperaturniveau. Beim Niedrigstenergiehaus ist der Wärmebedarf zur Raumheizung insgesamt höher und die Heizzeit länger (Heizgrenze ca. 8 bis 9°C siehe Abbildung 8.3). Die Wärmepumpe arbeitet damit zu einem größerem Anteil auf niedrigerem Temperaturniveau der Wärmebereitstellung und kann so höhere COP-Werte erreichen. Eine konventionelle, mit dem Kältemittel

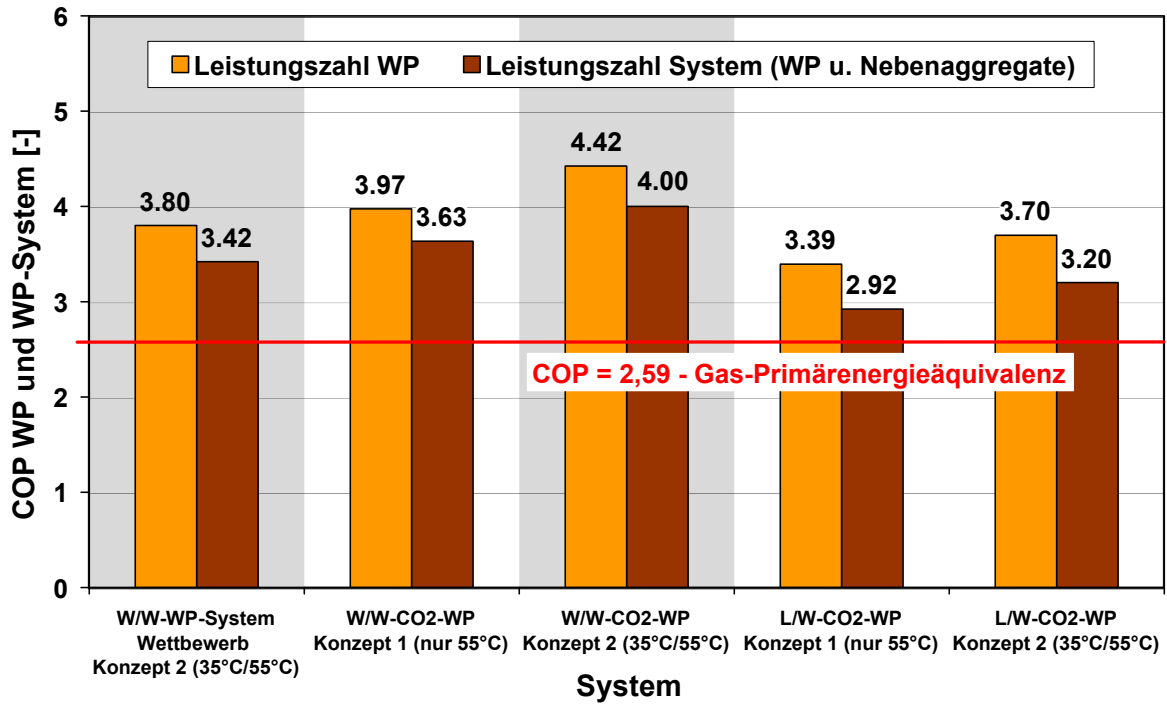


Abbildung 8.9: Leistungszahlen (Kompressorleistung) und System-Leistungszahlen (el. Leistungsaufnahme Kompressor und Nebenaggregate) der Wärmepumpen Systemvariante B (Niedrigstenergiehaus) mit unterschiedlichen Konzepten (Kapitel 8.3) und Wärmequellen. Die beiden grau hinterlegten System sind vergleichbar. Wassereintrittstemperatur in den Gaskühler: 25°C

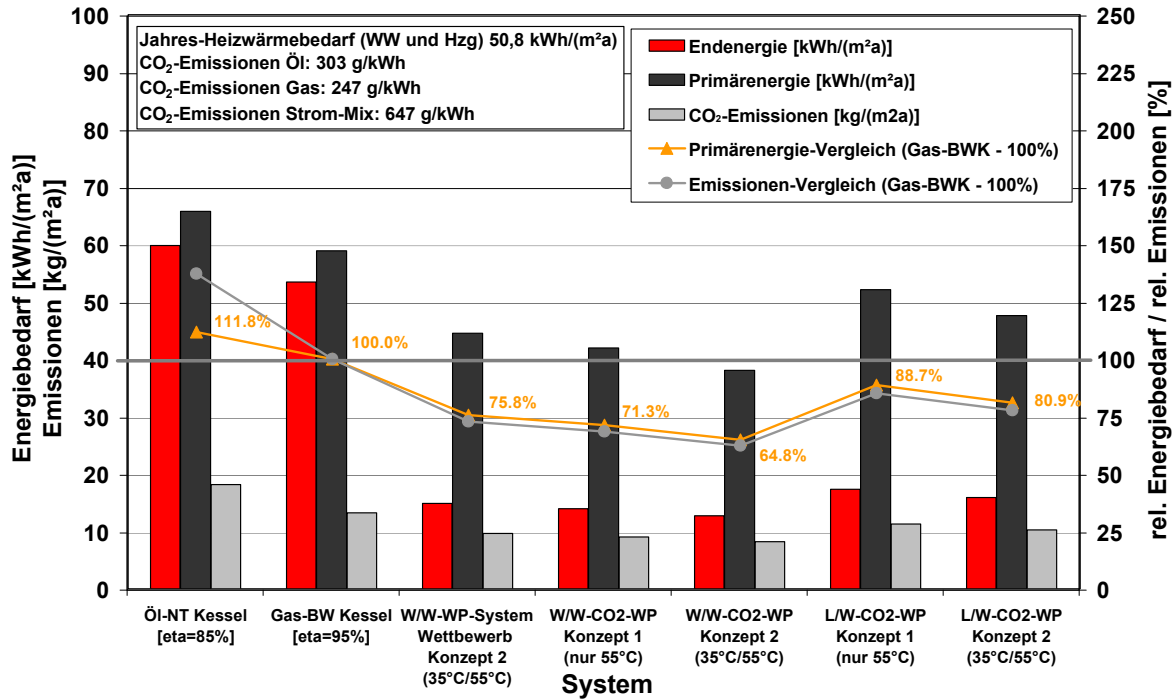


Abbildung 8.10: Resultierender Energiebedarf und Emissionen bei Beheizung eines Niedrigstenergiehauses (Anwendung Systemvariante B)

R407C betriebene Wärmepumpe ist zum Vergleich mit dargestellt. Diese Wärmepumpe ist ebenfalls eine kombinierte Wärmepumpe zur Heizung und Warmwasserbereitung, die auch auf den Temperaturniveaus 35 und 55°C betrieben wird. Die Wärmequelle ist Grundwasser, die Wärmeleistung entspricht mit etwa 4,5 bis 6 kW der CO₂-Wärmepumpe Systemvariante B. Die Wärmepumpe ist ein Einzelgerät, dass in entsprechende Systeme einzubinden ist.

Im direkten Vergleich sind die in Abbildung 8.9 grau hinterlegten am Markt angebotene W/W-Wärmepumpe (äquivalent zu Konzept 2) und die auf den Temperaturniveaus 55°C und 35°C nach Konzept 2 arbeitende W/W-Wärmepumpe mit dem Arbeitsmittel CO₂ zu betrachten. Die CO₂-Wärmepumpe ist mit einem COP von 4,42 um 16,3% bzw. mit einer Systemleistungszahl von 4,00 um 17% effizienter als die Anlage mit herkömmlichem Kältemittel, welche einen COP von 3,80 bzw. eine Systemleistungszahl von 3,42 aufweist. Im primärenergetischen Vergleich ist das W/W-CO₂-Wärmepumpensystem Konzept 2 dem Gas-COP-Äquivalenzwert von 2,59 deutlich überlegen.

Wie bereits bei der Wärmepumpe Systemvariante A beschrieben, führt auch hier das stabilere Temperaturniveau und Verfügbarkeit der Quelle Grundwasser zu höheren COP-Werten im Vergleich zur Quelle Außenluft (siehe Abbildung 8.9). Die entsprechenden Energiebedarfs- und Emissionswerte sind in Abbildung 8.10 dargestellt. Auch für diesen Lastfall erreichen die CO₂-Wärmepumpen mit den aus der Simulation ermittelten Jahres-COP-Werten die günstigsten Werte für Primärenergiebedarf und CO₂-Emissionen. Zum direkten Vergleich mit konventionellen Heizkesseln sind in jedem Fall die Nebenaggregate wie Pumpen oder Ventilatoren mit zu berücksichtigen.

8.5 CO₂-Reduktionspotential

Die CO₂-Wärmepumpen bieten sowohl für die Systemvariante A als auch für die leistungsstärkere Systemvariante B gegenüber dem aktuellen Stand der Technik aus dem Bereich Gas-Brennwert-Heizkessel und Wärmepumpen ein deutliches Einsparpotential an Primärenergiebedarf und CO₂-Emissionen. Bezugnehmend auf die Systemvariante A ergeben sich im Vergleich zu vergleichbaren Wärmeversorgungssystemen folgende Einsparpotentiale der CO₂-Emissionen (siehe Abbildung 8.11). Insbesondere die vergleichbare L/W-Wärmepumpe mit dem Arbeitsmittel R134a weist im Vergleich einen deutlichen Mehrbedarf an Primärenergie von $7,9 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ sowie Mehr-Emissionen von etwa $1,7 \text{ kg CO}_2/(\text{m}^2\text{a})$ auf.

Bei Betrachtung der Systemvariante B (vgl. Abbildung 8.12) ergibt sich für eine Wärmebereitstellung über einen Gas-Brennwert-Heizkessel ein deutlicher Anstieg des Primärenergiebedarfs (Mehrbedarf von $21,4 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$) sowie der Emissionen (Mehr-Emissionen von $5,1 \text{ kg CO}_2/(\text{m}^2\text{a})$). Auch die vergleichbare und am Markt verfügbare W/W-Wärmepumpe mit dem Kältemittel R407C weist Mehr-Emissionen und einen höheren Primärenergiebedarf als die CO₂-Wärmepumpe auf.

