

Jens Mannewitz

Untersuchungen zum Öltransport in halbhermetischen
Hubkolbenverdichtern für CO₂-Anwendungen

Jens Mannewitz

Untersuchungen zum Öltransport in
halbhermetischen Hubkolbenverdichtern
für CO₂-Anwendungen

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der
Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind
im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek
The Deutsche Nationalbibliothek lists this publication in the Deutsche
Nationalbibliografie; detailed bibliographic data are available in the
Internet at <http://dnb.d-nb.de>.

ISBN 978-3-95908-741-4

© 2024 Dresden und München
Thelem Universitätsverlag & Buchhandlung GmbH & Co. KG
<http://www.thelem.de>

TUDpress ist ein Imprint von Thelem
Alle Rechte vorbehalten. All rights reserved.
Gesetzt vom Autor.
Printed in Germany.

Untersuchungen zum Öltransport in halbhermetischen Hubkolbenverdichtern für CO₂-Anwendungen

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur (Dr.-Ing.)

von der Fakultät für Maschinenwesen
der Technischen Universität Dresden

genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. (FH) Jens Mannewitz

geboren am 05.06.1984 in Schkeuditz

Tag der Einreichung: 06. Januar 2023

Tag der Verteidigung: 28. November 2023

Gutachter:
Prof. Dr.-Ing. Ullrich Hesse
Prof. Dr.-Ing. habil. Christiane Thomas
Prof. Dr.-Ing. Martin Staiger

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand in der Zeit zwischen 2013 und 2022 während meiner Tätigkeit als Versuchs- und später Entwicklungsingenieur bei der BITZER Kühlmaschinenbau Schkeuditz GmbH, dem Kompetenzzentrum für halbhermetische Hubkolbenverdichter in der BITZER-Gruppe. Die Idee zu dieser Arbeit ergab sich aus den stetig steigenden Anforderungen an niedrige Ölwrurfraten von Hubkolbenverdichtern innerhalb ihrer ebenso wachsenden Einsatzbereiche. Dies zeigt sich vor allem in dem zunehmenden Einsatz von Frequenzumrichtern zur Regelung von Hubkolbenverdichtern und den dadurch steigenden Drehzahlen der Verdichter. Des Weiteren markieren besonders bei CO₂-Verdichtern Applikationen mit zunehmendem Saugdruck die steigenden Anforderungen. Schnell stellte sich hierbei heraus, dass der praktisch erworbene Wissensstand und der gegenwärtige Stand der Literatur nicht ausreichen, um die gesteckten Entwicklungsziele zu erreichen. Stattdessen war es notwendig, ein detailliertes Verständnis über die Fülle der zum Ölwrurf beitragenden Mechanismen aufzubauen. Die Grundlage für die folgend dargestellten, im Wesentlichen experimentell erfolgten Untersuchungen bilden über Jahre gewachsene Überlegungen zu den einzelnen Öltransport-Mechanismen und die Möglichkeiten, diese messtechnisch erfassen zu können. Als Ergebnis entstand eine Methodik, die einzelnen Öltransport-Mechanismen untersuchen zu können, um deren Potenzial am Ölwrurf des Verdichters abzuschätzen und notwendige Optimierungsmöglichkeiten abzuleiten.

Meine Danksagung richtet sich insbesondere an meinen Doktorvater Herrn Prof. Ullrich Hesse für die fachliche Unterstützung und Betreuung der Arbeit. Des Weiteren gilt mein Dank der Firma BITZER, insbesondere Herrn Eduardo Martin und Herrn Rainer Große-Kracht für die Möglichkeit der Promotion, die Schaffung der dafür notwendigen Freiräume und die finanzielle Unterstützung, vor allem jedoch auch für die aufgewendete Geduld. Weiterhin danke ich Frau Prof. Christiane Thomas, Herrn Prof. Martin Staiger und Herrn Prof. Robin Langebach für die langjährige Unterstützung und stetig neuen Impulse. Ein besonderer Dank richtet sich auch an meine Kollegen und die Mitarbeiter der BITZER-Professur für Kälte-, Kryo- und Kompressoren-technik für die zahlreichen Diskussionen und Denkanstöße. Außerdem danke ich den Studenten, die durch ihre Mitarbeit bei der Durchführung der umfangreichen Versuchsreihen die Erstellung dieser Arbeit überhaupt möglich machten. Nicht zuletzt danke ich meiner Familie und meinen Freunden für die moralische Unterstützung und die stetige Motivation in der doch unerwartet langen Zeit.

Kurzfassung

Jens Mannewitz:

Untersuchungen zum Öltransport in halbhermetischen Hubkolbenverdichtern für CO₂-Anwendungen

Eine Vielzahl von Kältemittelverdichtern für Kälte- und Klimaanlagen sowie Wärmepumpen sind ölgeschmierte Verdichter, welche nach dem Verdrängungsprinzip arbeiten. Während das Kältemittel durch den Verdichter strömt, wird ein Teil des Öls vom Kältemittel mitgerissen und zusammen mit dem Kältemittel in die Kälteanlage transportiert. Die Menge des aus dem Verdichter ausgeworfenen Öls ist abhängig von den Betriebsbedingungen sowie der konstruktiven Gestaltung innerhalb des Verdichters und liegt meist im Bereich von wenigen Massenprozenten. Im Hinblick auf die Investitionskosten, die Betriebssicherheit und die Effizienz der Kälteanlage sollte die Ölwrurfrate eines Verdichters so gering wie möglich sein.

Für die Optimierung bzw. Reduzierung der Ölwrurfrate eines halbhermetischen Hubkolbenverdichters für CO₂-Anwendungen ist ein detailliertes Verständnis darüber notwendig, wie das Öl innerhalb des Verdichters transportiert wird. Um dieses Verständnis aufzubauen, wurden zunächst betriebsbedingte Einflüsse auf den Ölwrurf des Verdichters untersucht. Anschließend wurde die Strömung innerhalb des Verdichters analysiert und daraus die wirkenden Öltransport-Mechanismen abgeleitet. Dafür wurde der Verdichter in relevante Subsysteme unterteilt und die einzelnen Öltransport-Mechanismen größtenteils experimentell untersucht.

Für die experimentellen Untersuchungen bei verschiedenen Betriebsbedingungen wurde ein Prüfstand zur Messung der Ölwrurfrate aufgebaut. Des Weiteren wurden der Messaufbau und die konstruktive Gestaltung innerhalb des Verdichters stückweise modifiziert. Dadurch war es möglich, die Subsysteme weitestgehend unabhängig voneinander zu untersuchen und das Potenzial der einzelnen Öltransport-Mechanismen am gesamten Ölwrurf des Verdichters zu bestimmen.

Abhängig vom Potenzial der Öltransport-Mechanismen wurden mögliche Optimierungsansätze für die einzelnen Subsysteme abgeleitet. Es hat sich gezeigt, dass diese Optimierungsansätze aufgrund von Interaktionen zwischen den Subsystemen stets in Kombination betrachtet werden müssen, um eine gesamtheitliche Reduzierung der Ölwrurfrate des Verdichters zu erreichen.

Die aus den Untersuchungen erlangten Erkenntnisse wurden innerhalb der Firma BITZER bei der Überarbeitung von zwei Baureihen halbhermetischer Hubkolbenverdichter für transkritische CO₂-Anwendungen berücksichtigt und ein Teil der Optimierungsansätze umgesetzt. Dadurch konnte die Ölwrurfrate der Baureihen um bis zu 88 bzw. 95% reduziert werden. Dies verdeutlicht zusätzlich die Übertragbarkeit der Erkenntnisse auf weitere Verdichter mit ähnlicher konstruktiver Gestaltung.

