

Untersuchung von Einspritzpumpenkonzepten für Ottomotoren mit Niederdruck-Direkteinspritzung

Dissertation

Eingereicht an der Fakultät für
Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften
der Technischen Universität Graz

Jürgen Schiffer

Graz, im März 2014

1. Begutachter: O. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Jaberg
2. Begutachter: Prof. Dr.-Ing. Martin Böhle

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand im Zuge meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen an der Technischen Universität Graz. In der Zeit von April 2008 bis März 2013 bekam ich an diesem traditionsreichen Institut die Möglichkeit, mich sowohl experimentell als auch numerisch mit einer Vielzahl wissenschaftlicher und industrienaher Aufgabenstellungen auf dem Gebiet hydraulischer Strömungsmaschinen ebenso wie auch der Verdrängermaschinen auseinanderzusetzen. Die wohl umfangreichste meiner Tätigkeiten, die mich zumindest über vier Jahre hinweg permanent begleitete, betraf den Inhalt meiner Dissertation mit dem Titel „Untersuchung von Einspritzpumpenkonzepten für Ottomotoren mit Niederdruck-Direkteinspritzung“. Ein besonderer Dank gilt an dieser Stelle Hrn. Prof. Helmut Jaberg, dem Vorstand des Instituts für Hydraulische Strömungsmaschinen, der für die wissenschaftliche Betreuung dieser Dissertation verantwortlich zeichnet. Ohne seine Unterstützung wären die Umsetzung sowie auch die Fertigstellung dieser Arbeit nicht möglich gewesen.

Ein besonderer Dank gilt aber auch meinen Kollegen am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen, allen voran Hrn. Dr. Helmut Benigni, dem stellvertretenden Institutsvorstand. Im Zuge der vielen gemeinsam abgewickelten Projekte bekam ich von ihm nicht nur sehr viel Wissen und Erfahrung vermittelt – er stand mir auch bei meinem Dissertationsvorhaben stets mit Rat und Tat zur Seite. Besonders gedankt sei auch Hrn. Dipl.-Ing. Stefan Höller, der nicht nur im dienstlichen sondern auch im privaten Bereich stets ein offenes Ohr und zur richtigen Zeit die, so will ich meinen, richtigen Antworten auf meine Fragen parat hatte.

Auch ohne meine Kollegen im Labor und in der institutseigenen Werkstatt wäre wohl Vieles nicht so geworden, wie ich es mir vorgestellt habe. Hr. Ing. Kurt Maass unterstützte diese Arbeit mit seinen fundierten mess- und elektrotechnischen Kenntnissen, was vor allem für den Aufbau des verwendeten Hochdruck-Benzinpumpenprüfstands von größter Bedeutung war. Die Herren Erwin Pischler, Gerd Schrottner und Josef Papst waren schließlich für den mechanischen Prüfstandsaufbau sowie für die Fertigung der Prototypenbauteile verantwortlich. Ersterer verlieh „meiner Pumpe“ im wahrsten Sinne des Wortes stets den „nötigen Feinschliff“ und trug somit in großem Maße zum Erfolg dieses Forschungsvorhabens bei. Auch der seit Jahrzehnten am Institut beschäftigte und mittlerweile wohl zum Inventar des institutseigenen Labors gehörige Projektmitarbeiter Alfred Krisper war mir stets ein treuer Wegbegleiter. Mit seinem reichen Erfahrungsschatz auf dem Gebiet der Versuchsdurchführung unterstützte er mich über Monate hinweg zu früher als auch oft zu sehr später Stunde bei meinen experimentellen Untersuchungen.

Gedankt sei auch den Projektpartnern vom Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, allen voran Hrn. Dipl.-Ing. Alexander Trattner. Mit seinem unbändigen Ingenieursgeist gab er mir im Zuge unserer Projektmeetings nicht nur wichtige Ideen und Denkanstöße mit, sondern ermöglichte mir auch die experimentelle Erprobung der im Zuge dieser Dissertation entwickelten Prototypenpumpe.

Eine unbeschreiblich große Unterstützung wurde mir auch durch meine beiden Brüder Andreas und Dominik sowie durch meine Eltern zuteil. Vor allem durch die Unterstützung meiner Eltern war es mir überhaupt erst möglich, das Maschinenbaustudium an der Technischen Universität Graz erfolgreich abzuschließen und somit die Grundlage für die vorliegende Dissertation zu schaffen.

Der größte Dank jedoch gilt meiner eigenen Jung-Familie – meinem Sohn Moritz und meiner Tochter Hannah sowie meiner Lebensgefährtin Barbara Rosenberger – der ich diese Arbeit widme. Unentwegt gaben sie mir die nötige Kraft und auch Freiheit, diese Arbeit von Anfang bis zum Ende konsequent durchzuziehen.

„Zwei Dinge sind zu unserer Arbeit nötig: Unermüdliche Ausdauer und die Bereitschaft, etwas, in das man viel Zeit und Arbeit gesteckt hat, wieder wegzuwerfen.“ (Albert Einstein)

Graz, im Frühjahr 2014

Jürgen Schiffer

Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung	1
2.	Das Einspritzsystem von Ottomotoren mit Direkteinspritzung	3
2.1	Gegenwärtig eingesetzte Direkteinspritzsysteme für Ottomotoren	3
2.2	Die Niederdruck-Direkteinspritzung für Ottomotoren	7
2.2.1	Hintergründe und Zielvorstellungen	7
2.2.2	Technische Anforderungen an die Einspritzpumpe	8
3.	Vergleich und Evaluierung von Pumpenkonzepten	14
3.1	Vorauswahl von geeigneten Pumpentypen	14
3.2	Bewertungskriterien und Evaluierung von Pumpentypen	16
3.2.1	Technische Realisierbarkeit eines Verdrängungsvolumens von $V_U = 1 \text{ cm}^3/\text{U}$	17
3.2.2	Erreichbarkeit eines Differenzdrucks von $\Delta p = 50 \text{ bar}$ bei Referenzpumpen sinnvoller Baugröße	19
3.2.3	Anzahl und Komplexität der Einzelteile	21
3.2.4	Materialkosten für das tribologische System	22
3.2.5	Effizienz im erwarteten n_q -Bereich	22
3.2.6	Erreichbarkeit steiler Förderkennlinien	23
3.2.7	Pulsationen bzw. Ungleichförmigkeitsgrad	25
3.2.8	Saugverhalten	26
3.2.9	Selbstansaugvermögen	29
3.2.10	Etablierte Anwendung in Einspritzsystemen	30
3.3	Die Evaluierungsmatrix	31
4.	Machbarkeitsstudie und Vorversuche	33
4.1	Prüfstanddesign	33
4.2	Untersuchungskriterien am Prüfstand	35
4.3	Versuchsergebnisse	37
4.3.1	Förderkennlinien	37
4.3.2	Saugkennlinien	40
4.4	Interpretation der Ergebnisse	43
5.	Auslegung einer Prototypenpumpe	44
5.1	Grundlagen zur Zahnradpumpe	44
5.2	Berechnung der Zahnradparameter und Hauptabmaße	47
5.3	Festigkeitsberechnungen	50
5.3.1	Zahnfußfestigkeit	50
5.3.2	Lagerbelastung	51
5.4	Die Druckkompensation	52
5.4.1	Das Saugschuh-Konzept	55
5.4.2	Berechnung eines vollständig kompensierten Dichtungselements	56
6.	Numerische Simulation von rotierenden Verdrängerpumpen	62
6.1	Übersicht über Simulationsmodelle für rotierende Verdrängerpumpen	62
6.2	Analytische Berechnung anhand eines 1-D-Modells	69
6.2.1	Berechnung der Kopfspalt-Leckage Q_{L-K}	72
6.2.2	Berechnung der Stirnspalt-Leckage Q_{L-S}	73
6.2.3	Theoretische Berechnung des Spalteinflusses	74
6.3	3D-CFD Berechnung von rotierenden Verdrängerpumpen	77
6.3.1	Evaluierung der Immersed-Solid-Methode anhand einer Drehkolbenpumpe	78
6.3.2	3D-CFD-Berechnung der entwickelten Zahnradpumpe	97

7.	Pumpendesign	106
7.1	Sicherheitsanforderungen an die Konstruktion der Prototypenpumpe	106
7.2	Anforderungen an die Werkstoffe und Werkstoffauswahl	109
8.	Prototypenpumpentests am Hochdruckprüfstand	113
8.1	Durchgeführte Untersuchungen	113
8.2	Erste Messergebnisse und Erkenntnisse	118
8.3	Optimierung auf Basis experimenteller Untersuchungen	119
8.4	Saugkennlinien	129
8.5	Einlaufverhalten	131
8.6	Druck- und Drehmomentpulsationen	135
9.	Prototypenpumpentests am Motorprüfstand	144
9.1	Aufbau des Einspritzsystems am Motorprüfstand	144
9.2	Untersuchte Betriebspunkte des Versuchs-Ottomotors	146
9.3	Ergebnisse und Auswertung der Messungen	148
9.3.1	Messung von Druckpulsationen	148
9.3.2	Evaluierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs	151
10.	Ausblick	154
10.1	Designoptimierung des entwickelten Pumpenkonzepts	154
10.2	Optimierung von Materialpaarungen	154
10.3	Verschleißuntersuchungen	155
10.4	Optimierung der Lagerstellen	155
10.5	Untersuchung von Regelungskonzepten	155
11.	Zusammenfassung	157
	Abbildungsverzeichnis	163
	Tabellenverzeichnis	167
	Referenzen	168

Nomenklatur

Lateinische Formelzeichen:

A	mm ²	Fläche
A _{Ax}	mm ²	Axiale Kompensationsfläche
a _{WAD}	ppm/K	Wärmeausdehnungskoeffizient
B	Tesla	Remanenz des magnetischen Werkstoffs
BMEP	bar	Brake Mean Effective Pressure
BSFC	g/kWh	Brake Specific Fuel Consumption
b	mm	Zahnrad- oder Flügelbreite
c _{Min}	mm	Minimales Kopfspiel
c _S	m/s	Strömungsgeschwindigkeit im Saugstutzen
D	m	Saugleitungsdurchmesser
D _{DK}	m	Drehkolbenaußendurchmesser
D _{LS}	mm	Durchmesser des mittleren Luftspalts
d	mm	Wälzkreisdurchmesser
d _a	mm	Kopfkreisdurchmesser
d _f	mm	Fußkreisdurchmesser
d _{g1}	mm	Grundkreisdurchmesser
d _K	mm	Kolbendurchmesser
d _m	mm	Mittlerer Durchmesser
d _{W-Min}	mm	Minimaler Wellendurchmesser
e	mm	Exzentrizität
F _{Ax-Komp}	N	Axial wirksame Kompensationskraft
F _{Komp}	N	Kompensationskraft
F _M	N	Maximale Zahnkraft
F _N	N	Auf die Welle wirkende Normalkraft
F _{Rad-x-Komp}	N	Radial wirksame Kompensationskraft
f	Hz	Frequenz
g	m/s ²	Gravitationskonstante
g ₁	mm	Grundkreisradius
H _{opt}	m	Förderhöhe im Optimum einer Pumpe
H _S	m	Statische Saughöhe
H _V	m	Verlusthöhe
h	mm	Hublänge
l _A	m	Achsabstand
K _{Fα}	-	Stirnlastverteilungsfaktor
K _{Li}	-	Vorfaktor zur Abschätzung der Leckageverluste
L	m	Leitungs- oder Weglänge
L ₀	m	Ausgangslänge
LWZ	-	Lastwechselzahl
M	Nm	Antriebsmoment
M _{Antrieb} , M _{Pump}	Nm	Antriebsmoment
M _{B-Max}	Nm	Maximales Biegemoment

M_D	Nm	Drehmoment des Verbrennungskraftmotors
$M_{Leerlauf}$	Nm	Leerlaufmoment
M_Z	Nm	Drehmoment um die Drehachse
m	mm	Modul der Verzahnung
m_{Fuel}	kg/h	Spezifischer Kraftstoffverbrauch
m_{in}	kg/s	Eintretender Massenstrom in das CFD-Modell
m_{out}	kg/s	Austretender Massenstrom aus dem CFD-Modell
NPSH	m	Net Positive Suction Head
n	U/min	Drehzahl
n_q	U/min	Spezifische Schnellläufigkeit
P	W	Antriebsleistung
$P_{Antrieb}$	W	Antriebsleistung
P_{Engine}	kW	Leistung des Verbrennungsmotors
P_{hydr}	W	Hydraulische Leistung
P_{mech}	W	Mechanische Leistung
P_V	W	Verlustleistung
p_{Amp}	bar	Druckamplitude
p_{DS}	bar	Absolutdruck auf Druckseite
p_d	bar	Dampfdruck
p_{in}	bar	Druck am Eintritt in das CFD-Modell
p_{out}	bar	Druck am Austritt aus dem CFD-Modell
$p_{S,abs}$	bar	Saugseitiger Absolutdruck
p_{SS}	bar	Absolutdruck auf Saugseite
$p_{tot,S}$	bar	Totaldruck am Saugstutzen einer Pumpe
p_0	bar	Atmosphärischer Absolutdruck
Q	ml/s	Fördermenge
Q_L	ml/s	Leckagemenge
Q_{L-K}	ml/s	Kopfspaltleckage
Q_{L-S}	ml/s	Stirrspaltleckage
Q_{opt}	m ³ /s	Fördermenge im Optimum einer Pumpe
Q_{Real}	ml/s	Reale oder tatsächliche Fördermenge
$Q_{theoretisch}$	ml/s	Theoretische Fördermenge
R_{spez}	Ωm	Spezifischer Widerstand des Spalttopfs
r_a	mm	Kopfkreisradius
r_m	mm	Radius am mittleren Strompfad
r_W	mm	Wellenradius
s	mm	Spaltweite
S_F	mm	Flügelstärke
S_K	mm	Kopfspaltweite
S_S	mm	Stirrspaltweite
T	°C	Temperatur
t_{Sim}	s	Simulationszeit
u_+	-	Dimensionslose Geschwindigkeit
u_t	[m/s]	Wandtangentiale Geschwindigkeitskomponente
u_τ	[m/s]	Schubspannungsgeschwindigkeit

V_H	m^2	Hubvolumen des Verbrennungskraftmotors
V_U	cm^3	Verdrängungsvolumen pro Umdrehung
V_{ST}	m^3	Volumen des Spalttopfs
v_a, u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
v_m	m/s	Umfangsgeschwindigkeit am mittleren Strompfad
v_x	m/s	Geschwindigkeit im Dichtspalt in x-Richtung
X	m	Horizontale Saugleitungslänge
Y	m	Vertikale Saugleitungslänge
Y_e	-	Lastanteilfaktor
Y_F	-	Zahnformfaktor
$y+$	-	Dimensionsloser Wandabstand
z	-	Zähne-, Flügel- oder Kolbenanzahl
z_K	-	Verzahnungskoeffizient

Griechische Formelzeichen:

α	$^\circ$	Eingriffs- oder Neigungswinkel
Δp	bar	Differenzdruck
$\Delta p_{\text{Sicherheit}}$	bar	Sicherheitsmarge für Tankinnendruck
ΔL	-	Längenausdehnung
ΔT	C°	Temperaturdifferenz
Δt	s	Zeitschritt
Δx	m	Netzweite oder Elementgröße
δ_U	-	Ungleichförmigkeitsgrad
ε_a	-	Profilüberdeckung
ε_k	-	Teilprofilüberdeckung
η, η_{Tot}	%	Gesamtwirkungsgrad
η_{Mech}	%	Mechanischer Wirkungsgrad
η_{Vol}	%	Volumetrischer Wirkungsgrad
ϑ	$^\circ$	Verdrehwinkel
φ, ψ	$^\circ$	Umschlingungswinkel
λ	-	Rohrreibungszahl
μ, η	$kg/(ms)$ oder $Pa \cdot s$	Dynamische Viskosität
μ_R	-	Reibbeiwert
Θ	$^\circ$	Steigungswinkel
ν	m^2/s	Kinematische Viskosität
ρ	kg/m^3	Dichte
σ_{B-W}	N/mm^2	Biegewechselfestigkeit
σ_F	N/mm^2	Zahnfußspannung
τ_w	N/mm^2	Wandschubspannung
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit

Abkürzungen:

ALE	Arbitrary Lagrange Eulerian
ATEX	ATmosphäre EXplosible
AWD	All Wheel Drive
BMEP	Brake Mean Effective Pressure
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption
CAE	Computer Aided Engineering
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFL	Courant Friedrich Levy
CV	Control Volume
DLC	Diamond Like Carbon
FD	Fictitious Domain
FEM	Finite Element Method
FFT	Fast Fourier Transformation
FMALE	Fixed Meshes Arbitrary Lagrangian Eulerian
IMS	Immersed Solid (Methode)
LPDI	Low Pressure Direct Injection
LWZ	Lastwechselzahl
NPIPR	Net Positive Inlet Pressure Required
NPSH	Net Positive Suction Head
PEEK	Poly-Ether-Ether-Ketone
PIV	Particle Image Velocimetry
PPS	Polyphenylensulfid
PTFE	Polytetrafluorethen
RMS	Root Mean Square
RSM	Reynolds Stress Model
SMSF	Source Momentum Scaling Factor
SPH	Smoothed Particle Hydrodynamics
0D	Null-dimensional
1D	Ein-dimensional
2D	Zwei-dimensional
3D	Drei-dimensional

1. Einleitung

Die vorliegende Dissertation entstand aus einem Kooperationsprojekt zwischen einem internationalen Automobilzulieferkonzern, dem Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik und dem Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen. Ziel der Kooperation war es, die Realisierung eines Niederdruck-Direkteinspritzsystems (Low-Pressure-Direct-Injection-System = LPDI-System) für Ottomotoren zur Ausstattung von kleinen Personenkraftwagen der Zukunft zu untersuchen und somit der aktuell verfolgten Downsizing-Strategie großer Automobilhersteller Rechnung zu tragen. Während ein Team des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik die technische Umsetzbarkeit sowie das Potential des LPDI-Systems hinsichtlich des motorischen Brennverfahrens an einem 1.4 l- Serien-Testmotor untersuchte, lag der Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit in der Untersuchung von Einspritzpumpenkonzepten für ein neuartiges Niederdruck-Direkteinspritzsystem für Ottomotoren. Das finale Ziel stellte der Betrieb des Testmotors mit einer am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen entwickelten und gefertigten Prototypen-Einspritzpumpe dar.

Um eine für die anspruchsvollen Anforderungen dieses Vorhabens geeignete Pumpentechnologie zu finden, wurde eingangs eine umfassende Evaluierung von unterschiedlichen Pumpenkonzepten anhand der Betriebsrandbedingungen der zu entwickelnden Benzineinspritzpumpe durchgeführt. Die größte Herausforderung dabei war es, eine geeignete Pumpentechnologie zu finden, die bei minimaler Baugröße Einspritzdrücke in der Größenordnung von 30-50 bar erreicht und dabei noch über eine ausgezeichnete Saugfähigkeit verfügt.

Nach einer Vorauswahl von geeigneten Pumpentypen wurde eine Evaluierungsmatrix erstellt, welche unterschiedliche Bewertungskriterien und Gewichtungsfaktoren enthält und schlussendlich eine möglichst objektive Bewertung der einzelnen Pumpenkonzepte auf Basis theoretischer Grundlagen und/oder Anhalten aus Theorie oder Experiment ermöglicht.

Der Evaluierungsprozess führte zur Erkenntnis, dass nur wenige Pumpentypen in der Lage sind, den durch das zu untersuchende LPDI-System gegebenen Anforderungen gerecht zu werden. Zudem zeigte sich, dass es aktuell keine Pumpentechnologie am Markt gibt, die zu einer erfolgreichen Umsetzung aller Entwicklungsziele führen könnte. Um dennoch eine Entscheidung für einen geeigneten Pumpentyp treffen zu können, wurden die vielversprechendsten Pumpenkonzepte anschließend im Zuge einer Machbarkeitsstudie experimentell untersucht.

Auf Basis theoretischer Grundlagen sowie der Erkenntnisse aus der Machbarkeitsstudie wurde die Auslegung einer Prototypenpumpe durchgeführt, wobei dazu sowohl analytische 1D-Simulationsmodelle als auch 3D-CFD-Berechnungen eingesetzt wurden. Ein besonderes Augenmerk wurde dabei auf konstruktive Kompensationsmöglichkeiten der pumpeninternen Dichtspalte gelegt, deren Größenordnung entscheidend für die Effizienz der Pumpe und somit auch für den Erfolg des Einspritzsystems sind. Im Zuge dieser Tätigkeiten wurde ein neuartiges Pumpen-Design geschaffen, welches in dieser Form noch nie zur Anwendung kam.

Aufbauend auf den erarbeiteten Berechnungsergebnissen und der daraus gewonnenen Erkenntnisse konnte eine Prototypenpumpe konstruiert werden, welche in der institutseigenen Werkstatt gefertigt und auf einem eigens angefertigten Einspritzpumpenprüfstand experimentell untersucht wurde. Auf Basis der Messergebnisse und der daraus abgeleiteten Schlussfolgerungen wurde das Pumpendesign Schritt für Schritt verbessert, um abschließend Ergebnisse zu erreichen, die die Entwicklungsziele größtenteils erfüllten.

Um schlussendlich den Praxisnachweis zu liefern, dass das geschaffene Pumpenkonzept tatsächlich für die Realisierung eines LPDI-Systems am Testmotor geeignet ist, wurden Testläufe am Motorprüfstand des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik durchgeführt. Die Original-Einspritzpumpe wurde dabei durch die neu entwickelte LPDI-Pumpe ersetzt, und der Testmotor konnte erfolgreich betrieben werden. Die am Motorprüfstand erarbeiteten Messergebnisse zeigten, dass die Effizienz der im Zuge dieser Dissertation entwickelten Niederdruck-Direktbenzineinspritzpumpe bereits in der Größenordnung der aktuell verwendeten Serienpumpe liegt.

Abschließend werden in dieser Arbeit noch unterschiedliche Antriebs- und Regelmöglichkeiten der Einspritzpumpe aus technischer und energetischer Sicht beleuchtet. Auch den durch die Einspritzpumpe gegebenen Grenzen des Niederdruck-Direkteinspritzsystems sowie dem möglichen Optimierungspotential der Einspritzpumpe wurde in einer abschließenden Diskussion spezielle Beachtung geschenkt.

2. Das Einspritzsystem von Ottomotoren mit Direkteinspritzung

2.1 Gegenwärtig eingesetzte Direkteinspritzsysteme für Ottomotoren

Ziel des Ottomotors mit Direkteinspritzung ist es, gegenüber der herkömmlichen Saugrohreinspritzung eine Leistungssteigerung bei gleichzeitig niedrigem Kraftstoffverbrauch zu erreichen. Aus diesem Grund wurde die zuvor bereits aus der Flugzeugindustrie bekannte Benzin-Direkteinspritzung in den 50er-Jahren für die Fahrzeugindustrie wiederentdeckt. Erstmals serienmäßig bei Kraftfahrzeugen wurde die Benzin-Direkteinspritzung 1951 bei einem Zweitaktmotor der Firma Gutbrod verwendet, wobei die Realisierung mit Hilfe einer modifizierten Diesel-Einspritzanlage der Firma Bosch bewerkstelligt wurde. Abgewandelt wurde diese Technik dann 1954 auch im Mercedes 300 SL eingesetzt. Aufgrund der aufwendigen Konstruktion, der hohen Werkstoffanforderungen und Problemen mit der Dauerhaltbarkeit des Motors musste die Benzin-Direkteinspritzung dann aber wieder der bereits etablierten Saugrohreinspritzung weichen. [1], [2]

Weitere Entwicklungsschritte in Richtung eines effizienten Benzin-Direkteinspritzsystems wurden Ende der 80er- und Anfang der 90er-Jahre durch die Firma Orbital gesetzt, welche ein luftunterstütztes Niederdruck-Direkteinspritzsystem etablierte. Ziel war es, einen möglichst dichten Kraftstoff-Luft-Nebel mit sehr kleinen Kraftstofftropfen bei Drücken von 5 bis 8 bar in den Brennraum einzuspritzen. Die Gemischbildung erfolgte druckluftunterstützt in einer Vorkammer der Einspritzdüse. Im Fahrzeugbereich wurde die luftunterstützte Niederdruck-Direkteinspritzung bis dato hauptsächlich für Zweitaktmotoren untersucht. In Bootsmotoren hingegen wird sie auch in Serienanwendungen eingesetzt. [3]

Erste Hochdruck-Direkteinspritzsysteme wurden erst Mitte der 90er-Jahre entwickelt, wobei hier vor allem auf das Common-Rail-System zurückgegriffen wurde, welches ursprünglich für Diesel-Motoren entwickelt wurde und auf Forschungsarbeiten der ETH-Zürich und Magneti Marelli [4],[5] basiert. Die Firma Bosch wurde schließlich mit der Weiterentwicklung zum industriellen Serienprodukt beauftragt. Mit dem 1995 in Japan und 1997 in Europa eingeführten Mitsubishi GDI (Gasoline Direct Injection) kam schlussendlich der erste serienreife Ottomotor mit Direkteinspritzung auf den Markt [3].

Common-Rail-Einspritzsysteme stellen bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung den aktuellen Stand der Technik dar. Der Aufbau eines solchen Common-Rail-Systems ist in Abbildung 1 dargestellt.

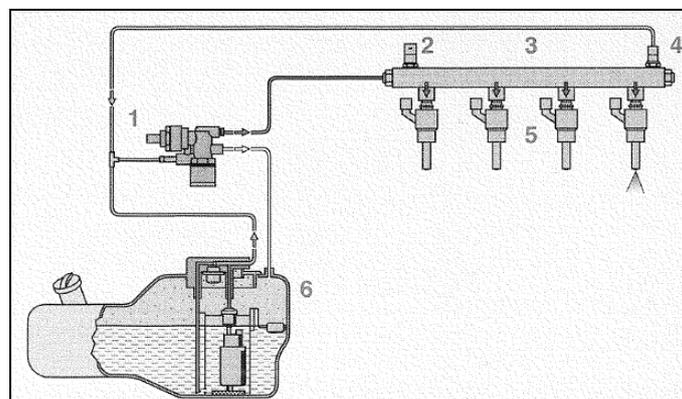


Abbildung 1: Aufbau des Common-Rail-Systems für die Benzin-Direkteinspritzung [1]

Während für die ersten serienmäßigen Direkteinspritzsysteme hauptsächlich dauerfördernde Systeme mit einer Rücklaufleitung in den Kraftstofftank verwendet wurden, werden heute hauptsächlich bedarfsgeregelte Systeme eingesetzt. Dazu wird eine Einspritzpumpe verwendet, deren Fördermenge sich über entsprechende pumpeninterne Magnetventile an den aktuellen Kraftstoffverbrauch des Verbrennungskraftmotors anpassen lässt.

Das Einspritzsystem besteht dabei grundsätzlich aus einem Niederdruck- und einem Hochdruckteil. Der tankseitig angeordnete Niederdruckteil besteht aus einer im Fahrzeugtank platzierten elektrischen Kraftstoff- oder Vorförderpumpe (6), die in der Kraftstoffleitung einen Vordruck von ca. 4 bar erzeugt. Für die elektrische Kraftstoffpumpe hat sich der Einsatz von Rollenzellenpumpen etabliert. Das Prinzip ähnelt dem einer Flügelzellenpumpe und wurde von Yildirim und Gras [7] detailliert untersucht. Gelegentlich werden auch Zahnradpumpen, Seitenkanal- oder Schraubenspindelpumpen als Vorförderpumpen eingesetzt [1].

Das Herzstück des Hochdruckkreislaufes ist die Kraftstoffhochdruckpumpe (1), welche in modernen Benzin-Direkteinspritzsystemen Drücke von bis zu 200 bar erzeugt und die Kraftstoffverteilerleiste bzw. das Common-Rail (3), den namensgebenden Bauteil dieser Technologie, mit Kraftstoff versorgt. Ziel der Hochdruckpumpe ist es, den Kraftstoff möglichst pulsationsarm in das Rail einzubringen. Darüber hinaus sollte der geförderte Volumenstrom möglichst unabhängig vom Förderdruck sein. Aufgrund der hohen erforderlichen Leistung wird die Kraftstoffhochdruckpumpe üblicherweise direkt an den Verbrennungsmotor gekoppelt und über die Nockenwelle angetrieben. Damit ist die geförderte Kraftstoffmenge proportional der Motordrehzahl, was nicht in jedem Betriebspunkt des Motors optimal ist und somit eine Mengenregelung, wie zum Beispiel beim bedarfsorientierten Einspritzsystem, notwendig macht. Da der Hochdruck erst im Zuge des Motorhochlaufs erzeugt wird, erfolgt die Einspritzung und somit der Start des Motors nur mit dem Druck im Niederdruckkreislauf. Basshuysen [3] schlägt für die Anwendung als Hochdruckpumpe vor allem Axial- und Radialkolbenpumpen in Ein- und Mehrzylinder Ausführungen vor. Für PKWs der niedrigeren Leistungsklasse werden vor allem Einzylinder-Hubkolbenpumpen verwendet, welche über ein internes Mengensteuerventil und einen Druckpulsationsdämpfer verfügen. Dieses Konzept wird unter anderem auch serienmäßig für den Testmotor verwendet, der im Zuge der LPDI-Untersuchung am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik verwendet wurde.

An das Common-Rail sind des Weiteren die Injektoren bzw. Einspritzventile (5) angeschlossen, welche über elektrisch angesteuerte Spulen betätigt werden und den komprimierten Kraftstoff zum gewünschten Zeitpunkt in den Motorbrennraum einspritzen. Sowohl der Zeitpunkt der Einspritzung als auch die Einspritzmenge sind dabei nicht an die Förderphasen der Hochdruckpumpe gebunden und werden vom Motorsteuergerät vorgegeben. Dies wird vor allem durch Abbildung 2 verdeutlicht, in welcher der Raildruckverlauf sowie die Einspritz- und Fördervorgänge im Einspritzsystem eines Mercedes-Motors über ein Arbeitsspiel aufgetragen sind.

Aufgrund der beim bedarfsgeregelten Einspritzsystem diskreten Förderung von Kraftstoff ist gegenüber dem dauerfördernden System ein größeres Railvolumen notwendig, um die durch die Einspritzvorgänge hervorgerufenen Druckeinbrüche im Rail auf akzeptablem Niveau zu halten. [1]

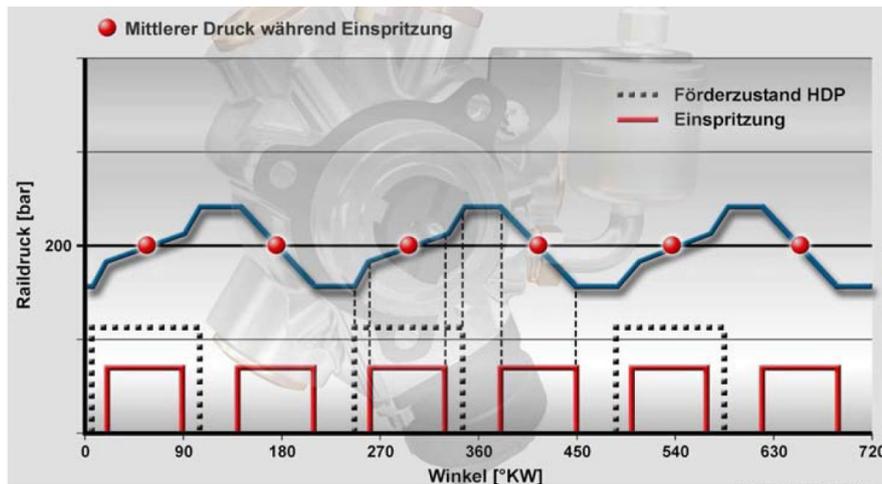


Abbildung 2: Raildruckverlauf über ein Arbeitsspiel eines Mercedes 3.5 L V6 mit einer Bosch HDP Einspritzpumpe [3]

Ebenfalls mit dem Motorsteuergerät verbunden ist der Raildrucksensor (2). Der aktuelle Kraftstoffdruck wird von diesem erfasst, an das Motorsteuergerät weitergegeben und entsprechend dem aktuellen Betriebspunkt des Verbrennungskraftmotors auf Werte zwischen 50 und 200 bar eingestellt. Der überschüssige Kraftstoff, der im bedarfsorientierten System minimiert wird, fließt über das Druckbegrenzungsventil (4) in den Niederdruckteil des Einspritzsystems zurück. [3], [6]

Aufgrund der Tatsache, dass der durch die Hochdruckpumpe erzeugte Einspritzdruck zu jedem Zeitpunkt anliegt und die Ansteuerung der Einspritzventile über das Motorsteuergerät erfolgt, ergeben sich für die Einspritzsteuerung eine Vielzahl von Variationsmöglichkeiten. Je nach Betriebspunkt der Verbrennungskraftmaschine lassen sich die Parameter Einspritzzeitpunkt, Einspritzdruck und die Zahl der Einspritzungen (Voreinspritzung, Mehrfacheinspritzung, Nacheinspritzung) während eines Verdichtungsstaktes individuell steuern, wodurch sich gegenüber der Saugrohreinjection heutiger Kleinmotoren (MPFI = Multi Point Fuel Injection) eine Vielzahl von Vorteilen ergibt.

Im Vergleich zur Saugrohreinjection besitzt das Common-Rail-System aber auch eine größere Anzahl von Einzelkomponenten, welche für ihren Betrieb wiederum zusätzliche Leistung benötigen. Damit die gewonnene Kraftstoffeinsparung gegenüber der Saugrohreinjection nicht durch eine zu hohe Leistungsaufnahme der Einzelkomponenten des Einspritzsystems kompensiert wird, bedarf es einer ständigen Optimierung des Systemwirkungsgrades. Hierbei steht vor allem die Minimierung der aufgenommenen Pumpenleistung durch die Hochdruckpumpe im Vordergrund. Ziel dabei ist es, die Reibleistung der Pumpe zu reduzieren und eine verbesserte Mengenregelung zu erreichen. Die Leistung von Hochdruckeinspritzpumpen eines Benzin-Direkteinspritzsystems ist grundsätzlich abhängig vom Betriebspunkt des Motors und liegt für den untersuchten Testmotor zwischen etwa 0.6 kW (Einspritzdruck $p = 50$ bar, Motordrehzahl $n = 2000$ U/min) und 3.0 kW (Einspritzdruck $p = 150$ bar, Motordrehzahl $n = 6000$ U/min). [3]

Der Aufbau sowie der Fördervorgang der für den Testmotor verwendeten Hochdruck-Kraftstoffpumpe ist in Abbildung 3 ersichtlich. Abbildung 3-1 zeigt den Saugtakt der Hochdruck-Kraftstoffpumpe. Die durch die

Abwärtsbewegung des Kolbens ausgelöste Saugwirkung öffnet das Einlassventil, und der angesaugte Kraftstoff strömt in den Pumpenraum. In Abbildung 3-2 ist der erste Teil des Druckhubes dargestellt, wobei ersichtlich ist, dass das Einlassventil zunächst noch geöffnet bleibt, was durch ein elektromagnetisches Regelventil bewerkstelligt wird. Somit kommt es zu einem gezielten Kurzschluss des Arbeitsraumes mit der Saugseite und zu einer Kraftstoff-Rückförderung in Richtung Einlass der Pumpe. Erst zum berechneten Beginn des Förderhubes wird das Regelventil nicht mehr bestromt, und das Einlassventil wird vom ansteigenden Druck im Pumpenraum über die integrierte Rückstellfeder geschlossen. Durch diesen regeltechnischen Eingriff in den Druckhub kommt es zu einer Veränderung des effektiven Kolbenhubes, wodurch die Kraftstoffmenge ohne Mehraufwand von Volumen- und Reibarbeit geregelt werden kann. Sobald der Druck im Pumpenraum den aktuellen Druck im Common-Rail übersteigt, öffnet sich das Auslassventil und der komprimierte Kraftstoff wird gefördert. Die durch die diskontinuierliche Förderwirkung der Pumpe und die interne Mengenregelung ausgelösten Druckpulsationen werden vom Druckdämpfer ausgeglichen. Das vorgestellte Pumpkonzept mit interner Mengenregelung führt zur Umsetzung eines bedarfsorientierten Kraftstoffsystems. Die Einspritzpumpe verdichtet nur jene Kraftstoffmenge, welche tatsächlich benötigt wird, was zu einer Reduktion der Antriebsleistung und damit verbunden auch zu Kraftstoffeinsparungen führt.

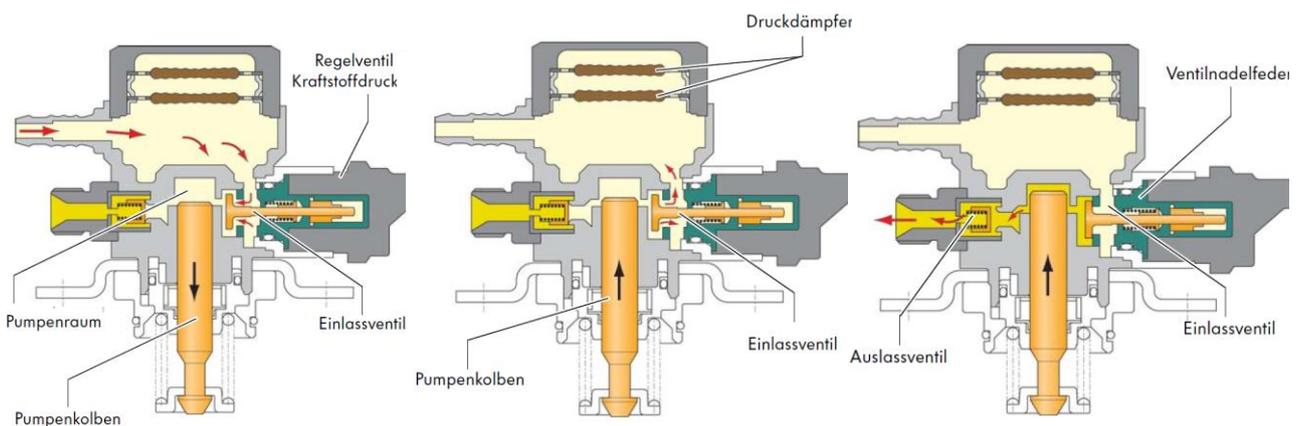


Abbildung 3: Aufbau und Fördervorgänge der Hochdruck-Kraftstoffpumpe eines VW 1.4 TSI [7]

Für die Hochdruckpumpe kommen ausschließlich mediumgeschmierte Ausführungen zum Einsatz. Aufgrund der schlechten Schmierfähigkeit von Benzin führt dies zu hohen tribologischen Belastungen des Gleitsystems Kolben/Zylinder, wodurch der Material- und Gleitsystementwicklung eine hohe Bedeutung zukommt. Die Entwicklung einer geeigneten Hochdruckpumpe stellt somit eine große Herausforderung bei der Weiterentwicklung moderner Benzin-Direkteinspritzsysteme dar.

Optimierungsempfehlungen für die interne Mengenregelung von Hochdruck-Benzinpumpen finden sich unter anderem in Vorschlägen von Kenichiro et al [9]. Diese Publikation zeigt, dass eine Funktionsänderung des elektromagnetischen Mengenkontrollventils von „stromlos offen“ auf „stromlos geschlossen“ zu einer Reduktion der internen Luftspalte führt. Bei der „Offen-Stellung“ des Einlassventils ergeben sich dadurch erhöhte magnetische Kräfte bei reduzierter elektrischer Leistungsaufnahme.

Das Potenzial von ingenieurkeramischen Gleitsystemen für die Reduktion der internen Reibungsverluste von Hochdruck-Benzinpumpen wird beispielsweise von Häntsche und Spicher [10] aufgezeigt. Durch die

Verwendung von Siliziumcarbid-Werkstoffen für die mediumgeschmierten Gleitsysteme Nocken/Gleitschuh und Kolben/Zylinder konnte der Einspritzdruck gegenüber herkömmlichen Benzin-Einspritzpumpen ohne Funktionseinschränkung um den Faktor 2.5 erhöht werden. Darüber hinaus konnten die Reibungszahlen deutlich unter das Niveau von aktuell verwendeten Materialkombinationen (z.B. DLC = Diamond Like Carbon) gesenkt werden.

2.2 Die Niederdruck-Direkteinspritzung für Ottomotoren

Aktuelle Trends am Fahrzeugmarkt zeigen, dass kleinere Fahrzeugklassen zunehmend an Bedeutung gewinnen. In Europa ist dies speziell am steigenden Marktanteil kleiner Kraftfahrzeuge mit Ottomotor zu erkennen. Begründet wird dies durch den wesentlich geringeren Treibstoffverbrauch gegenüber größeren Kraftfahrzeugen mit Ottomotor bzw. durch die niedrigeren Anschaffungskosten gegenüber kleinen Dieseltriebenen Kraftfahrzeugen. Da die bei kleinen Ottomotoren etablierte Saugrohreinjection hinsichtlich Kraftstoffverbrauch, Emissionen und Laufruhe bereits an ihre Grenzen stößt, die Anforderungen an die Effizienz der Fahrzeuge jedoch kontinuierlich steigen, gilt es, alternative Strategien zu finden. Durch die Einführung der Benzin-Direkteinspritzung am Kleinwagensektor könnten vor allem die CO₂-Emissionen deutlich reduziert werden. Aufgrund des hohen Preises dieses Einspritzsystems und des ohnehin hohen Kostendrucks bei Kleinfahrzeugen bleibt jedoch abzuwarten, ob diese Idee von der Automobilindustrie aufgegriffen wird. Eine alternative Strategie wäre die Einführung eines Niederdruck-Direkteinspritzsystems (Low-Pressure-Direct-Injection-System = LPDI-System) auf Basis des bei Ober- und Mittelklassefahrzeugen etablierten Hochdruck-Direkteinspritzsystems.

Durch den reduzierten Einspritzdruck sinken die Anforderungen an die Kostentreiber Einspritzpumpe, Injektor, Common-Rail und Kraftstoffleitung, wodurch die Systemkosten gesenkt und die Vorteile der Benzin-Direkteinspritzung auch für den Kleinwagensektor genutzt werden könnten. [11]

2.2.1 Hintergründe und Zielvorstellungen

Die technische Umsetzbarkeit sowie das Potential des LPDI-Systems hinsichtlich des motorischen Brennverfahrens wurden, wie bereits eingangs erwähnt, am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik untersucht. Die durchgeführten Untersuchungen sowie die von Schmidt und Trattner veröffentlichten Studien ([11], [12]) zeigen, dass die Verringerung des Einspritzdrucks aus technischer Sicht sowohl positive als auch negative Auswirkungen hat.

Im Zuge einer von CFD-Berechnungen begleiteten experimentellen Studie wurde der Einspritzdruck eines 1.4 I-Serienmotors mit Euro-4-Emissionsniveau am Motorprüfstand von ursprünglich maximal 100 bar auf 30 bar, 40 bar und 50 bar reduziert. Um trotz des reduzierten Einspritzdrucks eine feine Zerstäubung der Einspritzstrahls und eine gute Gemischbildung zu erreichen, wurden darüber hinaus neue Injektoren und Kolbengeometrien entwickelt sowie der Einspritzzeitpunkt und die Einspritzdauer gegenüber der Original-Konfiguration verändert. Die Ergebnisse zeigen, dass ein Ottomotor mit Niederdruck-Direkteinspritzung im Vergleich zu Ottomotoren mit herkömmlicher MPFI-Saugrohreinjection wesentliche Vorteile hinsichtlich Verbrauch, Emissionen und Leistung bietet, und sich im Vergleich zu einer Hochdruck-Direkteinspritzung große Kostenvorteile ergeben. Der Einspritzdruck könnte demnach von 60 bar im Teillastbetrieb bzw. 100

bar im Volllastbetrieb auf 20 bar im Teillastbetrieb bzw. 40 bar im Volllastbetrieb reduziert werden (siehe Abbildung 4).

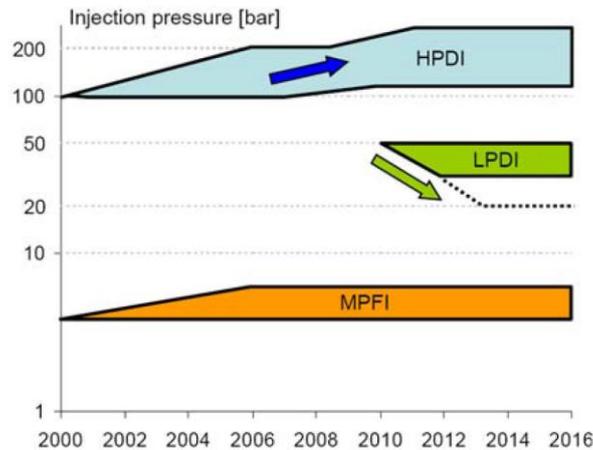


Abbildung 4: Trends in der Entwicklung von Einspritzkonzepten und -drücken für Ottomotoren [11]

Der reduzierte Einspritzdruck führt nicht nur zu geringeren mechanischen Belastungen der Einzelkomponenten des Einspritzsystems und damit verbunden zu einer Reduktion der Systemkosten, sondern auch zu interessanten Nebeneffekten.

Die Reduktion des Einspritzdrucks könnte auch die Auswahl eines geeigneten Pumpenkonzepts für die Hochdruckpumpe beeinflussen. Durch Verwendung einer Einspritzpumpe mit exzellenter Saugfähigkeit könnte zudem auch die im Tank befindliche Vorförderpumpe ersetzt werden. Weiters würde dies zu einer Reduktion des Bemessungsdrucks der langen Kraftstoffleitung zwischen Tank und Einspritzpumpe führen und die Systemkosten weiter reduzieren.

Des Weiteren führt die Reduktion des Einspritzdrucks aber auch zu einer deutlichen Reduktion der Antriebsleistung der Einspritzpumpe. Das ermöglicht den Antrieb der Pumpe über einen separaten Elektromotor, was den Weg zu alternativen Mengenregelungskonzepten ebnen könnte.

Die Idee der ottomotorischen Niederdruck-Direkteinspritzung könnte damit nicht nur zu einer aus wirtschaftlicher Sicht interessanten Reduktion der Systemkosten sondern auch zu einer aus technischer Sicht interessanten Energieeinsparung und Erhöhung des Gesamtwirkungsgrades der Einspritzanlage führen.

Das Primärziel dieser Arbeit war es daher, eine theoretische und experimentelle Untersuchung von Einspritzpumpenkonzepten durchzuführen, um die Umsetzbarkeit und das Potential der Niederdruck-Direkteinspritzung von Ottomotoren aus Sicht der Einspritzanlage aufzeigen und alle damit verbundenen Möglichkeiten ausschöpfen zu können.

2.2.2 Technische Anforderungen an die Einspritzpumpe

Die technischen Anforderungen an die Einspritzpumpe resultieren einerseits aus den Ergebnissen der experimentellen Untersuchung des Referenzmotors am Motorprüfstand und andererseits aus den physikalischen Gegebenheiten, die der Betrieb eines Fahrzeuges mit Ottomotor bei unterschiedlichen

Bedingungen hinsichtlich Umgebungstemperatur, Umgebungsdruck, maximal zu bewältigender Steigung, usw. mit sich bringt.

Die grundlegenden technischen Anforderungen an eine elektrisch betriebene Einspritzpumpe für ein Niederdruck-Direkteinspritzsystem sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

Tabelle 1: Grundlegende technische Anforderungen an die Einspritzpumpe

Differenzdruck Δp	30 – 50	bar
Fördermenge Q	2.75 – 35	kg/h
	1 – 13	ml/s
Betriebsdrehzahl n	500 – 10000	U/min

Weitere wichtige Anforderungen an die Pumpe ergeben sich durch die Eigenschaften des zu fördernden Mediums. Die Tatsache, dass Benzin über eine schlechte Schmierfähigkeit und eine geringe Viskosität verfügt, führt zu höchsten Anforderungen an das tribologische System der Pumpe. Darüber hinaus sei anzumerken, dass Benzin einen sehr hohen Dampfdruck besitzt, was im Falle einer Einspritzanlage ohne Vorförderpumpe eine ausgezeichnete Saugfähigkeit der Pumpe erfordert. Aufgrund dessen, dass das zu fördernde Medium kein homogenes Fluid darstellt, sondern ein Gemisch aus unterschiedlichsten Kohlenwasserstoffen ist, kann der Dampfdruck jedoch nicht exakt angegeben werden. Anhaltswerte für den Dampfdruck gängiger Benzinsorten wurden von Grabner [13] veröffentlicht und sind in Abbildung 5 dargestellt.

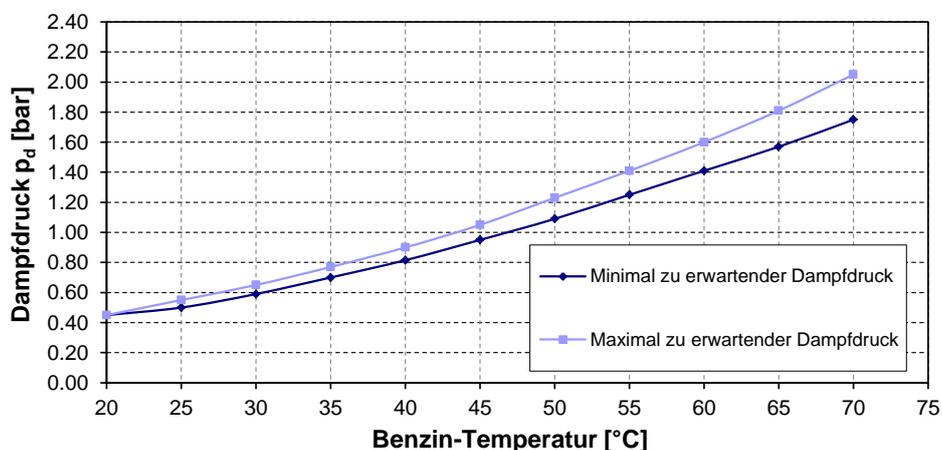


Abbildung 5: Dampfdruckverlauf von gängigem Sommer- und Wintertreibstoff [13]

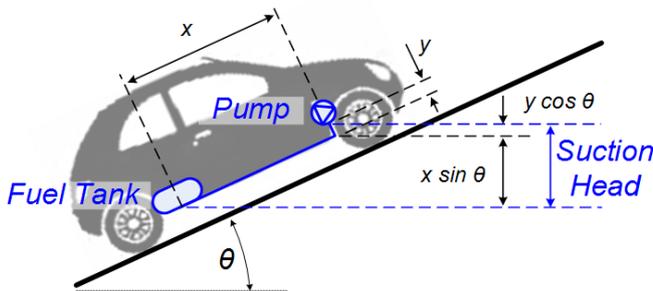
Obige Abbildung zeigt den temperaturabhängigen Dampfdruckverlauf von gängigem Sommer- und Wintertreibstoff. Während der Dampfdruck bei $T = 20 \text{ °C}$ noch bei etwa 0.5 bar liegt, beginnt die Verdampfung von Benzin bei $T = 45 \text{ °C}$ bereits bei Umgebungsdruck.

Eine Übersicht über die für die vorliegende Anwendung wichtigsten Eigenschaften von Benzin ist in Tabelle 2 ersichtlich.

Tabelle 2: Physikalische und chemische Eigenschaften von Benzin

Dichte ρ bei $T = 20\text{ °C}$	750	kg/m ³
Kinematische Viskosität ν bei $T = 20\text{ °C}$	$0.5 \cdot 10^{-6}$	m ² /s
Dampfdruck p_d bei $T = 20\text{ °C}$	0.4 – 0.5	bar
Dampfdruck p_d bei $T = 40\text{ °C}$	0.8 – 0.9	bar

Weitere Anforderungen an das Einspritzsystem ergeben sich durch charakteristische Abmaße im Fahrzeug, mit Hilfe derer sich auch die maximale statische Saughöhe H_s (oder Suction Head in Abbildung 6) der Einspritzpumpe berechnen lässt. Die wichtigsten Abmaße werden in Tabelle 3 zusammengefasst und in Abbildung 6 visualisiert.



$$\text{Suction Head} = x \sin \theta + y \cos \theta$$

Abbildung 6: Charakteristische Abmaße für die Einspritzanlage

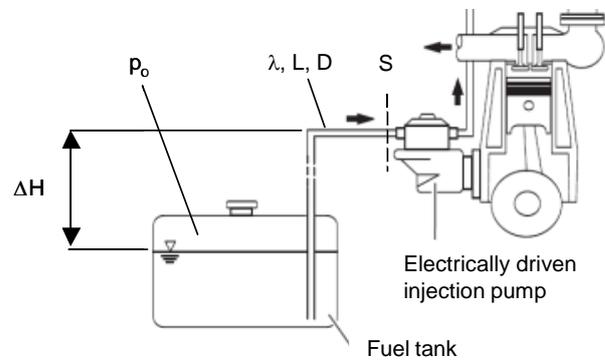


Abbildung 7: Symbolische Skizze des Einspritzsystems

Tabelle 3: Zusammenfassung der wichtigsten Abmaße für die Einspritzanlage

Horizontale Saugleitungslänge X	2	m
Vertikale Saugleitungslänge Y	0.2	m
Saugleitungsdurchmesser D	0.005	m
Maximaler Steigungswinkel Θ	25	°
Statische Saughöhe H_s	1	m

Wie bereits eingangs erwähnt, muss eine Benzin-Direkteinspritzpumpe, welche ohne Vorförderpumpe auskommt und dennoch am Motor des Fahrzeuges platziert ist, über eine ausgezeichnete Saugfähigkeit verfügen. Um die erforderliche Saugfähigkeit definieren zu können, wird der sogenannte NPSH-Wert (NPSH = Net Positive Suction Head = Netto-Energiehöhe über dem Dampfdruck) verwendet. Jede Pumpe benötigt eine experimentell bestimmbare „Netto-Energiehöhe über dem Dampfdruck“ (= $NPSH_{\text{erforderlich}}$), um ihre Funktion unbeeinflusst von Kavitationserscheinungen erfüllen zu können. Die Einspritzanlage muss somit ein $NPSH_{\text{Anlage}}$ zur Verfügung stellen, welches zumindest größer als $NPSH_{\text{erforderlich}}$ ist, um einen kavitationsunbeeinflussten Betrieb der Pumpe gewährleisten zu können.

Um die Anforderungen an die Saugfähigkeit der Pumpe quantifizieren zu können, muss somit $NPSH_{Anlage}$ wie folgt berechnet werden. Zur Verdeutlichung der darin enthaltenen Größen dient die in Abbildung 7 gezeigte, symbolische Skizze des Einspritzsystems.

$$NPSH_{Anlage} = \frac{P_{tot,S} - P_d}{\rho \cdot g} = \left(\frac{p_0 - \Delta p_{Sicherheit}}{\rho \cdot g} - H_S - H_V \right) - \frac{P_d}{\rho \cdot g} \quad (1)$$

Auf Basis der in Tabelle 3 zusammengefassten Abmaße und dem maximal zu bewältigenden Steigungswinkel von etwa 25° errechnet sich eine statische Saughöhe von $H_S = 1$ m. Die durch Rohreinbauten und Reibungsverluste hervorgerufene Verlusthöhe H_V liegt aufgrund der geringen Strömungsgeschwindigkeit in der Kraftstoffleitung ($c_{S-max} < 1$ m/s) in der Größenordnung von lediglich 0.01 m und bleibt in dieser Betrachtung daher unberücksichtigt.

Um $NPSH_{Anlage}$ berechnen zu können, müssen das Druckniveau im Tank sowie der stark temperaturabhängige Dampfdruck des Treibstoffes bekannt sein. Hinzu kommt, dass der Tankinnendruck in Fahrzeugen aus Sicherheitsgründen [3] um etwa $\Delta p_{Sicherheit} = 0.02$ bar niedriger sein muss als der Umgebungsdruck, um den Austritt von leicht flüchtigen und explosiven Kohlenwasserstoffen in die Umgebung zu verhindern. Aufgrund der Tatsache, dass sich die Umgebungsbedingungen für Kraftfahrzeuge abhängig vom Einsatzort stark ändern können, gilt es, kritische Kombination von Umgebungsdruck und Umgebungstemperatur zu finden. Dazu wurden in Abbildung 8 vom Einsatzort des Fahrzeuges abhängige mögliche Kombinationen von mittlerer Umgebungstemperatur und mittlerem Umgebungsdruck dargestellt.

Die Regressionskurven für mögliche Umgebungsdruck-/Umgebungstemperatur-Kombinationen am europäischen und amerikanischen Markt zeigen grundsätzlich lineares Verhalten. Die für die Funktion der Niederdruck-Direkteinspritzung ohne Vorförderpumpe kritischen Bedingungen werden vor allem an Orten erreicht,

- 1.) ... die zwar etwa auf Meeresniveau liegen (hoher Umgebungsdruck), an denen jedoch hohe Umgebungstemperaturen und folglich hoher Dampfdruck auftreten.
- 2.) ... an denen zwar sehr niedrige Temperaturen auftreten (niedriger Dampfdruck), die jedoch auf Hochebenen liegen (niedriger Umgebungsdruck).

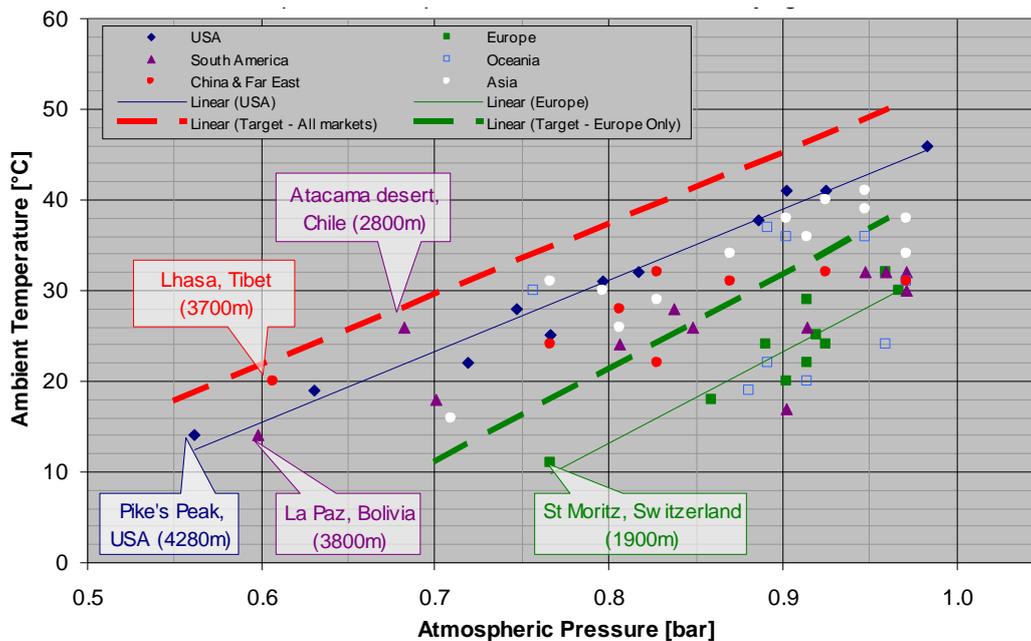


Abbildung 8: Umgebungsdruck- und -temperatur-Kombinationen für ausgewählte Höhenlagen [14]

Für die beiden soeben genannten kritischen Fälle lassen sich mit Hilfe der Informationen aus Abbildung 8 und unter Verwendung von Gleichung (1) sowie der kritischen Dampfdruckwerte aus Abbildung 5 folgende kritischen $NPSH_{Anlage}$ -Werte für den internationalen Raum errechnen:

$$1.) \quad T = 20 \text{ °C}: \quad NPSH_{Anlage} = \left(\frac{(0.61\text{bar} - 0.02\text{bar}) \cdot 10^5}{750\text{kg/m}^3 \cdot 9.81\text{m/s}^2} - 1\text{m} \right) - \frac{0.45\text{bar}}{750\text{kg/m}^3 \cdot 9.81\text{m/s}^2} = 0.90\text{m}$$

$$2.) \quad T = 40 \text{ °C}: \quad NPSH_{Anlage} = \left(\frac{(0.90\text{bar} - 0.02\text{bar}) \cdot 10^5}{750\text{kg/m}^3 \cdot 9.81\text{m/s}^2} - 1\text{m} \right) - \frac{0.80\text{bar}}{750\text{kg/m}^3 \cdot 9.81\text{m/s}^2} = 0.09\text{m}$$

Für den europäischen Raum lauten die $NPSH_{Anlage}$ -Werte wie folgt:

$$1.) \quad T = 10 \text{ °C}: \quad NPSH_{Anlage} = \left(\frac{(0.77\text{bar} - 0.02\text{bar}) \cdot 10^5}{750\text{kg/m}^3 \cdot 9.81\text{m/s}^2} - 1\text{m} \right) - \frac{0.40\text{bar}}{750\text{kg/m}^3 \cdot 9.81\text{m/s}^2} = 3.76\text{m}$$

$$2.) \quad T = 30 \text{ °C}: \quad NPSH_{Anlage} = \left(\frac{(0.97\text{bar} - 0.02\text{bar}) \cdot 10^5}{750\text{kg/m}^3 \cdot 9.81\text{m/s}^2} - 1\text{m} \right) - \frac{0.65\text{bar}}{750\text{kg/m}^3 \cdot 9.81\text{m/s}^2} = 3.08\text{m}$$

Es zeigt sich, dass die internationalen Anforderungen an die Saugfähigkeit der Einspritzpumpe wesentlich kritischer zu betrachten sind, als jene für den europäischen Fahrzeugmarkt. Während das Erreichen von NPSH-Werten zwischen $NPSH = 3\text{--}4\text{ m}$ durch eine entsprechende Pumpentechnologie für den europäischen Markt durchaus realistisch erscheint, wird es in Anbetracht der oben durchgeführten NPSH-Berechnungen nahezu unmöglich sein, eine Pumpentechnologie zu finden, die auch die internationalen Vorgaben ($NPSH = 0\text{--}1\text{ m}$) erfüllt. Es ist jedoch anzumerken, dass die Dampfdruckangaben in Abbildung 5, wie bereits eingangs erwähnt, nur Anhaltswerte darstellen und daher mit einer entsprechenden Unsicherheit in der Berechnung der benötigten NPSH-Werte zu rechnen ist.

Ein weiterer kritischer Lastfall der Benzin-Direkteinspritzpumpe eines LPDI-Systems ohne Vorförderpumpe ist der Start des Motors aus einem heißen Zustand. Zum einen muss die Einspritzpumpe in der Lage sein, möglichst schnell einen genügend großen Einspritzdruck aufzubauen, um den Motor überhaupt zu starten. Zum anderen könnten die hohen Temperaturen in der Nähe des Motors dazu führen, dass der in den Kraftstoffleitungen eingeschlossene Treibstoff lokal verdampft. Die Einspritzpumpe muss in diesem Fall in der Lage sein, den flüssigen Kraftstoff aus dem Kraftstofftank selbstständig anzusaugen, während die rotierenden oder oszillierenden Teile der Pumpe zumindest kurzfristig trocken laufen.

Die in diesem Kapitel zusammengefassten technischen Anforderungen an die Benzin-Direkteinspritzpumpe eines LPDI-Systems, welches ohne Vorförderpumpe auskommen soll, verdeutlichen, dass der Auswahl einer geeigneten Pumpentechnologie in diesem Fall größte Bedeutung zukommt und dass die spätere Pumpenentwicklung mit großen Herausforderungen verbunden ist.

3. Vergleich und Evaluierung von Pumpenkonzepten

Um eine geeignete Pumpentechnologie zu finden, welche es ermöglicht, die in Kapitel 2.2.2 definierten technischen Anforderungen an die Einspritzpumpe zu erfüllen, wurde auf Basis der Berechnung der spezifischen Schnellläufigkeit n_q und den von Grabow [15] publizierten Optimalbereichen von Fluidenergiemaschinen zunächst eine Vorauswahl potentieller Pumpentypen erarbeitet. Im Zuge eines Evaluierungsprozesses, der speziell auf die technischen Anforderungen an die Einspritzpumpe zugeschnitten war, wurde schlussendlich die am besten geeignete Pumpentechnologie ausgewählt.

Der Evaluierungsprozess wurde in seinen Grundzügen in Anlehnung an Schlücker [16], Mutschler [17] und Basshuysen [3] aufgebaut. Im Vergleich zu den Referenzen wurde jedoch ein zur Gänze anforderungsorientierter Ansatz zur Bewertung der unterschiedlichen Pumpentypen gewählt. Nach der Einführung von Bewertungskriterien und Gewichtungsfaktoren wurde die Einzelbewertung anhand theoretischer Grundlagen und/oder Anhalten aus Theorie oder Experiment durchgeführt.

3.1 Vorauswahl von geeigneten Pumpentypen

Die fundamentalen Überlegungen für die Auswahl eines geeigneten Pumpentyps für eine definierte Anwendung basieren in dieser Arbeit auf den Anhalten für Optimalbereiche von Fluidenergiemaschinen nach Grabow [15]. Grabow unterscheidet unterschiedliche Pumpentypen hinsichtlich ihrer spezifischen Schnellläufigkeit n_q und trägt die maximal erreichbaren Wirkungsgrade in Abhängigkeit vom Pumpentyp in einem Diagramm auf. Während die höchste Effizienz von hydrodynamischen Pumpen, also klassischen Strömungsmaschinen, bei verhältnismäßig großen Durchflüssen und verhältnismäßig kleinen Förderhöhen erreicht wird, liegt das sinnvolle Anwendungsgebiet von hydrostatischen Pumpen, also klassischen Verdrängermaschinen, bei verhältnismäßig kleinen Durchflüssen und verhältnismäßig großen Förderhöhen. Wie bereits erwähnt, ist eine Charakterisierung der beiden Pumpprinzipien bzw. ihrer unterschiedlichen Bauarten mit Hilfe der spezifischen Schnellläufigkeit n_q möglich. Die spezifische Schnellläufigkeit ist für alle erdenklichen Pumpentypen gültig und ist wie folgt definiert:

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q_{opt}}}{(H_{opt})^{3/4}} \quad [1/\text{min}] \quad (2)$$

Unter Verwendung der minimalen und maximalen Werte für Drehzahl n , Durchfluss Q und Differenzdruck H , welche in Tabelle 1 zusammengefasst wurden, lässt sich der anwendungsbezogene n_q -Bereich für die Benzin-Einspritzpumpe eines LPDI-Systems mit $n_q = 0.005 - 0.400$ U/min definieren. Die Optimalbereiche von Fluidenergiemaschinen sowie der berechnete n_q -Bereich der vorliegenden Anwendung sind aus Abbildung 9 ersichtlich.

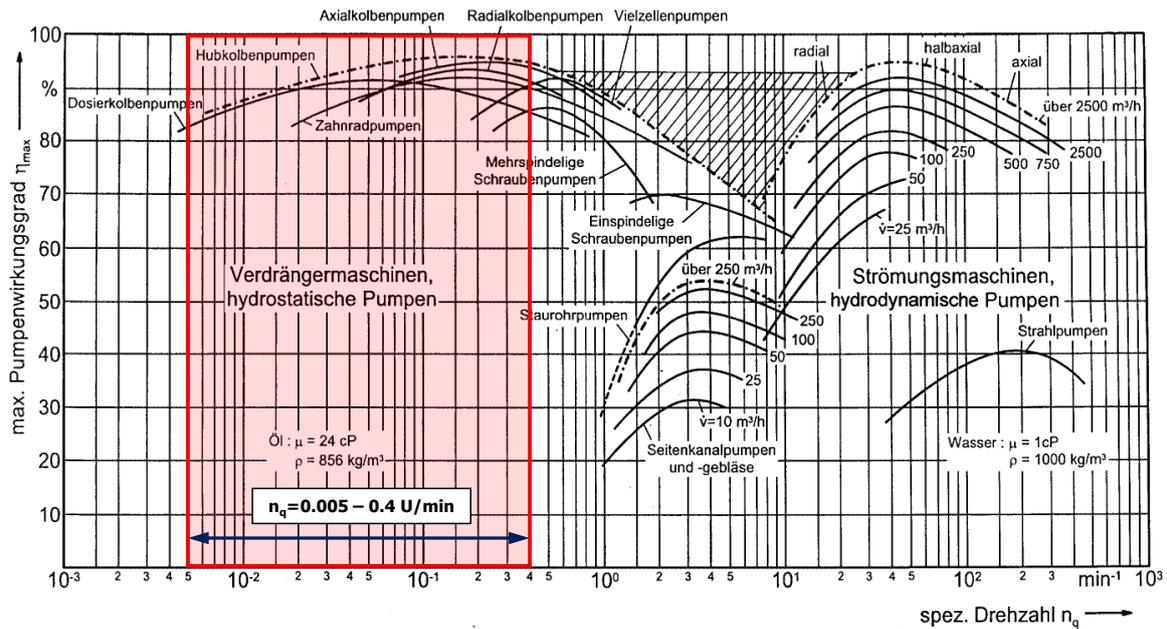


Abbildung 9: Optimalbereiche von Fluidenergiemaschinen nach Grabow [15]

Es zeigt sich, dass im Bereich $n_q = 0.005 - 0.400$ U/min nur die folgenden, in der Tabelle 4 zusammengefassten Pumpentypen sinnvoll zum Einsatz kommen:

Tabelle 4: Sinnvolle Pumpentypen für $n_q = 0.005 - 0.400$ rpm

Vollkommene Überdeckung des n_q -Bereichs	Teilweise Überdeckung des n_q -Bereichs
Hubkolbenpumpen	Flügelzellenpumpen
Membranpumpen	(Mehrspindelige Schraubepumpen)
Axialkolbenpumpen	
Radialkolbenpumpen	
Zahnradpumpen	

Wie aus Abbildung 9 und Tabelle 4 ersichtlich, ergibt sich für Flügelzellenpumpen und mehrspindeligen Schraubepumpen nur eine teilweise Überdeckung des n_q -Bereiches. Während die Flügelzellenpumpe dennoch in der Vorauswahl geeigneter Pumpentypen verbleibt, wird die mehrspindelige Schraubepumpe für die weiteren Überlegungen außer Acht gelassen. Aufgrund der Tatsache, dass der Minimierung dieses Pumpenkonzepts natürliche Grenzen gesetzt sind, ist der minimal erreichbare Volumenstrom für die vorliegende Anwendung um ein Vielfaches zu groß (siehe später auch Abbildung 11). Darüber hinaus sind die hohen Herstellkosten für die komplexen Bauteile und der geringe Wirkungsgrad als große Nachteile anzusehen.

Um den für den Einsatz als Benzin-Direkteinspritzpumpe am besten geeigneten Pumpentyp identifizieren zu können, wurde für die in Tabelle 4 angeführten Pumpentypen eine Evaluierungsmatrix (siehe Abbildung 16) erstellt, deren Inhalt in den folgenden Unterkapiteln diskutiert wird.

3.2 Bewertungskriterien und Evaluierung von Pumpentypen

Um unterschiedliche Pumpentypen hinsichtlich ihrer Eignung für klar spezifizierte Anforderungen bewerten zu können, bedarf es der Einführung eines anwendungsorientierten Evaluierungsprozesses. Anhaltspunkte dazu finden sich in einschlägiger Literatur.

Schlücker [16] beispielsweise gibt einen Überblick über die Einsatzgrenzen und Anwendungsschwerpunkte kommerziell verfügbarer Verdrängerpumpen und führt eine Bewertung unterschiedlicher Bauarten hinsichtlich ausgewählter Kriterien durch. Seine Übersicht beschränkt sich jedoch nicht auf eine spezielle Anwendung oder ein spezielles Fördermedium. Darüber hinaus wird die Entscheidungsfindung nicht näher erläutert, weshalb seine Übersicht nur zu einem Vergleich mit der im Zuge dieser Arbeit erzielten Ergebnisse des Evaluierungsprozesses verwendet werden kann.

Basshuysen [3] gibt eine Übersicht über mögliche Bauarten von Kraftstoffhochdruckpumpen und bewertet diese hinsichtlich der Kriterien „Lebensdauer“, „Wirkungsgrad“, „Pulsationen“, „Trennung Öl/Kraftstoff“, „Baugröße“, und „Kosten“. Während die Auswahl der Bewertungskriterien in diesem Falle sehr anwendungsspezifisch erscheint, wurde die Pumpentypen-Bewertung aus Sicht des Autors äußerst subjektiv durchgeführt und wird nicht durch etwaige Hintergrundinformationen erläutert, wodurch der Informationsgehalt für die vorliegende Arbeit bedingt tauglich erscheint.

Einen weiteren anwendungsorientierten Ansatz zur Bewertung unterschiedlicher Pumpentypen verfolgt Mutschler [17], der in seiner Dissertation unter anderem die Auswahl einer geeigneten Pumpeneinheit für die elektrohydraulische Energieversorgung zukünftiger Pkw-Bremssysteme dokumentiert. In seiner Arbeit erfolgt die Pumpentypenbewertung hinsichtlich definierter Kriterien, und die Entscheidungsfindung für eine geeignete Pumpe wird ausführlich diskutiert.

Ein ähnlicher Ansatz wie nach Mutschler wurde auch für die vorliegende Arbeit verwendet. Ziel dabei war es, die Evaluierung unterschiedlicher Pumpentypen und Bauarten anhand klar definierter Anforderungen möglichst objektiv und somit auf Basis theoretischer Grundlagen und/oder Anhalten aus Theorie und Experiment durchzuführen.

Die Definition der Bewertungskriterien, welche in den folgenden Unterkapiteln diskutiert werden, stützt sich auf die technischen Anforderungen an die Einspritzpumpe nach Kapitel 2.2.2. Die Bewertung der Pumpentypen und Bauarten wird hinsichtlich der Eignung für das entsprechende Bewertungskriterium anhand des in Tabelle 5 angeführten Bewertungsschlüssels durchgeführt.

Tabelle 5: Bewertungsschlüssel für die Pumpentypenbewertung

Bewertungskriterium wird ...	++	sehr gut	... erfüllt.
	+	gut	
	o	befriedigend	
	-	schlecht	
	--	sehr schlecht	

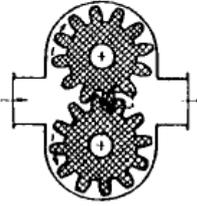
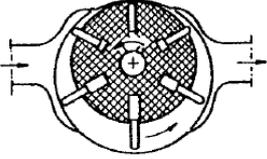
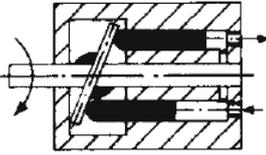
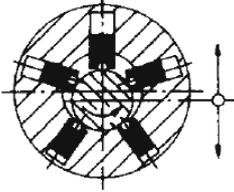
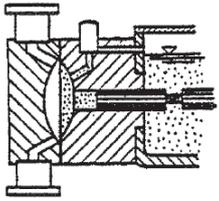
3.2.1 Technische Realisierbarkeit eines Verdrängungsvolumens von $V_U = 1 \text{ cm}^3/\text{U}$

Eine charakteristische Größe einer Verdrängerpumpe ist ihr Umdrehungsvolumen bzw. Verdrängungsvolumen pro Umdrehung V_U , welches sich mit Hilfe der maximalen Fördermenge Q_{\max} , der maximalen Pumpendrehzahl n_{\max} sowie dem volumetrischen Wirkungsgrad η_{Vol} berechnen lässt. Unter Verwendung der maximal erforderlichen Pumpenfördermenge aus Tabelle 1, der Annahme einer Maximaldrehzahl von $n_{\max} = 1500 \text{ U/min}$ (Vetter [18] schlägt für die in Tabelle 4 angeführten Pumpentypen einen Drehzahlbereich von $n = 0 - 3000 \text{ U/min}$ vor; an dieser Stelle wird in erster Näherung der Mittelwert verwendet) und einem volumetrischen Wirkungsgrad von zumindest $\eta_{\text{Vol}} = 50 \%$ (Begründung dafür siehe Kapitel 3.2.5 bzw. Abbildung 11) errechnet sich das für die Anwendung sinnvolle erforderliche Verdrängungsvolumen V_U zu

$$V_U = \frac{Q_{\max}}{\eta_{\text{Vol}} \cdot n_{\max}} = \frac{13 \text{ cm}^3/\text{s}}{0.5 \cdot 1500 \text{ U/min} \cdot \frac{1}{60} \text{ min/s}} = 1.04 \text{ cm}^3/\text{U} \quad (3)$$

Mit Hilfe der soeben berechneten Größe, lässt sich auch die erforderliche Pumpengröße abschätzen sowie die technische Realisierbarkeit je Pumpentyp bewerten. Die Berechnung möglicher Hauptabmaße unterschiedlicher Pumpentypen auf Basis der geometrischen Verhältnisse in der entsprechenden Pumpe wird in Tabelle 6 zusammengefasst.

Tabelle 6: Berechnung von Pumpenhauptabmessungen und Bewertung der techn. Realisierbarkeit

Typ	Prinzipischnen [18], [30]	Verdrängungsvolumen V_U [18]	Hauptabmaße für $V_U = 1 \text{ cm}^3/\text{U}$	Bewertung
Außenverzahn Zahnradpumpe *		$V_U = 2\pi \cdot m^2 \cdot b \cdot \left[z + 1 - \frac{\pi^2 \cdot \cos^2(\alpha_E)}{48} \right]$	Modul $m = 1 \text{ mm}$ Breite $b = 10 \text{ mm}$ Zähnezahl $z = 16$ Eingriffswinkel $\alpha = 20^\circ$ Wälzkreis $d = 16 \text{ mm}$	++
Flügelzellenpumpe		$V_U = 2 \cdot e \cdot b \cdot (\pi \cdot d_m - z \cdot s_f)$	Exzentrizität $e = 1 \text{ mm}$ Breite $b = 8 \text{ mm}$ Mittl. Durchmesser $d_m = 25 \text{ mm}$ Flügelzahl $z = 6$ Flügeldicke $s_f = 2 \text{ mm}$	0
Axialkolbenpumpe		$V_U = \frac{\pi}{4} \cdot d_k^2 \cdot z \cdot 2 \cdot r_h \cdot \tan(\alpha)$	Kolbendurchm. $d_k = 8 \text{ mm}$ Kolbenanzahl $z = 3$ Radius $r_h = 20 \text{ mm}$ Neigungswinkel $\alpha = 10^\circ$	+
Radialkolbenpumpe		$V_U = \frac{\pi}{4} \cdot d_k^2 \cdot 2e \cdot z$	Kolbendurchm. $d_k = 8 \text{ mm}$ Kolbenanzahl $z = 3$ Exzentrizität $e = 3.5 \text{ mm}$	+
Hubkolben- bzw. Membranpumpe		$V_U = \frac{\pi}{4} \cdot d_k^2 \cdot h$	Kolbendurchm. $d_k = 12 \text{ mm}$ Hublänge $h = 8.5 \text{ mm}$	++

*Bewertung gilt analog auch für die innenverzahnnte Variante

Die in Tabelle 6 berechneten, möglichen Hauptabmaße der unterschiedlichen Pumpentypen zeigen, dass es pumpentypenunabhängig zu einer Miniaturlösung kommen muss, die fertigungstechnisch mehr oder weniger schwer realisierbar ist. Deshalb beinhaltet Tabelle 6 auch zusätzlich die Bewertung der technischen Realisierbarkeit. Während die berechneten notwendigen Hauptabmaße für die Zahnradpumpe und die Hubkolben- oder Membranpumpe aus fertigungstechnischer Sicht grundsätzlich kein Problem darstellen sollten, stoßen die Abmaße für eine Radial- oder Axialkolbenpumpe bereits an ihre Grenzen. Noch schwerer realisierbar ist die Fertigung einer Miniatur-Flügelzellenpumpe — vor allem aufgrund der großen Anzahl an Einzelbauteilen mit nur wenigen Millimetern Breite und Dicke.

3.2.2 Erreichbarkeit eines Differenzdrucks von $\Delta p = 50$ bar bei Referenzpumpen sinnvoller Baugröße

Für die angestrebte Neuentwicklung einer Einspritzpumpe für ein Niederdruck-Benzindirekteinspritzsystem ist es natürlich von besonderem Interesse, ob es am Markt erhältliche Pumpen gibt, welche die technischen Anforderungen an das Pumpprinzip bei sinnvoller Baugröße ($V_U = \text{ca. } 1 \text{ cm}^3/\text{U}$) zumindest teilweise erfüllen. Dazu wurde eine Übersicht von Pumpen erarbeitet, welche in der Lage sind, das Fördermedium Benzin bei einer sinnvollen Baugröße gegen möglichst hohen Differenzdruck zu fördern. Eine Übersicht der dazu ausgewählten Referenzpumpen ist in Tabelle 9 zu finden.

Tabelle 7: Übersicht von Referenzpumpen

Pumpentyp	Hersteller	Bezeichnung	Materialpaarung der Verdrängerelemente	Verdrängungsvolumen V_U [cm^3/U]
Zahnradpumpe 1	MICROPUMP	GC-M25	PEEK (Kohlefaser/PTFE)	1.82
Zahnradpumpe 2	MICROPUMP	GJ-N23	PEEK (Kohlefaser/PTFE)	0.64
Zahnradpumpe 3	SCHERZINGER	3030-110	PEEK modifiziert	1.14
Mikrozahnringpumpe	HNP	MZR-11507	Hartmetall (WC-Ni)	0.20
Flügelzellenpumpe	GOTECH	TS-L070	Ryton / Carbon	1.17
Membranpumpe	KNF	NF 1.100	PTFE	k.A.
Axialkolbenpumpe	DANFOSS	PAH 2	PEEK, kohlefaserverstärkt	2.00
Radialkolbenpumpe	BOSCH	HDP 1	Ingenieurkeramik	0.66-0.80
Hubkolbenpumpe	BOSCH	HDP 5	Ingenieurkeramik	0.50-1.10

Um die maximal erreichbaren Differenzdrücke und Fördermengen der oben angeführten Referenzpumpen vergleichen zu können, wurden die von den einzelnen Herstellern angegebenen Δp -/Q-Kennfelder überlagert und in einem Vergleichskennfeld zusammengefasst. Dieses Vergleichskennfeld, welches die Einsatzbereiche bzw. Einsatzgrenzen der Referenzpumpen auf Basis des Fördermediums Wasser visualisiert, ist in Abbildung 10 dargestellt. Aufgrund der Tatsache, dass Wasser eine ähnlich geringe kinematische Viskosität wie Benzin besitzt (bei $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$: $\nu_{\text{Benzin}} = 0.5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ bzw. $\nu_{\text{Wasser}} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$), lassen sich die Kennlinien durchaus für die vorliegende Anwendung verwenden. Die jeweiligen Kennfeldgrenzen beziehen sich auf die von den Herstellern angegebenen Maximaldrehzahlen.

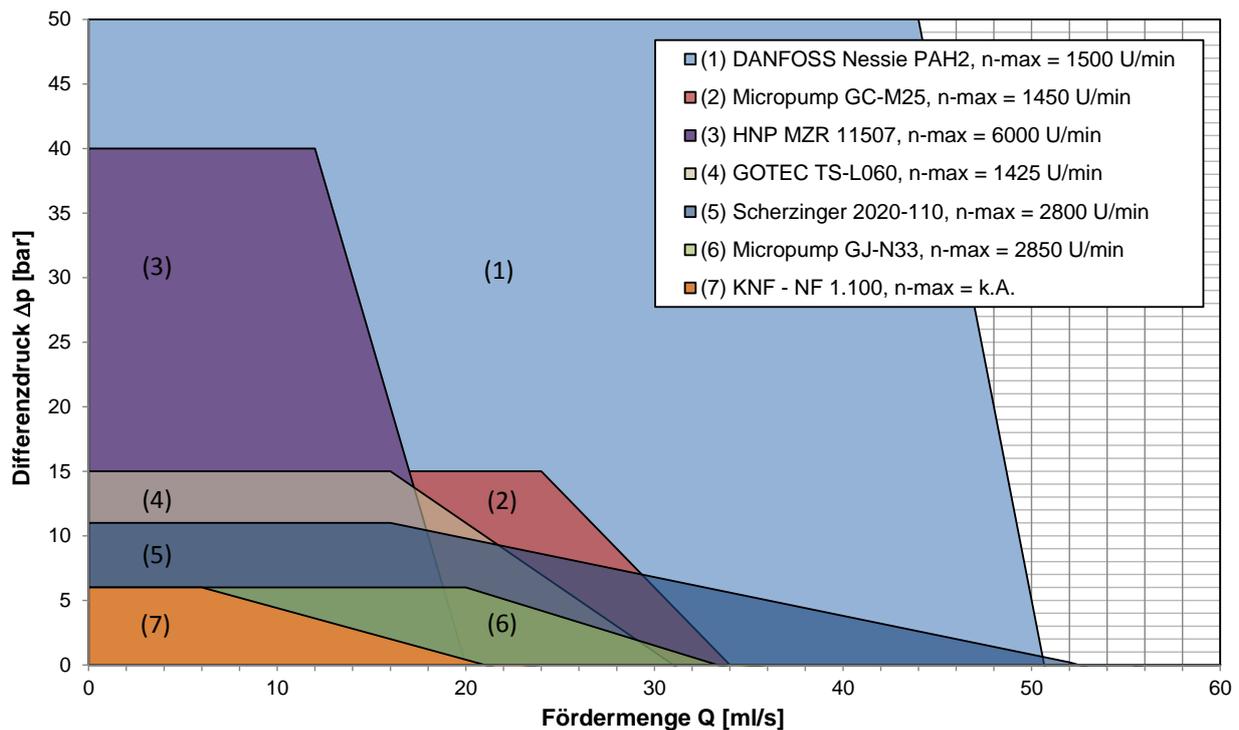


Abbildung 10: Übersicht über die Einsatzbereiche und Einsatzgrenzen von Referenzpumpen

Es zeigt sich, dass überhaupt nur eine am Markt erhältliche Pumpe (DANFOSS Nessie PAH2) das angestrebte Differenzdruckniveau von $\Delta p_{\max} = 50$ bar erreicht. Während die Zahnringpumpe MZR 11507 der Fa. HNP mit einem maximalen Differenzdruck von $\Delta p = 40$ bar sehr nahe an das Differenzdruckziel kommt, erreichen alle übrigen Referenzpumpen lediglich einen Differenzdruck von $\Delta p = 6-15$ bar. Die Begründung für den teilweise recht niedrigen maximalen Differenzdruck liegt in der einfachen Konstruktion der Referenzpumpen und folglich an der Festigkeitsgrenze der einzelnen Bauteile.

