



7. LuK Kolloquium

11./12. April 2002



Herausgeber: LuK GmbH & Co.
Industriestrasse 3 • D -77815 Bühl/Baden
Telefon +49 (0) 7223 / 941 - 0 • Telefax +49 (0) 7223 / 2 69 50
Internet: www.LuK.de

Redaktion: Ralf Stopp, Christa Siefert

Layout: Vera Westermann

Druck: Konkordia GmbH, Bühl
Das Medienunternehmen

Printed in Germany

**Nachdruck, auch auszugsweise, ohne
Genehmigung des Herausgebers untersagt.**

Vorwort

Innovationen bestimmen unsere Zukunft. Experten sagen voraus, dass sich in den Bereichen Antrieb, Elektronik und Sicherheit von Fahrzeugen in den nächsten 15 Jahren mehr verändern wird als in den 50 Jahren zuvor. Diese Innovationsdynamik stellt Hersteller und Zulieferer vor immer neue Herausforderungen und wird unsere mobile Welt entscheidend verändern.

LuK stellt sich diesen Herausforderungen. Mit einer Vielzahl von Visionen und Entwicklungsleistungen stellen unsere Ingenieure einmal mehr ihre Innovationskraft unter Beweis.

Der vorliegende Band fasst die Vorträge des 7. LuK Kolloquiums zusammen und stellt unsere Sicht der technischen Entwicklungen dar.

Wir freuen uns auf einen interessanten Dialog mit Ihnen.



Bühl, im April 2002

A handwritten signature in black ink that reads "Helmut Beier". The signature is written in a cursive, slightly slanted style.

Helmut Beier

Vorsitzender
der Geschäftsführung LuK Gruppe

Inhalt

1	ZMS – nichts Neues?	5
2	Der Drehmomentwandler	15
3	Kupplungsausrückssysteme	27
4	Der Interne Kurbelwellendämpfer (ICD)	41
5	Neueste Ergebnisse der CVT-Entwicklung	51
6	Wirkungsgradoptimiertes CVT-Anpresssystem	61
7	Das 500 Nm CVT	75
8	Das Kurbel-CVT	89
9	Bedarfsorientiert ansteuerbare Pumpen	99
10	Die temperaturgeregelte Schmierölpumpe spart Sprit	113
11	Der CO2 Kompressor	123
12	Komponenten und Module für Getriebebeschaltungen	135
13	Die XSG Familie	145
14	Neue Chancen für die Kupplung?	161
15	Elektromechanische Aktorik	173
16	Denken in Systemen – Software von LuK	185
17	Das Parallel-Schalt-Getriebe PSG	199
18	Kleiner Startergenerator – große Wirkung	213
19	Codegenerierung contra Manufaktur	227

Der CO₂ Kompressor

Neue Technologie für kühle Köpfe und warme Füße

Willi Parsch
Bernd Brunsch

Einleitung

Klimaanlagen in Kraftfahrzeugen tragen maßgeblich zum Komfortgefühl und zur passiven Sicherheit bei. Untersuchungen zeigen, dass bei Raumtemperaturen oberhalb 25 °C die Konzentrationsfähigkeit deutlich vermindert ist.

Ähnlich wie bei der Servolenkung wird die Klimaanlage in den nächsten Jahren ihren Siegeszug bis in die Kompaktklasse fortsetzen. Es sind Ausrüstungsgrade von >90% zu erwarten.

Dieser Vorteil wird teuer erkaufte, da bereits bei Außentemperaturen um 27 °C der Verbrauch um bis zu 20% ansteigt. Dies führt zu Unzufriedenheit beim Endkunden, da sich der Verbrauch deutlich von den in Fahrzyklen ermittelten Werten unterscheidet [1].

Zusätzlich zu diesem erhöhten CO₂ Ausstoß durch Mehrverbrauch spielt auch die Schädigung durch den Treibhauseffekt der heutigen Kältemittel eine Rolle. Bereits seit 1994 wird nach umweltfreundlichen Alternativen gesucht.

Dabei wurde ein Kältemittel für die Verwendung in Kfz - Klimaanlage wieder entdeckt, dass zu den ältesten Kältemitteln überhaupt zählt CO₂ [2].

Warum CO₂?

Zur Klimatisierung in Kfz - Klimaanlage kommen derzeit nur nichtbrennbare Kältemittel zum Einsatz, da sonst bereits geringe Mengen im Fahrzeuginnenraum zu potentieller Explosionsgefahr führen.

Nachdem R12 wegen seines hohen Treibhauspotenzials seit mehr als 10 Jahren verboten ist, gibt es jetzt erste Ansätze auch R134a zu verbieten. So überlegen die Regierungen von Österreich und Dänemark die Verwendung ab 2004 zu verbieten, bzw. durch erhöhte Steuerlast einen Anreiz zur Substitution durch andere Kältemittel zu geben.

Wie berechtigt solche Überlegungen sind, zeigt ein Vergleich dieser drei Kältemittel in Bezug auf ihr Treibhauspotenzial (global warming potenzial = GWP) und den systembedingten Mehrverbrauch des Kraftfahrzeugs.

Durch den Wechsel des Kältemittels von R12 auf R134a konnte der äquivalente CO₂ Ausstoß pro Fahrzeug auf etwa ein Drittel gesenkt werden. Hierbei werden sowohl der Mehrverbrauch, als auch die Schädigung durch Leckage in der Klimaanlage berücksichtigt. Eine weitere Reduktion auf weniger als die Hälfte ist durch den Wechsel auf CO₂ (R744) möglich.

