



Konvekta AG

„CO₂ basierte Air-Condition und Heizung für Stadtbusse“

**Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt, gefördert unter
dem Aktenzeichen Az: 23864 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt**

Projektleiter: Dr.-Ing. Michael Sonnekalb

Kooperationspartner: TLK-Thermo GmbH, Braunschweig

**Bearbeitung:
Dr.-Ing. Michael Sonnekalb
Dr.-Ing. Wilhelm Tegethoff
Dr.-Ing. Sven Försterling**

Braunschweig, Dezember 2008

Inhaltsverzeichnis

1	Zusammenfassung	2
2	Einleitung	3
3	Anlagenkonzepte	5
4	Untersuchter Prototyp im Fahrzeug	9
5	Randbedingungen für die Simulation	12
5.1	Fahrzyklus für Stadtbusse	12
5.2	Klimarandbedingungen für Heizung und Klimatisierung	14
5.3	Berechnung gewichteter Bewertungsgrößen	15
6	Simulationsmodelle und Validierung	16
6.1	Fahrgastzelle	18
6.2	Kühlwasserheizkreislauf	19
6.3	Wärmepumpenkreislauf	20
6.4	Gesamtsystemsimulation	23
7	Ergebnisse der Simulation des Gesamtsystems	26
8	Ökologische und ökonomische Bilanzierung	30
8.1	Stand der Technik	30
8.2	Ökologische Bilanzierung	33
8.3	Ökonomische Bilanzierung	36
9	Fazit	38
10	Anhang	39
10.1	Verschaltungen für Pkw	39
10.1.1	Dreieckskreislauf	39
10.1.2	Luft-Luft-Wärmepumpe	40
10.1.3	Kühlwasser-Luft-Wärmepumpe	41
10.2	Wetterdaten - Nutzungshäufigkeiten	42
10.3	Simulationsmodelle und Validierung	43
10.4	Ergebnisse Simulation	47
11	Literatur	49

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	23864	Referat	24/0	Fördersumme	120.000,00 €
----	--------------	---------	-------------	-------------	---------------------

Antragstitel **CO₂ basierte Air-Condition und Heizung für Stadtbusse**

Stichworte Energie, Heizung, Fahrzeug

Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)
2 Jahre, 3 Monate	21.02.2006	31.05.2008	1

Zwischenberichte

Bewilligungsempfänger	Konvekta AG Am Nordbahnhof 5 34613 Schwalmstadt	Tel	06691 / 761-10
		Fax	06691 / 761-29
		Projektleitung Dr.-Ing. Michael Sonnekalb	
		Bearbeiter Dr.-Ing. Michael Sonnekalb Dr.-Ing. Sven Försterling Dr.-Ing. Wilhelm Tegethoff	

Kooperationspartner TLK-Thermo GmbH
Hans-Sommer-Straße 5
38106 Braunschweig

Zielsetzung und Anlaß des Vorhabens

Stadtbusse haben aufgrund der hohen Luftwechselraten – bedingt durch sich permanent öffnende Türen – einen besonders hohen Heizwärmebedarf, der insbesondere durch die moderne effiziente Dieselmotoren-technik nicht mehr ausreichend durch das Kühlwasser gedeckt werden kann. Deshalb werden fast 100% der neu ausgelieferten Stadtbusse in Deutschland mit einem Zusatzheizsystem ausgeliefert, welches im Allgemeinen aus einem mit Diesel oder Heizöl betriebenen Heizbrenner besteht. Zusätzlich sind ca. 50% der Stadtbusse in Deutschland mit einer HFKW-134a Klimaanlage ausgestattet. Ziel dieses Forschungsvorhabens ist deshalb die Klimaanlagen von Stadtbussen durch den Einsatz von CO₂ als Kältemittel in den Wärmepumpenbetrieb umschaltbar zu machen, um damit den Zusatzbrenner einzusparen und durch eine höhere energetische Effizienz CO₂-Emissionen zu vermeiden. Es wird erwartet, dass bei vergleichbaren Investitionskosten jährlich ca. 350 Liter Kraftstoff pro Stadtbuss weniger verbraucht werden. Darüber hinaus können erhebliche Mengen des klimawirksamen Kältemittels HFKW-134a eingespart werden.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Dieses neuartige CO₂-basierte Klimatisierungs- und Heizungssystem soll in Zusammenarbeit zwischen den Firmen Konvekta AG und TLK-Thermo GmbH konzeptionell untersucht und entwickelt werden. In einer Vorstudie werden die Randbedingungen festgelegt und mögliche Schaltungsvarianten des Systems herausgearbeitet und konzeptionell miteinander verglichen. Eine Schaltungsvariante wird von Konvekta als Prototyp aufgebaut und zunächst im Labor experimentell untersucht. Anschließend wird der Prototyp in einen Bus eingebaut und unter realen Bedingungen vermessen. TLK-Thermo wird die notwendigen Simulationsmodelle zur Beschreibung der vielversprechendsten Schaltungsvarianten entwickeln. Neuartig ist die gleichzeitige effiziente Verwendung der Modelle sowohl für stationäre als auch transiente Simulationen. Soweit wie möglich werden die ersten Modelle zur Auslegung des Prototypen herangezogen. Es erfolgt eine Validierung des Prototypenmodells mit Hilfe der experimentellen Untersuchungen. Mit Hilfe der Modelle werden stationäre und transiente Simulationen und Optimierungsrechnungen durchgeführt. Abschließend werden auf der Basis der Ergebnisse der Simulationen und experimentellen Untersuchungen die Wärmepumpensysteme technisch, ökonomisch und ökologisch bewertet.

Ergebnisse und Diskussion

Im Rahmen dieses Projektes wurde bei der Firma Konvekta ein entsprechender zwischen Klima- und Wärmepumpenmodus umschaltbarer Prototyp einer Luft-Luft-Wärmepumpe mit dem Kältemittel R744 entwickelt und deren Funktion im Fahrzeugbetrieb auf Testfahrten untersucht und die Machbarkeit nachgewiesen. Parallel zu dieser Entwicklung wurde von der Firma TLK-Thermo eine umfangreiche Programm-bibliothek unter der Programmiersprache Modelica/Dymola um verschiedene Modelle erweitert, um eine Auslegung und Verbrauchsberechnung von verschiedenen Stadtbus-Heizkonzepten mit verschiedenen Anlagensystemen durchführen zu können. Im Mittelpunkt der Bibliothekserweiterung stand die Entwicklung neuartiger Simulationsmodelle für den Kältekreislauf, die Fahrzeugkabine, den Kühl- bzw. Heizkreislauf mit Abbildung des thermischen Motorverhaltens und des Brennstoffzuheizers und deren Validierung mit Hilfe der bei Konvekta durchgeführten Messungen. Es wurden insbesondere neuartige Modelle für die in Busklimaanlagen üblicherweise verwendeten Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager erstellt. Ein wesentliches Ziel der Simulation war neben der Untersuchung verschiedener Verschaltungsvarianten die Berechnung des Jahresverbrauchs eines Stadtbusse unter Einbeziehung verschiedener Heizkonzepte. Dazu wurde basierend auf dem Braunschweiger Fahrzyklus für Stadtbusse und entsprechenden Wetterdaten eine aufwändige Gesamtsystemsimulation unter Einbeziehung der verschiedenen Teilmodelle durchgeführt. Die Untersuchung ergab, dass durch die Verwendung einer umschaltbaren R744 Wärmepumpe fast 50% des für die konventionelle Heizung anfallenden Dieselverbrauchs eingespart werden können. Bei einem typischen Jahresverbrauch für eine konventionelle Anlage von 625 Litern ergibt sich eine jährliche Einsparung von rund 295 Litern. Würden alle Stadtbusse in Deutschland mit einer R744 Wärmepumpe beheizt, könnten 21.107 Tonnen CO₂-Emissionen pro Jahr eingespart werden. Hinzu käme eine zusätzliche Emissionsreduktion durch den Ersatz des HFKW-134a durch das natürliche Kältemittel R744. Eine Wirtschaftlichkeitsberechnung über einen Zeithorizont von 10 Jahren ergibt, dass unter Annahme des aktuellen Dieselpreise bei Verwendung einer R744-Klimaanlage die zusätzlichen Gesamtkosten für den Einbau und Betrieb der Wärmepumpe um 20 bis 50% niedriger liegen als für ein herkömmliches System mit Brennstoffzuheizer.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Sonnekalb, Michael (Konvekta), Försterling, Sven (TLK Thermo), Tegethoff, Wilhem (TLK Thermo): CO₂ Air Conditioning and Heating applied to city buses (COACH). Expected to be presented on the VDA Alternative Refrigerant Winter Meeting 2009 held in Saalfelden, Austria, on 11 + 12 of February 2009

Fazit

Die im Rahmen dieser Studie durchgeführte Untersuchung ergab, dass durch die Verwendung einer umschaltbaren R744 Wärmepumpe fast 50% des für die konventionelle Heizung anfallenden Dieselverbrauchs eingespart werden können. Bei einem typischen Jahresverbrauch für eine konventionelle Anlage von 625 Litern ergibt sich eine jährliche Einsparung von rund 295 Litern. Würden alle Stadtbusse in Deutschland mit einer R744 Wärmepumpe beheizt, könnten 21.107 Tonnen CO₂-Emissionen pro Jahr eingespart werden. Hinzu käme eine zusätzliche Emissionsreduktion durch den Ersatz des HFKW-134a durch das natürliche Kältemittel R744. Eine Wirtschaftlichkeitsberechnung über einen Zeithorizont von 10 Jahren ergibt, dass unter Berücksichtigung des aktuellen Dieselpreises bei Verwendung einer R744-Klimaanlage die zusätzlichen Gesamtkosten für den Einbau und Betrieb der Wärmepumpe um 20 bis 50% niedriger liegen als für ein herkömmliches System mit Brennstoffzuheizer. Damit ist dieses System nicht nur ökologisch sondern auch ökonomisch sinnvoll.

1 Zusammenfassung

Stadtbusse haben aufgrund der hohen Luftwechselraten – bedingt durch sich permanent öffnende Türen – einen besonders hohen Heizwärmebedarf, der insbesondere durch die moderne effiziente Dieselmotorentchnik nicht mehr ausreichend durch das Kühlwasser gedeckt werden kann. Deshalb werden fast 100% der neu ausgelieferten Stadtbusse in Deutschland mit einem Zusatzheizsystem ausgeliefert, welches i.A. aus einem mit Diesel oder Heizöl betriebenen Heizbrenner besteht. Diese Brenner haben einen jährlichen Kraftstoff-Verbrauch von 600 bis 1000 Litern bei einer Effizienz von ca. 82%. Zusätzlich sind ca. 50% der Stadtbusse in Deutschland mit einer HFKW-134a Klimaanlage ausgestattet.

Die Projektidee besteht daraus, die Klimaanlage dieser Stadtbusse durch den Einsatz von R744 als Kältemittel in den Wärmepumpenbetrieb umschaltbar zu machen, um damit den Zusatzbrenner einzusparen und durch eine höhere energetische Effizienz CO₂-Emissionen zu vermeiden. Die Projektidee wurde mit Unterstützung der Deutschen Bundesstiftung Umwelt in Zusammenarbeit von den Projektpartnern Konvekta AG in Schwalmstadt und der TLK-Thermo GmbH in Braunschweig im Rahmen dieses Projektes COACH unter dem Az: 23864 umgesetzt.

Im Rahmen dieses Projektes wurde bei der Firma Konvekta ein entsprechender zwischen Klima- und Wärmepumpenmodus umschaltbarer Prototyp einer Luft-Luft-Wärmepumpe mit dem Kältemittel R744 entwickelt und deren Funktion im Fahrzeugbetrieb auf Testfahrten untersucht und die Machbarkeit nachgewiesen. Parallel zu dieser Entwicklung wurde von der Firma TLK-Thermo eine umfangreiche Programm-bibliothek unter der Programmiersprache Modelica/Dymola um verschiedene Modelle erweitert, um eine Auslegung und Verbrauchsberechnung von verschiedenen Stadtbus-Heizkonzepten mit verschiedenen Anlagensystemen durchführen zu können. Im Mittelpunkt der Bibliothekserweiterung steht die Entwicklung neuartiger Simulationsmodelle für den Kältekreislauf, die Fahrzeugkabine, den Kühl- bzw. Heizkreislauf mit Abbildung des thermischen Motorverhaltens und des Brennstoffzuheizers und deren Validierung mit Hilfe der bei Konvekta durchgeführten Messungen. Es werden insbesondere neuartige Modelle für die in Busklimaanlagen üblicherweise verwendeten Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager erstellt. Ein wesentliches Ziel der Simulation ist neben der Untersuchung verschiedener Verschaltungsvarianten die Berechnung des Jahresverbrauchs eines Stadtbusse unter Einbeziehung verschiedener Heizkonzepte. Dazu wird basierend auf dem Braunschweiger Fahrzyklus für Stadtbusse und entsprechenden Wetterdaten eine aufwändige Gesamtsystemsimulation unter Einbeziehung der verschiedenen Teilmodelle durchgeführt. Die Untersuchung ergibt, dass durch die Verwendung einer umschaltbaren R744 Wärmepumpe fast 50% des für die konventionelle Heizung anfallenden Dieserverbrauchs eingespart werden können. Bei einem typischen Jahresverbrauch für eine konventionelle Anlage von 625 Litern ergibt sich eine jährliche Einsparung von rund 295 Litern. Würden alle Stadtbusse in Deutschland mit einer R744 Wärmepumpe beheizt, könnten 21.107 Tonnen CO₂-Emissionen pro Jahr eingespart werden. Hinzu käme eine zusätzliche Emissionsreduktion durch den Ersatz des HFKW-134a durch das natürliche Kältemittel R744. Eine Wirtschaftlichkeitsberechnung über einen Zeithorizont von 10 Jahren ergibt, dass unter Annahme des aktuellen Dieselpreise bei Verwendung einer R744-Klimaanlage die zusätzlichen Gesamtkosten für den Einbau und Betrieb der Wärmepumpe um 20 bis 50% niedriger liegen als für ein herkömmliches System mit Brennstoffzuheizer.

2 Einleitung

Durch Effizienzsteigerungen in der heutigen Motorentechnik steht immer weniger Abwärme im Kühlwasser zum Beheizen des Fahrzeugs zur Verfügung. Heutige Busdieselmotoren wandeln im optimalen Arbeitspunkt die Primärenergie des Dieseltreibstoffs zu ca. 40% in Antriebsenergie und nur ca. 20% in Kühlwasserwärme um (siehe van Basshuysen 2002, MAN 2005, Pischinger 1995, Gotre 2005). Die Weiterentwicklung der Verbrennungsmotoren und alternative Antriebskonzepte (z.B. Brennstoffzelle) verstärken diesen Trend. Um die geforderten Normen (z.B. Eis- und Beschlagfreiheit der Scheiben) einzuhalten und die Beheizung des Busses sicherzustellen, werden Zusatzheizsysteme eingebaut. Dabei wird zusätzlicher Treibstoff verbrannt. Der Treibstoffverbrauch und die Emissionen erhöhen sich deutlich. Durch die häufigen Türöffnungen mit entsprechendem Luftaustausch und die geforderte Frischluft rate von 50 m³/h je Person auch bei Vollbesetzung des Busses (Kirsamer 2000) einerseits und durch den hohen Anteil von Motorleerlaufzeiten andererseits besteht beim Betrieb von Stadtbusen ein erhöhtes Defizit zwischen Heizleistungsnachfrage und -angebot. Daher sind Stadtbusse in Europa zu ca. 90% mit Diesel-Zusatzheizungen ausgestattet, die zwischen 20 und 30 kW leisten (siehe Kirsamer 2000). Eine Nachbehandlung der Abgase ist dabei nicht vorgesehen. Ca. 50% der neuen Stadtbusse werden zudem mit Klimaanlage ausgerüstet (siehe Kirsamer 2000), um den Anforderungen (siehe VDV 1996) an den Fahrer Arbeitsplatz gerecht zu werden bzw. die Attraktivität des ÖPNV für den Benutzer zu steigern. Heutige Klimaanlage für Stadtbusse haben eine Kälteleistung von 20 bis 30 kW und beinhalten 10 kg HFKW-134a an Kältemittelfüllmenge (Schwarz 2005). Der offene Kältemittelverdichter wird vom Busmotor über Keilriemen angetrieben.

Die Projektidee besteht daraus, die Klimaanlage durch den Einsatz von R744 als Kältemittel in den Wärmepumpenbetrieb umschaltbar zu machen, um damit den Zusatzbrenner einzusparen und durch eine höhere energetische Effizienz R744 -Emissionen zu vermeiden. Als Zielgruppe dieser Innovation sind die Busunternehmen des öffentlichen Nahverkehrs zu sehen. Wie in Kapitel 8 aufgezeigt wird, können Busunternehmen bei Einsatz dieser Technologie mit einer bedeutenden Reduktion der Treibstoffkosten rechnen.

Ziel dieses Projektes ist es bei der Firma Konvekta einen entsprechenden zwischen Klima- und Wärmepumpenmodus umschaltbaren Prototypen einer Luft-Luft-Wärmepumpe mit dem Kältemittel R744 zu entwickeln und dessen Funktion im Fahrzeugbetrieb auf Testfahrten hinsichtlich der Machbarkeit und Effizienz zu untersuchen. Parallel zu dieser Entwicklung soll von der Firma TLK-Thermo eine vorhandene umfangreiche Programmbibliothek unter der Programmiersprache Modelica/Dymola um verschiedene Modelle erweitert werden, um eine Auslegung und Verbrauchsberechnung von verschiedenen Stadtbus-Heizkonzepten mit verschiedenen Anlagensystemen durchführen zu können.

Im Mittelpunkt der Bibliothekserweiterung steht die Entwicklung neuartiger Simulationsmodelle für den Kältekreislauf, die Fahrzeugkabine, den Kühl- bzw. Heizkreislauf mit Abbildung des thermischen Motorverhaltens und des Brennstoffzuheizers und deren Validierung mit Hilfe der bei Konvekta geplanten Messungen. Es sollen insbesondere neuartige Modelle für die in Busklimaanlagen üblicherweise verwendeten Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager erstellt werden. Ein wesentliches Ziel der Simulation ist neben der Untersuchung verschiedener Verschaltungsvarianten die Berechnung des Jahresverbrauchs eines Stadtbus unter Einbeziehung verschiedener Heizkonzepte. Dazu wird basierend auf dem Braunschweiger

Fahrzyklus für Stadtbusse und entsprechender Wetterdaten eine aufwändige Gesamtsystemsimulation unter Einbeziehung der verschiedenen Teilmodelle durchgeführt.

In ersten Schritt werden im Rahmen dieser Studie basierend auf einer Literaturstudie für alternative Pkw-Heizkonzepte, verschiedene Wärmepumpenkonzepte und Verschaltungen für Stadtbusse miteinander vergleichend diskutiert (Kap. 3).

Als aussichtsreichstes Konzept wird eine Luft-Luft-Wärmepumpenverschaltung im Rahmen dieses Projektes ausgewählt und in den nächsten Abschnitten experimentell und simulativ untersucht. Der im Fahrzeug untersuchte Prototyp dieser Anlage wird in Kap. 4 näher beschrieben.

Die Randbedingungen für die Simulation werden in Kap. 5 angegeben. Neben den Anlagenparametern werden Fahrbedingungen in Form eines Stadtbusfahrzyklus (Braunschweiger Fahrzyklus), das Nutzungsverhalten von Stadtbussen in Abhängigkeit von Tageszeit und von Wetterbedingungen präsentiert.

Die Simulationsmodelle und deren Validierung wird in Kap. 6 dargestellt. Im Rahmen dieser Studie wurden Modelle für die Fahrgastzelle, den Kühlkreislauf, den Motor, den Brennstoffzuheizer und den Wärmepumpenkreislauf erstellt und anhand von Messdaten validiert. Basierend auf den Einzelmodellen wird eine vergleichende Gesamtsystemsimulation für ein konventionelles Heizsystem und ein alternatives Heizsystem mit R744-Luft-Luft-Wärmepumpe erstellt. Das Modell wird basierend auf der Validierungsrechnung und mittels der in Kap. 4 beschriebenen Randbedingungen entsprechend parametrisiert.

Die Ergebnisse der Simulationsrechnungen werden in Kap. 7 präsentiert. Neben instationären Temperatur- und Wärmestromverläufen werden zunächst stationäre COPs für unterschiedliche Umgebungstemperaturen und Frischluftstraten berechnet. Anschließend werden ausgehend von Berechnungen über mehrere Fahrzyklen mittlere Einschaltzeiten, Innenraumtemperaturen, Wärmeleistungen, Wirkungsgrade und Dieselverbräuche für verschiedene Umgebungstemperaturen und Frischluftanteile berechnet.

Basierend auf der durchgeführten vergleichenden Gesamtsystemsimulation wird in Kap. 8 eine ökologische und ökonomische Bilanzierung anhand von Jahresverbrauchs-Berechnungen durchgeführt.

3 Anlagenkonzepte

Ein moderner Nfz-Dieselmotor setzt die zugeführte Brennstoffenergie je nach Betriebspunkt zu bis zu 45% in Nutzarbeit um (siehe Mollenhauer 2007). Der restliche Anteil - abgesehen von Umsetzungsverlusten bei der Verbrennung wird nach Bild 1 als Wärme an die Umgebung abgegeben, größtenteils mit dem Abgas und über das Kühlsystem. Nur ein relativ kleiner Anteil gelangt über die Motoroberfläche durch freie Konvektion und Strahlung an die Umgebung.

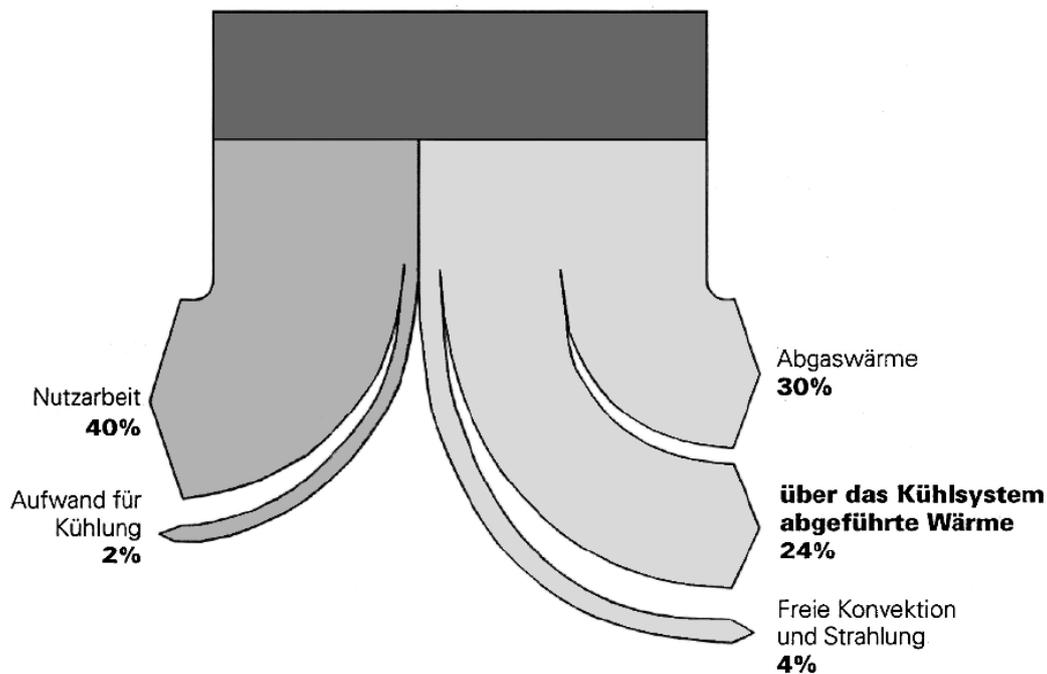


Bild 1: Äußere Wärmebilanz eines modernen Nfz-Dieselmotors (siehe Mollenhauer 2007).

Während in Europa im Pkw typische maximale Heizleistungen von 5 kW erforderlich sind, ergeben sich im Bus maximale Heizleistungen zwischen 20 kW und 35 kW – je nach Größe, Ausstattung und Einsatzgebiet des jeweiligen Busses.

Die typischen maximalen Kälteleistungen der Klimaanlage liegen in einer ähnlichen Größenordnung wie die Heizleistungen. Während beim Pkw überwiegend die Motorabwärme zum Heizen genutzt wird und bei sparsamen Motoren PTC-Heizer oder Brennstoffzuheizer zum Einsatz kommen, sind Stadtbusse standardmäßig mit Brennstoffzuheizern mit einer Leistung zwischen 20 kW und 35 kW ausgestattet.