Die in Tabelle 7 ebenfalls angeführte Radialkolbeneinspritzpumpe HDP1 der Fa. Bosch ist in Abbildung 10 nicht enthalten, da für diese Pumpe keine Kennfelder veröffentlicht wurden. Es wird lediglich angegeben, dass diese Pumpe bis zu Einspritzdrücken von $p = 120$ bar Verwendung findet. Analog gilt dies für die Einzylinder-Hubkolbenpumpe HDP5 des gleichen Herstellers.

Aufbauend auf diesen Erkenntnissen lässt sich folgende Bewertung für die Erreichbarkeit eines Differenzdrucks von $\Delta p = 50$ bar durchführen:

Axialkolbenpumpe:	++	Hubkolbenpumpe:	++
Radialkolbenpumpe:	++	Innenverzahnte Zahnradpumpe:	+
Flügelzellenpumpe:	o	Außenverzahnte Zahnradpumpe:	o
Membranpumpe:	--		

3.2.3 Anzahl und Komplexität der Einzelteile

Eine hohe Anzahl von Einzelteilen, die gegebenenfalls mit genauen Toleranzen behaftet sind, sowie die zunehmende Komplexität des Pumpprinzips erhöhen die Herstellkosten, die in Verbindung mit der Idee der Entwicklung eines Low-Cost-Direkteinspritzsystems zum Scheitern des Pumpprinzips führen könnten.

Außenverzahnte Zahnradpumpen bestehen aus wenigen Einzelteilen, deren Fertigung auch bei kleinsten Abmessungen den Stand der Technik darstellen. Ähnlich wie bei der Flügelzellenpumpe werden keine Ein- und Auslassventile benötigt, was die Herstellkosten gegenüber dem Wirkprinzip „Kolben“ zusätzlich reduziert. Die außenverzahnte Zahnradpumpe wird deshalb am besten bewertet. Der Herstellprozess einer innenverzahnten Zahnradpumpe oder einer Zahnringpumpe kann im Vergleich zur außenverzahnten Variante als etwas aufwändiger angesehen werden, wodurch die Bewertung der Realisierbarkeit etwas schlechter ausfällt.

Die Flügelzellenpumpe kann hinsichtlich des Fertigungsaufwands ebenfalls als günstige Variante betrachtet werden. Der Herstellprozess ist aufgrund des komplexeren Aufbaus aufwändiger als bei einer klassischen Zahnradpumpe.

Einzyylinder-Hubkolbenpumpen stellen aus vielerlei Gründen den Stand der Technik bei modernen Hochdruck-Direkteinspritzanlagen dar (siehe Kapitel 2.1). Aufgrund dessen, dass sie prinzipbedingt über spezielle Ventile am Ein- und Auslass verfügen, und aufgrund der Tatsache, dass die Rotation der Antriebswelle in eine oszillierende Bewegung des Kolben umgewandelt werden muss, kann der Fertigungsaufwand höher als bei den zuvor diskutierten Pumpentypen angesehen werden. Im Vergleich zu den artverwandten Axial-, Radial- oder Membranpumpen fällt der Herstellprozess dennoch deutlich einfacher aus. Hinsichtlich der Anzahl und der Komplexität der Einzelteile kann dieser Pumpentyp für die vorliegende Anwendung als durchaus brauchbar angesehen werden.

Etwas aufwändiger gestaltet sich der konstruktive Aufbau von Membranpumpen. Zusätzlich zum Pumpenkopf, der in einer ersten Näherung dem einer klassischen Hubkolbenpumpe entspricht, wird ein elastisches Bauteil verwendet, welches den eigentlichen Arbeitsraum gegenüber dem Pumpenkopf abdichtet und dabei verhältnismäßig großen elastischen Verformungen ausgesetzt ist. Über die Verformung der Membran wird die Energie aus dem mechanischen Antriebssystem direkt oder indirekt an das Förderfluid übertragen.

Hinsichtlich Anzahl und Komplexität der Bauteile am ungünstigsten zu bewerten sind Axial- und Radialkolbenpumpen, die entsprechend ihres Pumpprinzips aus sehr vielen Bauteilen bestehen, die darüber hinaus mit engen Toleranzen behaftet sind.

Auf Basis der soeben zusammengefassten Informationen wird folgende Bewertung durchgeführt:

Außenverzahnte Zahnradpumpe:	++	Flügelzellenpumpe:	+
Innenverzahnte Zahnradpumpe:	+	Hubkolbenpumpe:	o
Membranpumpe:	-	Radialkolbenpumpe:	--
Axialkolbenpumpe:	--		

3.2.4 Materialkosten für das tribologische System

Die Entwicklung eines tribologischen Systems ist unabhängig vom Pumpentyp mit großen Herausforderungen und deshalb auch mit hohen Kosten verbunden. Einerseits wird ein Medium mit schlechten Schmiereigenschaften gefördert, und andererseits soll im Falle dampfgefüllter Kraftstoffleitungen zumindest kurzfristiger Trockenlauf der Pumpe möglich sein. Dies erfordert, je nach Pumpprinzip, spezielle Materialpaarungen, die zu geringen Reibungswerten und geringem Verschleiß führen sowie über gute Notlaufeigenschaften verfügen.

Das Wirkprinzip „Kolben“ erfordert für die Gleitsysteme Kolben/Zylinder sowie Nocken/Gleitschuh ingenieurkeramische Werkstoffe oder sogar Diamond-Like-Carbons (= DLC), die hinsichtlich ihrer Kosten am höchsten zu bewerten sind. [10]

Die Wirkprinzipien Flügel und Zahn erlauben den Einsatz von zumindest etwas günstigeren Hochleistungskunststoffen wie PPS, PTFE- und PEEK-Compounds. Für Zahnringpumpen werden fertigungsbedingt oft kostenintensive Hartmetalle wie zum Beispiel Wolframcarbid verwendet [18].

Das Prinzip der Membranpumpe erfordert zusätzlich zum tribologischen System einer klassischen Hubkolbenpumpe kostenintensive Membranwerkstoffe, die großen elastischen Verformungen standhalten müssen. In der Praxis werden dafür sowohl Thermoplaste (hauptsächlich PTFE), als auch Elastomere (Kautschuk oder Viton) verwendet. [20]

Hinsichtlich der Materialkosten kann demnach folgende Bewertung vorgenommen werden:

Außenverzahnte Zahnradpumpe:	+	Flügelzellenpumpe:	+
Innenverzahnte Zahnradpumpe:	o	Hubkolbenpumpe:	-
Axialkolbenpumpe:	-	Radialkolbenpumpe:	-
Membranpumpe:	--		

3.2.5 Effizienz im erwarteten n_q -Bereich

Die Effizienzbewertung der unterschiedlichen Pumpentypen wird auf Basis der Anhalte für Optimalbereiche von Fluidenergiemaschinen nach Grabow [15] bzw. der Übersicht erreichbarer Pumpenwirkungsgrade nach Schlücker [19] durchgeführt. Der Gesamtwirkungsgrad η der verglichenen Verdrängerpumpen ist dabei wie folgt definiert:

$$\eta = \eta_{Vol} \cdot \eta_{Mech} \quad (4)$$

Während der volumetrische Wirkungsgrad η_{Vol} von der internen Leckage der Pumpe beeinflusst wird, ist der mechanische Wirkungsgrad η_{Mech} vor allem von den mechanischen und hydraulischen Reibungsverlusten abhängig.

Grabow gibt eine Übersicht über die maximal erreichbaren Pumpenwirkungsgrade für unterschiedliche Pumpentypen, Schlücker hingegen berücksichtigt auch die Fördermengen- bzw. Baugrößenabhängigkeit des Gesamtwirkungsgrades. Beide verwenden in ihrer Übersicht jedoch ein Fördermedium, welches eine

dynamische Viskosität von $\mu < 100 \text{ mPa s}$ besitzt, die deutlich über der von Benzin ($\mu < 0.375 \text{ mPa s}$) liegt. Aufgrund der Tatsache, dass eine sinkende Viskosität bei Verdrängerpumpen zu einer Erhöhung der Spaltverluste und somit zu einer Reduktion des volumetrischen Wirkungsgrades führt (siehe in der Folge in Kapitel 6.2), ist anzumerken, dass der erreichbare Wirkungsgrad für die vorliegende Anwendung geringer ausfallen wird als in den beiden Quellen angegeben.

Entsprechend Tabelle 1 ergibt sich für die Niederdruck-Direkteinspritzpumpe eine maximale Fördermenge von $Q_{\text{max}} = 13 \text{ ml/s} = 0.0468 \text{ m}^3/\text{h}$. Eine Analyse des nachfolgenden Diagramms zeigt, dass für diesen Fördermengenbereich ausschließlich Pumpen mit dem Wirkprinzip „Kolben“ vorgeschlagen werden. Allerdings sind nach Vetter [18] auch Zahnradpumpen und Flügelzellenpumpen für wesentlich kleinere Fördermengen als in Abbildung 11 angegeben bekannt, weshalb der Wirkungsgradverlauf für die Zahnradpumpe durchaus extrapoliert werden kann. Die zu erwartenden Wirkungsgrade im Bereich von $Q_{\text{max}} = 0.0468 \text{ m}^3/\text{h}$ fallen generell sehr bescheiden aus.

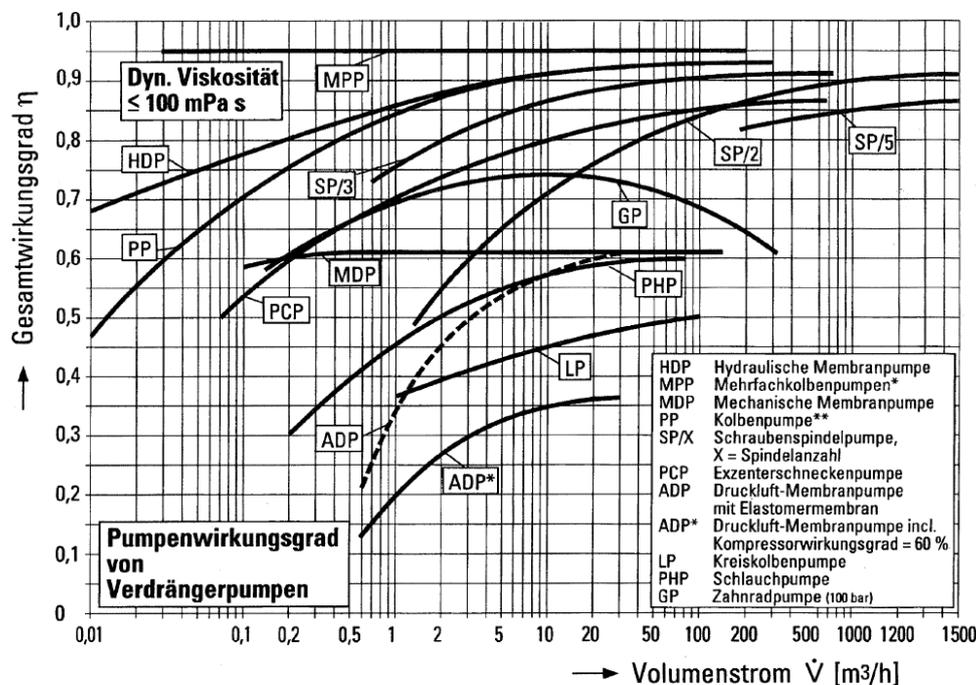


Abbildung 11: Erreichbare Pumpenwirkungsgrade bei einem Förderfluid mit $\mu < 100 \text{ mPa s}$ [19]

Die Aussagen von Grabow bzw. Schlücker lassen somit folgende Pumpentypenbewertung zu:

Axialkolbenpumpe:	++	Radialkolbenpumpe:	++
Hubkolbenpumpe:	+	Membranpumpe:	+
Außenverzahnte Zahnradpumpe:	o	Innenverzahnte Zahnradpumpe:	o
Flügelzellenpumpe:	--		

3.2.6 Erreichbarkeit steiler Förderkennlinien

Steile Förderkennlinien sind gleichbedeutend mit geringen internen Leckage-Verlusten und einem hohen volumetrischen Wirkungsgrad η_{Vol} , welcher wie folgt definiert ist:

$$\eta_{Vol} = \frac{Q_{effektiv}}{Q_{geometrisch}} = \frac{V_U \cdot n - Q_L}{V_U \cdot n} = 1 - \frac{Q_L}{V_U \cdot n} \quad \dots [18] \quad (5)$$

Bei ausreichender Dimensionierung der Einzelbauteile der Pumpe und entsprechender Baugröße erreichen theoretisch alle in Abbildung 10 verglichenen Referenzpumpen den angestrebten Differenzdruck von $\Delta p_{max} = 50$ bar, allerdings bei unterschiedlichem volumetrischem Wirkungsgrad. Um eine vertretbare Effizienz des Gesamtsystems der Einspritzanlage zu erreichen, ist es deshalb von großer Bedeutung, den volumetrischen Wirkungsgrad so hoch wie möglich zu halten, was durch die Erreichbarkeit steiler Förderkennlinien bewertet werden kann.

Für die in Tabelle 7 angeführten und in Abbildung 10 verglichenen Referenzpumpen wurde deshalb für die jeweilige Maximaldrehzahl der Fördermengenabfall ΔQ je 1 bar Differenzdruck berechnet. Die Ergebnisse werden in der nachfolgenden Tabelle gegenübergestellt und entsprechend bewertet. Das Erreichen eines geringen druckabhängigen Fördermengenabfalls und folglich steiler Förderkennlinien ist besser zu bewerten als das Erreichen von vergleichsweise flachen Kennlinien. Wie bereits in Kapitel 3.2.2 erwähnt, liegen für die Pumpen HDP 1 und HDP 5 keine Kennliniendaten vor. Aufgrund der Tatsache, dass der erreichbare Gesamtwirkungsgrad dieser Pumpen entsprechend Abbildung 11 vergleichsweise hoch angegeben wird, kann jedoch von steilen Förderkennlinien ausgegangen werden.

Tabelle 8: Fördermengenabfall ΔQ je 1 bar Differenzdruck und Bewertung der Referenzpumpen

Pumpentyp	Hersteller	Bezeichnung	ΔQ je 1bar Differenzdruck [ml/s]	Bewertung
Zahnradpumpe 1	MICROPUMP	GJ-N23	3.32	--
Zahnradpumpe 2	MICROPUMP	GC-M25	0.53	+
Zahnradpumpe 3	SCHERZINGER	3030-110	1.95	-
Mikrozahnringpumpe	HNP	MZR-11507	0.19	++
Flügelzellenpumpe	GOTECH	TS-L070	0.74	o
Membranpumpe	KNF	NF 1.100	2.65	--
Axialkolbenpumpe	DANFOSS	PAH 2	0.12	++
Radialkolbenpumpe	BOSCH	HDP 1	k.A.	+
Hubkolbenpumpe	BOSCH	HDP 5	k.A.	+

Bemerkenswert ist vor allem der unterschiedlich stark ausgeprägte Fördermengenabfall ΔQ je 1 bar Differenzdruck der drei als Referenz verwendeten Zahnradpumpen. Während die in obiger Tabelle angeführten Zahnradpumpen 1 und 3 über ein konventionelles Design verfügen, wird für Zahnradpumpe 2 ein druckkompensiertes Pumpenkonzept verwendet, wodurch die interne Leckage minimiert wird und entsprechend steile Förderkennlinien erreicht werden. Zahnradpumpen dieser Bauart verfügen über

elastische oder bewegliche Elemente, welche sich differenzdruckgesteuert gegen die rotierenden Zahnräder pressen und somit die Spaltmaße reduzieren.

Das druckkompensierte Pumpenkonzept bietet eine attraktive Möglichkeit zur Optimierung der Förderkennlinien und wird in den folgenden Kapiteln noch detailliert diskutiert.

3.2.7 Pulsationen bzw. Ungleichförmigkeitsgrad

Die Schwankungen des Volumenstroms und damit verbunden auch die Druckpulsationen einer Verdrängerpumpe werden durch den Ungleichförmigkeitsgrad δ_U charakterisiert, der wie folgt definiert ist:

$$\delta_U = \frac{\dot{V}_{\max} - \dot{V}_{\min}}{\dot{V}_m} \quad [-] \quad \dots \quad [18] \quad (6)$$

Der Ungleichförmigkeitsgrad δ_U gibt die Volumenstromschwankung in Bezug auf den mittleren Volumenstrom der Pumpe an. In einschlägiger Literatur [18], [20] werden Gleichungen und Anhalte für die pumpentyp-spezifische Berechnung des Ungleichförmigkeitsgrades angegeben. Auf Basis der in Tabelle 6 berechneten, möglichen Hauptabmaße kann die Größenordnung des Ungleichförmigkeitsgrades, wie in Tabelle 9 gezeigt, zusammengefasst werden. Die Bewertung erfolgt auf Basis der Pulsationsstärke, welche für die Zahnradpumpe am geringsten ausfällt. Die Pulsationsstärke einer Flügelzellenpumpe ist um den Faktor 2, die der Axial- und Radialkolbenpumpe bereits um den Faktor 7 höher als die der Zahnradpumpe. Die mit Abstand höchsten Pulsationen werden mit Hubkolben- und Membranpumpen erreicht.

Tabelle 9: Berechnung des Ungleichförmigkeitsgrades

Pumpentyp	Berechnung von δ_U	Größenordnung von δ_U	$\delta_U/\delta_{U\text{-Zahnradpumpe}}$	Bewertung
Zahnradpumpe (Zähnezahl $z = 16$)	$\delta_u = \frac{1}{4 \cdot \left(\frac{4 \cdot z + 1}{\pi^2 \cdot \cos^2 \alpha} - \frac{1}{12} \right)}$	0.034	1.00	++
Flügelzellenpumpe (Flügelanzahl $z = 6$)	$\delta_u = 1 - 0.5 \cdot \left(1 + \cos \left(\frac{\pi}{z} \right) \right)$	0.067	1.97	+
Axialkolbenpumpe (Kolbenzahl $z = 3$)	Siehe [20]	0.25	7.35	o
Radialkolbenpumpe (Kolbenzahl $z = 3$)	Siehe [20]	0.25	7.35	o
Hubkolbenpumpe (Kolbenzahl $z = 1$)	Siehe [20]	3.07	90.29	--
Membranpumpe (Kolbenzahl $z = 1$)	Siehe [20]	3.07	90.29	--

3.2.8 Saugverhalten

Als Bewertungskriterium für das Saugverhalten bzw. das Saugvermögen einer Pumpe wird in der Regel die für die Vermeidung von Kavitation notwendige Nettoenergiehöhe über dem Dampfdruck am Pumpeneintritt verwendet, welche auch als NPSH (= Net Positive Suction Head) bezeichnet wird (NPSH-Definition siehe Gleichung (1)). Das für einen von Kavitation unbeeinflussten Betrieb der Pumpe erforderliche $NPSH_{erforderlich}$ wird im Zuge experimenteller Untersuchungen bestimmt, indem sogenannte Saugkennlinien (siehe Kapitel 4.2) gemessen werden. Bei Verdrängerpumpen, und dabei vor allem auf dem amerikanischen Pumpenmarkt, wird anstelle von $NPSH_{erforderlich}$ teilweise auch die Größe NPIPR (= Net Positive Inlet Pressure Required) angegeben, wobei NPIPR dem minimal zulässigen Saugraumdruck $p_{S,abs}$ entspricht. Bei Verdrängerpumpen am europäischen Markt wird hingegen sehr oft die maximal zulässige Saughöhe H_{S-zul} definiert. Für eine Verdrängerpumpe, die bei konstantem Differenzdruck fördert, steigt $NPSH_{erforderlich}$ mit steigender Drehzahl und zunehmender Viskosität des Fördermediums.

Um das Saugverhalten unterschiedlicher Pumpentypen bewerten zu können, müssten bei Pumpen ähnlicher Baugröße streng genommen die von unterschiedlichen Herstellern angegebenen $NPSH_{erforderlich}$ -Werte verglichen werden. Die Praxis zeigt jedoch, dass diese Größe vor allem bei verhältnismäßig kleinen Verdrängerpumpen nur in den seltensten Fällen angegeben wird.

Experimentelle Untersuchungen diverser rotierender Verdrängerpumpen, welche am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen im Vorfeld der vorliegenden Dissertation durchgeführt wurden, zeigten jedoch, dass zur Bewertung des Saugverhaltens auch die Druckpulsationsstärke am Pumpeneintritt herangezogen werden kann. Exemplarisch wird dies im Folgenden am Beispiel einer Drehkolbenpumpe gezeigt. Unterschiedliche Kolbenvarianten (2-flügelig gerade, 2-flügelig schräg und 3-flügelig schräg) wurden hinsichtlich ihrer saug- und druckseitigen Pulsationen untersucht, und die auf einem geschlossenen Prüfstand ermittelten Messergebnisse sind in Abbildung 12 für die Druckseite sowie in Abbildung 13 für die Saugseite dargestellt. Eine Darstellung der untersuchten Kolbenvarianten ist in Abbildung 14 ersichtlich.

Bei ein und demselben Betriebspunkt ($n = 600 \text{ U/min}$ und $\Delta p = 3.5 \text{ bar}$) konnten für die drei Kolbenvarianten stark unterschiedliche Druckpulsationen am Ein- und Austritt der Pumpe festgestellt werden. Die Grenzen des Saugvermögens werden dabei vor allem anhand der saugseitigen Druckpulsationen ersichtlich. Während die Minimaldrücke der 2-flügelig geradverzahnten Kolbenvariante bereits sehr nahe am Dampfdruck von Wasser ($p_d = 0.0234 \text{ bar}$ bei $T = 20 \text{ °C}$) liegen und das Saugvermögen der Pumpe somit bereits an ihre Grenzen stößt, betragen die Minimaldrücke der 3-flügelig schrägverzahnten Kolbenvariante ca. 1 bar, wodurch eine ausreichend hohe Sicherheit gegenüber Kavitation vorliegt. Der mittlere Saugdruck liegt für beide Kolbenvarianten bei etwa 1.1 bar. Während ein mittlerer Saugdruck von 1.1 bar bei der 2-flügelig geradverzahnten Kolbenvariante bereits als kavitationskritisch erscheint, ergibt sich bei der 3-flügelig schrägverzahnten Kolbenvariante eine ausreichend hohe Sicherheit gegenüber Kavitation.

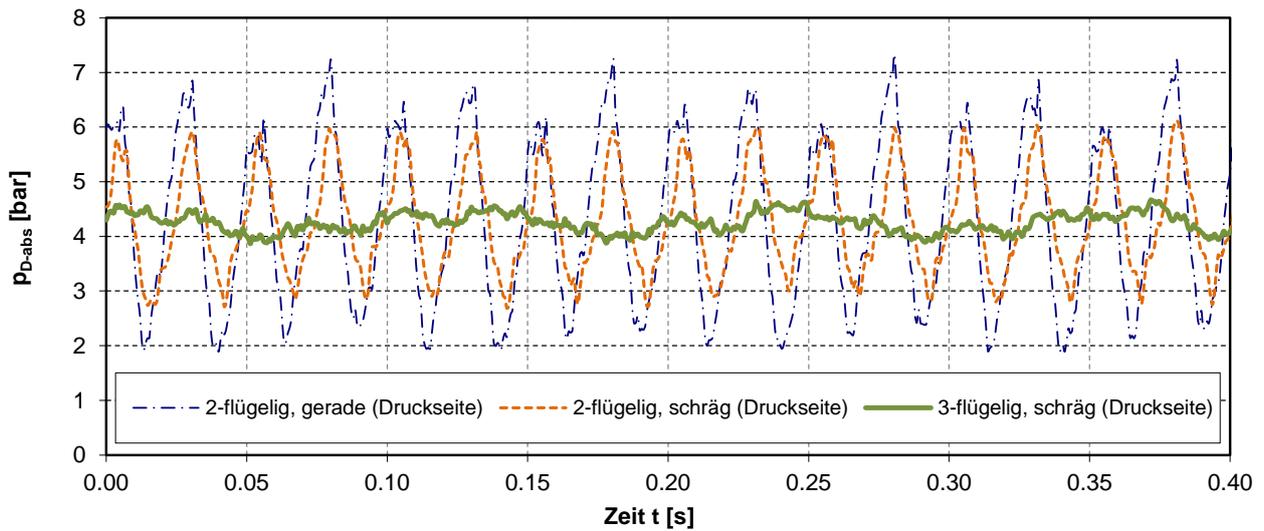


Abbildung 12: Druckseitige Druckpulsationen einer Drehkolbenpumpe mit unterschiedlichen Kolbenvarianten (Drehzahl $n = 600$ U/min, Differenzdruck $\Delta p = 3.5$ bar)

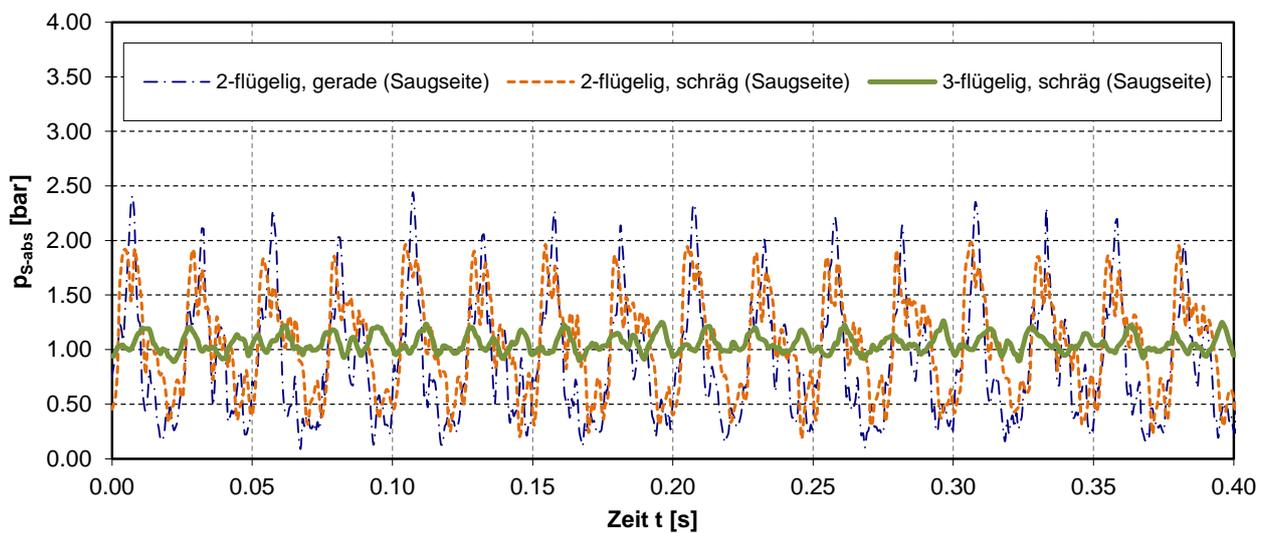


Abbildung 13: Saugseitige Druckpulsationen einer Drehkolbenpumpe mit unterschiedlichen Kolbenvarianten (Drehzahl $n = 600$ U/min, Differenzdruck $\Delta p = 3.5$ bar)

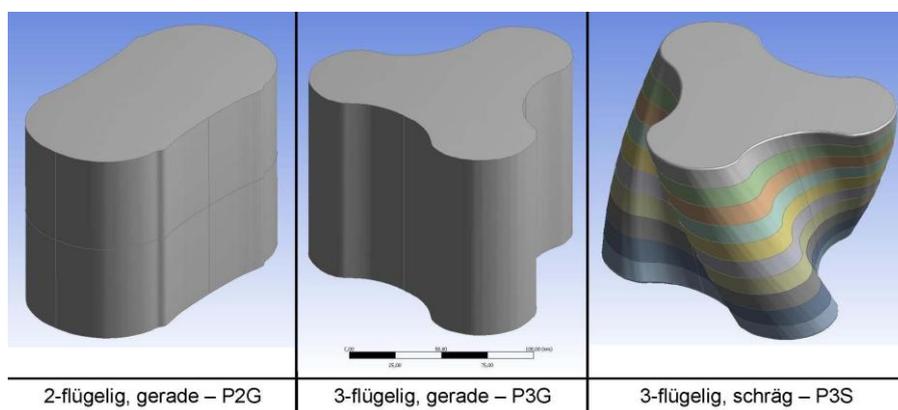


Abbildung 14: Untersuchte Kolbenvarianten der Drehkolbenpumpe [58]

Die präsentierten Ergebnisse zeigen, dass die Kavitationsgefahr und somit das Saugvermögen einer Pumpe sehr stark von der Pulsationsstärke beeinflusst werden und sich daher auch anhand dessen bewerten lassen.

Bestätigt wird diese Erkenntnis durch die Herstellerangaben für die maximal zulässigen statischen Saughöhen H_{S-zul} der in Tabelle 7 angeführten Referenzpumpen. Unter Vernachlässigung der Verlusthöhe H_V (aufgrund der geringen Strömungsgeschwindigkeit in den Leitungen ($c_{S-max} < 1$ m/s) in der Größenordnung von lediglich 0.01 m) und bei Verwendung der nachfolgenden Gleichung für NPSH lässt sich für das Fördermedium Wasser für jede der Referenzpumpen der minimal zulässige NPSH-Wert der Anlage berechnen.

$$NPSH_{Anlage} = \frac{P_{tot,S} - P_d}{\rho \cdot g} = \left(\frac{P_0}{\rho \cdot g} - H_S - H_V \right) - \frac{P_d}{\rho \cdot g} \quad (7)$$

Ein Überblick über die pumpentyp-abhängigen, maximal zulässigen Saughöhen bzw. die minimal zulässigen NPSH-Werte der Anlage wird in Tabelle 10 gezeigt.

Anhand des Vergleichs der NPSH-Werte zeigt sich, dass die rotierenden Verdrängerpumpen, allen voran die Zahnradpumpe, klare Vorteile gegenüber oszillierenden Verdrängerpumpen mit sich bringen. Auf Basis der NPSH-Angaben lässt sich somit auch eine Bewertung des Saugvermögens der einzelnen Pumpentypen durchführen. Das Saugvermögen von Zahnradpumpen mit einer großen Anzahl an Zähnen lässt sich damit besser bewerten als jenes von Membranpumpen, welche nur über ein einziges Verdrängungsorgan verfügen.

Tabelle 10: Saughöhenangaben der Referenzpumpen aus Kapitel 3.2.2 und Bewertung

Pumpentyp	Hersteller	Bezeichnung	H_{S-zul} [m]	NPSH [m]	Bewertung
Zahnradpumpe 1	MICROPUMP	GC-M25	8	2	++
Zahnradpumpe 2	SCHERZINGER	3030-110	6-8	2-4	
Flügelzellenpumpe	GOTECH	TS-L060	5	5	+
Membranpumpe	KNF	NF 1.100	3	7	o
Axialkolbenpumpe	DANFOSS	PAH 2	1	9	-
Radialkolbenpumpe	BOSCH	HDP 1	k.A.	k.A.	-
Hubkolbenpumpe	BOSCH	HDP 5	k.A.	k.A.	-

Ob der jeweilige Pumpentyp die Sauganforderungen der vorliegenden Anwendung erfüllt, ist in jedem Fall experimentell nachzuweisen – siehe Kapitel 4.

3.2.9 Selbstansaugvermögen

Das Selbstansaugvermögen von Verdrängerpumpen wird prinzipiell mit dem maximal erzielbaren Unterdruck am Pumpeneintritt gegenüber der Atmosphäre spezifiziert. Dabei wird insbesondere zwischen einem trockenen und einem benetzten Ansaugvorgang unterschieden.

Verdrängerpumpen verursachen prinzipbedingt eine Abgrenzung der einzelnen Verdrängungsvolumina, was allgemein zu einem guten Selbstansaugvermögen führt, welches direkt mit zunehmender innerer Dichtheit steigt. Des Weiteren bewirken höhere Verdrängungsleistungen (höhere Drehzahl und größere Abmaße führen zu höherer Umfangsgeschwindigkeit) sowie die Benetzung des Pumpenarbeitsraumes zu einem verbesserten Selbstansaugvermögen, weil die Dichtspalte gegen den Gasrückfluss beim Evakuieren der Saugleitung besser abdichten.

Verdrängerpumpen mit engen oder verschwindenden Spalten besitzen demnach auch ein gutes Selbstansaugvermögen im trockenen Zustand [18], was für die vorliegende Anwendung im Falle von dampfbefüllten Kraftstoffleitungen beim Start der Pumpe entscheidend sein kann. Eine Voraussetzung dafür ist natürlich die Trockenlauffähigkeit der betreffenden Pumpe bzw. die Verwendung von dafür geeigneten Werkstoffkombinationen. Ein Vergleich des Selbstansaugvermögens einer Zahnradpumpe im trockenen und benetzten Zustand ist aus Abbildung 15 ersichtlich.

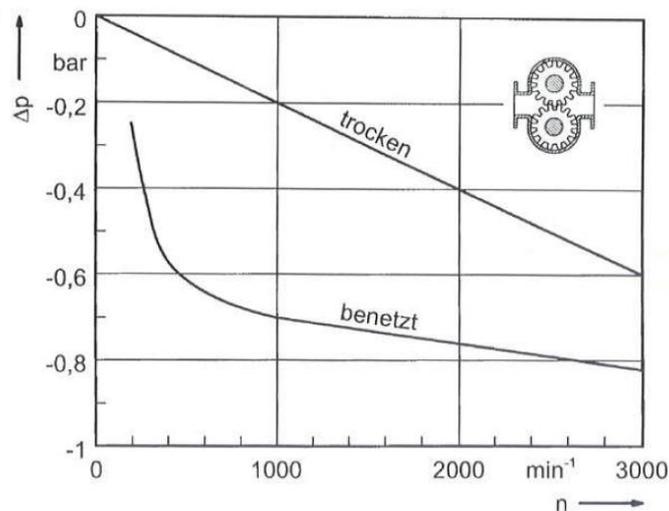


Abbildung 15: Selbstansaugvermögen einer Zahnradpumpe [18]

Auch oszillierende Verdrängerpumpen sind selbstansaugend. Sofern eine entsprechende Dichtheit des Einlassventiles gegeben ist und dieses Ventil exakt dann schließt, wenn der Kolben den unteren Totpunkt erreicht hat, sind diese Pumpen in der Lage, die Saugleitung zu entlüften. Das beste Selbstansaugvermögen wird durch die Verwendung von zwangsgesteuerten Ventilen erreicht, welche sich in einer Miniaturausführung allerdings nur extrem aufwendig realisieren lassen. In der Bewertung des Selbstansaugvermögens von oszillierenden Verdrängerpumpen werden in dieser Arbeit daher nur Pumpen mit druckgesteuerten bzw. selbsttätigen Ventilen berücksichtigt.

Bei Verwendung von selbsttätigen Ventilen entweicht beim Komprimieren ein Teil der bereits angesaugten Luft durch das Saugventil, was das Selbstansaugvermögen begrenzt. Bestätigt wird diese Aussage durch die Herstellerangaben für maximal zulässige statische Saughöhen $H_{S\text{-zul}}$ von Membranpumpen.

Beispielsweise wird diese für die Membranpumpe NF 1.100 mit $H_{S\text{-zul}} = 3 \text{ m}$ angegeben (siehe Tabelle 7), während rotierende Verdrängerpumpen vergleichbarer Baugröße zulässige statische Saughöhen von bis zu 8 m erreichen.

Während das Selbstansaugvermögen von Zahnrad- und Flügelzellenpumpen mit „sehr gut“ bewertet wird, kann das Ansaugvermögen von Kolbenpumpen mit selbsttätigen Ventilen lediglich als „befriedigend“ bezeichnet werden.

3.2.10 Etablierte Anwendung in Einspritzsystemen

Hinsichtlich der Akzeptanz seitens der Fahrzeughersteller in Bezug auf eine völlig neue Lösung im Bereich der Benzin-Direkteinspritzung ist es von Interesse, ob das für die Benzin-Direkteinspritzpumpe verwendete Pumpprinzip bereits eine etablierte Anwendung im Bereich der Einspritztechnik darstellt. Die Basis für die Pumpentypen-Bewertung hinsichtlich dieses Kriteriums stellt daher eine Recherche bezüglich der bis dato verwendeten Einspritzpumpen dar.

Während die klassische Einzylinder-Hubkolbenpumpen mit integrierter Mengenregelung, wie bereits erwähnt, den aktuellen Stand der Technik im Bereich der Hochdruck-Benzindirekteinspritzung darstellt und somit wohl die höchste Akzeptanz genießt, gibt es auch andere Pumpentypen, die für ähnliche Anwendungsfälle verwendet werden oder wurden.

In einer Veröffentlichung aus dem Jahr 2002 stellen Schnittger et al. [21] einen neuen Ottomotor mit Direkteinspritzung der Fa. Opel vor, welcher für Einspritzdrücke zwischen 40 und 120 bar ausgelegt wurde. Die für das Hochdruckkraftstoffsystem verwendete Einspritzpumpe ist eine Dreizylinder-Axialkolbenpumpe, welche in einen hermetisch abgedichteten Ölraum und einen über bewegliche Membranen abgetrennten kraftstoffführenden Bereich aufgeteilt ist. Eine von der Nockenwelle angetriebene Taumelscheibe versetzt die Axialkolben in Hubbewegung. Hydraulisch wird die Energie dann auf die Membranen übertragen, welche den Kraftstoff über die Einlass- bzw. Auslassventile in das Common-Rail fördern. Das Fördervolumen dieser Pumpe wird mit $0,58 \text{ cm}^3$ pro Umdrehung angegeben.

Auch Radialkolbenpumpen wurden bereits für Benzin-Direkteinspritzsysteme verwendet. Als Beispiel sei an dieser Stelle die 3-Zylinder-Radialkolben-Hochdruckpumpe HDP-1 der Fa. Bosch erwähnt, welche über eine Kupplung von der Nockenwelle angetrieben wird und den von der Elektrokraftstoffpumpe bereitgestellten Kraftstoff in den Hochdruckkraftstoffverteiler fördert. Es werden damit Einspritzdrücke bis zu 120 bar erreicht. Aber auch aus der Dieseleinspritztechnik sind Radialkolbenpumpen bekannt, wo sie für den Aufbau wesentlich höherer Einspritzdrücke verwendet werden. Als Vorförderpumpe wird in diesem Fall eine Zahnradpumpe verwendet, welche sich im gleichen Gehäuse wie die Einspritzpumpe befindet und diese mit ausreichend Kraftstoff versorgt [22].

Als klassische Einspritzpumpe wurde das Prinzip der Zahnradpumpe in kommerziellen Motorkonzepten bis dato noch nicht eingesetzt. Verwendung findet sie jedoch im Niederdruckbereich als Vorförderpumpe.

Hingegen sind für Flügelzellenpumpen auch Anwendungen als Vorförderpumpe nicht bekannt.

Die Anwendung einer klassischen Schrägscheiben-Axialkolbenpumpe als Benzin-Direkteinspritzpumpe ist aus [23] bekannt.

Die soeben zusammengefassten Informationen lassen folgende Bewertung zu:

Hubkolbenpumpe:	++	Radialkolbenpumpe:	++
Axialkolbenpumpe:	+	Membranpumpe:	+
Außenverzahnte Zahnradpumpe:	o	Innenverzahnte Zahnradpumpe:	o
Flügelzellenpumpe:	--		

3.3 Die Evaluierungsmatrix

Um eine übersichtliche Bewertung der einzelnen Pumpentypen in Bezug auf die gegebenen technischen Anforderungen durchführen zu können, wurden die einzelnen Bewertungskriterien in folgende Kategorien zusammengefasst und in einer Evaluierungsmatrix dargestellt:

- Technische Machbarkeit (Bewertungskriterien 3.2.1 und 3.2.2)
- Herstellkosten (Bewertungskriterien 3.2.3, 3.2.4 und 3.2.5)
- Wirkungsgrad (Bewertungskriterien 3.2.6 und 3.2.7)
- Funktion (Bewertungskriterien 3.2.8, 3.2.9 und 3.2.10)
- Akzeptanz durch Fahrzeughersteller (Bewertungskriterium 3.2.11)

Aufgrund der Tatsache, dass nicht alle Bewertungskriterien die gleiche Bedeutung für das zu untersuchende Niederdruck-Direktbenzineinspritzsystem besitzen, wurden die einzelnen Kategorien bzw. Bewertungskriterien unterschiedlich gewichtet. So ist zum Beispiel die technische Realisierbarkeit eines Verdrängungsvolumens von $V_U = 1 \text{ cm}^3/\text{U}$ wesentlich wichtiger als die Frage, ob der jeweilige Pumpentyp bereits eine etablierte Anwendung in Einspritzsystemen darstellt. Die Größe und Verteilung der Gewichtungsfaktoren wurde mit dem Kooperationspartner erarbeitet.

Die im Zuge des anwendungsorientierten Evaluierungsprozesses entstandene Evaluierungsmatrix sowie die resultierende Gesamtbewertung der einzelnen Pumpentypen ist aus Abbildung 16 ersichtlich.

Auf Basis der resultierenden Gesamtbewertung kann schlussendlich eine klare und objektive Aussage getroffen werden, welche der untersuchten Pumpentypen für den Einsatz in einem Niederdruck-Direktbenzineinspritzsystem besser bzw. schlechter geeignet sind. Es zeigt sich, dass die rotierenden Verdrängermaschinen Eigenschaften aufweisen, die für den vorliegenden Anwendungsfall grundsätzlich besser geeignet sind als jene der oszillierenden Verdrängermaschinen. Die mit Abstand beste Gesamtbewertung wird dabei durch das Prinzip der Zahnradpumpe erreicht, wobei die Bewertung kaum Unterschiede zwischen der Innen- und Außenverzahnung zeigt. Ein entscheidender Unterschied zwischen dem Prinzip der Außen- und Innenverzahnung lässt sich jedoch in der Möglichkeit der Integration von Druckkompensationskonzepten finden, mit Hilfe derer die axialen und radialen Dichtspalte zwischen den rotierenden Zahnradern und dem stehenden Gehäuse, und somit auch die interne Leckage der Pumpe, minimiert werden können. Der Leckstrom bleibt dadurch, unabhängig vom Betriebsdruck, klein und nahezu konstant, was zu steilen Förderkennlinien, hohen volumetrischen Wirkungsgraden und folglich zu kleinen Baugrößen führt.

Das Konzept der Druckkompensation lässt sich am Prinzip der Außenzahnrادpumpе konstruktiv wesentlich einfacher umsetzen (siehe – Kapitel 5.4) als am Prinzip der Innenzahnrادpumpе. Grundsätzlich sind auch für das Prinzip der Innenzahnrادpumpе Druckkompensationskonzepte bekannt, die bereits erfolgreich für praktische Anwendungen umgesetzt wurden (siehe z.B. VOITH Superlip-System [24]). Die in einschlägiger Literatur vorgestellten Kompensationskonzepte lassen sich bei einer Miniaturbaugröße allerdings nur sehr schwer konstruktiv realisieren. Vor allem bei einer Miniaturpumpе mit einem angestrebten Zahnraddurchmesser von nur wenigen Millimetern (siehe Tabelle 6) wirkt sich der Vorteil der einfacheren konstruktiven Integration entscheidend aus, weshalb der Außenzahnrادpumpе für alle weiteren Betrachtungen der Vorzug gegeben wird.

Kategorie	Gewichtung	Bewertungskriterien	Einzelgewichtung	Pumpentypenbewertung						
				Zahnrادpumpе (ausserverzähnt)	Zahnrادpumpе (innenverzähnt)	Axialkolbenpumpе	Radialkolbenpumpе	Hubkolbenpumpе	Membranpumpе	Flügelzellenpumpе
Technische Machbarkeit	25	Technische Realisierbarkeit eines Verdrängungsvolumens von $V_U=1\text{cm}^3/\text{U}$	15	++	++	+	+	++	+	o
		Erreichbarkeit eines Differenzdrucks von $\Delta p=50\text{bar}$ bei Referenzpumpen sinnvoller Baugröße	10	o	+	++	++	++	--	o
Herstellkosten	25	Anzahl und Komplexität der Einzelteile	15	++	+	--	--	o	-	+
		Materialkosten für das tribologische System	10	+	o	-	-	o	--	+
Wirkungsgrad	20	Gesamteffizienz im erwarteten n_q -Bereich	10	o	o	++	++	+	+	--
		Erreichbarkeit steiler Förderkennlinien	10	+	++	++	+	+	--	o
Funktion	25	Pulsationen bzw. Ungleichförmigkeitsgrad	5	++	++	o	o	--	--	+
		Saugverhalten	10	++	++	-	-	-	o	+
		Selbstansaugvermögen	10	++	++	o	o	o	o	++
Akzeptanz durch Fahrzeughersteller	5	Etablierte Anwendung in Einspritzsystemen	5	o	o	+	++	++	+	--
Gesamtbewertung:				130.00	125.00	30.00	25.00	60.00	-55.00	30.00

Bemerkungen: ++ ... 2 Punkte / + ... 1 Punkte / o ... 0 Punkte / - ... -1 Punkte / -- ... -2 Punkte

Abbildung 16: Pumpentypen-Evaluierungsmatrix

4. Machbarkeitsstudie und Vorversuche

Da es zum Zeitpunkt der Fertigstellung der vorliegenden Arbeit keine am Markt erhältliche Pumpe gab, welche die durch die Anwendung vorgegebenen technischen Anforderungen erfüllte, sollte mit Hilfe einer Machbarkeitsstudie an einer verhältnismäßig großen Referenzpumpe gezeigt werden, ob die Anforderungen an die Einspritzpumpe tatsächlich zu erzielen sind.

Vor allem das Erreichen des geforderten Saugvermögens der Pumpe (siehe Kapitel 2.2.2) war zunächst als kritisch anzusehen und musste daher experimentell nachgewiesen werden.

Für die Machbarkeitsstudie bzw. die Vorversuche wurde eine der in Tabelle 7 angeführten Referenzpumpen ausgewählt. Die Entscheidung fiel zu Gunsten der druckkompensierten Zahnradpumpe des Herstellers MICROPUMP (MICROPUMP GC-M25) aus, da sowohl das Pumpenprinzip als auch das darin enthaltene Druckkompensationskonzept auf Basis der Erkenntnisse aus dem Evaluierungsprozess als vielversprechend angesehen werden konnten. Während die Baugröße der Pumpe der Tabelle 7 entnommen werden kann, ist der Betriebsbereich der Pumpe aus Abbildung 11 ersichtlich. Details zum Druckkompensationskonzept der Referenzpumpe, welches auch als „Saugschuh-Prinzip“ bekannt ist, werden im Kapitel 5.4.1 näher erläutert.

4.1 Prüfstanddesign

Für die experimentellen Untersuchungen im Zuge der Vorversuche, aber auch für spätere Prototypenpumpentests, wurde im Labor des Instituts für Hydraulische Strömungsmaschinen ein anwendungsspezifisch gestalteter Hochdruck-Benzinpumpenprüfstand aufgebaut, welcher die Untersuchung des Einspritzpumpenbetriebs unter moderaten und auch kavitationskritischen Bedingungen ermöglicht. Der weiter unten detailliert beschriebene Prüfstandsaufbau erlaubt die variable Einstellung der Benzintemperatur, des Tank-Innendrucks, der statischen Saughöhe, des Durchflusses, des Differenzdrucks und der Pumpendrehzahl, wodurch unterschiedliche Betriebspunkte im Pumpenkennfeld unter kavitationssicheren sowie auch kavitationskritischen Bedingungen untersucht werden können.

Eine wichtige Voraussetzung beim Aufbau des Prüfstands war die Einhaltung von Explosionsschutzauflagen für den sicheren Prüfstandbetrieb mit dem leicht flüchtigen und explosiven Kraftstoff. Ein hermetisch dichtes Prüfstandskonzept und ATEX-zertifizierte Messgeräte waren notwendig, um den Explosionsschutz sicherzustellen.

Abbildung 17 zeigt eine schematische Skizze des Prüfstandsaufbaus. Der Treibstoff im Kraftstofftank (4) wird mittels eines Wasser-Kraftstoff-Wärmetauschers (7) erwärmt. Die Heißwasser-Aufbereitung erfolgt in einem Sekundärkreislauf des Prüfstandes, welcher einen elektrisch beheizten Wassertank (8) sowie eine Umwälzpumpe (9) beinhaltet.

Ein auf den Kraftstofftank aufgesetztes Ausdehnungsgefäß (10), welches mit einer kraftstoff-resistenten Membrane (11) ausgestattet ist, verhindert das Ausdampfen von flüchtigen Kraftstoffkomponenten an die Atmosphäre und sorgt somit für einen sicheren Betrieb des Prüfstands. Die zu untersuchende Einspritzpumpe (2) verfügt über eine Magnetkupplung, welche über eine Drehmomentmesswelle mit einem drehzahlgeregelten Elektromotor (1) verbunden ist. Die Drehmomentmesswelle ermöglicht eine hochfrequente Messung des für den Pumpenbetrieb erforderlichen Antriebsmoments (12) sowie die

Messung der Drehzahl (13). Am Saug- und Druckstutzen der Pumpe sind Anschlüsse für die Druckmessung vorgesehen. Zudem können an den Druckmessstellen zusätzlich hochfrequent auflösende Absolutdruckaufnehmer angebracht werden, um die Messung von saug- und druckseitigen Druckpulsationen zu ermöglichen. Die Fördermenge der Pumpe wird mit einem hochgenauen Turbinenrad-Durchflussmessgerät (5) ermittelt, welches auf der Druckseite der Pumpe installiert ist. Die druckseitige Durchflussregelung erfolgt mit einem fein einstellbaren Nadelsitzventil (6).

Für den Prüfstands Aufbau wurden ausschließlich statische Dichtungen verwendet, um einen Austritt von leicht flüchtigen Kraftstoffkomponenten ausschließen zu können.

Um eine Höhenverstellung der Pumpe und somit eine variable statische Saughöhe zu erlauben, wurden zwischen den Vor- und Rücklaufleitungen in den Kraftstofftank und dem Pumpenaufbau kraftstoffresistente flexible Schläuche verwendet. Mittels einer Hubvorrichtung kann die Pumpe somit manuell auf eine Höhe von $H_S = 1.8$ m über den Kraftstofftank angehoben werden. Zusätzlich ist es möglich, die atmosphärenseitige Öffnung des Ausgleichsbehälters an eine Vakuumpumpe anzuschließen. Mit Hilfe der Vakuumpumpe und der Höhenverstellung der Pumpe lässt sich der für die Bewertung des Saugvermögens notwendige saugseitige Absolutdruck der Pumpe somit beliebig fein einstellen.

Die zur Versuchsdurchführung am Hochdruck-Benzinpumpenprüfstand verwendeten Messgeräte werden in der folgenden Übersicht zusammengefasst:

- Drehzahl- und Drehmomentmesswelle: HBM T20WN/5NM
DMS-Messsystem mit Drehzahl- u. Drehwinkelaufnehmer, Messbereich: 0 - 5 Nm / 0 - 10.000 U/min
- Turbinenrad-Durchflussmessgerät: KOBOLD PEL-L005-LMX-F
Hochgenaues Turbinenrad-Durchflussmessgerät, Messbereich: 0,02 - 1,3 l/min Wasser
- Absolutdruckaufnehmer (hochfrequent): HBM P42K
Druckaufnehmer mit Stirnmembran, Messbereich: 0 – 50 bar
- Absolutdruckaufnehmer (niederfrequent): ROSEMOUNT 3051 CA1
Druckmessumformer mit Messbereich: 0 – 138 bar
- Differenzdruckaufnehmer: ROSEMOUNT 3051 CD4
Druckmessumformer mit Messbereich: 0 – 20 bar
- Temperaturmessgerät: FLUKE 52
Thermometer mit Eisen-Konstantan-Thermoelement, Messbereich: -200 °C – 760 °C

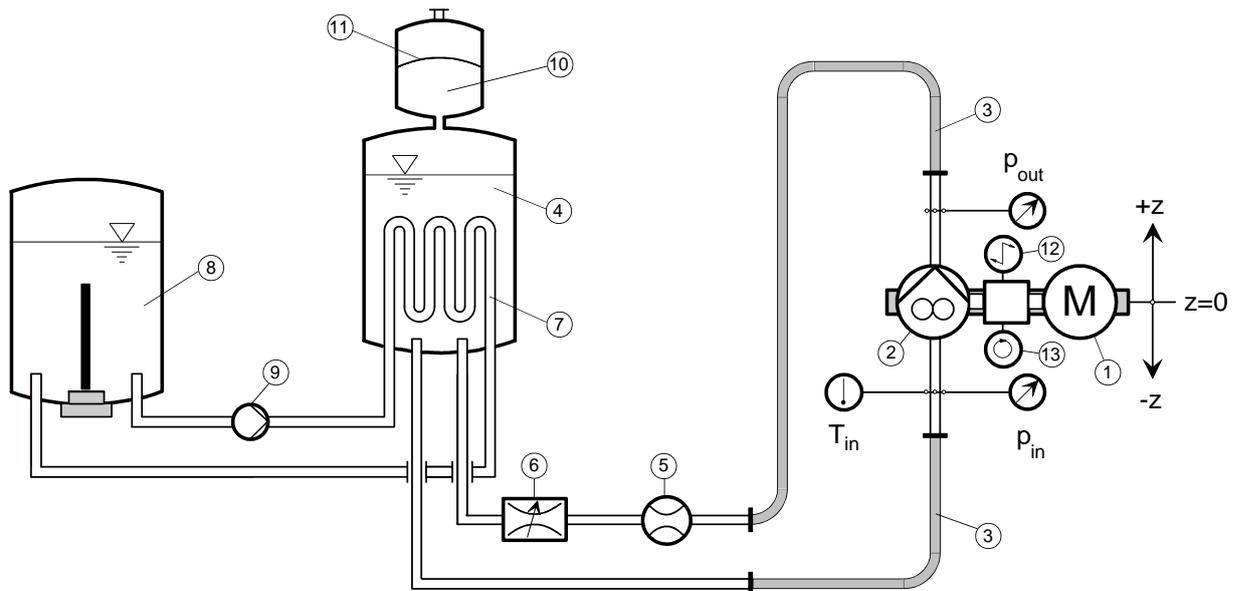


Abbildung 17: Schematische Zeichnung des Prüfstandsbaus

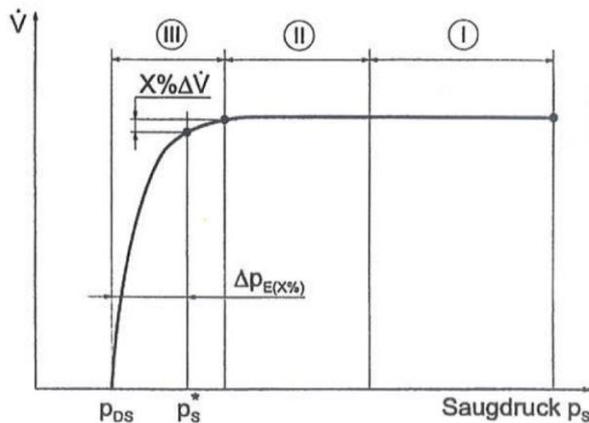
Eine fotografische Dokumentation des Prüfstandsbaus wird in Kapitel 8.1 präsentiert, in welchem die Versuche mit der im Zuge dieser Dissertation angefertigten Prototypenpumpe vorgestellt werden.

4.2 Untersuchungskriterien am Prüfstand

Die Ziele der Vorversuche waren die experimentelle Ermittlung der Förderkennlinien der Referenzpumpe sowie die Ermittlung der für den kavitationsfreien Betrieb der Pumpe erforderlichen $NPSH_{erforderlich}$ -Werte bzw. der kritischen saugseitigen Absolutdrücke $p_{S,abs}$. Zur Ermittlung der Förderkennlinien werden drehzahlabhängige Δp -/Q-Kurven gemessen und in einem Pumpenkennfeld dargestellt. Zur Ermittlung des Saugverhaltens der Pumpe sind hingegen umfangreichere Überlegungen notwendig.

In Kapitel 2.2.2 wurden bereits die von den lokalen Umgebungsbedingungen des Fahrzeuges abhängigen $NPSH_{Anlage}$ -Werte berechnet. Um einen von Kavitation unbeeinflussten Betrieb der Einspritzpumpe gewährleisten zu können, müssen die für die Pumpe erforderlichen $NPSH_{erforderlich}$ -Werte die eingangs berechneten $NPSH_{Anlage}$ -Werte unterschreiten. Die von der Einspritzpumpe benötigte Nettoenergiehöhe über dem Dampfdruck lässt sich grundsätzlich im Zuge einer experimentellen Untersuchung bestimmen.

Die experimentelle Bestimmung von $NPSH_{erforderlich}$ erfolgt für rotierende Verdrängerpumpen traditionell aus den Saugkennlinien, die den Verlauf des von der Pumpe geförderten Volumenstroms in Abhängigkeit vom Saugdruck $p_{S,abs}$ bei konstantem Differenzdruck und konstanter Drehzahl darstellen (siehe Abbildung 18). Der Saugdruck $p_{S,abs}$ wird dabei Schritt für Schritt abgesenkt, bis der Förderstrom der Pumpe einbricht. Das Kriterium für ausgeprägte Arbeitsraumkavitation ist in der Regel der bei Kavitation eintretende Förderstromabfall ($x \% \Delta Q$, meist $x = 3 \%$). [18]



Saugkennlinien zeigen grundsätzlich die folgenden drei unterschiedlichen Zonen:

I ... keinerlei Kavitation, $\Delta Q = 0$

II ... beginnende Kavitation, $\Delta Q \sim 0$

III ... ausgebildete Arbeitsraumkavitation, $\Delta Q > 0$

Abbildung 18: Saugkennlinie einer Verdrängerpumpe [18]

Für einen bestimmten Betriebspunkt im Pumpenkennfeld ($\Delta p = \text{const.}$, $n = \text{const.}$) lässt sich das von der Pumpe erforderliche $NPSH_{\text{required}}$ somit anhand folgender Gleichung berechnen:

$$NPSH_{\text{required}} = \frac{P_{\text{tot},S} - P_d}{\rho \cdot g} = \left(\frac{P_{S,abs}^*}{\rho \cdot g} + \frac{c_S}{2 \cdot g} \right) - \frac{P_d}{\rho \cdot g} \quad (8)$$

Wie bereits in Kapitel 2.2.2 erwähnt, ist der in obiger Gleichung angegebene Dampfdruck jedoch nur als Anhaltswert anzusehen und mit einer gewissen Unsicherheit belastet. Für die Bewertung des Saugvermögens der Pumpen wird in dieser Arbeit deshalb nicht der NPSH-Wert, sondern der kritische saugseitige Absolutdruck $p_{S,abs}$ verwendet, der mit dem bereits in Kapitel 3.2.8 diskutierten NPIPR-Wert gleichzusetzen ist. Der vom System vorgegebene saugseitige Absolutdruck $p_{S,abs}$ lässt sich wie folgt berechnen:

$$\frac{p_0}{\rho \cdot g} + \frac{c_0^2}{2 \cdot g} + z_0 = \frac{p_S}{\rho \cdot g} + \frac{c_S^2}{2 \cdot g} + z_S + H_V \quad \dots \text{ mit } z_S - z_0 = H_S \text{ und } \frac{c_0^2}{2 \cdot g} = 0 \text{ folgt}$$

$$\frac{p_0}{\rho \cdot g} = \frac{p_S}{\rho \cdot g} + \frac{c_S^2}{2 \cdot g} + H_S + H_V \quad \dots \text{ wobei } c_{S-\text{max}} < 1 \text{ und daher } \frac{c_S^2}{2 \cdot g} \approx 0, H_V \approx 0, \text{ daher:}$$

$$p_{S,abs} = p_0 - H_S \cdot \rho \cdot g \quad (9)$$

Da sich der Tankinnendruck p_0 in Abhängigkeit von den lokalen Umgebungsbedingungen des Fahrzeuges ändert, sind orts- und temperaturabhängige Grenzwerte zu berechnen, welche in folgender Tabelle zusammengefasst werden:

Tabelle 11: Minimale Saugdrücke für unterschiedliche Märkte und Umgebungstemperaturen

Umgebungstemperatur [°C]	Minimale anwendungsbedingte saugseitige Absolutdrücke $p_{S,abs}$ [bar]	
	Globale Grenzwerte	Europäische Grenzwerte
30	0.626	0.806
43	0.786	0.936
48	0.866	-

Im Zuge des Vorversuchs gilt es nun zu prüfen, ob die Pumpe in der Lage ist, einen konstanten Förderstrom unter den in der obigen Tabelle angegebenen Bedingungen aufrecht zu erhalten.

4.3 Versuchsergebnisse

4.3.1 Förderkennlinien

Im Zuge der Vorversuche wurden exemplarisch drei unterschiedliche Förderkennlinien bei den Drehzahlen $n = 700$ rpm, $n = 850$ rpm und $n = 1000$ rpm ermittelt. Aufgrund der Tatsache, dass im Zuge der Vorversuche bereits ein Zahnrad-/Saugschuhpaar aufgrund eines für die Pumpe zu hohen Differenzdruckes zerstört wurde, wurde der maximale Differenzdruck mit $\Delta p = 18$ bar begrenzt. Im untersuchten Drehzahlbereich wurden dabei maximale Fördermengen von bis zu $Q_{max} = 21$ ml/s erreicht.

Bereits nach den ersten Testläufen zeigte sich, dass die Pumpenkennlinien mit zunehmender Betriebszeit zum einen steiler wurden und sich zum anderen in Richtung größere Fördermengen verschoben haben. Diese Tatsachen deuten auf ein ausgeprägtes Einlaufverhalten der Pumpe hin, welches im Zuge wiederholter Kennlinienmessungen genauer untersucht wurde.

Im Zuge der Einlaufphase einer Zahnradpumpe kommt es teilweise zu direktem Kontakt zwischen den rotierenden Zahnrädern und stehenden Gehäuseteilen, wodurch es zu mehr oder weniger starkem Abrieb und folglich zu einer verbesserten Anpassung der Pumpenteile kommt. Die prinzipbedingt notwendigen Kopf- und Seitenspalte der Zahnradpumpe werden dadurch minimiert und der volumetrische Wirkungsgrad wird verbessert.

Verdeutlicht wird dies beispielsweise durch Abbildung 19, welche die Einlaufspuren der Zahnräder am Pumpengehäuse der GC-M25 zeigt. Durch den Saugschuh, welcher das Zahnradpaar zumindest teilweise umschließt, werden die Zahnräder gegen die Grundfläche des Pumpengehäuses gedrückt und hinterlassen dort die in Abbildung 19 ersichtlichen Einlaufspuren, deren Tiefe in der Größenordnung von wenigen μm liegt, was in Kapitel 8.5 anhand der im Zuge dieser Arbeit entwickelten Prototypen-Einspritzpumpe gezeigt wird. Zusätzlich zu den Einlaufspuren der Zahnräder werden in der nachfolgenden Abbildung links am Bild auch die Anpressmarken des Saugschuhs selbst ersichtlich.

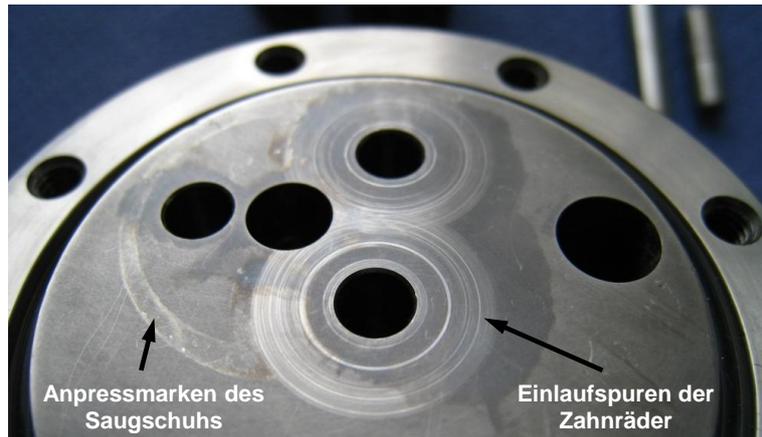


Abbildung 19: Einlaufspuren am Pumpengehäuse der GC-M25

Vor allem bei hochbelasteten, druckkompensierten Zahnradpumpen werden die angesprochenen Einlauffeffekte genutzt, um den Pumpenwirkungsgrad bereits im Fertigungsprozess zu verbessern. Mucchi et al. [25] veröffentlichten erstmals sogar eine numerische Simulation des Einlaufprozesses in Zahnradpumpen und verglichen die erarbeiteten Ergebnisse mit experimentell ermittelten Daten. Die hinter der veröffentlichten Studie liegende Motivation ist die Optimierung der Einlaufzeit der Pumpe, um die Fertigungskosten möglichst gering zu halten.

Grundsatzuntersuchungen zum Thema Abrieb in Zahnradpumpen wurden von Frith et al [26] veröffentlicht. Im Vergleich zu Mucchi et al. beziehen sich die veröffentlichten Studien jedoch nicht auf das Einlaufverhalten im Speziellen, sondern viel mehr auf den im laufenden Betrieb entstehenden Verschleiß von Pumpenbauteilen, die in engem Kontakt zueinander stehen.

Die experimentelle Untersuchung des Einlaufverhaltens erfolgte im Zuge der Vorversuche durch die Aufnahme mehrerer Messreihen bei jeweils unterschiedlicher Laufzeit der Pumpe. Nach der ersten Kennlinienmessung mit der völlig neuen Pumpe (Messreihe 1) erfolgte eine zweite Messreihe nach einer Betriebszeit von 7 Stunden. Die dritte Messreihe wurde nach einer Einlaufzeit von 10 Stunden durchgeführt. Es konnte festgestellt werden, dass die Förderkennlinien für jeweils konstante Drehzahlen mit zunehmender Laufzeit der Pumpe in Richtung höherem Durchfluss verschoben werden. Diese Erkenntnis lässt darauf schließen, dass die interne Leckage der Zahnradpumpe im Zuge der Einlaufuntersuchung kontinuierlich minimiert wurde. Nach einer Einlaufzeit von etwa 10 Stunden blieben die Kennlinien allerdings nahezu unverändert. Die Ergebnisse der Kennlinienmessungen der Referenzpumpe sowie die Ergebnisse der Einlaufuntersuchung sind in Abbildung 20 dargestellt.

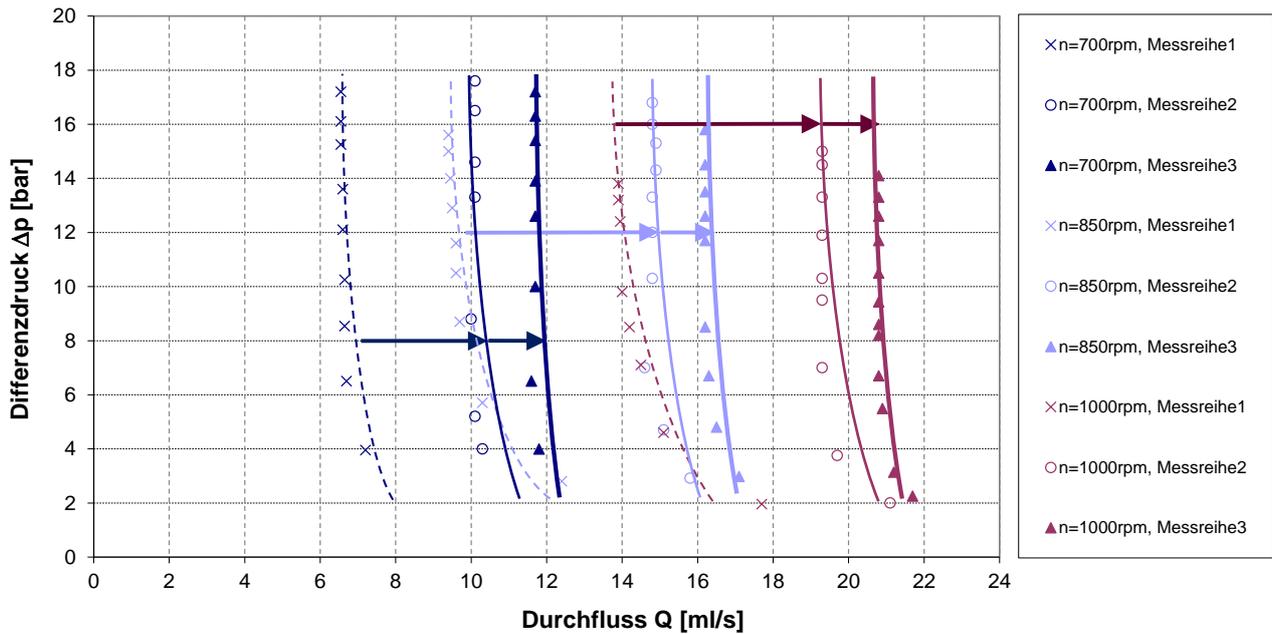


Abbildung 20: Förderkennlinien der Pumpe GC-M-25 mit Einlaufverhalten, T = 18 °C

Die mit der Referenzpumpe GC-M25 durchgeführten Vorversuche zeigen, dass sich durch Verwendung einer geeigneten Druckkompensation auch mit einer Miniaturzahnradpumpe sehr steile Pumpenkennlinien erreichen lassen. Nach einer entsprechenden Einlaufzeit wurden Förderkennlinien erreicht, die ab einem Differenzdruck von $\Delta p = \text{ca. } 10 \text{ bar}$ nahezu vertikal verlaufen. Der zuletzt erreichte volumetrische Wirkungsgrad beim maximal erreichten Differenzdruck von $\Delta p = 18 \text{ bar}$ lässt sich mit folgender Gleichung berechnen.

$$\eta_{Vol} = \frac{Q_{effektiv}}{Q_{geometrisch}} = \frac{Q_{(n,\Delta p)}}{V_U \cdot n} \quad \dots [18] \quad (10)$$

Bei einem Differenzdruck von $\Delta p = 15 \text{ bar}$ beträgt der volumetrische Wirkungsgrad bei den drei untersuchten Drehzahlabstufungen für die Messreihe 3 (Einlaufzeit 10 Stunden):

$n = 700 \text{ rpm}$ ($Q = 11.7 \text{ ml/s}$):	$\eta_{Vol} = 55.1 \%$
$n = 850 \text{ rpm}$ ($Q = 16.2 \text{ ml/s}$):	$\eta_{Vol} = 62.8 \%$
$n = 1000 \text{ rpm}$ ($Q = 20.8 \text{ ml/s}$):	$\eta_{Vol} = 68.6 \%$

Des Weiteren zeigen die Messergebnisse, dass die ermittelte Fördermenge der untersuchten Referenzpumpe für die vorliegende Anwendung viel zu groß ist ($Q_{Soll-max} = 13 \text{ ml/s}$) und der erreichte Differenzdruck viel zu klein ausfällt ($\Delta p_{Soll-max} = 50 \text{ bar}$). Die in Abbildung 20 erreichte, obere Differenzdruckgrenze ergibt sich aufgrund des Erreichens der Leistungsgrenze des mit dem Pumpenkopf verbundenen und vom Hersteller mitgelieferten Motors. Die in den Datenblättern der Pumpe GC-M25 aus Festigkeitsgründen angegebene, höchste zulässige Druckdifferenz von $\Delta p = 15 \text{ bar}$ wurde dabei bereits überschritten.

Um ähnlich steile Pumpenkennlinien und ähnlich gute volumetrische Wirkungsgrade zu erreichen, muss demnach ein Pumpenkonzept entwickelt werden, welches bei kleinerer Baugröße wesentlich höhere Differenzdrücke erzielt und – anders als die hier gelisteten Pumpen – die erforderliche Festigkeit aufweist.

4.3.2 Saugkennlinien

Zur Beurteilung des Saugvermögens der Referenzpumpe wurden bei ausgewählten Betriebspunkten der Pumpe und unterschiedlichen Benzintemperaturen die bereits in Kapitel 4.2 beschriebenen Saugkennlinien aufgenommen. Die Messung der Saugkennlinien erfolgte zeitlich gesehen zwischen den in Kapitel 4.3.1 präsentierten Messreihen 2 und 3.

Für die drei unterschiedlichen Benzintemperaturen $T = 30\text{ °C}$, $T = 43\text{ °C}$ und $T = 48\text{ °C}$ wurde die Pumpendrehzahl so eingestellt, dass das Saugverhalten der Pumpe bei drei repräsentativen Durchflusswerten ($Q = 10\text{ ml/s}$, $Q = 13\text{ ml/s}$ und $Q = 16\text{ ml/s}$) untersucht werden konnte. Die Wahl der oben angegebenen Temperaturen bezieht sich auf die bereits in Abbildung 8 dargestellten, global stark unterschiedlichen Grenzen für Umgebungstemperaturen. Während eine Temperatur von $T = 30\text{ °C}$ einen guten Richtwert für Maximaltemperaturen in Europa und Südamerika darstellt, bezieht sich die Temperatur $T = 43\text{ °C}$ auf die zu erwartenden Maximaltemperaturen in Nordamerika und Asien. Die Temperatur von $T = 48\text{ °C}$ entspricht der global zu erwartenden Maximaltemperatur plus einem Sicherheitszuschlag von 5 °C . Um auch noch den Einfluss des Differenzdruckes auf das Saugverhalten der Pumpe bewerten zu können, wurde für die Ermittlung der Saugkennlinien ein Differenzdruck von $\Delta p = 4\text{ bar}$ und $\Delta p = 9\text{ bar}$ verwendet. Die somit ermittelten Saugkennlinien werden in Abbildung 22, Abbildung 23 und Abbildung 24 präsentiert.

Ein Vergleich der Saugkennlinien für einen Differenzdruck von $\Delta p = 4\text{ bar}$ bzw. $\Delta p = 9\text{ bar}$ bei jeweils konstantem Durchfluss zeigt, dass ein höherer Differenzdruck im Bereich der ausgebildeten Arbeitsraumkavitation zu einem steileren kavitationsbedingten Abfall der Saugkennlinien führt.

Die in jeweils drei Schritten durchgeführte Variation des Durchflusses bzw. der Drehzahl bei jeweils konstantem Differenzdruck zeigt, dass eine Reduktion der Drehzahl zu einer Reduktion des kritischen Absolutdrucks führt, ab dem ein Durchflusseinbruch der Saugkennlinien erkennbar wird. Dieses Erkenntnis deckt sich auch sehr gut mit den von Heinrichs et al. [27] veröffentlichten Messungen zum Thema Saugverhalten von Zahnradpumpen.

Die in drei Schritten untersuchte Variation der Benzintemperatur gibt den Einfluss der speziellen Eigenschaften des Fördermediums auf die untersuchten Saugkennlinien wieder. Die Erhöhung der Benzintemperatur führt zu einem verhältnismäßig starken Anstieg des Dampfdrucks des Kraftstoffs (siehe Abbildung 5), was folglich einen höheren saugseitigen Absolutdruck erfordert, um den Kavitationseinfluss auf das Förderverhalten zu vermeiden.

Die gestrichelt dargestellten Kavitationsgrenzen zeigen die für kavitationssicheren Betrieb minimal zulässigen saugseitigen Absolutdrücke der Pumpe bei einer Fördermenge von $Q = 16\text{ ml/s}$.

Die für den kavitationssicheren Betrieb der Pumpe minimal zulässigen saugseitigen Absolutdrücke liegen für $T = 30\text{ °C}$ bei $p_{S,abs} = 0.64\text{ bar}$, für $T = 43\text{ °C}$ bei $p_{S,abs} = 0.81\text{ bar}$ und für $T = 48\text{ °C}$ bei $p_{S,abs} = 0.84\text{ bar}$.

Abbildung 21 zeigt einen Vergleich dieser experimentell ermittelten Grenzwerte mit den in Tabelle 11 angegebenen, minimal zu erwartenden anwendungsbedingten saugseitigen Absolutdruck-Werten. Daraus wird ersichtlich, dass sich die Anforderungen an das Saugvermögen der Pumpe für den europäischen Markt einhalten lassen, während die Saugziele für den globalen Markt, die sich auf extremste Umgebungsbedingungen (wie zum Beispiel am Pike's Peak (USA), in Lhasa (Tibet, China) oder in der Atacama-Wüste (Chile)) stützen, in der untersuchten Konstellation nur zwischen $T = 30\text{ °C}$ und $T = 45\text{ °C}$ knapp erreicht werden können.

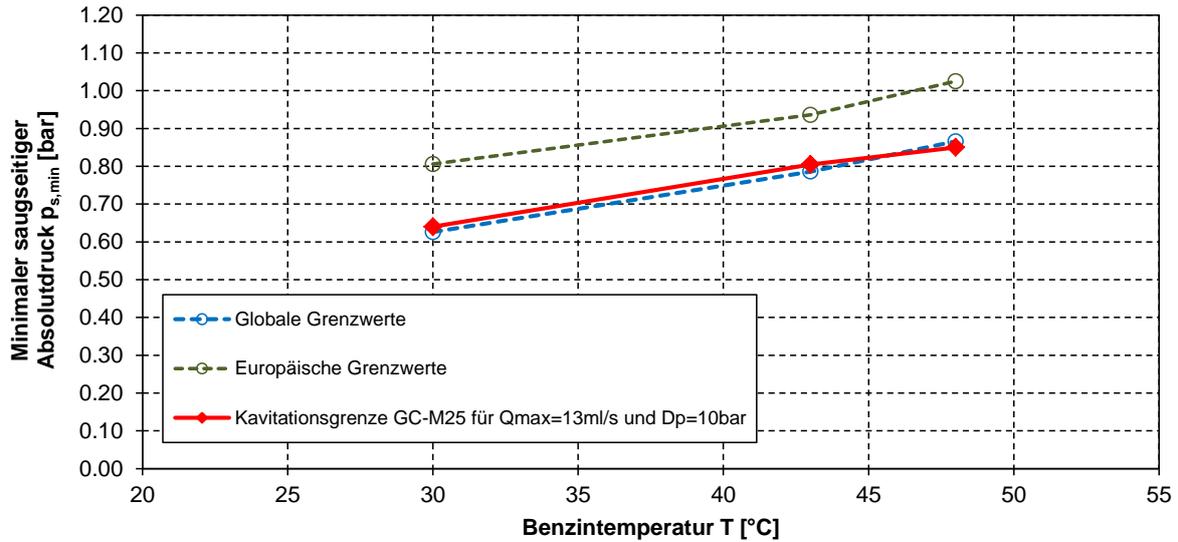


Abbildung 21: Vergleich der experimentell ermittelten und anwendungsbedingt gegebenen Grenzen des Saugvermögens der Referenzpumpe

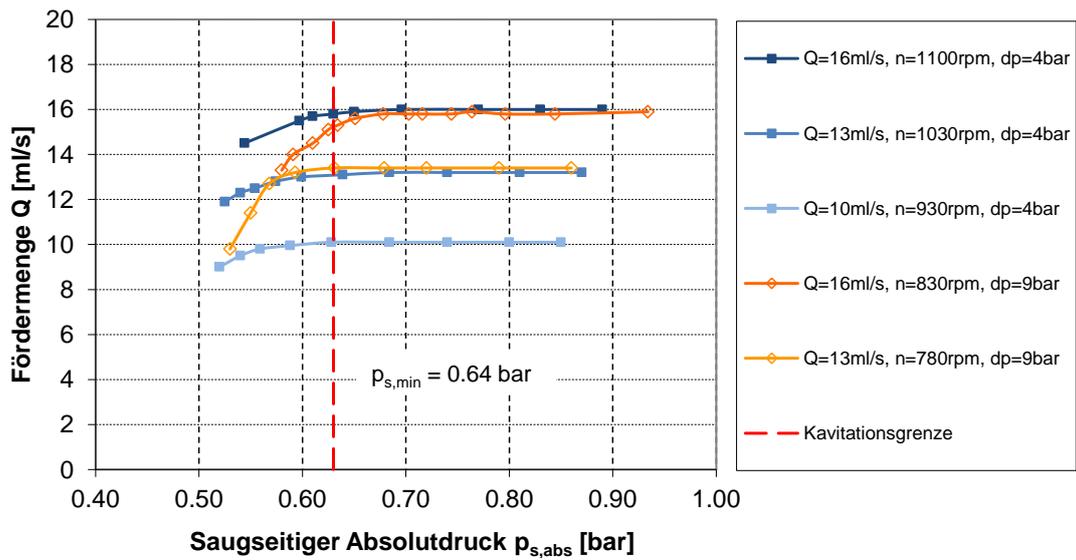


Abbildung 22: Saugkennlinien der GC-M25 bei $T = 30\text{ °C}$ und unterschiedlichen Betriebspunkten

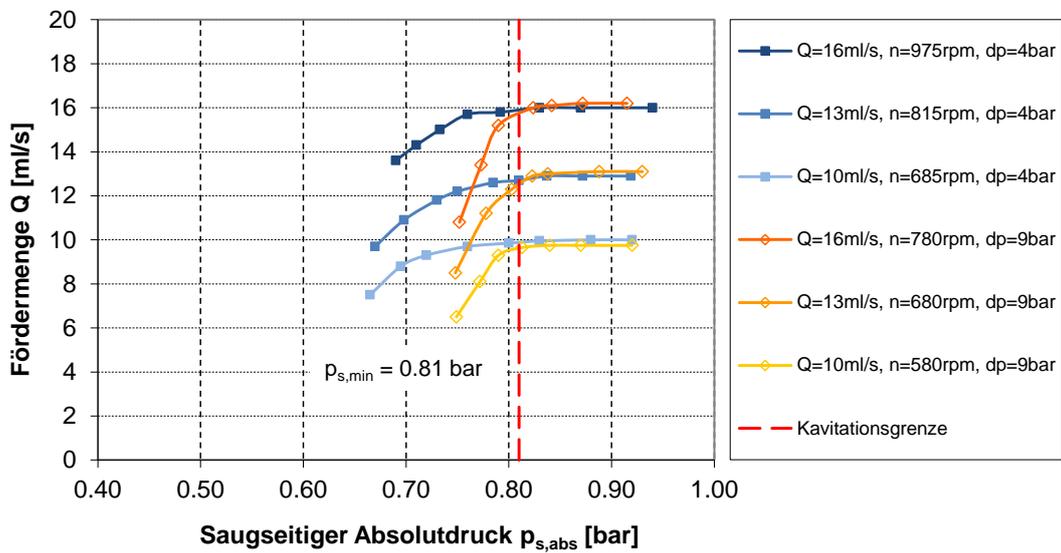


Abbildung 23: Saugkennlinien der GC-M25 bei $T = 43\text{ °C}$ und unterschiedlichen Betriebspunkten

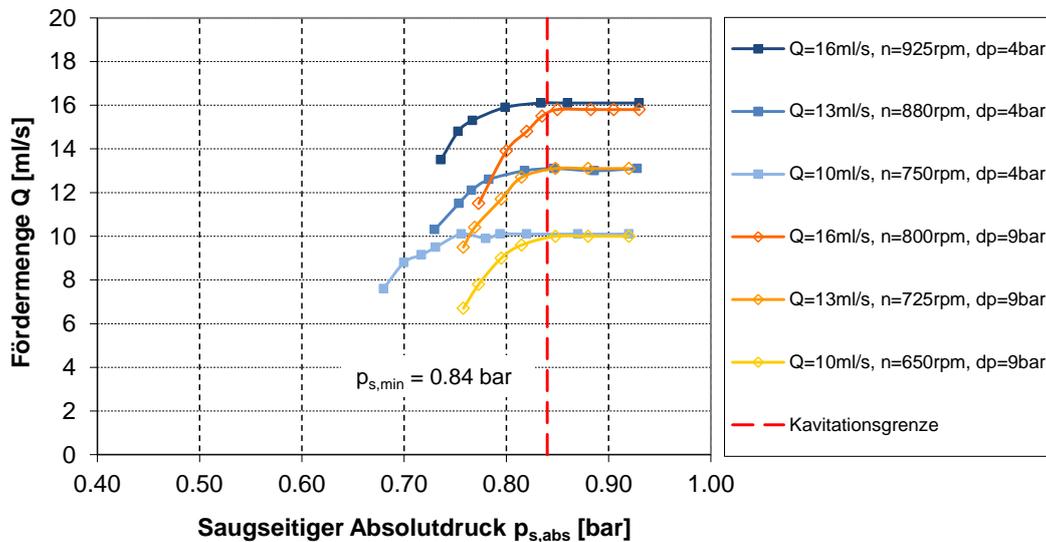


Abbildung 24: Saugkennlinien der GC-M25 bei $T = 48\text{ °C}$ und unterschiedlichen Betriebspunkten

4.4 Interpretation der Ergebnisse

Die im Zuge der Vorversuche erarbeiteten Ergebnisse zeigen, dass sich mit einer druckkompensierten Miniaturzahnradpumpe annähernd vertikale Förderkennlinien und somit bei konstanter Pumpendrehzahl nahezu differenzdruckunabhängige volumetrische Wirkungsgrade erreichen lassen. Der maximal erreichte volumetrische Wirkungsgrad lag für die untersuchte Referenzpumpe GC-M25 bei $\eta_{Vol} = 68.6 \%$ und kann als Anhaltswert für die Auslegung einer Prototypenpumpe für das untersuchte Niederdruck-Direktbenzineinspritzsystem verwendet werden. Es zeigte sich allerdings auch, dass die im Zuge der Vorversuche untersuchte Referenzpumpe trotz ihrer Miniaturbauweise und einer moderaten maximalen Drehzahl von $n = 1000 \text{ rpm}$ einen für die vorliegende Anwendung zu großen Förderstrom liefert. Darüber hinaus liegt der maximal erreichbare Differenzdruck bei lediglich knapp 20 bar und somit weit unterhalb des angestrebten Differenzdruckniveaus von $\Delta p = 30 - 50 \text{ bar}$. Für die zu entwickelnde Prototypen-Benzineinspritzpumpe muss das Maximaldruckniveau daher bei wesentlich kleinerer Baugröße stark angehoben werden.

