

Forschungsprogramm
Umgebungswärme, Kälte

Charakteristiken von Vielzellen- und Scrollkompressoren

Etappe 1: Vielzellenkompressor EUROVANE 140

ausgearbeitet durch
Adrian P. Zingerli, Dipl. Ing. HTL
Prof. Dr. Max Ehrbar
Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs
Labor für Thermodynamik und Kältetechnik
Werdenbergstrasse 4, CH-9471 Buchs
ehrbar@ntb.ch

im Auftrag des
Bundesamtes für Energie

1 Zusammenfassung

Diese Arbeit wurde ab 1. Oktober 1999 im Auftrag des Bundesamtes für Energiewirtschaft ausgeführt. Die Idee besteht darin, den beteiligten Herstellern im Projekt Retrofit technischen Support zu geben. Es geht insbesondere darum, das Verhalten und die Eignung von Kompressoren für hohe Druckverhältnisse zu untersuchen, wie sie beim Projekt Retrofit auftreten können. Als physikalische Kenngrösse wird die spez. elektrische Leistung w_e verwendet. Sie basiert auf den beiden dimensionslosen Kennzahlen des Liefergrad λ und der Leistungsfunktion σ .

Zur Bestimmung der Kenngrösse wurde an der Interstaatlichen Hochschule für Technik Buchs ein Prüfstand aufgebaut. Der Prüfstand basiert auf einem reinen Gaskreislauf.

In einem ersten Schritt wurden die Herstellerdaten als Grundlage für die Berechnung der Kenngrössen verwendet. Abbildung 1a zeigt die elektrische Leistungsaufnahme des Eurovane R140 bei unterschiedlichen Saugdrücken. Bei der elek. Leistungsaufnahme ist der Wirkungsgrad des Elektromotors bereits berücksichtigt. Informationen zum Wirkungsgrad sind im Anhang auf Seite 29. Beim untersuchten Kompressortyp handelt es sich um einen Vielzellenverdichter (Flügelzellenverdichter).

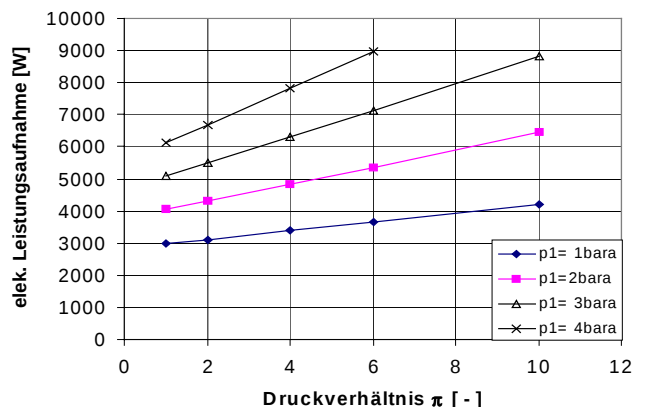


Abb 1a: Elektrische Leistungsaufnahme des Eurovane R140 Kompressors mit R134a, versus das Druckverhältnis π

Basierend auf den am Kompressorprüfstand gemessenen Werten, wurden ebenfalls die Kennzahlen σ und λ berechnet. Dabei streuen die Werte der dritten Messreihe von λ ca. 5-10% und jene von σ ca. 2-18% um die Werte basierend auf den Herstellerangaben. Die Messunsicherheit liegt für λ zwischen 4 und 10%, für σ zwischen 13 und 22%.

Der Inverterwirkungsgrad bewegt sich im Drehzahlbereich des Vielzellenverdichters zwischen 90 und 98% (Abb. 1b).

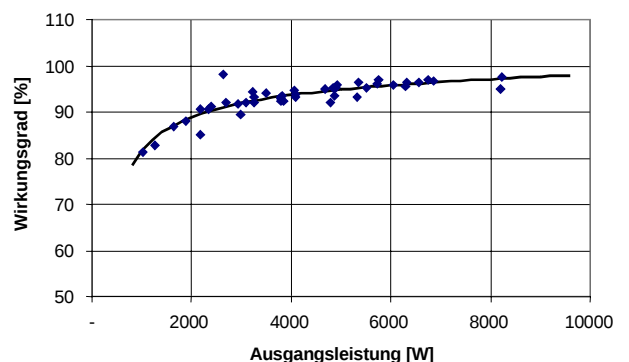


Abb 1b: Inverterwirkungsgrad versus die Ausgangsleistung des Inverters

Für die zweite Projektetappe werden am Prüfstand Modifikationen vorgenommen, mit dem Ziel die Ölversorgung des Verdichters zu optimieren und zusätzliche Energieverlustmessungen durchzuführen. Im Weiteren soll der Economizerport des Vielzellenverdichters in Betrieb genommen werden.

Diese Arbeit ist im Auftrag des Bundesamtes für Energiewirtschaft entstanden. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich.

1.1 Abstract

This paper describes a study that evaluates the qualities of different compressors for high pressure ratios. The project is mainly sponsored by the Federal Office of Energy (BFE). The main goal is to provide technical support for heat pump manufacturers with respect to the project Retrofit, which is initialized by the BFE.

The nominal parameter specific electric power (w_e) is going to be used for comparisons to different compressor types. It is based on the dimensionless numbers λ and σ .

To determine the nominal parameters a compressor load stand was built at the Interstate University for Applied Science, Buchs, Switzerland. The load stand consists of a pure gas cycle.

At the beginning the nominal parameter were calculated based on data provided by the compressor manufacturer. Figure 1c shows the electrical power consumption of the compressor type Eurovane R140 at different suction pressures and different pressure ratios. Please notify that the efficiency for the used electric motor, which drives the compressor, is already included in the figure. Additional information regarding the electric motor are shown in the appendix on page 29. The tested compressor type is a rotary vane compressor.

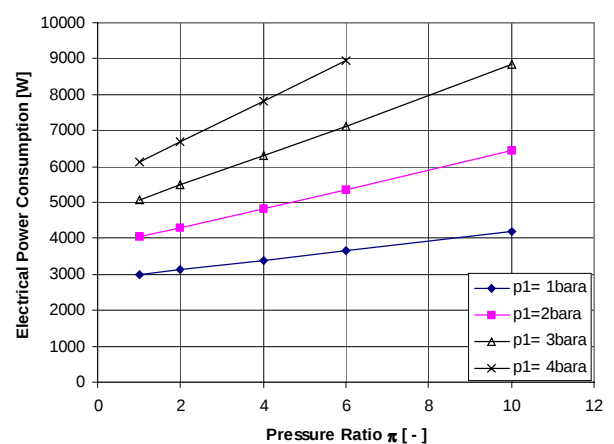


Figure 1c: Power consumption for the Eurovane R140 rotary vane compressor using R134a as the refrigerant versus the pressure ratio

Based on the measured data, the nominal parameters were determined. The calculated values vary compared to the values based on the data sheet within 5-10% for λ and 2-18% for σ , respectively. λ has an uncertainty between 4 and 10%, σ between 13 and 22% respectively.

The efficiency for the used inverter is between 90% and 98% for the tested compressor RPM's (Figure 1d).

The second project hop will focus on modifications to optimize the oil supply to the rotary vane compressor. Additional measurement equipment will be placed to determine the energy loss through different sources. Another task focuses on using the compressors economizer port.

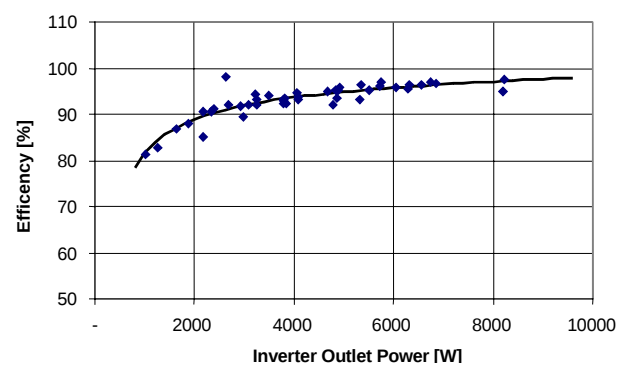


Figure 1d: Inverter efficiency versus the inverter's outlet Power

Inhaltsverzeichnis

1	Zusammenfassung	2
1.1	Abstract.....	3
2	Einführung, Problemstellung.....	5
2.1	Vergleich basierend auf den Herstellerangaben	8
3	Theorie, Methodik.....	10
4	Der Versuchaufbau.....	14
4.1	Messstellenplan des Kompressorprüfstandes	16
4.2	Wahl des Kältemittelöls.....	17
5	Ergebnisse.....	17
5.1	Auf den Versuchen basierende Ergebnisse und Beobachtungen.....	18
5.1.1	Ölabscheidung	19
5.1.2	Einfluss des Öls auf die Berechnungen	20
5.1.3	Kältemittelaufnahme durch das Kältemittelöl.....	21
	Inverterwirkungsgrad	21
5.1.5	Temperaturverlauf am Verdichteraustritt	22
5.1.6	Einfluss der Öltemperatur auf λ und σ	22
6	Literaturverzeichnis.....	23
7	Symbolverzeichnis.....	24
	Anhang.....	25-43

2 Einführung, Problemstellung

Das Bundesamt für Energie (BFE) hat unter dem Titel „Retrofit“ ein Projekt gestartet, bei dem es um die Entwicklung und Markteinführung von Wärmepumpen für den Sanierungsmarkt geht. Bestehende Kesselheizungen sollen durch Wärmepumpen ersetzt werden. Da bei älteren Bauten die Vorlauftemperaturen u.U. trotz Sanierung der Isolation immer noch Werte um 60 bis 65 °C erreichen können, werden bei Luft-Wasser-Wärmepumpen hohe Druckverhältnisse erreicht. Zudem soll der Gütegrad der Wärmepumpe 0.425 erreichen.

Die Forderung einer Gütezahl von 0.425 bei Retrofit-Wärmepumpen ist anspruchsvoll und verlangt nach zusätzlichen Massnahmen zu deren Erreichung. Mit drehzahlgesteuerten Kompressoren lassen sich beträchtliche Verbesserungen der Leistungszahlen im Teillastbereich realisieren, sofern man die Charakteristiken der Kompressor/Wechselrichterkombination in Abhängigkeit der Drehzahl exakt kennt. Das vorliegende Projekt will die Charakteristiken eines Vielzellenkompressors EUROVANE 140 und eines Scrollkompressors in Funktion des Verdampfungs- und Kondensationsdruckes, sowie der Drehzahl für die Kältemittel R134a, R417a (ISCEON 59) und R407C messtechnisch ermitteln. R407C wird dabei vom BFE als Referenzkältemittel gewünscht, um Vergleiche zu anderen Kompressortypen anstellen zu können. Beim Vielzellenkompressor kann der Öldurchsatz von Bedeutung sein. Dessen Einfluss auf die Kompressor-Charakteristiken wird ebenfalls untersucht.

Da das Projekt Retrofit II die Entwicklung von Wärmepumpen im Sanierungsmarkt anstrebt, wurde die Vorlauftemperatur mit 65 °C angesetzt. Andererseits soll als Wärmequelle Luft verwendet werden. Damit ist mit Quelleneintrittstemperaturen von –15 °C zu rechnen. Die Kondensations- und Verdampfungstemperaturen liegen um etwa 5 K über resp. 15 K unter den entsprechenden Temperaturen von Wärmesenke und Wärmequelle, d.h. etwa 70 °C Kondensationstemperatur und –30 °C Verdampfungstemperatur. Dies führt auf Druckverhältnisse von etwa 15 bei R417a bis 20 bei R134a.

Schliesslich sind neue, interessante Kältemittel auf dem Markt. Seitens einiger Hersteller wurde die Berücksichtigung von R134a, R417a (ISCEON 59) und R407C vorgeschlagen.

Welche Kompressorangaben interessieren nun den Hersteller von Wärmepumpen? Es sind dies vornehmlich:

- a) Der zulässige Einsatzbereich
- b) Die energetische Qualität des Kompressors

Der zulässige Einsatzbereich wird im Wesentlichen vom Hersteller des Kompressors definiert. Er garantiert innerhalb dieses Einsatzbereiches für das einwandfreie Funktionieren des Kompressors über die geforderte Lebenszeit. Die zulässigen Einsatzgrenzen umfassen die Verdampfungs- und Kondensationsdrücke, den Drehzahlbereich, das Kältemittel, das Öl, die Umgebungstemperaturen, die elektrischen Randbedingungen und die Sauggastemperaturen.

Wegen der zunehmend anspruchsvolleren Erwartungen an die Leistungs- und Arbeitszahlen von Wärmepumpen, wächst die Bedeutung der energetischen Qualität des Kompressors. Die energetische Qualität eines Kompressors kann man auf verschiedene Weise definieren. Am häufigsten ist die Angabe einer Leistungszahl für einen definierten Prozess (Verdampfungstemperatur, Kondensationstemperatur, Überhitzung, Unterkühlung und Umgebungstemperatur). Eine andere Möglichkeit besteht darin, einen Kompressorwirkungsgrad anzugeben, der dem Verhältnis von isentroper Verdichtungsarbeit zur effektiven Verdichtungsarbeit entspricht¹. Eine dritte Möglichkeit besteht darin, bei elektrisch angetriebenen Kompressoren den Aufwand an elektrischer Arbeit für die Verdichtung eines Kilogramms geförderten Kältemittels anzugeben² (sogenannte spezifische elektrische Arbeit). Wir bevorzugen in dieser Arbeit die spezifische elektrische Arbeit als Angabe für die energetische Qualität eines Kompressors.

Für den angedachten Einsatzbereich könnten sich Vielzellenkompressoren eignen. Die Abb. 2a+b zeigen einen Schnitt durch einen solchen Vielzellenkompressor, sowie ein Photo des verwendeten Vielzellenverdichters. Vielzellenkompressoren sind Rotationskompressoren. Sie eignen sich für einen weiten Drehzahlbereich und gestatten daher in Verbindung mit Frequenzumformern eine stufenlose Anpassung der Wärmeproduktion an den Bedarf. Sie gehören zur Klasse der ventillosen Maschinen mit festem Verdichtungsverhältnis. Letzteres ist allerdings für hohe Druckverhältnisse nicht optimal.