Name	HCFC (R12)	HFC (R134a)	CO ₂ (R744)
Ozonschädigung	ja	ja	keine, da natürliches Gas
Treibhauspotenzial	GWP = 8100	GWP = 1300	GWP = 1
CO ₂ Ausstoß durch Betrieb	2600 kg / PKW	2600 kg / PKW	1800 kg / PKW
CO ₂ GWP-Äquivalent über Lebensdauer	8100 kg / PKW	1300 kg / PKW	0,5 kg / PKW
Summe	10700 kg / PKW	3900 kg / PKW	1800,5 kg / PKW



1990 durch Verbot 2005 wegen technischer Vorteile

Bild 1: Umweltverträglichkeit der Kältemittel

Im Laufe der Zeit wurden, neben diesen Umweltgesichtspunkten, folgende technische Vorteile des neuen Kältemittels immer wichtiger:

- im Jahresmittel deutlich reduzierter Kraftstoffverbrauch
- bessere Kühlleistung
- Einsatz als Zusatzheizung durch Wärmepumpe

Systemaufbau

Anlagenschema und Besonderheiten von CO₂

Der wesentlichste Unterschied zu einer herkömmlichen Klimaanlage für R134a ist der zusätzliche innere Wärmetauscher.

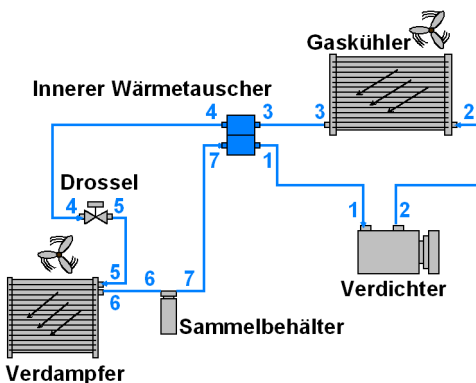


Bild 2: Schematische Darstellung Kältemittelkreislauf CO₂

Dieser Wärmetauscher ist notwendig [3], [4], da CO₂-Kälteanlagen oberhalb von 31 °C mit überkritischer Wärmeabgabe arbeiten, wie das Druck / Enthalpie - Diagramm in Bild 3 zeigt.

Die folgenden Überlegungen betrachten nur den überkritischen Fall, da dies den häufigeren Betriebszustand darstellt. Nach der Verdichtung 1 - 2 auf einen überkritischen Druck wird das Gas im Gaskühler, der die Stelle des Kondensators einnimmt, abgekühlt 2 - 3. Eine Kondensation findet im überkritischen Bereich

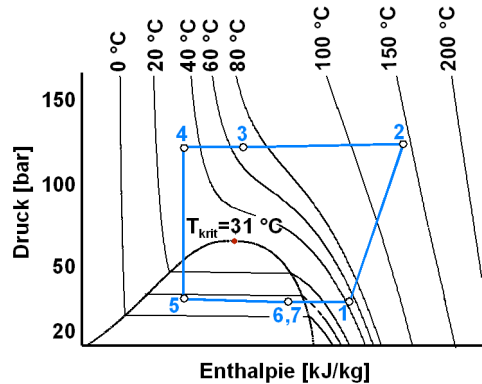


Bild 3: p-h-Diagramm des Kältekreislaufs

nicht statt. Im nachgeschalteten inneren Wärmetauscher erfolgt eine weitere Abkühlung 3 - 4, immer noch ohne Kondensation. Die isenthalpe Expansion 4 - 5 im Drosselorgan führt unterhalb der Siedelinie ins Nassdampfgebiet. Hier wird der Sattdampfanteil abgeschieden und die flüssige Phase unter Wärmeaufnahme im Verdampfer weitestgehend verdampft 5 - 6, wodurch die eigentliche Kühlwirkung eintritt. Im Punkt 6 liegt Nassdampf mit einem sehr hohen Sättigungsanteil vor. Nachdem der Nassdampf den als Volumen ausgleich dienenden Vorratsbehälter 7 durchströmt hat, nimmt er im inneren Wärmetauscher Wärme auf 7 - 1, überhitzt und erreicht damit wieder den Ausgangspunkt 1.

Der innere Wärmetauscher ist notwendig, da üblicherweise bei CO₂ keine Überhitzungsregelung stattfindet und das Kältemittel im Verdampfer nur unvollständig verdampft wird, bzw. die Wärmeübertragung auf der Hochdruckseite durch fehlende Kondensation erschwert wird.

Auffällig ist auch der hohe Druck, mit dem das System arbeitet. Vorteil ist, dass durch die höhere Dichte von CO₂ ein geringerer Volumenstrom notwendig ist, um eine gewünschte Kälteleistung zu erbringen.

Dieser Vorteil kann neben der Steigerung der Kälteleistung auch zur Verkleinerung der Aggregate oder zur Senkung der Leitungsverluste genutzt werden.

So konnte gezeigt werden, dass in bestimmten Betriebszyklen mit Minderverbräuchen von 25% [5] gerechnet werden kann.

Im Gegensatz zu heutigen Anlagen ist auch ein Betrieb als Wärmepumpe technisch sinnvoll. Siehe hierzu die Ausführungen im Kapitel *Wärmepumpe*.

Auf Grund von konstruktiven Änderungen ist der Verdichter trotz des hohen Druckes leichter und kleiner als ein heutiger R134a Kompressor.

Allerdings wirkt sich das hohe Druckniveau auf die geforderte Festigkeit aller Bauteile der Klimaanlage aus [6], [7].