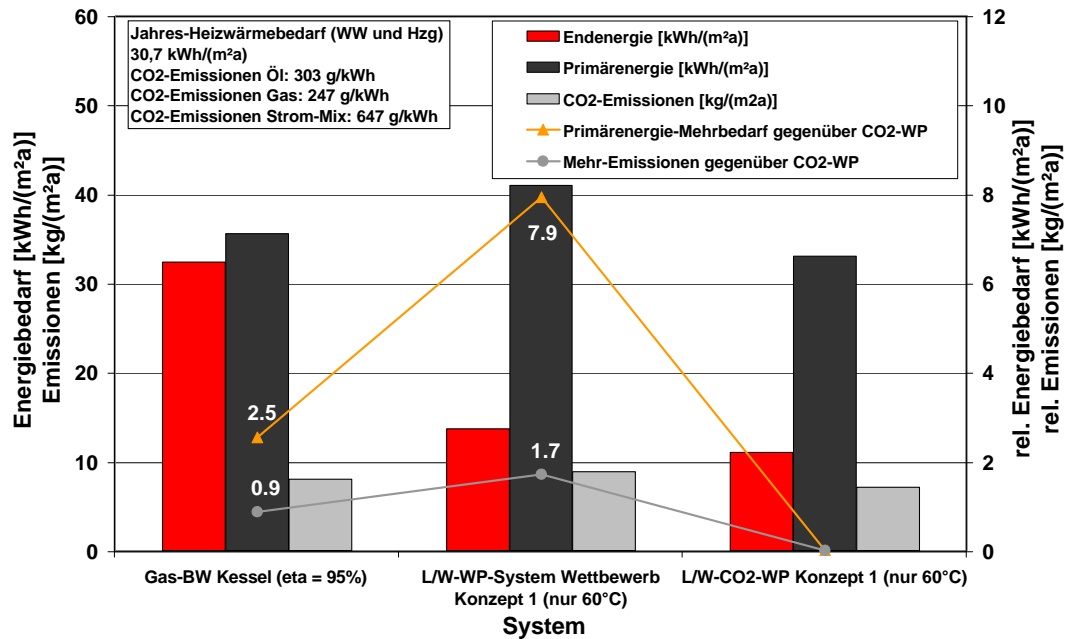


Abbildung 8.11: Relativer Primärenergiebedarf und CO₂-Emissionen vergleichbarer Wärmeversorgungssysteme für Systemvariante A

Die in den beiden Diagrammen angegebenen flächenbezogenen Werte können unter Bezugnahme der Wohnbauten in Deutschland zur Ermittlung des Gesamt-Einsparpotentials herangezogen werden. Laut [Stat. BA 2006] wurden im Jahr 2005 133.376 Wohngebäude mit 1 und 2 Wohnungen als Bauvorhaben genehmigt. Hinsichtlich der vorwiegend erfolgenden Wärmerversorgung können die genehmigten Bauvorhaben wie folgt eingeteilt

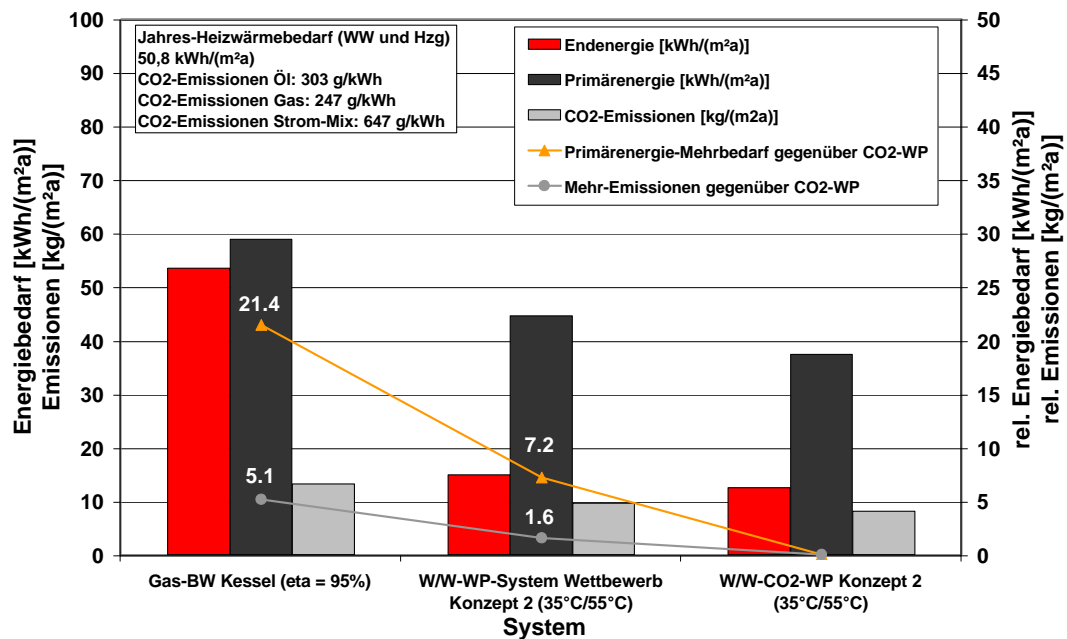


Abbildung 8.12: Relativer Primärenergiebedarf und CO₂-Emissionen vergleichbarer Wärmeversorgungssysteme für Systemvariante B

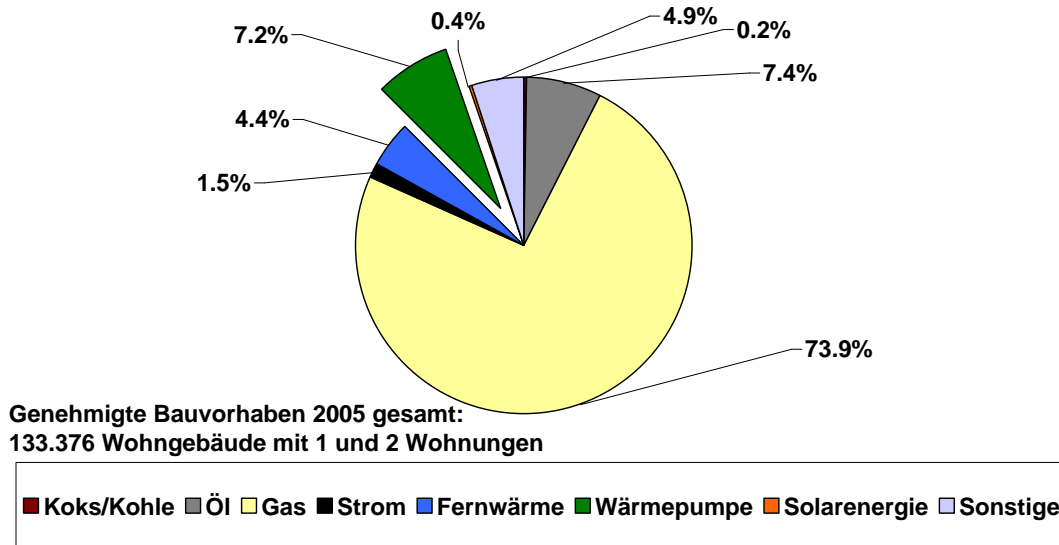


Abbildung 8.13: Kategorisierung der 2005 genehmigten Bauvorhaben in Deutschland hinsichtlich der Wärmeversorgungssysteme, Zahlen nach [Stat. BA 2006]

werden (siehe Abbildung 8.13). Für die Wärmeversorgung über Wärmepumpen ergibt sich mit einer Stückzahl von gesamt 9.624 ein Marktanteil von etwa 7%.

Die Gesamtfläche der etwa 133.000 neu errichteten kleineren Wohngebäude beträgt etwa $19.370.000 \text{ m}^2$ Wohnfläche, im Mittel entspricht dies ca. $145 \text{ m}^2/\text{Wohngebäude}$ (vgl. Angaben in [Stat. BA 2006]). Hinsichtlich der Passivhäuser wird von einem Potential von ca. 4.000 Einheiten ausgegangen [Bühning et al. 2004], was einem Anteil an den Neubauten insgesamt von 3% entspricht.

Bei zurückhaltender Abschätzung der durch die CO₂-Wärmepumpe verfügbaren Potentiale zur Primärenergieeinsparung und Emissionsreduktion wird auf die Zahlen der Neubauten im Jahr 2005 zurückgegriffen. Geht man von einer Beibehaltung der Ausrüstung der Gebäude zu 7,2% mit Wärmepumpenheizungen aus, werden 9.600 Gebäude mit insgesamt $1.392.000 \text{ m}^2$ Wohnfläche über Wärmepumpensysteme versorgt. Geht man weiter davon aus, dass 3% der Neubauten als Passivhäuser errichtet werden, bleiben als Marktpotential ca. 9.300 Gebäude als Anwendungsbereich für die Systemvariante B (die mit einer Wärmeleistung von 6 kW auch die Heizlast in einem EnEV-Gebäude decken kann) und rund 300 Gebäude für die Systemvariante A.

Bei einer energetisch effizienten und kostengünstigen Technologie wird der untere Bereich des verfügbaren Marktpotentials für die CO₂-Wärmepumpen mit 15% des Gesamt-Wärmepumpenmarktes im Bereich der kleinen Wohngebäude abgeschätzt. Als Ausblick auf das insgesamt erschließbare Potential wird hier ein Anteil von 15% der gesamten Wärmeversorgung (entspricht ca. 20.000 Gebäude mit $2.900.000 \text{ m}^2$ Wohnfläche) angenommen. Die Ergebnisse der Potentialanalyse für die Systemvarianten A und B sind in Abbildung 8.14 und 8.15 zusammengestellt.

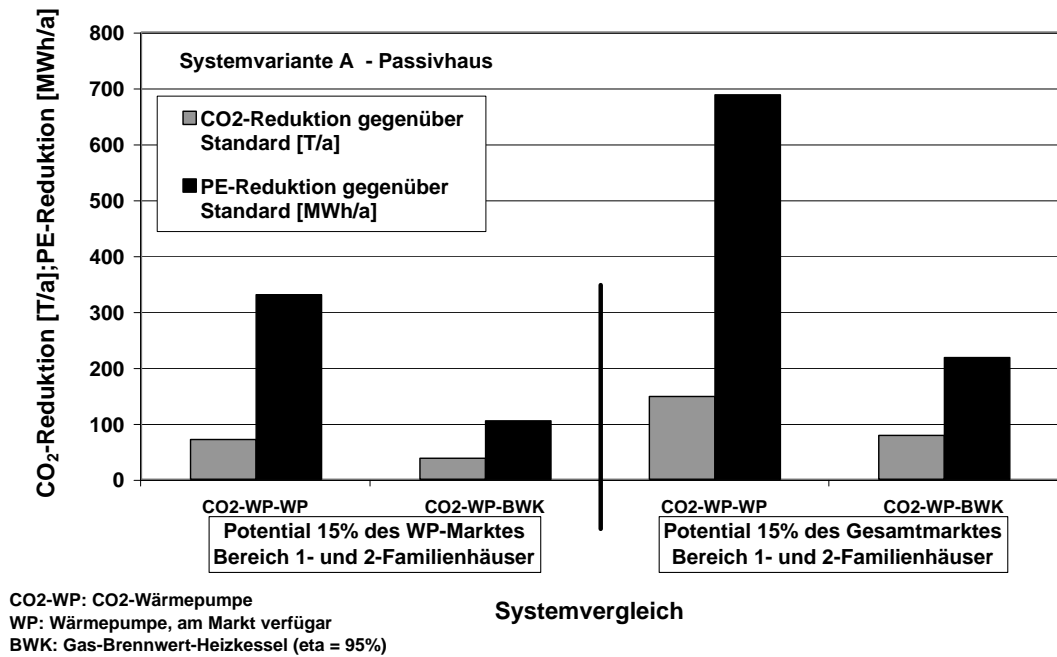


Abbildung 8.14: Potentialabschätzung Einsparung CO₂-Emissionen und Primärenergiebedarf durch Einsatz der CO₂-Wärmepumpe für Systemvariante A

Während das Einsparpotential für die Systemvariante A aufgrund des noch geringen Marktanteils der Passivhäuser sowie der insgesamt gegenüber dem Standard deutlich reduzierten Bedarfswerte relativ gering ausfällt, lässt sich durch Integration der Systemvariante B ein deutlich größeres Einsparpotential erschließen.