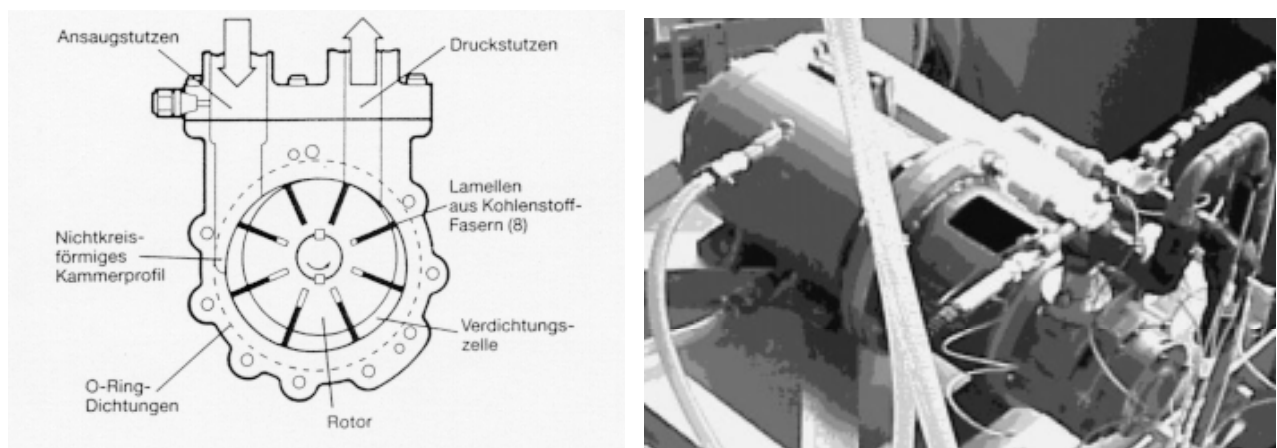


Abb. 2a+b: Schnitt durch einen Vielzellenkompressor sowie ein Photo des Eurovane R140

Das BFE und die Begleitgruppe haben sich darauf geeinigt, einen solchen Vielzellenkompressor genauer zu untersuchen. Als Modell wurde ein EUROVANE R140 gewählt. Es handelt sich um einen offenen Kompressor. Inverter und Motor stammen von der Firma Meier AG, Niedergösgen, und wurden speziell auf diesen Kompressor abgestimmt. Der zulässige Drehzahlbereich wurde für die Untersuchungen auf 800 bis 3000 RPM festgelegt, die Speisefrequenz auf ca. 27 bis 100 Hz. Der Motor hat zwei Polpaare und somit eine Nenndrehzahl von ca. 1450 RPM bei 50 Hz. Er ist wassergekühlt.

Vielzellenkompressoren verwenden ähnlich wie Schraubenkompressoren einen grossen Ölumlaufl zwecks Schmierung und Abdichtung. Das umlaufende Öl hat zudem den Vorteil, dass eine Kühlung des Gases

¹ Diese Definition macht aus Sicht der Autoren nur bei offenen Kompressoren und ohne Ölumlaufl Sinn.

² In dieser Untersuchung werden nur elektrisch angetriebene Kompressoren untersucht

während der Verdichtung erfolgt. Andererseits muss jedoch ein wirkungsvoller Ölabscheider in die Heissgasleitung eingebaut werden, um ein übermässiges Austreten von Öl in den Kältekreislauf zu verhindern. Auf Wunsch eines Industriepartners wurde ein nichtlösliches, synthetisches Öl verwendet. Der Kompressor verfügt über einen Economizer-Port, in den flüssiges Kältemittel zwecks innerer Kühlung bei hohen Druckverhältnissen eingespritzt werden kann. Es soll sowohl mit als auch ohne Zwischeneinspritzung untersucht werden, wobei in der ersten Projektetappe noch ohne Economizer gemessen wird.

Der Einsatzbereich des Kompressors (Abb. 3) wurde aus den Leistungsdatentabellen³ abgeleitet. Es wurde angenommen, dass die dort angegebenen Kombinationen von Verdampfungs- und Kondensationsdruck als Dauerbetriebpunkte zulässig sind. Trotzdem werden besonders die Heissgastemperaturen bei hohen Druckverhältnissen überwacht.

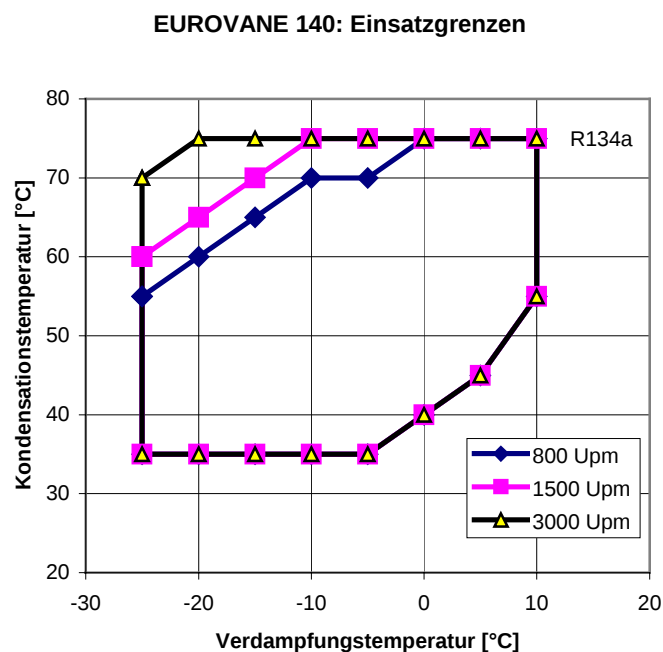


Abb. 3: Einsatzbereich laut Hersteller.

³ Die Leistungsdaten des Eurovane R140 wurden von der Firma Ecopac, Herrliberg zur Verfügung gestellt.

2.1 Vergleich basierend auf den Herstellerangaben

Es werden an dieser Stelle die aus den Herstellerangaben berechneten Kennzahlen des Vielzellenverdichters Eurovane R140 für 3000 RPM mit jenen des Copeland DWM Discus verglichen. Es handelt sich dabei um die Leistungsfunktion σ , den Liefergrad λ sowie die spezifische elektrische Leistungsaufnahme w_e (Abbildungen 4a-c).

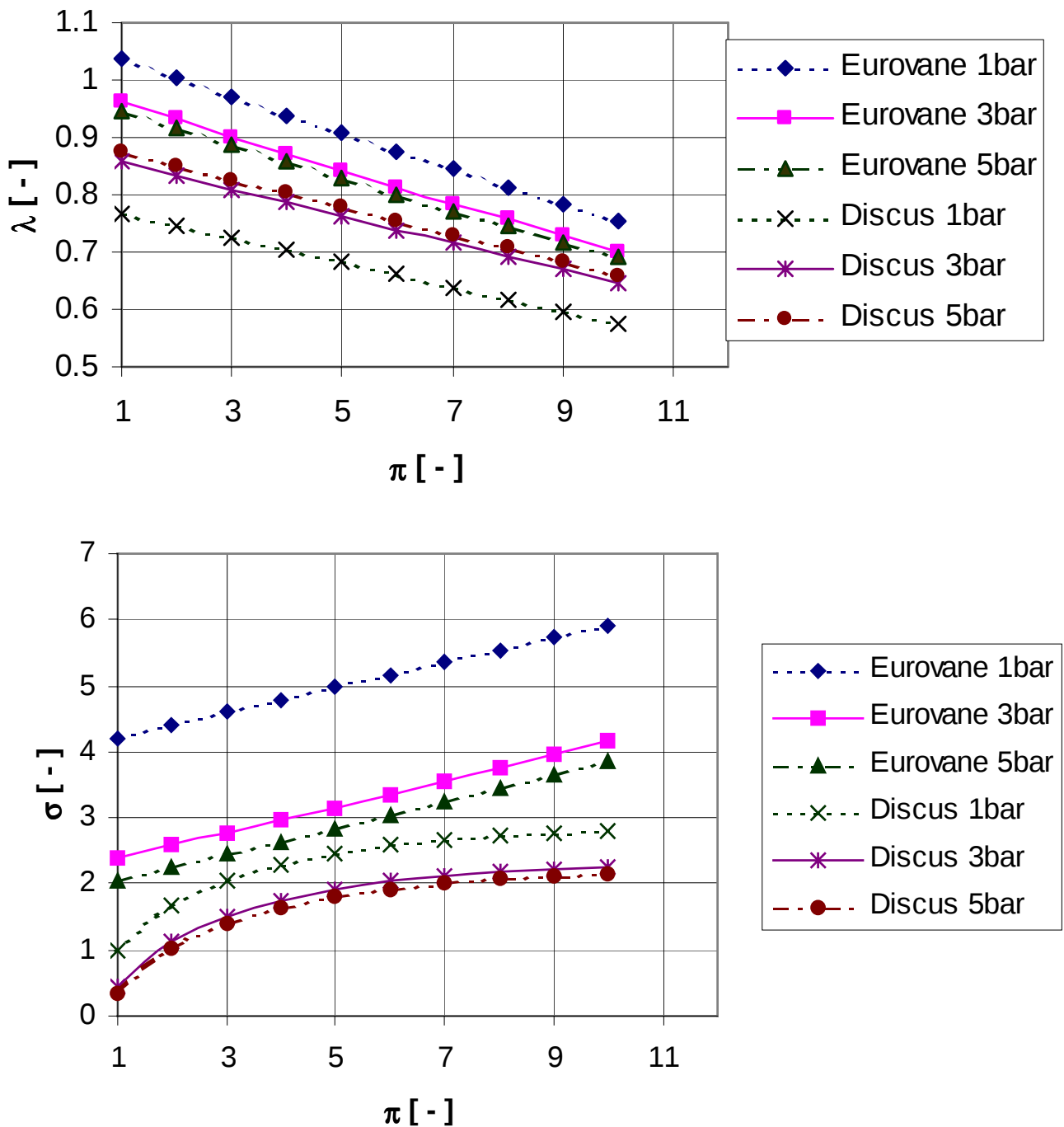


Abb. 4a+b: Vergleich der Kennzahlen des Eurovane R140 mit jenen des Copeland DWM Discus mit vergleichbarer Kälteleistung.

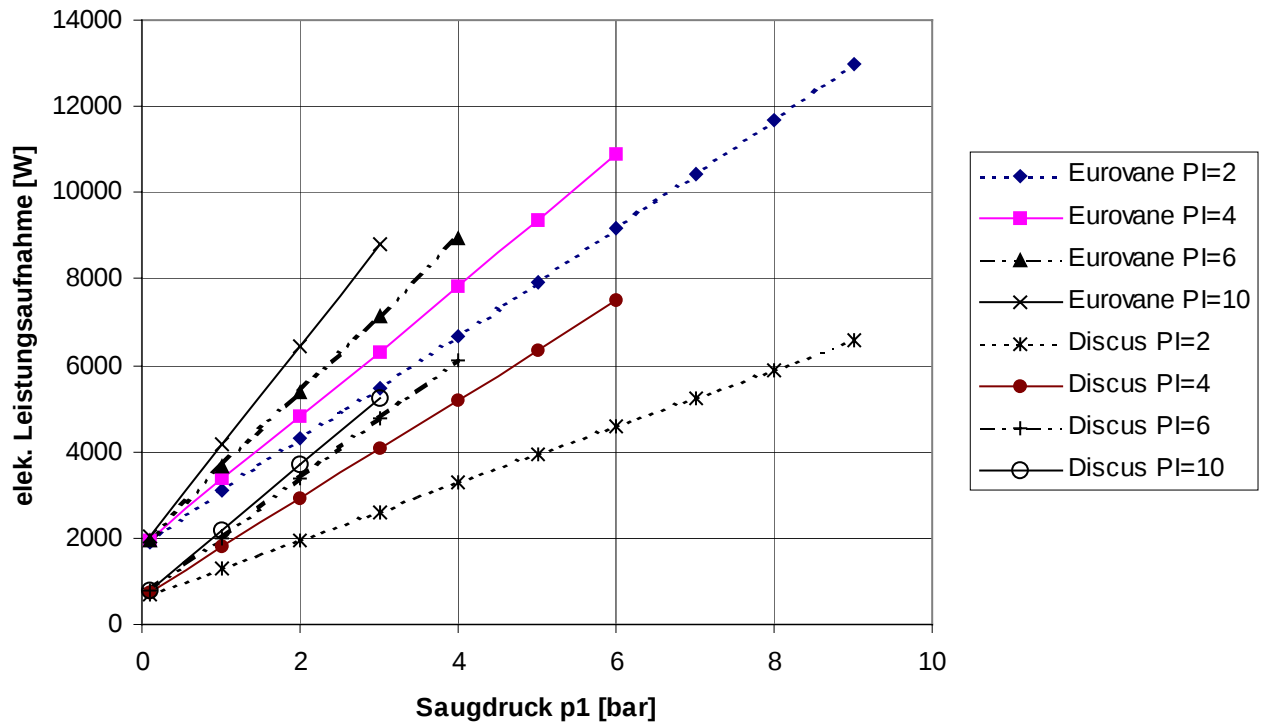


Abb. 4c: Vergleich der Kennzahlen des Eurovane R140 mit jenen des Copeland DWM Discus mit vergleichbarer Kälteleistung.

Der DWM Discus von Copeland wurde deshalb als Referenz genommen, da dieser Verdichter derzeit zu den wohl besten Kompressoren bezüglich des Wirkungsgrades gehört.

Da es sich beim DWM Discus um einen halbhermetischen Kompressor handelt, ist es nicht möglich, den Elektromotor von der eigentlichen Verdichterbaugruppe zu trennen. D. h. sämtliche Leistungsangaben auf den Datenblättern sind inklusive dem Elektromotor tabelliert. Um einen aussagekräftigen Vergleich mit dem Eurovane R140 Verdichter zu erhalten, ist die Berücksichtigung des Wirkungsgrades des verwendeten Elektromotors zwingend. Der Verlauf des Elektromotorwirkungsgrades ist im Anhang auf Seite 29 dargestellt. Er variiert im Einsatzbereich des Verdichters zwischen etwa 50% und 80%.

3 Theorie, Methodik

Wie eingangs erwähnt, wird als zentrale Grösse die spezifische elektrische Arbeit ermittelt. Die spezifische elektrische Arbeit [2]⁴ ist definiert durch

$$w_e \equiv \frac{P_{el}}{\dot{m}_R} \quad (1)$$

Hier bedeuten:

P_{el} die dem Kompressor zugeführte elektrische Leistung
 $\dot{m}_R$ der vom Kompressor geförderte Kältemittelmassenstrom

Die spezifische elektrische Arbeit ist die elektrische Energiemenge, die zur Verdichtung von einem Kilogramm Kältemittel benötigt wird. Beide Grössen sind von verschiedenen Randbedingungen abhängig und somit keine Konstanten. Die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors ist im Wesentlichen eine Funktion des Saugdruckes und des Druckverhältnisses zwischen Hoch- und Niederdruck, sowie der Reibleistung und den elektrischen Verlusten des Antriebsmotors. Theoretisch nimmt die Antriebsleistung des Kompressors bei festgehaltener Drehzahl und festgehaltenem Druckverhältnis linear mit dem Saugdruck zu. Dieser Zusammenhang wird durch die Auswertung einer grossen Zahl von Kompressoren bestätigt. Abb. 5 zeigt ein Beispiel eines solchen Zusammenhangs, das aus Herstellerangaben berechnet wurde.

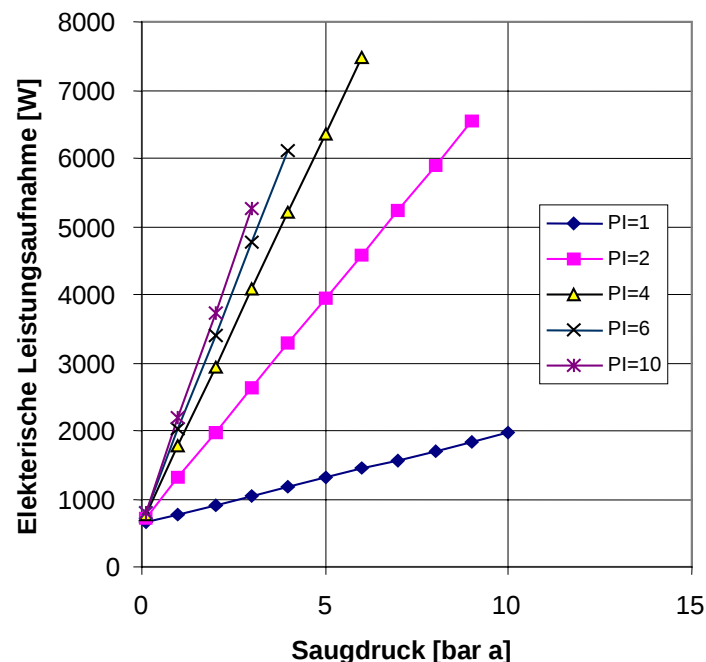


Abb. 5: Elektrische Leistungsaufnahme eines DWM Discus Kompressors in Abhängigkeit vom Saugdruck und dem Druckverhältnis π (PI) (basierend auf Herstellerangaben).

