

Methoden zur Auslegung und Effizienzbewertung von drehzahlvariablen Zahnradpumpenaggregaten unter Berücksichtigung von Systemwechselwirkungen

vom Fachbereich für Maschinenbau und Verfahrenstechnik der Technischen Universität
Kaiserslautern zur Verleihung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte

Dissertation

von

Herrn

Tobias Speicher, M.Sc.

aus Saarlouis

Kaiserslautern 2021

D386

Tag der mündlichen Prüfung: 11. Mai 2021

Dekan: Prof. Dr.-Ing. Tilmann Beck

Vorsitzender der Promotionskommission: Prof. Dr. rer. nat. Roland Ulber

Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Martin Böhle

Prof. Dr.-Ing. Jochen Gessat

Prof. Dr.-Ing. habil. Andreas Fricke

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit in der Forschungsgruppe Fluidtechnik an der HTWSaar in Saarbrücken. Sie basiert unter anderem auf Erkenntnissen, welche in mehreren Forschungsprojekten und in enger Zusammenarbeit mit Partnern aus der Industrie entstanden sind. Hier möchte ich mich besonders bei der InnoMa System GmbH und, stellvertretend für deren gesamtes Team, ihrem Geschäftsführer Herrn Oliver Kettenhofen für die Unterstützung und den immer neue Impulse gebenden Austausch bedanken.

Ganz herzlicher Dank gilt selbstverständlich Herrn Prof. Dr.-Ing. Martin Böhle, für das Vertrauen in mich als externen Promovenden und seine nie nachlassende Unterstützung während der gesamten Betreuungszeit meiner Arbeit. Auch dem Team des Lehrstuhls SAM möchte ich danken, für die vielen guten Gespräche und besonders auch für die herzliche Aufnahme in euren Reihen.

Ich möchte mich außerdem sehr herzlich bei Herrn Prof. Dr. rer. nat. Roland Ulber für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission und bei Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Andreas Fricke für die Übernahme des Korreferats bedanken.

Besonders zu Dank verpflichtet bin ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Jochen Gessat, in dessen Forschungsgruppe ich fast 10 Jahre lang mitarbeiten und mitgestalten durfte. Jochen, Du hast mir als mein Mentor, weit über Deine fachliche Betreuung hinaus, für mein Leben unzählige wertvolle Lektionen mit auf den Weg gegeben. Dafür von Herzen vielen Dank.

Auch meinem Bürogenossen, Herrn Thomas Winter sowie meinem langjährigen Unterstützer in den Forschungsprojekten, Herrn Tobias Thies, gilt mein herzlicher Dank. Ihr habt mich bei meiner Arbeit tatkräftig unterstützt, zusammen mit zahlreichen weiteren lieben Menschen an der Hochschule aber auch das positive Umfeld geschaffen, in dem es eine Freude war zu arbeiten.

Schließlich möchte ich natürlich meiner Familie und meinen Freunden ganz besonders danken. Ihr habt mir erst die Möglichkeit eröffnet, diesen Weg zu gehen, der mich heute zum erfolgreichen Abschluss dieser Arbeit geführt hat. Ihr habt mir während der unzähligen Schritte, welche auf diesem Weg zu gehen waren, immer das Umfeld geboten, welches mich hat voranschreiten lassen. Speziell gegen Ende, wo es nochmal intensiv geworden ist und die Motivation manches Tal durchschritten hat, ich hatte immer vollste Unterstützung. Vielen Dank ganz besonders an Mariola, Du hast gerade in dieser Phase immer dafür gesorgt, dass ich den Anstieg aus diesen Tälern schnell wieder hinaufgekommen bin!

Inhaltsverzeichnis

I.	Formelverzeichnis	V
II.	Abkürzungsverzeichnis	XI
III.	Kurzfassung / Abstract	XIII
1	Einleitung	1
2	Stand von Wissenschaft und Technik	3
2.1	„Energy-On-Demand“-Verdrängersteuerungen	3
2.2	Optimierung und Simulation hydraulischer Pumpen	6
2.3	Auslegung und Optimierung hydraulischer Pumpenantriebe und Systeme	7
2.4	Messtechnische Untersuchung von Pumpen und Pumpenantrieben	8
2.5	Thermischen Verhalten hydraulischer Pumpen und Systeme	9
3	Ziele der Arbeit	11
4	Physikalische und technische Grundlagen	13
4.1	Ideale und reale Verdrängermaschine	13
4.1.1	Volumetrische Verluste	18
4.1.2	Hydraulisch-mechanische Verluste	20
4.1.3	Wirkungsgrade	21
4.2	Prinzipien von Zahnradpumpen	25
4.2.1	Außenzahnradpumpen	26
4.2.2	Innenzahnradpumpen	27
4.3	Messunsicherheiten und Fehlerfortpflanzung	30
4.3.1	Statistische Auswertung zufälliger Messabweichungen	31
4.3.2	Systematische Messabweichungen und Behandlung fehlerhafter Messungen	33
4.3.3	Fehlerfortpflanzung	35
5	Prüfstände und Messreihen	37
5.1	„Pump-Expert“ – Drehzahlvariabler Pumpenprüfstand	37
5.2	Erweiterung Pulsationsmessstrecke	44
6	Methodenentwicklung und Ergebnisse	47

6.1	Komponentenebene – Analysen der Pumpen.....	48
6.1.1	Prüfabläufe zur Effizienzbewertung.....	49
6.1.1.1	Prüfstand thermisch konditionieren.....	49
6.1.1.2	Bestimmung des realen Verdrängervolumens.....	50
6.1.1.3	Bestimmung der Pumpenleckage im Druckregelbetrieb.....	51
6.1.1.4	Bestimmung der Wirkungsgrade.....	54
6.1.1.5	Messsystemanalyse und Nachweis der Messmittelfähigkeit.....	57
6.1.2	Methodenentwicklung zum Effizienzvergleich von Pumpen.....	61
6.1.2.1	Prozessbezogene Wirkungsgradkennfelder.....	61
6.1.2.2	Effizienzvergleiche von Zahnradpumpen.....	64
6.1.3	Analyse der Konstruktionsparameter und Einflüsse auf die Teilwirkungsgrade.....	67
6.1.3.1	Modellbildung und volumetrische Simulation von Außenzahnradpumpen.....	68
6.1.3.2	Modellbildung und volumetrische Simulation von Innenzahnradpumpen.....	78
6.1.3.3	Analyse der Konstruktionsparameter in Wechselwirkung mit dem Prozess.....	85
6.1.4	Methode arbeitspunktabhängiger Vergleiche mit Berücksichtigung der Temperatur... ..	92
6.1.4.1	Kennfeldbasierte arbeitspunktabhängige Vergleichsmethode.....	92
6.1.4.2	Kennfeldbasierte Methode zur Berücksichtigung der Temperatur.....	95
6.1.4.3	Zusammenfassung der Einflüsse bei Zahnradpumpen.....	99
6.2	Systemebene – Analyse des Motor-Pumpen-Aggregats.....	100
6.2.1	Motorkennfeld und elektromechanische Wandlungsverluste.....	100
6.2.2	Analyse der Wechselwirkungen im System Pumpenantrieb.....	101
6.3	Prozessebene – Potentiale durch Anpassung des Gesamtprozesses.....	104
6.3.1	Prozessgrößen, Bezugspunktdefinition und Energieberechnung.....	104
6.3.2	Prozessanpassung.....	108
6.4	Systemwechselwirkungen.....	111
6.4.1	Pumpenerwärmung im Druckhaltebetrieb.....	111
6.4.1.1	Thermodynamische Bilanz.....	112
6.4.1.2	Messung der Erwärmung und Ableiten des Bewertungskriteriums.....	113
6.4.1.3	Analyse und Bewertung für Zahnradpumpen.....	114
6.4.2	Auslegung und Maßnahmen zur Begrenzung der Pumpenerwärmung.....	119

III

7	Optimierung in der Anwendung	121
7.1	Effizienzoptimierung.....	123
7.2	Thermische Wechselwirkungen	128
7.2.1	Thermische Stabilität.....	129
7.2.2	Thermische Wirkungsgradabhängigkeit.....	130
8	Zusammenfassung und Ausblick	135
9	Literaturverzeichnis	141
10	Lebenslauf.....	145

I. Formelverzeichnis

lat. Buchstabe	Bedeutung	Einheit
A	Durchströmte Fläche hydr. Widerstände	[m ²]
A _K	Kolbenfläche	[m ²]
C _l	Verlustbeiwert, laminare Strömung	[m ³]
C _t	Verlustbeiwert, turbulente Strömung	[m ²]
E _{el}	zyklusspezifische elektrische Energieaufnahme	[J]
E _{mech}	zyklusspezifische mechanische Energieaufnahme	[J]
E _{hyd}	zyklusspezifische hydraulische Energieaufnahme	[J]
F	Kraft	[N]
H	Höhe einer Fläche bei Konvektion	[m]
I _D	Motor-Dauerstrom	[A]
I _{max}	Motor-Spitzenstrom	[A]
K _a	adiabatischer Kompressionsmodul	[Pa]
K _p	druckabhängiger Verlustbeiwert des Antriebsmoments	
K _μ	Verlustbeiwert des Antriebsmoment, laminare Anteile	
K _ρ	Verlustbeiwert des Antriebsmoment, turbulente Anteile	
M	Drehmoment	[Nm]
M _{eff}	effektives Antriebsdrehmoment	[Nm]
M _{Loss}	Gesamtverlustmoment, messtechnisch bestimmt	[Nm]
M _{Max}	Maximalmoment eines Elektromotors	[Nm]
M _N	Nennmoment eines Elektromotors	[Nm]
M _p	druckproportionales Verlustmoment	[Nm]
M _R	Verlustmoment durch Reibung	[Nm]
M _S	pumpenspezifisches Verlustmoment	[Nm]
M _{th}	theoretische Antriebsdrehmoment, verlustfrei	[Nm]
M _μ	Verlustmoment durch Flüssigkeitsreibung in laminar durchströmten Spalten	[Nm]
M _ρ	Verlustmoment durch Flüssigkeitsreibung in turbulent durchströmten Spalten	[Nm]
Nu	Nußelt-Zahl	[-]
P	Leistung	[W]
P(x)	Wahrscheinlichkeit	[-]
P _{eff}	effektive Nutzleistung	[W]

P_{el}	elektrische Leistung	[W]
P_{hyd}	hydraulische Leistung	[W]
P_{loss}	Verlustleistung	[W]
P_{mech}	mechanische Leistung	[W]
P_N	Nennleistung	[W]
Q	Volumenstrom	[l/min]
Q_{eff}	effektiver Volumenstrom	[l/min]
Q_{ext}	externe Leckage	[l/min]
Q_F	fehlender Volumenstrom durch Füllverluste	[l/min]
Q_{int}	interne Leckage	[l/min]
Q_K	fehlender Volumenstrom durch Kompressionsverluste	[l/min]
Q_l	Volumenstrom in laminar durchströmtem Spalt	[l/min]
Q_L	Leckagevolumenstrom	[l/min]
Q_{Leak}	Gesamtleckagevolumenstrom, messtechnisch bestimmt	[l/min]
$Q_{Leak,P}$	Leckage im Druckregelbetrieb	[l/min]
Q_m	Massestrom	[kg/s]
Q_t	Volumenstrom in turbulent durchströmtem Spalt	[l/min]
Q_{th}	theoretischer Volumenstrom, verlustfrei	[l/min]
\dot{Q}	Wärmestrom	[W]
\dot{Q}_{Fluid}	abgeführter Wärmestrom mit dem Fluid	[W]
\dot{Q}_{konv}	abgeführter Wärmestrom durch Konvektion	[W]
$\dot{Q}_{WL,PT}$	abgeführter Wärmestrom über den Pumpenträger	[W]
R	Range	[%]
S_x	empirische Standardabweichung	
$S_{\bar{x}}$	empirische Standardabweichung des Mittelwertes	
T	Temperatur	[K]
TK	Temperaturkoeffizient des Wirkungsgrades	[%/°C]
U	Innere Energie	[J]
V	Volumen bzw. Verdrängervolumen	[m ³]
V_a	adiabatisches Expansionsvolumen	[m ³]
V_g	geometrisches Verdrängervolumen	[m ³]
V_i	reales Verdrängervolumen	[m ³]
V_{max}	maximales Volumen einer Verdrängerammer	[m ³]
V_{min}	minimales Volumen einer Verdrängerammer	[m ³]
V_Q	Quetschölvolume	[m ³]
V_{rad}	druckabhängige radiale Verschiebung	[mm]

VII

V_T	Totvolumen bzw. Schadraum	[m ³]
V_x	Konfidenzintervall von x	
V_Z	Zahnzwischenraumvolumen	[m ³]
$V_{Z,H}$	Zahnzwischenraumvolumen, Hohlrad (IZP)	[m ³]
$V_{Z,T}$	Zahnzwischenraumvolumen, Treibrad (IZP)	[m ³]
W_K	Kolbenarbeit	[J]
Z_H	Zähnezahl des Hohlrades einer Innenzahnradpumpe	[-]
Z_P	Zähnezahl einer Pumpe	[-]
Z_T	Zähnezahl des Treibrads einer Innenzahnradpumpe	[-]
a_{ax}	axialer Spaltkompensationsfaktor	[mm/bar]
a_{rad}	radialer Spaltkompensationsfaktor	[mm/bar]
a_v	Verlustleistungsindikator	[-]
b	Spaltbreite	[mm]
b_{wz}	Breite des Spalts im Wellenzwischenraum (AZP) bzw. des Zwischenraumes von Welle und Gehäuse (IZP)	[mm]
b_Z	Breite des Zahnseitenspaltes (=Axialspalt) (AZP)	[mm]
$b_{Z,H}$	Breite des Zahnseitenspaltes des Hohlrades (IZP)	[mm]
$b_{Z,T}$	Breite des Zahnseitenspaltes des Treibrades (IZP)	[mm]
b_{Zg}	Breite des Zahngrundspaltes (AZP)	[mm]
$b_{Zg,H}$	Breite des Zahngrundspaltes des Hohlrades (IZP)	[mm]
$b_{Zg,T}$	Breite des Zahngrundspaltes des Treibrades (IZP)	[mm]
b_{Zk}	Breite des Zahnkopfspaltes (=Radialspalt)	[mm]
c_g	Bewertungszahl der Prozessfähigkeit	[-]
c_v	isochore Wärmekapazität	[J/kg*K]
C_{Fluid}	Wärmekapazität des Fluids	[J/kg*K]
e	spezifische Energie	[J/kg]
Δe	Änderung der spezifischen Energie	[J/kg]
f_{Puls}	Pulsationsfrequenz	[Hz]
h	Spalthöhe	[mm]
h_{ax}	Höhe der Axialspalte	[mm]
$h_{ax,0}$	Höhe der Axialspalte ohne Kompensation, bei 0 bar	[mm]
$h_{ax,comp}$	Kompensationsbedingte Änderung der Axialspalthöhe	[mm]
h_K	Kolbenhub	[mm]
h_{rad}	Höhe des Zahnkopfspaltes (=Radialspalt)	[mm]

VIII

$h_{\text{rad},0}$	Höhe des Zahnkopfspaltes (=Radialspalt) ohne Kompensation, bei 0 bar	[mm]
$h_{\text{rad},H}$	Höhe des Zahnkopfspaltes (=Radialspalt), Hohlrad	[mm]
$h_{\text{rad},T}$	Höhe des Zahnkopfspaltes (=Radialspalt), Treibrad	[mm]
i	spezifische Enthalpie	[J/kg]
l	durchströmte Länge eines Spalts	[mm]
l_{wz}	Länge des Spalts im Wellenzwischenraum (AZP) bzw. des Zwischenraumes von Welle und Gehäuse (IZP)	[mm]
l_z	Länge des Zahnseitenspaltes	[mm]
\bar{l}_z	gemittelte Länge des Zahnseitenspaltes (=Axialspalt)	[mm]
$\bar{l}_{z,H}$	Länge des Zahnseitenspaltes des Hohlrades (IZP)	[mm]
$\bar{l}_{z,T}$	Länge des Zahnseitenspaltes des Treibrades (IZP)	[mm]
l_{zk}	Länge des Zahnkopfspaltes (AZP)	[mm]
$l_{\text{zk},H}$	Länge des Zahnkopfspaltes des Hohlrades (IZP)	[mm]
$l_{\text{zk},T}$	Länge des Zahnkopfspaltes des Treibrades (IZP)	[mm]
$l_{\text{zw},H}$	Länge des Zahngrundspaltes des Hohlrades (IZP)	[mm]
$l_{\text{zw},T}$	Länge des Zahngrundspaltes des Treibrades (IZP)	[mm]
l_{zw}	Länge des Zahngrundspaltes	[mm]
m	Masse	[kg]
n	Drehzahl	[U/min]
n_{Max}	Höchstdrehzahl	[U/min]
n_{N}	Nenndrehzahl eines Elektromotors	[U/min]
n_{Nenn}	Nenndrehzahl einer Pumpe	[U/min]
p	Druck	[bar]
p_{Last}	Arbeitsdruck am Pumpenausgang	[bar]
p_{Nenn}	Nenndruck	[bar]
p_{Saug}	Saugdruck am Pumpeneingang	[bar]
Δp	Druckdifferenz	[bar]
r	Radius	[m]
Δr	Ringspalthöhe	[mm]
s	Entropie	[J/K]
t	Zeit	[s]
t	Student Faktor nach Gosset	[-]
t_r	Umsteuerzeit	[s]
u	spezifische innere Energie	[J/kg]
v	Geschwindigkeit bzw. Strömungsgeschwindigkeit	[m/s]

v_K	Kolbengeschwindigkeit	[m/s]
x	Messwert	
\bar{x}	arithmetischer Mittelwert	
$\Delta y_{\max,D}$	absolute Unsicherheit einer Messgröße y	
$\Delta y_{\max,G}$	Unsicherheit einer Messgröße y nach Gauß	
$\Delta y_{\text{res},A}$	relative maximale Unsicherheit einer Messgröße y	
$\Delta y_{\text{res},A}$	relative Unsicherheit einer Messgröße y nach Gauß	
$\Delta x_{i,\max}$	maximale Messabweichung der Größe x_i	
gr. Buchstabe	Bedeutung	Einheit
α	Winkel	[°]
α_D	Durchflusskoeffizient	[-]
η_{elhyd}	elektrisch-hydraulischer Wirkungsgrad	[%]
η_{elmech}	elektrisch-mechanische Wirkungsgrad	[%]
η_{ges}	Pumpengesamtwirkungsgrad, gewählte Definition	[%]
$\eta_{\text{ges},E}$	Pumpengesamtwirkungsgrad, Energieansatz	[%]
$\eta_{\text{ges},P}$	Pumpengesamtwirkungsgrad, Leistungsansatz	[%]
$\hat{\eta}_{\text{elhyd}}$	zyklusspez. elektrisch-hydraulischer Wirkungsgrad	[%]
$\hat{\eta}_{\text{elmech}}$	zyklusspez. elektrisch-mechanische Wirkungsgrad	[%]
$\hat{\eta}_{\text{ges}}$	zyklusspezifischer Pumpengesamtwirkungsgrad	[%]
η_{hm}	hydraulisch-mechanischer Pumpenwirkungsgrad	[%]
η_{vol}	volumetrischer Pumpenwirkungsgrad	[%]
ϑ	Temperatur	[K]
λ	Wärmeleitfähigkeit	[W/m*K]
μ	dynamische Viskosität	[kg/m*s]
μ	Erwartungswert	
ξ	geometrieabhängiger Widerstandsbeiwert	[-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
σ	Breiteparameter	
ω	Winkelgeschwindigkeit	[rad/s]
Π	Verlustleistungsverhältnis	[-]
Π_V	gewichtetes Verlustleistungsverhältnis	[-]

II. Abkürzungsverzeichnis

AZP	Außenzahnradpumpe
ErP	Ökodesign-Richtlinie 2009/125/EG
HT-DP	Hybrid Type – Double Pump
IoT	Internet of Things
IZP	Innenzahnradpumpe
MPA	Motorpumpen-Aggregat
MAS	Messsystemanalyse
RALA	Reflexionsarmer Leitungsabschluss
R&R-Untersuchung	Repeatability and Reproducibility -Untersuchung
ST-DP	Single Type – Double Pump

III. Kurzfassung / Abstract

Die Energieeffizienz wird, bedingt durch kontinuierlich schärfere Auflagen des Gesetzgebers aber auch steigende Anforderungen seitens der Anwender, ein zunehmend entscheidendes Kriterium bei der Auslegung hydraulischer Systeme. Neben neuartigen Systemarchitekturen liegt das Augenmerk besonders auf dem, die hydraulische Energie bereitstellenden, Pumpenantrieb. Wegen der großen Zahl verfügbarer Pumpen und Motoren im Zusammenspiel mit dem sehr weiten Anwendungsfeld gestaltet sich die Auswahl des optimalen Pumpenantriebs schwierig. Hier setzt die vorliegende Arbeit an und entwickelt am Beispiel von Zahnradpumpenantrieben eine Methode, wie die energieeffiziente Auslegung systematisch durchgeführt werden kann. Im Kern der Auslegungsmethode steht dabei die Analyse des Energieflusses durch die Wandlungskette des Pumpenantriebs. Neben der benötigten Messtechnik unterstützen auch Simulationsmodelle bei der Analyse der Einflussparameter auf den Wirkungsgrad. Die vorgestellte Methode ermöglicht es Anwendern wie Systementwicklern, auf Basis des Lastzyklus einer Anwendung die hierfür energieeffizienteste Antriebslösung zu bestimmen. Darüber hinaus lassen sich aus der Analyse auch noch Verbesserungspotentiale ableiten, wie der gesamte Prozess noch effizienter gestaltet werden kann. Letztlich müssen bei einer solchen Effizienzoptimierungen auch weitere Wechselwirkungen des Pumpenantriebs mit dem Prozess berücksichtigt werden, die für den sicheren und fehlerfreien Betrieb entscheidend sind. Dies erfolgt in dieser Arbeit beispielhaft für das thermische Verhalten der Pumpe in kritischen Betriebszuständen.

Due to more and more strict regulations by the legislative authority but also increasing requirements on the part of the user, energy efficiency becomes a crucial criterion in the design process of hydraulic systems. Besides new system architectures, the attention especially is on the pump drive that provides the hydraulic energy. Because of the large number of pumps and motors available together with the vast field of applications, the choice of the most efficient pump drive proves to be difficult. This is where the present work starts and develops, using the example of gear pump drives, a method how a systematic energy efficient design process can be executed. The central part of the design method is the analysis of the energy conversion process of the pump drive from the electrical power input to the hydraulic energy available for the process. Besides the required measurement technology, pump simulation supports the analysis of the influences on the efficiency. The proposed method enables user and system designer to determine the drive solution with the best energy efficiency for their system based on the load cycle of their application. Moreover, this analysis allows one to derive additional changes in the system design to further increase the energy efficiency of the process. In the end, it is necessary to address other interdependences of the pump drive and the process, which are crucial for a safe and sound operation of the system. This is done exemplarily in this work for the thermal behavior of the pump in critical operating conditions.

1 Einleitung

Stetig steigende Rohstoffpreise und Energiekosten haben deutsche Industrieunternehmen und Hersteller von Maschinen, Anlagen und Antrieben zum Umdenken bewogen. Der Trend zu energieeffizienteren Lösungen und besseren Wirkungsgraden von Antrieben wird durch die aktuelle Diskussion um ein nachhaltiges Wirtschaften weiter verstärkt.

Die nachdrückliche Forderung nach CO₂-Einsparungen und die optimale Nutzung der Energie bei technischen Anwendungen sind bereits Bestandteil gesetzlich vorgeschriebener Richtlinien wie der Ökodesign-Richtlinie der Europäischen Union [ERP09]. Energiekosten sind für Fertigungsunternehmen ein erheblicher Kostenfaktor. Kunden von z. B. Werkzeugmaschinen zeigen daher ein verstärktes Interesse an energiesparenden Lösungen in ihren Maschinen. Hier sind die Hersteller hydraulischer Antriebstechnik aufgefordert, Antriebstechnologien zur Verfügung zu stellen, die Funktionen wie Vorschubbewegungen, Werkstück-Spannen etc. energieeffizient realisieren können.

In diesem Zusammenhang gewinnen neuartige Systemarchitekturen für hydraulische Antriebe zunehmend an Bedeutung. Dabei wird eine grundsätzlich verlustbehaftete Ventilsteuerung durch einen drehzahlvariablen Antrieb ersetzt. Hierdurch entfällt der prinzipbedingte Energieverlust an Ventildrosselquerschnitten, so dass eine bedarfsgerechte Nutzung der Anlage möglich wird. Das Energieeinsparpotential dieses Energy-On-Demand-Ansatzes wird unterschiedlich beziffert, bereits implementierte Lösungen erreichen Werte in der Größenordnung um 50 % gegenüber konventionellen hydraulischen Antrieben [TOL08, SCH12], so dass erhebliche Kostenvorteile für den Anwender bei gleichzeitiger Minderung der Umweltbelastung entstehen.



Abbildung 1.1: Varianten drehzahlvariabler Antriebe (Hydac)

In der technischen Ausführung übernimmt der geschlossene hydraulische Kreis dabei die Funktion eines mechanischen Getriebes. Über eine Verdrängereinheit, die von einem drehzahlvariablen Motor angesteuert wird, erfolgt die Wandlung der mechanischen Energie in hydraulische Energie (Abb. 1.1). Neben dieser Wandlung im Pumpenbetrieb ist auch eine generatorische Wandlung prinzipiell möglich, indem die Verdrängereinheit als Hydraulikmotor arbeitet und Energie über den Motor zurückspeist. Bei größerer Energieeffizienz können hier vorteilhafte kompakte und flexible Gesamtsystemlösungen erreicht werden, die sich durch sehr hohe Kraftdichte und dezentrale Energieverteilung auszeichnen.

Neben den Bauraumvorteilen können dann erhebliche Kostenvorteile entstehen, wenn mehrere Antriebsachsen bedient werden müssen, da - anders als bei elektromechanischen Lösungen - nicht jede Achse einen eigenen Elektromotor benötigt. Im Gegensatz zu konkurrierenden hochintegrierten elektromechanischen Systemen kann eine hydraulische Systemlösung durch komponentenweise Entwicklung ggf. schneller und kostengünstiger erreicht werden.

Da das System „drehzahlvariabler Antrieb“ auf der hydraulischen Seite durch Entfall der gesamten Regelung mittels Ventiltechnik vereinfacht wird, ist auch die Umsetzung und Wartung für den Anwender weniger komplex. Die Expertise der Steuerungs- und Regelungstechnik reduziert sich um den ventiltechnischen Anteil auf die elektrische Antriebstechnik und Pumpe, wo sich jedoch auch neue Herausforderungen ergeben, welche beherrscht werden müssen. Hier sind beispielsweise die Lebensdauer der Pumpen unter der großen Zahl dynamischer Lastwechsel oder veränderte thermische Randbedingungen zu nennen. Erste Seriensysteme wurden in Anwendungen wie Form-, Schneid- und Stanzprozessen [BRA12] sowie in Schmieden oder Kunststoffspritzgussmaschinen vorgestellt [RAD12], [SIE12]. Inzwischen bieten nahezu alle Systemhersteller der Hydraulik drehzahlvariabel angetriebene Pumpensysteme an.

Rasante Fortschritte in der elektrischen Antriebstechnik haben somit die schnelle Marktpräsenz von elektrohydraulischen Motorpumpen-Aggregaten (MPA) begünstigt. Jedoch ist hier keine durchgängige Entwicklung zu sehen, es handelt sich vielmehr um ein Zusammenfügen vorhandener Komponenten, die nach den Erfahrungen der Hersteller für die jeweilige Anwendung passend erscheinen. Dieser „Bottom-up“ Ansatz führt in der Regel zu einer Überdimensionierung der Anlage und verfehlt damit das energetische und wirtschaftliche Optimum. Benötigt wird eine allgemein anwendbare, alle wichtigen Faktoren berücksichtigende Auslegungsmethode, die im Prozess der Systemauslegung sicherstellt, dass ein definiertes Optimum erreicht wird.

Über die Anforderung einer möglichst energieeffizienten Anlage hinaus gilt es aber auch, bei der Entwicklung solcher Anlagen weitere Anforderungen zu erfüllen, die zwar bei konventioneller Hydraulik hinreichend belegt sind, aber keineswegs einfach auf drehzahlvariabel betriebene Systeme übertragen werden können. Hier sind Robustheit wie auch Integration neuer Funktionsumfänge als Schlagworte zu nennen. Zu den Themen der Robustheit des Systems zählen Fragestellungen wie die Sicherstellung der Funktion auch in kritischen Betriebspunkten, Lebensdauer und Problemstellungen, die auf hydraulische Schwingungsanregung zurückgehen. Hier sind insbesondere die Gebiete Akustik und Bauteilfestigkeit zu nennen.

Letztlich zielen die neuen Funktionsumfänge in Richtung des ständig wachsenden Themengebiets rund um Industrie 4.0 und das IoT ab. Neue Anlagen müssen möglichst schon heute den kommenden Anforderungen für eine erfolgreiche Integration in diese Systeme genügen. In der Anlage anfallende Daten müssen verfügbar gemacht und umgekehrt verfügbare Daten des Umfelds im System zur Verbesserung oder Überwachung genutzt werden.

2 Stand von Wissenschaft und Technik

Der an dieser Stelle beschriebene Stand von Wissenschaft und Technik stellt den Ausgangspunkt der vorgestellten Arbeit dar. Die folgenden Ausführungen geben einen Überblick der Entwicklungen und des Stands der Technik zu den Themen:

- grundlegende hydraulische Steuerungen und Prinzipien von „Energy-On-Demand“-Verdrängersteuerungen
- Optimierung und Simulationsansätze hydraulischer Pumpen hinsichtlich ihrer Effizienz bzw. dem Einsatz in drehzahlvariablen Systemen
- Auslegungs- und Optimierungsstrategien hydraulischer Pumpenantriebe und Systeme
- messtechnische Untersuchung von Pumpen und Pumpenantrieben
- Analyse und Modellierung des thermischen Verhaltens hydraulischer Pumpen und Systeme

2.1 „Energy-On-Demand“-Verdrängersteuerungen

Heutige hydraulische Systeme folgen bei der Steuerung der hydraulischen Leistung einem von zwei Prinzipien, der Widerstands- oder der Verdrängersteuerung (vgl. Abb. 2.1).

Bei der Widerstandssteuerung erfolgt dies im konduktiven Schaltungsteil, also zwischen Leistungsquelle und –verbraucher, durch Verstellung hydraulischer Widerstände, meist in Form von Ventilen, weshalb auch von Ventilsteuerungen gesprochen wird. Anders verhält es sich bei der Verdrängersteuerung, bei welcher die Leistung durch Steuerung des von der Pumpe abgegebenen Volumenstroms beeinflusst wird. Im Gegensatz zur Widerstandssteuerung, bei welcher prinzipbedingt durch die Drosselung an den Ventilen die nicht für den Prozess benötigte Leistung verloren geht, bieten Verdrängersteuerungen den Vorteil einer Energy-On-Demand-Architektur¹. Es wird nur so viel Leistung zur Verfügung gestellt wie auch für den Prozess benötigt wird, es fallen lediglich Wandlungsverluste in der Hydropumpe und der elektrischen Antriebseinheit an.

Eine weitere Unterscheidung lässt sich nach der Art der hydraulischen Speisung vornehmen, je nachdem ob dem System Volumenstrom oder Druck aufgeprägt wird (vgl. Abb. 2.1). Bei einer Widerstandssteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom wird dieser konstant im System umgepumpt, der Volumenstrom zum Verbraucher kann über das Ventil variiert werden und der Druck im System ergibt sich abhängig von der Last. Bei einer Verdrängersteuerung erfolgt die Variation des Volumenstroms dagegen direkt an der Pumpe (Primärregelung). Umgekehrt wird in Systemen mit aufgeprägtem Druck der Pumpendruck konstant gehalten. Bei Widerstandssteuerungen ergibt sich die

¹ Bei einer Energy-On-Demand-Architektur wird zu jedem Zeitpunkt eines Arbeitsvorganges nur genau die Menge an Energie in die entsprechende Energieform gewandelt und dem System zur Verfügung gestellt, die zur Verrichtung der Arbeit benötigt wird.

Geschwindigkeit dann abhängig vom Lastdruck am Verbraucher und der Stellung des Ventils. Bei Verdrängersteuerungen kann das abgegebene Drehmoment über eine Schluckvolumenverstellung am Hydromotor angepasst werden (Sekundärregelung), der Volumenstrom ergibt sich abhängig von Last und Schwenkwinkel.

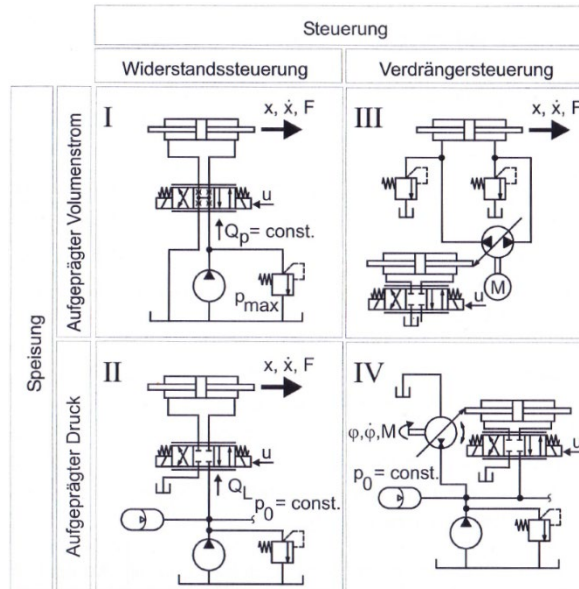


Abbildung 2.1: Systematik hydraulischer Steuerungen [MUR11]

Um bei Verdrängersteuerungen den Volumenstrom variieren zu können, stehen zwei Stellgrößen zur Verfügung. So lässt sich zum einen das Schluckvolumen der Pumpe bei Einsatz einer Verstellpumpe einstellen oder aber die Drehzahl der Pumpe verändern. Auch eine Kombination der beiden Optionen ist möglich, so dass sich die drei in Abbildung 2.2 dargestellten Prinzipien ergeben.

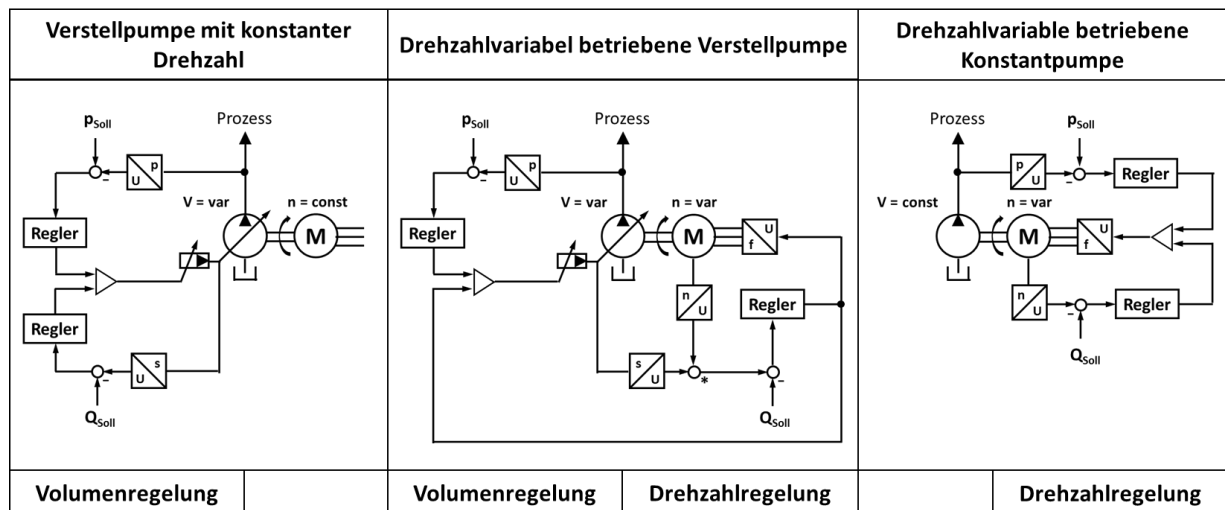


Abbildung 2.2: „Energy-on-Demand“ - Prinzipien energiesparender Verdrängersteuerungen

Die Architektur mit der längsten Anwendungshistorie stellt hierbei die Verstellpumpe mit konstanter Pumpendrehzahl dar. Meist angetrieben von einem, der Netzfrequenz folgenden, Asynchronmotor erfolgt die Verstellung des Schluckvolumens der hier fast ausschließlich eingesetzten Kolbenpumpen entweder über den Schwenkwinkel (Axialkolbenpumpen) oder die Exzentrizität (Radialkolbenpumpen).

Die Verstellung kann hierbei direkt oder über verschiedene Arten von Reglern (Druck-, Förderstrom- oder Leistungsregler) bzw. Kombinationen von Reglern erfolgen und ist damit verschiedensten Anforderungen anpassbar. Vorteil dieser Systeme ist insbesondere ihre hohe Dynamik, aus Sicht der Effizienz jedoch nimmt ihr Wirkungsgrad im Teillastbereich stark ab, was den Anwendungsbereich einschränkt [HEL13, HEB07]. Die Arbeiten zur Optimierung dieser Systeme konzentrieren sich in erster Linie auf die weitere Stärkung der für ihren Einsatz wichtigsten Eigenschaft, der hohen Dynamik. Ein Ansatz greift hier beispielsweise in die Verstellereinrichtung und deren Regelung ein und beschreibt eine Weiterentwicklung, mit welcher das dynamische Verhalten des Systems verbessert werden kann [BER89, ZIE91]. Andere Ansätze stellen Optimierungen im Gesamtsystem vor, durch welche dessen hydraulische Steifigkeit erhöht und damit auch die Dynamik verbessert werden kann. Es werden mit diesen Maßnahmen Eigenfrequenzen des hydraulischen Systems bis in den kHz-Bereich erreicht. Dies entspricht dem Niveau ventilgesteuerter Antrieben [BER88].