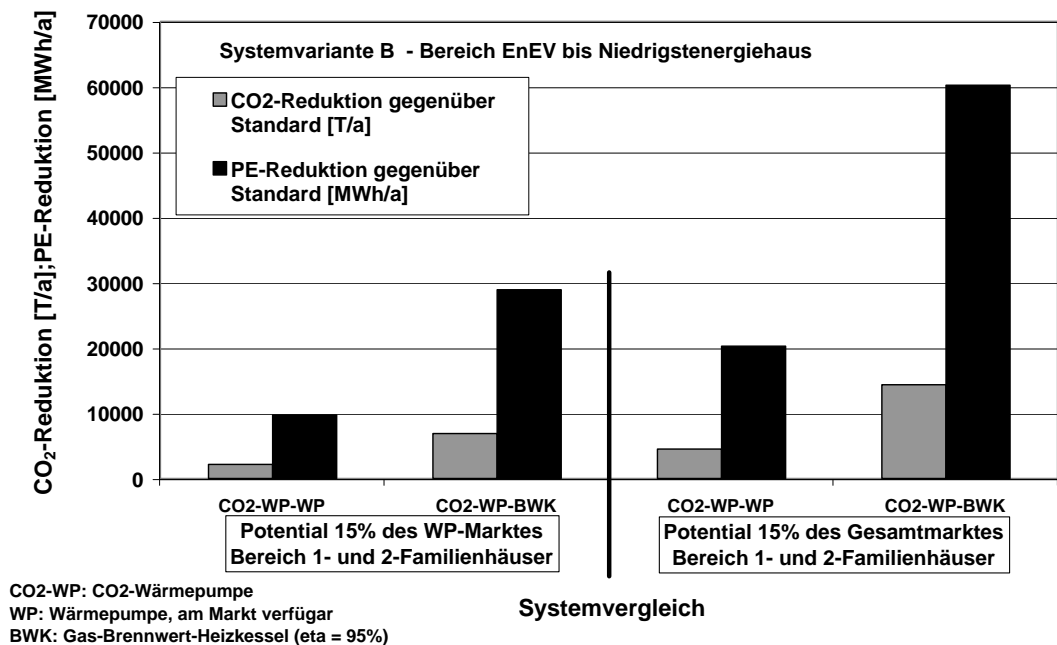


Abbildung 8.15: Potentialabschätzung Einsparung CO₂-Emissionen und Primärenergiebedarf durch Einsatz der CO₂-Wärmepumpe für Systemvariante B

Die Stärke der Wärmepumpe Systemvariante B liegt mit der höheren Wärmeleistung von 6 kW in dem deutlich vergrößerten Anwendungsbereich. Geht man von einem wachsenden Wärmepumpen-Markt in Deutschland sowie in anderen europäischen Ländern aus, der zum Teil auch in der Verknappung der fossilen Energieträger Gas und Öl begründet ist, kann von einer nochmaligen Verbesserung der erzielbaren Einsparungen an Primärenergie und Emissionen ausgegangen werden.

Teil IV

Fazit

Kapitel 9

Fazit

Zusammenfassend kann sowohl für die Systemvariante A als auch die leistungsstärkere Systemvariante B festgestellt werden, dass CO₂-Wärmepumpen energetisch und ökologisch eine echte Alternative zu konventionellen Feuerungsheizungen und zu Wärmepumpen mit konventionellen Arbeitsmitteln darstellen.

Zur Verwendung in einem Passivhaus ist die Systemvariante A mit einer Heizleistung von ca. 2 kW konzipiert worden. Die CO₂-Wärmepumpe mit der Wärmequelle Luft ist mit einer am Markt verfügbaren, von den Bedingungen her äquivalenten Luft/Wasser-Wärmepumpe energetisch verglichen worden. Unter Berücksichtigung der Nebenaggregate weist das CO₂-Wärmepumpensystem eine um ca. 24% höhere Systemleistungszahl auf und ist trotz der energetisch schlechteren Wärmequelle Luft primärenergetisch sogar um ca. 7,1% besser als die vergleichbare Gasbrennwerttechnik (Nutzungsgrad 95%). Für eine erdreichbasierte Wärmequelle (Grundwasser) mit einem ganzjährig konstantem Temperaturniveau kann die Effizienz der CO₂-Wärmepumpe gegenüber der Gasbrennwerttechnik primärenergetisch weiter gesteigert werden. Das Konzept 2 mit der Bereitstellung des Warmwassers und des Heizungswassers auf unterschiedlichen Temperaturniveaus ermöglicht als bestes Konzept in Zusammenhang mit Grundwasser als Wärmequelle eine Primärenergieeinsparung von 20,8% sowie einer Reduzierung der CO₂-Emissionen um 23,9% gegenüber einem Gas-Brennwertkessel.

Im Niedrigstenergiehaus verbessern sich konventionelle Wärmepumpen hinsichtlich der Leistungszahl deutlich im Vergleich zu einem konventionellen System im Passivhaus durch den höheren Heizwärmeanteil, der bei niedrigeren Temperaturen (Fußbodenheizung) bereitgestellt werden kann. Eine am Markt verfügbare, hier betrachtete konventionelle Wasser/Wasser-Wärmepumpe ermöglicht gegenüber einem Gas-Brennwertkessel mit einem Nutzungsgrad von 95% eine Primärenergieeinsparung von 24,2%, wodurch dieses System exemplarisch als Maßstab angesetzt werden muss. Beim direkten Vergleich der als Systemvariante B konzipierten CO₂-Wärmepumpe mit dieser konventionellen Serienanlage – beide mit Wasser als Wärmequelle und nach Konzept 2 ausgeführt – ist das CO₂-System hinsichtlich der Effizienz überlegen. Die CO₂-Wärmepumpe ist unter Berücksichtigung der Nebenaggregate um ca. 17% effizienter als die vergleichbare Anlage mit herkömmlichen Kältemittel. Im primärenergetischen

Vergleich ist mit diesem neuartigen W/W-CO₂-Wärmepumpensystem Konzept 2 eine Primärenergieeinsparung von 35,2% bzw. eine Reduzierung der CO₂-Emission um 37,8% gegenüber einem Gas-Brennwertkessel möglich.

Die Praxistauglichkeit muss in der Folge erprobt werden, um sowohl hinsichtlich des Betriebsverhaltens als auch hinsichtlich der Kostensituation belastbare Ergebnisse zu erzielen. Auf Basis der Fortführung der Arbeiten kann eine positive Entwicklung der Geräte mit anschließendem Praxisversuch erwartet werden.

Teil V

Literaturverzeichnis und Anhang

Literaturverzeichnis

- [**Bühring 2001**] BÜHRING, A.: *Theoretische und Experimentelle Untersuchungen zum Einsatz von Lüftungs-Kompaktgeräten mit integrierter Kompressionswärmepumpe (Dissertation)*, IRB Verlag, Stuttgart, 2001
- [**Bühring et al. 2004**] BÜHRING, A. ; LEUCHTNER, J. ; KRUG, P. ; SCHÜLE, R.: *Marktpotenzial für Passivhäuser und 3-Liter-Häuser*. Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme (2004)
- [**BINE 2000**] BINE Informationsdienst: *CO₂ als Kältemittel für Wärmepumpe und Kältemaschine* / ProjektInfo 10/00, <http://www.bine.info>, Fachinformationszentrum Karlsruhe. 2000
- [**BMU 2005**] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: *Das Kyoto-Protokoll, ein Meilenstein für den Schutz des Weltklimas* / Info-Broschüre, www.bmu.de. 2005
- [**EnEV 2004**] Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit, Bundesministerium für Verkehr, Bau- und Wohnungswesen: *Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden (Energieeinsparverordnung-EnEV)* 02. Dezember. 2004
- [**Darmstadt 2001**] Passivhaus Institut Darmstadt, Cepheus Wissenschaftliche Begleitung und Auswertung: *Passivhaus-Siedlung Ulm-Wanne* / Endbericht zum Thermie Projekt Nr. BU/0127/97, Fachinformation PHI-2001/9. 2001
- [**DIN V 4108-2**] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.: *DIN V 4108-2, Wärmeschutz und Energieeinsparung an Gebäuden – Teil 2 – Mindestanforderungen an den baulichen Wärmeschutz*. – Beuth Verlag GmbH, Berlin, Wien, Zürich, Juli 2003
- [**DIN V 4701-10**] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.: *DIN V 4701-10, Energetische Bewertung heiz- und raumlufttechnischer Anlagen - Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung*. – Beuth Verlag GmbH, Berlin, 08/2003
- [**DVGW 2004**] DVGW Regelwerk: *Trinkwassererwärmungs- und Trinkwasserleitungsanlagen; Technische Maßnahmen zur Verminderung des Legionellenwachstums*. 2004. – Technische Regel, Arbeitsblatt W551

-
- [Fisch et al. 2005] FISCH, N. ; BODMANN, M. ; KÜHL, L.: *Wärmespeicher* / BINE Informationsdienst, TÜV-Verlag. 2005
- [IEA 1999] IEA / IIR / IZW Workshop on CO₂ Technology in Refrigeration, Heat Pump and AirConditioning Systems: Proceedings, March 18, Mainz. 1999
- [IWU 2006] Institut für Wohnen und Umwelt - IWU: *Kumulierter Energieaufwand und CO₂-Emissionsfaktoren verschiedener Energieträger und -versorgungen*. 2006. – www.iwu.de, Januar
- [JähniG/Krause 2002] JÄHNIG, D. ; KRAUSE, T.: *Vergleich der Jahresnutzungsgrade von solaroptimierten und herkömmlichen Heizungskesseln*. Otti Energie-Kolleg, Staffelstein 24.4.2002, Tagungsband, S. 73 - 78 (2002)
- [Jordan/Vajen 2003] JORDAN, U. ; VAJEN, K.: *Handbuch DHWcalc - Werkzeug zur Generierung von Trinkwasser-Zapfprofilen auf statistischer Basis*. Version 1.10, Technical University of Denmark, DTU, Universität Kassel Institut für Thermische Energietechnik, 2003
- [Kühl 2005] KÜHL, L.: *Wärmeversorgungssysteme für hochwärmegedämmte Gebäude (Dissertation)*, Reihe 6: Energietechnik, Nr. 526, Düsseldorf: VDI- Verlag, 2005
- [Kosowski et al. 2005] KOSOWSKI, K. ; TEGETHOFF, W. ; KÖHLER, J. ; KÜHL, L.: *Wärmeversorgungssystem mit einer Schichtenladespeicher gekoppelten CO₂-Wärmepumpe*. DKV-Tagung in Würzburg, Paper zum Vortrag (2005)
- [Lambers 2005] LAMBERS, K.: *Kalorische Leistungsmessung kleiner CO₂-Verdichter*. In: Ki Luft- und Kältetechnik, Heft 7, Seite 259-263 (2005)
- [Lemke et al. 2001] LEMKE, N. ; KÖHLER, J. et al.: *Neuentwicklung bei Omnibus-Klimaanlagen*. In: Vortrag im Rahmen der Veranstaltung *Klimatisierung von Kraftfahrzeugen* der Technischen Akademie Esslingen, 10./11. Mai, Ostfildern-Nellingen (2001)
- [Lemke et al. 1999] LEMKE, N. ; TEGETHOFF, W. ; SCHUETZ, S ; KOEHLER, J.: *Stratified Tap-Water-Storage Systems for Carbon Dioxide Heat Pumps*. In: 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney (1999)
- [Pettersen/Lorentzen 1993] PETERSEN, J. ; LORENTZEN, G.: *Eine neue, effiziente und umweltfreundliche Pkw-Klimaanlage mit CO₂ als Kältemittel*. In: Luft- und Kältetechnik, Heft 3, Seite 105-111 (1993)
- [Schaffranietz 1998] SCHAFFRANIETZ, U.: *Regelventile für CO₂-Kälteanlagen*. In: DKV-Statusbericht Nr.20: *Kohlendioxid – Besonderheiten und Einsatzchancen als Kältemittel*, Seite 138 - 144, Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (DKV), Stuttgart (1998), November
-

