

LG ThermoTechnologies GmbH  
Bereich Forschung und Entwicklung

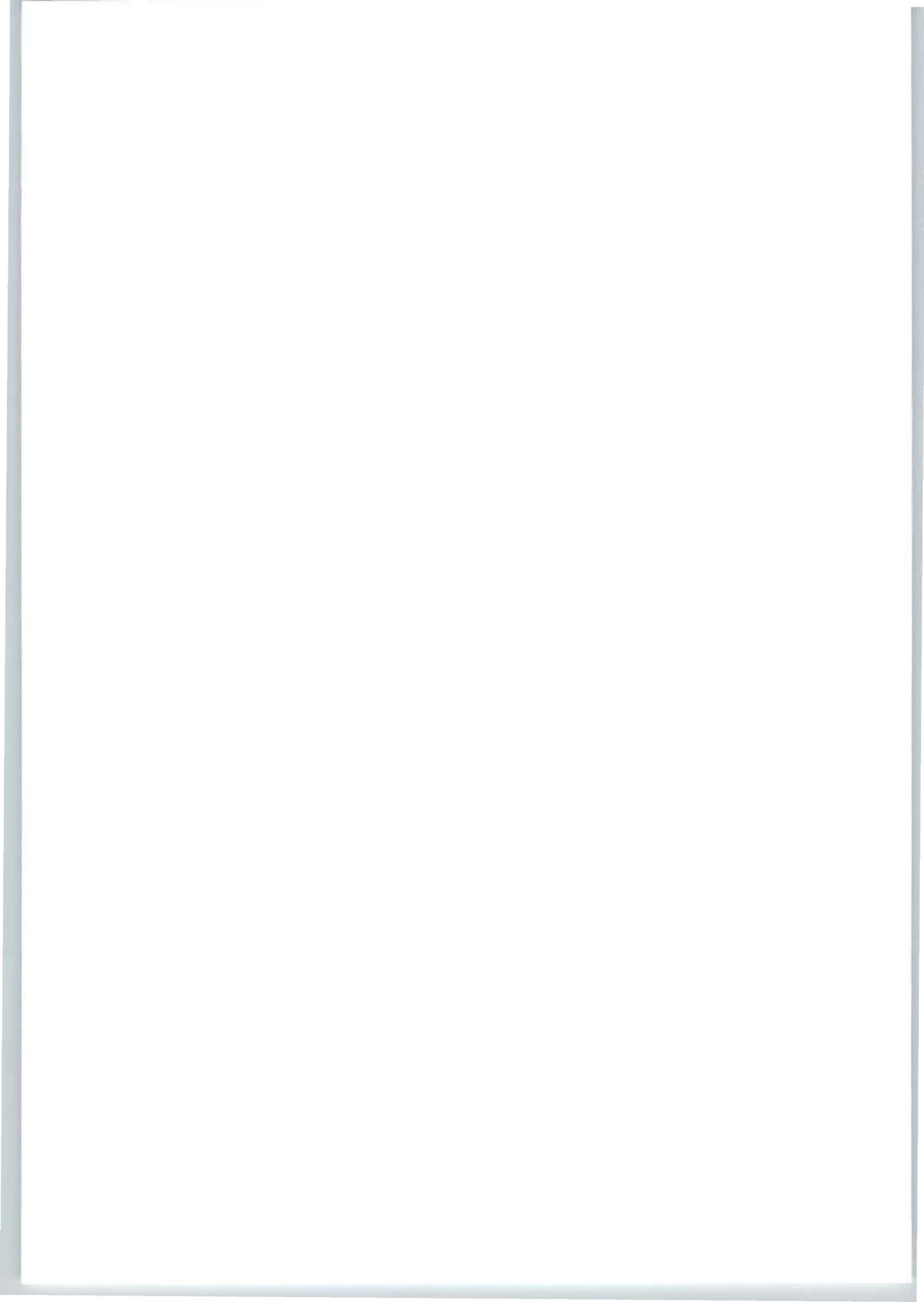
## **Weiterentwicklung eines zweistufigen Hermetikverdichters für das Kältemittel CO<sub>2</sub>**

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt, gefördert unter  
dem Az: 20574 von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Dipl.-Ing. Georg Flade  
Dipl.-Ing. Eberhard Günther  
Dipl.-Ing.(FH) Albrecht Meyer  
Dr.-Ing. Steffen Preußner  
Dipl.-Ing.(FH) André Trautmann

Annaberg-Buchholz im Juni 2005



**Projektkennblatt**  
der  
**Deutschen Bundesstiftung Umwelt**



<b>Az</b>	<b>20574</b>	<b>Referat</b>	<b>21/0</b>	<b>Fördersumme</b>	<b>460.000,00 €</b>
<b>Antragstitel</b>		Anwendungsgerechte Weiterentwicklung eines zweistufigen Hermetikverdichters für das Kältemittel CO <sub>2</sub>			
<b>Stichworte</b>					
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)		
<b>26 Monate</b>					
Zwischenberichte:		alle 6 Monate Kurzbericht			
<b>Bewilligungsempfänger</b>		<b>LG Thermo-Technologies GmbH</b>		<b>Tel</b>	<b>03733/145337</b>
		Bahnhofstr. 63		<b>Fax</b>	<b>03733/145330</b>
		08280 Aue		<b>Projektleitung</b>	
				Eberhard Günther	
				<b>Bearbeiter</b>	
				Trautm., Meyer, Preußer, Flade	
<b>Kooperationspartner</b>		Institut für Luft- und Kältetechnik GmbH, Dresden			

### **Zielsetzung und Anlass des Vorhabens**

Ziel dieses Vorhabens ist die Weiterentwicklung eines zweistufigen Hermetikverdichters mit CO<sub>2</sub> als Kältemittel. Die im vorangegangenen Projekt getesteten Prototypen haben bereits den Stand einer Machbarkeitsstudie erreicht und sollen nun für einen Einsatz in der PKW-Klimatisierung zur Produktreife gebracht und für ein Fahrstandsklimagerät für Straßenbahnen bis zum Prototypen entwickelt werden. Weitere Anwendungen sollen ableitbar sein.

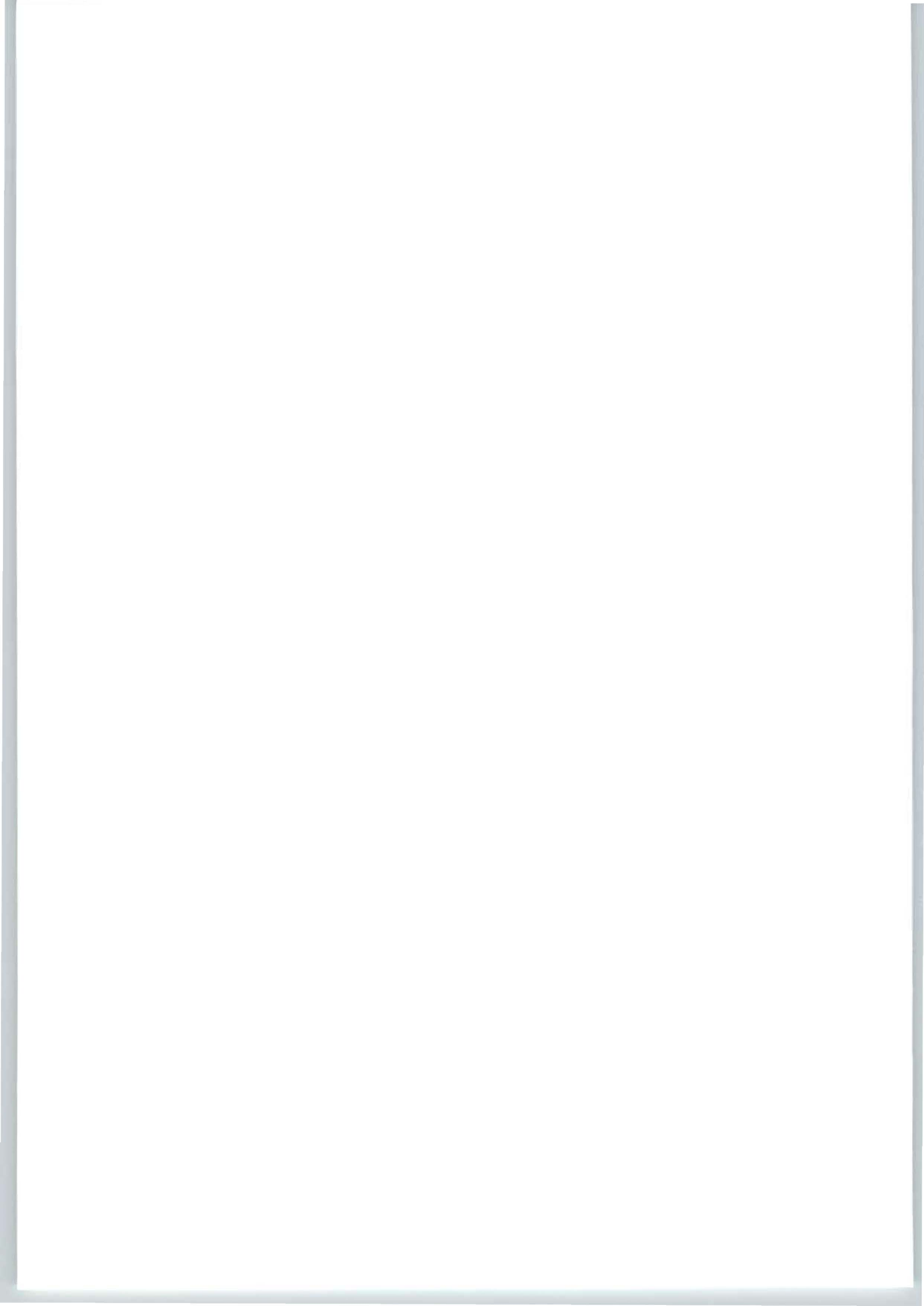
### **Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden**

Die bisherigen Untersuchungen haben gezeigt, dass eine anwendungsbezogene Gestaltung des Verdichters unter Einbeziehung des konkreten Prozesses nötig ist. Somit sind neben umfangreichen Experimenten zur Ermittlung des Betriebsverhaltens, der Leistungsparameter und Wirkungsgrade auch theoretische Berechnungen ein wichtiger Projektbestandteil.

Für die Durchsetzbarkeit am Markt und die Gewährleistung einer hohen Anlagenzuverlässigkeit muss eine Anlagenkonfiguration erreicht werden, die durch ein Minimum an Verbindungen und ein Maximum an Integration von Bauteilen in Baugruppen gekennzeichnet ist. In diesem Zusammenhang ist auch die Frage nach dem optimalen Kältemittel- und Ölmanagement zu beantworten. Durch die gegenseitigen Wechselwirkungen können diese Aufgaben nur durch komplexes Vorgehen bewältigt werden.

Eine wesentliche Säule einer Produktentwicklung zur Anwendungsreife ist der Nachweis einer ausreichenden Lebensdauer der Bauteile und des Gesamtaggregate. In Hinblick auf Zuverlässigkeit und Lebensdauer kommt beim hier verfolgten Verdichterkonzept dem Kolbendichtring eine Schlüsselrolle zu. Dazu müssen in Zusammenarbeit mit dem Hersteller des Kolbenrings noch Entwicklungsarbeiten durchgeführt werden.

Schließlich sind Einsatzuntersuchungen beim Anwender, zunächst der Visteon Deutschland GmbH, unter Einbeziehung der Feinabstimmung der Anlage essentiell.



## **Ergebnisse und Diskussion**

Im Rahmen des Projektes wurde die Lebensdauer des Verdichters bzw. seiner Komponenten entscheidend verbessert. Derzeit werden die zur Absicherung der für eine Marktreife vorausgesetzten Lebensdauer erforderlichen Anpassungen umgesetzt.

Das Prinzip der Sprayschmierung wurde an der Versuchsanlage erfolgreich getestet. Damit ist die Machbarkeit eines Verdichters ohne Ölsumpf mit sehr geringer Ölmenge und geringem Ölwurf praktisch nachgewiesen.

Das Kolben-Zylinder-System zeichnet sich durch eine extrem gute Dichtheit aus. Dadurch konnten relativ hohe Liefergrade im Bereich von 0,75...0,8 erzielt werden.

Sowohl das Kolben-Zylinder-System als auch das gesamte Triebwerk weisen geringe Reibleistungen auf. Die geringen mechanischen Verluste und der geringe Strömungswiderstand der modifizierten Ventile sind die Grundlage für hohe isentrope Gütegrade der beiden Verdichterstufen. In der 1.Stufe wurden mit Werten um 0,8 bereits sehr hohe Gütegrade nachgewiesen. In der 2.Stufe wird der Gütegrad noch zu stark durch Aufheizung des Sauggases in der Saugkammer gemindert. Der Einsatz eines Motors mit einem akzeptablen Wirkungsgrad von mindestens 80 % wird das Problem entscheidend verringern, da dann signifikant niedrigere Gehäusetemperaturen zu erwarten sind. Der optimierte Motor ist auch der Schlüssel für die Anhebung des Gesamtgütegrads auf Werte >0,7.

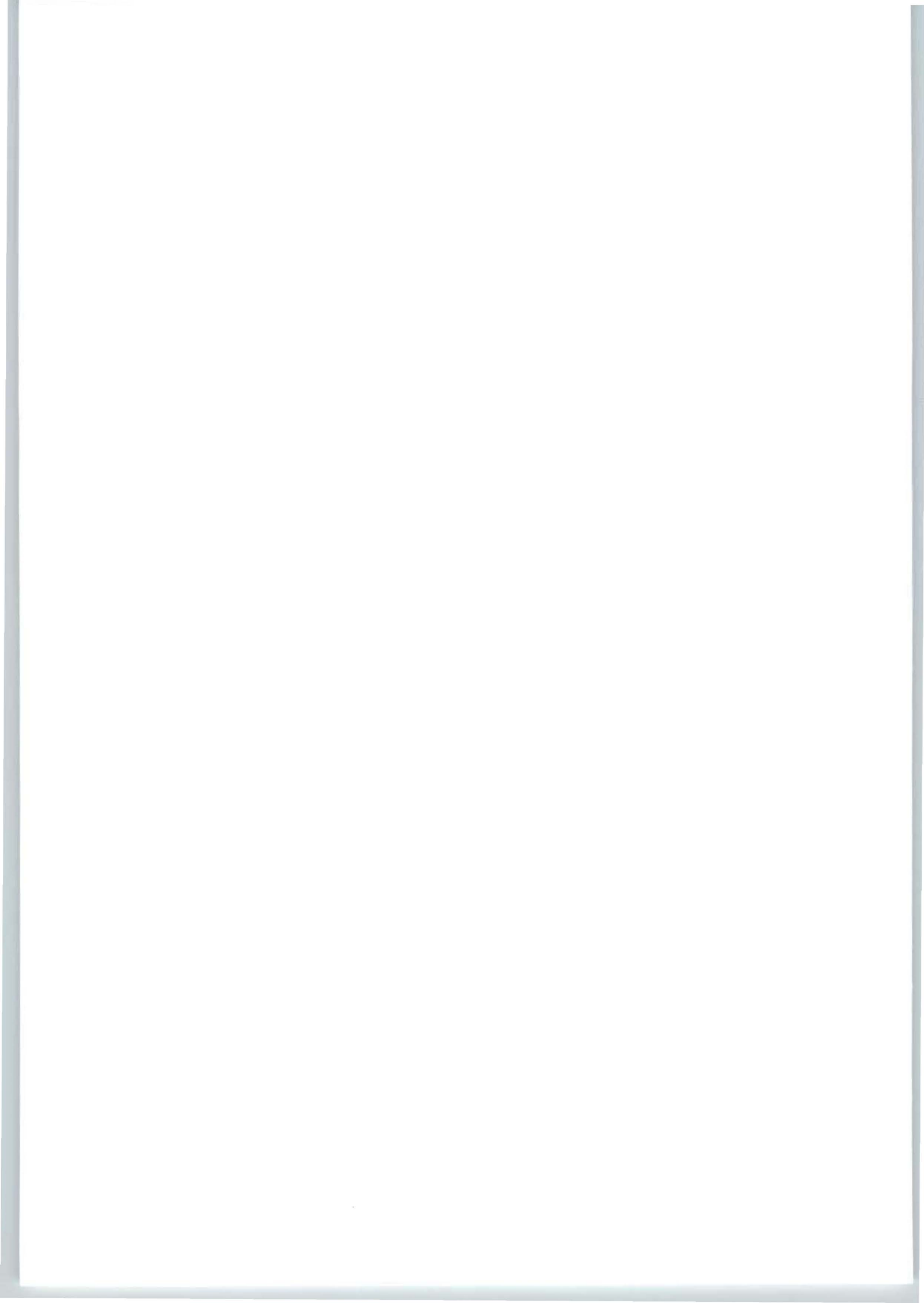
Der Massestrom des Verdichters ist noch nicht applikationsgerecht. Das ist der Weiterverwendung des aus einer vorangegangenen Entwicklungsetappe stammenden Gehäuses geschuldet. Neben dem Massestrom ist die erzielbare Kälteleistung und damit auch die Leistungszahl des Prozesses insbesondere bei der Fahrzeugklimatisierung entscheidend von der Eintrittstemperatur des CO<sub>2</sub> in das Drosselorgan beeinflusst. Die ermittelten Leistungskennfelder bestätigen diese Grundaussage. Anlagen mit einem inneren Wärmeübertrager haben für den vorliegenden Anwendungsfall das Potential zur Realisierung von Leistungszahlen von deutlich über 2 bei Maximallast. Beim vorgestellten Verdichter ist dafür analog zu den Aussagen zum isentropen Gütegrad ein Motor mit einem Wirkungsgrad im gesamten Arbeitsbereich von mindestens 80 % essentiell.