Zur Verbesserung des Wirkungsgrades wird jedoch auf Systeme verwiesen, welche einen Schritt weitergehen und die Verstellpumpe zusätzlich mit einer Drehzahlregelung kombinieren. Dieses ursprünglich aus der Mobilhydraulik stammende Konzept, wo es in Verbindung mit Verbrennungskraftmaschinen im Einsatz ist, wird im Bereich der stationären Hydraulik meist in Verbindung mit Asynchronmotoren mit vorgeschaltetem Frequenzumrichter, stellenweise auch AC-Servomotoren, eingesetzt. Durch die zusätzlich zur Volumenverstellung mögliche Drehzahlvorgabe ist es möglich, die hohen Leerlaufverluste des Systems durch Reduzieren der Drehzahl oder komplettes Stoppen des Antriebs im Standby-Betrieb zu verringern. In der Mobilhydraulik wird von bis zu 30% Kraftstoffeinsparung berichtet [HEY94, NEU02], und auch bei Spritzgussmaschinen wird eine Verbesserung des Wirkungsgrads um den gleichen Wert erreicht [BOL99, HEB07]. Der zusätzlich gewonnene Freiheitsgrad ermöglicht es bei diesen Systemen aber auch noch, den Wirkungsgrad weiter zu steigern. Hierauf konzentrieren sich besonders in den letzten Jahren eine ganze Reihe von Arbeiten. Durch geschickte Regelung der beiden Stellgrößen werden die Pumpe und der antreibende Motor jeweils in möglichst günstige Arbeitspunkte gebracht und damit Energieeinsparungen von ca. 20% gegenüber klassischen Verstellpumpen-Systemen erreicht [WIL14]. Ein Nachteil dieser Systeme ist, besonders aus Arbeitspunkten mit niedriger Drehzahl heraus, die geringere Dynamik. Diesem Nachteil wird zunehmend durch weiterentwickelte Regelungsstrategien entgegengewirkt, welche durch optimierte, auf die Schwenkwinkelverstellung angepasste Drehzahlvorsteuerung Verbesserungen um bis zu 40% verglichen zur klassischen Drehzahlvorsteuerung auf Maximaldrehzahl erreichen [WIL16].

Die dritte mögliche Architektur für energiesparende Pumpenantriebe stellen drehzahlvariabel betriebene Konstantpumpen dar, welche insbesondere durch das im Industriemaßstab Verfügbarwerden von Servomotoren interessant geworden sind. Sie finden insbesondere Anwendung in geregelten Achsen, da es hier auf eine besonders hohe Regeldynamik ankommt und sind breit über die Hersteller verfügbar. Grundlegende Arbeiten zu diesen Systemen stellen vor allem die hervorragenden Wirkungsgrade im Voll- und Teillastbereich und die sehr hohe erreichbare Regeldynamik heraus [HEL13, RÜH97],

identifizieren aber auch Schwächen. So wirkt sich bei sehr niedrigen Drehzahlen der hier schlechte Wirkungsgrad des AC-Servomotors negativ auf die Energiebilanz aus [NEU02].

Diese drei Systemarchitekturen ermöglichen dank ihrer Energy-On-Demand-Philosophie prinzipbedingt Effizienzsteigerungen gegenüber den konventionellen hydraulischen Systemen. Um hier das Optimum zu erreichen, bedarf es neben einer einheitlichen Effizienzbewertung auch dem Einsatz geeigneter Optimierungsstrategien. Diese Notwendigkeit belegen insbesondere die stark variierenden Potentiale, die in einem weiten Bereich von ca. 20 % [RIT14] bis zu 50 % [TOL08, SCH12] oder mehr [YAN13] beziffert werden, was an den unterschiedlichen Anwendungsfeldern, aber auch einer nicht einheitlichen Definition des Bezugs liegt. Dies bestätigen auch Arbeiten, welche direkte Vergleiche der drei Systemarchitekturen anstellen mit dem Ziel, die optimale Systemarchitektur zu identifizieren [TAS14].

Dem System mit den meisten Freiheitsgraden, der drehzahlvariabel betriebenen Verstellpumpe, wird hier das größte Potential zugeschrieben, jedoch auch auf den bei diesen Systemen hohen regelungstechnischen Aufwand und höhere Kosten verwiesen. Eine finale Aussage der technisch und wirtschaftlich besten Lösung kann wieder nur für jede Anwendung individuell getroffen werden.

2.2 Optimierung und Simulation hydraulischer Pumpen

Zahlreiche Arbeiten beschäftigen sich auch mit der Optimierung der, bei den zuvor beschriebenen Antrieben eingesetzten, Komponenten. Auf Seiten von Elektromotor und Leistungselektronik stehen bereits, getrieben durch Vorgaben des Gesetzgebers u.a. in der Ökodesign-Richtlinie (ErP), leistungsfähige und effiziente Komponenten zur Verfügung [ERP09]. Die Hydropumpe als zweite Kernkomponente des Antriebs erfährt in den letzten Jahren ebenfalls eine Weiterentwicklung hin zu besserer Effizienz und verbesserten Eigenschaften für die speziellen Anforderungen der neuen Systeme.

So steht insbesondere die Axialkolbenpumpe wegen ihrer sehr großen Verbreitung in Verstellpumpensystemen im Fokus aktueller Arbeiten, die neben einer Verschleißreduktion auch eine Minimierung der Reibung in der Pumpe zum Ziel haben, was sich auch direkt auf den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad auswirkt. [PAL09].

Bei Zahnradsystemen dagegen, bei welchen die Reibung verglichen mit Kolbenpumpen weniger negativ auf die Effizienz einwirkt, steht eher die Verbesserung der Volumetrie im Mittelpunkt. Verminderte innere Leckage durch Radial- und Axialspaltkompensation, bei Außenzahradpumpen bereits als Standard etabliert, findet zunehmend auch bei Innenzahradpumpen Verwendung. Eine weitere Richtung, in welche die Optimierung von Pumpen vorangetrieben wird, ist ihre Einsatzfähigkeit für den 4-Quadrantenbetrieb, da diese insbesondere bei geregelten Achsen benötigt wird. Neben den bereits genannten Optimierungen gibt es auch eine starke Entwicklung hin zu geräusch- und pulsationsarmen Pumpen, um besonders in der Mobilhydraulik den Anwenderkomfort zu erhöhen und den steigenden Anforderungen durch die Lärmschutzverordnung genügen zu können. So können bei

Außenzahnpumpen Pulsation und daraus resultierendes Geräusch zum Beispiel durch, auf computergestützten Berechnungen basierende, optimierte Quetschölnuten [VAC11, WUS11] oder den Einsatz veränderter Zahnradgeometrien [REX16, SET17] stark verringert werden. Es wurden zahlreiche Modellansätze für Zahnradpumpen eingeführt, die jeweils auf spezifische Fragestellungen hin optimiert wurden und hierfür Vereinfachungen treffen müssen, welche die Allgemeingültigkeit einschränken. Eine ganze Reihe von Modellen legt den Schwerpunkt auf die Modellierung der Pumpenseite und die dort auftretenden Strömungen und Kavitationseffekte. Diese Modelle erlauben die Lokalisation der auftretenden Wirbel [ERT10] und der Kavitation, was auch Rückschlüsse auf deren Einfluss auf die Pumpenvolumetrie erlaubt [DCA12]. Ein weiterer Modellansatz konzentriert sich auf die Analyse der Spalte in Lagern und den Gleitflächen, um hieraus Rückschlüsse auf die Dicke des Schmierfilms ableiten zu können [DCA14]. Dies unterstützt bei der korrekten Auslegung dieser Schmier- und Gleitbereiche, welche sich durch die bei drehzahlvariablen Antrieben sehr unterschiedlichen Betriebsbedingungen gegenüber Systemen für einen festen Arbeitspunkt als ungleich komplexer darstellt.

2.3 Auslegung und Optimierung hydraulischer Pumpenantriebe und Systeme

Bei der Auslegung drehzahlvariabel betriebener hydraulischer Pumpen kommen zum großen Teil die gleichen Methoden wie auch bei Antrieben mit konstanter Drehzahl zum Einsatz. Hierbei handelt es sich meist um klassische Eckleistungsbetrachtungen, die lediglich leicht modifiziert werden. Anhand des geforderten Drehzahlbereichs, maximaler Druckbelastung und der Eckleistung des Systems wird ein geeigneter Antrieb gewählt. Hinzu kommen zunehmend aus bereits existierenden Anwendungen gewonnene Erfahrungen, die ebenfalls Einfluss auf den Prozess nehmen. Durch diese Vorgehensweise lassen sich schnell und ohne großen Kostenaufwand funktionierende Systeme entwickeln, jedoch ist deren Effizienz in der Regel nicht optimal. Auch die Robustheit gegen negative Wechselwirkungen mit dem Systemkontext, wie eine Überhitzung der Pumpe bei längeren Druckhaltephasen mit geringem Volumenstrom oder pulsationsbedingten Problemen, beispielsweise hohe Geräuschentwicklung oder Druckspitzen, ist nicht gewährleistet.

Am anderen Ende existieren Systeme, die auf Basis einer sehr umfassenden Optimierung entstanden sind. Hierbei wird, meist durch oder zumindest in Kooperation mit Forschungsinstituten, ein sehr hoher Entwicklungsaufwand betrieben, um eine bestimmte Anwendung bestmöglich auszulegen – die Ergebnisse sind jedoch sehr speziell und nur bedingt auf andere Systeme übertragbar [BRA12, SCH12]. Die Strategien für effiziente Systeme und Prozesse orientieren sich an den für elektromechanische Antriebssysteme bereits etablierten Strategien [MAC15], welche durch die Vorgaben des Gesetzgebers für elektrische Maschinen getrieben werden. Diese können auf elektrohydraulische Systeme adaptiert werden und dienen so der Orientierung beim Umstieg von klassischer Konstanthydraulik auf Energy-On-Demand-Architekturen [GRO11, ROS14].

Durch die höhere Komplexität der Auslegung von Pumpenantrieben für drehzahlvariabel arbeitende Anwendungen bieten die Systemhersteller zunehmend Assistenzsysteme an, welche den Kunden bei der Auswahl geeigneter Antriebe unterstützen. Diese reichen von einfachen Fragebögen bis zu umfangreichen Softwaretools, die dem Systementwickler, basierend auf dem Produktportfolio des Herstellers und unter Berücksichtigung der von diesem als zulässig definierten Kombinationsmöglichkeiten, geeignete Antriebe vorschlagen [ROS14, REX18] und auch die Einsparung gegenüber Konstantsystemen quantifizieren. Der Umfang dieser Programme beschränkt sich jedoch immer auf die Komponenten des jeweiligen Herstellers. Ferner ist auch kein Vergleich von Systemen und Ergebnissen unterschiedlicher Hersteller möglich, da weder über die Bestimmung der Messdaten noch über die angewandten Berechnungsvorschriften Informationen frei zugänglich existieren.

2.4 Messtechnische Untersuchung von Pumpen und Pumpenantrieben

Bei der messtechnischen Untersuchung hydraulischer Antriebseinheiten, Pumpen und Motoren, wird in Forschung wie Industrie auf die in der Norm ISO 4409 [ISO07] beschriebenen Verfahren zurückgegriffen. Zahlreiche Ergänzungen, insbesondere zu den Genauigkeitsklassen und der Berechnung der Wirkungsgrade, liefern J. und M. Ivantysyn in Ihrem Werk zu Konstruktion und Berechnung hydrostatischer Pumpen und Motoren [IVA93]. Jüngere Arbeiten führen jedoch Schwächen der bisher angewandten Verfahren hinsichtlich ihrer Anwendbarkeit für moderne effiziente Systeme an und zeigen wichtige Maßnahmen auf, die bei der Erarbeitung belastbarer Ergebnisse getroffen werden müssen [RAH11]. So wird die problematische bzw. oftmals nicht durchgeführte Kalibrierung von Volumenstromzählern im Hochdruckbereich als eine der entscheidenden Fehlerquellen von Wirkungsgradmessungen identifiziert. Wird hierauf nicht besonderes Augenmerk gerichtet, kann die höchste Genauigkeitsklasse A, welche für zeitgemäße Messsysteme als zwingend notwendig gilt, nicht erreicht werden. Es wird eine Messung des Volumenstroms im Niederdruckbereich empfohlen, was jedoch einen erhöhten Berechnungsaufwand mit sich bringt und komplexe Ölmodelle benötigt, was sich wiederum als potenzielle Fehlerquelle erweist. Auch wird beschrieben, wie entscheidend es ist, über der gesamten Messung sicherzustellen, dass sich Proband wie Prüfstand in einem thermisch nahezu stationären Zustand befinden. Hierdurch werden Fehler durch die zahlreichen Einflüsse der Temperatur, z.B. in den Dichtspalten, minimiert.

Schließlich liefert [PAL09] einen umfangreichen Handlungsleitfaden für die Ermittlung von Messunsicherheiten, deren Einflüsse auf das Ergebnis sowie den geeigneten Umgang zum Erreichen bestmöglicher Sicherheit. Hervorzuheben ist hier die Bedeutung des Einsatzes möglichst präziser Messtechnik, um die Entstehung zufälliger Messunsicherheiten gleich an der Quelle zu minimieren sowie die Nutzung standardisierter, immer gleichbleibender Messabläufe, um systematische Einflüsse identifizierbar zu machen und diese bei der Auswertung kompensieren zu können.

2.5 Thermischen Verhalten hydraulischer Pumpen und Systeme

Eine Analyse bzw. Abschätzung des thermischen Verhaltens ist Bestandteil jeder Entwicklung eines hydraulischen Systems. Es muss sichergestellt werden, dass die im Betrieb in das System eingetragene Wärme abgeführt wird und nicht zu einer Überschreitung von Temperaturgrenzen führt. Durch ausreichend große Dimensionierung des Tanks oder Einsatz von Kühlsystemen wie Wärmetauschern oder Ventilatoren kann dies sichergestellt werden [PAR18]. Besonders bei Kompaktantrieben, welche mit kleinen Tankvolumina auskommen müssen oder die im geschlossenen Kreis arbeiten, kann eine sichere Auslegung des thermischen Systemverhaltens nur durch eine umfassende Betrachtung des Systems erfolgen. Hierfür eingeführte thermohydraulische Modelle orientieren sich an der Modellbildung von elektrischen Maschinen [MEL91, RIT18] und bilden die Wärmequellen und Transferprozesse über ein thermisches Widerstandsnetzwerk ab. Diese Modelle können eine für die Auslegung hinreichende Genauigkeit erreichen [BUS13, MIC14], benötigen hierfür jedoch sehr genaue Kenntnisse der gesamten Anlage sowie der Umgebungsbedingungen, was einen großen Zeit- und Kostenaufwand darstellt.

3 Ziele der Arbeit

Auf der Basis des zuvor beschriebenen Stands von Wissenschaft und Technik wie auch durch intensiven Austausch mit Anwendern und Entwicklern hat sich eine zentrale Fragestellung als noch offen herausgestellt, welche die vorgestellte Arbeit beantworten möchte:

Wie muss eine systematische und prozessorientierte Auslegung effizienter drehzahlvariabler Motor-Pumpen-Aggregate aussehen?

Es existieren Lösungen von Herstellern sowie zahlreiche beispielhafte Optimierungen kompletter Systeme. Jedoch zeigen sich hier Lücken in der allgemeingültigen Anwendbarkeit und auch eine Vergleichbarkeit der Lösungen untereinander ist nicht gegeben.

Um die Methodenentwicklung strukturiert angehen zu können, ist die zentrale Frage nach der Auslegung in *Effizienz* und *Systemwechselwirkungen* aufgeteilt und weiter in aufeinander aufbauende oder sich ergänzende Teilfragestellungen untergliedert worden:

- Grundsätzlich soll geklärt werden, wie sich eine prozessorientierte Effizienzbewertung durchführen lässt und welche Kennzahlen für die Bewertung sinnvoll sowie welche Prozessgrößen relevant sind? Hierdurch soll die bisher nur sehr begrenzt mögliche Vergleichbarkeit allgemeingültig sichergestellt werden.
- Auf Komponentenebene der Pumpe soll analysiert werden, welche und wie sich Einflussparameter auf die Pumpeneffizienz auswirken (Einfluss des Pumpenprinzips, konstruktiver Parameter, Fertigungseinflüssen, Wechselwirkungen von Einflussparametern und Prozessgrößen)
- Auf Systemebene des Motor-Pumpen-Aggregats soll geklärt werden, wie sich Motor und Pumpe hinsichtlich der Gesamteffizienz beeinflussen und wie sich diese Wechselwirkung nutzen lässt.
- Schließlich wird auf Prozessebene das Potential einer Effizienzsteigerung durch Anpassung des Prozesses untersucht und Möglichkeiten, dieses methodisch zugänglich zu machen, analysiert.

Das methodische Vorgehen auf Komponenten-, System- und Prozessebene ermöglicht es, die bisher nur mit großem Aufwand für Einzelfälle erfolgten Effizienzsteigerungen allgemein zugänglich machen zu können.

Hinsichtlich der Systemwechselwirkungen wird sich beispielhaft auf eine Fragestellung konzentriert, welche sich prinzipbedingt für Prozesse mit drehzahlvariablem Pumpenantrieb besonders umfangreich darstellt, gleichzeitig aber eine hohe Relevanz für die Funktion besitzt:

Der Begriff der Thermischen Stabilität in kritischen Arbeitspunkten (z.B. Druckhaltebetrieb) soll bewertbar definiert und die sie beeinflussenden Pumpeneigenschaften und Prozessgrößen untersucht werden.

4 Physikalische und technische Grundlagen

Im Folgenden werden die für die Methodenentwicklung und Analyse benötigten Grundlagen zusammengefasst. Hierzu werden zuerst die Begriffe und physikalischen Zusammenhänge der idealen und realen Verdrängermaschine eingeführt, bevor dann die Arten der Wandlungsverluste beschrieben und die Wirkungsgrade definiert werden. Im Anschluss erfolgt eine Einführung in die Wirkprinzipien und Bauformen von Zahnradpumpen, abschließend werden die Grundbegriffe der Erfassung und statistischen Bewertung von Messunsicherheiten beschrieben.

Hierbei handelt es sich jeweils um eine kurze Zusammenfassung der für das weitere Verständnis benötigten physikalischen sowie technischen Begriffe und Zusammenhänge. Für eine ausführliche und tiefgehende Betrachtung wird jeweils auf die Quellen der einschlägigen Fachliteratur verwiesen.

4.1 Ideale und reale Verdrängermaschine

Ein Pumpenantrieb stellt eine Arbeitsmaschine dar, deren Aufgabe die Energiewandlung in hydraulische Energie ist. Die Wandlung erfolgt dabei in der Regel zweistufig und in erster Linie aus elektrischer oder der in einem Kraftstoff enthaltenen chemischen Energie. Diese wird zuerst, beispielsweise durch einen Elektromotor oder eine Verbrennungskraftmaschine, in mechanische Energie und diese dann in hydraulische Energie gewandelt. Die hydraulische Energie, deren Energieträger ein Fluid ist, kann über ein Leitungssystem verteilt werden und steht dann in industriellen Prozessen oder bei Mobilmaschinen zur Verrichtung von Arbeit zur Verfügung.

Innerhalb des Pumpenantriebs wird die mechanische Energie durch die Hydropumpe in hydraulische Energie gewandelt. Hydropumpen zählen zu den Verdrängermaschinen, die den Fluidfluss über Vergrößerung und Verkleinerung des Verdrängerraums erzeugen. Zur Beschreibung des Arbeitsvorgangs einer solchen Maschine führt man die „ideale Verdrängermaschine“ ein. Diese ist eine Pumpe, analog gilt dies auch für Motoren, welche die folgenden Eigenschaften besitzt [IVA93]:

Sie ist vollständig dicht, arbeitet ohne Reibungsverluste, die Umsteuerung des Verdrängerraumes zwischen Nieder- und Hochdruckraum erfolgt sprunghaft und ohne Zeitversatz mit der Richtungsumkehr des Arbeitskolbens. Ferner kommt es zu keinen Formänderungen an Bauteilen durch Druck- oder Temperatureinflüsse. Dies bedeutet keine Leckagen oder Reibungen sowie konstante Volumina der Verdrängerräume.

Das Fluid am Eingang besitzt den Druck p_1 , die Geschwindigkeit v_1 , die Temperatur T_1 , die innere Energie U_1 sowie die Dichte ρ_1 , am Ausgang analog dazu die Parameter p_2 , v_2 , T_2 , U_2 und ρ_2 . Bewegt sich der Kolben nach rechts und ist mit dem Pumpeneingang, welchen der Sauganschluss darstellt, verbunden, füllt sich der Verdrängerraum bis zum Erreichen von Punkt B des Indikatordiagramms mit Fluid (siehe Abb.4.1.1).

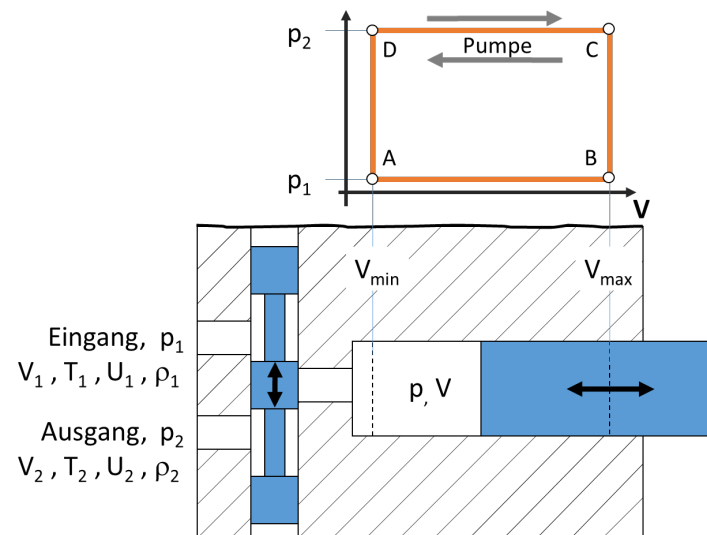


Abbildung 4.1.1: Arbeitsvorgang einer idealen Verdrängermaschine, Schema und Indikatordiagramm (Abbildung in Anlehnung an [IVA93])

Unter Vernachlässigung der gegenüber den sonstigen Energieformen geringen Lageenergie besitzt das Fluid am Eingang die spezifische, auf die Masse bezogene Energie:

$$e_1 = u_1 + \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2} \quad \text{Gl. 4-1-1}$$

Im Punkt B erfolgt ohne Zeitversatz die Umsteuerung des Verdrängervolumens auf den Ausgang, den Druckanschluss und gleichzeitig kehrt sich die Bewegungsrichtung des Kolbens um. Der Druck steigt nun sprunghaft auf p_2 an (Punkt C), in der Folge verkleinert sich durch die Kolbenbewegung der Verdrängerraum und die Flüssigkeit wird durch Verschiebearbeit zum Ausgang gefördert. Die Flüssigkeit am Ausgang besitzt analog zum Eingang die spezifische Energie:

$$e_2 = u_2 + \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} \quad \text{Gl. 4-1-2}$$

Hat der Kolben in Punkt D schließlich seinen vorderen Totpunkt erreicht, kehrt sich wiederum seine Bewegungsrichtung um und gleichzeitig erfolgt wieder die Umsteuerung zurück zum Sauganschluss. Der Druck sinkt schlagartig zurück auf p_1 und Punkt A wird wieder erreicht, von wo aus der Arbeitsvorgang erneut beginnt.

Setzt man eine ideale Flüssigkeit voraus, deren Dichte und Temperatur während des gesamten Arbeitsvorgangs konstant bleiben, und nimmt weiter an, dass die Strömungsgeschwindigkeiten an Ein- und Ausgang gleich sind, ergibt sich für die Veränderung der spezifischen Energie des Fluids:

$$\Delta e = e_2 - e_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{\Delta p}{\rho} \quad \text{Gl. 4-1-3}$$

Für den Massestrom gilt:

$$Q_m = \frac{dm}{dt} = Q * \rho \quad \text{Gl. 4-1-4}$$

Somit gilt für die von der Pumpe aufgenommene Leistung, was der hydraulischen Leistung entspricht:

$$P = \Delta e * Q_m = \Delta p * Q \quad \text{Gl. 4-1-5}$$

Möchte man sich nun der realen Verdrängermaschine nähern, lässt man zuerst die Annahme einer idealen Flüssigkeit fallen. Jetzt wirken sich die Kompressibilität sowie die Reibung des viskosen Fluids auf den Arbeitsvorgang aus und dieser ergibt sich wie in Abbildung 4.1.2 dargestellt.

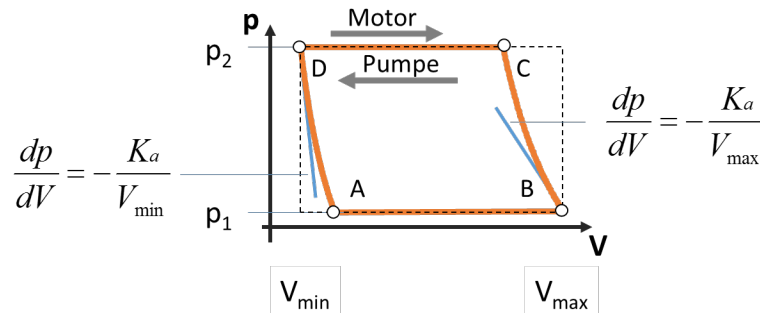


Abbildung 4.1.2: Indikatordiagramm einer idealen Verdrängermaschine mit kompressiblem Fluid [IVA93]

Der Druckanstieg bei der Richtungsumkehr des Kolbens, ausgehend von Punkt B nach C, ergibt sich wegen der kurzen Zeit des Vorgangs mit guter Näherung in Abhängigkeit des adiabatischen Kompressionsmoduls K_a , es gilt:

$$dp = -\frac{K_a}{V} dV \quad \text{Gl. 4-1-6}$$

Die Umsteuerung des Verdrängervolumens vom Saug- zum Druckanschluss erfolgt jetzt erst in Punkt C, das Fluid strömt dann bis zum Erreichen des vorderen Totpunkts in D aus der Pumpe hinaus, diese hat zusätzlich zur Verschiebearbeit auch adiabatische Kompressionsarbeit geleistet.

Die adiabatische Kompression (von B nach C) hat nun zur Folge, dass sich Temperatur und Dichte des Fluids ändern. Bei gleicher Strömungsgeschwindigkeit an Ein- und Ausgang ergibt sich nun die Änderung der spezifischen Energie gleich der Änderung der spezifischen Enthalpie zu:

$$\Delta e = \left(u_2 + \frac{p_2}{\rho_2} \right) - \left(u_1 + \frac{p_1}{\rho_1} \right) = i_2 - i_1 \quad \text{Gl. 4-1-7}$$

Wegen $V_{\min} < V_{\max}$ sinkt der Druck bei der Expansion schneller ab als er bei der Kompression ansteigt. Durch die Expansion wird das Volumen der Flüssigkeit um ΔV_a vergrößert:

$$\Delta V_a = \int_D^A \frac{V_{\min}}{K_a} dp \quad \text{Gl. 4-1-8}$$

Diese Expansion reduziert das für den Verdrängerprozess nutzbare Volumen in Abhängigkeit der Kompressibilität und des minimalen Volumens V_{\min} .

$$V = V_{\max} - (V_{\min} + \Delta V_a) = \Delta e * Q_m = \Delta p * Q \quad \text{Gl. 4-1-9}$$

Diese in der Regel negative Auswirkung auf den Pumpenbetrieb führt daher zur Bezeichnung dieses Volumens als Schadraum oder Totvolumen V_T .

Darüber hinaus wird durch die Flüssigkeitsreibung zusätzlich noch Energie zur Aufrechterhaltung der Strömung benötigt (siehe Abb. 4.1.3). Sowohl beim Ein- wie auch beim Ausströmen wirkt die Reibung entgegen der Strömung und sorgt für eine Druckdifferenz. Der Druck im Verdrängerraum ist deshalb beim Einströmen um Δp_1 geringer als der Druck p_1 im Eingang, beim Ausströmen dagegen um den Wert Δp_2 höher als der Druck p_2 im Ausgang der Pumpe.

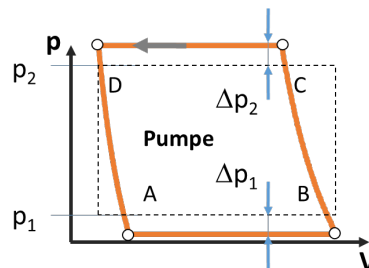


Abbildung 4.1.3: Indikatordiagramm einer idealen Verdrängermaschine mit kompressiblem, reibungsbehaftetem Fluid [IVA 93]

Diese durch die Flüssigkeitsreibung bedingten Druckdifferenzen, beschrieben durch Gl. 4-1-10 und Gl. 4-1-11, sind über die Dichte ρ abhängig von den Fluideigenschaften, dem geometrieabhängigen Widerstandsbeiwert ξ sowie quadratisch von der Strömungsgeschwindigkeit v .

$$\Delta p_1 = p_1 - p_V = \xi_1 * \rho_1 * \frac{v_1^2}{2} \quad \text{Gl. 4-1-10}$$

$$\Delta p_2 = p_V - p_2 = \xi_2 * \rho_2 * \frac{v_2^2}{2} \quad \text{Gl. 4-1-11}$$

Die Energiewandlung kann bei hydraulischen Pumpen auf zwei Arten erfolgen: entweder translatorisch oder rotatorisch.

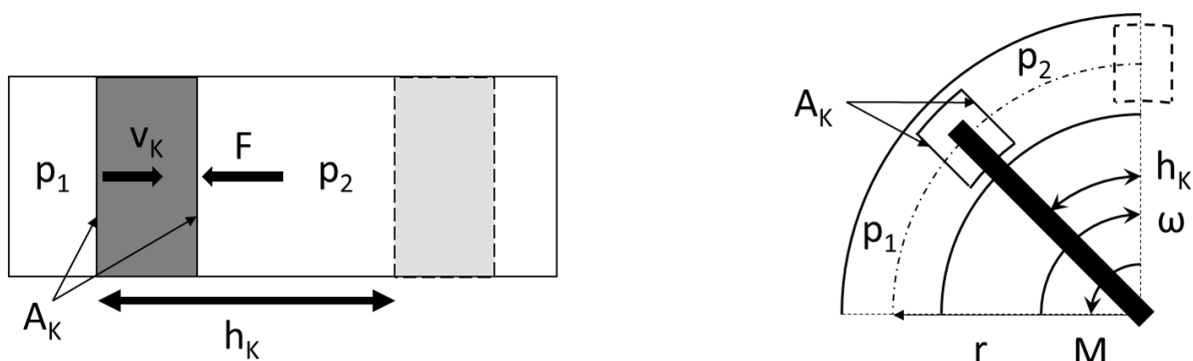


Abbildung 4.1.4: Schematische Darstellung einer translatorischen (links) und rotatorischen (rechts) Verdrängerbewegung

Eine lineare Wandlung lässt sich am einfachsten anhand eines pumpenden Kolbens beschreiben (Abb. 4.1.4, links). Der Kolben, welcher auf beiden Seiten die gleich Fläche A_K besitzt und der

antriebsseitig mit dem Druck p_1 beaufschlagt ist, wird mit v_K gegen einen lastabhängigen Druck p_2 bewegt. Es ergibt sich für die dazu benötigte Antriebskraft F :

$$F = (p_1 - p_2) * A_K = \Delta p * A_K \quad \text{Gl. 4-1-12}$$

Aus der Kolbengeschwindigkeit ergibt sich der Volumenstrom zu:

$$Q = v_K * A_K \quad \text{Gl. 4-1-13}$$

Unter Einbezug der geleisteten Arbeit des Kolbens W_K ergibt sich die Leistung der linearen Verdrängermaschine zu:

$$W_K = F * h_K \quad \text{Gl. 4-1-14}$$

$$W_K * dt = P = \Delta p * Q \quad \text{Gl. 4-1-15}$$

Analog lässt sich die rotatorische Wandlung für einen sich im Kreis bewegenden Kolben beschreiben (siehe Abb. 4.1.4, rechts). Hierfür ergibt sich das Verdrängungsvolumen, also das Volumen, welches bei einer Umdrehung des Kolbens verdrängt wird zu:

$$V = 2 * \pi * r * A_K \quad \text{Gl. 4-1-16}$$

Für den Volumenstrom, das Produkt aus Verdrängungsvolumen und Drehzahl, ergibt sich somit:

$$Q = V * \frac{\omega}{2 * \pi} = V * n \quad \text{Gl. 4-1-17}$$

Wird wiederum ein lastabhängiger Druck p_2 angelegt, so folgt für das benötigte Antriebsdrehmoment:

$$M = (p_1 - p_2) * A_K * r = \Delta p * A_K * r \quad \text{Gl. 4-1-18}$$

Mit Gleichung 4-1-16 lässt sich das Antriebsdrehmoment in Relation zum Verdrängungsvolumen formulieren:

$$M = \frac{\Delta p * V}{2 * \pi} \quad \text{Gl. 4-1-19}$$

Die Leistung der Verdrängermaschine kann wieder aus der Kolbenarbeit W_K bestimmt werden:

$$\begin{aligned} W_K &= M * h_K = \left(\frac{\Delta p * V}{2 * \pi} \right) * (2 * \pi * n * \Delta t) = \Delta p * n * V * \Delta t \\ &= \Delta p * Q * \Delta t \end{aligned} \quad \text{Gl. 4-1-20}$$

$$P = \Delta p * Q \quad \text{Gl. 4-1-21}$$

Die Leistung einer Verdrängermaschine ist, egal ob translatorisch oder rotatorisch arbeitend, immer gleich dem Produkt aus der Druckdifferenz über der Maschine und dem Volumenstrom.

Bei der realen Verdrängermaschine gelten die für die ideale Maschine definierten Annahmen nicht, sie ist verlustbehaftet. Sie besitzt Leckagen durch Dichtspalte und Passungsspiele in Lagern, Reibung zwischen sich bewegenden Teilen und unterliegt geometrischen Verformungen durch Druck- und Temperatureinflüsse. Auch erfolgt die Umsteuerung im realen System nicht unmittelbar und im idealen Moment, sondern innerhalb einer Zeitspanne $t_r > 0$.

Die Verluste lassen sich nach der Art ihres Einflusses grundsätzlich in zwei Gruppen aufteilen. Volumetrische Verluste lassen den Volumenstrom, welcher die Pumpe verlässt, gegenüber dem theoretischen Wert, der dem Produkt von Verdrängervolumen und Drehzahl entspricht, kleiner werden. Hydraulisch-mechanische Verluste bewirken eine Erhöhung des zur Erzeugung eines Druckes p benötigten Antriebsdrehmoments M an der Pumpenwelle, ebenfalls gegenüber dem theoretischen Wert der idealen Maschine.

4.1.1 Volumetrische Verluste

Die volumetrischen Verluste setzen sich wiederum aus drei voneinander unabhängigen Anteilen zusammen, welche sich in Abhängigkeit von Prinzip und Arbeitspunkt der Maschine unterschiedlich stark auf den effektiven Volumenstrom auswirken [IVA93]. Besonderes Augenmerk soll dabei auf die Leckagen an konstruktionsbedingten Spalten und Passungsspielen gelegt werden, da diese für die volumetrischen Eigenschaften drehzahlvariabler Pumpen besonders großen Einfluss besitzen. Neben den Leckagen zählen auch die Kompressionsverluste und Füllverluste zu den volumetrischen Verlusten.

Immer wenn Spalte eine Dichtwirkung zwischen Bereichen unterschiedlichen Druckes besitzen, so entsteht eine Strömung vom höheren zum niedrigeren Druck. Kommt noch eine relative Bewegung der Spaltbegrenzungen zueinander hinzu, wie beispielsweise dem Kolben oder Zahn zum Gehäuse, so wird diese Strömung noch durch eine Schlepplströmung überlagert, welche durch Adhäsion von Fluid an der bewegten Wandung entsteht. Weiter sind bei den durch Spalte bedingten Verlusten interne und externe Leckagen zu unterscheiden. Interne Leckagen verbleiben im Inneren der Pumpe, fließen entgegen der Förderrichtung vom Druck- in Richtung des Sauganschlusses. Sie verringern den effektiven Volumenstrom, verbleiben jedoch im System Pumpe und erhöhen daher nicht den durch die Pumpe angesaugten Volumenstrom. Externe Leckagen dagegen fließen aus dem Pumpeninneren in Richtung der Umgebung, überschreiten somit die Systemgrenze der Pumpe und müssen zusätzlich von der Pumpe neu über den Sauganschluss ins System Pumpe angesaugt werden. Die Summe aller partiellen Leckagen stellt somit die Leckageverluste einer Pumpe dar:

$$Q_L = \sum_{k=1}^n Q_{int,k} + \sum_{l=1}^m Q_{ext,l} \quad \text{Gl. 4-1-22}$$

Das Fluid strömt in der Pumpe durch eine Vielzahl verschiedener Spalte, die ein Netz hydraulischer Widerstände zwischen der Druck- und Saugseite bilden. Abhängig von der Geometrie und Strömungsgeschwindigkeit können die Widerstände dabei laminar oder turbulent durchströmt werden. Die Leckageverluste lassen sich als Summe der laminar und turbulent durchströmten Widerstände formulieren:

$$Q_L = \sum_{i=1}^n Q_{t,i} + \sum_{j=1}^m Q_{l,j} = \sum_{i=1}^n C_{t,i} * \sqrt{\frac{\Delta p_i}{\rho}} + \sum_{j=1}^m C_{l,j} * \frac{\Delta p_j}{\mu} \quad \text{Gl. 4-1-23}$$

Die Verlustbeiwerte C_t und C_l enthalten die geometrischen Parameter der Widerstände. Unter den turbulent durchströmten Widerständen sind vor allem die Blenden zu nennen, hier gilt für C_t :

$$C_t = \alpha_D * A * \sqrt{2} \quad \text{Gl. 4-1-24}$$

Über den Durchflusskoeffizient α_D , welcher meist messtechnisch bestimmt wird, erfolgt dabei sowohl die Berücksichtigung der Reynoldszahl wie auch die Gegebenheiten der Einströmgeometrie. Für die laminar durchströmten Widerstände berechnet sich der Verlustbeiwert geometrieabhängig. Tabelle 4.1.1 enthält die formalen Zusammenhänge für die drei häufigsten Spaltgeometrien.