Ein weiterer gravierender Unterschied zu bestehenden Anlagen sind die physikalisch - chemischen Eigenschaften von CO₂. Durch die sehr geringe Molekülgröße diffundiert es sehr leicht durch die meisten der heute verwendeten Dichtungsmaterialien.

Ferner hat es einen nicht unerheblichen Einfluss auf das Verhalten des verwendeten Schmierstoffs und damit auf die Lebensdauer des Verdichters.

Anforderungen an den Kältemittelverdichter

Die genannten Systemeigenschaften von CO₂ als Kältemittel im Kälte- und Heizkreislauf erfordern vollkommen neu konzipierte Verdichter.

Seitens LuK wurde die Entwicklung von Anfang an auf die spezifischen Belange von CO₂ ausgerichtet.

Zunächst wurden Serienverdichter für R134a auf CO₂ umkonstruiert. Nachdem akzeptable Laufzeiten erreicht wurden, konnte systematisch mit der Optimierung der gesamten CO₂ Klimaanlage begonnen werden.

Die wesentlichen Anforderungen an einen solchen Verdichter sind:

- Maximaldrücke von 135 bar auf der Hochdruckseite

- Sehr hohe Saugdrücke von etwa 40 bar, die stark veränderlich sind
- CO₂ hat einen erheblichen Einfluss auf die Eigenschaften der eingesetzten Schmiermittel
- Entwicklung spezieller Dichtelemente für CO₂

Neben den Systemeigenschaften ergeben sich noch fahrzeugtypische Anforderungen, die ebenfalls berücksichtigt werden müssen:

- Kompakter Bauraum
- Geringes Gewicht
- Niedriger Luft- und Körperschall
- Bestmöglicher Wirkungsgrad
- Geringe Herstellkosten

Da sich in Fahrzeug - Anwendungen zunehmend der kupplungslose Verdichter durchsetzt, ist zusätzlich die notwendige Schleppleistung als Kriterium bei der Verdichterauslegung zu berücksichtigen.

Technische Beschreibung der Verdichter

Die heute für R134a üblichen Verdichterbauarten können theoretisch auch für die Anwendung mit CO₂ verwendet werden. Im Wesentlichen kommen Spiral-, Flügelzellen- und Axialkolbenverdichter zum Einsatz.

Spiral- und Flügelzellenverdichter haben den Nachteil, dass eine Hubraumregelung nicht praktikabel ist. Eine Regelung der Massenströme ist daher nur über zyklischen Betrieb oder ein Bypassventil möglich. Der zyklische Betrieb per Magnetkupplung führt zu Mehrkosten für Kupplung und Ansteuerung. Die Bypasslösung erzeugt, besonders bei niedrigen Kälteleistungen, hohe Energieverluste durch den Bypass.

Es ist üblich, das Verhältnis zwischen Antriebsleistung und Kälteleistung als „coefficient of performance“ (COP) anzugeben. Je höher der Wert ist, um so effektiver arbeitet der Verdichter (Bild 4).













Bauart	Flügelzellenverdichter	Spiralverdichter	Axialkolbenverdichter
Massenstromregelung	Bypass	Bypass	Hubverstellung über Schwenkmechanismus
Wirkungsgrad der Klimaanlage, Verdichter mit max. Massenstrom (COP)	 (2)	 (2)	 (2)
Wirkungsgrad der Klimaanlage, Verdichter mit abgeregeltem Massenstrom (COP)	 (1)	 (1)	 (1,8)
Geräusch			
Kosten			

Bild 4: Prinzipauswahl Verdichter

Hubraumgeregelte Axialkolbenmaschinen setzen sich aus den oben genannten Gründen derzeit bei R134a durch. Bei CO₂ - Anlagen wurde dieses Prinzip von Anfang an eingesetzt, da es den heutigen Stand der Technik darstellt.

Die Hubraumregelung dieser Verdichter erfolgt über eine Hubverstellung der Kolben, die

über einen winkelbeweglichen Schwenkring angetrieben werden.

Die Wirkstellung und damit die Fördermenge der Kolben wird durch den Schwenkwinkel α repräsentiert. Die Arbeitsleistung wird von der Welle, nach dem Prinzip der direkten Krafteinleitung, über den Bolzen auf die Kolben übertragen. Durch die Art der Anbindung der Kolben treten nur Axialkräfte auf, wodurch eine reibungsarme Verstellung des Schwenkrings möglich ist. Die Federkraft der Schiebehülse definiert die Stellung des Schwenkrings im Stillstand.

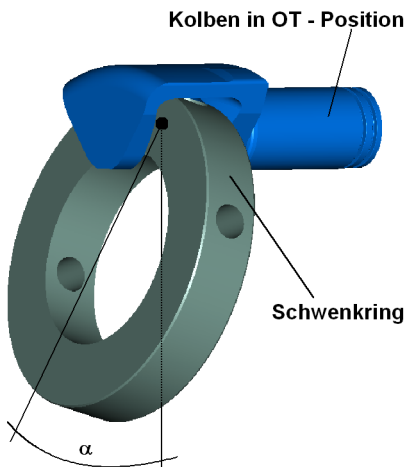


Bild 5: Aufbau Verdichter, Schwenkring

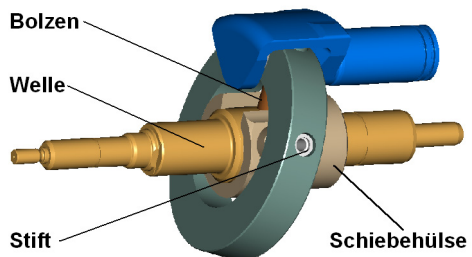


Bild 6: Aufbau Verdichter, Verstellung

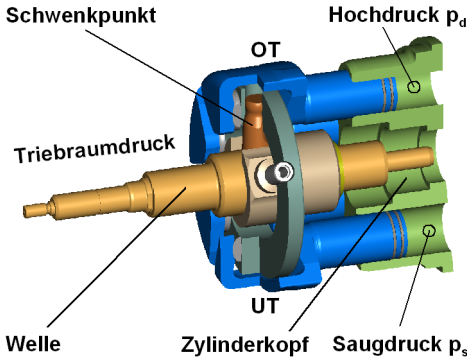


Bild 7: Aufbau Verdichter, Gesamtsystem

Die Einstellung des Schwenkwinkels erfolgt im Wesentlichen durch ein Kräftegleichgewicht der Gaskräfte am Kolben (Bild7).