Auf Grund theoretischer Überlegungen kann der Zusammenhang zwischen der elektrischen Leistungsaufnahme und den beiden Randbedingungen Saugdruck und Druckverhältnis bei gegebenem Kältemittel wie folgt dargestellt werden:

$$P_{el} = p_r \cdot \dot{V}_{th} + a(\pi) \cdot p_1 \cdot \dot{V}_{th} = \left[\frac{p_r}{p_1} + a(\pi) \right] \cdot p_1 \cdot \dot{V}_{th} \equiv \sigma \cdot p_1 \cdot \dot{V}_{th} \quad (2)$$

Die fiktive Grösse p_r wird als Reibdruck bezeichnet. Die Funktion $a(\pi)$ hängt bei gegebenem Kältemittel nur vom Druckverhältnis π ab. Der Reibdruck umfasst alle vom Betriebszustand des Kompressors unabhängigen mechanischen und elektrischen Verluste. Die daraus resultierende Verlustleistung beträgt:

$$P_r = p_r \cdot \dot{V}_{th} \quad (3)$$

Der Reibdruck p_r ist u.a. von der Bauart des Kompressors abhängig. Die Reibleistung kann aus Abb. 5 ersehen werden. Variiert man für ein festgehaltenes Druckverhältnis π den Saugdruck, so liegen alle Punkte auf einer Geraden. Verlängert man diese Gerade bis zum Ursprung der Saugdruckachse, so durchstösst sie die y-Achse bei der Reibleistung P_r .

Die Funktion $a(\pi)$ ist bei gegebenem Kältemittel eine Funktion des Druckverhältnisses π . Sie kann je nach Kompressorbauart durch zwei halbempirische Approximationsansätze erfasst werden.

Ventilgesteuerte Kompressoren: (Hubkolben, Rollkolben)	$a(\pi) = b \cdot \left[\left(b \cdot \pi \right)^{\frac{c-1}{c}} - 1 \right] \cdot \left[1 - d \cdot \left(b \cdot \pi \right)^{\frac{1}{c}} \right]$
Ventillose Kompressoren (Scroll, Schrauben, Vielzellen)	$a(\pi) = a + b \cdot \pi$

Man kann tatsächlich theoretisch zeigen, dass im Falle der ventillosen Maschinen die Funktion $a(\pi)$ linear vom Druckverhältnis π abhängig ist. Eine ventillose Maschine arbeitet nur beim Auslegeverdichtungsverhältnis optimal. Dies kann im p-V-Diagramm anschaulich aufgezeigt werden (Abb. 6a+6b, Seite 12).

⁴ Die verwendete Theorie wird im Labor Thermodynamik an der Hochschule Buchs bereits seit 1982 verwendet.

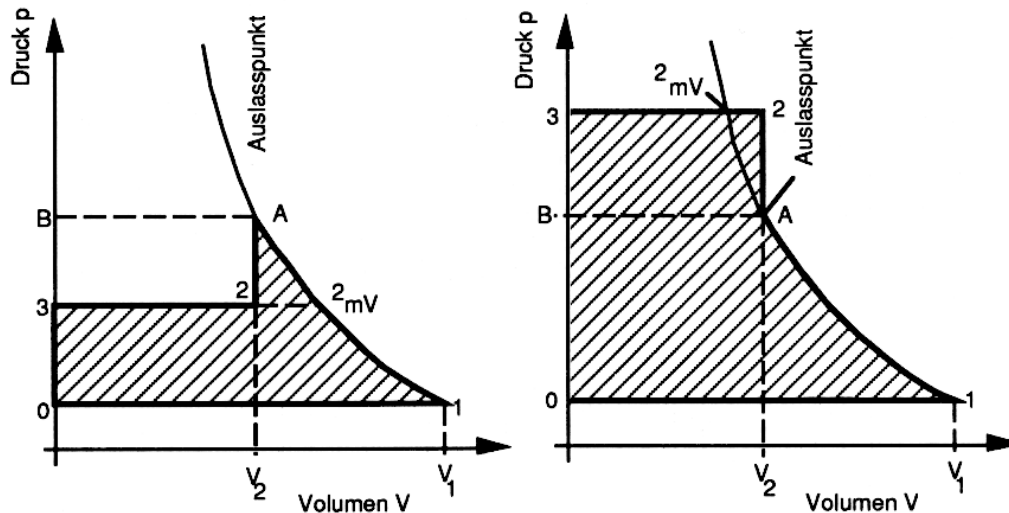


Abb. 6a+6b: Prozessverlauf eines ventillosen Kompressors im p-V-Diagramm [2]

Ist das Druckverhältnis an Saug- und Auslassstutzen grösser als das konstruktive Verdichtungsverhältnis, so strömt im Zeitpunkt des Öffnungsbeginns des Auslasses zunächst bereits verdichtetes Kältemittelgas zurück in den Kompressionsraum. Dadurch erfolgt eine mehr oder weniger schlagartige Anhebung des Druckes und der Kompressor muss nun das Gas gegen diesen Auslassdruck ausschieben. Die dadurch notwendige Mehrarbeit ist durch das schraffierte Dreieck A-2-2_{mv} gekennzeichnet (Abb. 6a). Ist andererseits der Auslassdruck zu niedrig, so muss das Kältemittel bis zum Öffnungspunkt überverdichtet werden. Beim Öffnen des Auslasses strömt das Kältemittel dann fast schlagartig zum Auslasskanal. Auch hier erfordert die Überverdichtung eine Mehrarbeit, wie sie durch das Dreieck A-2-2_{mv} gegeben ist (Abb. 6b).

Die Arbeitsfunktion σ ist gemäss Gleichung (2) definiert durch

$$\sigma \equiv \frac{p_r}{p_1} + a(\pi) = \frac{P_{el}}{\dot{V}_{th} \cdot p_1} \quad (4)$$

Als zweite Charakteristik des Kompressors dient der Liefergrad. Der Liefergrad ist definitionsgemäss das Verhältnis von effektivem zu theoretischem Saugvolumen:

$$\lambda \equiv \frac{\dot{V}_{eff}}{\dot{V}_{th}} \quad (5)$$

Der Liefergrad hängt neben der konstruktiven Ausgestaltung des Kompressors vor allem vom Druckverhältnis π (p_2/p_1) ab. Daneben wird er in vermindertem Ausmass auch vom Saugdruck p_1 , der Sauggastemperatur T_1 , der Drehzahl n und der Umgebungstemperatur T_u beeinflusst. Abb. 7 zeigt ein Beispiel eines Liefergradverlaufes für einen sehr guten Hubkolbenkompressor für Kälteanwendungen.

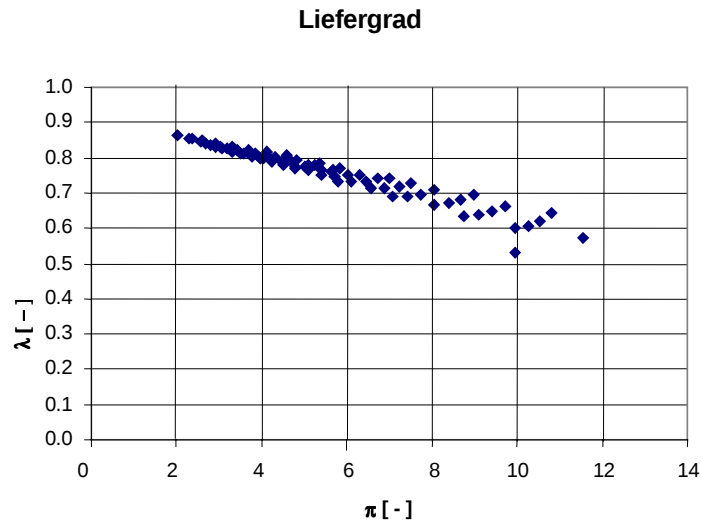


Abb. 7: Liefergrad eines Copeland DWM Discus (aus den Herstellerdaten berechnet).

Die spezifische elektrische Arbeit kann aus den beiden Charakteristiken berechnet werden:

$$w_e \equiv \frac{P_{el}}{\dot{m}_R} = \frac{\sigma * p_1 * \dot{V}_{th}}{\lambda * p_1 * \dot{V}_{th}} = \frac{\sigma}{\lambda} * z_1 * R * T_1 \quad (6)$$

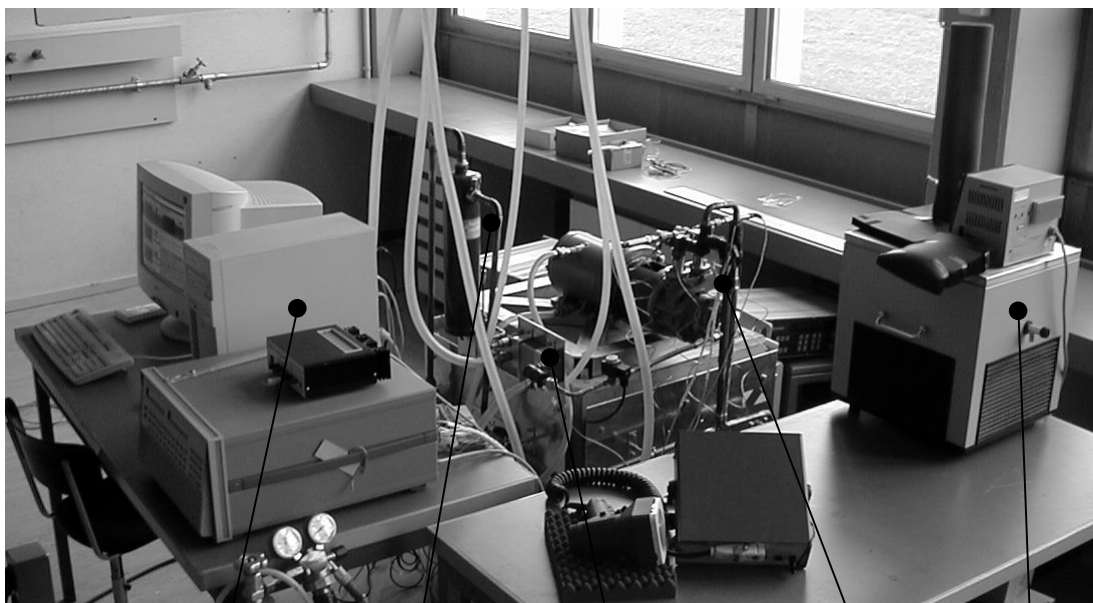
Hier bedeuten:

- z_1 Realgasfaktor des Sauggases
- R Gaskonstante des Kältemittels
- T_1 Sauggastemperatur

Man erkennt, dass die spezifische elektrische Arbeit bei festgehaltenem Druckverhältnis und Saugdruck proportional zur Saugtemperatur wächst. Für die Bestimmung der spezifischen elektrischen Arbeit sind somit die dimensionslosen Kompressorcharakteristiken σ und λ nötig.

4 Der Versuchsaufbau

Am Labor für Thermodynamik und Kältetechnik werden seit vielen Jahren Kompressoruntersuchungen durchgeführt. Von Beginn weg wurde ein reiner Gaskreislauf als Versuchskreislauf gewählt. Er hat den Vorteil, dass die Sauggasbedingungen klar definiert sind. Aus prozesstechnischen Gründen kann im Sauggas keine Flüssigkeit vorhanden sein (mit Ausnahme von Öl). Im Gegensatz dazu befindet sich bei kalorimetrischen Versuchsständen je nach Überhitzung immer mehr oder weniger Flüssigkeit im Sauggas, dessen Anteil im Einzelfall nur schwierig zu bestimmen ist. Abb. 8 und 9 zeigen den Aufbau des Versuchsstandes sowie den qualitativen Verlauf des Prozesses im LOG(p)-h-Diagramm.



Datenerfassung Ölabscheider Ölwärmetauscher Verdichter Kryostat

Abb. 8: Ansicht des Prüfstandes

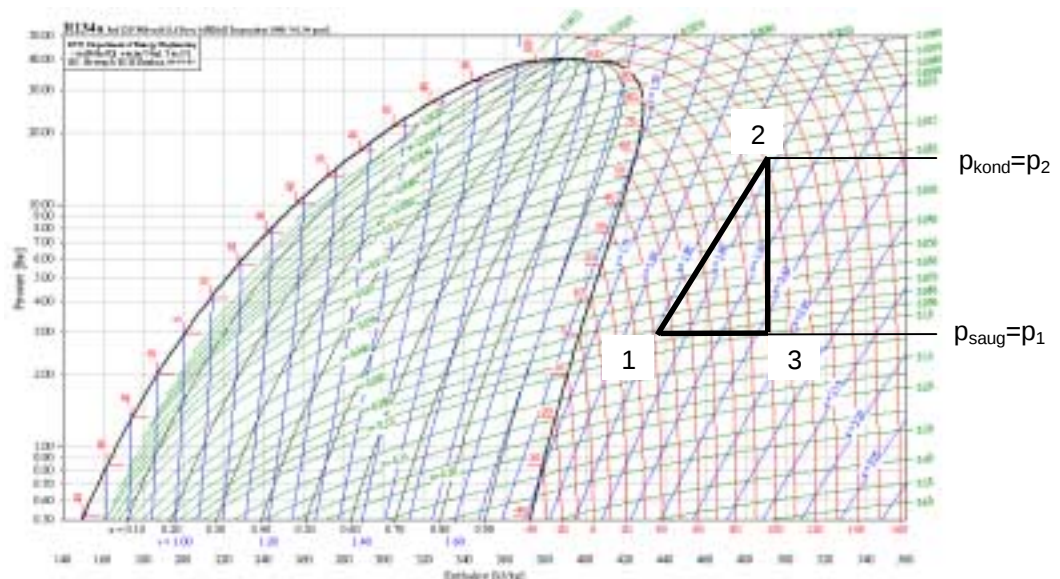


Abb 9: Qualitativer Prozessverlauf im LOG(p)-h-Diagramm (1→2 Verdichtung mit dem Vielzellenverdichter, 2→3 Expansion über Drossel, 3→1 Temperaturreduktion im Enthitzer)

Das zugehörige hydraulische Schema kann Abb. 10, Seite 16 entnommen werden. Das Heissgas wird zuerst durch einen Ölabscheider geleitet und anschliessend durch das Drosselventil zwecks Einstellung des Druckverhältnisses. Das Kältemittel passiert dann in entspanntem Zustand den Gaskühler, wo es auf eine Sauggastemperatur von etwa 12 °C abgekühlt wird. Der Gaskühler dient auch zur Bestimmung des Kältemittelmassenstroms. Anschliessend passiert das abgekühlte Kältemittel eine zweite Massenstrom-Messstrecke mit einer Blende und kehrt dann zurück zum Kompressor.

Der Saugdruck wird über den Kryostaten eingestellt. Im Kryostaten befindet sich ein Gefäss mit flüssigem Kältemittel. Es herrscht also Zweiphasenzustand, wodurch der Dampfdruck nur durch die Temperatur im Kryostaten festgelegt wird.