Inhaltsverzeichnis

| | |
|---|-----------|
| Vorwort | I |
| Kurzfassung | II |
| Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis | VI |
| Abbildungs- und Tabellenverzeichnis | IX |
| 1 Einleitung | 1 |
| 1.1 Motivation und Zielstellung der Arbeit | 1 |
| 1.2 Abgrenzung der Wissenslücke anhand der verfügbaren Literatur | 2 |
| 2 Einführung und Grundlagen | 6 |
| 2.1 Ölwurf und Ölumlauf..... | 6 |
| 2.2 Arbeitsfluide in Kalt dampfmaschinen | 6 |
| 2.2.1 Kältemittel | 6 |
| 2.2.2 Kältemaschinenöle | 7 |
| 2.3 Kältemittelverdichter für Kalt dampfmaschinen | 9 |
| 2.3.1 Arbeitsprinzipien und Bauarten von Kältemittelverdichtern | 9 |
| 2.3.2 Halbhermetische Hubkolbenverdichter | 10 |
| 2.4 Weiterführende Grundlagen zum Ölhaushalt und Öl wurf | 12 |
| 2.4.1 Öldampfanteil in gasförmiger Kältemittelströmung..... | 12 |
| 2.4.2 Öl wurf in Kälteanlagen mit und ohne Ölabscheider | 13 |
| 2.4.3 Einfluss der Drehrichtung auf den Öl wurf | 15 |
| 3 Einordnung und Abgrenzung der Arbeit | 16 |
| 3.1 Versuchsverdichter | 16 |
| 3.2 Arbeitsfluide und Betriebsbedingungen | 18 |
| 4 Experimentelle Ermittlung der Öl wurf rate | 20 |
| 4.1 Methoden zur experimentellen Ermittlung der Öl wurf rate | 20 |
| 4.2 Prüfstandsaufbau und Bestimmung der Öl wurf rate..... | 21 |
| 4.3 Mögliche Einflussgrößen auf den Öl wurf und gewählte Betriebspunkte | 23 |
| 4.4 Basismessungen am Beispiel des Versuchsverdichters | 25 |
| 5 Ermittlung der Beiträge wichtiger Subsysteme zum Öl wurf | 28 |
| 5.1 Aufteilung eines halbhermetischen Hubkolbenverdichters in relevante Subsysteme..... | 28 |
| 5.2 Subsystem Zylinder/Kolben | 29 |
| 5.2.1 Beschreibung der Öl transport-Mechanismen am Subsystem Zylinder/Kolben | 29 |
| 5.2.2 Integrale Messung der Öl wurf rate zum Subsystem Zylinder/Kolben | 30 |
| 5.2.2.1 Messaufbau | 30 |

| | | |
|---------|---|----|
| 5.2.2.2 | Messergebnisse..... | 32 |
| 5.3 | Subsystem Hauptlager | 34 |
| 5.3.1 | Beschreibung der Öltransport-Mechanismen am Subsystem Hauptlager | 34 |
| 5.3.2 | Integrale Messung der Ölwrurrate zum Subsystem Hauptlager | 35 |
| 5.3.2.1 | Messaufbau | 35 |
| 5.3.2.2 | Messergebnisse..... | 36 |
| 5.3.3 | Optimierungsansätze für das Subsystem Hauptlager | 40 |
| 5.4 | Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich | 42 |
| 5.4.1 | Beschreibung der Öltransport-Mechanismen am Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich | 42 |
| 5.4.2 | Qualitative Bewertung der Öltropfen im Kurbelraum..... | 42 |
| 5.4.3 | Ermittlung der Kältemittelmassenströme am Gasausgleich | 44 |
| 5.4.3.1 | Blow-By-Gas..... | 44 |
| 5.4.3.2 | Kältemittelmassenstrom infolge der Volumenänderung des Kurbelraums | 48 |
| 5.4.3.3 | Kältemittelmassenstrom infolge der Sauggaspulsation | 51 |
| 5.4.3.4 | Besonderheit infolge der Rotation der Exzenterwelle und des Rotors mit zwei parallelen Gasausgleichsöffnungen..... | 56 |
| 5.4.3.5 | Vergleich der ermittelten Kältemittelmassenströme am Gasausgleich | 59 |
| 5.4.4 | Integrale Messung der Ölwrurrate zum Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich | 61 |
| 5.4.4.1 | Einleitende Bemerkungen | 61 |
| 5.4.4.2 | Messaufbau | 61 |
| 5.4.4.3 | Messergebnisse bei Variation der Ölversorgung | 62 |
| 5.4.4.4 | Messergebnisse bei Variation der Gasausgleichsöffnung | 63 |
| 5.4.5 | Optimierungsansätze für das Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich | 69 |
| 5.4.5.1 | Übersicht möglicher Optimierungsansätze | 69 |
| 5.4.5.2 | Reduzierung des Querschnitts der Gasausgleichsöffnung als Lösungsansatz | 71 |
| 5.4.5.3 | Kanal als Gasausgleich als Lösungsansatz | 73 |
| 5.5 | Subsystem Ölumpf/Ölausgleich | 76 |
| 5.5.1 | Beschreibung der Öltransport-Mechanismen am Subsystem Ölumpf/Ölausgleich | 76 |
| 5.5.2 | Modellversuch zum Öltransport im Bereich des Ölausgleichs | 77 |
| 5.5.2.1 | Modell- und Messaufbau | 77 |
| 5.5.2.2 | CFD-Simulation der Strömung innerhalb des Modells | 80 |
| 5.5.2.3 | Strömungsvorgänge..... | 81 |
| 5.5.2.4 | Messergebnisse der Ölwrurrate des Modellversuchs | 86 |

| | | |
|---|--|------------|
| 5.5.3 | Integrale Messung der Ölwrfrate zum Subsystem Ölsumpf/Ölausgleich | 87 |
| 5.5.3.1 | Messaufbau | 87 |
| 5.5.3.2 | Messergebnisse..... | 88 |
| 5.5.4 | Optimierungsansätze für das Subsystem Ölsumpf/Ölausgleich..... | 89 |
| 6 | Superposition einzelner Öltransport-Mechanismen und Optimierungsansätze | 93 |
| 6.1 | Interaktionen zwischen den Subsystemen | 93 |
| 6.2 | Interaktionen zwischen den Optimierungsansätzen | 95 |
| 7 | Optimierungsbeispiele | 99 |
| 7.1 | Zusammenfassung Optimierungsmöglichkeiten..... | 99 |
| 7.2 | Entwicklungsbeispiele..... | 101 |
| 8 | Zusammenfassung und Ausblick | 105 |
| 8.1 | Fazit | 105 |
| 8.2 | Ausblick..... | 106 |
| 9 | Literatur- und Quellenverzeichnis | 108 |
| Anhang | | 113 |
| Anhang A – Exemplarische Berechnung der Blow-By-Gas-Strömung..... | 113 | |
| Anhang B – Einfluss der Querschnittsfläche des Gasausgleichs auf den Kältemittelmassenstrom infolge der Volumenänderung des Kurbelraums..... | 115 | |
| Anhang C – Mittelung und Messergebnisse der Druckpulsation im Kurbelraum..... | 118 | |

Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis

Abkürzungen

| | |
|-----------------|---|
| AB | Kältemaschinenöle auf Alkylbenzolbasis |
| BBG | Blow-By-Gas |
| CFD | Numerische Strömungsmechanik, engl.: <i>computational fluid dynamics</i> |
| CO ₂ | Kohlenstoffdioxid, R744 |
| FU | Frequenzumrichter |
| GA | Gasausgleich, Gasausgleichsöffnung |
| GWP | Treibhauspotenzial, engl.: <i>global warming potential</i> |
| HFKW | teilhalogenierter Kohlenwasserstoff, enthält nur Wasserstoff, Fluor und Kohlenstoff |
| KR | Kurbelraum |
| MO | Kältemaschinenöle - Mineralöle |
| NH ₃ | Ammoniak, R717 |
| OCR | Ölumlaufrate, engl.: <i>oil circulation ratio</i> |
| ODP | Ozonabbaupotenzial, engl.: <i>ozone depletion potential</i> |
| ODR | Ölwurfrate, engl.: <i>oil discharge ratio</i> |
| OIR | Öleinspritzrate vor Zylinder, engl.: <i>oil injection ratio</i> |
| ÖA | Ölausgleich |
| ÖS | Ölsumpf |
| PAG | Kältemaschinenöle - Polyalkylenglycole |
| PAO | Kältemaschinenöle - Polyalphaolefine |
| POE | Kältemaschinenöle auf Polyolesterbasis |
| Pos. | Position |
| PVE | Kältemaschinenöle auf Polyvinylether-Basis |
| RER | Rotation der Exzenterwelle und des Rotors |
| RSV | Rückschlagventil |
| SL | Saugleitung |
| SP | Sauggaspulsation |
| VÄ | Volumenänderung |
| gem. | gemittelt |