Auf Grund der Geometrie hat der Hochdruck p_d keinen Einfluss, da er direkt auf den Schwenkpunkt wirkt. Für die Verstellung ist ein Gleichgewicht zwischen Saugdruck p_s , Triebraumdruck p_c und Federkraft F notwendig (Bild 8).

Als Steuergröße wird dabei der Triebraumdruck auf der Kolbenrückseite verwendet. Die Steuerung dieses Druckes erfolgt über definierte Be- und Entlüftung des Triebraumes mittels Ventilen (Bild 9, Regelventil 1 und 2).

Schwenkwinkel α bei $p_c > p_s$

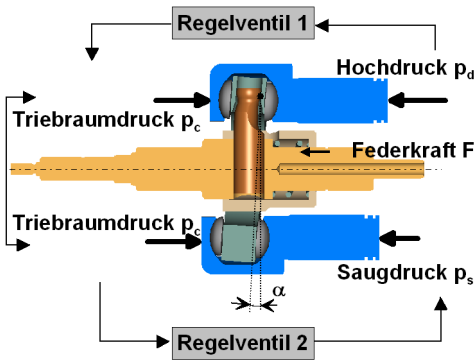


Bild 8: Verstellung des Hubraumes $p_c > p_s$

Auswahl des Schwenkmechanismus

Die Auswahl des für den CO₂-Betrieb optimalen Schwenkmechanismus war ein Schwerpunkt der Entwicklungsaktivitäten. Die pneumatischen Zusammenhänge des Antriebs beeinflussen maßgeblich das Gesamtverhalten des Kompressors (Bild10).

Als Beispiel sei hier der Zielkonflikt zwischen Übertragung der Antriebskräfte von der Welle auf die Kolben und der möglichst reibungsarmen Verstellung des Schwenkmechanismus genannt.

Schwenkwinkel α bei $p_c = p_s$

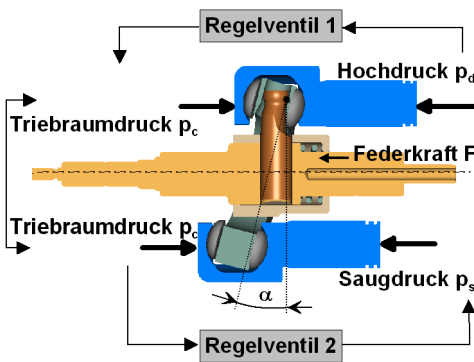


Bild 9: Verstellung des Hubraumes $p_c = p_s$

Ferner wurden die folgenden Ziele bei einer weiteren Optimierung des Verdichters berücksichtigt:

- Drehzahlunabhängige Kinematik der Verstellung, d. h. keine zu- oder aufschwenkenden Massenmomente über dem gesamten Drehzahlbereich ($M_{frei} = 0$)
- Möglichst konstante Totpunktlage (OT) der Kolben im Förderhub zur Vermeidung von Totraumverlusten über den gesamten Verstellbereich
- Kleinstmögliche Unwucht im gesamten Schwenkwinkelbereich

Schwenkmechanismus	Maximaldrehzahl	Regelbarkeit bei CO ₂	Geräusch
Taumelscheibe	☹️	☹️	☹️
Schwenkscheibe	😊	☹️	😊
Schwenkring	😊	😊	😊

Bild 10: Auswahl des Schwenkmechanismus

Die oben aufgeführten Randbedingungen haben zur Entwicklung des Schwenkrings geführt. Hier fällt der Punkt der Krafteinleitung der Kolbenkräfte mit dem Schwenkpunkt zusammen. Dadurch bleiben die OT-Positionen der Kolben über den gesamten Schwenkbereich konstant.

Bei anderen Schwenkmechanismen ist die Unwucht nur in einer einzigen Stellung ausgeglichen. In allen anderen Positionen und während der Schwenkbewegung selbst treten Massenmomente durch Unwucht auf (Bild11).

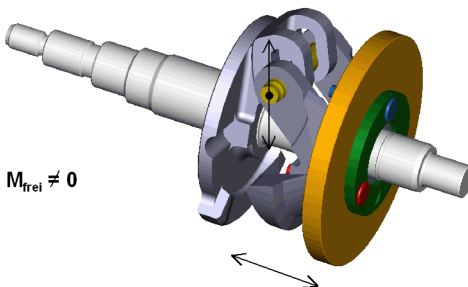


Bild 11: Verstellung Schwenkscheibe

Auf Grund der Geometrie des Schwenkringes ist die Unwucht über den gesamten Schwenkbereich nahezu vollständig kompensiert.

Da der Schwerpunkt des Schwenkrings über den gesamten Schwenkbereich auf der Mittelachse der Antriebswelle liegt, bleiben die Massenmomente kompensiert ($M_{\text{frei}} = 0$).