Im Zusammenhang mit der in den letzten Jahren durchgesetzten serienmäßigen Ausstattung von Pkw mit Klimaanlage und der Entwicklung von Klimaanlage mit dem Kältemittel R744 finden sich in der Literatur zahlreiche Konzepte für alternative Heizkonzepte mittels Wärmepumpenschaltungen (siehe z.B. Schäfer 2003, Graaf 2004, Vetter 2003, Hünemörder 2003, Hammer 2000 und Mager 2002). Als Wärmequelle für den Verdampfer bieten sich entweder die Umgebungsluft oder der Kühlmittelkreislauf an. Entsprechend kann die Wärme im Kondensator bzw. Gaskühler auch entweder an die Luft oder in den Kühlkreislauf übertragen werden.

	Kühlmittel-Luft-WP	Luft-Luft-WP	Luft-Kühlmittel-WP	Dreiecksbetrieb	Abgaswärmeübertrager
Heizleistung	++	+	+	0	+
Komfort	+++	++	++	+	++
Beeinflussung Motorkreislauf	---	+	+	+	-
Mehrverbrauch	-	++	++	+	++
Kosten	--	--	--	-	---

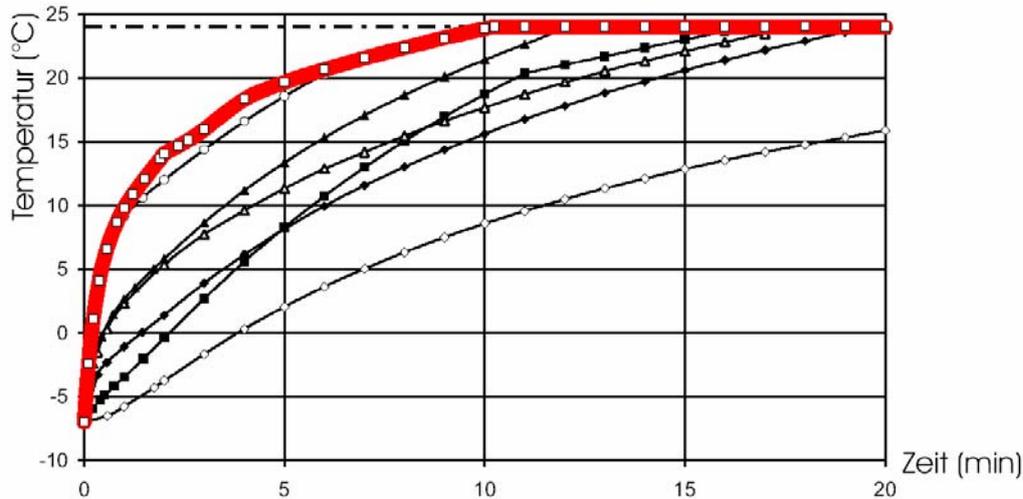
Tabelle 1: Vergleich verschiedener Heizkonzepte im Pkw mit PTC-Heizung als Referenz.

Dadurch ergeben sich theoretisch vier verschiedene WP-Varianten. Eine Verschaltung, bei der die Wärme erst dem Kühlmittel entnommen und später wieder eingespeist wird, wird als wenig effizient betrachtet. Daher finden sich in der Literatur vor allem Untersuchungen zu den folgenden drei Verschaltungsarten: Kühlmittel-Luft-WP, Luft-Luft-WP und Luft-Kühlmittel-WP. Neben den Wärmepumpenschaltungen kann auch ein so genannter Dreiecksbetrieb der Klimaanlage für die Beheizung genutzt werden. Ein weiteres in der Literatur diskutiertes Konzept ist die Nutzung der Abgaswärme mittels eines Abgaswärmeübertragers (siehe Geskes 2006 und Behr 2003).

Basierend auf einer vergleichenden Voruntersuchung ergibt sich für einen Pkw unter Betrachtung einer PTC-Heizung als Referenz folgende Bewertung der verschiedenen Konzepte hinsichtlich Heizleistung, Komfort, Beeinflussung des Motorkreislaufs, Mehrverbrauch und Kosten, die in Tab. 1 dargestellt ist.

Während beim Dreiecksbetrieb die Heizleistung vergleichsweise gering ist, ergibt sich zwar bei der Kühlmittel-Luft-WP zu Beginn eines Aufheizvorganges die höchste Heizleistung, allerdings schneidet diese Variante hinsichtlich des Mehrverbrauchs und der Beeinflussung des Motorkreislaufs am schlechtesten ab (siehe Bild 1). Als aussichtsreichste Konzepte werden die Luft-Luft-WP und die Luft-Kühlmittel-WP sowie das Konzept mit Abgaswärmeübertrager bewertet, wobei die Nutzung der Abgaswärme wesentlich stärker auf das Motorkonzept mit Katalysator und mögliche Abgasrückführung (AGR) abgestimmt werden muss. Die einfachste Verschaltungsvariante ist die Luft-Luft-WP, bei der im Vergleich zum Betrieb als Klimaanlage lediglich durch zusätzliche Ventile und Kältemittelleitungen Aussenluftwärmetauscher und Zuluftwärmetauscher umgekehrt durchströmt werden müssen. Mögliche Verschaltungen sind im Anhang unter Bild 34 bis Bild 39 zu finden.

Im Bus kann dieses Konzept in eine vorhandene Klimaanlage integriert werden. Als zusätzliche Komponenten werden zwei 3/2-Wegeventile, eine bidirektionale Drossel und weitere Rohrleitungen benötigt (siehe Bild 2). Allerdings kann auch eine ähnliche Verschaltung mit 4 Rückschlagventilen, einem 3/2-Wegeventil, 2 Magnetventilen verwendet werden.



Aufheizung Fahrzeugkabine Oberklasse bei $T_U = -7\text{ °C}$, Innenraumtemperatur:
 :◇ ohne Zuheizung, ◆ 1,6 kW PTC, ▲ 3 kW PTC, ■ Brennstoffzuheizung, △ Dreiecksprozess, ■ Kühlmittel-Luft-Wärmepumpe, ○ Luft-Luft-Wärmepumpe, - - - Komforttemperatur der Kabine

Bild 1: Aufheizverhalten alternativer Pkw-Heizkonzepte mit WP (Schäfer 2003).

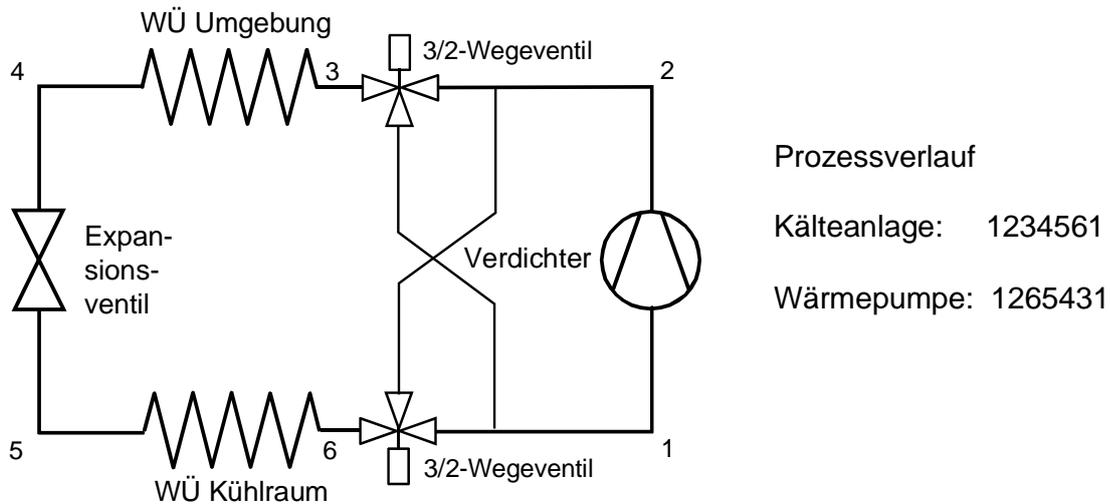


Bild 2: Verschaltung einer Luft-Luft-Wärmepumpe

Bei einer weiteren im Rahmen dieser Studie vorgeschlagenen Verschaltungsvariante handelt es sich um eine Luft-Kühlmittel-WP. Eine solche Verschaltung kann im Bus ebenfalls in eine vorhandene Klimaanlage integriert werden. Als zusätzliche Komponenten werden ein Glykol-R744-Wärmeübertrager zur Einkoppelung in den Kühlkreislauf, ein zweites Expansionsventil und zwei Magnetventile sowie zusätzliche Rohrleitungen benötigt (siehe Bild 3). Nachteil dieser Verschaltung ist allerdings das Zusammenspiel der verhältnismäßig hohen Kühlwassertemperaturen im Rücklauf, die nach der Aufheizphase im Fahrbetrieb bei etwa 60°C und am Motorausstritt zwischen 70°C und 80°C liegt. Für die Erzielung eines günstigen Wirkungsgrades einer R744 Wärmepumpe, sollte die Gaskühlereintrittstemperatur allerdings idealerweise bei unter 35°C liegen. Daher kann eine R744 Wärmepumpe nur effizient mit einem analog zur Solarthermie üblichen Low-Flow Heizkreislauf betrieben werden.

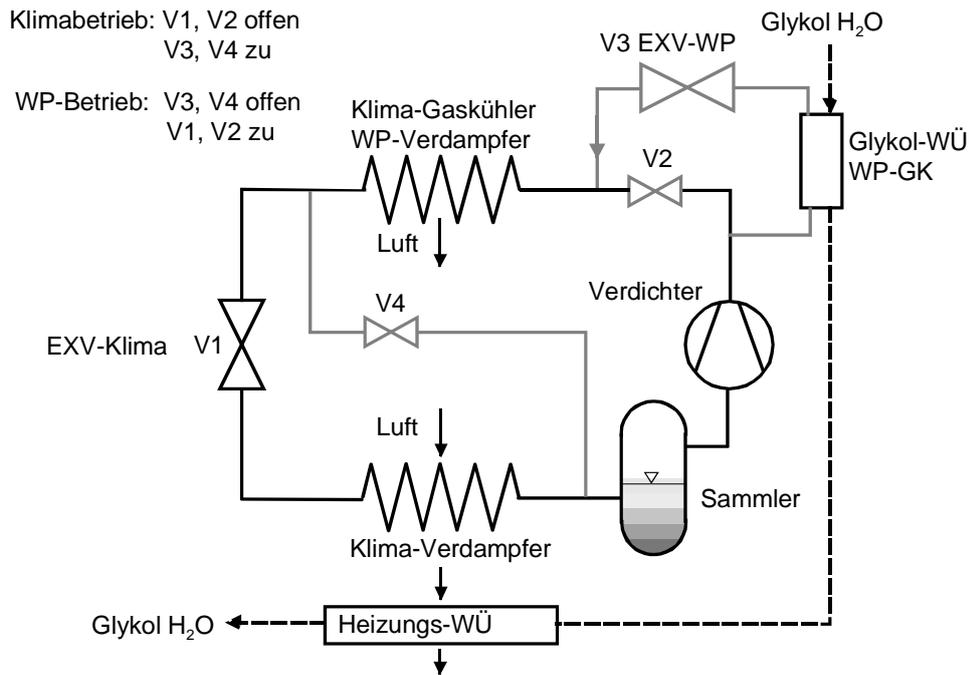


Bild 3: Verschaltung einer Luft-Kühlmittel-Wärmepumpe.

In einem Low-Flow-System könnte das Kühlwasser auf eine Temperatur im Bereich der Businnenraumtemperatur abgekühlt werden. Dazu müsste anders als in Bild 3 gezeigt der Gaskühler z.B. hinter dem Heizungswärmeübertrager eingebaut werden, so dass das Heizungswasser zunächst durch die Wärmepumpe beheizt wird und anschließend vorgeheizt mit einer Eintrittstemperatur von etwa 60°C in den Motor einströmt. Problematisch bei einer solchen Anordnung ist natürlich die Tatsache, dass in den meisten Betriebszuständen die Heizung allein mittels Motorabwärme erfolgt und für diesen Betrieb das Low-Flow-System untauglich erscheint, da sich dadurch niedrige Kühlwassertemperaturen beim Eintritt in den Motor ergeben. Daher wurde in den weiteren Betrachtungen dieser Studie der Fokus allein auf die Betrachtung der Luft-Luft-Wärmepumpe gelegt, die als Prototyp in einem Stadtbus bei der Konvekta AG eingebaut und untersucht wurde. Der Aufbau dieser Anlage wird im nächsten Kapitel beschrieben.

4 Untersucher Prototyp im Fahrzeug

Bei der Konvekta AG wurde ein Stadtbus vom Typ Mercedes-Benz O405N mit einem Prototypen einer R744-Luft-Luft-Wärmepumpe ausgestattet. Dazu wurde eine R744 Aufdachklimaanlage mit zusätzlichen Rohrleitungen und Ventilen derart erweitert, dass eine automatische Umschaltung in den Wärmepumpenmodus möglich ist. Die Anlage besteht aus einem offenen Hubkolbenverdichter, der direkt über eine Magnetkupplung und einen Keilriemen mit einer Übersetzung mit der Motorwelle verbunden ist (siehe Bild 4). Die Aufdachanlage besteht jeweils aus zwei Zuluftwärmetauschern und zwei Aussenluftwärmetauschern, die mit den entsprechenden Gebläsen auf dem Dach des Busses angeordnet sind (siehe Bild 4 und 6). Die Drosselung des Kältemittels erfolgt mittels eines elektronischen Expansionsventils mit Schrittmotor, das über eine Überhitzungsregelung am Verdampferaustritt geregelt wird.

Für die Umschaltung vom Klimabetrieb in den Wärmepumpenmodus wurden zusätzlich folgende Komponenten in den Klimakreislauf eingebaut: vier Rückschlagventile, ein 3/2-Wege-Hahn mit Steuermotor, zwei Magnetventile, sowie zusätzliche Rohrleitungen und eine Abtauregelung.

Die automatisierte Umschaltung vom Klima- in den Wärmepumpenmodus erfolgt über den 3/2-Wege-Hahn und über die beiden Magnetventile. Die Wärmeübertrager sind in Lamellenrohrbündel-Ausführung mit Stahlrohren gefertigt, um der Drucklage von R744 gerecht zu werden. Für die Abtauung ist es möglich, die Wärmepumpenschaltung kurzzeitig in den Klimaanlagenmodus umzuschalten.

Im Rahmen der Prototypenuntersuchung wurden verschiedene Aufheizversuche im Stillstand und Fahrbetrieb durchgeführt. Zum einen wurde eine kA-Wert Bestimmung ohne Heizung und Motorbetrieb durchgeführt. Dann wurde das Aufheizverhalten des konventionellen Systems sowie des Wärmepumpenprototyps im Stillstand und Fahrbetrieb detailliert untersucht. Dazu wurden neben den relevanten Luft- und Kältemitteltemperaturen auch Oberflächentemperaturen des Busses mit Hilfe der Thermografie ermittelt (Bild 5).

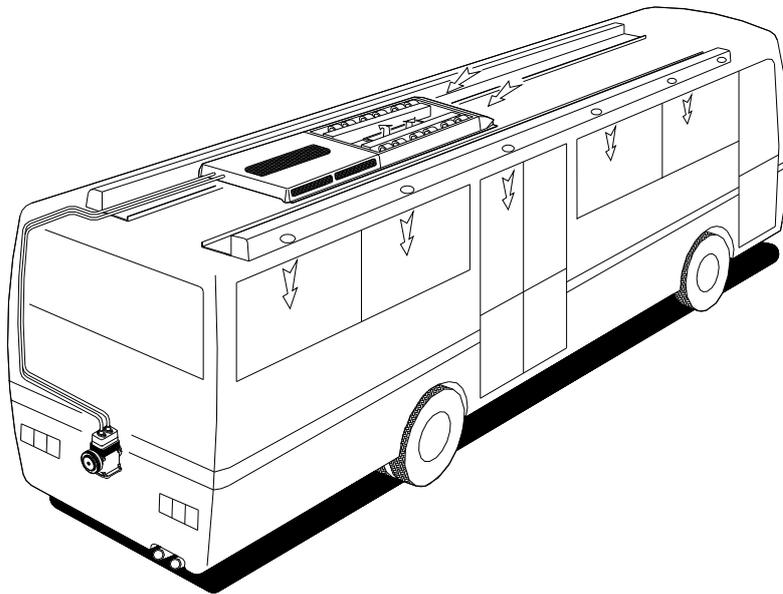


Bild 4: *Stadtlinienbus mit R744-Aufdachklimaanlage mit Luft-Luft-Wärmepumpenfunktion.*

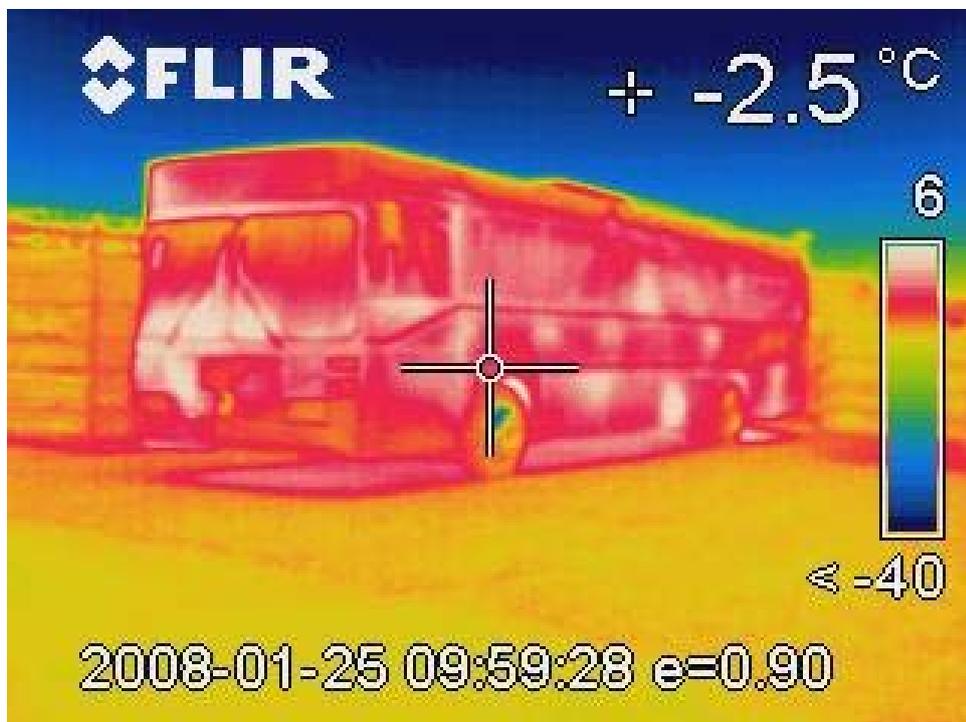


Bild 5: *Thermografieaufnahme des Versuchsbusses nach Aufheizung.*

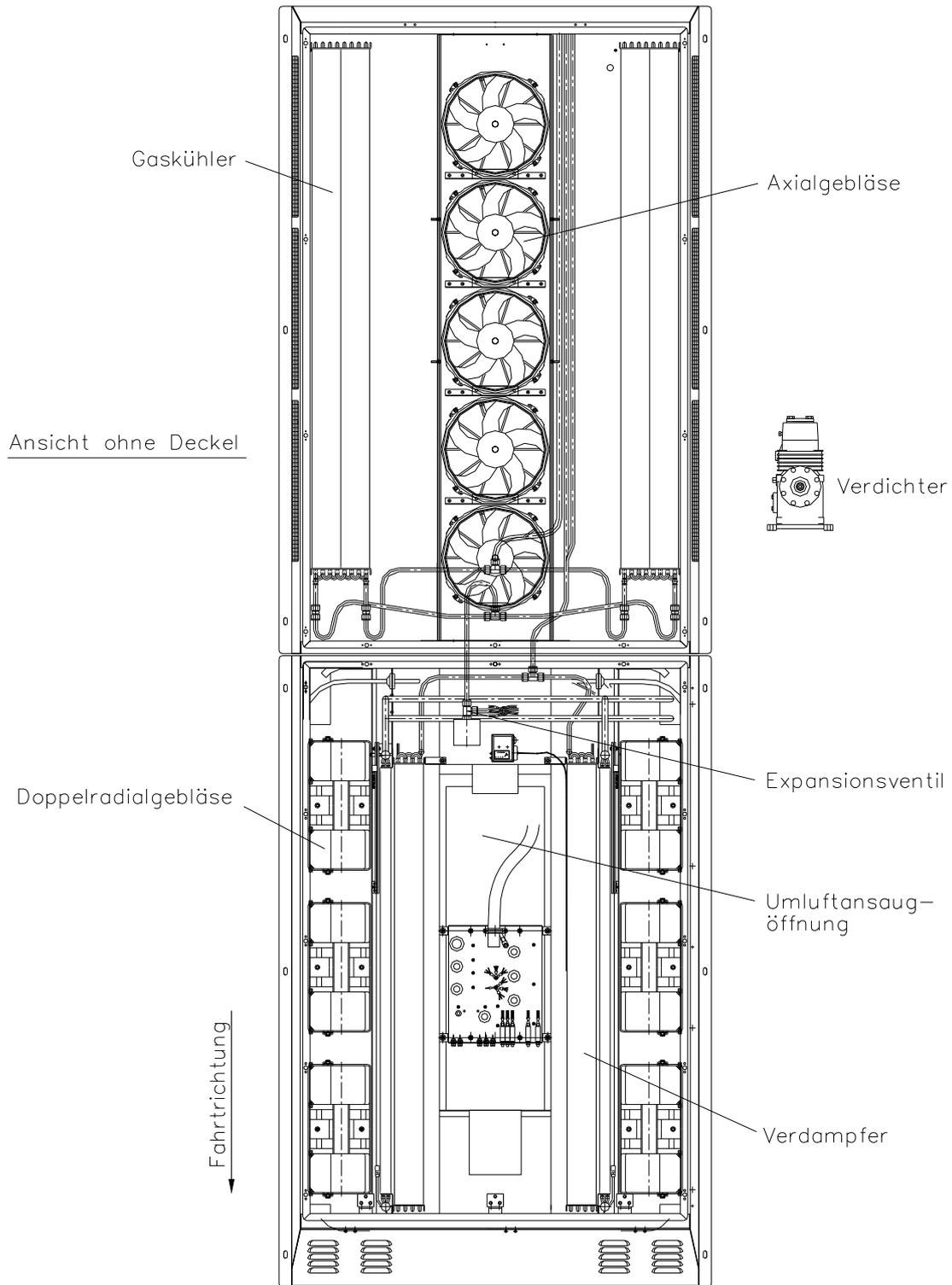


Bild 6: R744-Aufdachklimaanlage, die im Rahmen dieses Projektes um eine Luft-Luft-Wärmepumpenfunktion erweitert wurde.

5 Randbedingungen für die Simulation

Die in Kap. 4 beschriebene Prototypenanlage wurde im Rahmen der Simulation mit den Randbedingungen aus Tabelle 2 parametrisiert.

Parameter	Min.	Max.
Umgebungstemperatur	-25°C	15°C
Innenraumtemperatur	16	20
Zuluftwärmetauscher-Luftmassenstrom	4000 m ³ /h	6000 m ³ /h
Frischluftrate	0%	50%
Aussenluftwärmetauscher Luftmassenstrom	4000 m ³ /h	10000 m ³ /h
Aussenluftwärmetauscher Luftertritts-Temperatur	-25°C	15°C
Aussenluftwärmetauscher Luftertritts-Feuchte	10 %	90 %
Zuluftwärmetauscher Luftaustritts Temperatur	25°C	35°C
Kühlwassermassenstrom	500 kg/h	3000 kg/h
Leistung Zusatzheizung	0 kW	35 kW
Verdichterdrehzahl	715 min ⁻¹	3500 min ⁻¹
Leerlaufdrehzahl Motor	550 min ⁻¹	
Leerlaufleistung Motor	7500 W	

Tabelle 2: Wertebereich der Randbedingungen.

Die Frischluftrate wurde im Rahmen der durchgeführten Simulationsrechnungen zwischen 20% und 50% variiert. Laut der Rahmenempfehlung für Überland-Niederflur-Linienbusse (siehe Dubrowsky 2004) wird eine Frischluftrate von 13m³/h pro Person bzw. 20% gefordert. Aufgrund der Türöffnungen kann die Frischluftrate aber in einem Stadtbus je nach Türöffnungszeit sehr viel größer sein. Es zeigt sich, dass sich bei einer Frischluftrate von etwa 40% in der Simulation ähnliche Verbräuche ergeben wie in der Praxis auftreten.