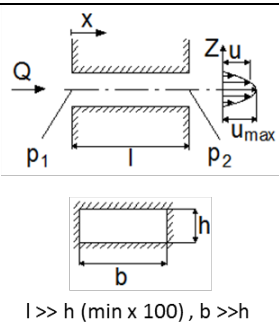
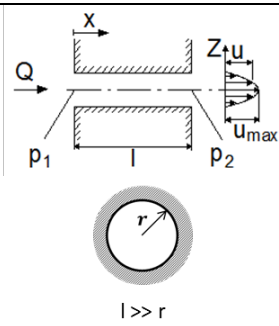
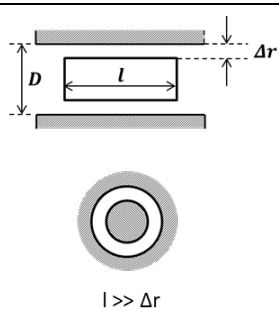
Rechteckspalt	Rohr / Drossel / Bohrung	Ringspalt
 <p>$l \gg h \text{ (min x 100)}, b \gg h$</p>	 <p>$l \gg r$</p>	 <p>$l \gg \Delta r$</p>
$C_l = \frac{b * h^3}{12 * l}$	$C_l = \frac{\pi * r^4}{8 * l}$	$C_l = \frac{D * \pi * \Delta r^3}{12 * l}$

Tabelle 4.1.1: Verlustbeiwerte für laminar durchströmte Spalte und Bohrungen [MUR11]

Die Leckageverluste sind umgekehrt proportional zur Viskosität, bedingt durch die laminar durchströmten Widerstände. Außerdem steigen sie proportional mit der Druckdifferenz an.

Eine Abhängigkeit von der Drehzahl ist formal nicht festzustellen, Messungen ergeben jedoch einen starken Anstieg der Leckagen bei sehr niedrigen Drehzahlen, wenn der effektive Volumenstrom in der gleichen Größenordnung wie die Leckage liegt. Auch steigt die Leckage im Bereich steigender Drehzahlen. Beides ist auf ein Abnehmen der Viskosität zurückzuführen, bei kleinen Drehzahlen wegen der geringen Wärmeabfuhr, bei hohen Drehzahlen wegen der durch hohe Gleitgeschwindigkeiten steigenden Energiedissipation [IVA93].

Füllverluste treten bei sehr hohen Drehzahlen auf, da hier durch steigende Strömungsgeschwindigkeiten die Druckverluste zwischen Pumpeneingang und Verdrängervolumen zunehmen. Setzt man einen konstanten Druck am Pumpeneingang voraus, so führt die ansteigende Strömungsgeschwindigkeit zu einem Absinken des Druckes im Saugraum der Pumpe. Erreicht dieser schließlich den Dampfdruck, so beginnt Kavitation aufzutreten. Erhöht man die Drehzahl nun weiter, so füllt sich der Verdrängerraum unvollständig bzw. mit einem Gemisch aus Fluid und Luft, der effektive Volumenstrom steigt nicht weiter an. Aus thermodynamischer Sicht handelt es sich hierbei nicht um einen Verlust, da der zugeführte Volumenstrom um den gleichen Wert Q_F sinkt wie der effektive Volumenstrom. Die unvollständige Füllung wirkt sich wie eine Verkleinerung des Verdrängervolumens aus. Aus Sicht des hydraulischen Systems wirkt sich die unvollständige Füllung in Form eines, gegenüber dem

theoretischen Volumenstrom um den Wert Q_F , reduzierten effektiven Volumenstrom aus, weshalb sich eine Bezeichnung als Füllverluste durchgesetzt hat.

Schließlich sind auch die Verluste durch Kompression zu den volumetrischen Verlusten zu zählen. Unter Einbezug von Gleichung 4-1-6 wird der effektive Volumenstrom durch die Kompression um den Wert Q_K verringert:

$$Q_K = n * \Delta V_K = n * V_g * \frac{\Delta p}{K} \quad \text{Gl. 4-1-25}$$

Aus energetischer Sicht handelt es sich auch hier wiederum nicht um einen Verlust, da die Energie der Kompression in das Fluid eingebracht und damit am Verbraucher wieder genutzt werden kann. Wiederum verringert sich aber durch die Kompression der effektive Volumenstrom, weshalb auch dieser in einer Systembetrachtung als Verlust berücksichtigt wird. Somit ergibt sich für den effektiven Volumenstrom unter Berücksichtigung der gesamten volumetrischen Verluste:

$$Q_{eff} = Q_{th} - (Q_L + Q_F + Q_K) = n * V_g - (Q_L + Q_F + Q_K) \quad \text{Gl. 4-1-26}$$

4.1.2 Hydraulisch-mechanische Verluste

Auch bei den hydraulisch-mechanischen Verlusten ist eine weitere Unterteilung in Anteile sinnvoll. So kann das hierdurch um das Verlustmoment M_R erhöhte Antriebsmoment zum Teil jeweils auf viskose Reibung, Mischreibung und Festkörperreibung zurückgeführt werden.

Viskose Reibung entsteht in erster Linie zwischen fluidgefüllten Gleitflächen sich relativ zueinander bewegender Komponenten in der Pumpe und ist proportional der Relativgeschwindigkeit sowie der dynamischen Viskosität. Für die in einem Spalt der Höhe h üblicherweise vorherrschende laminare Strömung ergibt sich für das hieraus resultierende Verlustmoment M_μ dann:

$$M_\mu = K_\mu * \frac{\mu}{h} * n \quad \text{Gl. 4-1-27}$$

Im Bereich kleiner Drehzahlen weicht der reale Verlauf dieses Anteils jedoch nach oben ab, was sich auf die hier auftretende Mischreibung zurückführen lässt, die aufgrund sich unvollständig ausgebildeter Schmierfilme auftritt. Dieses Verhalten folgt dem von Stribeck [STR02; RUD12] vorgestellten typischen Verlauf.

Durch Flüssigkeitsreibung in turbulent durchströmten Widerständen und zur Impulsänderung bei Geschwindigkeitsänderungen ergibt sich eine Druckdifferenz Δp_ρ , wofür ebenfalls ein zusätzliches Moment M_ρ aufgewandt werden muss.

$$\Delta p_\rho = \xi_1 * \frac{\rho}{2} * v^2 + \xi_2 * \rho * \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} = C_\rho * \rho * n^2 \quad \text{Gl. 4-1-28}$$

$$M_\rho = \frac{\Delta p_\rho * V}{2 * \pi} = K_\rho * \rho * n^2 \quad \text{Gl. 4-1-29}$$

Ein weiterer Verlust in Form eines zusätzlichen Drehmoments M_p verhält sich, mit dem experimentell zu bestimmenden Proportionalitätsfaktor K_p proportional zur Druckdifferenz über der Pumpe. Dieser Anteil entsteht vor allem in den Lagern, wenn hier aufgrund der erhöhten Belastung durch druckbedingt auftretende Kräfte oder wegen unvollständiger hydraulischer Entlastung Haft- bzw. Gleitreibung im Trocken- bzw. Festkörperreibungsbereich auftritt. Er verursacht neben den Verlusten auch erhöhten Verschleiß, sollte daher bei der Konstruktion einer Pumpe möglichst geringgehalten werden. Es gilt:

$$M_p = K_p * \Delta p \quad \text{Gl. 4-1-30}$$

Letztlich tritt noch ein von den Betriebsparametern unabhängiges, dafür pumpenspezifisches zusätzliches Drehmoment M_S auf. Es ist über dem gesamten Arbeitsbereich konstant und wird unter anderem durch Vorspannung der Dichtungen und Toleranzen ausgelöst, ist gegenüber den anderen Verlusten aber gering.

$$M_{eff} = M_{th} + (M_{\mu} + M_p + M_p + M_S) \quad \text{Gl. 4-1-31}$$

Es ergibt sich das aufzubringende Antriebsmoment der Pumpe gemäß Gl.4-31 als Summe des theoretischen Antriebsmoments für die ideale, verlustfreie Druckerhöhung M_{th} und den vier verlustbedingten Drehmomentanteilen, welche deshalb auch als Drehmomentverluste bezeichnet werden.

4.1.3 Wirkungsgrade

Der Wirkungsgrad einer energiewandelnden oder leistungsübertragenden Maschine stellt einen ihrer wichtigsten Parameter dar. Auch wenn im allgemeinen darunter das Verhältnis von realem zu idealem, verlustfreien Prozess verstanden wird, gibt es im Detail unterschiedliche Definitionen, was bei quantitativen Vergleichen zu abweichenden Aussagen führen kann. Basierend auf den für hydraulische Pumpen und Motoren geltenden Normen DIN ISO 4391 und DIN ISO 4409 [ISO07] erfolgt ein kurzer Überblick der wichtigsten unterschiedlichen Definitionen und die Herleitung der in dieser Arbeit verwendeten Wirkungsgraddefinitionen. Für die ausführlichen Herleitungen und weitere Informationen wird auf die hierfür zu Grunde liegende Fachliteratur verwiesen [WIT76, IVA93].

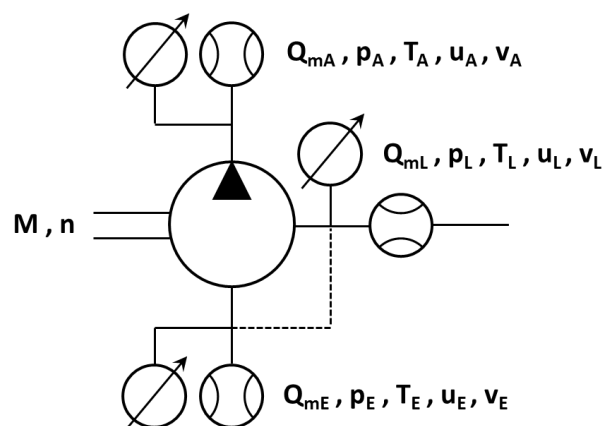


Abbildung 4.1.5: Energiebilanz an einer hydraulischen Pumpe

Ein Weg, den Wirkungsgrad zu bestimmen, führt über die in Gl. 4-1-32 gebildete Energiebilanz der Pumpe für den in Abbildung 4.1.5 dargestellten Fall. Die am Eingang der Pumpe im Fluid enthaltene Energie wird durch die über die Pumpenwelle zugeführte mechanische Energie auf das Energieniveau am Ausgang erhöht.

$$Q_{mE} * \left(u_E + \frac{p_E}{\rho_E} \right) + M * 2\pi * n = Q_{mA} * \left(u_A + \frac{p_A}{\rho_A} \right) + Q_{mL} * \left(u_L + \frac{p_L}{\rho_L} \right) \quad \text{Gl. 4-1-32}$$

Diese mechanische Energie deckt auch die in der Pumpe auftretenden Verluste. Diese werden in Wärme umgesetzt und führen zu einer Erhöhung der Fluidtemperatur am Ausgang. Besitzt die Pumpe eine externe Leckage, so kommt es zusätzlich zu einem Massestrom aus dem als geschlossen betrachteten System „Pumpe“ in die Umgebung, welcher wiederum Energie aus dem System abführt.

Die Energiebilanz setzt weiter voraus, dass keine Wärme ab- oder zugeführt wird und auch weitere Energieformen wie kinetische Energie oder Lageenergie vernachlässigt werden.

Mit dem Enthalpiebegriff ($i = u + \frac{p}{\rho}$) und der Entropie s erhält man für die nutzbare effektive Leistung der Pumpe:

$$P_{eff} = Q_{mA} * (i_A - i_{E'}) * s \quad \text{Gl. 4-1-33}$$

Enthalpien mit Index E' sind Zuständen des verlustbehafteten Prozesses zuzuordnen, mit Index A oder Index E Zuständen des idealen Prozesses.

Der mit dem Energieansatz gebildete Gesamtwirkungsgrad der Pumpe $\eta_{ges,E}$ wird definiert als der Quotient aus effektiver nutzbarer Leistung am Pumpenausgang und der zugeführten Antriebsleistung:

$$\eta_{ges,E} = \frac{Q_{mA} * (i_A - i_{E'}) * s}{M * 2\pi * n} \quad \text{Gl. 4-1-34}$$

Durch Einsetzen von Gleichung 4-1-32 in Gleichung 4-1-33 und unter Beachtung der Massestrombilanz ($Q_{mE} = Q_{mA} + Q_{mL}$) ergibt sich dann für den Pumpenwirkungsgrad

$$\eta_{ges,E} = \frac{(i_A - i_{E'}) * s}{(i_A - i_E) + \frac{Q_{mL}}{Q_{mA}} * (i_L - i_E)} \quad \text{Gl. 4-1-35}$$

beziehungsweise für eine Pumpe ohne externe Leckage, bei welcher sich mit $Q_{mL} = 0$ ergibt:

$$\eta_{ges,E} = \frac{(i_A - i_{E'}) * s}{(i_A - i_E)} \quad \text{Gl. 4-1-36}$$

Für die Bestimmung dieses, aus der Energiebilanz gebildeten, Wirkungsgrads ist die Berechnung der Enthalpiedifferenz notwendig, welche jedoch genaue Kenntnisse der thermodynamischen Fluideigenschaften voraussetzt, insbesondere der Funktion der Dichte über Druck und Temperatur [BAE16].

Dies führt zu der zusätzlichen Vereinfachung, dass die innere Energie des Fluids als konstant angenommen wird.

Ferner wird auch die Kompressionsarbeit als Verlust betrachtet, wodurch sich der Wirkungsgrad weiter vereinfacht, und es gilt für den Gesamtwirkungsgrad $\eta_{ges,P}$:

$$\eta_{ges,P} = \frac{Q_A * (p_A - p_E)}{M * 2\pi * n} \quad \text{Gl. 4-1-37}$$

Der durch diese Vereinfachungen entstehende Fehler ist druckabhängig, erreicht jedoch erst bei einem hohen Druck von 365 bar eine Abweichung von -1% [IVA93].

Für Pumpen ohne externe Leckage deckt sich diese Definition auch mit dem in der DIN-Norm angegebenen Gesamtwirkungsgrad [ISO07]. Dieser definiert sich über die Differenz der hydraulischen Leistung am Pumpeneingang und -ausgang im Verhältnis zur Antriebsleistung an der Pumpenwelle:

$$\eta_{ges,P} = \frac{Q_A * (p_A - p_E) - Q_L * p_E}{M * 2\pi * n} \quad \text{Gl. 4-1-38}$$

Nach Einsetzen von $Q_E = Q_A + Q_L$ erhält man die in der Norm vorgegebene Definition:

$$\eta_{ges,P} = \frac{Q_A * p_A - Q_E * p_E}{M * 2\pi * n} \quad \text{Gl. 4-1-39}$$

Als problematisch kann sich hier bei Pumpen mit externer Leckage die Subtraktion der in dieser Leckage enthaltenen hydraulischen Leistung im Zähler erweisen. Aus Gleichung 4-1-32 wird ersichtlich, dass diese Leistung in der effektiven Antriebsleistung an der Pumpenwelle jedoch enthalten ist. Tritt die externe Leckage also nicht vollständig vor der Verdrängung auf, was aufgrund der nach der Verdrängung höheren Druckdifferenz zur Umgebung sehr unwahrscheinlich ist, wurde diese Verlustleistung bereits im Antriebsmoment erfasst und die Definition ergibt einen zu geringen Wirkungsgrad. Ferner bedingt diese Definition eine Messung des Volumenstroms an zwei Stellen, was eine zusätzliche Fehlerquelle bedeutet [PAL09].

$$\eta_{ges} = \eta_{vol} * \eta_{hm} \quad \text{Gl. 4-1-40}$$

An dieser Stelle wird es auch sinnvoll, analog der beiden Verlustmechanismen die Teilwirkungsgrade einzuführen. Volumetrischer und hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad eignen sich insbesondere bei der detaillierten Untersuchung des Betriebsverhaltens, der Gesamtwirkungsgrad ist dann das Produkt dieser beiden Teilwirkungsgrade (Gl. 4-1-10). Wichtig ist anzumerken, dass die Teilwirkungsgrade keine Verhältnisse von Energien darstellen, sondern lediglich eine phänomenologische Verknüpfung von Ein- und Ausgangsgrößen der Pumpe darstellen. Abbildung 4.1.6 zeigt schematisch, wie sich die beiden Verlustanteile auswirken.

Der volumetrische Wirkungsgrad η_{vol} definiert sich als Quotient aus effektivem Volumenstrom der realen Pumpe und dem theoretischen Volumenstrom der verlustfreien Pumpe.

$$\eta_{vol} = \frac{Q_{eff}}{Q_{th}} = \frac{Q_{eff}}{n * V_g} \quad \text{Gl. 4-1-41}$$

Analog dazu wäre der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad η_{hm} der Quotient aus effektivem Druck und theoretischem Druck.

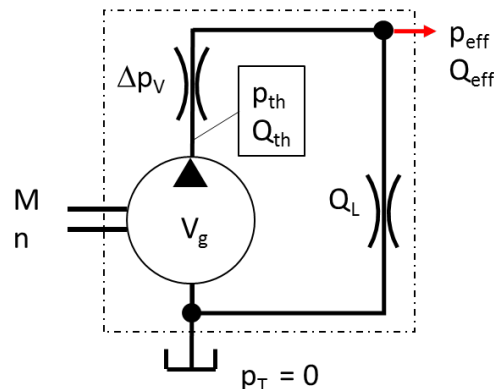


Abbildung 4.1.6: Schematische Darstellung der volumetrischen (Q_L) und hydraulisch-mechanischen Verluste (Δp_v) einer Hydropumpe

Da die Last dem System den Druck aufprägt und für den Anwender somit das zur Abstützung des effektiven Druckes benötigte Antriebsmoment interessant ist, wird der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad als Quotient aus theoretischem Antriebsmoment und effektivem Antriebsmoment definiert.

$$\eta_{hm} = \frac{M_{th}}{M_{eff}} \quad \text{Gl. 4-1-42}$$

Mit dem Zusammenhang für das theoretische Antriebsmoment gemäß Gleichung 4-1-19 und mit dem Differenzdruck $\Delta p = p_{eff} - p_T$ gilt dann:

$$\eta_{hm} = \frac{(p_{eff} - p_T) * V_g}{2\pi * M_{eff}} = \frac{\Delta p * V_g}{2\pi * M_{eff}} \quad \text{Gl. 4-1-43}$$

Aus dem Produkt der beiden Teilwirkungsgrade nach Gl. 4-1-40 und Gl. 4-1-43 berechnet sich der Gesamtwirkungsgrad somit zu:

$$\eta_{ges} = \eta_{vol} * \eta_{hm} = \frac{Q_{eff}}{n * V_g} * \frac{\Delta p * V_g}{2\pi * M_{eff}} = \frac{Q_{eff} * \Delta p}{2\pi * M_{eff} * n} = \frac{P_{hyd}}{P_{mech}} \quad \text{Gl. 4-1-44}$$

Dies entspricht für Pumpen ohne externe Leckage auch der Definition der Norm DIN ISO 4409 wie in Gl. 4-1-38 formuliert.

Der Gesamtwirkungsgrad η_{ges} stellt somit das Verhältnis der durch die Pumpe abgegebenen hydraulischen Leistung P_{hyd} und der hierzu notwendigen mechanischen Leistung an der Pumpenantriebswelle dar.

4.2 Prinzipien von Zahnradpumpen

Nach der Art des Prinzips, wie die Verdrängung des Fluids erfolgt, lassen sich verschiedene Typen von Verdrängermaschinen unterscheiden. Die folgende Aufstellung von Pumpen in Abb. 4.2.1 bietet hierzu einen Überblick.

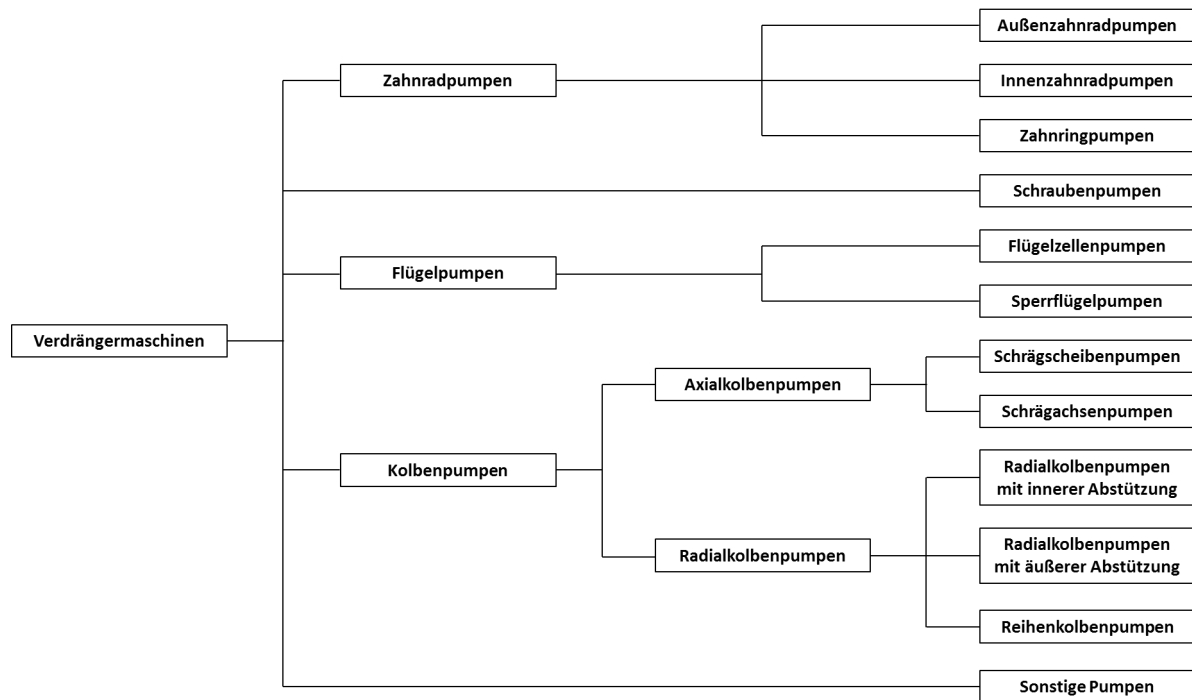


Abbildung 4.2.1: Einteilung hydrostatischer Verdrängermaschinen

Zahnrad- und Schraubenmaschinen basieren auf sich drehenden Bauteilen, die ineinander verzahnt sind. In den durch die Verzahnung entstehenden Zwischenräumen wird in einer umlaufenden Rotationsbewegung Fluid gefördert. Flügelzellenmaschinen basieren ebenfalls auf einer rotatorischen Bewegung, allerdings findet der Fluidtransport hierbei mittels durch Flügel abgetrennten Kammern statt, in denen Öl eingeschlossen und transportiert wird. Eine Kolbenmaschine hingegen beruht auf der Linearbewegung eines Kolbens innerhalb eines Zylinders, wodurch Medium verdrängt wird.

Der Schwerpunkt der hier vorliegenden Arbeit liegt auf der Betrachtung von Zahnradmaschinen. Diese lassen sich nach ihrem Konstruktionsprinzip in Außenzahnradpumpen, Innenzahnradpumpen und Zahnringpumpen, einer Sonderform der Innenzahnradpumpe, unterteilen. Im Vergleich zu anderen Konstruktionsarten für Verdrängermaschinen zählen Zahnradpumpen zu den preisgünstigsten und werden unter Konstantpumpen mit nicht veränderbarem Verdrängervolumen am häufigsten verwendet. Wegen ihrer Anwendungsrelevanz für Industrie- wie Mobilhydraulik werden in der Folge unter den Zahnradpumpen die Außenzahnradpumpen und Innenzahnradpumpen näher betrachtet, Zahnringpumpen finden zu einem großen Teil Anwendung in Schmieranlagen oder bei der Förderung von Medien bei niedrigen Drücken.

4.2.1 Außenzahnradpumpen

In Abb. 4.2.2 ist das Prinzip einer Außenzahnradpumpe gezeigt. Dabei sind die beiden außenverzahnten Räder in einem Gehäuse so gelagert, dass zwischen den Zahnlücken und dem Gehäuse Verdrängerräume entstehen. Zur Abdichtung dieser Räume sind minimale Spalte zwischen Zahnradstirnseite und den Lagerbrillen (Axialspalt) und zwischen den Zahnköpfen und dem Gehäuse (Radialspalt) nötig. Die Zahnräder sind innerhalb des Gehäuses in Wälz- oder Gleitlagern gelagert.

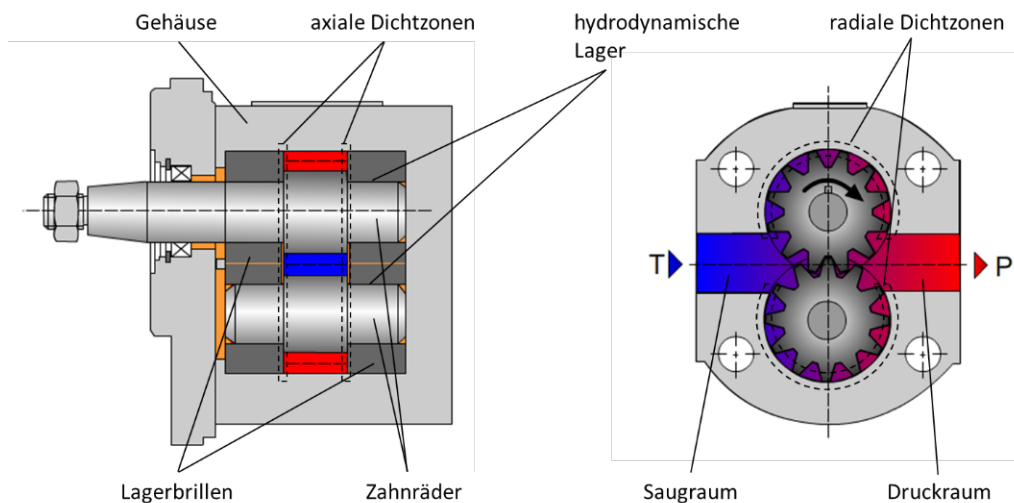


Abbildung 4.2.2: Prinzip einer Außenzahnradpumpe [HYDAC]

In dieser Darstellung wird das obere Rad getrieben und das untere folgt der Bewegung durch die Verzahnung mit dem getriebenen Rad. Durch die Rotation wird Raum in den Zahnlücken frei, sprich Verdrängerraum vergrößert, in den dadurch Öl angesaugt wird. Saug- und Druckraum sind radial durch die Zahnköpfe und das Gehäuse, im Bereich des Zahneingriffs durch Kontakt der Zahnflanken voneinander getrennt. Das Fluid wird in den Zahnlücken umfänglich auf die Druckseite transportiert. Durch das Eintreten des Zahns in die Zahnlücke im Bereich des Zahneingriffs wird der Verdrängerraum verkleinert und das Öl zum Pumpenausgang verdrängt.

Fast alle heute eingesetzten Außenzahnradpumpen besitzen eine druckabhängige Dichtspaltkompensation, welche die interne Leckage bei steigendem Druck gegenüber einer Ausführung mit festen Spalten verringert und auch einer über der Lebensdauer verschleißbedingt ansteigenden Leckage entgegenwirkt. Hierzu sind die Lagerbrillen, welche die hydrodynamischen Lager der Wellen enthalten, konstruktiv so ausgeführt, dass sich auf der den Zahnrädern abgewandten Fläche eine druckbeaufschlagte Zone ausbildet. Diese führt mit steigendem Druck zu axialen Kräften, welche die Lagerbrillen in Richtung der Zahnräder drücken und hierdurch den axialen Spalt verringern. Zusätzlich sind die Lager der Wellen mit einem leichten Spiel ausgeführt, was eine minimale exzentrische Position der Zahnräder erlaubt. Mit steigendem Druck entsteht eine Kraft, welche die Zahnräder innerhalb der Grenzen dieses Lagerspiels in Richtung der Saugseite der Pumpe drückt, wodurch sich der hier befindende radiale Spalt zwischen Zahnköpfen und Gehäuse verringert.

Die Hauptverzahnungsart sind evolvente Geradzahnräder, es finden sich daneben jedoch zunehmend auch alternative gerade Verzahnungsgeometrien sowie Schräg- oder Pfeilverzahnungen (Abb. 4.2.3). Alle diese Systeme besitzen gegenüber der Standard-Geradzahnverzahnung den Vorteil geringerer Gradienten bei den Druckwechseln, durch Zweiflankenkontakt [REX12] oder die schräg ausgeführten Zahnflanken, was die Pulsation verringert und so zu einer verbesserten Laufruhe der Systeme führt.

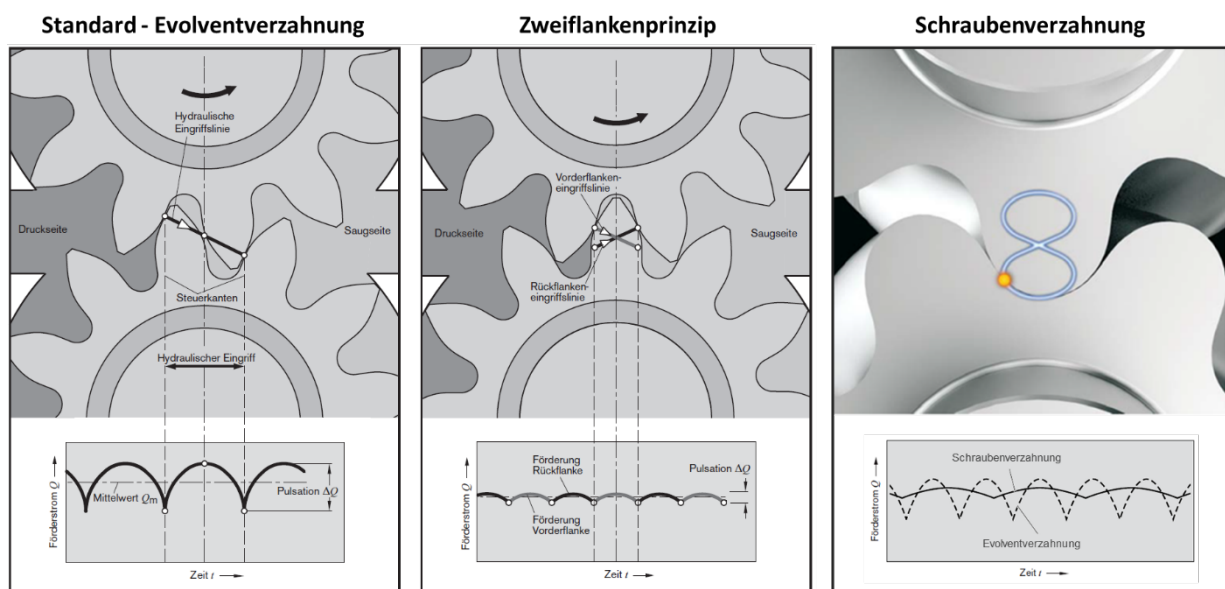


Abbildung 4.2.3: Verzahnungsgeometrien von Außenzahnrädern [REXROTH, SETTIMA]

Eine Sonderform der Schrägverzahnung ist eine schraubenförmige Verzahnung, eine Zwischenform von Außenzahnrad- und Schraubepumpe. Sie zeichnet sich gegenüber den gerade- oder schrägverzahnenden Systemen durch eine nochmals geringere Ungleichförmigkeit des Volumenstroms (niedrigere Pulsationsfrequenz) und minimale Geräuschentwicklung aus [SET17]. Asymmetrische Zahngeometrien besitzen jedoch den Nachteil druckinduzierter axialer Kräfte, welche einerseits die Dichtspaltkompensation erschweren und ohne geeignete konstruktive Maßnahmen, beispielsweise zusätzliche Nuten als hydrostatische Lager [REX16], zu starkem Verschleiß führen, da die Tragfähigkeit des axialen Schmierfilms überschritten wird.

4.2.2 Innenzahnräderpumpen

In Abb. 4.2.4 ist das Prinzip einer Innenzahnräderpumpe dargestellt. Hier wird das außenverzahnende Rad angetrieben, das Hohlräder exzentrisch dazu gelagert sind und folgen der Bewegung des Treibrades. Im durch die exzentrische Lagerung der beiden Räder zueinander entstehenden Freiraum befindet sich ein sichelförmiges Füllstück, welches den Saug- und Druckraum der Pumpe voneinander trennt. Das Arbeitsprinzip der Innenzahnräderpumpen ist identisch dem der Außenzahnräderpumpen. Wieder wird das Fluid in den Zahnzwischenräumen eingeschlossen und von der Saug- zur Druckseite gefördert, wo im Bereich des Zahneingriffs der Verdrängerraum verkleinert und dadurch das Fluid gefördert und bei

anliegender Last der Druck erhöht wird. Innenzahnradpumpen können durch die Anordnung der Zahnräder jedoch kompakter ausgeführt werden, der längere Zahneingriff bietet darüber hinaus eine verbesserte Dichtwirkung. Weiterer Vorteil ist einerseits der deutlich geringere Ungleichförmigkeitsgrad des Volumenstroms und andererseits eine geringere Geräuschentwicklung wegen geringerer Druckgradienten. Ferner verfügen sie wegen geringerer Strömungs- und Füllverluste über ein gutes Ansaugverhalten. Als nachteilig wird der höhere Fertigungsaufwand und damit einhergehend höhere Preis dieser Systeme angesehen [IVA93, MUR11, HEL13].

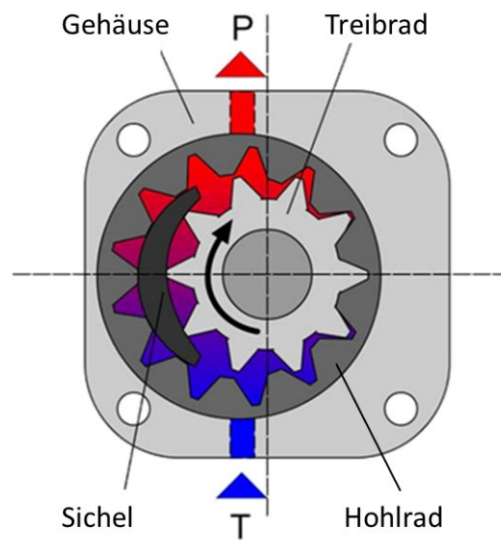


Abbildung 4.2.4: Prinzip einer Innenzahnradpumpe [HYDAC]

Wie auch bei den Außenzahnradpumpen existieren verschiedene konstruktive Ausführungen von Innenzahnradpumpen. Aktuelle Festspalt-Innenzahnradpumpen basieren auf dem von Truninger vorgestellten Verzahnungsprinzip, welches sich deutlich von der Evolventverzahnung unterscheidet [SBI10]. Diese Geometrie vergrößert die Dichtflächen, was für bessere Wirkungsgrade sorgt und gleichzeitig den Ungleichförmigkeitsgrad verringert. Sie sind darüber hinaus durch ihren symmetrischen Aufbau auch für 2- oder 4-Quadrantbetrieb geeignet und zeichnen sich weiter durch hohe Dynamik und gute Performance auch im Reversierbetrieb aus [BUC18]. Nachteilig wirkt sich jedoch ihre, durch die Festspalte, erhöhte Leckage insbesondere bei steigenden Drücken aus, weshalb bei höheren Drücken mehrstufige Pumpen eingesetzt werden.

Um die Volumetrie zu verbessern, wurden auch für die Innenzahnradpumpe Systeme mit Spaltkompensation entwickelt. Die radialen Dichtspalte liegen bei diesem Pumpentyp zwischen den Zahnköpfen von Hohl- bzw. Treibrad und dem sichelförmigen Füllstück. Um hier eine Kompensationswirkung zu erzielen, ist die Sichel nicht mehr fest mit dem Gehäuse verbunden, sondern wird frei zwischen die beiden Zahnräder eingebracht (Abb. 4.2.5). Darüber hinaus ist sie als zweigeteiltes Bauteil ausgeführt, der entstehende Zwischenraum der beiden Teile ist dabei auf einer Seite mit dem Druckraum verbunden und durch eine oder mehrere Dichtungen in Richtung der Saugseite abgedichtet. Bildet sich im System nun Druck, so steht dieser auch in besagtem Zwischenraum an und

drückt die beiden Hälften proportional zum Druck gegen die beiden Zahnräder, wodurch wiederum der Spalt verkleinert und die Leckage verringert wird [ECK19]. Durch Federelemente wird sichergestellt, dass die beiden Hälften auch im drucklosen Zustand fest in Position gehalten werden und ihre Dichtwirkung entfalten können. Außerdem wird so eine erhöhte Geräusentwicklung durch sich lose bewegende Komponenten vermieden.

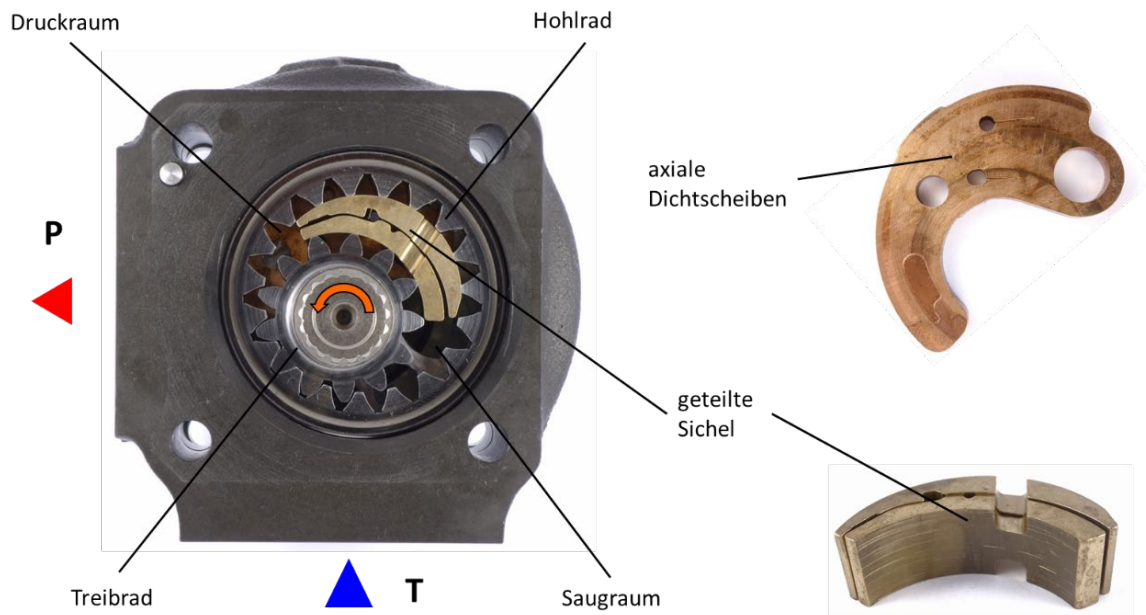


Abbildung 4.2.5: Dichtspaltkompensierte Innenzahnradpumpe (Eckerle)

Die axiale Abdichtung erfolgt über Dichtscheiben, die auf den beiden axialen Seiten zwischen Zahnrädern und den die Wellenlager enthaltenden Deckeln positioniert sind (Abb.4.2.5). Sie sind mit Bohrungen und äußeren Dichtungen so ausgeführt, dass sich auch hier eine Druckzone ausbilden kann. Diese Druckzone wirkt als hydraulische Druckfeder und sorgt wiederum für eine mit dem Druck ansteigende Kraft und eine Verkleinerung des Dichtspalts. Das Hohlrad besitzt vom Boden der Zahnzwischenräume ausgehende Bohrungen in radialer Richtung nach außen, die mehrere Funktionen erfüllen. Zum einen erfolgt über sie der Fluidtransport zum Pumpenausgang auf der Druckseite, andererseits dienen sie aber zur Erzeugung des Schmierfilms zwischen Zahnrad und Gehäuse. Der Saugraum umfasst annähernd 180° der Umdrehung, was hier geringe Strömungsgeschwindigkeiten und damit ein gutes Saug- und Füllverhalten auch bei hohen Drehzahlen ermöglicht. Durch den asymmetrischen Aufbau sind diese Pumpen jedoch nicht per se für Mehrquadrantenbetrieb geeignet, hierfür müssen Sonderausführungen gewählt werden. Durch die höhere Zahl an Komponenten und die für eine gute Funktion benötigte hohe Fertigungsgüte sind diese Pumpen jedoch nochmals teurer als eine Festspalt-Innenzahnradpumpe. Müssen diese aber bei höheren Drücken mehrstufig ausgeführt werden, relativiert sich dieser Vorteil bei den Kosten jedoch wieder.