## **Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation**

Eine Veröffentlichung der Ergebnisse ist für die dkv-Tagung 2006 geplant.

## **Fazit**

Auf dem weiteren Weg zum Serienprodukt ist zunächst der endgültige Nachweis der geforderten Lebensdauer zu erbringen. Weiterhin muss der Verdichter in Hinblick auf die anwendungsgerechte Förderleistung modifiziert werden. Hauptziel ist dabei ein Kompromiss aus geringer Kolbengeschwindigkeit (Lebensdauer), Effizienz der Verdichtung sowie dem optimalen Motorkonzept (Wirkungsgrad, Lastbereich, Drehzahl, Kosten sowie Gewicht und Bauvolumen). Darüber hinaus ist die Funktion der Sprayschmierung in einer realen Klimaanlage auch unter Extrembedingungen nachzuweisen.



## Inhalt

<b>Verzeichnis von Bildern und Tabellen</b> .....	<b>II</b>
<b>Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen</b> .....	<b>III</b>
<b>1 Zusammenfassung</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Einleitung</b> .....	<b>2</b>
<b>3 Weiterentwicklung der Konstruktion des Verdichters</b> .....	<b>3</b>
3.1 Das Kolben-Zylinder-System.....	3
3.1.1 <i>Optimale Abmaße bezüglich der Lebensdauer</i> .....	3
3.1.2 <i>Optimale Materialpaarung bezüglich Lebensdauer</i> .....	4
3.1.3 <i>Kolbenring mit Ventilfunktion</i> .....	5
3.1.4 <i>Optimale Geometrie von Kolbenring und Kolben</i> .....	6
3.1.5 <i>Betriebsweise im Kolben-Gas-System</i> .....	6
3.1.6 <i>Ventile</i> .....	8
3.2 Andere konstruktive Details.....	8
<i>Schubstangenverhältnis</i> .....	8
<i>Einbindung der Saugleitung der 2. Stufe</i> .....	8
<i>Stromzuführung</i> .....	9
<i>Hubzapfen</i> .....	9
<i>Lagerung des Läufers</i> .....	9
<b>4 Kältemittel- und Ölmanagement</b> .....	<b>10</b>
4.1 Wahl des optimalen Schmieröls .....	10
4.2 Realisierung der Sprayschmierung .....	10
4.3 Realisierung der Kältemittelspeicherung .....	11
<b>5 Lebensdaueruntersuchungen</b> .....	<b>12</b>
5.1 Lebensdauerprüfstand .....	12
5.1.1 Funktionsprüfstand .....	12
5.1.2 Verdichter-Versuchsanlage .....	13
5.2 Durchgeführte Untersuchungen .....	14
5.3 Schadensausfallanalyse .....	14
<b>6 Messtechnische Untersuchung des Verdichters</b> .....	<b>16</b>
6.1 Leckrate Kolben-Zylinder-System .....	16
6.2 Förderstrom .....	17
6.3 Elektromotor.....	17
6.4 Verdichtereffizienz.....	18
6.5 Leistungskennfeld .....	19
6.6 Vergleichende Bewertung .....	21
<b>7 Abweichungen vom Arbeitsplan</b> .....	<b>23</b>
<b>8 Fazit und Ausblick</b> .....	<b>24</b>
<b>Literaturverzeichnis</b> .....	<b>25</b>
<b>Anlagen</b> .....	

## Verzeichnis von Bildern und Tabellen

### Bilder

<b>Bild 3.1:</b>	Übermaß Kolbenring (v) und Spalt Kolben-Zylinder (s) .....	3
<b>Bild 3.2:</b>	Ringschaden durch Fließen des Materials in den Spalt Kolben-Zylinder (s) .....	4
<b>Bild 3.3:</b>	Optimierung des Übermaßes des Kolbenrings sowie des Spalts zwischen Grundkörper des Kolbens und dem Zylinder .....	4
<b>Bild 3.4:</b>	Aufbau des Kolbenrings .....	6
<b>Bild 3.5:</b>	Richtung von Gasströmung und Kolbenbewegung .....	7
<b>Bild 3.6:</b>	Änderung des Schubstangenverhältnisses .....	8
<b>Bild 3.7:</b>	Verringerung der Sauggasaufheizung der 2.Stufe durch Änderung der Gasführung .....	9
<b>Bild 4.1:</b>	Sprayschmiereinheit (Prinzipdarstellung) .....	11
<b>Bild 5.1:</b>	RI-Fließbild Funktionsprüfstand .....	12
<b>Bild 5.2:</b>	Versuchsanlage für Lebensdaueruntersuchungen und Leistungsmessungen .....	13
<b>Bild 5.3:</b>	RI-Fließbild der Versuchsanlage für Lebensdaueruntersuchungen und Leistungsmessungen .....	13
<b>Bild 5.4:</b>	Summenkurve der Ausfallursachen nach Schadensgruppen .....	14
<b>Bild 6.1:</b>	Liefergradverminderung durch Leckage über den Spalt zwischen Kolben und Zylinder .....	16
<b>Bild 6.2:</b>	Geförderter Massestrom .....	17
<b>Bild 6.3:</b>	Indikator für den Motorwirkungsgrad .....	18
<b>Bild 6.4:</b>	Isentrope Gütegrade .....	19
<b>Bild 6.5:</b>	Einfluss der Rückkühlung des CO <sub>2</sub> im Gaskühler auf die Prozesseffizienz [Preu03] .....	20
<b>Bild 6.6:</b>	Leistungskennfeld .....	20
<b>Bild 6.7:</b>	Prozess-Kälteleistungszahlen (COP <sub>0</sub> ) .....	21

### Tabellen

<b>Tabelle 3.1:</b>	Getestete Materialpaarungen im Kolben-Zylinder-System .....	4
<b>Tabelle 4.1:</b>	Überblick über verschiedene Konzepte des Kältemittelmanagement in mobilen CO <sub>2</sub> -Anlagen .....	11
<b>Tabelle 6.1:</b>	Vergleich mit anderen Entwicklungen von CO <sub>2</sub> -Verdichtern ([Förs03]; [Huba02]; [Süß05]) .....	21



## Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

### Formelzeichen und Einheiten

e	[ mm ]	Kurbelradius
l	[ mm ]	Schubstangenlänge
n	[ min <sup>-1</sup> ]	Drehzahl
p	[ bar ]	Absolutdruck
Δp	[ bar ]	Druckdifferenz
P	[ kW ]	Leistung
$\dot{Q}$	[ kW ]	Wärmestrom
v	[ mm ]	Übermaß Kolbenring
s	[ mm ]	Spalt Kolben-Zylinder
t	[ °C ]	Temperatur
V	[ mm <sup>3</sup> ]	Volumen
α	[ W/m <sup>2</sup> K ]	Wärmeübergangskoeffizient
η	[ - ]	Wirkungsgrad
λ	[ - ]	Liefergrad
λ	[ - ]	Schubstangenverhältnis
π	[ - ]	Druckverhältnis

### Indizes

0	Verdampfungszustand
1.St.	Niederdruckstufe (1.Stufe)
2.St.	Hochdruckstufe (2.Stufe)
ant.	anteilig
Auf	Aufnahme
Aufheizg.	Aufheizung
Hub	Hubraum
is	isentrop
Motor	Motor
Motor-Gas	von Gas über den Motor aufgenommen
Motor-Indk.	Indikatorwert für Motorwirkungsgrad
Nenn	Nennpunkt
Saug	Saugseite

## Abkürzungen

APU	Auxiliary Power Unit (Bordstromversorgung)
COP	Coefficient of Performance (Leistungszahl)
DV	Druckventil
GfD	Gesellschaft für Dichtungstechnik mbH
GWP	Global Warming Potential (Treibhauspotential)
HD	Hochdruckstufe
HFCKW	halogenierte Fluorchlorkohlenwasserstoffe
HKW	halogenierte Fluorkohlenwasserstoffe
LGTT	LG ThermoTechnologies GmbH
KoRing	Kolbenring
ND	Niederdruckstufe
ODP	Ozone Depletion Potential (Ozon-Abbaupotential)
PAG	Poly-Alkylen-Glykol
PTFE	Polytetrafluorethylen
SV	Saugventil
THF	Technischer Handel Freudenberg KG
WDR-2DR	Wellendichtring, Variante: Abdichtung Hochdruck- gegen Mitteldruckraum
ZK	Zwischenkühlung

## 1 Zusammenfassung

Inhalt des von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt geförderten Projektes (Az: 20574) war die Weiterentwicklung des auf dem SWING®-Kolben beruhenden Konzepts eines zweistufigen Hermetikverdichters, vorrangig für die Fahrzeugklimatisierung mit CO<sub>2</sub> als Kältemittel.

Im Rahmen des Projekts wurden vor allem das Kolben-Zylinder-System verbessert sowie diverse andere konstruktive Details überarbeitet, umfangreiche Lebensdauertests durchgeführt und Leistungskennfelder ermittelt.

Ergebnis des Projekts ist ein zweistufiger Hermetikverdichter für CO<sub>2</sub> mit entscheidend erhöhter Lebensdauer, der wegen der realisierten Sprayschmierung mit einer geringen Ölmenge auskommt und nur sehr geringe mechanische Verluste aufweist. Der Verdichter erreicht mit Werten zwischen 0,75 und 0,8 relativ hohe Liefergrade. In der 1.Stufe wurden isentrope Gütegrade um 0,8 nachgewiesen. Der Gütegrad der 2.Stufe wird derzeit allerdings noch durch eine zu große Aufheizung des Sauggases der 2.Stufe in der Saugkammer vermindert. Die bei niedrigen Verdampfungstemperaturen gemessene Gütegrade der 2.Stufe von ca. 0,7 bestätigen diese Analyse. Die Aufheizung in der Saugkammer resultiert aus einem zu geringen Motorwirkungsgrad, der auch direkt den Gesamtgütegrad des Verdichters beschränkt. Für Fahrzeugklimaanlagen mit einem inneren Wärmeübertrager hat der Verdichter das Potential zur Realisierung von Prozess-Leistungszahlen von deutlich über 2 bei Maximallast, vorausgesetzt der Elektromotor besitzt einen Wirkungsgrad >80 %.

Auf dem weiteren Weg zum Serienprodukt ist zunächst der endgültige Nachweis der geforderten Lebensdauer zu erbringen. Weiterhin muss der Verdichter in Hinblick auf die anwendungsgerechte Förderleistung modifiziert werden. Hauptziel ist dabei ein Kompromiss aus geringer Kolbengeschwindigkeit (Lebensdauer), Effizienz der Verdichtung sowie dem optimalen Motorkonzept (Wirkungsgrad, Lastbereich, Drehzahl, Kosten sowie Gewicht und Bauvolumen). Darüber hinaus ist die Funktion der Sprayschmierung in einer realen Klimaanlage auch unter Extrembedingungen nachzuweisen.

Das Projekt erfolgte in Kooperation mit dem Institut für Luft- und Kältetechnik gGmbH in Dresden.

## 2 Einleitung

In den letzten Jahren hat die Klimatisierung von PKW auch in gemäßigten Klimaten wie in Mitteleuropa erheblich an Bedeutung gewonnen. So sind in Deutschland ca. 90 % der Neuwagen mit einer Klimaanlage ausgestattet.

Als Kältemittel wird in Europa R134a (HFKW mit GWP=1300) eingesetzt. In den USA und in China findet sogar noch R12 (HFCKW mit GWP=8500 und ODP=1) Verwendung. Der Anteil der HFKW am Klimaproblem beträgt nach Schätzung gegenwärtig ca. 2 % (2010 Steigerung bis auf ca. 4 %) [Hehn04]. Der derzeitige Anteil aller fluorierten KW (einschließlich der chlorierten) wird auf ca. 10-15 % geschätzt [Kuij04].

In Fortsetzung des Kyoto-Protokolls (Reduzierung der Emission klimaschädlicher Gase gegenüber 1990 um 8 % in Europa bzw. um 21 % in Deutschland) wird gegenwärtig der Entwurf einer EU-F-Gase-Verordnung (bzw. eine parallele Verordnung im Bereich Automobilgesetzgebung zur Kfz-Klimatisierung) diskutiert. Danach wird es mittelfristig wahrscheinlich ein Verbot von HFKW für mobile Klimaanlagen in der EU geben. Als Alternativen bleiben nach gegenwärtigem Plan nur das brennbare R152a als HFKW (GWP 140, bei der Verbrennung entsteht Fluss-Säure (toxisch)) oder aber die natürlichen Stoffe Luft (geringe Effizienz), CO<sub>2</sub>, Ammoniak (brennbar und giftig) sowie die nichthalogenierten Kohlenwasserstoffe wie Propan (brennbar). Unter diesen Voraussetzungen bestehen für das CO<sub>2</sub> die größten Chancen auf eine Markteinführung.

Anlagen im mobilen Bereich sind derzeit nicht hermetisch und verursachen dadurch Kältemittelverluste im Betrieb, höhere Kosten für die Wartung, bedingen größere Sammler und größere Füllmengen oder führen zu Leistungs- und Effizienzeinbußen. Durch die hohen Anlagendrücke beim Wechsel zu CO<sub>2</sub> verschärft sich das Leckageproblem. Abhilfe können nur hermetische Anlagen schaffen. Dazu bedarf es hermetischer Verdichter.

In der letzten Zeit sind auf dem Automobilssektor Hybrid-Antriebs-Konzepte auf dem Vormarsch. So hat Toyota mit dem Modell Prius (Kombination von Elektro- und mechanischem Antrieb) ein Mittelklassefahrzeug auf dem Markt. Mit einem rein elektrischen Antrieb der Räder, gespeist durch einen Verbrennungsmotor mit Festdrehzahl und einem Akkumulator hat Prof. Stan (FH Zwickau) einen sehr niedrigen Treibstoffverbrauch nachgewiesen (2,4 l/100 km im Stadtverkehr [vdin05]). BMW verfolgt ein Konzept mit einem klassischen Fahrzeugantrieb und einer Brennstoffzelle als Batterie-Ersatz (APU). In Fahrzeugen mit Hybridantrieb oder Brennstoffzellen-APU's steht die Spannung für einen elektrischen Antrieb des Klimaverdichters zur Verfügung. Durch den elektrischen Antrieb des Klimaverdichters werden Standklimatisierung und -heizung ohne Zusatzaggregate sowie ein sehr schnelles und komfortables Enteisen und Trocknen der Scheiben (Erhöhung der Sicherheit im Fahrzeug) möglich.

Vor diesem Hintergrund erweist sich die einige Jahre zurückliegende Entscheidung der LGTT, einen elektrisch angetriebenen Hermetikverdichter für CO<sub>2</sub> in mobilen Anwendungen zu entwickeln, als sehr vorausschauend. Bei der Entwicklung wurde folgendes Konzept verfolgt:

- Reduzierung der Zahl der relativ zueinander bewegten Teile und Kolben-Zylinder-System ohne Querkräfte durch Anwendung des SWING<sup>®</sup>-Kolbens
- 2stufige Verdichtung mit Zwischenkühlung
- Mitteldruck im Gehäuse
- Motorkühlung mit Mitteldruckgas nach der ersten Stufe und vor dem Zwischenkühler (Pressverbindung von Stator des Motors und Gehäuse, keine Kühlung über Ölumlaufl und Wärmeabgabe über die Kapsel wie in klassischem Hermetikverdichter nötig)
- Verzicht auf Ölsumpf (Minimierung des Schmiermittelbedarfs)

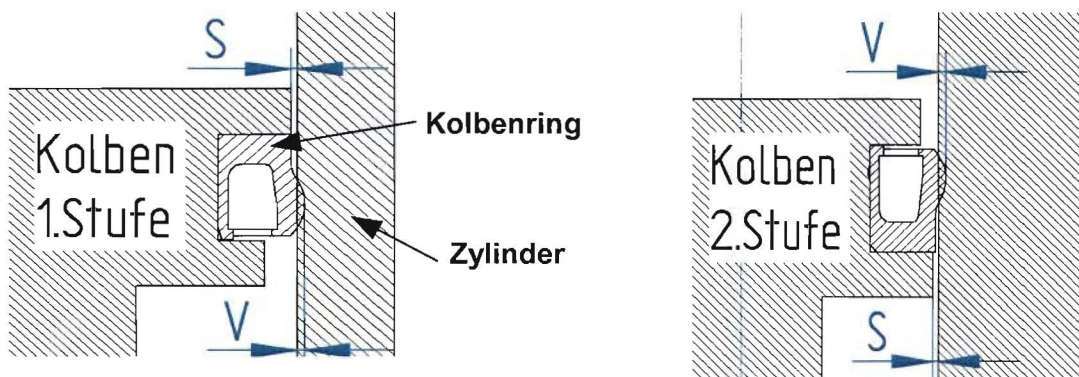
### 3 Weiterentwicklung der Konstruktion des Verdichters

#### 3.1 Das Kolben-Zylinder-System

Das Kolben-Zylinder-System hat eine Schlüsselfunktion für das Konzept des im Rahmen dieses Projekts weiterzuentwickelnden Verdichters inne. Gleichzeitig erwies es sich als kritischste Baugruppe in Bezug auf die Lebensdauer des Verdichters. Das Kolben-Zylinder-System bildete somit auch den Hauptschwerpunkt der weiteren Entwicklung des Verdichters.

##### 3.1.1 Optimale Abmaße bezüglich der Lebensdauer

Die Schadensausfallanalysen im Rahmen der Lebensdauerests führten zu der Erkenntnis, dass die Maße, die das Zusammenspiel zwischen Kolben und Zylinder bestimmen, sehr großen Einfluss auf die Funktion und die Lebensdauer haben. Insbesondere die Optimierung des Übermaßes des Kolbenrings gegenüber dem Zylinder-Innendurchmesser und des kleinsten Spalts zwischen Kolben-Grundkörper und Zylinder-Innendurchmesser (Bild 3.1) erforderten einen großen Entwicklungsaufwand.