Formelzeichen*lateinische Buchstaben*

| | | |
|-----------|---|-------------------------------|
| A | Fläche | $[m^2]$ |
| M | Molare Masse | $\left[\frac{kg}{mol}\right]$ |
| T | Temperatur | $[^\circ C]$ |
| V | Volumen | $[m^3]$ |
| \dot{V} | Volumenstrom | $\left[\frac{m^3}{s}\right]$ |
| c | Strömungsgeschwindigkeit | $\left[\frac{m}{s}\right]$ |
| f_{FU} | Antriebsfrequenz | $[Hz]$ |
| h_{SG} | Höhe Ölfüllstand im Schauglas des Verdichters | $[-]$ |
| l | Länge | $[m]$ |
| m | Masse | $[kg]$ |
| \dot{m} | Massenstrom | $\left[\frac{kg}{s}\right]$ |
| p | Druck | $[bar]$ |
| t | Zeit | $[s]$ |
| w | Massenanteil | $[-]$ |

griechische Buchstaben

| | | |
|-------------------|------------------|-------------------------------|
| Δ | Differenz | $[-]$ |
| $\mu_{\text{Öl}}$ | Beladungsrate Öl | $[\%]$ |
| ρ | Dichte | $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$ |
| φ | Kurbelwinkel | $[^\circ]$ |

Indizes

| | |
|------------------------|-------------------------|
| 0 | Verdampfung |
| 0h | Überhitzung |
| <i>CO</i> ₂ | Kohlenstoffdioxid, R744 |
| <i>D</i> | Dampf |
| <i>E</i> | Einspritzung |
| <i>EK</i> | Eintrittskanal |
| <i>GA</i> | Gasausgleichsöffnung |
| <i>HD</i> | Hochdruck |
| <i>HL</i> | Hauptlager |
| <i>KM</i> | Kältemittel |
| <i>KR</i> | Kurbelraum |
| <i>MR</i> | Motorraum |
| <i>OT</i> | oberer Totpunkt |
| <i>Öl</i> | Öl |
| <i>SK</i> | Saugkanal |
| <i>U</i> | Umdrehung |
| <i>UT</i> | unterer Totpunkt |
| <i>a</i> | ausströmend |
| <i>max</i> | maximal |
| <i>rel</i> | relativ |
| <i>s</i> | Sättigungszustand |

Abbildungs- und Tabellenverzeichnis

Abbildungen

| | |
|--|----|
| Abb. 2-1: sauggasgekühlter halbhermetischer Hubkolbenverdichter | 11 |
| Abb. 2-2: Betriebszustände für Verdichter in Kälteanlagen, a) mit Ölabscheider, b) ohne Ölabscheider | 14 |
| Abb. 3-1: Aufbau Versuchsverdichter und Sauggasströmung | 16 |
| Abb. 3-2: Gas- und Ölausgleichsöffnungen | 18 |
| Abb. 4-1: Prinzip Prüfstand, a) Fließschema, b) Prozessverlauf Gaskreislauf..... | 21 |
| Abb. 4-2: Ölwanne Basismessung Versuchsverdichter, Betriebspunkte nach Tab. 4- 1 S. 24, in Abhängigkeit von a) Saugdruck ($p_{HD} = 90$ bar, $f_{FU} = 70$ Hz, $h_{SG} =$ 0,5), b) Hochdruck ($p_0 = 26,5$ bar, $f_{FU} = 70$ Hz, $h_{SG} = 0,5$), c) Antriebsfrequenz ($p_0 = 26,5$ bar, $p_{HD} = 90$ bar, $h_{SG} = 0,5$), d) Ölfüllstand (p_0 = 26,5 bar, $p_{HD} = 90$ bar, $f_{FU} = 70$ Hz) | 25 |
| Abb. 5-1: Subsysteme der Öltransport-Mechanismen..... | 28 |
| Abb. 5-2: Subsystem Zylinder/Kolben, a) p -V-Diagramm, b) schematische Darstellung | 29 |
| Abb. 5-3: Messaufbau Subsystem Zylinder/Kolben..... | 30 |
| Abb. 5-4: Messergebnisse Subsystem Zylinder/Kolben, Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 24, Bilanzierung Öleinspritzrate/Ölwurfrate vor und nach Zylinder | 32 |
| Abb. 5-5: Messergebnisse Subsystem Zylinder/Kolben, Betriebspunkte 1 bis 4 nach Tab. 4-1 S. 24, Beladungsrate Saugkanal in Abhängigkeit von der Antriebsfrequenz ($p_0 = 26,5$ bar, $h_{SG} = 0,5$) | 33 |
| Abb. 5-6: Öltransport-Mechanismen Subsystem Hauptlager | 34 |
| Abb. 5-7: Messaufbau Subsystem Hauptlager..... | 35 |
| Abb. 5-8: Ölwanne Subsystem Hauptlager, Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 24, in Abhängigkeit von a) Saugdruck ($f_{FU} = 70$ Hz), b) Antriebsfrequenz ($p_0 =$ 26,5 bar)..... | 36 |
| Abb. 5-9: Ölausflussmenge und Beladungsrate ¹ Subsystem Hauptlager, Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 24, in Abhängigkeit von a) Saugdruck (f_{FU} = 70 Hz), b) Antriebsfrequenz ($p_0 = 26,5$ bar)..... | 38 |
| Abb. 5-10: Anpassung Ölzführungsbohrungen Hauptlager, a) Standard, b) modifizierte Exzenterwelle..... | 40 |
| Abb. 5-11: Ölwanne Subsystem Hauptlager mit Standard- und modifizierter Exzenterwelle, Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 24, in Abhängigkeit von a) Saugdruck, b) Antriebsfrequenz | 41 |
| Abb. 5-12: Öltransport-Mechanismen Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich | 42 |
| Abb. 5-13: optische Untersuchung der Öltropfen im Kurbelraum, a) Versuchsverdichter mit zusätzlichen Schaugläsern, b) Beispiel bei einer Antriebsfrequenz von 25 Hz | 43 |