4.3 Messunsicherheiten und Fehlerfortpflanzung

Immer, wenn Daten oder technische Kennzahlen experimentell ermittelt werden, unterliegen diese einer Unsicherheit, welche durch Abweichungen der real gemessenen physikalischen Größen vom idealen, also wahren, Wert bedingt ist. Die Angabe der zu einem Messwert zugehörigen Unsicherheit ist unabdingbar, da nur mit genauer Kenntnis über die Größe der Unsicherheit überhaupt die Qualität eines Messwertes bewertet werden kann. Die im Folgenden ausgeführten Betrachtungen zu Arten von und zum Umgang mit Messunsicherheiten stellen nur eine kurze Zusammenfassung der wichtigsten hierfür notwendigen Kenngrößen und Methoden dar. Für tiefergehende Einblicke in diese Thematik finden sich zahlreiche Richtlinien, Veröffentlichungen und Lehrbücher für Statistik, auf die an dieser Stelle verwiesen wird. Hier sind insbesondere die Norm „Leitfaden zur Angabe der Unsicherheit beim Messen“ (DIN V ENV 13005) [DIN99] sowie der „BAM-Leitfaden zur Ermittlung von Messunsicherheiten bei quantitativen Prüfergebnissen“ [BAM04] hervorzuheben, eine Zusammenfassung mit Ausrichtung auf konkrete hydraulische Messungen bietet [PAL08].

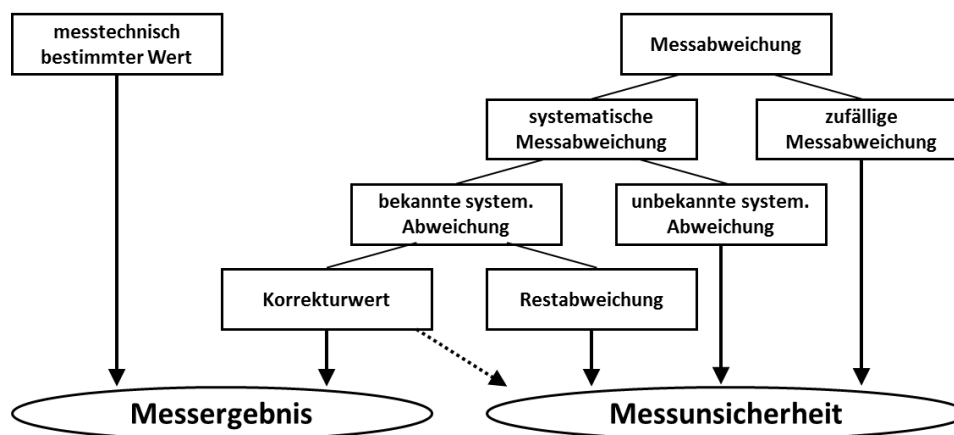


Abbildung 4.3.1: Systematische Unterscheidung der Beiträge zu Messergebnis und Messunsicherheit

Um herauszufinden, wie sich die Messabweichungen genau auswirken, ist es sinnvoll, diese weiter zu kategorisieren, wie in Abbildung 4.3.1 dargestellt. Durch Analyse lassen sie sich in zwei Arten von Abweichungen unterteilen, zufällige Messabweichungen und systematische Messabweichungen.

Zufällige Abweichungen führen zu einer Streuung der Messwerte bei Wiederholung der Messung unter gleichbleibenden, stationären Bedingungen. Sie können mit Methoden der Statistik ausgewertet werden (Methoden Typ A), weshalb sie auch als statistische Fehler bezeichnet werden, tragen aber ausschließlich zur Messunsicherheit bei [BAM04].

Systematische Fehler dagegen sind durch eine Differenz des gemessenen vom realen Wert bedingt und können nicht statistisch ausgewertet werden. Es existieren jedoch Methoden (Typ B) wie sie ermittelt werden können, z.B. durch Kalibrierung von Sensoren oder Messung an Referenzobjekten [BAM04].

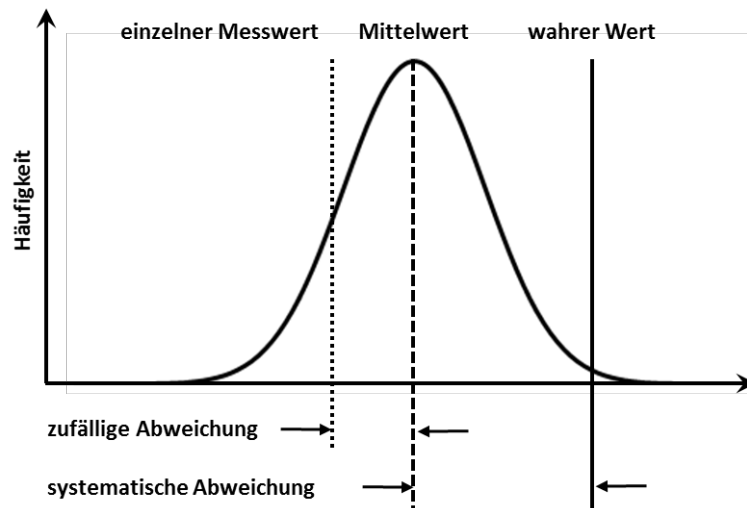


Abbildung 4.3.2: Häufigkeitsverteilung einer Messung mit zufälliger und systematischer Abweichung

Sind die Auslöser und wirkenden Mechanismen dieser Abweichungen bekannt, z.B. Offsetverschiebungen von Sensoren oder eine sich verändernde Temperatur, dann ist es möglich, die Abweichung mit einem mathematischen Modell nachzubilden und damit dann das Messergebnis zu korrigieren. Dies verbessert die Richtigkeit des Messergebnisses; eventuelle Fehler durch die Korrekturrechnung müssen jedoch als Messunsicherheiten berücksichtigt werden. Schließlich bleiben die unbekannt systematischen Abweichungen, welche nicht korrigiert werden können und somit einen weiteren Anteil der Messunsicherheit darstellen.

4.3.1 Statistische Auswertung zufälliger Messabweichungen

Soll eine Analyse und Bewertung der zufälligen Streuung von Messwerten erfolgen, so geschieht dies mittels Wiederholmessungen. Eine Messung wird unter möglichst gleichbleibenden stationären Bedingungen mehrmals wiederholt und man erhält, bedingt durch die zufälligen Messabweichungen, sich mehr oder weniger stark voneinander unterscheidende Messwerte.

Die Angabe des Messergebnisses einer realen Messreihe mit n Wiederholungen erfolgt üblicherweise durch Angabe des arithmetischen Mittelwertes \bar{x} (Gl. 4-3-1) zusammen mit einer Bewertungszahl für die Streuung.

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad \text{Gl. 4-3-1}$$

Bei der Angabe der Streuung der Einzelmesswerte um diesen Mittelwert bietet die Angabe von Minimal- und Maximalwerten die größte Sicherheit. Bei voneinander unabhängigen Messungen werden als Kennzahlen üblicherweise die empirische Standardabweichung S_x (Gl. 4-3-2) als erwartungstreu Maß für die Streuung einzelner Messwerte und die empirische Standardabweichung $S_{\bar{x}}$ (Gl. 4-3-3) als Maß für die Unsicherheit des Mittelwertes verwendet.

$$S_x = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad \text{Gl. 4-3-2}$$

$$S_{\bar{x}} = \sqrt{\frac{1}{n * (n-1)} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad \text{Gl. 4-3-3}$$

Eine sehr anschauliche Hilfe bei der Bewertung von Unsicherheiten ist der Vertrauensbereich, auch Konfidenzintervall genannt. Es beschreibt den Bereich, in welchem sich der wahre Wert einer Messung, unter Berücksichtigung der zufälligen Unsicherheiten, mit einer vorher festgelegten zugehörigen Wahrscheinlichkeit befindet. Um dieses bilden zu können, muss der Einfluss der Verteilung der Messwerte berücksichtigt werden. Führt man eine unendlich große Zahl von Messungen durch und betrachtet die Häufigkeit, mit welcher ein bestimmtes Ergebnis x auftritt, so erhält man unter der Annahme voneinander unabhängiger Einflussgrößen auf das Messergebnis eine glockenförmige Normalverteilung (vgl. Abb.4.3.2), beschrieben durch die von Gauß hergeleitete Dichtefunktion $f(x)$ gemäß Gl. 4-47.

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad \text{Gl. 4-3-4}$$

Geht man weiterhin von einer unendlichen Anzahl von Messungen aus, so stellt der Erwartungswert μ den Mittelwert dar, welcher sich aus diesen Messungen ergibt (Gl. 4-3-5).

$$\mu = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad \text{Gl. 4-3-5}$$

Der Breiteparameter σ entspricht dann der Standardabweichung eines Messwertes und dient als Streuungsmaß, da er die Breite der Verteilung beschreibt (Gl.4-3-6).

$$\sigma = \sqrt{\lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \mu)^2} \quad \text{Gl. 4-3-6}$$

Bildet man in Abhängigkeit von σ symmetrisch um den Erwartungswert μ ein Intervall, so lässt sich die Wahrscheinlichkeit $P(x)$, mit welcher ein Messwert x in diesem Intervall zwischen $a=\mu-\sigma$ und $b=\mu+\sigma$ liegt, durch Integration von Gl. 4-3-4 darstellen. Man erhält:

$$P(x) = \int_a^b \frac{1}{\sqrt{2\pi} * \sigma} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} dx \quad \text{Gl. 4-3-7}$$

Mittels numerischer Verfahren oder mit Hilfe der kumulierten Verteilung $\Phi(z)$ der Standardnormalverteilung lassen sich diese Wahrscheinlichkeiten berechnen, die folgende Tabelle 4.3.1 fasst diese für die am häufigsten verwendeten Intervalle zusammen.

Intervall	$[\mu - \frac{1}{2}\sigma; \mu + \frac{1}{2}\sigma]$	$[\mu - \sigma; \mu + \sigma]$	$[\mu - \frac{3}{2}\sigma; \mu + \frac{3}{2}\sigma]$	$[\mu - 2\sigma; \mu + 2\sigma]$	$[\mu - 3\sigma; \mu + 3\sigma]$
Wahrscheinlichkeit P(x)	0,383	0,6826	0,8664	0,9544	0,9974

Tabelle 4.3.1: Wahrscheinlichkeit P(x) in Abhängigkeit von σ für eine Normalverteilung

Da in der Realität jedoch immer nur eine endliche Zahl von Messungen durchgeführt werden, treten Abweichungen zwischen der Verteilung der Einzelergebnisse und der Normalverteilung auf. Hier hilft die von Gosset vorgestellte t-Verteilung weiter, nach seinem Pseudonym auch Student-Verteilung genannt. Diese beschreibt die Verteilung der Messergebnisse in Abhängigkeit der Anzahl der durchgeführten Messungen.

Anzahl n der durchgeführten Messungen	t-Faktor in Abhängigkeit der Wahrscheinlichkeit P(x)		
	$[\mu - \sigma; \mu + \sigma]$	$[\mu - 2\sigma; \mu + 2\sigma]$	$[\mu - 3\sigma; \mu + 3\sigma]$
	0,6826	0,9544	0,9974
10	1,08	2,23	4,14
20	1,05	2,09	3,55
100	1,03	1,98	3,17

Tabelle 4.3.2: t-Faktor in Abhängigkeit der Wahrscheinlichkeit P(x) und der Anzahl der Messungen n

Sie führt zusammen mit der vorher festgelegten gewünschten Trefferwahrscheinlichkeit für den Vertrauensbereich zum Faktor t (Tabelle 4.3.2), welcher wiederum mit der empirischen Standardabweichung $s_{\bar{x}}$ (Gl. 4-3-3) die Grenzen des Konfidenzintervalls definiert (Gl. 4-3-8):

$$V_x = [-t * S_{\bar{x}}; +t * S_{\bar{x}}] \quad \text{Gl. 4-3-8}$$

Auf die konkreten Kennwerte zur statistischen Messabweichung wird jeweils separat in Kapitel 5 bei der Analyse der Messmittelfähigkeit eingegangen.

4.3.2 Systematische Messabweichungen und Behandlung fehlerhafter Messungen

Neben den bereits diskutierten zufälligen Messabweichungen spielen systematische Messabweichungen eine große Rolle bei der Analyse der Messunsicherheit. Dies gilt insbesondere, wenn Größen indirekt aus den Messwerten einer ganzen Reihe von Sensoren berechnet werden. Typische systematische Abweichungen ergeben sich beispielsweise aufgrund eines Sensoroffsets (Nullpunktverschiebung) oder durch thermische Einflüsse sowohl auf die Sensoren als auch auf den untersuchten Effekt selbst. Hier ist großes Augenmerk auf die Identifikation dieser Einflüsse zu legen. Denn während unerkannt gebliebene Effekte die Messunsicherheit erhöhen, lassen sich bekannte Einflüsse analysieren und entweder durch eine entsprechende Anpassung des Messverfahrens minimieren oder im Nachhinein über formale Zusammenhänge rechnerisch kompensieren.

Generell gilt es, die Anzahl systematischer Einflüsse, insbesondere unbekannter Art, so gering wie möglich zu halten. Um dieses Ziel zu erreichen, ist ein standardisierter, immer gleichbleibender Messverlauf sowie ein möglichst hoher Automationsgrad der Arbeitspunkteinstellung und

Messwertaufnahme erforderlich. Hierdurch lässt sich insbesondere auch der sonst oftmals starke Einfluss des Experimentators reduzieren.

Da die Auswirkungen sehr individuell von der Messung und gewünschten Zielgröße abhängen, erfolgt die weitergehende Analyse jeweils direkt in Kapitel 5, zugehörend zu der speziellen Messung.

Letztlich kann es bei jeder Messung auch zu einer wirklichen Fehlmessung kommen. Dies kann durch Fehlbedienung seitens des Experimentators, mangelhafte Kontaktierung eines Sensors, Störfelder oder auch ungünstige Wahl der Abtastfrequenz bedingt sein. Während grobe Fehler durch reine Plausibilitätsprüfung entdeckt werden können, ist es oftmals weniger eindeutig, ob einzelne Werte oder gar eine ganze Messung verworfen werden müssen.

Die Entscheidung, ob ein realer Effekt vorliegt oder es sich um einen Messfehler handelt, liegt im Ermessen des Experimentators, kann jedoch durch statistische Kenngrößen abgesichert werden. Eine mögliche Vorgehensweise bei der Bewertung von Ausreißern in Messreihen kann das Chauvenetsche Kriterium darstellen, welches mittels der Dichtefunktion der Gaußschen Normalverteilung die Wahrscheinlichkeiten ermittelt, wie häufig Werte gleicher oder schlechterer Standardabweichung auftreten, wenn man eine Normalverteilung der Messwerte annimmt [PAL09].

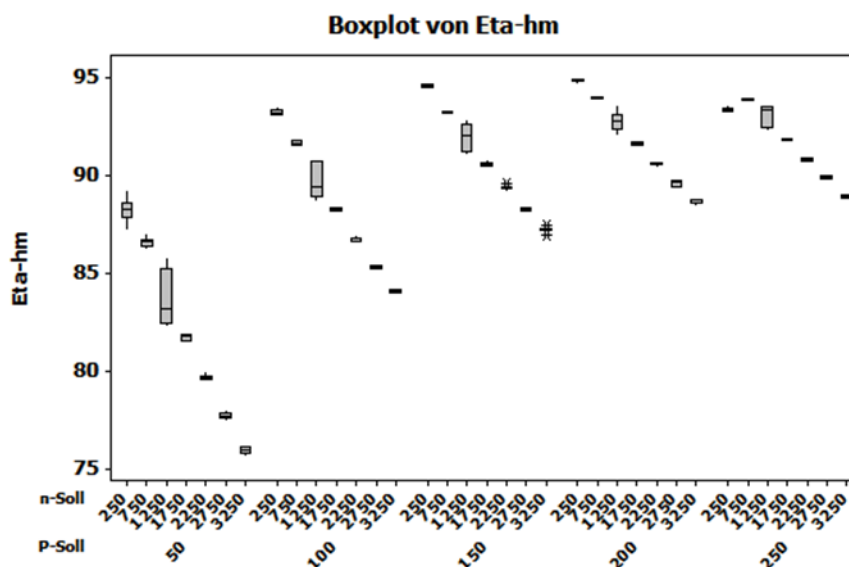


Abbildung 4.3.3: Systematische Abweichung im hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad bei 1250 1/min

Bei der Analyse systematischer Effekte ist eine eingehendere Betrachtung notwendig. Aber auch hier kann z. B. die Standardabweichung Aufschluss geben, ob ein Problem besteht. Abbildung 4.3.3 zeigt für 10 wiederholte Wirkungsgradmessungen einer Außenzahnradpumpe die Streuung des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads in Form von Boxplots.

Deutlich zu erkennen ist die im Vergleich erheblich erhöhte Streubreite über alle Druckstufen bei einer Drehzahl von 1250 $1/\text{min}$, in diesem Fall ausgelöst durch eine ungünstig gewählte Abtastfrequenz von 250 Hz bei der Messung des Antriebsdrehmoments an der Pumpenwelle. Tabelle 4.3.3 zeigt Mittelwerte und

Standardabweichungen der gemessenen Antriebsdrehmomente bei 3 Druckstufen und 3 Drehzahlen von 750 $1/\text{min}$, 1250 $1/\text{min}$ und 1750 $1/\text{min}$.

Druck in bar	n=750 $1/\text{min}$		n=1250 $1/\text{min}$		n=1750 $1/\text{min}$	
	μ in Nm	σ in Nm	μ in Nm	σ in Nm	μ in Nm	σ in Nm
50	7,537	0,021	7,807	0,129	7,985	0,0154
150	21,001	0,0138	21,298	0,155	21,622	0,0308
250	34,755	0,0226	35,056	0,197	35,541	0,0295

Tabelle 4.3.3: Mittelwerte und Standardabweichungen über Drehzahl und Druck

Das System aus elektrischem Antrieb und hydraulischer Pumpe stellt ein über die Welle miteinander gekoppeltes, schwingfähiges System dar. Die Anregung erfolgt seitens der Pumpe durch ihre Pulsation, deren Frequenz sich gemäß Gleichung 4-3-9 aus dem Produkt von Drehzahl und der Zähneanzahl ergibt.

$$f_{\text{Puls,1.Ordnung}} = n * Z_p \quad \text{Gl. 4-3-9}$$

Für die hier untersuchte Außenzahnpumpe mit 12 Zähnen ergibt sich bei 1250 $1/\text{min}$ eine Anregungsfrequenz von 250 Hz, was genau der Abtastfrequenz entspricht. Dies bedingt die hohe Messunsicherheit bei dieser Drehzahl, der Fehler lässt sich jedoch durch Anpassung der Abtastfrequenz korrigieren.

4.3.3 Fehlerfortpflanzung

Viele physikalische Größen können nicht direkt gemessen werden, sie müssen über Formeln physikalischer Zusammenhänge aus mehreren Messgrößen berechnet werden. In diesen Fällen pflanzen sich die Messunsicherheiten aller beteiligten, direkt gemessenen Größen, durch diese Berechnungsvorschrift fort.

Eine Möglichkeit der Betrachtung der Fortpflanzung von Messunsicherheiten kann seriell durch die Messkette erfolgen. Hierbei ist insbesondere darauf zu achten, dass zwischen additiven Unsicherheiten, welche die Messgröße unabhängig von ihrem Wert beeinflussen, und proportionalen Unsicherheiten in Abhängigkeit des Messwertes unterschieden wird. Ferner erfordert dieser Ansatz eine mathematische Modellbildung der Messkette und ist somit sehr aufwändig und die Güte dieser Vorgehensweise hängt sehr stark von der Genauigkeit der Modellbildung ab.

Es hat sich daher die Angabe der absoluten Unsicherheit $|\Delta y_{\text{max},D}|$ bzw. der Unsicherheit nach dem Ansatz von Gauß $|\Delta y_{\text{max},G}|$ als praktikabler Ansatz etabliert. Hierbei wird für jede Einflussgröße x_i der Höchstwert der möglichen Messabweichung $|\Delta x_{i,\text{max}}|$ nach dem totalen Differential und unter Berücksichtigung der Berechnungsformel gebildet und zur absoluten Unsicherheit aufsummiert. Sie wird verwendet, wenn eine Unabhängigkeit der Einzelgrößen nicht sichergestellt ist und erlaubt die Abschätzung der höchstmöglichen Unsicherheit $|\Delta y_{\text{max},D}|$ nach Gl. 4-3-10.

$$|\Delta y_{max,D}| = \sum_{i=1}^N \left| \frac{\partial y}{\partial x_i} \right| * |\Delta x_{i,max}| \quad \text{Gl. 4-3-10}$$

Kann von einer Unabhängigkeit der Einzelgrößen und statistischer Verteilung der Werte ausgegangen werden, dann heben sich Abweichungen teilweise auf. Hier wird zumeist der Gaußsche Ansatz verwendet, welcher mit der Wurzel der Summe der Quadrate arbeitet, was zu einem geringeren Unsicherheitswert führt, der aber unter den getroffenen Annahmen ebenso der Abschätzung dient und die größte Verbreitung besitzt [BAM04].

$$|\Delta y_{max,G}| = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \right)^2 * \Delta x_{i,max}^2} \quad \text{Gl. 4-3-11}$$

Maßgeblich ist aber auch für diese beiden Ansätze die genaue Kenntnis der einzelnen Unsicherheiten aller direkten Messgrößen und der korrekten formelmäßigen Berücksichtigung.

5 Prüfstände und Messreihen

Die Auslegungsmethoden, wie sie diese Arbeit zum Ziel hat, erfordern die Berücksichtigung einer großen Anzahl von Eigenschaften und Kenngrößen. Nur eine ganz begrenzte Zahl dieser Größen ist unmittelbar aus Datenblättern, Herstellerinformationen oder der Literatur verfügbar, was eine umfangreiche Messtechnik erforderlich macht. Hierzu sind zwei Prüfstände und zusätzliche optional adaptierbare Messmodule speziell für diese Aufgabe entwickelt worden, die im Folgenden vorgestellt werden.

5.1 „Pump-Expert“ – Drehzahlvariabler Pumpenprüfstand

Die im Zuge dieser Arbeit zentrale Komponente der Auslegung stellt die Zahnradpumpe dar. Dementsprechend werden hier auch die meisten Kenngrößen und Kennfelder benötigt, die fast alle messtechnisch ermittelt werden müssen. Zu diesem Zweck wurde ein existierender, auf den Anforderungen der Norm ISO4409 [ISO07] basierender, Prüfstand mit drehzahlvariablem Antrieb der Firma Dorninger Hytronics so umgebaut und erweitert, dass alle zur Effizienzbewertung und Auslegung drehzahlvariabler Pumpenantriebe wichtigen Eigenschaften und Kennfelder bestimmt werden können.

Auf die speziellen Anforderungen wird bei der Beschreibung der Messabläufe nochmals gesondert eingegangen. Im Folgenden wird sich auf die Beschreibung der Hardware sowie dem Funktionsumfang der Prüfeinrichtung konzentriert.



Abbildung 5.1.1: Messeinrichtung Pumpenprüfstand im Labor der AG Fluidtechnik der htwsaar

Der Prüfstand stellt ein hydraulisches System zur Verfügung, mit dem ein breites Spektrum von Betriebszuständen von Hydropumpen nachgebildet und gleichzeitig die zu ihrer Charakterisierung notwendigen Messwerte ermittelt werden können. Anhand dieser Werte ist es möglich, Pumpen zu analysieren und zu bewerten.

Der Prüfstand ist auf Seiten der Hydraulik für Untersuchungen bei Drücken bis maximal 300 bar und für Volumenströme bis zu 120 l/min konzipiert. Weitere Begrenzungen ergeben sich antriebsseitig aus der Höchstdrehzahl des Elektromotors von 3600 U/min , dem Messbereich der Messwelle von höchstens 4000 U/min bzw. 150 Nm sowie der maximalen elektrischen Dauerleistung von 25 kW .

Die in Abb. 5.1.1 dargestellte Messeinrichtung besteht aus zwei Hauptkomponenten. Auf der rechten Seite ist die hydraulische Messeinrichtung (Detailansicht Abb. 5.1.2) und links die Leistungselektronik mit integrierter Regel- und Auswerteeinheit zu sehen.

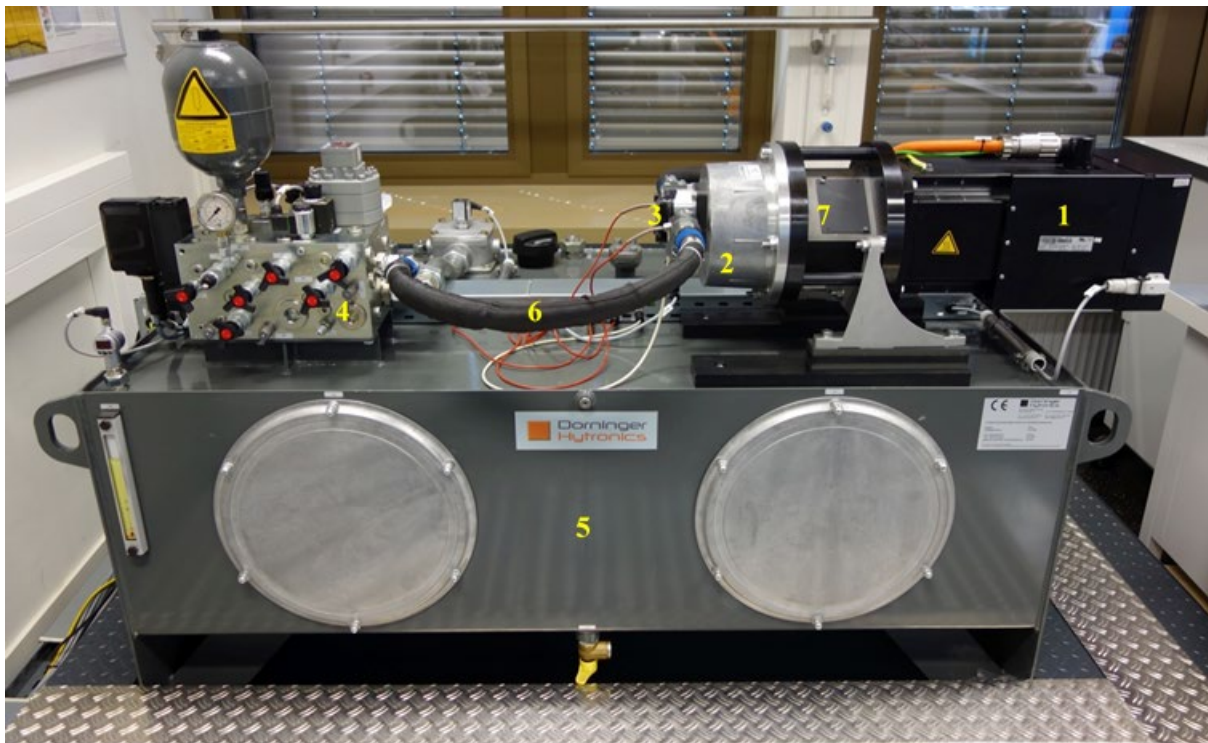


Abbildung 5.1.2: Detailansicht Messeinrichtung mit 1) Servomotor, 2) Pumpenträger, 3) Hydropumpe, 4) Ventilblock, 5) Öltank, 6) Hydraulikschläuche

Die Messeinrichtung besteht im Wesentlichen aus einem Servomotor zum Antrieb der zu messenden Pumpe, dem Ventilblock sowie einem Öl-Tank mit 600 Liter Fassungsvermögen. Der Ventilblock erlaubt dabei die Vorgabe der Betriebszustände und die Erfassung der hydraulischen Messgrößen, was durch eine Vielzahl von Ventilen und Sensoren möglich wird.

Da es bei hydraulischen Pumpen eine sehr große Zahl unterschiedlicher Anbauflansche gibt, erfolgt die Adaption der Pumpen auf dem Motor mittels pumpenspezifischer Pumpenträger. Die Verbindung der Antriebswelle erfolgt über Elastomer-Klauenkupplungen, welche neben einer einfachen Montier- und Justierbarkeit auch einen leichten Versatzausgleich ermöglichen.

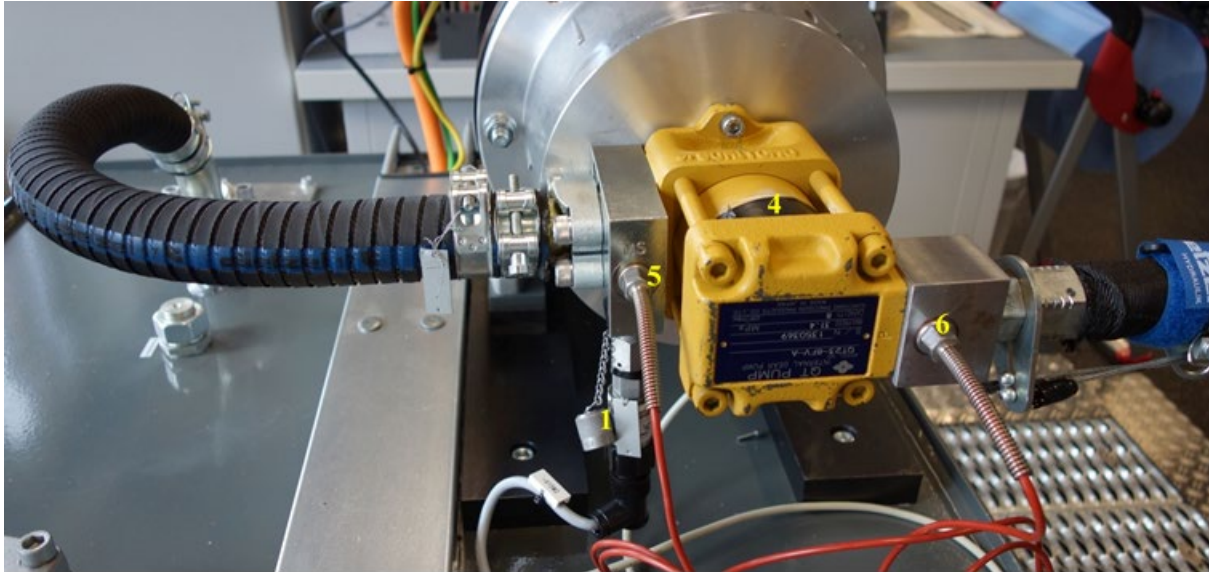


Abbildung 5.1.3: Detailansicht Sensorik pumpenseitig

Durch Verbindung des Sauganschlusses der Pumpe mit dem Tank und ihres Druckanschlusses mit dem Ventilblock, wird der Hydraulikkreislauf geschlossen. Auch hier sieht man sich mit einer großen Zahl von unterschiedlichen Varianten und Größen von Anschlüssen konfrontiert, weshalb spezielle Messadapter benötigt werden (Abb. 5.1.3, Position 5 und 6). Diese stellen die hydraulische Verbindung her und sind zusätzlich mit integrierter Sensorik zur Messung der Fluidtemperatur sowie saugseitig auch des Druckes ausgestattet.

Die zur Aufnahme von Messdaten für mechanische und hydraulische Kenngrößen wichtigsten Sensoren des Prüfstands, mit den jeweiligen Herstellerangaben zur Genauigkeit, sind:

Sensor für die Messgröße	Genauigkeit	Abb.	Pos.	Schaltplan-Nr.
Saugdruck	$\pm 0,5 \%$ FS	5.1.3	1	370
Systemdruck (mehrere)	$\pm 0,25 \%$ FS	5.1.4	2	223, 224, 264
Tanktemperatur (2x)	$\pm 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$	5.1.4	3	130
Gehäusetemperatur (2x)	$\pm 0,25 \text{ }^\circ\text{C}$	5.1.3	4	390, 391
Öltemperatur (saugseitig)	$\pm 0,2 \text{ }^\circ\text{C}$	5.1.3	5	393
Öltemperatur (druckseitig)	$\pm 0,2 \text{ }^\circ\text{C}$	5.1.3	6	392
Drehmoment	$\pm 0,1 \%$ FS	5.1.2	7	311
Drehzahl	$\pm 0,002 \%$ MW			
Volumenstrom	$\pm 0,3 \%$ MW	5.1.4	8	220

Tabelle 1.1.1: Zusammenstellung der Sensoren der Messeinrichtung für Hydropumpen, (FS = full scale), (MW = Messwert)

Abb. 5.1.4 zeigt den Ventilblock mit der hier integrierten Sensorik für Druck (Abb. 5.1.4, Pos. 2) und Volumenstrom (Abb. 5.1.4, Pos. 8) sowie dem Sensor zur Überwachung von Fluidtemperatur und Füllstand des Tanks (Abb. 5.1.4, Pos. 3).

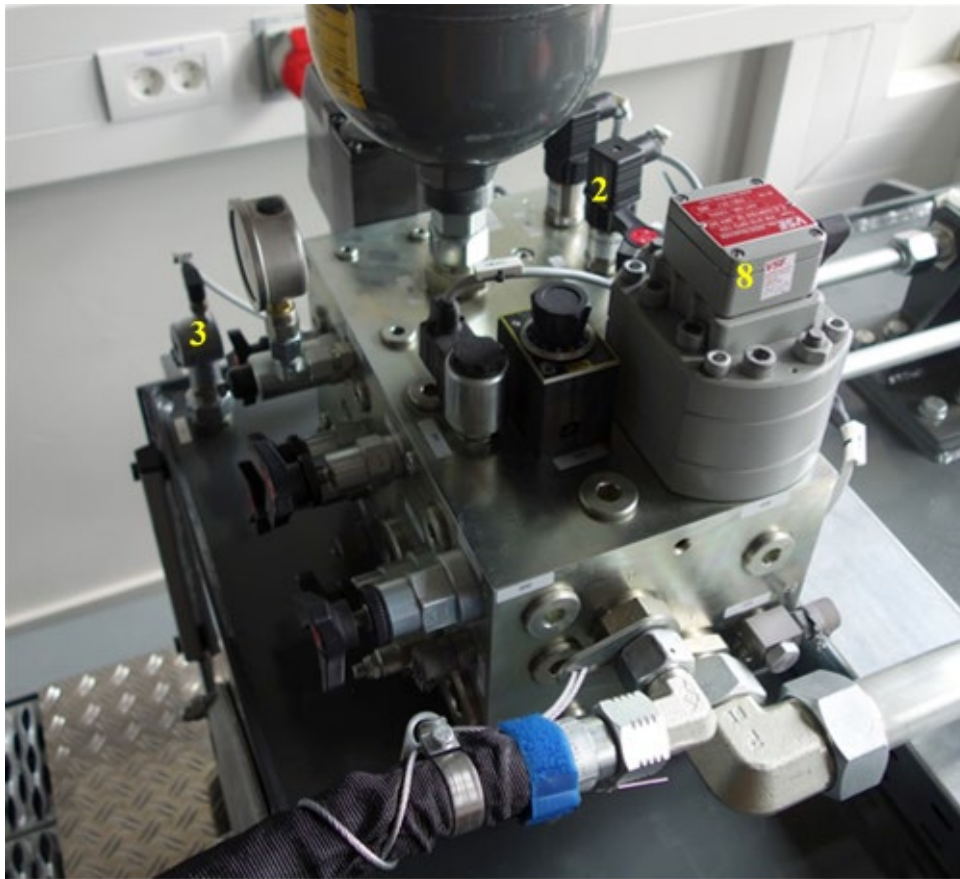


Abbildung 5.1.4: Detailansicht Sensorik ventiltblockseitig

Das Schieberventil (Abb. 5.1.5, Pos. 250) besitzt zentrale Funktion und öffnet bzw. schließt den hydraulischen Kreis. So können die Randbedingung für Messungen mit Volumenstrom (u.a. Verdrängervolumen, Wirkungsgrad, dynamische Messungen) und ohne Volumenstrom (u.a. Pumpenleckage, Pumpenerwärmung) angepasst werden.

Bei geöffnetem Schieberventil ist die Pumpe mit den beiden dahinterliegenden, parallel geschalteten Ventilen (Abb. 5.1.5, Pos. 270 und 280) verbunden, welche die Lastsimulation übernehmen. Das Proportional-Druckbegrenzungsventil (Abb. 5.1.5, Pos. 270), ein hydraulisch vorgesteuertes Ventil der Nenngröße 16, übernimmt hierbei die Grobeinstellung des Druckes, was insbesondere bei hohen Volumenströmen notwendig ist. Die Feineinstellung erfolgt dann über das zweite Ventil, bei welchem es sich um ein Druckregelventil der Nenngröße 6 handelt (Abb. 5.1.5, Pos. 280), das sich insbesondere durch seine hohe (Eckfrequenz >100 Hz) und sehr präzise Regelung auszeichnet. Diese Kombination ermöglicht es, die strengen Grenzen der Norm hinsichtlich der Druckregelung ($\pm 0,5$ bar) über den gesamten Volumenstrombereich bis zu $120 \text{ l}_{\text{min}}$ einzuhalten.