Dadurch wird eine Entkoppelung von Volumenstrom und Drehzahl erreicht. Das bedeutet, dass auch bei einer plötzlichen Beschleunigung keine Hubraumverstellung stattfindet.

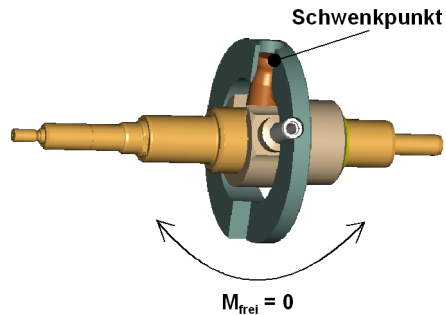


Bild 12: Verstellung Schwenkring

Auswahl des Gehäusekonzepts

Bei der Festlegung des Gehäusekonzepts und der verwendeten Materialien standen folgende Anforderungen im Vordergrund:

- Druckfestigkeit und Kriechbeständigkeit unter den für CO₂ typischen Betriebspunkten
- Gehäusetemperaturen von bis zu 180 °C bei gleichzeitig hohen Triebräumdrücken von 35 bar
- Dauerdrücke von 50 - 70 bar bei Stillstand der Anlage
- bei der Konstruktion der Gehäuse muss auf die besonderen Anforderungen an die Dichtelemente Rücksicht genommen werden
- Porositäten führen bei Gussteilen viel früher zu Undichtigkeiten als bei R134a.

Zu Beginn der CO₂-Entwicklung lagen noch wenig Erfahrungswerte bezüglich der tatsächlichen Einsatztemperaturen und eventuellen Überlasten vor. Auf Grund von Sicherheitsaspekten wurden bei den ersten Konzeptkompressoren Stahlgehäuse verwendet. Durch die Duktilität der verwendeten Stahlwerkstoffe konnte die Sicherheit gegen Bersten erheblich verbessert werden. Die Konzeptkompressoren liefern von Anfang an stabil.

Bei der Konzeptauswahl für einen serientauglichen Kältemittelverdichter wurde das Gehäusekonzept neu überdacht. Analog den heute verwendeten R134a Kältemittelverdichtern wurden ein geschmiedetes Stahlgehäuse und ein Aluminiumgehäuse aus Druckguss verglichen. Nach umfangreichen Analysen zur Funktionalität und den Herstellkosten fiel die Entscheidung für das Stahlgehäuse.

Stahlgehäuse haben Vorteile bezüglich Druckfestigkeit und Temperaturbeständigkeit. Sie haben gegenüber Gehäusen aus Aluminium aber auch zwei gravierende Nachteile: das höhere Gewicht und den erhöhten Zerspannungsaufwand durch ungenauere Roh-teilfertigung.

Durch eine sehr spezielle Ausführung der Stahlgehäuse konnten diese grundsätzlichen Nachteile in Vorteile umgewandelt werden. Die jetzt verwendeten Stahlgehäuse sind leichter als eine Aluminiumkonstruktion. Durch die Ausgestaltung als Gehäuserohr mit einfachster Geometrie kann das Stahlgehäuse bereits sehr ähnlich der Endkontur geformt werden.

Die Funktionalität wurde konsequent in den Bereich des Zylinderkopfs gelegt, so dass bei entstehenden Varianten das Gehäuse baugleich ausgeführt werden kann (Bilder 7 und 14).

Schmierung und Wellenabdichtung

Die Schmierung und die Wellenabdichtung stellen die größte Herausforderung an die Entwicklung neuer CO₂ - Kältemittelverdichter dar. Dies ist bedingt durch die hohe, stark veränderliche Löslichkeit der verwendeten Öle, die stark veränderliche Dichte von CO₂ und die hohen Betriebsdrücke.

Die hohe Löslichkeit hat zur Folge, dass auf der Hochdruckseite Schmieröl in Lösung geht. Das gelöste Öl wird vom Kältemittel durch die Klimaanlage transportiert. Auf Grund der starken Druckschwankungen zwischen Saug- und Hochdruckseite wird das Öl auf der Saugseite abgeschieden und kann nicht mehr zurück gefördert werden. Dadurch

kann es zum kompletten Ölverlust im Verdichter kommen.

Eine weitere potenzielle Gefahr für einen Ölverlust im Verdichter ist die Hubraumregelung über eine Be- und Entlüftung des Triebraums. Eine direkte Verbindung mit der Saugseite der Anlage stellt eine potenzielle Leckage vom Verdichtertriebräum zur Kälteanlage dar.

Gelöst wurde dieses Problem durch den Einsatz eines doppelten Ölabscheidersystems mit Drossel im Verdichter.

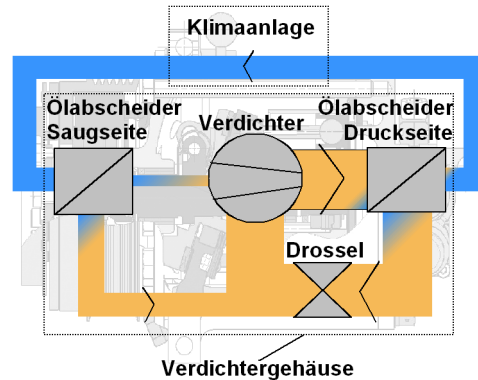


Bild 13: Doppeltes Ölabscheidersystem

Die Wellenabdichtung erfolgt über eine sogenannte Gleitringabdichtung, da die hohen Triebraumdrücke von bis zu 60 bar mit konventionellen Elastomerdichtungen nicht zu bewältigen sind.