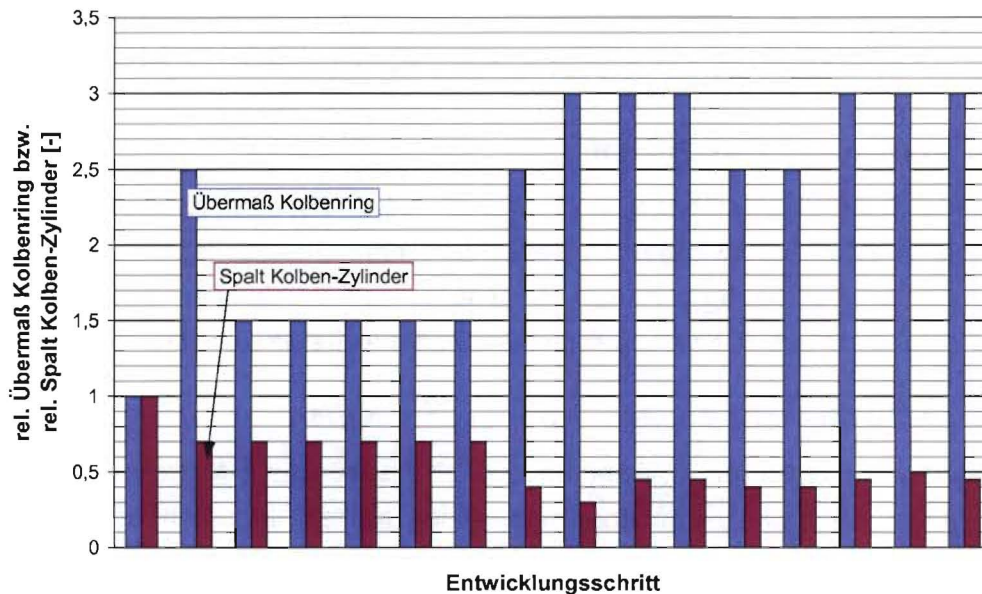


**Bild 3.1:** Übermaß Kolbenring ( $v$ ) und Spalt Kolben-Zylinder ( $s$ )



Bei ungünstigen Kombinationen von Übermaß und Spaltmaß trat ein Fließen des Ringmaterials auf. Der Ring wurde dann in den Spalt gezogen und zerstört (Bild 3.2). Gegenüber der Ausgangsvariante wurde das Ringübermaß im Laufe der Entwicklung verdreifacht, der Spalt zwischen Kolbengrundkörper und Zylinder dagegen um mehr als die Hälfte verkleinert (Bild 3.3).

**Bild 3.2:** Ringschaden durch Fließen des Materials in den Spalt Kolben-Zylinder (s)



**Bild 3.3:** Optimierung des Übermaßes des Kolbenrings sowie des Spalts zwischen Grundkörper des Kolbens und dem Zylinder

### 3.1.2 Optimale Materialpaarung bezüglich Lebensdauer

#### Kolbenring

Der Kolbenring besteht aus PTFE als Grundmaterial und verschiedenen Füllstoffen (Compounds). Im Projekt wurden verschiedene Materialzusammensetzungen eingesetzt:

- PTFE, Füllstoff Kohlepulver (THF, Standardring)
- PTFE, Füllstoff Kohlepulver + Kunststoff (GfD, Compound 107)
- PTFE, Füllstoff Glasfaser + MoS2 (GfD, Compound 06)

Die exakten Zusammensetzungen sind Geheimnis der Ringhersteller und demzufolge nicht bekannt.

#### Zylinderbuchse

Für die Zylinderbuchse wurden verschiedene Materialien, Härtegrade und Oberflächengüten getestet (Tabelle 3.1).

Der anfänglich eingesetzte Kohlenstoffstahl C45 hat sich für diesen Einsatzfall nicht bewährt. Die erzielbare Härte reicht nicht aus, um einen abrasiven Verschleiß der Zylinderbuchse zu verhindern und um einen ausreichend harten Reibpartner für den Kolbenring zu bilden.

Im Projektverlauf wurden gute Erfahrungen mit dem Werkzeugstahl X155CrVMo12.1 gemacht. Dieser kann gut gehärtet werden. Die Verwendung anderer Stähle ist unter der Voraussetzung möglich, dass eine Härte von mindestens 60 HRC erzielbar ist (Einsatzstähle, Werkstoffstähle). Effekte durch unterschiedliche Verfahren der Oberflächenbehandlung konnten dagegen nicht festgestellt werden, so dass derzeit die geschliffene Variante eingesetzt wird.

Außerdem wurden Zylinderbuchsen aus Borsilikatglas getestet. Die Laufeigenschaften und die Verschleißbilder waren gut. Allerdings konnten die aus der unterschiedlichen Wärme-dehnung im Vergleich zum umgebenden Stahlzylinder und die Einbettung der Buchse resul-tierenden Probleme bisher nicht zufriedenstellend gelöst werden. Da Glas allerdings grund-sätzlich einen interessanten Werkstoff für diesen Einsatzfall darstellt (Laufeigenschaften, Verschleiß, Kosten), sollen perspektivisch weiterführende Untersuchungen erfolgen.

Die erprobten Kombinationen aus Kolbenring und Zylinderbuchse können Tabelle 3.1 ent-nommen werden.

**Tabelle 3.1:** Getestete Materialpaarungen im Kolben-Zylinder-System

Werkstoff		Wärme- behandlung	mittlere Härte	Feinbearbeitung	Rauigkeit R <sub>z</sub>
Kolbenring	Laufbuchse				
Comp. 107	C 45	-	≈ 25 HRC	geschliffen	<1,6
Comp. 107		gehärtet	≈ 48-50 HRC	geschliffen	<1,6
Comp. 107			≈ 48-50 HRC	geschliffen + gehont	<1,0
Comp. 06			≈ 48-50 HRC	geschliffen	<1,6
Comp. 06				geschliffen + gehont	<1,0
Comp. 06	Glas		k.A. (sehr hoch)		<<0,1
Comp. 06	X155CrVMo12.1	gehärtet	≈ 60-62 HRC	geschliffen	<1,6
			≈ 60-64 HRC	geschliffen + glatt-gewalzt	<0,8 <1,6

### 3.1.3 Kolbenring mit Ventilfunktion

Das ursprüngliche Konzept des SWING<sup>®</sup>-Kolbens beinhaltet eine Multifunktionalität des Kolbenrings aus Kunststoff:

- Abdichten der Arbeitsräume
- Kolbenführung
- Ausgleich von Fertigungstoleranzen
- Ausgleich von abrasivem Verschleiß
- Saug-/Druckventil

Die Ventilfunktion des Rings musste im Projektverlauf leider aufgegeben werden. Der Verschleiß an Kolben und Kolbenring war trotz verschiedener Kompensationsmaßnahmen zu hoch. Bei der Hochdruckstufe konnte angesichts der funktionsimmanenten Axialbewegung des Kolbenrings die Führung des Kolbens nicht mehr gewährleistet werden (siehe 3.1.5). Die

daraus resultierende zeitweilige Exzentrizität des Kolbens bewirkte ein Fließen des Rings in den vergrößerten Spalt (siehe 3.1.1). Durch ein unvermeidliches Spiel zwischen Innenlippe des Rings und Kolben führte der Ring statt einer rein axialen Bewegung (Ventilbewegung) eine verschleißintensive Pendelbewegung aus. Weiterhin führte der Verschleiß des Rings an der Ventildichtfläche zu einer verminderten Dichtheit mit zunehmender Betriebszeit und damit zu nicht tolerierbarer Funktionseinschränkung.

Als wichtigste Maßnahme wurde versucht, den Ring in Metall zu kammern, um den Verschleiß des Ringrückens zu verhindern. Die Kammerung war allerdings erfolglos, weil zum einen damit das Ziel, den Spalt  $s$  (siehe Bild 3.1) zu verringern, nicht erreicht werden konnte. Zum anderen war die Lebensdauer der Bördelverbindung zwischen Ring und Metallkammer zu gering. Weiterhin traten Probleme bei der Fertigung der erforderlichen speziellen Ringfeder und bei der Montage auf.

Außerdem wurde mit dem Ring ein genereller Trend zu einem Spätschluss des Ventils festgestellt.

### 3.1.4 Optimale Geometrie von Kolbenring und Kolben

Resultierend aus den Testergebnissen (Schadens- und Verschleißbilder) wurden folgende Entwicklungsschritte abgeleitet:

- Variation von Ringhöhe und Ringbreite
- Verstärkung des Ringrückens
- Verstärkung der Außenlippe ohne Veränderung der Gesamtringbreite
- Verstärkung der Innenlippe bei Vergrößerung der Gesamtringbreite
- Optimierung der Kolbenkontur als Kompromiss zwischen optimaler Abstützung des Rings und Verhindern des Anlaufens am Zylinder
- Test verschiedener Ringfedern

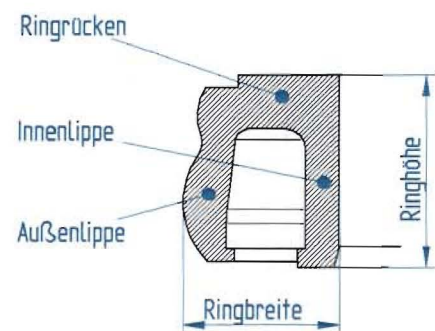


Bild 3.4: Aufbau des Kolbenrings

### 3.1.5 Betriebsweise im Kolben-Gas-System

Für die Gasführung im Zylinder bestehen grundsätzlich 2 Möglichkeiten:

- Gleichstromprinzip: Gasströmung nur in eine Richtung (Ansaugen und Ausschleiben)
- Gegenstromprinzip: Richtungsumkehr des Gasstroms (Ausschieben entgegen der Strömungsrichtung beim Ansaugen)

Der in diesem Projekt entwickelte Verdichter wurde nach dem Gleichstromprinzip ausgeführt. Die Vorteile sind zum einen eine geringere Aufheizung des Sauggases bis zum Eintritt in den Zylinderraum und größere Flächen für Saug- und Druckventil, da ein Ventil im Zylinderdeckel und ein Ventil im Kolben untergebracht ist.

Das Gleichstromprinzip bietet 2 Möglichkeiten der Umsetzung (Bild 3.5):

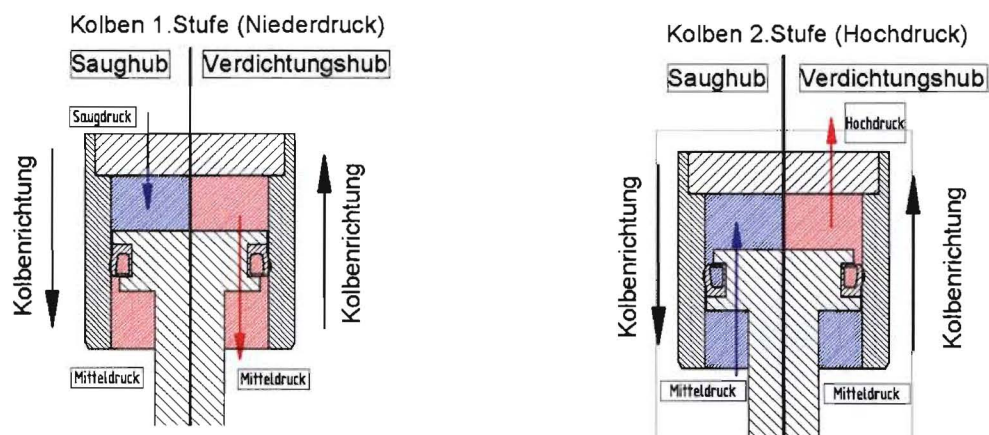


- Kolbenrichtung bei der Verdichtung in Richtung der Gasströmung und damit
  - Saugventil im Kolben
  - Druckventil im Zylinderdeckel
- Kolbenrichtung bei der Verdichtung entgegen der Gasströmung und damit
  - Saugventil im Zylinderdeckel
  - Druckventil im Kolben

Der Richtungssinn von Gasströmung und Kolbenbewegung bestimmt die Lastrichtung des Kolbens. Tritt die größte Last für den Kolben auf, wenn die Kolbenstange auf Zug belastet wird (Kolbenbewegung vom oberen zum unteren Totpunkt und Verdichtungsenddruck auf der Kolbenrückseite), dann zentriert sich der Kolben selbst. Der Ring wird dann nicht durch die zur zentrischen Kolbenführung erforderlichen Kräfte belastet. Im umgekehrten Fall muss der Kolbenring die Führungskräfte aufnehmen, was zu deutlich geringeren Lebensdauern des Rings führt. Weiterhin ist die Belastung für die Kolbenstange ungünstiger.

Das Verdichterkonzept beinhaltet die Motorkühlung mit Mitteldruckgas zwischen der 1. Stufe und dem Zwischenkühler, das Gehäuse steht unter Mitteldruck. Die in Bezug auf die Belastung des Kolbenrings günstigste Betriebsweise erfordert den Verdichtungsenddruck auf der Kolbenrückseite. Das lässt sich bei der Niederdruckstufe (1. Stufe) unproblematisch realisieren. Im Falle der Hochdruckstufe (2. Stufe) bedingt das eine Unterteilung des Gehäuses in zwei Räume unterschiedlichen Drucks (Mittel- und Hochdruck), die durch den rotierenden Läufer miteinander verbunden sind. Das daraus resultierende Problem der dynamischen Dichtung bei Druckdifferenzen von 25...50 bar konnte trotz verschiedener Dichtungsvarianten nicht gelöst werden (zu hohe Reibleistungen des Dichtrings). Deshalb konnte die belastungsgünstige Betriebsweise bei der Hochdruckstufe nicht realisiert werden.

Die Kolben beider Stufen sind so gestaltet, dass die Ringe immer zum höchsten Druck geöffnet sind, da die Druckdifferenz zwischen Innen- und Außenseite für die Dichtwirkung des Rings unerlässlich ist.



**Bild 3.5:** Richtung von Gasströmung und Kolbenbewegung

### 3.1.6 Ventile

Im Verdichter werden zwei verschiedene Ventilbauarten verwendet, je nachdem, ob die Ventile im Kolben oder im Zylinderdeckel positioniert sind. An den Ventilen wurden folgende Entwicklungsarbeiten durchgeführt:

#### Ringfederventile (Saugventil 1.Stufe, Druckventil 2.Stufe)

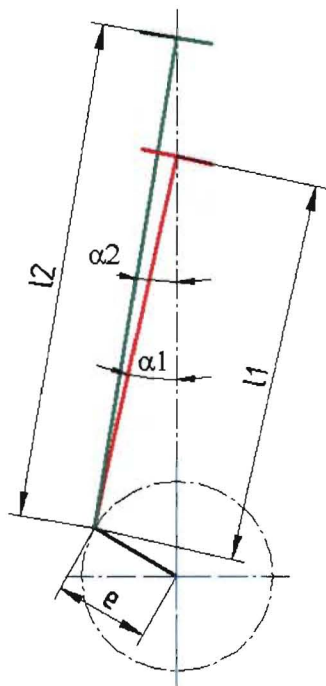
- Optimierung von Strömungsquerschnitt und Hub
- Variation der Materialstärke der Ventilplatte
- Variation der Biegeradien der Ventilplatte, schließlich Übergang von gebogener auf ebene Ventilplatte

#### Lamellenventile (Druckventil 1.Stufe, Saugventil 2.Stufe)

- Optimierung von Strömungsquerschnitt und Hub
- Variation der Materialstärke der Ventillamelle
- Optimierung des Hubbegrenzers
- Optimierung der Fertigung: Übergang zu kaltem Trennverfahren, Änderung des Entgrateverfahrens

## 3.2 Andere konstruktive Details

### Schubstangenverhältnis



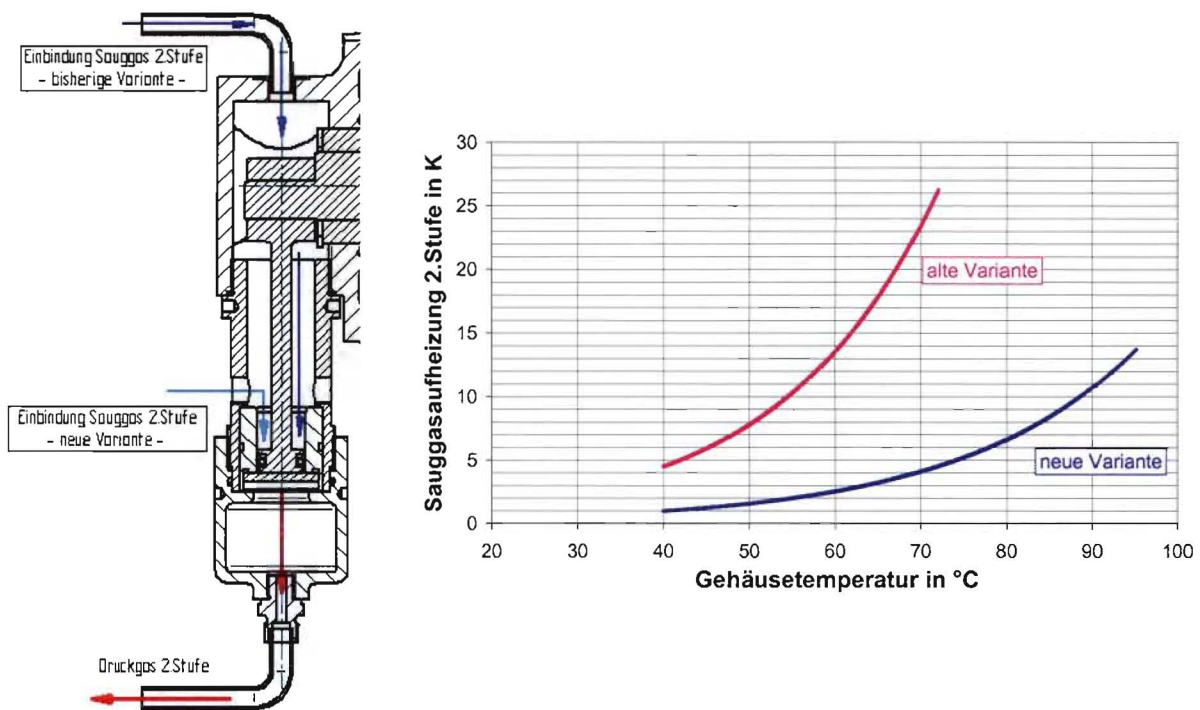
Die Pleuellenskonstruktion beim SWING<sup>®</sup>-Verdichter weist kein Gelenk zwischen der Pleuellensstange und dem Pleuellens auf (entgegen den üblichen Konstruktionen mit Pleuellensbolzen oder Kugel). Das Schubstangenverhältnis bestimmt damit den Verlauf des Pleuellenswinkels des Pleuellens im Zylinder. Die Dynamik des Pleuellenswinkels und der Maximalwert haben einen entscheidenden Einfluss auf die Belastung des Pleuellens und damit auf dessen Lebensdauer. Im Projektverlauf wurde das Schubstangenverhältnis  $\lambda = e / l$  verkleinert und damit der maximale Pleuellenswinkel des Pleuellens um 17 % auf ca.  $3^\circ$  verringert.