Bleibt das Schieberventil (Abb. 5.1.5, Pos. 250) geschlossen, bildet sich, abgesehen von der Leckage des Ventils ($< 0,15 \text{ l}_{\text{min}}$ bei 250 bar), kein Volumenstrom im System aus. Dies ist insbesondere bei der Bestimmung der Pumpenleckage wichtig.

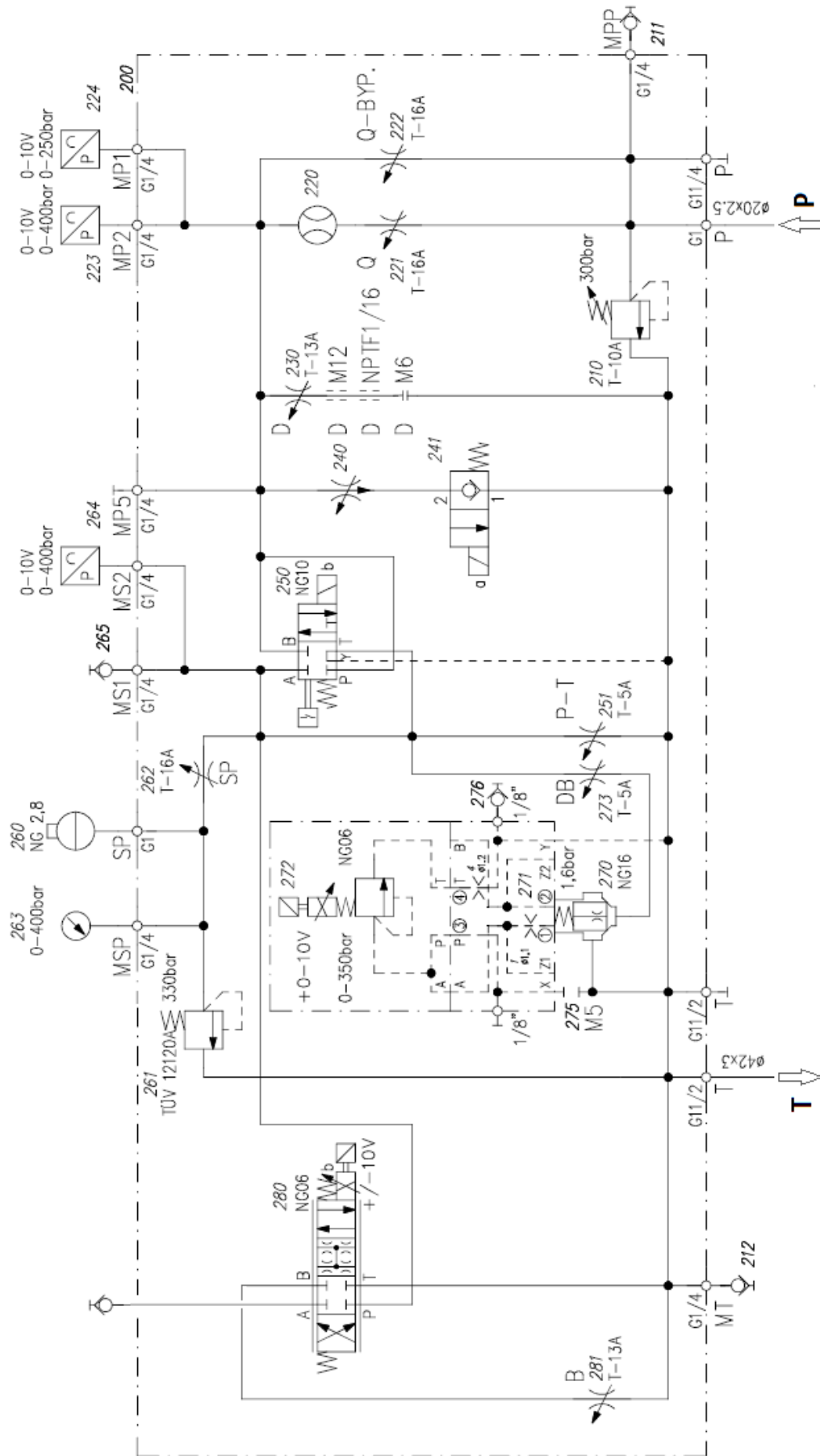


Abbildung 5.1.5: Hydraulikschemata des Ventilblocks zur Lastsimulation

Schließlich ermöglicht das Stromregelventil (Abb. 5.1.5, Pos. 240), welches im Bypass über ein Wegesitzventil (Abb. 5.1.5, Pos. 241) zugeschaltet werden kann, die fein einstellbare Simulation einer externen Leckage. Diese Leckage, welche im Prüfstand zur Nachbildung realer Leckagen im vom Pumpenantrieb versorgten System steht, spielt unter anderem bei der Aufnahme von Erwärmungskurven eine sehr große Rolle.

Der dazugehörige Schaltschrank enthält sämtliche Komponenten, die sowohl zur Steuerung und Regelung des Systems als auch zur Aufnahme und Auswertung der Messdaten notwendig sind. Dies umfasst neben der Leistungselektronik des Servomotors auch eine B&R-SPS mit Industrie-PC und die für einen sicheren Betrieb benötigten Schutzschaltungen.

Auf dem PC hinterlegt sind eine Reihe fest definierter Messprogramme, um die Messung zu vereinfachen und eine Vergleichbarkeit sicherzustellen. Zur Messung der für die Bestimmung der elektrischen Kenngrößen notwendigen Messdaten werden Strommesser an der Zuleitung des Umrichters verwendet. Zusammen mit einer Messung der dort anliegenden Spannung und des Phasenwinkels kann die elektrische Eingangsleistung des Systems bestimmt werden.

Da die zu messenden Größen von der Temperatur abhängen, sind zur Minimierung von Messungenauigkeiten schmale Temperaturintervalle um den Sollwert einzuhalten, was eine Temperaturregelung notwendig macht. Diese erfolgt durch einen separaten Kühlkreis, welcher über einen mit dem zentralen Kühlwassersystem des Gebäudes verbundenen Platten-Wärmetauscher die Öltemperatur reduziert. Auf ein Heizsystem konnte verzichtet werden, da über die Pumpe und die Ventilverluste ausreichend Heizleistung zur Verfügung steht und im Messbetrieb lediglich Wärme abgeführt werden muss. Es ist somit möglich eine konstante Temperatur ($\pm 1^\circ\text{C}$) im Öltank zu gewährleisten.

Neben der konstanten Temperatur des Fluids wird mittels der Temperatursensoren an und um die Pumpe herum zusätzlich sichergestellt, dass auch deren Temperatur sich immer innerhalb der zugelassenen Toleranz befindet.

5.2 Erweiterung Pulsationsmessstrecke

Sollen die Eigenschaften einer Pumpe als Pulsationsquelle untersucht werden, so kann der Prüfstand mit einer, zu diesem Zweck in Zusammenarbeit mit der Fa. FLUIDON entwickelten, Messstrecke versehen werden. Diese ist so konstruiert, dass sie direkt am druckseitigen Anschluss der Pumpe, zwischen der Pumpe und dem die Last simulierenden Ventilblock, appliziert werden kann.

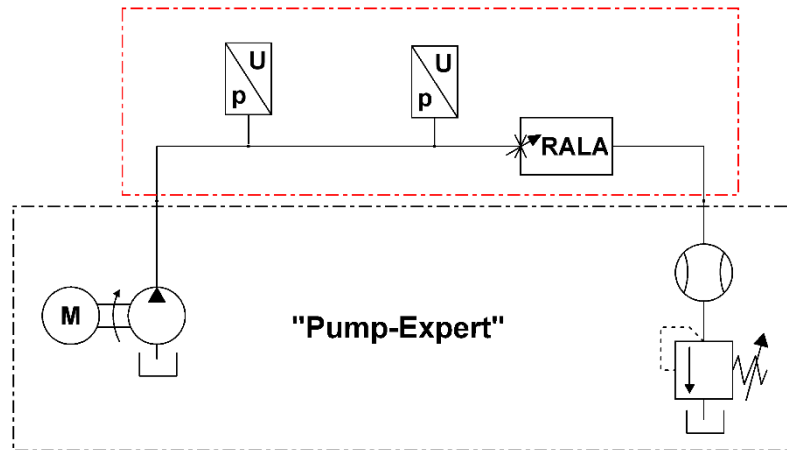


Abbildung 5.2.1: Hydraulikschema der Pulsationsmessstrecke

Die Messung der Druckpulsation einer Pumpe bedarf eines speziellen Aufbaus (Abb. 5.2.1), um die Pulsation unabhängig von der Lage der Messstelle und von Einflüssen des angeschlossenen Leitungssystems erfassen zu können [THE83, MUE02, PIE11]. Dieses interagiert mit der Pumpe als Anregung und verändert durch Reflexionen und sich ausbildende Resonanzen das Schwingungsverhalten. Eine unbeeinflusste Bestimmung der Pumpenpulsation ist nicht möglich. Mit diesem Aufbau werden Reflexionen und damit auch Resonanzeffekte soweit minimiert, dass eine nahezu unbeeinflusste Messung der Pumpenpulsation sichergestellt ist.

Die Messstrecke besteht aus einer Rohrleitung von 1 m Länge, an deren Enden jeweils ein Quarz-Drucksensor zur Messung des dynamischen Druckes angebracht ist und einem reflexionsarmen Leitungsabschluss (RALA), weitere 20 cm hinter dem zweiten Sensor platziert. Der Ausgang des RALA wird direkt mit dem Ventilblock zur Lastsimulation verbunden. Hier wird der statische Druck vorgegeben und der Volumenstrom überwacht.

Die Adaption der Messstrecke an die Druckanschlüsse der Pumpen erfolgt mittels speziell gefertigter Adapter, welche hier auftretende Durchmesserunterschiede stetig und gleichmäßig ausgleichen. Danach ist die vollständige Messstrecke durchgehend ohne jegliche Durchmessersprünge ausgeführt, um keine zusätzlichen Reflexionsstellen zu erzeugen, welche die Messung verfälschen würden.

Die Pumpenpulsation wird durch den pumpenseitigen dynamischen Sensor p_1 erfasst, der zweite Sensor p_2 dient zur Einstellung und Überwachung des korrekten Abgleichs am RALA. Bei diesem handelt es sich um einen einstellbaren hydraulischen Widerstand in Form einer Blende mit

nachgeschaltetem Volumen. Durch Einstellen der Blende lässt sich die Eingangsimpedanz des RALA der Ausgangsimpedanz der Leitung soweit anpassen, dass ein nahezu reflexionsfreier Zustand gegeben ist. So laufen die von der Pumpe erzeugten Pulsationen ohne Reflexion in den RALA und ihre Wellenenergie wird im Ausgleichsvolumen hinter der Blende abgebaut [THE83, GOE07]. Ist dieser Zustand korrekt eingestellt, so sind die dynamischen Drucksignale an den beiden Sensoren p_1 und p_2 bis auf den bekannten Laufzeitunterschied deckungsgleich, wie in Abb. 5.2.2 dargestellt.

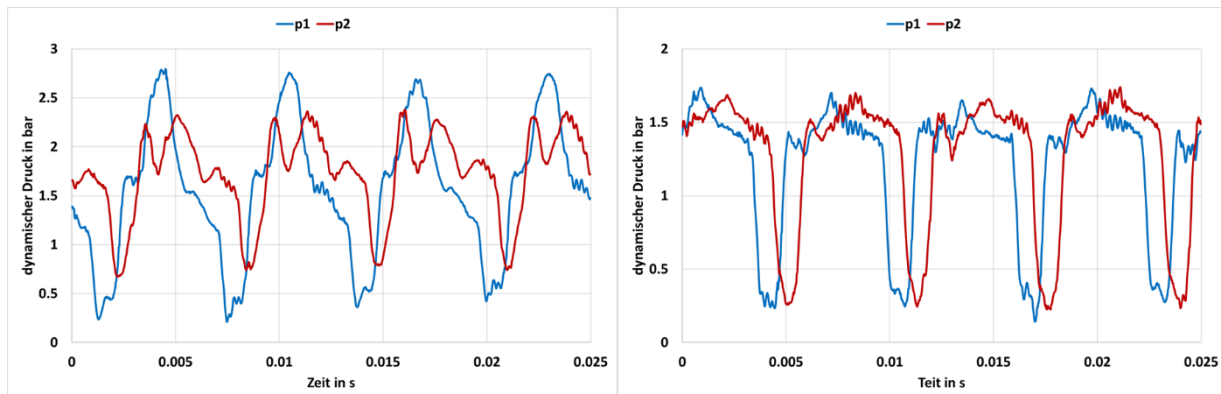


Abbildung 5.2.2: Dynamische Drücke an den Sensoren p_1 und p_2 bei

Links: nicht abgeglichenem RALA Rechts: abgeglichenem RALA

Da sowohl eine Veränderung des statischen Druckes wie auch des durch die Messstrecke fließenden Volumenstroms durch eine Drehzahländerung an der Pumpe Einfluss auf das Schwingungsverhalten der Messstrecke ausüben, muss der Abgleich am RALA für jeden untersuchten Arbeitspunkt (p, n) angepasst werden.

6 Methodenentwicklung und Ergebnisse

Die zu Beginn aufgeworfene Frage, wie eine systematische und prozessorientierte Auslegung effizienter drehzahlvariabler Motor-Pumpen-Aggregate aussehen muss, bleibt im aktuellen Stand der Technik unbeantwortet. Hier setzt die im folgenden vorgestellte Strategie an und entwickelt eine Methode, welche eine Effizienzbewertung und, darauf aufbauend, eine umfassende Auslegung drehzahlvariabler Systeme mit einer gleichzeitigen Optimierung der Systemwechselwirkungen zusammenführt.

Im Kern der Strategie zur Effizienzoptimierung steht die detaillierte Energieflussanalyse vom elektrischen Leistungsanschluss bis in den betriebenen hydraulischen Prozess hinein (Abb. 6.0.1).

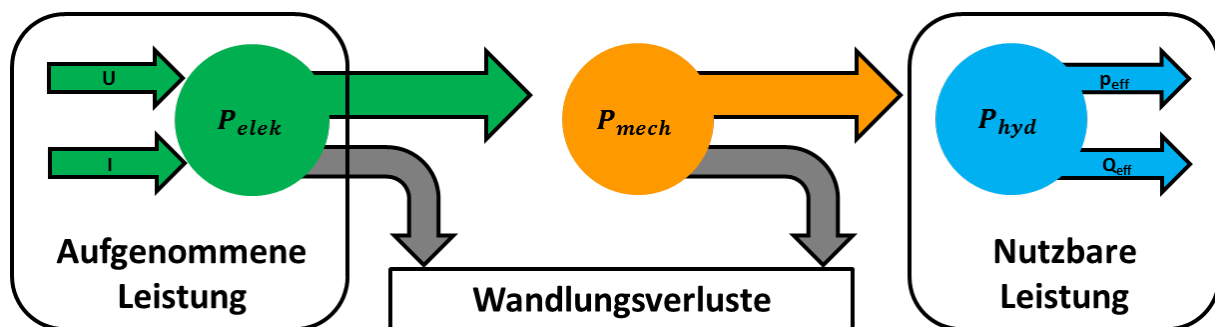


Abbildung 6.0.1: Wandlungskette eines elektrohydraulischen Motor-Pumpen-Aggregats

Nachdem die Frage der korrekten Effizienzbewertung sowie nach den benötigten Kennzahlen und Prozessgrößen geklärt ist, wird die Strategie in drei Schritten entwickelt.

Zuerst erfolgen Untersuchungen und Analysen auf Komponentenebene der Pumpe und in eingeschränkter Form auch des Elektromotors, bei welchem sich auf einen permanentmagnetisch erregten Synchronmotor beschränkt wird. Auf die Pumpeneffizienz wirkende Einflüsse, wie Arbeitsprinzip, konstruktive Parameter und Fertigungstoleranzen, werden basierend auf Messdaten und unterstützt durch entwickelte Simulationsmodelle der Pumpenvolumetrie einzeln und in Wechselwirkung mit den Prozessgrößen analysiert. Ebenso wird der Wirkungsgrad des elektrischen Systems bei der elektro-mechanischen Energiewandlung betrachtet.

Im nächsten Schritt wird das Zusammenspiel von Pumpe und Motor als Gesamtaggregate betrachtet und wiederum auf Wechselwirkungen hin untersucht. Ziel ist es, die systematischen Wechselwirkungen in der Auslegungsmethode berücksichtigen und Gesamtwirkungsgrade für Motor-Pumpen-Aggregate durch Kombination der für die Komponenten vorliegenden Daten berechnen zu können.

Im letzten Schritt wird auch der Prozess in die Analysen mit einbezogen und der prozessspezifische Energieverbrauch als Kenngröße für Effizienzbewertung und Vergleich vorgeschlagen. Darüber hinaus erfolgt eine theoretische Abschätzung der Potentiale, welche durch ein optimiertes Prozesslayout zugänglich gemacht werden können.

Zusammenfassend wird schließlich die Struktur eines datenbasierten Softwaretools vorgestellt, welches bei der Auslegung energieeffizienter drehzahlvariabler Zahnradpumpenaggregate unterstützen kann. Die Grundlage eines solchen Tools stellt eine stetig erweiterte Datenbasis zu den hydraulischen Pumpen und elektrischen Antriebssystemen dar, generiert aus Messdaten, den seitens der Hersteller verfügbaren Dokumentationen der Komponenten sowie ergänzt durch Ergebnisse wissenschaftlicher Arbeiten. Gemeinsam mit den Informationen der Applikation wird diese Datenbasis unter Anwendung einer immer gleichen Vorgehensweise genutzt, um den optimal geeigneten Motor-Pumpen-Antrieb (MPA) zu generieren, gleichzeitig aber auch Möglichkeiten zu identifizieren, wie durch System- und Prozessanpassung weitere Potentiale erschlossen werden können.

Welche Eigenschaften bei der Optimierung von Systemwechselwirkungen berücksichtigt werden sollten bzw. müssen, wird in einer Mehrzahl der Fälle durch die Anforderungen des Prozesses definiert. Darüberhinausgehend ist es natürlich freigestellt, auch noch weitere, nicht zwingend erforderliche oder sehr prozessspezifische Optimierungskriterien zu berücksichtigen, was den Zeit- und damit auch Kostenaufwand der Analyse erhöht.

In der Folge wird sich beispielhaft auf eine Wechselwirkung konzentriert, welche sich prinzipbedingt für Prozesse mit drehzahlvariablem Pumpenantrieb besonders umfangreich darstellt, gleichzeitig aber eine hohe Relevanz für die Funktion besitzt. Dies ist die thermische Stabilität in kritischen Arbeitspunkten, insbesondere dem Druckhalten bei niedriger Drehzahl.

6.1 Komponentenebene – Analysen der Pumpen

Der erste Schritt der Methodenentwicklung erfolgt auf Ebene der Komponenten der Motor-Pumpen-Aggregate (MPA), wobei der Schwerpunkt der folgenden Ausführungen auf der Hydraulikpumpe liegt. Ihre Wandlung von mechanischer in hydraulische Energie soll eingehend analysiert werden. Hier stellen sich durch die veränderten Randbedingungen der variablen Antriebsdrehzahl die bereits angesprochenen Fragen nach den konstruktiven Einflüssen auf die Effizienz sowie deren Wechselwirkungen mit den Prozessgrößen. Die elektromechanische Wandlung durch den Elektromotor dagegen unterliegt keinen für sie neuen Randbedingungen und ist bereits Stand der Technik. Diese wird daher nicht vollumfänglich als Einzelkomponente analysiert, sondern es erfolgt nur eine Betrachtung in dem Umfang, um sie in der Folge sicher in den Untersuchungen auf Systemebene einsetzen zu können.

Zu Beginn werden die für die Methode benötigten Kenngrößen und Prüfabläufe definiert und die Messungen auf ihre Unsicherheit hin untersucht.

Im Anschluss wird die Methode zum Effizienzvergleich von Pumpen vorgestellt. Volumetrische Pumpenmodelle werden eingeführt, welche die Analyse der Einflüsse der Konstruktionsparameter auf die Wandlungsverluste erlauben. Durch Messungen werden die Volumetriemodelle verifiziert und die Analyse von Zahnradpumpen durch Untersuchung der Einflüsse der Prozessgrößen vervollständigt.

6.1.1 Prüfabläufe zur Effizienzbewertung

Grundlage der angestrebten Effizienzbewertung, sowohl auf Komponenten- wie auch auf Systemebene, ist die messtechnische Erfassung des Energieflusses. Diese erfolgt mit Hilfe des zuvor vorgestellten Prüfstands „Pump-Expert“ und folgt einem strikten Messablauf (Abb. 6.1.1), um die in Kapitel 5 diskutierte Messunsicherheit möglichst gering zu halten und die Vergleichbarkeit sicherzustellen.

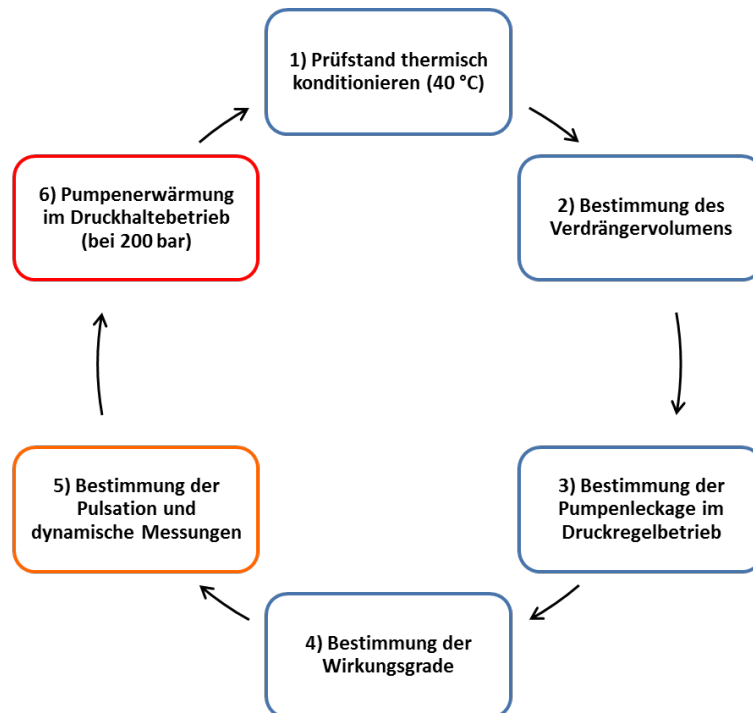


Abbildung 6.1.1: Prüfablauf der Untersuchung von elektrohydraulischen Motor-Pumpen-Aggregaten

6.1.1.1 Prüfstand thermisch konditionieren

In Schritt 1 erfolgt nach der mechanischen sowie hydraulischen Adaption der Pumpe auf dem Prüfstand sowie der Eingabe aller benötigten Daten (z.B. max. Betriebsdruck, Drehzahlgrenzen) die thermische Konditionierung des gesamten Prüfstands. Die Pumpe wird dazu bei definierter mittlerer Last (50 % des Nenndrucks und 50 % der Höchstdrehzahl) betrieben und heizt sich selbst und den Prüfstand auf. Dies geschieht einerseits durch die Verluste in der Pumpe, zum großen Teil aber über die beiden Druckventile, welche die erzeugte hydraulische Energie zum Tank hin abbauen und dabei in Wärmeenergie umwandeln. Die Ölkühlung im Tank stellt sicher, dass dieser die voreingestellte Temperatur nicht überschreitet. Hat sich hier eine stabile Temperatur eingestellt, wird das System noch so lange ohne Last gespült, bis sich eine in den Toleranzgrenzen einheitliche Temperatur im gesamten hydraulischen Kreislauf eingestellt hat. Die Referenztemperatur für Fluid und System liegt bei 40°C und orientiert sich an der Norm ISO 4409. Für Analysen thermischer Einflüsse sind Temperaturen von 25°C bis etwa 60°C mit dem System empfohlen.

6.1.1.2 Bestimmung des realen Verdrängervolumens

Wie in Kapitel 4 bereits ausgeführt, ist für die späteren Wirkungsgradberechnungen nicht das im Datenblatt aufgeführte geometrische Verdrängervolumen V_g , sondern das reale Verdrängervolumen V_i einer Pumpe essentiell, da dieses bedingt durch Fertigungstoleranzen bis zu 3% abweichen kann [IVA93].

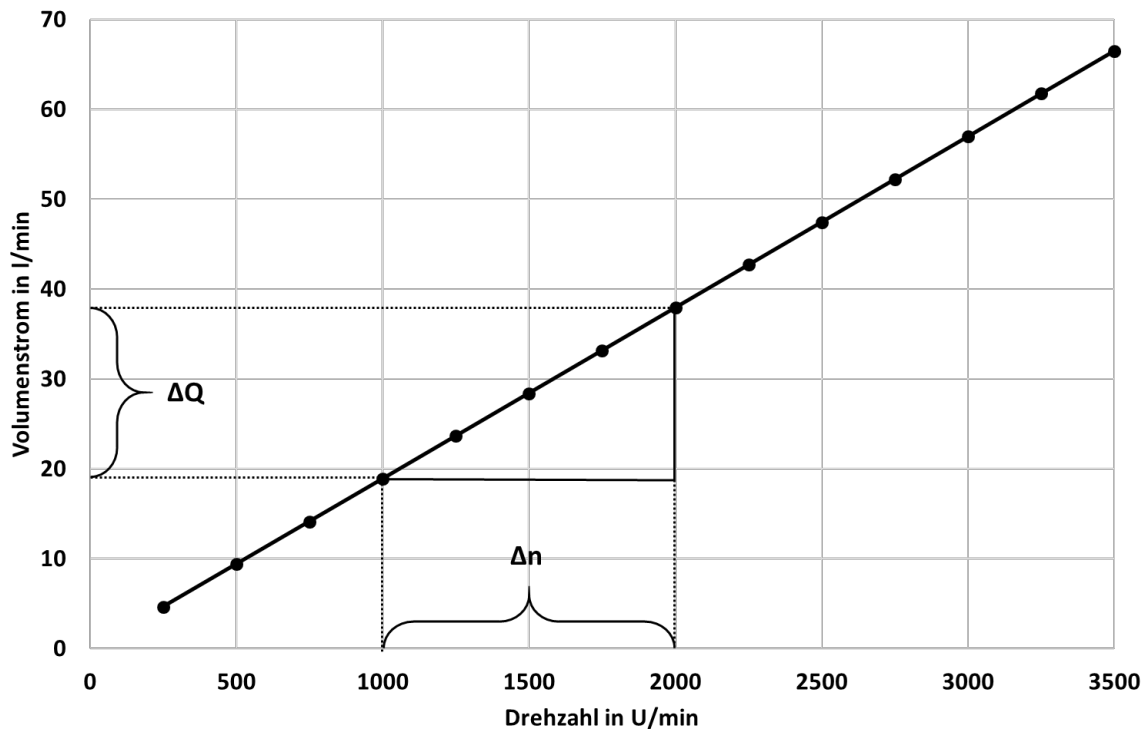


Abbildung 6.1.2: Bestimmung des realen Verdrängervolumens aus der Steigung des effektiven Volumenstroms über der Drehzahl

Misst man Drehzahl und effektiven Volumenstrom, so lässt sich das reale Verdrängervolumen einfach daraus berechnen (Abb. 6.1.2). Prinzipiell sollte die Messung bei einer Druckdifferenz möglichst nahe 0 bar stattfinden, um einen Einfluss der druckabhängigen volumetrischen Verluste auszuschließen.

Diese einfache Art der Messung führt aber bei modernen Pumpen mit druckabhängiger hydrostatischer Dichtspaltkompensation zu großen Fehlern, da sich für diese ohne anliegende Druckdifferenz erhebliche Funktionsprobleme ergeben können. Aus diesem Grund kommt eine Methode zum Einsatz, die auf der geringen Drehzahlabhängigkeit der volumetrischen Verluste basiert und eine Messung bei einer Mindestdruckdifferenz erlaubt. Misst man die Kennlinie des Volumenstroms über der Drehzahl bei unterschiedlichen Druckdifferenzen, so verlaufen diese parallel zueinander. Das reale Verdrängervolumen kann daher auch aus dem Anstieg einer solchen Messung bei einem Druck $\Delta p > 0$ bar berechnet werden.

$$V_i = \frac{Q_2 - Q_1}{n_2 - n_1} = \frac{\Delta Q}{\Delta n} \quad \text{Gl. 6-1-1}$$

Die Messung erfolgt im offenen Kreis und bei einem Arbeitsdruck von 5% des Nenndruckes der Pumpe bei mindestens $k=10$ Drehzahlen, die gleichmäßig über den gesamten Arbeitsbereich der Pumpe verteilt sind. Die Messwerte können dann durch lineare Ausgleichsrechnung mittels der Methode der kleinsten Quadrate aufbereitet werden und es folgt für das reale Verdrängervolumen V_i :

$$V_i = \frac{\sum_{j=1}^k n_j * Q_{2j} - \frac{1}{k} \sum_{j=1}^k n_j * \sum_{j=1}^k Q_{2j}}{\sum_{j=1}^k n_j^2 - \frac{1}{k} (\sum_{j=1}^k n_j)^2} \quad \text{Gl. 6-1-2}$$

Fehleranalyse für die Bestimmung des Verdrängervolumens:

Basierend auf der Berechnung des Verdrängervolumens V_i aus der Steigung der Funktion $Q(n)$ wird die Abweichung für den formalen Zusammenhang in Gl. 6-1-2 unter Berücksichtigung der Unsicherheiten der beiden Einflussgrößen berechnet. Es ergibt sich die größtmögliche Abweichung für den Fall, dass die Volumenstrommessung maximal nach oben, die Drehzahlmessung dafür maximal nach unten in ihrem jeweiligen Toleranzbereich abweichen. Wegen des Bezuges der absoluten Messungenauigkeit des Drehzahl- sowie Volumenstromsensors auf den Messwert ist eine relative Angabe der Abweichung für das reale Verdrängervolumen sinnvoll und es ergibt sich zu:

$$\Delta y_{rel,A} = \frac{\Delta V_i}{V_i} = \pm 0,3\% \quad \text{Gl. 6-1-3}$$

Eine weitere systematische Unsicherheit bei der Berechnung des Schluckvolumens kann sich aus der Verwendung von bei hohen Drehzahlen bestimmten Volumenströmen ergeben. Hier treten durch Wirbelbildung und einsetzende Kavitation Bereiche innerhalb des Verdrängerraumes auf, welche nicht zur Förderung von Volumenstrom genutzt werden können [DCA14]. Dies führt bei der Berechnung des Schluckvolumens nach Gl. 6-1.2 zu einem zu geringen Wert, weshalb hierauf bei der Messung besonderes Augenmerk gerichtet werden sollte.

6.1.1.3 Bestimmung der Pumpenleckage im Druckregelbetrieb

Bevor die eigentlichen Messungen der Pumpenwirkungsgrade erfolgen, wird vorher die Pumpenleckage im Druckregelbetrieb untersucht. Diese spezielle Leckage, die bei konstantem Druck und ohne einen effektiven Volumenstrom ins System hinein bestimmt wird, ist eine für drehzahlvariable Anwendungen wichtige Eigenschaft einer Pumpe.

$$Q_{Leak,P}(p) = Q_{th} - Q_{eff} = (n(p) * V_i) - Q_{eff} \quad \text{Gl. 6-1-4}$$

Um sie zu bestimmen, wird das Schieberventil (Abb. 5.1.5, Pos. 250) geschlossen und damit ein Volumenstrom aus der Pumpe heraus verhindert. Der Druck wird nicht durch die Ventile, sondern über die Pumpendrehzahl geregelt. Ist der Solldruck im System nach einer kurzen Einstellphase aufgebaut,

so muss die Pumpe nun nur noch ihre eigene Leckage aufbringen, um den Druck zu halten. Es stellt sich eine Drehzahl ein, aus welcher sich die interne Pumpenleckage gemäß Gleichung 6-1-4 berechnen lässt.

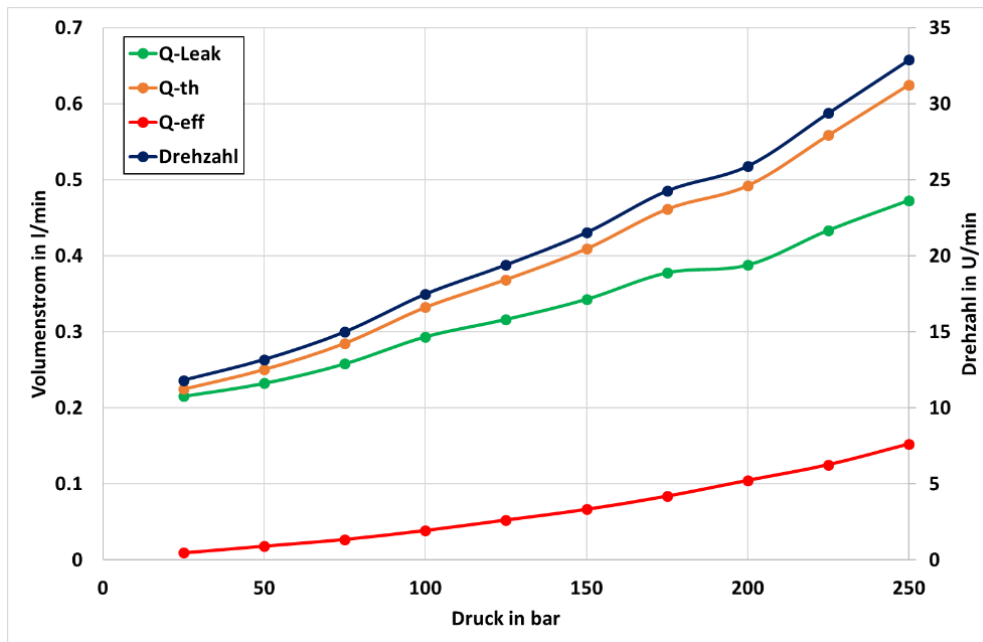


Abbildung 6.1.3: Leckage im Druckregelbetrieb, Berechnung aus Drehzahl und mit Korrektur durch den effektiven Volumenstrom

Die Gleichung berücksichtigt, dass, bedingt durch eine geringe Leckage des absperrenden Ventils, abweichend von der idealen Messung doch ein effektiver Volumenstrom Q_{eff} fließt. Dieser ist jedoch gering und wird bei jeder Messung erfasst, wodurch sich kein Fehler über die Messunsicherheit hinaus ergibt.

Abbildung 6.1.3 zeigt die aus der Drehzahl (blau) berechnete Leckage (orange), den messtechnisch ermittelten effektiven Volumenstrom (rot) und die gemäß Gl. 6-1-4 bestimmte resultierende Leckage (grün) über dem Druck aufgetragen.

Aus der Pumpenleckage im Druckregelbetrieb lassen sich weitere Eigenschaften ableiten. Zuerst einmal enthält sie die Drehzahlen, welche zum Erreichen eines bestimmten Druckes mindestens benötigt werden. Damit ist auch die Leistung bekannt, welche minimal aufgenommen wird, um diesen Druck p im System konstant zu halten. Sie stellt somit die untere Leistungsgrenze einer Pumpe dar. Darüber hinaus erlaubt der Verlauf der Leckage über dem Druck Rückschlüsse auf Auslegung bzw. Funktion der Dichtspaltkompensation in einer Pumpe. Schließlich ermöglicht diese Leckage eine reproduzierbare und mit geringem messtechnischem Aufwand umsetzbare Überprüfung der korrekten Funktion einer Pumpe, da sie eine hohe Sensitivität gegenüber Abweichungen bei Fertigungstoleranzen oder Dichtspaltkompensation besitzt.

Fehleranalyse für die Bestimmung der Pumpenleckage im Druckregelbetrieb:

Die Pumpenleckage berechnet sich gemäß Gl. 6-1-5 aus dem Produkt der Drehzahl und dem realen Verdrängervolumen, korrigiert um den durch die Peripherie der Messung bedingten effektiven Volumenstrom. Dieser ergibt sich durch Komponentenleckagen und zur Funktion benötigte Steuervolumenströme im Ventilblock der Lastsimulation.

$$Q_{Leak,P}(p) = (n(p) * V_i) - Q_{eff} \quad \text{Gl. 6-1-5}$$

Es lässt sich mit den drei Einflüssen somit für die Unsicherheit der Leckage formulieren:

$$\Delta y_{max.D} = \Delta Q_{Leak,P} = |n * \Delta V_i| + |V_i * \Delta n| + |\Delta Q_{eff}| \quad \text{Gl. 6-1-6}$$

$$\Delta y_{max.G} = \Delta Q_{Leak,P} = \sqrt{(n * \Delta V_i)^2 + (V_i * \Delta n)^2 + (\Delta Q_{eff})^2} \quad \text{Gl. 6-1-7}$$

Abbildung 6.1.4 zeigt, auf die linke Ordinate bezogen, die Verläufe der gemäß Gl. 6-1-5 berechneten Pumpenleckage (grün) sowie, auf die rechte Ordinate bezogen, die maximale (rot) und die mit dem gaußschen Ansatz (orange) bestimmte Messabweichung über dem Druck als Abszisse.