Das Prinzip eines Gleitringes erscheint auf den ersten Blick sehr einfach, die exakte Auslegung solcher Dichtungen ist jedoch schwierig.

Das eigentliche Dichtelement ist eine Kreisringfläche zwischen dem statischen und dem wellenseitigen Teil. Diese Fläche hat sehr hohe Anforderungen an die Genauigkeit und die Oberflächengüte. Sie dichtet mittels eines mit Öl gefüllten Kapillarspaltes. Dieser Spalt wird definiert über die hydraulische Kompensation des Dichtelementes sowie der Dichtstegbreite. Ziel ist eine Dichtspalthöhe, die gerade noch trägt. Wird der Spalt höher, steigt der Öltransport durch den Spalt an - die Folge ist eine unzulässig große Grundleckage. Bei Unterschreiten der tragenden Spalthöhe

steigt die Reibung an bevor die Dichtflächen in Mischreibung laufen und ihre Oberfläche zerstört wird.

Bei CO₂-Kältemittelverdichtern kommt hinzu, dass die stark veränderlichen Saugdrücke maßgeblichen Einfluss auf die Triebraumdrücke ausüben. Die Triebraumdrücke definieren in hohem Maß die Kompensation der Dichtung, so dass sich ein grundsätzliches Auslegungsproblem ergibt. Ein akzeptabler Kompromiss zwischen Grundlekkage und geringer Reibung bzw. Ausfallsicherheit ist mit einer hydrodynamischen Grundauslegung nicht zu erreichen.

Es wurden daher neue, keramische Werkstoffe entwickelt, die dem Betrieb im Mischreibungsgebiet standhalten können. Dadurch wird eine geringere Schmierpalhöhe im Normalbetrieb möglich. Bei extremer Belastung laufen die Dichtelemente dann im Mischreibungsgebiet.

Die notwendige Kühlung mit Schmieröl wurde durch besondere Gestaltung der Dichtungs-umgebung erreicht.

Leistungsdaten der Kältemittelverdichter

Hubvolumen und Bauraum

Bei der Auslegung der Verdichterhubvolumen muss berücksichtigt werden, dass auf Grund der höheren Dichte des CO₂ die geometrischen Fördervolumen entsprechend kleiner werden.

Für die gleiche Kälteleistung benötigt man bei CO₂ nur etwa 13% des Volumenstroms eines R134a Kältemittelverdichters [8]. Ein heute

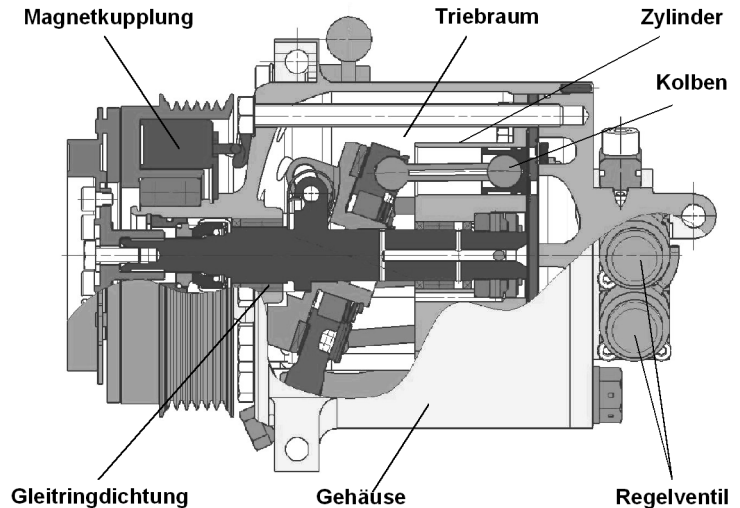


Bild 14: Gesamtschnitt Kältemittelverdichter

üblicher 170 cm³ Verdichter für R134a kann durch einen leistungsgleichen 22 cm³ CO₂ Verdichter ersetzt werden.

Die Kälteleistung heutiger Klimaanlage ist durch das Verdichterhubvolumen begrenzt. Hubvolumen oberhalb von 170 cm³ sind derzeit nicht möglich, da für entsprechende Verdichter der Platz im Motorraum fehlt.

CO₂ Verdichter bieten hier neue Möglichkeiten. Derzeit sind Hubvolumen von maximal 33 cm³ vorgesehen, wodurch ungefähr 50% mehr Kälteleistung zur Verfügung steht.

Wirkungsgrade, Förderleistung, Antriebsmomente

Die wichtigsten Bewertungskriterien sind der isentrope und der volumetrische Wirkungsgrad. Der volumetrische Wirkungsgrad oder Liefergrad betrachtet im Wesentlichen die Leckageverluste und die Verluste der Rückexpansion. Die Verluste durch Wärmetransport und die Strömungsverluste werden im isentropen Wirkungsgrad berücksichtigt.

Während der Entwicklung wurden als wesentliche Einflüsse auf die Wirkungsgrade das Totraumvolumen und die Sauggasauflage-

zung erkannt. CO₂ hat deutlich bessere Wärmetransporteigenschaften als R134a. Dies führt dazu, dass das aufgeheizte Druckgas Wärme auf das Sauggas überträgt. Um diese Gas - Wärmeübertragung gering zu halten, muss man, ähnlich wie bei leistungsgesteigerten Verbrennungsmotoren, die Sauggase isolieren.

Andererseits arbeitet der CO₂ - Prozess bei einem mit Faktor 4 deutlich geringeren Druckverhältnis gegenüber R134a, was die Wirkungsgrade erhöht. Der Gesamtwirkungsgrad von CO₂ - Prozessen liegt deutlich oberhalb der Werte für R134a (Bild 4).