5.1 Fahrzyklus für Stadtbusse

Für die Bewertung verschiedener Heiz- und Kühlkonzepte werden typische Randbedingungen sowohl für das Fahrverhalten des Stadtbusses als auch für die Klimabedingungen ausgewählt und der Berechnung zugrunde gelegt. Als Fahrzyklus wird ein typischer Fahrzyklus für Stadtlinienomnibusse ausgewählt, der basierend auf einer Umfrage bei Verkehrsunternehmen ein realistisches Fahrverhalten im innerstädtischen Betrieb mit typischer Linienlänge, Haltestellen-Anzahl und Abstände, Reise und Endhaltedauern sowie verkehrsbedingten Halten enthält (siehe Dreyer 1975). Der Fahrzyklus ist in Bild 5 dargestellt, wobei Geschwindigkeit und Gangwahl über der Zeit dargestellt sind.

Mit Hilfe eines Fahrzeugmodells wird für einen vollbesetzten 12 m langen Stadtbus die erforderliche Motorleistung bzw. Drehzahl und Drehmoment berechnet. Hierbei werden Roll- und Luftwiderstand, Beschleunigung, Steigung, Schlupf, Getriebeverluste und Nebenaggregate berücksichtigt (siehe Eichseder 2003). In Bild 6 sind diese beiden Größen jeweils über der Fahrzeit dargestellt. Die Motordrehzahl bewegt sich zwischen der Leerlaufdrehzahl von 600 rpm und der Maximaldrehzahl von 1300 rpm. Es ergibt sich ein Moment zwischen 25 Nm und 1200 Nm mit einem mittleren Wert von 192 Nm.

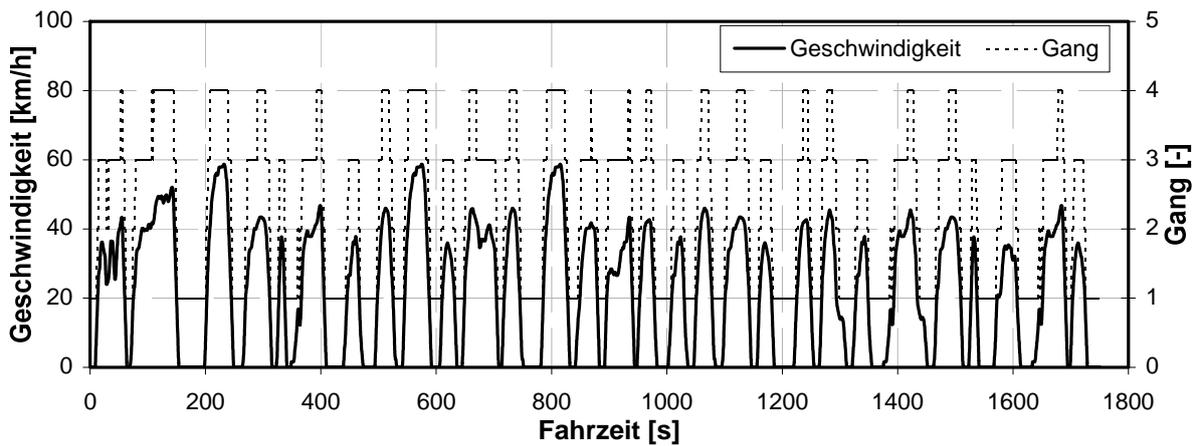


Bild 5: Fahrzyklus für Stadtlinienomnibusse (siehe Dreyer 1975).

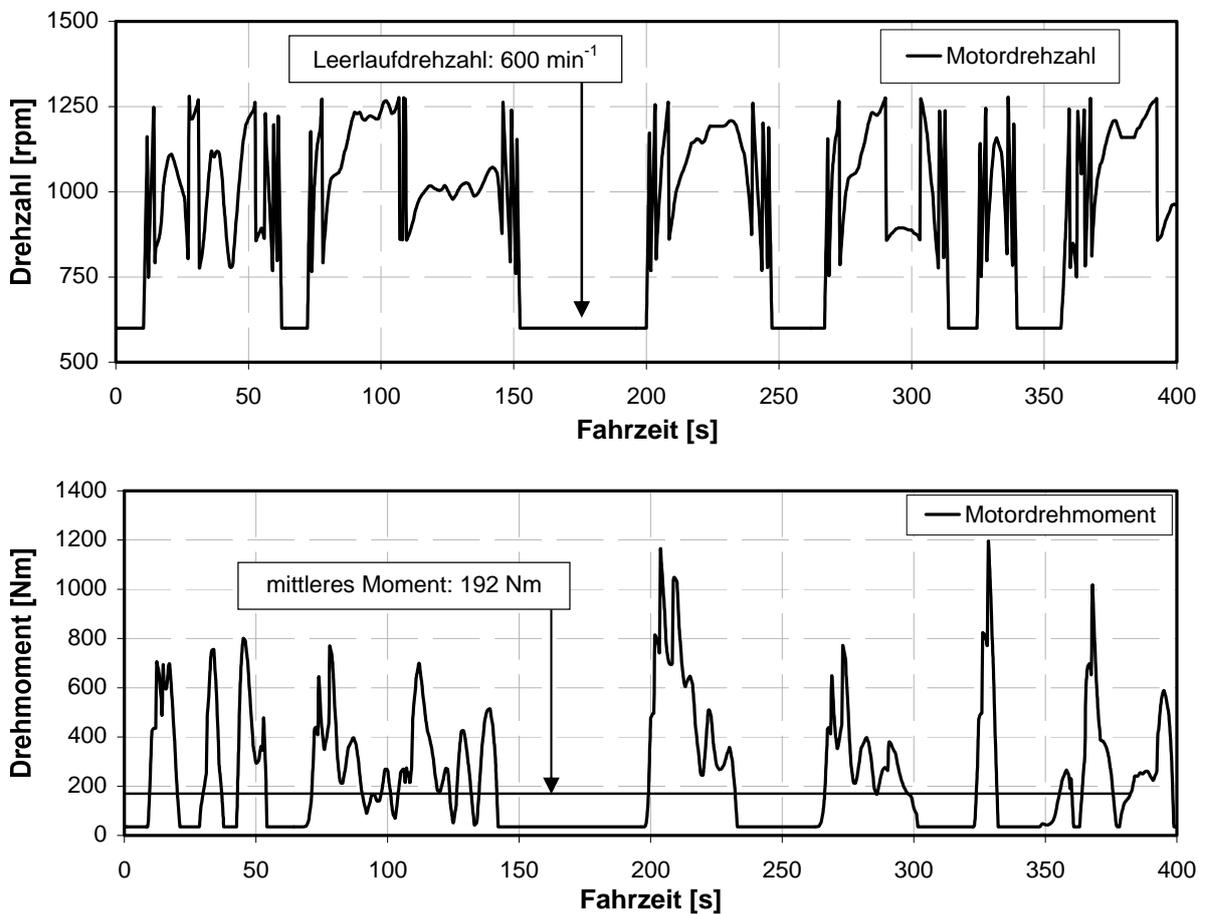


Bild 6: Motordrehzahl (oben) und –Drehmoment (unten) berechnet mittels eines Fahrzeugmodells für einen Stadtbus für den in Bild 3 abgebildeten Fahrzyklus.

5.2 Klimarandbedingungen für Heizung und Klimatisierung

Für die Abbildung typischer Klimarandbedingungen werden Temperatur- und Feuchteklassen bestimmt für die jeweils eine Systemsimulation mit dem oben beschriebenen Fahrzyklus durchgeführt wird. Mit der Kenntnis des tageszeitlichen Fahrverhaltens eines Stadtbusse, das den Fahrplänen des öffentlichen Nahverkehrs entnommen werden kann und Ähnlichkeiten mit dem Nutzungsprofil von Pkws (siehe Bild 7) aufweist, ergibt sich zusammen mit dem prozentualen Auftreten von Wetterbedingungen, die bei den Wetterdiensten verfügbar sind für einen Ort bzw. ein Land jeweils eine Gewichtung für die Temperatur- und Feuchteklassen (siehe Strupp 2008). Das Ergebnis dieser Studie ist in Bild 8 dargestellt. Die Pkw-Nutzungshäufigkeit für Deutschland, Europa und USA kann Tabelle 10 entnommen werden. Daraus abgeleitet ergibt sich die nach Temperaturklassen aufgeteilte mittlere Einschaltzeit einer Pkw-Klimaanlage bzw. Pkw-Heizung aus Tabelle 10, Tabelle 11 (siehe Anhang) bzw. Tabelle 3. Basierend auf einer solchen Erhebung kann z.B. der Verbrauch verschiedener Heiz- oder Klimakonzepte vergleichend für eine bestimmte Region ermittelt werden. Damit können Aussagen hinsichtlich der energetischen Effizienz verschiedener Anlagenvarianten unter Berücksichtigung des Fahrverhaltens und des Klimas getroffen werden.

Neben der Ermittlung der energetischen Effizienz anhand von mittleren Klimadaten muss für jedes Konzept auch die Funktion und ausreichende Leistungsbereitstellung für die Extrempunkte der entsprechenden Klimaregionen sichergestellt sein. Dafür eignen sich entsprechende Abkühl- und Aufwärmversuche bei der jeweils auftretenden Maximal- bzw. Minimaltemperatur.

Diese Werte können aufgrund eines ähnlichen Nutzerprofils auf Stadtlinienomnibusse übertragen werden und bilden im Rahmen dieser Studie die Grundlage für die durchgeführten Jahresverbrauchsberechnungen in Kap. 8.

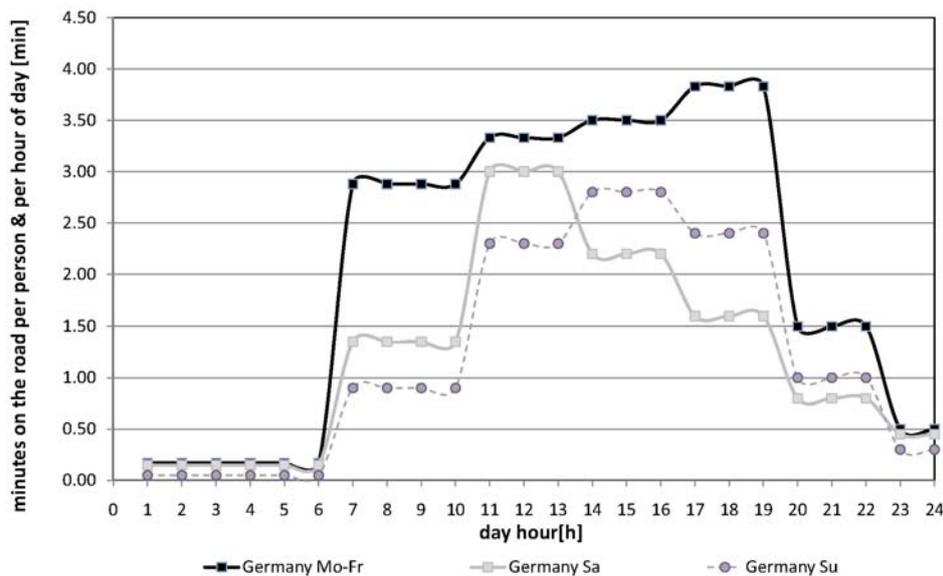


Bild 7: Nutzerprofil für Pkw in Deutschland in Abhängigkeit von der Tageszeit (siehe Bundesministerium für Verkehr-, Bau und Wohnungswesen 2006).

	-15 - -10°C	-10 - -5°C	-5 - 0°C	0 - 5°C	5 - 10°C	10 - 15°C	15 - 20°C	20 - 25°C	25 - 30°C	30 - 35°C
0-20 %							0.01			
20-40 %				0.01	0.13	0.67	1.23	1.56	0.83	0.09
40-60 %			0.05	0.70	2.43	4.55	6.92	5.91	1.81	0.11
60-80 %	0.01	0.19	1.65	5.14	7.94	8.29	7.55	3.27	0.38	
80-100 %	0.24	1.52	6.34	10.00	9.61	6.27	3.72	0.85	0.01	

Bild 8: *Prozentuales Auftreten von Umgebungsbedingungen in Deutschland (Temperatur in °C und rel. Luftfeuchte in %) nach Strupp 2008.*

Klasse		Heizung eingeschaltet Häufigkeit in %		
		Deutschland	Europa	USA
< -15°C		0	0,15	0,39
-15°C bis -10°C	1	0,29	0,52	1,13
-10°C bis -5°C	2	2,0	1,92	3,43
-5°C bis 0°C	3	9,4	6,98	8,19
0°C bis 5°C	4	18,53	15,85	14,9
5°C bis 10°C	5	23,5	23,43	20,3
10°C bis 15°C	6	23,13	26,26	24,1
15°C bis 20°C	7	22,72	24,88	27,5
> 20°C		0	0	0

Tabelle 3: Nutzungshäufigkeit der Pkw-Heizung, für den Fall, dass die Anlage bis zu einer Umgebungstemperatur von 20°C eingeschaltet ist; jeweils für Deutschland, Europa und USA.

5.3 Berechnung gewichteter Bewertungsgrößen

Zur ganzheitlichen Bewertung der Effizienz der Heizung ist die Betrachtung der Nutzung über ein ganzes Jahr erforderlich, um den Jahresverbrauch zu ermitteln.

Mit dem berechneten COP für die untersuchten Betriebszustände und Daten zur Nutzungshäufigkeit, wie sie in Tabelle 3 dargestellt sind, lässt sich ein mittlerer jährlicher COP ermitteln, der ein Maß für die Effizienz der Heizung ist (siehe Horstmann 2006 und Duthie 2002):

$$\text{GI. 1} \quad COP_{\text{Mittel,Jahr}} = \sum_{j=1}^m (\text{Nutzungshäufigkeit}_j \cdot COP_j) \quad .$$

Analog kann die mittlere jährliche Heizleistung ermittelt werden:

$$\text{GI. 2} \quad \dot{Q}_{\text{Heiz,Mittel,Jahr}} = \sum_{j=1}^m (\text{Nutzungshäufigkeit}_j \cdot \dot{Q}_{\text{Heiz},j}) \quad .$$

Die mittlere Nutzungshäufigkeit eines Busses entfällt zum größten Anteil auf Umgebungsbedingungen mit Umgebungstemperaturen unter 15°C.

6 Simulationsmodelle und Validierung

Im Rahmen des Projektes wurde von TLK ein Simulationsmodell für den Wärmepumpenkreislauf, den Kühlkreislauf mit Motor und den Businnenraum erstellt. Basierend auf der bestehenden Modelica-Modellbibliothek TIL, die für die Simulation von Kältekreisläufen entwickelt wurde und die Kältemittelstoffdaten aus der Modelica-Stoffdatenbibliothek TILMedia verwendet (siehe Bild 9 und Bild 10) wurden neue Modelle für Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager (siehe Bild 40 und Bild 41) jeweils für die Durchströmung mit Kältemittel und Glykol, Komponenten für den Kühlkreislauf wie Rohre, Ausgleichsgefäß, Ventile und ein Motormodell entwickelt. Außerdem wurde ein Innenraummodell für den Bus entwickelt sowie ein Fahrzeugmodell, so dass zusammen mit einem vorgegebenen Fahrzyklus die Motordrehzahl und Last des Motors berechnet werden kann. Mit Hilfe dieser Modelle können der Wärmepumpenkreislauf, der Kühl- bzw. Heizkreislauf sowie das Fahrzeugverhalten transient beschrieben werden. Die Kreisläufe lassen sich zu einem Gesamtmodell zusammenfügen, so dass eine Gesamtsimulation durchgeführt werden kann.

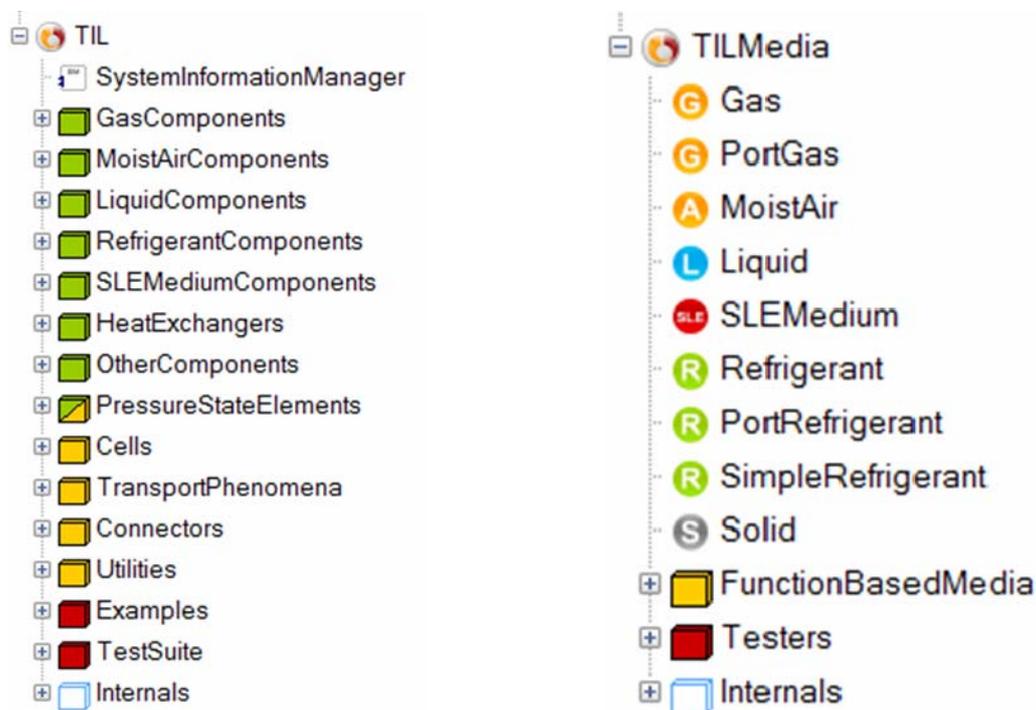


Bild 9: Übersicht über die Dateibäume der Programmbibliotheken von TIL und TILMedia.

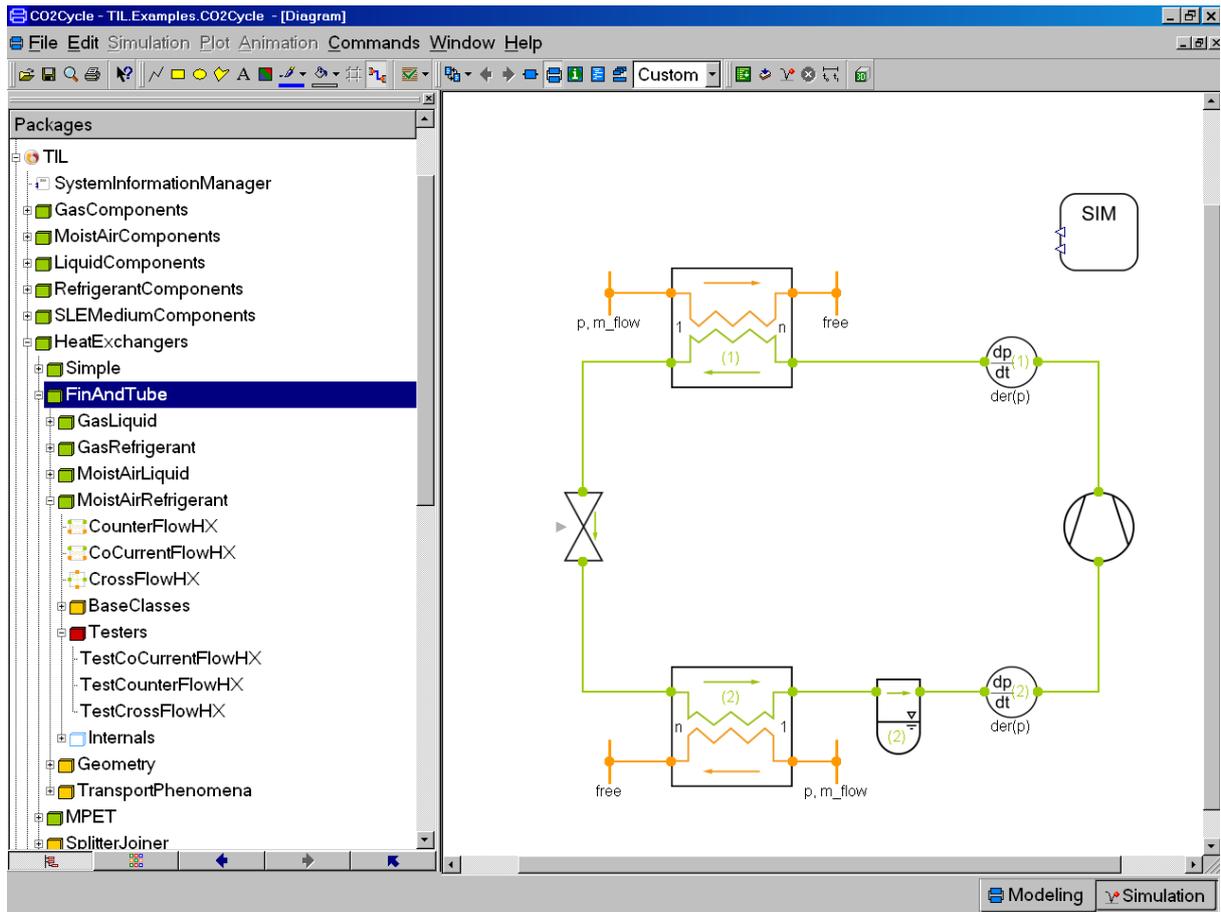


Bild 10: Dateibaum von TIL mit R744-Wärmepumpenkreislauf.

6.1 Fahrgastzelle

Das unter Modelica/Dymola erstellte Innenraummodell beschreibt das dynamische Aufheiz- und Abkühlverhalten der Fahrzeugkabine (siehe Bild 11). Es werden Wärmeleitung über Fenster und Türen, Sonneneinstrahlung, die Anbindung der Klimaanlage bzw. Wärmepumpe, bzw. des Heizkreislafs, der Wärmeeintrag durch Personen, die thermischen Kapazität und das dynamische Verhalten des Innenrauminventars berücksichtigt. Das Simulations-Modell wurde entsprechend der vorliegenden Busgeometrie parametrisiert und mit Hilfe der bei Konvekta durchgeführten Messungen validiert (Bild 13). Bei der durchgeführten Aufheizmessung wurde der kA -Wert des Busses bestimmt, der auch für die Parametrisierung des Busses von entscheidender Bedeutung ist. Durch eine Hintereinanderschaltung mehrerer Segmente kann auch die Temperaturverteilung im Businnenraum detailliert abgebildet werden (siehe Bild 14). Allerdings wurden die Berechnungen im Rahmen dieser Untersuchungen mit einem Modell durchgeführt, dass mit einer mittleren Innenraumtemperatur rechnet, da sich in Hinblick auf Verbrauchsaussagen damit Ergebnisse mit ausreichender Genauigkeit erzielen lassen.

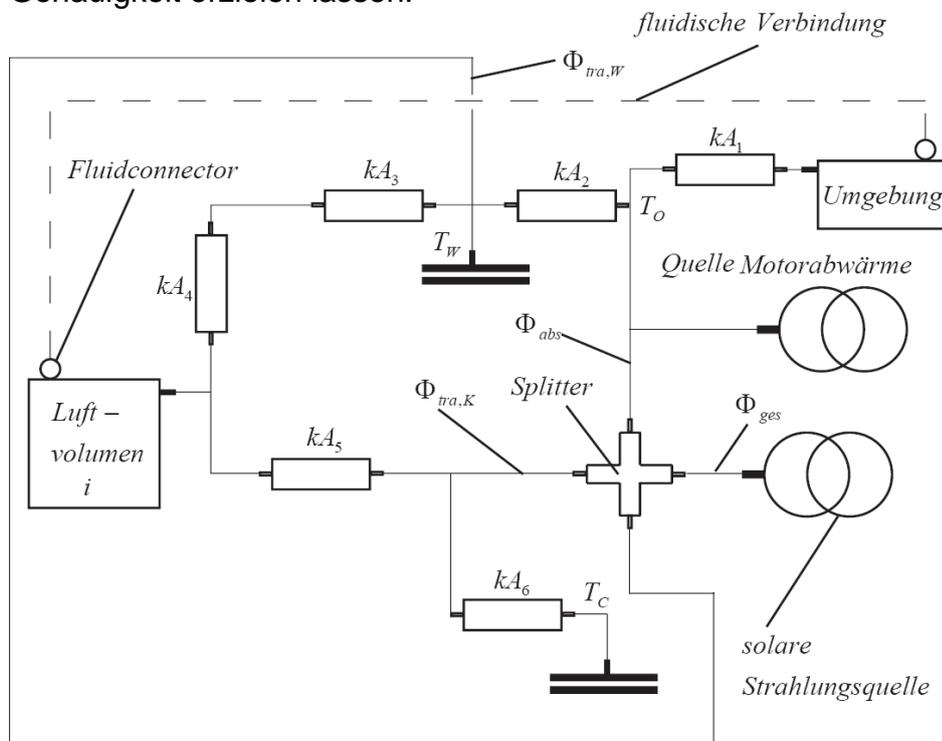


Bild 11: Schema des Innenraummodells mit einem Knoten.