Bild 3.6: Änderung des Schubstangenverhältnisses

### Einbindung der Saugleitung der 2.Stufe

In der ursprünglichen Konstruktion wird das Sauggas der 2.Stufe nach der Zwischenkühlung an der dem Zylinderkopf abgewandten Seite in die entsprechende Gehäusehälfte geführt. Bis zum Saugventil muss das Gas einen relativ langen Weg in einer Kammer zurücklegen,

deren Wandtemperatur deutlich über der des Gases liegt. In der Folge heizt sich das Sauggas je nach der lastabhängigen Gehäusetemperatur sehr stark auf. Der Effekt der Zwischenkühlung wird ganz oder teilweise kompensiert (Bild 3.7). Die Verdichtung beginnt bei einer sehr hohen Temperatur. Dadurch sinken die Leistungsfähigkeit und die Effizienz der 2.Stufe deutlich ab. Deshalb wurde die Einbindung der Saugleitung der 2.Stufe sehr dicht an den unteren Totpunkt des Kolbens verlegt. Die Sauggasaufheizung konnte dadurch deutlich, ungefähr um den Faktor 5 verringert werden (Bild 3.7).



**Bild 3.7:** Verringerung der Sauggasaufheizung der 2.Stufe durch Änderung der Gasführung

### Stromzuführung

- Test verschiedener Ausgießmassen
- Übergang von 3 geschraubten, eigenvergossenen Einzelstromdurchführungen (Prototypenlösung) zu seriennaher, einteiliger Stromdurchführung (3 Pins)
- Übergang zu größeren Pin-Querschnitten

### Hubzapfen

- Vergrößerung der Durchmesser
- Verbreiterung des Sitzes der Kolbenstange

### Lagerung des Läufers

- Erprobung verschiedener Lager (Nadel-, Kugellager)

## 4 Kältemittel- und Ölmanagement

### 4.1 Wahl des optimalen Schmieröls

Bei der Wahl des Schmieröls sind 2 wesentliche Einflussgrößen zu beachten:

- Mischungsverhalten  
Eine unzureichende Mischung von Öl und Kältemittel beeinträchtigt die Ölrückführung. Dagegen führt eine zu große Löslichkeit zur Unterschreitung der zur Schmierung erforderlichen Mindest-Viskosität.
- Dichteverhalten im Vergleich zu CO<sub>2</sub>  
Je nach Öl kann es bei bestimmten Betriebszuständen zu einer Umkehr der Phasen kommen, d.h. die CO<sub>2</sub>-reiche Phase kann plötzlich eine größere Dichte haben als die ölreiche Phase. Bei CO<sub>2</sub>-Öl-Systemen mit Mischungslücke kann das bei Vorhandensein eines Sammlers zu einem Versagen der Ölrückführung zum Verdichter führen.

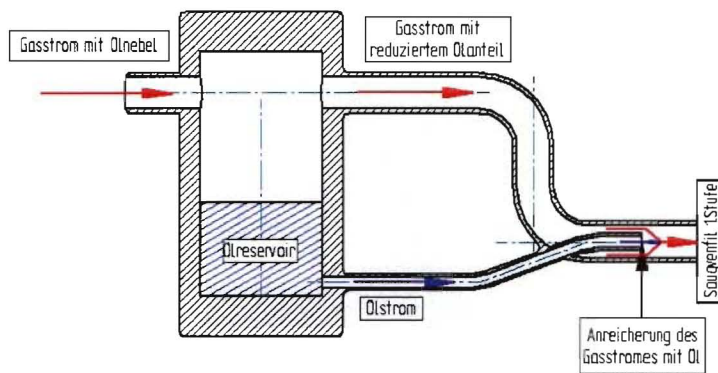
Grundsätzlich sind für transkritische CO<sub>2</sub>-Prozesse modifizierte und additivierte Polyalkylen glykole (PAG) und Polyolester (POE), für Anlagen ohne saugseitigen Sammler auch Copolymere von Maleinsäureestern und  $\alpha$ -Olefinen (PME) geeignet. Speziell für hoch belastete Axialkolbenmaschinen für die Kfz-Klimatisierung wurden thermisch stabile PAG entwickelt [Fahl02]; [Heid03]. Ein derartiges PAG (Shell WE 7558) wurde in der Endphase des Projektes eingesetzt.

### 4.2 Realisierung der Sprayschmierung

Bei dem im Rahmen des Projekts weiterzuentwickelnden Verdichter wurde von Beginn an auf einen Ölsumpf verzichtet. Das wurde möglich, weil die allgemein übliche Schleuderschmierung durch eine Schmierung über einen im Kältemittelstrom dispergierten Ölmassestrom (sogenannte Sprayschmierung) ersetzt wurde. Die Sprayschmiereinheit zeigt Bild 4.1. Darin ist der in der ursprünglichen Variante (sog. Fluxomizer) integrierte sehr kleine innere Wärmeübertrager nicht mehr enthalten. Aufgrund des kleinen Ölreservoirs gewährleistet die Sprayschmiereinheit die Ölzuführung zum Verdichter auch, wenn im Falle ungünstiger instationärer Betriebszustände zeitweise kein Öl aus der Anlage zurückströmt.

Aus dem Betrieb der Versuchsverdichter in beiden Versuchsanlagen lässt sich ableiten, dass mit der Sprayschmierung stets eine ausreichende Verdichterschmierung gewährleistet war, sofern ein Öl mit ausreichende Viskosität im Betriebsfall eingesetzt wurde. Alle Anlagenteile waren stets mit Öl benetzt. Auf eine genaue Quantifizierung des Ölmassestroms in der Anlage wurde angesichts des damit verbundenen Aufwands bisher verzichtet. Die im Ölabscheider abgetrennte Ölmenge lässt aber auf einen äußerst geringen Ölwurf des Verdichters schließen.

Eine ins Auge gefasste Integration der Sprayschmier-Einheit in den Verdichter kann erst in der Phase der Produktentwicklung in Abhängigkeit von der endgültigen Technologie der Gehäusefertigung geklärt werden.



**Bild 4.1:** Sprayschmiereinheit (Prinzipdarstellung)

### 4.3 Realisierung der Kältemittelspeicherung

Eine Kälteanlage für die hier beschriebene Anwendung muss sehr unterschiedlichen Betriebszuständen gerecht werden. Für eine optimale Betriebsweise bedarf es einer Variation der „aktiven“ Kältemittelmenge (Masse, die sich in den aktiven Komponenten wie Wärmeübertragern, Verdichter und Leitungen befindet), z.B. durch die Installation eines Sammlers. Dazu gibt es theoretisch zahlreiche Möglichkeiten (siehe dazu u.a. [Lore90], [Kim04], [Preu95]). Die wichtigsten Optionen sind in Tabelle 4.1 zusammengestellt.

Zumindest für die erste Phase der Industrialisierung und Markteinführung von mobilen Klimaanlageanlagen mit CO<sub>2</sub> ist eine zweistufige Entspannung eher unrealistisch. Damit scheidet der Mitteldrucksammler, der auch als Mitteldruckflasche arbeiten und den Prozess verbessern könnte, zunächst aus. Allgemein scheint sich der saugseitige Sammler durchzusetzen. In bestimmten Applikationen (z.B. Busklimatisierung) verzichtet man derzeit gänzlich auf einen Sammler.

**Tabelle 4.1:** Überblick über verschiedene Konzepte des Kältemittelmanagements in mobilen CO<sub>2</sub>-Anlagen

	Vorteile	Nachteile
Hochdruck-sammler	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Ölrückführung unproblematisch</li> <li>➤ innerer Wärmeübertrager für Funktion nicht erforderlich</li> <li>➤ nur 1 Drosselorgan erforderlich</li> <li>➤ Integration in Gaskühler möglich (Überdimensionierung)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ im überkritischen Zustand unpraktikabel</li> <li>➤ großes Speichervolumen erforderlich</li> <li>➤ nur sehr eingeschränkte Variation der aktiven Kältemittelmenge möglich</li> <li>➤ sehr hoher Druck im Behälter</li> </ul>
Mitteldruck-sammler	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ arbeitet als Mitteldruckflasche, dadurch höhere Prozesseffizienz und günstigere thermische Bedingungen für den Verdichter möglich</li> <li>➤ Ölrückführung unproblematisch</li> <li>➤ Betrieb im Zweiphasengebiet</li> <li>➤ ermöglicht Regelung des Hochdrucks und trockene Verdampfung</li> <li>➤ innerer Wärmeübertrager für Funktion nicht erforderlich</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ höherer Druck als saugseitiger Sammler</li> <li>➤ 2 Drosselorgane erforderlich</li> </ul>

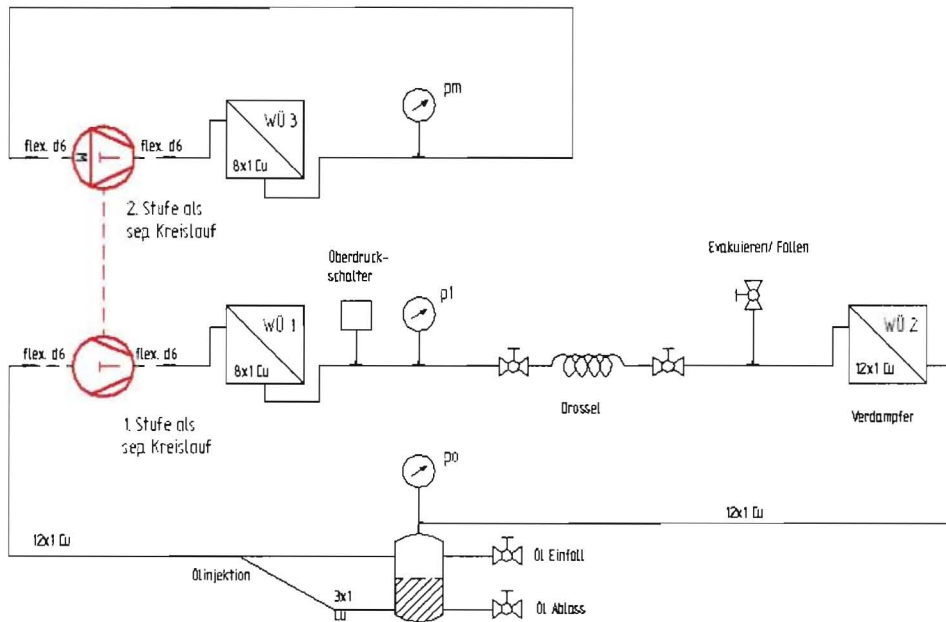
	Vorteile	Nachteile
saugseitiger Sammler	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ relativ niedriger Druck im Behälter</li> <li>➤ nur 1 Drosselorgan erforderlich</li> <li>➤ Regelung des Hochdrucks optional möglich</li> <li>➤ in Verbindung mit innerem Wärmeübertrager höhere Verdampfungstemperaturen möglich</li> <li>➤ größtmögliche volumenbezogene Masse-variation im Kreislauf</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ keine Regelung der Verdampferfüllung möglich</li> <li>➤ für Ölrückführung i.d.R. Zusatzleitung erforderlich</li> <li>➤ nur bestimmte Öle verwendbar (Dichteverhalten)</li> <li>➤ innerer Wärmeübertrager für Funktion essentiell</li> </ul>
ohne Sammler	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ einfacher Aufbau, kostengünstig</li> <li>➤ optimaler Hochdruck für Hauptbetriebspunkt über Füllmenge eingestellt</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ keine Kältemittelreserve für Leckagen, dadurch Verringerung von Leistung und Effizienz bei nicht dauerhaft hermetischen Systemen</li> <li>➤ keine Veränderung der aktiven Kältemittelmenge, dadurch Leistungs- und Effizienzeinbußen bei vom Auslegungspunkt abweichenden Betriebspunkten</li> </ul>

## 5 Lebensdaueruntersuchungen

### 5.1 Lebensdauerprüfstand

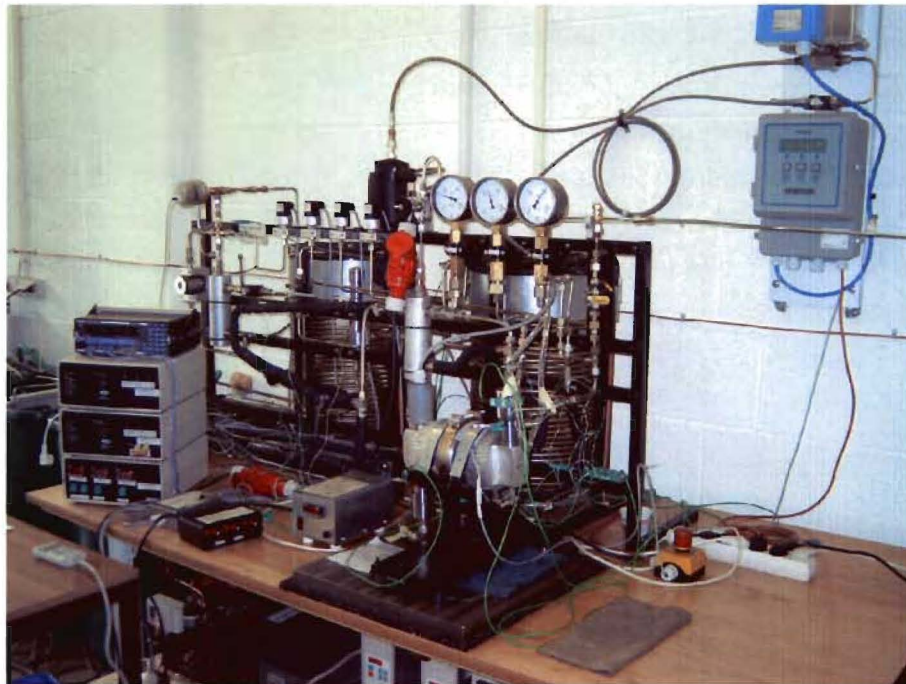
Im Rahmen des Projektes sind 2 Prüfstände entstanden:

#### 5.1.1 Funktionsprüfstand

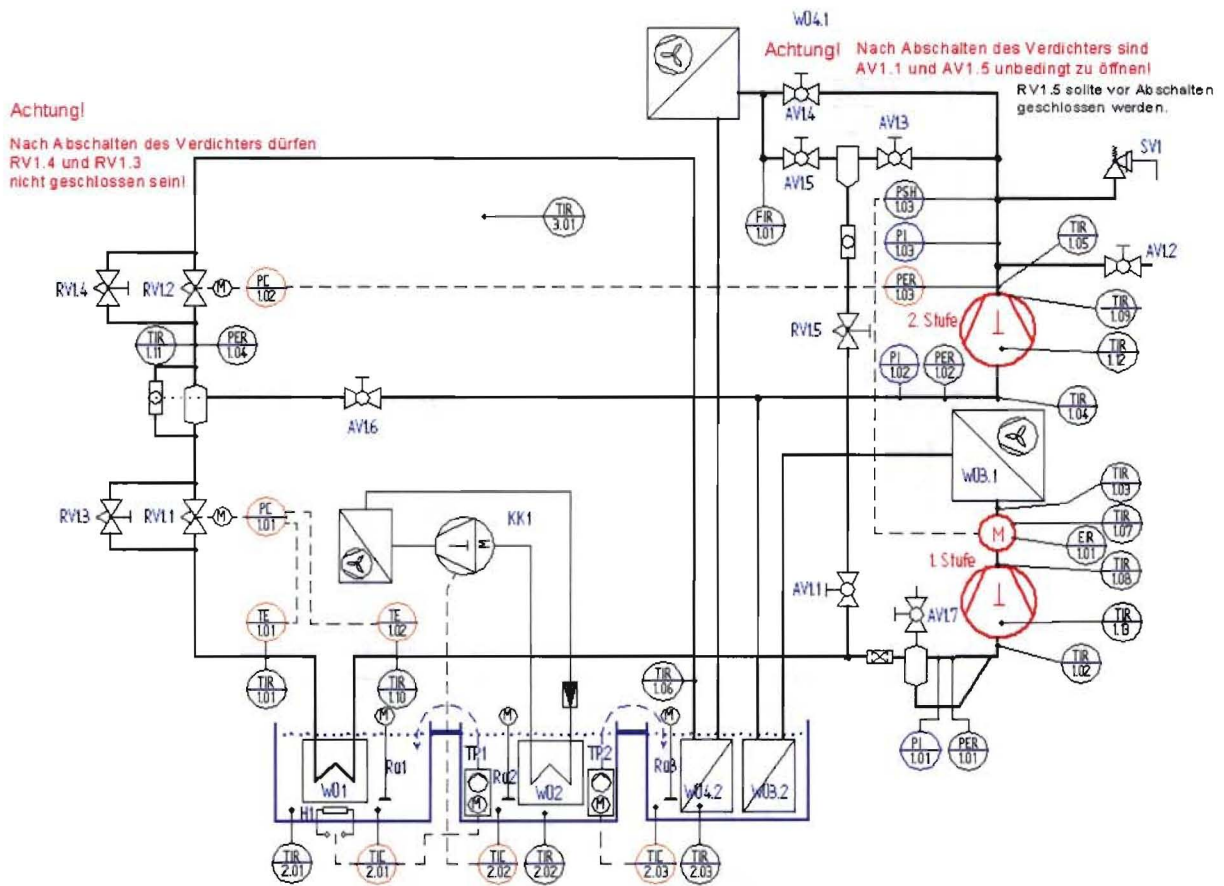


**Bild 5.1:** RI-Fließbild Funktionsprüfstand

### 5.1.2 Verdichter-Versuchsanlage



**Bild 5.2:** Versuchsanlage für Lebensdaueruntersuchungen und Leistungsmessungen



**Bild 5.3:** RI-Fließbild der Versuchsanlage für Lebensdaueruntersuchungen und Leistungsmessungen

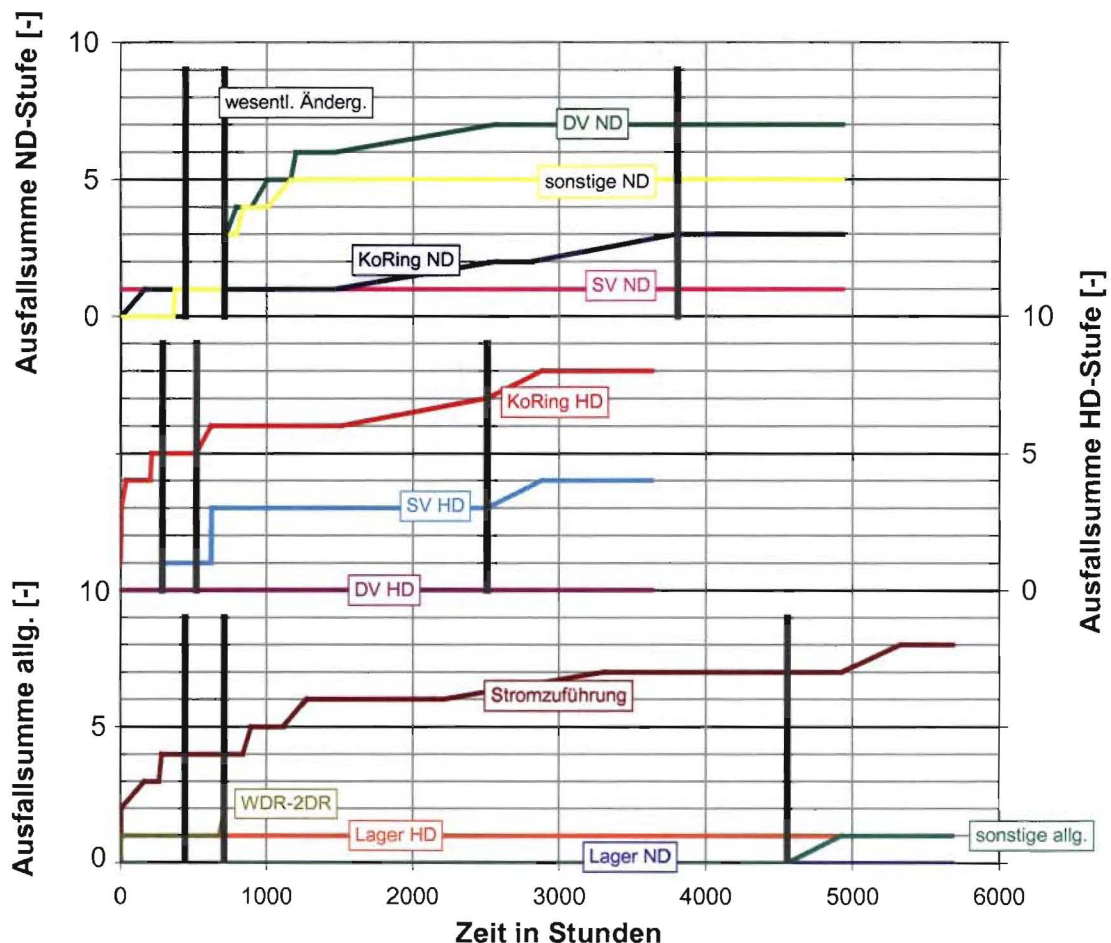
### 5.2 Durchgeführte Untersuchungen

Zum Herausfiltern von Frühausfällen in Folge von Fehlern in Dimensionierung, Konstruktion und Fertigung insbesondere bei Ventilen wurden die Verdichter zuerst immer mindestens 8 Stunden bei niedrigem Druck auf dem Funktionsprüfstand (Enddruck < 30 bar) betrieben. Überarbeitete Konstruktionen wurden i.d.R. erst einstufig durch alleinigen Betrieb der ND-Stufe getestet. Die geringere Komplexität ermöglichte, sich auf bestimmte Probleme zu konzentrieren. Durch das Verringern der Zahl der bewegten Teile im System und der Zahl möglicher Sekundärschäden wurde das Ausfallrisiko vermindert. Dadurch konnten mit der neuen Konfiguration leichter Betriebserfahrungen gesammelt werden.

Die Verdichter wurden i.d.R. bei folgenden Bedingungen betrieben:

	Funktionsprüfstand (30 bar)	Versuchsanlage (150 bar)
Druckdifferenz pro Stufe	10...15 bar	30...40 bar

### 5.3 Schadensausfallanalyse



**Bild 5.4:** Summenkurve der Ausfallursachen nach Schadensgruppen

Eine Auswertung der Schadensausfallanalyse findet sich in Bild 5.4. Die Verdichter weisen unterschiedliche Betriebszeiten von ND- und HD-Stufe auf, da teilweise zur Verringerung der Komplexität nur eine Stufe betrieben wurde. Bauteile, die sowohl für die ND- als auch für die



HD-Stufe erforderlich sind, haben damit eine deutlich höhere Betriebszeit. In der grafischen Darstellung wurde nicht zwischen Gewaltbrüchen und Ermüdungsbrüchen bzw. Schäden durch Verschleiß unterschieden.

Im einzelnen wurde folgende Schäden festgestellt:

- Kolbenringe (PTFE-Compound): Zerstörungen durch zu starken Verschleiß und Ermüdung
- Saug- und Druckventile (SV / DV): Brüche
- Stromzuführung: Sekundärschäden im wesentlichen infolge von Kurzschluss durch Reste zerstörter elektrisch leitender Bauteile (Graphit, Aluminium) sowie Beschädigung der Isolierung
- sonstige, allgemein: Wicklungsschluss am Motor
- sonstige ND: im wesentlichen Schäden an der Zylinderbuchse aus Glas und am Hubzapfen der ND-Stufe

Folgende Bauteile wurden durch Verschleiß geschädigt, fielen aber nicht aus:

- Zylinderbuchsen ND/HD-Stufe: Sekundärschädigungen z.B. durch Anlaufen des Kolbens
- Kolben: Abrasion durch Anlaufen und unzulässige Bewegung des Kolbenrings

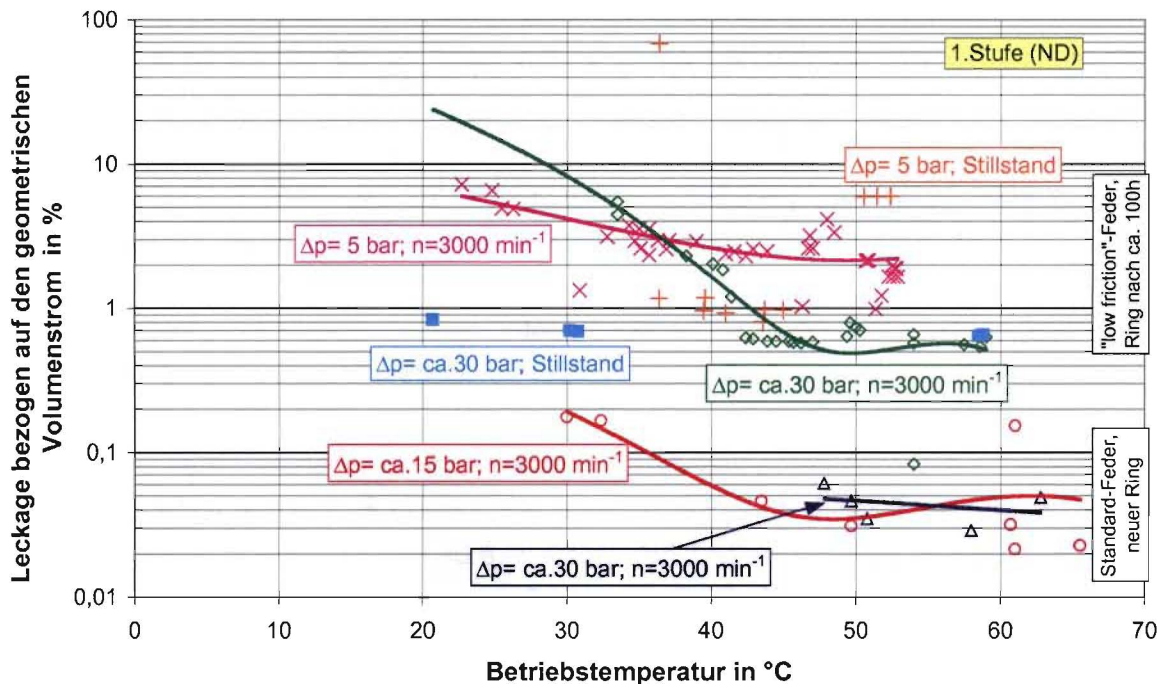
Wesentliche Änderungen sind Änderungen von Funktions- bzw. Konstruktionsprinzipien sowie Hauptabmessungen. Kleinere Änderungen, z.B. Maßänderungen unter Beibehaltung der Konstruktion wurden im Bild 5.4 nicht dargestellt.

#### **Fazit:**

Im Laufe der Entwicklung wurde die Lebensdauer der funktionsrelevanten Bauteile deutlich verbessert. Dazu wurden mehrere wesentliche und zahlreiche kleinere konstruktive Änderungen vorgenommen (siehe 3). Insbesondere nach wesentlichen Änderungen mussten zunächst diverse Frühausfälle überwunden werden. Das ist aber für eine Produktentwicklung vollkommen normal. Bei den Ventilen zeichnet sich nach den letzten konstruktiven Änderungen die Lösung der Lebensdauerprobleme ab. Der zuletzt aufgetretene Schaden am Saugventil der Hochdruckstufe ist auf einen Fertigungsfehler beim Fügen zurückzuführen (Musterbau). Für die Stromzuführung, die trotz mehrmaliger Modifikation immer noch eine hohe Ausfallrate aufweist, wird erst eine serienmäßige, für den Hochdruckgas-Einsatz konzipierte Ausführung Abhilfe schaffen. Dazu gab es bereits Gespräche mit einem potentiellen Hersteller. Für eine Musterbauserie sind die Kosten allerdings unverträglich hoch. Bei den Kolbenringen aus PTFE-Compound konnte die geforderte Lebensdauer noch nicht vollständig nachgewiesen werden. Hier befinden sich aber weitere vielversprechende Änderungen der Konstruktion und des Materials in der Umsetzung.

## 6 Messtechnische Untersuchung des Verdichters

### 6.1 Leckrate Kolben-Zylinder-System



**Bild 6.1:** Liefergradverminderung durch Leckage über den Spalt zwischen Kolben und Zylinder

Die Dichtheit des Kolben-Zylinder-Systems ist sehr hoch. Im Betrieb ( $\Delta p = 25 \dots 50$  bar, Temperatur  $> 50^\circ\text{C}$ ) ist der Leckstrom kleiner als 1% bezogen auf den geometrischen Fördervolumenstrom, d.h. der Liefergrad des Verdichters wird durch den Leckstrom über den Spalt zwischen Kolben und Zylinder nur um weniger als 1% verringert (Bild 6.1).

Mit der Standard-Feder wird eine stärkere Anpressung des Rings an den Zylinder bewirkt als mit der „low-friction“-Feder. In der Folge ist der Leckstrom über den Spalt mit der Standard-Feder deutlich geringer und ist vernachlässigbar klein ( $< 0,05$  % des geometrischen Förderstroms). Bei der Hochdruckstufe ist der Leckstrom noch kleiner als bei der Niederdruckstufe.

Bei klassischen Kolben-Zylinder-Systemen steigt der Leckstrom über den Spalt mit zunehmender Druckdifferenz an. Der hier verwendete Kolbenring dichtet dagegen mit zunehmender Druckdifferenz besser, da er dann stärker an die Zylinderwand gepresst wird. Damit eignet sich diese Lösung besonders gut für den  $\text{CO}_2$ -Prozess mit seinen hohen Druckdifferenzen zwischen Hoch- und Niederdruck.

Die höheren Leckströme bei Stillstand des Verdichters sind dagegen unkritisch. Sie unterstützen einen schnelleren Druckausgleich im System und erleichtern damit das Anlaufen des Verdichters nach dem Wiedereinschalten.

Es bleibt zu untersuchen, wie sich die Dichtheit des Kolbenrings mit zunehmender Betriebszeit bis hin zum Ende der geforderten Lebensdauer hin entwickelt. Die Zeitfunktion wird vom Verschleiß, der Lippengeometrie und von der Federsteife bestimmt und stellt ein Optimierungsproblem dar.

### 6.2 Förderstrom

Bei Kolbenmaschinen (Verdrängerprinzip) ist der theoretische Förderstrom durch die Drehzahl und den Hubraum bestimmt. Verschiedene Faktoren wie Schadraum, Leckagen und Aufheizung des Sauggases mindern den Förderstrom in der Realität. Zur Charakterisierung wird der Liefergrad als Verhältnis von realem zu theoretischem Förderstrom verwendet.

Der geförderte Gasmassestrom ist neben dem Liefergrad vor allem von der Sauggasdichte und damit stark vom Verdampfungsdruck und außerdem von der Sauggasüberhitzung abhängig.

Der im Rahmen des Projekts entwickelte Verdichter weist sehr gute Liefergrade auf (Bild 6.2) und erreicht im Bereich der wichtigsten Arbeitspunkte Werte von ca. 0,76. Der Liefergrad fällt mit steigendem Druckverhältnis nur gering. Oberhalb eines Verdichtungsendrucks von 80 bar liegen alle Werte ungefähr auf einer Geraden.

Wie die Theorie für mehrstufige Verdichter erwarten lässt [Bend83], ist der CO<sub>2</sub>-Massestrom weitgehend unabhängig vom Verdichtungsendrucks und damit vom Druckverhältnis.