- [**Schiefelbein/Friedl 2005**] SCHIEFELBEIN, K. ; FRIEDL, M.: *CO₂-Wärmepumpe für Heiz- und Gebrauchswarmwasser*. In: Koop, Thomas (Hrsg): *Wärmepumpen-Forschung: Wärmequellen, Komponenten, Arbeitsmedien*, Tagungsband 12. UAW-Tagung, Seite 105 - 116, HTI Burgdorf (2005)
- [**Schraps 2001**] SCHRAPS, S.: *Kombinierter Einsatz von Elektrowärmepumpe und Solarkollektor in Wohngebäuden (Dissertation)*, Reihe 6: Energietechnik, Nr.452, Düsseldorf: VDI- Verlag, 2001
- [**Solvis 2004**] SOLVIS GmbH & Co KG: *Firmeninformationen*. Grotrian-Steinweg-Straße 12, D - 38112 Braunschweig, 2004
- [**Stat. BA 2006**] Statistisches Bundesamt: *Bautätigkeit und Wohnungen*. 2006. – Fachserie 5, Reihe 1
- [**STZ-EGS 2002**] STZ-EGS: *Passivhaus-Siedlung Ulm-Wanne / Abschlussbericht zum Projekt FKZ A 12999*, gefördert durch Stiftung Energieforschung Baden-Württemberg, Steinbeis-Transferzentrum für Energie, Gebäude- und Solartechnik, Heßbrühlstraße 15, D-70565 Stuttgart. 2002
- [**VDI 2067-4**] Verein Deutscher Ingenieure VDI 2067 Blatt 4: *Berechnung der Kosten von Wärmeversorgungsanlagen - Warmwasserversorgung*. – Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, Beuth Verlag Berlin, 1982

Anhang A

Hochdruckvariation

Bei einer Wasseraustrittstemperatur von 60°C sind vier verschiedene Hochdrücke von 95 bar bis 110 bar eingestellt worden. Die Betriebsbedingungen des Verdampfers sind während der Versuchsreihe nahezu konstant, wodurch sich am Eintritt des Verdichters die gleichen Ansaugdichten ergeben. In Abbildung A.1 ist der Wärmepumpenprozess zur Erwärmung des Wassers von 25°C auf 60°C bei einem Hochdruck von 95 bar im p-h-Diagramm sowie die Temperaturverläufe beider Fluide im Gaskühler im T-h-Diagramm dargestellt. Im stationären Betriebszustand entspricht die dem Kohlendioxid entzogene Wärmemenge der dem Wasser zugeführten Energie. Es ist durchaus zulässig, den Temperaturverlauf des Wassers in das T-h-Diagramm von CO_2 einzutragen, wenn davon ausgegangen wird, dass die Enthalpieänderung des CO_2 , die es bei der Abkühlung erfährt, der Enthalpieänderung des Wassers entspricht. Dafür sind lediglich die Ein- und Austrittsenthalpie mit den entsprechenden Temperaturen (25°C und 60°C) mit einer Geraden verbunden. Ein Eintauchen der Wassergeraden ins Nassdampfgebiet in Abbildung A.1 hat daher keine Bedeutung.

Während die isobare Wärmekapazität des Wassers über den ganzen Temperaturbereich nahezu konstant bleibt, ist die Wärmekapazität von Kohlendioxid stark temperaturabhängig. Wie die Isothermen im p-h-Diagramm vollziehen auch die Isobaren im T-h-Diagramm oberhalb des kritischen Punktes einen S-förmigen Verlauf bedingt durch die sich ändernde Wärmekapazität des CO_2 . Im Wendepunkt des Temperaturverlaufs von CO_2 (oder aller überkritischen Isobaren) erreicht die Wärmekapazität für den jeweiligen Druck das Maximum. Die Temperaturen am CO_2 -seitigen Austritt und wasserseitigen Eintritt des Gaskühlers (Rücklaufstemperatur des Heizungssystems) nähern sich bis auf 8 K an. Es wird nicht die ganze Enthalpiestrecke bis zum Erreichen der 25°C -Isothermen ausgenutzt. Selbst eine Vergrößerung des Wärmeübertragers bis zu einer theoretisch unendlich großen Fläche führt nicht zu einer vollständigen Angleichung der Austrittstemperatur des CO_2 an die Eintrittstemperatur des Wassers. Bei einer Vergrößerung der Übertragungsfläche verlängern sich die Temperaturverläufe im T-h-Diagramm zu kleineren Enthalpien. Der Temperaturverlauf des CO_2 folgt der Isobaren zu kleineren Temperaturen, der Eintrittszustand des Wassers verschiebt sich horizontal entlang der 25°C -Isothermen zur Enthalpie, die das Kältemittel am Austritt

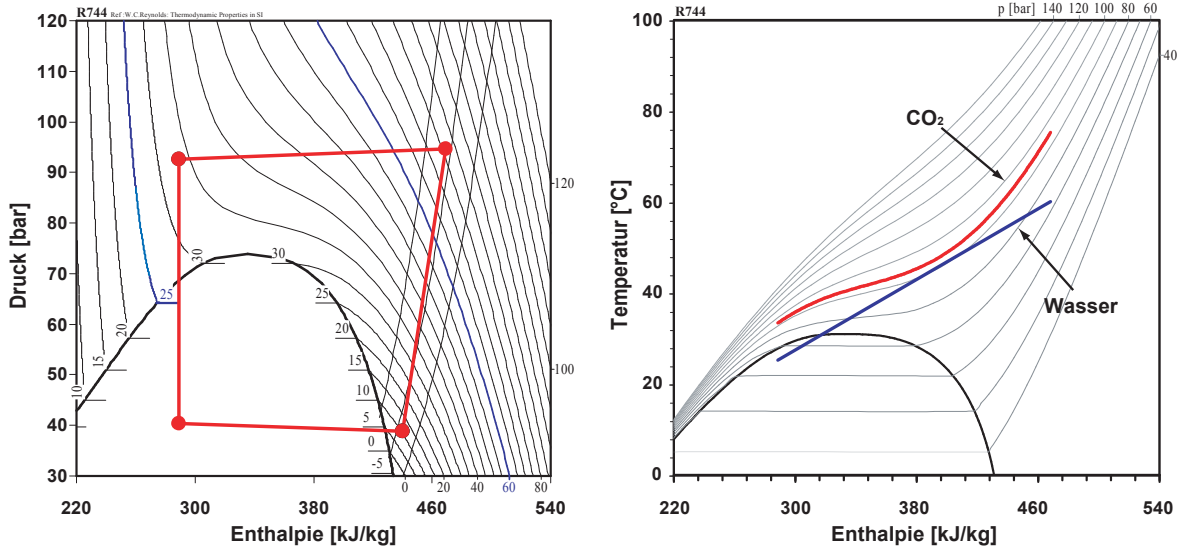


Abbildung A.1: Kreisprozess zur Wassererwärmung von 25°C auf 60°C im p-h-Diagramm (links) bei einem Hochdruck von ca. 95 bar. Temperaturverlauf des CO₂ und des Wassers im Gaskühler im T-h-Diagramm für CO₂ (rechts).

hat, wodurch der Temperaturverlauf des Wassers flacher verläuft. Die beiden Verläufe verlängern sich bei Vergrößerung der Übertragungsfläche soweit, bis sie sich im Pinch-Point berühren. Dabei müssen sich die Temperaturverläufe nicht zwangsläufig ein zweites Mal auf der linken Seite des Gaskühlers (Eintritt des Wassers, Austritt des CO₂) berühren, wie in Abbildung 3.5 dargestellt. Zur Überwindung des Pinch-Points mit 0 K treibender Temperaturdifferenz ist theoretisch eine unendlich große Übertragungsfläche erforderlich. Ein weiteres Absenken der Austrittstemperatur des Kältemittels zu kleineren Enthalpien ist bei diesem Hochdruck daher nicht möglich, da der Temperaturverlauf des Wassers die 95 bar Isobare schneiden würde und somit oberhalb des Pinch-Points läge. Dieser Effekt hat seine Ursache in der lokalen Änderung des Wärmekapazitätsstroms vom CO₂ über der gesamten Länge des Wärmeübertragers aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Wärmekapazität, während er beim Wasser im gesamten Gaskühler konstant bleibt.

Bei einer geringen Druckerhöhung auf ca. 97 bar, dem für diese Wärmepumpe zur Erwärmung des Wassers von 25°C auf 60°C optimalen Hochdruck, kann die Austrittstemperatur des CO₂ allerdings nahezu bis zur Eintrittstemperatur des Wassers abgesenkt werden. In Abbildung A.2 ist dieser Kreisprozess im p-h- und der Temperaturverlauf im Gaskühler in einem T-h-Diagramm dargestellt. Grau hinterlegt ist der vorherige Kreisprozess. Bei annähernd gleichem Kältemittelmassenstrom kann durch die höhere Enthalpiedifferenz eine größere Heizleistung erzielt werden. Bei gleicher Temperaturspreizung von 35 K (Erwärmung von 25°C auf 60°C) auf der Wasserseite ist ein größerer Wassermassenstrom möglich. Dadurch stellt sich wasserseitig ein Wärmekapazitätsstrom ein, der, ausgehend vom zuvor betrachteten Abschnitt des Gaskühlers,

stärker als der Wärmekapazitätsstrom vom CO_2 bei 95 bar ist. Die Austrittstemperatur des Kältemittels kann so bei weiterer Druckerhöhung bis auf die Eintrittstemperatur des Wassers abgesenkt werden, wodurch eine große Enthalpiestrecke und damit proportional eine große Heizleistung zur Verfügung steht.

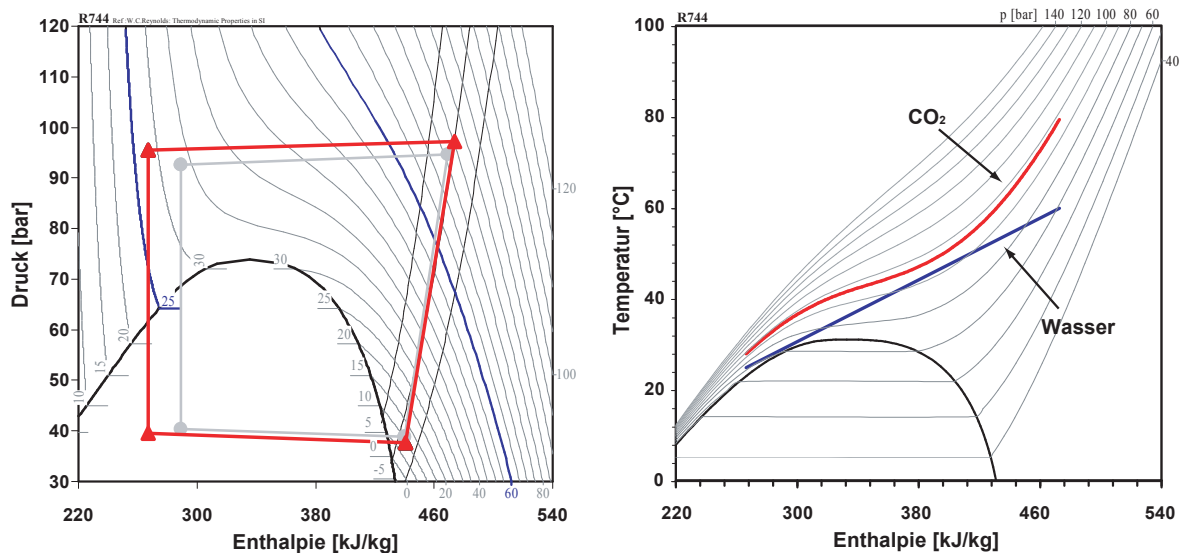


Abbildung A.2: Kreisprozess(rot) zur Wassererwärmung von 25°C auf 60°C im p-h-Diagramm (links) bei einem Hochdruck von ca. 97 bar. (In grau ist der Kreislauf aus Abb.A.1 hinterlegt.) Temperaturverlauf des CO_2 und des Wassers im Gaskühler im T-h-Diagramm für CO_2 (rechts).