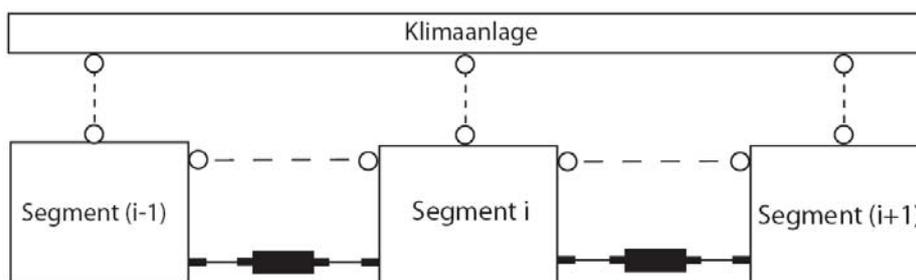


Bild 12: Verschaltung mehrerer einknotiger Modelle zu einem Mehrzonenmodell.

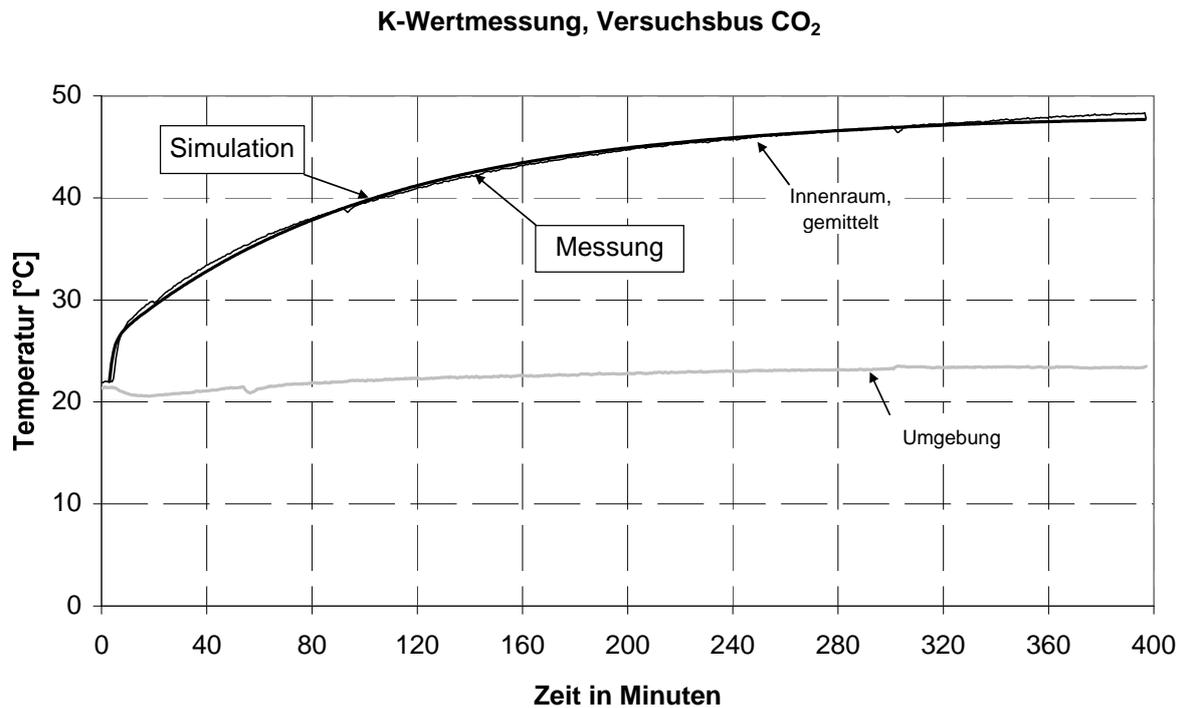


Bild 13: Validierung des Innenraummodells während eines Aufheizversuches im Versuchsbus.

6.2 Kühlwasserheizkreislauf

Weiterhin wurde ein Modell für den Kühl- bzw. Heizkreislauf bestehend aus einem thermischen Motormodell, jeweils einem Modell für den Brennstoffzuheizer, den Glykol-Luftwärmeübertrager, das Ausgleichsgefäß, für Ventile und die Rohrleitungen erstellt. Mit Hilfe dieses Kreislaufes kann das momentan verwendete Heizsystem im Serienbus simulatorisch abgebildet werden. Das Schemaschaltbild unter Modelica/Dymola ist in Bild 14 abgebildet. Als Befüllung wurde eine Zusammensetzung des Kühlwassers von 40% Glysantin und 60% Wasser verwendet. Insgesamt wurde der Kreislauf mit etwa 57 Liter Kühlwasser gefüllt. Die Regelung erfolgt mit Hilfe eines Bypassventiles über das das Kühlwasser direkt ohne den Heizungs-Wärmeübertrager zu durchströmen zurück in den Motor strömt, damit die Vorlauftemperatur nicht den gewünschten Minimalwert unterschreitet.

Bei Konvekta wurden verschiedene dynamische Versuche mit Messungen am Kühlkreislauf mit und ohne Betrieb des Brennstoffzuheizers durchgeführt, um das Modell für den Kühlkreislauf und den Brennstoffzuheizer zu parametrisieren (siehe Bild 42 bis Bild 45 im Anhang). Es ergibt sich eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung bei den berechneten Luft- und Wassertemperaturen.

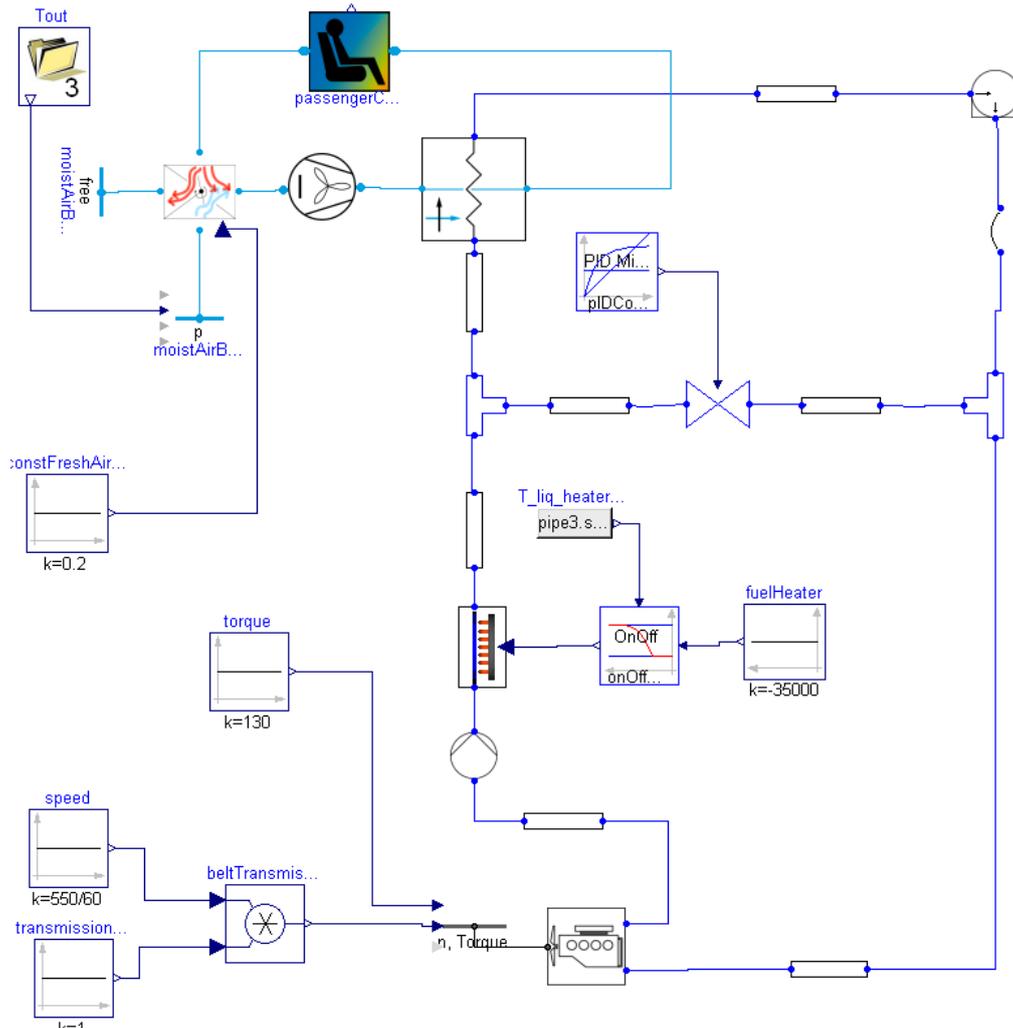


Bild 14: Schaltbild des Dymola/Modelica-Modells für den Kühlkreislauf mit Brennstoffzuheizer und den Businnenraum.

6.3 Wärmepumpenkreislauf

Basierend auf den neu erstellten Modellen für Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager wurde ein Simulationsmodell für den Wärmepumpenkreislauf aufgebaut (siehe Bild 15). Die Regelung des Expansionsventils wird über einen PI-Regler vorgenommen, der eine konstante Kältemittelüberhitzung von 5K am Verdampferaustritt einstellt. Die Leistungsregelung der Anlage wird mittels Ein- und Ausschalten des Verdichters mittels eines PI-Reglers vorgenommen, der eine konstante Innenraumtemperatur einregelt. Der Verdichter ist dementsprechend mit einer Magnetkupplung ausgestattet. Die Drehzahl des Verdichters liegt entsprechend der Übersetzung zwischen Motorwelle und Verdichterwelle um den Faktor 1,3 über der Motordrehzahl. Die Verdichterdrehzahl wird über den Fahrzyklus und das Busmodell dynamisch vorgegeben. Anhand verschiedener dynamischer Aufheizversuche mit unterschiedlichen Randbedingungen wurde das Wärmepumpenmodell validiert (siehe Bild 16 bis Bild 18). Das Abfallen der gemessenen GK-Leistung in Bild 18 kann mit der Vereisung des Verdampfers (Außenwärmeübertrager) zusammen. Dadurch bedingt kann auch ein Absinken des Verdampferdrucks (siehe Bild 18) beobachtet werden.

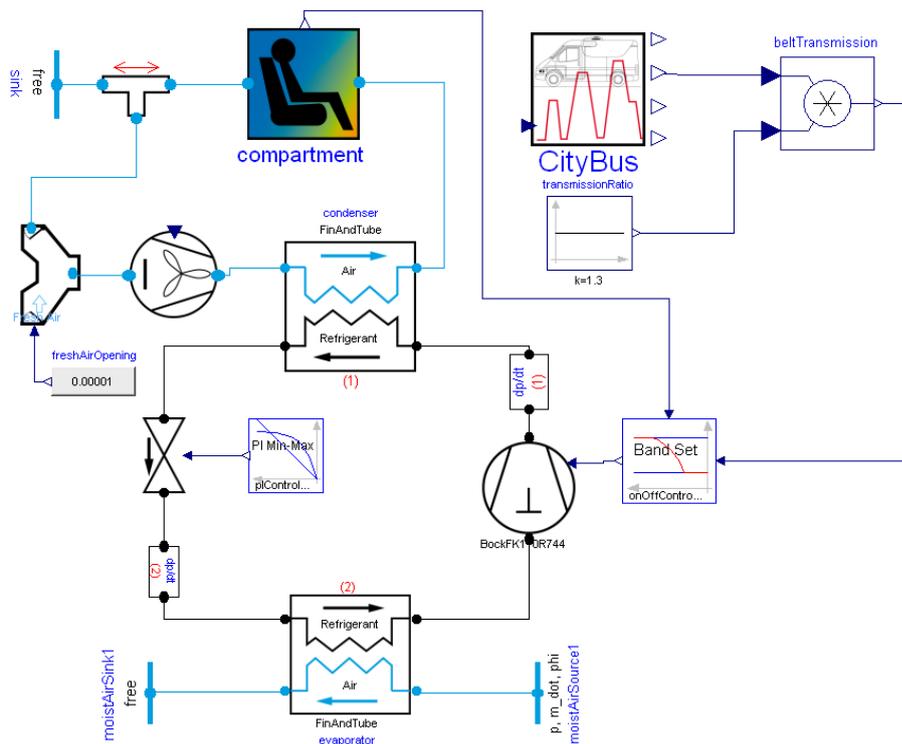


Bild 15: Schaltbild des Modelica/Dymola Modells für eine Luft-Luft-Wärmepumpe mit Innenraummodell für den Bus und einem Modell für das Fahrverhalten des Busses mit integriertem Fahrzyklus.

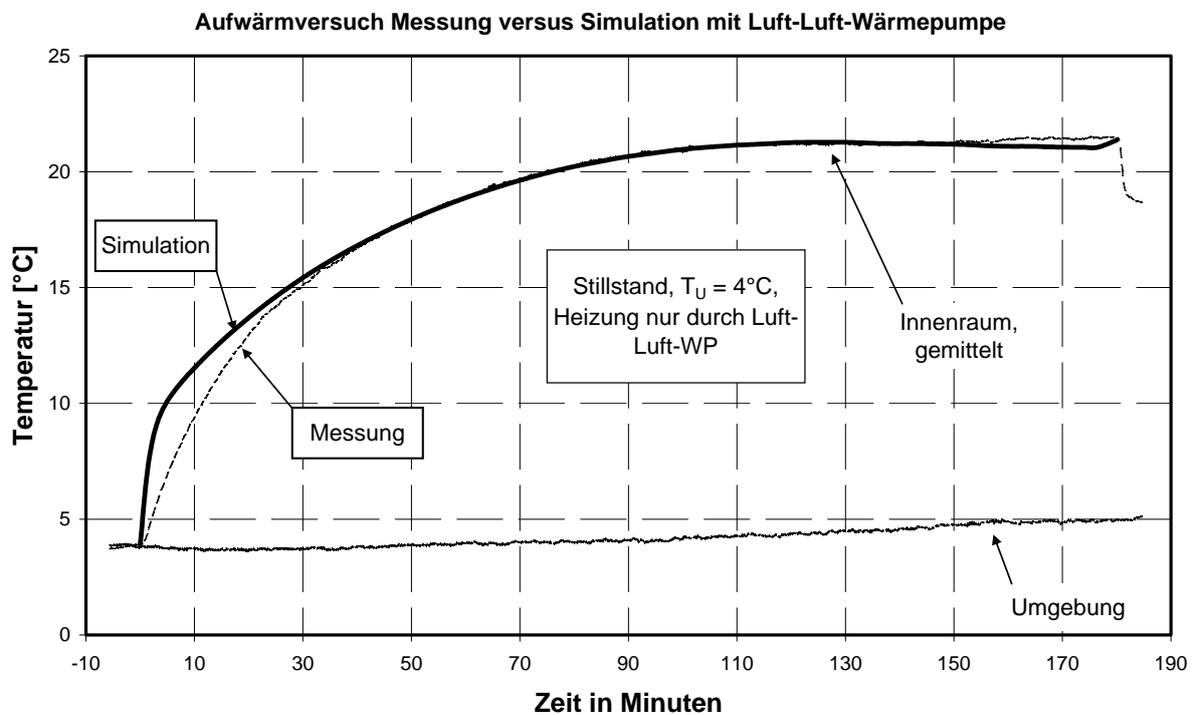


Bild 16: Validierung des WP-Modells während eine Aufheizversuches im Versuchsbus mit Luft-Luft-WP: Vergleich zwischen gemessener und berechneter Lufttemperatur im Businnenraum.

Aufwärmversuch Messung versus Simulation mit Luft-Luft-Wärmepumpe

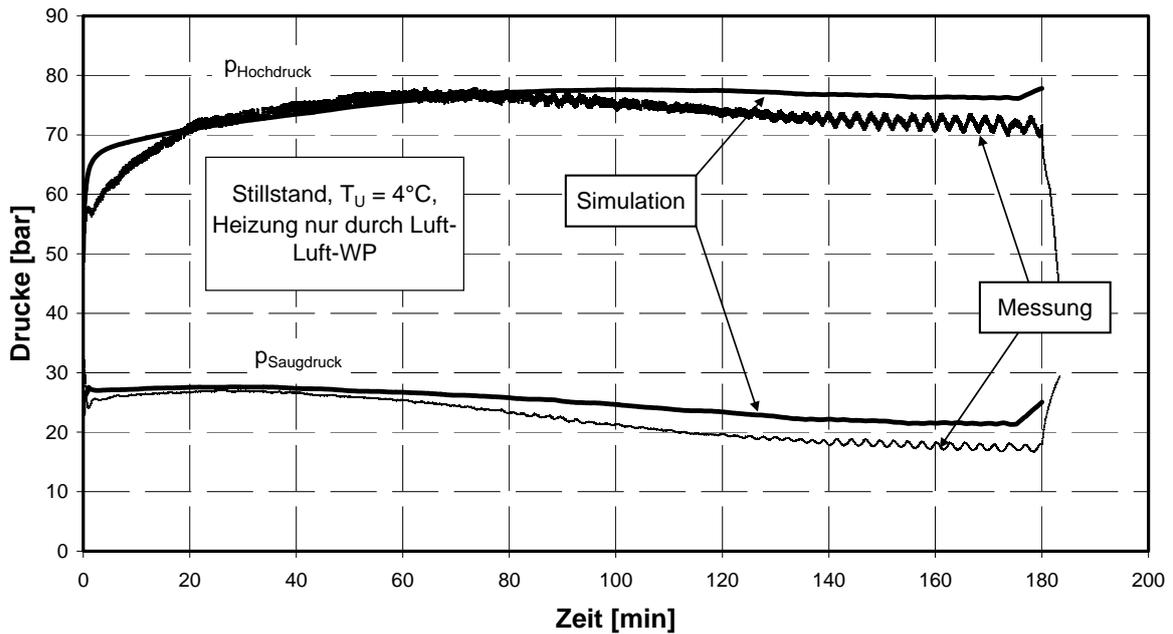


Bild 17: Validierung des Wärmepumpenmodells während eine Aufheizversuches im Versuchsbus mit Luft-Luft-WP: Vergleich zwischen gemessener und berechneten Drücken am Kompressor.

Aufwärmversuch Messung versus Simulation mit Luft-Luft-Wärmepumpe

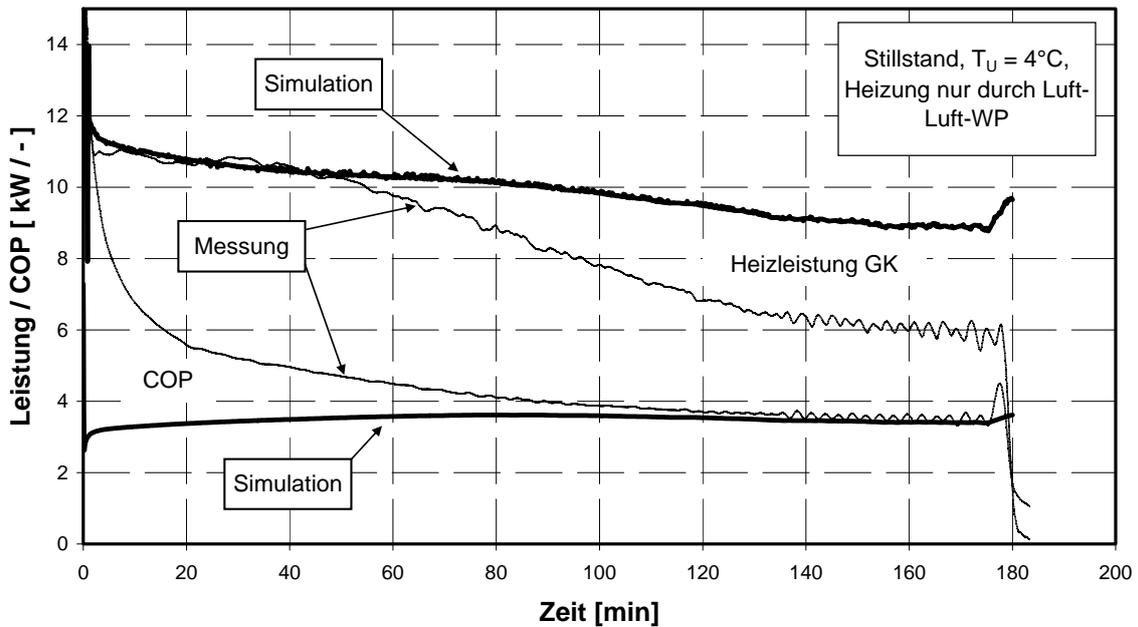


Bild 18: Validierung des Wärmepumpenmodells während eine Aufheizversuches im Versuchsbus mit Luft-Luft-WP: Vergleich zwischen gemessener und berechneter Heizleistung und Heiz-COP.

Simulation: COP Wärmepumpe versus Umgebungstemperatur

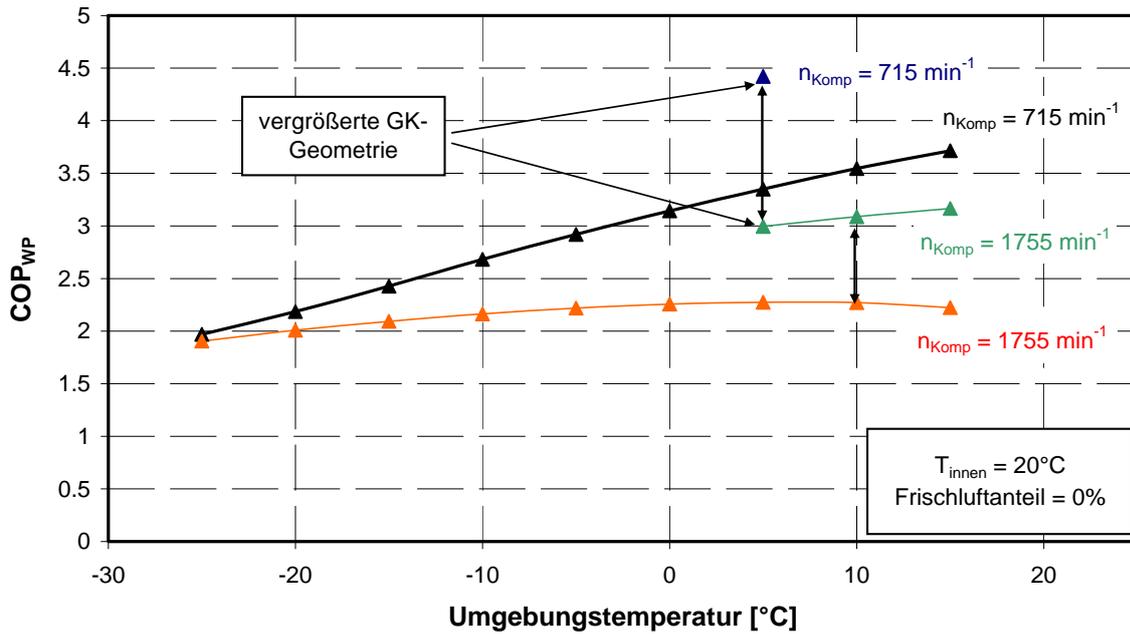


Bild 22: Berechneter COP der Luft-Luft-Wärmepumpe mit und ohne optimierten Gaskühler in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur im Stillstand und im Fahrbetrieb.