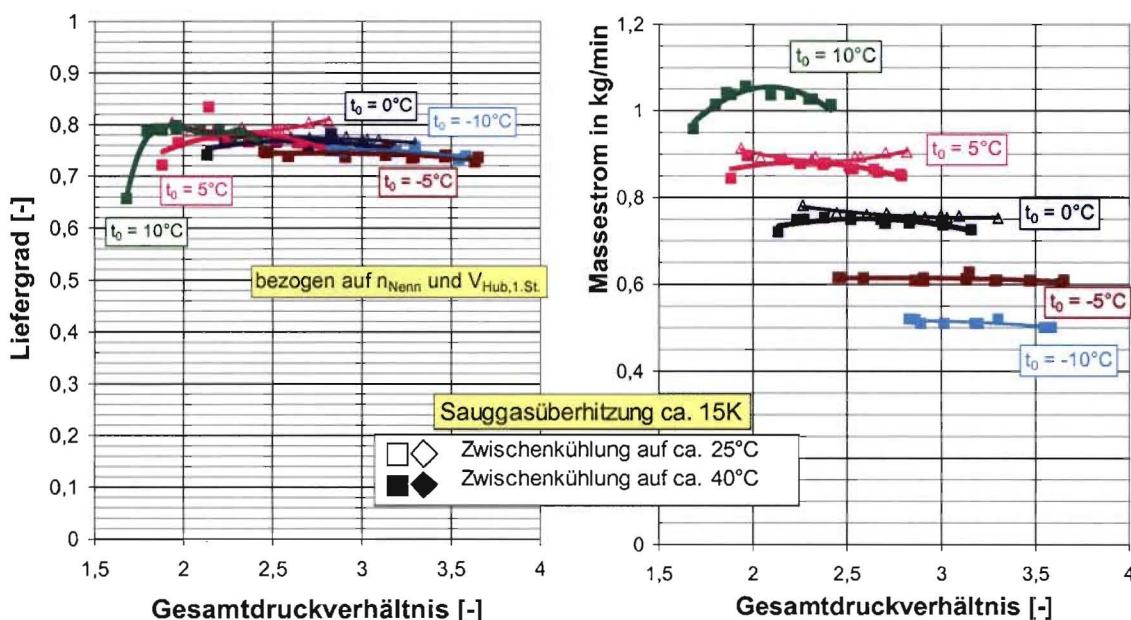
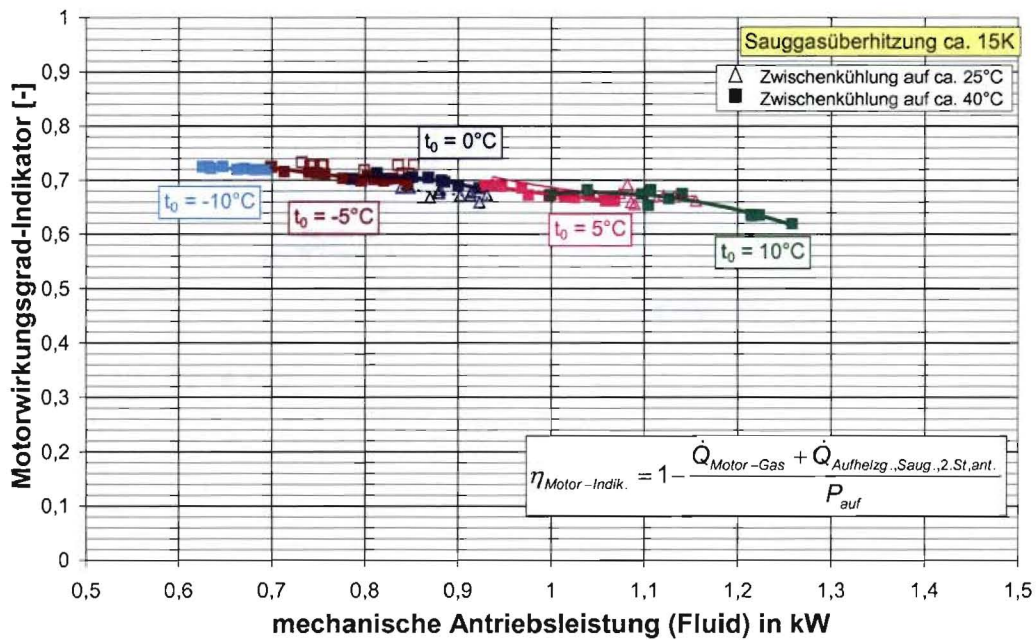


Bild 6.2: Geförderter Massestrom

### 6.3 Elektromotor

Da der Motorwirkungsgrad für die tatsächlichen Lastpunkte nicht bekannt war und bisher vom Hersteller auch noch nicht ermittelt werden konnte, wurde hier mit einer indirekten äquivalenten Bestimmung gearbeitet. Dazu wurde die Summe aus der gemessenen Wärmeaufnahme des Gases über dem Motor und der Aufheizung des Sauggases der 2.Stufe im Gehäuse bis kurz vor das Saugventil mit der gemessenen Aufnahmeleistung ins Verhältnis gesetzt. Das Ergebnis kann als Indikator für den Motorwirkungsgrad angesehen werden (Formel in Bild 6.3). Dieser Wert wurde über der mechanischen, an das Fluid übertragenen Leistung aufgetragen (Wärmeverluste der Zylinder nicht berücksichtigt). Der Motor weist in der Mehrzahl der Arbeitspunkte zu hohe Verluste auf, die Effizienz sinkt stark mit steigender Last. Er ist deutlich unterdimensioniert und wird in der Nähe des Kippmoments betrieben. In

diesen Lastbereichen fällt der Wirkungsgrad von Asynchronmaschinen mit zunehmender Last sehr steil ab. Die **realen Wirkungsgrade** sind allerdings noch niedriger als in Bild 6.3 dargestellt, da der Indikatorwert die Motorverluste, die als Wärme über das Gehäuse an die Umgebung abgeführt werden und die Wärmeleitung im Gehäuse nicht berücksichtigt. Diese Wärmeverluste über das Gehäuse wurden über den energetischen Wirkungsgrad ermittelt. Sie betragen im Mittel 15 % der elektrischen Aufnahmeleistung. Zusätzliche Motorverluste finden sich in der Aufheizung des Sauggases der 2.Stufe im Abschnitt zwischen der Messstelle in der Saugkammer (Motorwirkungsgrad-Indikator) bis zum Saugventil. Diese wurden überschlägig mit 6-10 % der Aufnahmeleistung ermittelt. Damit ergibt sich ein Motorwirkungsgrad, der gegenüber dem Indikatorwert in Bild 6.3 **um 20...25 % niedriger** ist.



**Bild 6.3:** Indikator für den Motorwirkungsgrad

### 6.4 Verdichtereffizienz

Die energetische Effizienz der Verdichtung wird durch den Gütegrad charakterisiert, der den Mehraufwand an Antriebsenergie gegenüber einem geeigneten theoretischen Vergleichsprozess, in diesem Fall einer isentropen Verdichtung, angibt (Bild 6.4).

Die gemessenen isentropen Gesamtgütegrade sind mit Werten <0,5 sehr niedrig. Hauptursachen sind der geringe Motorwirkungsgrad und die zu große Aufheizung des Sauggases in der Saugkammer der Hochdruckstufe. Das wird in der Darstellung der Einzelgütegrade von 1. und 2.Stufe deutlich. Oberhalb eines Verdichtungsendrucks von 80 bar ist der Gütegrad der 1.Stufe unabhängig vom Verdampfungsdruck und erreicht im Bereich der wichtigsten Arbeitspunkte Werte > 0,8. Dies ist ein Indikator für eine geringe Reibleistung und eine optimale Gestaltung der Ventile.

In der 2.Stufe erreicht der Verdichter nur deutlich geringere Gütegrade bei einem sehr großen Wertebereich. Der Gütegrad sinkt stark mit steigender Verdampfungsstemperatur. Eine steigende Verdampfungsstemperatur bewirkt einen steigenden Mitteldruck. Bei konstantem

Hochdruck sinkt die Enthalpiedifferenz der isentropen Verdichtung. Außerdem wird der Wärmeübergang von der Wand auf das Gas intensiver ( $\alpha$ -Zahl). Das führt zu einer stärkeren Aufheizung des Sauggases in der Saugkammer. In der Folge steigt das Verhältnis aus realer zu isentroper Enthalpiedifferenz. Die Tatsache, dass die höchsten Gütegrade mit Werten von 0,7 dann erreicht werden, wenn die isentrope Enthalpiedifferenz am größten und die  $\alpha$ -Zahl am geringsten sind, lässt den Schluss zu, dass das Kolben-Zylinder-System und die Ventile auch in der 2.Stufe optimal arbeiten.

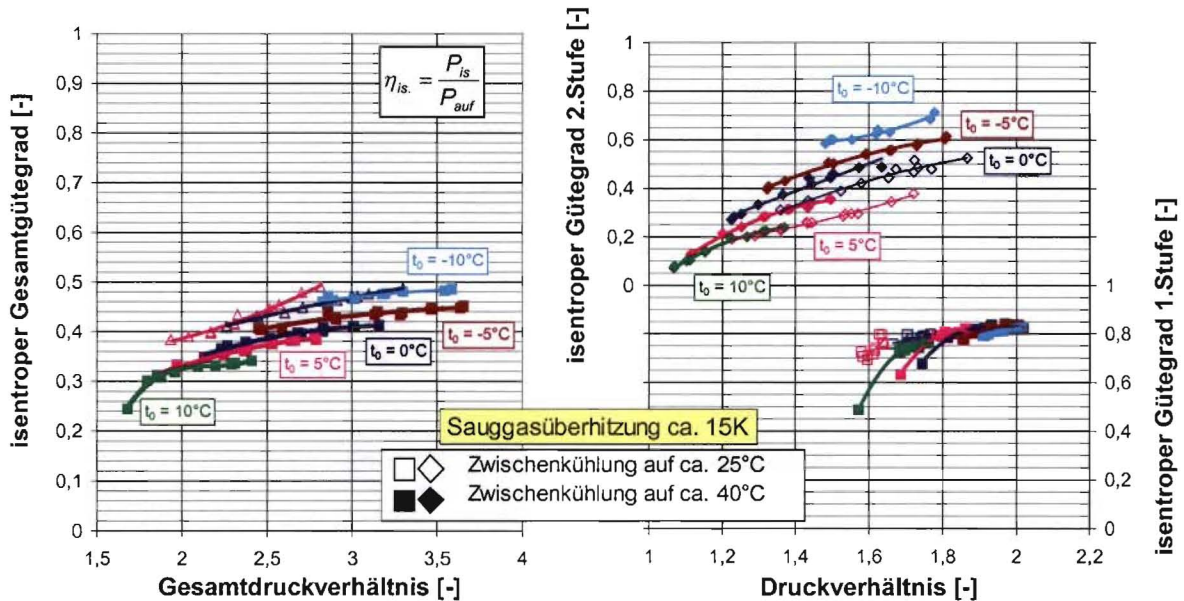
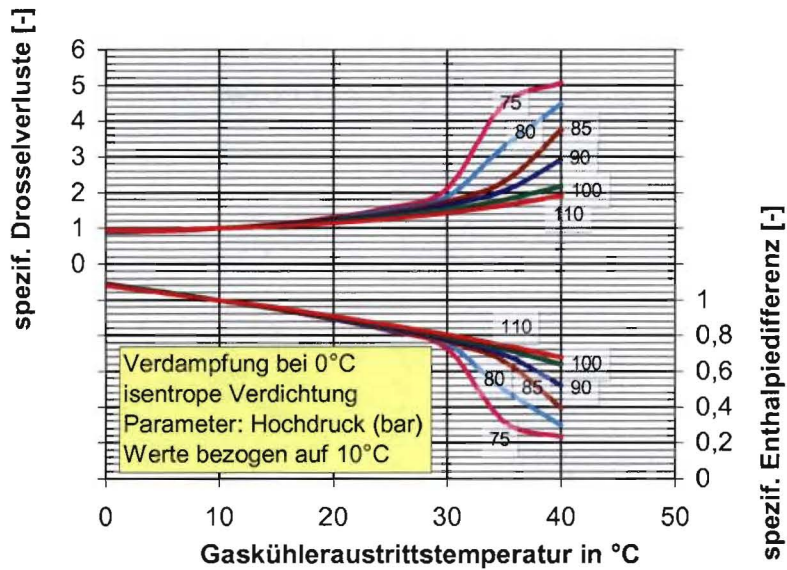


Bild 6.4: Isentrope Gütegrade

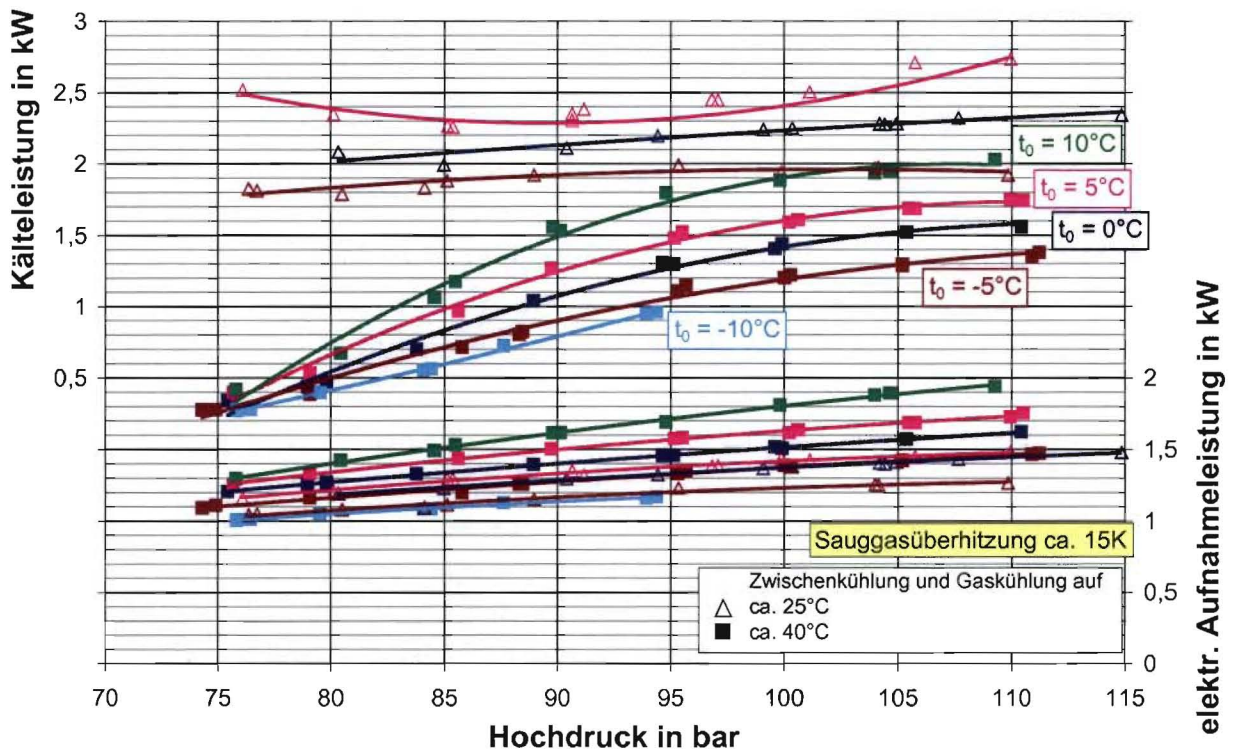
### 6.5 Leistungskennfeld

Die Kälteleistung der Maschine und die energetische Effizienz des Prozesses (charakterisiert durch die Leistungszahl) werden im Falle der Anwendung Fahrzeugklimatisierung von den Prozessbedingungen dominiert. Aufgrund der Stoffeigenschaften in der Nähe des kritischen Punktes bestimmt die Temperatur, auf die das CO<sub>2</sub> im Gaskühler vor der Entspannung abgekühlt werden kann, entscheidend die Enthalpiedifferenz bei der Wärmeabgabe und damit die Höhe der Drosselverluste und die spezifische Kälteleistung (Bild 6.5). Bei Hochdrücken oberhalb von 100 bar, wo der Zusammenhang zwischen Temperatur und Enthalpiedifferenz noch linear ist, verursacht ein Anstieg der Rückkühltemperatur von 30 auf 40°C allein eine Reduzierung der Kälteleistung und der Leistungszahl um ca. 20 % - bei unveränderter Verdichtereffizienz und -förderleistung. Unterhalb dieses Druckes verstärkt sich der Effekt bei Annäherung an den kritischen Druck drastisch (Reduzierung um über 70 % bei 80 bar). Bei der Wärmeabgabe an die Luft und bei hohen Lufttemperaturen kann ein innerer Wärmeübertrager zur weiteren Abkühlung des CO<sub>2</sub> vor der Drosselentspannung durch Überhitzung des Sauggases nach dem Verdampfer sehr vorteilhaft sein (verbesserte Effizienz und kleinere, leichtere Verdichter zur Erzielung der gleichen Kälteleistung). Allerdings müssen die höheren Verdichtungsendtemperaturen beachtet werden.

Der Übergang zu einer arbeitsleistenden Entspannung als Möglichkeit der Prozessverbesserung ist bei der mobilen Klimatisierung angesichts der damit verbundenen Erhöhung von Gewicht und Kosten nicht praktikabel.



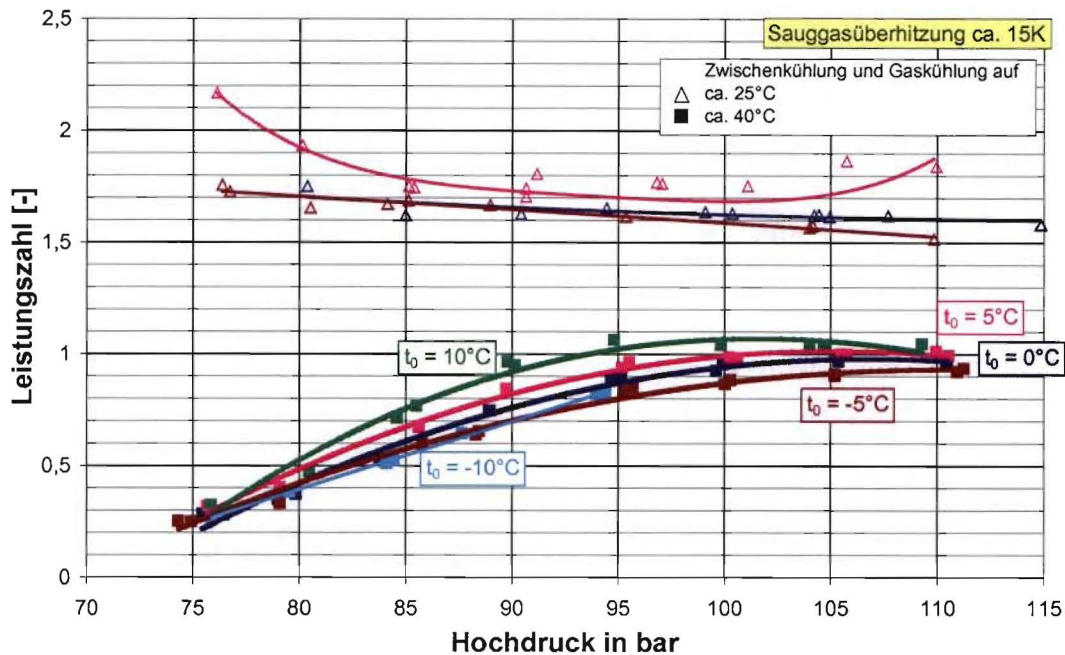
**Bild 6.5:** Einfluss der Rückkühlung des CO<sub>2</sub> im Gaskühler auf die Prozesseffizienz [Preu03]



**Bild 6.6:** Leistungskennfeld

Der in diesem Projekt weiterentwickelte Verdichter erzielt in einer Anlage zur Fahrzeugklimatisierung im relevanten Auslegungspunkt eine Kälteleistung von ca. 1,5...1,7 kW (Bild 6.6). Kann das CO<sub>2</sub> vor der Entspannung auf 25°C abgekühlt werden, so erhöht sich die Kälteleistung auf ca. 2,3...2,7 kW. Die angesichts des Anwendungsfalls geringe Kälteleistung resul-

tiert daraus, dass als Gehäuse noch das Modell der Vorstudie verwendet wurde. Zu den Gründen siehe 7. Gegenwärtig wird die Konstruktion auf einen konkreten Anwendungsfall skaliert und dabei modifiziert.