Die des Weiteren durchgeführten Saugversuche zeigen, dass die Projektziele für das „Single-Pump-Concept“ mit einigen Einschränkungen grundsätzlich erreicht werden können. Während die Saugfähigkeit des untersuchten Pumpenkonzepts als für den europäischen Markt ausreichend erscheint, müssen für den globalen Markt einige Einschränkungen in Kauf genommen werden. An extremen Plätzen, wie zum Beispiel der Atacama-Wüste, wird das Konzept der Niederdruck-Direkteinspritzung für Ottomotoren ohne Vorförderpumpe beispielsweise nur bedingt funktionieren.

Die Ergebnisse und Erkenntnisse der Vorversuche führen zur Schlussfolgerung, dass eine axial und radial druckkompensierte Miniaturzahnradpumpe als einzig sinnvolle Pumpentechnologie für die gegenständliche Aufgabenstellung anzusehen ist.

5. Auslegung einer Prototypenpumpe

Um nachzuweisen, dass die technischen Anforderungen an ein Niederdruck-Direktbenzineinspritzsystem, welches ohne Vorförderpumpe auskommt, mit der ausgewählten Pumpentechnologie erfüllt werden können, wurde ein Prototyp einer axial sowie radial druckkompensierten Miniaturzahnradpumpe entwickelt und deren Tauglichkeit für die vorliegende Anwendung experimentell nachgewiesen. Die im Kapitel 4 präsentierten Ergebnisse und Erkenntnisse aus den Vorversuchen dienten als Datenbasis und lieferten grundlegende Anhalte für die Auslegung der Pumpe, welche in den folgenden Unterkapiteln vorgestellt wird.

5.1 Grundlagen zur Zahnradpumpe

Zahnradpumpen bestehen in ihrer einfachsten Bauweise aus einem fixen Gehäuse, in dem sich zwei gerade verzahnte – seltener auch schräg verzahnte – Zahnräder in treibendem Eingriff befinden. Während sich das treibende Zahnrad auf einer Antriebswelle befindet, wird das getriebene Zahnrad auf einer Achse im Gehäuse gelagert. Aus Gründen der präzisen und wirtschaftlichen Herstellbarkeit werden für außenverzahnte Zahnradpumpen zumeist Evolventenverzahnungen verwendet. Für innenverzahnte Zahnradpumpen werden auch Trochoiden-Verzahnungen eingesetzt.

Der Fördervorgang entsteht durch das Ausquetschen der sich periodisch schließenden Zahnücken auf der Druckseite und dem Füllen der öffnenden Zahnücken auf der Saugseite der Pumpe. Beim Ansaugvorgang werden die sich öffnenden Zahnücken mit Fördermedium gefüllt und das Lückenvolumen durch die Drehbewegung in Richtung Druckseite verdrängt. Während jeder Umdrehung wird dabei ein von der Verzahnungsgeometrie definiertes Umdrehungs- bzw. Verdrängungsvolumen gefördert. Die Effizienz dieses Vorganges wird grundsätzlich durch die Reibungsverluste und die volumetrischen Verluste im Inneren der Pumpe bestimmt. Insbesondere die volumetrischen Verluste oder auch Leckstromverluste spielen bei der Förderung von niedrigviskosen Medien und hohen Differenzdrücken eine große Rolle und müssen konstruktiv minimiert werden. Beeinflusst werden die Leckstromverluste Q_L , wie von Vetter [18] nach Gleichung (11) angegeben, im Wesentlichen von den geometrischen Abmessungen (enthalten im Vorfaktor K_{Li}), dem Differenzdruck Δp , der Viskosität μ des Fördermediums und den konstruktiv bedingten Stirn- und Umfangsspalten mit der Spaltweite s . Den Stirn- und Umfangsspalten muss dabei besondere Beachtung geschenkt werden, da sie mit der dritten Potenz in die Berechnung der internen Leckstromverluste eingehen.

$$Q_L = K_{Li} \cdot \frac{\Delta p \cdot s^3}{\mu} \quad (11)$$

Einen Überblick über die konstruktiv bedingten Spalte gibt Abbildung 25, in der die unterschiedlichen Leckagepfade in einer Zahnradpumpe visualisiert werden.

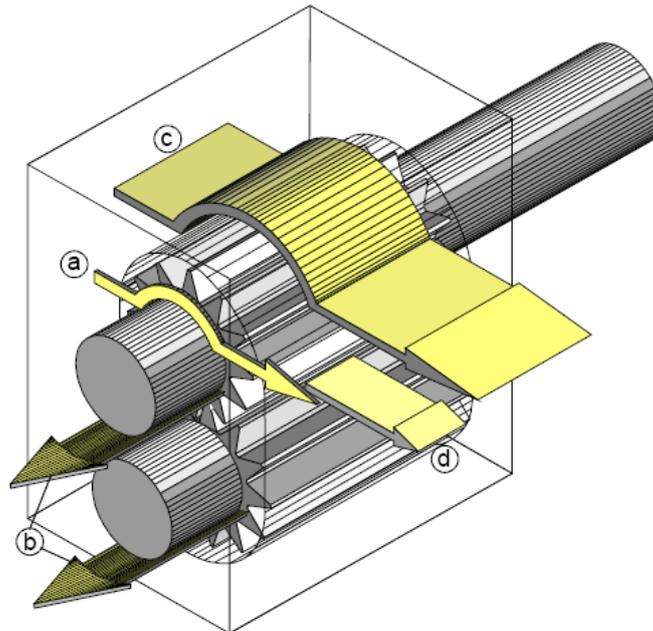


Abbildung 25: Leckagepfade in einer außenverzahnten Zahnradpumpe [31]

Die Bezeichnung a) in Abbildung 25 referenziert die Leckageverluste über die Stirnspalte der Zahnradpumpe. Der für die Lagerschmierung maßgebliche Leckagestrom wird mit der Bezeichnung b) gekennzeichnet. Die Bezeichnung c) wiederum zeigt die Kopfspaltverluste der Pumpe und die Bezeichnung d) die Leckage über die in Eingriff befindlichen Zähne.

Die für den volumetrischen Wirkungsgrad maßgeblichen Leckageströme sind im Wesentlichen die Stirn- und Umfangsspalte. Deren Einzeleinfluss auf die Größenordnung des volumetrischen Wirkungsgrades wird in Kapitel 6.2 auf Basis analytischer Berechnungen diskutiert.

Nur exakte und reproduzierbare Bauteiltoleranzen garantieren geringe und definierte Spalte und sind somit die Voraussetzung für einen hohen volumetrischen Wirkungsgrad von Zahnradpumpen. Um auch bei verhältnismäßig hohem Differenzdruck eine ausreichende Abdichtung zwischen Saug- und Druckseite der Pumpe zu ermöglichen, wurden Druckkompensationsmethoden für Zahnradpumpen entwickelt. In ihrer einfachsten und am weitesten verbreiteten Ausführung werden die Zahnräder in axial lose in der Gehäusebohrung liegenden Gleitlagern bzw. Lagerbuchsen gelagert. Über Bohrungen werden die Kammern zwischen dem Pumpengehäuse und den Gleitlagern mit der Druckseite der Pumpe verbunden und somit mit Förderdruck beaufschlagt, wodurch die Lagerbuchsen gegen die Stirnseiten der Zahnräder gepresst werden. Mit dieser Maßnahme lässt sich das Axialspiel einer Zahnradpumpe auch bei hohem Differenzdruck minimieren. Details dazu werden in Kapitel 5.4 diskutiert. [29]

Wirtschaftlich eingesetzt werden diese Gehäuseeinbauten, welche sich zur Reduzierung der Spaltweiten förderdruckabhängig gegen die Zahnräder pressen, jedoch nur bei Hochdruck-Hydraulikpumpen. [18]

An der Hochdruckseite der Pumpe entstehen durch den Ausquetschvorgang der Zahnflanken in den zwischen Zahnflanke und Zahnflanke eingeschlossenen Volumina kurzfristig extrem hohe Quetschdrücke. Die Höhe dieser Druckspitzen kann viskositätsabhängig einige Hundert [bar] betragen, wodurch sowohl die

Druckpulsationen als auch die Geräuschemissionen der Zahnradpumpe stark beeinflusst werden. Als Abhilfemaßnahme werden in den axial lose im Gehäuse eingesetzten Gleitlagerbuchsen ein- und auslaufseitig sogenannte Einlauf- und Quetschnuten angebracht (siehe Bezeichnung „2“ in Abbildung 26 bzw. auch Abbildung 27). Während Einlaufnuten die Befüllung der periodisch öffnenden Zahnluken auf der Saugseite verbessern, bewirken Quetschnuten den Abbau von Quetschdruckspitzen, in dem der Druckraum der Pumpe mit den abgeschlossenen Volumina zwischen den in Eingriff befindlichen Zähnen kurzgeschlossen wird. [29]

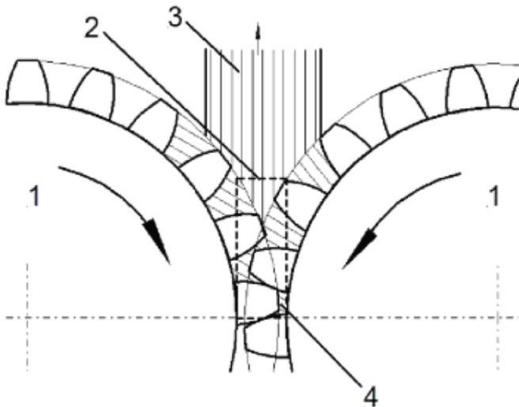


Abbildung 26: Positionierung der Quetschnut einer außenverzahnten Zahnradpumpe [32]

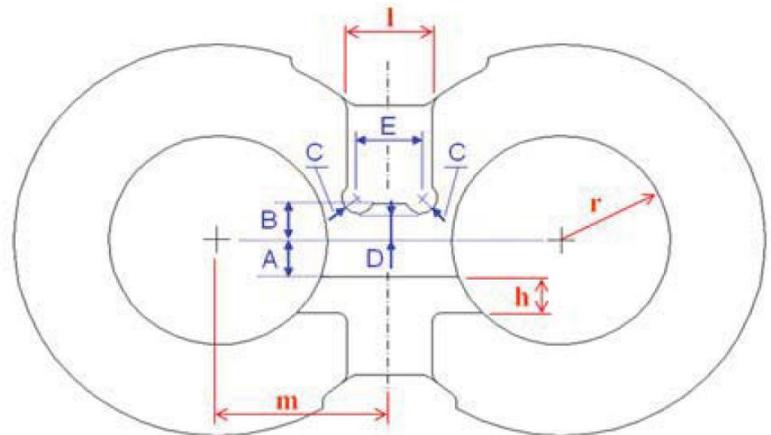


Abbildung 27: Saug- und Quetschnuten in den Gleitlagern einer druckkompensierten außenverzahnten Zahnradpumpe [34]

Einerseits sind diese Quetschnuten so anzuordnen, dass die durch den Ausquetschvorgang der druckseitig schließenden Zahnluken entstehenden Druckspitzen entsprechend abgebaut werden. Andererseits muss gewährleistet werden, dass die durch die konstruktiv bedingte Verkürzung des Dichtspaltes zwischen Saug- und Druckseite erhöhte Leckage in Grenzen gehalten wird.

Zur Erfüllung dieser Forderungen müssen die Quetschnuten in bestimmter Weise angebracht werden, was in [18] detailliert dokumentiert wurde. Dem Thema der optimalen Positionierung von Saug- und Quetschnuten widmeten sich auch Casoli et al. [34]. Sie veröffentlichten u.a. eine Studie, in der die numerische Optimierung der Größe und Lage von Quetsch- und Saugnuten außenverzahnter Zahnradpumpen präsentiert wird.

Die soeben diskutierten Grundlagen sowie konstruktiven Details sind die Voraussetzung für eine anforderungsgerechte Auslegung einer Zahnradpumpe und werden in den folgenden Unterkapiteln entsprechend berücksichtigt.

5.2 Berechnung der Zahnradparameter und Hauptabmaße

Der Ausgangspunkt für die Auslegung einer Zahnradpumpe stellt die Berechnung des theoretischen Verdrängungsvolumens pro Umdrehung V_U dar, welches sich im Falle einer Evolventenverzahnung mit folgender Gleichung berechnen lässt [18]:

$$V_U = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot b \cdot \left[z + 1 - \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 \alpha_E}{12} \right] \quad (12)$$

Die darin enthaltenen Parameter lassen sich wie folgt zusammenfassen:

m	... Modul der Zahnräder [mm]	z	... Zähnezahl [-]
b	... Zahnradbreite bzw. Zahnradhöhe [mm]	α_E	... Eingriffswinkel [°]

Um das für die Anwendung notwendige theoretische Verdrängungsvolumen V_U fixieren zu können, müssen entsprechend Gleichung (13) noch die Maximaldrehzahl der Pumpe n_{\max} sowie der beim anzustrebenden maximalen Differenzdruck erreichbare volumetrische Wirkungsgrad $\eta_{\text{Vol-max}}$ definiert werden.

$$\eta_{\text{Vol}} = \frac{Q_{\text{effektiv}}}{Q_{\text{geometrisch}}} = \frac{Q_{(n,\Delta p)}}{V_U \cdot n} \Rightarrow V_U = \frac{Q_{(n,\Delta p)}}{\eta_{\text{Vol}} \cdot n} = \frac{Q_{\max}}{\eta_{\text{Vol}(Q_{\max}, \Delta p_{\max})} \cdot n_{\max}} \quad (13)$$

Grundsätzlich sei anzumerken, dass die Definition der maximalen Pumpendrehzahl vor allem die Baugröße der Pumpe sowie das Saugverhalten der Pumpe (siehe Kapitel 4.3.2) beeinflusst.

Eine hohe maximale Pumpendrehzahl n_{\max} führt zu kleinen Pumpenabmessungen und zu einer Verschlechterung des Saugvermögens, was im Zuge der Vorversuche experimentell nachgewiesen wurde. Die Definition der maximalen Pumpendrehzahl n_{\max} für die vorliegende Anwendung erfolgt daher auf Basis der aus den Vorversuchen gewonnenen Erkenntnisse.

Obwohl die Zähnezahl der Referenzpumpe mit $z = 9$ verhältnismäßig niedrig gewählt wurde und die hervorgerufenen Druckpulsationen demnach entsprechend groß sind, erreicht die im Zuge der Vorversuche untersuchte Zahnradpumpe GC-M25 ein, zumindest für den europäischen Zielmarkt, ausreichendes Saugvermögen. Bei einem konstanten Differenzdruck von $\Delta p = 9$ bar ist für das Erreichen einer Fördermenge von $Q_{\max} = 13$ ml/s eine Drehzahl von etwa $n = 800$ rpm notwendig. Durch eine Erhöhung der Zähnezahl z (führt zu geringeren Druckpulsationen) und eine Reduktion des Zahnradurchmessers (führt bei Annahme gleicher Drehzahl zu einer geringeren Umfangsgeschwindigkeit) könnte die Maximaldrehzahl der Pumpe ohne Verschlechterung des Saugvermögens entsprechend angehoben werden. Auf Basis dieser Überlegungen wurde die Maximaldrehzahl der Prototypenpumpe mit $n_{\max} = 1200$ rpm festgelegt und daher um 50 % höher gewählt als die für das Erreichen von $Q_{\max} = 13$ ml/s notwendige Drehzahl der Referenzpumpe.

Auch Anhaltswerte für den beim anzustrebenden maximalen Differenzdruck von $\Delta p_{\max} = 50$ bar erzielbaren volumetrischen Wirkungsgrad $\eta_{\text{Vol-max}}$ können den Ergebnissen der Vorversuche entnommen werden. Die im Kapitel 4 präsentierten Ergebnisse zeigen, dass sich unter Verwendung geeigneter Druckkompensationsmaßnahmen auch mit einer Miniaturzahnradpumpe akzeptable volumetrische Wirkungsgrade von bis zu 70 % erreichen lassen, obwohl ein niederviskoses Medium bei verhältnismäßig hohen Differenzdrücken von $\Delta p_{\max} = 18$ bar gefördert wird. Ausgehend von der Annahme, dass auch für einen wesentlich höheren Differenzdruck von $\Delta p = 50$ bar ein geeignetes Pumpendesign mit integrierten Druckkompensationselementen entwickelt werden kann, wurde der maximale volumetrische Wirkungsgrad der zu entwickelnden Prototypen-Einspritzpumpe mit $\eta_{\text{Vol-max}} = 65$ % angenommen.

Auf Basis dieser Annahmen, die sich im Wesentlichen auf die Erkenntnisse aus den Vorversuchen stützen, lässt sich das theoretische Verdrängungsvolumens V_U entsprechend Gleichung (13) für die Prototypen-Einspritzpumpe wie folgt definieren:

$$V_U = \frac{Q_{\max}}{\eta_{\text{Vol}(Q_{\max}, \Delta p_{\max})} \cdot n_{\max}} = \frac{13 \text{ cm}^3 / \text{s}}{0.65 \cdot \frac{1200}{60} \text{ U} / \text{s}} = 1.00 \text{ cm}^3 / \text{U}$$

Nachdem das erforderliche theoretische Verdrängungsvolumen fixiert wurde, können die für die Pumpenauslegung wesentlichen Zahnradparameter Modul m , Zahnradbreite b und Zähnezahl z festgelegt werden. Da aufgrund der einfacheren Fertigung und ihrer Standardisierung eine Evolventenverzahnung ohne Profilverschiebung verwendet wurde, kann der Eingriffswinkel mit $\alpha_E = 20^\circ$ als konstant angenommen werden.

Gleichung (12) zeigt, dass grundsätzlich unterschiedliche Kombinationen von Modul m , Zahnradbreite b und Zähnezahl z möglich sind. Der Auswahl der einzelnen Parameter sind jedoch bestimmte Grenzen gesetzt. Während die Zahnradbreite beliebige Werte annehmen kann, muss die Zähnezahl z ganzzahlig sein und der Modul m entsprechend einer nach DIN 780 [35] genormten Modulreihe für Evolventenverzahnungen gewählt werden. Darüber hinaus ist anzumerken, dass die Auswahl der Zahnradparameter einen relativ starken Einfluss auf das Förderverhalten der Zahnradpumpe haben kann. Hochdruckanwendungen erfordern zum Beispiel eine möglichst dichte Gestaltung, was durch eine große Profilüberdeckung und eine folglich hohe Zähnezahl erreicht wird. Wiczorek [36] beispielsweise, verwendet zur Förderung von Medien mit niedrigster Viskosität ($\mu = 0.2$ mPas) bei einem verhältnismäßig hohen Differenzdruck von $\Delta p = 38$ bar eine Zähnezahl von $z = 24$, um die Profilüberdeckung zu erhöhen und die Abdichtung im Zahneingriff folglich zu verbessern. Entsprechend der grundlegenden Gleichungen zur Berechnung der charakteristischen Abmaße von Zahnradpumpen [28] führt dies jedoch zu verhältnismäßig großen Zahnradurchmessern, wodurch zur Einhaltung von $V_U = 1.00 \text{ cm}^3/\text{U}$ eine entsprechend kleine Zahnradbreite b erforderlich ist. Eine kleine Zahnradbreite erhöht wiederum die Zahnfußspannungen und kann daher zu Festigkeitsproblemen führen. Für die Definition von Zahnradhauptabmessungen schlagen Ivantysyn et al. [33] ein auf empirischen Grundlagen basierendes Verhältnis von $b/m = 6$ bis 10 vor. Das Verhältnis von Zahnradbreite b zu

Teilkreisdurchmesser d sollte in der Größenordnung von 0.4 bis 0.6 liegen, wodurch die freie Wahl der Zahnradparameter bereits wesentlich eingegrenzt wird.

Eine Variation der oben genannten Zahnradparameter unter Berücksichtigung von deren Auswirkung ergab für den ersten Entwurf einer Prototypen-Einspritzpumpe einen Modul $m = 1.00 \text{ mm}$, eine Zähnezahl $z = 16$ sowie eine Zahnradbreite $b = 10.00 \text{ mm}$. Das theoretische Verdrängungsvolumen V_U berechnet sich nach Gleichung (12) demnach zu:

$$V_U = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot b \cdot \left[z + 1 - \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 \alpha_E}{12} \right] = 2 \cdot \pi \cdot 1.00^2 \cdot 10.00 \cdot \left[16 + 1 - \frac{\pi^2 \cdot \cos^2(20^\circ)}{12} \right] = 1.023 \text{ cm}^3/U$$

Nach Köhler/Rögnitz [28] können die charakteristischen Abmaße der Zahnradpumpe damit wie folgt berechnet werden:

$$\text{Wälzkreisdurchmesser } d: \quad d = m \cdot z = 1 \text{ mm} \cdot 16 = 16 \text{ mm} \quad (14)$$

$$\text{Kopfkreisdurchmesser } d_a: \quad d_a = d + 2 \cdot m = 16 \text{ mm} + 2 \cdot 1 \text{ mm} = 18 \text{ mm} \quad (15)$$

$$\text{Kopfspiel } c_{\text{Min}}: \quad c_{\text{min}} = 0.2 \cdot m = 0.20 \text{ mm} \quad (16)$$

$$\text{Fußkreisdurchmesser } d_f: \quad d_f = d - 2 \cdot m - 2 \cdot c_{\text{min}} = 16 \text{ mm} - 2 \cdot 1 \text{ mm} - 2 \cdot 0.20 \text{ mm} = 13.6 \text{ mm} \quad (17)$$

$$\text{Grundkreisradius } g_1: \quad g_1 = \frac{d}{2} \cdot \cos(\alpha) = 8 \text{ mm} \cdot \cos(20^\circ) = 7.52 \text{ mm} \quad (18)$$

$$\text{Grundkreisdurchmesser } dg_1: \quad dg_1 = 2 \cdot g_1 = 15.04 \text{ mm} \quad (19)$$

Auf Basis der folgenden, bereits in Kapitel 2.2.2 zusammengefassten technischen Anforderungen und einer Abschätzung des Gesamtwirkungsgrades entsprechend Abbildung 11, wobei gilt:

$$\text{Max. Fördermenge } Q_{\text{max}}: \quad 13 \text{ ml/s}$$

$$\text{Max. Differenzdruck } \Delta p_{\text{max}}: \quad 60 \text{ bar}$$

$$\text{Gravitationskonstante } g: \quad 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\text{Dichte von Benzin } \rho: \quad 750 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Gesamtwirkungsgrad } \eta_{\text{max}}: \quad 50\%$$

lassen sich die mechanischen Auslegungsgrößen der Pumpe wie folgt bestimmen:

$$\text{Max. Antriebsleistung } P: \quad P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{13 \cdot 10^{-6} \cdot 60 \cdot 10^5}{0.5} = 156 \text{ W} \quad (20)$$

$$\text{Winkelgeschwindigkeit } \omega: \quad \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1200}{60} = 125.66 \text{ rad/s} \quad (21)$$

$$\text{Max. Antriebsmoment } M: \quad M = \frac{P}{\omega} = \frac{156 \text{ W}}{125.66 \text{ rad/s}} = 1.24 \text{ Nm} \quad (22)$$

Das vom treibenden Zahnrad 1 auf das getriebene Zahnrad 2 übertragene Drehmoment beträgt die Hälfte des Antriebsdrehmoments der Pumpe und äußert sich in einer entsprechenden Zahnbelastung. Die Zahnkraft F_M , die senkrecht auf die Zahnflanke bzw. in Richtung der Eingriffslinie wirkt, lässt sich nach [33] wie folgt berechnen:

$$\text{Maximale Zahnkraft } F_M: \quad F_M = \frac{\Delta p \cdot b}{2} \cdot \left(\frac{r_a^2}{r} - r \right) = \frac{60 \cdot 10^5 \cdot 0.01}{2} \cdot \left(\frac{0.009^2}{0.008} - 0.008 \right) = 63.75 \text{ N} \quad (23)$$

5.3 Festigkeitsberechnungen

Der Druckverlauf an den Zahnradumfangsflächen bewirkt Radialkräfte und somit Lagerbelastungen in Richtung der Schwerpunktsachsen der Kraftfelder, die sich mit den vom Zahnradeingriff herrührenden Reaktionskräften überlagern. Die Berechnung der daraus resultierenden Belastung der Lagerstellen und Verzahnung wird in den folgenden Unterkapiteln diskutiert.

5.3.1 Zahnfußfestigkeit

Eine wichtige Größe zur Überprüfung der Zahnradparameter ist die Zahnfußbelastung, die vom Zahnradwerkstoff auf Dauer ertragen werden muss. Die Berechnung der Zahnfußfestigkeit stellt auch die Grundlage für die Werkstoffauswahl des Zahnradpaares dar. Nach Köhler/Rögnitz [28] kann die Zahnfußspannung nach folgendem Schema berechnet werden:

$$\text{Koeffizient } z_k: \quad z_k = \frac{2 \cdot d}{d_a - d} = \frac{2 \cdot 16}{18 - 16} = 16 \quad (24)$$

$$\text{Koeffizient } \varepsilon'_k: \quad 0.75$$

$$\text{Teilprofilüberdeckung } \varepsilon_k: \quad \varepsilon_k = \varepsilon'_k \cdot \frac{z}{z_k} = 0.75 \cdot \frac{16}{16} = 0.75 \quad (25)$$

$$\text{Profilüberdeckung } \varepsilon_\alpha: \quad \varepsilon_\alpha = 2 \cdot \varepsilon_k = 2 \cdot 0.75 = 1.5 \quad (26)$$

$$\text{Lastanteilfaktor } Y_\varepsilon: \quad Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1.5} = 0.667 \quad (27)$$

$$\text{Stirnlastverteilungsfaktor } K_{F\alpha}: \quad K_{F\alpha} = \varepsilon_\alpha = 1.5$$

$$\text{Zahnformfaktor } Y_F: \quad Y_F = 3.15$$

$$\text{Zahnfußspannung } \sigma_F: \quad \sigma_F = \frac{F_M}{b \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha} = \frac{63.75}{10 \cdot 1} \cdot 3.15 \cdot 0.67 \cdot 1.5 = 20.1 \text{ N/mm}^2 \quad (28)$$

Die berechnete Zahnfußspannung in der Größenordnung von 20 N/mm² muss vom Zahnradmaterial über die gesamte Lebensdauer der Pumpe getragen werden. Die Einspritzpumpe ist für eine Lebensdauer von insgesamt 4000 Betriebsstunden auszulegen. Unter der Annahme, dass die Pumpe über die gesamte Lebensdauer mit der Maximaldrehzahl $n = 1200$ U/min betrieben wird, kann die Anzahl der Lastwechsel LWZ wie folgt berechnet werden:

$$LWZ = 1200 \text{ rpm} \cdot 4000 \text{ h} \cdot 3600 \text{ min/h} = 1.728 \cdot 10^{10} \text{ Lastwechsel} \quad (29)$$

Auch die Anzahl der Lastwechsel ist eine entscheidende Größe für die Auswahl eines geeigneten Werkstoffes, die in Kapitel 7.2 noch näher erläutert wird.

5.3.2 Lagerbelastung

Wie bereits eingangs erwähnt, ist für die Berechnung der Lagerbelastung nicht nur die Berechnung der Zahnkräfte, sondern auch die Kenntnis der durch die in Abbildung 28 dargestellten radialen Druckverteilung über die Zahnräder hervorgerufene Druckkraft F_P von Bedeutung. Während die Zahnkraft F_M bereits im vorhergehenden Unterkapitel erläutert und berechnet wurde, muss die aus der radialen Druckverteilung der Zahnradpumpe resultierende Druckkraft F_P über analytische Ansätze berechnet werden. Ausgehend von einer linearen radialen Druckverteilung, präsentieren Ivantysyn et al. [33] eine Methode zur Berechnung der Druckkraft F_P , welche in der vorliegenden Arbeit nicht näher erläutert wird. Ferner fanden Ivantysyn et al. eine empirische Gleichung zur Bestimmung der aus Zahnkraft F_M und Druckkraft F_P resultierenden Kraft F_N je Zahnrad, welche unter Berücksichtigung einer entsprechenden Sicherheit wie folgt berechnet werden kann:

$$F_N = 1.5 \cdot \Delta p \cdot b \cdot r_a = 1.5 \cdot 60 \cdot 10^5 \cdot 0.01 \cdot 0.009 = 810 \text{ N} \quad (30)$$

Wird die in Abbildung 29 skizzierte Lageranordnung angenommen, lässt sich das maximale Biegemoment der Welle mittels folgender Gleichung berechnen:

$$M_{B-Max} = F_R \cdot \frac{(3.5 + 5) \cdot (5 + 7.5)}{(3.5 + 5 + 7.5)} = 810 \text{ N} \cdot \frac{106.25}{16} = 5378.9 \text{ Nmm} = 5.38 \text{ Nm} \quad (31)$$

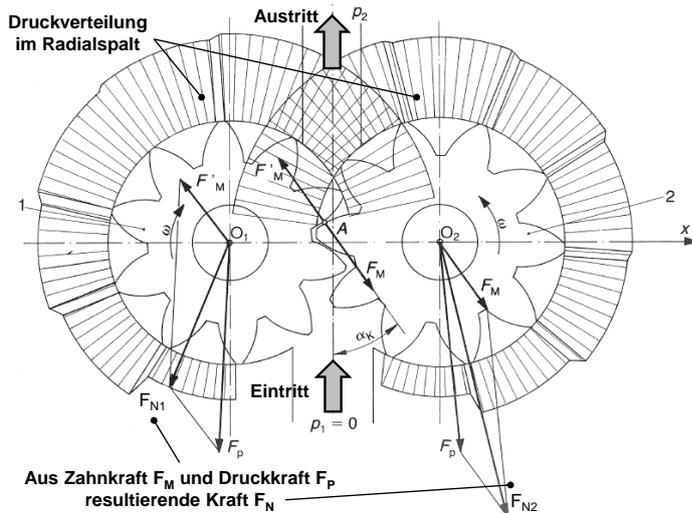


Abbildung 28: Radiale Druckverteilung und Kräfte am Zahnradpaar [33]

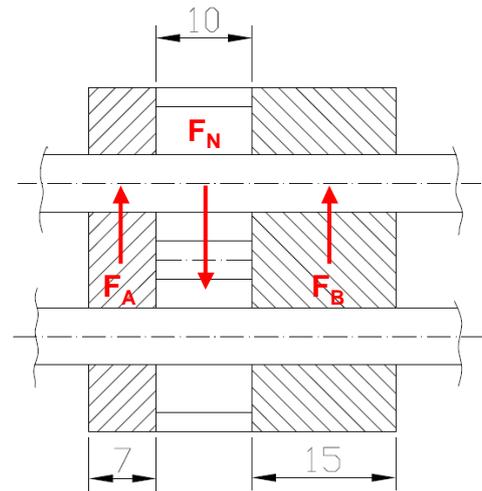


Abbildung 29: Skizze der Kräftebilanzen in der Zahnradpumpe

Bei Verwendung eines nichtrostenden austenitischen Chrom-Nickelstahls 1.4301 als Wellenwerkstoff (Biegezugfestigkeit $\sigma_{B,W} = 250 \text{ N/mm}^2$) lässt sich der minimal zulässige Wellendurchmesser d_{W-Min} nach Köhler/Rögnitz [28] mittels folgender Gleichung berechnen:

$$d_{W-Min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{B-Max}}{\sigma_{B,W} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5378.9}{250 \cdot \pi}} = 6.03 \text{ mm} \quad (32)$$

5.4 Die Druckkompensation

Wie bereits im Kapitel 5.1 (Grundlagen zur Zahnradpumpe) erläutert, ist der Hauptgrund für die in Zahnradpumpen auftretenden Leckverluste in den über die axialen Stirnspalte und radialen Kopfspalte abfließenden Volumenströmen Q_L zu finden. Ausgehend von einer konstanten Spaltweite s , steigen die internen Leckverluste Q_L linear mit dem zu bewältigenden Differenzdruck Δp . Um die Leckverluste auch bei verhältnismäßig großen Differenzdrücken möglichst gering und den volumetrischen Wirkungsgrad damit möglichst hoch zu halten, ist es notwendig, die Spaltweiten zu minimieren. Da die Spaltweite in Zahnradpumpen mit festem Spalt fertigungsbedingt mit $s_{min} = 0.025 - 0.04 \text{ mm}$ begrenzt ist ([25], [30], [33],

[37]), werden diese Pumpen bei Hydraulikanwendungen lediglich für Maximaldrücke bis etwa 80 bar eingesetzt. Bei Prozesspumpen, die häufig auch sehr niedrigviskose Medien fördern, liegt diese Grenze abhängig von der Pumpengröße bei nur wenigen bar.

Um höhere Betriebsdrücke erreichen zu können, müssen die in Abbildung 25 gezeigten Spalte weiter reduziert werden, was durch die Integration eines hydraulischen Spaltausgleichs bzw. die sogenannte Druckkompensation gelingt. Die einfachste und gleichzeitig auch am weitesten verbreitete Möglichkeit, die Betriebsspalte zu minimieren, ist die axiale Spaltkompensation. Dazu wird der Axialspalt durch axial lose im Gehäuse gelagerte Gleitlagerbuchsen, auch Lagerbrillen genannt, eingestellt. Ein solches Konzept wird beispielhaft in Abbildung 30 dargestellt. Die darin mit 1 und 1' gekennzeichneten Zahnräder werden in den axial beweglichen Lagerbuchsen 2 und 2' gelagert. Über eine Bohrung wird der Druckraum hinter den Buchsen mit der Druckseite der Pumpe verbunden, wodurch die Buchsen förderdruckabhängig mehr oder weniger stark gegen die Stirnflächen der Zahnräder gepresst werden. Mittels geeigneter Dichtungen (Bezeichnung 3) ist die in Abbildung 30-b schraffiert dargestellte Kompensationsfläche gegenüber der Saug- und Druckseite der Pumpe abzudichten. Unter der Bezeichnung „Brillenpumpe“ ist dieses ursprünglich von der Fa. Bosch entwickelte Konzept im Bereich von Hydraulikanwendungen seit vielen Jahren weit verbreitet.

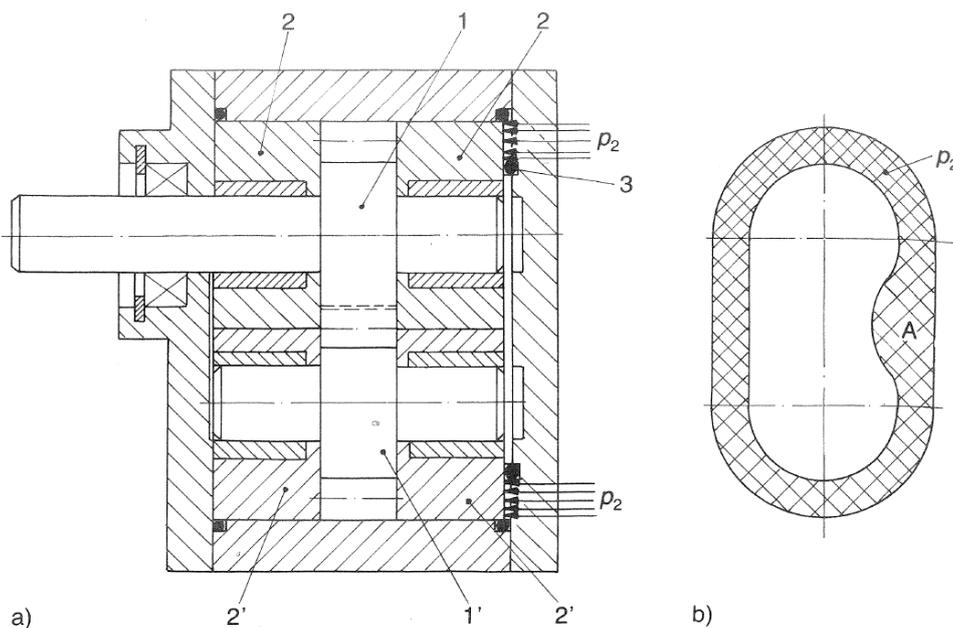


Abbildung 30: Prinzip der axialen Spaltkompensation [33]

Die Kunst bei der Auslegung solcher Konzepte besteht nun darin, ein Kräftegleichgewicht zwischen der aus der Druckkompensation resultierenden Anpresskraft F_{Komp} und der den Spalt aufweitenden Kraft zu erhalten. Grundsätzlich muss zu diesem Zweck zunächst der Druckverlauf im Stirnspalt der Zahnradpumpe bekannt sein, um die aus dem Integral von $(p \cdot dA)$ zu berechnende Kraft F_Z und ferner die Kompensationsfläche $A = F_Z/p_2$ berechnen zu können.

Darüber hinaus sind die Flächenschwerpunkte so zu wählen, dass die Wirklinien der aufweitenden Kraft F_Z und der Kompensationskraft F_{Komp} zusammenfallen, um die axial lose gelagerten Lagerbuchsen momentfrei

zu halten. Ein Abweichen von dieser Forderung führt zu einer ungleichmäßigen Anpressung der Buchsen sowie im schlechtesten Falle zum Verklemmen der Kompensationselemente. [33]

Berücksichtigt man bei der Druckkompensation auch die radialen Spalte, so lässt sich der volumetrische Wirkungsgrad noch weiter erhöhen. Im Falle einer kombinierten Anwendung von axialem und radialem Spaltausgleich spricht man folglich von einer vollständig kompensierten Zahnradpumpe.

Die gängigste Methode zur Berücksichtigung der radialen Spaltkompensation ist die Anwendung einer saugseitig radialen Spaltabdichtung. Bei diesem Konzept werden die Zahnräder bei Belastung um das Maß ihres Lagerspiels zur Saugseite hin gedrückt. Die Durchbiegung der Antriebswelle bzw. starren Lagerachse des getriebenen Zahnrads addiert sich dabei mit der Nachgiebigkeit der radial kompensierten Gleitlagerbuchsen, und das Zahnradpaar wird in Richtung Saugseite gedrückt. Der sich im Betrieb einstellende Radialspalt vergrößert sich von Null an der Saugseite kontinuierlich zur Druckseite hin. Zwangsläufig führt dies auch zur Entstehung von umfangsseitigen Einlaufspuren im Pumpengehäuse, welche durch das Einfräsen von Mikrolaufbahnen hervorgerufen werden. Vergleichbar ist dieses Phänomen mit den bereits in Kapitel 4.3.1 diskutierten Einlaufeffekten, die bei der Untersuchung der Referenzpumpe festgestellt werden konnten. Die radiale Abdichtzone verläuft über einen großen Drehwinkel und umfasst mehrere Zahnteilungen. Der axiale Spaltausgleich von vollständig kompensierten Zahnradpumpen erfolgt analog dem Ausgleich von einfach kompensierten Zahnradpumpen. [30]

Die soeben beschriebenen Gehäuseeinbauten zur förderdruckabhängigen Kompensation von Dichtspalten führen gegenüber der günstigen Standard-Zahnradpumpe mit festen Spalten zu einer enormen Erhöhung der Herstellkosten und werden aus Wirtschaftlichkeitsgründen üblicherweise nur bei Hydraulikzahnradpumpen eingesetzt. [18]

Dennoch sind die soeben diskutierten fundamentalen Überlegungen zur Druckkompensation von großer Bedeutung für die vorliegende Arbeit und – wie sich später noch herausstellen wird – maßgeblich für die in dieser Arbeit präsentierten Ergebnisse.

Wissenschaftliche Untersuchungen zum Thema Druckkompensation von Zahnradpumpen wurden in den letzten Jahrzehnten vor allem von Hooke und Koc publiziert. In mehreren Veröffentlichungen ([38], [39], [40], [41] und [42]) wird dabei vor allem der axialen Druckkompensation höchste Beachtung geschenkt.

Einerseits entwickelten Hooke und Koc zur Berechnung der Spaltströmung in axial druckkompensierten Zahnradpumpen ein zweidimensionales Berechnungsverfahren, wobei ein Finite-Differenzen-Verfahren zur Lösung der Reynoldsgleichungen verwendet wurde. Andererseits wurden experimentelle Untersuchungen an axial kompensierten Zahnradpumpen dazu verwendet, die Berechnungsergebnisse zu validieren. [42]

Im Zuge der experimentellen Untersuchungen wurde unter anderem mit einem induktiven Abstandssensor, der an der Stirnseite des getriebenen Zahnrads angebracht wurde, das Spaltmaß bzw. die Schmierfilmdicke zwischen dem rotierenden Zahnrad und dem feststehenden Gehäuse gemessen. Sowohl die Mess- als auch die Berechnungsergebnisse führten zur Erkenntnis, dass der Stirnspalt dabei keineswegs als konstanter Wert angenommen werden kann, sondern sich viel mehr drehwinkelabhängig ändert. Die Autoren bezeichnen das festgestellte Phänomen als „Verkippen“ der Gleitlagerbuchsen in Bezug auf die Zahnradstirnflächen. Es zeigte sich, dass das detektierte Spaltmaß als Sinus-Funktion des Drehwinkels

wiedergegeben werden kann. Während einer Zahnradumdrehung wird dabei exakt eine Sinusschwingung durchfahren, wobei die Spaltmaxima s_{\max} jeweils an der Druckseite und die Spaltminima s_{\min} an der Saugseite auftreten. Bei einer Drehzahl von $n = 1000$ rpm und einem Differenzdruck von $\Delta p = 7$ bar lag die Stirnspaltweite einer untersuchten Referenzzahnradpumpe mit einem Zahnraddurchmesser von $d = 80$ mm bei einer dynamischen Viskosität des Fördermediums von $\mu = 40$ mPas beispielsweise zwischen $s_{\min} = 0.01$ mm und $s_{\max} = 0.04$ mm. [38]

Die Tatsache, dass sich bis dato weder die Druckverteilung im Stirnspalt außenverzahnter Zahnradpumpen exakt bestimmen lässt, noch mit einer konstanten Spaltweite zu rechnen ist, zeigt, dass die Auslegung von Druckkompensationselementen mit großen Herausforderungen verbunden ist. Ein optimales Design lässt sich deshalb oft nur unter Zuhilfenahme experimenteller Untersuchungen bestimmen.

5.4.1 Das Saugschuh-Konzept

Wie aus den in Kapitel 6 präsentierten Berechnungen noch hervorgehen wird, ist eine axiale Spaltkompensation entsprechend der Vorschläge laut den Publikationen von Hooke und Koc zwecks Erreichen akzeptabler volumetrischer Wirkungsgrade für die vorliegende Anwendung nicht ausreichend, was die Konzeption einer vollständig kompensierten Zahnradpumpe erforderlich macht. Die aus Hydraulikanwendungen bekannten, radial und axial kompensierten Konzepte erscheinen ob ihrer konstruktiven Komplexität für die vorliegende Low-Cost-Anwendung ebenfalls ungeeignet. Als Ausgangspunkt der Überlegungen für die Entwicklung einer neuartigen, vollständig kompensierten Zahnradpumpe dient daher das Druckkompensationskonzept der bereits eingangs untersuchten Referenzpumpe.

Das für die GC-M25 verwendete Pumpprinzip, welches auch als „Saugschuh-Prinzip“ bekannt ist, wurde von der Fa. MICROPUMP 1978 patentiert und in der Folge weiterentwickelt ([43], [44] und [45]). Anstatt eines fixen Gehäuses, welches das Zahnradpaar der Pumpe umschließt, verfügt diese Pumpe über ein als Saugschuh bezeichnetes, flexibles Dichtungselement, welches sich abhängig vom erzeugten Differenzdruck selbsttätig in axialer und radialer Richtung an die rotierenden Zahnräder anpresst und die entstehenden Spalte somit kompensiert. Speziell bei höheren Differenzdrücken werden dadurch drucksteife Förderkennlinien erreicht.

Abbildung 31 und Abbildung 32 zeigen das schräg verzahnte Zahnradpaar der Pumpe mit aufgesetztem Saugschuh. Die Ansaugbohrung der Pumpe befindet sich direkt unter dem Saugschuh, welcher auf den in Abbildung 31 rechts im Bild ersichtlichen Stift aufgesetzt wird. Die Druckbohrung ist links liegend, neben den beiden Zahnrädern am Grund des Pumpengehäuses ersichtlich. Die Drehrichtung der Zahnräder sowie die Anpressung des flexiblen Dichtungselements wird mit roten Pfeilen symbolisiert. Ergänzend zeigt Abbildung 33 die wesentlichen Einzelteile der Pumpe im demontierten Zustand. Zudem sind die am Pumpengehäuse angebrachten Saug- (links) und Druckstutzen (rechts) mit ihren jeweiligen Messanschlüssen ersichtlich.

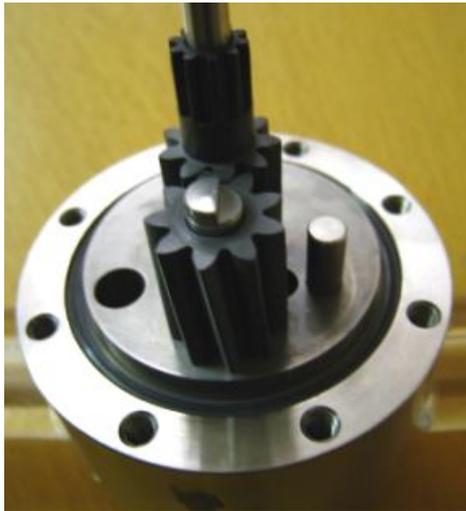


Abbildung 31: Zahnradpaar der GC-M25

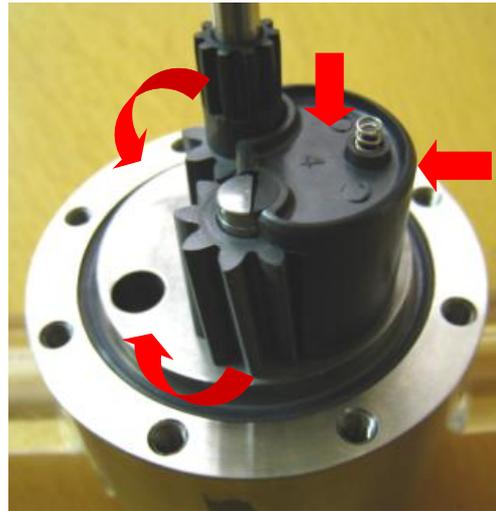


Abbildung 32: Zahnradpaar mit aufgesetztem Saugschuh

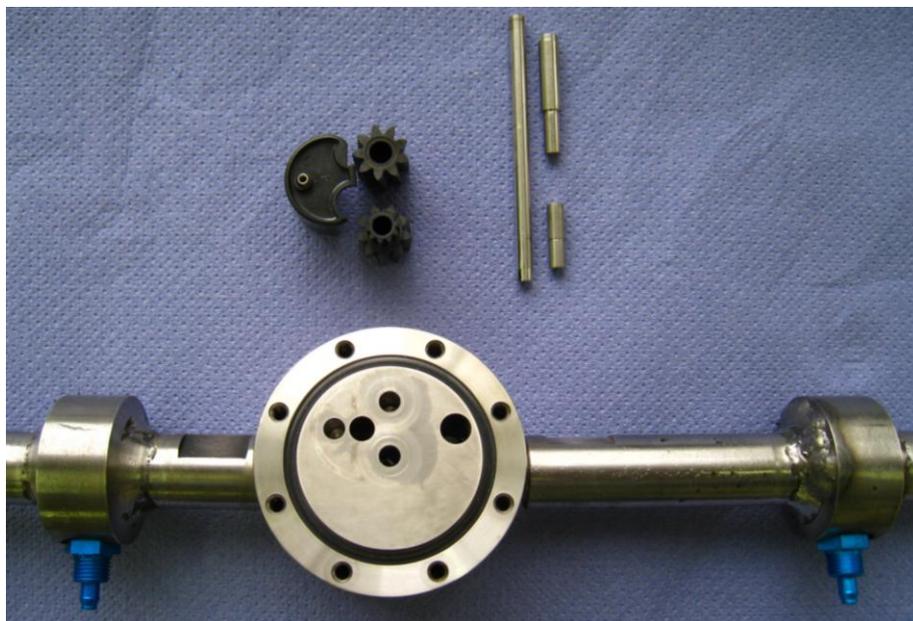


Abbildung 33: Einzelteile der GC-M25

5.4.2 Berechnung eines vollständig kompensierten Dichtungselements

Ein vollständig kompensiertes Dichtungselement dient entsprechend der in Kapitel 5.4 diskutierten Grundlagen zur Minimierung sowohl der Stirn- als auch der Kopfspalte einer Zahnradpumpe. Für die Kompensation der Stirnspalte wird idealerweise ein axial verschiebbares Dichtungselement verwendet, welches sich durch den von der Pumpe erzeugten Druck an die Stirnflächen der Zahnräder anpresst. Für die Realisierung dieses Vorhabens hat sich vor allem die Bauweise mit schwimmend gelagerten Buchsen (siehe Abbildung 30) etabliert. Im Hinblick auf das Erreichen minimaler Herstellkosten erscheint dieses Prinzip jedoch zu aufwendig. Für die Kompensation der Kopfspalte muss darüber hinaus ein Dichtungselement verwendet werden, welches idealerweise saugseitig gegen die Zahnräder gepresst wird. Durch Verwendung

eines konventionellen Zahnradpumpenkonzepts mit horizontaler Durchströmung der Pumpe lässt sich die Integration eines radial verschiebbaren Elements jedoch ebenfalls nur sehr aufwendig realisieren.

Für die im Rahmen dieser Dissertation durchgeführte Zahnradpumpenentwicklung wurde daher auf das Saugschuh-Konzept mit einem einzigen Dichtungselement zurückgegriffen. Die Idee der axialen Ansaugung und radialen Verdrängung des zu fördernden Fluids ermöglicht wesentlich größere Kraftangriffsflächen für die saugseitige Kompensation der Kopfspalte. Eine saugseitige Überdeckung von lediglich 2 bis 3 Zähnen, wie dies beim ursprünglichen Saugschuh-Konzept der Fall ist (siehe Abbildung 32), wird für die vorliegende Problemstellung jedoch nicht ausreichen. Wie später noch in Kapitel 6.2 bewiesen wird, erfordert selbst eine vollkommene Umschließung des Zahnradpaares durch das Gehäuse Spaltweiten von $s = 0.01 \text{ mm}$ zur Erreichung eines Differenzdrucks von $\Delta p = 50 \text{ bar}$. Ziel ist es daher, ein vollständig kompensiertes Dichtungselement zu konstruieren, welches am Zahnradumfang eine möglichst große Umschließung des Zahnradpaares ermöglicht. Dies führt zu einer Verlängerung der stirn- und umfangsseitig wirksamen Dichtspalte und damit zu einer verbesserten Abdichtung der Spaltregionen bei einem verhältnismäßig großen Differenzdruck in der Größenordnung von 30 bis 50 bar.

Einen ersten Eindruck vom im Zuge dieser Dissertation entwickelten flexiblen Dichtungselement, dessen Wirkungsweise prinzipiell dem des Saugschuhs aus Abbildung 32 entspricht, vermitteln die folgenden Abbildungen.

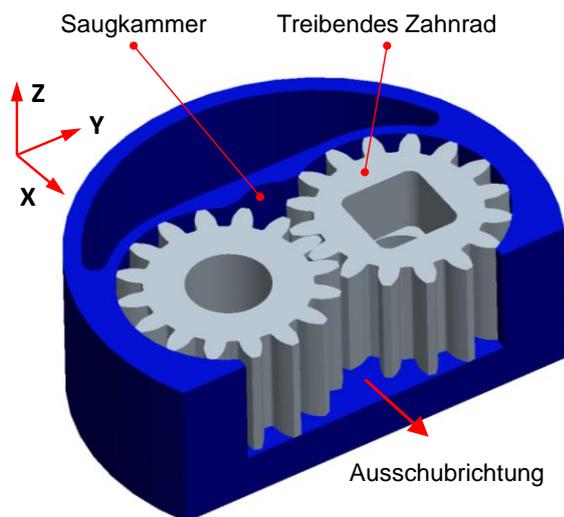


Abbildung 34: Flexibles Dichtungselement V1.4 mit Zahnradpaar

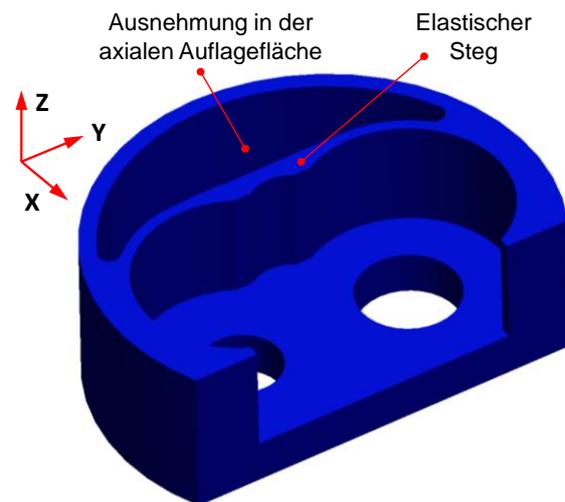


Abbildung 35: Flexibles Dichtungselement V1.4 als Einzelbauteil

Abbildung 34 zeigt das flexible Dichtungselement in der gegenüber der Ursprungsversion bereits weiterentwickelten Designversion V1.4 (siehe dazu Kapitel 8.3) mit eingesetztem Zahnradpaar. Abbildung 35 zeigt das eigentliche Dichtungselement als Einzelbauteil. Mit der in beiden Abbildungen dargestellten offenen Fläche liegt das Element im Pumpengehäuse auf und wird durch den hohen Außendruck sowohl in axialer Richtung (z-Komponente) als auch in radialer Richtung (x-Komponente) gegen die rotierenden Zahnräder gepresst. Die im Pumpengehäuse befindliche Saugbohrung mündet dabei in die in Abbildung 34 dargestellte Saugkammer. Der Ausschubvorgang erfolgt, wie dargestellt, in x-Richtung. Im Zuge der nachstehend in Kapitel 8.3 erläuterten, experimentell basierten Designoptimierung wurde darüber hinaus

eine Ausnehmung in die axiale Auflagefläche des Dichtungselements eingearbeitet, sodass sich ein dünner Steg bildet, welcher sich elastisch gegen die ersten an die Saugkammer angrenzenden Zähne presst. Wie später noch erläutert wird, konnte der volumetrische Wirkungsgrad durch diese Maßnahme entscheidend verbessert werden.

Für die Auslegung eines solchen flexiblen Dichtungselements ist es entscheidend, die aufgrund des Druckverlaufs in den Kopf- und Stirnspalten resultierenden Kräfte zu berechnen, um eine entsprechende radiale und axiale Kräftebilanz aufstellen zu können. Um die Kopf- und Stirnspalte der Zahnradpumpe auf ein Minimum reduzieren zu können, müssen die auf Basis des Produkts aus axialer bzw. radialer Angriffsfläche und Außendruck bekannten Anpresskräfte größer sein als die aufgrund des Druckverlaufs in den Kopf- und Stirnspalten resultierenden Kräfte. Die Berechnung der somit resultierenden axialen und radialen Kompensationskräfte wird in den folgenden Unterkapiteln erläutert.

5.4.2.1 Berechnung der axialen Druckkompensationskraft

Zur Berechnung der axialen Druckkompensationskräfte werden die in axiale Richtung mit Druck beaufschlagten Flächen im Inneren des flexiblen Dichtungselements in Analogie zu Berechnungsmethoden nach Ivantysyn et al. [33] entsprechend Abbildung 36 in unterschiedliche Druckzonen aufgeteilt. Während die rot markierten Bereiche die Hochdruckzonen darstellen, stellen die blau markierten Bereiche die saugseitigen Tiefdruckzonen dar. Die qualitativ dargestellte Druckverteilung beruht auf Berechnungsergebnissen von Magnusson [46], welcher die stirnseitige Schmierpaltströmung in einer außenverzahnten Zahnradpumpe mit Hilfe eines OpenFOAM CFD-Codes untersucht hat.

Die in Abbildung 36 dargestellte Fläche A_{Ax1} grenzt an die Hochdruckseite der Pumpe an und wurde im Zuge der Berechnungen mit einem Druck von $p_{DS} = 50$ bar beaufschlagt. Am Pumpeneintritt bzw. in der Saugkammer der Pumpe wurde ein Druck von $p_{SS} = 0$ bar verwendet, welcher entsprechend Abbildung 36 auf die Fläche A_{Ax3} wirkt. Für die Fläche A_{Ax2} wurde schließlich die Annahme getroffen, dass der Druck linear mit dem Umschlingungswinkel φ (siehe Abbildung 37) abnimmt. Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen am Prüfstand, welche in Kapitel 8 präsentiert werden, zeigen, dass auch der Bereich der Ausnehmung mit Hochdruck beaufschlagt wird. Aus diesem Grund wurde in einer ersten Näherung auch an der Grundfläche der Ausnehmung ein Druck von 50 bar angesetzt. Die übrigen, weiß markierten Bereiche liegen im eingelaufenen Zustand der Pumpe idealerweise auf der Grundfläche des Gehäuses auf und bleiben in der Druckkompensationsrechnung daher unberücksichtigt.

Die aus den soeben diskutierten Druckverteilungen resultierenden Kräfte versuchen nun, das Dichtungselement vom rotierenden Zahnradpaar abzuheben. Verhindert wird das Abheben jedoch von der extern aufgebracht Anpresskraft, welche sich als Produkt von Austrittsdruck der Pumpe p_{DS} und Deckfläche an der Außenseite des Dichtungselements ergibt. Die axiale Kompensationskraft, welche als Resultierende aller Kräfte in z-Richtung auf das flexible Dichtungselement wirkt, berechnet sich demnach wie folgt:

$$F_{Ax-Komp} = p_{DS} \cdot A_{Deckfläche} - \left(p_{DS} \cdot A_{Ausnehmung} + p_{DS} \cdot A_{Ax1} + p_{SS} \cdot A_{Ax3} + 2 \cdot \int p_{(\varphi)} \cdot dA_{Ax2} \right) \quad (33)$$

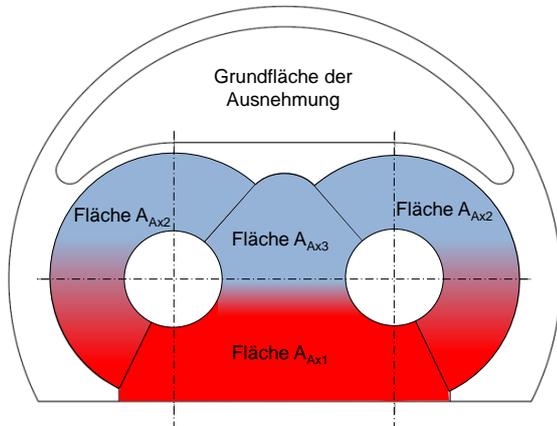


Abbildung 36: Druckzonen in den Stirnspalten des flexiblen Dichtungselements

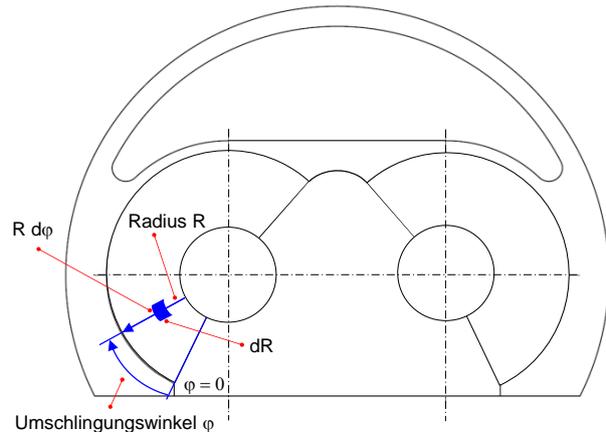


Abbildung 37: Integrale Berechnung von A_{Ax2}

Für die Fläche dA_{Ax2} ergibt sich entsprechend Abbildung 37 der Ausdruck $dA_{Ax2} = R d\varphi \cdot dR$, wobei die Integration des Ausdrucks innerhalb der Grenzen $R = R_i$ (für den inneren Begrenzungsdurchmesser) und $R = R_a$ (für den äußeren Begrenzungsdurchmesser) erfolgt. Für die Funktion $p(\varphi)$ hingegen wird, wie bereits erläutert, die Annahme getroffen, dass der Druck auf der Fläche A_{Ax2} im Stirnspalt linear mit dem Umschlingungswinkel φ abnimmt. Für eine Gesamtumschlingung von annähernd 180° ($\varphi = \pi$) ergibt sich somit folgender linearer Zusammenhang:

$$p_{(\varphi)} = -\frac{p_{DS}}{\pi} \cdot \varphi + p_{DS} \quad (34)$$

Demzufolge ergibt sich für das in Gleichung (33) enthaltene Integral folgender Ausdruck, der innerhalb der angegebenen Grenzen integriert werden kann:

$$\int p_{(\varphi)} \cdot dA_{Ax2} = \int_{\varphi=0}^{\varphi=\pi} \int_{R=R_i}^{R=R_a} \left(-\frac{p_{DS}}{\pi} \cdot \varphi + p_{DS} \right) \cdot R d\varphi \cdot dR$$

$$\int p_{(\varphi)} \cdot dA_{Ax2} = \frac{1}{2} \cdot (R_a^2 - R_i^2) \cdot \left(\frac{p_{DS} \cdot \pi}{2} \right) \quad (35)$$

Unter Verwendung der nachfolgenden, in Tabelle 12 zusammengefassten Größen ergibt sich für die Resultierende $F_{Ax-Komp}$ somit eine Kraft von 1845 N, mit welcher das flexible Dichtungselement axial gegen die rotierenden Zahnräder gepresst wird. Durch eine im Zuge der experimentellen Untersuchung der entworfenen Prototypenpumpe durchgeführte Designoptimierung des flexiblen Dichtungselements konnte

diese aber deutlich reduziert werden, was in Kapitel 8.3 anhand diverser Wirkungsgradauswertungen gezeigt wird.

Tabelle 12: Rechengrößen für die Berechnung der axialen Kompensationskraft

Rechengröße	Betrag	Einheit
$p_{DS} =$	$50 \cdot 10^5$	Pa
$A_{\text{Deckfläche}} =$	845	mm ²
$A_{\text{Ausnehmung}} =$	218	mm ²
$A_{Ax1} =$	150	mm ²
$R_a = d_a/2$	9.00	mm
$R_i = d_w/2$	3.50	mm

5.4.2.2 Berechnung der radialen Druckkompensationskraft

Ähnliche Überlegungen wie in Kapitel 5.4.2.1 wurden auch für die Berechnung der radialen Druckkompensationskraft angestellt. Der über den Umfang der Zahnradausnehmungen im Dichtungselement lineare Druckverlauf $p(\psi)$ (siehe Abbildung 38) ruft die Radialkraft $F_{\text{Rad-x}}$ hervor, welche versucht, das Dichtungselement in radialer Richtung vom rotierenden Zahnradpaar abzuheben. Demgegenüber steht die Anpresskraft $F_{\text{Anpress-x}}$, welche durch den am äußeren Umfang des Dichtungselements wirkenden Druck p_{DS} hervorgerufen wird. Die übrigen durch die Druckbeaufschlagung der Außenflächen des Dichtungselements resultierenden Anpresskräfte (siehe fein schraffierte Flächen in Abbildung 38) kompensieren sich gegenseitig.

Die radiale Kompensationskraft, welche als Resultierende aller Kräfte in x-Richtung auf das flexible Dichtungselement wirkt, berechnet sich demnach wie folgt:

$$F_{\text{Rad-x-Komp}} = p_{DS} \cdot A_{\text{Anpress}} - 2 \cdot F_{\text{Rad-x}} = p_{DS} \cdot A_{\text{Anpress}} - 2 \cdot \int p(\psi) \cdot dA_x \quad (36)$$

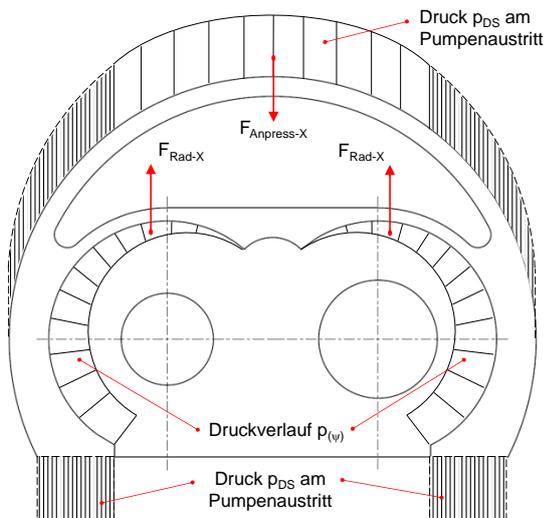


Abbildung 38: Druckverteilungen zur Berechnung der radialen Kompensationskräfte

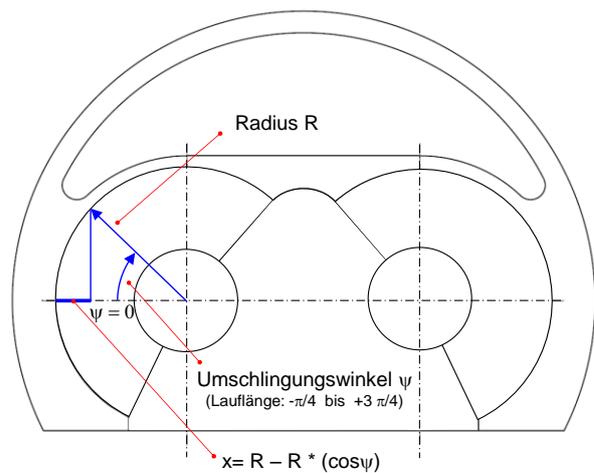


Abbildung 39: Skizze zur integralen Berechnung der radialen Kompensationsfläche $A_{\text{Rad-x}}$

Für die Kraftangriffsfläche dA_x kann das Produkt aus der Zahnradschneckenhöhe bzw. Ausnehmungstiefe b und dem infinitesimal kleinen Kraftangriffsweg dx (siehe Abbildung 39) eingesetzt werden. Entsprechend Abbildung 39 ergibt sich dadurch:

$$dA_x = b \cdot dx = b \cdot R \cdot \sin \psi \cdot d\psi \quad (37)$$

Somit ergibt sich für das in Gleichung (36) enthaltene Integral folgender Ausdruck, der innerhalb der angegebenen Grenzen integriert werden kann:

$$F_{Rad-x} = \int p_{(\psi)} \cdot dA_x = \int_{\psi=-\pi/4}^{\psi=3\pi/4} \left(-\frac{P_{DS}}{\pi} \cdot \psi + p_{DS} \right) \cdot b \cdot R \cdot \sin \psi \cdot d\psi$$

$$F_{Rad-x} = \left(b \cdot R \cdot \frac{P_{DS}}{\pi} \right) \cdot \left\{ -\left[\sin\left(\frac{3\pi}{4}\right) - \sin\left(-\frac{\pi}{4}\right) \right] + \left[\left(\frac{3\pi}{4}\right) \cdot \cos\left(\frac{3\pi}{4}\right) - \left(-\frac{\pi}{4}\right) \cdot \cos\left(-\frac{\pi}{4}\right) \right] - \left[\pi \cdot \cos\left(\frac{3\pi}{4}\right) - \pi \cdot \cos\left(-\frac{\pi}{4}\right) \right] \right\} \quad (38)$$

Unter Verwendung der Größen $b = 10.00 \text{ mm}$ und $R = R_a = d_a/2 = 9.00 \text{ mm}$ ergibt sich für die Resultierende $F_{Rad-x-Komp}$ entsprechend Gleichung (36) demnach eine Kraft von 650.50 N , mit welcher das flexible Dichtungselement radial gegen die rotierenden Zahnräder gepresst wird.

6. Numerische Simulation von rotierenden Verdrängerpumpen

Obwohl sich die numerische Strömungssimulation in weiten Anwendungsbereichen von Fluidenergiemaschinen zu einem wichtigen und verlässlichen Berechnungswerkzeug entwickelt hat, gibt es noch immer Bereiche, in denen einer realistischen Strömungssimulation Grenzen gesetzt sind. Dies trifft vor allem auf die zwei- oder dreidimensionale numerische Strömungssimulation von rotierenden Verdrängerpumpen zu. Komplexe Geometrien und zeitlich stark veränderliche Strömungsfelder verkomplizieren die Vernetzungsvorgänge bzw. je nach Berechnungsverfahren auch die Berechnungsvorgänge und erschweren somit eine realistische Strömungssimulation. Daher bedient man sich auf diesem Gebiet oft wesentlich einfacherer ein- bzw. null-dimensionaler Verfahren zur Simulation von rotierenden Verdrängermaschinen.

In den folgenden Unterkapiteln werden die unterschiedlichen Simulationsverfahren von rotierenden Verdrängerpumpen im Allgemeinen und Zahnradpumpen im Speziellen sowie deren individuelle Möglichkeiten diskutiert und gegenübergestellt. Abschließend werden die im Zuge dieser Arbeit berechneten Ergebnisse präsentiert und die daraus gewonnenen Erkenntnisse und deren Bedeutung für die vorliegende Entwicklung erläutert.

6.1 Übersicht über Simulationsmodelle für rotierende Verdrängerpumpen

Die einfachste Möglichkeit der Berechnung von rotierenden Verdrängerpumpen ist die null- oder eindimensionale numerische Simulation, die sich im Wesentlichen auf die drehwinkelabhängigen geometrischen Fördereigenschaften der zu untersuchenden Pumpe stützt. Hierbei bedient man sich häufig der sogenannten Lumped-Parameter-Modelle mit örtlich konzentrierten Parametern. In diesen Modellen wird die Zustandsgröße Druck p als eine ausschließlich von der Zeit abhängige (0D-Modelle) oder zusätzlich vom Ort abhängige (1D-Modelle) Variable angesehen und mittels einfachen Differentialgleichungen gelöst. Aufwendige Rechnetze sind hier nicht erforderlich, da die Berechnung an einzelnen drehwinkelabhängigen Punkten innerhalb der Pumpe durchgeführt wird.

Wissenschaftliche Untersuchungen zum Thema null- bzw. eindimensionale Simulation von außenverzahnten Zahnradpumpen auf Basis des Lumped-Parameter-Ansatzes wurden in den letzten Jahren vor allem von Casoli und Vacca durchgeführt. Das von ihnen entwickelte numerische Modell zur Simulation von Zahnradpumpen wird in [47] vorgestellt. Ziel der Arbeiten von Casoli und Vacca war es, die zeitlichen Druck- und Volumenstromveränderungen am Eintritt, am Austritt und in jedem Förderkammervolumen einer Zahnradpumpe mit Hilfe numerischer Modelle möglichst exakt zu erfassen. Die Kenntnis der durch den diskontinuierlichen Fördervorgang hervorgerufenen Pulsationen ermöglicht eine verbesserte Auslegung der Zahnradpumpe sowie die Optimierung von Konstruktionselementen wie z.B. Saug- und Quetschnuten (siehe Kapitel 5.1). Druckspitzen, die vor allem im eingeschlossenen Volumen zwischen den beiden Zahnrädern auftreten, Lagerbelastungen sowie Schallemissionen können dadurch entscheidend reduziert werden, was vor allem bei Hydraulikanwendungen von großer Bedeutung ist.

Während verschiedene CAD/CAE-Tools aber auch die von Manring et al. [48] veröffentlichten mathematischen Ansätze genutzt werden können, um die drehwinkelabhängigen Förderkammervolumina zu

ermitteln, welche im Wesentlichen eine Funktion der aktuellen Zahnposition und der Verzahnungsgeometrie sind, wurde ein in AMESim® (= 1D-Plattform zur Modellbildung und Simulation komplexer, multidisziplinärer Systeme) entwickeltes Lumped-Parameter-Modell verwendet, um die von der Pumpe hervorgerufenen Druckpulsationen zu bestimmen. In diesem Modell wird die Pumpe in eine bestimmte Anzahl von Kontrollvolumina ($V_{1,i}$ für das treibende Zahnrad und $V_{2,i}$ für das getriebene Zahnrad) aufgeteilt, wobei die Anzahl der Kontrollvolumina durch die Anzahl der Zahnücken bzw. Förderkammern bestimmt wird. Verdeutlicht wird dies durch Abbildung 40.

Der drehwinkelabhängige Druckverlauf in einem Kontrollvolumen kann damit als Funktion der Fluid-Eigenschaften, der geometrischen Kammervolumenveränderung und des Massentransfers zwischen den benachbarten Kontrollvolumina mittels folgender Gleichung berechnet werden.

$$\frac{dp_{CV}}{dt} = \frac{1}{V_{CV}} \cdot \frac{dp}{d\rho} \cdot \left[\sum \dot{m}_{in,CV} - \sum \dot{m}_{out,CV} - \rho_{CV} \cdot \frac{dV_{CV}}{d\vartheta} \cdot \omega \right] \dots [47] \quad (39)$$

Um den Massentransfer zwischen den benachbarten Kontrollvolumina bestimmen zu können, ist es wichtig zu verstehen, wie die einzelnen Kontrollvolumina miteinander kommunizieren. Es gilt daher Wege zu finden, um die in Abbildung 41 gekennzeichneten Leckageströme zwischen dem aktuell betrachteten Kontrollvolumen $V_{1,i}$ und den Nachbarzellen $V_{1,i-1}$ und $V_{1,i+1}$ zu bestimmen.

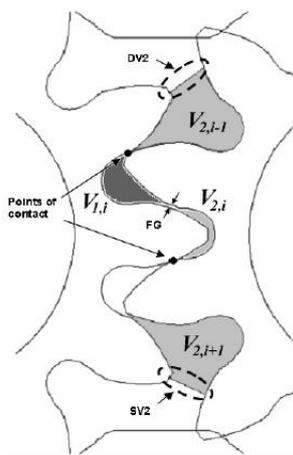


Abbildung 40: Definition der einzelnen Kontrollvolumina [47]

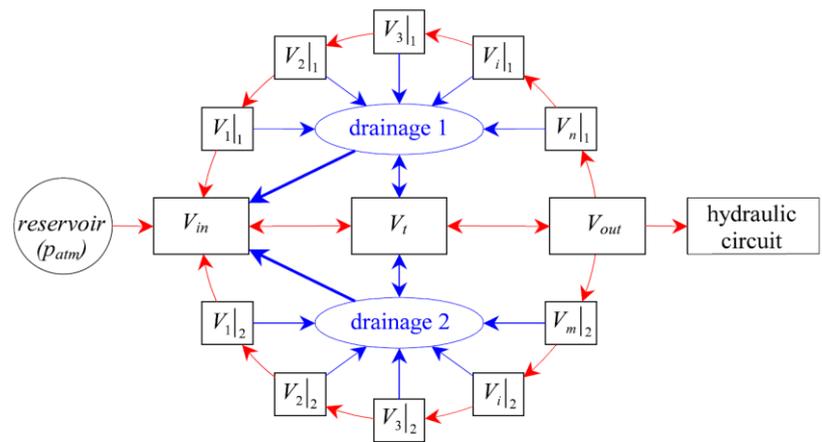


Abbildung 41: Kommunikation der einzelnen Kontrollvolumina innerhalb der Pumpe [25]

Einer ähnlichen Methodik wie soeben beschrieben bedienten sich auch Mucchi et al. [25] in ihrer Arbeit zum Thema Simulation des Einlaufprozesses in Zahnradpumpen. Das Lumped-Parameter-Modell wurde von ihnen jedoch noch um ein Abriebmodell ergänzt.

Zur Bestimmung der Leckageströme über die Kopf- und Stirnspalte zwischen zwei Zähnen führen sowohl Vacca als auch Mucchi Sub-Modelle ein. Zur Approximation der Leckageverluste werden die Leckageströme in einen druckabhängigen Teil (Poiseuille-Strömung) und einen von der Schleppwirkung des rotierenden Zahnrad abhängig Teil (Couette-Strömung) aufgeteilt. Ausgehend von einer bestimmten Druckdifferenz

Δp sowie einer Umfangsgeschwindigkeit u und einer laminaren Strömung durch einen Spalt der Breite b , der Spaltweite s und der Länge L sowie eines Fluids mit der dynamischen Viskosität μ , lassen sich damit vereinfacht die nachfolgenden Volumenströme berechnen. Die Gesamtleckage Q für ein Volumenelement ergibt sich folglich aus dem Poiseuille-Anteil abzüglich des Couette-Anteils.

$$Q_{\text{Poiseuille}} = \frac{\Delta p}{L} \cdot \frac{b}{12\mu} \cdot s^3 \quad (40) \qquad Q_{\text{Couette}} = \frac{b \cdot u}{2} \cdot s \quad (41)$$

Dieser Ansatz zur Bestimmung des Zusammenhangs zwischen Leckageströmen und Spaltweiten wurde auch in der vorliegenden Arbeit verwendet. Ziel der Anwendung war jedoch nicht die Berechnung des Massentransfers zwischen einzelnen Förderkammern, sondern viel mehr die Evaluierung der Pumpenauslegung sowie die Abschätzung der zur Erfüllung der technischen Anforderungen erforderlichen Spaltweiten der Pumpe. Die Ableitung und Hintergründe des verwendeten eindimensionalen Berechnungsmodells werden in Kapitel 6.2 näher erläutert.

Der zuvor diskutierte Lumped-Parameter-Ansatz ermöglicht nicht nur die Berechnung der pumpeninternen Druckpulsationen, sondern auch eine dynamische Gesamtbetrachtung, wobei die Simulation der Zahnradpumpe in die Simulation eines vollständigen Hydraulikkreislaufs eingebunden werden kann.

Die dynamische Gesamtbetrachtung einer Verdrängerpumpe in einem Hydraulikkreislauf war auch das Ziel von Schweiger [49], der in seiner Dissertation einen multidisziplinären Modellierungsansatz zur Auslegung und Analyse von Zahnringpumpen präsentiert. In seiner Arbeit konzentriert er sich vor allem auf Zahnringpumpen im automotiven Einsatz, welche hauptsächlich als Aktuatoren oder auch Schmierölvorsorgungsaggregate in AWD-Getrieben eingesetzt werden.

Schweiger entwickelte ein durchgängiges Berechnungsmodell, das auf eine betriebssichere Auslegung und optimierte Gestaltung von Zahnringpumpen für den Einsatz im stark instationären Betrieb abzielt. Sein Modellierungsansatz ist mehrstufig aufgebaut und umfasst ein, zwei- und dreidimensionale Sub-Modelle zur Erstellung von CAD-Modellen, zur FEM-Berechnung, zur CFD-Berechnung und zur dynamischen, hochtransienten Simulation der Strömungsvorgänge in der Pumpe. Zweidimensionale numerische Modelle werden verwendet, um die Zahnring- und Gehäusegeometrie zu erzeugen und um die drehwinkelabhängigen Fördervolumina zu berechnen. Darauf aufbauend werden 3D-CAD-Geometriemodelle erzeugt, welche die Ableitung von Fertigungszeichnungen sowie eine FEM-Analyse der Einzelbauteile ermöglichen. Zur Berechnung der pumpeninternen Leckageströme werden einerseits 1D-Modelle für die Berechnung der Kopfspaltleckage zwischen benachbarten Zähnen (siehe Leckageberechnung auf Basis Druck-Schleppströmung auf Vorseite) und andererseits vereinfachte 3D-CFD-Berechnungen zur möglichst realitätstreuen Berechnung der Stirnspaltleckagen benutzt. Die 1D-fluiddynamische Simulation wird schlussendlich mittels des kommerziellen Softwarepakets AMESim® durchgeführt. Letztere stützt sich in ihren Grundsätzen auf die bereits vorgestellte Lumped-Parameter-Methode von Vacca et al., welche für die Anwendung in Zahnringpumpen adaptiert wurde.

Durch die dynamische Gesamtbetrachtung eines kompletten Hydrauliksystems ist es nicht nur möglich einzelne Betriebspunkte, sondern sogar definierte Fahrzyklen zu simulieren und die Pumpe somit anwendungsspezifisch exakt auf die Anforderungen auszulegen.

Will man jedoch alle in einer rotierenden Verdrängerpumpe auftretenden Strömungsphänomene untersuchen, so muss man sich einer detailgetreueren Simulationsmethodik bedienen. Dies wird durch zwei- oder dreidimensionale Rechennetz-basierte CFD-Berechnungen ermöglicht, welche sich für rotierende Verdrängerpumpen im Gegensatz zu anderen Pumpentypen (z.B. hydrodynamischen Pumpen) aufgrund von zeitlich stark veränderlichen Geometrien und Strömungsfeldern wesentlich schwieriger realisieren lassen. In der Praxis wurde der vollständigen CFD-Berechnung von rotierenden Verdrängerpumpen bis dato eher weniger Beachtung geschenkt, da bei dieser Art von Maschinen viele physikalische Phänomene und damit verbundene, schwer lösbare Berechnungsprobleme gleichzeitig auftreten. Diese lassen sich im Wesentlichen wie folgt zusammenfassen:

- Stark instationäre Strömung infolge des zeitlich veränderlichen Förderverhaltens,
- die engen Spalte zwischen Rotoren und Gehäuse verursachen eine aufwändige Spaltauflösung durch das Rechennetz,
- Übergänge von turbulenter Strömung im Hauptströmungsfeld auf zumeist laminare Strömung in den Spaltregionen,
- Auftreten von Kavitationsphänomenen während des saugseitigen Öffnungsvorgangs der Rotorgeometrie,
- sich ständig ändernde Strömungsräume mit komplexen Verschneidungen und eingeschlossenen Volumina, welche sich drehwinkelabhängig wieder auflösen.

Die soeben genannten Probleme erfordern daher spezielle Methoden zur numerischen Strömungssimulation dieser Pumpentypen. Dabei zeigen sich Trends in Richtung Entwicklung unterschiedlichster Verfahren zur Lösung der Probleme, die mit den komplexen Strömungsvorgängen in rotierenden Verdrängerpumpen verbunden sind. Während vor allem im letzten Jahrzehnt eine Vielzahl von unabhängig entwickelten numerischen Ansätzen veröffentlicht wurde, konnten sich nur wenige der entwickelten Verfahren etablieren und in kommerziellen CFD-Software-Paketen Anwendung finden.

Im Wesentlichen haben sich zwei von Grund auf unterschiedliche Techniken für die CFD-Simulation etabliert. Die heute gängigste Technik ist die „Arbitrary Lagrangian Eulerian (ALE) Method“. Der Lagrange-Algorithmus ist vor allem auf dem Gebiet der Strukturmechanik weit verbreitet. Im Zuge der Strömungsberechnung folgt dabei jeder individuelle Knoten des Rechennetzes dem zugehörigen Fluidteilchen. Für große Verzerrungen ist diese Methode jedoch nicht geeignet. Beim Euler-Algorithmus kann das Rechennetz als räumlich stationär angesehen werden, und das Fluid bewegt sich in Bezug zum Netz. Dabei können wesentlich größere Verformungen berechnet werden. Die Euler-Methoden finden vor allem in der Strömungsmechanik breite Anwendung.