| | |
|---|----|
| Abb. 5-14: Öltropfen im Kurbelraum bei Variation des Saugdrucks ($f_{FU} = 70$ Hz, $h_{SG} = 0,5$), Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 24, a) 19,7 bar, b) 26,5 bar, c) 34,9 bar, d) 45,0 bar..... | 43 |
| Abb. 5-15: Öltropfen im Kurbelraum bei Variation der Antriebsfrequenz ($p_0 = 26,5$ bar, $h_{SG} = 0,5$), Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 24, a) 25 Hz, b) 50 Hz, c) 70 Hz, d) 87 Hz | 44 |
| Abb. 5-16: Messaufbau Blow-By-Gas | 45 |
| Abb. 5-17: Blow-By-Gas-Massenstrom (ODR = 0%, $p_{HD} = 90$ bar), Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 24, in Abhängigkeit von a) Saugdruck ($f_{FU} = 70$ Hz), b) Antriebsfrequenz ($p_0 = 26,5$ bar) | 46 |
| Abb. 5-18: Abnahme des Blow-By-Gas-Massenstroms in Abhängigkeit des ausgeworfenen Ölmassenstroms, Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 24..... | 47 |
| Abb. 5-19: Kältemittelvolumenstrom am Gasausgleich des Versuchsverdichters infolge der Volumenänderung des Kurbelraums innerhalb einer Umdrehung in Abhängigkeit von der Antriebsfrequenz | 49 |
| Abb. 5-20: Gemittelter, aus dem Kurbelraum ausströmender Kältemittelmassenstrom und Volumenstrom infolge der Volumenänderung des Kurbelraums, Gasausgleichsöffnung GA2, Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 24, in Abhängigkeit von a) Saugdruck ($f_{FU} = 70$ Hz, $h_{SG} = 0,5$), b) Antriebsfrequenz ($p_0 = 26,5$ bar, $h_{SG} = 0,5$), c) Ölfüllstand ($p_0 = 26,5$ bar, $f_{FU} = 70$ Hz) | 50 |
| Abb. 5-21: Kältemittelströmung infolge der Sauggaspulsation, a) Druckpulsation im Saugkanal, b) Öltransport-Mechanismus..... | 51 |
| Abb. 5-22: Positionen Druck- und Temperatursensoren am Versuchsverdichter, Pos. 1 - 4 Druck und Temperatur, Pos. 5 Druck | 53 |
| Abb. 5-23: Kältemittelmassenstrom am Gasausgleich infolge der Sauggaspulsation, gemittelte Druckpulsation im Kurbelraum (Pos. 1 - 4), Gasausgleichsöffnung GA2, Betriebspunkt 1 nach Tab. 4-1 S. 24 ($p_0 = 26,5$ bar, $f_{FU} = 70$ Hz, $h_{SG} = 0,5$) | 54 |
| Abb. 5-24: Gemittelter, ausströmender Kältemittelmassenstrom am Gasausgleich infolge der Sauggaspulsation, Gasausgleichsöffnungen GA2, Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 24, in Abhängigkeit von a) Saugdruck ($f_{FU} = 70$ Hz, $h_{SG} = 0,5$), b) Antriebsfrequenz ($p_0 = 26,5$ bar, $h_{SG} = 0,5$), c) Ölfüllstand ($p_0 = 26,5$ bar, $f_{FU} = 70$ Hz) | 55 |
| Abb. 5-25: Ausgleichsströmung infolge der Rotation der Exzenterwelle und des Rotors bei zwei parallelen Gasausgleichsöffnungen | 56 |
| Abb. 5-26: CFD-Negativmodell zur Abschätzung des Kältemittelmassenstroms infolge der Rotation der Exzenterwelle und des Rotors..... | 57 |
| Abb. 5-27: Exemplarischer Vektorplot CFD-Simulation zum Kältemittelmassenstrom infolge der Rotation der Exzenterwelle und des Rotors (Ansicht von oben)..... | 58 |

| | |
|---|----|
| Abb. 5-28: Vergleich ausströmender Kältemittelmassenströme am Gasausgleich, Betriebspunkte 1, 4 und 9 nach Tab. 4-1 S. 24 | 60 |
| Abb. 5-29: Messaufbau Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich | 61 |
| Abb. 5-30: Ölwrurfrate Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich bei Variation der Ölversorgung, Gasausgleichsöffnung GA2, Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 24, in Abhängigkeit von a) Saugdruck ($f_{FU} = 70 \text{ Hz}$, $h_{SG} = 0,5$), b) Antriebsfrequenz ($p_0 = 26,5 \text{ bar}$, $h_{SG} = 0,5$), c) Ölfüllstand ($p_0 = 26,5 \text{ bar}$, f_{FU} = 70 Hz) | 62 |
| Abb. 5-31: Ölwrurfrate Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich bei Variation der Gasausgleichsöffnung, Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 24, in Abhängigkeit von a) Saugdruck ($f_{FU} = 70 \text{ Hz}$, $h_{SG} = 0,5$), b) Antriebsfrequenz ($p_0 = 26,5 \text{ bar}$, $h_{SG} = 0,5$), c) Ölfüllstand ($p_0 = 26,5 \text{ bar}$, f_{FU} = 70 Hz) | 64 |
| Abb. 5-32: Ölmassenstrom und Beladungsrate Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich bei Variation der Gasausgleichsöffnung und in Abhängigkeit vom Ölfüllstand ($p_0 = 26,5 \text{ bar}$, $f_{FU} = 70 \text{ Hz}$), Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 24, a) Ölmassenstrom Kurbelraum, b) Beladungsrate | 66 |
| Abb. 5-33: Ölmassenstrom und Beladungsrate Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich bei Variation der Gasausgleichsöffnung und in Abhängigkeit vom Saugdruck ($f_{FU} = 70 \text{ Hz}$, $h_{SG} = 0,5$), Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 24, a) Ölmassenstrom Kurbelraum, b) Beladungsrate | 67 |
| Abb. 5-34: Ölmassenstrom und Beladungsrate Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich bei Variation der Gasausgleichsöffnung und in Abhängigkeit von der Antriebsfrequenz ($p_0 = 26,5 \text{ bar}$, $h_{SG} = 0,5$), Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 24, a) Ölmassenstrom Kurbelraum, b) Beladungsrate | 68 |
| Abb. 5-35: Messaufbau Optimierung Ölwrurfrate Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich durch Reduzierung des Querschnitts der Gasausgleichsöffnung | 71 |
| Abb. 5-36: Optimierung Ölwrurfrate Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich durch Reduzierung des Querschnitts der Gasausgleichsöffnung GA3, Betriebspunkte nach Tab. 5-2 S. 70 | 72 |
| Abb. 5-37: Messaufbau Optimierung Ölwrurfrate Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich durch Kanal als Gasausgleich | 74 |
| Abb. 5-38: Optimierung Ölwrurfrate Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich durch Länge des Gasausgleichskanals GA3, Betriebspunkte nach Tab. 5-2 S. 70 | 75 |
| Abb. 5-39: Öltransport-Mechanismen Subsystem Ölsumpf/Ölausgleich | 76 |
| Abb. 5-40: Aufbau des Modells zum Subsystem Ölsumpf/Ölausgleich, a) Gesamtaufbau, b) Strömungsbereich | 77 |
| Abb. 5-41: Messaufbau des Modellversuchs zum Subsystem Ölsumpf/Ölausgleich | 78 |
| Abb. 5-42: Strömungsvorgänge Modellversuch Subsystem Ölsumpf/Ölausgleich, a) Vektorplot CFD CO_2 , b) Vektorplot CFD Öl, c) qualitativ im Modell | 81 |