Durch die Druckerhöhung wird zwar eine größere Heizleistung bereitgestellt, jedoch ist dies nur mit einem größeren Verdichtungsaufwand zu betreiben, der bei Druckerhöhung über den optimalen Druck hinaus deutlicher zunimmt als der damit erzielte Nutzen in Form von Heizleistung.

Für eine Wasseraustrittstemperatur von 55°C aus dem Gaskühler bei gleicher Eintrittstemperatur von 25°C ist eine weitere Messreihe vorgenommen worden. Die Wassergerade beispielsweise in Abbildung A.1 und A.2 verläuft flacher, wodurch der Hochdruck soweit abgesenkt werden kann, dass sich die Temperaturverläufe des Wassers und des CO_2 im Pinch-Point annähern. Diese Druckabsenkung reduziert die erforderliche Antriebsleistung und bewirkt so eine Erhöhung des COP . Auch die Heizleistung steigt bei der um 5 K verminderten Austrittstemperatur des Wassers an.

Anhang B

Systemsimulation

B.1 Systemvariante A

In Abbildung B.1 ist zu erkennen, wie für den transkritischen CO₂-Wärmepumpenprozess generell gilt, dass der *COP* mit fallender Gaskühlerwassereintrittstemperatur ansteigt. Durch die eingezeichneten Isolinien für die Verdampferaustrittstemperatur

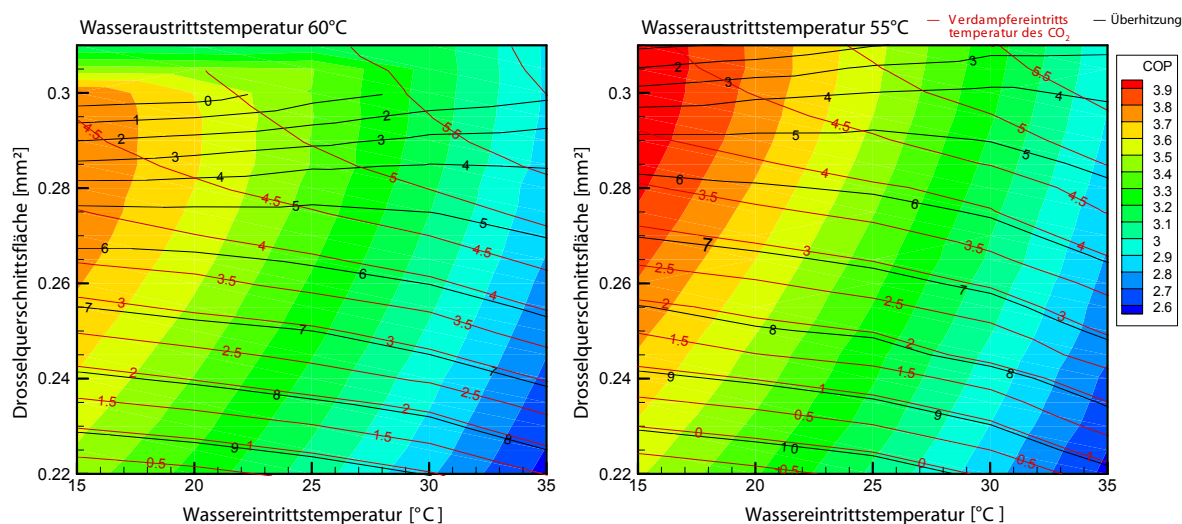


Abbildung B.1: *COP* bei Verwendung einer Festdrossel mit variiertem Querschnitt bei unterschiedlichen Wasserein- und -austrittstemperaturen am Gaskühler (60°C links, 55°C rechts); mit dargestellt sind die jeweils erzielte Überhitzung und die Verdampfereintrittstemperatur des Kältemittels. Füllmenge jeweils 110 g.

und die Überhitzung wird die in Kapitel 5.3.2 angesprochene Problematik des Einfrierens bzw. der Erzeugung ausreichender Überhitzung illustriert. Ohne Verwendung eines internen Wärmeübertragers erfolgt die Überhitzung im letzten Abschnitt des Verdampfers. Dabei ist die Verdampfungstemperatur mindestens um den Betrag der Überhitzung niedriger als die Temperatur des Sekundärfluids, in diesem Fall des Grundwassers, da das Kältemittel maximal auf dessen Temperatur erwärmt (überhitzt) werden kann. Die Bereiche des höchsten Wirkungsgrades ergeben sich für die geringen Überhitzun-

gen mit dem Grenzwert des vollständig gefluteten Verdampfers (entsprechend einer Überhitzung von $T_s = 0 K$). Die Verdampfungstemperatur und der damit gekoppelte Verdampfungsdruck können angehoben werden, wodurch sich bei gleichen Bedingungen im Gaskühler ein kleineres Druckverhältnis ergibt, welches der Kreislauffeffizienz zu Gute kommt. Darüber hinaus verbessert sich die Wärmeübertragung im Verdampfer, da verdampfendes Kältemittel einen höheren Wärmeübergangskoeffizienten hat als überhitztes. Dem gegenüber steht die Gefahr des Tropfenschlags, wenn aufgrund der fehlenden Überhitzung nicht verdampftes Kältemittel bis in den Verdichter gelangt. Eine Überhitzung von $0 K$ stellt die eine Grenze für die Auslegung der Festdrossel dar.

Bei hoher Überhitzung, wenn der Verdampfer mit zu wenig Kältemittel beaufschlagt wird, stellt sich eine für diese Überhitzung erforderliche treibende Temperaturdifferenz zwischen verdampfenden Kältemittel und dem Grundwasser ein. Für zu hohe Überhitzungen unterschreitet die Verdampfungstemperatur den Gefrierpunkt des Wassers, wodurch ein Vereisen des Grundwassers im Verdampfer droht. Die Vereisung stellt die zweite Grenze für die Auslegung der Festdrossel dar.

Bei Verwendung eines Inneren Wärmeübertragers ist die Verdampfeintrittstemperatur von der Überhitzung, im Gegensatz zum Betrieb ohne inneren Wärmeübertrager, entkoppelt (siehe Abbildung B.2). Das die Grenze der Überhitzung bestimmende Temperaturniveau ist nun nicht mehr die Temperatur der Wärmequelle, sondern die Temperatur des den Gaskühler verlassenden CO_2 . Daraus resultiert der Verlauf der Iso-

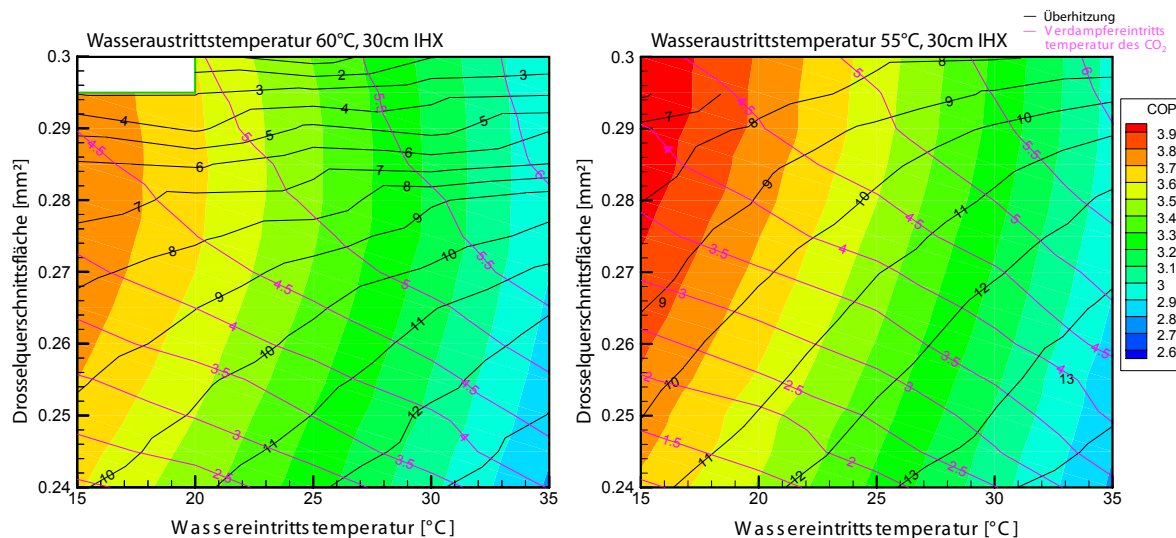


Abbildung B.2: COP bei Verwendung einer Festdrossel mit variiertem Querschnitt und eines Inneren Wärmeübertragers bei unterschiedlichen Wasserein- und -austrittstemperaturen am Gaskühler (60°C links, 55°C rechts); mit dargestellt sind die jeweils erzielte Überhitzung und die Verdampfeintrittstemperatur des Kältemittels. Füllmenge $110 g$

linien für die Überhitzung, die bei konstanter Drosselquerschnittsfläche mit wachsender Wärmesenktemperatur (\approx Gaskühleraustrittstemperatur) steigt. Durch diesen

Effekt können bei allen Betriebspunkten höhere Überhitzungen erzielt werden und der Betriebsbereich für eine Festdrossel erweitert sich zu höheren Öffnungsquerschnitten.

B.2 Systemvariante B

B.2.1 Füllmenge

Die Füllmenge ist aufgrund der größeren Leistung der Systemvariante deutlich größer. Die höchsten Effizienzen stellen sich bei einer Kohlendioxidfüllmenge von $1,05 \text{ kg}$ ein (Abbildung B.3).

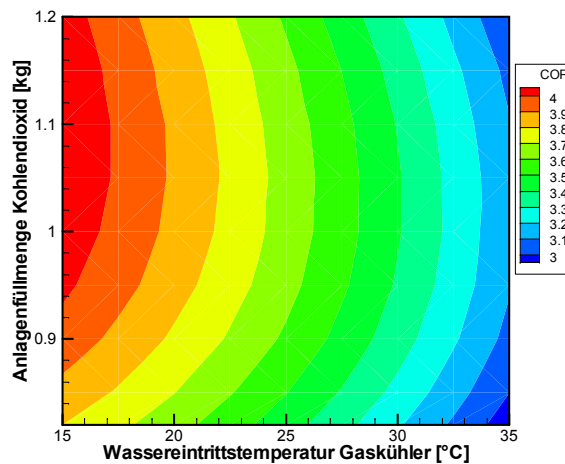


Abbildung B.3: *COP* bei variierten Kohlendioxidfüllmengen und Wassereintrittstemperaturen am Gaskühler (Simulation, Verdichter nicht berücksichtigt), Gaskühleraustrittstemperatur 60°C , 5 K Überhitzung, Temperatur der Wärmequelle: 10°C

B.2.2 Festdrossel

Bei der Verwendung einer Festdrossel handelt es sich nicht um eine Prozessregelung sondern um eine Steuerung, da hier der wesentliche Aspekt einer Regelung, die Rückkopplung, fehlt. Die Festdrossel ist allerdings nur für einen Betriebspunkt optimal ausgelegt. Bei einer Wärmequelle wie Umgebungsluft, die den jahreszeitlichen Schwankungen der Temperatur unterworfen ist, ist ein Expansionsorgan mit unveränderlichem Querschnitt nicht geeignet. Für eine erdreichgebundene Wärmequelle ist der Einsatz einer Festdrossel allerdings durchaus denkbar. In Abbildung B.4 ist eine Parametervariation des Drosselquerschnitts und der Wassereintrittstemperatur in den Gaskühler bei einer konstanten Temperatur der Wärmequelle von 10°C und der im vorherigen Abschnitt ermittelten Füllmenge dargestellt.