Die ALE-Methode kombiniert die beiden Methoden. Das Rechennetz kann der Bewegung nach Lagrange folgen, fix gehalten werden nach Euler, oder es wird in einem beliebigen Weg bewegt. Mit diesem Ansatz

können größere Verzerrungen als nach Lagrange und eine bessere Auflösung als nach Euler erzielt werden. Der erfolgreiche Einsatz von ALE-Methoden zur numerischen Strömungssimulation von rotierenden Verdrängermaschinen wird beispielsweise in den folgenden Veröffentlichungen präsentiert:

Riemslogh et al. [50] verwendeten die ALE-Methode für die numerische Strömungssimulation einer dreiflügeligen Drehkolbenpumpe sowie einer außenverzahnten Zahnradpumpe. Das unstrukturierte trianguläre 2D-Rechennetz wird für jeden Zeitschritt verändert und kann sich somit gleichzeitig mit der Drehbewegung der Drehkolben bzw. Zahnräder verformen. In Bereichen sehr großer Verformung werden einzelne Rechenzellen auch entfernt oder hinzugefügt. Als Randbedingungen am Ein- und Auslass der beiden untersuchten Pumpen wurden Drücke vorgegeben. An der Berandung der Drehkörper (Drehkolben bzw. Zahnräder) werden Geschwindigkeitsvektoren aufgeprägt, die auf Basis der Geometrieinformation der Drehkörper und der angegebenen Drehzahl bekannt sind. Ziel der veröffentlichten Arbeit war die Simulation von Kavitationsphänomena und hohen Scherbeanspruchungen, die die untersuchten Pumpen beschädigen, aber auch die geförderten Medien beeinträchtigen können.

Ein Merkmal, durch welches sich Zahnradpumpen wesentlich von Drehkolbenpumpen unterscheiden, ist der direkte Kontakt zwischen den Zähnen der beiden Rotoren. Diese Tatsache erschwert eine Anwendung der ALE-Methode enorm. Abhilfe schafft die Berücksichtigung eines Mindestspalts zwischen den Zahnflanken des treibenden und des getriebenen Zahnrads des CFD-Modells, welcher in der Realität jedoch nicht vorliegt. Durch diese Maßnahme wird die Gittergenerierung vereinfacht, die Leckageberechnung jedoch enorm verfälscht.

Das erkannte und berücksichtigte auch Panta [51], der einen ähnlichen Ansatz wie Riemslogh et al. für die numerische Strömungssimulation einer Zahnradpumpe zur Schmierölversorgung verwendete. Auch er verwendete zweidimensionale Modelle und griff auf die in FLUENT implementierte „Moving Dynamic Mesh“-Option zurück. Mit Hilfe seiner CFD-Berechnungen untersuchte er Druck- und Geschwindigkeitsfelder innerhalb der Pumpe sowie auch Rezirkulationsgebiete und Kavitationsphänomene. Eine Weiterentwicklung der ALE-Methode wird von Houzeaux und Codina [52] vorgestellt. Sie führen die „Fixed Meshes Arbitrary Lagrangian Eulerian (FMALE) Method“ ein, welche die Tatsache nutzt, dass sich die Eingriffsszenarien der einzelnen Zähne periodisch wiederholen. Die zeitliche Periode bezieht sich dabei auf das Vorbeifahren von zwei Zähnen an der Druck- oder auch Saugöffnung. Diese sich immer wiederholende Periode wird in eine bestimmte Anzahl von Zeitschritten unterteilt, für welche jeweils neue und nur für die aktuelle Zahnradposition gültige Rechennetze erzeugt werden.

Bei der Wahl der Zeitschritte muss, wie oft üblich, ein Kompromiss eingegangen werden. Einerseits sollten möglichst große Zeitschritte gewählt werden, um die Anzahl der zu erzeugenden Rechengitter zu limitieren. Andererseits sind die Zeitschritte auch möglichst klein zu wählen, um die Zeitskala der Strömung abzubilden und möglichst genaue Ergebnisse zu erhalten.

Mit Hilfe einer Interpolation zwischen zwei Zeitschritten ist es möglich, die auf unterschiedlichen Rechennetzen ermittelten Lösungen miteinander zu verbinden.

Auch Houzeaux und Codina benutzten im ersten Schritt zweidimensionale, unstrukturierte trianguläre Rechennetze zur Untersuchung der ganzen und auch der halben Pumpe, wobei sich die Autoren im zweiten Fall nur auf die Saugseite der Pumpe konzentrierten. Die Saugseite der Pumpe wurde abschließend zudem

mit einem dreidimensionalen Berechnungsmodell nachgerechnet. Das Ziel ihrer Arbeit war die Berechnung der Druckkonturen an der Saugseite der Pumpe, um die Verwirbelungsverluste im Zuge des periodischen Ansaugvorgangs berechnen und etwaige Kavitationsgebiete detektieren zu können.

Ein großer Vorteil des Verfahrens nach Houzeaux und Codina ist die im Gegensatz zu Riemslagh et al. und Panta wesentlich genauere Abbildung der Strömung beim Eingriff der Zähne und die somit realitätsgetreuere Berechnung der Spaltverluste.

Eine Kombination der ALE- und FMALE-Methode wird von Castilla et al. [53] zur numerischen Simulation der turbulenten Strömung in der Saugkammer einer Zahnradpumpe verwendet. Während für die präsentierten Berechnungen grundsätzlich „moving and deforming meshes“ verwendet werden, wird in Fällen sehr starker Netzverzerrung auch auf „Remeshing“ zurückgegriffen. Im Gegensatz zu den zuvor präsentierten Studien wird auch dem Thema Turbulenzmodellierung höchste Beachtung geschenkt, in dem die mit unterschiedlichen Turbulenzmodellen (Standard $k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$ (Renormalization Group Theory), Realizable $k-\varepsilon$ und RSM (Reynolds Stress Modell)) errechneten Ergebnisse miteinander verglichen werden.

Einen völlig konträren Ansatz für die numerische Strömungssimulation von rotierenden Verdrängerpumpen ermöglichen die „Fictitious Domain (FD) Methods“. Im Wesentlichen unterscheidet man dabei zwischen vier unterschiedlichen Methoden, welche in einer Veröffentlichung von Vande Voorde et al. [54] ausführlich diskutiert werden. Zu diesen Methoden zählt unter anderem auch die „Immersed-Solid-Method“, welche im Zuge der vorliegenden Arbeit verwendet wurde und in Kapitel 6.3 näher vorgestellt wird.

Im Gegensatz zu den ALE-Methoden wird bei den FD-Methoden eine real im Fluid vorhandene Festkörper-Geometrie nicht als Randbedingung für das Strömungsproblem definiert. Viel mehr wird für das gesamte durch das Pumpengehäuse eingeschlossene Fluid ein einziges Rechennetz erzeugt, welchem auch die Rechennetze der rotierenden Festkörper überlagert werden. Zwangsläufig entstehen dadurch Bereiche, in denen sich eine Überlappung des Fluid- und Solid-Gitters ergibt. Visualisiert wird dies durch Abbildung 42, wobei Abbildung (b), das Solid-Gitter Ω_b zeigt, welches dem Fluid-Gitter Ω_f überlagert wurde. Abbildung (a) zeigt darüber hinaus die Grenzfläche Γ_b des Solid-Gitters sowie dessen Grenzschicht δ .

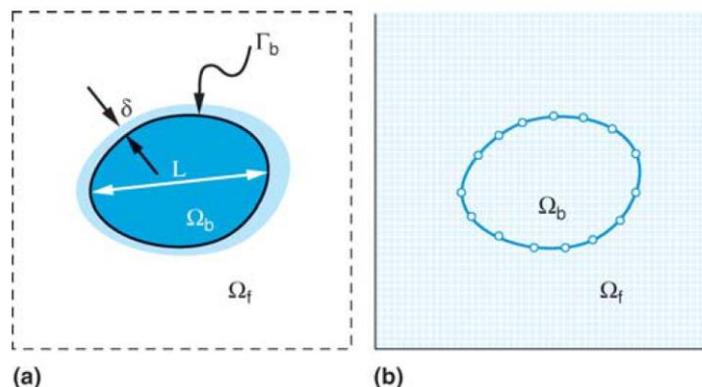


Abbildung 42: Fluid- und Solid-Regionen einer FD-Methode [47]

Üblicherweise werden mit CFD-Berechnungen nur die Strömungen im realen Fluidbereich durch die Navier-Stokes-Gleichungen beschrieben. Bei den Fictitious-Domain-Methoden hingegen wird der von den Navier-Stokes-Gleichungen beschriebene Bereich auf den gesamten Fluidbereich Ω ausgeweitet. Um die durch die

Verdrängungswirkung der rotierenden Festkörper hervorgerufenen Strömungsverhältnisse möglichst realitätsgetreu wiedergeben zu können, werden den Navier-Stokes-Gleichungen in den Bereichen, in denen sich die Fluid- und Solid-Gitter überlagern, Quellterme hinzugefügt, welche Körper- bzw. Massenkräfte beinhalten.

Entwickelt wurden diese Methoden speziell für die numerische Strömungssimulation von instationären, inkompressiblen Strömungen, die durch bewegte Geometrien bestimmt sind.

Unter Anwendung des kommerziellen CFD-Softwarepakets FLUENT verwendeten Vande Voorde et al. [54] die Fictitious-Domain-Methoden zur 2D-CFD-Berechnung einer Drehkolbenpumpe und erzielten trotz Verwendung eines relativ groben unstrukturierten Rechennetzes zufriedenstellende Berechnungsergebnisse.

Ein direkter Vergleich zwischen ALE- und FD-Methoden wird durch die Arbeiten von Fuchs [55] und Schwotzer [56] ermöglicht, die eine zwei-dimensionale CFD-Berechnung einer Drehkolbenpumpe vorstellen. Beide verwendeten das kommerzielle CFD-Softwarepaket ANSYS-CFX und die darin implementierte „Immersed-Solid-Method“ bzw. die „Moving-Mesh-Method“. Ein Vergleich der beiden Arbeiten zeigt, dass die „Moving-Mesh-Method“ zwar eine höhere Berechnungsgenauigkeit ermöglicht, deren Rechenaufwand allerdings weit über der alternativ verwendeten „Immersed-Solid-Method“ liegt.

Ein dritter, allerdings seltener verwendeter Ansatz zur Simulation von rotierenden Verdrängerpumpen ist eine unter dem Namen „Smoothed Particle Hydrodynamics (SPH)“ bekannte Methode. SPH ist eine Lagrange-basierte Methode zur Modellierung von Strömungen und Wärmeübertragungsproblemen. Im Gegensatz zur klassischen CFD-Berechnung werden hierbei jedoch keine Rechennetze benötigt. Das Fluid wird durch Partikel approximiert, welche sich mehr oder weniger frei im Strömungsraum bewegen können, anstatt an Knotenpunkte diskreter Rechennetze gebunden zu sein. Eine SPH-Simulation einer Drehkolbenpumpe wird beispielsweise von Prakash et al. [57] präsentiert. In der veröffentlichten Studie wurde der Einfluss einer variierenden Spaltweite auf die Schubspannungen im Fluid und auf die zu erwartenden Wirkungsgrade untersucht.

Ein Großteil der in diesem Kapitel vorgestellten und diskutierten Veröffentlichungen bietet eine detaillierte Beschreibung der verwendeten numerischen Modelle und Lösungsansätze. Ein Vergleich der berechneten Ergebnisse mit experimentell ermittelten Daten wird allerdings nur in den seltensten Fällen dargestellt. Darüber hinaus sei anzumerken, dass sich ein Großteil der Arbeiten auf 2D-CFD-Modelle bezieht, in denen die in rotierenden Verdrängerpumpen existierenden Spalte nur teilweise berücksichtigt werden. Für praktische Anwendungen ist es hingegen von großer Bedeutung zu wissen, wie groß der Spalteinfluss auf den zu erwartenden Wirkungsgrad tatsächlich ist bzw. wie nah die mit unterschiedlichen Berechnungsmodellen ermittelten Ergebnisse der Realität tatsächlich kommen.

Die Beantwortung dieser Frage war unter anderem der Schwerpunkt mehrerer, im Rahmen der vorliegenden Dissertation entstandener Veröffentlichungen zum Thema Simulation von rotierenden Verdrängerpumpen (siehe [59], [60] und [61]). Die erarbeiteten Berechnungsergebnisse und die daraus abgeleiteten Erkenntnisse sind Inhalt der folgenden Unterkapitel.

6.2 Analytische Berechnung anhand eines 1-D-Modells

Um den Einfluss der in Zahnradpumpen unumgänglichen Kopf- und Stirnspalte auf die Förderkennlinien schon vor der Erstellung eines ersten Pumpendesigns abschätzen sowie die Auslegungsdaten (siehe Kapitel 5.2) der Pumpe verifizieren zu können, wurde in der vorliegenden Arbeit ein eindimensionaler Ansatz zur Berechnung der Leakageströme gewählt, welcher auch von Faragallah [29] oder Ivantysyn et al. [33] verwendet und im Folgenden vorgestellt wird.

Grundsätzlich wird der gesamte Leakagestrom dabei in die Leakage durch die Kopf- oder Umfangsspalte Q_{L-K} und in die Leakage durch die Stirn- oder Seitenspalte Q_{L-S} aufgeteilt. Bei der Berechnung werden die beiden Leakagepfade gesondert betrachtet und darüber hinaus einige Vereinfachungen getroffen. Aus geometrischer Sicht können die Leakagepfade für Kopf- und Stirnspaltleakage einer Zahnradpumpe als zylindrische, konzentrische Ringflächen betrachtet werden.

Für die Berechnung der Leakage zwischen zwei zylindrischen, konzentrischen Flächen kann mit ausreichender Genauigkeit ein Ansatz entsprechend dem ebenen Spalt gewählt werden [33].

Anstatt eines Polarkoordinatensystems wird für die folgenden Überlegungen daher ein kartesisches Koordinatensystem gewählt. Im Falle der Leakage durch die Kopfspalte wird der zwischen Pumpengehäuse und Zahnköpfen befindliche Ringspalt, wie in Abbildung 43 und Abbildung 44 dargestellt, dazu in einer x - y -Ebene abgewickelt. Gerechtfertigt wird diese Vereinfachung dadurch, dass die Spaltweite s_K im Vergleich zur Zahnhöhe bzw. zum Kopfkreisradius r_a verhältnismäßig klein ist.

Die in der realen Pumpe vorliegende Geschwindigkeitsverteilung im Kopfspalt der Zahnradpumpe (siehe Bezeichnung „3“ in Abbildung 43) entsteht durch die Überlagerung der durch die Rotation der Zahnräder relativ zur stehenden Gehäusewand hervorgerufenen Couette-Strömung (siehe Bezeichnung „2“ in Abbildung 43) und der durch den Druckgradienten in der Pumpe hervorgerufenen Leakage-Strömung in die entgegengesetzte Richtung bzw. der sogenannten Poiseuille-Strömung (siehe Bezeichnung „1“ in Abbildung 43).

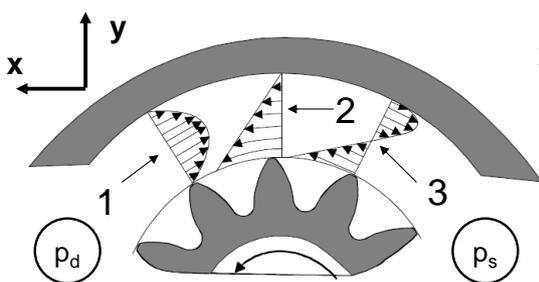


Abbildung 43: Geschwindigkeitsverteilung im Kopfspalt einer Zahnradpumpe

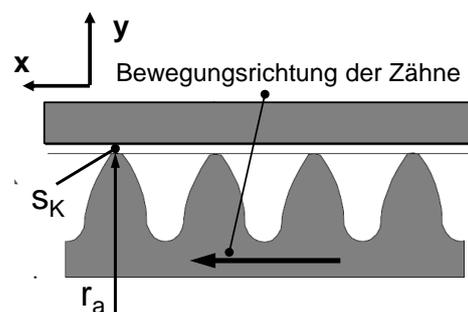


Abbildung 44: In die Ebene abgewickelter Kopfspalt einer Zahnradpumpe

Ähnliche Überlegungen wie für die Kopfspalte wurden auch für die Stirnspalte angestellt. Der in Abbildung 45 (links) mit strichlierten Linien und transparent gefüllten Ringflächen dargestellte Strompfad wird als eben angesehen, und die gesamte Stirnspaltleakage wird in eine Leakage zwischen Welle und Gehäuse Q_{L-S1} und

in eine Leckage zwischen den beiden Wellen Q_{L-S2} aufgeteilt. Zur Vervollständigung ist in Abbildung 45 (links) darüber hinaus auch noch der Leckagepfad der Kopfspaltleckage als schmale Ringfläche dargestellt.

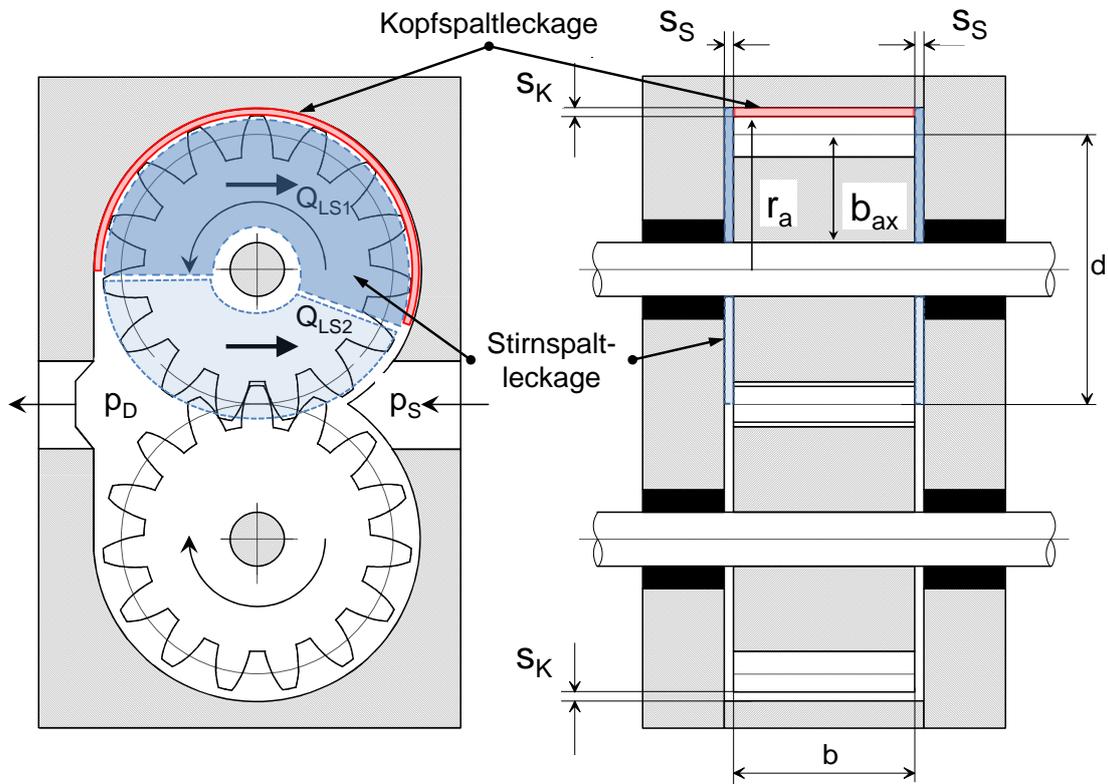


Abbildung 45: Schnittdarstellungen einer außenverzahnten Zahnradpumpe inklusive der Hauptmaße und Spaltabmessungen

Unter Berücksichtigung der Kontinuitätsgleichung kann die Leckage in einem verebneten Spalt konstanter Breite b und konstanter Spalthöhe s wie folgt berechnet werden:

$$Q_{L-K} = -b \cdot \int_0^{s_K} v_{x,K(y)} dy \quad (42)$$

bzw.

$$Q_{L-S} = -b_{Ax} \cdot \int_0^{s_S} v_{x,S(y)} dy \quad (43),$$

wobei $v_{x,K(y)}$ und $v_{x,S(y)}$ als Geschwindigkeitsprofile der Kopf- bzw. Stirnspalte im kartesischen x - y -Koordinatensystem betrachtet werden können. Das negative Vorzeichen bedeutet, dass der Volumenstrom in Richtung des negativen Druckgradienten fließt [33]. Die axiale Spaltbreite b_{Ax} lässt sich als Differenz zwischen Teilkreisradius r ($= d/2$) und Wellenradius r_W ($= d_W/2$) berechnen.

Die für die Berechnung der Leckageströme benötigten Geschwindigkeitsverteilungen $v_{x,K(y)}$ und $v_{x,S(y)}$ werden nun auf Basis der eindimensionalen Navier-Stokes-Gleichung für inkompressible Strömungen ermittelt, die allgemein formuliert wie folgt lautet:

$$\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \cdot \frac{\partial v_x}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \cdot \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} \right) + \rho \cdot g_x \quad (44)$$

Für alle weiteren Betrachtungen werden folgende Vereinfachungen eingeführt:

- Unter der Voraussetzung kleiner Reynolds-Zahlen können die Massenkräfte gegenüber den Zähigkeitskräften vernachlässigt werden.
- Die Strömung ist stationär. Alle Ableitungen nach der Zeit können daher gleich Null gesetzt werden.
- Unter Berücksichtigung der Kontinuitätsgleichung ergibt sich $\frac{\partial v_x}{\partial x} = 0$.

Für die vereinfacht als planar angesehenen Kopf- und Stirnspalten einer Zahnradpumpe lassen sich die Geschwindigkeitsverteilungen $v_{x,K(y)}$ und $v_{x,S(y)}$ nun auf Basis folgender vereinfachter Form der eindimensionalen Navier-Stokes-Gleichung ermitteln.

$$\nu \cdot \rho \cdot \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} = \frac{\partial p}{\partial x} \quad (45)$$

Ein an dieser Stelle vorliegendes Problem ist die fehlende Kenntnis der Druckgradienten innerhalb der Spalte einer Zahnradpumpe, welche sehr stark von den Hauptabmaßen sowie dem durch die Drehzahl n und den Differenzdruck Δp bestimmten Betriebspunkt der Pumpe abhängig sind. Daher wird eine weitere Vereinfachung eingeführt, indem der innerhalb der Spalte vorherrschende Druckgradient in x-Richtung als linear angenommen wird. Für den Kopfspalt einer Zahnradpumpe ergibt sich dadurch beispielsweise:

$$\frac{\partial p}{\partial x} \approx \frac{\Delta p}{r_a \cdot \pi} \quad (46)$$

Die zur Berechnung der Leckageströme erforderliche Geschwindigkeitsverteilung $v_{x(y)}$ erhält man dann durch Integration der obigen Gleichung zu:

$$v_x = \frac{1}{\nu \cdot \rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{y^2}{2} + C_1 \cdot y + C_2 \quad (47)$$

Zur Bestimmung der Integrationskonstanten C_1 und C_2 muss wiederum zwischen Kopf- und Stirnspaltleckage unterschieden werden, wobei in diesem Zusammenhang auf die folgenden beiden Unterkapitel verwiesen wird.

6.2.1 Berechnung der Kopfspalt-Leckage Q_{L-K}

Zur Ermittlung der Integrationskonstanten für die Geschwindigkeitsverteilung $v_{x,K(y)}$ in den Kopfspalten einer Zahnradpumpe werden folgende Randbedingungen verwendet:

$$\text{Haftbedingung am rotierenden Zahnkopf:} \quad y = 0 \rightarrow v_x = v_a = d_a \cdot \pi \cdot n$$

$$\text{Haftbedingung an der stehenden Gehäusewandung:} \quad y = s_K \rightarrow v_x = 0$$

Mit:	y	...	Parameter für die Spalthöhe
	x	...	Parameter für die Spalllänge
	s_K	...	Kopfspalthöhe

Mit Hilfe dieser Randbedingungen lassen sich die Integrationskonstanten wie folgt berechnen:

$$C_1 = -\frac{v_a}{s_K} - \frac{1}{\nu \cdot \rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{s_K}{2} \quad (48)$$

$$C_2 = v_a \quad (49)$$

Werden C_1 und C_2 in Gleichung (47) eingesetzt, so erhält man das Geschwindigkeitsprofil $v_{x,K(y)}$ im Kopfspalt einer Zahnradpumpe unter Annahme eines linearen Druckgefälles von Druck- zu Saugseite mit Hilfe der folgenden Gleichung:

$$v_{x,K(y)} = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{y^2}{2 \cdot \nu \cdot \rho} - \left(\frac{v_a}{s_K} + \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \cdot \frac{s_K}{2 \cdot \nu \cdot \rho} \right) \cdot y + v_a \quad (50)$$

Durch Einsetzen der obigen Gleichung in die Gleichung (42) und die nachfolgende Integration sowie Berücksichtigung des linearen Druckgefälles (siehe Gleichung (47)) lässt sich die Kopfspalt-Leckage Q_{L-K} für ein Einzelzahnrad schlussendlich wie folgt berechnen:

$$Q_{L-K} = -b \cdot \int_0^{s_K} v_{x,K(y)} dy$$

$$Q_{L-K} = -b \cdot \int_0^{s_K} \left(+v_a \cdot \left(1 - \frac{y}{s_K} \right) + \frac{1}{2 \cdot \nu \cdot \rho} \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \cdot (y^2 - s_K \cdot y) \right) dy$$

$$Q_{L-K} = \frac{b \cdot s_K}{2} \cdot \left(\frac{1}{6 \cdot \nu \cdot \rho} \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \cdot s_K^2 - v_a \right)$$

$$Q_{L-K} = \frac{b \cdot s_K}{2} \cdot \left(\frac{\Delta p}{6 \cdot \nu \cdot \rho \cdot r \cdot \pi} \cdot s_K^2 - v_a \right) \quad (51)$$

Die in der Gleichung für Q_{L-K} enthaltenen Variablen lassen sich wie folgt zusammenfassen:

b	... Zahnradbreite	r	... Wälzkreisradius
s_K	... Kopfspalthöhe	ν	... Kinematische Viskosität von Benzin
Δp	... Differenzdruck	ρ	... Dichte von Benzin
v_a	... Umfangsgeschwindigkeit		

6.2.2 Berechnung der Stirnspalt-Leckage Q_{L-S}

Die Randbedingungen für die Ermittlung der Integrationskonstanten für die Geschwindigkeitsverteilung $v_{x,S(y)}$ in den Stirnspalten einer Zahnradpumpe lassen sich wie folgt zusammenfassen:

Haftbedingung an der rotierenden Stirnfläche: $y = 0 \rightarrow v_x = v_m = d_m \cdot \pi \cdot n$

Haftbedingung an der stehenden Gehäusewandung: $y = s_S \rightarrow v_x = 0$

Mit:	y	...	Parameter für die Spalthöhe
	x	...	Parameter für die Spaltlänge
	s_S	...	Stirnspalthöhe
	r_m	...	Radius des mittleren Strompfades ($= r_a/2 + r_W/2$)
	r_a	...	Kopfkreisradius

Durch Wiederholung der Vorgehensweise aus Kapitel 6.2.1 sowie die Verwendung eines linearen Druckgradienten entsprechend

$$\frac{\partial p}{\partial x} \approx \frac{\Delta p}{r_m \cdot \pi} \quad (52)$$

lässt sich die Stirnspalt-Leckage Q_{L-S1} zwischen Welle und Gehäuse (siehe dunkel markierter Bereich in Abbildung 45) für ein Einzelzahnrad wie folgt berechnen:

$$Q_{L-S1} = b_{Ax} \cdot s_S \cdot \left(\frac{\Delta p}{6 \cdot \nu \cdot \rho \cdot r_m \cdot \pi} \cdot s_S^2 - v_m \right) \quad (53)$$

Bei der Berechnung der Stirnspalt-Leckage Q_{L-S2} , welche im Bereich zwischen Welle und Eingriffspunkt der Verzahnung auftritt (siehe hell markierter Bereich in Abbildung 45), ist darauf zu achten, dass die Schleppwirkung der rotierenden Zahnräder zu einer Erhöhung des Leckagestromes führt, was sich durch einen Vorzeichenwechsel im letzten Term der Gleichung (53) widerspiegelt. Darüber hinaus verkürzt sich die mittlere Spaltlänge vom halben Umfang des mittleren Strompfades ($r_m \cdot \pi$) auf den Teilkreisradius r.

Für ein Einzelzahnrad lässt sich die Stirnspalt-Leckage Q_{L-S2} , die im Bereich zwischen Welle und Eingriffspunkt der Verzahnung auftritt, demnach wie folgt berechnen:

$$Q_{L-S2} = b_{Ax} \cdot s_S \cdot \left(\frac{\Delta p}{6 \cdot \nu \cdot \rho \cdot r} \cdot s_S^2 + v_m \right) \quad (54)$$

Die in der Gleichung für Q_{L-S} enthaltenen Variablen lassen sich wie folgt zusammenfassen:

b_{Ax}	... Axiale Spaltbreite	r	... Teilkreisradius
s_S	... Stirnspalthöhe	r_W	... Wellenradius
Δp	... Differenzdruck	r_m	... Radius am mittleren Stropfad
ρ	... Dichte von Benzin	ν	... Kinematische Viskosität von Benzin
v_m	... Umfangsgeschwindigkeit am mittleren Stropfad		

6.2.3 Theoretische Berechnung des Spalteinflusses

Die gesamte interne Leckage ΣQ_L einer außenverzahnten Zahnradpumpe lässt sich auf Basis der Ableitungen aus den beiden vorhergehenden Unterkapitel darstellen als

$$\Sigma Q_L = 2 \cdot (Q_{L-K} + 2 \cdot Q_{L-S1} + 2 \cdot Q_{L-S2}) \quad (55).$$

Grundsätzlich zeigt sich, dass die internen Leckageströme durch die Abmaße der Zahnradpumpe sowie durch die Betriebsparameter der Pumpe (Differenzdruck Δp und Drehzahl n) bestimmt werden. Den mit Abstand größten Einfluss auf das Förderverhalten einer Zahnradpumpe hat jedoch die Spaltweite s , welche, wie die Gleichungen (51), (53) und (54) zeigen, mit der dritten Potenz in die Leckageberechnung eingeht.

Die analytische Berechnung der Leckageströme wurde in weiterer Folge verwendet, um den tatsächlichen Spalteinfluss auf das Förderverhalten der Benzin-Einspritzpumpe abschätzen zu können. Mit Hilfe des gewählten Berechnungsansatzes lassen sich, wenn auch stark vereinfacht, volumetrische Wirkungsgrade, Förderkennlinien sowie der Leistungsbedarf der Pumpe berechnen, wodurch die in Kapitel 5.2 präsentierten Hauptabmaße und Betriebsparameter der Pumpe auf einfache Weise verifiziert werden können.

Indem der Differenzdruck Δp , die Pumpendrehzahl n sowie die Spaltweiten s_K und s_S als variable Parameter gewählt werden, ist es möglich, den Einfluss jeder einzelnen Größe auf die Förderkennlinien einer Zahnradpumpe zu untersuchen.

Um den Nachweis zu erbringen, dass sich das vorgestellte analytische Berechnungsmodell tatsächlich für die Berechnung von Förderkennlinien eignet, wurde eine Evaluierung anhand einer Referenzpumpe durchgeführt. Für die Evaluierung wurde das Modell GJ-N23 der Fa. MICROPUMP verwendet. Dabei handelt es sich um eine Miniaturzahnradpumpe mit einem Verdrängungsvolumen von $V_U = 0.64 \text{ cm}^3/\text{U}$. Die Pumpe wurde im Labor des Instituts für Hydraulische Strömungsmaschinen vermessen, wobei folgende charakteristische Maße abgenommen wurden:

Kopfkreisdurchmesser:	$d_a = 12.6 \text{ mm}$	Zahnradbreite:	$b = 8.93 \text{ mm}$
Zähnezahl:	$z = 9$	Kopfspalthöhe:	$s_k = 0.06 \text{ mm}$
Stirrspalthöhe:	$s_s = 0.015 \text{ mm}$		

Mit Hilfe des analytischen Berechnungsmodells wurden für die Drehzahlen $n = 860 \text{ rpm}$, $n = 1150 \text{ rpm}$ und $n = 1450 \text{ rpm}$ Förderkennlinien für das Fördermedium Wasser berechnet und mit den Herstellerangaben verglichen.

Unter Verwendung der abgenommenen Pumpen- und Spaltabmaße wurde für eine jeweils konstante Drehzahl n ein Differenzdruck von $\Delta p = 1 \text{ bar}$, $\Delta p = 2 \text{ bar}$, $\Delta p = 3 \text{ bar}$ und $\Delta p = 4 \text{ bar}$ verwendet, um die resultierende Fördermenge Q entsprechend folgender Bilanz zu berechnen:

$$Q_{(\Delta p, n, s)} = Q_{\text{theoretisch}(n)} - \sum Q_{L(\Delta p, n, s)} = V_U \cdot n - \sum Q_{L(\Delta p, n, s)} \quad (56)$$

Abbildung 46 zeigt einen Vergleich der analytisch berechneten und in den Datenblättern angegebenen Förderkennlinien. Es zeigt sich, dass die analytische Berechnung steilere Förderkennlinien als vom Hersteller angegeben ergibt. Die Leckageverluste fallen daher in der Berechnung geringer aus, als es die Herstellerangaben erwarten lassen. Vergleicht man nun die Gradienten der Kennlinien aus Abbildung 46, so ergibt sich für jeweils 1 bar Differenzdrucksteigerung ein leakagebedingter Fördermengenrückgang von etwa 2 ml/s aus der Berechnung sowie ein Fördermengenrückgang von etwa 2.5 ml/s für die Angaben entsprechend der Datenblätter. In Anbetracht der Einfachheit des vorgestellten Berechnungsverfahrens kann dieses Ergebnis als durchaus akzeptabel betrachtet werden.

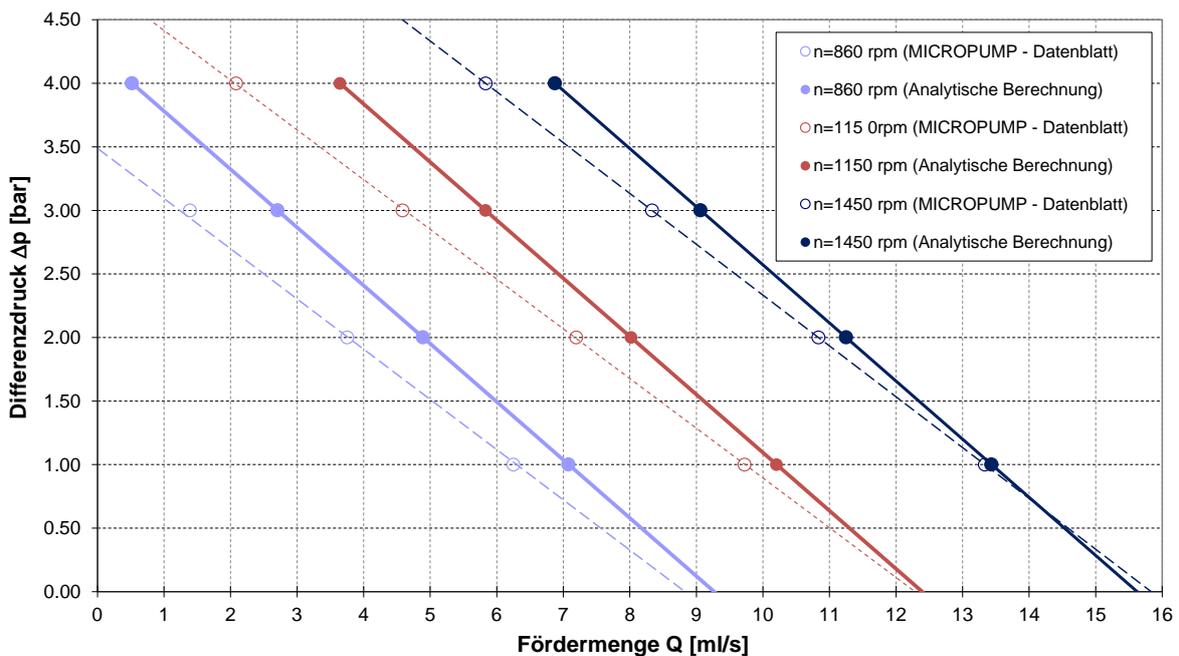


Abbildung 46: Vergleich der analytisch berechneten und der vom Hersteller angegebenen Förderkennlinien der Zahnradpumpe MICROPUMP GJN23

In weiterer Folge wurde das analytische Berechnungsverfahren auch dazu verwendet, die Förderkennlinien der Prototypen-Einspritzpumpe mit den Abmaßen entsprechend Kapitel 5.2 zu berechnen.

Die in Abbildung 47 dargestellten Förderkennlinien stellen den Differenzdruck Δp in Abhängigkeit von der Fördermenge Q und der Pumpendrehzahl n dar, wobei für die Berechnung drei unterschiedliche Spaltmaße verwendet wurden. Die in Abbildung 47 mit durchgezogenen Linien dargestellten Berechnungsergebnisse zeigen, dass sich bei einer Spaltweite von $s = 0.01$ mm ($s = s_s = s_k$) verhältnismäßig steile, drucksteife Förderkennlinien erwarten lassen. Für eine Pumpendrehzahl von $n = 850$ rpm wurde die Förderkennlinie auch noch für eine Spaltweite von $s = 0.02$ mm und $s = 0.03$ mm berechnet. Es zeigt sich, dass die fiktive Spalterweiterung zu einer drastischen Zunahme der internen Leckage führt, und der maximal erreichbare Differenzdruck auf nur wenige [bar] absinkt.

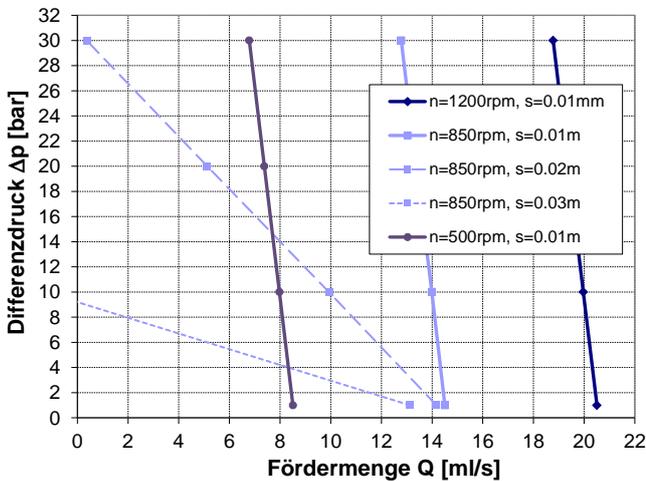


Abbildung 47: Förderkennlinien bei variabler Drehzahl und Spaltweite

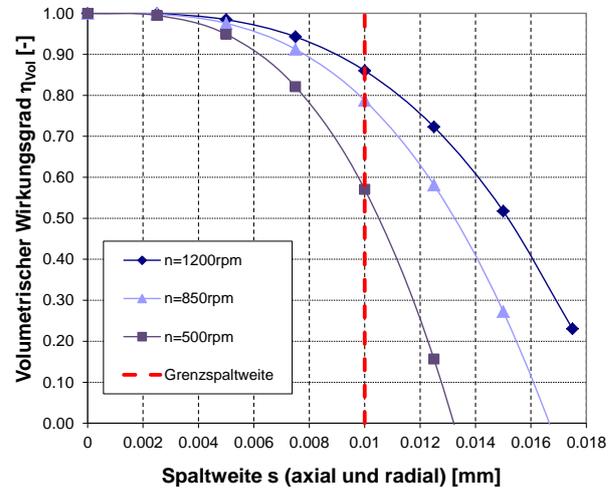


Abbildung 48: Vol. Wirkungsgrad bei $\Delta p = 50$ bar als Funktion von Spaltweite und Betriebspunkt

Zu ähnlichen Schlussfolgerungen führen auch die in Abbildung 48 dargestellten Ergebnisse, welche den bei einem konstanten Differenzdruck von $\Delta p = 50$ bar berechneten volumetrischen Wirkungsgrad als Funktion der Spaltweite s sowie der Pumpendrehzahl n zeigt. Der volumetrische Wirkungsgrad kann dabei wie folgt berechnet werden:

$$\eta_{Vol(\Delta p, n, s)} = 1 - \frac{\sum q_{L(\Delta p, n, s)}}{V_U \cdot n} \quad (57)$$

Während bei einem Differenzdruck von $\Delta p = 50$ bar sowie einer Pumpendrehzahl von $n = 1200$ rpm und einer Kopf- sowie Stirnspaltweite von $s = 0.01$ mm noch ein volumetrischer Wirkungsgrad von etwa 85 % erreicht wird, fällt dieser bei einer fiktiven Erhöhung der Spaltweite auf $s = 0.018$ mm auf lediglich 20 % ab.

Ebenfalls ersichtlich wird, dass die Einhaltung einer Mindestspaltweite von $s = 0.01$ mm unerlässlich ist, um auch bei verhältnismäßig kleinen Drehzahlen von beispielsweise $n = 500$ rpm noch einen akzeptablen volumetrischen Wirkungsgrad von zumindest 50 % zu erreichen.

Die präsentierten Berechnungsergebnisse verdeutlichen, dass die Einhaltung von Minimalspalten in der Größenordnung von $s = 0.01$ mm eine Grundvoraussetzung für das Erreichen eines Differenzdruckes von zumindest $\Delta p = 50$ bar bei der gewählten Pumpenbaugröße darstellt. Darüber hinaus verdeutlicht diese Erkenntnis die bereits in Kapitel 5.4 erläuterte Notwendigkeit für ein druckkompensiertes Pumpenkonzept.

Des Weiteren erlaubt das entwickelte analytische Berechnungsmodell eine Aufspaltung der Gesamtpaltverluste ΣQ_L in die Kopf- und Stirnspaltleckage. Abbildung 49 zeigt diese Aufspaltung exemplarisch für einen Betriebspunkt bei $\Delta p = 50$ bar und $n = 1200$ rpm. Es zeigt sich, dass die Gesamtpaltverluste unter Annahme einer konstanten Spaltweite ($s = s_K = s_S$) im Wesentlichen von den Stirnspaltverlusten bestimmt werden, die unabhängig von der Spaltweite s etwa 85 % der gesamten internen Leckage in einer Zahnradpumpe ausmachen. Der Anteil der Kopfspaltverluste an den Gesamtpaltverlusten beträgt hingegen nur etwa 15 %. Diese Erkenntnis begründet, warum in außenverzahnten Zahnradpumpen hauptsächlich nur die Stirnspalte kompensiert werden.

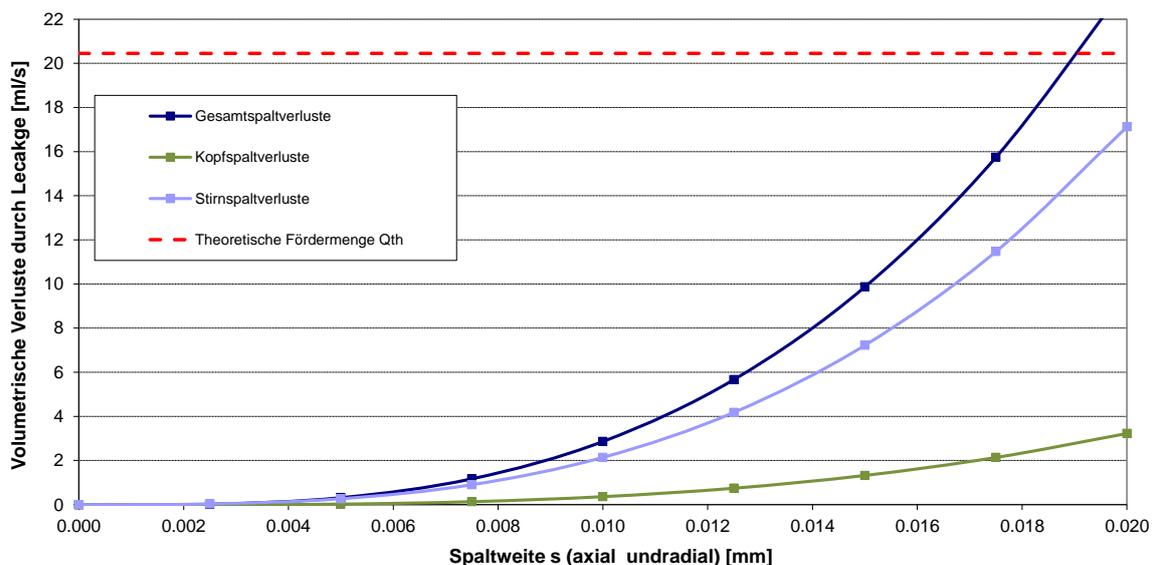


Abbildung 49: Aufspaltung der Gesamtpaltverluste der Zahnradpumpe in Kopf- und Stirnspaltleckage bei $\Delta p = 50$ bar und $n = 1200$ rpm

6.3 3D-CFD Berechnung von rotierenden Verdrängerpumpen

Die im vorhergehenden Kapitel präsentierten Ergebnisse zeigen, dass sich die Fördercharakteristik einer rotierenden Verdrängerpumpe im Allgemeinen bzw. einer Zahnradpumpe im Speziellen auf Basis einfacher Überlegungen ohne großen Aufwand berechnen lässt. Eine Voraussetzung dafür ist jedoch die Einführung

von Vereinfachungen, wie zum Beispiel die Annahme einer ebenen eindimensionalen Spaltströmung oder die Verwendung von konstanten Druckgradienten zwischen Druck- und Saugseite der Pumpe.

Vor allem die Kenntnis der real in der Pumpe vorhandenen Druckverläufe in den Kopf- und Stirnspalten ist von größtem Interesse. Die Druckverläufe in den Spalten dienen nicht nur zur Berechnung der pumpeninternen Leckageströme, sondern sind auch für die Auslegung der Druckkompensationselemente (siehe Kapitel 5.4) von großer Bedeutung.

Um eine rotierende Verdrängerpumpe auch ohne vereinfachte Annahmen simulieren und dabei alle in einer rotierenden Verdrängerpumpe auftretenden Strömungsphänomene und die daraus resultierenden Druckverläufe untersuchen zu können, bedient man sich der dreidimensionalen CFD-Berechnung, die sich im Vergleich zu anderen Pumpentypen, wie bereits eingangs erwähnt, wesentlich schwieriger und nur mit erhöhtem Modellierungs- und Rechenaufwand realisieren lässt.

Für die vorliegende Arbeit wurde zu diesem Zweck die im kommerziellen CFD-Softwarepaket ANSYS-CFX implementierte Immersed-Solid-Methode verwendet und deren Tauglichkeit zur Berechnung von rotierenden Verdrängerpumpen zunächst an einer etwas einfacheren Problemstellung evaluiert. Die Evaluierung der CFD-Ergebnisse war unter anderem auch das Thema einer im Zuge der vorliegenden Dissertation betreuten Diplomarbeit [58] und wird in Kapitel 6.3.1 präsentiert. In einem zweiten Schritt wurde das im folgenden Kapitel detailliert diskutierte Vorgehen auf die entwickelte Zahnradpumpe angewandt. Die Ergebnisse der abschließenden CFD-Berechnung der Zahnradpumpe werden in Kapitel 6.3.2 vorgestellt.

6.3.1 Evaluierung der Immersed-Solid-Methode anhand einer Drehkolbenpumpe

6.3.1.1 Experimentelle Untersuchungen als Basis der Evaluierung

Die Evaluierung der CFD-Ergebnisse aus der Berechnung einer Drehkolbenpumpe mit einem 2-flügeligen, unverwundenen Kolbendesign wurde anhand experimenteller Ergebnisse durchgeführt und in [59] und [60] publiziert. Die Basis der Evaluierung stellt die experimentelle Untersuchung derjenigen Pumpe dar, die bereits in Kapitel 3.2.8 beschrieben wurde.

Im Zuge der experimentellen Arbeiten wurden an einem Kleinpumpenprüfstand des Instituts für Hydraulische Strömungsmaschinen Kennfeld- und Druckpulsationsmessungen durchgeführt, deren Ergebnisse zur Evaluierung des numerischen Modells verwendet wurden. Gemessen wurden dabei unter anderem Δp -/Q-Kennlinien in einem Drehzahlbereich von $n = 100 - 600$ rpm. Sowohl der Differenzdruck Δp als auch der Durchfluss Q eines Betriebspunktes sind als über eine Messzeit von jeweils 20 s gemittelte Größen zu verstehen.

Mit Hilfe eines Regelorgans wurde der Differenzdruck Δp zwischen 0 bar und 7 bar variiert, wodurch sich der Durchfluss drehzahlabhängig im Bereich $Q = 0 - 1000$ l/min einstellte. Zusätzlich wurden drehzahlabhängige Wirkungsgradkennlinien gemessen und als Funktion des Durchflusses dargestellt. Besondere Aufmerksamkeit wurde den Druckpulsationsmessungen geschenkt, welche für bestimmte Betriebspunkte ($\Delta p = 1.5$ bar und $\Delta p = 3.5$ bar bei einer Drehzahl von $n = 100$ rpm, $n = 300$ rpm und $n = 600$ rpm) durchgeführt wurden. Die Druckpulsationen wurden am Saug- und Druckstutzen der Drehkolbenpumpe in einem Abstand von $4 \cdot D$ vom Ein- bzw. Auslass der Pumpe gemessen. Das Spaltmaß für die Kopf- und Stirnspalte betrug $s = 0.2$ mm. Die erhaltenen Messergebnisse sind in der folgenden Abbildung dargestellt.

Die Kennlinien für $n = 300$ rpm wurden als Bezug für den Vergleich mit den nachfolgend durchgeführten CFD-Berechnungen verwendet.

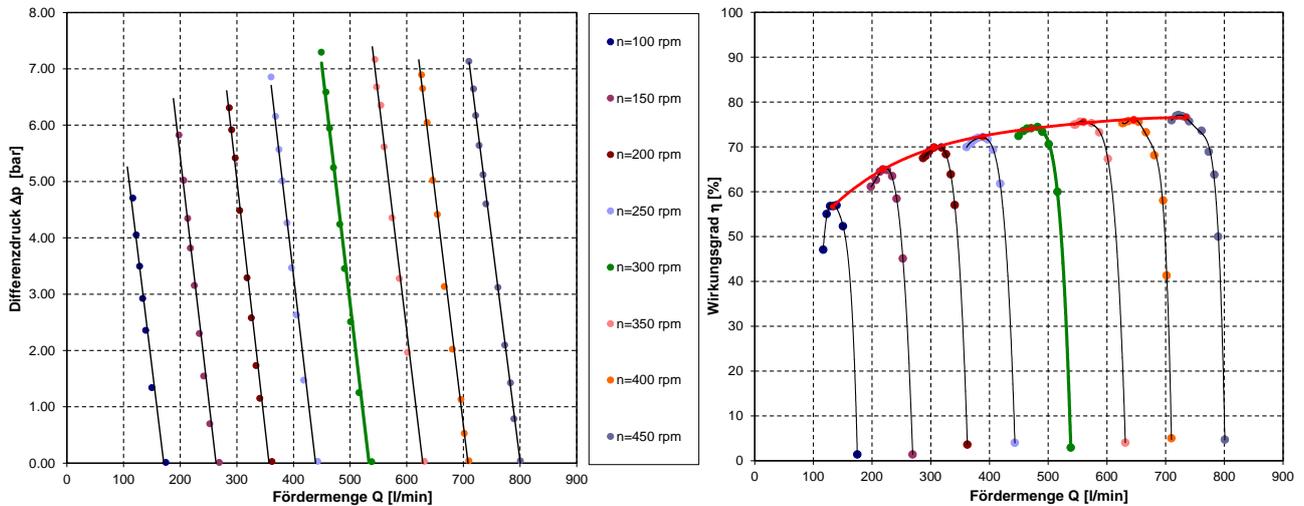


Abbildung 50: Förder- und Wirkungsgradkennlinien als Ergebnis der experimentellen Untersuchung einer Drehkolbenpumpe

Der Drehkolbenpumpenprüfstand sowie die zur Messung der Kennlinien verwendeten Messgeräte und deren Messanschlüsse werden in Abbildung 51 präsentiert.

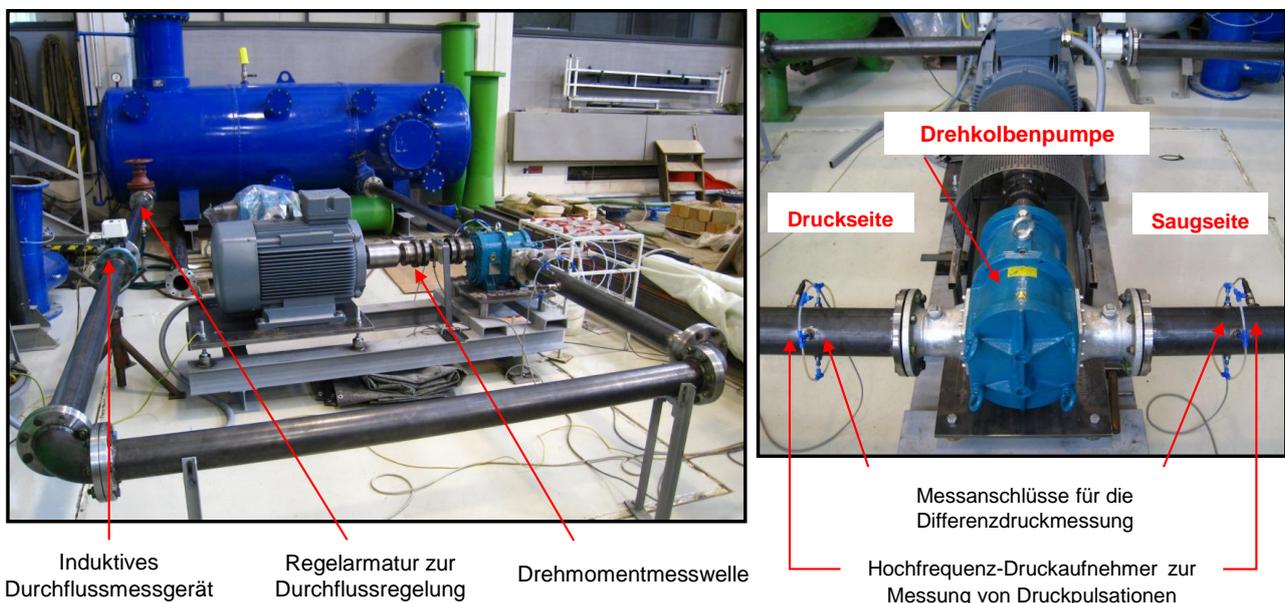


Abbildung 51: Drehkolbenpumpenprüfstand

6.3.1.2 Beschreibung des verwendeten CFD-Modells

Für die CFD-Berechnung der vorgestellten Pumpe wurde, wie bereits eingangs erwähnt, die Immersed-Solid-Methode verwendet. Begründet wird diese Entscheidung durch den im Vergleich zu alternativen Methoden (siehe Kapitel 6.1) wesentlich geringeren Berechnungs- und Modellierungsaufwand. Im Zuge der

Evaluierung des Modells am Beispiel einer Drehkolbenpumpe soll an dieser Stelle nachgewiesen werden, ob es möglich ist, die am Prüfstand gemessenen Kennlinien mittels CFD-Berechnung zufriedenstellend zu reproduzieren. Für die Modellierung, Vernetzung und CFD-Berechnung wurde das kommerzielle Softwarepaket ANSYS-CFX-Workbench, Release 12.1, verwendet.

Die in ANSYS-CFX 12.1 erstmals implementierte Immersed-Solid-Methode ist eine neue Möglichkeit, den Effekt komplexer Geometriebewegungen auf die Strömung – wie zum Beispiel im Falle einer rotierenden Verdrängerpumpe – einfacher zu berechnen [63].

Für die Anwendung der Immersed-Solid-Methode sind grundsätzlich zwei separate CFD-Berechnungsgebiete, sogenannte Domains, mit einem dazugehörigen Rechennetz erforderlich. Einerseits muss ein Fluid-Rechennetz für das gesamte Pumpengehäuse erzeugt werden. Andererseits werden die Verdrängungskörper, welche im vorliegenden Fall durch die Drehkolben repräsentiert werden, separat vernetzt und als Immersed-Solids definiert. In weiterer Folge werden die Rechennetze der rotierenden Verdränger in das Pumpengehäuse eingesetzt, wodurch sich Bereiche ergeben, in denen sich die Fluid- und Solid-Rechennetze überlagern. Der ANSYS-CFX-Solver detektiert die Bereiche der Überlappung und fügt den Navier-Stokes-Gleichungen in diesem Falle Quellterme (Körper- bzw. Massenkräfte) hinzu, welche die Verdrängungswirkung der rotierenden Kolben bewirken. An der Berandung der Drehkolben wird den entsprechenden Rechenzellen dadurch die Geschwindigkeit der Kolben aufgeprägt, wodurch der Einfluss der Bewegung der Verdrängungskörper auf die Strömung im Pumpengehäuse berechnet werden kann.

Die in ANSYS-CFX verwendeten Quellterme bzw. „momentum sources S“ lassen sich mittels folgender Gleichung beschreiben [64]:

$$S = -\alpha \cdot \beta \cdot C \cdot (u - u_{IMS}) \quad (58)$$

Die in obiger Gleichung enthaltenen Größen sind die für die Rechenzelle gültige Geschwindigkeit u , die Geschwindigkeit u_{IMS} des Immersed-Solid, die Variable C als Mittelwert der Diagonalkoeffizienten der Impulsgleichung, der Koeffizient β sowie der „Momentum Source Scaling Factor“ α . Für Rechenzellen innerhalb des Immersed-Solid gilt $\beta = 1$, für Rechenzellen außerhalb $\beta = 0$. Durch den „Momentum Source Scaling Factor“ lässt sich die Größe der Quellterme durch den Benutzer der Software kontrollieren, wobei als Standard-Einstellung, welche im Zuge der vorliegenden Arbeit verwendet wurde, $\alpha = 10$ hinterlegt ist.

Der große Vorteil dieser Methode besteht darin, dass die beispielsweise bei der Moving-Mesh-Methode erforderliche, komplexe und zeitintensive Neuvernetzung für bestimmte Zeitschritte nicht erforderlich ist. Unter der Voraussetzung einer geeigneten Rechennetauflösung kann für eine transiente Strömungssimulation ein einziges unveränderliches Fluid-Rechennetz verwendet werden. Andererseits ergibt sich der Nachteil, dass die Wandgrenzschicht an der Berandung der Verdrängungskörper nicht entsprechend aufgelöst werden kann, da eine Randschichtverdichtung des Rechennetzes in diesem Fall nicht möglich ist. Der viskose Beitrag der auf die Immersed-Solids wirkenden Kräfte und Momente wird dadurch typischerweise unterbewertet [63].

Als Vorbereitung der CFD-Berechnung wurde mit Hilfe des in der ANSYS-Workbench implementierten Design-Modeller ein drei-dimensionales CAD-Modell der Drehkolbenpumpe erzeugt, um die Konturen des Gehäuses, der rotierenden Kolben sowie der Kopf-, Stirn- und Zentrumsspalte zwischen den beiden Kolben möglichst realitätsgetreu wiedergeben zu können. Das erzeugte CAD-Modell, das als Basis für die Erzeugung der Rechnetze diente, ist in Abbildung 53 dargestellt.

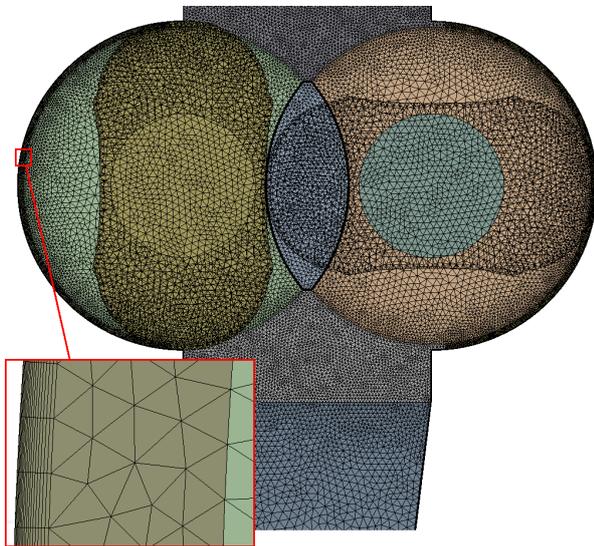


Abbildung 52: CFD-Rechennetz der untersuchten Drehkolbenpumpe

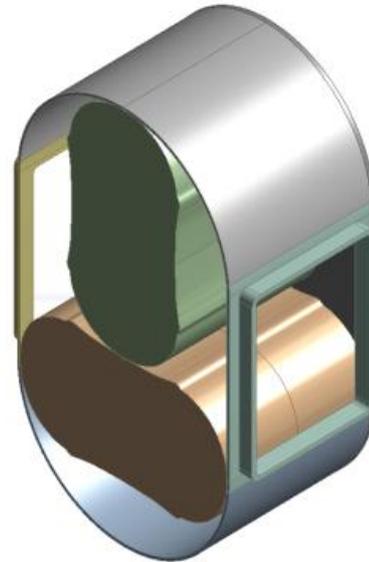


Abbildung 53: 3D-CAD-Modell der Drehkolbenpumpe

Der Strömungsraum der Pumpe sowie die beiden gegenläufig rotierenden Drehkolben wurden unter Verwendung des ANSYS-Workbench-Meshers mit Hilfe von Tetraeder-Elementen unstrukturiert vernetzt. An den Wänden des Pumpengehäuses wurden dünne Prismen-Schichten verwendet, um die Spaltregionen fein auflösen zu können und mit Hilfe der verwendeten Turbulenzmodelle, dem $k-\varepsilon$ - sowie dem SST-Modell, eine angemessene Grenzschichtbehandlung zu ermöglichen.

Zur näheren Erläuterung ist an dieser Stelle ein Exkurs in die Grundlagen der Grenzschichttheorie notwendig. Abbildung 54 zeigt die dimensionslose Geschwindigkeit u^+ als Funktion des dimensionslosen Wandabstands y^+ inklusive der Bereichseinteilung turbulenter Strömungsgrenzschichten mit den Bereichen der viskosen Unterschicht ($y^+ = 1$ bis 5), dem Übergangsbereich ($y^+ = 5$ bis 30) sowie dem Bereich im dem das sogenannte logarithmische Wandgesetz gilt ($y^+ > 30$).

Die Definition der verwendeten Größen lautet wie folgt:

$$u^+ = \frac{\overline{u}_t}{u_\tau} \quad (59)$$

$$y^+ = \frac{y \cdot u_\tau}{\nu} \quad (60)$$

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (61)$$

Die in den obigen Definitionen verwendeten Variablen sind die wandtangente Geschwindigkeitskomponente u_t , die kinematische Viskosität ν , der Wandabstand des wandnächsten Rechenknoten y , sowie die Schubspannungsgeschwindigkeit u_τ , welche sich entsprechend Gleichung (61) mittels der Wandschubspannung τ_w und der Dichte ρ berechnen lässt.

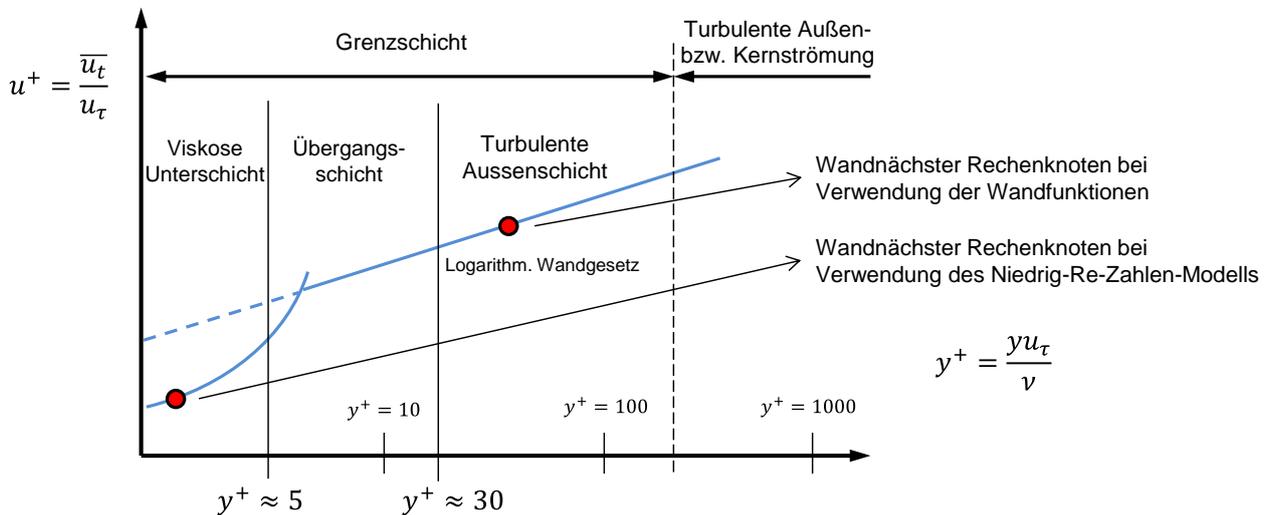


Abbildung 54: Bereichseinteilung turbulenter Strömungsgrenzschichten und y^+ -Anforderungen unterschiedlicher Modelle zur Grenzschichtberechnung [65]

Im Wesentlichen gibt es zur Berechnung der Strömung im Grenzschichtbereich die folgenden zwei unterschiedlichen Ansätze:

- Niedrig-Reynolds-Zahl-Modell bzw. „Low-Reynolds-Number method“:

Bei dieser Methode wird die Grenzschicht durch Verwendung entsprechend feiner Rechengitter derart aufgelöst, dass auch Rechenknoten in der viskosen Unterschicht vorhanden sind. Für den wandnächsten Knoten muss ein y^+ in der Größenordnung von 1 eingehalten werden.

In Strömungen mit hohen Reynolds-Zahlen ist die viskose Unterschicht so dünn, dass es schwierig ist, sie mit einer ausreichend großen Anzahl an Gitterpunkten aufzulösen. Die resultierende Rechenzeit sowie der erforderliche Speicherbedarf sind daher verhältnismäßig groß. Darüber hinaus werden die Zellen in Wandnähe sehr flach, was die Konvergenz des numerischen Verfahrens beeinträchtigt [66].

- Wandfunktionen bzw. „Wall function method“:

Diese Methode verwendet empirische Gleichungen zur Überbrückung der viskosen Unterschicht sowie der Übergangsschicht, sodass im Vergleich zur zuvor beschriebenen Methode ein wesentlich gröber aufgelöstes Rechengitter ausreicht.

Wandfunktionen beruhen auf der Existenz eines wandnahen Bereiches, in dem das Geschwindigkeitsprofil in wandnormaler Richtung einem logarithmischen Gesetz unterliegt [66].

Bei Verwendung der Wandfunktionen ist darauf zu achten, dass die im Wandfunktionsmodell enthaltenen Randbedingungen nur dann anwendbar sind, wenn der wandnächste Gitterpunkt bereits

innerhalb des logarithmischen Bereiches liegt. Der dimensionslose Wandabstand y^+ muss daher zumindest einen Wert größer 30 annehmen [66].

Eine Möglichkeit beide Varianten zu kombinieren basiert auf dem Mischen von Modellen für niedrige Re-Zahlen und den Wandfunktionen für hohe Re-Zahlen. Der Mischungsfaktor ist eine Funktion von y^+ . In diesem Falle spricht man von hybriden Wandfunktionen bzw. von automatischer Wandbehandlung [66].

Die automatische Wandbehandlung in CFX, welche für die vorliegenden Untersuchungen verwendet wurde, ermöglicht eine y^+ -unempfindliche Gestaltung der Rechennetze. In Bereichen, in denen die viskose Unterschicht durch das Rechenetz aufgelöst wird, wird das Niedrig-Reynolds-Zahl-Modell verwendet, während bei entsprechend größerer Netzauflösung automatisch die Verwendung von Wandfunktionen aktiviert wird.

Für die vorliegende Untersuchung ergeben sich für die verwendeten Rechennetze an den Wänden der Pumpe y^+ -Werte im Bereich von 0.5 bis 50, wodurch den Forderungen von CFX Rechnung getragen wird. Die erzeugten CFD-Rechennetze werden beispielhaft in Abbildung 52 gezeigt.

Außer an der Berandung der Drehkolben, an welcher die Kontur der Oberfläche möglichst realitätsgetreu wiedergegeben werden sollte, kann das Rechenetz der Solid-Körper grundsätzlich willkürlich grob gestaltet werden. Wesentlich größere Beachtung muss der Qualität und Auflösung des Fluid-Netzes geschenkt werden, da diese, wie später in dieser Arbeit noch gezeigt wird, einen erheblichen Einfluss auf die Qualität der Berechnungsergebnisse hat.

Ein Hauptaugenmerk wurde daher auf die Untersuchung des Einflusses der Netzauflösung auf die Ergebnisse der CFD-Simulation gelegt. Aus diesem Grund wurden für den Strömungsraum drei unterschiedliche Rechennetze mit einer Gesamtzahl von etwa 500.000, 720.000 und 1.500.000 Knoten erzeugt. Darüber hinaus wurde die Anzahl der zwischen der Gehäusewandung und den drehenden Kolben befindlichen Prismen-Schichten entsprechend der Empfehlungen laut [63] zwischen 5 und 15 variiert.

Die soeben beschriebenen Rechennetze wurden in ANSYS-CFX-Pre, wo auch die für die CFD-Berechnung notwendigen Solver-Einstellungen getroffen wurden, zu einem einzigen CFD-Berechnungsmodell zusammengefügt und mit entsprechenden Randbedingungen versehen.

Die transiente CFD-Berechnung der Drehkolbenpumpe wurde mit einem räumlich fixierten Fluid-Berechnungsgebiet durchgeführt, welches den Saugstutzen, das Gehäuse und den Druckstutzen beinhaltet. Darüber hinaus beinhaltet das Fluid-Berechnungsgebiet auch die Randbedingungen für den Einlass (Inlet) und den Auslass (Outlet) der Pumpe sowie die Haftbedingung für die Wände des Pumpengehäuses.

Als Randbedingung am Pumpeneintritt wurde in einem ersten Schritt der statische Druck mit einem konstanten Wert von $p_{in} = 1$ bar vorgegeben. Abhängig vom jeweils untersuchten Betriebspunkt der Pumpe wurde am Pumpenausstritt ein konstanter Wert für den Massenstrom definiert. Dieses Vorgehen ermöglicht die Berechnung der mittleren Druckdifferenz Δp sowie die Auswertung von Druckpulsationen am Austritt der Pumpe. Da sich in einer rotierenden Verdrängerpumpe sowohl Druck als auch Massenstrom abhängig vom

Verdrehwinkel bzw. der aktuellen Position der Drehkolben zeitlich mehr oder weniger stark ändern, entspricht dieser Ansatz jedoch nicht den tatsächlichen Zuständen in der untersuchten Pumpe. Daher wurden in einem zweiten Schritt am Ein- und Austritt der Pumpe exakt jene zeitlichen Druckverläufe vorgegeben, welche am Prüfstand an definierten Betriebspunkten ($\Delta p = 1.5$ bar und $\Delta p = 3.5$ bar bei einer Drehzahl von $n = 100$ rpm, $n = 300$ rpm und $n = 600$ rpm) gemessen wurden. Dies ermöglicht einerseits den direkten Vergleich zu den im ersten Schritt berechneten Pumpenkennlinien, die sich auf die gemittelten Werte von Differenzdruck und Massen- bzw. Volumenstrom stützen. Andererseits kann am Pumpenausstritt der transiente Massenstromverlauf ausgewertet werden. Mit Hilfe des transienten Massenstromverlaufs kann der Ungleichförmigkeitsgrad δ (siehe Gleichung (6)) der Drehkolbenpumpe berechnet und mit theoretischen Anhaltswerten verglichen werden.

Die einzigen bewegten Teile des CFD-Modells der Drehkolbenpumpe sind die beiden gegenläufig rotierenden Drehkolben, welche als Immersed-Solids definiert und mit einer entsprechenden Drehzahl versehen werden. Alle für die CFD-Berechnung notwendigen Informationen für die Berechnungsgebiete „Fluid“ und „Immersed Solid“ sowie die verwendeten Randbedingungen und Turbulenzmodelle werden in Tabelle 13 zusammengefasst.

Tabelle 13: CFD-Domains und Randbedingungen [60]

CFD-Domains	Options	Chosen Settings
Fluid	Domain Motion	Stationary
	Inlet	Option 1: Const. Static Pressure / Option 2: Static Pressure Pulsation
	Outlet	Option 1: Const. Mass Flow Rate / Option 2: Static Pressure Pulsation
	Walls	No-Slip-Walls (Hydraulically smooth)
	Turbulence Model	k- ϵ (recommended for IMS [63]) / SST
	Wall Functions	Scalable / Automatic
Immersed Solid	Domain Motion	Rotating
	Angular velocity	+/- 300 rpm

Zur Lösung der diskretisierten Differentialgleichungen auf dem Rechennetz wurde die „High Resolution“-Methode gewählt. Die gewählte Methode beruht auf eine einseitige Vorwärts- oder Rückwärtsdiskretisierung, wobei die Diskretisierung immer in Strömungsrichtung erfolgt [67].

Idealerweise wird eine räumliche Genauigkeit 2. Ordnung verwendet. Über den sogenannten „Blend Factor“ kann die Ordnung im berechneten Strömungsfeld jedoch abhängig von den im Rechenggebiet auftretenden Gradienten von Druck und Geschwindigkeit lokal zwischen räumlicher Genauigkeit 1. Ordnung (Blend Factor 0) und räumlicher Genauigkeit 2. Ordnung (Blend Factor 1) variiert werden.

Zur Diskretisierung der transienten Terme der Navier-Stokes-Gleichungen wurde mit der Euler-Rückwärtsdiskretisierung 2. Ordnung ein implizites Zeitschrittverfahren zweiter Ordnung Genauigkeit gewählt. Im Zuge der transienten numerischen Strömungssimulation wurden zwischen den einzelnen Zeitschritten mindestens 5 und maximal 20 Iterationen berechnet, wobei als Konvergenzkriterium für die zu berechnenden Strömungsvariablen ein RMS-Ziel (RMS = Root Mean Square) von 10^{-5} gewählt wurde. Die Zeitschritte der transienten CFD-Simulation wurden im Zuge einer Sensitivitätsanalyse zwischen $\Delta t = 1.11 \cdot 10^{-5}$ s und $\Delta t = 2.22 \cdot 10^{-3}$ s variiert. Bei einer Drehzahl von $n = 300$ rpm entspricht dies einer

zeitlichen Winkelauflösung von 0.02° bzw. 4.00° pro berechnetem Zeitschritt. Um konvergente Berechnungsergebnisse zu erhalten, wurden zumindest drei volle Umdrehungen der beiden Drehkolben berechnet.

Die Simulationen wurden auf „HP Compaq dc7900“-Workstations mit "Intel Core 2 Quad 3.00 GHz“-CPUs, einem Arbeitsspeicher von 8.00 GB RAM und einem „Windows Vista Business 64Bit“-Betriebssystem durchgeführt.

Im Zuge der transienten CFD-Simulationen wurden für jeden einzelnen Zeitschritt die physikalischen Größen Massenstrom ($m_{p-in(t)}$, $m_{p-out(t)}$), Druck ($p_{in(t)}$, $p_{out(t)}$) und Drehmoment ($M_{z(t)Lobe1}$ und $M_{z(t)Lobe2}$) berechnet und entsprechend ausgewertet. Die für die Pumpe charakteristischen Größen Differenzdruck Δp , mechanische Leistung P_{mech} , hydraulische Leistung P_{hydr} und Gesamtwirkungsgrad η_{Tot} lassen sich dadurch wie folgt berechnen und in entsprechenden Kennfeldern bzw. Diagrammen darstellen:

$$\Delta \bar{p} = \frac{\sum_{t=0}^{t_{Sim}} (p_{out(t)} - p_{in(t)})}{t_{Sim}} \dots [Pa] \quad (62)$$

$$\bar{P}_{hydr} = \Delta \bar{p} \cdot \frac{\dot{m}_{out}}{\rho} = \Delta \bar{p} \cdot Q_{out} \dots [W] \quad (63)$$

$$\bar{P}_{mech} = \frac{\sum_{t=0}^{t_{Sim}} (M_{z(t),Lobe1} + M_{z(t),Lobe2})}{t_{Sim}} \cdot \frac{n \cdot \pi}{30} \dots [W] \quad (64)$$

$$\bar{\eta}_{tot} = \frac{\bar{P}_{hydr}}{\bar{P}_{mech}} \cdot 100 \dots [\%] \quad (65)$$

6.3.1.3 Sensitivitätsanalyse

Um ein im Hinblick auf Genauigkeit und Berechnungsaufwand optimales CFD-Berechnungsmodell erstellen zu können, wurde zu Beginn eine Sensitivitätsanalyse des CFD-Problems durchgeführt. Im Zuge dieser Analyse wurde eine Variation der Rechennetzgröße bzw. Netzauflösung, der Spaltweite zwischen rotierenden und stehenden Teilen und der Zeitschrittgröße realisiert, um deren Einfluss auf die Berechnungsergebnisse quantifizieren zu können. Die im Zuge der Sensitivitätsanalyse durchgeführten Berechnungen wurden mit der Randbedingungsoption 1 (siehe Tabelle 13) durchgeführt und die Berechnungsergebnisse als zeitlich gemittelte Δp -/Q-Kennlinien entsprechend Abbildung 50 dargestellt. Abschließend wurden die bei einer konstanten Drehzahl von $n = 300$ U/min berechneten CFD-Ergebnisse mit der am Prüfstand gemessenen Pumpenkennlinie verglichen.

Abbildung 55 zeigt den Einfluss der Netzauflösung auf die Berechnungsergebnisse. Für den Kopfspalt wurde ein Spaltmaß von $s = 0.6$ mm eingestellt. Aufgrund der Tatsache, dass die experimentell untersuchte Pumpe über ein Spaltmaß von $s = 0.2$ mm verfügt (siehe Kapitel 6.3.1.1), sind dadurch generell flachere Förderkennlinien zu erwarten.

Die globale Netzgröße wurde zwischen 500.000 Knoten und 1.350.000 Knoten variiert. Die Rechennetze wurden dabei so aufgebaut, dass sich in den Kopfspaltregionen zumindest 5 Prismen-Schichten ergaben. Die Stirnspalte wurden zur Vereinfachung vernachlässigt. Die präsentierten Berechnungsergebnisse beziehen sich auf die Referenzdrehzahl von $n = 300$ U/min und auf eine relativ grobe zeitliche Auflösung von 4.00° pro Zeitschritt. Die in Abbildung 55 präsentierten Ergebnisse zeigen, dass sich durch die Verfeinerung des Rechennetzes eine bessere Reproduktion der gemessenen Kennlinien durch die CFD-Berechnung

ergibt. Je feiner die Netzaufösung, desto realistischer lassen sich die vor allem in den Spaltregionen großen Druck- und Geschwindigkeitsgradienten berechnen und desto steiler wird die mittels CFD-Simulation berechnete Pumpenkennlinie.

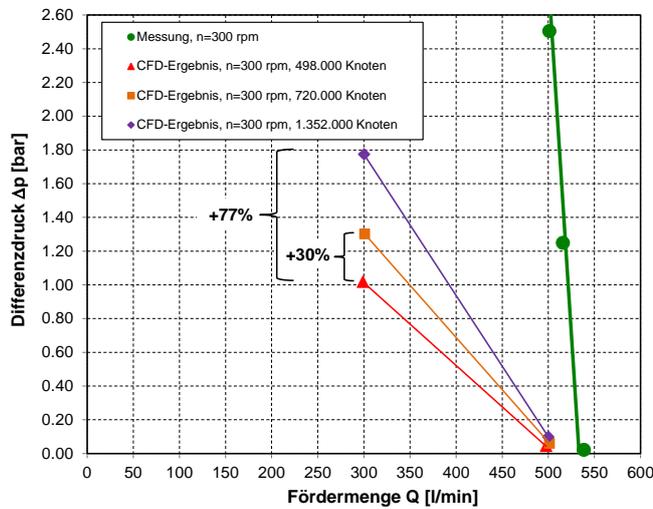


Abbildung 55: Beeinflussung der Kennlinien durch Variation der Netzgröße

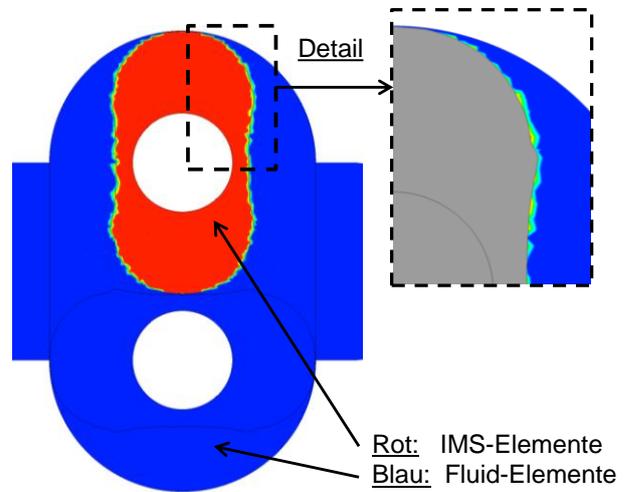


Abbildung 56: Interpretation der Solid-Kontur mittels Immersed-Solid-Methode

Die Berechnungsergebnisse zeigen allerdings auch einen großen Nachteil der Immersed-Solid-Methode. Die in Abbildung 55 präsentierten Ergebnisse verdeutlichen, dass das theoretisch erreichbare Fördervermögen bei einem Differenzdruck von $\Delta p = 0$ bar in der CFD-Berechnung unterbewertet wird.

Die Unterbewertung lässt sich darauf zurückführen, dass sich die in der CFD-Berechnung aktiven Fluid-Bereiche durch die Überlappung der Fluid- und Solid-Rechennetze ergeben. Da das Rechennetz nicht unendlich fein aufgelöst werden kann, ergibt sich eine mehr oder weniger scharfe Reproduktion der Kontur der Verdrängungskörper, was in Abbildung 56 symbolisch und verhältnismäßig stark ausgeprägt für ein grobes Rechennetz visualisiert wird. Lediglich die blau dargestellten Bereiche werden als Fluid-Bereiche interpretiert. Der Verdrängungskörper erscheint dadurch größer als er tatsächlich ist, was zu einer Reduktion des theoretischen Fördervermögens der Pumpe führt. In den spaltnahen Regionen wird die Strömungskontur aufgrund der dort verwendeten feinen Netzaufösung hingegen exakt wiedergegeben, wodurch die Berechnung der Spaltströme nicht verfälscht wird.

Der Einfluss der Variation der Kopfspaltweite wird in Abbildung 57 gezeigt. An einem Rechennetz mit einer globalen Netzgröße von 720.000 Knoten wurde der Kopfspalt zwischen rotierendem Drehkolben und stehendem Gehäuse zwischen $s = 0.6$ mm und $s = 0.2$ mm variiert. Darüber hinaus wurde die Spaltweite $s = 0.2$ mm auch noch mit einem verfeinerten Netz (1.500.000 Knoten) nachgerechnet. Obwohl sich durch die Kopfspaltverkleinerung eine weitere Annäherung der CFD-Ergebnisse an die Messergebnisse ergibt, konnten durch die angewandte Maßnahme noch immer keine befriedigenden Berechnungsergebnisse erzielt werden.