| | |
|--|-----|
| Abb. 5-43: Strömungsvorgänge Modellversuch Subsystem Ölumpf/Ölausgleich bei Variation des Saugdrucks ($c_{EK} = 1,25 \text{ m/s}$, $h_{SG} = 0,5$), Betriebspunkte nach Tab. 5-3 S. 79, a) 19,7 bar, b) 26,5 bar, c) 34,9 bar | 83 |
| Abb. 5-44: Strömungsvorgänge Modellversuch Subsystem Ölumpf/Ölausgleich bei Variation der Strömungsgeschwindigkeit ($p_0 = 26,5 \text{ bar}$, $h_{SG} = 0,5$), Betriebspunkte nach Tab. 5-3 S. 79, a) 0,5 m/s, b) 1 m/s, c) 1,25 m/s, d) 1,5 m/s | 84 |
| Abb. 5-45: Strömungsvorgänge Modellversuch Subsystem Ölumpf/Ölausgleich bei Variation des Ölfüllstands ($p_0 = 26,5 \text{ bar}$, $c_{EK} = 1,25 \text{ m/s}$), Betriebspunkte nach Tab. 5-3 S. 79, a) niedrig (0,2), b) mittel (0,5), c) hoch (0,8) | 85 |
| Abb. 5-46: Ölwrurfrate Modellversuch Subsystem Ölumpf/Ölausgleich, in Abhängigkeit von a) Saugdruck ($c_{EK} = 1,25 \text{ m/s}$, $h_{SG} = 0,5$), b) Strömungsgeschwindigkeit ($p_0 = 26,5 \text{ bar}$, $h_{SG} = 0,5$), c) Ölfüllstand ($p_0 = 26,5 \text{ bar}$, $c_{EK} = 1,25 \text{ m/s}$) | 86 |
| Abb. 5-47: Messaufbau Subsystem Ölumpf/Ölausgleich | 87 |
| Abb. 5-48: Ölwrurfrate Subsystem Ölumpf/Ölausgleich, Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 24, in Abhängigkeit von a) Saugdruck ($f_{FU} = 70 \text{ Hz}$, $h_{SG} = 0,5$), b) Antriebsfrequenz ($p_0 = 26,5 \text{ bar}$, $h_{SG} = 0,5$), c) Ölfüllstand ($p_0 = 26,5 \text{ bar}$, $f_{FU} = 70 \text{ Hz}$) | 88 |
| Abb. 5-49: Anpassung Rückschlagventil als Ölausgleich | 90 |
| Abb. 5-50: Ölwrurfrate Subsystem Ölumpf/Ölausgleich mit Standard Ölausgleich und Rückschlagventil, Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 24, in Abhängigkeit von a) Saugdruck ($f_{FU} = 70 \text{ Hz}$, $h_{SG} = 0,5$), b) Antriebsfrequenz ($p_0 = 26,5 \text{ bar}$, $h_{SG} = 0,5$), c) Ölfüllstand ($p_0 = 26,5 \text{ bar}$, $f_{FU} = 70 \text{ Hz}$) | 91 |
| Abb. 6-1: Ölwrurfrate Subsysteme Kurbelraum/Gasausgleich und Ölumpf/Ölausgleich im Vergleich zur Basismessung, Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 24, in Abhängigkeit von a) Saugdruck ($f_{FU} = 70 \text{ Hz}$, $h_{SG} = 0,5$), b) Antriebsfrequenz ($p_0 = 26,5 \text{ bar}$, $h_{SG} = 0,5$), c) Ölfüllstand ($p_0 = 26,5 \text{ bar}$, $f_{FU} = 70 \text{ Hz}$) | 93 |
| Abb. 6-2: Ölwrurfrate Kombination Reduzierung des Querschnitts der Gasausgleichssöffnung und Rückschlagventil als Ölausgleich, Betriebspunkte nach Tab. 5-2 S. 70, a) GA1, b) GA3 | 95 |
| Abb. 6-3: Druckverläufe Kombination Reduzierung des Querschnitts der Gasausgleichssöffnung und Rückschlagventil als Ölausgleich, Betriebspunkt nach Tab. 5-2 S. 70 ($p_0 = 26,5 \text{ bar}$, $f_{FU} = 87 \text{ Hz}$), a) Kurbelraum, b) Saugkanal | 97 |
| Abb. 7-1: Optimierung Ölwrurfrate Versuchsverdichter, Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 24, in Abhängigkeit von a) Saugdruck ($f_{FU} = 70 \text{ Hz}$, $h_{SG} = 0,5$), b) Antriebsfrequenz ($p_0 = 26,5 \text{ bar}$, $h_{SG} = 0,5$), c) Ölfüllstand ($p_0 = 26,5 \text{ bar}$, $f_{FU} = 70 \text{ Hz}$) | 100 |
| Abb. 7-2: Kurbelräume der getesteten Prototypen a) kleine Baureihe, b) große Baureihe | 102 |

| | |
|--|-----|
| Abb. 7-3: Entwicklungsbeispiel Optimierung Ölwanne kleine Baureihe in Abhängigkeit von der Antriebsfrequenz ($h_{SG} = 0,5$), a) $p_0 = 26,5$ bar, b) $p_0 = 45,0$ bar..... | 102 |
| Abb. 7-4: Entwicklungsbeispiel Optimierung Ölwanne große Baureihe in Abhängigkeit von der Antriebsfrequenz ($h_{SG} = 0,5$), a) $p_0 = 26,5$ bar, b) $p_0 = 45,0$ bar..... | 103 |
| Abb. A-1: Berechnete Blow-By-Gas-Strömung innerhalb einer Umdrehung in Abhängigkeit vom Saugdruck ($p_{HD} = 90$ bar, $f_{FU} = 70$ Hz, $h_{SG} = 0,5$), Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 23 | 113 |
| Abb. B-1: Reduzierung des Kältemittelmassenstroms am Gasausgleich infolge der Volumenänderung des Kurbelraums in Abhängigkeit von der Querschnittsfläche des Gasausgleichs, Gasausgleichsöffnung GA2, Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 23, bei Variation a) des Saugdrucks ($f_{FU} = 70$ Hz, $h_{SG} = 0,5$), b) der Antriebsfrequenz ($p_0 = 26,5$ bar, $h_{SG} = 0,5$), c) des Ölfüllstands ($p_0 = 26,5$ bar, $f_{FU} = 70$ Hz)..... | 116 |
| Abb. C-1: Druckpulsation, Gasausgleichsöffnung GA2, Betriebspunkt 1 nach Tab. 4-1 S. 23 ($p_0 = 26,5$ bar, $f_{FU} = 70$ Hz, $h_{SG} = 0,5$), a) Pos. 1 - 4, b) Pos. 1 - 4 gemittelt und Pos. 5 | 118 |

Tabellen

| | | |
|-----------|--|-----|
| Tab. 4-1: | Betriebspunkte Basismessung | 24 |
| Tab. 5-1: | gemittelter, ausströmender Kältemittelmassenstrom infolge der Rotation der Exzenterwelle und des Rotors bei zwei parallelen Gasausgleichsöffnung, Simulation ohne Sauggasmassenstrom | 59 |
| Tab. 5-2: | Betriebspunkte Untersuchung Optimierungsansätze Kurbelraum/Gasausgleich | 70 |
| Tab. 5-3: | Betriebspunkte Modellversuch Subsystem Ölumpf/Ölausgleich | 79 |
| Tab. 7-1: | Vergleich Optimierung Ölwurfrate Versuchsverdichter | 101 |
| Tab. 7-2: | Vergleich Optimierung Ölwurfrate Entwicklungsbeispiel kleine Baureihe..... | 103 |
| Tab. 7-3: | Vergleich Optimierung Ölwurfrate Entwicklungsbeispiel große Baureihe..... | 104 |

1 Einleitung

1.1 Motivation und Zielstellung der Arbeit

Weltweit werden nach Schätzung des „International Institutes of Refrigeration“ 5 Milliarden Kälte- und Klimaanlagen sowie Wärmepumpen betrieben. Dazu gehören ca. 120 Millionen Kälteanlagen für die gewerbliche Kühlung. Insgesamt sind ca. 20% des weltweiten Gesamtstromverbrauchs auf Kälte- und Klimaanlagen sowie Wärmepumpen zurückzuführen (vgl. Dupont et al. 2019, S. 4-5). Dies verdeutlicht, dass energieeffiziente Kälteanlagen einen wesentlichen Beitrag zur weltweiten Energieeinsparung leisten können.

Die meisten der Kälte- und Klimaanlagen sowie Wärmepumpen sind Kaltdampfkompressionsanalgen mit Verdrängerverdichtern. Kältemittelverdichter, welche nach dem Verdrängungsprinzip arbeiten, sind zumeist ölgeschmiert. Das Kältemaschinenöl hat vor allem die Aufgabe, in Relativbewegung stehende Verdichterkomponenten zu schmieren, Wärme abzuführen und bei der Abdichtung der Verdichtungsräume zu unterstützen. Da das Kältemittel durch den Verdichter strömt, kommt es innerhalb des Verdichters zwangsläufig in Kontakt mit dem Öl. Dabei wird ein Teil des Öls vom Kältemittel mitgerissen und aus dem Verdichter in die Kälteanlage ausgeworfen.

In der Folge wird das Öl mit dem Kältemittel durch die Kälteanlage transportiert. Die Menge Öl, die dabei in der Kälteanlage zurückgehalten wird, ist von der Ölumlaufrate abhängig. Eine zu hohe Ölumlaufrate kann dazu führen, dass ein zu großer Anteil des Öls aus dem Verdichter in die Kälteanlage verschoben wird und sich somit eine unzureichende Ölfüllmenge innerhalb des Verdichters einstellt. Dies kann Schäden am Verdichter verursachen und schließlich zum Ausfall desselben führen. Des Weiteren erhöht eine hohe Ölumlaufrate den Druckverlust, z.B. in den Rohrleitungen und den Wärmeübertragern. Hohe Ölumlaufraten reduzieren zusätzlich die Wärmeübergangskoeffizienten in den Wärmeübertragern. Auch wenn dafür aus der verfügbaren Literatur keine scharfe Grenze abgeleitet werden kann, ist festzuhalten, dass eine hohe Ölumlaufrate einen negativen Einfluss auf die Effizienz der Kälteanlage hat.