Simulation: Q_{Heiz} Wärmepumpe versus Umgebungstemperatur

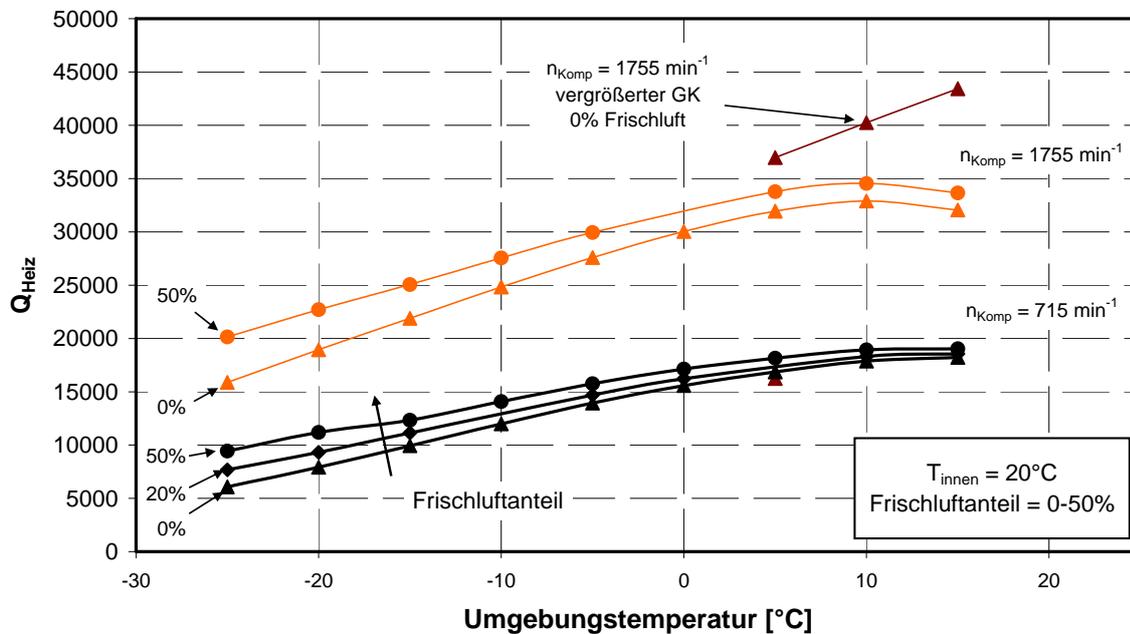


Bild 23: Berechnete Heizleistung Q_{Heiz} der Luft-Luft-Wärmepumpe mit und ohne optimierten Gaskühler in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur im Stillstand und im Fahrbetrieb.

7 Ergebnisse der Simulation des Gesamtsystems

Die transienten Ergebnisse der Gesamtsimulation sind in Bild 24 bis Bild 26 über der Zeit aufgetragen. Darin sieht man deutliche Schwankungen der Luft- und Kältemitteltemperaturen, sowie der Wärme- und Motorleistung, die sowohl aus der Schwankung der Motor- bzw. Verdichterdrehzahl als auch aufgrund der Ein- Aus-Regelung resultieren. Für die Berechnung des Verbrauchs werden mehrere Fahrzyklen hintereinander durchgerechnet und der Gesamtdieserverbrauch und gemittelte Größen durch Integration bestimmt. Bild 27 zeigt die Einschaltzeit der beiden Heizkonzepte, wobei ersichtlich ist, dass bei einer Frischluftfrate von 20% die Heizung durch die Motorwärme bis zu einer Umgebungstemperatur von -5°C völlig ausreichend ist. Wird die Frischluftfrate von 20% auf 45% erhöht, besteht schon ab einer Umgebungstemperatur von 0°C Nachheizbedarf. Aus Bild 28, in dem die mittlere Innenraumtemperatur dargestellt ist, geht hervor, dass die Heizleistung der WP bei einer Frischluftfrate von 20% ausreicht, um die gewünschte Innenraumtemperatur von 18°C auch bei niedrigen Umgebungstemperaturen bis -25°C einzustellen, während dies bei einer höheren Frischluftfrate von 45% nur bis -15°C möglich ist. Bild 29 und Bild 30 zeigen die Zusammensetzung der Heizleistung aus Motorabwärme bzw. Brennstoffzuheizer- oder Wärmepumpenheizleistung. In dieser Darstellung ist erkennbar, dass die Abgabe der Motorabwärme durch die Zuschaltung der Wärmepumpe als zusätzlichen mechanischen Verbraucher um bis zu 30% ansteigt. Bild 31 zeigt die mittleren Teil- und Gesamtsystemwirkungsgrade der beiden untersuchten Heizsysteme. Während der Teil- und Gesamtwirkungsgrad beim Heizsystem mit Brennstoffzuheizer bei etwa 80% liegt, ergeben sich bei der Luft-Luft-WP WP-COPs zwischen 2,3 und über 3 und Gesamtwirkungsgrade zwischen 1,05 und 2.

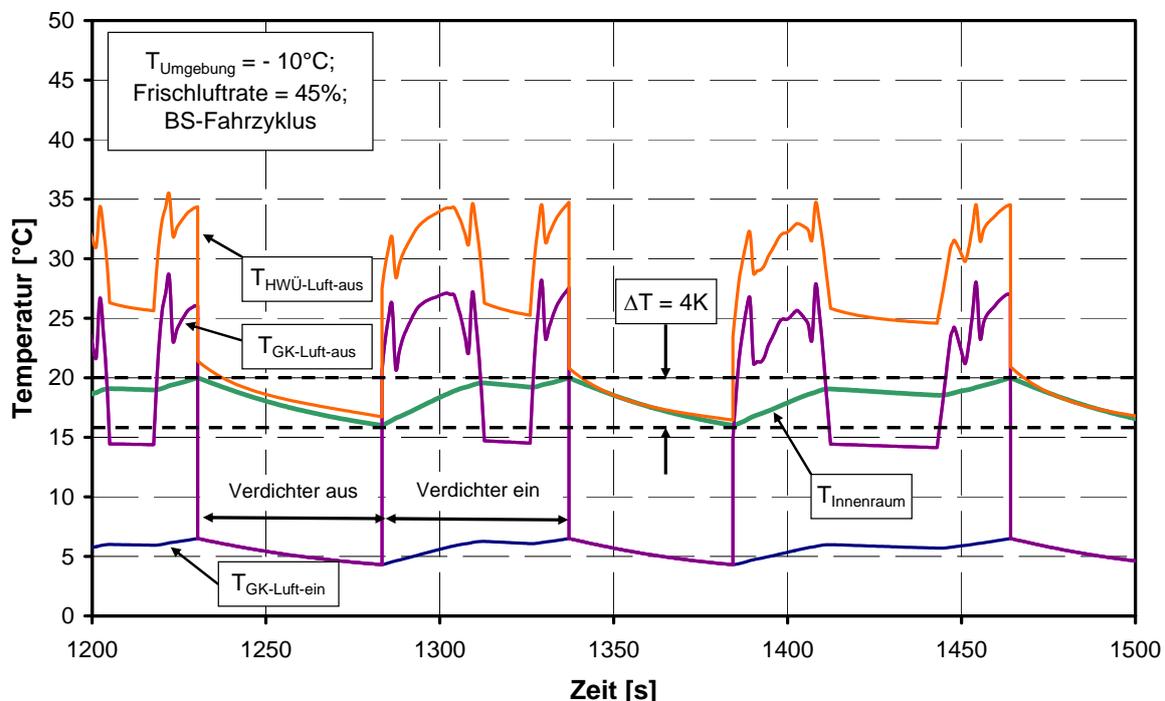


Bild 24: Simulationsergebnisse der Luft-Luft-Wärmepumpe mit Kühlkreislauf, Motor-Innenraum und Fahrzeugmodell unter Verwendung des Braun-schweiger Fahrzyklusses: Temperaturen am Heizungswärmeüber-trager, Gaskühler und im Innenraum.

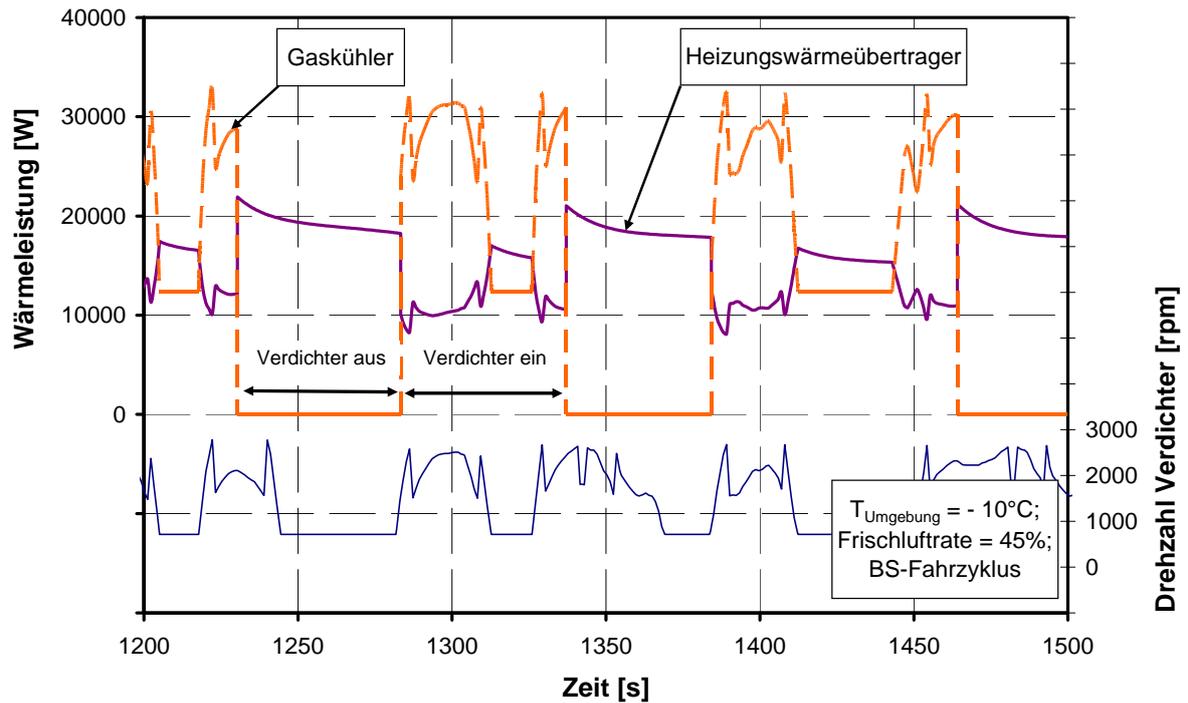


Bild 25: Simulationsergebnisse der Luft-Luft-Wärmepumpe mit Kühlkreislauf, Motor-Innenraum und Fahrzeugmodell unter Verwendung des Braun-schweiger Fahrzyklusses: Wärmeleistungen am Heizungswärme-übertrager, Gaskühler und Drehzahl.

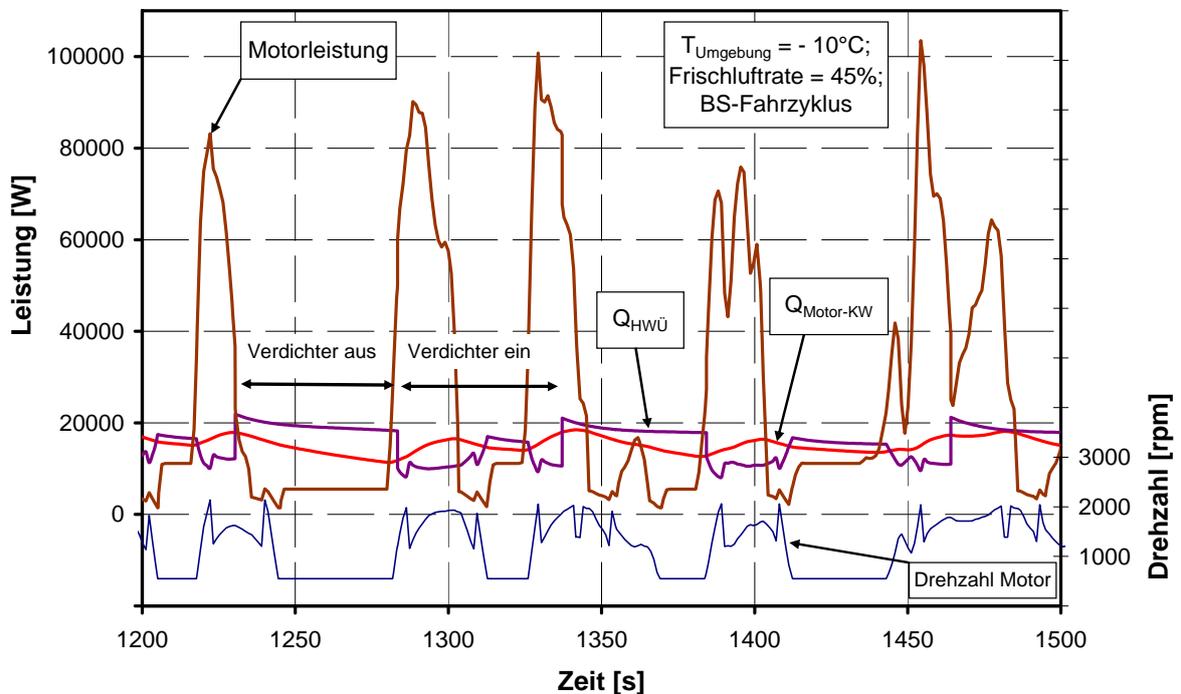


Bild 26: Simulationsergebnisse der Luft-Luft-Wärmepumpe mit Kühlkreislauf, Motor-Innenraum und Fahrzeugmodell unter Verwendung des Braunschweiger Fahrzyklusses: Leistungen am Motor und Heizungswärmeübertrager und Drehzahl.

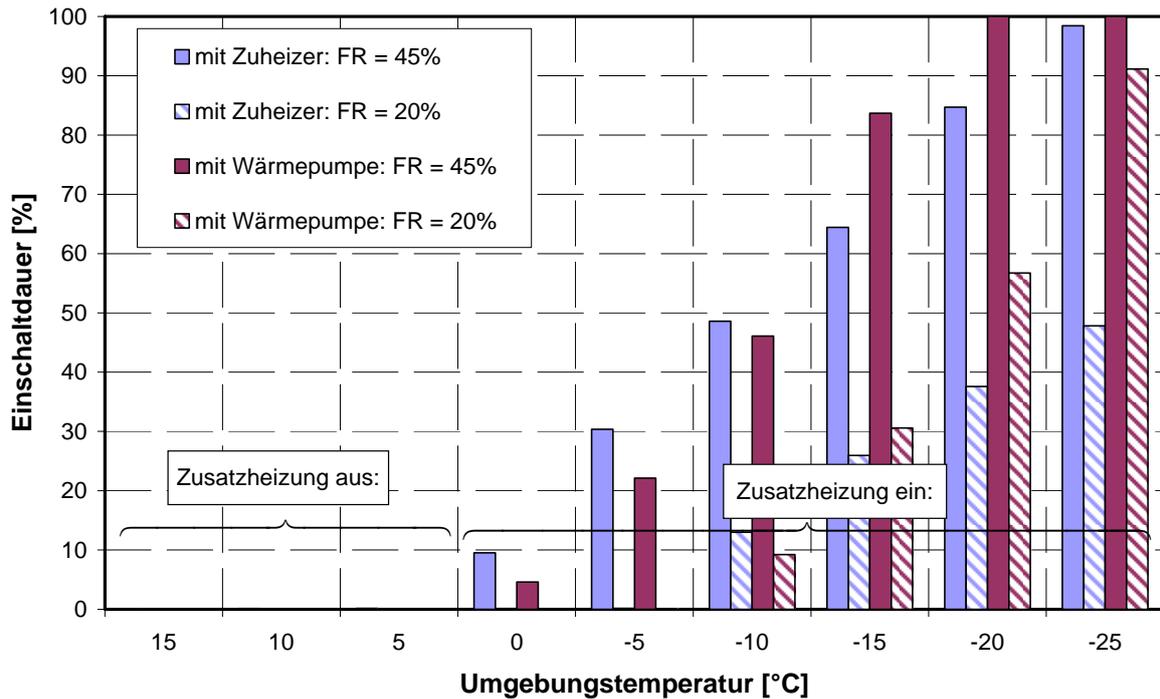


Bild 27: Berechnete Einschaltdauer der verschiedenen Heizsysteme: mit Brennstoffzuheizung und Luft-Luft-Wärmepumpe bei jeweils verschiedenen Frischluftstraten in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur.

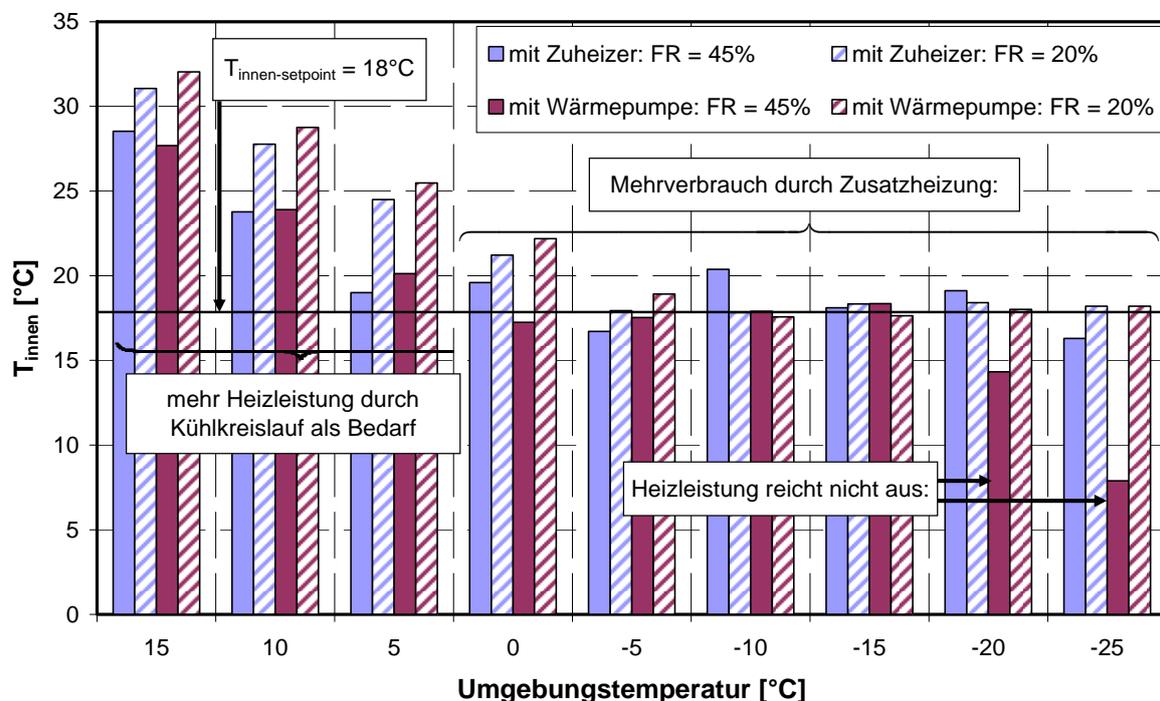


Bild 28: Berechnete mittlere Innenraumtemperatur der verschiedenen Heizsysteme: mit Brennstoffzuheizung und Luft-Luft-Wärmepumpe bei jeweils verschiedenen Frischluftstraten in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur.

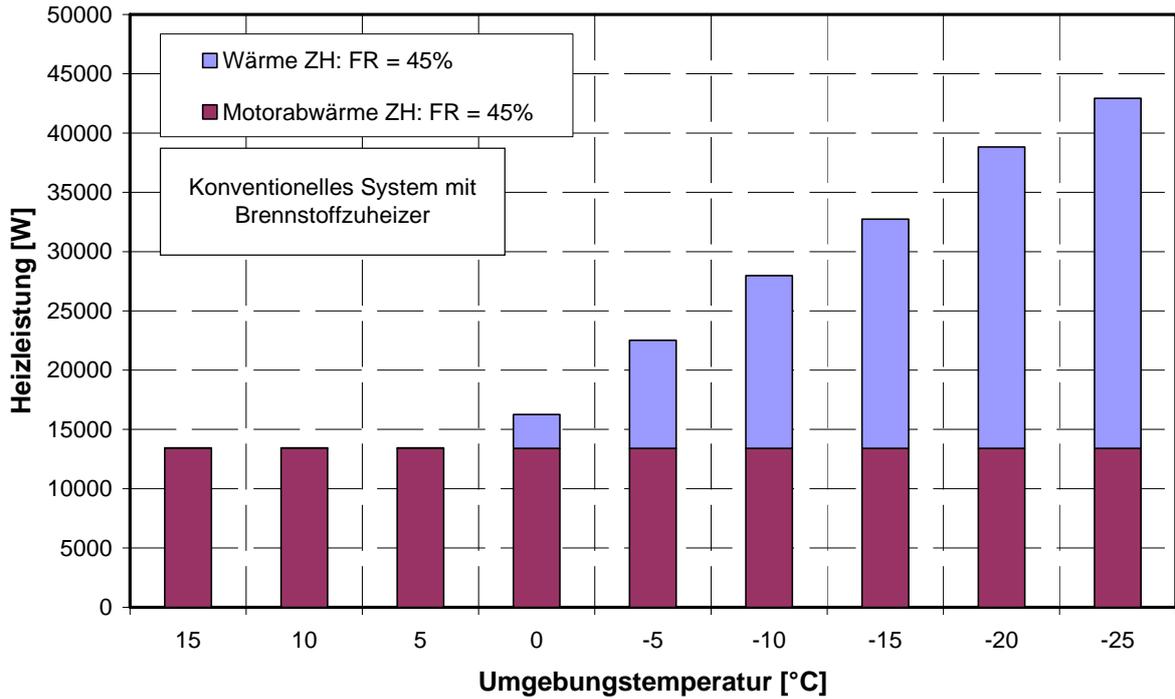


Bild 29: Berechnete mittlere Heizleistung des Heizsystems mit Brennstoffzuheizer: dargestellt sind jeweils die Basis-Heizleistung basierend auf der Motorabwärme und die zusätzliche durch den Brennstoffzuheizer abgebildete Heizleistung bei einer Frischlufttrate von 45% für verschiedenen Umgebungstemperaturen.

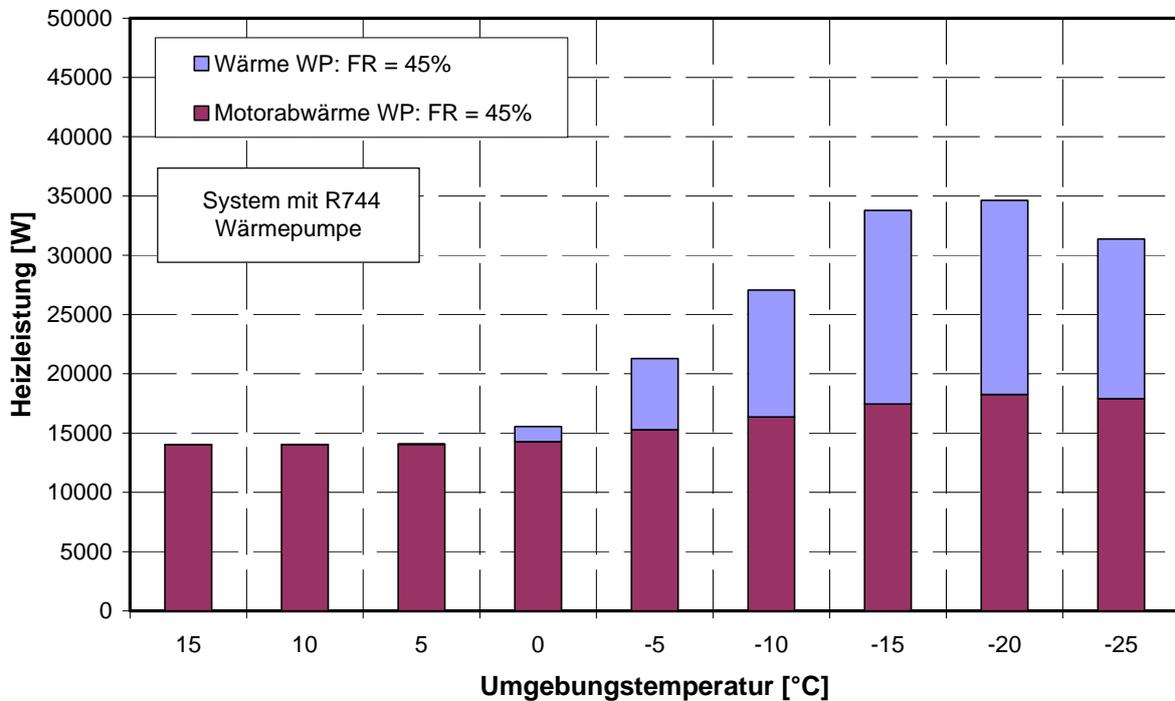


Bild 30: Berechnete mittlere Heizleistung des Heizsystems mit Brennstoffzuheizer: dargestellt sind jeweils die Basis-Heizleistung basierend auf der Motorabwärme und die zusätzliche durch die Luft-Luft-WP abgebildete Heizleistung bei einer Frischlufttrate von 45% für verschiedenen Umgebungstemperaturen.