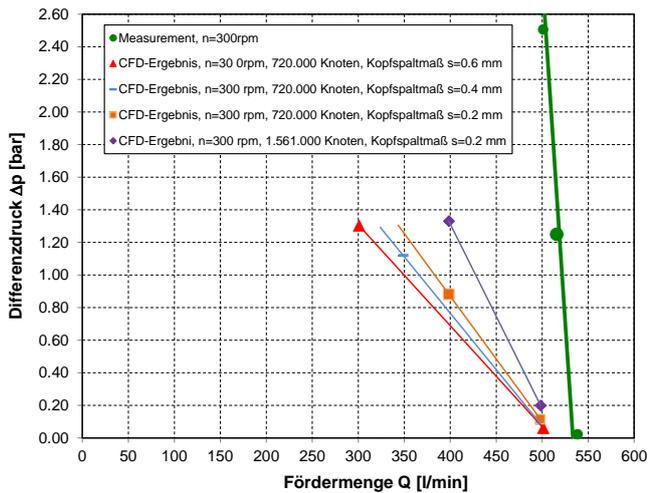


Abbildung 57: Beeinflussung der Kennlinien durch Variation der Kopfspaltweite

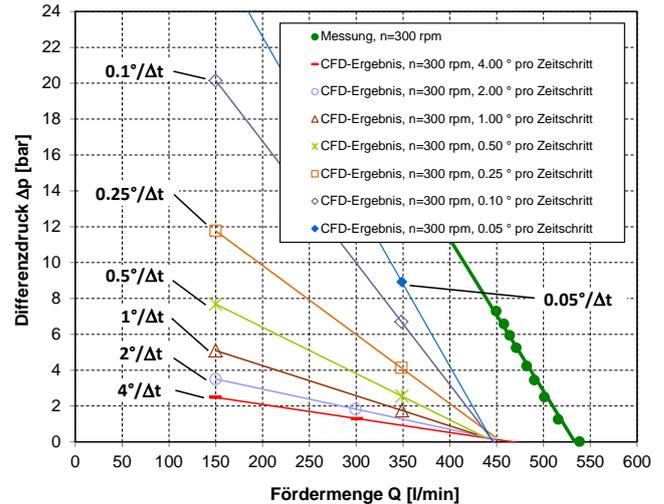


Abbildung 58: Beeinflussung der Kennlinien durch Variation der Zeitschritt-Größe

Der Einfluss der Zeitschrittweite der CFD-Simulation auf die Berechnungsergebnisse wird schließlich in Abbildung 58 visualisiert. Abermals wurde das Rechenetz mit einer globalen Netzgröße von 720.000 Knoten verwendet, wobei der Kopfspalt mit $s = 0.6$ mm nun konstant gehalten und der Zeitschritt der transienten CFD-Berechnung von $\Delta t = 2.22 \cdot 10^{-3}$ s (entspricht 4.00° Winkelauflösung pro Zeitschritt) auf $\Delta t = 2.78 \cdot 10^{-5}$ s (entspricht 0.05° Winkelauflösung pro Zeitschritt) reduziert wurde. Die Berechnungsergebnisse zeigen, dass die Zeitschrittweite den wohl größten Einfluss auf die Qualität der CFD-Berechnung hat. Bei Verwendung einer Winkelauflösung von 0.10° bzw. 0.05° pro Berechnungszeitschritt besitzen die CFD-Kennlinien eine annähernd gleiche Steigung wie die im Zuge der experimentellen Untersuchung gemessenen Kennlinien. Weiters bedeutet dies, dass die volumetrischen Wirkungsgrade und demnach auch die internen Leakageströme realitätsgetreu wiedergegeben werden.

Aus praktischer Sicht führt die Verkleinerung der Zeitschrittweite in der vorliegenden Anwendung zu einer Verbesserung der Qualität der Berechnungsergebnisse. Aus theoretischer Sicht wird durch eine Verkleinerung der Zeitschrittweite jedoch vor allem die Courant-Zahl (auch Courant-Friedrichs-Levy- oder CFL-Zahl genannt) verkleinert, die wie folgt definiert ist:

$$CFL = \frac{u \cdot \Delta t}{\Delta x} \quad (66)$$

Im Wesentlichen gibt die CFL-Zahl an, um wie viele Zellen sich eine Störung bzw. Information innerhalb eines Zeitschrittes weiterbewegt, und kann grundsätzlich als Stabilitätskriterium für CFD-Verfahren angesehen werden. Beispielsweise erfordern explizite Lösungsverfahren $CFL < 1$, um stabile Lösungen zu erreichen. Die in der Definition der CFL-Zahl enthaltenen Größen sind die Fluidgeschwindigkeit u , die Zeitschrittweite Δt sowie die Elementgröße Δx .

Da für die vorliegende Anwendung ein zeitlich implizites Zeitschrittverfahren (Second Order Backward Euler) verwendet wird, ist eine möglichst kleine Courant Zahl zur Erreichung einer stabilen Lösung keine Notwendigkeit. Vielmehr muss die Courant Zahl so klein wie möglich sein, um die transienten Details eines CFD-Problems in genügend großer Genauigkeit berechnen zu können und die Berechnungsergebnisse dabei zeitlich nicht zu verschmieren. Für die Berechnung einer rotierenden Verdrängerpumpe gibt es in der Literatur keine Empfehlungen für die Größe der Courant-Zahl. Die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse zeigen jedoch, dass die im CFX-Solver ausgegebene und über das gesamte Strömungsfeld quadratisch gemittelte RMS (Root Mean Square) Courant-Zahl, welche vom CFX-Solver ausgegeben wird, in der Größenordnung von 0.25 liegen muss, um realistische Berechnungsergebnisse zu erhalten.

Die RMS Courant-Zahl berechnet sich mittels folgender Gleichung für quadratische Mittelwerte aus den CFL-Zahlen der einzelnen Rechenzellen i . Die Variable n steht für die Summe der Rechenzellen des Netzes.

$$RMS - CFL = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n CFL_i^2} \quad (67)$$

Während die Courant-Zahl mit einer Verkleinerung der Zeitschrittweite linear abnimmt, nimmt der Rechenaufwand überproportional stark zu. Verdeutlicht wird dies durch Abbildung 59, in welcher der Zusammenhang zwischen Zeitschrittweite bzw. zeitlicher Winkelauflösung und der RMS-Courant-Zahl sowie der Rechenzeit je Umdrehung gezeigt wird.

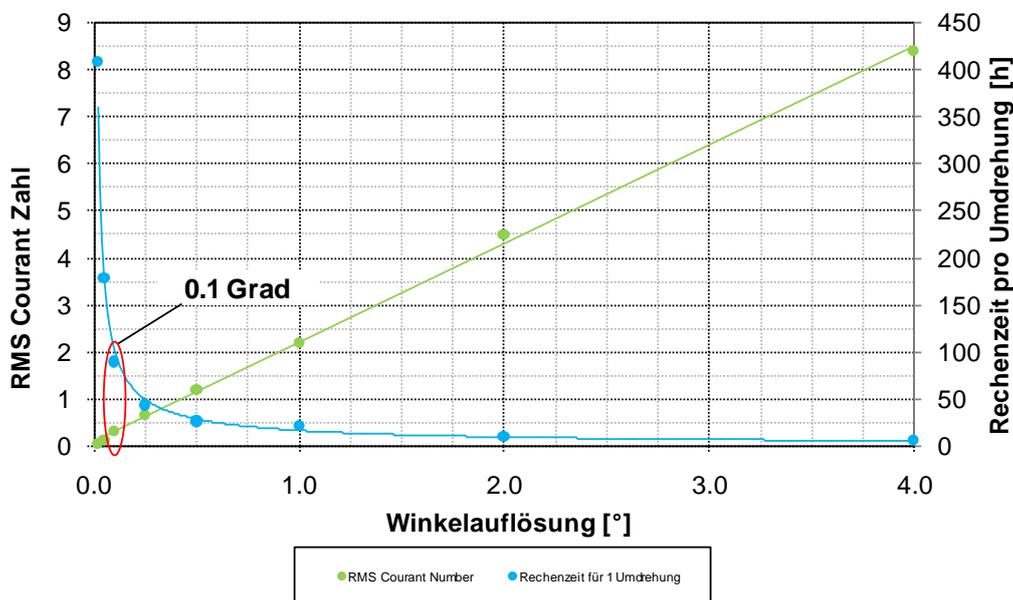


Abbildung 59: Einfluss der Winkelauflösung auf Courant-Zahl und Rechenzeit [58]

Die aus der Sensitivitätsanalyse gewonnenen Erkenntnisse erlauben nun die Definition eines optimierten CFD-Berechnungsmodells, welches einen Kompromiss aus Rechenaufwand und Berechnungsgenauigkeit darstellt. Für eine umfassende Analyse einer Drehkolbenpumpe auf Basis einer CFD-Berechnung wurde deshalb ein Rechenetz mit einer globalen Netzgröße von 1.200.000 Knoten, einer Anzahl von 7 Prismen-Schichten innerhalb der Kopf- und Seitenspalte sowie einer Zeitschrittgröße von $\Delta t = 5.56 \cdot 10^{-5}$ s (entspricht

einer Winkelauflösung von 0.10° pro Zeitschritt) verwendet. Die Größe der Kopf- und Seitenspalte wurde an die reale Pumpe angepasst, für welche mit Hilfe einer Fühlerlehre im eingelaufenen Zustand eine mittlere Spaltweite von $s = 0.02$ mm festgestellt werden konnte.

6.3.1.4 Berechnungen mit dem optimierten CFD-Modell

Im Zuge der abschließenden CFD-Berechnungen wurden drei unterschiedliche Betriebspunkte untersucht, wobei jeweils drei volle Umdrehungen der Drehkolben berechnet wurden. Ein Vergleich der finalen Berechnungsergebnisse mit den im Zuge der experimentellen Untersuchung ermittelten Messergebnissen wird in den folgenden Abbildungen Abbildung 60 und Abbildung 61 präsentiert.

Abbildung 60 zeigt einen Vergleich der gemessenen und abschließend berechneten Förderkennlinien. Während die mit gefüllten Kreisen markierte Kennlinie die Messergebnisse repräsentiert, werden die mittels der Randbedingungsoption 1 (konstanter statischer Druck am Eintritt, konstanter Massenstrom am Austritt) berechneten CFD-Ergebnisse mit ungefüllten Rauten markiert. Der mit einer gefüllten Raute markierte Betriebspunkt bezieht sich auf eine Berechnung mit der Randbedingungsoption 2, bei der die am Prüfstand gemessenen Druckpulsationen am Ein- und Austritt der Pumpe vorgegeben wurden. Einerseits zeigt sich, dass die Verwendung der optimierten Berechnungsparameter zu einer verbesserten Annäherung an die gemessenen Daten führt. Die Steigung der beiden Förderkennlinien ist annähernd ident, was auf einen annähernd gleichen volumetrischen Wirkungsgrad der berechneten und gemessenen Pumpe schließen lässt. Andererseits wird ersichtlich, dass sich für die gemittelten Werte für Differenzdruck Δp und Volumenstrom Q kein Unterschied hinsichtlich der beiden Randbedingungsoptionen ergibt. Nichtsdestotrotz sind noch immer Abweichungen zwischen CFD-Berechnung und Messung erkennbar. Bezugnehmend auf einen Differenzdruck von $\Delta p = 3.5$ bar liegt der mittels CFD berechnete Durchfluss ($Q = 460$ l/min) etwa 7 % unter dem am Prüfstand gemessenen Durchfluss ($Q = 495$ l/min).

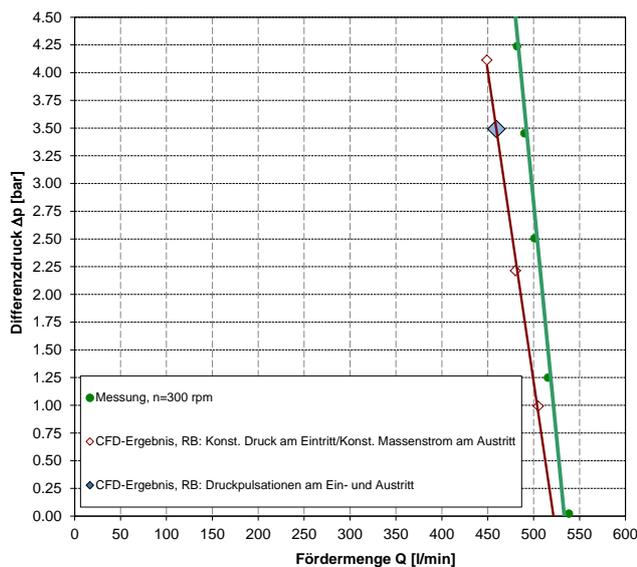


Abbildung 60: Förderkennlinien des optimierten CFD-Modells

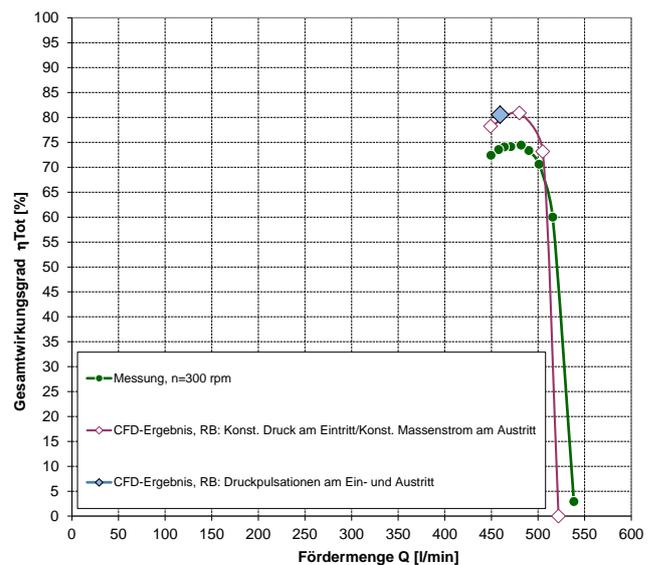


Abbildung 61: Wirkungsgrad-Kennlinien des optimierten CFD-Modells

Abbildung 61 stellt einen Vergleich des gemessenen und berechneten Gesamtwirkungsgrades dar.

Um die am Prüfstand mitgemessenen mechanischen Verluste (Verluste durch Lagerung und Gleitringdichtungen sowie Reibungsverluste im Getriebe) auch in der CFD-Berechnung berücksichtigen zu können, wurde ein mittlerer mechanischer Wirkungsgrad verwendet, welcher erfahrungsgemäß in der Größenordnung von 95 % liegt [68].

Auch hier zeigt sich, dass sich zwischen den beiden Randbedingungsoptionen praktisch kein Unterschied ergibt. Des Weiteren wird ersichtlich, dass der mittels CFD berechnete Gesamtwirkungsgrad trotz der Berücksichtigung eines mechanischen Wirkungsgrades etwa 5 Prozentpunkte über dem gemessenen Wirkungsgrad liegt. Begründet wird dies durch die bereits eingangs erwähnte Unterbewertung der viskosen Kräfte und Momente auf die Immersed-Solids. Allerdings muss darauf hingewiesen werden, dass der Vergleich der Wirkungsgrade aus Messung und CFD aufgrund der Verwendung eines auf empirischen Daten basierten mechanischen Wirkungsgrades mit Unsicherheiten belastet und deshalb mit Vorsicht zu genießen ist.

Während die für den Ein- und Austritt der Pumpe verwendeten Randbedingungen keinen Einfluss auf die zeitlich gemittelten Förder- und Wirkungsgradkennlinien haben, werden bei der Auswertung der Druckpulsationen entscheidende Unterschiede zwischen den beiden Randbedingungsoptionen ersichtlich.

Abbildung 62 zeigt einen Vergleich der mit Kreuzen markierten, gemessenen und mittels Randbedingungsoption 1 berechneten sowie mit Kreisen markierten Druckpulsationen am Austritt der Drehkolbenpumpe für den Referenz-Betriebspunkt $n = 300 \text{ rpm}$ und $\Delta p = 3.5 \text{ bar}$. Der Druckverlauf am Eintritt der Pumpe wurde für die Messung fein sowie für die Simulation grob gestrichelt dargestellt. Es zeigt sich, dass die vereinfachte Annahme eines konstanten statischen Drucks am Eintritt und eines konstanten Massenstroms am Austritt zu einer Überbewertung der Druckpulsationen am Austritt der Pumpe führt. Die Druckminima und Druckmaxima der CFD-Berechnung liegen etwa 15 % über- bzw. unterhalb der Spitzenwerte der Messung.

Darüber hinaus wurde in Abbildung 62 auch das drehwinkelabhängige Abmaß des Zentrumsspalts zwischen den beiden Drehkolben aufgetragen, welches unter Verwendung des kommerziellen CAD-Softwarepakets ProEngineer Wildfire ermittelt wurde. Es zeigt sich, dass das Spaltmaß des Zentrumsspalts sehr starken drehwinkelabhängigen Veränderungen unterliegt. Verdeutlicht wird dies durch Abbildung 64, welche die zeitliche Veränderung der Druck- und Geschwindigkeitskonturen in einem Mittelschnitt der Drehkolbenpumpe zeigt. Die vier Einzelbilder stellen eine 75°-Verdrehung des Kolbenpaares dar, wobei auf der linken Seite jeweils die Druckkonturen und auf der rechten Seite die zugehörigen Geschwindigkeitskonturen dargestellt werden. Während der Zentrumsspalt s_z in den Bildern 1 und 2 noch verhältnismäßig groß ausgebildet ist, wird im Bild 3 ein nahezu geschlossener Zentrumsspalt ersichtlich. Das Schließen des Zentrumsspalts in Position 3 wird durch die speziell gestaltete Außenkontur der Drehkolben bewerkstelligt. Auf Basis der CFD-Berechnung zeigt sich, dass an Position 3 nicht nur der minimale

Zentrumspalt, sondern auch der maximale Druck am Austritt der Pumpe erreicht wird. Dies wurde auch von Vogelsang et al. erkannt und entsprechend publiziert [62].

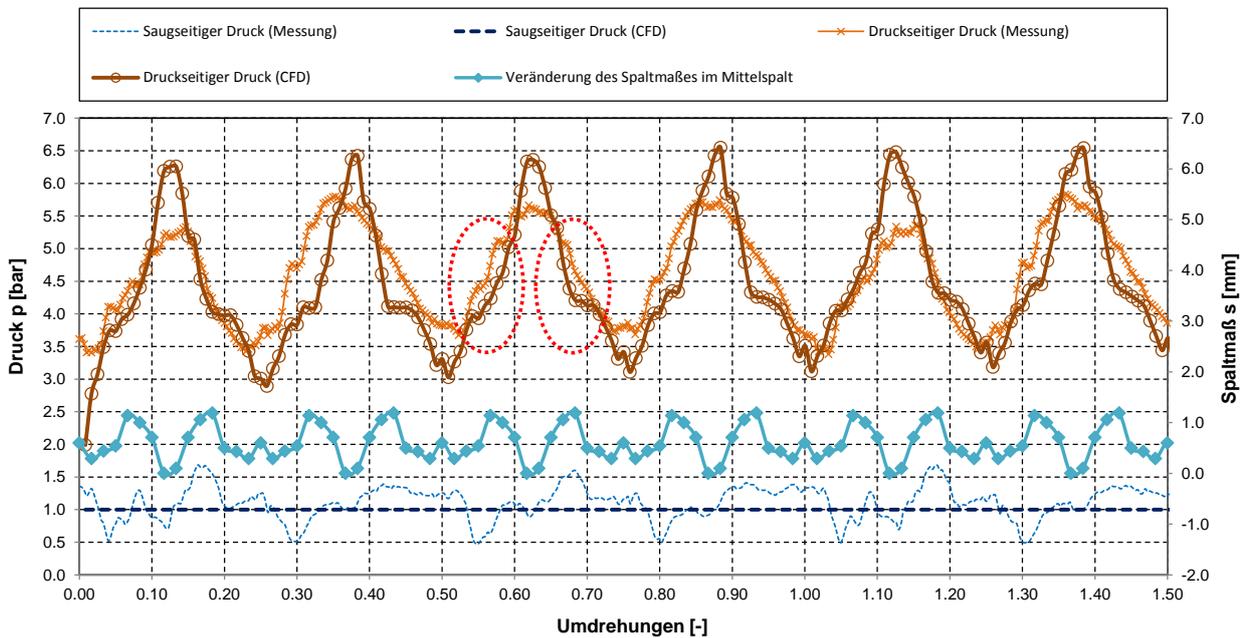


Abbildung 62: Vergleich von gemessenen und berechneten Druckpulsationen am Ein- und Austritt

In weiterer Folge wurde für den drehwinkelabhängigen Verlauf des Zentrumspalts eine FFT-Analyse durchgeführt, dessen Ergebnis in Abbildung 63 dargestellt ist. Aus dem resultierenden Frequenzspektrum kann man die Frequenzen $f = 20 \text{ Hz}$, $f = 40 \text{ Hz}$ und $f = 60 \text{ Hz}$ erkennen. Bei einer Referenzdrehzahl von $n = 300 \text{ U/min}$ ($f = 5 \text{ Hz}$) können im untersuchten Signal folglich die 4-, 8- sowie 12-fachen der Drehfrequenz gefunden werden.

Während einer Umdrehung der Antriebswelle kommt es daher nicht nur zu vier Ausschubbewegungen durch die Drehkolben, sondern auch zu stark drehwinkelabhängigen Öffnungs- und Schließbewegungen des Zentrumspalts, wodurch der zeitliche Druckverlauf beeinflusst wird und die in Abbildung 62 mit punktierten Kreisen markierten Höcker in den Druckverläufen erklärt werden können.

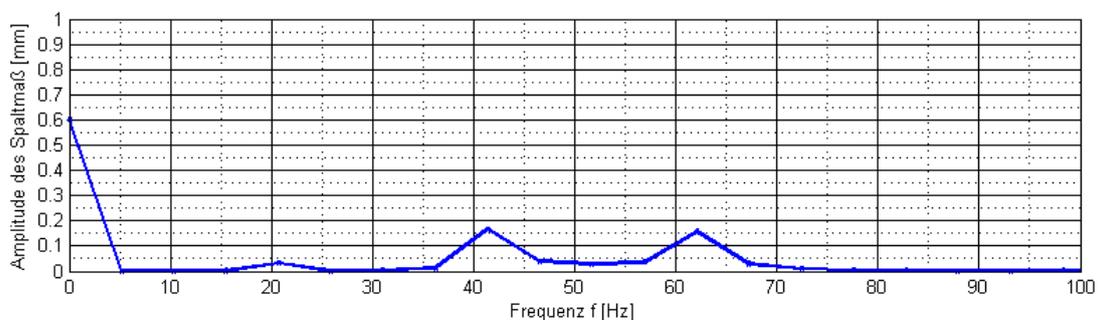


Abbildung 63: FFT-Analyse des Verlaufs des Zentrumspalts

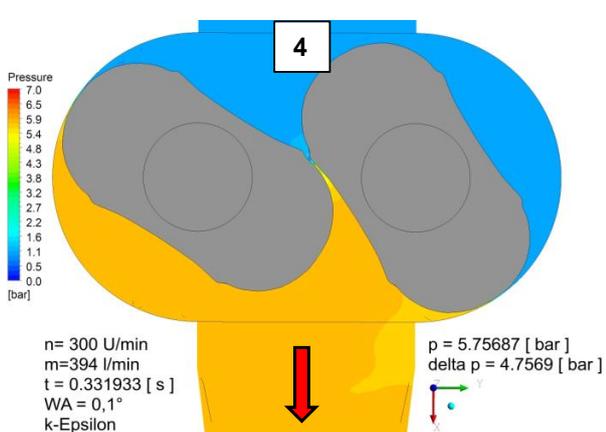
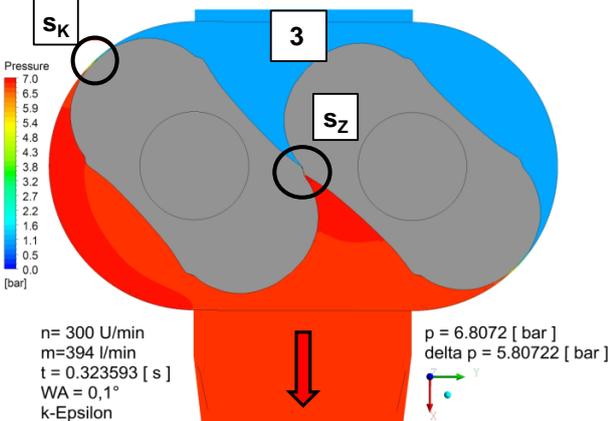
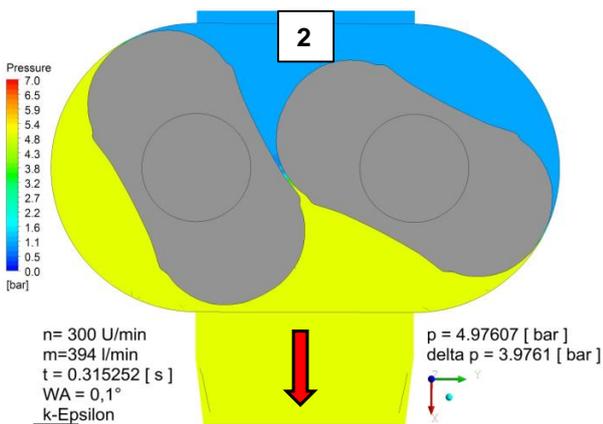
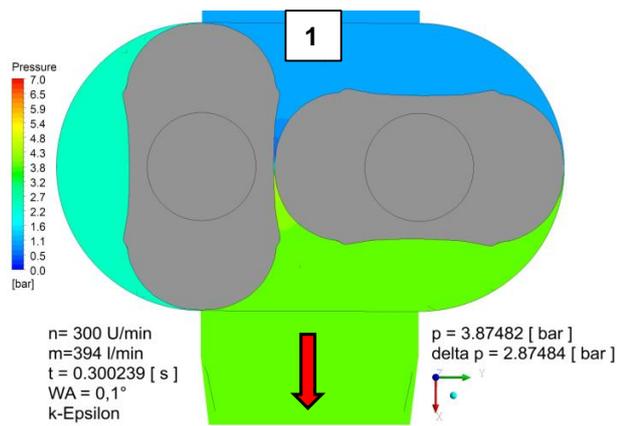


Abbildung 64: Druck- und Geschwindigkeitskonturen in einem Mittelschnitt der Drehkolbenpumpe

Um nun die im Zuge der experimentellen Untersuchung gemessenen Druckpulsationen als Randbedingungen der CFD-Berechnung verwenden zu können, wurden auch die in Abbildung 62 präsentierten, berechneten und gemessenen zeitlichen Druckverläufe am Ein- und Austritt der Pumpe einer FFT-Analyse unterzogen. Das Ergebnis der FFT-Analyse der Messergebnisse ist in Abbildung 65-a, das der CFD-Berechnung in Abbildung 65-b dargestellt.

Die größte Druckamplitude der Messung ($p_{amp} = 0.35$ bar) wird bei einer Frequenz von $f = 20$ Hz detektiert. Aufgrund der Tatsache, dass die Drehfrequenz im untersuchten Betriebspunkt ($n = 300$ U/min) $f = 5$ Hz beträgt, bezieht sich die Frequenz von $f = 20$ Hz auf die vier Ausschubvorgänge der 2-flügeligen Drehkolben je Umdrehung. Darüber hinaus sind bei $f = 5$ Hz und $f = 10$ Hz weitere Druckamplituden ersichtlich. Diese Frequenzen beziehen sich auf die einfache und doppelte Drehfrequenz der Pumpe.

Auch für das mittels CFD berechnete Drucksignal konnte die größte Druckamplitude ($p_{amp} = 0.67$ bar) bei einer Frequenz von $f = 20$ Hz detektiert werden. Darüber hinaus sind im Frequenzspektrum der CFD-Berechnung deutliche Druckamplituden bei $f = 40$ Hz sowie bei $f = 60$ Hz ersichtlich. Diese beiden Frequenzen beziehen sich auf die stark drehwinkelabhängige Veränderung des Zentrumsalts, die bereits ausführlich diskutiert wurde. In der FFT-Analyse des gemessenen Drucksignals sind diese beiden Frequenzanteile jedoch nur schwach ersichtlich. Die Begründung dafür ist wohl in Dämpfungseffekten bzw. der Tatsache zu finden, dass sich die auf die Drehkolben aufgebrauchte Gummibeschichtung während des Verdrängungsvorganges mehr oder weniger stark verformt.

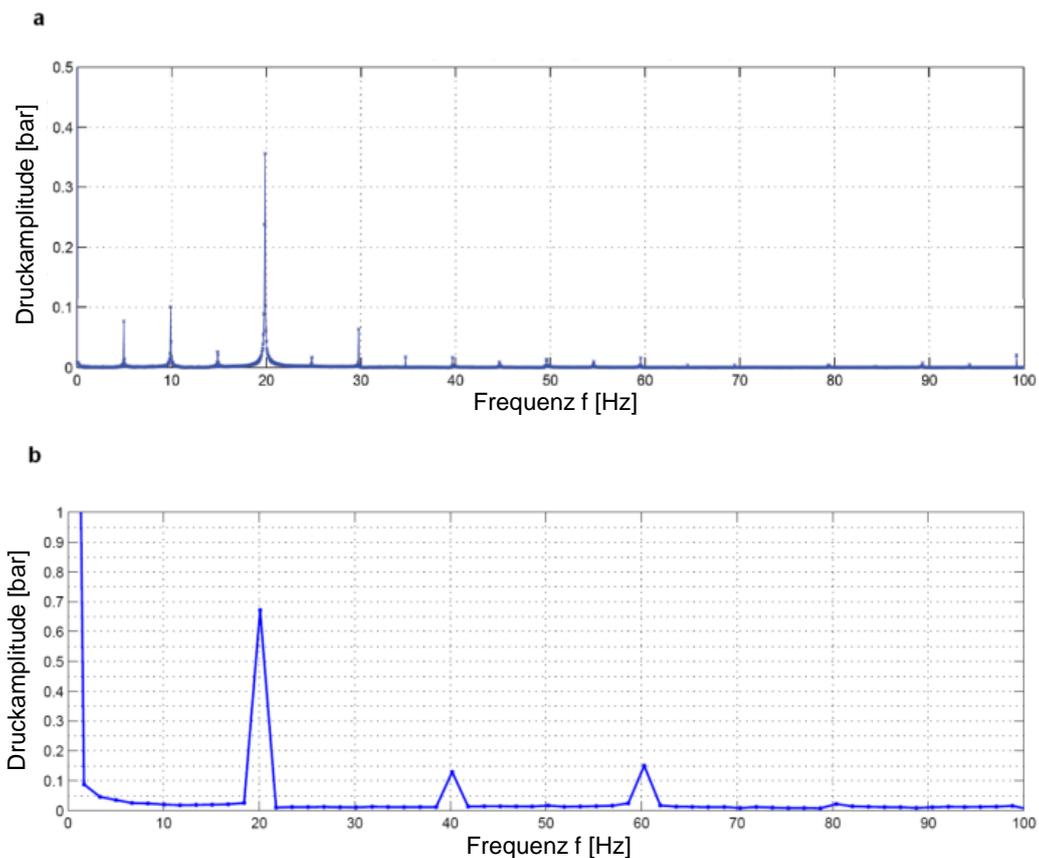


Abbildung 65: FFT-Analyse der Druckpulsationen am Ein- und Austritt (a – Messung, b – CFD)

Die im Zuge der FFT-Analyse der Druckmessung detektierten Frequenzanteile $f = 5 \text{ Hz}$ und $f = 10 \text{ Hz}$ sind in der CFD-Berechnung allerdings nicht zu finden. Diese Diskrepanz zwischen Messung und Simulation erkannten auch Casoli et al. [47] im Zuge eines Vergleichs von Messungen und numerischen Simulationen einer Hydraulikzahnradpumpe und führten diese auf geometrische Unterschiede der Verdrängungskörper sowie auf Exzentrizitäten zurück.

Um die am Prüfstand gemessenen Druckpulsationen als Randbedingungen der CFD-Berechnung verwenden zu können, wurden für den Ein- und Austritt der Pumpe zeitabhängige Druckfunktionen definiert, welche sich aus mehreren einzelnen Sinusschwingungen unterschiedlicher Frequenz und Amplitude zusammensetzen. Eine Schwierigkeit dabei war vor allem die Identifikation der Phasenlagen der Einzelschwingungen, um schlussendlich Druckfunktionen zu erhalten, die sich mit der Messung eindeutig vergleichen lassen. Die mathematische Reproduktion der Druckpulsationen lässt sich anhand folgender Gleichung zusammenfassen:

$$p_{out}(t) = \sum_{i=1}^{\infty} p_{amp-i} \cdot \sin(\omega_i \cdot t + \varphi_i) \dots [\text{bar}] \quad (68)$$

$$\text{und: } \omega_i = 2 \cdot \pi \cdot f_i \quad (69)$$

Die Phasenlage der Druckfunktion $p_{out}(t)$ musste letztlich auch noch an die Startposition der beiden Kolben in der CFD-Simulation angepasst werden. Ein Vergleich der reproduzierten Druckfunktionen mit den tatsächlich gemessenen Druckverläufen ist in Abbildung 66 dargestellt.

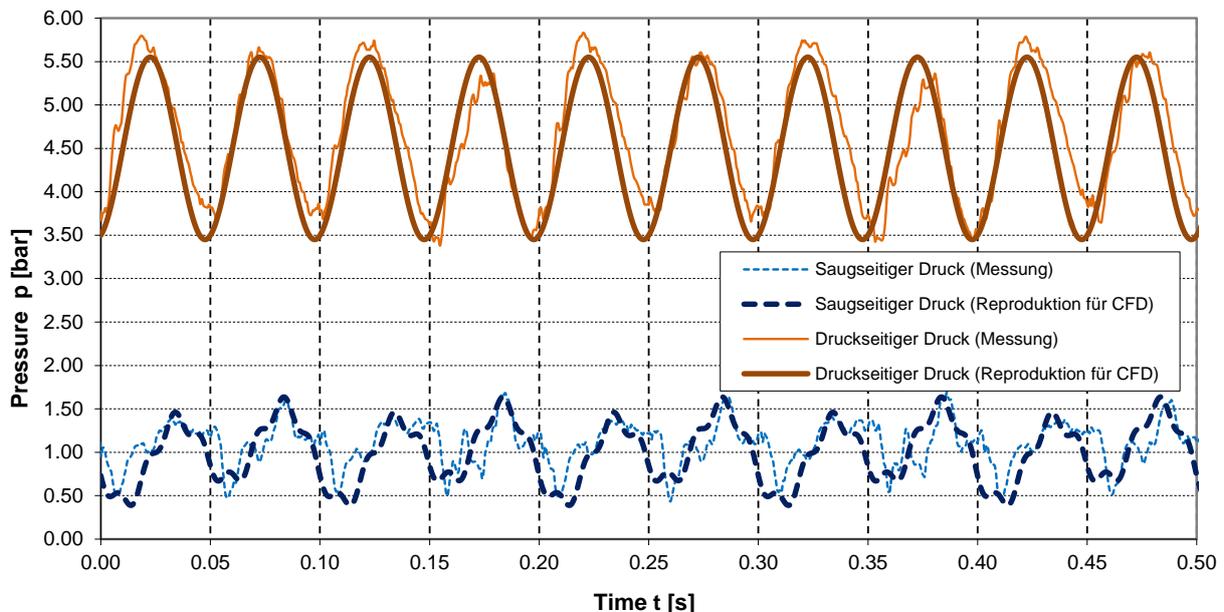


Abbildung 66: Vergleich von gemessenen und reproduzierten Druckpulsationen am Ein- und Austritt

Wie bereits eingangs erwähnt, erlaubt die Definition der am Prüfstand gemessenen Druckpulsationen als Randbedingungen der CFD-Simulation eine Berechnung der durch die ungleichmäßigen Ausschubvorgänge der Pumpe hervorgerufenen Massenstrompulsation. Die Auswertung der berechneten Massenstrompulsation für den Betriebspunkt $n = 300 \text{ rpm}$ und $\Delta p = 3.5 \text{ bar}$ ist in Abbildung 67 ersichtlich. Darüber hinaus ist auch ein Vergleich des zeitlichen Verlaufs der gemessenen und für die CFD-Berechnung vorgegebenen Druckdifferenz Δp dargestellt.

Der Differenzdruckvergleich zeigt, dass sich durch die nicht exakte Reproduktion der saugseitigen und druckseitigen Druckverläufe (siehe Abbildung 66) Unterschiede zwischen Messung und Simulation ergeben, wodurch sich auch entsprechende Fehler in der Berechnung der Fördermengenpulsation ergeben können.

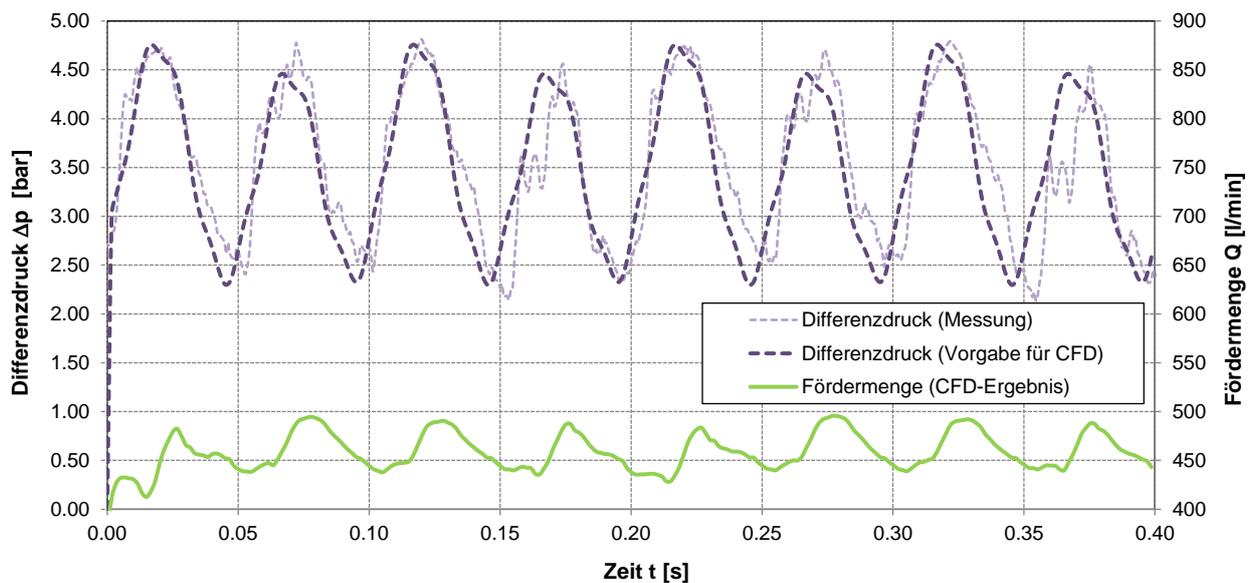


Abbildung 67: Vergleich der unter Verwendung von Randbedingungsoption 2 berechneten CFD-Ergebnisse mit den Messergebnissen

Ein Vergleich der Massenstromergebnisse aus CFD-Simulation und Messung ist im vorliegenden Fall nur über Umwege möglich. Aufgrund der Tatsache, dass die Fördermengenmessung am Prüfstand mit einem induktiven Durchflussmessgerät durchgeführt wurde, sind aus der experimentellen Untersuchung zwar gemittelte, jedoch keine zeitlich fein aufgelösten Massenstromwerte verfügbar. Eine Evaluierung der CFD-Ergebnisse wird daher mit Hilfe des Ungleichförmigkeitsgrades δ_U durchgeführt, welcher nach Vetter [18] entsprechend Gleichung (70) definiert ist. Der Ungleichförmigkeitsgrad, welcher die Intensität der Pulsationen einer Verdrängermaschine beschreibt, lässt sich erfahrungsgemäß auch anhand der charakteristischen Pumpenabmaße berechnen. Für unverwundene zwei- und dreiflügelige Kolbengeometrien mit einem Kolbenaußendurchmesser D_{DK} und einem Achsabstand I_A schlägt Vetter [18] zur Berechnung des Ungleichförmigkeitsgrades δ_U Gleichung (71) vor.

$$\delta_U = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{mittel}}} \quad (70)$$

$$\delta_U = \frac{2 \cdot (D_{DK} - I_A)^2}{(D_{DK}^2 + 2 \cdot D_{DK} \cdot I_A - 3 \cdot I_A^2)} \quad (71)$$

Aus Gleichung (70) ergibt sich durch Einsetzen von $Q_{\min} = 428.5 \text{ l/min}$, $Q_{\max} = 495.6 \text{ l/min}$ und $Q_{\text{mittel}} = 460.4 \text{ l/min}$ (siehe Abbildung 67) ein Ungleichförmigkeitsgrad von $\delta_u = 0.146$ für die CFD-Berechnung. Dem gegenüber steht ein theoretischer Ungleichförmigkeitsgrad von $\delta_u = 0.154$ durch Verwendung der Hauptabmaße der Pumpe und Gleichung (71). Es zeigt sich, dass der theoretisch berechnete Ungleichförmigkeitsgrad um 5.6 % höher ist als der auf Basis der CFD-Ergebnisse berechnete Wert.

Während Vetter zur Berechnung des theoretischen Ungleichförmigkeitsgrades die Geometrieparameter der Pumpe verwendet, stützt sich die Ermittlung des Ungleichförmigkeitsgrades auf CFD-Basis auf die berechneten Strömungsverhältnisse in der Pumpe. Die Tatsache, dass die beiden völlig konträren Berechnungsansätze zu Ergebnissen führen, die lediglich 5.6 % voneinander abweichen, zeigt, dass beide Ansätze ihre Berechtigung haben.

Zur Bewertung der Qualität der Berechnungsergebnisse sollte der Ungleichförmigkeitsgrad idealerweise aus einer Messung ermittelt werden. Die Ermittlung der zeitabhängigen Volumenstromschwankungen lässt sich allerdings nur mit sehr hohem Messaufwand realisieren und wurde im Zuge dieser Arbeit nicht durchgeführt.

6.3.1.5 Schlussfolgerungen

Die in diesem Kapitel präsentierte Evaluierung der unter Anwendung der Immersed-Solid-Methode erarbeiteten CFD-Ergebnisse zeigt, dass die verwendete Methode ein geeignetes Werkzeug für die Berechnung von rotierenden Verdrängerpumpen darstellt.

Unter Verwendung eines optimierten CFD-Modells konnten Ergebnisse für Differenzdruck, Massenstrom und Ungleichförmigkeitsgrad berechnet werden, welche vereinzelt 5 bis 7 % von den im Zuge experimenteller Untersuchungen aufgenommenen Messwerten abweichen. In keiner der studierten Referenzen zum Thema numerische Simulation von Verdrängermaschinen (siehe Kapitel 6.1) konnten CFD-Ergebnisse gefunden werden, die mit entsprechenden Messergebnissen ähnlich gut übereinstimmen.

Als große Stärke des Verfahrens kann der im Vergleich zu alternativen Methoden (siehe Kapitel 6.1) wesentlich geringere Berechnungs- und Modellierungsaufwand gesehen werden. Unter der Voraussetzung einer geeigneten Rechennetauflösung kann für eine transiente Strömungssimulation ein einziges unveränderliches Fluid-Rechennetz verwendet werden. Die beispielsweise bei der Moving-Mesh-Methode erforderliche, komplexe und zeitintensive Neuvernetzung für bestimmte Zeitschritte ist somit nicht erforderlich.

Die im Zuge der Evaluierung der Immersed-Solid-Methode festgestellten Schwächen liegen einerseits in der unzulänglichen Behandlung der Wände der Immersed-Solids, welche zu einer Unterbewertung des viskosen Beitrags der auf die Immersed-Solids wirkenden Kräfte und Momente führt. Dies resultiert in einer Überbewertung der internen Leckageströme.

Andererseits konnte gezeigt werden, dass das theoretisch erreichbare Fördervermögen bei einem Differenzdruck von $\Delta p = 0$ bar in der CFD-Berechnung unterbewertet wird. Da das Rechennetz nicht unendlich fein aufgelöst werden kann, ergibt sich eine mehr oder weniger scharfe Reproduktion der Kontur der Verdrängungskörper. Der Verdrängungskörper erscheint dadurch größer als er tatsächlich ist, was zu einer Reduktion des theoretischen Fördervermögens der Pumpe führt. Abhilfe schafft hier vor allem eine wesentlich feinere Auflösung des Rechennetzes, was aber einen Anstieg der erforderlichen Rechenzeit mit sich bringt.

6.3.2 3D-CFD-Berechnung der entwickelten Zahnradpumpe

Die im vorhergehenden Kapitel präsentierten Evaluierungsergebnisse zeigen, dass die Immersed-Solid-Methode eine geeignete Methode zur CFD-Berechnung von rotierenden Verdrängerpumpen darstellt. Aus diesem Grund wurde die Immersed-Solid-Methode auch für die CFD-Simulation der entwickelten Zahnradpumpe verwendet.

Ziel der Berechnungen war es, die mit Hilfe des analytischen 1-D-Modells berechneten Förderkennlinien zu verifizieren. Darüber hinaus ist auch die errechnete Druckverteilung und Leckage im Spaltraum zwischen den drehenden Zahnrädern und den stehenden Gehäuseteilen von besonderem Interesse. Die Kenntnis der realen Druckverteilung könnte einen entscheidenden Beitrag zur Optimierung des verwendeten Dichtungselements darstellen. Was die CFD-Berechnung der Zahnradpumpe im Vergleich zur Drehkolbenpumpe jedoch zusätzlich erschwert, ist die Tatsache, dass die Spaltweite aufgrund des druckkompensierten Pumpenkonzepts zum einen nicht konstant ist und zum anderen in der Größenordnung von lediglich $s = 0.01$ mm liegen muss. Ein direkter Vergleich der CFD-Ergebnisse mit den experimentellen Ergebnissen wäre darüber hinaus nur möglich, wenn die Fluid-Struktur-Interaktion zwischen der Zahnradpumpenströmung und dem axial und radial angepressten Dichtungselement ebenfalls berücksichtigt würde. Da jedoch die 3D-CFD-Berechnung einer Zahnradpumpe allein schon eine große Herausforderung darstellt, wurde für die Erstellung des CFD-Modells von einem konstanten Kopf- und Stirnspalt von $s = 0.01$ mm ausgegangen.

Trotz der minimalen Spaltabmessungen muss das zu erzeugende Rechennetz erfahrungsgemäß 5 bis 10 Prismen-Schichten (Empfehlungen entsprechend [63]) im Bereich der Spaltregionen beinhalten. In Kombination mit einer beschränkten Wachstumsrate der Rechenzellen bzw. eines beschränkten Verhältnisses zwischen Rechenzellenhöhe zu Rechenzellenbreite (= Aspect Ratio) führt dies trotz der kleinen Pumpenabmessungen zu Rechengittern mit mehreren Millionen Knotenpunkten. Wie später ersichtlich wird, sind darüber hinaus äußerst kleine Zeitschritte notwendig, was zu verhältnismäßig langen Rechenzeiten führt.

Das Vorgehen bei der Erstellung des CFD-Modells der Zahnradpumpe gleicht grundsätzlich dem bei der Drehkolbenpumpe. Es wurden die gleichen Arten von Randbedingungen (siehe Tabelle 13) und die gleichen Solver-Einstellungen (siehe Kapitel 6.3.1) verwendet. Als Referenzdrehzahl wurde $n = 850$ rpm gewählt. Der Durchfluss wurde am Pumpeneintritt je nach berechnetem Betriebspunkt zwischen $Q = 6.00$ ml/s und $Q = 10.00$ ml/s variiert, während der statische Druck am Austritt mit $p_{\text{out}} = 10$ bar = konstant

vorgegeben wurde. Die Zeitschritte der transienten CFD-Simulation wurden im Zuge der Findung eines optimalen CFD-Modells zwischen $\Delta t = 4.91 \cdot 10^{-6}$ s und $\Delta t = 2.22 \cdot 10^{-3}$ s variiert. Bei einer Drehzahl von $n = 850$ rpm entspricht dies einer zeitlichen Winkelauflösung von 0.025° bzw. 4° pro berechneten Zeitschritt. Die Auswertung der charakteristischen Pumpendaten wurde ebenfalls in Analogie zur Drehkolbenpumpe (siehe Kapitel 6.3.1) durchgeführt.

Für die CFD-Berechnung der Zahnradpumpe wurde die Designversion V2.2 des flexiblen Dichtungselements (siehe Kapitel 8.3) verwendet, welches später auch im Zuge der Prototypenpumpentests am Motorprüfstand zum Einsatz kam. Das Dichtungselement wurde dabei als ein einziger Solid-Block betrachtet, wodurch die Ausnehmung in der Auflagefläche des Dichtungselements (siehe Abbildung 35) unberücksichtigt blieb.

In Analogie zur Berechnung der Drehkolbenpumpe entsprechend Kapitel 6.3.1 wurde auch für die CFD-Berechnung der Zahnradpumpe eine Sensitivitätsanalyse zur Optimierung des Rechenmodells durchgeführt. Das optimierte CFD-Rechenmodell besteht aus einem vollständig unstrukturiert aufgebauten Rechenetz mit 4 Millionen Knotenpunkten im Fluidbereich der Pumpe. Im Bereich der Kopf- und Stirnspaltregionen wurden zumindest 7 Prismen-Schichten eingesetzt. Die Elementgröße bzw. Kantenlänge der Tetraederelemente des Rechenetzes im Bereich der Förderkammern der Zähne, im Bereich des Zahneingriffs sowie in der Saugkammer der Pumpe beträgt 0.12 mm. In Strömungsgebieten wie im Bereich der Saugkammer, des Pumpengehäuses oder des Druckstutzens, in denen die Gradienten der Zustandsgrößen Druck und Geschwindigkeit verhältnismäßig klein sind, wurde die Elementgröße auf 0.35 mm bis 0.65 mm erhöht. Details zum Rechengitter des optimierten CFD-Modells sind in Abbildung 68 ersichtlich. Die dick dargestellten und rot markierten Pfeile symbolisieren die Ansaugrichtung in die Saugkammer sowie die Ausschubrichtung in das Gehäuse der Zahnradpumpe. Die je CFD-Domain verwendeten Netzgrößen wurden in Tabelle 14 zusammengefasst.

Tabelle 14: Netzgrößen der CFD-Domains der Zahnradpumpe

CFD-Domain	Anzahl der Elemente	Anzahl der Knotenpunkte
Saugstutzen	492.977	113.714
Saugkammer	1.044.789	220.435
Förderkammer Zahnrad 1	7.155.262	1.537.120
Förderkammer Zahnrad 2	7.160.063	1.539.368
Linse im Bereich des Zahneingriffs	601.929	120.504
Quetschnut	183.903	50.731
Pumpengehäuse	1.852.323	425.228
Druckstutzen	438.374	106.038
Gesamt:	18.929.620	4.113.138

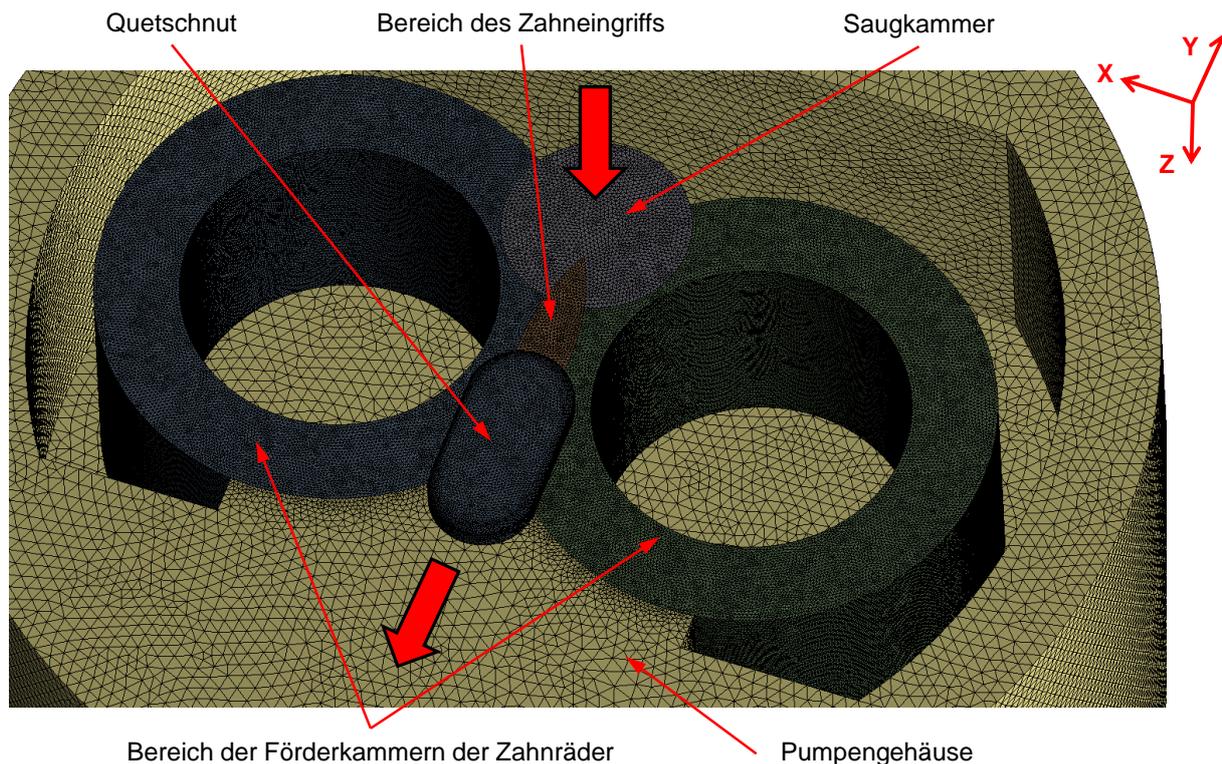


Abbildung 68: Rechennetz des optimierten CFD-Modells der simulierten Zahnradpumpe

Erste Berechnungsergebnisse zeigten, dass es beim druckseitigen Ausquetschen der Zahn­lücken zu sehr starken Druckgradienten kam, welche zu Abbruchfehlern des CFD-Solvers führten. Deshalb wurde für die CFD-Berechnung der Zahnradpumpe nachträglich eine bereits im Kapitel 5.1 diskutierte Quetschnut hinzumodelliert, welche dazu beiträgt, dass die durch die kontinuierliche Verkleinerung des Zahn­lückenvolumens im Bereich des Zahneingriffs entstehenden Druckspitzen abgebaut werden können. Während die Integration der Quetschnut für die später am Prüfstand getestete Prototypenpumpe nicht erforderlich war, war sie für eine stabile CFD-Berechnung der Zahnradpumpe eine wichtige Grundvoraussetzung.

Der Zusammenbau der Rechennetze sowie die Definition der Randbedingungen und Solver-Einstellungen erfolgte in ANSYS-CFX-Pre V14.0. Abbildung 69 zeigt das somit entstandene CFD-Modell, in welchem die Rechennetze der Förderkammern (siehe Abbildung 68) gemäß den Anforderungen der Immersed-Solid-Methode bereits mit denen der beiden Zahnräder überlagert wurden. Eine Detailansicht des CFD-Modells der Zahnradpumpe im Bereich des Zahneingriffs ist aus Abbildung 70 ersichtlich. Während die beiden Zahnräder in der Darstellung rot markiert wurden, visualisieren die grün eingezeichneten Linien die Rechennetze der beiden Förderkammern sowie jenes der schmalen Linse (siehe Abbildung 70) im Bereich des Zahneingriffs. Die Detailansicht verdeutlicht dabei vor allem, dass trotz des aus globaler Sicht sehr feinen Rechennetzes im Bereich des Zahneingriffs nur sehr wenige Fluid-repräsentierende Netzelemente vorhanden sind. Aufgrund der Tatsache, dass durch das Ausquetschen der Zahn­lücken auf der einen Seite und dem Ansaugen von Fördermedium auf der anderen Seite die Druck- und Geschwindigkeitsgradienten in dem betreffenden Bereichen sehr hoch sind, kann davon ausgegangen werden, dass die in diesen

Bereichen real auftretende Strömung nicht genügend genau reproduziert werden kann, was später anhand der Berechnungsergebnisse gezeigt wird. Hier wäre ein wesentlich feineres Rechenetz notwendig, was den ohnehin schon großen Rechenaufwand für die Zahnradpumpe weiter erhöhen würde.

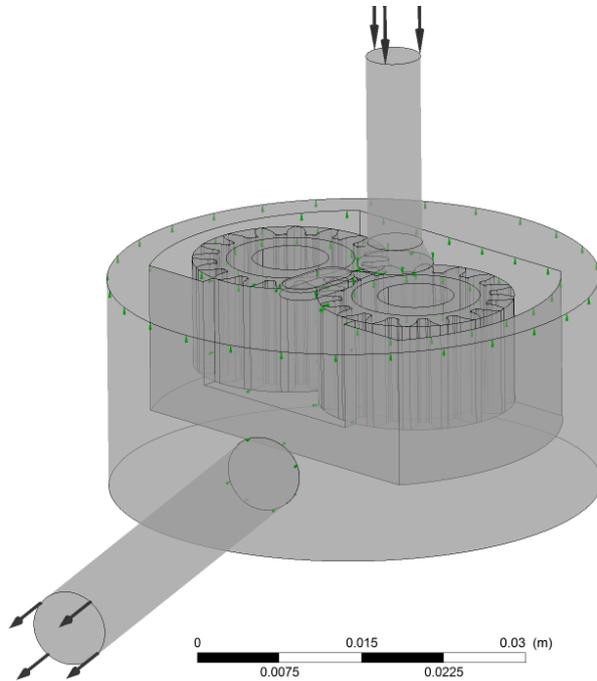


Abbildung 69: In ANSYS-CFX-Pre V14.0 zusammengesetztes CFD-Modell

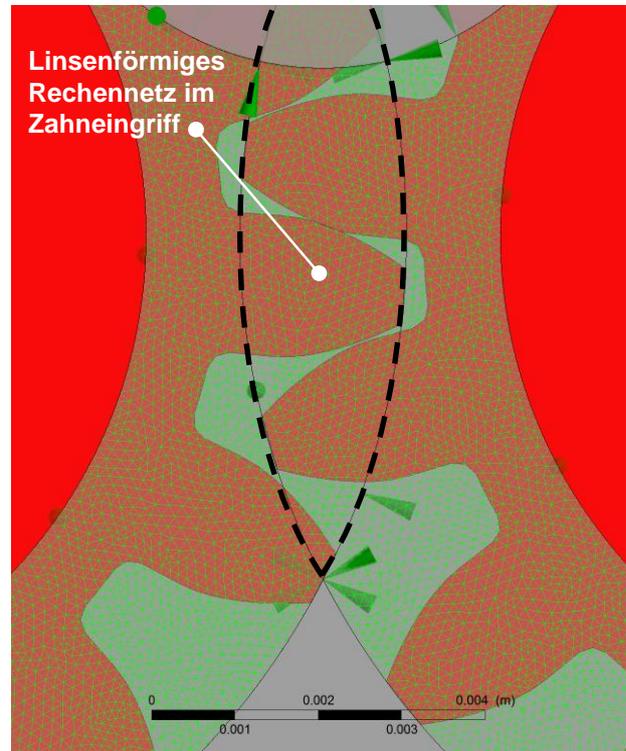


Abbildung 70: Detailansicht des CFD-Modells im Bereich des Zahneingriffs

Eine Übersicht der mit dem optimierten Rechenmodell erzielten CFD-Ergebnisse ist in Abbildung 71 ersichtlich. Die Darstellung zeigt einen Vergleich der Ergebnisse der CFD-Berechnung und der mit Hilfe des eindimensionalen analytischen Modells durchgeführten Berechnungen. Sowohl das analytische Modell als auch die CFD-Berechnung beziehen sich auf eine konstante Spaltweite von $s = 0.01$ mm. Für die CFD-Berechnung mittels Immersed-Solid-Methode wurden ein Source-Momentum-Scaling-Factor von 10 (siehe Kapitel 6.3.1.2 bzw. Gleichung (62)) und eine Winkelauflösung von 0.025° pro berechnetem Zeitschritt verwendet. Die mittlere RMS-Courant-Zahl betrug, wie bereits bei der Berechnung der Drehkolbenpumpe, $CFL = 0.3$.

Der Vergleich verdeutlicht vor allem, dass es in der CFD-Berechnung zu wesentlich flacheren Förderkennlinien und somit zu einer deutlichen Überbewertung der internen Leckage im Vergleich zur Berechnung mittels des analytischen Modells kommt. Während sich unter Annahme einer Spaltweite von $s = 0.01$ mm mit dem analytischen Modell bei einem Differenzdruck von $\Delta p = 16$ bar eine Fördermenge von $Q = 13.60$ ml/s berechnen lässt, beträgt die mittels CFD berechnete Fördermenge bei $\Delta p = 16$ bar lediglich 6.00 ml/s.

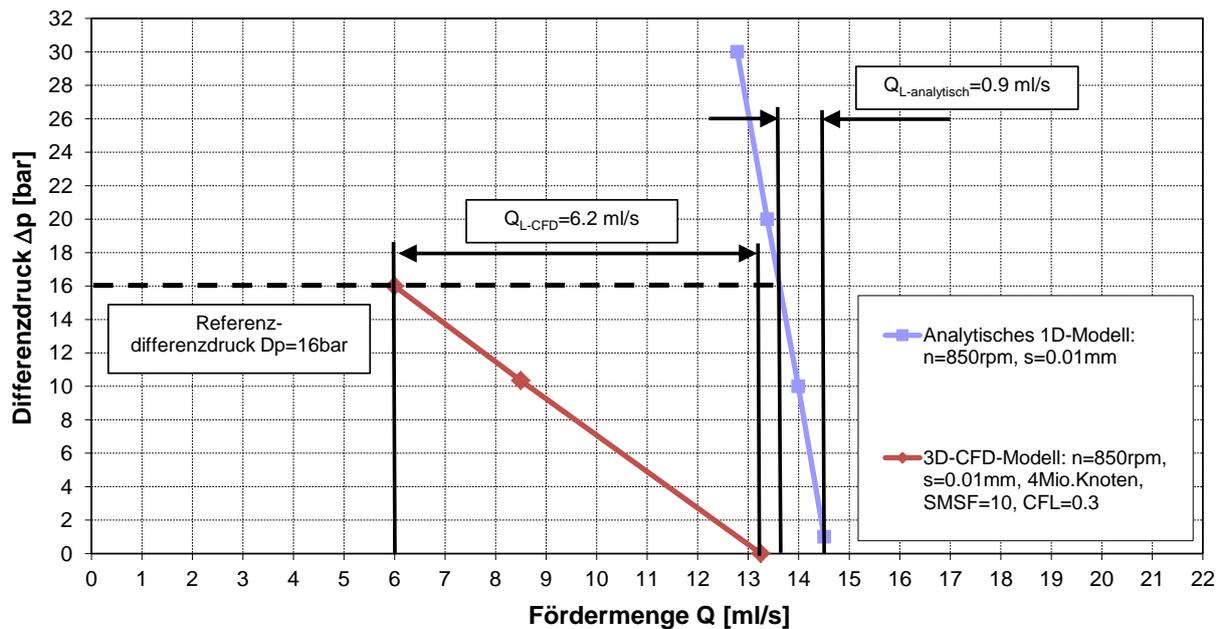


Abbildung 71: Vergleich der Förderkennlinien aus den Berechnungen mit dem CFD-Modell sowie dem analytischen eindimensionalen Modell

Zur Begründung der vergleichsweise großen Leckageverluste in der CFD-Berechnung ist eine Analyse der Leckageströme im Kopfspalt (Q_{L-K}) sowie im Stirnspalt (Q_{L-S}) der Zahnradpumpe erforderlich.

In Kapitel 6.2 wurde bereits gezeigt, dass sich die Einzelleckageströme Q_{L-K} und Q_{L-S} unter Zuhilfenahme vereinfachter Annahmen analytisch herleiten lassen. Mit dem vorgestellten Berechnungsverfahren lassen sich nicht nur, wie in Abbildung 71 gezeigt, die Förderkennlinien berechnen, sondern auch die Leckageströme getrennt voneinander betrachten. Tabelle 15 zeigt eine Leckagestromanalyse der Prototypenzahnradpumpe für eine Drehzahl von $n = 850 \text{ rpm}$ und einer Spaltweite von $s = 0.01 \text{ mm}$. Die Datenpunktpaare für Differenzdruck Δp und Fördermenge Q entsprechen der in Abbildung 71 mit gefüllten Quadraten markierten Förderkennlinie.

Tabelle 15: Leckagestromanalyse der Prototypenzahnradpumpe für $n = 850 \text{ rpm}$ und $s = 0.01 \text{ mm}$

Differenzdruck Δp	Fördermenge Q	Gesamtleckage Q_L	Stirnspaltleckage Q_{L-S}	Kopfspaltleckage Q_{L-K}
[bar]	[ml/s]	[ml/s]	[ml/s]	[ml/s]
0	14.50	0	0	0
10	14.01	0.49	0.40	0.09
16	13.61	0.89	0.69	0.19
20	13.38	1.12	0.86	0.26
30	12.78	1.72	1.29	0.43

Die in Tabelle 15 dargestellten Ergebnisse zeigen, dass mit dem analytischen Berechnungsmodell bei einem Differenzdruck von $\Delta p = 16 \text{ bar}$ eine Gesamtleckage von $Q_L = 0.89 \text{ ml/s}$ berechnet werden kann. Diese teilt sich auf in die Kopfspaltleckage $Q_{L-K} = 0.19 \text{ ml/s}$ und in die Stirnspaltleckage $Q_{L-S} = 0.69 \text{ ml/s}$.

Eine Auswertung der einzelnen Leakageströme ist allerdings auch für die CFD-Ergebnisse möglich. Unter Verwendung des Auswertungstools ANSYS-CFX-POST V14.5 können Auswerteebenen in den Spaltregionen erzeugt werden, auf denen die Leakageströme ausgewertet werden. Bei einem Differenzdruck von $\Delta p = 16$ bar ergibt sich damit resultierend aus der Kopf- und Stirnspaltleakage eine Gesamtleakage von $Q_L = 0.98$ ml/s, welche lediglich 10 % über der Leakage aus dem analytischen Berechnungsmodell liegt.

Die in Abbildung 71 dargestellte Förderkennlinie aus der CFD-Berechnung gibt bei einem Differenzdruck von $\Delta p = 16$ bar allerdings eine Gesamtleakage von $Q_L = 6.2$ ml/s wieder. Das heißt, zusätzlich zur Kopf- und Stirnspaltleakage entweicht in der CFD-Berechnung eine Menge von 5.22 ml/s vom Druck- in den Saugstutzen. Diese zusätzliche Leakage konnte im Bereich des zwischen den beiden Zahnradern eingeschlossenen Volumens detektiert werden (siehe Abbildung 72). In einer realen Pumpe ist diese Leakage aufgrund des minimalen Kopfspiels der Verzahnung vernachlässigbar klein. In der CFD-Berechnung zeigt sich jedoch, dass an dieser Stelle tatsächlich etwa 5 ml/s an Fördermedium in Richtung Saugkammer zurückgefördert werden. Aufgrund der relativ groben Auflösung des Rechennetzes in diesem Bereich (siehe Abbildung 70) wird die Leakage stark überinterpretiert.

Des Weiteren ist auch in der Auswertung der berechneten Druckpulsationen ein Einfluss des Rechennetzes ersichtlich. Abbildung 73 zeigt unter anderem den zeitlichen Verlauf des Differenzdrucks, aus dem insgesamt sieben Ausquetschvorgänge der fluidfördernden Zahnücken ersichtlich sind. Auffällig dabei ist vor allem, dass die dargestellten Druckerhöhungen unterschiedlich stark ausgeprägt sind. Erklären lässt sich dies dadurch, dass die Rechennetze der beiden Förderkammern (siehe Abbildung 68) separat vernetzt wurden, wodurch sich Unterschiede im Aufbau der unstrukturierten Rechennetze ergeben, aus denen vor allem beim Ansaug- und Ausquetschvorgang unterschiedliche Berechnungsergebnisse resultieren.

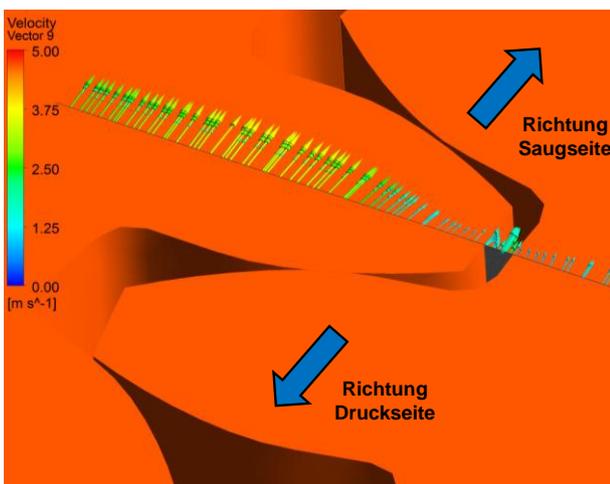


Abbildung 72: Visualisierung der Leakageströme im Bereich des Zahneingriffs

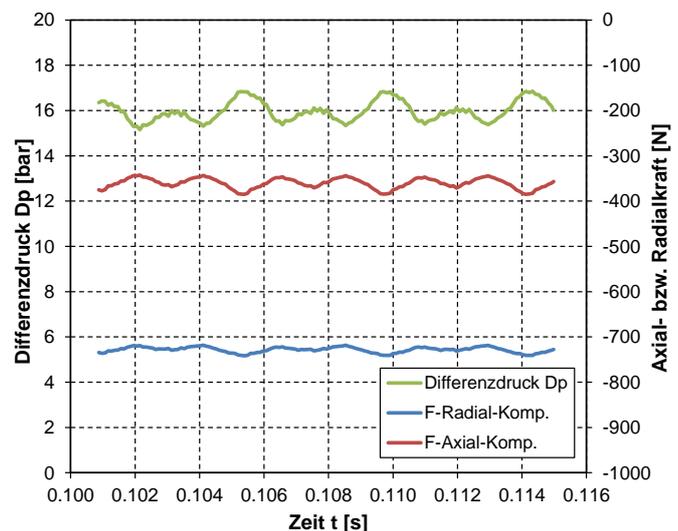


Abbildung 73: Druck- und Kompensationskraftpulsationen aus CFD-Berechnung

Für eine realistische Strömungsberechnung im Bereich des Zahnradengriffs müsste das Rechennetz wesentlich feiner aufgelöst werden, was mit einem dreidimensional aufgebauten, unstrukturierten

Rechenetz nur sehr schwer realisierbar ist. Das erkannten auch Kim et al. [69], die für die Berechnung einer Zahnradpumpe mittels des kommerziellen CFD-Softwarepakets FLUENT ein zweidimensionales CFD-Modell verwendeten. Dadurch konnten die Kopf- und Stirnspalte der Pumpe zwar nicht realitätsgetreu aufgelöst werden, allerdings konnte das Rechenetz im Bereich des Zahnradeingriffs stark verfeinert werden. Nichtsdestotrotz konnte auch im Zuge der von Kim et al. präsentierten Studien eine Überbewertung der Leckage festgestellt werden.

Die präsentierten Erkenntnisse lassen darauf schließen, dass die 3D-CFD-Berechnung der Prototypenzahnradpumpe mittels der Immersed-Solid-Methode nur bedingt geeignet ist, die realen Strömungsphänomene in der Pumpe quantitativ reproduzieren zu können. Dennoch sind auf Basis der berechneten CFD-Ergebnisse weitere, wenn auch nur qualitative Auswertungen möglich.

Eine dieser Auswertungen betrifft die Druckverteilung im Bereich der eng tolerierten Kopf- und Stirnspalte der Zahnradpumpe, welche im Zuge der Auslegung des flexiblen Dichtungselements (siehe Kapitel 5.4.2) auf Basis diverser Vereinfachungen bereits mit Hilfe eines analytischen Modells berechnet wurde. Die mit Hilfe der numerischen Strömungssimulation berechnete Druckverteilung im Stirnspalt der Zahnradpumpe wird in Abbildung 74 exemplarisch für den Betriebspunkt $Q = 6 \text{ ml/s}$ / $\Delta p = 16 \text{ bar}$ dargestellt. Es zeigt sich, dass die mittels numerischer Strömungssimulation berechnete Druckverteilung rein qualitativ der im Zuge der analytischen Druckkompensationsrechnung getroffenen Annahme (siehe Abbildung 36) entspricht.

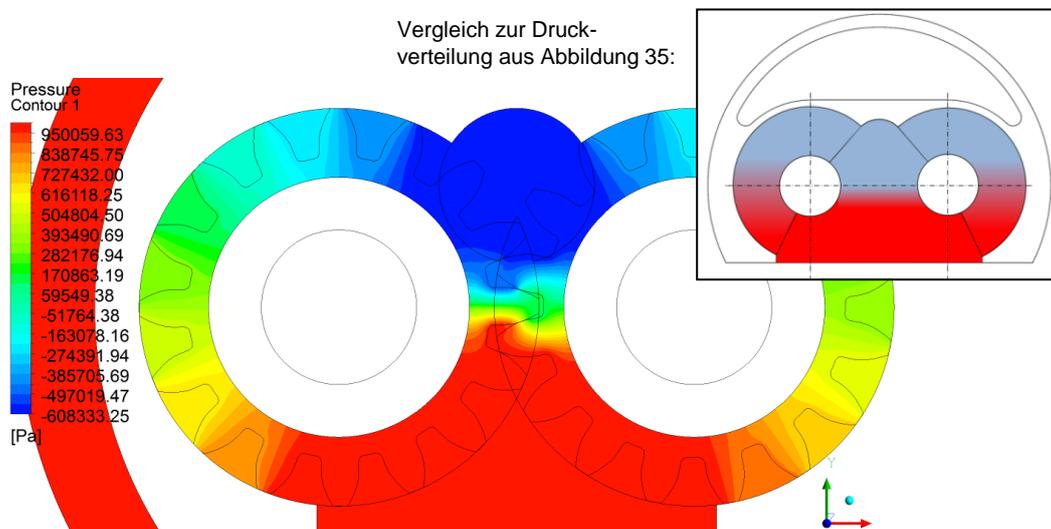


Abbildung 74: Druckverteilung im Stirnspalt der Zahnradpumpe bei $\Delta p = 16 \text{ bar}$ und $Q = 6 \text{ ml/s}$

Durch eine Anpassung der analytischen Druckkompensationsrechnung an den mittels CFD berechneten Betriebspunkt und an die geometrischen Verhältnisse der Dichtungselement-Version V2.2 lassen sich die analytisch berechneten Kompensationskräfte schließlich auch mit denen der CFD-Berechnung vergleichen. Ein Vergleich der analytisch sowie numerisch berechneten Kompensationskräfte, welche das flexible Dichtungselement radial sowie axial gegen das rotierende Zahnradpaar pressen, ist in Tabelle 16 dargestellt. Während es bei der axial bzw. in z-Richtung wirkenden Kompensationskraft zu einer Abweichung von etwa 29 % zwischen den beiden Berechnungsvarianten kommt, beträgt die Abweichung bei

der radial bzw. in y-Richtung wirkenden Kompensationskraft lediglich 7.5 %. Der zeitliche Verlauf der Kompensationskräfte ist darüber hinaus auch in Abbildung 73 dargestellt.

Eine wesentlich bessere Möglichkeit zur Evaluierung der Berechnungsergebnisse wäre eine Messung der Anpresskräfte des flexiblen Dichtungselements am Prototyp, welche zukünftig einen entscheidenden Beitrag zur Weiterentwicklung des vorgeschlagenen Pumpendesigns liefern könnte.

Tabelle 16: Vergleich der Kompensationskraftberechnungen

	Analytische Berechnung	CFD-Berechnung	CFD / Analytische Berechnung
$F_{Ax-Komp}$	1022.7 N	727.6 N	0.711
$F_{Rad-x-Komp}$	331.7 N	356.7 N	1.075

Eine weitere Möglichkeit, die berechneten CFD-Ergebnisse zu validieren, stellt die Auswertung der Geschwindigkeitskonturen dar. Abbildung 75 zeigt die Geschwindigkeitskonturen sowie die Geschwindigkeitsvektoren in einem Mittelschnitt durch das Pumpengehäuse bei einem Differenzdruck von $\Delta p = 16$ bar und einer effektiven Fördermenge von $Q = 6$ ml/s. Klar ersichtlich ist vor allem, dass das Fördermedium druckseitig bis zum Ort des Zahneingriffs in den Zahnlücken transportiert und erst dort durch das gegenseitige Ineinandergreifen der Zähne ausgequetscht wird.

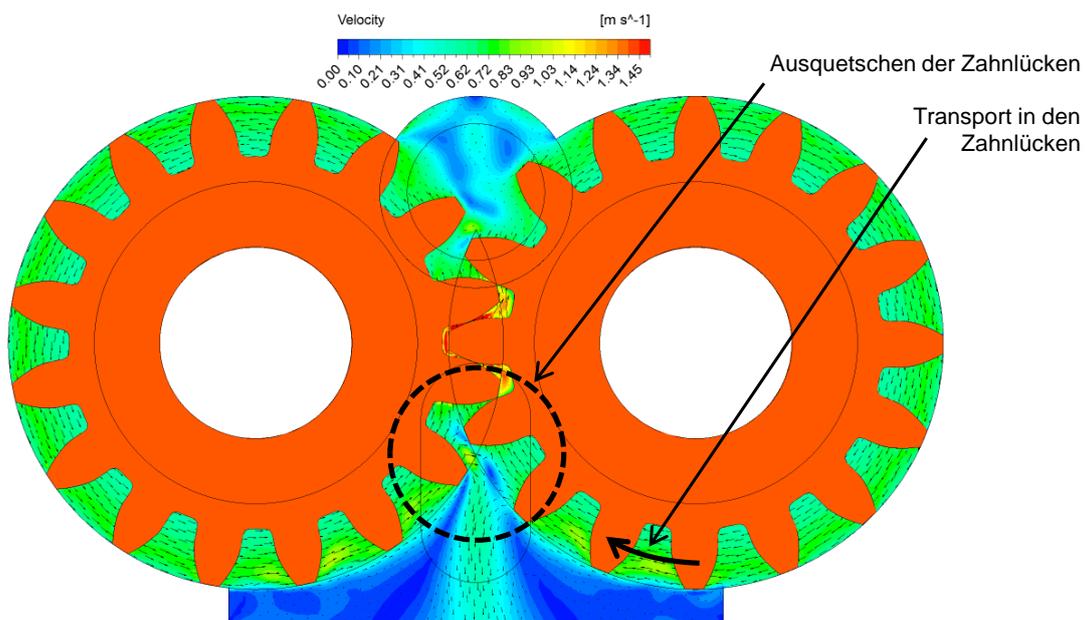


Abbildung 75: Geschwindigkeitskonturen und Vektoren im Mittelschnitt der Zahnradpumpe bei $\Delta p = 16$ bar und $Q = 6$ ml/s

Eine Detailanalyse der Strömungsvorgänge in der Saugkammer der Pumpe bzw. im Bereich des druckseitigen Ausquetschens der Zahnlücken ermöglicht des Weiteren einen guten Vergleich zu den laser-optischen PIV-Messungen an einer Zahnradpumpe, welche von Ertürk et al. [70], [71] anhand eines Plexiglas-Modells durchgeführt wurden. Ein Vergleich von Abbildung 76 (CFD-Ergebnis) und Abbildung 78 (PIV-Ergebnis) zeigt, dass die in der Saugkammer auftretenden Ansaugwirbel mit Hilfe der numerischen Strömungssimulation reproduzierbar wiedergegeben werden. Ähnliche Erkenntnisse lässt auch der

Vergleich von Abbildung 77 (CFD-Ergebnis) und Abbildung 79 (PIV-Ergebnis) zu. Der druckseitige Ausquetschvorgang der Zahnlücken sowie die daraus resultierenden druckseitigen Verwirbelungen lassen sich nicht nur mittels aufwendiger laser-optischer Techniken messen, sondern mit Hilfe der numerischen Strömungssimulation auch gut berechnen.

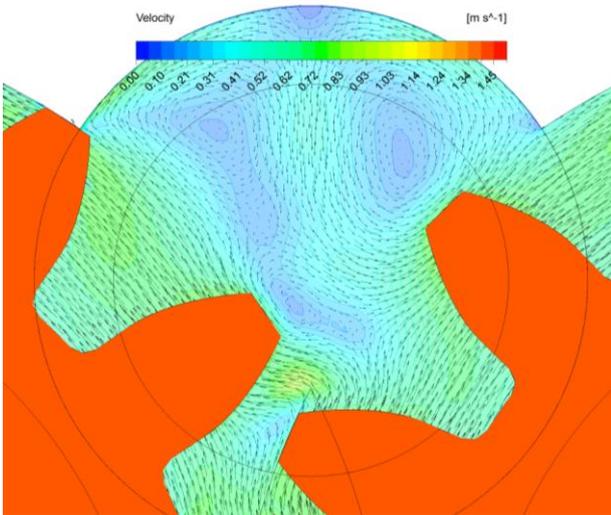


Abbildung 76: CFD-Geschwindigkeitskonturen und Vektoren in der Saugkammer der Pumpe

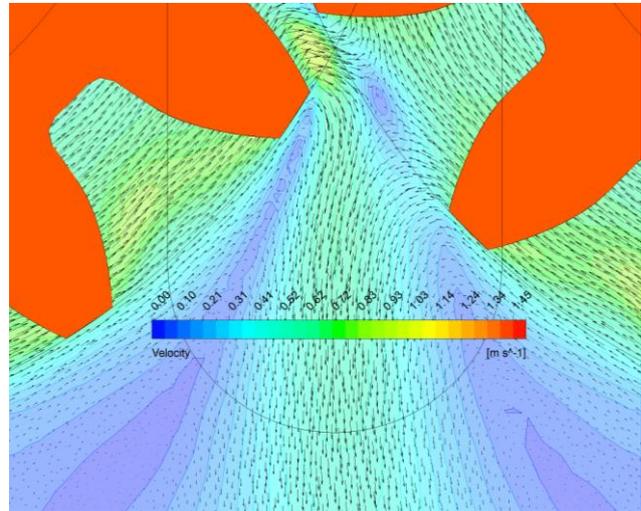


Abbildung 77: CFD-Geschwindigkeitskonturen und Vektoren auf der Druckseite der Pumpe

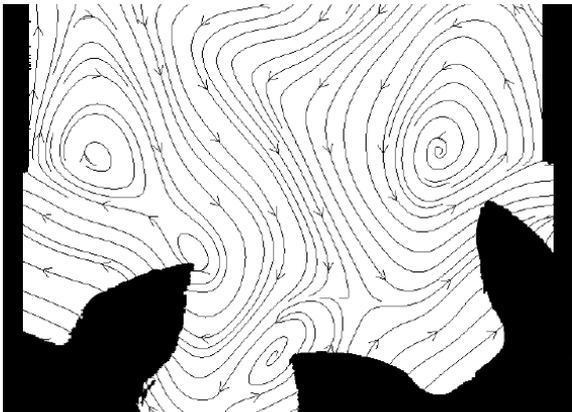


Abbildung 78: Stromlinien in der Saugkammer aus der PIV-Messung [71]

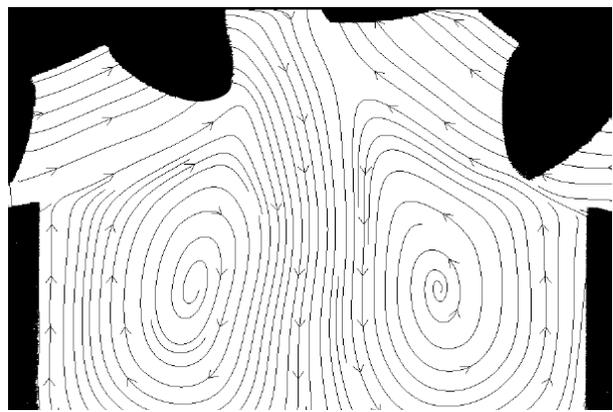


Abbildung 79: Stromlinien auf der Druckseite der Pumpe aus der PIV-Messung [71]

Abschließend sei jedoch anzumerken, dass für eine vollkommen realitätsnahe 3D-CFD-Berechnung einer Zahnradpumpe noch weitere Anstrengungen in Angriff genommen werden müssen. Vor allem die realitätsnahe Nachrechnung der Förderkennlinien ist wohl nur mit einem CFD-Modell möglich, welches eine wesentlich feinere Netzauflösung im Querschnitt der Pumpe bei gleichbleibender globaler Rechenetzgröße zulässt. Realisieren ließe sich dies im vorliegenden Fall vor allem durch eine Reduktion der Zahnradhöhe. Für die Evaluierung der CFD-Berechnungen wären dann allerdings auch entsprechende analytische Kennlinienberechnungen sowie experimentelle Untersuchungen an einem entsprechenden Prototyp erforderlich.

7. Pumpendesign

Um nachweisen zu können, dass die konzipierte Zahnradpumpe in der Lage ist, die durch die Anwendung als Niederdruck-Direkteinspritzpumpe definierten Anforderungen zu erfüllen, wurde eine Prototypenpumpe gefertigt, welche in weiterer Folge experimentell untersucht wurde. Die Anforderungen an das Pumpendesign sowie die Konstruktion dieser Pumpe werden in den folgenden Unterkapiteln präsentiert.