Um die negativen Effekte einer hohen Ölumlaufrate zu minimieren, werden häufig Ölabscheider in Kälteanlagen eingesetzt, um das flüssige Öl vom gasförmigen Kältemittel zu trennen. Diese sind zumeist direkt nach dem Verdichter in der Hochdruckleitung montiert, können aber auch innerhalb des Verdichters integriert sein. Bei externen Ölabscheidern wird das abgeschiedene Öl entweder zunächst in einen Ölsammler geleitet oder direkt zum Verdichter zurückgeführt. Dabei werden häufig Ölspiegelregulatoren an den Verdichtern montiert, welche den Ölfüllstand im Verdichter überwachen und regulieren. Vor allem bei Verbundschaltungen von mehreren, parallelen Verdichtern sind derartige Ölmanagement-Systeme von Vorteil, da es hier zu einem ungleichmäßigen Rücktransport des Öls mit dem Sauggas in die einzelnen Verdichter kommen kann. Ölmanagement-Systeme erhöhen jedoch die Kosten einer Kälteanlage. Zusätzlich ist der Ölmassenstrom begrenzt, der über einen Ölspiegelregulator

dem Verdichter zugeführt werden kann. Dadurch kann eine zu hohe Ölwrurrate des Verdichters zu Störungen des Ölmanagement-Systems und somit der Kälteanlage führen. Dieser Effekt ist aus der Praxis vor allem bei Verdichtern mit großem Hubvolumenstrom bekannt.

Aus den vorangegangenen Anmerkungen kann geschlussfolgert werden, dass die Ölwrurrate eines Verdichters stets so niedrig wie möglich sein sollte. Um dies erreichen bzw. die Ölwrurrate eines Verdichters reduzieren zu können, ist es notwendig, die einzelnen Öltransport-Mechanismen innerhalb des Verdichters zu verstehen und deren Potenziale an der Ölwrurrate zu ermitteln. Hinsichtlich halbhermetischer Hubkolbenverdichter besteht hierbei eine Wissenslücke in der verfügbaren Literatur. Stattdessen werden teilweise schwer begründbare Zusammenhänge dargestellt, was zeigt, dass die Prozesse nicht vollends verstanden sind.

Ziel dieser Arbeit ist es, dieses Verständnis für halbhermetische Hubkolbenverdichter für CO₂-Anwendungen aufzubauen, um daraus Optimierungsansätze abzuleiten und die Ölwrurrate zu reduzieren. Dafür werden zunächst Grundlagen zu den Arbeitsfluiden und Verdichtern sowie zum Ölhaushalt, der Ölwrurrate und deren experimentellen Ermittlung beschrieben. Anschließend wird ein Versuchsverdichter in relevante Subsysteme aufgeteilt und die einzelnen Öltransport-Mechanismen theoretisch und experimentell analysiert. Dafür werden entsprechende Methoden und Werkzeuge vorgestellt. Abhängig vom jeweiligen Potenzial an der Ölwrurrate werden geeignete Optimierungsansätze diskutiert und untersucht. Abschließend werden die einzelnen Öltransport-Mechanismen und Optimierungsansätze für den Versuchsverdichter verknüpft und daraus abgeleitete Optimierungsbeispiele dargestellt.

1.2 Abgrenzung der Wissenslücke anhand der verfügbaren Literatur

Einer der wesentlichsten Kriterien von Kältemaschinenölen ist deren Eignung für die jeweilige Kälteanwendung. Diese wird vor allem durch die physikalischen Eigenschaften der Öle im Zusammenhang mit dem verwendeten Kältemittel bestimmt (vgl. Abschnitt 2.2.2, S. 7-9). Dementsprechend sind die Untersuchungen verschiedener Kältemittel-Öl-Kombinationen häufig Gegenstand in der Literatur. Einen breiten Überblick verschiedener Kombinationen und deren physikalischen Eigenschaften gibt Bock (Bock, et al., 2010). Zusätzlich werden darin die notwendigen Prüfverfahren und die entsprechenden Normen beschrieben. Aufgrund umwelttechnischer Anforderungen wurden in den letzten Jahren vermehrt Kältemittel verboten oder deren Verwendung eingeschränkt. Dafür wurden dann Ersatzstoffe entwickelt und in erweitertem Umfang auch natürlich vorkommende Fluide (u.a. CO₂) eingesetzt (vgl. Abschnitt 2.2.1, S. 6-7). Daraus resultierend mussten hierfür geeignete Kältemaschinenöle gefunden und untersucht werden. Bspw. wurden im Rahmen eines Forschungsvorhabens des Forschungsrats Kältetechnik e.V. (FKT 57/99, 2003a) potentielle Kältemaschinenöle für das Kältemittel CO₂ hinsichtlich ihrer physikalischen Eigenschaften untersucht. Auch Änderungen

hinsichtlich der Anwendungen bzw. der Anwendungsgrenzen bedingen die Prüfung der Eignung von Kältemaschinenölen. Hierzu lassen sich ebenfalls Informationen in der verfügbaren Literatur finden. Zusätzlich zu den typischen, physikalischen Eigenschaften, wie z.B. die Viskosität, werden auch weitere Eigenschaften der Öle untersucht. In FKT 75/00 (FKT 75/00, 2004) oder Göpfert (Göpfert, et al., 2016) werden z.B. die experimentelle Bestimmung der Oberflächenspannung von Kältemaschinenölen in Kältemittelatmosphären beschrieben und Messergebnisse dargestellt. Wenn auch nur auszugweise dargestellt, wird jedoch deutlich, dass die verfügbare Literatur ein breites Spektrum hinsichtlich der physikalischen Eigenschaften von Kältemaschinenölen bietet.

Ebenfalls umfangreich untersucht wird das Transportverhalten des Kältemaschinenöls in der Kälteanlage und der Einfluss des Öls auf deren Effizienz. FKT 92/02 (FKT 92/02, 2003b) gibt bspw. einen umfangreichen Literaturüberblick zum Transportverhalten des Öls in vertikalen Saugleitungen verschiedener Kältemittel-Öl-Kombinationen. In FKT 92/02/01 (FKT 92/02/01, 2007) wurde der Öltransport in Steigleitungen für das Kältemittel R404A mit zwei verschiedenen Ölen untersucht. Darin wird zum einen auf die minimale Strömungsgeschwindigkeit des Kältemittels eingegangen, die für einen sicheren Öltransport notwendig ist, und zum anderen die Strömungsgeschwindigkeit des Öls bestimmt, um daraus die Mindestlaufzeit einer Kälteanlage für eine ausreichende Ölrückführung abzuschätzen. Auch Untersuchungen zur Ölrückhaltung in Kälteanlagen sind Gegenstand in der verfügbaren Literatur. Lee (Lee, 2003) analysierte die Ölrückhaltung in einer CO₂-Klimaanlage. Es werden Versuche und deren Ergebnisse sowie die Modellierung der Ölrückhaltung und Designvorschläge für die Minimierung der Ölrückhaltung für verschiedene Anlagenkomponenten behandelt. Cremaschi (Cremaschi, 2004) erweiterte diese Untersuchung auf verschiedene Kältemittel-Öl-Kombinationen. Prinzipiell konnte jeweils eine steigende Ölrückhaltung bzw. Ölmenge in den Anlagenkomponenten bei zunehmender Ölumlaufrate beobachtet werden.