Vom Ölabscheider fliesst das abgeschiedene Öl zum Ölkühler. Dieser wird so gesteuert, dass die Öleintrittstemperatur vor dem Wärmetauscher stets einige Grade oberhalb der Sättigungstemperatur des Kältemittels liegt. Wir verhindern damit eine zu starke Kontamination des Öls mit Kältemittel, falls ein lösliches Öl verwendet wird. Bei zu grosser Kontamination könnte die Schmierfähigkeit des Öls gefährdet werden.

Da grundsätzlich überall im Kreislauf Kältemittel und Öl nebeneinander fliessen, stellen sich besondere Anforderungen an die Messtechnik. Dies gilt insbesondere bei der Massenstrombestimmung (siehe Seite 20). Es wird deshalb ein möglichst geringer Ölanteil im Messkreis zur Bestimmung von $\dot{m}_R$ angestrebt.

Die elektrische Leistungsmessung erfolgt vor und nach dem Inverter. Dies gestattet einerseits den Wirkungsgrad des Inverters zu bestimmen und ist andererseits auch eine gute Kontrolle für die Zuverlässigkeit der Leistungsmessungen.

Die Drehzahlmessung erfolgt mittels Stroboskop an der Motorwelle. Weil ein offener Kompressor vorliegt, kann die Motorwelle vom Stroboskop eingesehen werden.

4.1 Messstellenplan des Kompressorprüfstandes

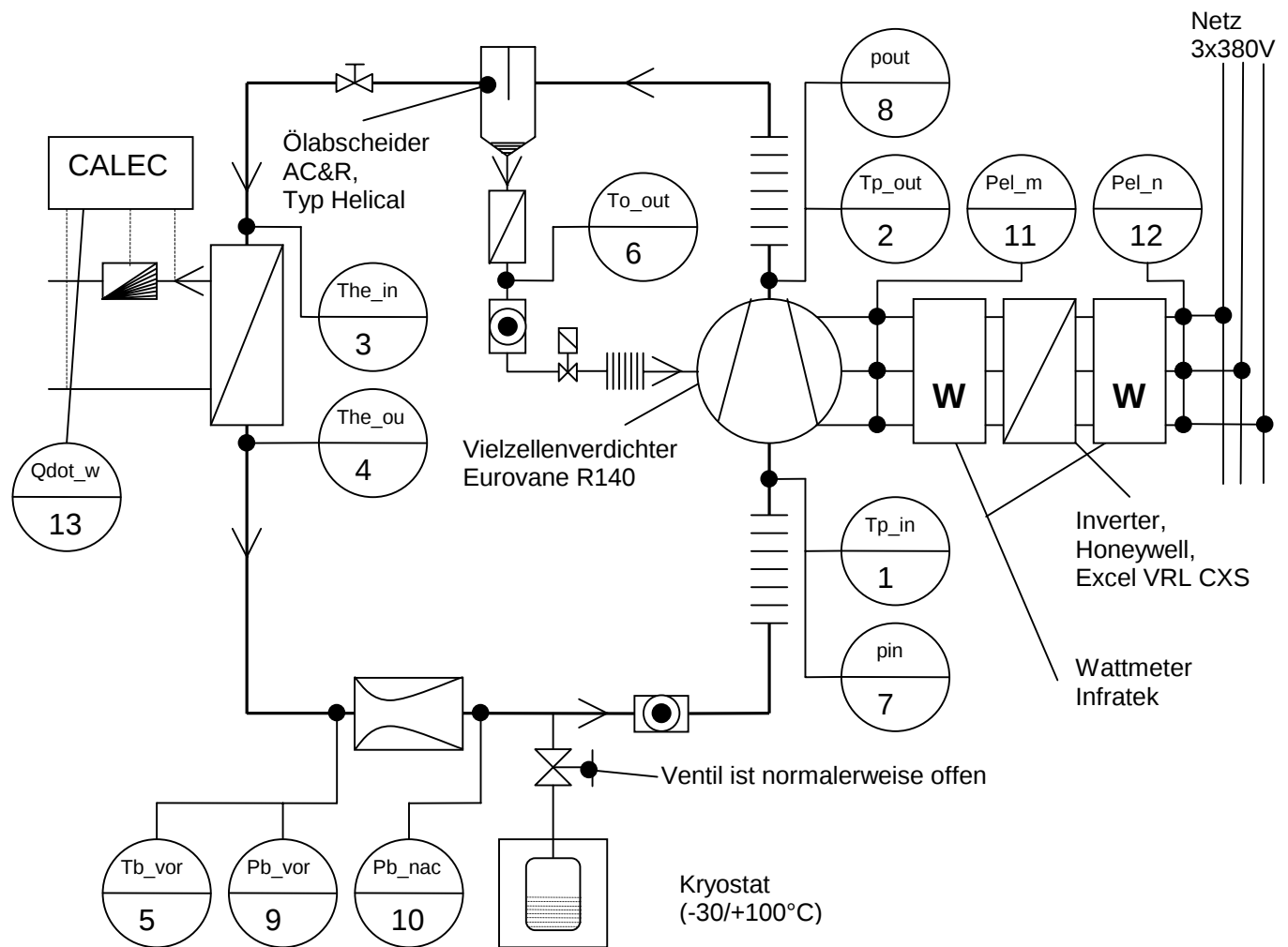


Abb. 10: Schema des Versuchsaufbaus (ohne Economizer) mit Messpunkten. Die Messstellen gemäß dem Messstellenverzeichnis auf Seite 36 im Anhang

Eine komplette Auflistung der Messstellen, ihre genauen Bezeichnungen sowie der jeweilige Messstellenhersteller ist im Anhang D auf Seite 36 abgebildet. Zusätzliche Messfühler, die zu Kontrollzwecken eingebaut sind, wurden im Messstellenplan nicht eingezeichnet, sind jedoch ebenfalls im Anhang D auf Seite 36 vermerkt.

Es wurden zwei Messziele formuliert:

1. Messdatenerfassung für die nachfolgende Berechnung der Leistungsfunktion σ sowie des Liefergrades λ
2. Überprüfung des vom Hersteller in seinen Unterlagen angegebenen Einsatzfeldes des Vielzellenverdichters

Eine Messmatrix (Abbildung 18, Anhang D Seite 35), bestehend aus 48 verschiedenen Messpunkten, wurde definiert. Die Messpunkte setzten sich aus drei unterschiedlichen Drehzahlen, vier Druckverhältnissen π sowie vier Saugdrücken zusammen.

Die Messdatenerfassung erfolgt über das Softwaretool LabView von National Instruments. Sämtliche Messdaten werden in ein Messfile geschrieben und werden über Excel weiterverarbeitet.

4.2 Wahl des Kältemittelöls

Seitens der Hochschule für Technik Buchs wurden Abklärungen über die Wahl des zu verwendenden Kältemittelöls mit dem für die Schweiz zuständigen Händler der Firma Fuchs DEA vorgenommen. Dabei stellte sich die Wahl zwischen vier verschiedenen Kältemittelölen. Diese vier Vorschläge wurden dem Industriepartner zur Auswahl unterbreitet. Seitens des Industriepartners fiel die Wahl auf das Kältemittelöl mit der Bezeichnung Fuchs DEA Reniso SP100. Es handelt sich dabei um ein vollsynthetisches Öl das nach Hersteller mit R134a nicht löslich ist.

Es ist an dieser Stelle festzuhalten, dass das Kältemittelöl Reniso SP100 noch nie in Kombination mit R134a eingesetzt wurde und damit keine Erfahrung über allfällige Wechselwirkungen vorhanden ist. Dies wurde auch von der Entwicklungsabteilung von Fuchs DEA bestätigt.

Die Verwendung von nicht löslichen Ölen in Kombination mit R134a ist als sehr speziell zu betrachten. Weitere Angaben zum Kältemittelöl sind im Anhang B auf Seite 34 aufgelistet.

5 Ergebnisse

Die einleitend erwähnte Verzögerung bei der Anlieferung des Kompressors hat die eigentliche Vorversuchsphase um etwa drei Monate auf etwa einen Monat schrumpfen lassen. Eine der Konsequenzen dieser Verzögerung war, dass Testmessungen am Prüfstand nur in sehr reduziertem Umfang vorgenommen werden konnten. Dieses Vorgehen wurde gewählt, um den beteiligten Industriepartnern möglichst frühzeitig erste Informationen für die Teilnahme am Swiss Retrofit Programm des BFE zur Verfügung zu stellen.

5.1 Auf den Versuchen basierende Ergebnisse und Beobachtungen

Wie bereits eingangs erwähnt bestehen zwischen den gemessenen Werten und den Berechnungen basierend auf den Herstellerangaben Unterschiede. Abbildung 11a+b, Seite 18 zeigt den Verlauf von λ und σ in Funktion zum Druckverhältnis.

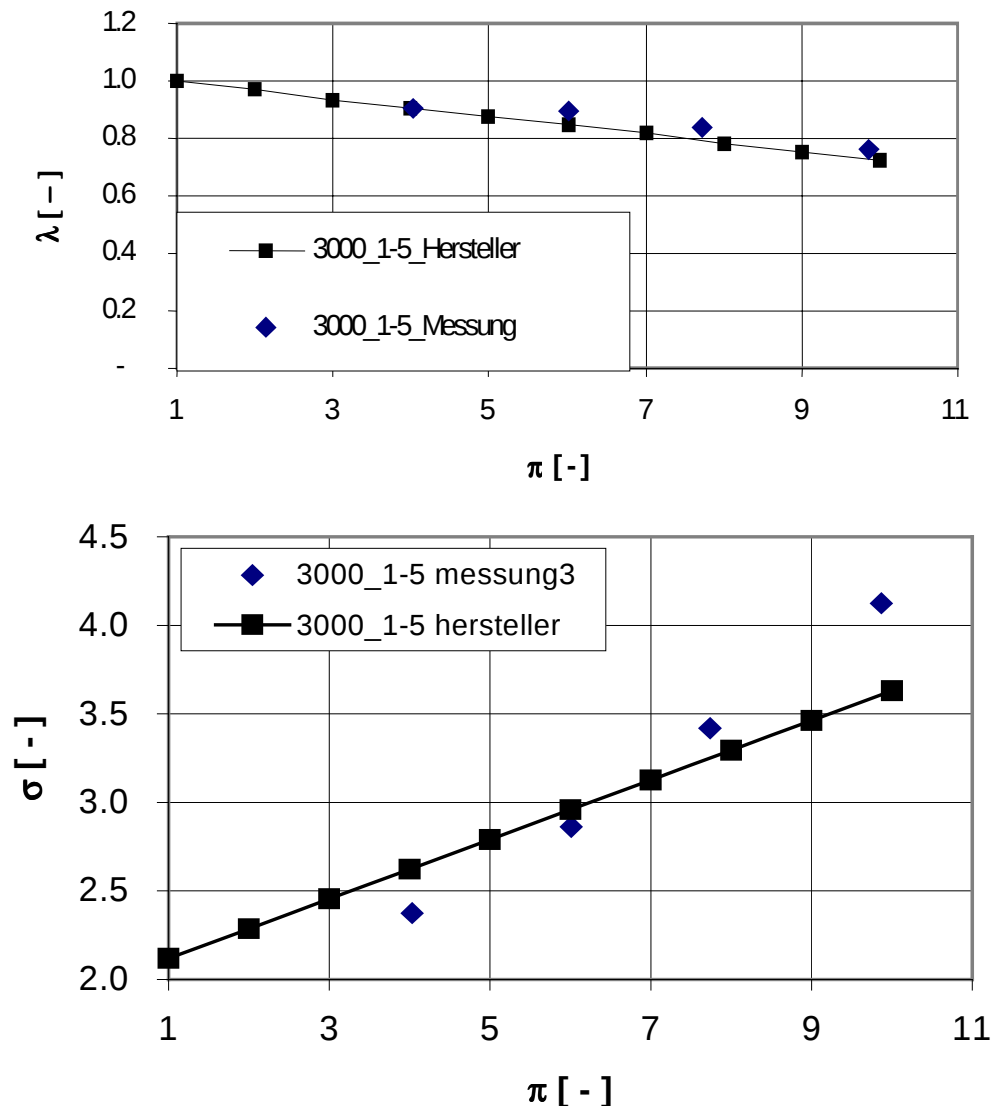


Abb. 11a+b: Am Verdichter Eurovane R140 mit R134a gemessener Liefergrad (oben) und gemessene Leistungsfunktion (unten). In der Legende bedeutet die erste Zahl die Drehzahl in RPM und die zweite Zahl den Saugdruck in bar_a

Bei den Berechnungen wurde der Wirkungsgrad des Elektromotors mit $\eta=0.78$ bereits in Abzug gebracht, d.h. bei der elektrischen Leistungsaufnahme handelt es sich um Wellenleistung des Verdichters. Basierend auf den Messwerten wurde eine Fehlerrechnung für die beiden Kenngrößen λ und σ durchgeführt. Die Abweichung beträgt dabei für λ zwischen 4-10%, für σ zwischen 13-32% (Anhang Seite 31). Im Folgenden wird auf die Einflussfaktoren, die für die Messresultate verantwortlich zeichnen, näher eingegangen. Es handelt sich dabei um:

- Ölabscheidung und dessen Einfluss auf die Messungen
- Kältemittelaufnahme durch das Kältemittelöl

Zusätzlich wird auf den Inverterwirkungsgrad näher eingegangen.

5.1.1 Ölabscheidung

Der verwendete Vielzellenverdichter Eurovane R140 wälzt, im Unterschied zu Kolben- oder Scrollkompressoren, sehr grosse Ölmengen um. Das Öl besitzt dabei folgende Hauptfunktionen:

- Reduktion der Reibung zwischen den Verdichterflügeln und dem Gehäuse
- Wärmeabfuhr aus dem Gehäuse
- Dichtung zwischen dem Gehäuse und den Verdichterflügeln
- Vor allem bei hohen Druckverhältnissen sollte der Ölumlaufl zu einer wirkungsvollen inneren Kühlung verhelfen

Der Ölvolumenstrom variiert dabei je nach Druckdifferenz zwischen der Hoch- und Niederdruckseite. Abbildung 12. zeigt den Ölauswurf des Verdichters basierend auf den Herstellerunterlagen.

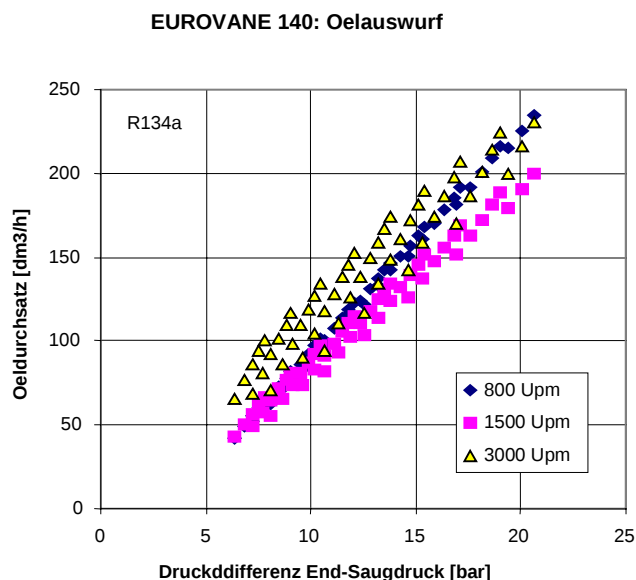


Abb. 12: Ölauswurf des Vielzellenverdichters Eurovane R140 basierend auf den Herstellerangaben

Der Ölauswurf variiert dabei zwischen 42 l/h bis auf 240 l/h. Der Ölumlaufl wird durch eine Drosselöffnung im Gehäuse des Kompressors gesteuert und ist im Wesentlichen eine Funktion der Druckdifferenz zwischen der Hoch- und Niederdruckseite. Die grosse Bandbreite des Ölmanagements verbunden mit den auch absolut betrachtet grossen Ölmengen verursachen dem Ölabscheider Probleme. Auch bei einem 98%igen Ölabscheidegrad sammelt sich bei den erwähnten Ölmengen ein nicht unerheblicher Teil im Kreislauf an, was einerseits auf die Messungen, als auch auf den Liefergrad (bei löslichen Ölen) einen Einfluss hat.