7.1 Sicherheitsanforderungen an die Konstruktion der Prototypenpumpe

Neben den grundlegenden technischen Anforderungen, welche bereits in Tabelle 1 zusammengefasst wurden, musste das Pumpendesign auch bestimmten sicherheitstechnischen Anforderungen genügen. Um einen sicheren Prüfstandbetrieb mit einem leicht entzündlichen und explosiven Fördermedium wie Benzin gewährleisten zu können, musste ein hermetisch dichtes Pumpendesign geschaffen werden. Zu diesem Zweck wurde die Zahnradpumpe mit einer Magnetkupplung ausgestattet. Durch die Verwendung von ausschließlich statischen Dichtungen konnten betriebsbedingte Leckagen somit vollständig ausgeschlossen werden. Eine im Zuge der Konzeptionsphase durchgeführte Sicherheitsbeurteilung des Prüfstands ist im Anhang zu finden.

Der konstruktive Aufbau der Prototypenpumpe kann wie folgt zusammengefasst werden:

Während der Antriebsmagnet der Magnetkupplung in einem Lagerbock entsprechend gelagert wird, wird der getriebene Magnet von einem Spalttopf ummantelt, welcher direkt auf das Pumpengehäuse aufgesetzt wird. Mit Hilfe einer Distanzhülse und einer geeigneten Passfeder wird der getriebene Magnet mit der Antriebswelle verbunden. Die Lagerung der Antriebswelle erfolgt in Gleitlagerhülsen, die im zweiteiligen Pumpengehäuse eingesetzt sind. Zwischen den beiden Lagerstellen der Antriebswelle befindet sich das treibende Zahnrad der Pumpe, welches über einen Vierkant formschlüssig mit der Welle verbunden ist. Das getriebene Zahnrad wird auf einer Achse gelagert, welche zwischen den beiden Hälften des Pumpengehäuses eingepasst wird. Umschlossen wird das Zahnradpaar der Pumpe schließlich vom vollständig kompensierten Dichtungselement, welches grundsätzlich axial sowie radial lose auf das Zahnradpaar aufgesetzt wird. Die Antriebswelle der Pumpe sowie die Lagerachse des getriebenen Zahnrades werden durch das Dichtungselement durchgeführt. Aufgrund der Wellendurchführung sowie der Tatsache, dass die beiden Zahnräder über einen Winkel von etwa 195° vom Dichtungselement umschlossen werden (siehe Abbildung 34 bzw. auch Abbildung 80), wird die radiale Verschiebbarkeit des Dichtungselements eingeschränkt. Die vollkommen freie axiale Verschiebbarkeit des Dichtungselements wird durch eine Feder unterbunden, welche das Element in seiner axialen Position hält und dafür sorgt, dass beim Start der Pumpe eine initiale Anpresskraft wirkt. Das Fluid wird der Pumpe, wie bereits erwähnt, achsparallel zugeführt und in der Saugkammer des Dichtungselements um 90° umgelenkt. Der Ausschubvorgang des Fluids erfolgt schlussendlich in radialer Richtung.

Eine Schnittdarstellung der konstruierten Prototypenpumpe ist in Abbildung 80 ersichtlich, wobei Abbildung 80-b bereits eine optimierte Variante des Kompensationselementes zeigt. In Abbildung 81 ist, zur besseren Visualisierung, ein 3D-Schnitt durch die Zahnradpumpe dargestellt.

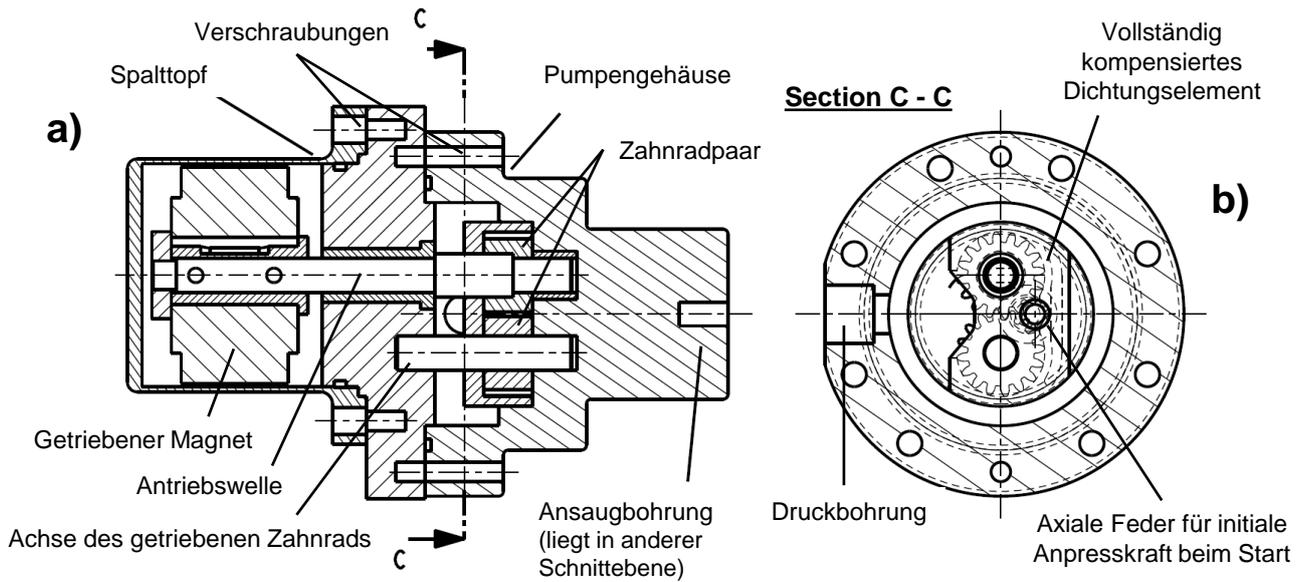


Abbildung 80: Schnittdarstellungen der konstruierten Zahnradpumpe

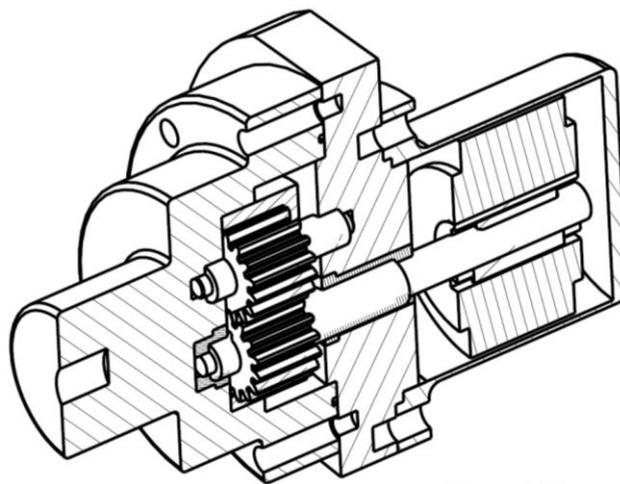


Abbildung 81: 3D-Schnitt durch die Prototypenpumpe

Abbildung 82 und Abbildung 83 zeigen zwei 3D-Ansichten des CAD-Modells der Prototypen-Zahnradpumpe, aus denen weitere Konstruktionsdetails der Pumpe ersichtlich werden.

Ein Überblick über die gefertigten Einzelbauteile der Prototypenpumpe wird mit Hilfe der nachfolgenden Abbildungen gegeben.

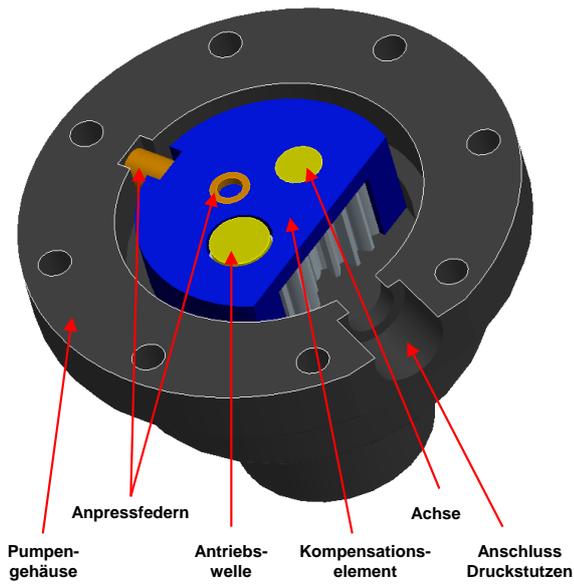


Abbildung 82: Geöffnetes Gehäuse des 3D-CAD-Modells der Prototypenpumpe

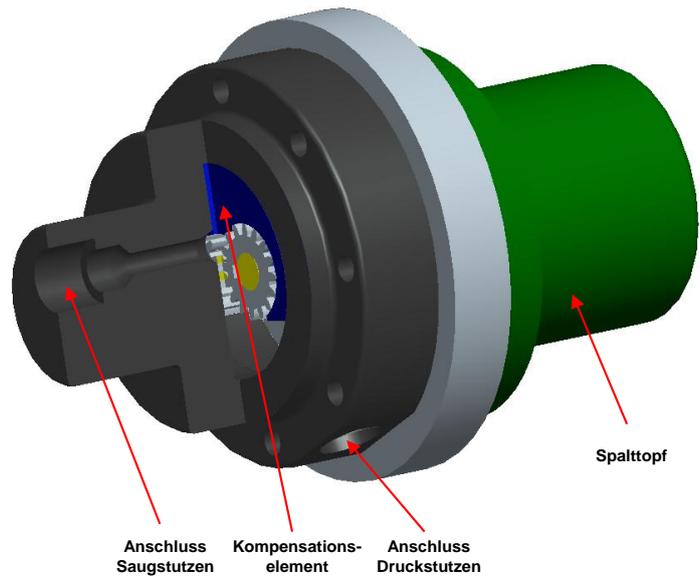


Abbildung 83: Schnitt durch das 3D-CAD-Modell der Prototypenpumpe



Abbildung 84: Einzelbauteile in Explosionsansicht

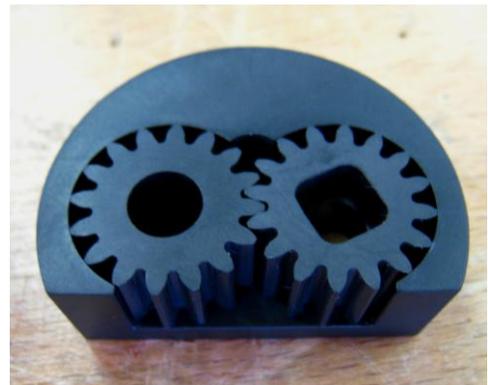


Abbildung 85: Dichtungselement und Zahnradpaar



Abbildung 86: Zusammenbau mit Magnetkupplung



Abbildung 87: Pumpengehäuse mit Lagerbohrungen und Saugöffnung

7.2 Anforderungen an die Werkstoffe und Werkstoffauswahl

Nicht nur die Konstruktion der Pumpe, sondern auch die für die Pumpe verwendeten Werkstoffe müssen ganz spezielle Anforderungen erfüllen. Größter Beachtung ist dabei vor allem der Werkstoffauswahl der Zahnräder und des vollständig kompensierten Dichtungselements zu schenken. Aufgrund des Einsatzes in Benzineinspritzsystemen muss die Pumpe in der Lage sein, nichtschmierendes Medium zu fördern. Zahnräder aller Art neigen ohne ausreichende Schmierung jedoch zum Fressen. Das Fressen von Zahnrädern gehört nach Steinhilper und Sauer [72] zu den klassischen Zahnflankenschäden und entsteht durch örtliches Verschweißen des Zahnradwerkstoffs aufgrund hoher Pressung, örtlicher Temperaturerhöhung und unmittelbarer Trennung infolge des Abgleitens der Zahnflanken. Wenn nicht für ausreichende Schmierung gesorgt werden kann, so müssen geeignete Werkstoffe mit guten Selbstschmierungseigenschaften verwendet werden.

Im Falle der vorliegenden Pumpenentwicklung kommt hinzu, dass die rotierenden Zahnräder durch die Druckkompensation zumindest teilweise mit dem stehenden Dichtungselement in Berührung kommen. Bei druckkompensierten Pumpen ist diese Tatsache hinlänglich bekannt und wurde experimentell beispielsweise durch Mucchi et al. [25] nachgewiesen. Als besondere Herausforderung für die Werkstoffauswahl erscheint auch die Forderung, dass die Pumpe zumindest kurzfristig trockenlauffähig sein muss. Trockenlauf kann vor allem beim Start und/oder bei Kavitationsproblemen auftreten. Demgegenüber steht die Tatsache, dass die Zahnradpumpe einen Differenzdruck von bis zu $\Delta p = 50$ bar erreichen soll, wodurch die Zahnräder entsprechend hoch belastet werden. Sowohl für die Zahnräder als auch für das Kompensationselement muss deshalb ein Werkstoff gefunden werden, der hervorragende tribologische Eigenschaften und darüber hinaus auch eine ausreichende Festigkeit besitzt.

Metallische Werkstoffe verfügen zwar über Festigkeitskennwerte, welche die Anforderungen an die in Kapitel 5.3.1 berechnete und auf Dauer zu ertragende Zahnfußbelastung erfüllen, verfügen jedoch bis auf wenige Ausnahmen über keine selbstschmierenden Eigenschaften. Ein Ausnahmebeispiel wäre an dieser Stelle die Gruppe der Nickel-Basis-Legierungen. Sie bieten eine überragende Widerstandsfähigkeit gegen Festfressen und Blockieren bei Anwendungen, wo Kontakt von Metall zu Metall ohne zusätzliche Schmierung auftritt [73]. Bezüglich Selbstschmierung und tribologischer Eigenschaften haben vor allem ingenieurkeramische Werkstoffe große Vorteile. Allerdings weisen sie gegenüber metallischen Werkstoffen eine vergleichsweise hohe Sprödigkeit auf, was dazu führt, dass Spannungsspitzen oder scharfe Temperaturwechsel zum Bruch führen können [74]. Ein weiterer Nachteil ingenieurkeramischer Werkstoffe ist der mit hohem Aufwand und hohen Kosten verbundene Herstellungsprozess durch Pressen, Sintern und auf Form schleifen.

Aufgrund der Tatsache, dass das Niederdruck-Direktbenzineinspritzsystem eine Low-Cost-Lösung darstellt, besteht für die Einspritzpumpe die Forderung nach minimalen Herstellkosten. Hinsichtlich des Herstellungsaufwands haben vor allem Hochleistungskunststoffe spezielle Vorteile. Anders als bei keramischen Werkstoffen bzw. bei Nickelbasislegierungen lassen sich die Zahnräder sowie das flexible Dichtungselement bei Verwendung spezieller Hochleistungskunststoffe im Spritzgussverfahren herstellen, was eine deutliche Reduktion der Herstellkosten erwarten lässt.

Der bedeutendste Vertreter der Gruppe der Hochleistungskunststoffe ist PEEK (Poly-Ether-Ether-Keton). PEEK ist ein hochtemperaturbeständiger thermoplastischer Kunststoff, dessen Steifigkeit und Festigkeit deutlich über den Werten anderer Thermoplaste liegt. Durch den Zusatz von Glas- oder Kohlenstofffasern können die Festigkeitswerte weiter verbessert werden. Des Weiteren lassen sich durch Verwendung von PEEK-Verbundwerkstoffen auch ausgezeichnete tribologische Eigenschaften erreichen. PEEK verfügt außerdem über eine hohe Biegegewchselfestigkeit und eignet sich daher für Anwendungen mit zyklischer Belastung. [75]

Dass PEEK vor allem bei geringer Schmierung bzw. auch im Falle des Trockenlaufs ein ausgezeichneter Zahnradwerkstoff ist, erkannte Rösler [76], der im Zuge seiner Dissertation die Tragfähigkeit thermoplastischer Zahnräder mit Füllstoffen experimentell untersuchte. Er wies nach, dass vor allem verstärkte Hochleistungskunststoffe in höher belasteten Getrieben eingesetzt werden können, in denen bis zum Zeitpunkt seiner Studien hauptsächlich Stahlzahnräder verwendet wurden. Als wesentlichen Vorteil von Kunststoffzahnrädern gegenüber Stahlzahnrädern stellte er die höhere Wirtschaftlichkeit durch Massenfertigung mittels Spritzgussverfahrens, die Möglichkeit des Trockenlaufs, den vergleichsweise geräuscharmen Betrieb, die Gewichtseinsparungen sowie die Einsatzmöglichkeit bei aggressiven Medien fest.

Ein Vergleich der Werkstoffeigenschaften zweier unterschiedlicher PEEK-Verbundwerkstoffe der Firma VICTREX ist in Tabelle 17 dargestellt. Der Werkstoff 450CA30 besteht aus 70 % PEEK und 30 % Kohlenstofffaser und wurde entwickelt, um die mechanischen Eigenschaften des Materials zu verbessern. Demgegenüber steht der aus 70 % PEEK und 3 0% Kohlenstofffaser/Graphit/PTFE bestehende Werkstoff 450FC30, welcher über verbesserte tribologische Eigenschaften verfügt.

Tabelle 17: Werkstoffeigenschaften zweier unterschiedlicher PEEK-Werkstoffe [77]

Werkstoffeigenschaften	450CA30	450FC30
Zugfestigkeit bei T = 23 °C [N/mm ²]:	220	134
Biegefestigkeit bei T = 23 °C [N/mm ²]:	298	186
E-Modul [N/mm ²]:	22000	10000
Dauer-Biegegewchselfestigkeit (3-Punkt-Biegetest, für bis zu 10 ¹⁰ Lastwechsel) bei T = 23 °C [N/mm ²]:	Min. 100	Min. 75
Bruchdehnung [%]:	2	2
Reibbeiwert μ_R gegen Stahl (ohne Schmierung) bei T = 20 °C, v = 30 m/min, F = 1500 – 2000 N:	0.16	0.11
Reibbeiwert μ_R gegen Stahl (ohne Schmierung) bei T = 20 °C, v = 183 m/min, F = 250 – 400 N:	0.28	0.17
Rockwell-Härte:	107	n.a.
Dauergebrauchstemperatur [°C]:	200-250	200-250

Entsprechend der Berechnungsergebnisse aus Kapitel 5.3 ist für die wechselnd belasteten Zahnräder mit einer Zahnfußspannung von 20 N/mm² zu rechnen, die auf Dauer ertragen werden muss. Aus diesem Grund ist auch die Dauer-Biegewechselfestigkeit des Zahnradwerkstoffes von großer Bedeutung. Abbildung 88 zeigt die Dauer-Biegewechselfestigkeit von drei unterschiedlichen PEEK-Werkstoffen des Herstellers VICTRIX. Die im nachfolgenden Diagramm dargestellten Ergebnisse zeigen, dass für die ausgewählten PEEK-Verbundwerkstoffe mit einer Dauer-Biegewechselfestigkeit in der Größenordnung von 70-110 N/mm² zu rechnen ist.

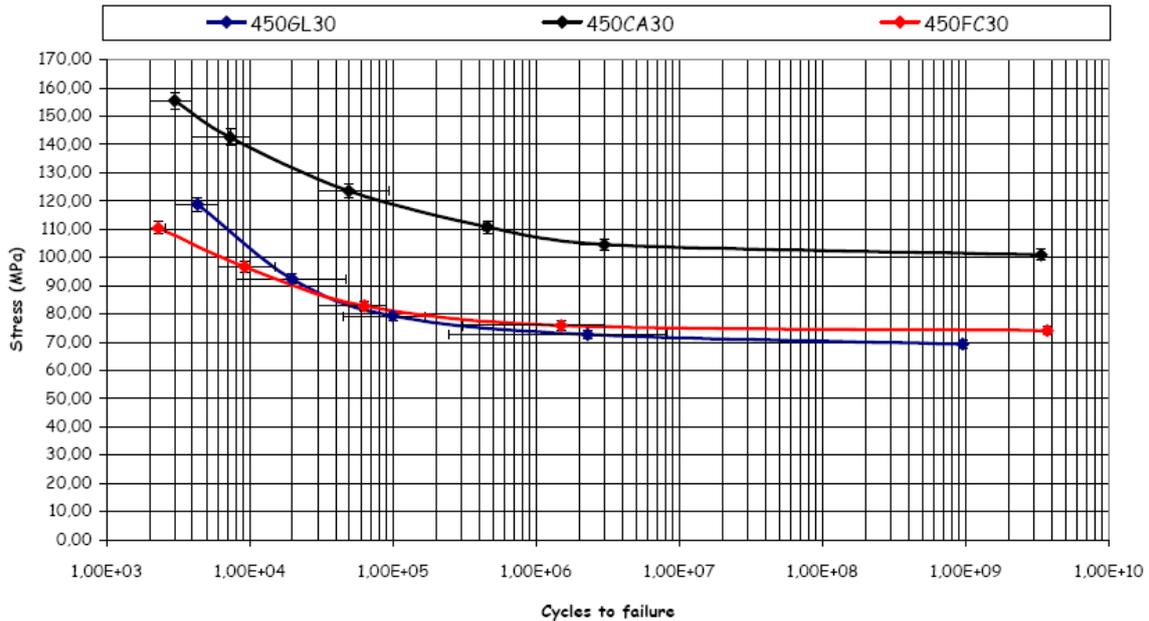


Abbildung 88: Dauer-Biegewechselfestigkeit unterschiedlicher PEEK-Werkstoffe (VICTREX)

Der tribologisch optimierte PEEK-Werkstoff 450FC30 verfügt über eine ausreichende Biegewechselfestigkeit und wesentlich bessere tribologische Eigenschaften als der Werkstoff 450CA30. Um die pumpeninternen Reibungsverluste minimieren zu können, wurde dieser daher als Werkstoff für das Zahnradpaar sowie das flexible Dichtungselement gewählt.

Aus Gründen der einfacheren Fertigung und der Möglichkeit der späteren Herstellung im Druckgussverfahren wurde Aluminium als Werkstoff für das Pumpengehäuse verwendet. Als Wellenwerkstoff wurde nichtrostender austenitischer Chrom-Nickelstahl (1.4301) eingesetzt.

Eine weitere wichtige Materialeigenschaft, vor allem für die erfolgreiche Druckkompensation, ist die Wärmeausdehnung der verwendeten Materialien, die durch den Wärmeausdehnungskoeffizienten α_{WAD} , definiert ist.

$$\alpha_{WAD} = \frac{\Delta L}{L_0} \cdot \frac{1}{\Delta T} \quad [ppm / K] \quad (72)$$

Die Wärmeausdehnungskoeffizienten für die in der Prototypenpumpe verwendeten Materialien lassen sich wie folgt zusammenfassen: [77], [78]

- Stahl: 14 ppm/K
- Aluminium: 25 ppm/K
- VICTREX PEEK 450FC30: 45 ppm/K

Die Gegenüberstellung zeigt, dass sich PEEK etwa drei Mal stärker als Stahl und etwa zwei Mal stärker als Aluminium ausdehnt. Daraus lässt sich ableiten, dass die Kopf- und Stirnspalte der Zahnradpumpe mit zunehmender Temperatur enger werden, was die kritische Abdichtung der Spaltregionen begünstigt.

Abschließend sei anzumerken, dass das Ziel dieses Kapitels eine Analyse von sinnvollen Materialkombinationen für die funktionsentscheidenden Bauteile der Prototypenpumpe war, und dass hinsichtlich der Auswahl von geeigneten Materialkombinationen durchaus noch Optimierungspotential besteht. Die zukünftige Erprobung weiterer möglicher Materialien wie Nickelbasislegierungen, ingenieurkeramische Werkstoffe oder andere PEEK-Basis-Verbundwerkstoffe könnte einen entscheidenden Beitrag zur Weiterentwicklung des vorgeschlagenen Pumpendesigns liefern.

8. Prototypenpumpentests am Hochdruckprüfstand

Anhand einer experimentellen Untersuchung der in Kapitel 7 beschriebenen Prototypenpumpe soll nachgewiesen werden, dass die umfangreichen Anforderungen an eine Niederdruck-Direkteinspritzpumpe für Ottomotoren, welche ohne Vorförderpumpe im Tank auskommen soll, durch Anwendung des entwickelten Pumpenkonzepts erfüllt werden können.

8.1 Durchgeführte Untersuchungen

Das Betriebsverhalten einer Pumpe wird im Wesentlichen durch die Förderkennlinien (Δp -/Q-Kennlinien für variable Drehzahl), die Wirkungsgradkennlinien (η_{hydr} -/Q-Kennlinien für variable Drehzahl) sowie die Saugkennlinien (Q-/ $p_{\text{abs,S}}$ -Kennlinien für variable Drehzahl und variable Differenzdrücke) beschrieben. Die Leistungsfähigkeit der entwickelten Prototypenpumpe wurde deshalb durch diese Kennlinien verifiziert. Zu diesem Zweck wurde ein Hochdruck-Benzinpumpenprüfstand verwendet, dessen Design bereits in Kapitel 4.1 präsentiert wurde. Folgende Abbildungen dokumentieren den Aufbau des verwendeten Prototypenpumpenprüfstands mit Hilfe diverser Detailansichten der Prototypenpumpe, der Antriebseinheit, des Messequipments sowie des verwendeten Messsystems.

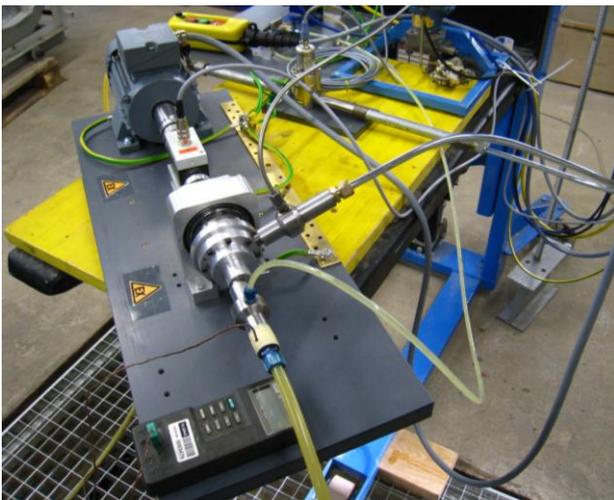


Abbildung 89: Prototypenpumpe mit Messanschlüssen, Lagerträger, Drehmomentmesswelle, Kupplungen und Antriebsmotor

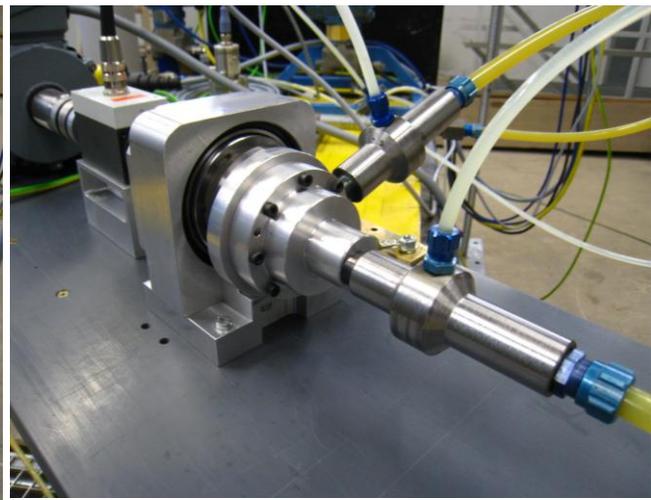


Abbildung 90: Detailansicht der Prototypenpumpe mit Saugstutzen im Vordergrund

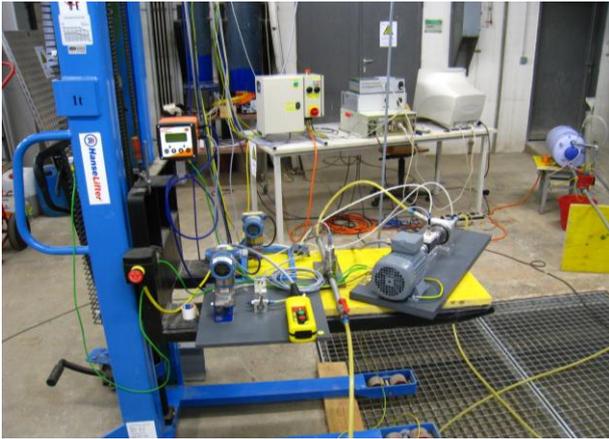


Abbildung 91: Hubtisch mit Prototypenpumpe, Antriebseinheit und Messequipment



Abbildung 92: Wärmetauscher und Kraftstofftank (linke Seite) sowie Messsystem (rechte Seite)

Folgende physikalische Größen konnten mit Hilfe der bereits in Kapitel 4.1 beschriebenen Messgeräte direkt am Prototyp aufgenommen werden:

- Absolutdrücke $p_{S,abs}$ [bar] und $p_{D,abs}$ [bar] am Saug- und Druckstutzen
- Statische Druckdifferenz Δp [bar] zwischen Austritt und Eintritt
- Durchfluss Q [ml/s]
- Drehzahl n [U/min]
- Antriebsmoment $M_{Antrieb}$ [Nm]
- Mediumstemperatur T [°C]

Um die Messergebnisse in entsprechenden Kennfeldern darstellen zu können, erfolgte auf Basis der gemessenen Größen die Berechnung folgender charakteristischer Pumpendaten:

$$\text{Statische Druckdifferenz } \Delta p: \quad \Delta p = (p_{D,abs} - p_{S,abs}) + (z_D - z_S) \cdot \rho \cdot g \quad (73)$$

$$\text{Totaldruckdifferenz } \Delta p_{Tot}: \quad \Delta p_{Tot} = \Delta p + \frac{\rho}{2} \cdot (c_D^2 - c_S^2) \dots (*) \quad (74)$$

$$\text{Volumetrischer Wirkungsgrad } \eta_{Vol}: \quad \eta_{Vol} = \frac{Q}{V_U \cdot n} \quad (75)$$

$$\text{Gesamtwirkungsgrad } \eta_{Total}: \quad \eta_{Total} = \frac{P_{Hydr.}}{P_{Antrieb}} = \frac{\Delta p \cdot Q}{M_{Antrieb} \cdot \omega} = \frac{\Delta p \cdot Q}{M_{Antrieb} \cdot (2 \cdot \pi \cdot n)} \quad (76)$$

(*) Die Geschwindigkeiten am Ein- und Austritt der Pumpe sind gleich $\Rightarrow \Delta p_{Tot} = \Delta p$

Der somit errechnete Gesamtwirkungsgrad η_{Total} beinhaltet eine Menge an Einzelverlusten, welche nicht alle direkt der Pumpe zurechenbar sind. Im Wesentlichen sind dies die durch die Reibung im Lagerträger des treibenden Magneten entstehenden Lagerreibungsverluste sowie die durch die Magnetkupplung verursachten Wirbelstromverluste. Um eine Aussage über die Effizienz des eigentlichen Pumpenkonzepts treffen zu können, müssen diese Verluste aus dem Gesamtwirkungsgrad herausgerechnet werden. Dies

wird über die Berechnung der Einzelverluste sowie eine darauf aufbauende Wirkungsgradaufsplittung bewerkstelligt und wird im Folgenden erläutert. Eine Übersicht der Einzelverluste der Prototypenpumpe gibt die nachfolgende Energiebilanz der Prototypenpumpe wieder:

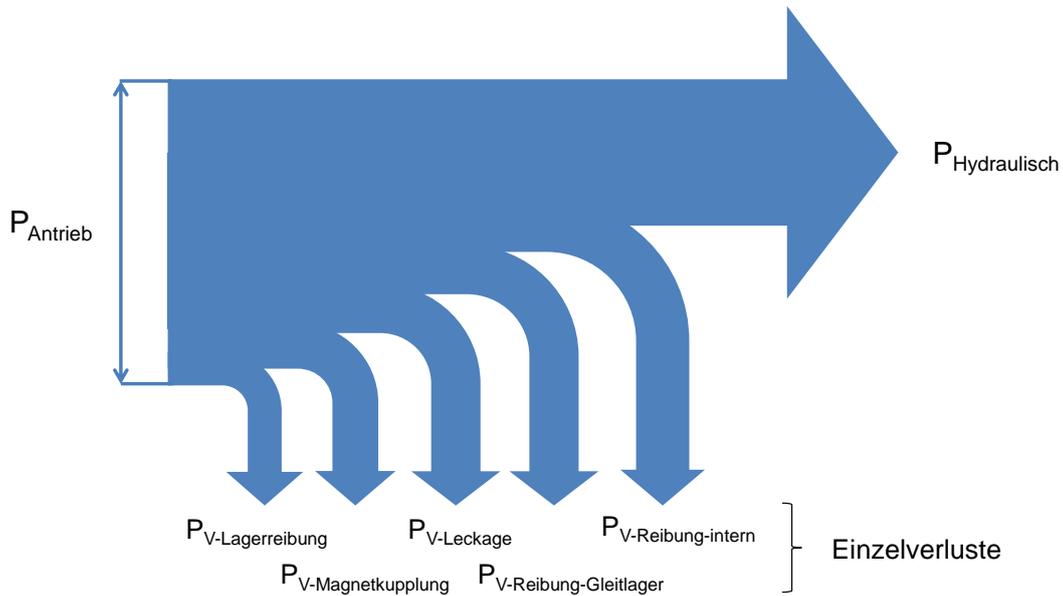


Abbildung 93: Energiebilanz der Prototypenpumpe

Die durch die Reibung im Lagerträger der Magnetkupplung hervorgerufene Verlustleistung $P_{V-Lagerreibung}$ lässt sich durch Messung des Leerlauf- bzw. Reibungsmoments mit demontiertem Pumpenkörper ermitteln. Der am Prototypenprüfstand gemessene drehzahlabhängige Verlauf des Reibmoments wird in Abbildung 94 für den in weiterer Folge detailliert untersuchten Drehzahlbereich von $n = 700$ rpm bis $n = 1450$ rpm dargestellt. Die Reibungsverlustleistung im Antriebsstrang lässt sich wie folgt ermitteln.

$$P_{V-Lagerreibung(n)} = M_{Leerlauf} \cdot \omega = M_{Leerlauf} \cdot (2 \cdot \pi \cdot n) \quad (77)$$

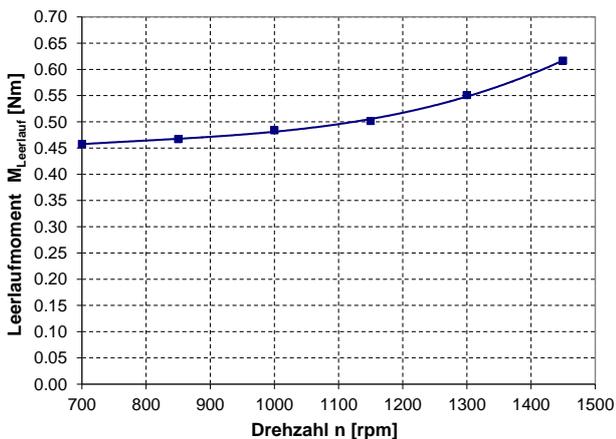


Abbildung 94: Drehzahlabhängiger Verlauf des Lagerreibungsmoments

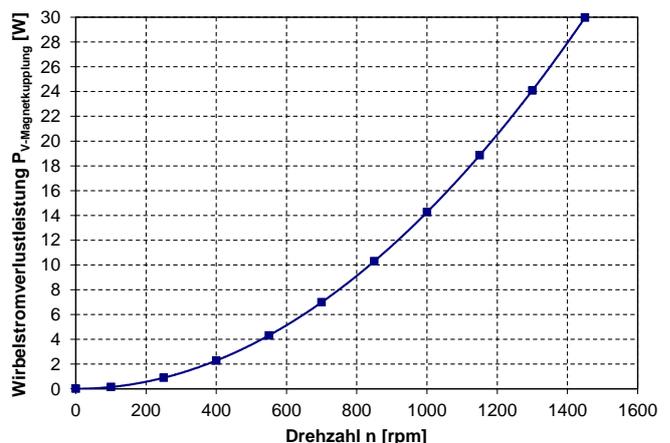


Abbildung 95: Drehzahlabhängige Wirbelstromverlustleistung der Magnetkupplung

Die durch die Magnetkupplung verursachten Wirbelstromverluste $P_{V\text{-Magnetkupplung}}$ sind von der Drehzahl, den Kupplungsabmessungen und der Zusammensetzung des Magnetwerkstoffs abhängig und werden mit Hilfe der folgenden Gleichung berechnet:

$$P_{V\text{-Magnetkupplung}(n)} = \frac{V_{ST} \cdot B^2 \cdot v^2}{2 \cdot R_{spez}} = \frac{V_{SC} \cdot B^2 \cdot (D_{LS} \cdot \pi \cdot n)^2}{2 \cdot R_{spez}} \quad \dots \quad [79] \quad (78)$$

Die in obiger Gleichung enthaltenen Größen lassen sich wie folgt zusammenfassen:

V_{ST}	...	Volumen des Spalttopfs	= 0.0000034 m ³
B	...	Magnetische Remanenz des verwendeten Materials (Sm ₂ Co ₁₇)	= 1.03 Tesla
D_{LS}	...	Mittlerer Durchmesser des Luftspalts	= 46.5 mm
n	...	Antriebsdrehzahl	= variabel
R_{spez}	...	Spezifischer elektrischer Widerstand des Spalttopfs	= 0.75 * 10 ⁻⁶ Ωm

Es zeigt sich, dass die Wirbelstromverluste bei gegebener Baugröße proportional zur Antriebsdrehzahl im Quadrat sind. Die für den verwendeten Drehzahlbereich $n = 0 - 1500$ U/min berechneten drehzahl-abhängigen Wirbelstromverluste der verwendeten Magnetkupplung werden in Abbildung 95 dargestellt.

Die durch die interne Leckage der Pumpe hervorgerufene Verlustleistung $P_{V\text{-Leckage}}$ lässt sich auf Basis der Messergebnisse bestimmen. Für jeden gemessenen Betriebspunkt sind der Differenzdruck Δp sowie die Gesamtleckage $\sum Q_L$ bekannt, wodurch die entsprechende Verlustleistung mit folgender Gleichung ermittelt werden kann.

$$P_{V\text{-Leckage}(n, \Delta p)} = \rho \cdot g \cdot \sum Q_L \cdot H_{Betrieb} = \rho \cdot g \cdot \sum Q_L \cdot \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} = \sum Q_L \cdot \Delta p \quad (79)$$

Des Weiteren ist auch eine Abschätzung der Reibungsverluste in den Gleitlagern der Pumpe $P_{V\text{-Reibung-Gleitlager}}$ möglich, da aus Gleichung (30) zum einen die aus dem Verdrängungsvorgang resultierende Lagerbelastung F_N bekannt ist und zum anderen Reibungswerte für die Materialpaarung PEEK/Stahl entsprechend Tabelle 17 gegeben sind. Somit lässt sich die Reibleistung in den pumpeninternen Gleitlagern je Wellenlagerung näherungsweise wie folgt berechnen:

$$P_{V\text{-Reibung-Gleitlager}} = F_{reib} \cdot u = F_N \cdot \mu_{R\text{-PEEK}/\text{Stahl}} \cdot (d_W \cdot \pi \cdot n) \quad (80)$$

Die einzigen Verluste, welche sich nicht direkt errechnen lassen, sind die durch Fluidreibung in den Spalten zwischen dem Zahnradpaar und dem flexiblen Dichtungselement hervorgerufenen internen Reibungsverluste $P_{V\text{-Reibung-intern}}$. Indem der Gesamtwirkungsgrad η_{Total} in die bereits diskutierten Teilverluste aufgespalten wird, lassen sich die internen Reibungsverluste jedoch indirekt bestimmen. Für die Wirkungsgradaufspaltung wird der Gesamtwirkungsgrad η_{Total} als Funktion der Einzelverluste wie folgt dargestellt:

$$\eta_{Total} = \frac{P_{Hydr.}}{P_{Antrieb}} = 1 - \frac{\sum P_V}{P_{Antrieb}} = 1 - \frac{P_{V-Lagerreibung} + P_{V-Magnetkupplung} + P_{V-Leckage} + P_{V-Reib.-Gleitlager} + P_{V-Reib.-int}}{P_{Antrieb}} \quad (81)$$

Eine Aufspaltung des Gesamtwirkungsgrades lässt sich nun durchführen, indem aus obiger Gleichung Schritt für Schritt Einzelverluste gestrichen werden, wodurch sich die wie folgt definierten Teilwirkungsgrade ergeben:

- Gesamtwirkungsgrad ohne Lagerreibungsverluste im Antriebsstrang

$$\eta_{Total-Aufspaltung1} = 1 - \frac{P_{V-Magnetkupplung} + P_{V-Leckage} + P_{V-Reib.-Gleitlager} + P_{V-Reib.-int}}{P_{Antrieb}} \quad (82)$$

- Gesamtwirkungsgrad ohne Lagerreibungsverluste sowie ohne Magnetkupplungsverluste

$$\eta_{Total-Aufspaltung2} = 1 - \frac{P_{V-Leckage} + P_{V-Reib.-Gleitlager} + P_{V-Reib.-int}}{P_{Antrieb}} \quad (83)$$

- Gesamtwirkungsgrad ohne Lagerreibungs-, Magnetkupplungs- und Leckageverluste

$$\eta_{Total-Aufspaltung3} = 1 - \frac{P_{V-Reib.-Gleitlager} + P_{V-Reib.-int}}{P_{Antrieb}} \quad (84)$$

- Gesamtwirkungsgrad ohne Lagerreibungs-, Magnetkupplungs- und Leckageverluste sowie ohne interne Gleitlagerreibungsverluste

$$\eta_{Total-Aufspaltung4} = 1 - \frac{P_{V-Reib.-int}}{P_{Antrieb}} \quad (85)$$

Die oben vorgestellte Vorgehensweise erlaubt eine Analyse der Einzelverluste und erleichtert die Optimierung der entwickelten Prototypenpumpe, was wiederum in Kapitel 8.3 gezeigt wird.

Um eine Aussage hinsichtlich der Saugfähigkeit der entwickelten Pumpe treffen zu können, sind schließlich Saugkennlinien zu messen bzw. entsprechend darzustellen. Zu diesem Zweck ist die Fördermenge der Pumpe als Funktion des am Saugstutzen gemessenen Absolutdrucks $p_{S,abs}$ darzustellen [18]. Die Vorgehensweise wurde bereits in Kapitel 4.2 detailliert erläutert und die abgeleiteten Ergebnisse am Beispiel einer Referenzpumpe gezeigt.

Abschließend sei anzumerken, dass im Zuge der Prototypentests nicht nur zeitlich gemittelte Messwerte zur Darstellung der unterschiedlichen Pumpenkennlinien aufgenommen, sondern an definierten Betriebspunkten auch hochfrequente Druck- und Drehmomentmessungen durchgeführt wurden. Die Auswertung von Druck-

und Drehmomentpulsationen ermöglicht einen weiteren Einblick in die physikalischen Phänomene, die mit dem Fördervorgang der entwickelten Zahnradpumpe verbunden sind.

Auf Basis der am Prüfstand ermittelten Messergebnisse und der daraus abgeleiteten Pumpenkennfelder erfolgte eine Schritt für Schritt durchgeführte Optimierung des Pumpendesigns, um zum einen möglichst steile und drucksteife Förderkennlinien bei möglichst hohem volumetrischen Wirkungsgrad, und zum anderen ein für die Anwendung ausreichendes Saugvermögen der Pumpe zu erreichen.

8.2 Erste Messergebnisse und Erkenntnisse

Die ersten Messungen mit der Prototypenpumpe in der Version V1.1 führten zu ernüchternden Erkenntnissen. Die auf Basis der Messergebnisse erarbeiteten drehzahlabhängigen Förderkennlinien, welche in Abbildung 96 dargestellt sind, erscheinen verhältnismäßig flach, was auf überdimensional große pumpeninterne Leckageströme rückschließen lässt. Der maximal erreichbare Differenzdruck beim geforderten Maximaldurchfluss von $Q = 13 \text{ ml/s}$ betrug lediglich $\Delta p = 2.4 \text{ bar}$. Der bei $Q = 0 \text{ ml/s}$ gemessene maximale Differenzdruck lag bei etwa $\Delta p = 10.5 \text{ bar}$.

Die für vier unterschiedliche Drehzahlen dargestellten Förderkennlinien beziehen sich auf den Neuzustand der Pumpe und demnach auf eine Betriebszeit von $t = 0 \text{ h}$ (siehe Legende in Abbildung 96). Auf eine Wirkungsgradauswertung wurde angesichts der flachen Förderkennlinien gänzlich verzichtet.

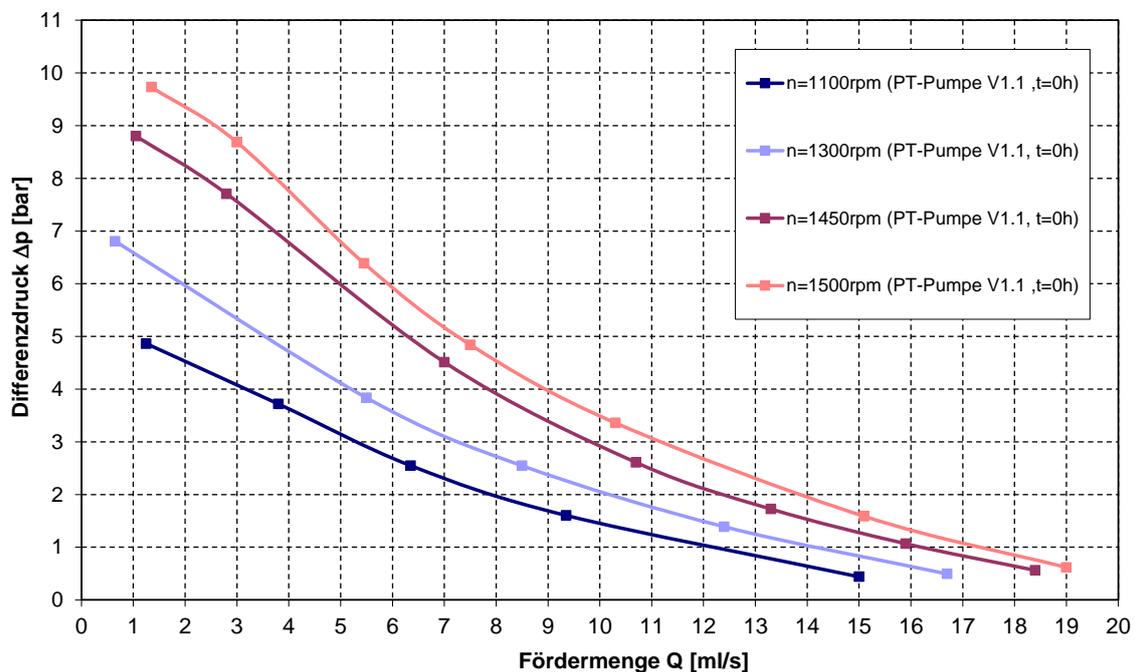


Abbildung 96: Förderkennlinien der Prototypenpumpe V1.1 bei $T = 22 \text{ °C}$

Obwohl sich der Gradient der Kennlinien ab einer Fördermenge von etwa $Q = 9 \text{ ml/s}$ leicht verändert, zeigen die Kennlinien einen ähnlich linearen Verlauf wie aus konventionellen unkompensierten Zahnradpumpen bekannt [18]. Umfangreiche Optimierungsmaßnahmen waren notwendig, um steilere Förderkennlinien zu erreichen und das Förderverhalten der Prototypenpumpe zu verbessern.

Eine nach der Demontage der Pumpe durchgeführte visuelle Analyse der Einzelbauteile zeigte vor allem ausgeprägte Druckmarken an der Auflagefläche des flexiblen Dichtungselements (markierter Bereich in Abbildung 97). Das Entstehen dieser Druckmarken kann als Indiz dafür gesehen werden, dass das Kompensationselement nicht eben auf seiner Gegenfläche aufliegt, was folglich zur unerwünschten Entstehung von Leckagepfaden (siehe rote Pfeile in Abbildung 97) zwischen dem Dichtungselement und der Auflagefläche im Pumpengehäuse führen kann. Da die Saugbohrung just in diesem Bereich in das Pumpengehäuse mündet, kann diese nicht ausreichend gegen den Druckraum abgedichtet werden, was als mögliche Ursache für die verhältnismäßig flachen Förderkennlinien der Prototypenversion V1.1 erachtet werden kann.

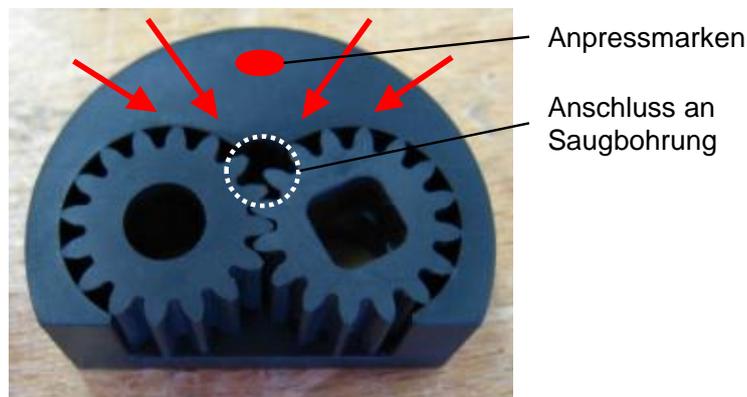


Abbildung 97: Mögliche Leckagepfade unter dem Dichtungselement in der Version V1.1

8.3 Optimierung auf Basis experimenteller Untersuchungen

Um ein sattes Aufliegen des Dichtungselements auf der Grundfläche des Gehäuses zu ermöglichen, wurde ein zweiter Designvorschlag (siehe Dichtungselement V1.2 in Abbildung 99) entworfen. Im Gegensatz zur Version V1.1 wurde ein Hohlraum in die große Auflagefläche des ursprünglichen Dichtungselements V1.1 eingearbeitet, sodass das Dichtungselement nur noch auf einem schmalen Steg aufliegt. Die Tiefe der Ausnehmung betrug im ersten Schritt 3 mm. In einem zweiten Schritt wurde die Tiefe der Ausnehmung auf 10 mm (= Breite der Zahnräder) erweitert und somit die Dichtungselement-Version V1.3 kreiert.

Die Auswirkung der Designoptimierung auf die Förderkennlinien der Prototypenpumpe werden anhand eines Kennlinienvergleichs für eine Drehzahl von jeweils $n = 1450$ U/min in Abbildung 98 ersichtlich. Die verhältnismäßig flache Förderkennlinie mit der Bezeichnung „Kurve (a)“ bezieht sich auf die Designversion V1.1 und wurde demnach bereits in Abbildung 96 präsentiert. Unmittelbar nach dem Einbau des Dichtungselements V1.2 (gleichbedeutend mit einer Betriebszeit von $t = 0$ h) konnte die „Kurve (b)“ gemessen werden. Zum einen zeigt sich, dass das erreichbare Differenzdruckniveau gegenüber der Version V1.1 deutlich gesteigert werden konnte. Zum anderen weist die Förderkennlinie nun erstmals keinen linearen Verlauf auf. Dies deutet darauf hin, dass das Dichtungselement mit zunehmendem Differenzdruck immer besser gegen das rotierende Zahnradpaar gepresst wird, wodurch die pumpeninterne Leckage

kompensiert werden kann. Bei konstanter Drehzahl werden die effektiv wirksamen Spalte differenzdruckabhängig verkleinert und der Gradient dp/dQ somit kontinuierlich vergrößert.

Ein weiterer entscheidender Effekt, der beobachtet werden konnte, ist das bereits in Kapitel 4.3.1 erwähnte Einlaufen der Pumpe. Die Förderkennlinien (b), (c) und (d) beziehen sich auf dasselbe Pumpendesign, allerdings auf unterschiedliche Betriebszeiten. Ein Vergleich der drei Kennlinien zeigt, dass das Förderverhalten der Prototypenpumpe innerhalb einer Betriebszeit von $t = 12$ h weiter verbessert werden konnte. Bei einer Erhöhung der Betriebszeit darüber hinaus konnten allerdings keine nennenswerten Veränderungen des Förderverhaltens mehr beobachtet werden. Im Zuge des Einlaufens werden die Förderkennlinien zunehmend steiler und der volumetrische Wirkungsgrad weiter verbessert. Eine detaillierte Analyse des Einlaufverhaltens von Zahnradpumpen und der experimentell untersuchten Prototypenpumpe im Speziellen wird in Kapitel 8.5 präsentiert.

Die letzte in Abbildung 98 dargestellte Förderkennlinie bezieht sich auf die Designversion V1.3, in welcher die Tiefe der Ausnehmung im Druckkompensationselement, wie bereits erläutert, erhöht wurde. Die Förderkennlinie (e) zeigt, dass bereits nach einer Einlaufzeit von $t = 4$ h ein Differenzdruck von über $\Delta p = 30$ bar erreicht werden konnte.

Die experimentell ermittelte Förderkennlinie kann dabei in zwei Bereiche aufgeteilt werden. Unterhalb eines Differenzdrucks von etwa $\Delta p = 6$ bar besitzt sie ein Verhalten, welches von konventionellen Zahnradpumpen bekannt ist. Die Kopf- und Umfangsspalte sind verhältnismäßig groß und die effektiv geförderte Menge nimmt aufgrund der ausgeprägten internen Leckageverluste mit steigendem Differenzdruck mehr oder weniger linear ab.

Ab einem Differenzdruck von etwa $\Delta p = 6$ bar wird schließlich das Dichtungselement aktiviert. Der Gradient dp/dQ ändert sich schlagartig, wodurch nahezu vertikale Förderkennlinien erreicht werden konnten. Bei einem Differenzdruck von $\Delta p = 30$ bar konnte bei einer Pumpendrehzahl von $n = 1450$ U/min somit eine Fördermenge von $Q = 16.5$ ml/s gemessen werden. Unter Verwendung von Gleichung (75) kann für diesen Betriebspunkt somit ein volumetrischer Wirkungsgrad von $\eta_{Vol} = \text{ca. } 70\%$ errechnet werden. Des Weiteren bedeutet dies, dass immer noch 30 % der theoretisch geförderten Menge über die Spalte der Pumpe in Richtung Saugbohrung zurückströmen.

An dieser Stelle ist anzumerken, dass durch die Integration des vorgeschlagenen Dichtungselements lediglich die Kopf- und Stirnspalte der entwickelten Zahnradpumpe kompensiert werden können. Die über die Lagerstellen der Wellen entweichende Leckage (siehe Abbildung 25) bleibt dadurch unbeeinflusst. Von diesem Gesichtspunkt betrachtet wird klar, dass sich eine weitere Verbesserung des volumetrischen Wirkungsgrades wohl nur über eine Optimierung der Lagerung der Pumpe erreichen lässt.

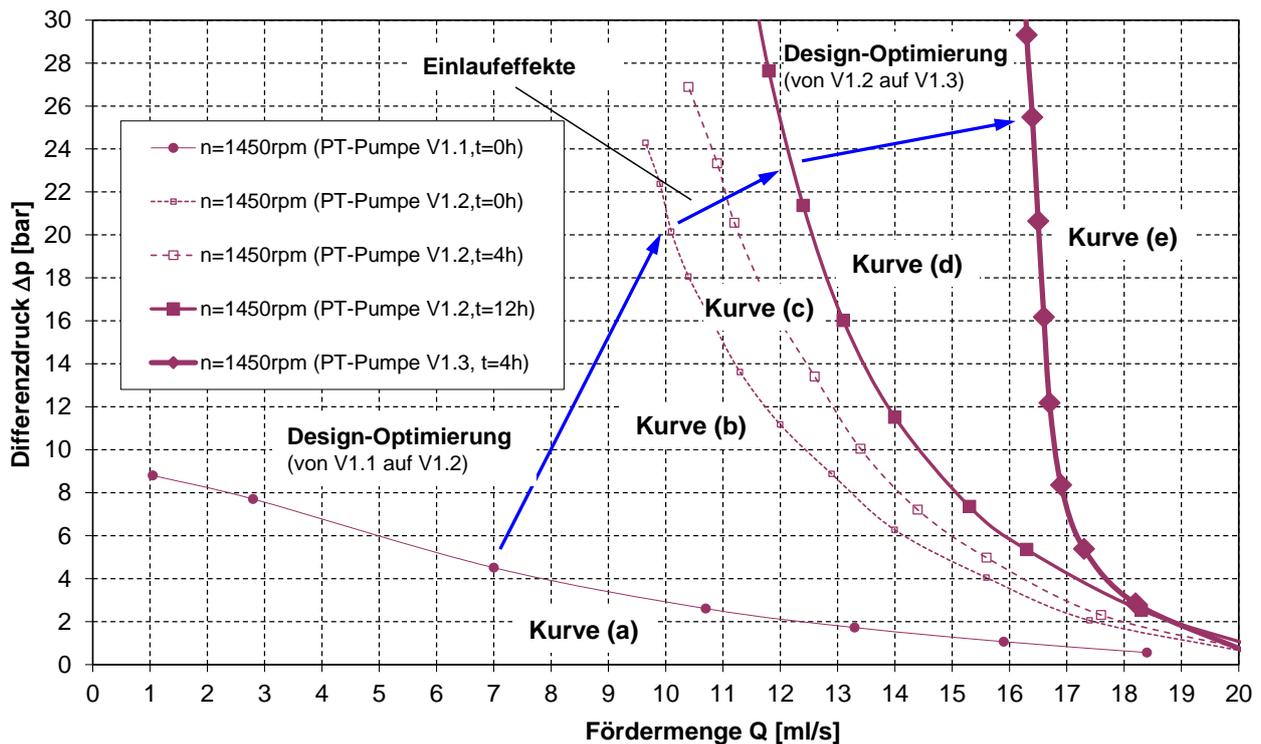


Abbildung 98: Förderkennlinien der Prototypenpumpe V1.1, V1.2 und V1.3 bei $T = 25 \text{ °C}$

Die von Designversion V1.2 auf V1.3 erreichten Verbesserungen verdeutlichen, dass nicht nur die äußere Formgebung des Dichtungselements einen großen Einfluss auf die Kompensationswirkung der Pumpe hat. Es zeigt sich, dass auch die Gestaltung des dünnen Steges, welcher die Saugkammer der Pumpe gegenüber dem unter hohen Druck stehenden Fluid abdichtet, entscheidend für eine ausreichende Abdichtung der Spalte und das Erreichen möglichst steiler Förderkennlinien ist. Je tiefer die Ausnehmung im Dichtungselement und je dünner der Steg, desto besser kann sich dieser an die rotierenden Zahnräder anpassen und desto effektiver werden die Kopfspalte kompensiert. Andererseits zeigten die experimentellen Untersuchungen aber auch, dass der Gestaltung des Steges aus Sicht der Festigkeit Grenzen gesetzt sind. Unter Verwendung des Dichtungselements V1.3 konnten innerhalb einer Betriebszeit von nur wenigen Stunden reproduzierbare Mikroeinrisse im Bereich der Saugkammer (siehe Abbildung 100) festgestellt werden.



Abbildung 99: Dichtungselement Version V1.2 mit eingefrästem Hohlraum



Abbildung 100: Mikro-Einriss im dünnen Steg der Dichtungselement Version V1.3

Um ein wiederholtes Einreißen des dünnen Steges zu vermeiden und dennoch eine elastische Anpressung an die Zähne nahe der Saugkammer des Dichtungselements zu erreichen, wurde der ursprünglich nur 1.25 mm dünne Steg an der kritischen Stelle verstärkt. Das somit entwickelte Dichtungselement Version V1.4 ist in Abbildung 101 dargestellt.

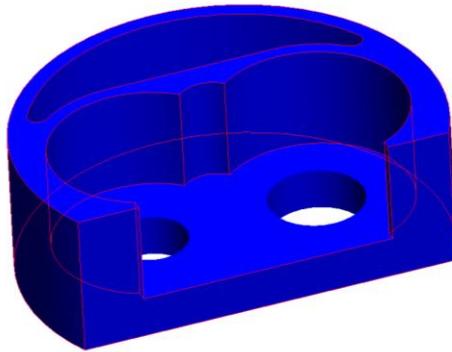


Abbildung 101: Dichtungselement Version V1.4 mit verstärktem Steg

Unter Verwendung des Dichtungselements V1.4 wurde schließlich eine weitere Verbesserung des Förderverhaltens der Pumpe erreicht. Unter Berücksichtigung des Einlaufverhaltens konnten im Zuge der experimentellen Untersuchung der Prototypenpumpe folgende in Abbildung 102 für drei unterschiedliche Drehzahlen ($n = 700 \text{ U/min}$, $n = 1000 \text{ U/min}$, $n = 1300 \text{ U/min}$) dargestellte Förderkennlinien ermittelt werden. Die für jeweils drei unterschiedliche Betriebszeiten ermittelten Messergebnisse zeigen, dass auch bei der Designversion V1.4 ein stark ausgeprägter Einlaufeffekt auftritt. Während einer Betriebszeit von $t=12 \text{ h}$ konnte die bei jeweils konstant gehaltener Pumpendrehzahl gemessene Fördermenge deutlich erhöht werden. Im Beobachtungszeitraum von $t = 12 \text{ h}$ bis $t = 16 \text{ h}$ konnte hingegen nur noch eine minimale Verbesserung des Förderverhaltens beobachtet werden.

Im Vergleich zur Version V1.3 konnten die bei konstanter Drehzahl ermittelten volumetrischen Wirkungsgrade somit weiter erhöht werden. Bei einem Differenzdruck von $\Delta p = 30 \text{ bar}$ wurde bei einer Pumpendrehzahl von $n = 1300 \text{ U/min}$ beispielsweise eine Fördermenge von $Q = 18 \text{ ml/s}$ gemessen. Unter Verwendung von Gleichung (75) kann für diesen Betriebspunkt somit ein volumetrischer Wirkungsgrad von $\eta_{\text{Vol}} = \text{ca. } 83 \%$ errechnet werden.

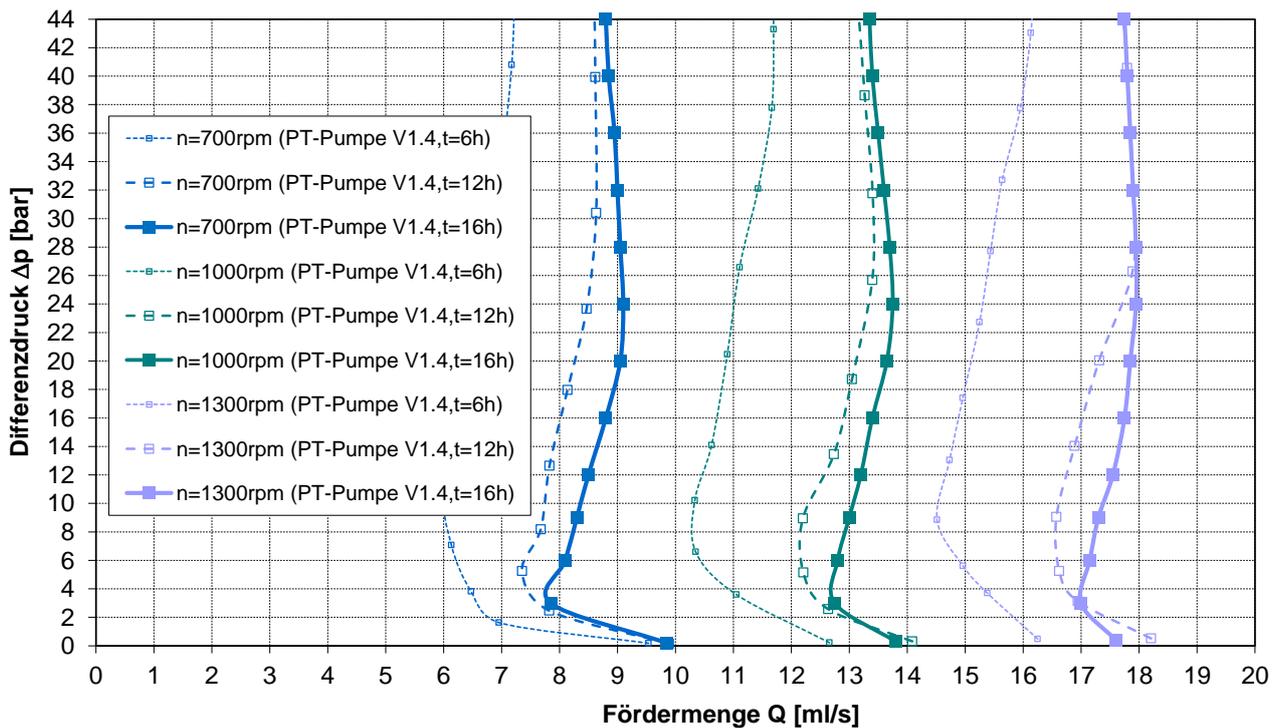


Abbildung 102: Förderkennlinien der Prototypenpumpe V1.4 bei T = 27 °C

Bemerkenswert ist auch die besondere Form der in Abbildung 102 dargestellten Förderkennlinien. Klassischerweise besitzen rotierende Verdrängerpumpen lineare Förderkennlinien mit negativer Steigung. Die effektiv geförderte Menge nimmt aufgrund der pumpeninternen Leckage mit zunehmendem Differenzdruck linear ab. Ein ganz anderes Verhalten wird jedoch aus der in Abbildung 102 dargestellten Kennlinienform ersichtlich. Zusätzlich zu den bereits diskutierten Bereichen mit geringer negativer Kennliniensteigung (bei $\Delta p < 4$ bar) und großer negativer Kennliniensteigung (bei $\Delta p > 20$ bar) besitzen die mit der Designversion V1.4 gemessenen Förderkennlinien nun einen dritten Bereich ($\Delta p > 4$ bar und $\Delta p < 20$ bar), welcher durch eine positive Steigung charakterisiert wird. Durch die Aktivierung des flexiblen Dichtungselements kann in diesem Bereich die Fördermenge kontinuierlich erhöht werden, obwohl der Differenzdruck gleichzeitig zunimmt.

Während die in Abbildung 102 dargestellten Förderkennlinien lediglich eine Analyse des zu erreichenden Differenzdrucks Δp sowie des zu erwartenden volumetrischen Wirkungsgrades η_{vol} ermöglichen, erlaubt die in Abbildung 103 dargestellte Wirkungsgradaufspaltung eine Detailanalyse der Einzelverluste der Prototypenpumpe.

Die Basis für die Wirkungsgradaufspaltung, deren Grundlagen bereits in Kapitel 8.1 diskutiert wurden, bildet der am Prüfstand ermittelte Gesamtwirkungsgradverlauf η_{Total} . Abbildung 103 zeigt unter anderem den Gesamtwirkungsgradverlauf der Designversion V1.4 für einen konstanten Differenzdruck von $\Delta p = 40$ bar, welcher sich auf sechs einzelne Betriebspunkte der Pumpe stützt. Diese sechs Betriebspunkte sind in Tabelle 18 zusammengefasst.

Tabelle 18: Betriebspunkte bei $\Delta p = 40$ bar als Basis der Wirkungsgradaufspaltung

Betriebspunkt	Differenzdruck Δp [bar]	Drehzahl n [U/min]	Fördermenge Q [ml/s]	Gesamtwirkungsgrad η_{Total} [%]
1	40	400	3.36	14.27
2		700	8.62	20.75
3		850	11.17	22.03
4		1000	13.27	22.89
5		1150	15.67	23.17
6		1300	17.79	22.99

Da für die sechs Einzelbetriebspunkte sowohl Drehzahl n , Differenzdruck Δp sowie Fördermenge Q bekannt sind, lassen sich die bereits in Kapitel 8.1 erläuterten und durch Lagerreibung, Magnetkupplung und interne Leckage verursachten Verlustleistungen $P_{V\text{-Lagerreibung}}$ (siehe Gleichung 73), $P_{V\text{-Magnetkupplung}}$ (siehe Gleichung 74) und $P_{V\text{-Leckage}}$ (Gleichung 75) direkt errechnen. Auf Basis der am Prüfstand gemessenen Antriebsleistung P_{Antrieb} lässt sich schließlich die Wirkungsgradaufspaltung durchführen.

Zusätzlich zum rot markierten Gesamtwirkungsgradverlauf können in Abbildung 103 demnach auch folgende Wirkungsgradkennlinien eingezeichnet werden:

- Gesamtwirkungsgrad η_{Total} ohne Lagerreibungsverluste im Antriebsstrang
- Gesamtwirkungsgrad η_{Total} ohne Lagerreibungsverluste und ohne Magnetkupplungsverluste
- Gesamtwirkungsgrad η_{Total} ohne Lagerreibungs-, Magnetkupplungs- und Leckageverluste
- Gesamtwirkungsgrad η_{Total} ohne Lagerreibungs-, Magnetkupplungs- und Leckageverluste sowie ohne pumpeninterne Gleitlagerreibungsverluste

Die in Abbildung 103 präsentierten Auswertungsergebnisse zeigen, dass der im Zuge der experimentellen Untersuchung der Prototypenpumpe in der Designversion V1.4 gemessene Gesamtwirkungsgrad für einen konstanten Differenzdruck von $\Delta p = 40$ bar im untersuchten Durchflussbereich zwischen $\eta_{\text{Total}} = 15$ % und $\eta_{\text{Total}} = 23$ % liegt. Abzüglich der durch die Lagerung des treibenden Magnets und durch die Magnetkupplung verursachten Verluste erhält man für die eigentliche Zahnradpumpe (η_{Total} ohne Lagerreibung und Magnetkupplung) einen Pumpenwirkungsgrad in der Größenordnung von 30 bis 55 %.

Darüber hinaus zeigt die Wirkungsgradaufspaltung, dass ein Großteil der Gesamtverluste durch die pumpeninterne Reibung verursacht wird. Die pumpeninternen Reibungsverluste wiederum können in die pumpeninternen Lagerreibungsverluste und die Reibungsverluste im Dichtungselement (Fluidreibung und Festkörperreibung) aufgeteilt werden.

Die pumpeninternen Lagerreibungsverluste sind hauptsächlich von der Lagerbelastung abhängig und lassen sich beispielsweise durch eine Verbesserung der Gleitlagerwerkstoffe oder durch die Reduktion der Anpresskräfte des Dichtungselements reduzieren.

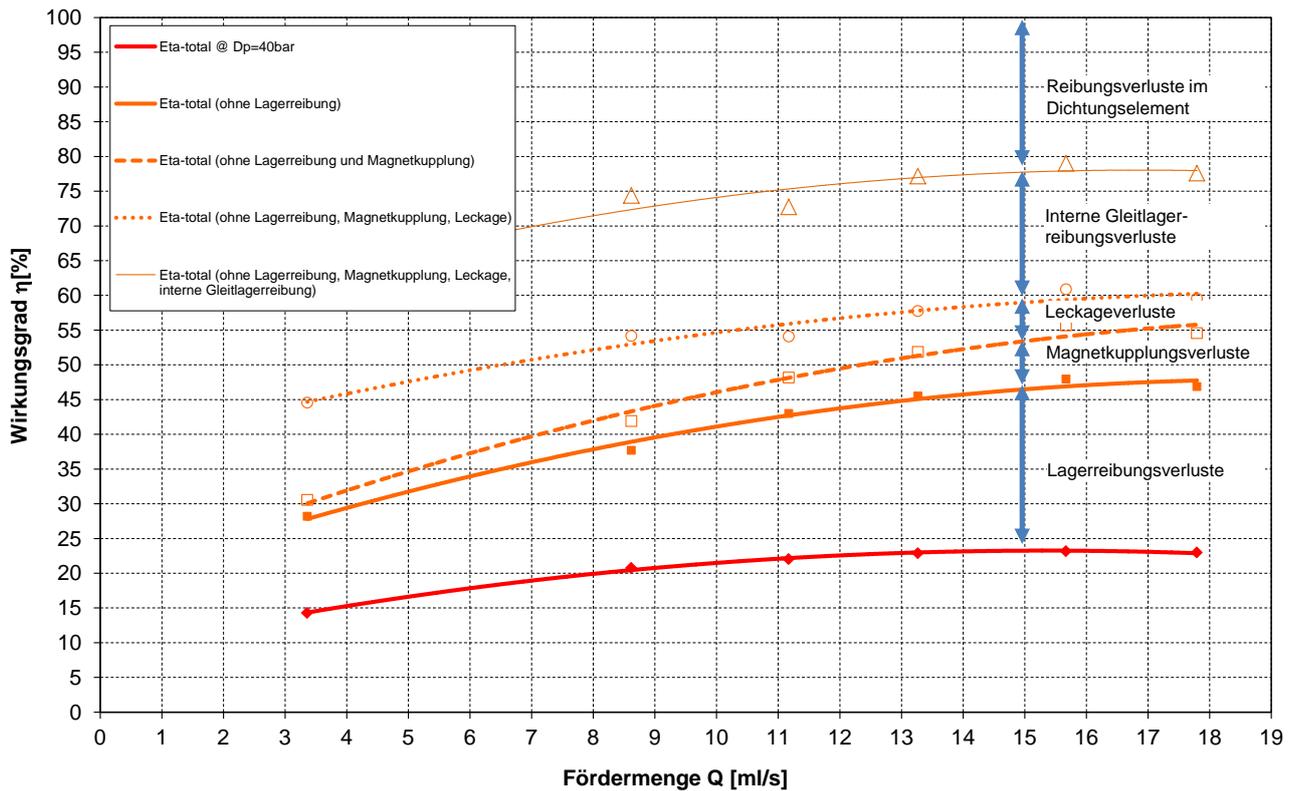


Abbildung 103: Wirkungsgradaufsplitzung der Prototypenpumpe V1.4 für $\Delta p = 40 \text{ bar} = \text{const.}$

Die volumetrischen Verluste, die internen Gleitlagerreibungsverluste sowie die Reibungsverluste im Dichtungselement sind jene Verlustkomponenten, welche sich durch eine Optimierung des Pumpendesigns minimieren lassen. Durch eine Verbesserung des Designs des flexiblen Dichtungselements konnte der volumetrische Wirkungsgrad bereits auf über 80 % erhöht werden. Weitere Designstudien sollten zeigen, ob auch die Reibungsverluste im Dichtungselement reduziert werden können.

Zu diesem Zweck musste zunächst die axial wirksame Kompensationsfläche verkleinert werden, um in weiterer Folge die Anpresskraft des Dichtungselements an das rotierende Zahnradpaar zu reduzieren. Dazu wurde im ersten Schritt das Dichtungselement V2.1 entworfen (siehe Abbildung 104). Die Größe des Hohlraumes hinter der Saugkammer des Dichtungselements wurde auf ein Minimum reduziert und der dünne Steg, welcher die Saugkammer vom Hochdruckbereich der Pumpe abtrennt, im Wesentlichen beibehalten. In einem weiteren Schritt wurde der dünne Steg mit Hilfe einer Versteifungsrippe verstärkt (siehe V2.2 in Abbildung 105) und die Veränderung des Förderverhaltens gegenüber der Designversion V2.1 untersucht. Eine weitere Reduktion der axialen Kompensationsfläche des Dichtungselements ist möglich, wenn auf den Hohlraum hinter der Saugkammer des Dichtungselements gänzlich verzichtet wird. Aus diesem Grund wurde abschließend die in Abbildung 106 dargestellte Designversion V3.1 entwickelt und entsprechend untersucht.



Abbildung 104:

Dichtungselement Version V2.1



Abbildung 105:

Dichtungselement Version V2.2



Abbildung 106:

Dichtungselement Version V3.1

Abbildung 107 zeigt einen Vergleich der jeweils nach 4h Betriebszeit gemessenen Förderkennlinien der neuen Designversionen V2.1, V2.2 und V3.1. Zur besseren Übersicht wurden lediglich die bei einer konstanten Drehzahl von $n = 1150 \text{ rpm}$ gemessenen Pumpenkennlinien dargestellt. Um die Veränderung des Förderverhaltens gegenüber dem ursprünglichen Design des Dichtungselements verifizieren zu können, wurde zudem noch die entsprechende Förderkennlinie der Version V1.4 in das Vergleichsdiagramm eingetragen.

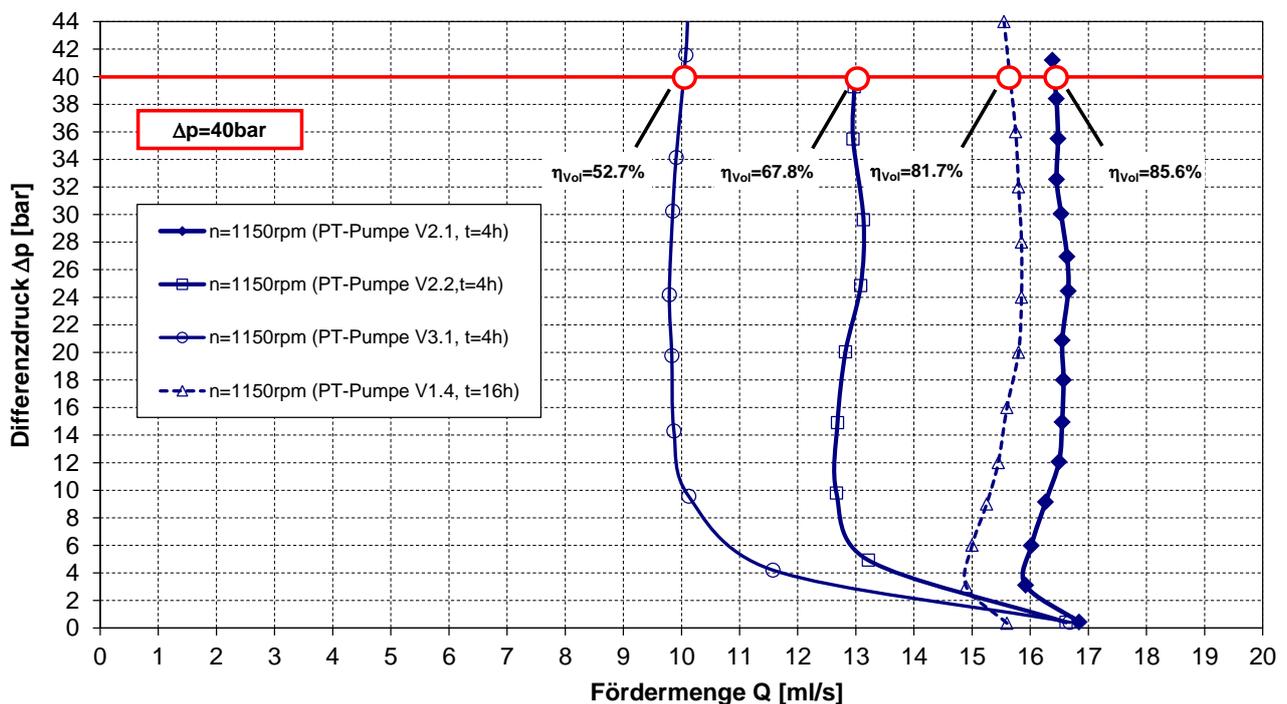


Abbildung 107: Kennlinienvergleich der Versionen V1.4, V2.1, V2.2 und V3.1 ($n = 1150 \text{ rpm}$, $T = 27 \text{ °C}$)

Die in Abbildung 107 dargestellten Messergebnisse zeigen, dass das Förderverhalten der Prototypenpumpe durch die Verkleinerung der axialen Kompensationsfläche von Designversion V1.4 auf V2.1 (siehe Abbildung 108) kaum beeinflusst werden konnte. Während die Form der entsprechenden Förderkennlinien nahezu

identisch erscheint, konnte eine geringfügige Verbesserung des volumetrischen Wirkungsgrades (von $\eta_{Vol} = 81.7\%$ auf $\eta_{Vol} = 85.6\%$ bei $\Delta p = 40\text{ bar}$) erreicht werden.

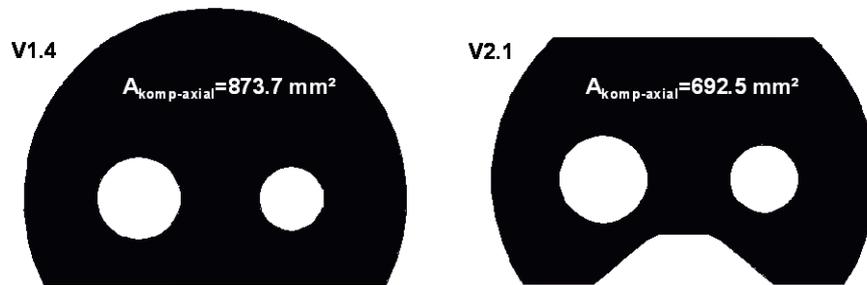


Abbildung 108: Vergleich der Designversionen V1.4 und V2.1 in Draufsicht

Die geringfügige Verbesserung der volumetrischen Förderleistung kann dadurch erklärt werden, dass der Steg, welcher die Förderkammer der Pumpe vom eingefrästen Hohlraum trennt, bei der Designversion V2.1 etwas dünner gestaltet wurde als bei der Version V1.4. Als Schlussfolgerung kann zum einen festgestellt werden, dass die Reduktion der axialen Kompensationsfläche zu keiner Verschlechterung der volumetrischen Förderleistung der Pumpe führt. Auch eine verkleinerte axiale Kraftangriffsfläche (siehe Abbildung 108) ist zur Kompensation der Spalte ausreichend. Zum anderen zeigen die Ergebnisse, dass sowohl die Form als auch die Lage der Förderkennlinien gut übereinstimmen, was ein Indiz für die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse darstellt.

Ein Beweis dafür, dass die elastische Anpressung des dünnen Stegs an die im Dichtungselement rotierenden Zahnräder entscheidend für das Erreichen hoher volumetrischer Wirkungsgrade ist, wird durch die Messergebnisse der Version V2.2 erbracht. Während die Form des Dichtungselements gegenüber der Version V2.1 unverändert blieb, wurde eine Versteifungsrippe im eingefrästen Hohlraum eingesetzt. Die Integration dieser Versteifungsrippe führte, bezugnehmend auf einen Differenzdruck von $\Delta p = 40\text{ bar}$, zu einer Reduktion des volumetrischen Wirkungsgrades auf $\eta_{Vol} = 67.8\%$.

Eine weitere Verschlechterung der volumetrischen Förderleistung wurde bei der Dichtungselement-Version V3.1 festgestellt. Durch eine weitere Verkleinerung der axialen Kompensationsfläche und den Verzicht auf den hinter der Saugkammer des Dichtungselements eingefrästen Hohlraum sank der volumetrische Wirkungsgrad bei einem Differenzdruck von $\Delta p = 40\text{ bar}$ auf nunmehr $\eta_{Vol} = 52.7\%$.

Der Messergebnisvergleich der Designversionen V2.1, V2.2 und V3.1 zeigt vor allem, dass das Design mit eingefrästem Hohlraum und dünnem elastischem Steg, welcher die Förderkammer der Pumpe vom eingefrästen Hohlraum trennt, entscheidend für das Erreichen einer hohen volumetrischen Förderleistung ist. Somit wurde hinsichtlich der Reduktion der Spaltverluste der Prototypenzahnradpumpe ein optimales Design des flexiblen Dichtungselements gefunden.

Die nachfolgenden Auswertungen zeigen, wie sich die Designvariationen des flexiblen Dichtungselements auf die erreichten Wirkungsgrade bzw. schlussendlich auf die durch das Dichtungselement verursachten Reibungsverluste auswirken.

Abbildung 109 zeigt einen Vergleich des eigentlichen Pumpenwirkungsgrades (Gesamtwirkungsgrad η_{Total} ohne Lagerreibungsverluste und ohne Magnetkupplungsverluste) der 3 verschiedenen Designversionen V2.1, V2.2 und V3.1 bei einem Differenzdruck von $\Delta p = 40$ bar.

Aus dem Vergleich wird deutlich, dass größere Unterschiede im erreichten Pumpenwirkungsgrad erst ab einer Fördermenge von etwa $Q = 11$ ml/s auftreten. Der im untersuchten Durchflussbereich geringste Spitzenwirkungsgrad wird mit derjenigen Designversion (V2.1) erreicht, welche die höchste volumetrische Förderleistung besitzt (siehe Abbildung 107). Die höchsten Pumpenwirkungsgrade konnten dagegen bei Verwendung der Dichtungselement-Version V3.1 detektiert werden. Diese wiederum erreicht die geringste volumetrische Förderleistung.