Bezüglich des Einflusses des Kältemaschinenöls auf die Effizienz einer Kälteanlage kristallisieren sich vor allem der Druckverlust und der Wärmeübergang heraus. In Dang (Dang, et al., 2007) bspw. wurde der Einfluss des Öls auf den Wärmeübergangskoeffizienten und den Druckverlust beim Kühl von überkritischem CO₂ in Rohren mit einem Innendurchmesser von 1 bis 6 mm untersucht. Dabei konnte mit zunehmender Ölumlaufrate ein sinkender Wärmeübergangskoeffizient und ein steigender Druckverlust beobachtet werden. In Hwang (Hwang, et al., 2004) wurde der Einfluss des Öls auf die Leistung einer CO₂-Kälteanlage untersucht. Es konnte gezeigt werden, dass mit zunehmender Ölumlaufrate sowohl die Kälteleistung als auch die Leistungszahl der Kälteanlage sinkt und der Druckverlust in den Wärmeübertragern, vor allem im Gaskühler, steigt. Auch in FKT 82/01 (FKT 82/01, 2008) wurde ein sinkender Wärmeübergangskoeffizient bei steigender Ölumlaufrate beobachtet.

Ein weiteres Thema, welches häufig in der verfügbaren Literatur behandelt wird, ist die Messung der Ölwan- bzw. Ölumlaufrate. Dazu beschreiben verschiedene Standards und Veröffentlichungen die möglichen Messmethoden der Ölwanrate (vgl. Abschnitt 4.1, S. 20). Zusätzlich werden in verschiedenen Literaturstellen Einflussgrößen der Ölwanrate untersucht

und Messergebnisse vorgestellt. In Yoon (Yoon, et al., 2011) wird z.B. die Ölwrurfrate eines Scrollverdichters untersucht (vgl. Abschnitt 4.3, S. 23). Zusätzlich wird ein Literaturüberblick zu Messungen verschiedener Verdichter angegeben. Es kann allerdings festgehalten werden, dass für halbhermetische Hubkolbenverdichter mit dem Kältemittel CO₂ nur sehr wenig Daten zur Ölwrurfrate in der Literatur gefunden werden konnten. In Wujek (Wujek, et al., 2014) werden zwar Messergebnisse zur Ölwrurfrate vorgestellt, allerdings konzentrierte sich diese Untersuchung auf die Variation der Kältemaschinenöle, wodurch nur vier verschiedene Betriebspunkte getestet wurden.

Des Weiteren sind die Effekte des Öls bezogen auf den Verdichter selbst als Untersuchungsgegenstand zu nennen. In Nunez (Nunez, et al., 2008) wird bspw. ein tribologischer Vergleich zweier Öle unter CO₂-Atmosphäre vorgestellt. In Kim (Kim, et al., 2003) wurde z.B. das Schmiersystem eines Rollkolbenverdichters analysiert. Eine Untersuchung des Einflusses verschiedener Öle auf die Effizienz eines halbhermetischen Hubkolbenverdichters wird in Wujek (Wujek, et al., 2014) vorgestellt. Darin wurde unter anderem auch abgeleitet, dass eine zunehmende Ölwrurfrate die Effizienz des Verdichters reduzieren kann.

Weiterhin werden in der verfügbaren Literatur Untersuchungen vorgestellt, die den Öltransport innerhalb des Verdichters und den daraus resultierenden Ölwrurf analysieren. In Min (Min, et al., 2000) wurden verschiedene Öltransport-Mechanismen eines Rollkolbenverdichters theoretisch und experimentell untersucht. Zusätzlich werden konstruktive Konzepte zur Reduzierung der Ölwrurfrate vorgestellt und deren Wirksamkeit diskutiert. Auch Strömungs-simulationen werden verwendet, um den Öltransport bzw. den Ölwrurf zu analysieren. In Yokoyama (Yokoyama, et al., 2012) wurde bspw. eine CFD-Simulation zur Verbesserung der Ölabscheidung in einem Rollkolbenverdichter durchgeführt. In der Folge konnte die Ölwrurfrate des Verdichters deutlich reduziert werden. Des Weiteren ist die experimentelle Visualisierung der Strömung ein wichtiges Werkzeug zur Analyse des Öltransports innerhalb eines Verdichters. In Chikano (Chikano, et al., 2012) wird bspw. die Visualisierung der Strömung innerhalb eines Scrollverdichters mittels Radiographie diskutiert. In Toyama (Toyama, et al., 2006) wurde das Gehäuse eines Scrollverdichters mit Schaugläsern ausgestattet, um den Öltransport zu visualisieren. Mithilfe einer Hochgeschwindigkeitskamera und anschließenden Auswertungen konnten sowohl die Größenverteilung als auch die Strömungsgeschwindigkeit der Öltropfen bestimmt werden. In Xu (Xu, et al., 2018) wurden die Öltropfen in der Druckkammer eines Scrollverdichters untersucht. Dafür wurden ein transparenter Prototyp zur Visualisierung der Strömung gefertigt und mithilfe der Ergebnisse CFD-Simulationen durchgeführt. Daraus konnten die Generierung der Öltropfen an den Druckventilen, die Größenverteilung und der Öltransport abgeleitet werden. Derartige Untersuchungen konnten allerdings nicht für halbhermetische Hubkolbenverdichter gefunden werden.

Auch durch eine intensive Patentrecherche zu halbhermetischen Hubkolbenverdichtern lassen sich die Öltransport-Mechanismen innerhalb des Verdichters nur bedingt ableiten. Zwar können daraus teilweise Aussagen über die relevanten Zonen und die wirkenden Mechanismen geschlussfolgert werden, jedoch nicht im notwendigen, wissenschaftlich

befriedigenden Umfang. Die einzelnen Vorgänge und deren Potenziale hinsichtlich der Ölwurfrate sind dementsprechend nur wenig in der verfügbaren Literatur beschrieben. Vor allem für halbhermetische Hubkolbenverdichter in Kombination mit dem Kältemittel CO₂ besteht demnach eine Wissenslücke, die durch diese Arbeit geschlossen werden soll.

2 Einführung und Grundlagen

2.1 Ölwurf und Ölumlauf

Wie einleitend beschrieben, wird ein geringer Anteil des Öls, welches zur Schmierung von Kältemittelverdichtern eingesetzt wird, von dem durch den Verdichter strömenden Kältemittel mitgerissen und in die Kälteanlage transportiert. Für diesen Vorgang und die Menge Öl, welche aus dem Verdichter ausgetragen bzw. durch die Kälteanlage transportiert wird, werden in verschiedenen Normen und Veröffentlichungen unterschiedliche Begriffe und Definitionen verwendet. Um eine klare Abgrenzung der Begriffe zu schaffen, sollen diese nachfolgend für diese Arbeit definiert werden.

Der Begriff Ölumlauf beschreibt den Vorgang des Öltransports durch die Kälteanlage. Die Ölumlaufrate (OCR, engl.: *oil circulation ratio*) charakterisiert dabei den umlaufenden Ölmassenstrom im Verhältnis zur Summe aus Öl- und Kältemittelmassenstrom. Da es in Kälteanlagen örtlich zur teilweisen Ansammlung des umlaufenden Öls kommen kann, z.B. durch externe Ölabscheider oder einen unzureichenden Öltransport, kann die Ölumlaufrate in verschiedenen Bereichen der Kälteanlage variieren. Daher ist es mit Blick auf den Verdichter sinnvoll, eine weitere Größe zu definieren. Dafür soll der Begriff Ölwurf dienen, welcher den Vorgang des Austragens von Öl aus dem Verdichter charakterisiert. Die Ölwrurfrate (ODR, engl.: *oil discharge ratio*) beschreibt wiederum den Ölwurf quantitativ und ist als Verhältnis des ausgetragenen Ölmassenstroms zur Summe aus Öl- und Kältemittelmassenstrom definiert (vgl. Mannewitz, et al., 2018, S. 1-2).

$$ODR = \frac{\dot{m}_{\text{Öl}}}{\dot{m}_{\text{Öl}} + \dot{m}_{\text{KM}}} \cdot 100\% \quad (2.1)$$

2.2 Arbeitsfluide in Kaltdampfmaschinen

2.2.1 Kältemittel

Für den Betrieb einer Kälte-, Klima- oder Wärmepumpenanlage wird ein Arbeitsstoff für den Wärmetransport benötigt. Dieser Arbeitsstoff wird in der Kältetechnik als Kältemittel bezeichnet. Prinzipiell haben sich verschiedene Kältemittel in der Historie der Kältetechnik etabliert, allerdings führen umweltechnische Aspekte seit Anfang der 90er-Jahre zu Verboten diverser Kältemittel und der Entwicklung neuer Ersatzstoffe. Im ersten Schritt wurde die Nutzung der Kältemittel, die zum Ozonabbau beitragen, unterbunden. Daraufhin haben sich chlorfreie HFKW-Kältemittel mit einem ODP = 0 (Ozonabbaupotenzial, engl.: *ozone depletion potential*) durchgesetzt, wie z.B. R134a, R404A und R410A. In den letzten Jahren wurden

hinsichtlich des Treibhauspotenzials (GWP, engl.: *global warming potential*) weitere umwelttechnische Anforderungen an die Kältemittel gestellt. Die Einschränkungen bzw. Verbote diverser Kältemittel sind bspw. in der EU F-Gase Verordnung (Verordnung (EU) Nr. 517/2014, 2014) geregelt. Neben Ersatzstoffen mit möglichst niedrigem GWP werden vermehrt natürlich vorkommende Kältemittel eingesetzt, wie z.B. NH₃, CO₂ und Kohlenwasserstoffe (vgl. BITZER, 2020b, S. 3).