5.1.2 Einfluss des Öls auf die Berechnungen

Wie bereits erwähnt, stimmen die auf den Messwerten basierenden Berechnungen nur ungenügend mit den Herstellerangaben überein. Als ein möglicher Einflussfaktor wurde die restliche Ölmenge, die nicht vom Ölabscheider separiert wird, angesehen. Basierend auf diesem Ansatz wurden Berechnungen angestellt, mit dem Ziel, das Fehlerband des Massenstroms zu bestimmen, das durch das umlaufende Öl entsteht. Dabei wurde von folgenden beiden Extremfällen ausgegangen:

1. Kältemittel ist nicht löslich mit dem umlaufenden Öl
2. Kältemittel ist komplett löslich mit dem umlaufenden Öl

Der Massenanteil des umgeförderten Öls wurde mit 2% angenommen. Die ausführlichen Berechnungen zur Massenstrombestimmung im Wärmetauscher mit zusätzlichem Ölanteil sowie die Fehlerabschätzung befinden sich im Anhang E, Seite 37ff. Tabelle 1 zeigt das maximal mögliche Fehlerband bei den gewählten Parametern.

Es zeigt sich, dass das umlaufende Öl durchaus einen Einfluss auf die Massenstrombestimmung ausübt.

Komplette Löslichkeit des Kältemittels im Öl	$\pm 2.89\% - 45\% * \frac{\dot{m}_{\text{öl}}}{\dot{m}_{\text{R}}} = \frac{+1.99\%}{-3.79\%}$
Keine Löslichkeit des Kältemittels im Öl	$\pm 2.89\% - 80\% * \frac{\dot{m}_{\text{öl}}}{\dot{m}_{\text{R}}} = \frac{+1.39\%}{-4.49\%}$

Tabelle 1: Fehlerband für die Massenstromberechnung

Abbildung 13a zeigt den Vergleich der Massestrombestimmung anhand der unterschiedlichen Messwertquellen. Die Sauggastemperatur liegt dabei einheitlich bei ca. 20°C und das Druckverhältnis ist 4.

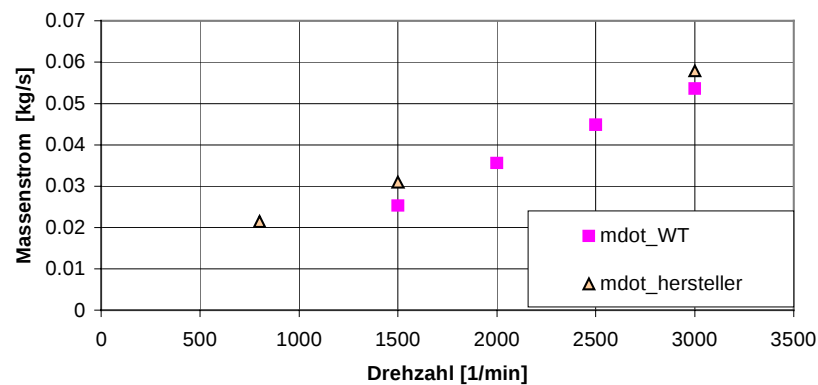
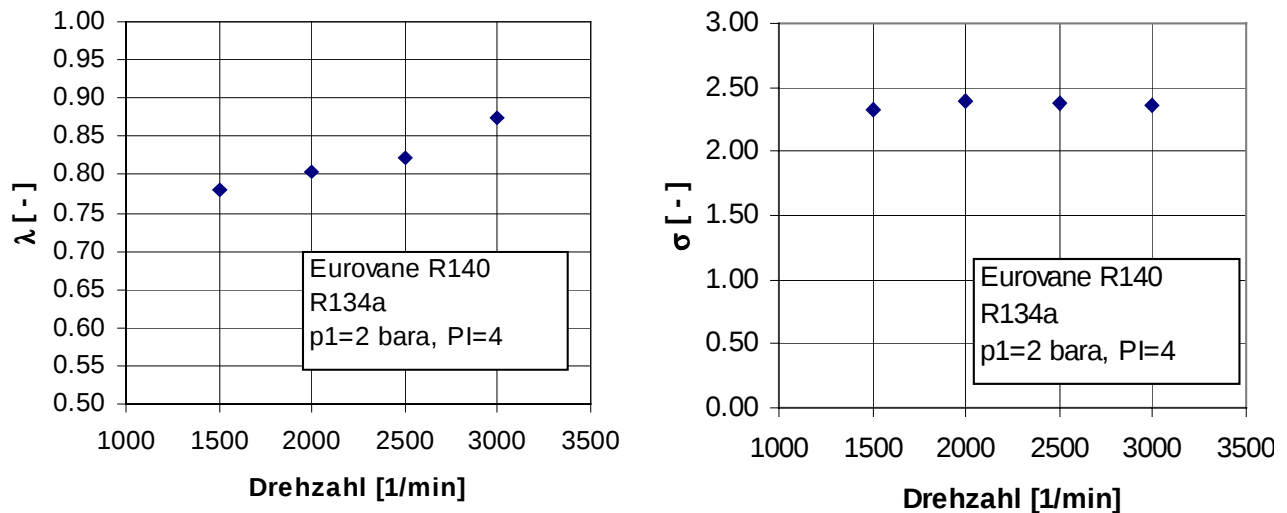


Abb. 13a: Massestrombestimmung in Abhängigkeit zur Drehzahl

Abb. 13b+c: λ und σ in Abhängigkeit zur Drehzahl

Die Abbildungen 13b und 13c zeigen den Verlauf von λ und σ bei konstant gehaltenem Saugdruck und Druckverhältnis π . Der Massenstromverlauf nach Hersteller in Abbildung 13a ist eher unwahrscheinlich, da in diesem Falle auch bei einer Drehzahl 0 noch Masse gefördert würde. Die eigenen Messungen zeigen einen plausibleren Verlauf.

5.1.3 Kältemittelaufnahme durch das Kältemittelöl

Bei einigen Messungen wurde festgestellt, dass sich die Temperatur des Kältemittel zwischen dem Austritt des Wärmetauschers (T_{out}) und dem Eintritt in den Vielzellenverdichter ($T_{\text{p,in}}$) verringert. Eine Abkühlung von 2-3°C kann durch die Drosselung (Druckabfall $\rightarrow$ Joule-Thomson Effekt) entstehen. Zusätzliche Abkühlung des Kältemittels geht zu Lasten der Ausdampfung von Kältemittel aus dem Öl, sofern dieses löslich ist.

5.1.4 Inverterwirkungsgrad

Zur Drehzahlregulierung wird wie eingangs erwähnt ein Inverter (Frequenzumformer) eingesetzt. Dessen Verluste müssen bei einer Bewertung des Verdichters ebenfalls berücksichtigt werden. Mittels zweier 3-Phasenwattmeter wurde die Wirkleistung vor und nach dem Inverter gemessen (Abbildung 10, Seite 16). Abbildung 14 zeigt den Verlauf des Wirkungsgrades in Abhängigkeit zur Ausgangsleistung.

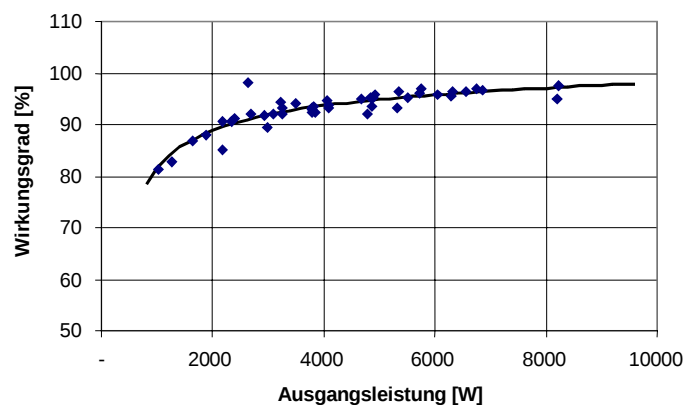


Abb. 14: Inverterwirkungsgrad versus Ausgangsleistung des Inverters

Im Einsatzbereiches des Vielzellenverdichters, bewegt sich der Wirkungsgrad zwischen 90 und 98%.

5.1.5 Temperaturverlauf am Verdichteraustritt

Abbildung 15 zeigt den Verlauf der Verdichteraustrittstemperaturen in Abhängigkeit der Drehzahl. Die Abbildung zeigt, dass die Temperaturen mit zunehmender Drehzahl tendenziell zunehmen. Dieser Effekt kann damit erklärt werden, dass der prozentuale Massenanteil des Öls am gesamten Massenstrom abnimmt, wodurch die Kühlleistung auf das Gas geringer wird. Dies gilt ebenfalls für die durch das Öl aufgenommene Wärmeenergie.

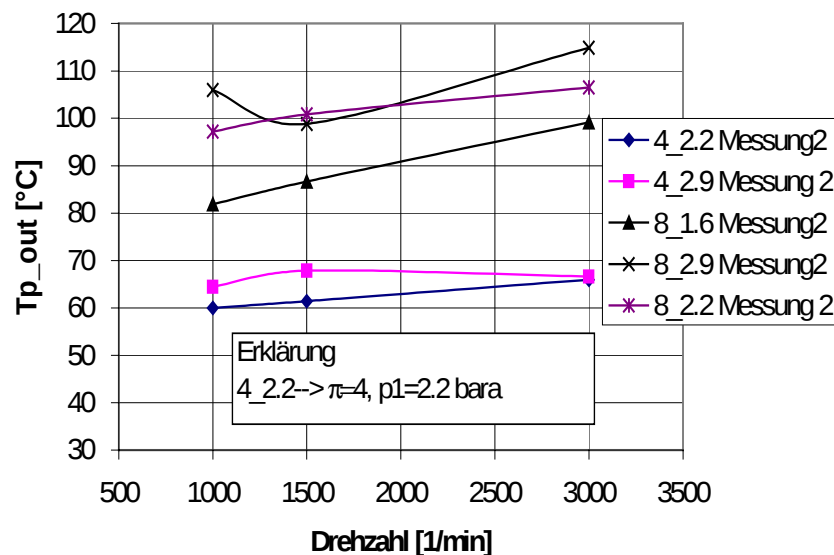


Abbildung 15: Temperatur am Kompressorausstritt

5.1.6 Einfluss der Öltemperatur auf λ und σ

Durch Variation der Öleintrittstemperatur in den Verdichter wurde dessen Einfluss auf den Liefergrad λ sowie die Leistungsfunktion σ untersucht (Abbildungen 16a+b).

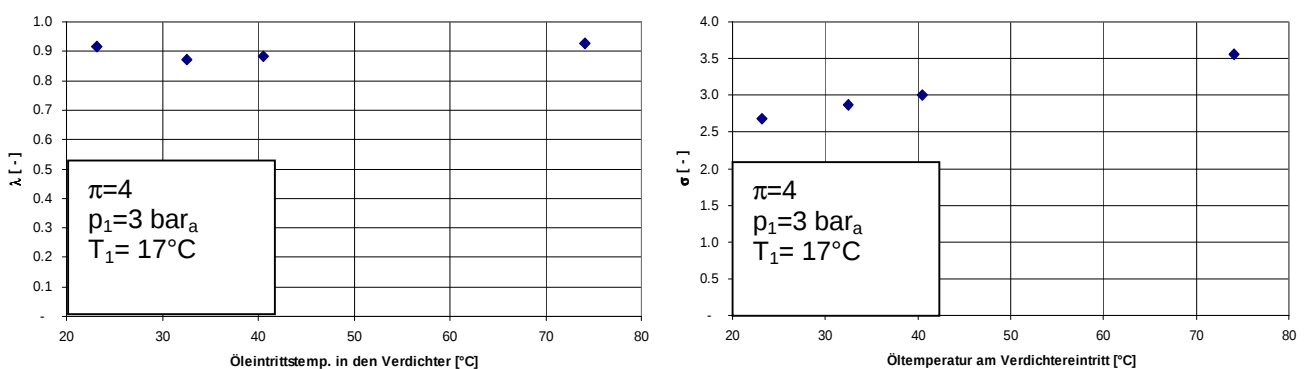


Abb. 16a+b: Einfluss der Öltemperatur am Verdichtereintritt auf σ und λ

λ scheint von einer Variation der Öleintrittstemperatur nicht beeinflusst zu sein. σ vergrößert sich mit zunehmender Temperatur, wobei das durch die dadurch entstehende erhöhte Leistungsaufnahme erklärt werden kann.

6 Literaturverzeichnis

Nr.	Autoren	Titel
[1]	Fordsmand M.	Dynamic behaviour of heat pumps: an investigation of short running time Skovshovedvej 38, DK-2920 Charlottenlund, financed by the Commission of the European Communities within the frame of the Non-nuclear Energy R+D Programme, 1990 EUR 12591 EN
[2]	Ehrbar Max	Thermodynamik, 9. Auflage 1995 Verlag FH für Technik Buchs, CH-9470 Buchs
[3]	Klaiber Remo Rieder Reto Ehrbar Max	Messung an Drehzahl variierten Kompressoren <i>Spezifische elektrische Arbeit und Liefergrad eines Mitsubishi-Rollkolbenkompressors</i> , 1996 BFE Projekt EF-PROC 2503 Bundesamt für Energiewirtschaft
[4]	O. Fiedler	Strömungs- und Durchflussmesstechnik R. Oldenbourg Verlag, ISBN 3-486-88119-1
[5]	Vaisman I. B.	Economizer Cycle In Air Conditioning Systems with Rotary Vane Compressor 2000 International Refrigeration Conference at Purdue, USA

7 Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Beschreibung
P_{el}	W	die dem Kompressor zugeführte elektrische Leistung
P_r	W	Reibleistung, Verlustleistung des Verdichters durch Reibung (inkl. Elek. Verluste des Motors)
$\dot{m}_R$	kg/s	der vom Kompressor geförderte Kältemittelmassestrom
$\dot{V}_{th}$	m ³ /s	theoretisches Hubvolumen (Herstellerangabe)
$\dot{V}_{eff}$	m ³ /s	effektives Saugvolumen am Saugstutzen
p_r	bara	Reibdruck
p_1	bara	Saugdruck
p_2	bara	Kondensationsdruck
PI	-	Druckverhältnis (p_2/p_1)
π	-	Druckverhältnis (p_2/p_1)
z_1	-	Realgasfaktor des Sauggases
R	kJ/kg/K	spezifische Gaskonstante des Kältemittels
T_1	°C	Sauggastemperatur
σ	-	Leistungsfunktion
λ	-	Liefergrad
w_e	kJ/kg	spezifische elektrische Arbeit

ANHANG A

Spezifikationen des Kompressors

Fabrikat	MCC Inc, Canada	
Modell	Eurovane R140	
theoretisches Hubvolumen bei 3000 RPM	25.5	[m ³ /h]
Maximale Leistung bei 3000 RPM	22.4	[kW]
Drehzahlbereich	800....3500	[RPM]
Konstruktives internes Verdichtungsverhältnis	5.0	
verwendetes Kältemittel	R134a	
Öl	Fuchs DEA Reniso SP 100	

Abbildung 12 zeigt den Ölauswurf verglichen mit der Druckdifferenz zwischen dem Saug- und Enddruck. Diese Daten basieren auf den Herstellerangaben. Der Öldurchfluss durch den Kompressor wird durch eine Blende im Kompressorgehäuse gesteuert.

