

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 Ölwurfraten 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 gegenwertige Stand der Literatur nicht ausreichen, um die gesteckten Entwicklungsziele zu erreichen. Stattdessen war es notwendig, ein detailliertes Verständnis über die Fülle der zum Ölwurf 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 Ölwurf 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 Kompressorentechnik 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 Klimaanlage 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 Ölwurfrate eines Verdichters so gering wie möglich sein.

Für die Optimierung bzw. Reduzierung der Ölwurfrate 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 Ölwurf 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 Ölwurfrate 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 Ölwurf 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 Ölwurfrate 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 Ölwurfrate 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 Ölumlauflauf	6
2.2 Arbeitsfluide in Kaldampfmaschinen	6
2.2.1 Kältemittel	6
2.2.2 Kältemaschinenöle	7
2.3 Kältemittelverdichter für Kaldampfmaschinen	9
2.3.1 Arbeitsprinzipien und Bauarten von Kältemittelverdichtern	9
2.3.2 Halbhermetische Hubkolbenverdichter	10
2.4 Weiterführende Grundlagen zum Ölhaushalt und Ölwurf	12
2.4.1 Öldampfanteil in gasförmiger Kältemittelströmung	12
2.4.2 Ölwurf in Kälteanlagen mit und ohne Ölabscheider	13
2.4.3 Einfluss der Drehrichtung auf den Ölwurf	15
3 Einordnung und Abgrenzung der Arbeit	16
3.1 Versuchsverdichter	16
3.2 Arbeitsfluide und Betriebsbedingungen	18
4 Experimentelle Ermittlung der Ölwurfrate	20
4.1 Methoden zur experimentellen Ermittlung der Ölwurfrate	20
4.2 Prüfstands Aufbau und Bestimmung der Ölwurfrate	21
4.3 Mögliche Einflussgrößen auf den Ölwurf und gewählte Betriebspunkte	23
4.4 Basismessungen am Beispiel des Versuchsverdichters	25
5 Ermittlung der Beiträge wichtiger Subsysteme zum Ölwurf	28
5.1 Aufteilung eines halbhermetischen Hubkolbenverdichters in relevante Subsysteme	28
5.2 Subsystem Zylinder/Kolben	29
5.2.1 Beschreibung der Öltransport-Mechanismen am Subsystem Zylinder/Kolben	29
5.2.2 Integrale Messung der Ölwurfrate 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 Ölwurfrate 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 Ölwurfrate 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 Ölsumpf/Ölausgleich	76
5.5.1	Beschreibung der Öltransport-Mechanismen am Subsystem Ölsumpf/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 Ölwurfrate des Modellversuchs	86

5.5.3	Integrale Messung der Ölwurfrate 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	teilhalogenerter 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	Ölwurftrate, engl.: <i>oil discharge ratio</i>
OIR	Öleinspritzrate vor Zylinder, engl.: <i>oil injection ratio</i>
ÖA	Ölausgleich
ÖS	Ölsumpf
PAG	Kältemaschinenöle - Polyalkylenglykole
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 Öfüllstand 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	$[-]$
μ_{0l}	Beladungsrate Öl	$[\%]$
ρ	Dichte	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
φ	Kurbelwinkel	$[^{\circ}]$

Indizes

0	Verdampfung
0h	Überhitzung
CO ₂	Kohlenstoffdioxid, R744
D	Dampf
E	Einspritzung
EK	Eintrittskanal
GA	Gasausgleichsöffnung
HD	Hochdruck
HL	Hauptlager
KM	Kältemittel
KR	Kurbelraum
MR	Motorraum
OT	oberer Totpunkt
Öl	Öl
SK	Saugkanal
U	Umdrehung
UT	unterer Totpunkt
a	ausströmend
max	maximal
rel	relativ
s	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: Ölwurfrate 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: Ölwurfrate 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 Ölzuführungsbohrungen Hauptlager, a) Standard, b) modifizierte Exzenterwelle	40
Abb. 5-11: Ölwurfrate 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 Ölmassestroms, 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 Kältemittelmassestrom 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: Kältemittelmassestrom 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 Kältemittelmassestrom 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 Kältemittelmassestroms infolge der Rotation der Exzenterwelle und des Rotors.....	57
Abb. 5-27: Exemplarischer Vektorplot CFD-Simulation zum Kältemittelmassestrom 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: Ölwurfrate Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich bei Variation der Ölversorgung, 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)	62
Abb. 5-31: Ölwurfrate Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich bei Variation der Gasausgleichsöffnung, 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)	64
Abb. 5-32: Ölmassenstrom und Beladungsrate Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich bei Variation der Gasausgleichsöffnung und in Abhängigkeit vom Ölfüllstand ($p_0 = 26,5$ bar, $f_{FU} = 70$ 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 ($f_{FU} = 70$ 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 ($p_0 = 26,5$ bar, $h_{SG} = 0,5$), Betriebspunkte nach Tab. 4-1 S. 24, a) Ölmassenstrom Kurbelraum, b) Beladungsrate	68
Abb. 5-35: Messaufbau Optimierung Ölwurfrate Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich durch Reduzierung des Querschnitts der Gasausgleichsöffnung	71
Abb. 5-36: Optimierung Ölwurfrate Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich durch Reduzierung des Querschnitts der Gasausgleichsöffnung GA3, Betriebspunkte nach Tab. 5-2 S. 70	72
Abb. 5-37: Messaufbau Optimierung Ölwurfrate Subsystem Kurbelraum/Gasausgleich durch Kanal als Gasausgleich	74
Abb. 5-38: Optimierung Ölwurfrate 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 Ölsumpf/Ölausgleich bei Variation des Saugdrucks ($c_{EK} = 1,25$ 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 Ölsumpf/Ölausgleich bei Variation der Strömungsgeschwindigkeit ($p_0 = 26,5$ 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 Ölsumpf/Ölausgleich bei Variation des Ölfüllstands ($p_0 = 26,5$ bar, $c_{EK} = 1,25$ 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: Ölwurfrate Modellversuch Subsystem Ölsumpf/Ölausgleich, in Abhängigkeit von a) Saugdruck ($c_{EK} = 1,25$ m/s, $h_{SG} = 0,5$), b) Strömungsgeschwindigkeit ($p_0 = 26,5$ bar, $h_{SG} = 0,5$), c) Ölfüllstand ($p_0 = 26,5$ bar, $c_{EK} = 1,25$ m/s)	86
Abb. 5-47: Messaufbau Subsystem Ölsumpf/Ölausgleich	87
Abb. 5-48: Ölwurfrate Subsystem Ölsumpf/Ölausgleich, 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)	88
Abb. 5-49: Anpassung Rückschlagventil als Ölausgleich	90
Abb. 5-50: Ölwurfrate Subsystem Ölsumpf/Ölausgleich mit Standard Ölausgleich und Rückschlagventil, 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)	91
Abb. 6-1: Ölwurfrate Subsysteme Kurbelraum/Gasausgleich und Ölsumpf/Ölausgleich im Vergleich zur Basismessung, 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)	93
Abb. 6-2: Ölwurfrate Kombination Reduzierung des Querschnitts der Gasausgleichsöffnung 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 Gasausgleichsöffnung und Rückschlagventil als Ölausgleich, Betriebspunkt nach Tab. 5-2 S. 70 ($p_0 = 26,5$ bar, $f_{FU} = 87$ Hz), a) Kurbelraum, b) Saugkanal	97
Abb. 7-1: Optimierung Ölwurfrate Versuchsverdichter, 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)	100
Abb. 7-2: Kurbelräume der getesteten Prototypen a) kleine Baureihe, b) große Baureihe	102