Kohlenstoffdioxid (CO₂, R744) ist bereits seit den Anfängen der Kältetechnik als Kältemittel bekannt. Es hat einen OPD von 0 und einen GWP von 1, ist chemisch inaktiv und weder brennbar noch im klassischen Sinne toxisch. Aufgrund der ersticken Wirkung bei höheren Konzentrationen gelten allerdings geringere Grenzwerte für die Konzentration in Luft als bei HFKW-Kältemitteln. Weiterhin vorteilhaft ist die vergleichsweise hohe volumetrische Kälteleistung, welche zu niedrigeren Volumenströmen und somit kleineren Strömungsquerschnitten führt. Da CO₂ zusätzlich kostengünstig verfügbar ist und nicht recycelt werden muss, bietet es sich sehr gut als Alternative zu HFKW-Kältemitteln an. Nachteilig sind allerdings die vergleichsweise hohen Betriebsdrücke (bis zu über 100 bar) und die niedrige kritische Temperatur von 31°C. Diese bedingt teilweise eine transkritische Prozessführung, welche im Vergleich zu herkömmlichen Kaltdampfprozessen mit subkritischer Prozessführung meist zu einer niedrigeren Effizienz der Kälteanlage führt (vgl. BITZER, 2020b, S. 33). Nichtsdestotrotz konnte in den letzten Jahren in der Kältetechnik eine stetig steigende Anzahl von Kälteanlagen mit CO₂ als Kältemittel beobachtet werden.

Beim Einsatz ölgeschmierter Kältemittelverdichter kommt es innerhalb des Verdichters und der Kälteanlage zu Interaktionen zwischen dem Kältemittel und dem Kältemaschinenöl. Dabei müssen verschiedene Bedingungen beachtet werden, welche im folgenden Kapitel beschrieben sind. Für die jeweiligen Kältemittel stehen verschiedene Kältemaschinenöle zur Verfügung, wobei die Kombinationen in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen sorgfältig ausgewählt werden müssen.

Zusätzliche Informationen zu den einzelnen Kältemitteln, deren Verwendungsmöglichkeiten und der derzeitigen Situation hinsichtlich umwelttechnischer Anforderungen können z.B. im BITZER Kältemittel-Report 21 (BITZER, 2020b) gefunden werden.

2.2.2 Kältemaschinenöle

In ölgeschmierten Verdichtern sind die Hauptaufgaben des Schmierstoffs die Schmierung von Lagerstellen bzw. Verdichterkomponenten, die in Relativbewegung zueinanderstehen, die Wärmeabfuhr an diesen Stellen und die Unterstützung der Abdichtung der Verdichtungsräume. Nach dem Verdrängungsprinzip arbeitende Kältemittelverdichter für Kaltdampfmaschinen sind üblicherweise ölgeschmiert, wobei nahezu immer zumindest ein geringer Anteil des Öls mit dem Kältemittel im Kältemittelkreislauf umläuft. Um einen ausreichenden Öltransport zurück zum Verdichter gewährleisten und somit Verdichterschäden verhindern zu können, werden meist Kältemaschinenöle eingesetzt, die mit dem Kältemittel löslich und mischbar sind (vgl. BITZER, 2020b, S. 41). Daher werden Kältemaschinenöle stets in Abhängigkeit des

angewendeten Kältemittels ausgewählt. Zusätzlich ist aufgrund der großen Temperaturspreizung in Kälteanlagen eine ausreichende Kaltfließeigenschaft notwendig, um den Öltransport zu garantieren. Die Viskosität des Öls stellt daher immer einen Kompromiss aus der Fließfähigkeit bei tiefen Temperaturen und der Schmierfähigkeit bei höheren Temperaturen im Verdichter dar. Für eine hinreichende Schmierung innerhalb des Verdichters haben sich Viskositätswerte der Öl-Kältemittel-mischung im Bereich von 5 bis 15 mm²/s bewährt. Weitere grundlegende Anforderungen an das Kältemaschinenöl sind neben guten Schmiereigenschaften eine hohe chemische sowie thermische Stabilität und eine hohe Alterungsbeständigkeit (vgl. Bock, et al., 2010, S. 5).

Zur Charakterisierung von Kältemaschinenölen müssen verschiedene physikalische Kennwerte angegeben und vom Hersteller ermittelt werden. Dazu gehören z.B. die Mischbarkeit mit dem jeweiligen flüssigen Kältemittel und die Viskosität des Öl-Kältemittel-Gemisches. Diese Kennwerte, deren Mindestanforderungen und die jeweiligen Prüfverfahren sind standardisiert und z.B. in der DIN 51503-1:2011-01 angegeben. Da die meisten Kennwerte in einem weiten Bereich benötigt werden, um die Verwendungsmöglichkeit des Kältemaschinenöls im angedachten Einsatzbereich prüfen zu können, sind umfangreiche Messungen durch den Hersteller notwendig. Die Mischbarkeit wird üblicherweise in einem Temperatur-Konzentration-Diagramm dargestellt, in dem die Bereiche der Mischung und der Phasentrennung (sogenannte Mischungslücke) ersichtlich sind. Da die Gemischviskosität von Druck und Temperatur abhängig ist, wird diese in einem kombinierten Druck-Viskosität-Temperatur-Diagramm (sog. Daniel Plots) dargestellt. Dabei wird der Massenanteil des Öls in einem ersten Druck-Temperatur-Diagramm und in einem zweiten Viskosität-Temperatur-Diagramm abgebildet, um die Viskosität abhängig von Druck und Temperatur grafisch ermitteln zu können (vgl. Bock, et al., 2010, S. 7-30). Zusätzlich können der Massenanteil und die wesentlichen Stoffdaten als Funktionen von Druck und Temperatur approximiert werden, um eine Berechnung der Daten zu ermöglichen.

Je nach verwendetem Kältemittel haben sich verschiedene Grundöltypen etabliert. Im Wesentlichen werden Mineralöle (MO) und synthetische Kältemaschinenöle auf Basis von Alkylbenzolen (AB), Polyolester (POE) oder Polyvinylether (PVE) sowie Polyalphaolefine (PAO) und Polyalkylen-glykole (PAG) verwendet (vgl. Bock, et al., 2010, S. 31-43). Zusätzlich werden die Grundöle teilweise von den Ölherstellern aufwendig additiviert, wodurch die Eigenschaften der Öle leicht unterschiedlich ausfallen können. Die zusätzlichen Additive und molekularen Variationen sind meist ein gut gehütetes Geheimnis der einzelnen Ölhersteller. Typischerweise werden für transkritische CO₂-Anwendungen in halbhermetischen Hubkolben-verdichtern PAG- oder POE-Kältemaschinenöle verwendet. Diese Öle sind teilweise bzw. gut mit CO₂ mischbar und weisen eine hohe thermische Stabilität sowie zuverlässige Schmierungseigenschaften auf, was einen stabilen Betrieb des Verdichters und somit der Kälteanlage sichert (vgl. Bock, et al., 2010, S. 93).