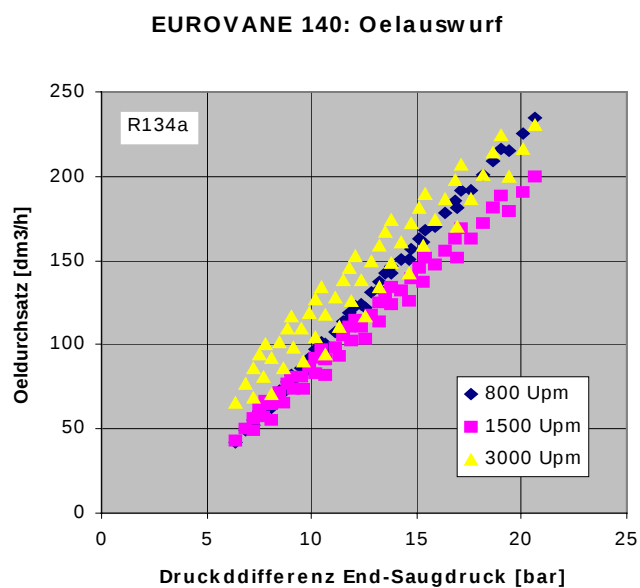


Abb. 17: Ölauswurf des Vielzellenverdichters Eurovane R140 basierend auf den Herstellerangaben

Eurovane R140, 800 RPM, R134a								
Suction temperature 25.0, without liquid subcooling								
CAPACITY [W]								
Tcond [°C]	Tevap [°C]							
	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10
35	1660	2140	2720	3400	4210			
40	1490	1950	2510	3160	3930	4830		
45	1300	1740	2270	2890	3630	4490	5480	
50	1080	1510	2010	2600	33000	4110	5060	
55	850	1240	1720	2280	2940	3710	4610	5640
60		960	1400	1930	2560	3280	4120	5090
65			1060	1550	2140	2810	3600	4510
70				1150	1690	2320	3050	3880
75						1790	2460	3230

Eurovane R140, 800 RPM, R134a								
Suction temperature 25.0, without liquid subcooling								
INPUT POWER [W]								
Tcond [°C]	Tevap [°C]							
	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10
35	880	950	1050	1160	1290			
40	950	1030	1120	1230	1360	1520		
45	1030	1110	1200	1310	1430	1580	1770	
50	1110	1200	1290	1400	1520	1670	1840	
55	1200	1290	1390	1500	1620	1760	1930	2130
60		1390	1490	1600	1730	1870	2030	2220
65			1600	1720	1840	1980	2140	2330
70				1840	1970	2110	2270	2450
75						2250	2400	2580

Die Kompressordaten wurden von der Firma Ecopac zur Verfügung gestellt.

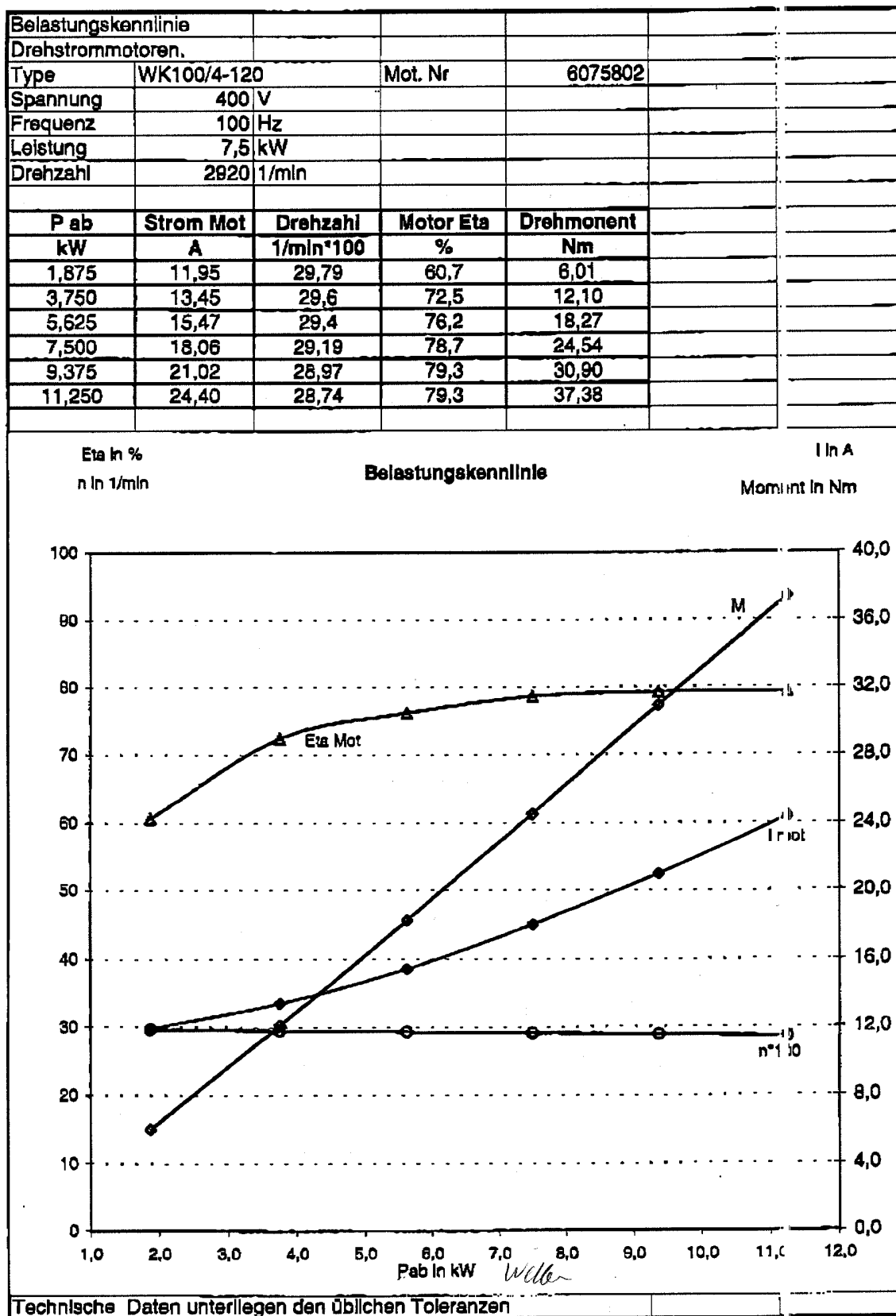
Eurovane R140, 1500 RPM, R134a								
Suction temperature 25.0, without liquid subcooling								
CAPACITY [W]								
Tcond [°C]	Tevap [°C]							
	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10
35	2530	3190	3980	4900	5990			
40	2350	2980	3740	4630	5690	6920		
45	2130	2740	3470	4330	5350	6540	7920	
50	1880	2470	3170	4000	4970	6110	7440	
55	1590	2150	2830	3620	4560	5650	6910	8370
60	1260	1800	2440	3200	4090	5130	6340	7730
65		1410	2020	2740	3590	4570	5710	7030
70			1550	2230	3030	3960	5040	6270
75				1690	2440	3310	4310	5460

Eurovane R140, 1500 RPM, R134a								
Suction temperature 25.0, without liquid subcooling								
INPUT POWER [W]								
Tcond [°C]	Tevap [°C]							
	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10
35	1370	1470	1580	1720	1900			
40	1500	1600	1710	1840	2000	2200		
45	1640	1740	1850	1980	2130	2310	2540	
50	1790	1890	2000	2130	2270	2440	2650	
55	1950	2050	2170	2290	2430	2590	2780	3010
60	2120	2230	2340	2470	2600	2750	2930	3140
65		2420	2540	2660	2790	2930	3100	3290
70			2740	2860	2990	3130	3290	3470
75				3080	3210	3350	3490	3660

Eurovane R140, 3000 RPM, R134a								
Suction temperature 25.0, without liquid subcooling								
CAPACITY [W]								
Tcond [°C]	Tevap [°C]							
	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10
35	4790	6230	7960	10000	12390			
40	4430	5810	7450	9390	11670	14340		
45	4070	5370	6930	8770	10940	13470	16410	
50	3690	4930	6400	8140	10190	12570	15350	
55	3310	4480	5860	7500	9420	11660	14260	17270
60	2920	4010	5310	6840	8630	10730	13150	15960
65	2520	3540	4740	6160	7830	9770	12020	14620
70	2110	3050	4160	5470	7010	8800	10860	13240
75		2550	3570	4770	6170	7800	9680	11840

Eurovane R140, 3000 RPM, R134a								
Suction temperature 25.0, without liquid subcooling								
INPUT POWER [W]								
Tcond [°C]	Tevap [°C]							
	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10
35	2710	2950	3220	3540	3950			
40	2880	3120	3390	3700	4080	4540		
45	3070	3310	3570	3880	4240	4670	5210	
50	3270	3510	3770	4080	4420	4830	5330	
55	3480	3720	3990	4290	4630	5020	5480	6050
60	3700	3950	4230	4520	4860	5230	5670	6190
65	3940	4200	4470	4770	5100	5470	5880	6370
70	4190	4450	4740	5040	5360	5720	6120	6580
75		4720	5010	5320	5640	5990	6380	6810

Datenblatt des angeflanschten Elektromotors



Berechnungsbeispiel zu den Kenngrößen σ und λ **Ausgangsdaten**

Eurovane R140	Capacity	2670	W
Kältemittel R134a	Input Power	4450	W
Drehzahl 3000 RPM	T_{evap}	-20	°C
	T_{cond}	70	°C
	V_{th}	25.5	$\text{m}^3/\text{h} \equiv 0.007083 \text{ m}^3/\text{s}$

Berechnungen

$$\theta_{\text{evap}} = \frac{T_{\text{evap}}}{T_k} = 0.676$$

$$p_{\text{evap}} = 40.67 * \text{EXP}(10.607907 - 10.915136/\theta_{\text{evap}} - 5.304848 * \text{LN}(\theta_{\text{evap}}) + 0.3064908 * \theta_{\text{evap}}^6)$$

$$p_{\text{evap}} = 1.323 \text{ bara}$$

$$\theta_{\text{cond}} = \frac{T_{\text{cond}}}{T_k} = 0.917$$

$$p_{\text{kond}} = 40.67 * \text{EXP}(10.607907 - 10.915136/\theta_{\text{cond}} - 5.304848 * \text{LN}(\theta_{\text{cond}}) + 0.3064908 * \theta_{\text{cond}}^6)$$

$$p_{\text{kond}} = 21.144 \text{ bara}$$

$$\pi = \frac{p_{\text{kond}}}{p_{\text{evap}}} = 15.98$$

$$\left\| \sigma = \frac{P_{\text{el}}}{p_{\text{evap}} * \dot{V}_{\text{th}}} = \frac{4450 \text{ W}}{1.323 \text{ bara} * 0.007083 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}} = 4.75 \right\|$$

Die Werte sind den Datenblättern des Herstellers entnommen.

$$h_1 = 403.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_3 = h_4 = 300.3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{h_1 - h_3} = 0.0259 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$v_1 = 0.1572 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\left\| \lambda = \frac{\dot{m}_R * v_1}{\dot{V}_{\text{th}}} = \frac{0.0259 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 0.1572 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}}{25.5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}} = 0.575 \right\|$$

$$w_e = \frac{P_{\text{el}}}{\dot{m}_R} = \frac{\sigma * p_{\text{evap}}}{\lambda * \frac{1}{v_1}} = z * R * T_{\text{evap}}$$

Fehlerrechnung zu den Kenngrößen σ und λ

Bestimmung des Messfehlers für den Kältemittelmassenstrom

Der Massenstrom des Kältemittels wird wie folgt bestimmt:

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_{WT}}{h_1 - h_2} = \frac{\dot{Q}_{WT}}{\bar{c}_{pg} * (T_1 - T_2)} \quad (1)$$

In dieser Gleichung sind die Größen $\dot{Q}_{WT}$, T_1 und T_2 fehlerbehaftet. Für $\dot{Q}_{WT}$ gilt:

$$\dot{Q}_{WT} = \rho * \dot{V} * c_{pw} * (T_{w_{aus}} - T_{w_{ein}}) = \rho * \dot{V} * c_{pw} * \Delta T_w \quad (2)$$

Nach der Theorie des statistischen Mittelwertes der Messunsicherheit gilt:

$$\begin{aligned} \Delta \dot{Q}_{WT} &= \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{V}} * \Delta \dot{V} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \Delta T_w} * \Delta \Delta T_w \right)^2} = \\ &= \sqrt{\dot{Q}_{WT}^2 * \left(\frac{\Delta \dot{V}}{\dot{V}} \right)^2 + \dot{Q}_{WT}^2 * \left(\frac{\Delta \Delta T_w}{\Delta T_w} \right)^2} = \\ &= \dot{Q}_{WT} * \sqrt{\left(\frac{\Delta \dot{V}}{\dot{V}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \Delta T_w}{\Delta T_w} \right)^2} \end{aligned} \quad (3)$$

Für den Massenstrom gilt:

$$\begin{aligned} \Delta \dot{m}_R &= \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}_R}{\partial \dot{Q}_{WT}} * \Delta \dot{Q}_{WT} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_R}{\partial \Delta T_R} * \Delta \Delta T_R \right)^2} = \\ &= \sqrt{\dot{m}_R^2 * \left(\frac{\Delta \dot{Q}_{WT}}{\dot{Q}_{WT}} \right)^2 + \dot{m}_R^2 * \left(\frac{\Delta \Delta T_R}{\Delta T_R} \right)^2} = \\ &= \dot{m}_R * \sqrt{\left(\frac{\Delta \dot{Q}_{WT}}{\dot{Q}_{WT}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \Delta T_R}{\Delta T_R} \right)^2} \end{aligned} \quad (4)$$

Auf Grund der Herstellerangaben treten folgende Messunsicherheiten auf:

Volumenstrom:	0.5 % vom aktuellen Wert
Temperaturen:	0.2 K
Temperaturdifferenzen:	0.2828 K

Daraus errechnet sich der Massenstrommessfehler gemäss Gleichung (4) zu:

$$\frac{\Delta \dot{m}_R}{\dot{m}_R} = \sqrt{\left(\frac{\Delta \dot{V}}{\dot{V}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \Delta T_w}{\Delta T_w}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \Delta T_R}{\Delta T_R}\right)^2} = \sqrt{0.005^2 + \left(\frac{0.2}{5}\right)^2 + \left(\frac{0.2}{40}\right)^2} = \pm 2.89\% \quad (5)$$

Wegen der Unsicherheit des Ölflusses ergeben sich weitere Messunsicherheiten.