Ergebnisse der Fahrzeugerprobung

Leistung im Kühlbetrieb

Wie bereits im Kapitel *Systemaufbau* erwähnt, existieren bei der Verwendung von CO₂ neben den Umweltaspekten auch massive technische Vorteile. Relativ schnell konnte die gesteigerte Leistungsfähigkeit im Kühl-Betrieb nachgewiesen werden. Vor allem bei Außentemperaturen unterhalb 30 °C ergaben sich signifikante Vorteile bei CO₂ - Anlagen.

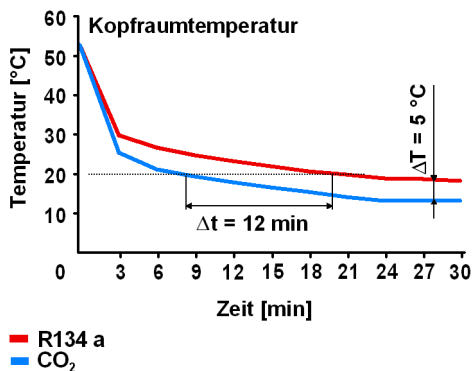


Bild 15: Vergleich Abkühlkurve CO₂ / R134a

Bedingt durch einen schlechter werdenden Austauschgrad des Gaskühlers bei sehr ho-

hen Außentemperaturen wird die Leistungsfähigkeit der Anlagen schnell reduziert. Durch optimierte Gaskühler und abgestimmte Einbaulagen im Motorraum sowie eine größere Verdichterleistung kann man diesen Nachteil aber relativieren [9].

Verglichen werden die beiden Systeme in einem Mittelklassefahrzeug bei „stop and go“ im Innenstadtbereich. Selbst bei sehr hohen Außentemperaturen werden mit CO₂ erheblich bessere Abkühlzeiten und tiefere Temperaturen erreicht (Bild 15).

Wärmepumpe

Die Verwendung einer Klimaanlage als Wärmepumpe ist nicht grundsätzlich an die Verwendung von CO₂ gebunden. In der Vergangenheit wurden solche Systeme immer wieder untersucht. Allerdings konnten bisher nie zufriedenstellende Ergebnisse erzielt werden.

Die Ursache hierfür sind die unterschiedlichen Gasdichten der verwendeten Kältemittel bei tiefen Temperaturen. Während sich bei -15 °C die Dichte von R134a auf 8,32 kg/m³ reduziert hat, liegt bei CO₂ der Wert noch bei 60,2 kg/m³. Ist die Dichte zu gering, ist der Betrieb als Wärmepumpe technisch nicht mehr sinnvoll.

Für den Betrieb als Wärmepumpe wird zusätzlich zu den vorhandenen Bauteilen eine weitere Wärmequelle benötigt. Dafür kommen die Motorabgase, die Außenluft oder das Kühlwasser in Frage (Bild16).

Der Vorteil bei der Wärmeaufnahme aus dem Kühlwasser ist, dass bei richtiger Dimensionierung des Wärmetauschers die Aufwärmphase des Motors verkürzt werden kann, da der mitlaufende Verdichter ihn zusätzlich belastet. Die Wärmepumpe kann innerhalb kurzer Zeit hohe Heizleistungen erbringen.

Eine schematische Darstellung des Gesamtsystems Klimaanlage mit den benötigten Bauteilen zeigt Bild 17.

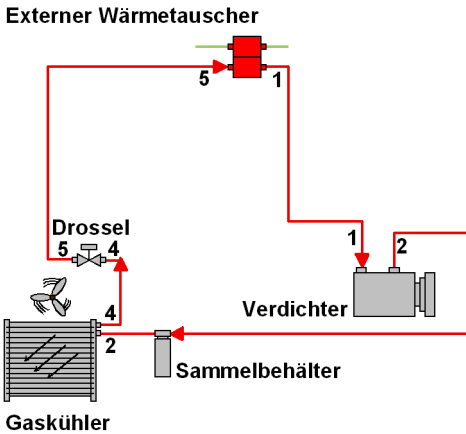


Bild 16: CO₂ Wärmepumpenfunktion (Motorkühlmittel als Wärmequelle)

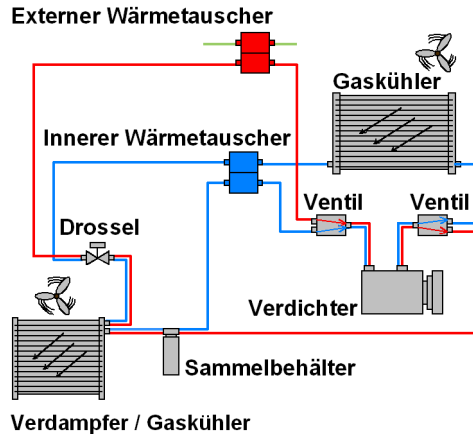


Bild 17: CO₂ Klimaanlage Gesamtsystem

Die Leistungsfähigkeit einer CO₂-Wärmepumpe wurde im Fahrzeugtest mit einer Serienheizung verglichen. Die Serienheizung war bauartbedingt bereits mit Zuheizern ausgerüstet, um akzeptable Heizleistungen zu erreichen.

Generell ist zu sagen, dass der Einsatz einer CO₂-Wärmepumpe die Aufheizzeiten halbiert.