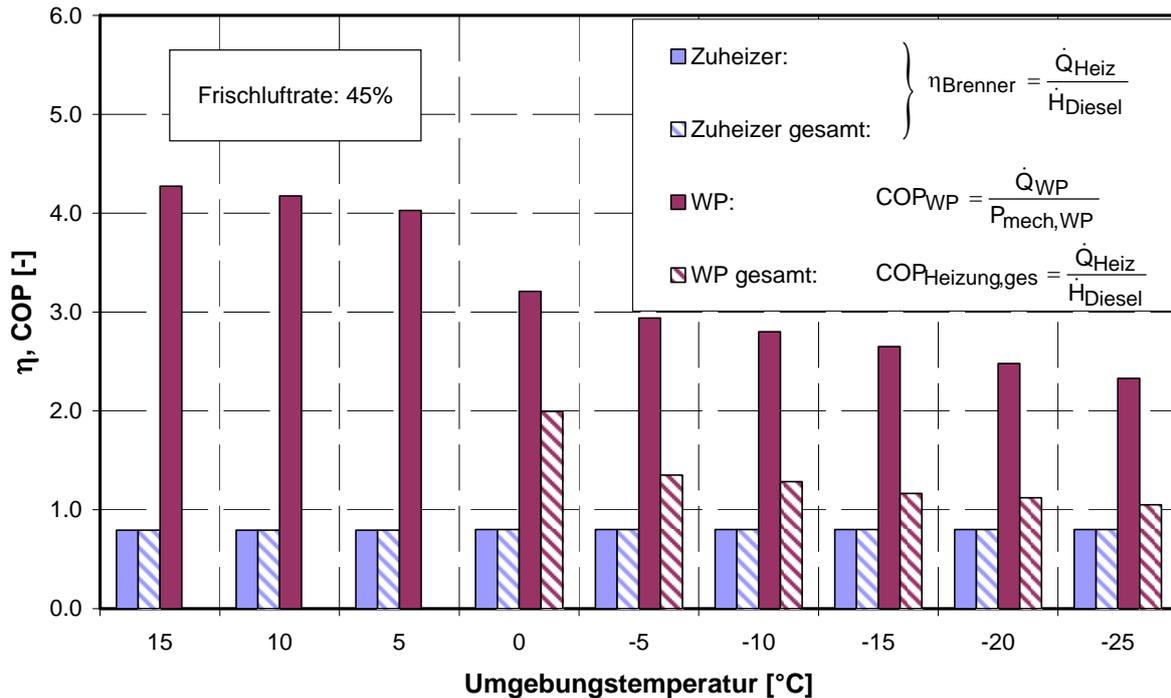


Bild 31: Berechneter COP jeweils für die Systeme mit Brennstoffzuheizer und Luft-Luft-Wärmepumpe in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur für eine Frishlufttrate von 45%. Während beim System mit BZ der Systemwirkungsgrad mit dem Einzel-COP identisch ist, ergibt sich zusätzlich für das System mit WP der Gesamtwirkungsgrad der Heizung dargestellt.

Basierend auf den durchgeführten Gesamtsystemsimulationen werden im nächsten Kapitel vergleichende Jahresverbrauchs-Berechnungen durchgeführt, wobei die bei den entsprechenden Umgebungstemperaturen berechneten Verbräuche mit dem prozentualen zeitlichen Auftreten dieser Wetterbedingungen gewichtet werden.

8 Ökologische und ökonomische Bilanzierung

Bevor im ersten Teil dieses Kapitels (Kap. 8.2) eine ökologische und im zweiten Teil (Kap. 8.3) eine ökonomische Bilanzierung vorgenommen wird, wird zunächst der Verbrauch des zur Zeit eingesetzten Brennstoffzuheizers abgeschätzt. Dazu wurde eine Datenerhebung bei den Berliner Verkehrsbetrieben (BVG) und der Braunschweiger Verkehrs AG (BSVAG) durchgeführt.

8.1 Stand der Technik

In deutschen Stadtbusen werden momentan fast ausschließlich dieselbetriebene Zusatzheizungen eingesetzt. Die technischen Daten typischer Modelle sind in Tabelle 4 aufgelistet. Der Gesamtwirkungsgrad der Zusatzheizung berechnet sich folgendermaßen:

Gl. 3

$$\eta_{\text{gesamt}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Heiz}}}{\dot{m}_{\text{Diesel}} \cdot H_{\text{o,Diesel}}}$$

	Thermo 230	Thermo 300	Thermo 350
Heizleistung (kW)	23	30	35
Heizmedium	Kühlwasser		
Abmessungen L x B x H (mm)	610 x 246 x 220		
Gewicht Gesamtsystem (kg)	30 - 40		
Dieserverbrauch (l/h)	3,0	4,0	4,5
el. Leistungsaufnahme (Brenner) (W)	65	110	140
el. Leistungsaufnahme (Pumpe) (W)	104	104	209
Nennspannung (V)	24		
CO ₂ im Abgas (Vol.%)	10,5 ± 0,5		
Gewicht Brenner (kg)	19		
theoretischer Wirkungsgrad ¹⁰	78,2%	76,5%	79,5%

Tabelle 4: Technische Daten der Webasto-Zusatzheizung für Busse.

Im Regelbetrieb wird auf das Standheizen vor der Abfahrt verzichtet. Der Brenner wird morgens beim Verlassen des Depots eingeschaltet und schaltet sich erst nach Erreichen einer Kühlwassertemperatur von 85°C automatisch ab. Die Brennersteuerung folgt einer Hysterese-Schleife und der Brenner wird im Normalbetrieb wieder eingeschaltet, sobald die Kühlwassertemperatur unter 70°C sinkt. Es ist möglich, in einen Sparmodus zu schalten, der den Brenner erst bei einer Temperatur von 55°C wieder einschaltet. Das Kühlwasser wird morgens einmal bis 85°C aufgeheizt. In der Regel ist es für den Rest des Tages nicht nötig nachzuheizen (siehe Hackbarth 2005).

Die Laufleistung von Zusatzheizungen ist schwer abzuschätzen, da sie von vielen Variablen abhängig ist und sich von Busunternehmen zu Busunternehmen unterscheidet. Beispielsweise ist es relevant, ob die Busse über Nacht im Freien stehen oder in einer Halle geparkt werden, und somit im Winter nicht durchgekühlt sind. Weiterhin ist von Bedeutung, ob die Busse über eine Klimaanlage verfügen und somit die Luft zusätzlich entfeuchten.

Um trotz dieser Problematik einige Aussagen treffen zu können, wurden Datensätze von 2 Stadtbussen mit Zusatzheizungen ausgelesen. In Tabelle 5 ist die Einsatzdauer von Webasto Thermo 300 Zusatzheizungen in Bussen der Berliner Verkehrsbetriebe (BVG) und der Braunschweiger Verkehrs AG (BSVAG) dargestellt. Bei beiden Fahrzeugen handelt es sich um das Modell A21 von MAN. Im Gegensatz zu dem Bus der BSVAG ist der Bus der BVG mit einer Klimaanlage ausgestattet.

Dies ist eine sehr kleine Stichprobe, so dass die gewonnenen Daten keine repräsentativen Schlüsse zulassen. Es fallen aber doch einige Tendenzen auf. Die folgenden Berechnungen sollen helfen, einen Eindruck zu gewinnen, inwieweit Brennstoffzuheizer tatsächlich genutzt werden, und wie viel Mehrverbrauch durch ihren Einsatz entsteht. Die durchschnittlichen Einschalt- und Brenndauern pro Heizperiode der Zusatzheizer sollen errechnet werden. Wann eine Heizperiode tatsächlich beginnt und endet entscheidet letztendlich jeder Busfahrer selbst.

Bus-Modell	MAN A21	MAN A21
Betreiber	BVG	BSVAG
Laufleistung (km)	ca. 240.000	131.484
Nutzungsdauer (Jahre)	ca. 4,2	ca. 1,7
Brenner-Typ	Thermo 300	Thermo 300
Depot	ja	ja
Klimaanlage	ja	nein
Inbetriebnahme	KW 22/2001	03.12.2003
Ableседatum	15.08.2005	19.08.2005
ges. Einschaltdauer (h)	5380	2791
ges. Brenndauer (h)	691	186
Heizperioden	4	ca. 1,6
∅ Einschaltdauer pro Heizperiode (h)	1345	ca. 1744
∅ Brenndauer pro Heizperiode (h)	172,75	ca. 116

Tabelle 5: Einsatzdauer von Brennstoff-Zusatzheizern.

Als Richtwerte wird hier auf Informationen der Firma Mundstock Reisen GmbH, ein Tochterunternehmen der BSVAG, zurückgegriffen. Eine Heizperiode dauert demnach von Mitte September bis Mitte April, also etwa 210 Tage. Pro Woche ist ein Durchschnittsbus 6 Tage im Einsatz (siehe Hackbarth 2005).

Die durchschnittliche Einschaltdauer pro Heizperiode ergibt sich folgendermaßen:

$$\text{Gl. 4} \quad \text{Einschaltdauer pro Heizperiode} = \frac{\text{gesamt Einschaltdauer}}{\text{Anzahl Heizperioden}}.$$

Für den Bus der BVG ergibt sich die Lösung aus Formel

$$\text{Gl. 5} \quad \text{Einschaltdauer pro Heizperiode} = \frac{5380\text{h}}{4} = 1345.$$

Für die Einschaltdauer pro Heizperiode ergeben sich 1345 h bzw. analog 1744 h für den Bus der BSVAG. Die Brenndauer pro Heizperiode beträgt analog 172,75 h bzw. 116 h.

Die durchschnittliche Einschaltdauer pro Einsatztag berechnet sich folgendermaßen:

$$\text{Gl. 6} \quad \text{Einschaltdauer pro Einsatztag} = \frac{\text{Einschaltdauer pro Heizperiode}}{\text{Einsatzdage pro Heizperiode}}.$$

Für den Bus der BVG ergibt sich die Lösung aus Formel

$$\text{Gl. 7} \quad \text{Einschaltdauer pro Einsatztag} = \frac{1345\text{h}}{210\text{d} \cdot \frac{6\text{d}}{7\text{d}}} \approx 7,4 \frac{\text{h}}{\text{d}}.$$

Die durchschnittliche Brenndauer pro Einsatztag wird analog zu Gl. 6 berechnet.

In Tabelle 6 sind die Ergebnisse für beide Busse dargestellt. Zu Anfang und Ende einer Heizperiode wird die tatsächliche Brenndauer unter der durchschnittlichen Brenndauer pro Tag liegen. In kälteren Zeiträumen, wie in der Regel von Januar bis Februar, wird die tatsächliche Brenndauer naturgemäß über der durchschnittlichen Brenndauer liegen.

Betreiber	BVG	BSVAG
Ø Einschaltdauer pro Einsatztag (h)	7.5	9.7
Ø Brenndauer pro Einsatztag (h)	1	0.6

Tabelle 6: Einsatzdauer von Brennstoff-Zusatzheizern pro Einsatztag.

Mithilfe der Werte für die durchschnittliche Brenndauer pro Heizperiode soll der Gesamtverbrauch pro Heizperiode errechnet werden.

Im Gegensatz zu den PKW-Modellen können Bus-Zusatzheizungen nicht in Teillast betrieben werden. Diese können nur ein- oder ausgeschaltet werden. Dadurch ist es möglich, aus den Brennstunden pro Heizperiode den Brennstoffverbrauch und auch die Brennstoffkosten pro Heizperiode zu ermitteln. Der Brennstoffverbrauch pro Heizperiode ist das Produkt aus Brenndauer pro Heizperiode und Brennstoffverbrauch pro Stunde. Die Brennstoffkosten pro Heizperiode errechnen sich aus dem Produkt von Brennstoffverbrauch pro Heizperiode und Brennstoffkosten. Als Brennstoffe kommen Diesel und Heizöl in Frage, die sich nur im Preis unterscheiden. Hier wird von Netto-Preisen von 118,00 Euro pro 100 Liter Diesel (siehe Dieselpreis 2008) und 94,49 Euro pro 100 Liter Heizöl ausgegangen (siehe Heizölpreis 2008). In Tabelle 7 sind die Ergebnisse dieser Berechnung dargestellt. Der Brennstoffverbrauch für den Brennstoffzuheizer liegt bei den befragten Verkehrsbetrieben zwischen ca. 500 und 700 l pro Jahr.

Betreiber	BVG	BSVAG
Brennstoffverbrauch pro Heizperiode [l]	691	464
Brennstoffkosten pro Heizperiode (Diesel) [Euro]	815,38	547,52
Brennstoffkosten pro Heizperiode (Heizöl) [Euro]	652,93	438,43

Tabelle 7: Brennstoffkosten pro Heizperiode.

8.2 Ökologische Bilanzierung

Basierend auf der in Kap. 6 und Kap. 7 durchgeführten Simulationsrechnungen kann für einen Stadtbus unter Verwendung des Braunschweiger Stadtbuszyklus der in Bild 32 dargestellte Dieserverbrauch in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur berechnet werden. Die Berechnung wurde vergleichend jeweils für einen Stadtbus mit Brennstoffzuheizer und Luft-Luft-Wärmepumpe durchgeführt. Ohne Zusatzheizung ergibt sich ein mittlerer Verbrauch von ca. 28 l/(100 km). Bei Verwendung eines Brennstoffzuheizers ergibt sich bei niedrigen Umgebungstemperaturen ein maximaler Verbrauch von bis zu 40 l/(100 km). Laut Aussage der Braunschweiger Verkehrs-

betriebe liegt der über das Jahr gemittelte Kraftstoffverbrauch für einen Stadtbus im Bereich zwischen 34 l/(100 km) und 40 l/(100 km).

In Bild 32 ist der berechnete Jahresverbrauch der untersuchten Heizsysteme in Abhängigkeit von der Frischlufttrate dargestellt. Daraus geht hervor, dass durch die Verwendung der Luft-Luft-Wärmepumpe über 50% Diesel für die Heizung eingespart werden kann. Während bei einer Frischlufttrate von 40% das herkömmliche System mit Brennstoffzuheizung einen Jahresverbrauch von ca. 625 l hat ergibt sich bei der Wärmepumpe ein Verbrauch von ca. 300 l, wobei allerdings noch 10% bis 15% für die noch nicht mitberechnete Abtauung dazuaddiert werden muss (siehe Hubacher et al. 2000). Damit ergibt sich für die WP ein Jahresverbrauch von ca. 330 l. Damit ergibt sich eine jährliche Einsparung gegenüber dem herkömmlichen Heizsystem von 295 l.

Am 1.1.2005 waren in Deutschland 85508 Kraftomnibusse zugelassen (siehe Zulassung 2005). Dieser Bestand ist seit 2000 ungefähr konstant. Die Neuzulassungen liegen bei etwa 5400 Bussen pro Jahr. Europaweit werden jährlich ca. 25000 Busse zugelassen, wovon ein Drittel Stadtbusse sind (siehe Schwarz 2005). Die Klimatisierungsquote der Stadtbusse liegt bei 50 bis 55% (siehe Schwarz 2005 und Schwarz 2005b).

Würden alle rund 27.000 Stadtbusse in Deutschland mit einer Wärmepumpe beheizt, könnten $27000 \times 295 = 8$ Mio. Liter Diesel und entsprechend (Konversionsfaktor 2,65 kg CO₂/ltr. Diesel) etwa 21.107 Tonnen CO₂ pro Jahr eingespart werden. Diese potentielle Einsparung ist aufgrund der langen Nutzungsfristen von Stadtbusen nur mittelfristig erreichbar. Wenn aber die jährlich 4200 (EU) bzw. 900 (D) neu zugelassenen und klimatisierten Stadtbusse mit einer CO₂-Wärmepumpe beheizt würden, könnten im ersten Nutzungsjahr immerhin 3200 tCO₂ (EU) bzw. 704 tCO₂ (D) eingespart werden. Hinzu käme durch den Ersatz des HFKW-134a durch das natürliche Kältemittel Kohlendioxid eine Ersparnis von weiteren 5460 tCO₂-Äquivalente (EU) bzw. 1170 tCO₂-Äquivalente (D) bei einer durchschnittlichen Leckage von 1 kg R134a je Busklimaanlage (jährliche Leckrate von 10%). In Summe könnten damit im ersten Jahr 8660 tCO₂-Äquivalente (EU) bzw. 1874 tCO₂-Äquivalente (D) eingespart werden. Der Anteil der Wärmepumpenheizung daran liegt etwa in der Größenordnung der eingesparten direkten F-Gas-Emissionen. Dies gilt, wenn für eine mit R744 betriebene Klimaanlage mit keinen zusätzlichen indirekten Emissionen gerechnet werden muss. Dass bei einer mit R744 betriebenen Anlage keine zusätzlichen indirekten Emissionen über einen erhöhten Verbrauch auftreten, zeigt unter anderem auch eine Untersuchung eines von der RSW (Regionalbus Saar-Westpfalz) eingesetzten Stadtbusse mit R744-Klimaanlage (siehe Scherer 2005).

Prinzipiell lassen sich alle Busse, nicht nur Stadtbusse, mit Kohlendioxid klimatisieren und im Wärmepumpenbetrieb auch beheizen. Für den gesamten Bestand an Bussen in Deutschland von ca. 85.000 Bussen kann man eine jährliche Gesamteinsparung von 176.949 Tonnen CO₂-Äquivalente hochrechnen.

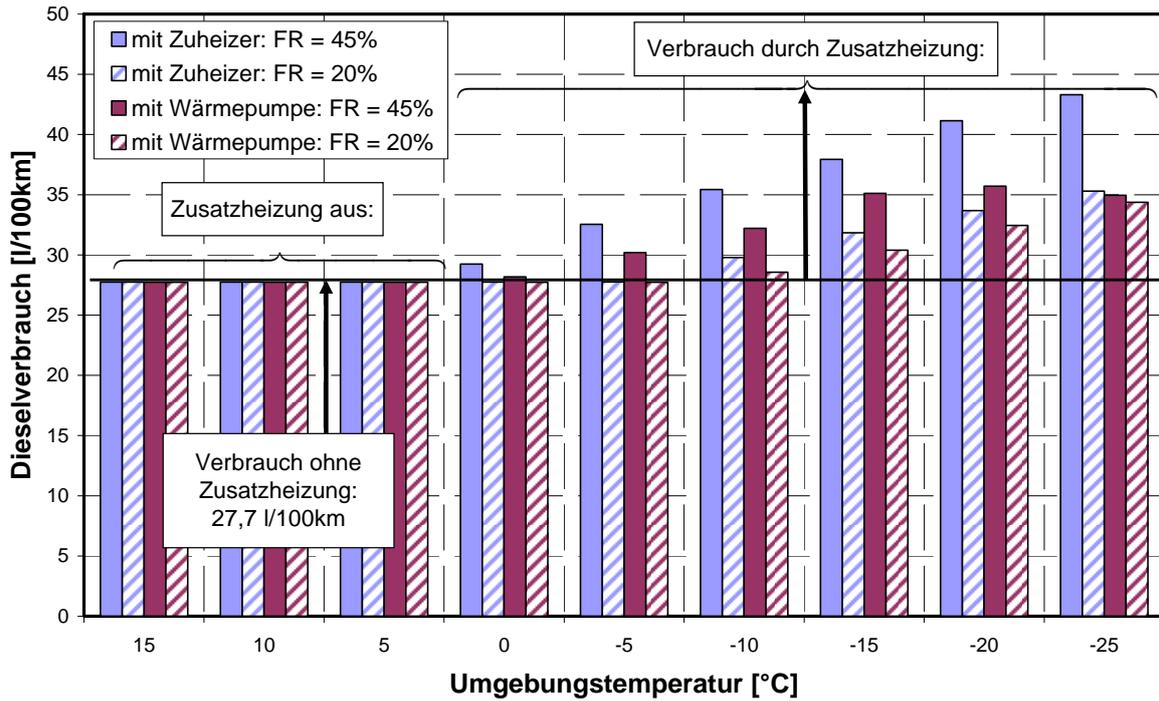


Bild 32: Berechneter Dieselverbrauch jeweils für die Systeme mit Brennstoffzuheizung und Luft-Luft-Wärmepumpe in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur jeweils für eine Frischluftrate von 45% und 20%.

Jahresverbrauch Stadtbusheizung

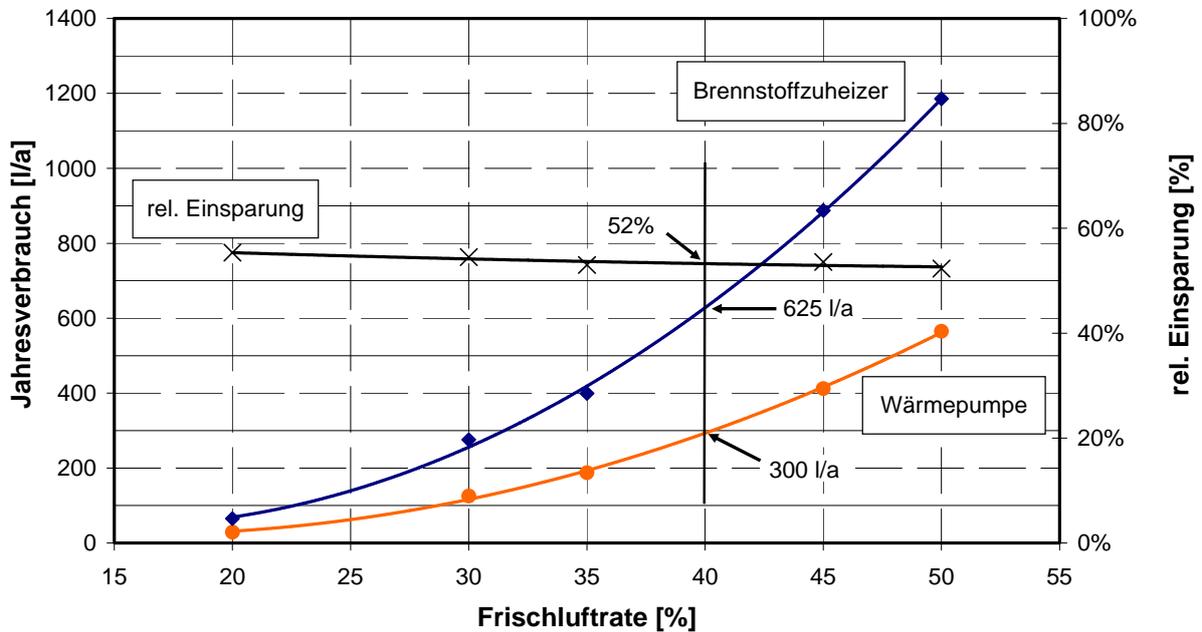


Bild 33: Berechneter Jahresverbrauch für Busheizung und rel. Einsparung: Vergleich des herkömmlichen Systems mit Brennstoffzuheizung mit einer Luft-Luft-Wärmepumpe dargestellt über der Frischluftrate.

8.3 Ökonomische Bilanzierung

Um eine ökonomische Bilanzierung einer zukünftigen Heizanlage mit R744-Wärmepumpenschaltung durchführen zu können, wurde ausgehend von einem Bus mit R744-Klimaanlage eine Kostenabschätzung für die Fertigung und den Betrieb eines Heizsystems mit Wärmepumpe durchgeführt und mit den entsprechenden Kosten für ein konventionelles System verglichen. Als Zeithorizont wurde eine Laufzeit von 10 Jahren angesetzt. Einen wesentlichen Einfluss auf die Berechnung hat natürlich die Ölpreisentwicklung. Für die Berechnungen wurde der aktuelle Dieselpreis (siehe Dieselpreis 2008) als Berechnungsgrundlage gewählt.

Für die Umschaltung vom Klimabetrieb in den Wärmepumpenmodus werden zusätzlich zu den bei einer R744-Klimaanlage vorhandenen Bauteilen folgende Zusatzkomponenten benötigt:

- 4 Rückschlagventile
- 1 3/2-Wege-Hahn mit Steuermotor
- 2 Magnetventile
- zusätzliche Rohleitungen
- Abtauregelung

Die Anschaffungskosten einer Brennstoffzuheizung liegen inkl. Einbau bei etwa 2500 Euro. Die zusätzlichen Kosten für die Integration einer Wärmepumpe in eine R-744-Klimaanlage mit den oben aufgeführten zusätzlichen Komponenten betragen zwischen ca. 1000 und 2500 Euro. So kann man bei Verzicht auf die Brennstoffzuheizung bei einem klimatisierten Bus mit Wärmepumpe bis zu 60% der Kosten für das Zuheizsystem sparen.

Die Betriebskosten der Wärmepumpe in Tabelle 8 sind 26% niedriger als die Betriebskosten der Brennstoffzuheizung in Tabelle 9. Rechnet man nicht für die Wärmepumpe mit einem gegenüber der normalen Klimaanlage erhöhten Wartungsaufwand, so ist die Einsparung sogar 46%. Es zeichnet sich ab, dass R-744 Klimaanlagen weniger Wartungskosten als R-134a Klimaanlagen haben werden, da für R-134a Klimaanlagen stärkere Umweltauflagen wegen des Kyoto-Protokolls bestehen.