Die gesamte Messunsicherheit beträgt damit für 2% Ölanteil:

$$\frac{\Delta \dot{m}_R}{\dot{m}_R} = \pm 2.89 \begin{matrix} -0.9 \\ -1.6 \end{matrix} = \begin{bmatrix} +1.99 \\ -4.49 \end{bmatrix}$$

Berechnung der Unsicherheit des Liefergrades λ

$$\lambda = \frac{\dot{m}_R \cdot v_1}{\dot{V}_{th}}$$

$$f_{\dot{m}_R} = \frac{\partial \lambda}{\partial \dot{m}_R} = \frac{v_1}{\dot{V}_{th}}$$

$$f_{v_1} = \frac{\partial \lambda}{\partial v_1} = \frac{\dot{m}_R}{\dot{V}_{th}}$$

$$\Delta \lambda = \pm \sqrt{f_{\dot{m}_R}^2 \cdot \Delta \dot{m}_R^2 + \Delta v_1^2 \cdot f_{v_1}^2}$$

Berechnung der Unsicherheit der Leistungsfunktion σ

$$\sigma = \frac{P_{el}}{p_1 \cdot \dot{V}_{th}}$$

$$f_{P_{el}} = \frac{\partial \sigma}{\partial P_{el}} = \frac{1}{p_1 \cdot \dot{V}_{th}}$$

$$\Delta \dot{V}_{th} = \pm 1\% /_{min}$$

$$f_{p_1} = \frac{\partial \sigma}{\partial p_1} = \frac{-P_{el}}{p_1^2 \cdot \dot{V}_{th}}$$

$$f_{\dot{V}_{th}} = \frac{\partial \sigma}{\partial \dot{V}_{th}} = \frac{P_{el}}{p_1}$$

$$\Delta \sigma = \pm \sqrt{f_{P_{el}}^2 \cdot \Delta P_{el}^2 + f_{p_1}^2 \cdot \Delta p_1^2 + f_{\dot{V}_{th}}^2 \cdot \Delta \dot{V}_{th}^2}$$

Die Fehlerabschätzung zum Öleinfluss sind auf Seite 36ff ersichtlich.

ANHANG B**Spezifikationen Inverter**

Honeywell Frequenzumrichter

Excel VRL CXS

Excel VRL CXS0075V34G2C1

Motorleistung	7.5/11kW
Nennausgangsstrom	18 A
Anschlussspannung	3x380-440V +10%/-15%
Anschlussfrequenz	50/60 Hz
Ausgangsspannung	3x0-Ua
Ausgangsfrequenz	1-500 Hz
Abmessungen BxHxT	135x390x205 mm
Gewicht	7 kg
Schutzart	IP20
Ausführung:	Display, integrierter Bremschopper

Lieferung durch:

Meier+Co AG

Oltnerstrasse 92

CH-5013 Niedergösgen

Ansprechperson: Hr. A. Zürcher

ANHANG C

Spezifikationen Oel

Folgende vier Ölvarianten wurden vom für die Schweiz zuständigen Händler der Firma Fuchs DEA vorgeschlagen:

- RENISO KC-68
- RENISO SP-100
- RENISO SYNTH 68
- Entwicklungsester (Öl, das sich erst im Versuchsstadium befindet)

Von Seiten der Industriepartner wurde das Kältemittelöl RENISO SP-100 gewählt.

Kenndaten RENISO SP-100

Farbzahl	1.0
Dichte bei 15°C	872 kg/m ³
Flammpunkt	190 °C
Kinemat. Viskosität 20°C	490 mm ² /s
Kinemat. Viskosität 40°C	106 mm ² /s
Kinemat. Viskosität 50°C	56 mm ² /s
Pourpoint	-30°C
Anilinpunkt	75 °C
Kältemittelbeständigkeit	>96 h

ANHANG D

Messmatrix

Drehzahl [RPM]	Druckverhältnis PI [-]	Saugdruck [bara]
1000	4	2.2
	4	2.9
	4	3.5
	4	4.13
1000	6	1.5
	6	2.2
	6	2.9
	6	4.13
1000	8	1.09
	8	1.65
	8	2.43
	8	2.94
1000	11	1.06
	11	1.40
	11	1.71
1500	4	2.2
	4	2.9
	4	3.5
	4	4.13
1500	6	1.5
	6	2.2
	6	2.9
	6	4.13
1500	8	1.09
	8	1.65
	8	2.43
	8	2.94
1500	11	1.06
	11	1.40
	11	1.71
	11	2.15
3000	4	2.2
	4	2.9
	4	3.5
	4	4.13
3000	8	1.09
	8	1.65
	8	2.43
3000	11	1.06
	11	1.40
	11	1.71
	11	2.15
3000	17.8	1.06
	17.8	1.22
	17.8	1.40

Abbildung 18: Messmatrix

Messstellenplan

Mess-stel-lennr.	Symbol	Einheit	Beschreibung	Messmittel	Genauigkeit	Hersteller
1	Tp_in	°C	Temperatur am Verdichtereintritt (Tauchhülse)	Thermoelement Typ K	+/- 0.2°C ⁵	Jumo AG
2	Tp_out	°C	Temperatur am Verdichteraustritt (Tauchhülse)	Thermoelement Typ K	+/- 0.2°C	Jumo AG
3	The_in	°C	Temperatur am Wärmetauschereintritt (Tauchhülse)	Thermoelement Typ K	+/- 0.2°C	Jumo AG
4	The_out	°C	Temperatur am Wärmetauscheraustritt (Tauchhülse)	Thermoelement Typ K	+/- 0.2°C	Jumo AG
5	Tb_vor	°C	Temperatur vor der Blende	Thermoelement Typ K	+/- 0.2°C	Jumo AG
6	To_out	°C	Öltemperatur vor dem Eintritt in den Verdichter	Thermoelement Typ K	+/- 0.2°C	Jumo AG
7	Pin	bara	Druck am Verdichtereintritt	Drucksensor 0-10 bara	1%*p _{mess}	Kistler AG
8	Pout	bara	Druck am Verdichteraustritt	Drucksensor 0-30 bara	1%* p _{mess}	Kistler AG
9	pb_vor	bara	Druck vor der Blende	Drucksensor 0-10 bara	1%* p _{mess}	Kistler AG
10	pb_nach	bara	Druck nach der Blende	Drucksensor 0-10 bara	1%* p _{mess}	Kistler AG
11	Pel_m	W	Wirkleistung vor dem Elektromotor des Verdichters	3-phasen Wattmeter	+-(0.1%MW+0.1% MB) ⁶	Infratek AG
12	Pel_n	W	Wirkleistung vor dem Inverter	3-phasen Wattmeter		Infratek AG
13	Qdot_w	W	Kühlleistung des Wärmetauschers wasserseitig	CALEC Wärmezähler		Aqua Metro AG
14	Tp_in2	°C	Temperatur am Verdichtereintritt	Thermoelement Typ K	+/- 0.2°C	Jumo AG
15	Tp_out2	°C	Temperatur am Verdichteraustritt	Thermoelement Typ K	+/- 0.2°C	Jumo AG
16	The_in2	°C	Temperatur am Wärmetauschereintritt	Thermoelement Typ K	+/- 0.2°C	Jumo AG
17	The_out2	°C	Temperatur am Wärmetauscheraustritt	Thermoelement Typ K	+/- 0.2°C	Jumo AG

Abbildung 19: Übersicht der Messstellen und der verwendeten Messinstrumente

⁵ Genauigkeit basiert auf der Kalibrierung der Temperaturmessfühler mittels Kryostat⁶ MW= Messwert, MB= Messbereich

ANHANG E

Messtechnik

Abschätzung des Einflusses von mitgeschlepptem Öl auf die Bestimmung des Kältemittelmassenstromes $\dot{m}_R$.

Die folgende Theorie wird unter der Voraussetzung hergeleitet, dass mit dem Kältemittelmassenstrom auch eine bestimmte Ölmenge umgewälzt wird. Die folgende Skizze erklärt die verwendeten Fussnoten für die Berechnungen um den Wärmetauscher bzw. Enthitzer.

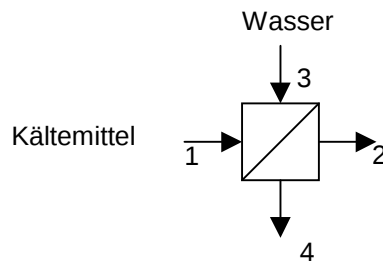


Abb.20: Information zur Verwendung der Fussnoten

Es wird weiter angenommen, dass Öl und Kältemittel vollständig löslich sind. Mit diesen Voraussetzungen lautet die Energiebilanz des Gaskühlers:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{WT} = & \dot{m}_{R1} * h_{R1} + \dot{m}_{öl} * y_1(T_1, p) * h'(T_1) + \dot{m}_{öl} * c_{pöl} * T_1 - \\ & - \dot{m}_{R2} * h_{R2} - \dot{m}_{öl} * y_2(T_2, p) * h'(T_2) - \dot{m}_{öl} * c_{pöl} * T_2 \end{aligned} \quad (1)$$

y_1 und y_2 sind die Kältemittelanteile im Öl, bezogen auf 1 kg Öl. Der gesamte Kältemittelumlauf beträgt demnach

$$\dot{m}_{R_{tot}} = \dot{m}_{R1} + y_1 * \dot{m}_{öl} = \dot{m}_{R2} + y_2 * \dot{m}_{öl} \quad (2)$$

Wir formen nun (1) wie folgt um:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{R1} * h_{R1} + \dot{m}_{öl} * y_1 * h'(T_1) - (\dot{m}_{R2} * h_{R2} + \dot{m}_{öl} * y_2 * h'(T_2)) = \\ = \dot{Q}_{WT} - \dot{m}_{öl} * c_{pöl} * (T_1 - T_2) \end{aligned} \quad (3)$$

Die linke Seite von (3) können wir ebenfalls umformen:

$$\begin{aligned} [\dot{m}_{R1} + \dot{m}_{öl} * y_1] * h_{R1} - \dot{m}_{öl} * y_1 * [h_1 - h'(T_1)] - \\ - [\dot{m}_{R2} + \dot{m}_{öl} * y_2] * h_{R2} + \dot{m}_{öl} * y_2 * [h_2 - h'(T_2)] = \\ = \dot{m}_{R_{tot}} * (h_{R1} - h_{R2}) - \dot{m}_{öl} * [y_1 * (h_1 - h'(T_1)) - y_2 * (h_2 - h'(T_2))] \end{aligned} \quad (4)$$

Dies in (3) eingesetzt und nach dem gesuchten Massenstrom aufgelöst, ergibt:

$$\dot{m}_{R_{tot}} = \frac{\dot{Q}_{WT} - \dot{m}_{öl} * [c_{pöl} * (T_1 - T_2) + y_1 * (h_1 - h'(T_1)) - y_2 * (h_2 - h'(T_2))]}{h_{R1} - h_{R2}} \quad (5)$$

y_1 und y_2 sind Funktionen von p und T .

Für den Kältemittelgehalt im Öl (Bsp: R22+SHELL Clavus 22⁷) verwenden wir folgenden Ansatz:

$$y = \frac{x}{1-x} = \frac{-\ln(1-\frac{p}{p_s}) * a(T)}{1 + \ln(1-\frac{p}{p_s}) * a(T)} \quad a(T) = 0.18419 + 0.00186 * T \quad T \text{ in } [^{\circ}\text{C}] \quad (6)$$

Wir können Gleichung (5) umformen:

$$\dot{m}_{R_{\text{tot}}} = \frac{\dot{Q}_{WT}}{h_{R_1} - h_{R_2}} - \dot{m}_{\text{öl}} * \frac{c_{p_{\text{öl}}}}{c_{p_g}} - \dot{m}_{\text{öl}} * \frac{y_1 * (h_1 - h'(T_1)) - y_2 * (h_2 - h'(T_2))}{h_{R_1} - h_{R_2}} \quad (7)$$

Für den zweiten Bruch rechts in (7) schreiben wir:

$$\begin{aligned} \frac{y_1 * (h_{R_1} - h'(T_1)) - y_2 * (h_{R_2} - h'(T_2))}{h_1 - h_2} &= \\ &= \frac{y_1 * (h_{R_1} - h'(T_1)) - y_2 * (h_{R_1} + c_{p_g} * (T_2 - T_1) - h'(T_1) - c_{p_{\text{fl}}} * (T_2 - T_1))}{h_{R_1} - h_{R_2}} = \\ &= \frac{(y_1 - y_2) * (h_1 - h'(T_1)) + y_2 * (c_{p_{\text{fl}}} - c_{p_g}) * (T_2 - T_1)}{h_{R_1} - h_{R_2}} \approx \frac{(y_1 - y_2) * (h_1 - h'(T_1))}{h_{R_1} - h_{R_2}} \approx \\ &\approx \frac{(y_1 - y_2) * r}{h_{R_1} - h_{R_2}} \approx \frac{(y_1 - y_2) * r}{c_{p_g} * (T_1 - T_2)} \end{aligned} \quad (8)$$

Dies in (7) eingesetzt ergibt schliesslich:

$$\dot{m}_{R_{\text{tot}}} \approx \frac{\dot{Q}_{WT}}{h_1 - h_2} - \dot{m}_{\text{öl}} * \frac{c_{p_{\text{öl}}}}{c_{p_R}} - \dot{m}_{\text{öl}} * \frac{r * (y_1 - y_2)}{c_{p_g} * (T_1 - T_2)} \quad (9)$$

Fehlerabschätzung (systematische Fehler)

Wir können daraus auch die Mess- resp. Auswerteunsicherheit für den Kältemittelmassenstrom ableiten. Der Oelstrom ist derzeit unbekannt, resp. kann nicht gemessen werden. Ebenso ist unklar, ob es sich tatsächlich um einen nicht lösliches Oel handelt. Der mögliche Fehler beträgt in diesen beiden Grenzfällen:

$$\text{Löslich:} \quad \frac{\Delta \dot{m}_R}{\dot{m}_R} = \frac{\dot{m}_{\text{öl}}}{\dot{m}_R} * \left[-\frac{c_{p_{\text{öl}}}}{c_{p_g}} - \frac{r * (y_1 - y_2)}{c_{p_g} * (T_1 - T_2)} \right] \quad (10)$$

$$\text{Nicht löslich:} \quad \frac{\Delta \dot{m}_R}{\dot{m}_R} = \frac{\dot{m}_{\text{öl}}}{\dot{m}_R} * \frac{c_{p_{\text{öl}}}}{c_{p_g}} \quad (11)$$

Man erkennt, dass der Massenstrom des Kältemittels ohne Berücksichtigung des Oelanteils systematisch zu niedrig berechnet wird. Die Abweichung wird dann am grössten, wenn das Oel das Kältemittel vollständig löst. Abschätzungsweise soll der Bereich dieses Fehlers dargestellt werden:

Wir nehmen an, dass wir R134a haben. Die Temperatur T_1 betrage 80 °C, T_2 betrage 20 °C. Der Druck betrage 3 bar abs. Die Verdampfungsenthalpie r betrage 182.2 kJ/kg, die spezifischen Wärmen von Oel

⁷ Steht für ein lösliches Öl, entspricht nicht dem hier verwendeten Öl.

und R134a (gasförmig) 800 resp. 1000 J/(kg*K). Für y_1 und y_2 nehmen wird die Gleichung von SHELL Clausius 22 mit R22. Dann erhält man für:

$$y_1 = \frac{-\ln\left(1 - \frac{p}{p_s(T_1)}\right)}{1 + \ln\left(1 - \frac{p}{p_s(T_1)}\right)} * (0.18149 + 0.00186 * 80) = 0.0456$$

$$y_2 = \frac{-\ln\left(1 - \frac{p}{p_s(T_2)}\right)}{1 + \ln\left(1 - \frac{p}{p_s(T_2)}\right)} * (0.18149 + 0.00186 * 20) = 0.159$$

Damit folgt für die mögliche Messunsicherheit:

Löslich:
$$\frac{\Delta \dot{m}_R}{\dot{m}_R} = \frac{\dot{m}_{\text{öl}}}{\dot{m}_R} * \left[-\frac{800}{1000} - \frac{182.2 * (0.046 - 0.159)}{1.000 * (80 - 20)} \right] = -0.466 * \frac{\dot{m}_{\text{öl}}}{\dot{m}_R} = -0.009$$

Nicht löslich:
$$\frac{\Delta \dot{m}_R}{\dot{m}_R} = \frac{\dot{m}_{\text{öl}}}{\dot{m}_R} * \left[-\frac{800}{1000} \right] = -0.80 * \frac{\dot{m}_{\text{öl}}}{\dot{m}_R} = -0.016$$

Messfehler der Temperatur in der Gasleitung (Hochdruckseite)

Tauchfühler 20 mm Tauchlänge

Rohr isoliert

Fühlerhülse Messing: $\lambda=100 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$

Wärmeübergangszahl innen: $\alpha=413 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$

Wärmeübergang aussen: $\alpha=10 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$

Temperatur Heissgas (innen): $100 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatur Umgebung (ausen): $0 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatur an der Spitze der Fühlerhülse: $99.57 \text{ }^\circ\text{C}$

Formel für Messfehler: $\Delta T_f = 0.0043 \cdot (T_{\text{Gas}} - T_u)$

Der Messfehler wurde mit der MATLAB Zusatzfunktion pde tool (Programm zur Berechnung von Temperaturverteilungen) ermittelt.