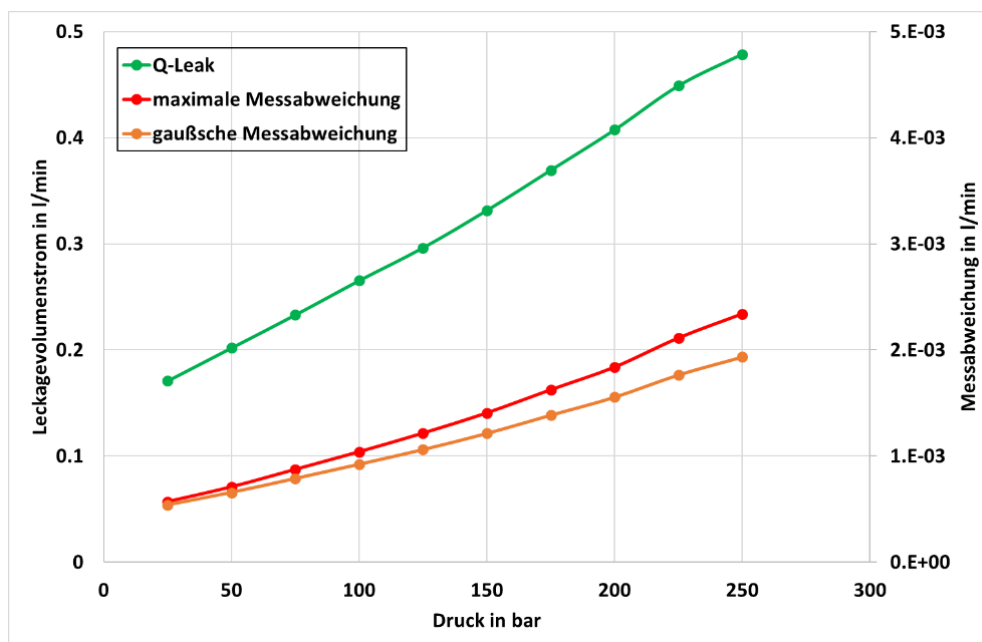


Abbildung 6.1.4: Maximale und gaußsche Messabweichung für die Berechnung der Leckage im Druckregelbetrieb

Zur besseren Darstellung wurde zwischen den Skalierungen der Leckage und der Messabweichung ein Faktor von 100 gewählt. Die Abweichung liegt somit im Bereich von etwa 0,5% des Messwertes.

6.1.1.4 Bestimmung der Wirkungsgrade

Die für die Effizienzbewertung einzelner Komponenten sowie kompletter Systeme herangezogene Größe ist der Wirkungsgrad. Er stellt für einen Energiewandlungsprozess die dabei auftretenden Wandlungsverluste in ein Verhältnis zur gewandelten Leistung.

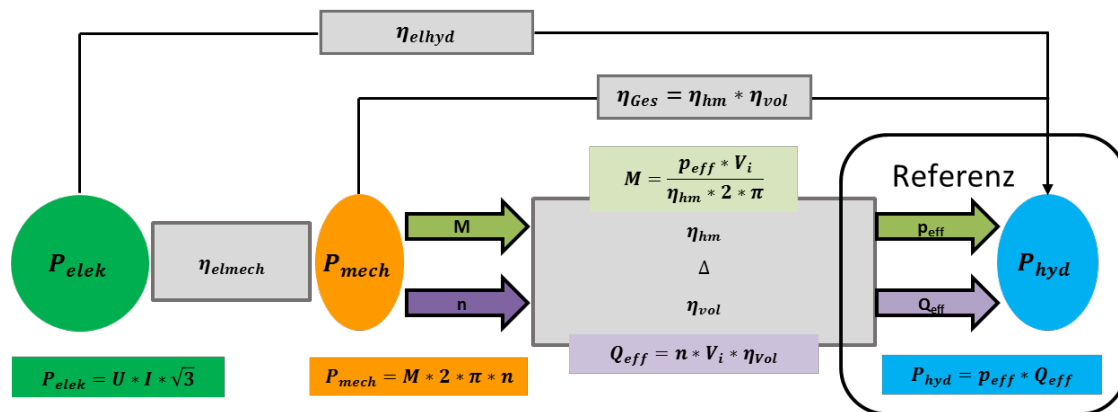


Abbildung 6.1.5: Energieflussdiagramm und Wirkungsgrade eines elektrohydraulischen Motor-Pumpen-Aggregats

Um das System eines Motor-Pumpen-Aggregats vollständig beschreiben zu können, ist es sinnvoll, eine ganze Reihe von Teil- und Gesamtsystemwirkungsgraden zu betrachten, wie in Abbildung 6.1.5. dargestellt. Für die Pumpe sind dies der volumetrische und hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad sowie der Pumpengesamtwirkungsgrad, das Produkt der beiden Teilwirkungsgrade. Weitert man die Sicht nun auch auf den Antrieb der Pumpe aus, in dieser Arbeit einen Elektromotor mit zugehöriger Leistungselektronik, so kommen der elektrisch-mechanische Wirkungsgrad für dieses Teilsystem sowie der Gesamtwirkungsgrad des Systems aus Leistungselektronik, Motor und Pumpe dazu, der elektrisch-hydraulische Wirkungsgrad. Die Berechnung der Wirkungsgrade erfolgt entweder direkt aus den Leistungen oder im Fall von hydraulisch-mechanischem und volumetrischem Wirkungsgrad gemäß der in Abbildung 6.1.5. dargestellten Zusammenhänge mit dem realen Verdrängervolumen V_i .

Die Einflüsse auf die Verluste und damit auch die Wirkungsgrade sind vom Arbeitspunkt abhängig, weshalb Kennfelder über dem gesamten Arbeitsbereich erfasst werden. Darüber hinaus können die weiteren Einflüsse in zwei Gruppen unterteilt werden. Einerseits existieren die komponentenspezifischen Einflüsse durch Prinzip und Konstruktionsparameter, andererseits die systembedingten Einflüsse wie Fluideigenschaften oder die Temperatur.

Fehleranalyse für die Bestimmung der Wirkungsgrade:

Insbesondere bei der Analyse der maximalen Abweichung der Wirkungsgrade ist die Fehlerfortpflanzung wichtig, da hier viele mit Messunsicherheiten behaftete Größen einfließen. Exemplarisch werden die Unsicherheiten für die Teilwirkungsgrade der Pumpe und ihren Gesamtwirkungsgrad im Folgenden hergeleitet und diskutiert, für die weiteren Wirkungsgrade ergeben sich analoge Betrachtungen.

Der volumetrische Wirkungsgrad η_{vol} berechnet sich gemäß Gleichung 6-1-8 zu:

$$\eta_{vol} = \frac{Q_{eff}}{n * V_i} \quad \text{Gl. 6-1-8}$$

Unter Verwendung der Gleichungen 4-3-10 und 4-3-11 ergeben sich dann für die absolute bzw. gaußsche Unsicherheit:

$$\Delta y_{max.D} = \Delta \eta_{vol} = \left| \frac{1}{n * V_i} \Delta Q_{eff} \right| + \left| \frac{Q_{eff}}{-n^2 * V_i} \Delta n \right| + \left| \frac{Q_{eff}}{-n * V_i^2} \Delta V_i \right| \quad \text{Gl. 6-1-9}$$

$$\Delta y_{max.G} = \Delta \eta_{vol} = \sqrt{\left(\frac{1}{n * V_i} \Delta Q_{eff} \right)^2 + \left(\frac{Q_{eff}}{-n^2 * V_i} \Delta n \right)^2 + \left(\frac{Q_{eff}}{-n * V_i^2} \Delta V_i \right)^2} \quad \text{Gl. 6-1-10}$$

Da alle drei Einflüsse vom Messwert abhängige Messgenauigkeiten besitzen, ist wieder eine relative Angabe der Unsicherheit sinnvoll, da diese konstant für alle y gilt.

$$\Delta y_{rel,D} = \frac{\Delta \eta_{vol}}{\eta_{vol}} = \pm 0,6\% \quad \Delta y_{rel,G} = \frac{\Delta \eta_{vol}}{\eta_{vol}} = \pm 0,42\% \quad \text{Gl. 6-1-11}$$

Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad η_{hm} berechnet sich gemäß Gleichung 6-1-12 zu:

$$\eta_{hm} = \frac{p_{eff} * V_i}{2\pi * M} \quad \text{Gl. 6-1-12}$$

Wieder unter Verwendung der Gleichungen 4-3-10 und 4-3-11 ergeben sich dann für die absolute bzw. gaußsche Unsicherheit:

$$\Delta y_{max.D} = \Delta \eta_{hm} = \left| \frac{V_i}{2\pi * M} \Delta p_{eff} \right| + \left| \frac{p_{eff}}{2\pi * M} \Delta V_i \right| + \left| \frac{p_{eff} * V_i}{-2\pi * M^2} \Delta M \right| \quad \text{Gl. 6-1-13}$$

$$\Delta y_{max.G} = \Delta \eta_{hm} = \sqrt{\left(\frac{V_i}{2\pi * M} \Delta p_{eff} \right)^2 + \left(\frac{p_{eff}}{2\pi * M} \Delta V_i \right)^2 + \left(\frac{p_{eff} * V_i}{-2\pi * M^2} \Delta M \right)^2} \quad \text{Gl. 6-1-14}$$

Während der Einfluss durch das Verdrängervolumen wieder in Bezug zum Messwert steht, sind nun die Messgenauigkeiten von Druck und Drehmoment prinzipbedingt nicht auf den Messwert, sondern den Messbereich des Sensors bezogen. Dies führt zu einem Anstieg der Unsicherheit bei abnehmendem Druckniveau und Drehmoment und die Unsicherheit muss nun arbeitspunktspezifisch ermittelt und angegeben werden.

Tabelle 6.1.1 zeigt auszugsweise, über den Arbeitsbereich verteilt, Werte für die Messunsicherheit:

Druck	für $n=250$ U/min			für $n=2000$ U/min			für $n=3500$ U/min		
	η_{hm}	Messunsicherheit		η_{hm}	Messunsicherheit		η_{hm}	Messunsicherheit	
		Absolut	Gauß		Absolut	Gauß		Absolut	Gauß
25 bar	79,04	3,88	3,09	58,7	2,31	1,74	50,08	1,77	1,29
150 bar	92,76	1,1	0,76	85,53	0,96	0,65	80,88	0,88	0,59
250 bar	94,2	0,79	0,52	89,85	0,73	0,48	86,23	0,69	0,45

Tabelle 6.1.1: Mittels Fehlerfortpflanzung bestimmte absolute und gaußsche Messunsicherheit bei der Bestimmung des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads in absoluten Prozent

Der Gesamtwirkungsgrad η_{ges} kann als Produkt der beiden Teilwirkungsgrade berechnet werden, es erfolgt die Abschätzung der Unsicherheit jedoch gemäß Gl 6-1-15:

$$\eta_{ges} = \frac{Q_{eff} * p_{eff}}{2\pi * M * n} \quad \text{Gl. 6-1-15}$$

Erneut werden die Gleichungen 4-3-10 und 4-3-11 genutzt, um die absolute bzw. gaußsche Unsicherheit zu bestimmen:

$$\begin{aligned} \Delta y_{max.D} &= \Delta \eta_{ges} \\ &= \left| \frac{Q_{eff}}{2\pi * n * M} \Delta p_{eff} \right| + \left| \frac{p_{eff}}{2\pi * n * M} \Delta Q_{eff} \right| + \left| \frac{p_{eff} * Q_{eff}}{-2\pi * n^2 * M} \Delta n \right| \\ &\quad + \left| \frac{p_{eff} * Q_{eff}}{-2\pi * n * M^2} \Delta M \right| \end{aligned} \quad \text{Gl. 6-1-16}$$

$$\begin{aligned} \Delta y_{max.G} &= \Delta \eta_{ges} \\ &= \sqrt{\left(\frac{Q_{eff}}{2\pi * n * M} \Delta p_{eff} \right)^2 + \left(\frac{p_{eff}}{2\pi * n * M} \Delta Q_{eff} \right)^2 + \left(\frac{p_{eff} * Q_{eff}}{-2\pi * n^2 * M} \Delta n \right)^2 + \left(\frac{p_{eff} * Q_{eff}}{-2\pi * n * M^2} \Delta M \right)^2} \end{aligned} \quad \text{Gl. 6-1-17}$$

Wie bereits beim hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad ist die Unsicherheit stark abhängig vom Arbeitspunkt sowie dem Erwartungswert selbst. Eine vollständige Angabe der Unsicherheit erfolgt idealerweise mittels eines weiteren, zum Wirkungsgradkennfeld gehörenden Kennfelds.

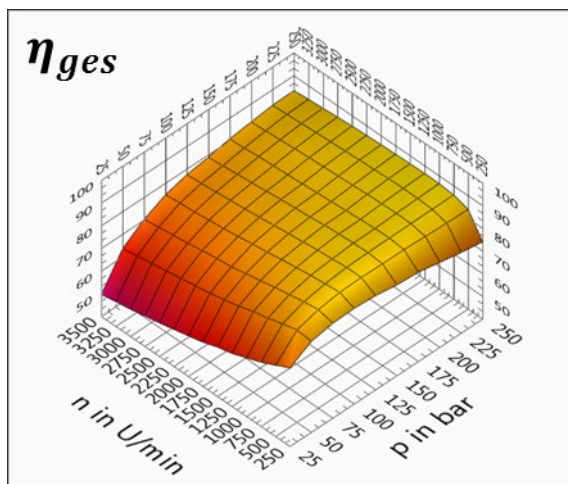


Abbildung 6.1.6a: Gesamtwirkungsgrad einer 8cm^3 Innenzahnradpumpe in %

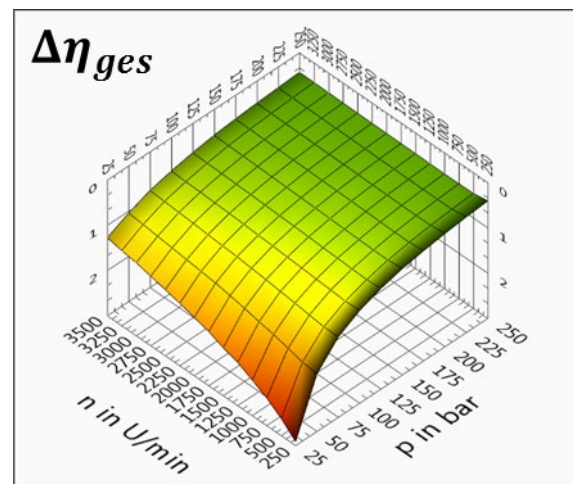


Abbildung 6.1.6b: Nach Gauß bestimmte absolute Messkettenunsicherheit in %

Deutlich zeigen sich in Abb. 6.1.6 die Einflüsse der Messungenauigkeiten von Druck- und Drehmomentmessung hin zu kleinen Drücken, welche die Messkettenunsicherheit deutlich erhöhen. Die Drehzahlabhängigkeit ist mathematisch bedingt und resultiert aus einer mit dem Messwert zunehmenden Unsicherheit. Die zu erwartende absolute Unsicherheit bewegt sich für die hier gezeigte Messung im Bereich bis etwa $\pm 3\%$, dies aber nur in Richtung der Arbeitspunkte kleiner Leistungen.

Hin zu höheren Leistungen sinkt der Fehler unter $\pm 1\%$, was hinsichtlich späterer Effizienzbewertungen eine entsprechende Unsicherheit ebenfalls im Bereich von $\pm 1\%$ erwarten lässt.

6.1.1.5 Messsystemanalyse und Nachweis der Messmittelfähigkeit

Um eine systematische Bewertung der Messmittelfähigkeit des Pumpenprüfstands „Pump-Expert“ durchführen zu können, wurden zuvor für jede Messung des Prüfablaufes die bestimmten Kenngrößen auf ihre zu erwartende Abweichung hin untersucht. Es wurde sowohl die maximale Abweichung wie auch die Messabweichungen nach Gauß bestimmt. Für die indirekt bestimmten Größen fand hier die Fehlerfortpflanzung, basierend auf den Sensorungenauigkeiten, wie in Tabelle 5.1 aufgeführt, Berücksichtigung.

Im Anschluss an die Analyse der Messkette wird an den für die Effizienzbewertung entscheidenden Wirkungsgraden die Messmittelfähigkeit in Anlehnung an Verfahren 1 der Messsystemanalyse MSA nachgewiesen. Eine weitergehende R&R-Untersuchung nach Verfahren 2 wurde nicht durchgeführt, da diese neben der Bedingung mehrerer Bediener ($k \geq 2$, empfohlen 3) auch mehrere Messobjekte ($n \geq 5$, empfohlen 10) benötigt. Diese Bedingung der Messobjekte hat sich in diesem Fall als nicht erfüllbar herausgestellt, da 10 Pumpen gleichen Typs, idealerweise mit möglichst über den gesamten Toleranzbereich verteilten Eigenschaften, was aber nicht vorher abprüfbar ist, im Rahmen des Forschungsprojekts nicht beschafft werden konnten.

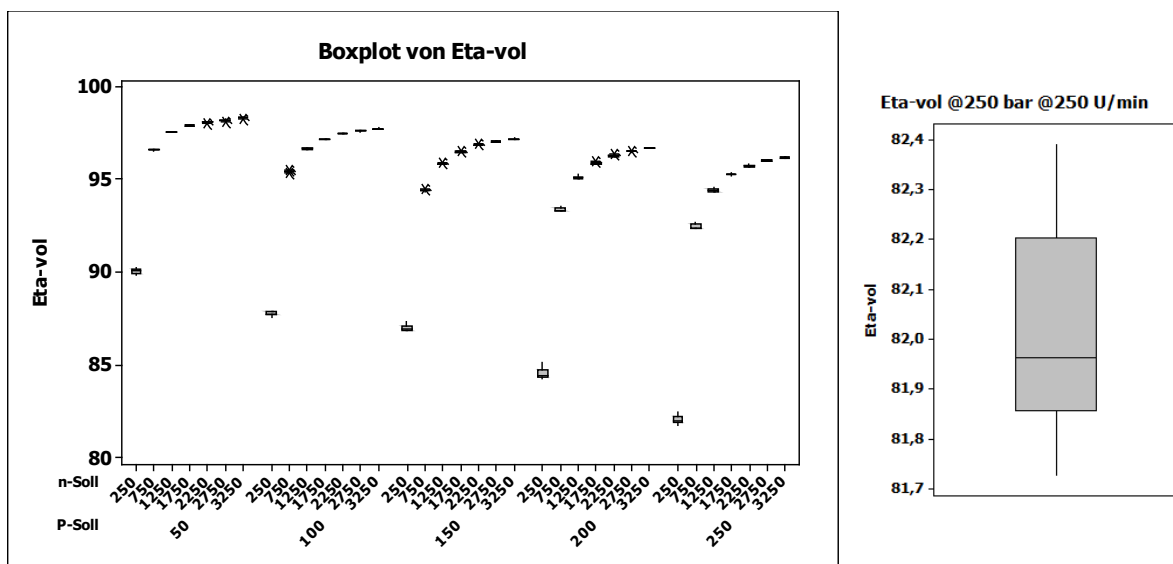


Abbildung 6.1.7: Boxplot über dem Kennfeld des volumetrischen Wirkungsgrads einer Innenzahnradpumpe bei 10-facher Wiederholmessung

Für die Betrachtung der zufälligen Abweichungen wurden die Wirkungsgradkennfelder zweier Pumpen unterschiedlichen Prinzips je 10 Mal hintereinander gemessen und anhand dieser Daten die statistischen Kennwerte zur Beschreibung der Abweichung berechnet. Wieder erfolgt die detaillierte Betrachtung exemplarisch an den Wirkungsgraden der Pumpe, gilt aber analog auch für die weiteren Wirkungsgrade.

Für die Bestimmung des volumetrischen Wirkungsgrads sind die Ergebnisse in Abb. 6.1.7 in Form von Boxplots, welche jeweils die 10 ermittelten Werte in jedem Arbeitspunkt enthalten, dargestellt. Die Arbeitspunkte mit den höchsten Abweichungen sind zusätzlich in Tabelle 6.1.2 aufgeführt.

Es ergeben sich geringe Streuungen, die Standardabweichung liegt im Bereich kleiner 0,05 %, die Range, also die Breite des Bereichs, in welchem sich 100 % der Messwerte befinden, liegt $\leq 0,1$ %.

p [bar]	n [1/min]	\bar{x} [%]	$S_{\bar{x}}$ [%]	R [%]	$V_{\bar{x}}(2\sigma)$
50	250	90,054	0,133	0,392	$\pm 0,297$
50	3250	98,338	0,031	0,106	$\pm 0,069$
250	250	82,025	0,211	0,666	$\pm 0,471$
250	3250	96,192	0,029	0,071	$\pm 0,065$

Tabelle 6.1.2: Statistische Kenngrößen der Unsicherheit des volumetrischen Wirkungsgrads

Die Streuung steigt bei kleinen Drehzahlen an, was nicht durch die Messkette ausgelöst wird, sondern auf die hier weniger genaue Arbeitspunkteinstellung des Prüfstands zurückzuführen ist. Insbesondere die Bedingung konstanter Temperaturen von Proband und Fluid wird mit sinkender Drehzahl schlechter erfüllt, die Spülung der Pumpe ist gering und die verlustbedingte Erwärmung in der Pumpe wird nur unzureichend abgeführt. Dies führt zu einer steigenden Streuung der Ist-Temperatur um die Soll-Temperatur, was sich wiederum in einem Anstieg der Streuung des volumetrischen Wirkungsgrads niederschlägt. Die Standardabweichung steigt auf bis zu 0,21 %, die Range nimmt Werte bis zu 0,7 % an.

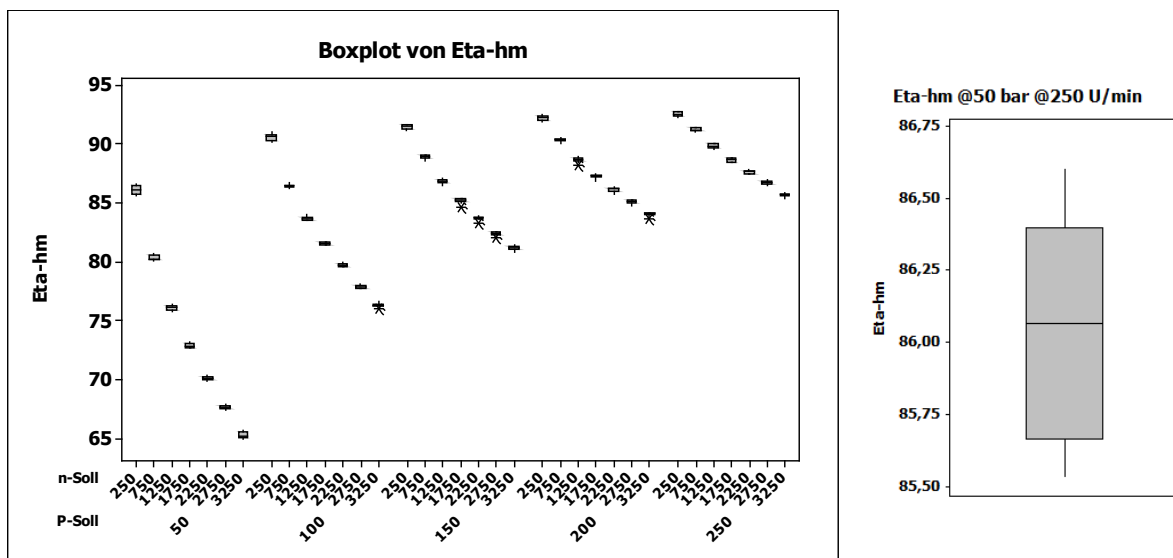


Abbildung 6.1.8: Boxplot über dem Kennfeld des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads einer Innenzahnradpumpe bei 10-facher Wiederholungsmessung

Bei der Bestimmung des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads, dargestellt als Boxplots in Abb. 6.1.8 und Tabelle 6.1.3, ergibt sich mit einer über dem Kennfeld gemittelten Standardabweichung von 0,23 % und einer mittleren Range von 0,61 %, eine tendenziell höhere Unsicherheit. Auch hier

steigt die Streuung zu kleinen Drehzahlen hin leicht an, was auch in diesem Fall durch die steigende Abweichung bei der Temperatur zurückzuführen ist. Der Einfluss fällt jedoch geringer als beim volumetrischen Wirkungsgrad aus. Hinzu kommt beim hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad eine erhöhte Unsicherheit bei niedrigen Drücken, welche durch die Messwertabhängigkeit der Messunsicherheit der Sensoren für Druck und Drehmoment bedingt ist. Die Standardabweichung steigt so, bei niedriger Drehzahl und gleichzeitig niedrigem Druck, auf etwa 0,39 %, der Range nimmt Werte von bis etwa 1,1 % an.

p [bar]	n [1/min]	\bar{x} [%]	$S_{\bar{x}}$ [%]	R [%]	$V_{\bar{x}}(2\sigma)$
50	250	86,036	0,394	1,074	$\pm 0,879$
50	3250	65,227	0,242	0,733	$\pm 0,540$
250	250	98,514	0,211	0,519	$\pm 0,471$
250	3250	85,651	0,120	0,421	$\pm 0,268$

Tabelle 6.1.3: Statistische Kenngrößen der Unsicherheit des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads

In der Bestimmung des Gesamtwirkungsgrads (Abb. 6.1.9 und Tabelle 6.1.4) überlagern sich die Unsicherheiten, welche bei der Bestimmung der beiden Teilwirkungsgrade auftreten. Trotzdem liegt die mittlere Standardabweichung mit 0,3 %, die mittlere Range mit 0,8 % jedoch nur geringfügig über den Werten des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads. Insbesondere liegen auch die maximalen Unsicherheiten mit einer Standardabweichung von 0,35 % und einer Range von 1 % auf gleichem Niveau.

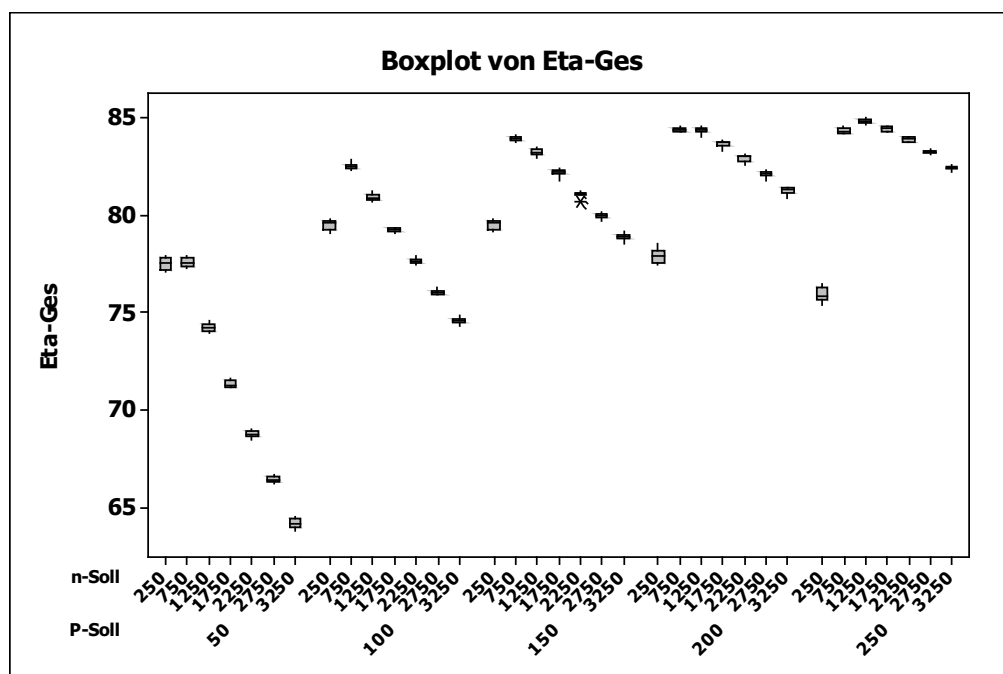


Abbildung 6.1.9: Boxplot über dem Kennfeld des Gesamtwirkungsgrads einer Innenzahnradpumpe bei 10-facher Wiederholmessung

Dies erklärt sich durch zum Teil entgegengesetzt wirkende Einflüsse, die sich gegenseitig kompensieren. So wirkt sich beispielsweise eine nach oben abweichende Temperatur positiv auf den

hydraulisch-mechanischen und negativ auf den volumetrischen Wirkungsgrad aus, die Abweichung wird hierdurch reduziert.

p [bar]	n [U/min]	\bar{x} [%]	$S_{\bar{x}}$ [%]	R [%]	$V_{\bar{x}}(2\sigma)$
50	250	77,479	0,314	0,821	$\pm 0,7$
50	3250	64,143	0,240	0,698	$\pm 0,535$
250	250	75,885	0,345	1,040	$\pm 0,769$
250	3250	82,390	0,103	0,369	$\pm 0,23$

Tabelle 6.1.4: Statistische Kenngrößen der Unsicherheit des Pumpen-Gesamtwirkungsgrads

Die abschließende Bewertung der Messmittelfähigkeit in Anlehnung an das Verfahren 1 der Messsystemanalyse durch Bestimmung des cg-Wertes erfolgte aus den Daten der Wiederholmessung und wieder für den gesamten Arbeitsbereich. Für jede der 35 den Arbeitsbereich abbildenden Stützstellen erfolgte die Analyse wie in Abbildung 6.1.10 exemplarisch für den Betriebspunkt bei 50 bar und 250 1/min dargestellt. Dieser Betriebspunkt besitzt die größte Streuung aller geprüften Punkte, was sich wiederum aus der steigenden Messunsicherheit der Druck- und Drehzahlmessung in Kombination mit der mathematisch bedingten höheren Sensitivität des Wirkungsgrads hin zu kleineren gewandelten Leistungen erklären lässt.

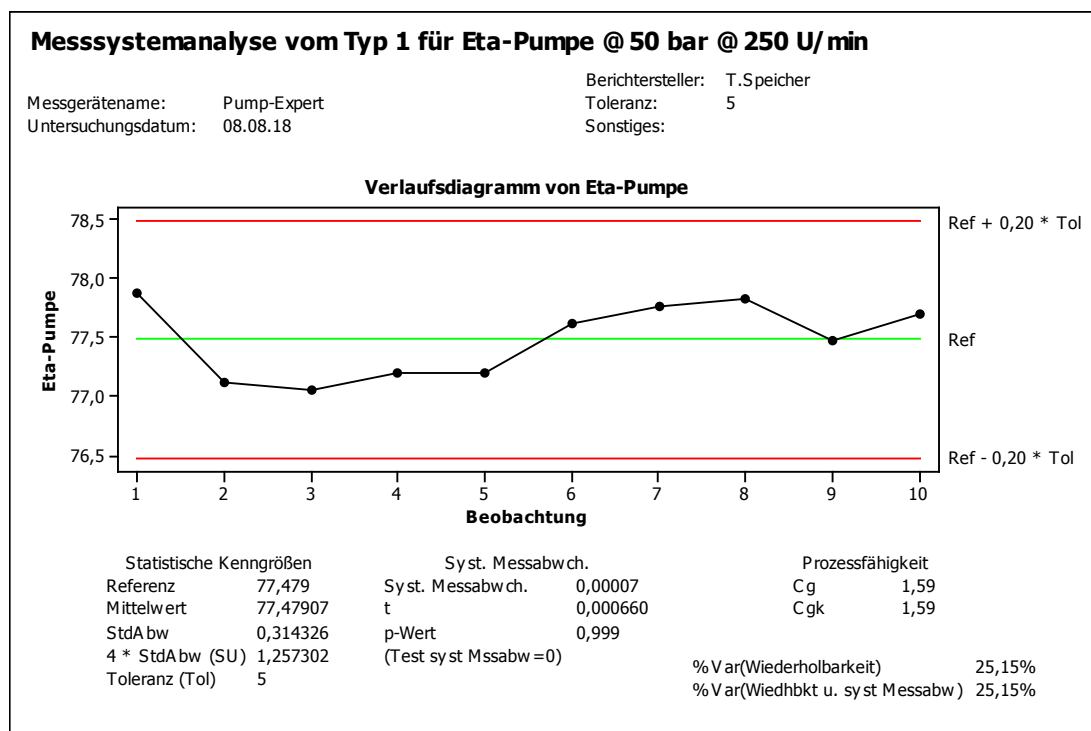


Abbildung 6.1.10: Messsystemanalyse Typ 1 für die Zielgröße des Pumpengesamtwirkungsgrads, durchgeführt an einer Innenzahnradpumpe

Setzt man einen maximal zulässigen Toleranzbereich von 5 % an, so ist die Messmittelfähigkeit für den gesamten Arbeitsbereich gegeben. Die daraus resultierende Streubreite von +/- 1 % um den Erwartungswert wird eingehalten, die Standardabweichung liegt bei 0,31 % und der cg-Wert als dimensionslose Bewertungszahl für die Prozessfähigkeit liegt mit 1,59 über der Grenze von 1,33.

6.1.2 Methodenentwicklung zum Effizienzvergleich von Pumpen

Nachdem die zur Effizienzbewertung geeigneten Größen identifiziert und die zu ihrer Bestimmung durchzuführenden Messabläufe definiert und auf ihre Messunsicherheit hin analysiert worden sind, soll nun für die Methode zur effizienten Auslegung drehzahlvariabler Pumpenantriebe ein systematischer Effizienzvergleich von Pumpen entwickelt werden.

Hierzu werden prozessbezogene Kennfelder der Wirkungsgrade verwendet. Der Wirkungsgrad wird hierbei in Bezug auf die vom MPA an das System abgegebene hydraulische Leistung angegeben und über ihren beiden Prozessparametern Druck p und effektivem Volumenstrom Q_{eff} dargestellt. Diese Darstellung wird beschrieben und die verwendete Transformation der gemessenen Kennfelder in diese Form eingeführt.

Im Anschluss erfolgt unter Verwendung der zuvor eingeführten prozessbezogenen Kennfelder als erste Stufe der Methode zur Effizienzbewertung und optimierten Auslegung, ein Vergleich von Zahnradpumpen unterschiedlicher Bauformen und Arbeitsprinzipien. Es werden dabei Außenzahnradpumpen mit gerader sowie schraubenförmiger Verzahnung sowie Innenzahnradpumpen mit und ohne druckabhängige Dichtspaltkompensation betrachtet und die prinzipbedingten Unterschiede analysiert.

6.1.2.1 Prozessbezogene Wirkungsgradkennfelder

Die messtechnisch ermittelten Kennfelder für den Pumpengesamtwirkungsgrad sowie die Teilwirkungsgrade über Druck und Drehzahl entsprechen der in der Norm ISO4409 beschriebenen Darstellung.

Innenzahnradpumpen – IZP

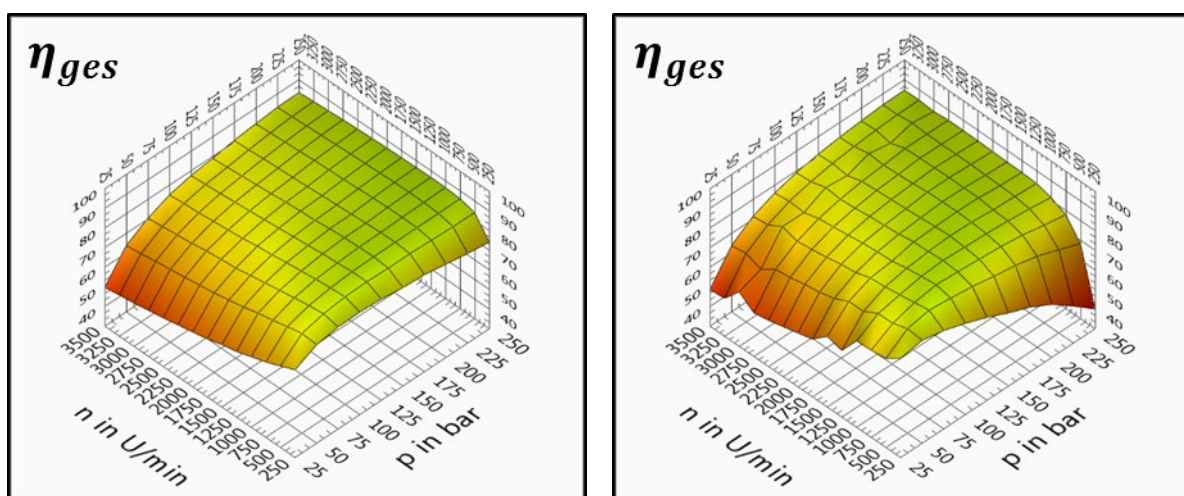


Abbildung 6.1.11: Gesamtwirkungsgrad (in %) über Druck und Drehzahl für die Innenzahnradpumpen

a) mit druckabhängiger Dichtspaltkompensation

b) ohne druckabhängige Dichtspaltkompensation

Sie erlauben einen Vergleich mit den Daten der Hersteller, die nach den Bestimmungen der Norm, meist jedoch nur für einen einzelnen oder wenige ausgewählte Arbeitspunkte, bestimmt und angegeben werden. So gibt Eckerle, Hersteller der dichtspaltkompensierten Pumpe, belastbare Vergleichswerte nur für den Arbeitspunkt $p = 250 \text{ bar}$ und $n = 1450 \text{ U}/_{\text{min}}$ bei einer Fluidtemperatur von 50 °C an. Die Pumpendokumentation gibt hier einen Pumpengesamtwirkungsgrad von 85% an, die Messung ergibt bei einer geringeren Fluidtemperatur von 40 °C einen Wert von 86% .

Für die Innenzahnradpumpe ohne Dichtspaltkompensation gibt der Hersteller, Bucher Hydraulik, für die Wirkungsgrade bei $1500 \text{ U}/_{\text{min}}$ Kennlinien über dem Druck an, jedoch nur jeweils für eine ganze Baureihe, eine konkrete Zuordnung zu einem bestimmten Verdrängervolumen ist nicht möglich. Auch hier entsprechen die Messergebnisse jedoch mit einer maximalen Abweichung $< 2 \%$ denen des Herstellers. Für Vergleich und Auslegungen drehzahlvariabler Systeme werden jedoch vollständige Kennfelder, wie in Abb. 6.1.11 gezeigt, benötigt. Die Herstellerangaben sind nicht ausreichend.

Diese Form der Angabe über Druck und Drehzahl ist für die hier vorgestellte prozessorientierte Betrachtung ungeeignet, da sich der dadurch definierte Referenzpunkt mit dem Druck bereits auf der hydraulischen, mit der Drehzahl jedoch noch auf der mechanischen Seite der Energiewandlung befindet.

Für Analysen einer einzelnen Komponente sehr anschaulich und unkritisch, wird für jegliche Vergleiche verschiedener Komponenten miteinander oder Berechnungen der Wandlungskette ein klar definierter Referenzpunkt benötigt. Als Referenzpunkt der Betrachtungen und Berechnungen ist für alle folgenden Untersuchungen die hydraulische Leistung definiert worden, es werden somit die Wirkungsgradinformationen aufgetragen über Druck und effektivem Volumenstrom benötigt. Die Messdaten liegen jedoch alle in Form von Matrizen über dem Druck p und der Drehzahl n vor, müssen also entsprechend transformiert werden.