**Bild 6.7:** Prozess-Kälteleistungszahlen (COP<sub>0</sub>)

Die im Auslegungsbereich einer Fahrzeugklimaanlage (Rückkühlung auf minimal 40°C, Verdampfung bei 0...5°C) aus den gemessenen Kälte- und Aufnahmeleistungen ermittelten Leistungszahlen sind vor allem wegen des niedrigen Motorwirkungsgrades nicht zufriedenstellend (Bild 6.7). Sie erreichen ihr Maximum mit Werten von ungefähr 1 bei CO<sub>2</sub>-Hochdrücken im Bereich von 95...110 bar. Mit einem Motorwirkungsgrad von 0,8 erhöhen sich die Leistungszahlen auf 1,5...1,6. Um eine zufriedenstellende Anlageneffizienz zu erreichen, muss das CO<sub>2</sub> vor der Entspannung deutlich unter 40°C abgekühlt werden. Bei einer Eintrittstemperatur in das Drosselorgan von 25°C verbessert sich die Leistungszahl deutlich. Bei ansonsten unveränderten Bedingungen steigen die Werte auf 2,4...2,7 an. (je nach Verdampfungstemperatur, mit optimiertem Motor). Zur Erzielung der gleichen Kälteleistung ist dann nur noch ein um ca. 40 % reduzierter Massestrom erforderlich. Damit kann das Hubvolumen des Verdichters kleiner ausgeführt werden. Bei Verwendung eines inneren Wärmeübertragers steigt infolge der höheren Sauggastemperatur in der 1.Stufe die spezifische Verdichtungsleistung an. Der Mehrverbrauch wird allerdings durch die proportional zum Massestrom sinkende Verdichterantriebsleistung deutlich überkompensiert. Da an der Versuchsanlage die Technik zur Einstellung der entsprechenden Sauggastemperaturen bisher nicht installiert war, können für den Prozess mit innerem Wärmeübertrager noch keine Messwerte angegeben werden.

### 6.6 Vergleichende Bewertung

Der LGTT-Verdichter weist im Vergleich einen guten Liefergrad auf (Tabelle 6.1). Gegenüber den Literaturwerten fällt der Liefergrad über dem Druckverhältnis nur wenig ab.

Der isentrope Gütegrad ist zu gering. Das ist zum einen dem zu geringen Motorwirkungsgrad in den relevanten Lastpunkten geschuldet (siehe 6.3). Zum anderen ist der Stufenwirkungsgrad der 2.Stufe noch zu gering und muss verbessert werden. Allein mit einem optimal auf den tatsächlichen Lastbereich abgestimmten Motor würde der hier entwickelte Verdichter sofort deutlich über dem Gütegradniveau der anderen einstufigen elektrisch angetriebenen Hubkolben-Verdichter und etwas unter dem des zweistufigen Rollkolbenverdichters liegen. Beim Vergleich der Kennzahlen ist zu berücksichtigen, dass einige Verluste in einem Verdichter sich nicht proportional zum Hubvolumen bzw. zur Leistung verhalten. Es ist daher viel schwieriger, bei einem Verdichter mit kleinerer Leistung (Hubvolumen) die gleiche Effizienz zu realisieren. Weiterhin beziehen sich die Ergebnisse des halbhermetischen und der mechanisch angetriebenen Verdichter auf eine im Vergleich zum Arbeitsbereich niedrige Drehzahl. Beim Schwenkringverdichter war die Hubverstellung außer Kraft gesetzt.

**Tabelle 6.1:** Vergleich mit anderen Entwicklungen von CO<sub>2</sub>-Verdichtern ([Förs03]; [Huba02]; [Süß05])

	Rollkolben, 2stufig ohne ZK (Sanyo)	Hubkolben, 1stufig (Danfoss)	Hubkolben, 1stufig (Dorin)	Hubkolben, 1stufig (Bock)	Schwenkring, 1stufig (Obrist)	SWING <sup>®</sup> , 2stufig mit ZK (LGTT)
Einsatzzweck	stationär		mobil			
Antrieb	elektrisch Hermetik		elektrisch Halbhermetik	mechanisch offen		elektrisch Hermetik
V <sub>Hub</sub> [cm <sup>3</sup> ]	3,33	2,5	41,8	110	42,5	4
λ (π=3) [-]	0,84	0,72	0,74	0,75	0,78	0,77
η <sub>is</sub> (π=3) [-]	0,7 <sup>1)</sup>	0,55 <sup>1)</sup>	0,55 <sup>1)</sup>	0,77 <sup>2)</sup>	0,74 <sup>2)</sup>	0,40 <sup>1)3)</sup> / 0,43 <sup>1)4)</sup>
mit optimiertem Motor (η <sub>Motor</sub> = 0,8), ohne weitere Verbesserungen:						0,61 <sup>1)3)</sup> / 0,66 <sup>1)4)</sup>

<sup>1)</sup> bezogen auf die elektrische Aufnahmeleistung

<sup>2)</sup> bezogen auf die mechanische Wellenleistung

<sup>3)</sup> Zwischenkühlung auf ca. 40°C

<sup>4)</sup> Zwischenkühlung auf ca. 25°C



## 7 Abweichungen vom Arbeitsplan

Im Projektverlauf traten schwerwiegende Probleme mit der Lebensdauer von wichtigen Komponenten auf (siehe 5.3). Insbesondere durch das Versagen des Kolbenrings (PTFE-Compound) war die technische Basis der Entwicklung zeitweise gefährdet. Diese Erkenntnis erforderte eine Neuausrichtung der Aktivitäten auf die Sicherung der Lebensdauer des Verdichters. Infolge dessen stand für einige Arbeitspakete keine Kapazität zur Verfügung, die Bearbeitung anderer war bis zum Nachweis der Lebensdauer nicht sinnvoll. Im einzelnen betraf das:

- **AP 1.2:** Anwendungsgerechte Optimierung von Anlagenschaltungen
- **AP 2.3:** Konstruktive Zusammenführung von Komponenten zu Baugruppen
- **AP 3.2:** Leistungskennfeld einstufiger Prozess

Da im Verlauf des Projekts offensichtlich wurde, dass der Kolbenring aus einem wie auch immer gestaltetem PTFE-Compound den durch die hohen Kräfte und die große thermische Belastung im Falle einer einstufigen Verdichtung von CO<sub>2</sub> auftretenden Belastungen nicht gewachsen ist, war eine weitere Verfolgung der einstufigen Verdichtung nicht sinnvoll.

- **AP 4.1:** Energetische Optimierung des Motors  
Infolge der aufgetretenen Lebensdauerprobleme wurde keine Neuentwicklung des Gehäuses betrieben. Die vorhandenen Gehäuse boten keine Möglichkeit, Änderungen am Motor zu realisieren.
- **AP 7:** Funktions-, Leistungs- und Zuverlässigkeitstests in einer realen PKW-Klimaanlage  
Durch die Rückschläge beim Nachweis der geforderten Lebensdauer und die in diesem Zusammenhang beendete Zusammenarbeit mit dem Unternehmen Visteon war keine Erprobung des Verdichters in einer realen PKW-Klimaanlage möglich. Diese Tests werden aber zu gegebener Zeit mit einem neuen Partner aus dem Bereich Automobilzulieferindustrie durchgeführt. Dazu laufen derzeit konkrete Verhandlungen.
- **AP 8:** Fahrstandsklimagerät mit CO<sub>2</sub> als Kältemittel  
Eine praktische Umsetzung des Fahrstandsklimageräts war aus oben beschriebenen Gründen nicht möglich. Das theoretische Konzept liegt dem Bericht als Anlage bei.

## 8 Fazit und Ausblick

Im Rahmen des Projektes wurde die Lebensdauer des Verdichters bzw. seiner Komponenten entscheidend verbessert. Derzeit werden die zur Absicherung der für eine Marktreife vorausgesetzten Lebensdauer erforderlichen Anpassungen umgesetzt.

Das Prinzip der Sprayschmierung wurde an der Versuchsanlage erfolgreich getestet. Damit ist die Machbarkeit eines Verdichters ohne Ölsumpf mit sehr geringer Ölmenge und geringem Ölverbrauch praktisch nachgewiesen.

Das Kolben-Zylinder-System zeichnet sich durch eine extrem gute Dichtheit aus. Dadurch konnten relativ hohe Liefergrade im Bereich von 0,75...0,8 erzielt werden.

Sowohl das Kolben-Zylinder-System als auch das gesamte Triebwerk weisen geringe Reibleistungen auf. Die geringen mechanischen Verluste und der geringe Strömungswiderstand der optimierten Ventile sind die Grundlage für hohe isentrope Gütegrade der beiden Verdichterstufen. In der 1. Stufe wurden mit Werten um 0,8 bereits sehr hohe Gütegrade nachgewiesen. In der 2. Stufe wird der Gütegrad noch zu stark durch Aufheizung des Sauggases in der Saugkammer gemindert. Der Einsatz eines Motors mit einem akzeptablen Wirkungsgrad von mindestens 80 % wird das Problem entscheidend verringern, da dann signifikant niedrigere Gehäusetemperaturen zu erwarten sind. Der optimierte Motor ist auch der Schlüssel für die Anhebung des Gesamtgütegrads auf Werte  $>0,7$ .

Der Massestrom des Verdichters ist noch nicht applikationsgerecht. Das ist der Weiterverwendung des aus einer vorangegangenen Entwicklungsstufe stammenden Gehäuses geschuldet. Neben dem Massestrom ist die erzielbare Kälteleistung und damit auch die Leistungszahl des Prozesses insbesondere bei der Fahrzeugklimatisierung entscheidend von der Eintrittstemperatur des  $\text{CO}_2$  in das Drosselorgan beeinflusst. Die ermittelten Leistungskennfelder bestätigen diese Grundaussage. Anlagen mit einem inneren Wärmeübertrager haben für den vorliegenden Anwendungsfall das Potential zur Realisierung von Leistungszahlen von deutlich über 2 bei Maximallast. Beim vorgestellten Verdichter ist dafür analog zu den Aussagen zum isentropen Gütegrad ein Motor mit einem Wirkungsgrad im gesamten Arbeitsbereich von mindestens 80 % essentiell.

Folgende **weitere Arbeiten** sind auf dem Weg zu einem Serienprodukt erforderlich:

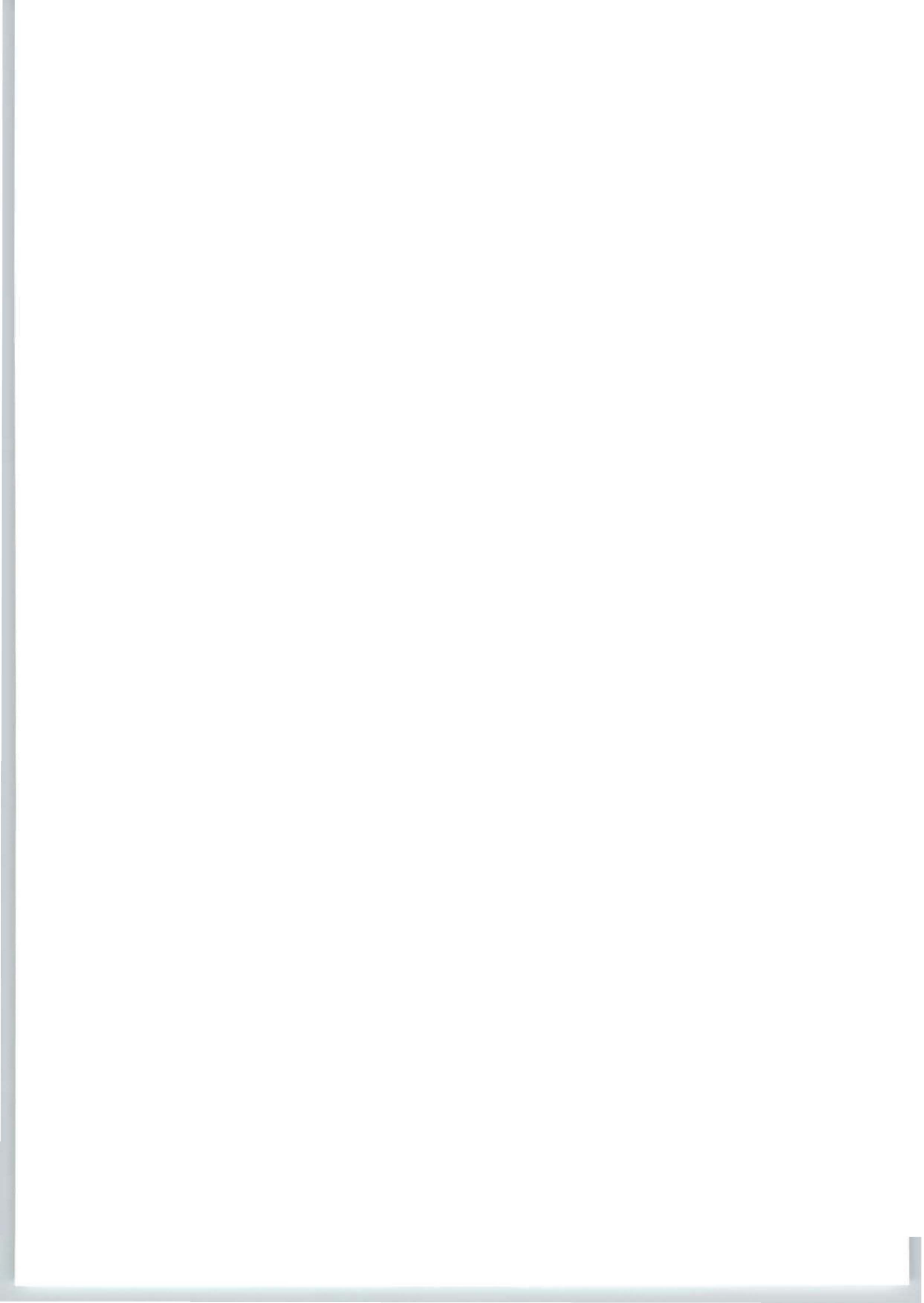
Zunächst ist der endgültige Nachweis der geforderten Lebensdauer zu erbringen. Weiterhin muss der Verdichter in Hinblick auf die anwendungsgerechte Förderleistung modifiziert werden. Hauptziel ist dabei ein Kompromiss aus geringer Kolbengeschwindigkeit (Lebensdauer PTFE-Compound sinkt mit höherer Geschwindigkeit), Effizienz der Verdichtung (Funktion vom Hub-Bohrungsverhältnis [Süß02]) sowie dem Motorkonzept (Wirkungsgrad, Lastbereich, Drehzahl, Kosten sowie Gewicht und Bauvolumen). Darüber hinaus ist die Funktion der Sprayschmierung in einer realen Klimaanlage auch unter Extrembedingungen nachzuweisen.

Um die Geschwindigkeit der Entwicklungsarbeiten den aktuellen Erfordernissen anzupassen, müssen die Testkapazitäten bei der LGTT ausgebaut werden.