Für den Betrieb der Wärmepumpe zur Bereitstellung des Wassers auf einem Temperaturniveau sowohl von 55°C als auch von 60°C eignet sich eine Querschnittsfläche der Festdrossel von $0,80 \text{ mm}^2$. Bei diesem Querschnitt ist zum einen eine ausreichende

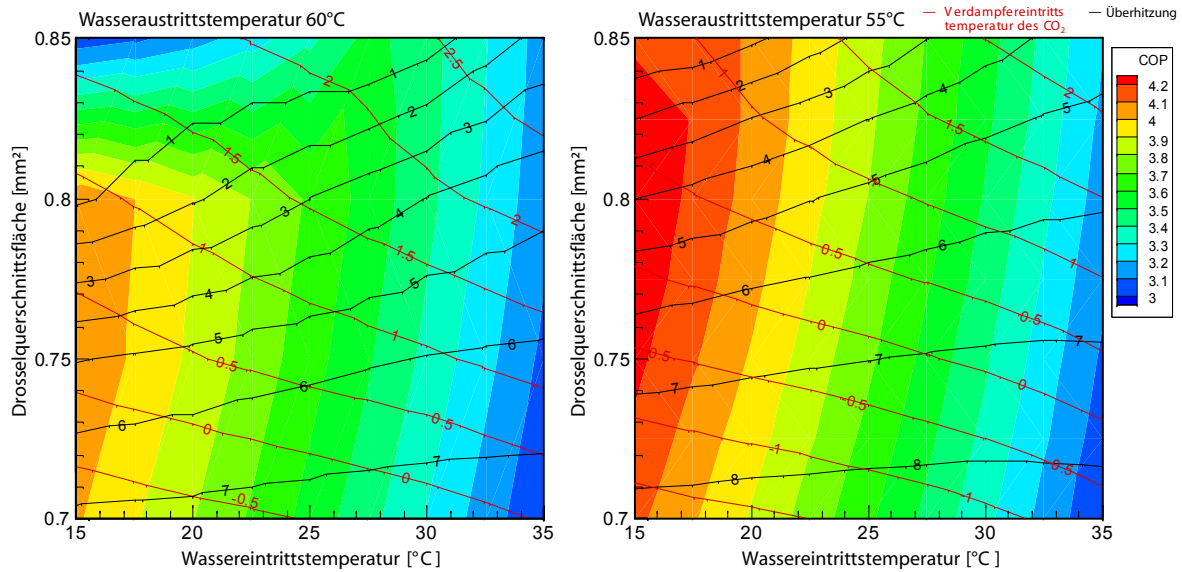


Abbildung B.4: *COP* bei Verwendung einer Festdrossel mit variiertem Querschnitt bei unterschiedlichen Wasserein- und -austrittstemperaturen am Gaskühler (60°C links, 55°C rechts), Systemvariante B; mit dargestellt sind die jeweils erzielte Überhitzung und die Verdampfeintrittstemperatur des Kältemittels. Füllmenge 1,05 kg. Temperatur der Wärmequelle: 10°C.

Überhitzung des Kältemittels gewährleistet, zum anderen wird die bei Grundwasser wichtige Grenztemperatur von 0°C bei der Verdampfung nicht unterschritten. Für ein Niedrigstenergiehaus, für das die Systemvariante B vorgesehen ist, wird allerdings von der Wärmepumpe nicht nur Wasser auf hohem Temperaturniveau bereitgestellt, sondern auch Heizungswasser mit niedrigerem Temperaturniveau von beispielsweise 35°C. In Abbildung B.5 ist die Verdampfungstemperatur und die Überhitzung des Kältemittels in Abhängigkeit der Wasseraustrittstemperatur aus dem Gaskühler dargestellt. Der Drosselquerschnitt, die Wassereintrittstemperatur und die Temperatur der Quelle sind unveränderlich. Mit fallender Temperatur des Wassers am Gaskühlerausstritt steigt die Überhitzung des Kältemittels an. Infolge der erforderlichen treibenden Temperaturdifferenz beider Fluide im Verdampfer fällt die Verdampfungstemperatur ab. Unterhalb einer Wasseraustrittstemperatur von knapp unter 50°C unterschreitet die Verdampfungstemperatur die Gefriergrenze, wodurch eine Vereisung des Sekundärfluids Grundwasser innerhalb des Wärmeübertragers erfolgen kann. Die Funktion der Wärmepumpe wird nicht nur beeinträchtigt, sondern es besteht die Gefahr, dass der vereisende wasserseitige Teil des Verdampfers infolge der Anomalie des Wassers (größte Dichte bei 4°C) an Volumen zunimmt und den Übertrager zerbersten lässt.

Für eine Anwendung im Niedrigstenergiehaus mit einer großen Temperaturspanne der Warmwasserbereitstellung ist eine Festdrossel daher ungeeignet. Stattdessen ist auf ein geregeltes Expansionsorgan mit variablem Öffnungsquerschnitt zurückzugreifen. Abbildung B.6 zeigt verschiedene Verläufe des COP für unterschiedliche Was-

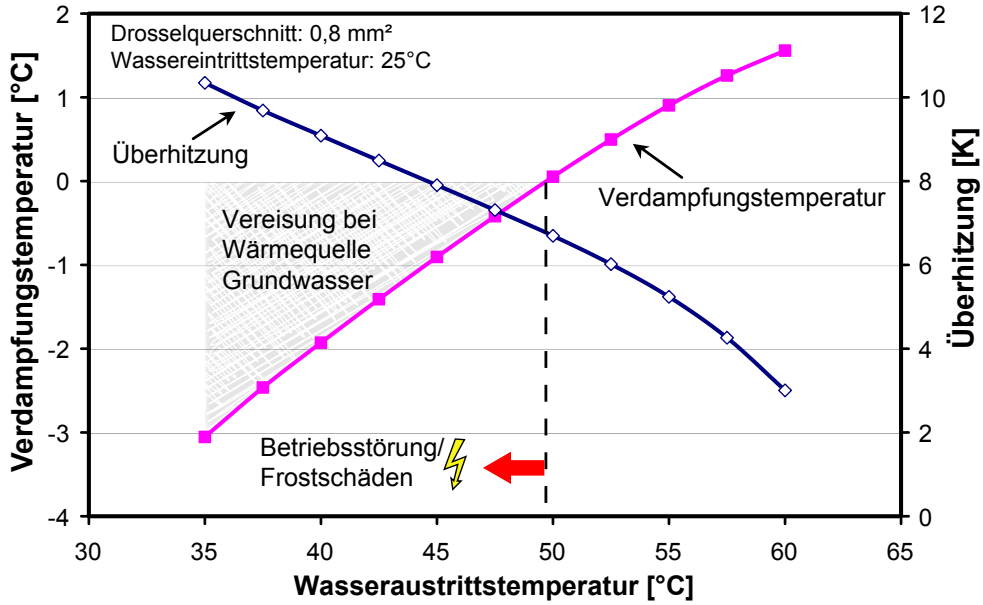


Abbildung B.5: Verdampfungstemperatur und Überhitzung des Kältemittels in Abhängigkeit der Wasseraustrittstemperatur aus dem Gaskühler bei konstantem Drosselquerschnitt und konstanter Wassereintrittstemperatur. (Füllmenge 1,05 kg. Temperatur der Wärmequelle: 10°C).

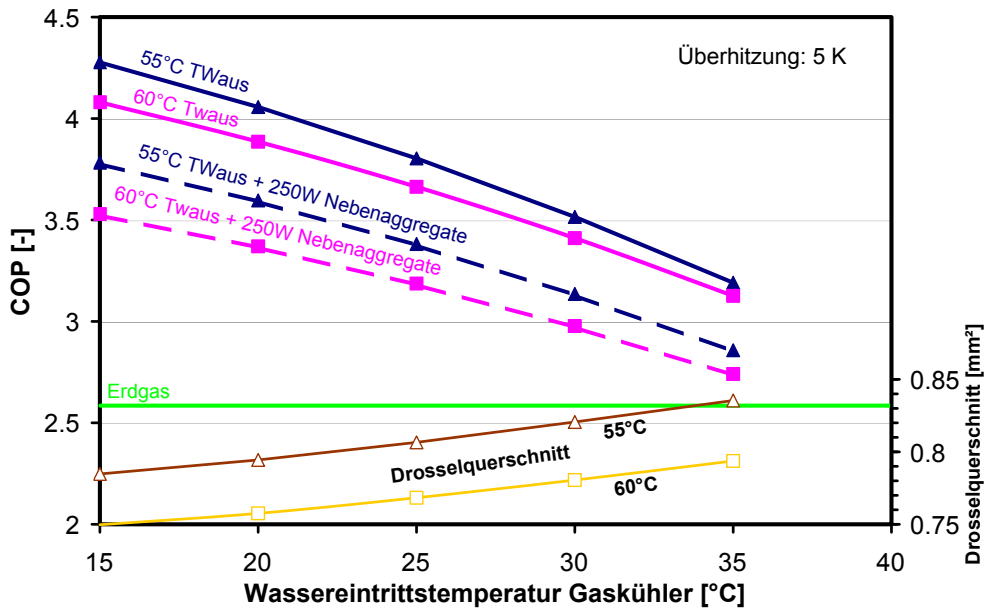


Abbildung B.6: COP für eine Überhitzungsregelung (5K) bei variierten Wasserein- und -austrittstemperaturen am Gaskühler (Teilweise unter Berücksichtigung der Leistungsaufnahme der Pumpen) im Vergleich mit dem äquivalenten COP für Erdgas (vgl. Gl.8.1).

Wasseraustrittstemperaturen mit und ohne Berücksichtigung der Nebenaggregate in Abhängigkeit der Wassereintrittstemperatur bei einer konstanten Überhitzung von 5 K. Der Gesamtverbrauch der Nebenaggregate ist im Vergleich zur Systemvariante A deutlich

höher anzusetzen. Adäquate Pumpen und Ventilatoren für die Systemvariante B erfordern eine zusätzlich geschätzte Leistungsaufnahme von ca. 250 W.

Zusätzlich ist der Drosselquerschnitt in Abhängigkeit der Wassereintrittstemperatur eingetragen, der sich infolge der Regelung derart anpasst, dass sich die gewünschte Überhitzung einstellt.

Anhang C

Laboruntersuchungen am IGS

In den nachfolgenden Bildern sind die Ergebnisse aus dem Versuch 17 beispielhaft zusammengestellt. Abbildung C.1 zeigt die Quellenseite mit einem eingestellten Temperaturniveau von $10^{\circ}\text{C}/5^{\circ}\text{C}$. Als Wärmeträger der Quelle wurde ein Wasser/Glykol-Gemisch verwendet, da auch Temperaturen im Bereich des Nullpunktes eingestellt wurden. Der Peak nach 5 Stunden Laufzeit stellt die Abschaltung des Wärmepumpenbetriebes nach Erreichen der Solltemperatur im Speicher dar. Im Anschluss wird der Betrieb wieder aufgenommen.