Diese Transformation der Matrix erfolgt nach dem in Abbildung 6.1.12 dargestellten Schema. Ausgangspunkt sind die auf dem Prüfstand ermittelten Matrizen der Messgrößen, die unter Vorgabe von Druck p und Drehzahl n bestimmt wurden und somit als Matrix in Abhängigkeit dieser beiden Größen vorliegen. Ziel ist es, diese Matrizen so zu transformieren, dass die Messgrößen in Abhängigkeit von Druck und effektivem Volumenstrom zur Verfügung stehen. Hierzu wird im ersten Schritt die Matrix des effektiven Volumenstroms Q_{eff} über Druck p und Drehzahl n genutzt und aus dieser zu jedem darin enthaltenen effektiven Volumenstrom Q_{eff} die dazu benötigte Drehzahl n_{eff} ermittelt. Es ergibt sich somit für jeden Druck p eine Matrix von Drehzahl n_{eff} über dem effektiven Volumenstrom Q_{eff} . Die sich hier ergebende Achse des Volumenstroms ist für jeden Druck unterschiedlich und nicht äquidistant verteilt, was durch Interpolation korrigiert wird. Mit der jetzt verfügbaren Informationen zur Drehzahl jedes Arbeitspunktes $n(p, Q_{\text{eff}})$ mit einheitlichen, äquidistanten Achsen, kann wiederum durch Interpolation aus jeder der weiteren Matrizen der gemessenen Größen $MW(p, n)$ die zugehörige Matrix $MW^*(p, Q_{\text{eff}})$ gebildet werden.

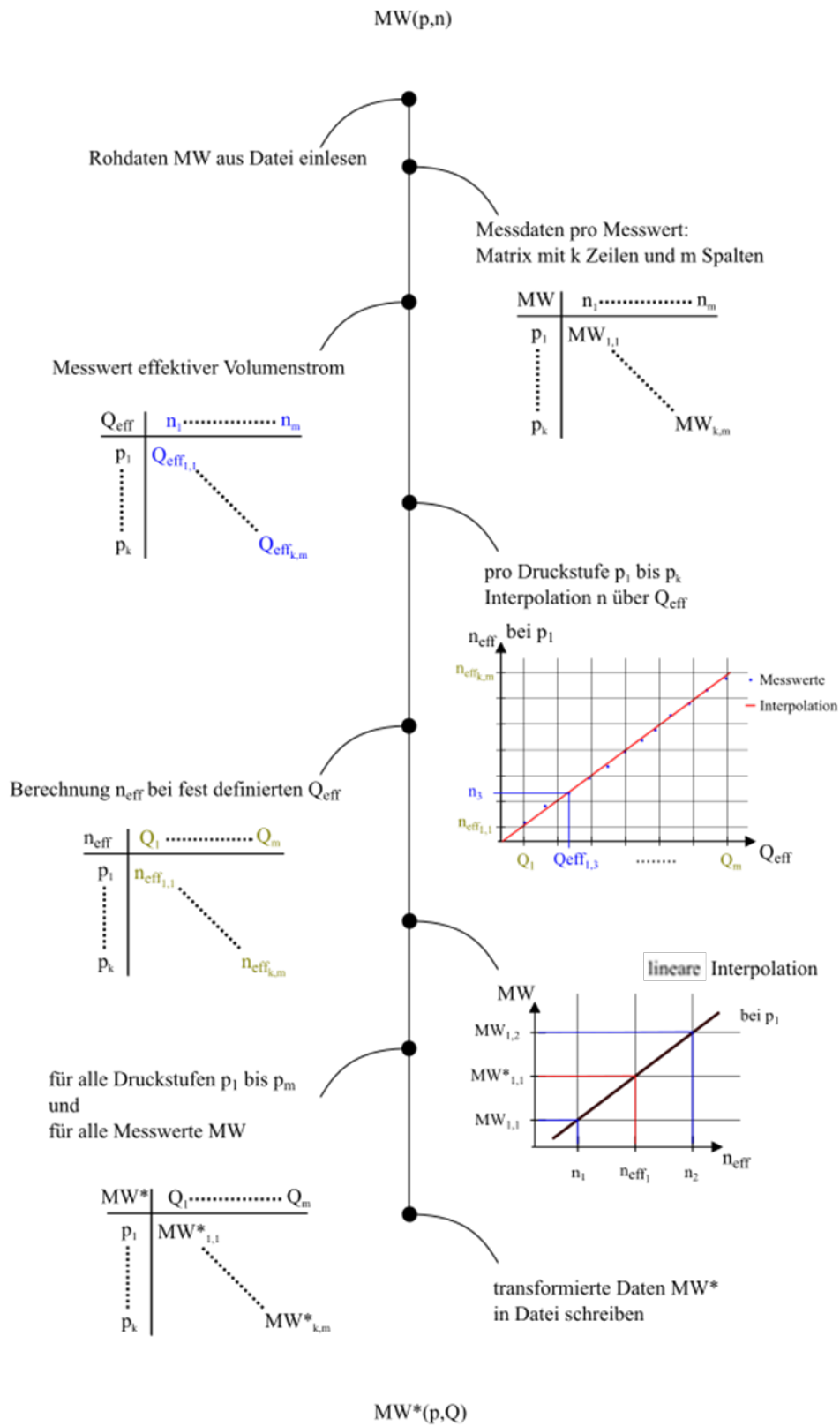


Abbildung 6.1.12: Schematische Darstellung der Matrixtransformation von drehzahlbezogenen Daten auf den Bezug zu effektiven Volumenströmen

Durch einen direkten Vergleich der beiden Darstellungen (Abb. 6.1.13) lässt sich das Resultat der Transformation bewerten. Die Transformation bewirkt qualitativ keine Verzerrung des Effizienzverhalten, die Form des Kennfeldes mit sinkenden Wirkungsgraden hin zu den Randzonen des Arbeitsbereiches bei niedrigen Drücken und/oder geringen Drehzahlen bzw. Volumenströmen bleibt erhalten. Quantitativ findet, insbesondere in diesen Bereichen sinkender Wirkungsgrade, durch die Transformation eine Verschiebung um bis zu 10 % statt. Diese zeigt deutlich den Fehler auf, welcher durch einen Vergleich über Druck und Drehzahl und damit unterschiedlicher Leistungspunkte miteinander, entsteht. Die gewünschte Zuordnung zu hydraulischen Leistungen kann durch die Transformation, besonders in diesen Randbereichen mit Verbesserungspotential, somit sichergestellt werden. Es wird daher für die Vergleiche und weiteren Energiebetrachtungen ausschließlich mit den Kennfeldern über Druck und effektivem Volumenstrom gearbeitet, nur für Analysen von Einflüssen innerhalb einzelner Komponenten bleibt auch die ursprüngliche Darstellung interessant.

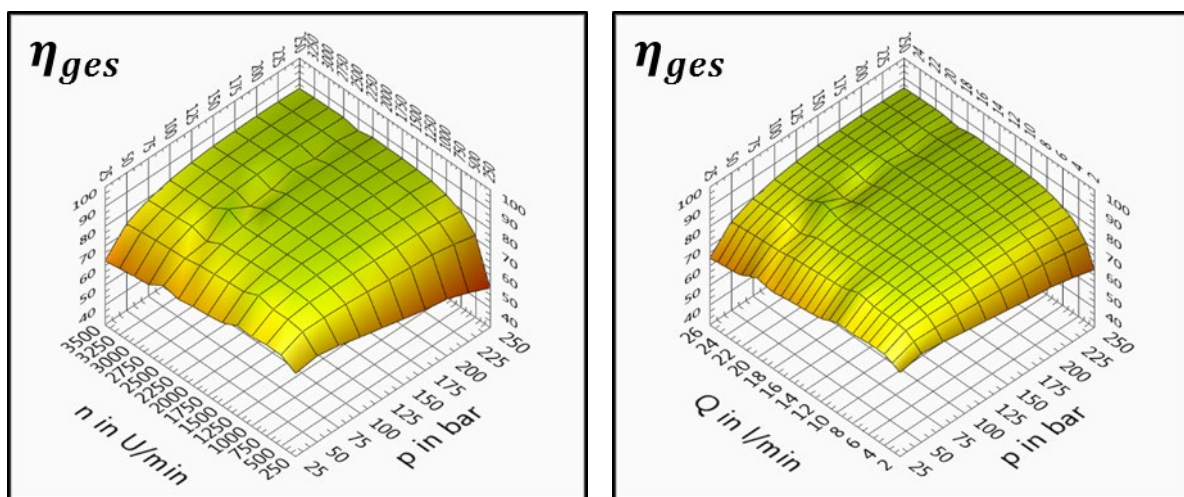


Abbildung 6.1.13: Gesamtwirkungsgrad (in %) einer 8cm^3 Außenzahnradpumpe (AZP), gerade Verzahnungsgeometrie

a) aufgetragen über Drehzahl n und Druck p

b) aufgetragen über eff. Volumenstrom Q und Druck p

6.1.2.2 Effizienzvergleiche von Zahnradpumpen

In der Gruppe der Zahnradpumpen existieren eine ganze Reihe unterschiedlicher Arbeitsprinzipien von Pumpen, die für die im Zuge dieser Arbeit untersuchten Antriebe in Frage kommen. Eine Marktanalyse zeigt, dass bei Systemen mit Konstantpumpe aktuell Aggregate mit Innenzahnradpumpen die größte Verbreitung besitzen. Dies deckt sich auch mit den Ergebnissen wissenschaftlicher Arbeiten [HEL07, HEL13], die diesem Pumpentyp für die Vergleichsgruppe der Konstantpumpen die beste Eignung unter den Anforderungen drehzahlvariabler Systeme attestieren. Es werden daher die beiden gängigen Innenzahnradprinzipien in die Untersuchung aufgenommen, eine Pumpe ohne (Prinzip Truninger) und mit (Prinzip Eckerle) druckabhängiger Dichtspaltkompensation.

Die insbesondere aus Kostengründen in vielen Aggregaten konstanter Drehzahl eingesetzten Außenzahnradpumpen werden ebenfalls untersucht. Besonderes Augenmerk wird hier auch auf die

Pumpen mit spezieller, schraubenförmiger Verzahnungsgeometrie gelegt, welche sich in erster Linie durch ihre geringe Pulsation und Geräusentwicklung hervortun. Beide Eigenschaften besitzen für drehzahlvariable Antriebe hohe Relevanz und die Systeme haben in den letzten Jahren eine erhebliche Weiterentwicklung erfahren [REX16, SET17].

Für den Vergleich wurde zu jedem Prinzip eine Pumpe der Baugröße 2 mit einem geometrischen Verdrängervolumen von 8 cm^3 ausgewählt (vgl. Abb. 6.1.14) und der vollständigen Messreihe unterzogen. Der untersuchte Arbeitsbereich wurde für alle Systeme auf 250 bar und $3500 \text{ U}/\text{min}$ begrenzt, um kongruente Vergleichsbereiche zu erzielen. Die unteren Grenzen des Arbeitsbereichs werden mit 25 bar und $250 \text{ U}/\text{min}$ definiert, um so ein Kennfeld mit äquidistanten Stützstellen zu erhalten.

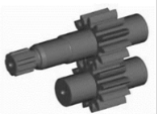
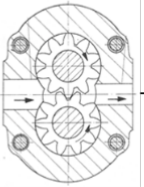

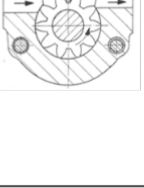

Außenzahnradpumpen - AZP				Innenzahnradpumpen - IZP				
mit gerader Verzahnung		gerade	helical	V_{geo} (cm^3)	mit Kompensation	ohne Kompensation	mit Dichtspaltkompensation (Eckerle Prinzip)	
								
		8,2	8,2		7,8	8,4		
		250	230	p_{nom} (bar)	330	320		
		3500	3600	n_{max} (1/min)	3600	3250		
mit Schraubenverzahnung							ohne Dichtspaltkompensation (Truninger Prinzip)	
								

Abbildung 6.1.14: Vergleichsgruppe von Zahnradpumpen der Baugröße 2 mit Verdrängervolumen von ca. 8 cm^3

Zur weiteren Absicherung der Ergebnisse und um eine eventuelle Abhängigkeit der Pumpeneffizienz vom Verdrängervolumen zu identifizieren, wurde ein Vergleich zusätzlich an Pumpen mit einem höheren Verdrängervolumen von 19 cm^3 durchgeführt. Wieder wurden Pumpen der Baugröße 2 ausgewählt, die den Arbeitsbereich von 25 bar bis 250 bar und Drehzahlen zwischen $250 \text{ U}/\text{min}$ und $3500 \text{ U}/\text{min}$ abdecken können.

Die so aufgetragenen Gesamtwirkungsgrade für die vier ausgewählten Pumpenprinzipien zeigt Abbildung 6.1.15. Deutlich zu erkennen sind die geringen Differenzen der Wirkungsgrade aller Systeme bei hohen Lasten und Leistungen, also im Bereich hoher Drücke und Volumenströme (hintere obere Ecke der Kennfelder in Abb. 6.1.15). Hier differieren die Wirkungsgrade nur innerhalb einer Spanne von 2 % voneinander. Große Differenzen von bis zu 20 % ergeben sich dagegen hin zu den Kanten des Kennfelds bei niedrigen Drehzahlen und/oder niedrigen Lastdrücken (vordere Kanten der Kennfelder in Abb. 6.1.15).

Die Wirkungsgrade der Innenzahnradpumpen sinken mit der Drehzahl bzw. dem Volumenstrom, bei 25 bar Lastdruck zwischen $2 \frac{1}{\text{min}}$ und $26 \frac{1}{\text{min}}$ um etwa 15 %, während die Außenzahnradpumpen hier weniger als 5 % Veränderung ausweisen. Über dem Druck, hier insbesondere bei niedrigen Volumenströmen, zeigen alle Pumpen sinkende Wirkungsgrade, die Pumpe ohne Dichtspaltkompensation mit mehr als 10 % den stärksten Effekt, die Innenzahnradpumpe mit Spaltkompensation dagegen mit weniger als 1 % nahezu keine Veränderung.

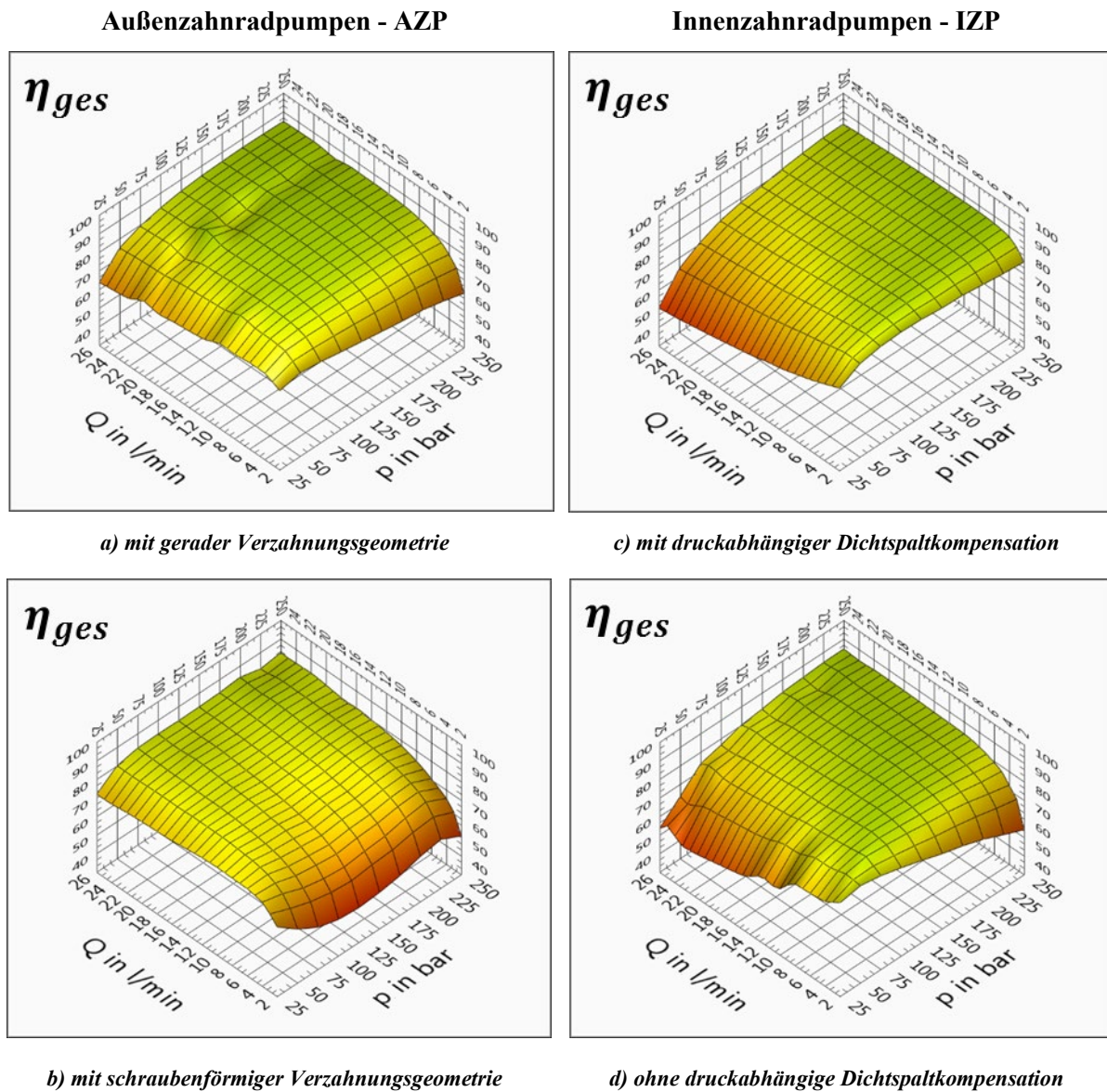


Abbildung 6.1.15: Gesamtwirkungsgrade (in %) der 4 Versuchspumpen

Es zeigt sich deutlich die Effizienzoptimierung der Pumpen im Bereich ihrer Nennarbeitspunkte. Diese liegen bei allen 4 in diesem Vergleich betrachteten Pumpen bei einer Drehzahl oberhalb von $3000 \frac{1}{\text{min}}$ und einem Druck von mindestens 230 bar, was in Abbildung 6.1.15 der oberen Ecke der Diagramme entspricht. Ebenfalls deutlich ist der Einfluss der druckabhängigen Dichtspaltkompensation bei den Innenzahnradpumpen zu sehen, wo diese bei hohen Drücken insbesondere bei abnehmenden Volumenströmen einen starken Wirkungsgradabfall verhindert.

6.1.3 Analyse der Konstruktionsparameter und Einflüsse auf die Teilwirkungsgrade

Bei der zuvor erfolgten übergeordneten Analyse der prinzipbedingten Einflüsse auf die Effizienz wurden die Pumpen als „Black Box“ betrachtet, ohne die zugrundeliegenden inneren Vorgänge zu beleuchten. Es ergeben sich hieraus grundlegende Zusammenhänge, die in der Folge durch Erweiterung des Blickes in die Pumpe hinein weiter analysiert werden sollen. Ziel ist es, die beeinflussenden konstruktiven Elemente und Parameter zu identifizieren und ihren Einfluss auf die Pumpeneffizienz zu quantifizieren.

Zu den in die Betrachtung einbezogenen Konstruktionsparametern zählen hierbei in erster Linie die geometrischen Abmessungen der am Arbeitsprozess beteiligten Komponenten. Diese umfassen die Zahnräder und deren Verzahnungsgeometrie, aber auch Wellendurchmesser und Lagerdimensionierung. Auch die Dichtspaltkompensation und deren konstruktive Gestaltung stellt einen konstruktiven Parameter dar.

Da sich im Gesamtwirkungsgrad die Einflüsse überlagern, die unterschiedlich auf die hydraulisch-mechanischen und volumetrischen Verluste wirken, werden diese voneinander getrennt betrachtet. Um die wirkenden physikalischen Zusammenhänge analysieren zu können, werden neben den Teilwirkungsgraden, die jeweils ein Verhältnis der Verluste zur theoretischen, idealen Größe darstellen, die absoluten Werte der Verluste bestimmt.

Die hydraulisch-mechanischen Verluste treten in Form eines, gegenüber dem theoretisch benötigten, erhöhten Antriebsmoment an der Pumpenwelle auf. Sie werden in erster Linie durch Reibung sich zueinander bewegender Teile sowie durch Flüssigkeitsreibung bedingt. Hinzu kommen Druckverluste durch Strömungshindernisse sowie ein geringer Anteil durch die Kompressibilität des Fluids. Das Verlustmoment M_{Loss} berechnet sich gemäß Gl. 6-1-18 zu:

$$M_{Loss} = M_{eff} - M_{th} = (1 - \eta_{hm}) * M_{eff} = \left(\frac{1}{\eta_{hm}} - 1 \right) * \frac{p_{eff} * V_i}{2 * \pi} \quad \text{Gl. 6-1-18}$$

Die volumetrischen Verluste ihrerseits machen sich durch einen, gegenüber dem drucklosen Betrieb verringerten Volumenstrom bemerkbar. Sie sind bei drehzahlvariablen Antrieben insbesondere von Interesse, da ihre Signifikanz für die Komponenteneffizienz gerade in Arbeitspunkten mit geringer Drehzahl, weit unterhalb der Nenndrehzahl, sehr groß ist. Bestimmende Kenngröße hier ist die interne Leckage, welche durch Undichtigkeiten an Spalten innerhalb der Pumpe und getrieben vom Druckgefälle über der Pumpe entsteht. Externe Leckagen treten, abgesehen von speziellen Systemen insbesondere für den 4-Quadrant-Betrieb, welche eine extern ausgeführte Leckagebohrung besitzen, bei Zahnradpumpen nicht auf. Analog zu den hydraulisch-mechanischen Verlusten wird die Leckage ebenfalls für jeden gemessenen Arbeitspunkt gemäß Gl. 6-1-19 aus den Messdaten berechnet.

$$Q_{Leak} = (n * V_i) - Q_{eff} \quad \text{Gl. 6-1-19}$$

Auf Systemebene bedingt die interne Leckage somit einen um Q_{Leak} reduzierten Volumenstrom. Physikalisch setzt sich dieser fehlende Volumenstromanteil jedoch aus unterschiedlichen Anteilen zusammen, die abhängig von der Konstruktion und den Geometrien der Pumpenkomponenten als Leckagen zwischen Druck- und Saugraum entstehen.

Um die konstruktiven Parameter und daraus resultierenden Einflüsse auf die Volumetrie genauer analysieren zu können, wurden Volumetriemodelle der Pumpen entwickelt. Diese mit der Simulationssoftware *DSHplus* der Firma FLUIDON erstellten Modelle bilden das die Volumetrie der Pumpen bestimmende Innere ab, was über ein Netzwerk hydraulischer Kapazitäten und Widerstände geschieht. Die Parameter hierfür wurden aus verfügbaren Daten der Hersteller, Geometrievermessungen an Musterpumpen sowie durch die eigenen Leckage- und Wirkungsgradmessungen gewonnen und die Geometrie des Pumpeninneren nachgebildet. Mittels dieser Modelle, die durch Messdaten verifiziert werden, lassen sich die verschiedenen auftretenden Leckagepfade in den Pumpen und ihr jeweiliger Beitrag zur Gesamtleckage untersuchen. Kritische Konstruktionsparameter können identifiziert und die Sensitivität der volumetrischen Effizienz bei einer Variation dieser Größen durch eine Parameterstudie quantifiziert werden. Insbesondere interessant ist auch der Einfluss der druckabhängigen Dichtspaltkompensation. Hinterlegte Ölmodelle, welche unter anderem Verläufe von Dichte und Viskosität der Fluide über den Größen Druck und Temperatur enthalten, stellen die Berücksichtigung der hieraus entstehenden Einflüsse sicher und erlauben innerhalb des verifizierten Bereichs auch die Variation dieser Größen. Die Modelle sind statisch ausgeführt. Es findet also keine Drehbewegung der Zahnräder statt, alle Komponenten werden in einer festen Winkelstellung angenommen.

In der Folge werden die Modelle für Außen- und Innenzahnpumpen vorgestellt und durch Messreihen verifiziert. Es werden für jeden Pumpentyp Parameterstudien durchgeführt, um die Einflüsse auf die Wirkungsgrade quantifizieren zu können. Schließlich erfolgt die Analyse der messtechnisch ermittelten Wirkungsgrade mit den gewonnenen Kenntnissen der konstruktiven Einflüsse.

6.1.3.1 Modellbildung und volumetrische Simulation von Außenzahnpumpen

Anhand der Modellbildung für die Außenzahnpumpe wird die Vorgehensweise im Folgenden beschrieben, für Innenzahnpumpen ergeben sich die Modelle analog dazu und es werden nur die entscheidenden Unterschiede erläutert.

Ausgangspunkt ist jeweils ein CAD-Modell der Pumpe, welches die geometrischen Abmessungen der Pumpe enthält und aus welchem sich das für die Simulation der Leckagen benötigte Netzwerk aus hydraulischen Kapazitäten und Widerständen (Auszugsweise in Abb. 6.1.19 gezeigt) in seiner Struktur ableiten lässt. Die hydraulischen Kapazitäten bestehen in erster Linie aus den Volumina der Zahnzwischenräume und können aus dem Modell abgeleitet oder aus den geometrischen Abmessungen

berechnet werden. Die Undichtigkeitsstellen, über welchen sich die Leckagen ausbilden, stellen die hydraulischen Widerstände dar und werden jeweils durch ein geometriespezifisches Modell abgebildet.

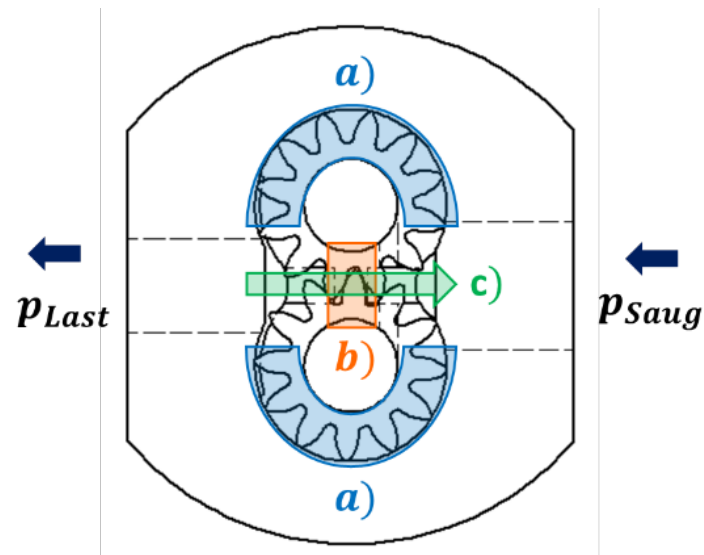


Abbildung 6.1.16: Leckagemechanismen einer Außenzahnradpumpe mit gerader Verzahnung

Es treten für die Außenzahnradpumpe die folgenden Leckagemechanismen auf (vgl. Abb. 6.1.16):

- a) Leckage über die fördernden Zähne (Anzahl Z der Zähne ist pumpenspezifisch)
 - Leckage zwischen Zahnkopf und Gehäuse
 - Leckage zwischen Zahnstirnseiten und Lagerbrillen (Ober- und Unterseite)
 - Leckage vom Zahnzwischenraum zur Welle
- b) Leckage über die Zähne im Wellen-Zwischenraum
- c) Leckage durch Rückförderung von Quetschöl und die Entlastungsnuten

In Abbildung 6.1.17 ist die Bestimmung der Spaltgeometrien für die vier Anteile der Leckage über den fördernden Zähnen dargestellt. Zwischen dem Zahnkopf und dem Pumpengehäuse trennt der lange b_{ZK} und schmale l_{ZK} Radialspalt mit Höhe h_{rad} zwei aufeinanderfolgende Zahnzwischenräume voneinander. Die Ober- und Unterseiten der Zähne bilden mit der jeweiligen Lagerbrille zwei weitere Spalte mit Höhe h_{ax} , welche die Trennung zweier Zwischenräume in axialer Richtung komplettieren.

Durch die Krümmung der Zahnflanken ist die Länge l_z dieser Spalte in radialer Richtung nicht konstant, hier kann die reale Spaltgeometrie durch eine Parallelschaltung von Widerständen oder die Verwendung einer Ersatzfläche der Breite b_z und der mittleren Länge \bar{l}_z mit äquivalentem hydraulischem Widerstand angenähert werden. Diese drei hydraulischen Widerstände liegen parallel zwischen den hydraulischen Kapazitäten der Zahnzwischenräume (vgl. Abb. 6.1.18).

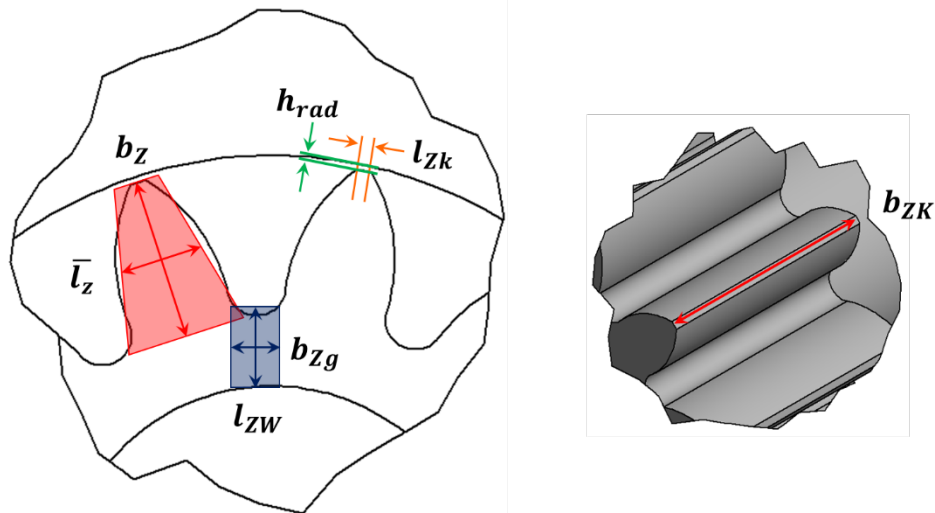


Abbildung 6.1.17: Geometriebestimmung der Leckagen über den fördernden Zähnen einer Außenzahnradpumpe mit gerader Verzahnung

Ein letzter, ebenfalls axialer Pfad, über welchen Öl fließen kann, führt vom Grund des Zahnzwischenraums über den seitlichen Spalt zwischen Zahnrad und Lagerbrille hin zur Welle, wo er für die hydrodynamische Lagerung der Wellen benötigt wird und von wo er schließlich über Entlastungsnuten in den Lagerbrillen wieder der Saugseite zugeführt wird. Der Pfad liegt ebenfalls parallel zu den drei Pfaden über den Zahn, führt jedoch zur Saugseite und damit dem Grundpotential des Netzwerks.

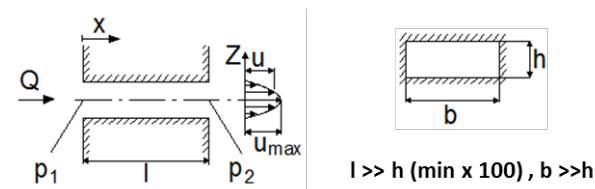


Abbildung 6.1.18: Abmessungen eines laminar durchströmten Rechteckspalts [MUR11]

Alle aufgeführten Spalte können in der Modellierung durch Rechteckspalte abgebildet werden, für welche sich der durch sie fließende Volumenstrom gemäß Gl. 6-1-20 ergibt:

$$Q = \frac{b \cdot h^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \cdot \Delta p \quad \text{Gl. 6-1-20}$$

Aus der Definition der Rechteckspalte als Geometrien der hydraulischen Widerstände erklärt sich auch die Nomenklatur der Parameter, wie sie in Abbildung 6.1.17 Verwendung findet.

Die in Richtung des Ölflusses liegenden Größen werden als Längen l definiert, senkrecht dazu liegende Abmessungen als Breite b . Die Höhen h geben immer die Spalthöhen an. Die Leckage zwischen den beiden Wellen schließlich setzt sich aus zwei Anteilen zusammen. So existieren hier, genau wie bei den fördernden Zähnen, axiale Spalte zwischen den Zähnen und den Lagerbrillen, welche Undichtigkeitsstellen darstellen (Abb. 6.1.20).

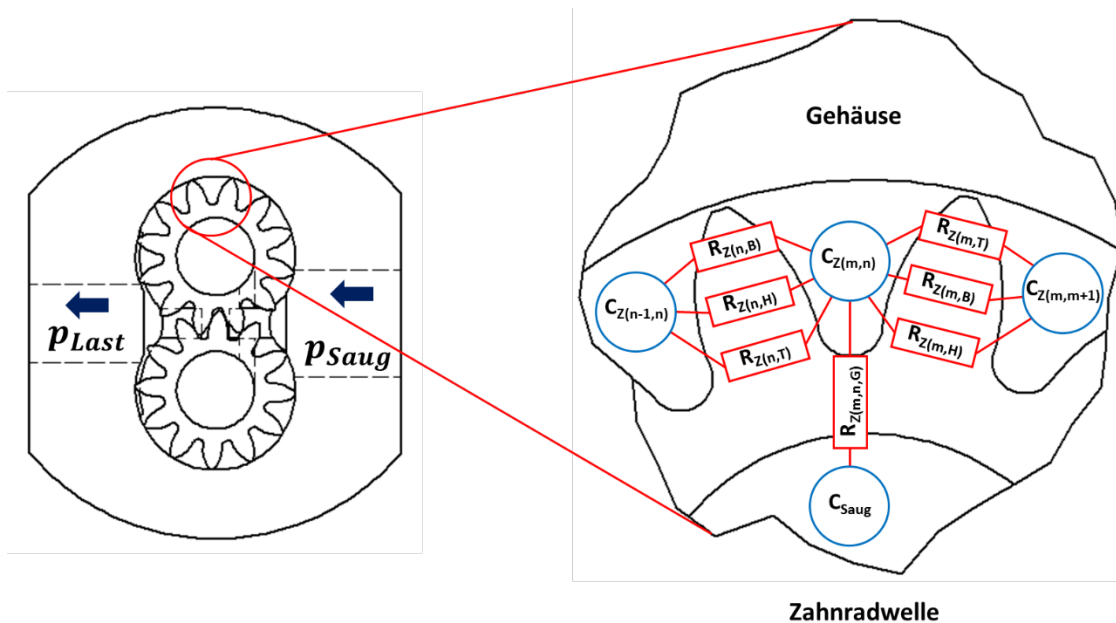


Abbildung 6.1.19: Teil des hydraulischen Netzwerks einer Außenzahnradpumpe mit gerader Verzahnung

In seinen Dimensionen ist dieser Bereich in der Breite durch den Abstand b_{WZ} der beiden Lagerbuchsen zueinander und in der Länge l_{WZ} durch den verbleibenden Steg zwischen der druck- und saugseitigen Entlastungsnut begrenzt. Er wird im Modell wiederum als Rechteckspalt gemäß Gl. 6-20 angenommen.

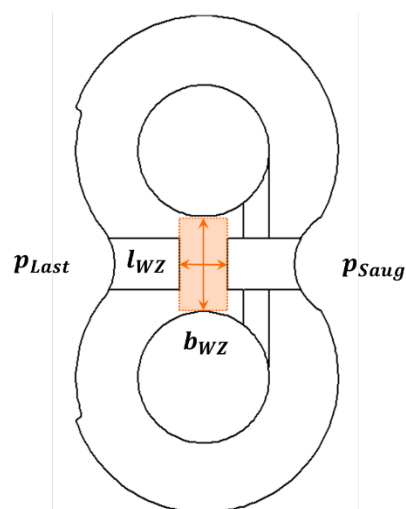


Abbildung 6.1.20: Geometriebestimmung der Leckagen im Wellen-Zwischenraum einer Außenzahnradpumpe mit gerader Verzahnung

Hinzu kommt das im Bereich des Zahneingriffs eingeschlossene Quetschöl, welches entgegen der Pumpenförderrichtung zurück zur Saugseite transportiert wird. Dieser Anteil besitzt jedoch kein, wie die Spalte, druckabhängiges Verhalten sondern ist von der Drehzahl abhängig, weshalb er im Modell als Quelle in Richtung der Leckagen angenommen wird.

Ergebnisse und Diskussion:

Im Anschluss an die Generierung des Ersatz-Netzwerks als Modell der Volumetrie und die Bestimmung der geometrischen Abmessungen erfolgt die Parametrierung der Kapazitäten und Widerstände.

Zahngeometrien		Zahnzwischenräume		Zahnkopfspalt		Wellen-Zwischenraum	
b_z	6,4 mm	b_{zg}	2,5 mm	b_{zK}	13,2 mm	b_{wz}	13,4 mm
\bar{l}_z	4 mm	l_{zw}	3,5 mm	l_{zK}	0,7 mm	l_{wz}	4 mm
Axialspalt h_{ax}		Axialspalt h_{ax}		Radialspalt $h_{rad}(\alpha)$		Axialspalt h_{ax}	
Volumina		V_z	0,34 cm ³	V_Q	0,018 cm ³		

Tabelle 6.1.5: Abmessungen der hydraulischen Widerstände als Rechteckspalte für eine gerade verzahnte Außenzahnpumpe der Baugröße 2 mit einem Verdrängervolumen von 8,2 cm³

Dies gelingt für die überwiegende Zahl der benötigten Parameter mittels Maßzeichnungen der Hersteller oder Geometriemessungen an den Komponenten, Tabelle 6.1.5 führt die so für die Modellierung der gerade verzahnten Außenzahnpumpe der Baugröße 2 mit Verdrängervolumen von 8,2 cm³ bestimmten Geometrieparameter auf.

Insbesondere die radialen und axialen Spalthöhen sind jedoch nicht in verfügbaren Herstellerdaten enthalten und können aus Messungen, selbst mittels genauen Koordinatenmessgeräten, nur näherungsweise bestimmt werden. An dieser Stelle wird auf die Daten der Leckage- und Wirkungsgradmessungen zurückgegriffen und die Modelle werden mittels der hierin enthaltenen Zielgrößen abgeglichen, was mittels einer Optimierungsrechnung erfolgt. Die Parameter werden im Modell innerhalb eines vorgegebenen Bereichs variiert und dann die Leckage bzw. die Wirkungsgrade berechnet. Es wird der Parametersatz bestimmt, mit welchem diese berechneten Kennfelder die geringste mittlere Abweichung zu den messtechnisch ermittelten Kennfeldern aufweisen.