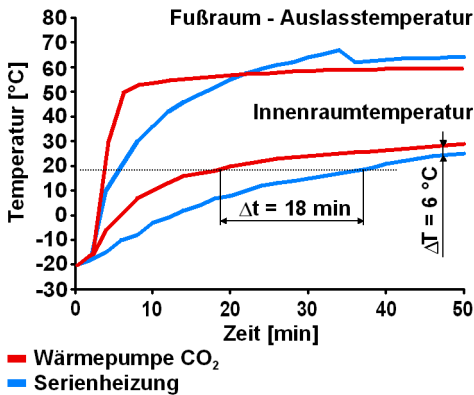


Bild 18: Vergleich der Aufheizzeiten

Kraftstoffverbrauch

Bei Extremtemperaturen oberhalb von 35 °C ist die Effizienz von CO₂ Klimasystemen gegenüber R134a deutlich reduziert. Die dargestellten Kühlvorteile werden nur durch die höheren Verdichterleistungen erreicht.

Bei moderaten Temperaturen kommen die Effizienzvorteile dagegen deutlich zur Geltung. Messungen ergaben massive Vorteile von CO₂, wenn die Klimaanlage die ganze Zeit mitbetrieben wurde (Bild 19 links).

Aber auch bei Messungen mit ausgeschalteter Klimaanlage sind bei Verwendung von kupplungslosen Verdichtern erhebliche Einsparungen gegenüber R134a erzielbar [10]. Die hierfür verantwortliche geringere Reibleistung der CO₂ Verdichter ist durch die kleineren Hubvolumen und damit kleineren Reibdurchmesser der Triebwerksteile zu erklären.

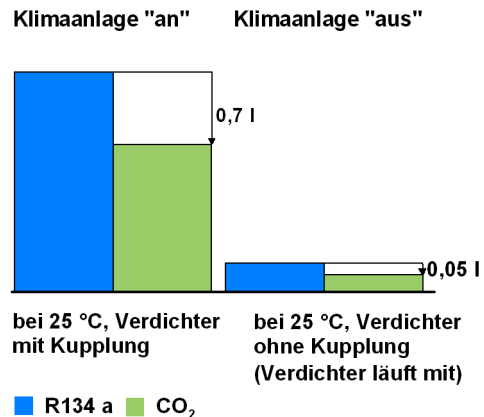


Bild 19: Vergleich Verbrauchsvorteile

Zusammenfassung und Ausblick

Die Entwicklung von CO₂-Klimaanlagen wurde ursprünglich durch Umweltaspekte initiiert. Zusätzlich waren schnell die massiven technischen Vorteile erkennbar.

Man kann heute davon ausgehen, dass CO₂-Klimaanlagen deutlich besser kühlen und in den meisten Situationen deutlich weniger Kraftstoff verbrauchen werden als Anlagen mit R134a.

Allerdings machen die besonderen Eigenschaften von CO₂ und die hohen Systemdrücke unter anderem die Entwicklung neuer Verdichter notwendig.

Ausgehend vom heutigen Stand der Technik kann durch die Entwicklung eines Schwenkrings das Prinzip des Axialkolbenverdichters weiter verbessert werden.

Auf Grund der höheren Dichte von CO₂ und der Verwendung von Stahlgehäusen kann der benötigte Bauraum, bei gleicher Kühlleistung, gegenüber R134a - Verdichtern deutlich reduziert werden.

Der gesteigerte Komfortbedarf und die weitere Optimierung der Verbrennungsmotoren werden in Zukunft eine Zusatzheizung notwendig machen. Die Funktion als Wärmepumpe kann den Einsatz von elektrischen Zusatzheizungen überflüssig machen. Die Heizleistungen liegen bei richtiger Auslegung deutlich über denen heutiger Heizungen.

Es ist zu erwarten, dass ab 2005 die Serienfertigung von CO₂-Klimaanlagen beginnt und ab 2010 alle Fahrzeugneuentwicklungen auf der Basis von CO₂-Klimaanlagen gestartet werden.

Literatur

- [1] Zeitschrift „auto motor und sport“.
- [2] Lorentzen, G.: Revival of Carbon Dioxide as a Refrigerant, H&V engineer, The Journal of Environmental Services 67, 1994, Heft 722, S. 10 - 12.
- [3] Gentner, Dr. H., BMW AG; Földi, Dr. A., Behr GmbH & Co.: Kohlendioxid als Kältemittel für PKW – Klimaanlagen, KI Luft- und Kältetechnik 01, 1998.
- [4] Pettersen, J.; Lorentzen, G.: Sintef Report, March 02, 1993.
- [5] TOYOTA FCEV vehicle will have CO₂ air-conditioning, Mitteilung der Fa. Toyota, www.just-auto.com/news.
- [6] Kauffeld, M.; Hesse, U.; Petersen, J.: CO₂ in der Kälte-, Klima- und Wärmepumpentechnik, Die Kälte- und Klimatechnik, 1993, Heft 11, S. 768ff.
- [7] Gentner, Dr. H., BMW AG; Földi, Dr. A., Behr GmbH & Co.: Kohlendioxid als Kältemittel für PKW - Klimaanlagen, KI Luft- und Kältetechnik 01, 1998, S. 19 - 24.
- [8] Halozan, H.; Rieberer, R.: CO₂ - eine interessante Alternative, KI Luft- und Kältetechnik 01, 1999, S. 20 - 23.
- [9] Kampf, H.; Krauß, H.; Feuerecker, G.; Walter, C.; Parsch, W.; Rinne, F.: CO₂ als alternatives Kältemittel, Vortrag 2001.
- [10] Cäsar, R., DC: Panel discussion, VTMS5, 15. - 17.05.2001.