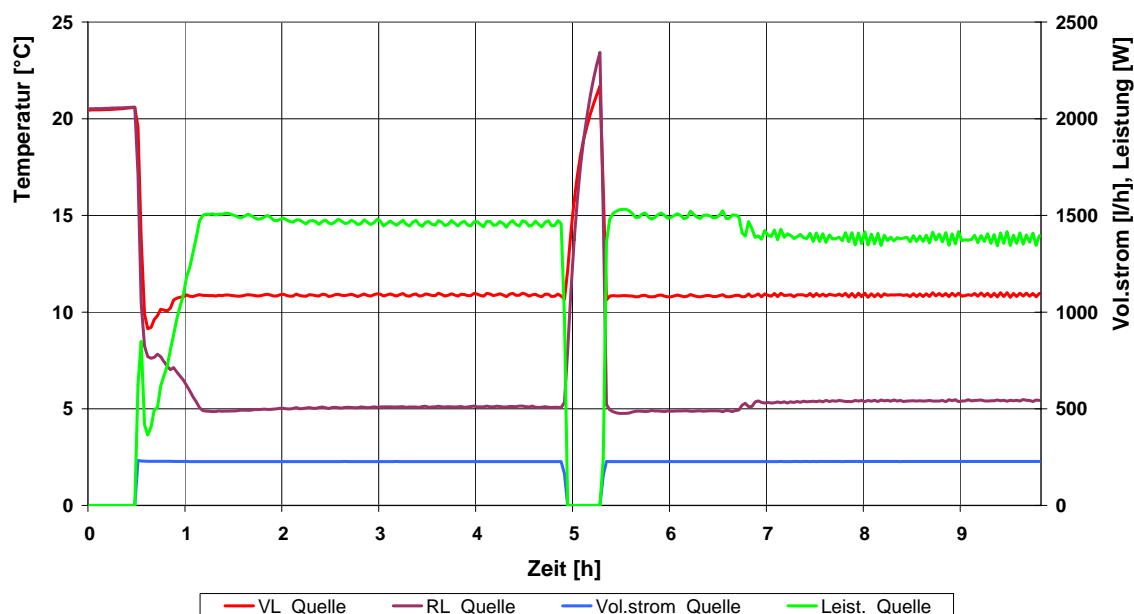


Abbildung C.1: Versuch 17 – Heizung und Warmwasserbereitung – Quellenseite

Neben dem Heizbetrieb wurde eine Warmwasserzapfung vorgenommen. Die Heizungsseite bzw. Senkenseite ist in Abbildung C.2 dargestellt. Die eingestellte Vorlauftemperatur war hier auf einem hohen Niveau von über 65°C eingestellt. Die Heizseite wurde um etwa 40 K auf einen Wert von ca. 25°C abgekühlt. Der eingestellte Volumenstrom entspricht einer Heizleistung von etwa 1200 bis 1300 W . Dies entspricht etwa der für ein Passivhaus benötigten Wärmeleistung. Abbildung C.3 zeigt die zugehörige

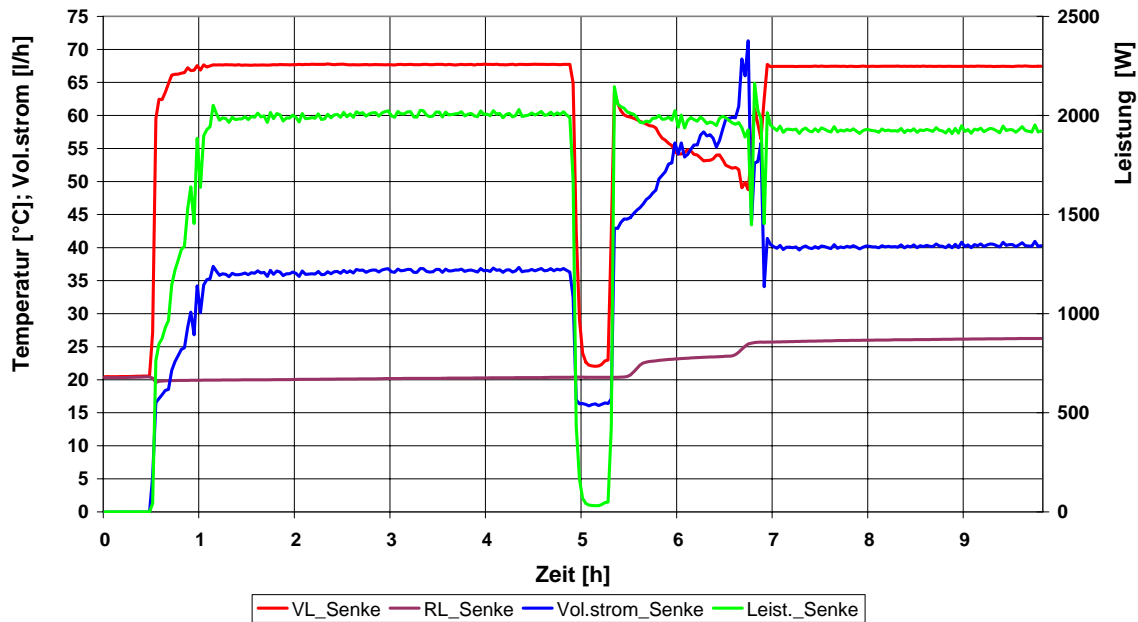


Abbildung C.2: Versuch 17 – Heizung und Warmwasserbereitung – Heizungsseite (Senke)

ge Warmwasserzapfung nach etwa 5,5 und 6,5 h Laufzeit. Die Warmwasserentnahme wird auf einem in der Praxis üblichen Temperaturniveau von 45°C bei einer Spitzenentnahme von ca. 12 kW durchgeführt. Die Wärmeentnahme in dieser Größenordnung wird über die im Speicher auf hohem Temperaturniveau bevorratete Wassermenge ermöglicht. Die Vorlauftemperatur wird zwischen den Zapfungen reduziert, stabilisiert sich jedoch nach der Zapfung wieder auf Ausgangsniveau. Eine Beeinträchtigung der Heizwärmeversorgung ist nicht ableitbar.

Das Temperaturniveau im Speicher zeigt Abbildung C.4. Gut zu erkennen ist das Erreichen des Abschalttemperaturniveaus im Speicher nach etwa 5 h Laufzeit und die Beeinträchtigung des Temperaturniveaus im Speicher durch die Warmwasserentnahme.

Die resultierenden Leistungszahlen bzw. COP-Werte sowie den Verlauf der Wärme- und Kälteleistung und der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters zeigt Abbildung C.5.

Nach Durchführung der Warmwasserzapfung steht ein reduziertes Temperaturniveau im Speicher zur Verfügung, das das Erreichen hoher COP-Werte im Beladezyklus ermöglicht. Nach Beladung stellt sich aufgrund des hohen gewählten Speichertemperaturniveaus von über 65°C wieder ein geringerer COP-Wert ein. Ein Ausschnitt der Ergebnisse aus Versuch 28 mit ausschließlichm Heizbetrieb ist in Abbildung C.6 dargestellt.

Bei Reduzierung des Vorlauf-Temperaturniveaus auf Werte von etwa 50°C können COP-Werte von knapp 4 erreicht werden. Die Bilanz der Senkenseite sowie der Quelleseite zzgl. Leistungsaufnahme des Verdichters ist gut erfüllt.

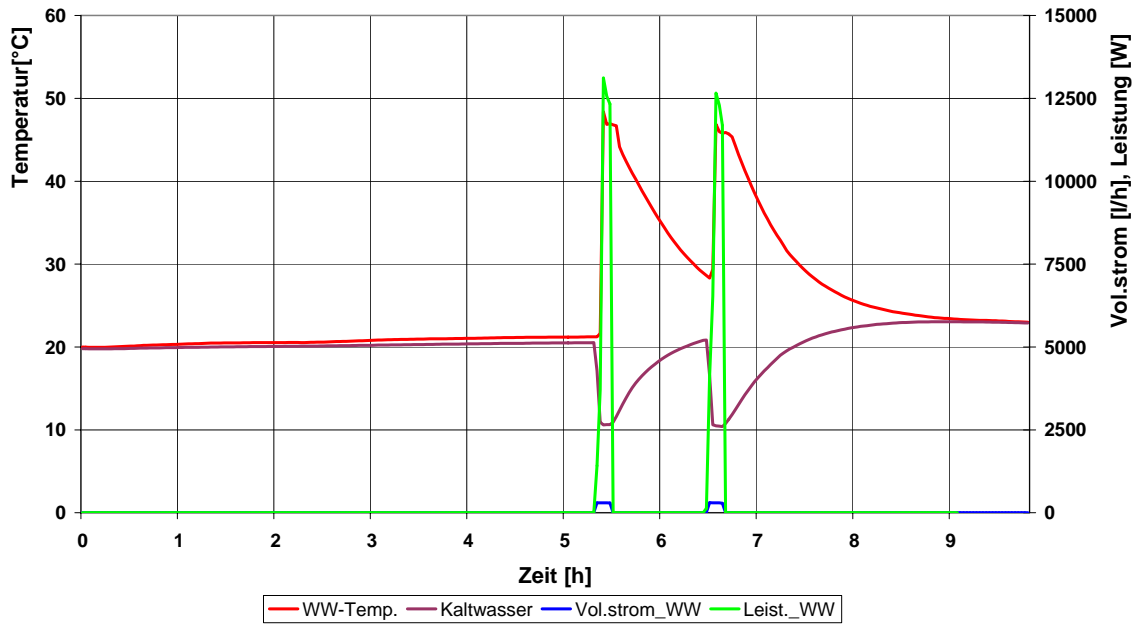


Abbildung C.3: Versuch 17 – Heizung und Warmwasserbereitung – Warmwasserbetrieb

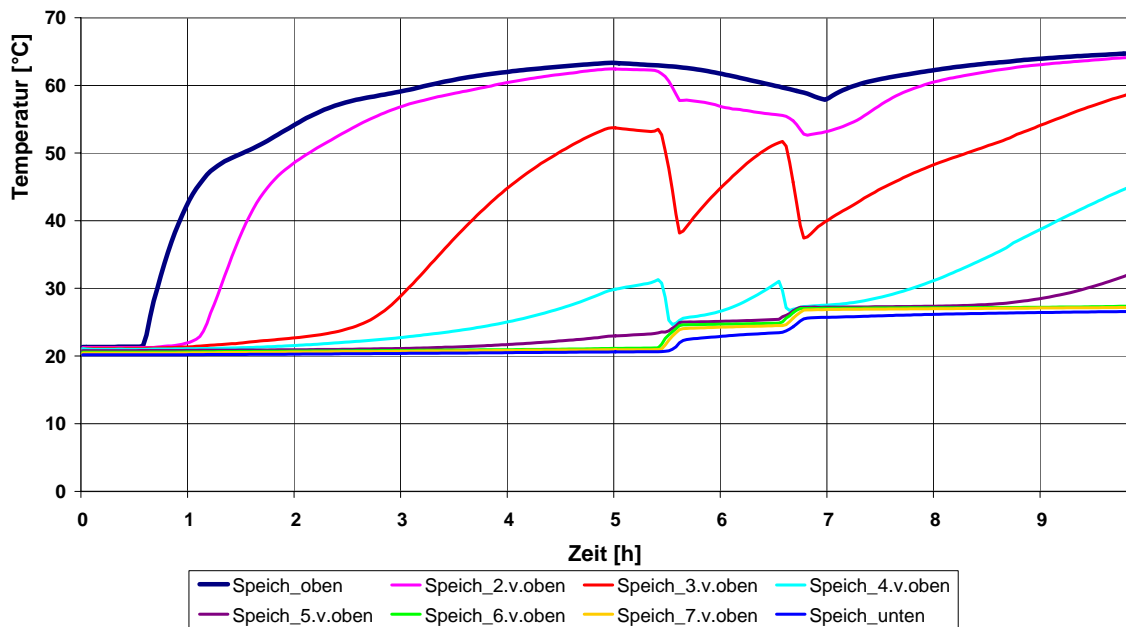


Abbildung C.4: Versuch 17 – Heizung und Warmwasserbereitung – Speichertemperaturen