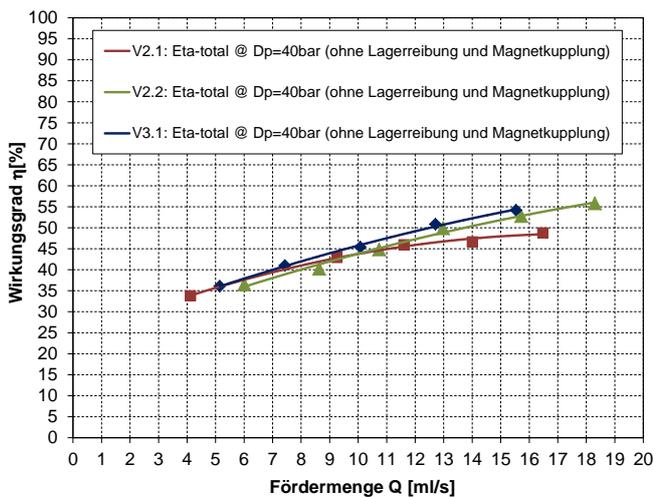


Abbildung 109: Pumpenwirkungsgrad („Eta-total ohne Lagerreibung und Magnetkupplung“) der Versionen V2.1, V2.2 und V3.1 bei $\Delta p = 40$ bar

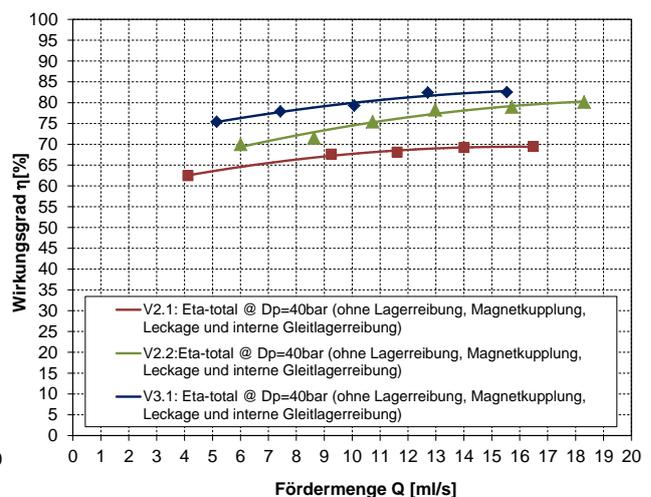


Abbildung 110: „Eta-total ohne Lagerreibung, Magnetkupplung, Leckage, int. Gleitlagerreibung“ von V2.1, V2.2, V3.1 bei $\Delta p = 40$ bar

Diese Erkenntnisse lassen bereits darauf schließen, dass die durch das flexible Dichtungselement verursachten Reibungsverluste einen erheblichen Einfluss auf den zu erwartenden Gesamtwirkungsgrad haben. Untermauert wird diese Aussage durch die in Abbildung 110 dargestellten Auswertungsergebnisse, die den Gesamtwirkungsgrad η_{Total} ohne Lagerreibungsverluste, Magnetkupplungsverluste, Leckage und interne Gleitlagerreibungsverluste wiedergeben. Es zeigt sich, dass unter Verwendung der Designversion V3.1 im untersuchten Fördermengenbereich $Q = 4 - 18$ ml/s zwischen 17 und 25 Wirkungspunkten durch Reibung im Dichtungselement verloren gehen, während es bei der Version V2.1 bereits 30 bis 37 Prozentpunkte sind. Die Reibungsverluste im Dichtungselement der Version 2.2 liegen etwa in der Mitte der Verluste der Versionen V2.1 und V3.1.

Zusammenfassend ist an dieser Stelle anzumerken, dass die Verwendung des Dichtungselements V3.1 zwar zu vergleichsweise hohen volumetrischen Verlusten führt, diese jedoch durch die wesentlich geringeren Reibungsverluste im flexiblen Dichtungselement kompensiert werden. Die Dichtungselement-Version V2.1 besticht hingegen durch eine außergewöhnlich gute volumetrische Förderleistung. Erkauft wird diese Eigenschaft allerdings durch erhöhte interne Reibungsverluste zwischen dem druckkompensierten

Dichtungselement und den rotierenden Zahnrädern, welche dazu führen, dass der Pumpenwirkungsgrad unter das Niveau der Designversion V3.1 absinkt.

Visualisiert werden diese Erkenntnisse durch die in Abbildung 111 dargestellte Einzelverlustaufsplittung der drei Designversionen, welche für einen Differenzdruck von $\Delta p = 40$ bar und der für die Anwendung maximalen Fördermenge von $Q = 13$ ml/s durchgeführt wurde. Die Auswertungsergebnisse zeigen, dass dem eigentlichen Pumpenwirkungsgrad (η_{Total} ohne Lagerreibung und Magnetkupplung), welcher für den untersuchten Betriebspunkt in der Größenordnung von 47 - 51 % liegt, physikalische Grenzen gesetzt sind. Je besser die volumetrischen Verluste durch entsprechende Designoptimierungen kompensiert werden können, desto höher sind die resultierenden Reibungsverluste, die durch das flexible Dichtungselement hervorgerufen werden.

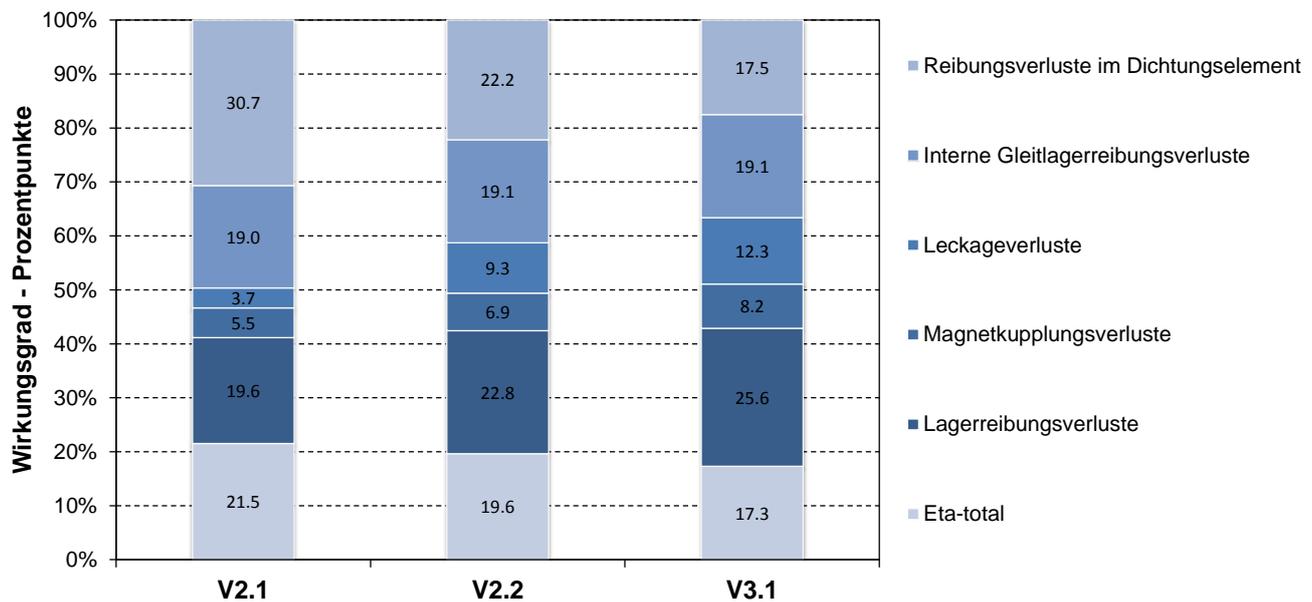


Abbildung 111: Einzelverlustübersicht der drei Designversionen bei $\Delta p = 40$ bar und $Q_{\text{Max}} = 13$ ml/s

Einen Kompromiss aus zufriedenstellender volumetrischer Förderleistung und akzeptablen Reibungsverlusten im flexiblen Dichtungselement stellt die Designversion V2.2 dar. Aus diesem Grund wurde dieses Design auch für die weiterführenden Prototypenpumpentests am Motorprüfstand verwendet. Details dazu sind in Kapitel 9 zu finden.

8.4 Saugkennlinien

Zwecks Verifizierung, ob das Saugvermögen der entwickelten Prototypen-Einspritzpumpe ausreicht, um die Anforderungen an ein Niederdruck-Direkteinspritzsystem für Ottomotoren ohne Vorförderpumpe erfüllen zu können, wurden analog zu den Referenzuntersuchungen (siehe Kapitel 4.3.2) Saugkennlinien bei unterschiedlichen Benzintemperaturen gemessen. Die Messungen wurden unter Verwendung der Dichtungselement-Version V1.4 an jeweils 9 unterschiedlichen Betriebspunkten im Pumpenkennfeld durchgeführt. Während die Pumpendrehzahl in drei Stufen ($n = 850$ rpm, $n = 1150$ rpm und $n = 1450$ rpm) variiert wurde, wurde ein Differenzdruck von jeweils $\Delta p = 20$ bar, $\Delta p = 30$ bar und $\Delta p = 40$ bar eingestellt. Die

Parameter Drehzahl n und Differenzdruck Δp eines Betriebspunktes wurden konstant gehalten. Der Vordruck der Pumpe wurde Schritt für Schritt abgesenkt, bis die Fördermenge kavitationsbedingt auf etwa 80 % der ursprünglichen Fördermenge abgesunken war. Die Ergebnisse der Saugkennlinienmessungen werden für eine Benzintemperatur von $T = 48\text{ °C}$ anhand Abbildung 112 exemplarisch dargestellt.

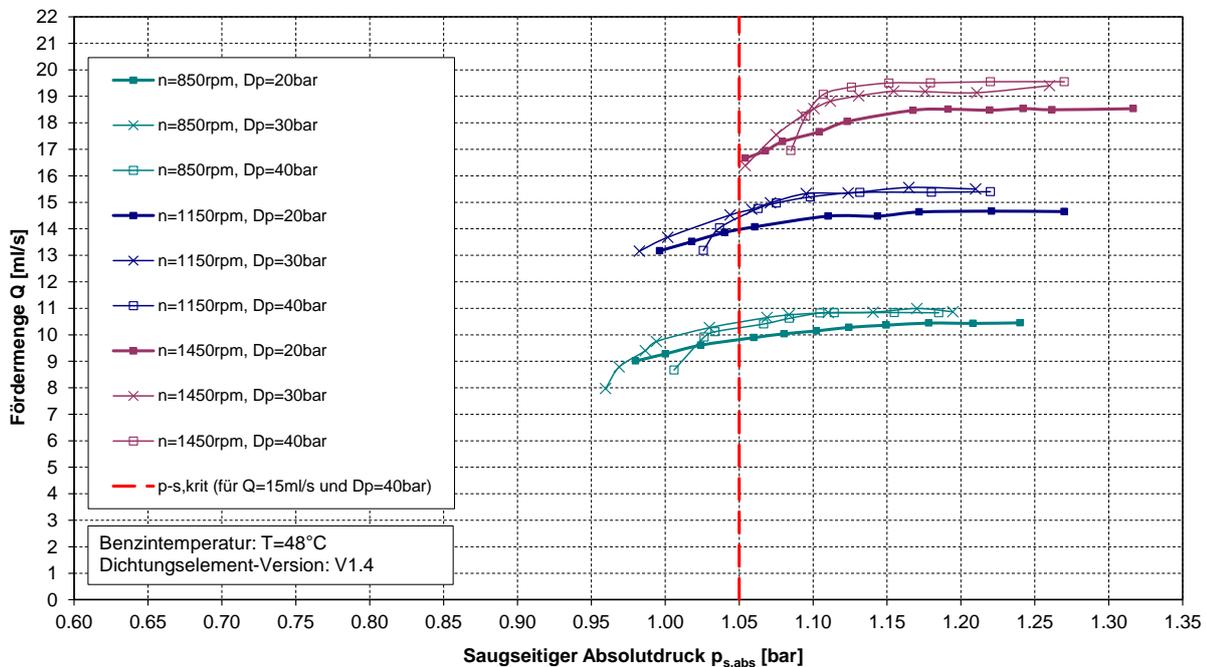


Abbildung 112: Saugkennlinien der Designversion V1.4 bei $T = 48\text{ °C}$ und $n = \text{var.}$, $\Delta p = \text{var.}$

Die Messergebnisse zeigen grundsätzlich einen ähnlichen Trend wie bereits bei den Saugkennlinienmessungen der Referenzpumpe MICROPUMP GC-M25. Je kleiner der Differenzdruck Δp , desto geringere saugseitige Absolutdrücke sind erforderlich, um einen Fördermengenabfall herbeizuführen, und desto flacher verläuft der kavitationsbedingte Abreissast der Saugkennlinien. Ebenso sind umso geringere saugseitige Absolutdrücke erforderlich, um bei einer Reduktion der Pumpendrehzahl Kavitationsauswirkungen auf das Förderverhalten der Pumpe zu detektieren. Bei einer Benzintemperatur von $T = 48\text{ °C}$ konnte für den aus kavitationstechnischer Sicht extremsten Betriebspunkt ($\Delta p = 40\text{ bar}$, $Q = 15.5\text{ ml/s}$ bzw. $n = 1150\text{ rpm}$) ein kavitationskritischer saugseitiger Absolutdruck von $p_{s,\text{abs-krit}} = 1.05\text{ bar}$ festgestellt werden.

Abbildung 113 zeigt eine Zusammenfassung der kavitationskritischen saugseitigen Absolutdrücke $p_{s,\text{abs-krit}}$ als Funktion der Benzintemperatur. Die mit Rauten markierten Messergebnisse der Prototypenpumpe V1.4 wurden dabei den europäischen bzw. globalen anwendungsbedingten Grenzwerten der saugseitigen Absolutdrücke (siehe gestrichelte Linien) gegenübergestellt. Darüber hinaus sind auch die für die Referenzpumpe MICROPUMP GC-M25 detektierten, kavitationskritischen saugseitigen Absolutdruckwerte (Ergebnisse siehe Kapitel 4.3.2) eingetragen (siehe Quadrate als Markierungspunkte).

Aus den in Abbildung 113 präsentierten Ergebnissen wird ersichtlich, dass vor allem die globalen Saug-Anforderungen an das Einspritzsystem nicht erreicht werden können. Der kavitations sichere Betrieb der

entwickelten Pumpe erfordert saugseitige Absolutdruckwerte, welche an exponierten Standpunkten wie der Atacama-Wüste in Chile oder dem tibetischen Hochland (siehe Abbildung 8) knapp nicht erreicht werden können. In diesen Fällen lässt sich ein Niederdruck-Direkteinspritzsystem für Ottomotoren, welches ohne Vorförderpumpe auskommen soll, demnach nicht realisieren.

Anders sieht die Situation für den europäischen Fahrzeugmarkt aus. Die europäischen Anforderungen an das Saugvermögen der Einspritzpumpe können zumindest bis zu einer Benzintemperatur von $T = 43 \text{ °C}$ erreicht werden. Da mittlere Kraftstofftemperaturen von über 40 °C in Europa jedoch ausgeschlossen werden können (siehe ebenfalls Abbildung 8), kann auf Basis der Erkenntnisse aus den Kavitationsuntersuchungen von einer uneingeschränkten Funktion des angedachten Einspritzsystems im europäischen Raum ausgegangen werden.

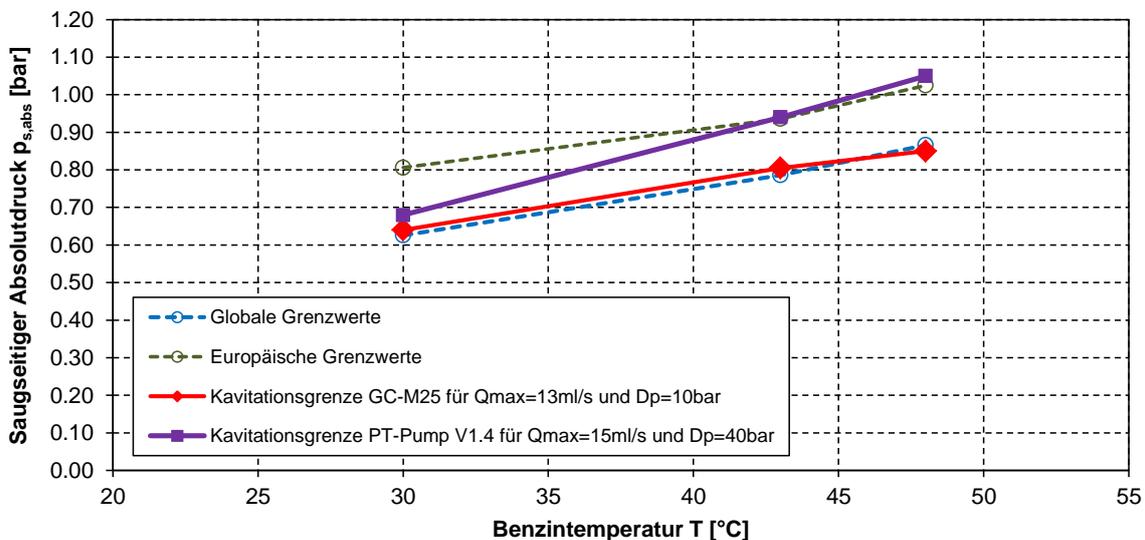


Abbildung 113: Vergleich der experimentell ermittelten und anwendungsbedingt gegebenen Grenzen des Saugvermögens der Referenz- sowie Prototypenpumpe

Andererseits zeigen die in Abbildung 113 dargestellten Messergebnisse aber auch, dass das Saugvermögen der im Zuge der Vorversuche untersuchten Referenzpumpe MICROPUMP GC-M25 besser zu bewerten ist als jenes der entwickelten Prototypen-Einspritzpumpe. Die Begründung hierfür liegt in den niedrigen Differenzdrücken ($\Delta p < 10 \text{ bar}$) und den verhältnismäßig niedrigen Drehzahlen, die für die Durchführung der Vorversuche mit der Pumpe GC-M25 verwendet wurden.

8.5 Einlaufverhalten

Wie bereits im Kapitel 4.3.1 bei der Präsentation der Vorversuche und später noch einmal bei der experimentellen Optimierung der Prototypeneinspritzpumpe (siehe Kapitel 8.3) verdeutlicht wurde, hat das Einlaufen einer druckkompensierten Zahnradpumpe eine große Auswirkung auf den erreichbaren volumetrischen Wirkungsgrad.

Doch nicht nur bei druckkompensierten Zahnradpumpen, sondern auch bei konventionellen Zahnradpumpen kann vor allem bei Hochdruckanwendungen ein ausgeprägtes Einlaufverhalten beobachtet werden. Obwohl bei konventionellen Zahnradpumpen keine Gehäuseteile aktiv gegen die rotierenden Zahnräder gepresst werden, kann es aufgrund der belastungsbedingten Durchbiegung der Wellen zu einem direkten Kontakt der rotierenden Zahnräder und der entsprechenden Gehäusebauteile kommen. Abrieb und Konturveränderungen an den Gehäusewandungen sind die Folge. Bevor die betroffenen Hochdruckzahnradpumpen vom Hersteller ausgeliefert werden, werden die Pumpen in einen Hydraulikkreislauf eingesetzt und zyklisch mit Druck belastet, um den angesprochenen Abrieb künstlich herbeizuführen und die Betriebsspalte sowie die internen Leckageströme von Beginn an zu minimieren. Dieser Produktionsprozess ist einer der zeitintensivsten Schritte bei der Herstellung einer Zahnradpumpe und schlägt sich folglich entsprechend auf die Herstellkosten nieder. [25]

Wissenschaftlich behandelt wurde das Phänomen des Abriebs beim Betrieb von Zahnradpumpen und auch Flügelzellenpumpen in den vergangenen Jahren beispielsweise von Frith et al. ([26], [80]), Gellrich et al. [81] und Tian et al. [82]. Die publizierten Studien setzen sich allerdings viel mehr mit dem Thema des Abriebs während des Betriebs und viel weniger mit dem eigentlichen Einlaufverhalten der Pumpe während der erstmaligen Inbetriebnahme auseinander. Mucchi et al. [25] hingegen, verwendeten die Erkenntnisse der soeben genannten Studien als Basis für die Entwicklung eines Simulationsmodells zur Vorhersage des Einlaufverhaltens von Zahnradpumpen. Ziel war es, den Einlaufprozess einer industriell hergestellten Referenzpumpe zu verkürzen. Abgeglichen wurden die erarbeiteten Simulationsergebnisse mit Ergebnissen von Profilkonturmessungen, die an den betroffenen Gehäusebauteilen durchgeführt wurden.

Die durchgeführten Profilkonturmessungen zeigten, dass durch den direkten Kontakt zwischen den rotierenden Zahnrädern und dem Pumpengehäuse feine Riefen in das Gehäuse gegraben werden, wodurch die einzelnen Bauteile kontinuierlich besser aneinander angepasst und die Leckageströme folglich minimiert werden können. Die Messungen zeigten, dass die im Zuge des Einlaufprozesses ($t_{\text{Einlauf}} \approx 125 \text{ sec.}$) radial abgetragene Materialstärke 0.02 - 0.03 mm beträgt.

Einlauferscheinungen konnten auch an den Einzelbauteilen der im Zuge dieser Dissertation entwickelten Prototypeneinspritzpumpe entdeckt werden. Abbildung 114 und Abbildung 115 zeigen die am flexiblen Dichtungselement und Zahnradpaar entstandenen umfangs- und stirnseitigen Einlaufriefen. Im Dichtungselement sind an der Berandung der Saugkammer darüber hinaus auch deutlich ausgeprägte Kavitationsschäden sichtbar.

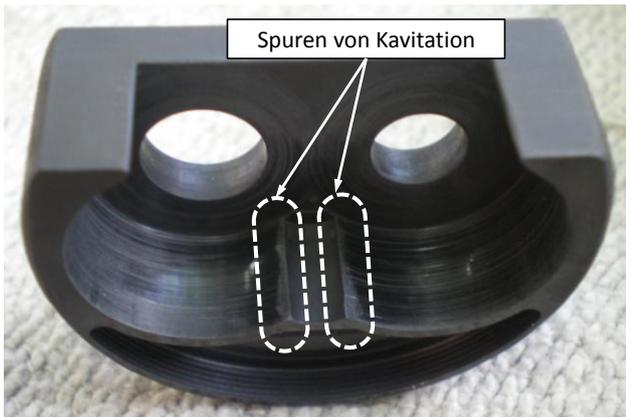


Abbildung 114: Dichtungselement V1.2 mit umfangs- und stirnseitigen Einlaufspuren



Abbildung 115: Zahnradpaar mit stirnseitigen Einlaufspuren im Dichtungselement V1.3

Das von Mucchi et al. verwendete Profilkonturmessgerät der Fa. ZEISS wurde auch im Zuge dieser Dissertation zur näheren Untersuchung der von Einlaufeffekten betroffenen Oberflächen von Gehäuseteilen und Zahnrädern eingesetzt. Zu diesem Zweck wurde das Pumpengehäuse in eine entsprechende Vorrichtung eingespannt und dessen Oberfläche mit Hilfe einer scharfen Diamant-Messspitze abgetastet. Das Verfahren verfügt über eine Genauigkeit von $\pm 0.06 \mu\text{m}$ und ist für die Messung von Profiltiefen in der Größenordnung von mehreren μm demnach ausreichend. Visualisiert wird der Messaufbau in Abbildung 116. Die beiden Messstellen bzw. Messpfade im Gehäuse sind in Abbildung 117 dargestellt. Auch die von den beiden Zahnrädern eingearbeiteten Einlaufriefen sind in Abbildung 117 nochmals deutlich erkennbar.



Abbildung 116: Oberflächenkontur-Messgerät

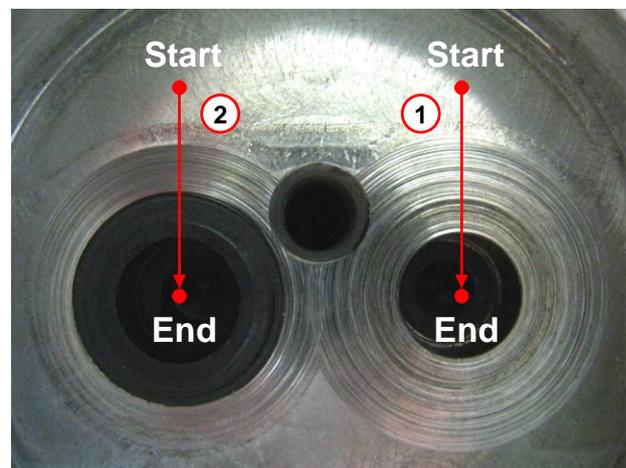


Abbildung 117: Einlaufspuren und Kontur-Messstellen im Gehäuse der Prototypenpumpe

Abbildung 118 zeigt exemplarisch eine qualitative Darstellung der Messergebnisse der Messstrecke „1“. Während auf der linken Seite des Bildes die unberührte Gehäusefläche mit nur sehr schwach ausgeprägter Profilierung dargestellt ist, wird auf der rechten Seite des Bildes die eingelaufene Gehäusefläche klar ersichtlich. Darüber hinaus wurde über der eingelaufenen Gehäusefläche auch das Ergebnis der

Konturmessung des getriebenen Zahnrads dargestellt. Auf den ersten Blick zeigt sich, dass die gemessenen Einlaufriefen qualitativ gut übereinstimmen.



Abbildung 118: Einlaufspuren und Kontur-Messstellen im Gehäuse der Prototypenpumpe

Die mit Zahlenwerten hinterlegten Ergebnisse der Profiltiefenmessung an der Stirnseite des getriebenen Zahnrads sowie auf der Grundfläche des Pumpengehäuses werden über eine Messstrecke von etwa 5 mm Länge aufgetragen in Abbildung 119 gezeigt. Zusätzlich zum Oberflächenprofil wurde das arithmetische Mittel der beiden gemessenen Profilkurven auf Basis der Messergebnisse berechnet und entsprechend eingetragen. Die dargestellte Profilüberlagerung zeigt zum einen, dass die einzelnen Profiltäler und Profilspitzen der Zahnrad- und Gehäusekontur gut übereinstimmen, und zum anderen, dass der mittlere Abstand zwischen Zahnrad- und Gehäusefläche im eingepassten Zustand etwa $s = 0.015 \text{ mm}$ beträgt.

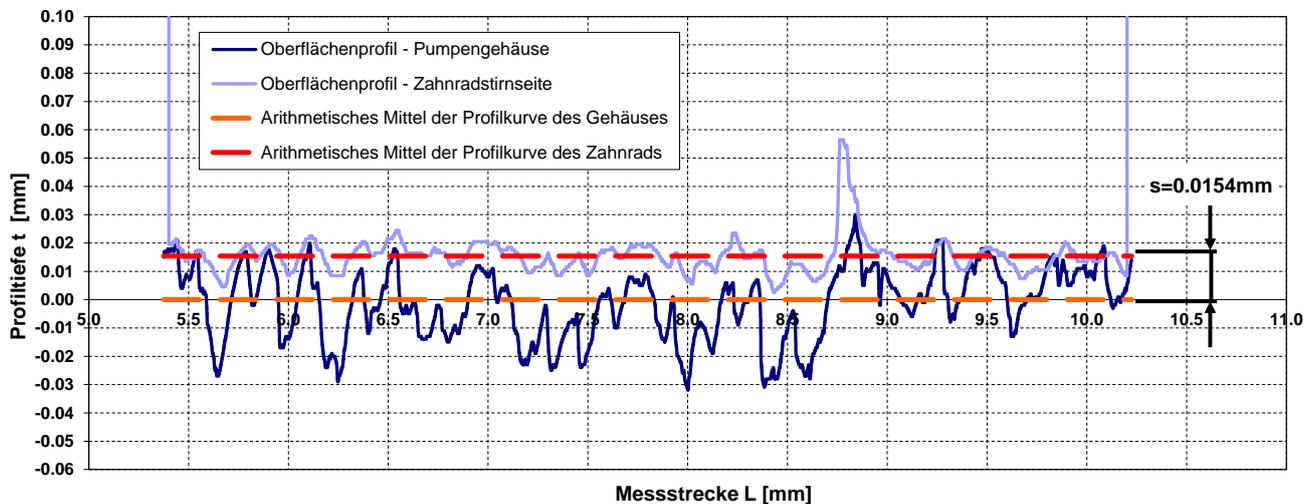


Abbildung 119: Ergebnisse der Profiltiefenmessung am Zahnrad sowie am Pumpengehäuse

Die präsentierten Ergebnisse der Profilkonturmessung der eingelaufenen Oberflächen bestätigen somit im Wesentlichen die bereits mehrmals getroffene Aussage, dass die betriebsbedingten Spalte zwischen den rotierenden Zahnrädern und den Gehäuseteilen in der Größenordnung von $s = 0.01 \text{ mm}$ liegen müssen, um eine akzeptable Funktion der Zahnradpumpe unter den gegebenen Voraussetzungen gewährleisten zu können.

Des Weiteren korrelieren die gewonnen Erkenntnisse auch mit den von Koc et al. [83] getätigten Aussagen, dass die Spalte in druckkompensierten Zahnradpumpen abhängig vom jeweiligen Betriebspunkt in der Größenordnung von $s = 0.005$ mm bis $s = 0.015$ mm liegen. Die Erkenntnisse von Koc et al beruhen auf Messungen der Stirnspaltweite, welche während des Betriebs von axial kompensierten Zahnradpumpen mit Hilfe von am rotierenden Zahnrad angebrachten induktiven Abstandssensoren durchgeführt wurden.

Im Zuge der vorliegenden Untersuchung ließ sich der soeben diskutierte Einlaufprozess nicht nur feststellen, sondern schließlich auch optimieren. Zu Beginn der experimentellen Untersuchungen der entwickelten Prototypenpumpe wurde der Differenzdruck, um etwaigen belastungsbedingten Beschädigungen der Pumpe vorbeugen zu können, nur in kleinen Schritten erhöht. Die meiste Zeit wurde die Prototypenpumpe in einem Differenzdruckbereich von etwa $\Delta p = 5$ bar bis $\Delta p = 20$ bar betrieben. Mit dieser Vorgehensweise konnten, wie bereits in Abbildung 102 dokumentiert, erst nach einer Betriebszeit von etwa 16 h betriebszeitunabhängige Förderkennlinien gemessen werden.

Die Messergebnisse der Design-Versionen V2.1, V2.2 und V3.1 zeigen, dass die Einlaufzeit durch permanentes Betreiben der Pumpe bei einem Differenzdruck in der Größenordnung von $\Delta p = 20 - 40$ bar auf lediglich etwa 4 Stunden verkürzt werden konnte. Weitere Untersuchungen zur Optimierung der Einlaufzeiten wurden im Zuge der vorliegenden Arbeit nicht mehr durchgeführt.

8.6 Druck- und Drehmomentpulsationen

Abgeschlossen wird das Kapitel über die Prototypenpumpentests am Hochdruckprüfstand mit der Präsentation der experimentell ermittelten Druck- und Drehmomentpulsationen an ausgewählten Betriebspunkten der Prototypenpumpe.

Während eine einzelne Förderkennlinie der Prototypenpumpe V2.2 bereits in Abbildung 107 präsentiert wurde, zeigt Abbildung 120 das unter Verwendung unterschiedlicher Drehzahlen gemessene Kennfeld dieser Pumpe, in welchem zwei Betriebspunkte, an denen Pulsationsmessungen durchgeführt wurden, mit gefüllten Kreisen markiert sind. Darüber hinaus beinhaltet das dargestellte Kennfeld eine gestrichelt markierte Umschlagskurve, welche Betriebspunkte kennzeichnet, deren Überschreitung zu einer schlagartigen Erhöhung der gemessenen Druck- und Drehmomentpulsationen bzw. zu einer plötzlich auftretenden und deutlich wahrnehmbaren hochfrequenten Geräuschentwicklung führt. Des Weiteren konnte festgestellt werden, dass sich die Umschlagskurve mit zunehmender Betriebszeit zu höheren Differenzdruckwerten verschiebt. Sobald ein eingelaufener Zustand der Pumpe erreicht wurde und sich die Förderkennlinien nicht mehr veränderten, blieb jedoch auch die Umschlagskurve unverändert. Die Umschlagskurve und die damit verbundenen experimentell untersuchten Phänomene werden im Folgenden näher behandelt.

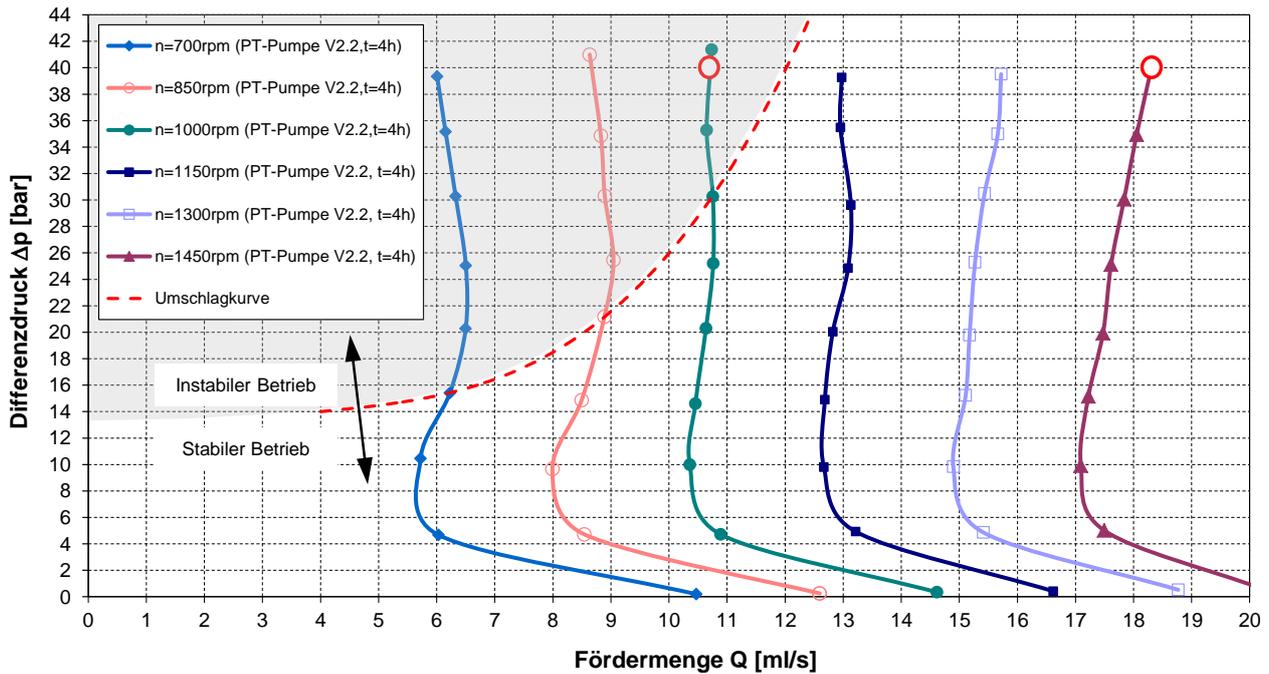


Abbildung 120: Kennfeld der Prototypenpumpe V2.2 bei T = 27 °C

Die an den in Abbildung 120 markierten Betriebspunkten gemessenen, zeitlichen Druck- und Drehmomentverläufe werden in Abbildung 121 präsentiert. Das Drehmoment wurde mit einer in Abbildung 17 dargestellten Drehmomentmesswelle gemessen, gleichzeitig wurde der Druck am Pumpenaustritt mit einem geeigneten Absolutdruckaufnehmer aufgezeichnet. Ein Vergleich der beiden Betriebspunkte verdeutlicht, dass eine Drehzahlreduktion von $n = 1450$ rpm auf $n = 1000$ rpm bei einem Differenzdruck von $\Delta p = 40$ bar nicht nur zu einer Erhöhung der Druck- und Drehmomentamplitude, sondern auch zur Veränderung des eigentlichen Schwingungsverlaufs bzw. der frequentiellen Zusammensetzung des zeitlichen Druck- und Drehmomentverlaufs führt. Verdeutlicht wird diese Erkenntnis durch die FFT-Analysen in Abbildung 122 und Abbildung 123.

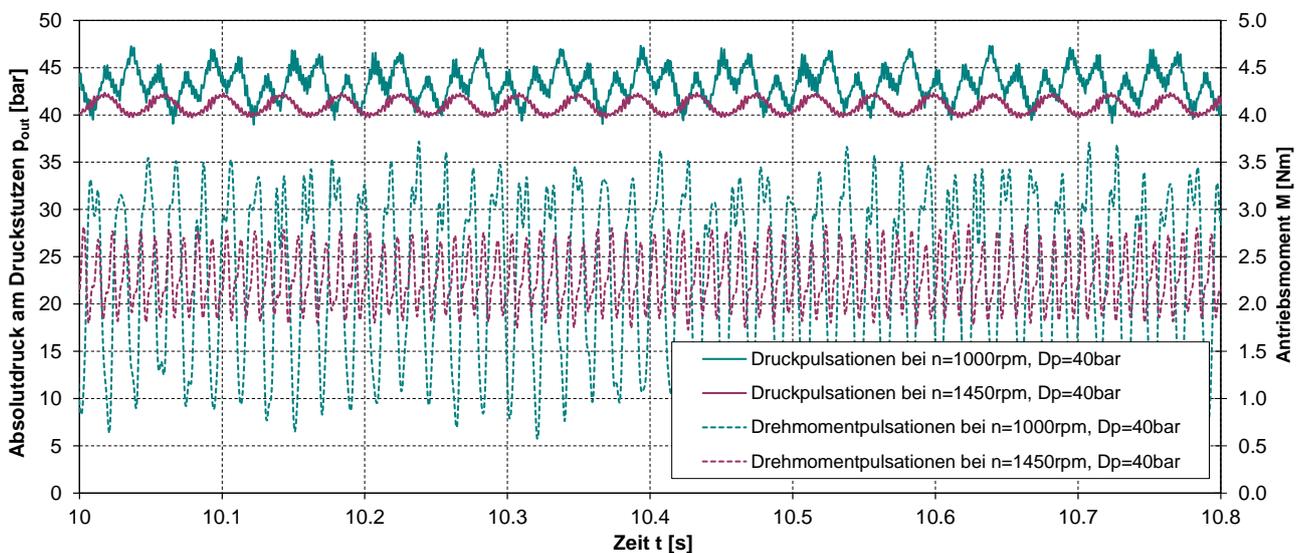


Abbildung 121: Druck- und Drehmomentverläufe der in Abbildung 120 markierten Betriebspunkte

Bei einer Drehzahl von $n = 1450$ rpm liegt die Drehfrequenz der Pumpe bei $f_n = 24.167$ Hz. Die Drehfrequenz bei $n = 1000$ rpm kann hingegen mit $f_n = 16.667$ Hz berechnet werden. Beide Frequenzspektren zeigen bei diesen Frequenzen entsprechende Druckamplituden, welche auf Exzentrizitäten der beiden Zahnräder bzw. auf Fertigungsungenauigkeiten zurückgeführt werden. Diese Begründung stützt sich vor allem auf Erkenntnisse, welche im Zuge der numerischen Strömungssimulation einer Drehkolbenpumpe (siehe Kapitel 6.3.1) gewonnen wurden. Bei einer Drehzahl von $n = 1450$ rpm kann mittels FFT-Analyse des Weiteren auch eine wesentlich schwächer ausgeprägte Druckamplitude bei $f = 16 * f_n = 386.67$ Hz detektiert werden. Diese symbolisiert die Ausschub- bzw. Verdrängungsvorgänge der 16 einzelnen Zähne des Zahnrades.

Der größte Unterschied in den beiden gegenübergestellten Ergebnissen der FFT-Analysen ist die in Abbildung 123 plötzlich auftretende und dominante Druckamplitude bei $f = 53.2$ Hz, welche nahezu unabhängig von der Drehzahl der Pumpe bei einer weiteren Drehzahlreduktion bei der in etwa gleichen Frequenz immer wieder zu finden ist. Exakt diese Frequenz führt zur Veränderung der in Abbildung 121 gezeigten Erscheinungsform der Druckschwingung, welche beobachtet werden kann, sobald die in Abbildung 120 gestrichelt markierte Umschlagkurve überschritten wird.

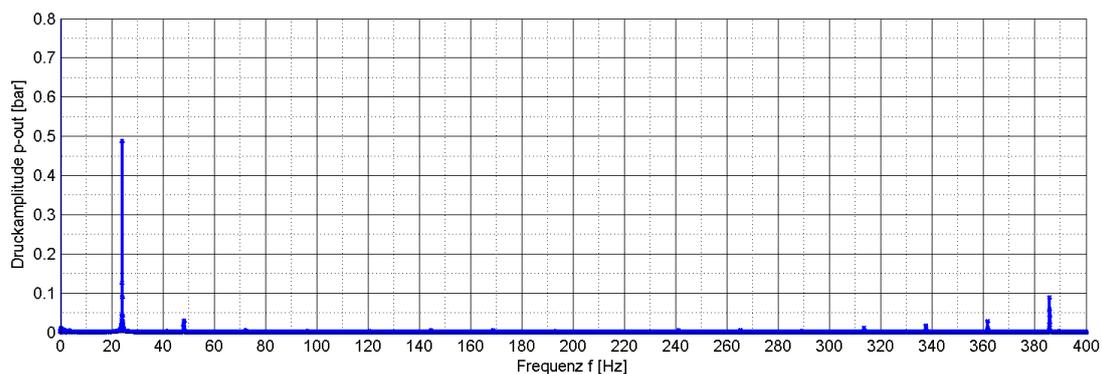


Abbildung 122: FFT-Analyse des Drucksignals der Versionen V2.2 bei $n = 1450$ rpm und $\Delta p = 40$ bar

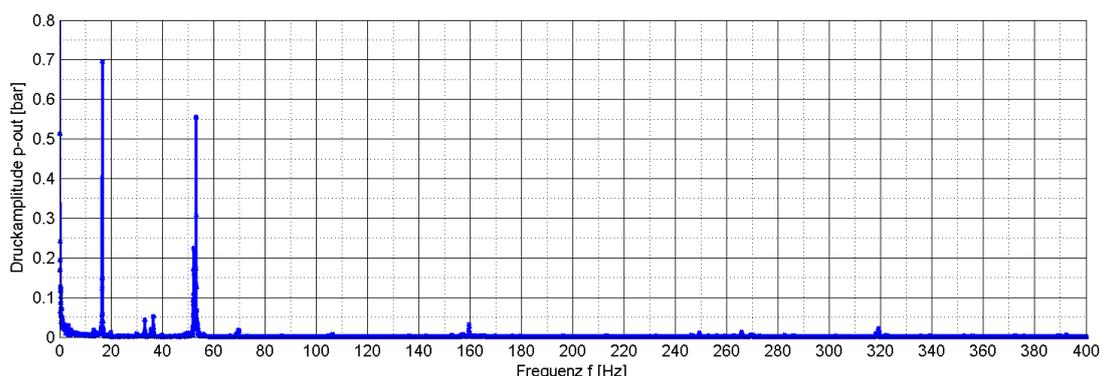


Abbildung 123: FFT-Analyse des Drucksignals der Versionen V2.2 bei $n = 1000$ rpm und $\Delta p = 40$ bar

Eine FFT-Analyse wurde auch für das Drehmomentsignal durchgeführt. Exemplarisch wird in Abbildung 124 das Frequenzspektrum des für den Betriebspunkt $n = 1000$ rpm und $\Delta p = 40$ bar gemessenen Drehmoments präsentiert. Zusätzlich zur Amplitude bei der Drehfrequenz $f_n = 16.667$ Hz zeigen die Auswertungen wiederholt eine sehr hohe Amplitude bei einer Frequenz von $f = 53.2$ Hz sowie bei $f = 106.4$ Hz (dem

Doppelten dieser kritischen Frequenz). Den Amplituden bei den Frequenzen $f = 50$ Hz und $f = 100$ Hz sollte keine Beachtung geschenkt werden, da sich diese auf Störsignale von in Prüfstandsnähe positionierten Frequenzumrichtern zurückführen lassen.

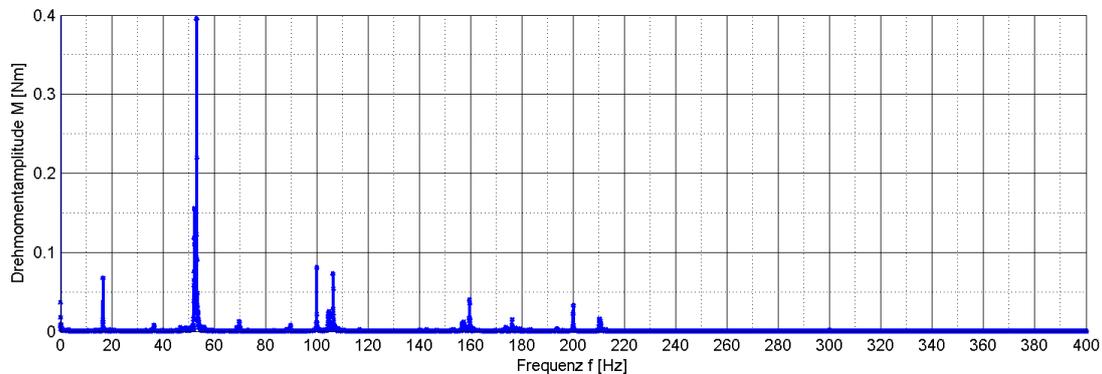


Abbildung 124: FFT-Analyse des Drehmoments der Version V2.2 bei $n = 1000$ rpm und $\Delta p = 40$ bar

Die im Zuge der experimentellen Untersuchung der Prototypenpumpe entdeckten Phänomene lassen sich, wie in den folgenden Ausführungen gezeigt wird, mit dem sogenannten Stick-Slip-Effekt in Verbindung bringen.

Der Stick-Slip-Effekt, welcher auch als Ruckgleiten von gegeneinander bewegten Festkörpern bekannt ist, ist ein tribotechnisches Phänomen, welches bei Gleitreibungsproblemen sehr oft beobachtet werden kann. Seine Ursache liegt darin, dass die Gleitpartner bei tribologischen Gleitkontakten durch schwingungsfähige Systeme an die Umgebung angekoppelt sind. Im Wesentlichen ist das Auftreten des Stick-Slip-Effekts dabei von der Reibungszahl und von der Gleitgeschwindigkeit abhängig. Der Zusammenhang zwischen Gleitgeschwindigkeit und Reibungszahl wird dabei durch die sogenannte Stribeck-Kurve (siehe linkes Diagramm in Abbildung 126) wiedergegeben.

Modellhaft lässt sich der Stick-Slip-Effekt anhand des in Abbildung 125 skizzierten Beispiels darstellen. Der Reibkörper 1 mit der Masse m ist über eine Feder (Federkonstante c) und über eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfung (Dämpfungskonstante d) mit einem stationären Fundament verbunden und liegt auf einem Förderband 2 mit der Umlaufgeschwindigkeit v_2 auf. Je nach Größe der Gleitgeschwindigkeit bzw. je nach Lage des Betriebspunktes in der Stribeck-Kurve können dabei unterschiedliche Phänomene beobachtet werden.

Während im Flüssigkeitsreibungsgebiet keinerlei Reibschwingungen detektiert werden können, kann das Gleitsystem vor allem im Mischreibungsgebiet der Stribeck-Kurve instabil werden und sich selbst zu Eigenschwingungen anregen. Das typische Erscheinungsbild des Stick-Slip-Effekts mit einem periodischen Übergang zwischen Haften und Gleiten wird schließlich im Haftreibungsgebiet bemerkbar, in welchem die Reibungszahl mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit zunimmt [84].

Der periodische Übergang zwischen Gleiten und Haften kann nicht nur durch eine plötzlich auftretende zeitliche Veränderung der Auslenkung x , sondern auch durch eine sprunghafte zeitliche Veränderung des Antriebsmoments des Förderbands detektiert werden.

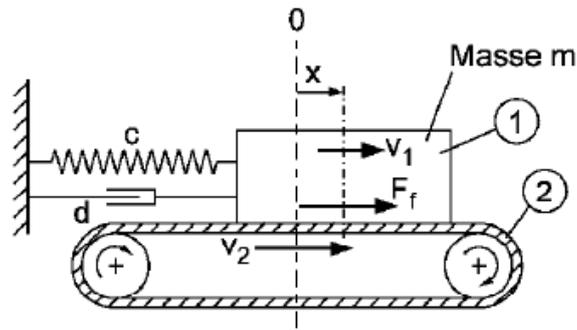


Abbildung 125: Schwingungsmodell eines tribotechnischen Systems zur Untersuchung des Stick-Slip-Effekts [72]

Abbildung 126 zeigt eine um 90° gedrehte Stribeck-Kurve sowie die zu erwartenden zeitlichen Funktionen der Relativbewegungen x (als Längenmaß) zwischen den beiden Gleitpartnern für die unterschiedlichen Reibungsbereiche (a – stabiles Gleiten, b – instabiler Bereich mit selbsterregten Reibschwingungen, c – klassische Erscheinungsform des Ruckgleitens).

Vor allem der für den Betriebspunkt $n = 1000 \text{ rpm}$ und $\Delta p = 40 \text{ bar}$ in Abbildung 121 präsentierte, sägezahnförmige Druckverlauf lässt sich gut mit den in Abbildung 126 (c) gezeigten Schwingungen vergleichen.

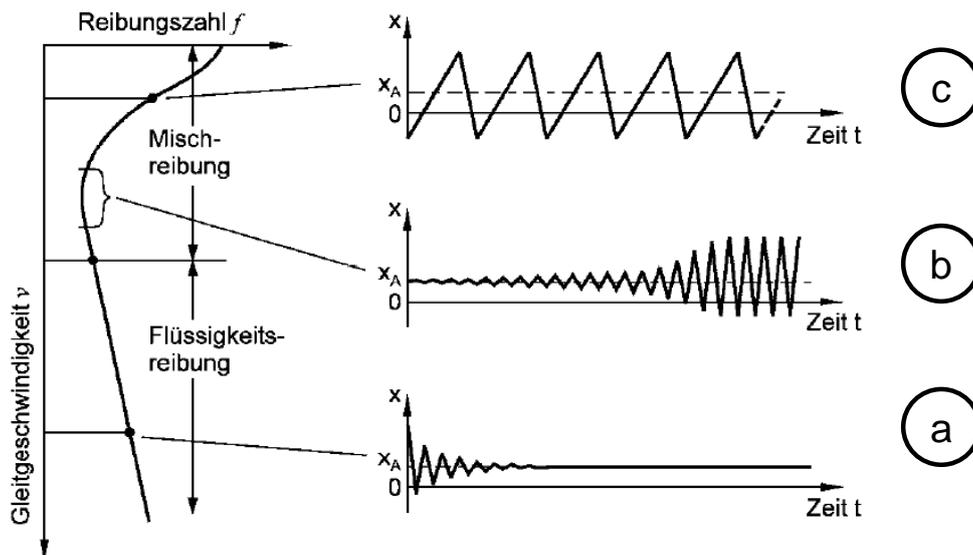


Abbildung 126: Stick-Slip-Verhalten einer geschmierten Reibpaarung bei unterschiedlichen Betriebspunkten [72]

Als Maßnahme zur Unterdrückung von Reibschwingungen sind die Absenkung des Reibkoeffizienten (durch Schmierung oder veränderte Werkstoffwahl), sowie die Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit und der Systemdämpfung und Systemsteifigkeit anzusehen. Als typische Beispiele des Stick-Slip-Effekts können kreischende Bremsen, quietschende Schienenfahrzeuge, knarrende Türangeln, ratternde Schneidstähle oder auch ruckartig gleitende Linearschlitten genannt werden [72].

Auch bei Gleitringdichtungen sind Stick-Slip-Effekte hinlänglich bekannt, wobei man hier vor allem von vibrationsbedingter Geräusentwicklung bzw. von sogenannten „Ringing Phenomena“ [85] spricht. Borasso

et al. [86] veröffentlichten zu diesem Thema unter anderem eine Studie, in der sehr ähnliche Effekte wie bei der vorliegenden Prototypenpumpe zum Tragen kommen. Bei konstantem Anpressdruck des Gleitrings tritt bei niedrigen Drehzahlen ($n < 750$ U/min) ein „läutendes Geräusch“ auf, welches ab einer kritischen Drehzahl von $n = 750$ U/min plötzlich verschwindet. Das „läutende Geräusch“ ist dabei mit der bereits angesprochenen deutlich feststellbaren hochfrequenten Geräuschentwicklung der Prototypenpumpe vergleichbar.

Die Existenz einer kritischen Drehzahl, ab welcher der Stick-Slip-Effekt schlagartig verschwindet, wurde 1967 bereits von Brockley et al. [87] erkannt. Im Zuge ihrer Untersuchungen fanden die Autoren heraus, dass die kritische Drehzahl dabei vor allem von der Dämpfung des Schwingungssystems und von der geschwindigkeitsabhängigen Reibungscharakteristik des Gleitsystems abhängig ist. Die Erhöhung der Dämpfung führte jedoch nicht nur zu einer Abnahme der kritischen Gleitgeschwindigkeit, sondern auch zu einer Abnahme der Amplitude der Reibschwingung.

Eine umfangreiche Zusammenfassung weiterer Veröffentlichungen zum Thema Stick-Slip-Effekt ist in der Arbeit von Taponat [88] enthalten, der sich mit der Kontrolle und Reduktion von reibungsinduzierten Schwingungen in diversen industriellen Anwendungen beschäftigte. Im Zuge seiner vorwiegend experimentellen Untersuchungen fand er heraus, dass das Phänomen der Reibschwingung zwar hinlänglich bekannt und vielfach untersucht wurde, jedoch noch immer nicht vollständig erklärt und vor allem vorhergesagt werden kann.

Um mögliche Einflüsse der Materialpaarungen auf das im Zuge der vorliegenden Dissertation erkannte Problem untersuchen zu können, wurde das Dichtungselement V2.1 aus dem nichtrostenden austenitischen Chrom-Nickelstahl 1.4301 hergestellt und als Version V4.1 bezeichnet. Aufgrund der Veränderung des Materials war es fertigungsbedingt nicht mehr möglich, den schmalen Hohlraum hinter der Saugkammer tiefer als 3 mm in das Dichtungselement einzufräsen. Daher besitzt das Dichtungselement V4.1 eine ähnliche Formsteifigkeit wie die aus PEEK hergestellte Version V2.2. Abbildung 127 zeigt das Dichtungselement V4.1 mit eingesetztem Zahnradpaar. Abbildung 128 visualisiert die nach einer Betriebszeit von 4 h aufgetretenen stirn- und umfangsseitigen Einlaufspuren im Dichtungselement.

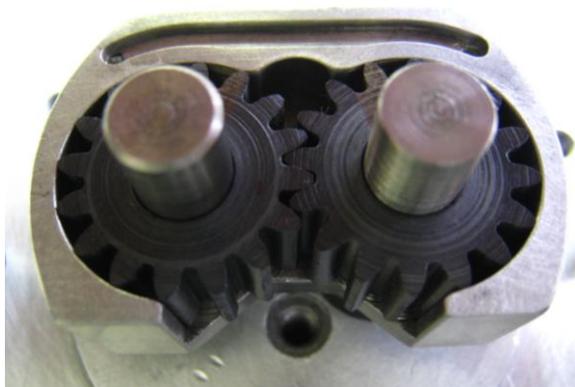


Abbildung 127: Dichtungselement V4.1 mit eingesetztem Zahnradpaar



Abbildung 128: Dichtungselement V4.1 mit stirn- und kopfseitigen Einlaufspuren

Die unter Verwendung des Dichtungselements V4.1 und nach einer Betriebszeit von $t=4$ h gemessenen Förderkennlinien werden in Abbildung 129 dargestellt. Im Vergleich zu den Kennlinien der Version V2.2 (siehe Abbildung 120) verlaufen die neuen Förderkennlinien wesentlich flacher, was auf erhöhte Leckageströme schließen lässt, welche mit zunehmendem Differenzdruck nicht kompensiert werden können. Die bei einer Drehzahl von $n = 1000$ rpm und einem Differenzdruck von $\Delta p = 40$ bar geförderte Menge sank beispielsweise von $Q = 10.7$ ml/s (V2.2) auf $Q = 7.4$ ml/s (V4.1) ab. Dadurch sinkt der volumetrische Wirkungsgrad, während die rotierenden Zahnräder besser geschmiert werden. Darüber hinaus ist anzumerken, dass durch die Verwendung des neuen Dichtungselements schon nach wenigen Betriebsstunden eine deutliche verschleißbedingte Abnahme der volumetrischen Förderleistung detektiert werden konnte. Nach einer Betriebszeit von etwa 6 h verkleinerte sich der Außendurchmesser der Zahnräder von 18 mm auf 17.8 mm. Die Materialpaarung 1.4301/PEEK scheint aus tribologischer Sicht demnach nicht besonders geeignet. Nichtsdestotrotz wurden an den in Abbildung 129 markierten Betriebspunkten Drehmomentpulsationen gemessen, die, wie bereits bei der Version V2.2, einer FFT-Analyse unterzogen wurden (siehe Abbildung 130, Abbildung 131 und Abbildung 132).

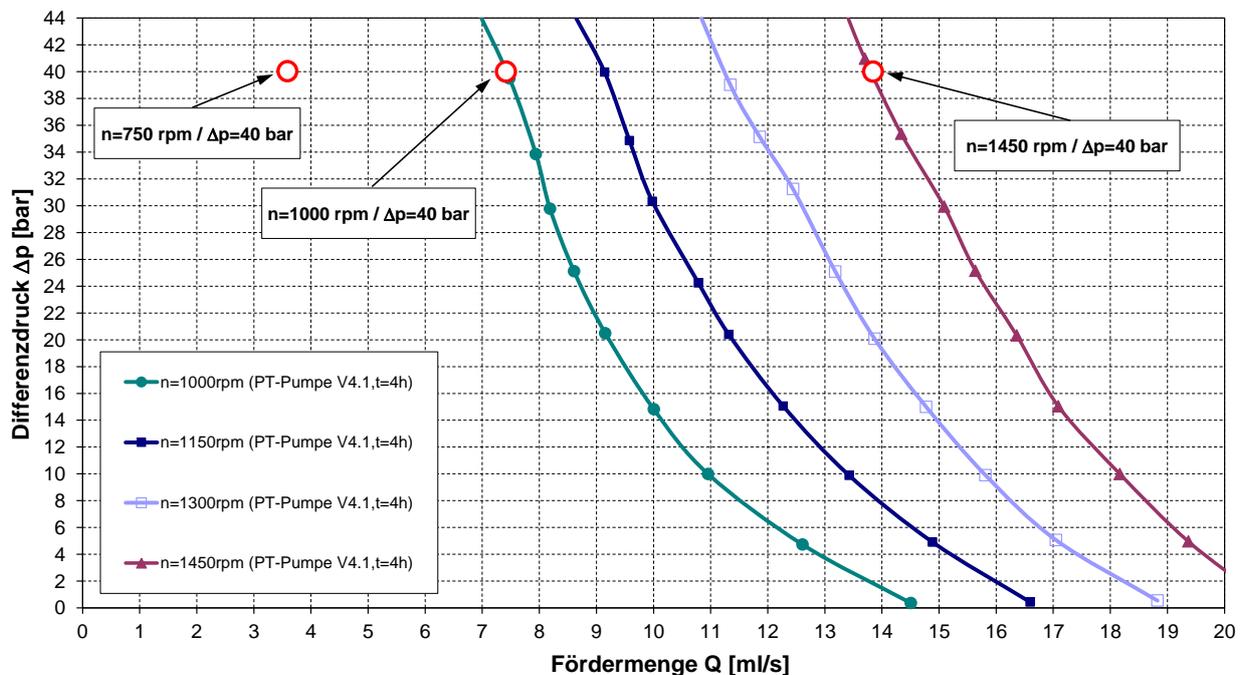


Abbildung 129: Kennfeld der Prototypenpumpe V4.1 bei T = 27 °C

Neben den Amplituden bei den Frequenzen $f = 50$ Hz und $f = 100$ Hz, welche sich auf Störsignale von in Prüfstandsnähe positionierten Frequenzumrichtern zurückführen lassen, sind in Abbildung 130 und Abbildung 131 grundsätzlich die gleichen Frequenzen ersichtlich, welche bereits aus der FFT-Analyse der Drehmomentsignale der Designversion V2.2 bekannt sind. Die kritische Frequenz von $f = 53.2$ Hz konnte allerdings sowohl bei $n = 1450$ rpm als auch bei $n = 1000$ rpm nicht detektiert werden.

Erst bei einer weiteren Drehzahlreduktion auf $n = 700$ rpm war wiederholt eine plötzliche Geräuschentwicklung bemerkbar. Einher ging die Geräuschentwicklung mit dem Auftreten einer Frequenzkomponente in der Größenordnung von $f = 58$ Hz (siehe Abbildung 132).

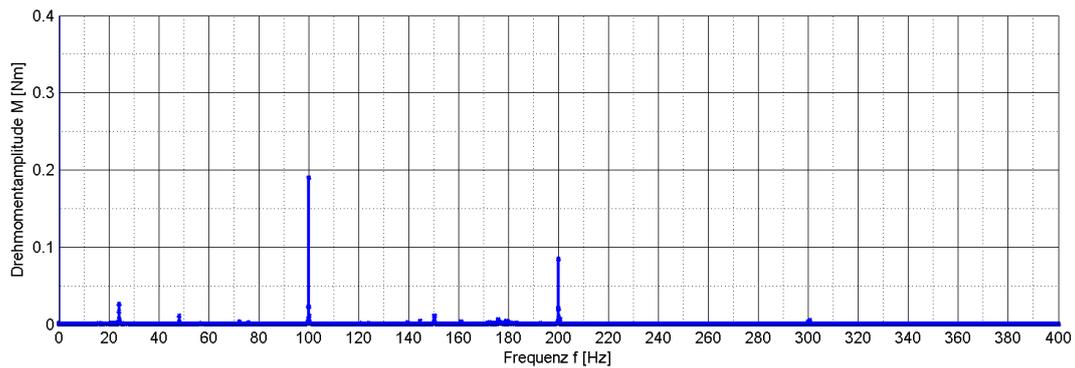


Abbildung 130: FFT-Analyse des Drehmoments der Version V4.1 bei $n = 1450$ rpm und $\Delta p = 40$ bar

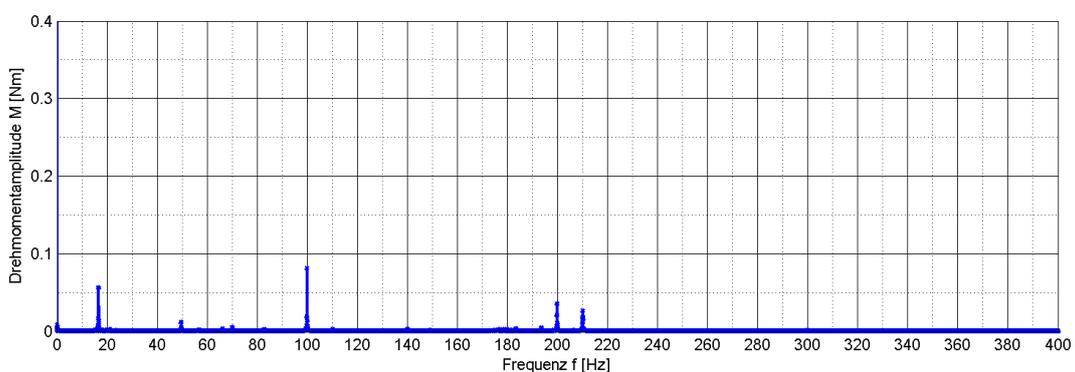


Abbildung 131: FFT-Analyse des Drehmoments der Version V4.1 bei $n = 1000$ rpm und $\Delta p = 40$ bar

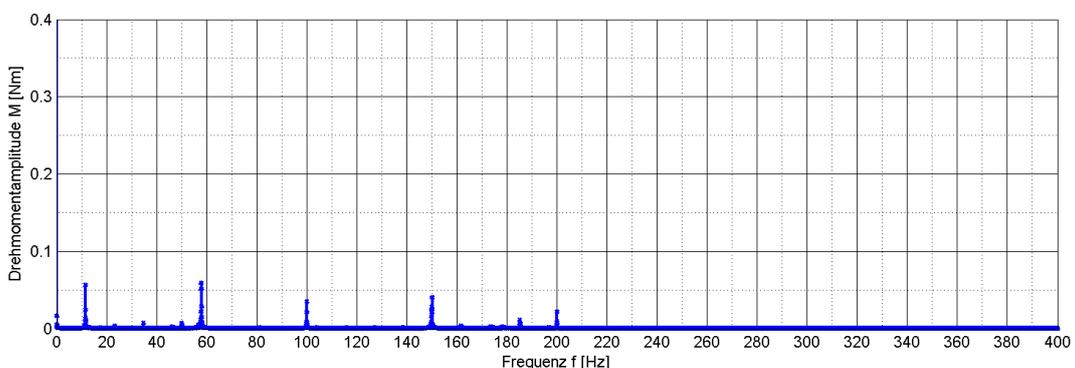


Abbildung 132: FFT-Analyse des Drehmoments der Version V4.1 bei $n = 700$ rpm und $\Delta p = 40$ bar

Die präsentierten Messergebnisse deuten darauf hin, dass die bei der Dichtungselement-Version V4.1 festgestellte erhöhte Leckage dazu führt, dass sich zwischen dem rotierenden Zahnradpaar und dem flexiblen Dichtungselement ein ausreichend dicker Schmierfilm bildet, welcher das Auftreten des Stick-Slip-Effekts weitestgehend unterdrückt. Eine vollkommene Unterdrückung des Effekts konnte jedoch auch durch die Verwendung des vollkommen formsteifen Dichtungselements V4.1 nicht erreicht werden.

Durch die Verbesserung der Schmierwirkung der Zahnräder wurde auch die Dämpfung des Reibschwingungssystems erhöht, wodurch die zu Stick-Slip-Effekten führende kritische Drehzahl reduziert und die Amplitude der Reibschwingungen deutlich herabgesetzt werden konnte. Zu exakt jener Erkenntnis

kamen wie bereits erwähnt auch Brockley et al. [87] im Zuge ihrer grundlegenden Untersuchungen von Reibschwingungsproblemen.

Die Tatsache, dass der Stick-Slip-Effekt durch Verwendung der Dichtungselement-Version V4.1 zwar in den Griff bekommen wurde, die interne Leckage dadurch aber deutlich erhöht wurde, führt zu der bereits von Koc et al. [83] formulierten Erkenntnis, dass das Design von druckkompensierten Zahnradpumpen immer mit dem Doppelproblem einer ausreichenden Abdichtung bei gleichzeitig ausreichender Schmierung verbunden ist. Die Kopf- und Stirnspalte müssen auf geeignete Art und Weise derart kompensiert werden, dass die interne Leckage möglichst minimiert wird. Andererseits muss für alle Betriebsbereiche der Pumpe eine ausreichende hydrodynamische Schmierung gewährleistet werden, was sich, wie am Beispiel der entwickelten Prototypenpumpe gezeigt wurde, nicht immer ganz einfach realisieren lässt.

9. Prototypenpumpentests am Motorprüfstand

Nachdem anhand der in Kapitel 8 präsentierten Ergebnisse nachgewiesen wurde, dass die im Zuge dieser Arbeit entwickelte und experimentell optimierte Prototypenpumpe in der Lage ist, die technischen Anforderungen an ein Niederdruck-Direkteinspritzsystem ohne Vorförderpumpe zu erfüllen, galt es nun zu belegen, dass sie auch direkt am Verbrennungskraftmotor installiert ihre Aufgaben erfüllt.

Dazu wurde die Original-Einspritzpumpe des vom Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik untersuchten Testmotors durch die Prototypeneinspritzpumpe ersetzt, um Testläufe an unterschiedlichen Betriebspunkten des Verbrennungskraftmotors durchzuführen. Der Aufbau des modifizierten Einspritzsystems am Motorprüfstand sowie die erarbeiteten Ergebnisse und die daraus abgeleiteten Erkenntnisse werden in den folgenden Unterkapiteln diskutiert.

9.1 Aufbau des Einspritzsystems am Motorprüfstand

Um die bereits am Hochdruckprüfstand des Instituts für Hydraulische Strömungsmaschinen erarbeiteten Messergebnisse am Motorprüfstand validieren zu können, wurde die Originaleinspritzpumpe demontiert und durch die entwickelte Prototypeneinspritzpumpe ersetzt. Im Vergleich zur Originalkonfiguration des Versuchsmotors wurden die Benzinleitungen darüber hinaus mit zusätzlicher Sensorik für die Druck- und Fördermengenbestimmung ausgestattet, um das Förderverhalten der Pumpe auch im Betrieb am Motorprüfstand evaluieren zu können. Eine schematische Darstellung des Prüfstandsbaus am Motorprüfstand ist in Abbildung 133 ersichtlich.

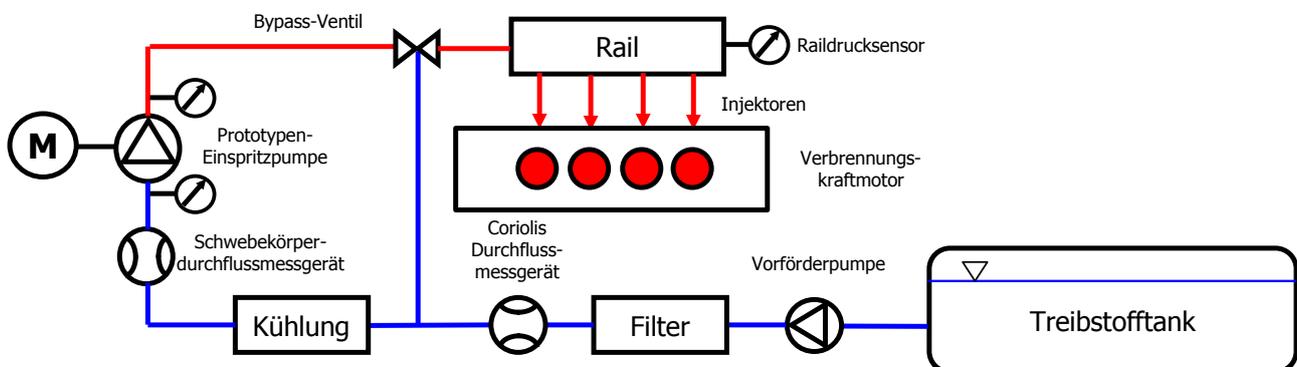


Abbildung 133: Schematische Zeichnung des Prüfstandsbaus am Verbrennungskraftmotor

Die Kraftstoffversorgung der Motorenprüfstände am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik erfolgt über einen gemeinsamen Treibstofftank, von dem mehrere Kraftstoffversorgungsleitungen abzweigen, welche jeweils mit einer eigenen Vorförderpumpe, einem Kraftstofffilter sowie einem Coriolis-Durchflussmessgerät ausgestattet sind. Die Vorförderpumpe wird dabei so geregelt, dass sich am Eintritt in die eigentliche Einspritzpumpe ein Vordruck von $p_{S,abs} = 1.8 \text{ bar}$ ergibt. Aufgrund der Tatsache, dass in diesen Teil der Kraftstoffversorgung nicht eingegriffen werden kann, konnte am Motorprüfstand zwar das Förderverhalten, nicht aber die Saugfähigkeit der Prototypeneinspritzpumpe

untersucht werden. Da diese aber bereits im Vorfeld ausreichend untersucht wurde (siehe Kapitel 8.4), wurde der Fokus für die Prototypenpumpentests am Motorprüfstand auf den kavitationsfreien Betrieb gelegt.

Die Fördermengenmessung der Prototypeneinspritzpumpe erfolgte mittels eines Schwebekörper-Durchflussmessgeräts, welches unmittelbar nach einem Kraftstoffkühler installiert wurde. Am Ein- und Austritt der Pumpe wurden zusätzlich Druck- und Temperatur-Aufnehmer angebracht. Die Messung der Antriebsdrehzahl sowie des Antriebsdrehmoments erfolgte über die bereits am Hochdruckprüfstand des Instituts für Hydraulische Strömungsmaschinen verwendete Drehmomentmesswelle.

Unmittelbar vor dem Eintritt ins Rail des Einspritzsystems wurde ein regelbares Bypassventil installiert, über dessen Öffnung der Raildruck auf ein bestimmtes Niveau eingestellt werden konnte. Die von der Prototypeneinspritzpumpe überschüssig geförderte Kraftstoffmenge wurde schließlich über eine Rückführleitung auf die Saugseite der Pumpe zurückgeführt. Die Antriebsdrehzahl der Prototypeneinspritzpumpe wurde abhängig vom untersuchten Betriebspunkt des Versuchsmotors, welcher auch den Kraftstoffverbrauch bestimmt, so eingestellt, dass maximal das Doppelte der geförderten Kraftstoffmenge im Kreis gepumpt wurde. Dadurch konnte die Kraftstofftemperatur am Eintritt in das Rail zwischen $T = 30\text{ °C}$ und $T = 40\text{ °C}$ gehalten werden, was für eine zufriedenstellende Kraftstoffzerstäubung im Zylinder gerade noch vertretbar ist.

Abbildung 134 und Abbildung 135 geben einen Überblick über den Aufbau des Motorprüfstands sowie über die am Motorprüfstand installierte Prototypenpumpen-Einheit.

Die Originalkonfiguration des Einspritzsystems mit der bereits in Kapitel 2.1 beschriebenen mengengeregelten Hubkolben-Einspritzpumpe ist zum Vergleich in Abbildung 136 dargestellt. Abbildung 137 hingegen zeigt eine Modifikation der Originalkonfiguration, in welcher die Mengenregelung der Originaleinspritzpumpe deaktiviert wurde und die Raildruckregelung ebenfalls über das bereits beschriebene Bypassventil erfolgt. Diese Konfiguration wurde verwendet, um den Versuchsmotor im Vorfeld mit abgesenktem Einspritzdruck zu untersuchen, und wird in weiterer Folge als „gedrosselte Serienpumpe“ bezeichnet.

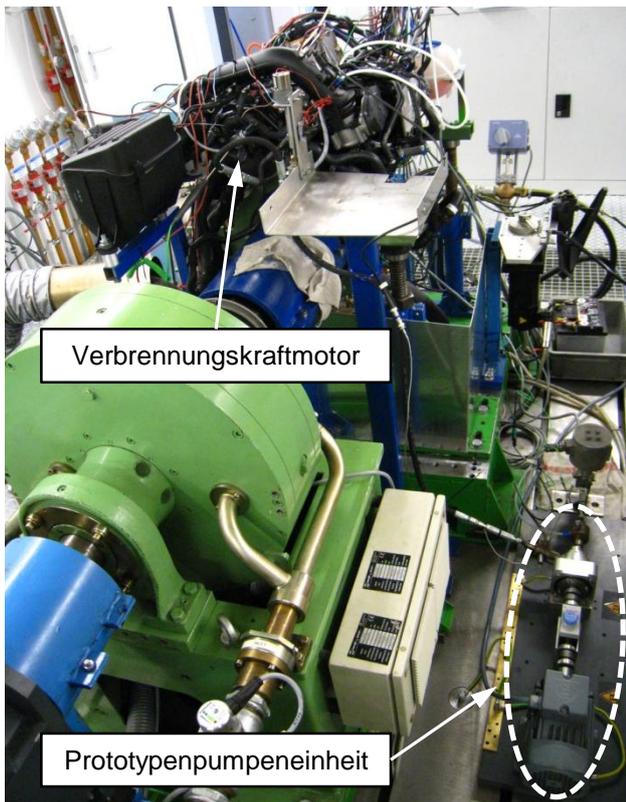


Abbildung 134: Motorprüfstand mit installierter Prototypenpumpeneinheit

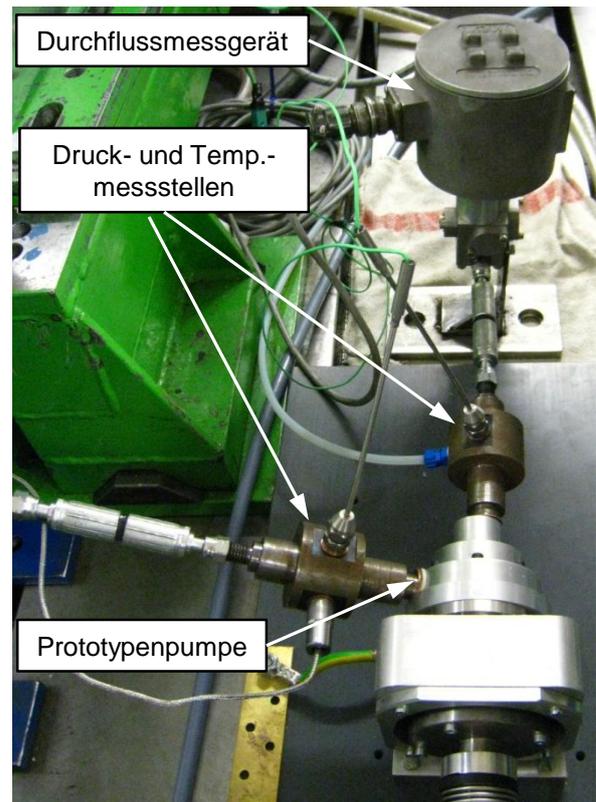


Abbildung 135: Prototypenpumpe mit Druck- und Temperatursensoren

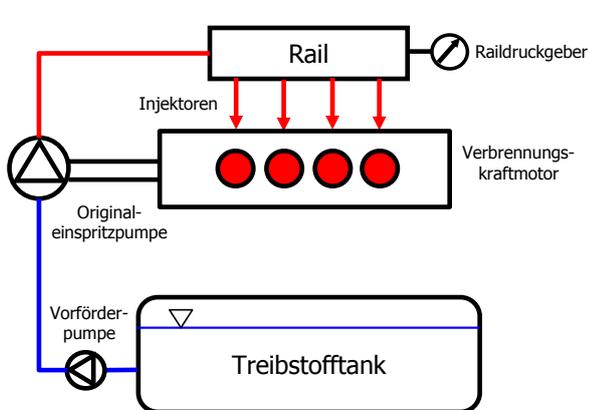


Abbildung 136: Schematischer Aufbau des Einspritzsystems in Originalkonfiguration

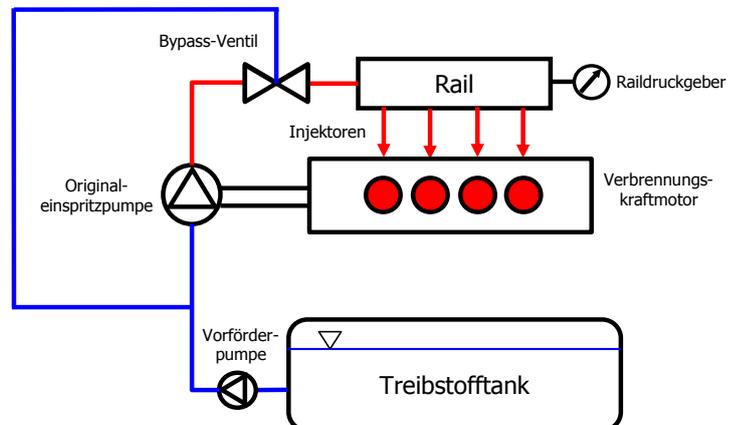


Abbildung 137: Schematischer Aufbau des Einspritzsystems mit gedrosselter Originalpumpe

9.2 Untersuchte Betriebspunkte des Versuchs-Ottomotors

Auf Basis der experimentellen Untersuchungen des Original-Versuchsmotors am Motorprüfstand wurden sechs signifikante Betriebspunkte festgelegt, welche mit abgesenktem Einspritzdruck und unter Verwendung der Prototypen-Einspritzpumpe untersucht werden sollten. Abbildung 138 zeigt das Verbrauchskennfeld des Versuchsmotors, in welchem diese Betriebspunkte mit gefüllten Kreisen markiert sind. Diese Betriebspunkte wurden sowohl mit der Originalkonfiguration des Versuchsmotors sowie auch mit der gedrosselten Serien-

Einspritzpumpe untersucht und ermöglichen daher einen sehr guten Vergleich zwischen den drei unterschiedlichen Konfigurationen des Einspritzsystems.

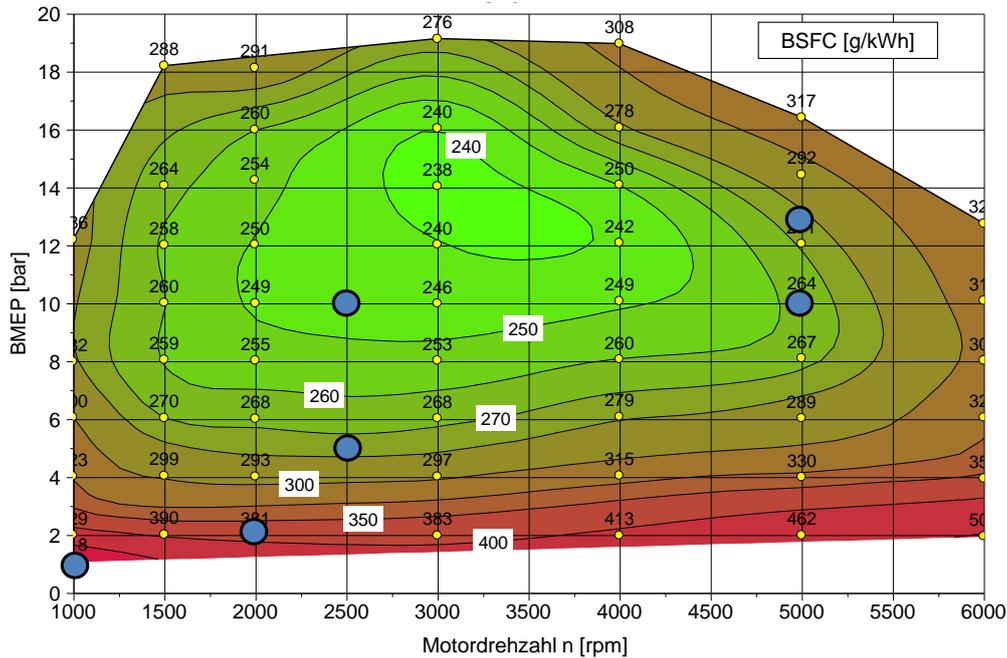


Abbildung 138: Untersuchte Betriebspunkte im BSFC-/BMEP-/Drehzahl-Motorkennfeld

Die in Abbildung 138 dargestellten Konturen und Zahlenwerte beziehen sich auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch, der in der Einheit [g/kWh] angegeben und auch als „Brake Specific Fuel Consumption“ (kurz: BSFC) bezeichnet wird. Definiert wird dieser charakteristische Kennwert des Verbrennungskraftmotors durch folgende Gleichung:

$$BSFC = \frac{\dot{m}_{Fuel} [kg/h] \cdot 1000}{P_{Engine} [kW]} \quad (86)$$

Aufgetragen wurde der spezifische Kraftstoffverbrauch BSFC im dargestellten Verbrauchskennfeld über der vom Verbrennungskraftmotor abgegebenen spezifischen Arbeit (auch als effektiver Mitteldruck oder „Brake Mean Effective Pressure BMEP“ bezeichnet) und der Motordrehzahl. Während die Motordrehzahl am Prüfstand direkt gemessen werden kann, ist der effektive Mitteldruck eine auf das Hubvolumen V_H des Verbrennungskraftmotors bezogene Größe. Unter Verwendung des vom Motor abgegebenen Drehmoments M_D und der Berücksichtigung der Tatsache, dass die Arbeit eines Verbrennungsmotors über jeweils 2 Umdrehungen abgegeben wird, lässt sich BMEP wie folgt berechnen:

$$BMEP = \frac{M_D [Nm] \cdot 4\pi}{V_H [m^3]} \quad (87)$$

9.3 Ergebnisse und Auswertung der Messungen

Während der Versuchsmotor an den bereits präsentierten, sechs signifikanten Betriebspunkten des Verbrennungskraftmotors unter Verwendung der Prototypeneinspritzpumpe problemlos betrieben werden konnte, wurden im Zuge der durchgeführten Messreihen vor allem Druckpulsationsmessungen durchgeführt, deren Ergebnisse mit denen der Originalkonfiguration sowie der gedrosselten Serienpumpe verglichen werden konnten. Darüber hinaus wurden auch die für den Verbrennungskraftmotor charakteristischen Größen wie zum Beispiel der Kraftstoffverbrauch sowie die vom Motor abgegebene Leistung aufgezeichnet. Diese Größen wurden vor allem dazu verwendet, um den spezifischen Kraftstoffverbrauch BSFC zu errechnen und somit die unterschiedlichen Pumpenvarianten miteinander vergleichen zu können. Die Ergebnisse dieser Messungen werden in den folgenden Unterkapiteln präsentiert.

9.3.1 Messung von Druckpulsationen

Die Raildruck-Pulsationsmessungen an allen untersuchten Betriebspunkten des Verbrennungskraftmotors werden im Folgenden exemplarisch anhand der folgenden zwei Betriebspunkte präsentiert.

- Betriebspunkt 1: Motordrehzahl $n = 2500$ rpm / BMEP = 5 bar
- Betriebspunkt 2: Motordrehzahl $n = 5000$ rpm / BMEP = 10 bar

Ein Vergleich der unter Verwendung der Originaleinspritzpumpe, der gedrosselten Originaleinspritzpumpe sowie der Prototypenpumpe aufgezeichneten Druckpulsationen im Betriebspunkt 1 ist in Abbildung 139 dargestellt. Der gemessene Raildruck wurde dabei jeweils als Funktion des Kurbelwinkels aufgetragen.

Es zeigt sich, dass in der Originalkonfiguration des Verbrennungskraftmotors (siehe gepunktete Markierungslinie) nur sehr geringe Druckpulsationen im Rail detektiert werden können. In der Originalkonfiguration des Versuchsmotors wird für diesen Betriebspunkt vom Motorsteuergerät ein Raildruck von 90 bar vorgegeben.