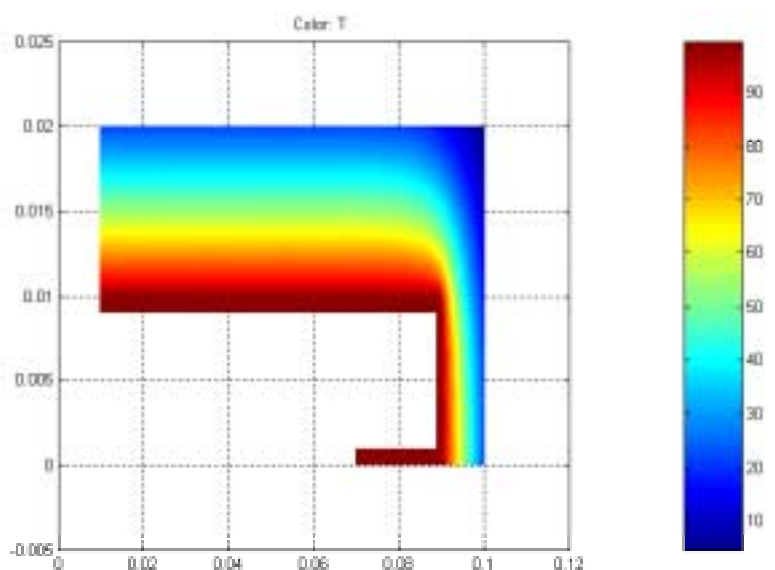
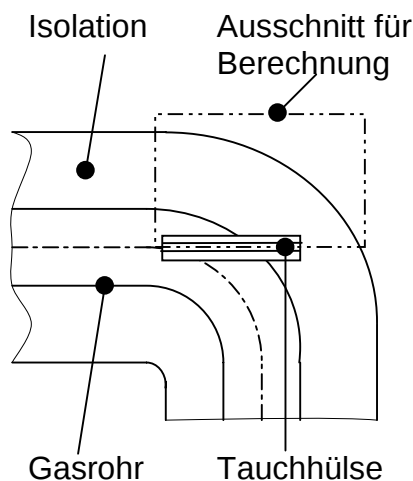


Abb. 21a: Grafische Temperaturverteilung beim Temperatursensor am Kompressorauslass (Hochdruckseite)

Messfehler der Temperatur in der Gasleitung (Saugseite)

Tauchfühler 20 mm Tauchlänge

Rohr isoliert

Fühlerhülse Messing: $\lambda=100 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$

Wärmeübergangszahl innen: $\alpha=345 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$

Wärmeübergang aussen: $\alpha=10 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$

Temperatur Heissgas (innen): $100 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatur Umgebung (ausen): $0 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatur an der Spitze der Fühlerhülse: $99.42 \text{ }^\circ\text{C}$

Formel für Messfehler: $\Delta T_f = 0.0058 \cdot (T_{\text{Gas}} - T_u)$

Der Messfehler wurde mit der MATLAB Zusatzfunktion pde tool (Programm zur Berechnung von Temperaturverteilungen) ermittelt.

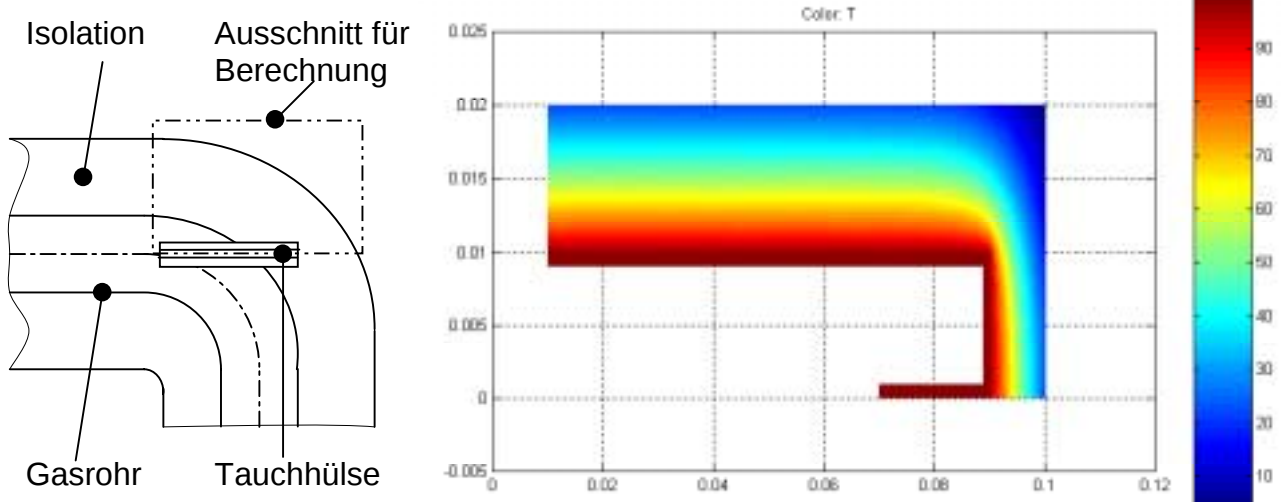


Abb. 21b: Grafische Temperaturverteilung beim Temperatursensor am Kompressoreinlass (Saugseite)

Weitere Resultate der Experimente

Die folgenden Diagramme zeigen λ und σ für einen Saugdruck von 2.5 bara und einer Drehzahl von 3000 RPM.

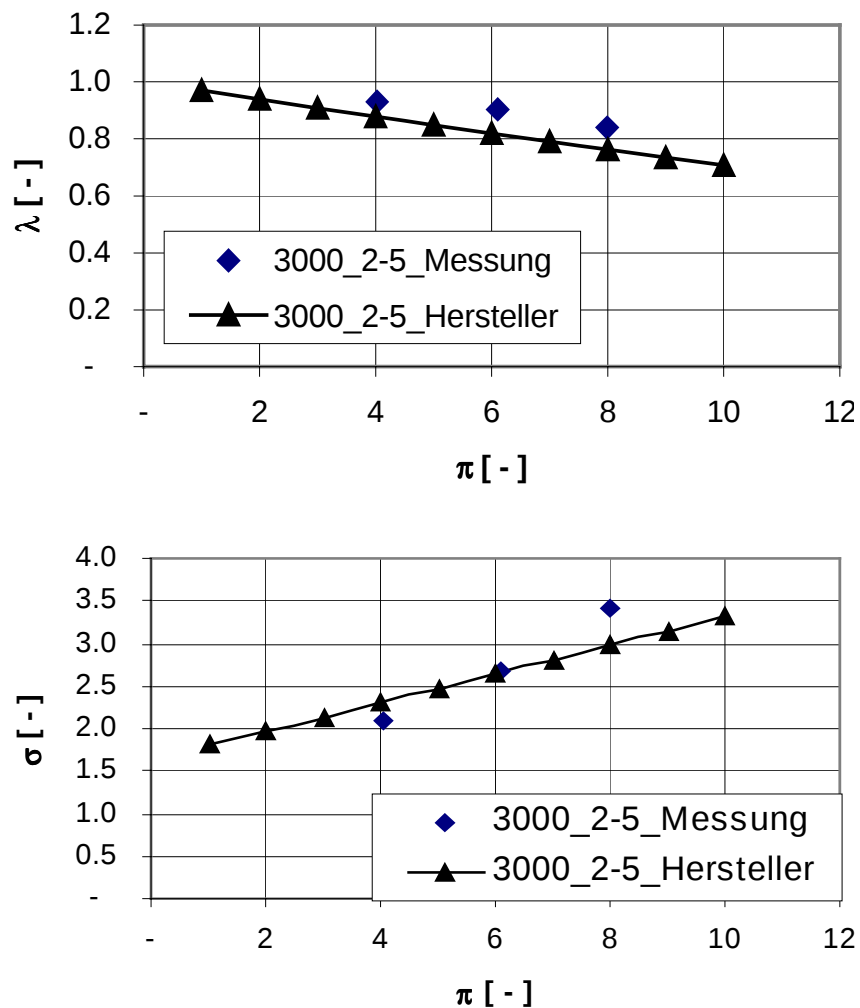


Abb. 22a+b: Am Verdichter Eurovane R140 mit R134a gemessener Liefergrad λ und gemessene Leistungsfunktion σ . In der Legende bedeutet die erste Zahl die Drehzahl in RPM und die zweite Zahl den Saugdruck in bar_a.

Anmerkung: Der Wirkungsgrad des Elektromotors wurde bei diesem Vergleich bei den experimentell ermittelten Daten bereits in Abzug gebracht, d.h. die Abbildungen 22a+b zeigen die Kennlinien des Eurovane R140 ohne Verzerrung durch den verwendeten Elektromotor. Die Herstellerangaben beziehen sich bei der elek. Leistungsaufnahme auf die Wellenleistung am Verdichter.

Berechnung der Leistungsfunktion σ , des Liefergrads λ sowie der spez. elek. Leistungsaufnahme w_e , basierend auf den Herstellerangaben

Drehzahl 3000 RPM

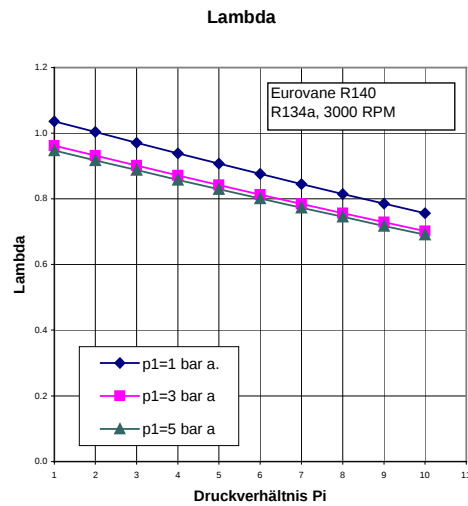


Abb. 23a: Liefergrad λ versus das Druckverhältnis P_i bei der Drehzahl 3000

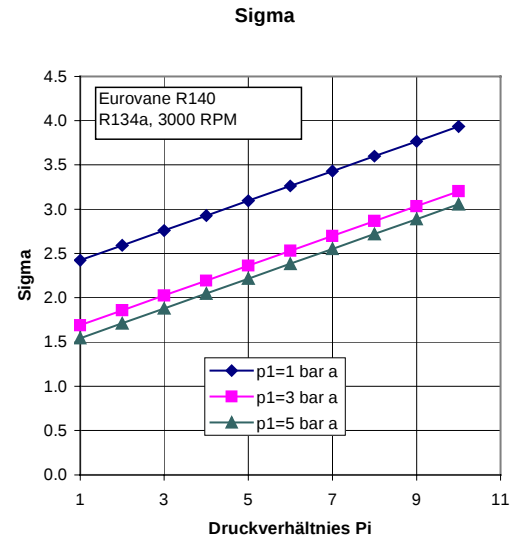


Abb. 23b: Leistungsfunktion σ versus das Druckverhältnis P_i bei der Drehzahl 3000

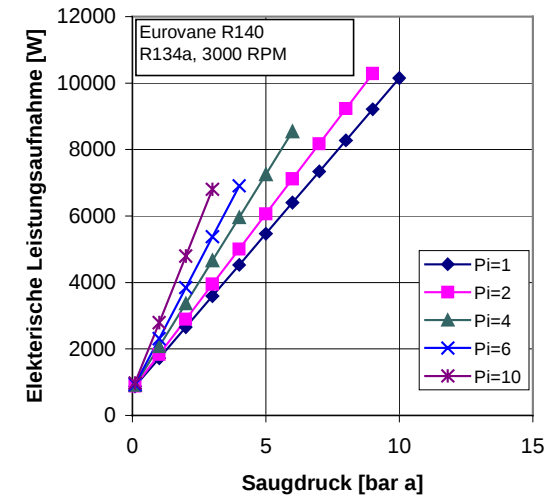


Abb. 23c: Spez. elek. Leistungsaufnahme versus den Saugdruck bei der Drehzahl 3000

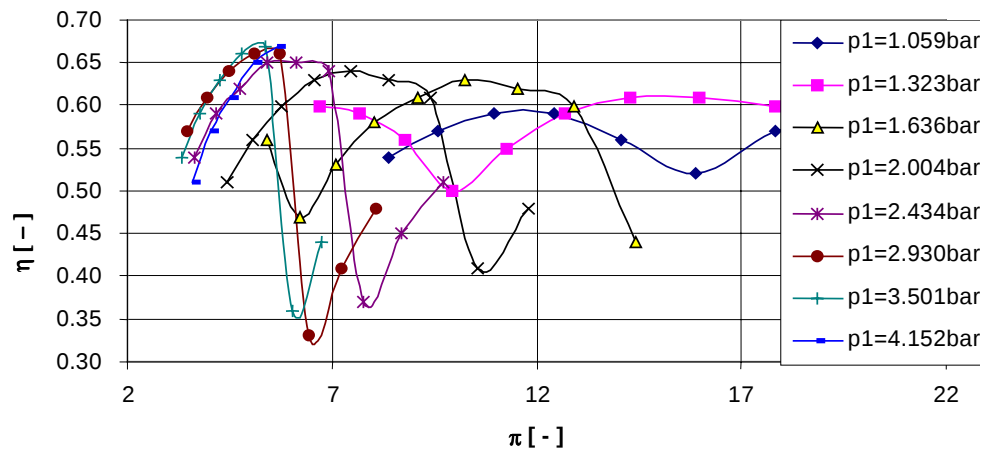


Abb. 23d: Isentroper Wirkungsgrad versus das Druckverhältnis π bei der Drehzahl 3000, basierend auf den Herstellerangaben