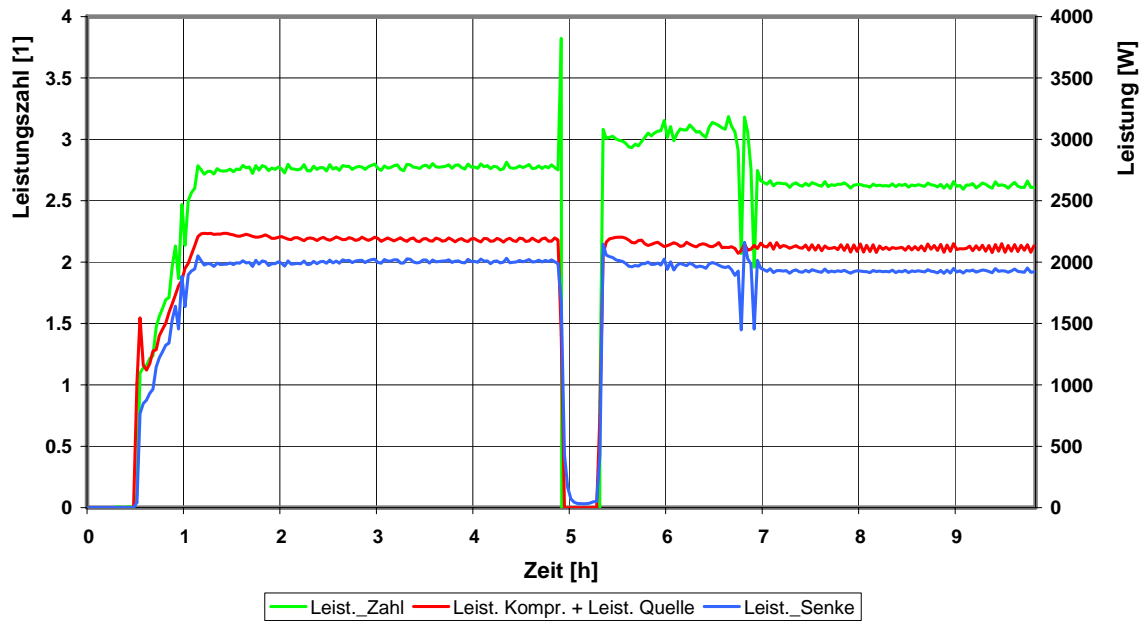


Abbildung C.5: Versuch 17 – Heizung und Warmwasserbereitung – Bilanzen

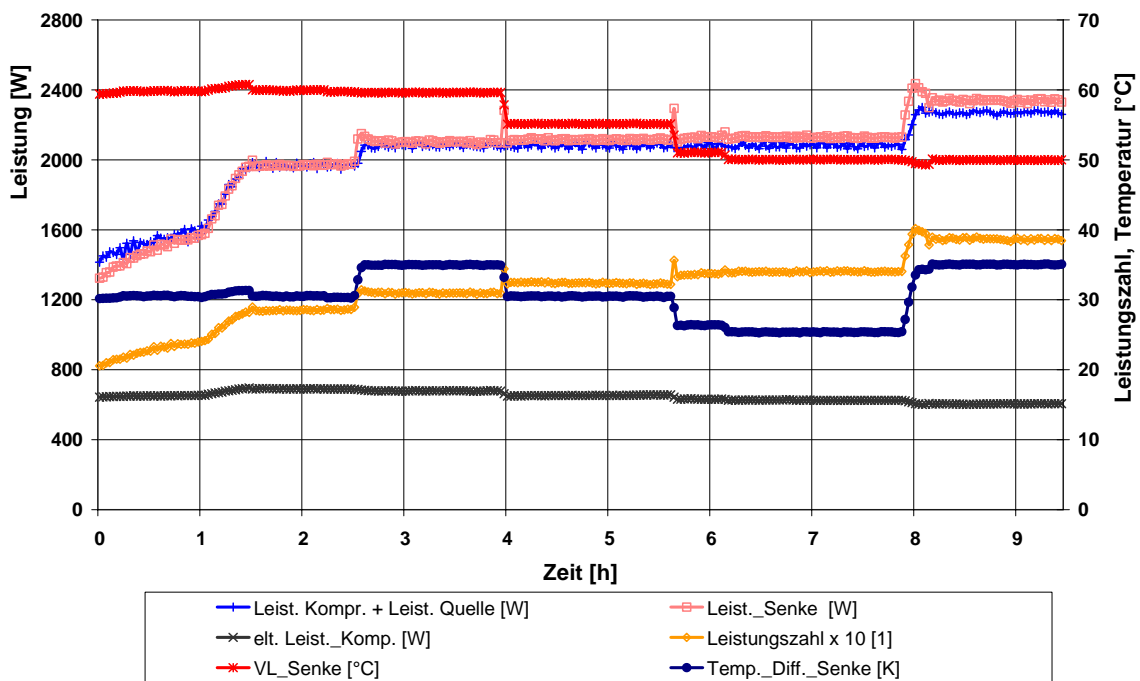


Abbildung C.6: Versuch 28 – Heizbetrieb – Einstellungen unterschiedlicher Vorlauftemperaturen

Anhang D

Konzeptstudie zur Klimatisierung – Ergänzungen

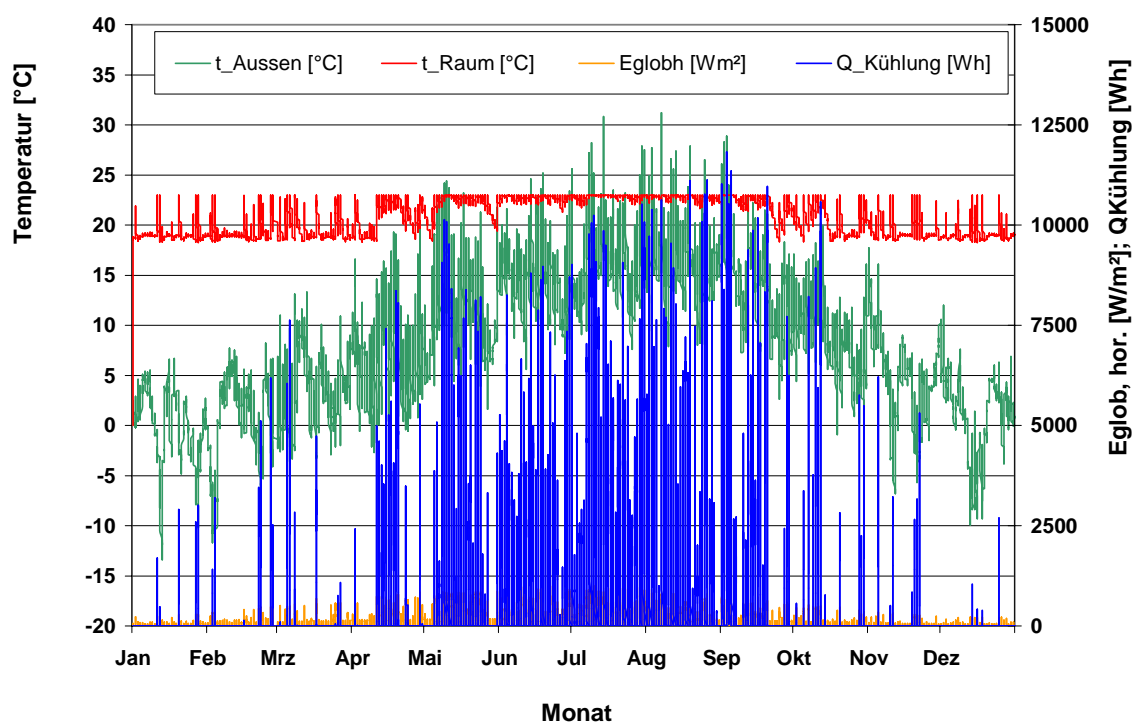


Abbildung D.1: Verlauf von Außen- und Raumtemperatur sowie Globalstrahlung und Kühlenergie bei einem Niedrigstenergiehaus ($\vartheta_{Grenz,Raum} = 23^{\circ}C$, ideale Kälteleistung)

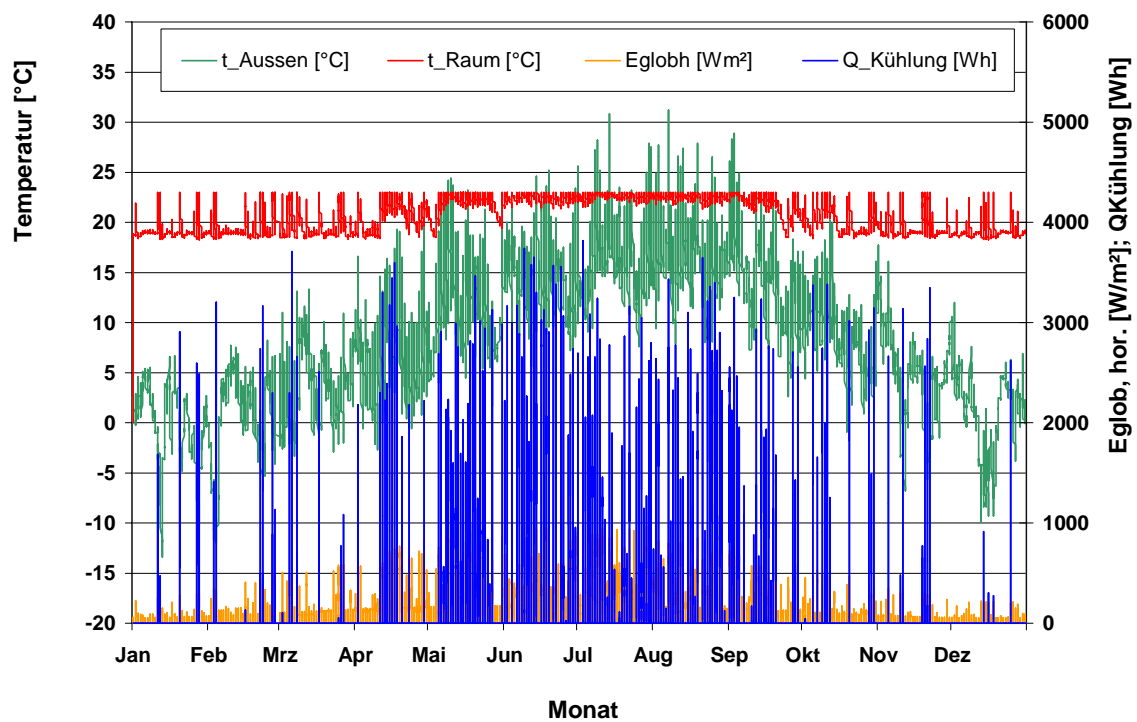


Abbildung D.2: Verlauf von Außen- und Raumtemperatur sowie Globalstrahlung und Kühlenergie bei einem Niedrigstenergiehaus ($\vartheta_{\text{Grenz,Raum}} = 23^{\circ}\text{C}$, reale Kälteleistung)