Im Falle der gedrosselten Serienpumpe (siehe gestrichelte Markierungslinie) steigt die Amplitude der aufgezeichneten Druckschwingungen auf das Dreifache an. Der Amplitudenanstieg kann dadurch erklärt werden, dass die interne Mengenregelung der Originaleinspritzpumpe (siehe Kapitel 2.1) für diesen Zweck deaktiviert wurde und die Druckregelung über das bereits erläuterte Bypassventil erfolgt. Die Originaleinspritzpumpe fördert in diesem Fall eine weit größere Kraftstoffmenge als vom Verbrennungskraftmotor benötigt wird. Die überschüssige Kraftstoffmenge wird über die Rückführleitung abgeregelt. Die gedrosselte Einspritzpumpe arbeitet somit als klassische Hubkolbenpumpe, was in der Folge zu entsprechend großen Druckpulsationen führt.

Der mit einer durchgezogenen Markierungslinie dargestellte Druckverlauf bezieht sich schließlich auf die Prototypenpumpe. Zum einen kann festgestellt werden, dass die Größenordnung der detektierten Druckamplituden im Bereich der gedrosselten Serienpumpe liegen. Zum anderen wird deutlich, dass die dargestellte Druckschwingung im Wesentlichen von zwei unterschiedlichen Frequenzen dominiert wird. Die FFT-Analyse des Druckverlaufs (siehe Abbildung 140) zeigt die stärksten Druckamplituden bei einer Frequenz von $f = 9.54$ Hz sowie bei einer Frequenz von $f = 55.4$ Hz. Da die Prototypenpumpe in diesem Betriebspunkt des Verbrennungskraftmotors mit einer Drehzahl von $n = 572.5$ rpm betrieben wurde, bezieht sich die kleinere der beiden Frequenzen auf die Drehfrequenz der Pumpe. Wie bereits in Kapitel 8.6 gezeigt,

lässt die Frequenzkomponente $f = 55.4 \text{ Hz}$ auf das Auftreten eines Stick-Slip-Effekts schließen. Bei einer Frequenz von $f = 83.6 \text{ Hz}$ wird schließlich auch die Zündfrequenz des Verbrennungskraftmotors detektiert. Die markanten Ausreißer in den Druckverläufen werden durch Störsignale der nahe dem Raildrucksensor positionierten, elektronischen Aggregate verursacht.

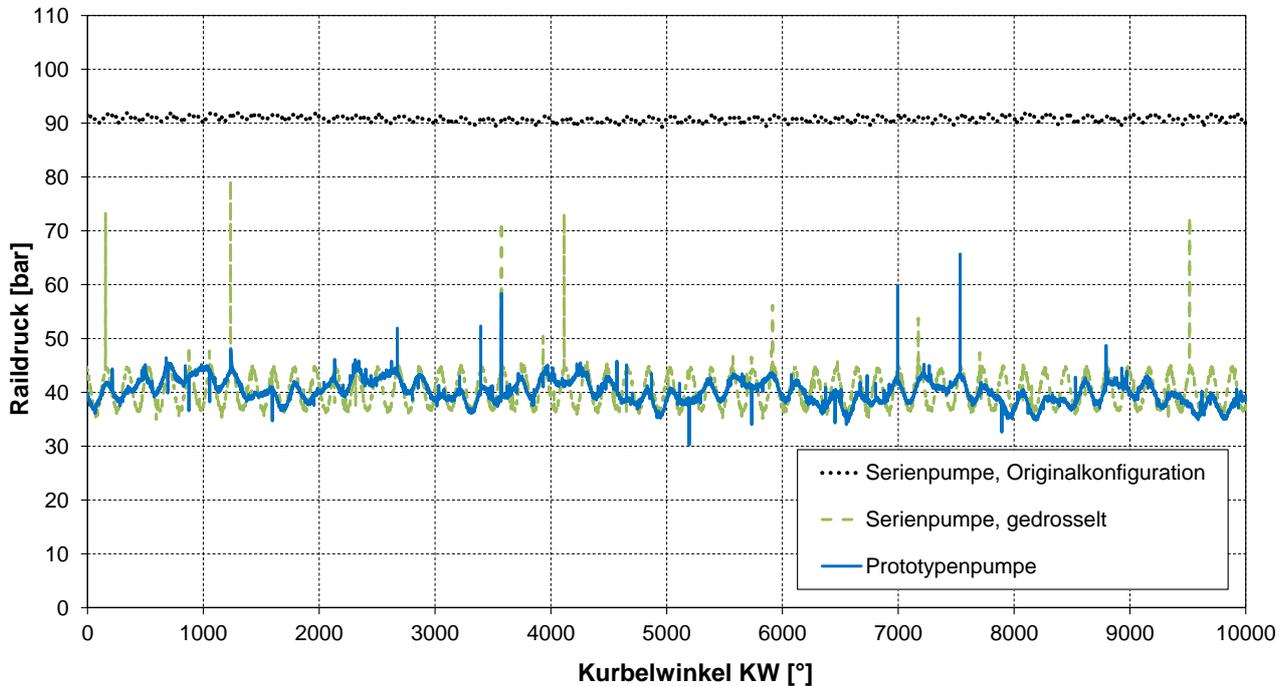


Abbildung 139: Vergleich von Raildruck-Pulsationen bei $n = 2500 \text{ rpm}$ und $\text{BMEP} = 5 \text{ bar}$

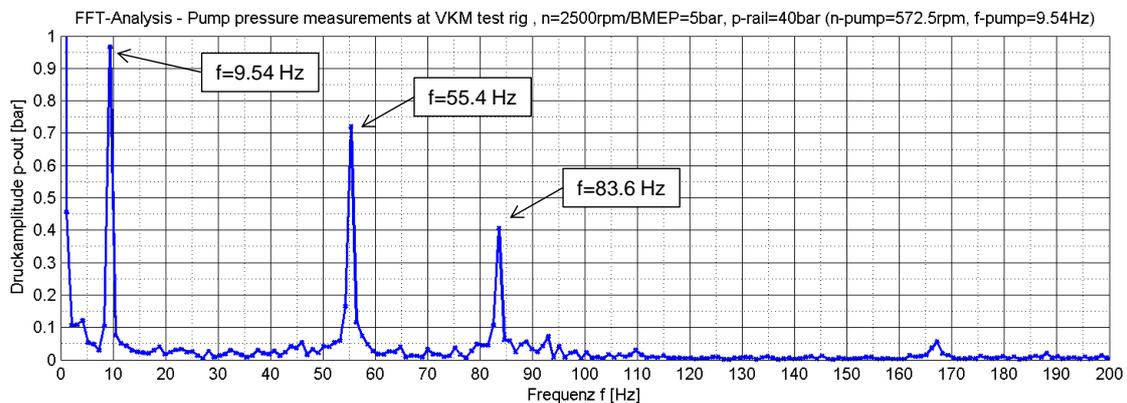


Abbildung 140: FFT-Analyse des Raildruckverlaufs bei $n = 2500 \text{ rpm}$ und $\text{BMEP} = 5 \text{ bar}$ unter Verwendung der Prototypeneinspritzpumpe

Ähnliche Erkenntnisse können aus der Analyse der Raildruckpulsationen im Betriebspunkt 2 gewonnen werden (siehe Abbildung 141). Im Unterschied zum Betriebspunkt 1 werden hier jedoch wesentlich stärkere Druckpulsationen bei Verwendung der Originalkonfiguration und wesentlich geringere Druckpulsationen bei Verwendung der gedrosselten Serienpumpe gemessen, weil der absolute Kraftstoffverbrauch in diesem Betriebspunkt höher ist als im Betriebspunkt 1 und die gedrosselte Serienpumpe, deren Fördermenge für den Betriebspunkt 1 viel zu groß war, nun wesentlich besser geeignet ist.

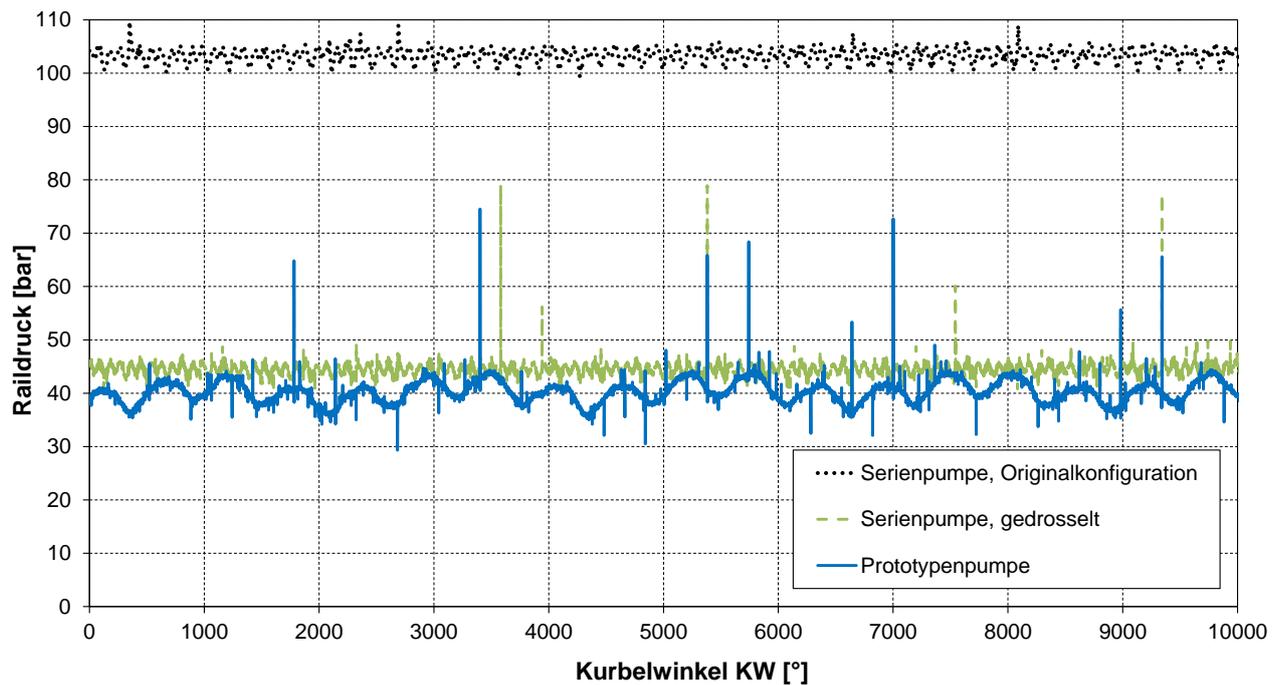


Abbildung 141: Vergleich von Raildruck-Pulsationen bei $n = 5000$ rpm und BMEP = 10 bar

Die in Abbildung 138 markierten Referenzbetriebspunkte des Verbrennungskraftmotors wurden jedoch nicht nur bei einem Raildruck von $p = 40$ bar sondern zudem auch bei $p = 30$ bar sowie bei $p = 50$ bar untersucht. Ein exemplarischer Vergleich der dabei gemessenen Raildruck-Pulsationen für den Betriebspunkt 1 wird in Abbildung 142 dargestellt. Es zeigt sich, dass die Größenordnung der Druckamplituden der Prototypenpumpe (dick markierte Linien) für die drei unterschiedlichen Raildruckwerte im Bereich der gedrosselten Serienpumpe (dünn markierte Linien) liegt. Des Weiteren werden die bereits in Abbildung 140 gezeigten nieder- und hochfrequenten Anteile der Druckpulsation der Prototypenpumpe bei allen drei untersuchten Raildruckwerten gemessen.

Die präsentierten Messergebnisse belegen, dass die Prototypeneinspritzpumpe zum einen problemlos für den Betrieb des Versuchsmotors eingesetzt werden konnte und zum anderen Druckpulsationen hervorruft, welche im Bereich der gedrosselten Serienpumpe liegen. Durch weitere Optimierungen des Pumpendesigns könnten sich die detektierten Pulsationen weiter reduzieren lassen, was die Kombination von Zahnradpumpe und Bypassregelung zu einer durchaus geeigneten Antriebsmöglichkeit des Verbrennungskraftmotors macht.

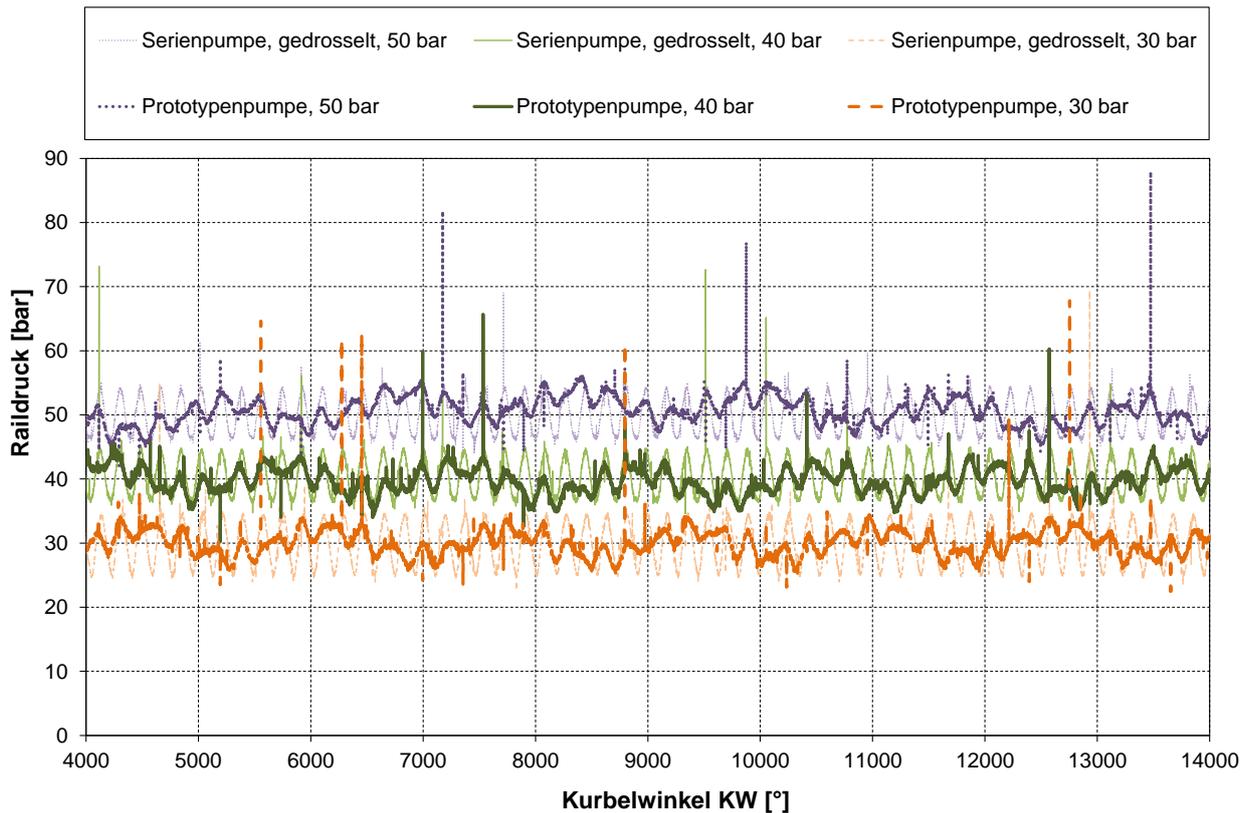


Abbildung 142: Vergleich von Raildruck-Pulsationen bei $n = 2500$ rpm und $BMEP = 5$ bar

9.3.2 Evaluierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs

Der spezifische Kraftstoffverbrauch BSFC ermöglicht nicht nur einen direkten Vergleich unterschiedlicher Verbrennungskraftmotoren. Im Falle der Originalkonfiguration des Einspritzsystems ist auch die Antriebsleistung der Einspritzpumpe im spezifischen Kraftstoffverbrauch enthalten. Dadurch lässt sich auf Basis des spezifischen Kraftstoffverbrauches indirekt auch die Effizienz der drei am Motorprüfstand untersuchten Einspritzpumpenvarianten vergleichen.

Aufgrund der Tatsache, dass die Originaleinspritzpumpe von der Nockenwelle angetrieben wird und die für die Einspritzung erforderliche Energie daher vom Verbrennungskraftmotor bereit gestellt werden muss, wird klar, dass der Motorbetrieb in Originalkonfiguration zu einem höheren Kraftstoffverbrauch führt, als im Falle des Betriebs mit der Prototypeneinspritzpumpe. Um dennoch einen direkten Vergleich des spezifischen Kraftstoffverbrauches BSFC zu ermöglichen, muss dieser um die Antriebsleistung der Prototypeneinspritzpumpe korrigiert werden. Der korrigierte spezifische Kraftstoffverbrauch errechnet sich demnach wie folgt:

$$BSFC_{\text{korrigiert}} = \frac{\dot{m}_{\text{Fuel}} [\text{kg} / \text{h}] \cdot 1000}{(P_{\text{Engine}} - M_{\text{Pump}} \cdot \omega_{\text{Pump}}) [\text{kW}]} \quad (88)$$

Dieser Gleichung entsprechend steigt der spezifische Kraftstoffverbrauch, je höher die erforderliche Antriebsleistung der Einspritzpumpe ist. Andererseits gilt für die Originaleinspritzpumpe, dass diese bei

geringer Effizienz zu einem erhöhten Leistungsbedarf und somit zu einer geringeren Kraftstoffeffizienz des Verbrennungskraftmotors führt.

Die folgenden Abbildungen zeigen nun den direkten Vergleich von BSFC-Daten, welche an vier unterschiedlichen Betriebspunkten des Verbrennungskraftmotors ausgewertet wurden. Jedes der Diagramme enthält dabei den spezifischen Kraftstoffverbrauch der Originalkonfiguration (Einspritzdrücke zwischen 80 und 100 bar), der Konfiguration mit gedrosselter Serienpumpe (Einspritzdruck 40 bar) sowie der Konfiguration mit der im Zuge dieser Dissertation entwickelten Prototypenpumpe (Einspritzdruck 40 bar) ohne und mit Korrektur des BSFC-Werts.

Der Vergleich zeigt, dass der für die Prototypeneinspritzpumpe korrigierte spezifische Kraftstoffverbrauch unabhängig vom untersuchten Betriebspunkt des Verbrennungskraftmotors in der Größenordnung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs der Konfiguration mit gedrosselter Serienpumpe liegt. Für die Betriebspunkte $n = 2500 \text{ rpm} / \text{BMEP} = 5 \text{ bar}$ sowie $n = 2500 \text{ rpm} / \text{BMEP} = 10 \text{ bar}$ konnte der Verbrauch unter Verwendung der Prototypeneinspritzpumpe sogar um 1.4 bzw. 2.2 Prozentpunkte reduziert werden. Lediglich beim Überlastbetriebspunkt $n = 5000 \text{ rpm} / \text{BMEP} = 10 \text{ bar}$ verzeichnet die Konfiguration mit Prototypeneinspritzpumpe einen um 1.1 Prozentpunkte höheren Verbrauch als jene mit der gedrosselten Originalpumpe.

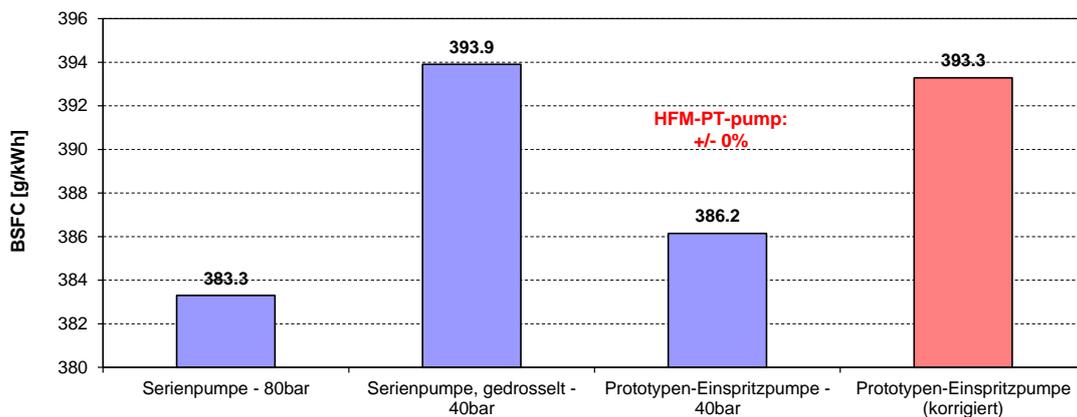


Abbildung 143: Vergleich von BSFC-Daten bei $n = 2000 \text{ rpm}$ und $\text{BMEP} = 2 \text{ bar}$

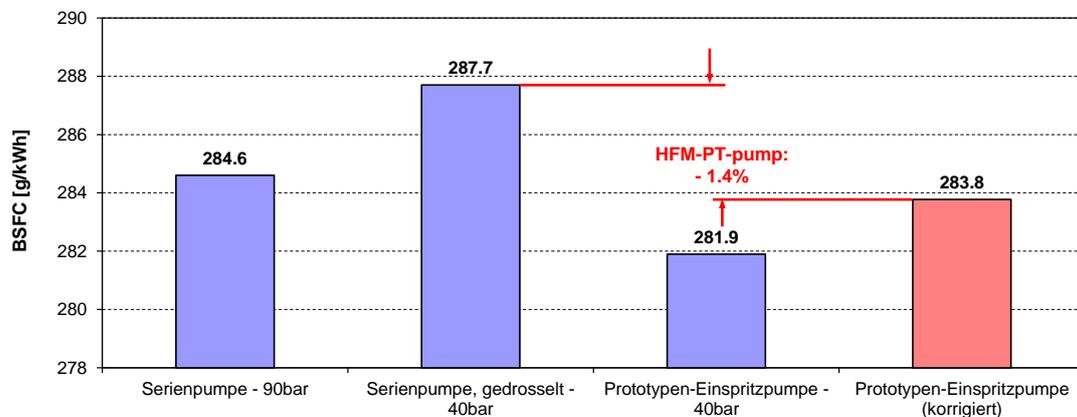


Abbildung 144: Vergleich von BSFC-Daten bei $n = 2500 \text{ rpm}$ und $\text{BMEP} = 5 \text{ bar}$

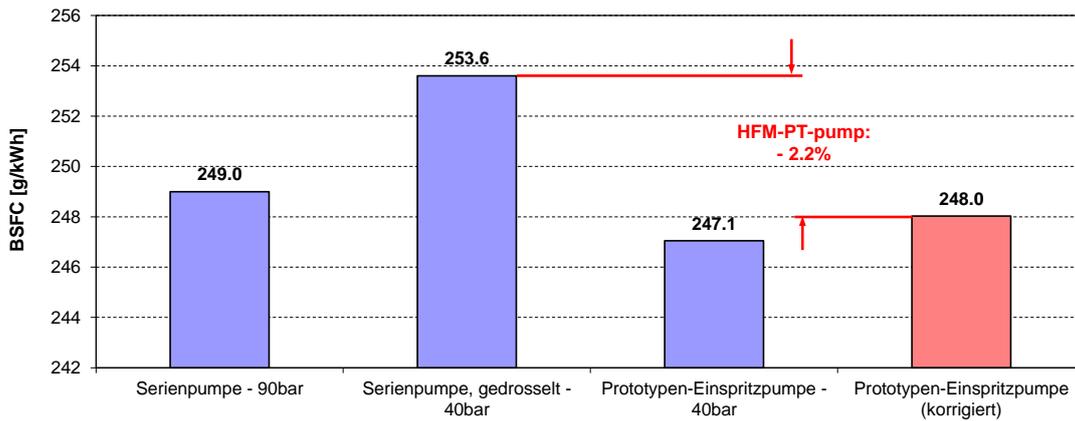


Abbildung 145: Vergleich von BSFC-Daten bei $n = 2500$ rpm und $BMEP = 10$ bar

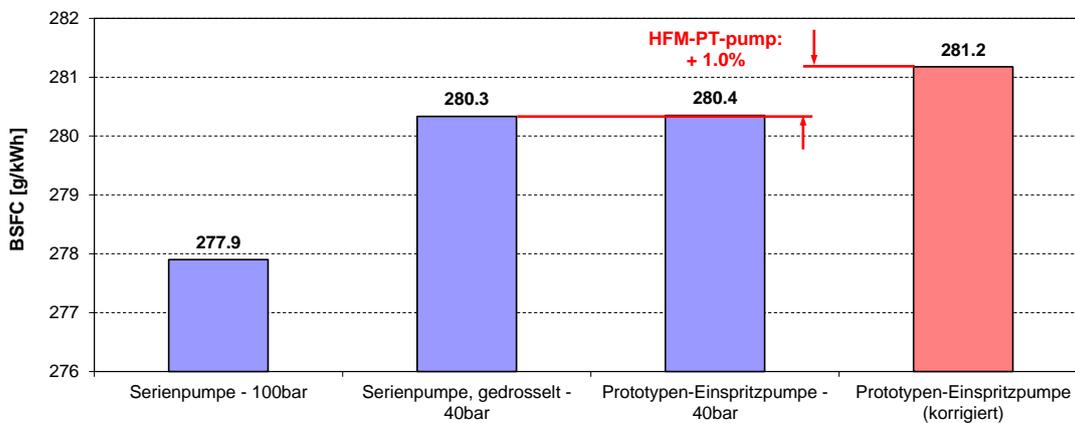


Abbildung 146: Vergleich von BSFC-Daten bei $n = 5000$ rpm und $BMEP = 10$ bar

Indirekt lässt sich aus der präsentierten Auswertung von BSFC-Werten ablesen, dass die Effizienz der Prototypeneinspritzpumpe in der Größenordnung der Effizienz der gedrosselten Originalpumpe liegt. Es ist jedoch anzumerken, dass in der Effizienzbewertung der Prototypenpumpe auch die durch die externe Lagerung des treibenden Magnets bzw. die durch die Magnetkupplung verursachten Verluste beinhaltet sind. Darüber hinaus ließe sich der Wirkungsgrad der Prototypeneinspritzpumpe durch weitere Designoptimierungen und eine optimierte Werkstoffauswahl auf jeden Fall noch weiter verbessern.

10. Ausblick

Obwohl im Zuge der experimentellen Untersuchungen am institutseigenen Hochdruck-Benzinprüfstand sowie auch am Motorprüfstand des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik gezeigt werden konnte, dass sich mit dem entwickelten Zahnradpumpenkonzept vielversprechende Ergebnisse erreichen lassen, ist für die Prototypenpumpe durchaus noch Optimierungspotential vorhanden. Die vielfältigen Möglichkeiten, die Funktion der Pumpe sowie auch deren Wirkungsgrad noch weiter zu verbessern, werden in den folgenden Unterkapiteln zusammengefasst.

10.1 Designoptimierung des entwickelten Pumpenkonzepts

Die auf Basis experimenteller Untersuchungen am Prüfstand durchgeführte Optimierung des Pumpendesigns zeigte, dass je nach Gestaltung des flexiblen Dichtungselements entweder die volumetrischen Verluste oder aber die Dichtungselement-internen Reibungsverluste minimiert werden können. Unabhängig von der untersuchten Designversion lag der eigentliche Pumpenwirkungsgrad dabei in der Größenordnung von 50 %. Um die volumetrischen Verluste bei gleichzeitig ausreichender Schmierung und minimalem Verschleiß weiter reduzieren zu können, bedarf es der Kenntnis der realen Druckverteilung in den Spaltregionen zwischen den rotierenden Zahnradern und dem flexiblen Dichtungselement. So ist zu erwarten, dass Druckkompensationselemente, wie z.B. das vorgeschlagene flexible Dichtungselement, anforderungsgerecht ausgelegt werden können. Die Voraussetzung dafür ist jedoch der Einsatz einer verlässlichen drei-dimensionalen Strömungssimulation der Zahnradpumpe, welche in der Lage ist, die Förderkennlinien mit ausreichender Genauigkeit zu reproduzieren. Wie bereits in Kapitel 6.3.2 gezeigt, wurde dies am Beispiel der Immersed-Solid-Methode ansatzweise bereits im Zuge der vorliegenden Dissertation durchgeführt. Die Berechnungsergebnisse sowie die daraus abgeleiteten Erkenntnisse machen allerdings auch deutlich, dass die Untersuchung unterschiedlicher Designs des flexiblen Dichtungselements bei gleichzeitig variabler Spaltweite mit einem enormen Rechenaufwand verbunden ist. Zum einen müssen die Rechengitter entsprechend fein sein, um die minimalen Spalte entsprechend auflösen zu können, zum anderen sind für das Erreichen einer realitätsgetreuen Lösung entsprechend kleine Zeitschritte erforderlich. Eine Reduktion der Rechenzeit wäre allerdings bei Verwendung eines vereinfachten Rechenmodells möglich. Zum Beispiel könnte die Zahnradbreite auf einen Bruchteil der aktuellen Zahnradbreite reduziert werden, um dadurch Gitterelemente im Bereich der Hauptströmung einzusparen. Allerdings müssten in diesem Fall auch wieder experimentelle Untersuchungen mit der modifizierten Pumpengeometrie durchgeführt werden, um die CFD-Berechnungsergebnisse entsprechend validieren zu können. Nichtsdestotrotz bleibt anzumerken, dass eine sinnvolle CFD-Berechnung der vorliegenden Anwendung mit hohen Druckdifferenzen und minimalen Spalten eine verbesserte Solver-Technologie sowie eine höhere Rechenleistung der eingesetzten Hardware erfordert.

10.2 Optimierung von Materialpaarungen

Die geeignete Werkstoffauswahl für die rotierenden Zahnräder, für das flexible Dichtungselement sowie für das Pumpengehäuse, welches die Auflagefläche der Zahnräder darstellt, ist nicht nur hinsichtlich der Reibungsverluste sondern auch hinsichtlich der Lebensdauer der entwickelten Zahnradpumpe von großer Bedeutung.

Im Zuge der experimentellen Untersuchungen der Prototypenpumpe konnte gezeigt werden, dass mit der Auswahl von Aluminium für das Pumpengehäuse sowie modifiziertem PEEK für die Zahnräder und auch das flexible Dichtungselement eine durchaus sinnvolle Materialkombination gefunden werden konnte. Das Material hielt den verhältnismäßig hohen Belastungen stand, führte zu vertretbaren Reibungsverlusten und konnte im Zuge der experimentellen Untersuchungen ohne wesentliche Verschleißerscheinungen eingesetzt werden. Die Verwendung von nichtrostendem austenitischem Chrom-Nickelstahl hingegen führte bereits nach einer Betriebszeit von etwa 4 Stunden zu erheblichem Verschleiß der Zahnräder. Dies zeigt, dass auch hinsichtlich der Auswahl einer geeigneten Materialkombination durchaus noch Optimierungspotential besteht. Vor allem der Einsatz von ingenieurkeramischen Materialien mit entsprechenden Selbstschmierungseffekten, aber auch von unterschiedlichen Kombinationen von PEEK-Basis-Verbundwerkstoffen könnte zu weiteren Verbesserungen der Dichtungselement-internen Reibungsverluste bzw. zu einer Erhöhung der Lebensdauer führen.

10.3 Verschleißuntersuchungen

Ein großer Vorteil des entwickelten Zahnradpumpenkonzepts ist die konstruktionsbedingte Existenz einer Verschleißreserve des flexiblen Dichtungselements sowie der Zahnräder. Der Einsatz des in Kapitel 8.6 diskutierten Edelstahl-Dichtungselements zeigte jedoch, dass die Verschleißreserve durch übermäßigen Abrieb der Pumpenbauteile aber auch verhältnismäßig schnell aufgebraucht werden kann. Um die Tauglichkeit eines längerfristigen Einsatzes des entwickelten Pumpenkonzepts nachweisen zu können, müssten auf einem geeigneten Prüfstand automatisierte Dauerversuche durchgeführt werden.

Ebenfalls von Interesse ist die Auswirkung des Auftretens des Stick-Slip-Effekts auf den Verschleiß der wesentlichen Pumpenbauteile. Es wäre durchaus denkbar, dass die wechselhafte Transition von Haft- auf Gleitreibung den Bauteilverschleiß ebenfalls negativ beeinflusst. Dazu müssten im Zuge von Dauerversuchen Betriebspunkte verglichen werden, die einerseits unbeeinflusst und andererseits beeinflusst vom Stick-Slip-Effekt gehalten werden können.

10.4 Optimierung der Lagerstellen

Der Wellenlagerung der Zahnräder wurde zwar im Zuge der Festigkeitsberechnung der Prototypenpumpe höchste Beachtung geschenkt, sie wurde im Rahmen der experimentell durchgeführten Optimierung der Pumpe jedoch nicht mehr modifiziert. Die für die kleine Pumpenbauweise verhältnismäßig hohe Lagerbelastung von etwa 400 N pro Lagerstelle verdeutlicht allerdings, dass auch die Ausführung der Gleitlager durchaus konstruktiv verbessert werden könnte. Einerseits könnten die Wellendurchmesser vergrößert werden, um die belastungsbedingte Durchbiegung zu minimieren und die Flächenpressung in den Lagerstellen herabzusetzen. Andererseits sollte auch bei der Wellenlagerung ein besonderes Augenmerk auf die geeignete Werkstoffauswahl gelegt werden.

10.5 Untersuchung von Regelungskonzepten

Schlussendlich bleibt noch anzumerken, dass auch die Entwicklung eines geeigneten Regelungskonzeptes der Niederdruck-Einspritzpumpe einen großen Einfluss auf den erfolgreichen Einsatz des entwickelten Pumpenkonzepts hat. Obwohl für das neuartige Einspritzsystem prinzipiell ein drehzahlvariabler Antrieb

angedacht ist, konnte festgestellt werden, dass eine Minimaldrehzahlbegrenzung durchaus sinnvoll wäre. Vor allem in Teillast des Verbrennungsmotors beträgt der Verbrauch nur einen Bruchteil des Maximalverbrauchs. Die Versuchsergebnisse zeigen jedoch, dass der Pumpenwirkungsgrad bei Minimalfördermenge drastisch abnimmt, während die Reibungsverluste im Dichtungselement überproportional stark ansteigen. Für diesen Betriebszustand wird das flexible Dichtungselement zu stark an die rotierenden Zahnräder angepresst, was den Bauteilverschleiß erhöhen und die Haltbarkeit der Pumpe reduzieren wird. Die Aktivierung eines pumpeninternen Bypasses für diese Betriebszustände könnte die Lebensdauer der Pumpe sowie auch die Gesamteffizienz des Einspritzsystems entscheidend verbessern.

11. Zusammenfassung

Die vorliegende Dissertation präsentiert einen multidisziplinären Untersuchungsansatz von Einspritzpumpenkonzepten für Ottomotoren mit Niederdruck-Direkteinspritzung zur Ausstattung von kleinen und sparsamen Personenkraftwagen der Zukunft.

Ziel der Arbeit war es, eine Pumpentechnologie zu finden, die bei minimaler Baugröße Einspritzdrücke in der Größenordnung von 30-50 bar erreicht. Darüber hinaus soll das neue Konzept ohne eine in konventionellen Einspritzsystemen verwendete Vorförderpumpe auskommen, was eine ausgezeichnete Saugfähigkeit erfordert.

Auf Basis dieser Anforderungen wurde eingangs eine vollständig objektiv gestaltete Evaluierung geeigneter Pumpentypen auf Basis theoretischer Grundlagen und/oder Anhalten aus Theorie oder Experiment durchgeführt. Der Evaluierungsprozess zeigte, dass das Prinzip der Zahnradpumpe das mit Abstand größte Potential besitzt, die umfangreichen Anforderungen zu erfüllen. Aufgrund der verhältnismäßig einfachen konstruktiven Integrationsmöglichkeit von dichtspaltreduzierenden Druckkompensationselementen wurde das Prinzip der außenverzahnten Zahnradpumpe als näher zu untersuchende Pumpentechnologie ausgewählt.

Um nachzuweisen, dass das ausgewählte Pumpenkonzept zur Erfüllung der Anforderungen eingesetzt werden kann, wurde anhand einer Referenzpumpe eine experimentell basierte Machbarkeitsstudie durchgeführt. Die experimentell erarbeiteten Ergebnisse zeigten, dass sich durch Verwendung eines konstruktiv einfach aufgebauten Druckkompensationskonzeptes nahezu vertikale Förderkennlinien erreichen lassen und dass das zu erwartende Saugvermögen den Ansprüchen genügt.

Die im Zuge der Machbarkeitsstudie gewonnenen Erkenntnisse dienten schließlich als Basis für die Auslegung und Konstruktion einer Prototypenpumpe. Zur Vorausberechnung des Förderverhaltens der Zahnradpumpe wurde ein analytisches 1D-Modell zur Berechnung der pumpeninternen Leakageströme entwickelt. Die damit durchgeführten Berechnungen zeigten, dass eine minimale Stirn- und Kopfspaltweite in der Größenordnung von $s = 0.01$ mm erforderlich ist, um beim geforderten Differenzdruck von $\Delta p = 30 - 50$ bar akzeptable volumetrische Wirkungsgrade von zumindest $\eta_{Vol} = 50$ % zu erreichen. Möglich ist dies aber nur unter Verwendung eines weitgehend kraftkompensierten flexiblen Dichtungselements, welches sich förderdruckabhängig gegen das rotierende Zahnradpaar presst und die effektiv wirksamen Kopf- und Stirnspalte der Pumpe kompensiert.

Zur Auslegung eines solchen Dichtungselements wurde ein analytisches Berechnungsschema zur Bestimmung der Kompensationskräfte entwickelt, welches durch eine 3D-CFD-Berechnung der entwickelten Zahnradpumpe validiert wurde. Somit konnte ein Pumpendesign gefunden werden, welches es in weiterer Folge experimentell zu untersuchen galt.

Auf Basis der Berechnungsergebnisse erfolgte die Konstruktion einer Prototypenpumpe, welche schließlich in der institutseigenen Werkstatt gefertigt werden konnte. Auf einem Hochdruck-Benzinprüfstand, der speziell für die Anforderungen an das Pumpenkonzept entwickelt werden musste, wurde die Pumpe getestet und experimentell optimiert.

Die Ergebnisse der Prototypentests zeigten, dass es durch die Design-Optimierung des vorgeschlagenen flexiblen Dichtungselements gelang, eine Einspritzpumpe zu entwickeln, welche in der Lage ist, sowohl die

Anforderungen an Fördermenge und Einspritzdruck als auch an das Saugvermögen zu erfüllen. Trotz der mit einem Zahnradaußendurchmesser von $d_a = 18$ mm und einer Zahnradhöhe von lediglich $b = 10$ mm minimalen Baugröße der Pumpe wurden dabei Pumpenwirkungsgrade in der Größenordnung von $\eta_{ges} = 50$ % erreicht.

Durch eine abschließend durchgeführte Messkampagne am Motorprüfstand wurde schließlich der Nachweis erbracht, dass das entwickelte Pumpenkonzept tatsächlich in der Lage ist, einen auf niedrigen Einspritzdruck gedrosselten Verbrennungskraftmotor erfolgreich zu betreiben.

Die im Zuge dieser Dissertation erarbeitete, neuartige Methode zur Auslegung einer druckkompensierten Zahnradpumpe zeigt, dass es unter Verwendung vergleichsweise einfacher ingenieurmäßiger Werkzeuge möglich ist, ein kostengünstiges Pumpenkonzept zu entwickeln, welches sowohl durch steile Förderkennlinien und somit hohe volumetrische Wirkungsgrade, als auch durch ein hervorragendes Saugvermögen besticht. In Kombination mit einer experimentell basierten Optimierung des Kompensationselements konnte darüber hinaus nachgewiesen werden, dass das entwickelte Pumpenkonzept in der Lage ist, die zu Beginn definierten Anforderungen zu erfüllen.

Die vorliegende Dissertation leistet somit nicht nur einen wichtigen Beitrag zur Auslegung und Berechnung von Verdrängerpumpen für Extremanforderungen, sondern auch zur Entwicklung alternativer Ottomotorkonzepte für sparsame und günstige Personenkraftwagen der Zukunft.

Wasser aufgeheizt, welches mittels einer Heizungspumpe (9) durch den Kraftstofftank gepumpt wird. Der Vordruck im voll gefüllten Kraftstofftank kann über einen Membrandruckbehälter (10) geregelt werden. Eine benzinbeständige Membran (11) sorgt für die sichere Trennung zwischen Kraftstoff und Umgebung. Für den ersten Versuch bleibt der Membrandruckbehälter „geöffnet“ und wird mit atmosphärischem Druck beaufschlagt. Messgeräte für Druck und Temperatur sorgen schließlich für die Messung der gesuchten Größen.

Sicherheitsbeurteilung des Gesamtsystems:

Für die durchzuführenden Versuche wurde ein Aufbau konzipiert, der einen geschlossenen und hermetisch dichten Kraftstoffkreislauf ermöglicht. Aufgrund der Tatsache, dass eine hermetisch dichte Pumpe verwendet wird, kann im gesamten Kraftstoffkreislauf ausschließlich auf statische Dichtungen zurückgegriffen werden. Auch der im Tank befindliche Kraftstoff wird durch den Einsatz einer benzinbeständigen Membran statisch gegen die Atmosphäre abgedichtet.

Durch all diese Maßnahmen wird sichergestellt, dass der Kraftstoff während des Prüfstandbetriebs niemals mit der Atmosphäre in Verbindung kommt, wodurch die Bildung einer explosionsfähigen Atmosphäre in der Umgebung des Prüfstandes völlig ausgeschlossen wird. Der geschlossene Kreislauf sorgt für eine sichere Abtrennung zwischen Kraftstoffkreislauf und Luft, wodurch auch im Inneren des Prüfstandes keine explosionsfähigen Bedingungen herrschen können.

Sicherheitsbeurteilung der Einzelkomponenten:

Im Folgenden werden alle Einzelkomponenten, die während des Versuchs mit Kraftstoff in Verbindung stehen, hinsichtlich ihrer Sicherheit bewertet.

- Kraftstoffpumpe:
Wie bereits erwähnt wird für diesen Versuch eine hermetisch dichte Pumpe verwendet. Das Drehmoment des Elektromotors wird über eine Magnetkupplung auf die Antriebswelle der Pumpe übertragen, wodurch alle Teile der Pumpe statisch gegenüber der Atmosphäre abgedichtet werden können. Kein Ansaugen von Luft, kein Austreten von Kraftstoff \Rightarrow d.h.: keine Bildung explosionsfähiger Atmosphäre in der Umgebung des Prüfstandes und im Inneren der Leitungen!
- Kraftstoffleitungen:
Die Kraftstoffleitung von und zur Pumpe besteht aus Edelstahlrohren (am Tank angeschlossen), Plexiglasstücken (an der Pumpe angeschlossen) und flexiblen Schlauchleitungen (zwischen Edelstahlrohren und Plexiglasstücken). An allen Anschlussstellen werden statische Dichtungen verwendet, wodurch eine sichere Abdichtung gegenüber der Atmosphäre sichergestellt werden kann. Kein Ansaugen von Luft, kein Austreten von Kraftstoff \Rightarrow d.h.: keine Bildung explosionsfähiger Atmosphäre in der Umgebung des Prüfstandes und im Inneren der Leitungen!
- Kugelschieber:
Der Kugelschieber wird verwendet, um den Gegendruck der Pumpe zu regulieren, und ist wie auch alle anderen Bauteile statisch gegenüber der Atmosphäre abgedichtet. Kein Ansaugen von Luft, kein Austreten von Kraftstoff \Rightarrow d.h.: keine Bildung explosionsfähiger Atmosphäre in der Umgebung des Prüfstandes und im Inneren der Leitungen!

- Kraftstofftank mit Membrandruckbehälter:

Der völlig gefüllte Kraftstofftank besitzt einen Membrandruckbehälter, dessen benzinbeständige Nitril-Membrane eine sichere Abdichtung zwischen Atmosphäre und Kraftstoff ermöglicht. Die mit atmosphärischem Druck beaufschlagte Membrane sorgt auch für konstante Druckverhältnisse im Kraftstofftank. Kein Ansaugen von Luft, kein Austreten von Kraftstoff \Rightarrow d.h.: keine Bildung explosionsfähiger Atmosphäre in der Umgebung des Prüfstandes und im Inneren der Leitungen!

- Wärmetauscher:

Zur Erwärmung des Kraftstoffes wird ein Heißwasser-Wärmetauscher verwendet, der die erforderliche Wärmeenergie sicher an den im Tank befindlichen Kraftstoff abgibt. Kein Ansaugen von Luft, kein Austreten von Kraftstoff \Rightarrow d.h.: keine Bildung explosionsfähiger Atmosphäre in der Umgebung des Prüfstandes und im Inneren der Leitungen!

- Dichtung:

Alle verwendeten statischen Dichtungen sind dauerhaft benzinbeständig und stellen für den Versuch somit keine Gefahr dar. Kein Ansaugen von Luft, kein Austreten von Kraftstoff \Rightarrow d.h.: keine Bildung explosionsfähiger Atmosphäre in der Umgebung des Prüfstandes und im Inneren der Leitungen!

- Durchflussmessgerät:

Zur Fördermengenmessung der Pumpe wird ein Turbinenrad-Durchflussmessgerät verwendet, welches sich hervorragend für diesen Anwendungsfall eignet. Eine Miniatur-Pelton turbine wird durch die Strömung in Drehbewegung versetzt. In den Flügelspitzen des Laufrades eingesetzte Ferritkerne übertragen magnetische Impulse an eine Sensorspule, die sich außerhalb des Messgehäuses befindet. Es erfolgt hier also eine vollständig sichere Trennung zwischen dem Kraftstoffkreislauf und der elektrischen Weiterverarbeitung der Impulse. Kein Ansaugen von Luft, kein Austreten von Kraftstoff \Rightarrow d.h.: keine Bildung explosionsfähiger Atmosphäre in der Umgebung des Prüfstandes und im Inneren der Leitungen!

- Druckmessgeräte:

Zur Messung der Drücke (Druckverlust in der Ansaugleitung, statischer Absolutdruck am Saugstutzen, Differenzdruck über die Pumpe) werden induktive Differenzdruckaufnehmer verwendet. Der Differenzdrucksensor besteht aus zwei Messkammern, die durch eine Edelstahlmembran hermetisch voneinander getrennt sind. Die Auslenkung der Membran ist dann ein Maß für die Größe des Differenzdruckes. Gemäß Herstellerangaben kann dieses Messgerät auch in explosionsfähiger Atmosphäre problemlos verwendet werden. Kein Ansaugen von Luft, kein Austreten von Kraftstoff \Rightarrow d.h.: keine Bildung explosionsfähiger Atmosphäre in der Umgebung des Prüfstandes und im Inneren der Leitungen!

- Temperaturmessgerät:

Die Temperaturmessung erfolgt über ein Thermoelement, das an einem Aluminiumrohrstück an der Saugseite der Pumpe angebracht wird. Somit erfolgt eine sichere Trennung zwischen Kraftstoff und Messgerät. Kein Ansaugen von Luft, kein Austreten von Kraftstoff \Rightarrow d.h.: keine Bildung explosionsfähiger Atmosphäre in der Umgebung des Prüfstandes und im Inneren der Leitungen!

Sicherheitsbeurteilung der Inbetriebnahme des Prüfstandes:

- Phase 1:
Nach Fertigstellung des Prüfstandes erfolgt die Inbetriebnahme mit Wasser. In dieser Phase sollen die Pumpe mit Motor, alle Messgeräte und die Beheizung durch den Sekundärkreislauf aktiviert werden. Zusätzlich wird die Membrane im Ausgleichsgefäß unter Druck gesetzt um auch die Dichtheit der Saugleitung zu überprüfen.
- Phase 2:
Nach Bestehen der Inbetriebnahmephase 1 erfolgt ein weiterer Versuch mit dem Prüfmedium Exxsol. Dieses Medium besitzt (außer dem für diesen Versuch besonders wichtigen Dampfdruck) ähnliche Eigenschaften wie Benzin und eignet sich dadurch sehr gut für die Überprüfung der Dichtheit bei geringerer Viskosität als Wasser. Der Flammpunkt von Exxsol liegt mit 43°C weit über jenem von Benzin, weshalb sich dieses Medium auch aus Sicherheitsgründen sehr gut für die 2. Inbetriebnahmephase eignet.
- Phase 3:
Nachdem aufgrund der 2 vorhergehenden Inbetriebnahmephasen die völlige Dichtheit des Prüfstandes nachgewiesen wurde und somit keine Gefahr bei der Durchführung von weiteren Versuchen besteht, kann in der dritten Phase nun Benzin als Versuchsmedium verwendet werden.

Zusätzliche Sicherheitshinweise:

- Beim Befüllen und Entleeren der Anlage mit Exxsol und vor allem mit Benzin kommt es zur Bildung von Dämpfen. In diesem Betriebszustand des Prüfstandes ist die elektrische Anlage abzuschalten.
- Nach dem problemlosen Durchlaufen der ersten beiden Inbetriebnahmephasen ist die Dichtheit des Prüfstandes sichergestellt. Sollten im Laufe der Zeit unvorhergesehene Leckagen auftreten, so muss eine sofortige Abschaltung aller am Prüfstand angeschlossenen elektrischen Anlagenteile erfolgen. Zu diesem Zwecke wird ein „Not-Aus-Schalter“ installiert.
- Alle Labormitarbeiter werden über den Versuch und die getroffenen Sicherheitsmaßnahmen informiert.
- Zur allgemeinen Sicherheit steht direkt neben dem Prüfstand ein Feuerlöscher bereit

Aufgrund der oben durchgeführten Sicherheitsbeurteilung besteht nach positivem Bestehen der 2 ersten Inbetriebnahmephasen keinerlei Gefahr bei der Durchführung des Versuchs.

Dies bestätigen:

Jürgen Schiffer
(Versuchsverantwortlicher)

Helmut Jaberg
(Institutsvorstand)

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Aufbau des Common-Rail-Systems für die Benzin-Direkteinspritzung [1].....	3
Abbildung 2: Raildruckverlauf über ein Arbeitsspiel eines Mercedes 3.5 L V6 mit einer Bosch HDP Einspritzpumpe [3] ...	5
Abbildung 3: Aufbau und Fördervorgänge der Hochdruck-Kraftstoffpumpe eines VW 1.4 TSI [7]	6
Abbildung 4: Trends in der Entwicklung von Einspritzkonzepten und -drücken für Ottomotoren [11]	8
Abbildung 5: Dampfdruckverlauf von gängigem Sommer- und Wintertreibstoff [13]	9
Abbildung 6: Charakteristische Abmaße für die Einspritzanlage.....	10
Abbildung 7: Symbolische Skizze des Einspritzsystems	10
Abbildung 8: Umgebungsdruck- und -temperatur-Kombinationen für ausgewählte Höhenlagen [14]	12
Abbildung 9: Optimalbereiche von Fluidenergiemaschinen nach Grabow [15]	15
Abbildung 10: Übersicht über die Einsatzbereiche und Einsatzgrenzen von Referenzpumpen	20
Abbildung 11: Erreichbare Pumpenwirkungsgrade bei einem Förderfluid mit $\mu < 100$ mPas [19].....	23
Abbildung 12: Druckseitige Druckpulsationen einer Drehkolbenpumpe mit unterschiedlichen Kolbenvarianten (Drehzahl $n = 600$ U/min, Differenzdruck $\Delta p = 3.5$ bar)	27
Abbildung 13: Saugseitige Druckpulsationen einer Drehkolbenpumpe mit unterschiedlichen Kolbenvarianten (Drehzahl $n = 600$ U/min, Differenzdruck $\Delta p = 3.5$ bar)	27
Abbildung 14: Untersuchte Kolbenvarianten der Drehkolbenpumpe [58].....	27
Abbildung 15: Selbstansaugvermögen einer Zahnradpumpe [18].....	29
Abbildung 16: Pumpentypen-Evaluierungsmatrix.....	32
Abbildung 17: Schematische Zeichnung des Prüfstandsaufbaus.....	35
Abbildung 18: Saugkennlinie einer Verdrängerpumpe [18]	36
Abbildung 19: Einlaufspuren am Pumpengehäuse der GC-M25.....	38
Abbildung 20: Förderkennlinien der Pumpe GC-M-25 mit Einlaufverhalten, $T = 18$ °C.....	39
Abbildung 21: Vergleich der experimentell ermittelten und anwendungsbedingt gegebenen Grenzen des Saugvermögens der Referenzpumpe	41
Abbildung 22: Saugkennlinien der GC-M25 bei $T = 30$ °C und unterschiedlichen Betriebspunkten.....	42
Abbildung 23: Saugkennlinien der GC-M25 bei $T = 43$ °C und unterschiedlichen Betriebspunkten.....	42
Abbildung 24: Saugkennlinien der GC-M25 bei $T = 48$ °C und unterschiedlichen Betriebspunkten.....	42
Abbildung 25: Leckagepfade in einer außenverzahnten Zahnradpumpe [31]	45
Abbildung 26: Positionierung der Quetschnut einer außenverzahnten Zahnradpumpe [32]	46
Abbildung 27: Saug- und Quetschnuten.....	46
Abbildung 28: Radiale Druckverteilung und Kräfte am Zahnradpaar [33].....	52
Abbildung 29: Skizze der Kräftebilanzen in der Zahnradpumpe.....	52
Abbildung 30: Prinzip der axialen Spaltkompensation [33].....	53
Abbildung 31: Zahnradpaar der GC-M25	56
Abbildung 32: Zahnradpaar mit aufgesetztem Saugschuh.....	56
Abbildung 33: Einzelteile der GC-M25	56
Abbildung 34: Flexibles Dichtungselement V1.4 mit Zahnradpaar	57
Abbildung 35: Flexibles Dichtungselement V1.4 als Einzelbauteil	57
Abbildung 36: Druckzonen in den Stirnspalten des flexiblen Dichtungselements	59
Abbildung 37: Integrale Berechnung von A_{Ax2}	59
Abbildung 38: Druckverteilungen zur Berechnung der radialen Kompensationskräfte.....	60
Abbildung 39: Skizze zur integralen Berechnung der radialen Kompensationsfläche A_{Rad-x}	60

Abbildung 40: Definition der einzelnen Kontrollvolumina [47].....	63
Abbildung 41: Kommunikation der einzelnen Kontroll- volumina innerhalb der Pumpe [25]	63
Abbildung 42: Fluid- und Solid-Regionen einer FD-Methode [47]	67
Abbildung 43: Geschwindigkeitsverteilung im Kopfspalt einer Zahnradpumpe	69
Abbildung 44: In die Ebene abgewickelter Kopfspalt einer Zahnradpumpe	69
Abbildung 45: Schnittdarstellungen einer außenverzahnten Zahnradpumpe	70
Abbildung 46: Vergleich der analytisch berechneten und der vom Hersteller angegebenen Förderkennlinien der Zahnradpumpe MICROPUMP GJN23	75
Abbildung 47: Förderkennlinien bei variabler Drehzahl und Spaltweite	76
Abbildung 48: Vol. Wirkungsgrad bei $\Delta p = 50$ bar als Funktion von Spaltweite und Betriebspunkt.....	76
Abbildung 49: Aufspaltung der Gesamtpaltverluste der Zahnradpumpe in Kopf- und Stirnspaltleckage bei $\Delta p = 50$ bar und $n = 1200$ rpm.....	77
Abbildung 50: Förder- und Wirkungsgradkennlinien als Ergebnis der experimentellen Untersuchung einer Drehkolbenpumpe.....	79
Abbildung 51: Drehkolbenpumpenprüfstand	79
Abbildung 52: CFD-Rechennetz der untersuchten Drehkolbenpumpe.....	81
Abbildung 53: 3D-CAD-Modell der Drehkolbenpumpe	81
Abbildung 54: Bereichseinteilung turbulenter Strömungsgrenzschichten und y^+ -Anforderungen unterschiedlicher Modelle zur Grenzschichtberechnung [65].....	82
Abbildung 55: Beeinflussung der Kennlinien durch Variation der Netzgröße	86
Abbildung 56: Interpretation der Solid-Kontur mittels Immersed-Solid-Methode	86
Abbildung 57: Beeinflussung der Kennlinien durch Variation der Kopfspaltweite.....	87
Abbildung 58: Beeinflussung der Kennlinien durch Variation der Zeitschritt-Größe	87
Abbildung 59: Einfluss der Winkelauflösung auf Courant-Zahl und Rechenzeit [58].....	88
Abbildung 60: Förderkennlinien des optimierten CFD-Modells	89
Abbildung 61: Wirkungsgrad-Kennlinien des optimierten CFD-Modells	89
Abbildung 62: Vergleich von gemessenen und berechneten Druckpulsationen am Ein- und Austritt	91
Abbildung 63: FFT-Analyse des Verlaufs des Zentrumspalts.....	91
Abbildung 64: Druck- und Geschwindigkeitskonturen in einem Mittelschnitt der Drehkolbenpumpe	92
Abbildung 65: FFT-Analyse der Druckpulsationen am Ein- und Austritt (a – Messung, b – CFD).....	93
Abbildung 66: Vergleich von gemessenen und reproduzierten Druckpulsationen am Ein- und Austritt	94
Abbildung 67: Vergleich der unter Verwendung von Randbedingungsoption 2 berechneten CFD-Ergebnisse mit den Messergebnissen	95
Abbildung 68: Rechennetz des optimierten CFD-Modells der simulierten Zahnradpumpe	99
Abbildung 69: In ANSYS-CFX-Pre V14.0 zusammengesetztes CFD-Modell	100
Abbildung 70: Detailansicht des CFD-Modells im Bereich des Zahneingriffs	100
Abbildung 71: Vergleich der Förderkennlinien aus den Berechnungen mit dem CFD-Modell sowie dem analytischen eindimensionalen Modell.....	101
Abbildung 72: Visualisierung der Leckageströme im Bereich des Zahneingriffs	102
Abbildung 73: Druck- und Kompensations-kraftpulsationen aus CFD-Berechnung	102
Abbildung 74: Druckverteilung im Stirnspalt der Zahnradpumpe bei $\Delta p = 16$ bar und $Q = 6$ ml/s	103
Abbildung 75: Geschwindigkeitskonturen und Vektoren im Mittelschnitt.....	104
Abbildung 76: CFD-Geschwindigkeitskonturen und Vektoren in der Saugkammer der Pumpe	105
Abbildung 77: CFD-Geschwindigkeitskonturen und Vektoren auf der Druckseite der Pumpe	105
Abbildung 78: Stromlinien in der Saugkammer aus der PIV-Messung [71].....	105

Abbildung 79: Stromlinien auf der Druckseite der Pumpe aus der PIV-Messung [71].....	105
Abbildung 80: Schnittdarstellungen der konstruierten Zahnradpumpe	107
Abbildung 81: 3D-Schnitt durch die Prototypenpumpe.....	107
Abbildung 82: Geöffnetes Gehäuse des 3D-CAD-Modells der Prototypenpumpe	108
Abbildung 83: Schnitt durch das 3D-CAD-Modell der Prototypenpumpe	108
Abbildung 84: Einzelbauteile in Explosionsansicht.....	108
Abbildung 85: Dichtungselement und Zahnradpaar	108
Abbildung 86: Zusammenbau mit Magnetkupplung	108
Abbildung 87: Pumpengehäuse mit Lagerbohrungen und Saugöffnung	108
Abbildung 88: Dauer-Biegewechselfestigkeit unterschiedlicher PEEK-Werkstoffe (VICTREX).....	111
Abbildung 89: Prototypenpumpe mit Messanschlüssen, Lagerträger, Drehmoment-messwelle, Kupplungen und Antriebsmotor	113
Abbildung 90: Detailansicht der Prototypenpumpe mit Saugstutzen im Vordergrund	113
Abbildung 91: Hubtisch mit Prototypenpumpe, Antriebseinheit und Messequipment.....	114
Abbildung 92: Wärmetauscher und Kraftstofftank (linke Seite) sowie Messsystem (rechte Seite).....	114
Abbildung 93: Energiebilanz der Prototypenpumpe	115
Abbildung 94: Drehzahlabhängiger Verlauf des Lagerreibungsmoments	115
Abbildung 95: Drehzahlabhängige Wirbelstromverlustleitung der Magnetkupplung.....	115
Abbildung 96: Förderkennlinien der Prototypenpumpe V1.1 bei $T = 22\text{ °C}$	118
Abbildung 97: Mögliche Leckagepfade unter dem Dichtungselement in der Version V1.1	119
Abbildung 98: Förderkennlinien der Prototypenpumpe V1.1, V1.2 und V1.3 bei $T = 25\text{ °C}$	121
Abbildung 99: Dichtungselement Version V1.2 mit eingefrästem Hohlraum	121
Abbildung 100: Mikro-Einriss im dünnen Steg der Dichtungselement Version V1.3	121
Abbildung 101: Dichtungselement Version V1.4 mit verstärktem Steg	122
Abbildung 102: Förderkennlinien der Prototypenpumpe V1.4 bei $T = 27\text{ °C}$	123
Abbildung 103: Wirkungsgradaufspaltung der Prototypenpumpe V1.4 für $\Delta p = 40\text{ bar} = \text{const.}$	125
Abbildung 104: Dichtungselement Version V2.1	126
Abbildung 105: Dichtungselement Version V2.2	126
Abbildung 106: Dichtungselement Version V3.1	126
Abbildung 107: Kennlinienvergleich der Versionen V1.4, V2.1, V2.2 und V3.1 ($n = 1150\text{ rpm}$, $T = 27\text{ °C}$)	126
Abbildung 108: Vergleich der Designversionen V1.4 und V2.1 in Draufsicht	127
Abbildung 109: Pumpenwirkungsgrad („Eta-total ohne Lagerreibung und Magnetkupplung“) der Versionen V2.1, V2.2 und V3.1 bei $\Delta p = 40\text{ bar}$	128
Abbildung 110: „Eta-total ohne Lagerreibung, Magnetkupplung, Leckage, int. Gleitlager-reibung“ von V2.1, V2.2, V3.1 bei $\Delta p = 40\text{ bar}$	128
Abbildung 111: Einzelverlustübersicht der drei Designversionen bei $\Delta p = 40\text{ bar}$ und $Q_{\text{Max}} = 13\text{ ml/s}$	129
Abbildung 112: Saugkennlinien der Designversion V1.4 bei $T = 48\text{ °C}$ und $n = \text{var.}$, $\Delta p = \text{var.}$	130
Abbildung 113: Vergleich der experimentell ermittelten und anwendungsbedingt gegebenen Grenzen des Saugvermögens der Referenz- sowie Prototypenpumpe.....	131
Abbildung 114: Dichtungselement V1.2 mit umfangs- und stirnseitigen Einlaufspuren.....	133
Abbildung 115: Zahnradpaar mit stirnseitigen Einlaufspuren im Dichtungselement V1.3	133
Abbildung 116: Oberflächenkontur-Messgerät	133
Abbildung 117: Einlaufspuren und Kontur-Messstellen im Gehäuse der Prototypenpumpe	133
Abbildung 118: Einlaufspuren und Kontur-Messstellen im Gehäuse der Prototypenpumpe	134
Abbildung 119: Ergebnisse der Profiltiefenmessung am Zahnrad sowie am Pumpengehäuse.....	134

Abbildung 120: Kennfeld der Prototypenpumpe V2.2 bei $T = 27\text{ °C}$	136
Abbildung 121: Druck- und Drehmomentverläufe der in Abbildung 120 markierten Betriebspunkte	136
Abbildung 122: FFT-Analyse des Drucksignals der Versionen V2.2 bei $n = 1450\text{ rpm}$ und $\Delta p = 40\text{ bar}$	137
Abbildung 123: FFT-Analyse des Drucksignals der Versionen V2.2 bei $n = 1000\text{ rpm}$ und $\Delta p = 40\text{ bar}$	137
Abbildung 124: FFT-Analyse des Drehmoments der Version V2.2 bei $n = 1000\text{ rpm}$ und $\Delta p = 40\text{ bar}$	138
Abbildung 125: Schwingungsmodell eines tribotechnischen Systems zur Untersuchung des Stick-Slip-Effekts [72]	139
Abbildung 126: Stick-Slip-Verhalten einer geschmierten Reibpaarung bei unterschiedlichen Betriebspunkten [72]	139
Abbildung 127: Dichtungselement V4.1 mit eingesetztem Zahnradpaar	140
Abbildung 128: Dichtungselement V4.1 mit stirn- und kopfseitigen Einlaufspuren	140
Abbildung 129: Kennfeld der Prototypenpumpe V4.1 bei $T = 27\text{ °C}$	141
Abbildung 130: FFT-Analyse des Drehmoments der Version V4.1 bei $n = 1450\text{ rpm}$ und $\Delta p = 40\text{ bar}$	142
Abbildung 131: FFT-Analyse des Drehmoments der Version V4.1 bei $n = 1000\text{ rpm}$ und $\Delta p = 40\text{ bar}$	142
Abbildung 132: FFT-Analyse des Drehmoments der Version V4.1 bei $n = 700\text{ rpm}$ und $\Delta p = 40\text{ bar}$	142
Abbildung 133: Schematische Zeichnung des Prüfstandsbaus am Verbrennungskraftmotor	144
Abbildung 134: Motorprüfstand mit installierter Prototypenpumpeneinheit	146
Abbildung 135: Prototypenpumpe mit Druck- und Temperatursensoren	146
Abbildung 136: Schematischer Aufbau des Einspritzsystems in Originalkonfiguration	146
Abbildung 137: Schematischer Aufbau des Einspritzsystems mit gedrosselter Originalpumpe	146
Abbildung 138: Untersuchte Betriebspunkte im BSFC-/BMEP-/Drehzahl-Motorkennfeld	147
Abbildung 139: Vergleich von Raildruck-Pulsationen bei $n = 2500\text{ rpm}$ und $\text{BMEP} = 5\text{ bar}$	149
Abbildung 140: FFT-Analyse des Raildruckverlaufs bei $n = 2500\text{ rpm}$ und $\text{BMEP} = 5\text{ bar}$ unter Verwendung der Prototypeneinspritzpumpe	149
Abbildung 141: Vergleich von Raildruck-Pulsationen bei $n = 5000\text{ rpm}$ und $\text{BMEP} = 10\text{ bar}$	150
Abbildung 142: Vergleich von Raildruck-Pulsationen bei $n = 2500\text{ rpm}$ und $\text{BMEP} = 5\text{ bar}$	151
Abbildung 143: Vergleich von BSFC-Daten bei $n = 2000\text{ rpm}$ und $\text{BMEP} = 2\text{ bar}$	152
Abbildung 144: Vergleich von BSFC-Daten bei $n = 2500\text{ rpm}$ und $\text{BMEP} = 5\text{ bar}$	152
Abbildung 145: Vergleich von BSFC-Daten bei $n = 2500\text{ rpm}$ und $\text{BMEP} = 10\text{ bar}$	153
Abbildung 146: Vergleich von BSFC-Daten bei $n = 5000\text{ rpm}$ und $\text{BMEP} = 10\text{ bar}$	153

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Grundlegende technische Anforderungen an die Einspritzpumpe.....	9
Tabelle 2: Physikalische und chemische Eigenschaften von Benzin	10
Tabelle 3: Zusammenfassung der wichtigsten Abmaße für die Einspritzanlage	10
Tabelle 4: Sinnvolle Pumpentypen für $n_q = 0.005 - 0.400$ rpm	15
Tabelle 5: Bewertungsschlüssel für die Pumpentypenbewertung	16
Tabelle 6: Berechnung von Pumpenhauptabmessungen und Bewertung der techn. Realisierbarkeit	18
Tabelle 7: Übersicht von Referenzpumpen	19
Tabelle 8: Fördermengenabfall ΔQ je 1 bar Differenzdruck und Bewertung der Referenzpumpen	24
Tabelle 9: Berechnung des Ungleichförmigkeitsgrades	25
Tabelle 10: Saughöhenangaben der Referenzpumpen aus Kapitel 3.2.2 und Bewertung	28
Tabelle 11: Minimale Saugdrücke für unterschiedliche Märkte und Umgebungstemperaturen	37
Tabelle 12: Rechengrößen für die Berechnung der axialen Kompensationskraft.....	60
Tabelle 13: CFD-Domains und Randbedingungen [60].....	84
Tabelle 14: Netzgrößen der CFD-Domains der Zahnradpumpe.....	98
Tabelle 15: Leckagestromanalyse der Prototypenzahnradpumpe für $n = 850$ rpm und $s = 0.01$ mm	101
Tabelle 16: Vergleich der Kompensationskraftberechnungen	104
Tabelle 17: Werkstoffeigenschaften zweier unterschiedlicher PEEK-Werkstoffe [77]	110
Tabelle 18: Betriebspunkte bei $\Delta p = 40$ bar als Basis der Wirkungsgradaufspaltung.....	124

Referenzen

- [1] Robert Bosch GmbH: *Ottomotor Management – Systeme und Komponenten*, 2., vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage. Braunschweig/Wiesbaden, Vieweg Verlag. 2003.
- [2] Golloch, R.: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren – Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*. Berlin, Heidelberg, Springer Verlag. 2005.
- [3] Van Basshuysen, R.: *Ottomotor mit Direkteinspritzung*. 2., überarbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden, Vieweg+Teubner Verlag. 2008.
- [4] Stumpp, G.; Ricco, M.: *Common Rail – An Attractive Fuel Injection System for Passenger Car DI Diesel Engines*. SAE Technical Paper 960870. 1996.
- [5] Maiorana, G.; Rossi Sebastiano, G.; Ugaglia, C.: *Die Common-Rail-Motoren von Fiat*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 59. 1998.
- [6] Mollenhauer, K.; Tschöke, H.: *Handbuch Dieselmotoren*. 3., neu bearbeitete Auflage. Berlin Heidelberg, Springer Verlag. 2007.
- [7] Yildirim, F.; Gras, J.: *Entwicklung von funktionsoptimierten Elektrokraftstoffpumpen*. TankTech, Fürstfeldbruck, Germany. 2003.
- [8] Volkswagen AG: *Selbststudienprogramm 405: Der 1,4l-90kW-TSI-Motor mit Turboaufladung*. Wolfsburg. Technischer Stand 09.2007.
- [9] Tokuo, K.; Yamada, H.; Usui, S.; Abe, M.; Aritomi, S.: *Development of a high pressure fuel pump for a gasoline direct injection engine*. In: *Proceedings of FISITA 2008 World Automotive Congress*, Munich, Germany. 14. – 19. September, 2008.
- [10] Häntsche, J. P.; Spicher, U.: *Ceramic components for high pressure gasoline fuel injection pumps – Keramische Komponenten für Hochdruck-Benzidirekteinspritzpumpen für Ottokraftstoff*. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 36 (2005), No. 3/4.
- [11] Schmidt, S.; Trattner, A.: *Brennverfahrenskonzepte für eine Niederdruck-Direkteinspritzung bei Ottomotoren*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 07-08, 2011, S. 614-620.
- [12] Schmidt, S.; Trattner, A.: *Investigations on Low Pressure Gasoline Direct Injection for a Standard GDI Combustion System*. SAE Technical Paper, No. 2010-32-0094. 2010.
- [13] Van Basshuysen, R.; Schäfer, F.: *Motorlexikon.de – Kraftstoff Ottomotor – Dampfdruck*. 2008.
- [14] Denso Sales UK Ltd., No.1 Bishop Square, AL 10 9NE Herfordshire, United Kingdom: *Projektbezogene interne Mitteilung*. 2008.
- [15] Grabow, G.: *Optimalbereiche von Fluidenergiemaschinen - Pumpen und Verdichter*. *Forschung im Ingenieurwesen*, 67. 2002, S. 100-106.
- [16] Schlücker, E.: *Industriepumpen im Wettstreit*. *Process* 12/2010, S.40.
- [17] Mutschler, R.: *Untersuchung zur Konzeption einer elektrohydraulischen Energieversorgung für zukünftige Pkw-Bremssysteme*. *Dissertation*, Technische Universität Darmstadt. 1999.
- [18] Vetter, G.: *Rotierende Verdrängerpumpen für die Prozesstechnik*. Vulkan Verlag. 2006.
- [19] Schlücker, E.: *Auswahlkriterien und Wirkungsgrade von Verdrängerpumpen*. *Pumpen und Kompressoren aus Deutschland 2000*. VDMA Fachgem. Pumpen, Kompressoren und Vakuumpumpen (Hrsg.), Nürnberg. Dr. Harnisch Verlagsges. m.b.H. 2000. S. 28-26.

-
- [20] Prager, R.: *Oszillierende Verdrängerpumpen*. Sulzbach, Faragallah Verlag. 1999.
- [21] Schnittger, W.; Bednarek, G.; Pöpperl, M.: *Der neue 2,2-l-ECOTECALuminium-Motor von Opel*. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, 61, 2000, S. 550-561.
- [22] Audi AG: *Selbststudienprogramm 227: 3,3 l-V8-TDI Common Rail Einspritzsystem – Konstruktion und Funktion*. Ingolstadt. Technischer Stand 07/1999.
- [23] Ortman, R.; Würfel, G.; Grzeszik, R.; Raimann, J.; Samenfink, W.; Schlerfer, J.: *Vergleich von Zerstäubungskonzepten für Benzin-Direkteinspritzung*. *Direkteinspritzung im Ottomotor III*. Expert Verlag. 2001.
- [24] VOITH Turbo GmbH & Co KG: *Niederdruck Innenzahnrad-Pumpen: Superlip-System*. *Firmenschrift*. Heidenheim. O. J.
- [25] Mucchi, E.; D'Elia, G.; Dalpiaz, G.: *Simulation of the running in process in external gear pumps and experimental verification*. *Meccanica*, 47, 2012, S. 621-637.
- [26] Frith, R.H.; Scott, W.: *Wear in external gear pumps: A simplified model*. *Wear*, 172, 1994, S. 121-126.
- [27] Heinrichs, K.; Majtenyi, S.: *Zum Saugverhalten von Zahnradpumpen*. *Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Hochschule Otto von Guericke Magdeburg* 24, Heft 4, 1980.
- [28] Künne, B.: *Köhler/Rögnitz – Maschinenteile 2, 10., neu bearbeitete Auflage*. Wiesbaden: Teubner Verlag. 2008.
- [29] Faragallah, W.H; Surek, D.: *Rotierende Verdrängermaschinen*. Sulzbach Verlag und Bildarchiv. 1996.
- [30] Findeisen, D.: *Ölhydraulik – Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik*. 5., neu überarbeitete Auflage. Berlin Heidelberg, Springer Verlag. 2006.
- [31] Bartilla, T.: *Zahnradpumpen in neuen Extrusionsanwendungen*, *Kunststoff*, 82, Heft 2, 1992.
- [32] Will, D.; Gebhardt, N.: *Hydraulik – Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. 5. neu überarbeitete und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg, Springer Verlag. 2011.
- [33] Ivantysyn, J.: *Hydrostatische Pumpen und Motoren – Konstruktion und Berechnung*, 1. Auflage. Würzburg, Vogel Verlag. 1993.
- [34] Casoli, P.; Vacca, A.; Berta, G. L.: *Optimization of relevant design parameters of external gear pumps*. *Proceedings of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power*, Toyama, Japan. September 15-18, 2008.
- [35] *Deutsches Institut für Normung: Modulreihe für Zahnräder – Teil 1: Module für Stirnräder*. DIN 780-1, Mai 1977.
- [36] Wieczorek, S.: *Erfolgreiches Paar – Niedrigste Viskositäten unter extremen Bedingungen fördern*. *Verfahrenstechnik*. Ausgabe 2/2010, S. 24-25.
- [37] Mucchi, E.; Dalpiaz, G.; Rivola, A.: *Dynamic behaviour of gear pumps – effect of variations in operational and design parameters*. *Meccanica*, 46, 2011, S. 1191–1212.
- [38] Koc, E.; Hooke, C.J.: *End lubrication and sealing in gear pumps with fixed end plates*. *Journal of Fluid Control*, 18(3), 1998, S. 52–69.
- [39] Koc, E.: *An investigation into the performance of hydrostatically loaded end-plates in high pressure pumps and motors: movable plate design*. *Wear*, 141, 1991, S. 249-265.

-
- [40] Koc, E.: Analytical and experimental investigation into the sealing and lubrication mechanisms of the gear ends in pumps. *Wear*, 135, 1989, S. 79-94.
- [41] Koc, E.; Hooke, C.J.: An experimental investigation into the design and performance of hydrostatically loaded floating wear plates in gear pumps. *Wear*, 209, 1997, S. 184-192.
- [42] Hooke, C.J.; Koc, E.: End Plate Balance in Gear Pumps. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*. 198, 1984, S. 55-60.
- [43] Martin, T.B.; Pieters, F.A.: Gear pump with suction shoe at gear mesh point. *Patentschrift US 4 127 365*, 28.11.1978.
- [44] Martin, T.B.; Pieters, F.A.: Three gear pump with module construction. *Patentschrift US 4 165 206*, 21.08.1979.
- [45] Pieters, F.A.: Grooved gear pump. *Patentschrift US 4 493 625*, 15.01.1985.
- [46] Magnusson, J.: Numerical analysis of the lubricant gap in external gear pumps considering micro level surface features. *Master's Thesis. Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden. 2011.*
- [47] Casoli, P.; Vacca, A., Franzoni, G.: A numerical model for the simulation of external gear pumps. *Proceedings of the 6th JFPS International Symposium on Fluid Power*. Tsukuba, Japan. 2005.
- [48] Manring, N. D.; Kasaragadda, S.: The Theoretical Flow Ripple of an External Gear Pump. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. *Transaction of the ASME*, 125, 2003, S. 396-404.
- [49] Schweiger, W.: Ein Multidisziplinärer Modellierungsansatz zur Auslegung und Analyse von Zahnringpumpen am Beispiel von Anwendungen am automotiven Antriebsstrang. *Dissertation, Technische Universität Graz. 2012.*
- [50] Riemsdagh, K., Vierendeels, J., Dick, E.: An arbitrary Lagrangian–Eulerian finite-volume method for the simulation of rotary displacement pump flow. *Journal of applied numerical mathematics*, 32, 2000, S. 419-433.
- [51] Panta, Y. M.: *Numerical Flow Analysis of Gear Pump. Master Thesis, Youngstown State University. 2004.*
- [52] Houzeaux, G.; Codina, R.: A finite element method for the solution of rotary pumps. *Computers & Fluids*, 36, 2007, S. 667-679.
- [53] Castilla, R., et al. Numerical simulation of turbulent flow in the suction chamber of a gearpump using deforming mesh and mesh replacement. *International Journal of Mechanical Science*, 52, 2010, S. 1334-1342.
- [54] Vande Voorde, J.; Vierendeels, J.; Dick, E.: Flow simulations in rotary volumetric pumps and compressors with the fictitious domain method. *Journal of Computational and Applied Mathematics*, 168, 2004, S. 491ff.
- [55] Fuchs, M.: *Numerische Simulation der instationären Strömung in einer Drehkolbenpumpe. Bachelor Thesis, Berlin University of Technology. 2010.*
- [56] Schwotzer, T.: *Simulation einer Drehkolbenpumpe mit der Immersed-Solid-Methode. Bachelor Thesis, Berlin University of Technology. 2009.*
- [57] Prakash, M., Stokes, N., Bertolini, J., Tafford, O., Gomme, P.: SPH simulations of a lobe pump: Prediction of protein shear stress at different pump efficiencies. *3rd International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries, Melbourne, Australia. 2003.*

-
- [58] Klomberg, St.: *Numerische Simulation von rotierenden Verdrängermaschinen. Diplomarbeit, Technische Universität Graz. 2011.*
- [59] Schiffer, J.; Klomberg, St.: *CFD-calculation of the fluid flow in a rotary lobe pump – Evaluation of a numerical model based on measurement results. Proceedings of the Conference on Modelling Fluid Flow. Budapest, Ungarn. September 4-7, 2012. S. 842-849.*
- [60] Schiffer, J.: *A comparison of CFD-calculations and measurements of the fluid flow in rotating displacement pumps. Proceedings of the Pump Users International Forum of the International Rotating Equipment Conference. Düsseldorf, Deutschland. 27. – 28. September, 2012. S. 417-426.*
- [61] Schiffer, J.; Benigni, H.; Jaberg, H.: *Development of a novel miniature high pressure fuel pump with low specific speed. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 227 (7), 2013, S. 997-1006.*
- [62] Vogelsang, H.; Verhülsdonk, B.; Türk, M.; Hörnig, G.: *Pulsation problems in rotary lobe pumps. World Pumps. 1999.*
- [63] ANSYS Inc: *ANSYS CFX - Solver Modelling Guide, Release 12.1. Canonsburg. 2009.*
- [64] ANSYS Inc: *ANSYS CFX - Solver Theory Guide, Release 14.0. Canonsburg. 2011.*
- [65] Eggenspieler, G.: *Turbulence Modelling. ANSYS Workshop: Confidence by Design. San Jose. 2012.*
- [66] Ferziger, J. H.; Peric, M.: *Numerische Strömungsmechanik. 3. Überarbeitete Auflage. Berlin Heidelberg New York, Springer-Verlag. 2002.*
- [67] Lecheler, S.: *Numerische Strömungsberechnung. 2. aktualisierte und erweiterte Auflage. Wiesbaden, Vieweg + Teubner Verlag. 2011.*
- [68] Decker, K. H.: *Maschinenelemente – Gestaltung und Berechnung. 13. durchgesehene Auflage. München Wien, Carl Hanser Verlag. 1997.*
- [69] Kim, H.; Marie, H.; Patil, S.: *Two-dimensional CFD analysis of a hydraulic gear pump. American Society of Engineering Education. AC 2007-821. 2007.*
- [70] Ertürk, N.; Vernet, A.; Castilla, R.; Gamez-Montero, P.J.; Ferre, J.A.: *Experimental analysis of the flow dynamics in the suction chamber of an external gear pump. International Journal of Mechanical Sciences, 53, 2011, S. 135–144.*
- [71] Ertürk, N.; Vernet, A.; Ferre, J.A.; Castilla, R.; Codina, E.: *Analysis of the Turbulent Flow of an External Gear Pump by Time Resolved Particle Image Velocimetry. 14th Int. Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisbon, Portugal, 07-10 July, 2008.*
- [72] Steinhilper, W.; Sauer, B.: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 - Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben. Berlin Heidelberg, Springer-Verlag. 2012.*
- [73] *Produktdatenblatt der Firma Waukesha Foundry, Inc.: Korrosionsbeständige, nicht reibende Legierung von Waukesha auf Nickelbasis.*
- [74] Roos, E.; Maile, K.: *Werkstoffkunde für Ingenieure -Grundlagen, Anwendung, Prüfung. 3., neu bearbeitete Auflage. Berlin Heidelberg, Springer-Verlag. 2008*
- [75] Bottenbruch, L.: *Technische Thermoplaste – Hochleistungs-Kunststoffe. München: Hanser Verlag, 1994.*
- [76] Rösler, J.: *Zur Tragfähigkeitssteigerung thermoplastischer Zahnräder mit Füllstoffen. Dissertation, Technische Universität Berlin. 2005.*

-
- [77] *Produktdatenblatt der Firma VICTREX: Eine detaillierte Zusammenfassung der Eigenschaften von VICTREX PEEK Polymer.*
- [78] *Klapp, E.: Apparate- und Anlagenbau. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag. 2002.*
- [79] *Berechnungsdatenblatt der Firma DST Magnetic Couplings. Mail von Hrn. Wittschie, 09.06.2009.*
- [80] *Frith, R.H.; Scott, W.: Comparison of an external gear pump wear model with test data. Wear, 196, 1996, S. 64–71.*
- [81] *Gellrich, R.; Kunz, A.; Beckmann, G.; Broszeit, E.: Theoretical and practical aspects of the wear of vane pumps - Part A. Adaptation of a model for predictive wear calculation. Wear, 181, 1995, S. 862–867.*
- [82] *Tian, H.H.; Addie, G.R.; Pagalthivarathi, K.V.: Determination of wear coefficients for erosive wear prediction through Coriolis wear testing. Wear, 259, 2005, S. 160–170.*
- [83] *Koc, E.; Kurban, A.O.; Hooke, C.J.: An Analysis of the lubrication mechanisms of the bush-type bearings in high pressure pumps. Tribology International, 30/8, 1997, S. 553–560.*
- [84] *Czichos, H.; Habig, K.H.: Tribologie-Handbuch. 3., überarbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag. 2010.*
- [85] *Kiryu, K.; Yanai, T.; Matsumoto, S.; Koga, T.: An Analysis of Ringing Phenomena on a Water Pump Mechanical Seal, Part 1&2. ASLE Transactions, 28/2, 1985, S. 261-267.*
- [86] *Borasso, M.; Braccesi, C.; Cianetti, F.; Valigi, M.C.: A mechanical face seal model with numerical simulation of stick-slip. XIX AIMETA Congress for theoretical and applied mechanics. Ancona, Italien. 14.-17. Sep. 2009.*
- [87] *Brockley, C.A.; Cameron, R.; Potter, A.F.: Friction induced vibration. Journal of Lubrication Technology. Transactions of the ASME, 1967, S. 101-108.*
- [88] *Taponat, M. C.: Control and reduction of friction-induced vibration in some industrial applications. Master Thesis, University of British Columbia. 1996.*