Abb. 7-3: Entwicklungsbeispiel Optimierung Ölwurfrate 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 Ölwurfrate 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 Ölsumpf/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 Klimaanlage sowie Wärmepumpen betrieben. Dazu gehören ca. 120 Millionen Kälteanlagen für die gewerbliche Kühlung. Insgesamt sind ca. 20% des weltweiten Gesamtstromverbrauchs auf Kälte- und Klimaanlage 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 Klimaanlage sowie Wärmepumpen sind Kaltdampfkomppressionsanlagen 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 Öfüllmenge 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 Öfüllstand 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 Ölwurfrate 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 Ölwurfrate eines Verdichters stets so niedrig wie möglich sein sollte. Um dies erreichen bzw. die Ölwurfrate eines Verdichters reduzieren zu können, ist es notwendig, die einzelnen Öltransport-Mechanismen innerhalb des Verdichters zu verstehen und deren Potenziale an der Ölwurfrate 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 Ölwurfrate zu reduzieren. Dafür werden zunächst Grundlagen zu den Arbeitsfluiden und Verdichtern sowie zum Ölhaushalt, der Ölwurfrate 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 Ölwurfrate 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 auszugsweise 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 Kühlen 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 Ölwurf- bzw. Ölumlaufrate. Dazu beschreiben verschiedene Standards und Veröffentlichungen die möglichen Messmethoden der Ölwurf- bzw. Ölumlaufrate (vgl. Abschnitt 4.1, S. 20). Zusätzlich werden in verschiedenen Literaturstellen Einflussgrößen der Ölwurf- bzw. Ölumlaufrate untersucht.

und Messergebnisse vorgestellt. In Yoon (Yoon, et al., 2011) wird z.B. die Ölwurfrate 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 Ölwurfrate in der Literatur gefunden werden konnten. In Wujek (Wujek, et al., 2014) werden zwar Messergebnisse zur Ölwurfrate 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 Ölwurfrate die Effizienz des Verdichters reduzieren kann.

Weiterhin werden in der verfügbaren Literatur Untersuchungen vorgestellt, die den Öltransport innerhalb des Verdichters und den daraus resultierenden Ölwurf analysieren. In Min (Min, et al., 2000) wurden verschiedene Öltransport-Mechanismen eines Rollkolbenverdichters theoretisch und experimentell untersucht. Zusätzlich werden konstruktive Konzepte zur Reduzierung der Ölwurfrate vorgestellt und deren Wirksamkeit diskutiert. Auch Strömungssimulationen werden verwendet, um den Öltransport bzw. den Ölwurf 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 Ölwurfrate 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 Öltröpfen bestimmt werden. In Xu (Xu, et al., 2018) wurden die Öltröpfen 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 Öltröpfen 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 umlaufende 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 Ölwurfrate (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 umwelttechnische 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. NH_3 , CO_2 und Kohlenwasserstoffe (vgl. BITZER, 2020b, S. 3).

Kohlenstoffdioxid (CO_2 , 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 erstickenden 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 CO_2 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 CO_2 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-Kältemittelmischung 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 Grundölytypen etabliert. Im Wesentlichen werden Mineralöle (MO) und synthetische Kältemaschinenöle auf Basis von Alkybenzolen (AB), Polyolester (POE) oder Polyvinylether (PVE) sowie Polyalphaolefine (PAO) und Polyalkylenglykole (PAG) verwendet (vgl. Bock, et al., 2010, S. 31-43). Zusätzlich werden die Grundöle teilweise von den Öllieferanten 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 Öllieferanten. Typischerweise werden für transkritische CO₂-Anwendungen in halbhermetischen Hubkolbenverdichtern 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).