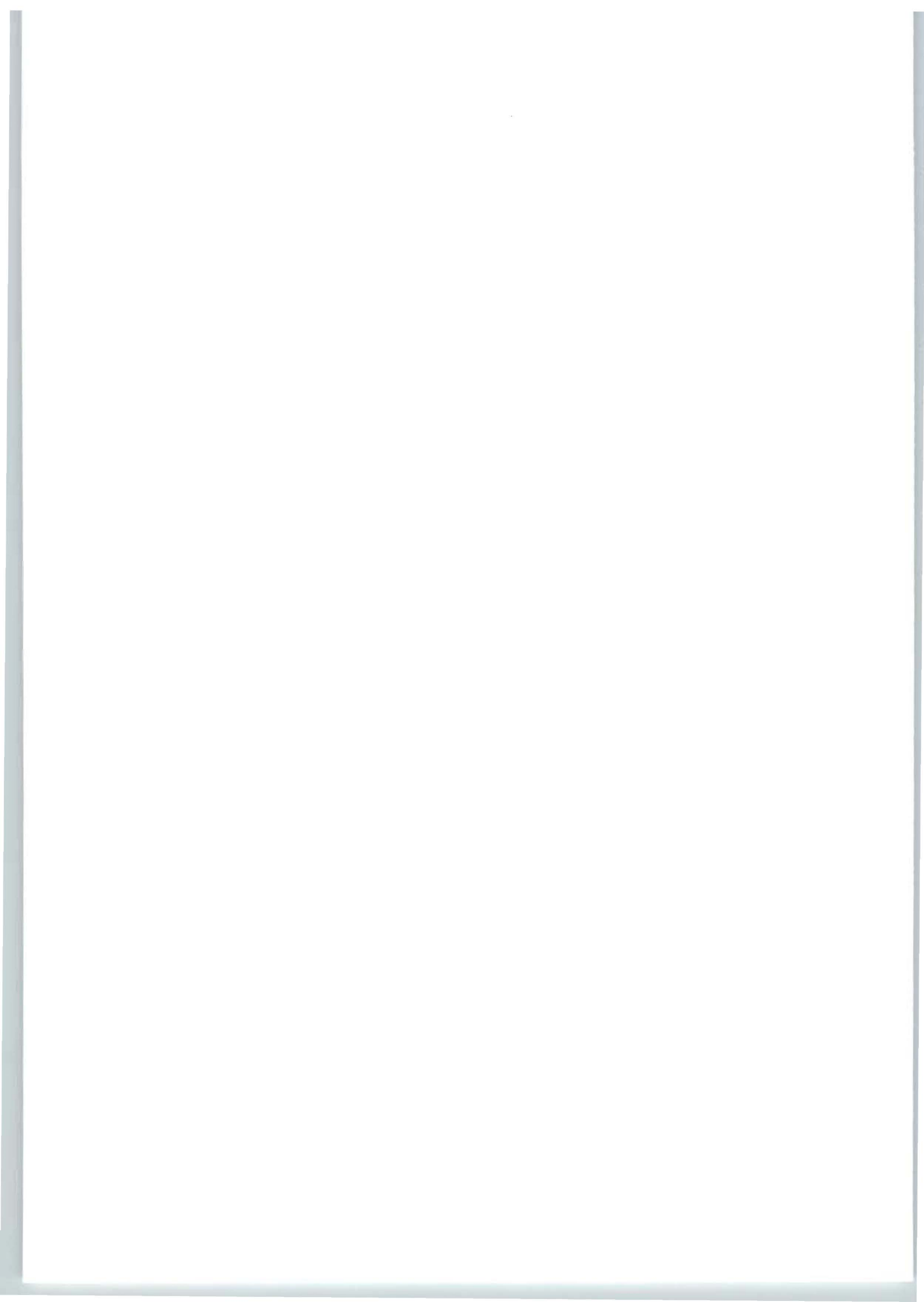
**Eine Veröffentlichung der Ergebnisse ist für die dkv-Tagung 2006 geplant.**

## Literaturverzeichnis

- [Bend83] Bendler, H. et.al.: Technisches Handbuch Verdichter, Verlag Technik Berlin, 3. Aufl. 1983, S.90
- [Fahl02] Fahl, J.: Entwicklung und Erprobung von Schmierölen für Kälte- und Klimasysteme mit CO<sub>2</sub> als Arbeitstoff; Dissertation Ruhr-Universität Bochum, 2002
- [Förs03] Försterling, S.: Vergleichende Untersuchung von CO<sub>2</sub>-Verdichtern in Hinblick auf den Einsatz in mobilen Anwendungen; Dissertation Technische Universität Braunschweig, 2003
- [Hehn04] Hehn, W.: Die F-Gase-Verordnung, Vortrag, dkv-Tagung Bremen, 18./19.11.2004
- [Heid03] Heide, R.: Kältemaschinenöle für den Einsatz in CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen; Fachbericht ILK-B-4/02-2095; ILK Dresden gGmbH, Mai 2003
- [Huba02] Hubacher, B.; Groll, E.A.: Measurement of performance of carbon dioxide compressors, final report, Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA, distribution A, Dezember 2002
- [Kim04] Kim, M.H.; Pettersen, J.; Bullard, C.W.: Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compression systems; Progress in Energy and Combustion Science 30 (2004), S.119-174; erhältlich unter [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com)
- [Kuij04] Clodic, D.; Kuijpers, L.; Palandre, L.: HCFC and HFC Emissions from Refrigeration Systems for the Period 2004-2015, Vortrag, dkv-Tagung Bremen, 18./19.11.2004
- [Lore90] Lorentzen, G.: Internationale Patentveröffentlichung des PCT, Internatopnal Publication Nr. WO 90/07683
- [Preu95] Preußner, S.: Konzeption und Entwurf eines Wärmepumpenversuchsstandes, Diplomarbeit Nr. 385, TU Dresden, Lehrstuhl für Kälte- und Kryotechnik, September 1995
- [Preu03] Preußner, S.: Anwendungsgerechte Gestaltung von Wärmepumpen-Kreisprozessen und -anlagen, Dissertation TU Dresden, Der Andere Verlag, 2003
- [Süß02] <http://de.refrignet.danfoss.com/Support/Articles/ViewArticle.asp?AppID=&ID=2363&Chapter=7>
- [Süß05] Süß, J.: Kleine Verdichter für CO<sub>2</sub>-Anwendungen; KI Luft- und Kältetechnik 3/2005, S.82-85
- [vdin05] Interview mit Prof. Stan, VDI nachrichten, Nr. 20, 20.05.2005



## Anlagen



**Institut für Luft und Kältetechnik gGmbH**

**Entwicklung eines Fahrstandsklimageräts für Straßenbahnen mit CO<sub>2</sub> als Kältemittel**

## 1. Definierung Einsatzbedingungen Fahrerstandsgerät

Vorteilhaft für den CO<sub>2</sub>-Einsatz in Fahrerstandsgeräten ist der abzudeckende relativ niedrige Leistungsbereich mit 3,5 kW bis 8,0 kW, weil Komponenten, Armaturen und Rohrleitungen für die hohen Drücke am ehesten verfügbar sind. Es wurden für Fahrerstandsgeräte übliche Leistungsparameter und Einsatzbedingungen analysiert. Auf der Grundlage dieser Daten, die aus Firmenrecherchen gewonnen wurden, wird die Leistung des Versuchsmusters festgelegt.

Es ergeben sich Leistungen von ca. 3,5...8,0 kW für 1 bis 2 Personen. Als Auslegungsbedingungen gelten Umgebungstemperaturen von  $t_U=35^\circ\text{C}$  bzw.  $36^\circ\text{C}$  sowie eine Innenraumtemperatur gemäß UIC-Kodex 553 von  $t_i= 22^\circ\text{C}+0,25(t_U- 19^\circ\text{C})$  mit  $22^\circ\text{C}\leq t_i \leq 27^\circ\text{C}$ . Danach erhält man als Betriebsbedingungen für CO<sub>2</sub>-Fahrerstandsgeräte einen Verdampfungsdruck  $p_0= 30...50$  bar und einen Hochdruck von  $p_H= 100...120$  bar.

Die allgemeinen Leistungsangaben wurden durch Herstellerangaben der Fa. Hagenuk Faiveley und der Fa. BEHR Industrietechnik spezifiziert.

Nach Angabe der Fa. Hagenuk Faiveley werden Geräte in einem Leistungsbereich zwischen 3,5 kW und 7 kW Kälteleistung gefertigt (mitteleuropäische Klimabedingungen,  $t_U= 35^\circ\text{C}$ ). Typische Leistungsgrößen sind 3,5 kW, 4,5 kW und 6,0 kW, wobei die Geräte mit 6,0 kW Kälteleistung am häufigsten verkauft werden. Die Leistungsangaben von ausgewählten Fahrerstandsklimageräten der Fa. BEHR Industrietechnik sind praktisch identisch mit den Werten von Hagenuk Faiveley.

### - Einsatzbedingungen Fahrerstandsgeräte:

Kälteleistung	kW	von 3,5 bis 8,0
Umgebungstemperatur ( $t_U$ )	°C	max. 36
Innenraumtemperatur ( $t_i$ ) *	°C	von 22 bis 27

\* nach UIC-Formel:  $t_i = 22^\circ\text{C} + 0,25 (t_U - 19^\circ\text{C})$

### - Anforderung an den CO<sub>2</sub>-Verdichter:

Verdampfungstemperatur	°C	von -5 bis 15
Saugdruck	bar	von 30 bis 50
max. Hochdruck	bar	120 bar
max. Stillstandsdruck	bar	90
Fördervolumen	m <sup>3</sup> /h	von 1,5 bis 5,0

Leistungsregelung und zweistufige Verdichtung ist gewünscht.



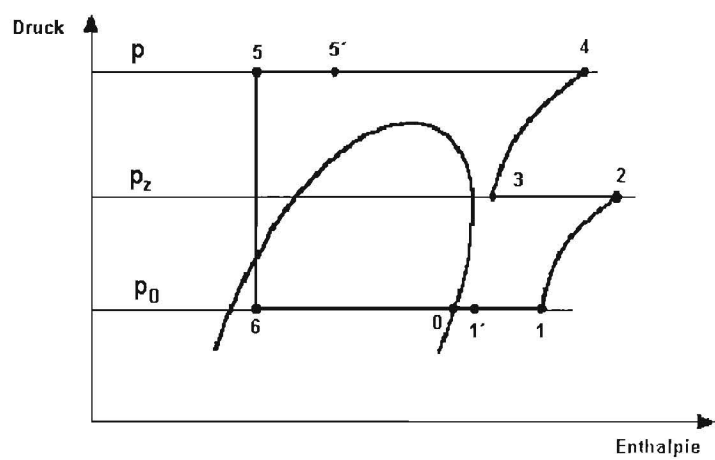
## **2. Konzeption Fahrerstandsgerät**

CO<sub>2</sub>- Kälteanlagen haben Einsatzchance, wenn die energetische Effizienz vergleichbarer Anlagen und Geräte mit herkömmlichen Kältemitteln erreicht wird. Deshalb sind Komponenten und konstruktive Lösungen zu wählen, die unter CO<sub>2</sub>-Bedingungen maximale Kälteleistungszahlen realisieren. Die meisten Einsatzfälle in denen CO<sub>2</sub> alternativ zu den herkömmlichen Kaltdampf-Kälteanlagen eingesetzt werden kann, erfordern eine überkritische Prozessführung. Hier sind Leistungszahlen wie in FKW- Kaltdampfkälteanlagen nur mit CO<sub>2</sub>- angepassten Prozessführungen, Anlagengestaltungen und Verdichterkonstruktionen erreichbar. Entsprechend der Zielstellung des Projektes konnten mit den durchgeführten Untersuchungen eine günstige Prozessgestaltung mit Anlagenkonzept erarbeitet werden, die den CO<sub>2</sub>- Einsatz in Fahrerstandsgeräten vorteilhaft möglich machen.

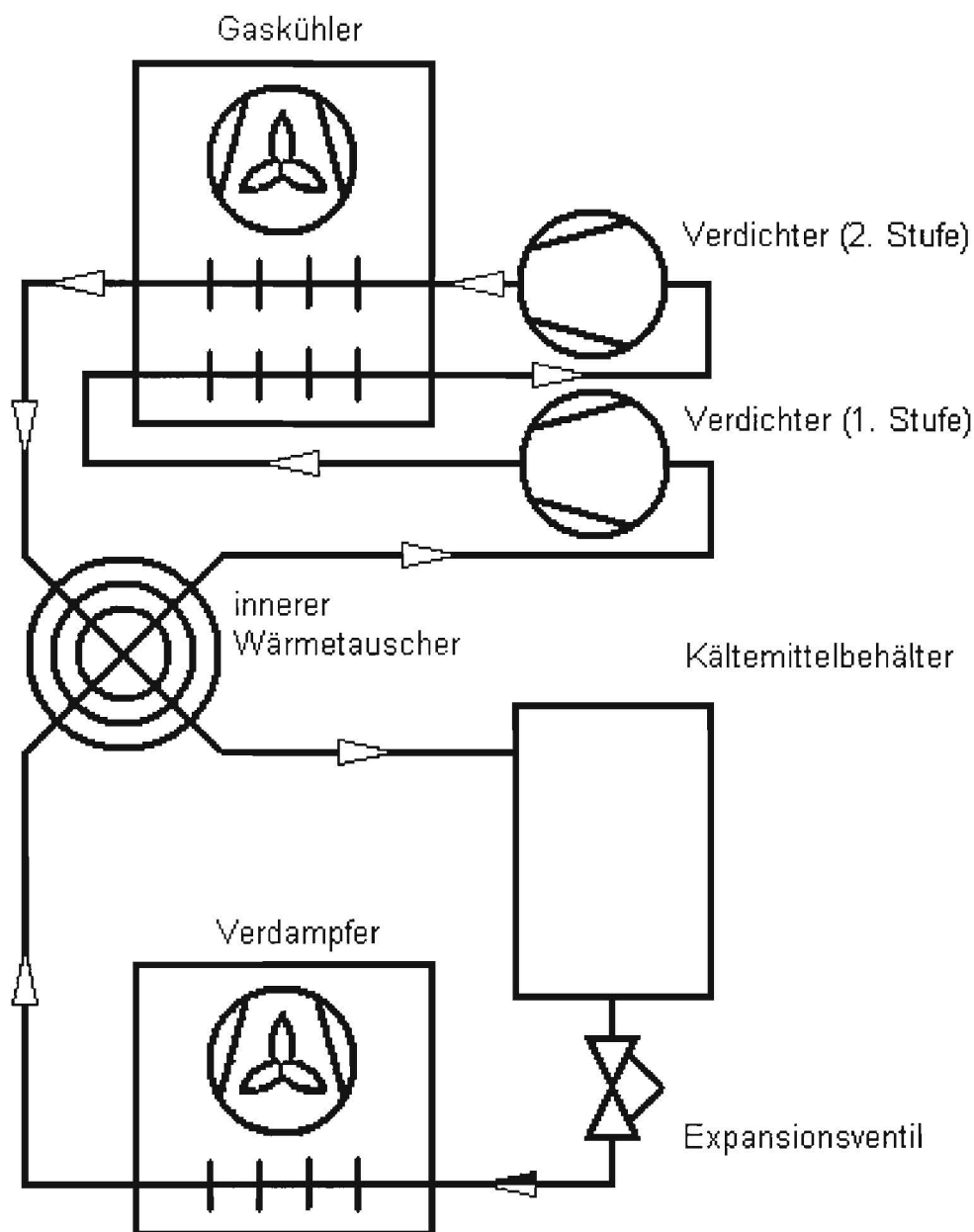
Verfahrenstechnische Untersuchungen mit den Einsatzbedingungen der Fahrerstandsgeräte haben ergeben, dass bei überkritischem Prozess eine zweistufige Verdichtung des Kältemittels mit Zwischenkühlung die besten Leistungsparameter und die weitesten Einsatzgrenzen ermöglichen. Daraus abgeleitet wurde die Entwicklungsrichtung für die konzeptionelle Gestaltung festgelegt. Unter Berücksichtigung der Betriebsbedingungen im Einsatzgebiet und Beachtung technologischer und aufwandsrelevanter Optimierungskriterien ist eine Lösung erarbeitet worden, die mit zweistufiger Prozessführung und einem zweistufigen CO<sub>2</sub>- Verbundverdichter Leistungszahlen und Einsatzgrenzen wie am Markt befindliche Geräte erreichen kann. Die CO<sub>2</sub> typischen Besonderheiten im überkritischen Betrieb wie sehr hohe Betriebsdrücke, extreme Triebwerkbelastungen für den Verdichter und hohe thermische Beanspruchungen sind in einem zweistufigen CO<sub>2</sub>-Kreislauf am besten mit vertretbarem Aufwand beherrschbar.

Die vorliegenden Untersuchungsergebnisse weisen aus, dass mit der konzipierten Lösung eines zweistufigen CO<sub>2</sub>-Kreislaufes mit Zwischenkühlung die überkritische Prozessführung unter mitteleuropäischen Kühlbedingungen in Fahrerstandsgeräten optimal realisierbar ist. Mit den Ergebnissen liegt ein Konzept für neuartige CO<sub>2</sub>- Fahrerstandsgeräte vor, das als Grundlage für Serienentwicklungen dienen kann. Damit ist ein Beitrag zur Bereitstellung von umweltfreundliche Kältemaschinen mit natürlichem Kältemittel gegeben.

- log-ph-Diagramm:



- Schaltschema CO<sub>2</sub>-Fahrerstandsgerät:



In der ersten Stufe des Verdichters wird das Kältemittel bis auf Mitteldruck verdichtet. Dann in einem Zwischenkühler abgekühlt und in der zweiten Stufe des Verdichters bis auf Hochdruck verdichtet. Nach dem Verdichter strömt das Kältemittel durch den Gaskühler kühlt sich ab und gelangt durch den inneren Wärmetauscher in den Kältemittelsammler. Danach wird es in einem elektronischen Expansionsventil auf Verdampfungsdruck entspannt. Der Verdichter saugt das Kältemittel über den inneren Wärmetauscher wieder ab. Zwischenkühler und Gaskühler sollten als ein Apparat ausgeführt werden.

- **Auslegungsparameter:**

<b>Verdichter</b>	<b>Prototyp</b>
Verdampfungstemperatur $t_0$ [°C]	5
Überhitzungstemperatur $t_1$ [°C]	15
Sauggastemperatur (1. Stufe) $t_1$ [°C]	35
Verdichtungsendtemperatur (1.Stufe) $t_2$ [°C]	68
Sauggastemperatur (2. Stufe) $t_3$ [°C]	50
Verdichtungsendtemperatur (2.Stufe) $t_4$ [°C]	95
Gaskühleraustrittstemperatur $t_5$ [°C]	40
Temperatur vor Expansionsventil $t_5$ [°C]	37
Saugdruck $p_0$ [bar]	40
Mitteldruck $p_z$ [bar]	57
Hochdruck $p$ [bar]	90
Kälteleistung $Q_0$ [kW]	4,5

- **Liste der Hauptbauteile (Versuchsmuster):**

<b>Pos.</b>	<b>Benennung</b>
Verdichter:	zweistufiger CO <sub>2</sub> - Prototypverdichter
Gaskühler:	luftbeaufschlagter Lamellenwärmeübertrager, (Sonderanfertigung Behr Industrietechnik Mylau)
Zwischenkühler:	luftbeaufschlagter Wärmeübertrager, (Eigenbau ILK)
Verdampfer:	luftbeaufschlagter Lamellenwärmeübertrager, (Sonderanfertigung Behr Industrietechnik Mylau)
EEV:	Elektronisches Expansionsventil, (Egelhof)
IWT:	Innerer Wärmetauscher, (RAAL)
Sammler:	CO <sub>2</sub> - Sammler