Für Beschaffung und Betrieb einer konventionellen Anlage mit Diesel Zusatzheizer ist über den betrachteten Zeitraum von 10 Jahren mit Gesamtkosten von 10080 Euro zu rechnen. Für die Erweiterung einer R744-Klimaanlage zur Wärmepumpenheizung und den Betrieb einer solchen ist dagegen mit 5070 (ohne erhöhten Wartungsaufwand) bis zu 8070 Euro zu rechnen.

Über den betrachteten Zeitraum von 10 Jahren würde der Betreiber der Klimaanlage mit Wärmepumpe Gesamtkosten zwischen 20 und 50% gegenüber dem herkömmlichen System einsparen. Damit ist dieses System nicht nur ökologisch sondern auch ökonomisch sinnvoll.

Kostenabschätzung R744-Wärmepumpenheizung:			
Laufende Kosten pro Jahr:			
300 ltr.	Dieserverbrauch	1,18 Euro	354
45 ltr.	Dieserverbrauch für Abtau- ung	1,18 Euro	53
1	Wartung		150
Gesamtkosten pro Jahr:			557
Zusatzkosten in der Anschaffung:			1000 bis 2500
Gesamtkosten über 10 Jahre:			6570 bis 8070

Tabelle 8: Kostenabschätzung für Beschaffung und Betrieb eines Heizsystems mit R744-Wärmepumpe bei vorhandenem R744-Klimasystem.

Kostenabschätzung konventionelles System mit Diesel Zusatzheizer:			
Laufende Kosten pro Jahr:			
600	Dieserverbrauch	1,18 Euro	708
1	Wartung		50
Gesamtkosten pro Jahr:			758
Anschaffungskosten Diesel Zusatzheizer:			2500
Gesamtkosten über 10 Jahre:			10.080

Tabelle 9: Kostenabschätzung für Beschaffung und Betrieb eines konventionellen Zusatzheizers.

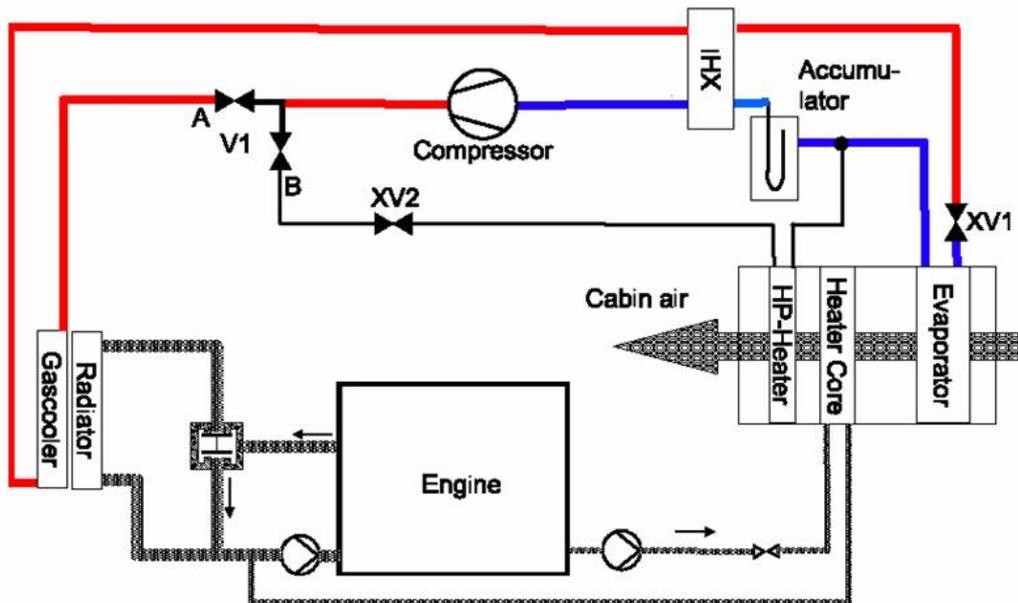
9 Fazit

Die Projektidee besteht daraus, die Klimaanlage von Stadtbusen durch den Einsatz von R744 als Kältemittel in den Wärmepumpenbetrieb umschaltbar zu machen, um damit den Zusatzbrenner einzusparen und durch eine höhere energetische Effizienz CO₂-Emissionen zu vermeiden. Im Rahmen dieses Projektes wurde bei der Firma Konvekta ein entsprechender zwischen Klima- und Wärmepumpenmodus umschaltbarer Prototyp einer Luft-Luft-Wärmepumpe mit dem Kältemittel R744 entwickelt und deren Funktion im Fahrzeugbetrieb auf Testfahrten untersucht und die Machbarkeit nachgewiesen. Parallel zu dieser Entwicklung wurde von der Firma TLK-Thermo eine umfangreiche Programmbibliothek unter der Programmiersprache Modelica/Dymola um verschiedene Modelle erweitert, um eine Auslegung und Verbrauchsberechnung von verschiedenen Stadtbus-Heizkonzepten mit verschiedenen Anlagensystemen durchführen zu können. Im Mittelpunkt der Bibliothekserweiterung stand die Entwicklung neuartiger Simulationsmodelle für den Kältekreislauf, die Fahrzeugkabine, den Kühl- bzw. Heizkreislauf mit Abbildung des thermischen Motorverhaltens und des Brennstoffzuheizers und deren Validierung mit Hilfe der bei Konvekta durchgeführten Messungen. Es wurden insbesondere neuartige Modelle für die in Busklimaanlagen üblicherweise verwendeten Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager erstellt. Ein wesentliches Ziel der Simulation war neben der Untersuchung verschiedener Verschaltungsvarianten die Berechnung des Jahresverbrauchs eines Stadtbusse unter Einbeziehung verschiedener Heizkonzepte. Dazu wurde basierend auf dem Braunschweiger Fahrzyklus für Stadtbusse und entsprechenden Wetterdaten eine aufwändige Gesamtsystemsimulation unter Einbeziehung der verschiedenen Teilmodelle durchgeführt. Die Untersuchung ergab, dass durch die Verwendung einer umschaltbaren R744 Wärmepumpe fast 50% des für die konventionelle Heizung anfallenden Dieserverbrauchs eingespart werden können. Bei einem typischen Jahresverbrauch für eine konventionelle Anlage von 625 Litern ergibt sich eine jährliche Einsparung von rund 295 Litern. Würden alle Stadtbusse in Deutschland mit einer R744 Wärmepumpe beheizt, könnten 21.107 Tonnen CO₂-Emissionen pro Jahr eingespart werden. Hinzu käme eine zusätzliche Emissionsreduktion durch den Ersatz des HFKW-134a durch das natürliche Kältemittel R744. Eine Wirtschaftlichkeitsberechnung über einen Zeithorizont von 10 Jahren ergibt, dass unter Berücksichtigung des aktuellen Dieselpreises bei Verwendung einer R744-Klimaanlage die zusätzlichen Gesamtkosten für den Einbau und Betrieb der Wärmepumpe um 20 bis 50% niedriger liegen als für ein herkömmliches System mit Brennstoffzuheizer. Damit ist dieses System nicht nur ökologisch sondern auch ökonomisch sinnvoll.

10 Anhang

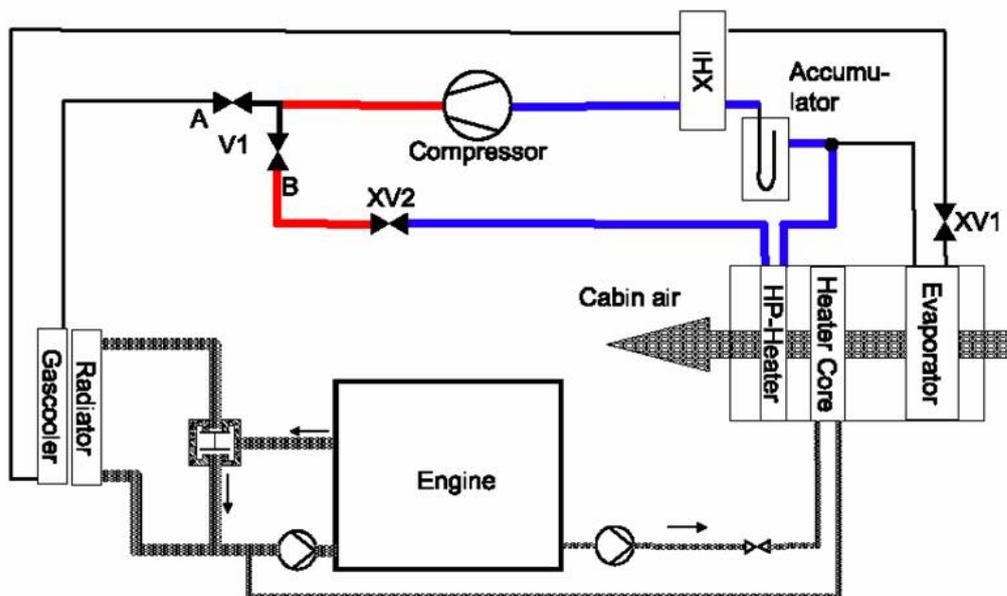
10.1 Verschaltungen für Pkw

10.1.1 Dreieckskreislauf



(a) Kühlbetrieb

Bild 34: Unterer Dreieckskreislauf im Pkw im Klimabetrieb (Schäfer 2003)



(b) Heizbetrieb

Bild 35: Unterer Dreieckskreislauf im Pkw im Heizbetrieb (Schäfer 2003)

10.1.3 Kühlwasser-Luft-Wärmepumpe

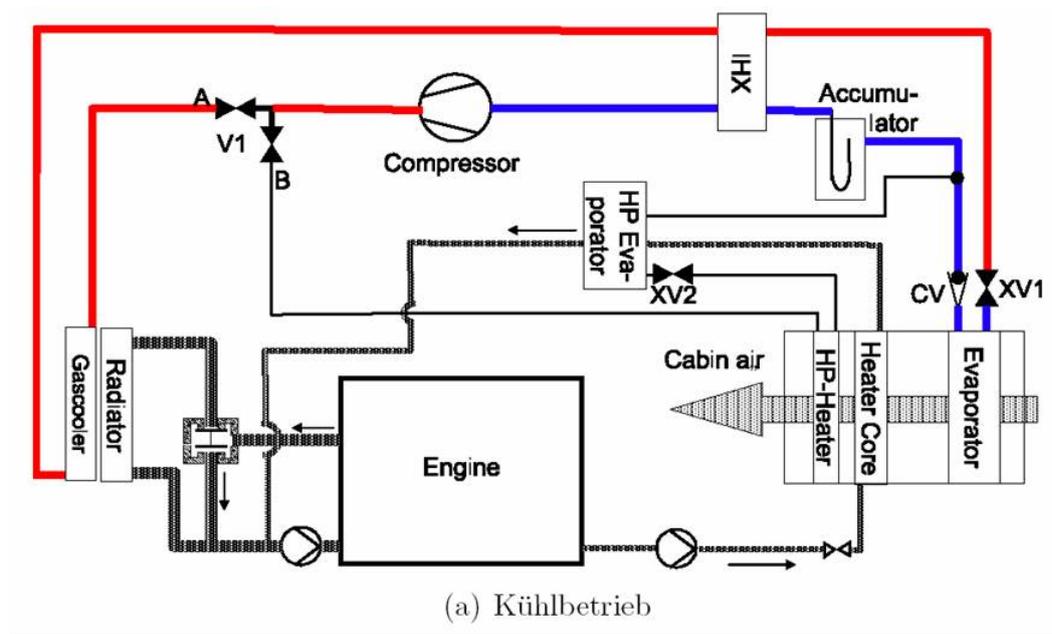


Bild 38: Kühlwasser-Luft-WP-Verschaltung im Pkw im Kühlbetrieb (Schäfer 2003)

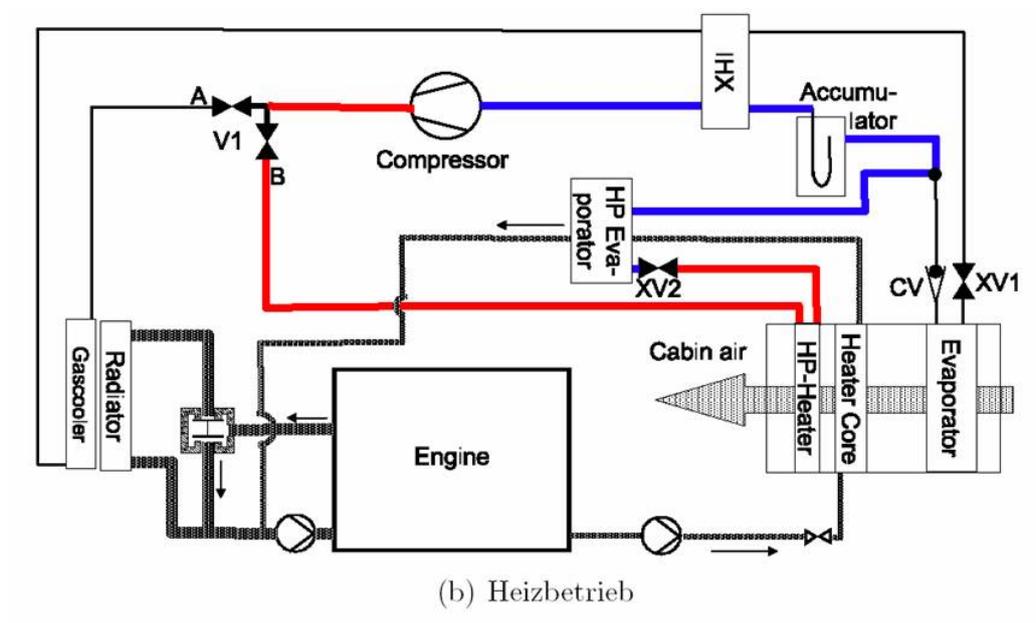


Bild 39: Kühlwasser-Luft-WP-Verschaltung im Pkw im Heizbetrieb (Schäfer 2003)

10.2 Wetterdaten - Nutzungshäufigkeiten

Klasse		Nutzungshäufigkeit eines Pkw Häufigkeit in %		
		Deutschland	Europa	USA
< -15°C		0,00	0,12	0,23
-15°C bis -10°C	1	0,25	0,41	0,66
-10°C bis -5°C	2	1,71	1,52	2,00
-5°C bis 0°C	3	8,04	5,51	4,77
0°C bis 5°C	4	15,85	12,52	8,68
5°C bis 10°C	5	20,10	18,5	11,85
10°C bis 15°C	6	19,78	20,74	14,04
15°C bis 20°C	7	19,43	19,65	16,02
20°C bis 25°C	8	11,59	13,14	18,01
25°C bis 30°C	9	3,03	6,09	16,30
30°C bis 35°C	10	0,20	1,62	6,35
> 35°C		0,00	0,18	1,05

Tabelle 10: Nutzungshäufigkeit eines Pkw bei verschiedenen Umgebungstemperaturen in Deutschland, Europa und USA nach Strupp 2008.

Klasse		A/C eingeschaltet Häufigkeit in %		
		Deutschland	Europa	USA
< 5°C		0	0	0
5°C bis 10°C	5	27,1	23,1	14,17
10°C bis 15°C	6	26,7	25,95	16,79
15°C bis 20°C	7	26,2	24,6	19,16
20°C bis 25°C	8	15,6	16,4	21,54
25°C bis 30°C	9	4,9	7,6	19,49
30°C bis 35°C	10	0,27	2,0	7,59
> 35°C		0	0,2	1,26

Tabelle 11: Nutzungshäufigkeit einer Pkw-Klimaanlage bei verschiedenen Umgebungstemperaturen in Deutschland, Europa und USA unter der Annahme, dass die Anlage bei einer Temperatur unter 5°C ausgeschaltet bleibt.

10.3 Simulationsmodelle und Validierung

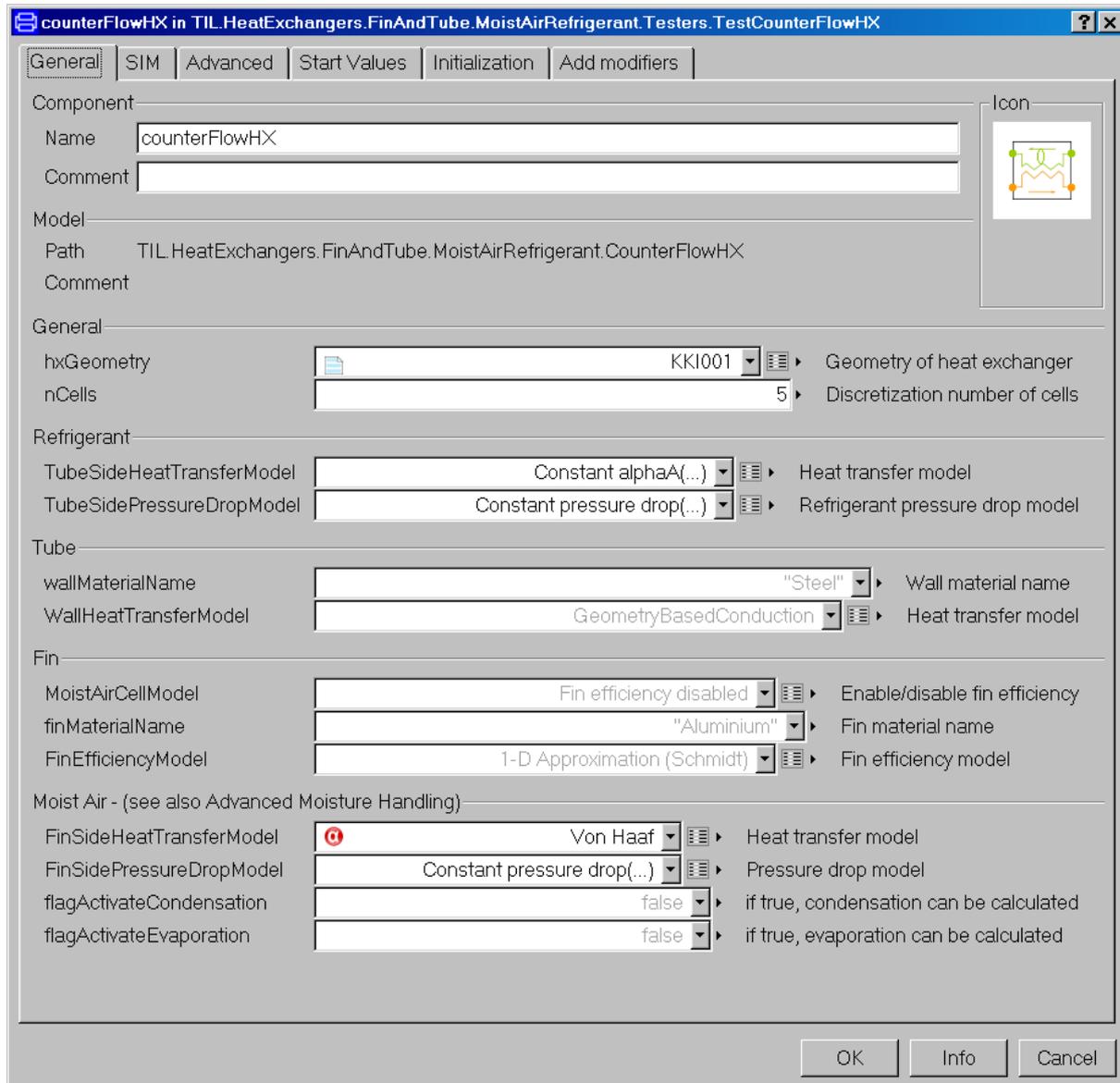


Bild 40: Eingabemaske für das Wärmeübertragermodell des Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragers.

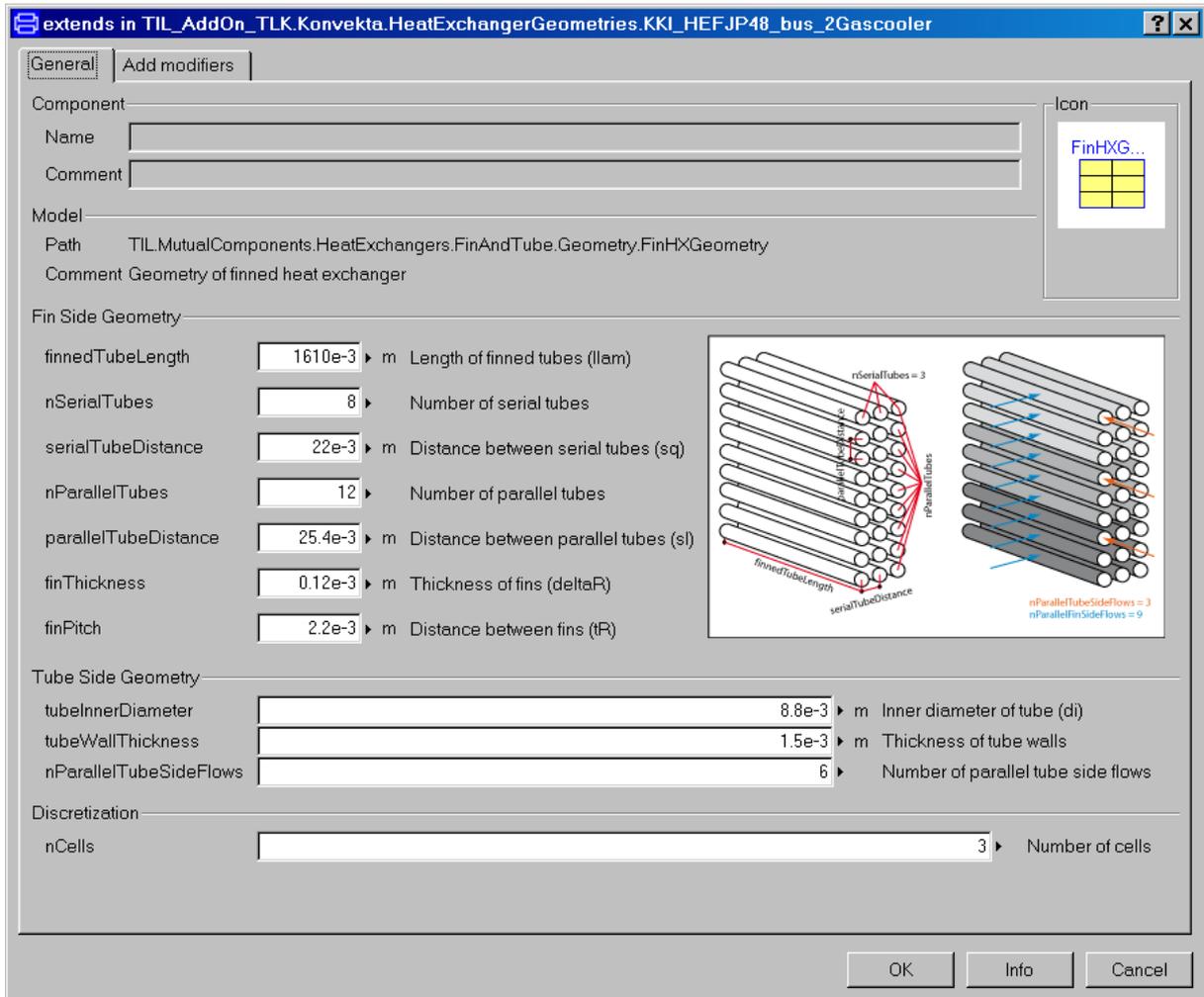


Bild 41: Eingabemaske für die Geometrie des Wärmeübertragermodells des Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragers.

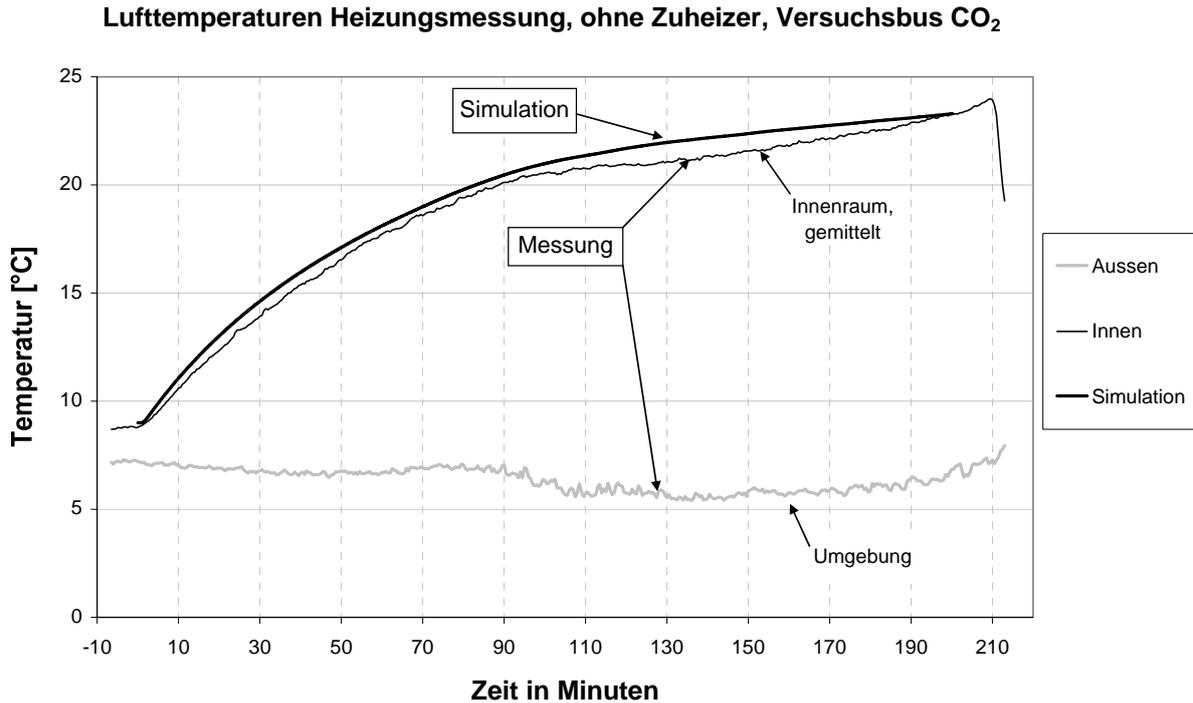


Bild 42: Validierung des Innenraummodells während eines Aufheizversuches im Versuchsbus bei eingeschaltetem Motor und Heizkreislauf ohne Verwendung des Brennstoffzuheizers: Vergleich der gemessenen und berechneten Lufttemperatur im Businnenraum.

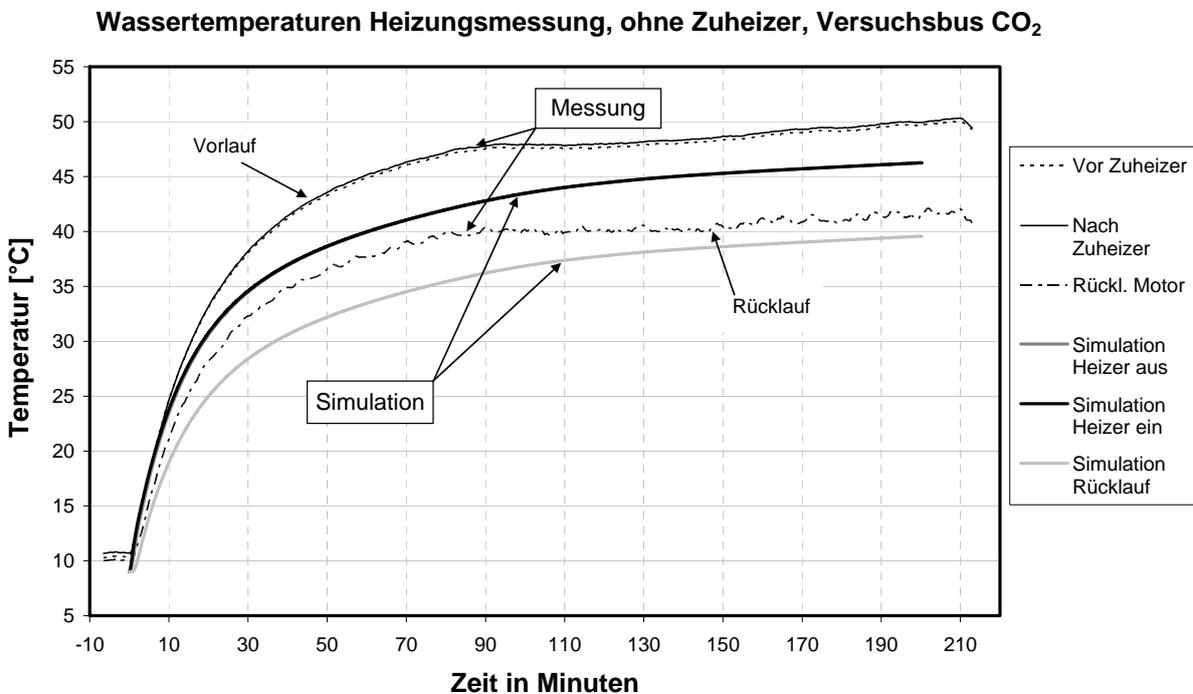


Bild 43: Validierung des Kühlkreislaufmodells während eines Aufheizversuches im Versuchsbus bei eingeschaltetem Motor und Heizkreislauf ohne Verwendung des Brennstoffzuheizers: Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Kühlwassertemperaturen.

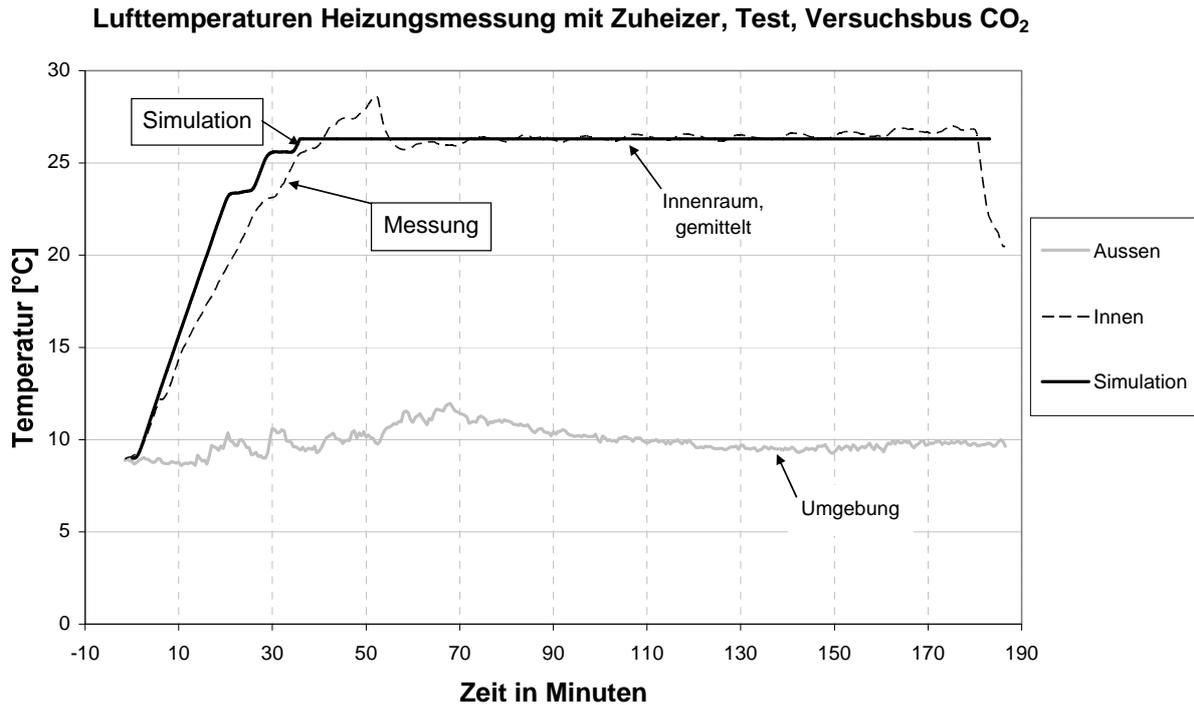


Bild 44: Validierung des Modells während eines Aufheizversuches im Versuchsbus bei eingeschaltetem Motor und Heizkreislauf mit Verwendung des Brennstoffzuheizers: Vergleich zwischen gemessenen und berechneter Lufttemperatur im Businnenraum.

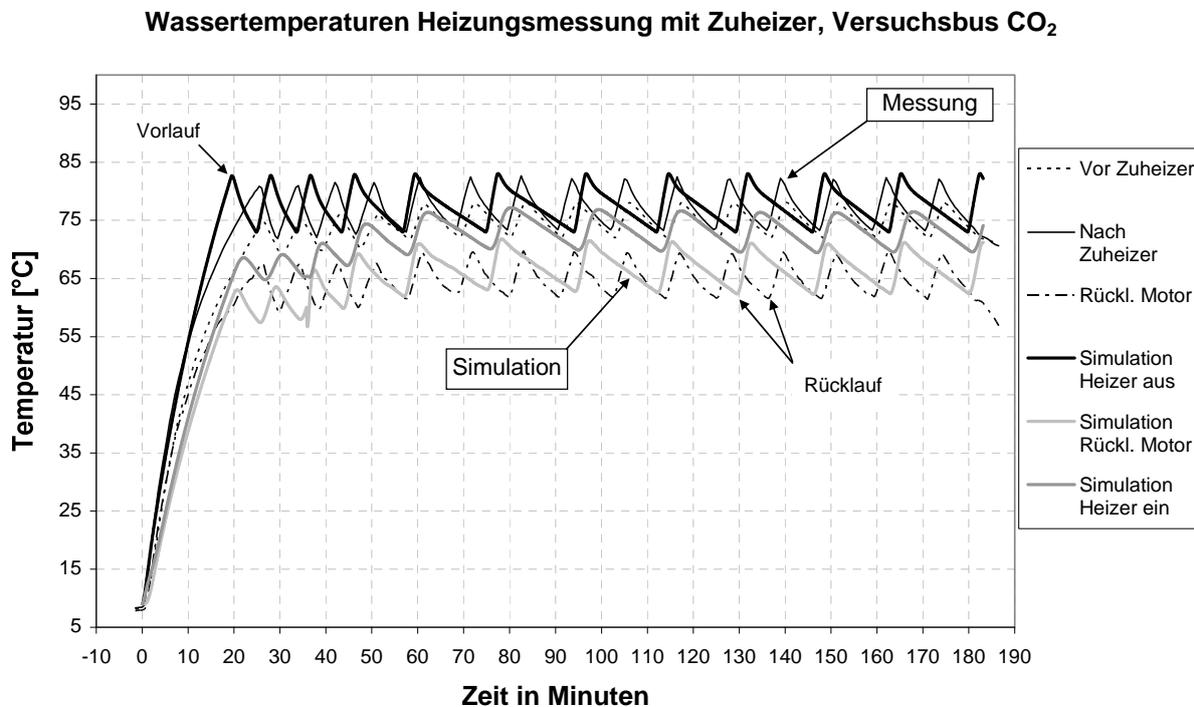


Bild 45: Validierung des Modells während eines Aufheizversuches im Versuchsbus bei eingeschaltetem Motor und Heizkreislauf mit Verwendung des Brennstoffzuheizers: Vergleich zwischen gemessenen und berechneter Kühl-wassertemperaturen.

10.4 Ergebnisse Simulation

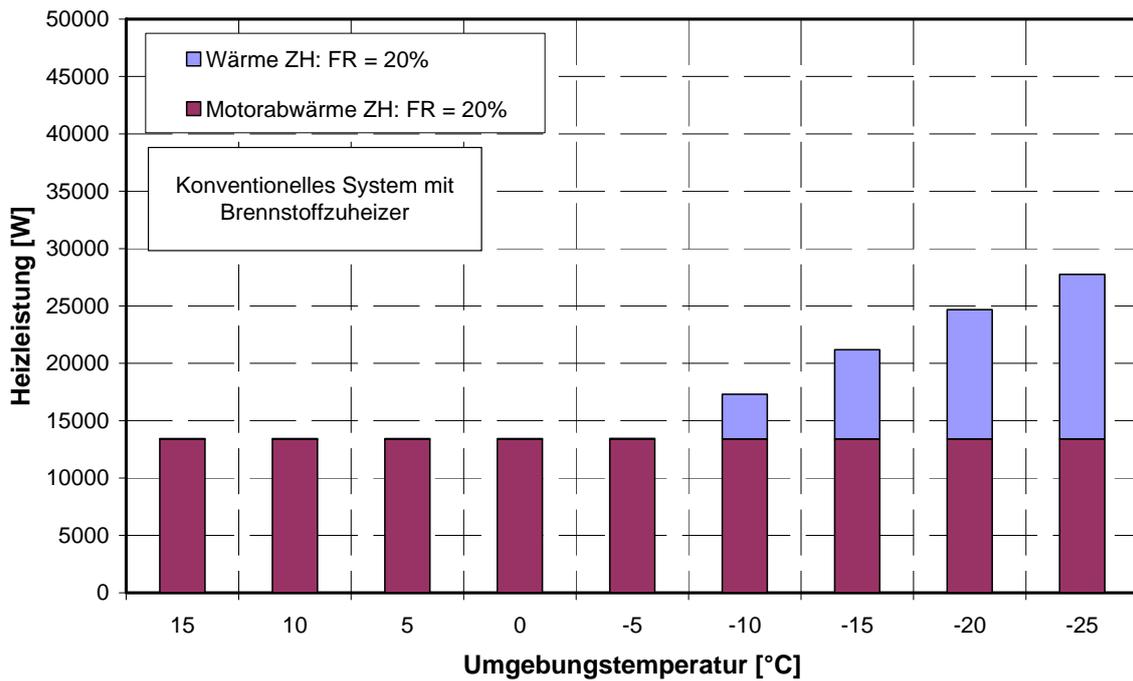


Bild 46: Berechnete mittlere Heizleistung des Heizsystems mit Brennstoffzuheizer: dargestellt sind jeweils die Basis-Heizleistung basierend auf der Motorabwärme und die zusätzliche durch den Brennstoffzuheizer abgebildete Heizleistung bei einer Frischlufttrate von 20% für verschiedenen Umgebungstemperaturen.

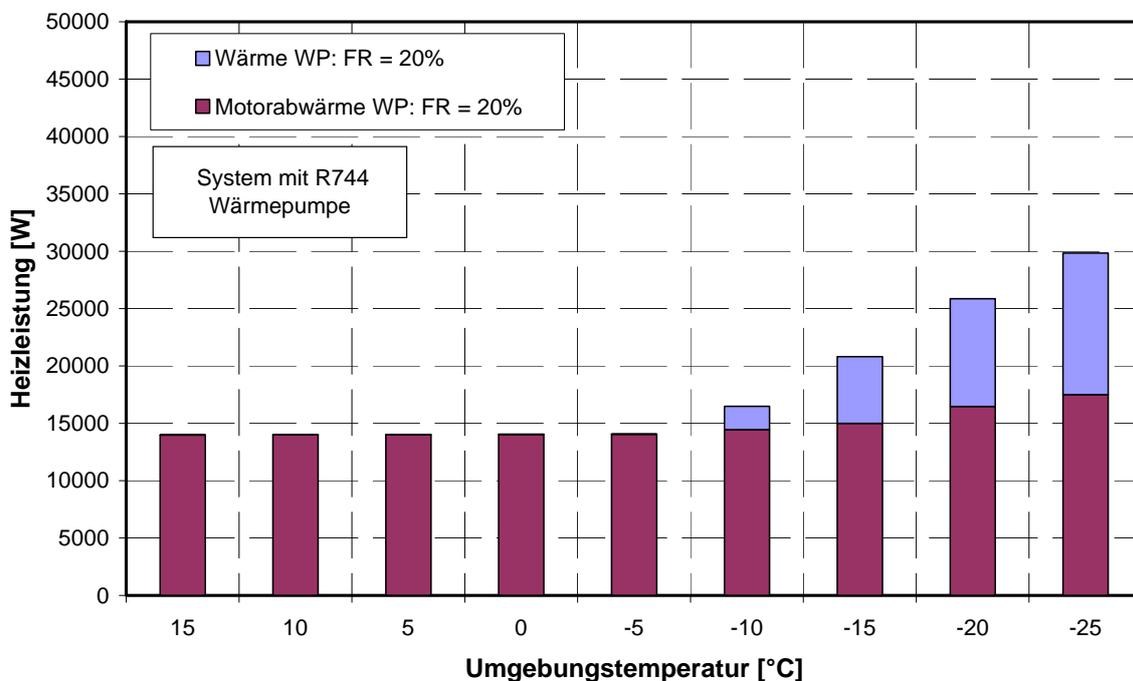


Bild 47: Berechnete mittlere Heizleistung des Heizsystems mit Brennstoffzuheizer: dargestellt sind jeweils die Basis-Heizleistung basierend auf der Motorabwärme und die zusätzliche durch den Brennstoffzuheizer abgebildete Heizleistung bei einer Frischlufttrate von 20% für verschiedenen Umgebungstemperaturen.

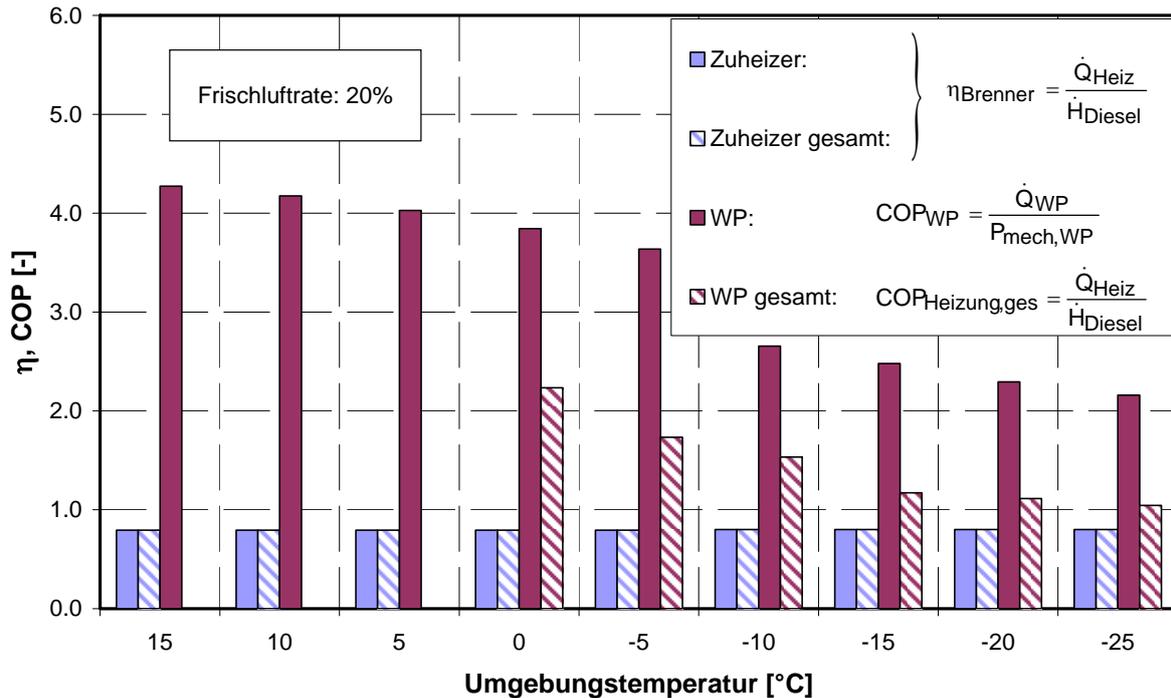


Bild 48: Berechneter COP jeweils für die Systeme mit Brennstoffzuheizer und Luft-Luft-Wärmepumpe in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur für eine Frischluftrate von 20%. Während beim System mit BZ der Systemwirkungsgrad mit dem Einzel-COP identisch ist, ergibt sich zusätzlich für das System mit WP der Gesamtwirkungsgrad der Heizung dargestellt.

11 Literatur

Behr: Zuheizsysteme, PTC-Zuheizer, Abgaswärmeübertrager, CO₂-Wärmepumpen. ATZ 9/2003, S.846-851

Bundesministerium für Verkehr-, Bau und Wohnungswesen: 2006, *Mobilität in Deutschland, Ergebnisbericht*, Deutsches Institut für Wirtschaftsforschung, Berlin, 175 p.

Dieselpreis: www.mwv.de/Preise.html: Dieselpreis vom 28.11.2008

Dreyer, W.: Stochastischer Fahrzyklus für Stadt-Linienomnibusse. Sonderforschungsbereich 97 Fahrzeuge und Antriebe TU Braunschweig, Teilprojekt Stadtkraftfahrzeuge, Braunschweig, 1975

Dubrowsky, Dietrich: Rahmenempfehlung für Überland-Niederflur-Linienbusse. VDV Schriften 231, 06, Köln, 2004

Duthie, G. S.: *Average Mobile A/C Costumer Usage Model: Development and Recommendations*. SAE Automotive Alternate Refrigerant Systems Symposium; Scottsdale, 2002

Eichseder, H.; Hausberger, S.: Emissionsproblematik von Straßenfahrzeugen. Vorlesungsskript Institut für Verbrennungsmaschinen und Thermodynamik der TU Graz, 2003

Geskes, P.; Ruckwied, J.; Bergmann, A.; Brück, R.; Brugger, M. und Mosch, T.: Der integrierte Metallkatalysator im Abgaswärmetauscher – Eine innovative Lösung für zukünftige Abgas-Rückführ-Systeme. Tagungsbeitrag, 10. TAE Symposium, Ostfildern, 2006

Gotre (MAN): persönliche Mitteilung zum Motorwirkungsgrad und zur Kühlwasserabwärme vom 3.11.2005

Graaf, M.; Heckt, R: Vergleich des Kundennutzens verschiedener Zuheizsysteme mit R744 Wärmepumpen im Pkw. Vortrag bei 6. Karlsruher Fahrzeugklima-Symposium, 2004

Hammer, H. und Wertenbach, J.: Carbon Dioxide (R744) as supplementary heating device. VDA 744 Working Group, Engineering Conference, Phoenix, 2000

Heizölpreis: www.heizoelpreis.de/inhalt.php: Heizölpreis vom 28.11.2008

Hubacher, B.; Ehrbar, M.: Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern, Analyse gängiger Abtauverfahren; Schlussbericht, Bundesamt für Energie, Schweiz, Oktober 2000.

Hackbarth, H.: Mundstock. 2005. _ Persönliche Mitteilung vom 09.08.2005

Horstmann, Peter, Lemke, Nicholas: Einfluss des Expansionsorgans auf COP und Kälteleistung. PKW-Klimatisierung IV; Haus der Technik Fachbuch Band 57, Expert Verlag, ISBN 3-8169-2554-5, Hrsg. Schlenz, Dieter; 2006; S. 153 - 169.

Hünemörder, W. und Kakehashi, N.: Elektrisch betriebene Wärmepumpe für Fahrzeuge mit dem Kältemittel R744 (CO₂). Tagungsbeitrag DKV-Tagung, Bonn, 2003

Kirsamer (MAN) und Hafner (Evobus): persönliche Mitteilung vom 14.12.2000 bzw. 15.12.2000

Mager, R.: Experience of a R744 fleet test. SAE Automotive Alternate Refrigerant Systems Symposium, Scottsdale, Arizona, 2002

MAN, Abteilung Motorenentwicklung: persönliche Mitteilung vom 27.10.05

Mollenhauer, Klaus und Tschöke, Helmut: Handbuch Dieselmotoren. Springer-Verlag, 3. Auflage, ISBN 978-3-540-72164-2, Berlin, 2007

Pischinger Institut Aachen: vertrauliche Daten für typischen Busmotor, 1995

Schäfer, B.; Feuerecker, G.; Heinle, D. und Strauß, T.: Vergleich konventioneller Zuheizsysteme mit R744-Zuheizsystemen in Automobilen mit geringem Kraftstoffverbrauch auf Basis eines 1,9 L TDI Motors. Tagungsbeitrag DKV-Tagung, Bonn, 2003, AA.III.14

Schwarz, W.: Study on the methodology to establish leakage rates of mobile air conditioners in commercial vehicles (trucks and buses). Final Report prepared for the European Commission (DG Environment), June 24, 2005

Schwarz, W.: persönliche Mitteilung vom 5.10.2005

Scherer: RSW Saarbrücken, persönliche Mitteilung vom 27.09.2005 und 11.11.2005

Strupp, N.C.; Lemke, N.C.; Kling; M.E., Köhler; J. and Böttcher, C.: Average mobile A/C customer usage model for design, simulation and testing purposes. Tagungsbeitrag, 8th IIF/IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Copenhagen, Denmark, 2008

van Basshuysen und Schäfer: Handbuch Verbrennungsmotoren, 2.Auflage 2002, S.20

Verband Deutscher Verkehrsunternehmen (VDV): VDV-Schrift 236, Klimatisierung von Linienbussen, 04/1996

Vetter, F. und Memory, S.: Automotive AC/HP systems using R744 (CO₂). VTMS-Tagung, Toronto, Canada, 2003, S.75-88

Zulassungsstatistik: www.kba.de: Zulassungsstatistik bzw. Bestand am 1.1.2005