Bei der Parametrierung treten auch die Dichtspaltkompensationen in Erscheinung und üben einen zusätzlichen Einfluss auf die Höhe der Spalte aus, der vom Druck abhängt. Die axiale Dichtspaltkompensation erfolgt durch ein äußeres Druckfeld, welches die kompensierende Kraft, bei Außenzahnpumpen auf die Lagerbrille und bei Innenzahnpumpen auf die Axialscheiben, erzeugt. Diese wirkt der vom inneren Druckfeld erzeugten Kraft entgegen und kann somit über das Verhältnis von äußerem und innerem Druckfeld ausgelegt werden. Da die Modelle nicht der konstruktiven Auslegung der Kompensation, sondern der Quantifizierung ihres Einflusses auf die Volumetrie dienen sollen, wird die Kompensation für die Modellierung in Form einer Funktion des Druckes in den Parameter der axialen Spalthöhe gemäß Gl. 6-1-21 als linearer Einfluss integriert:

$$h_{ax} = h_{ax,0} - h_{ax,comp} = h_{ax,0} - a_{ax} * p \quad \text{Gl. 6-1-21}$$

Die radiale Dichtspaltkompensation unterscheidet sich zwischen den Außen- und Innenzahnpumpen sehr stark in ihrer konstruktiven Umsetzung und Wirkweise. Bei Außenzahnpumpen werden die Lagerbrillen und Zahnräder durch die druckinduzierten Kräfte weg von der Druck- und hin zur Saugseite gedrückt. Hierdurch kommt es zu einer Veränderung der Radialspalte, die sich für jeden Zahnkopf in Abhängigkeit seines Winkels zur Wirklinie der druckinduzierten Kraft, die sich aus der Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite ergibt, einstellt. In Richtung der Kraft verringert sich der Radialspalt um den Maximalwert, auf der entgegengesetzten Seite bei $\alpha = 180^\circ$ vergrößert er sich dafür um den

gleichen Wert. Für alle Winkel zwischen diesen beiden Extremwerten im Intervall $[0;\pi]$ lässt sich der Radialspalt gemäß Gl. 6-1-22 bestimmt:

$$h_{rad}(\alpha) = -V_{rad} * \cos \alpha + h_{rad,0} \quad \text{Gl. 6-1-22}$$

Hierbei stellt der Faktor V_{rad} die Verschiebung der Drehachse des Zahnrads aus der Ruhelage dar und ergibt sich wiederum in Abhängigkeit des Druckes gemäß Gl. 6-1-23:

$$V_{rad} = a_{rad} * p \quad \text{Gl. 6-1-23}$$

Die Verläufe über dem Winkel für zwei Spalte und über dem Druck sind in Abbildung 6.1.21 abgebildet.

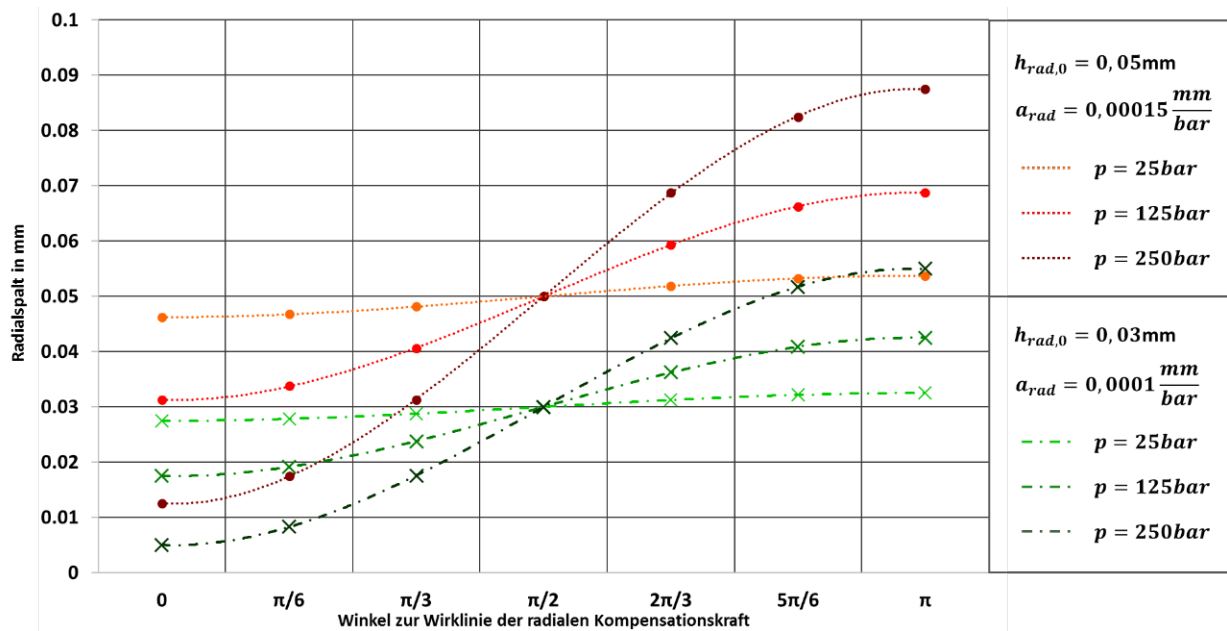


Abbildung 6.1.21: Radialspalthöhe in Abhängigkeit des Winkels zur Wirklinie der druckinduzierten Kraft und dem Druck gemäß Gl. 6-1-22

Die Bestimmung der zur Nachbildung der Spalthöhen benötigten Parameter erfolgt im Modell numerisch durch eine Optimierungsrechnung. Mittels des Modells wird für jeden Parametersatz innerhalb eines vorgegebenen Bereichs eine Leckagekennlinie für die modellierte Pumpe berechnet. Der Algorithmus bestimmt dann deren Abweichung zu der als Referenz dienenden gemessenen Kennlinie der internen Pumpenleckage und ermittelt denjenigen Parametersatz, welcher die Referenz mit dem geringsten mittleren Fehler abbildet.

Aus der Optimierungsrechnung resultieren für den Radialspalt $h_{rad,0}$ mit 42 μm und für den Axialspalt $h_{ax,0}$ mit 39 μm im drucklosen Zustand nur geringfügig differierende Spalthöhen.

Axialspalt h_{ax}		Radialspalt h_{rad}	
$h_{ax,0}$	0,039 mm	$h_{rad,0}$	0,042 mm
a_{ax}	0,0000325 mm/bar	a_{rad}	0,00015 mm/bar

Tabelle 6.1.6: Parameter der Kompensation für eine gerade verzahnte Außenzahnradpumpe der Baugröße 2 mit einem Verdrängervolumen von 8,2 cm³

Jedoch unterscheiden sich die Proportionalitätskonstanten der beiden Druckkompensationen stark voneinander, in axialer Richtung ergibt sich mit $0,0000325 \text{ mm}/\text{bar}$ nur etwa ein Fünftel des Faktors in radialer Richtung mit $0,00015 \text{ mm}/\text{bar}$. Die axialen Spalte verringern ihre Höhe bei einem Druckanstieg auf 250 bar um 20 % auf $31 \mu\text{m}$. Der Radialspalt verringert sich mit steigendem Druck wesentlich stärker als dies für den Axialspalt der Fall ist, wie Abbildung 6.1.22 zeigt. Der Radialspalt direkt in Wirkrichtung der Druckkraft, welcher die größte Dichtwirkung entfaltet, verringert seine Höhe um fast 90 % auf nur noch $4,5 \mu\text{m}$.

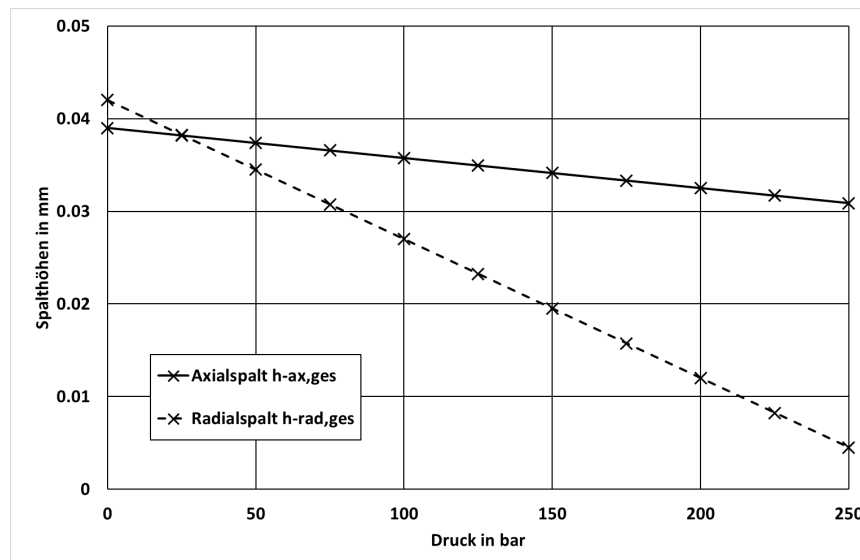


Abbildung 6.1.22: Kompensationsbedingte Veränderung der Axial- und Radialspalte (für den Zahn in direkter Richtung der Kompensationswirkung mit $\alpha = 0^\circ$) über dem Druck für das Modell der gerade verzahnten Außenzahnpumpe der Baugröße 2 mit einem Verdrängervolumen von $8,2\text{cm}^3$

Mit dem nun vollständig bestimmten Parametersatz, wie er in den Tabellen 6.1.5 und 6.1.6 zusammengestellt ist, lässt sich die Modellierung dieser Außenzahnpumpe abschließen. Abbildung 6.1.23 zeigt einen Ausschnitt des hierfür entwickelten DSH_{plus}-Modells. Die blauen Linien repräsentieren in den Modellen hydraulische volumenlose Verbindungen, das Volumen der Verbindungen ist in den Knoten konzentriert. Die grünen Linien stellen Signalverbindungen dar und hier werden Parameter oder Variablen ausgetauscht, so zum Beispiel die Drehzahlinformation oder das Schaltsignal für ein Ventil. Den Komponentenmodellen sind jeweils die zur mathematischen Beschreibung benötigten Gleichungen und Parameter hinterlegt.

Zu sehen ist im oberen Bereich (rot umrahmt) die Leckagenachbildung über die ersten 5 Zähne eines der beiden Zahnräder von der Druckseite (p_{Druck} , rechte Seite) in Richtung der Saugseite (linke Seite) der Pumpe. Außerdem ist die ideale Quelle (grün umrahmt) zu sehen, die abhängig von der Drehzahl den verlustfreien Volumenstrom Q_{th} ins System einspeist, das DBV auf der äußeren rechten Seite (blau umrahmt) sorgt für die Einstellung eines konstanten Druckes. Sowohl Druck wie auch Drehzahl werden für jeden Arbeitspunkt der Simulation dem Modell vorgegeben, der Wirkungsgrad wird gemäß Gleichung 6-1-8 berechnet.

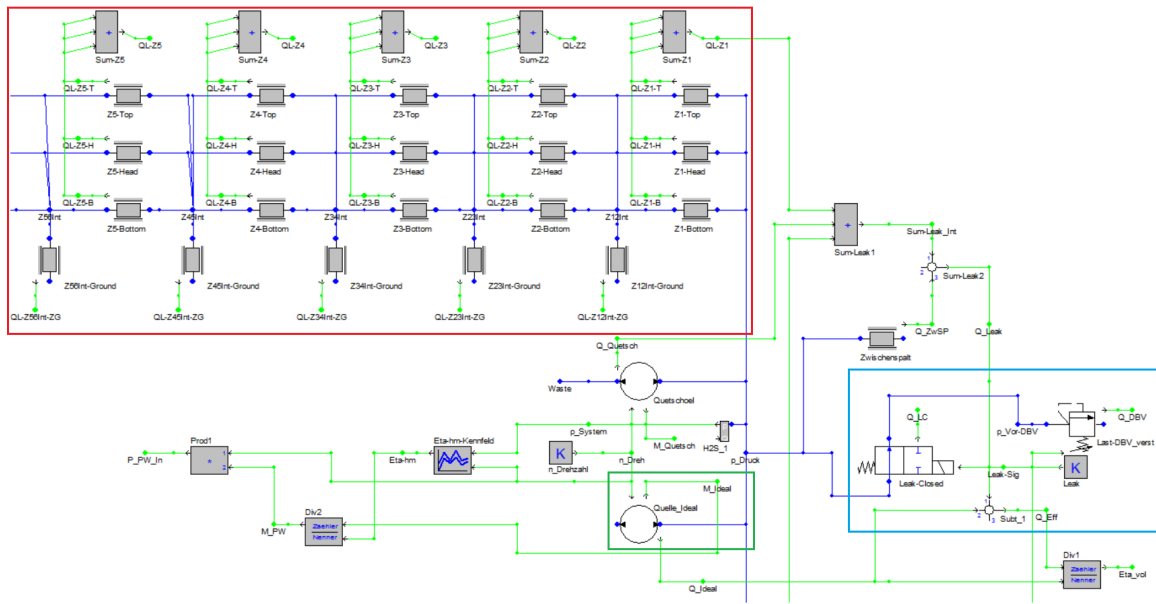


Abbildung 6.1.23: Ausschnitt des DSHplus-Modells für eine Außenzahradpumpe

Es ergibt sich für die interne Leakage über dem Druck des Modells gegenüber der gemessenen Leakage (Abb. 6.1.24, links) eine gute Übereinstimmung mit einer mittleren Abweichung von $0,028 \text{ l/min}$. Auch das simulierte Kennfeld des volumetrischen Wirkungsgrads zeigt gute Übereinstimmung mit dem gemessenen Kennfeld (Abb. 6.1.24, rechts), es ergibt sich eine mittlere Abweichung kleiner 1 %. Das Ansteigen der Abweichung im Bereich von 250 U/min lässt sich auf zwei Gründe zurückführen. Einerseits wirken sich bei kleinen Drehzahlen die Abweichungen in der Modellierung der Leakage stärker im Wirkungsgrad aus. Andererseits erfolgt die Modellierung im Abgleich mit der Kennlinie der Leakage, wo bei den druckkompensierten Zahnrädern die Leakage wieder ansteigt.

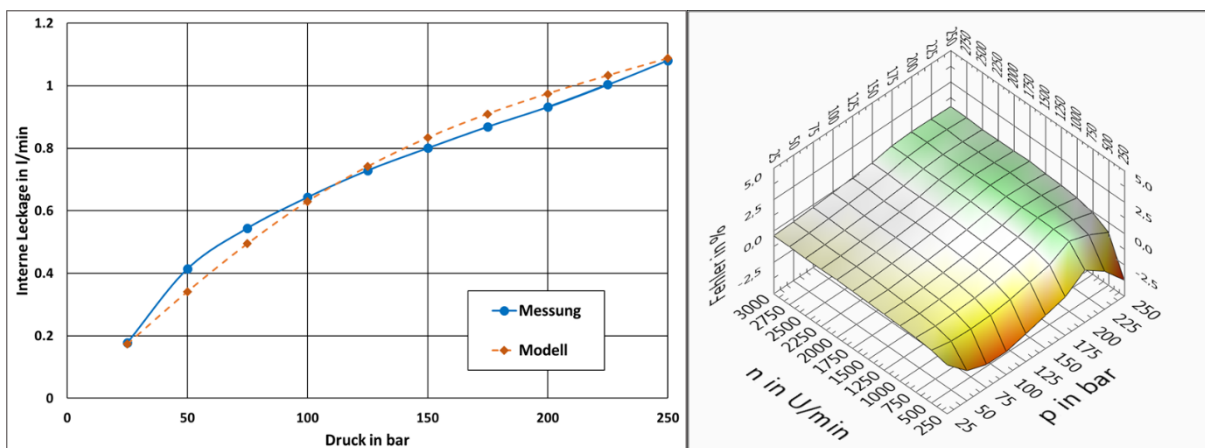


Abbildung 6.1.24: Links - Gemessene und simulierte Leakagekennlinie; Rechts - Abweichung zwischen gemessenem und simuliertem volumetrischem Wirkungsgrad; beides für die druckkompensierte Außenzahradpumpe mit $V_g = 8,2 \text{ cm}^3$

Parameterstudie und Auswertung:

Das abgeglichenes Modell der Außenzahradpumpe stellt die Grundlage für weitere Analysen dar. Besonderes Augenmerk liegt auf der Einfluss-Quantifizierung der konstruktiven Parameter auf die volumetrische Effizienz. Hieraus können auch Informationen über die Sensitivität der Effizienz

gegenüber Fertigungstoleranzen oder Veränderungen der Parameter über der Lebensdauer der Pumpe abgeleitet werden. Zu diesem Zweck wurde die in Tabelle 6.1.7 beschriebene Parameterstudie aufgesetzt und für jeden der 486 daraus gebildeten Parametersätze das Kennfeld des volumetrischen Wirkungsgrads im Bereich von 25 bar bis 250 bar und 250 U_{\min} bis 3000 U_{\min} mit dem Simulationsmodell berechnet.

Axialspalt h_{ax}			Radialspalt h_{rad}		
$h_{ax,0}$	[0,02;0,03;0,04]	mm	$h_{rad,0}$	[0,01;0,025;0,04]	mm
a_{ax}	[1E-5;5E-5;7,5E-5]	mm/bar	a_{rad}	[1E-5;1E-4;2E-4]	mm/bar
p	[25;150;250]	bar	n	[250;3000]	U_{\min}

Tabelle 6.1.7: Parameterstudie für eine gerade verzahnte Außenzahnradpumpe der Baugröße 2 mit einem Verdrängervolumen von 8,2 cm^3

Zur Bewertung der Einflüsse sind die berechneten Wirkungsgrade für die beiden Drehzahlniveaus über den drei Druckstufen aufgetragen. Um den Zusammenhang mit den beiden Spalthöhen analysieren zu können, sind diese ebenfalls in der Darstellung als Funktion über dem Druck mit aufgenommen. Abbildung 6.1.25 führt diese Darstellung für die 4 Extremfälle der Parameterstudie, größte sowie kleinste Höhe von Radial- und Axialspalt, sowie die beiden Mischformen, zusammen.

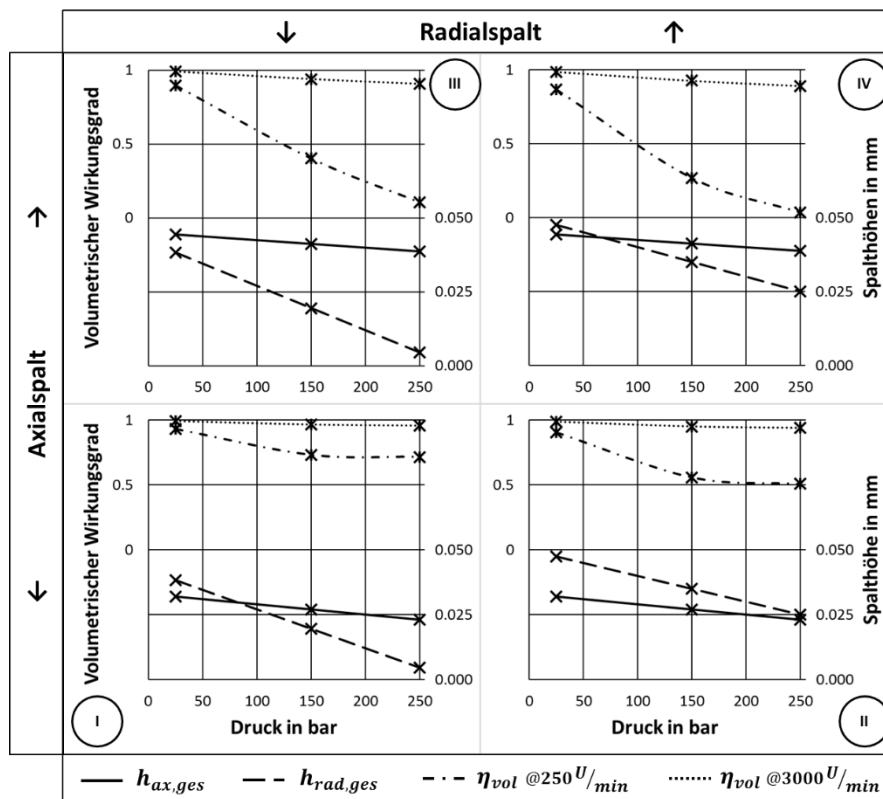


Abbildung 6.1.25: Volumetrische Wirkungsgrade bei 250 U_{\min} und 3000 U_{\min} sowie Radial- und Axialspalthöhe über dem Druck aufgetragen, für das Modell der druckkompensierten Außenzahnradpumpe mit $V_g = 8,2 cm^3$

Ein Vergleich der sich ergebenden volumetrischen Wirkungsgrade bei $3000 \text{ U}/\text{min}$ zeigt, selbst bei den hier zugrundeliegenden Extremwerten der Parameterstudie (Abb. 6.1.25, I und IV), nur eine Differenz von maximal 6 % zwischen dem höchsten und dem niedrigsten Wirkungsgrad bei einem Druck von 250 bar. Betrachtet man dagegen die für diese Wirkungsgradänderung verantwortliche interne Leckage, so nimmt diese von $1,07 \text{ l}/\text{min}$ auf $2,66 \text{ l}/\text{min}$ auf das 2,5-fache zu, was nochmals die vergleichsweise geringe Empfindlichkeit des volumetrischen Wirkungsgrads gegenüber Änderungen der Leckage bei hohen Drehzahlen verdeutlicht.

Die hohe Empfindlichkeit bei kleinen Drehzahlen wird dagegen aus den Wirkungsgradveränderungen bei $250 \text{ U}/\text{min}$ deutlich. Hier steigt die interne Leckage von minimal $0,6 \text{ l}/\text{min}$ auf das 3-fache an, maximal $1,9 \text{ l}/\text{min}$. Die Differenz der entsprechenden höchsten und niedrigsten Wirkungsgrade beträgt hier jedoch 68 %, mehr als das 10-fache der bei hohen Drehzahlen festgestellten Differenz.

Zieht man die Spalthöhen zu dem Vergleich hinzu, wird der stärkere Einfluss des Axialspalts auf die Effizienz deutlich. Bei 250 bar lässt eine Vergrößerung des Axialspalts (Abb. 6.1.25, I+II auf III+IV) um $16 \text{ }\mu\text{m}$, von $23 \text{ }\mu\text{m}$ auf $39 \text{ }\mu\text{m}$, die interne Leckage stark steigen und verringert den volumetrischen Wirkungsgrad gemittelt um 54 %. Die Vergrößerung des Radialspalts (Abb. 6.1.25, I+III auf II+IV) um $20 \text{ }\mu\text{m}$, von $5 \text{ }\mu\text{m}$ auf $25 \text{ }\mu\text{m}$, verringert den Wirkungsgrad dagegen gemittelt nur um 14 %.

	Δh_{Spalt}	$\Delta \eta_{\text{vol}}$	Empfindlichkeit $\Delta \eta_{\text{vol}} / \Delta h_{\text{Spalt}}$
Axialspalt	$16 \text{ }\mu\text{m}$	54%	$3,375 \text{ } \%/ \mu\text{m}$
Radialspalt	$20 \text{ }\mu\text{m}$	14%	$0,7 \text{ } \%/ \mu\text{m}$

Tabelle 6.1.8: Empfindlichkeit des volumetrischen Wirkungsgrads bei Änderung der axialen bzw. radialen Spalthöhe

Eine systematische Analyse der Haupteffekte sowie Wechselwirkungen von Veränderungen der Parameter können mittels Varianzanalyse gewonnen werden. Zur Bestimmung der Haupteffekte werden für die zu analysierenden Merkmale jeweils alle Werte ausgewählt, die ein bestimmtes Niveau dieses Merkmals besitzen und aus diesen Werten der Mittelwert gebildet. So erhält man die Abhängigkeit der Zielgröße nur von diesem Merkmal, gemittelt über allen anderen Merkmalen. Der Druck sowie die Drehzahl dienen in der Parameterstudie zusätzlich der Plausibilitätsprüfung, da hier der erwartete Zusammenhang bekannt ist.

Deutlich zeigt auch das Haupteffektediagramm der Parameterstudie (Abb. 6.1.26) die Abhängigkeiten des volumetrischen Wirkungsgrades von Drehzahl und Druck. Er steigt bei Erhöhung der Drehzahl an, sinkt jedoch bei einer Druckerhöhung.

Die Effekte von Axial- und Radialspalt auf die volumetrische Effizienz ist hier zusätzlich aufgeteilt auf die initialen Spalthöhen $h_{\text{rad},0}$ und $h_{\text{ax},0}$ sowie die Proportionalitätsfaktoren der druckabhängigen Dichtspaltkompensation a_{rad} und a_{ax} , um diese auch einzeln bewerten zu können.

Eine Wirkungsgradsteigerung zeigt sich in Folge aller, die Spalthöhen verringern Parameter, kleinerer initialer Spalthöhen sowie höherer Kompensationen. Auch hier ist der stärkere Einfluss des

Axialspalts zu erkennen, der in beiden die Spalthöhe definierenden Parametern einen größeren Einfluss ausübt, als es der Radialspalt tut.

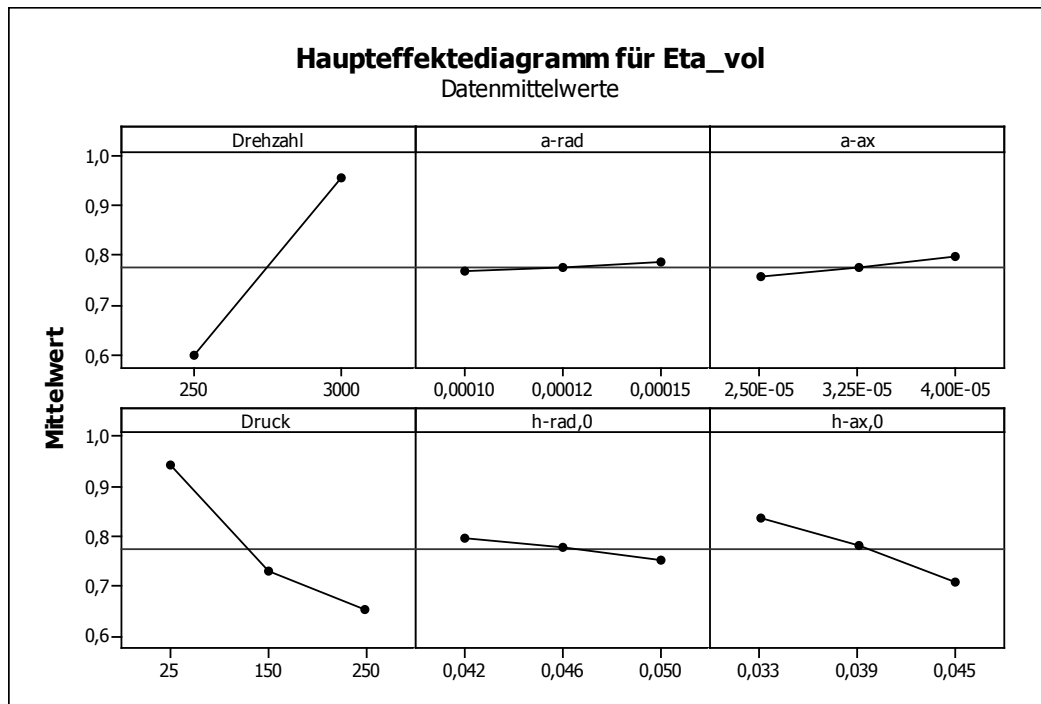


Abbildung 6.1.26: Haupteffektediagramm der Parameterstudie am Modell der druckkompensierten Außenzahnradpumpe mit $V_G = 8,2 \text{ cm}^3$ für die Zielgröße volumetrischer Wirkungsgrad

Eine Analyse der Wechselwirkungen zeigt keine gegenseitige Beeinflussung von Axial- und Radialspalt, weder bei den initialen Spalthöhen noch den Proportionalitätskonstanten der Druckkompensation.

6.1.3.2 Modellbildung und volumetrische Simulation von Innenzahnradpumpen

Die Modellbildung für Innenzahnradpumpen erfolgt analog zu der für Außenzahnradpumpen. Wieder werden die Undichtigkeitsstellen im Inneren der Pumpe identifiziert und es wird dann aus geometrischen Abmessungen ein Netzwerk aus hydraulischen Kapazitäten und Widerständen gebildet.

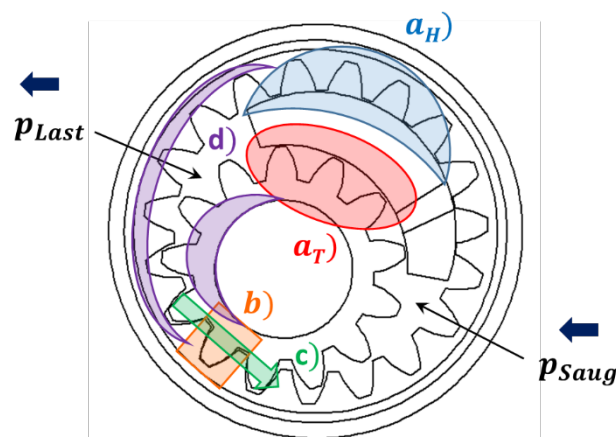


Abbildung 6.1.27: Leckagemechanismen einer Innenzahnradpumpe

Es treten für die kompensierte Innenzahnradpumpe die folgenden Leckagemechanismen auf (vgl. Abb. 6.1.27):

- a) Leckage über die fördernden Zähne des Hohlrads (Anzahl Z_H der Zähne ist pumpenspezifisch)
 - Leckage zwischen den Zahnköpfen und der Sichel
 - Leckage zwischen den Zahnseiten und den Axialscheiben (Ober- und Unterseite)
 - Leckage von den Zahnzwischenräumen zur umlaufenden Nut
- Leckage über die fördernden Zähne des Treibrads (Anzahl Z_T der Zähne ist pumpenspezifisch)
 - Leckage zwischen den Zahnköpfen und der Sichel
 - Leckage zwischen den Zahnseiten und den Axialscheiben (Ober- und Unterseite)
 - Leckage von den Zahnzwischenräumen des Treibrads zur Welle
- b) Leckage über die Zähne im Bereich des Zahneingriffs
- c) Leckage durch Rückförderung von Quetschöl und die Entlastungsnuten
- d) Leckage vom Druckraum zur umlaufenden Nut bzw. Welle des Treibrads

Auch hier können alle aufgeführten Spalte durch Rechteckspalte abgebildet werden und die Nomenklatur orientiert sich wieder an der hierfür definierten. Es muss jedoch zwischen den Geometrien des Hohl- und Treibrads durch Verwendung eines zusätzlichen Index H und T unterschieden werden.

Über den Zähnen entsprechen die Leckagemechanismen, für Hohlrad wie für Treibrad, denen der Außenzahnradpumpe. Zwei axiale Spalte entlang der Seiten der Zähne und der Radialspalt zwischen dem Zahnkopf und der Sichel bilden auch hier drei parallele Widerstände, welche zwei aufeinander folgende Zahnzwischenräume voneinander trennen.

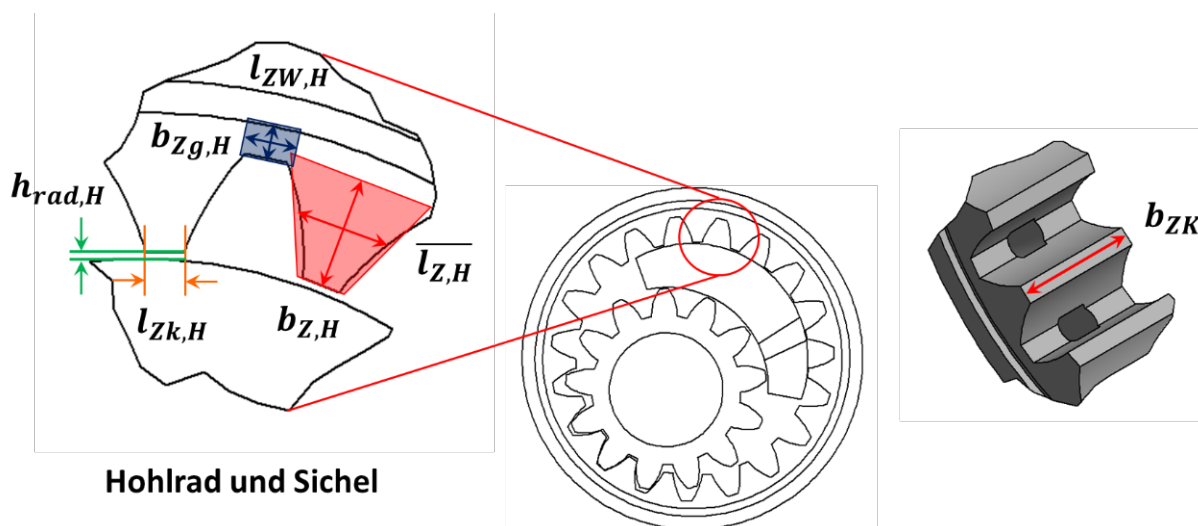


Abbildung 6.1.28: Geometriebestimmung der Leckagen über den fördernden Zähnen des Hohlrads einer Innenzahnradpumpe mit Spaltkompensation

Beim Treibrad bildet sich, wie bei der Außenzahnradpumpe, ebenfalls eine axiale Leckage vom Grund des Zahnzwischenraums über die seitlichen Spalte zwischen Rad und Axialscheiben hin zur Welle, wo er auch hier für die Lagerung und Schmierung benötigt wird (Abb. 6.1.29). Analog hierzu bildet sich

beim Hohlrads eine Leckage vom Grund des Zahnzwischenraums ebenfalls über die seitlichen Spalte zwischen Rad und Axialscheiben, jedoch in Richtung des Gehäuses (Abb. 6.1.28).

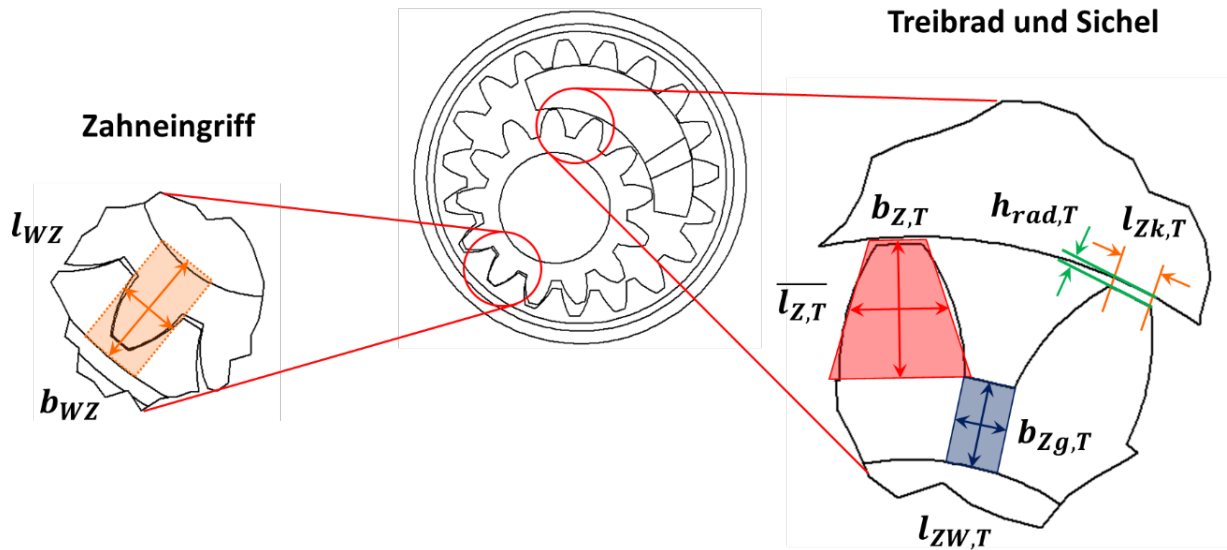


Abbildung 6.1.29: Geometriebestimmung der Leckagen über den fördernden Zähnen des Treibrads und im Bereich des Zahneingriffs einer Innenzahnradpumpe mit Spaltkompensation

Diese Leckagen dienen der Lagerung und Schmierung des Hohlrads und fließen in eine hier existierende umlaufende Nut, verbunden mit dem Saugraum, über welche sie abgeleitet werden. Diese axialen Spalte zur umlaufenden Nut bzw. der Welle des Treibrads existieren auch außerhalb des Bereichs der fördernden Zähne, müssen daher auch im sonstigen Druckraum berücksichtigt werden. Vervollständigt werden die auftretenden Leckagen durch die axialen Spalte im Bereich des Zahneingriffs sowie die drehzahlabhängige Rückförderung von Quetschöl.

Parameterstudie und Ergebnisse:

Wieder erfolgt im Anschluss an die Generierung des Ersatz-Netzwerks die Parametrierung der Kapazitäten und Widerstände, basierend auf Herstellerdaten sowie Geometriemessungen direkt an der Komponente. Tabelle 6.1.9 führt die Geometrieparameter für die Modellierung einer spaltkompensierten Innenzahnradpumpe der Baugröße 2 mit einem Verdrängervolumen von 6,28 cm³ auf.

Zahngeometrien		Zahnzwischenräume		Zahnkopfspalt		Wellen-Zwischenraum	
$b_{Z,H}$	4,95 mm	$b_{Zg,H}$	2,2 mm	b_{ZK}	13 mm	b_{WZ}	10,1 mm
$\bar{l}_{Z,H}$	4,45 mm	$l_{ZW,H}$	1,5 mm	$l_{ZK,H}$	1,9 mm	l_{WZ}	6 mm
$b_{Z,T}$	5,1 mm	$b_{Zg,T}$	2 mm				
$\bar{l}_{Z,T}$	3,5 mm	$l_{ZW,T}$	3,4 mm	$l_{ZK,T}$	1,8 mm		
Axialspalt h_{ax}		Axialspalt h_{ax}		Radialspalt h_{rad}		Axialspalt h_{ax}	
Volumina		$V_{Z,H}$	0,2 cm ³	$V_{Z,T}$	0,18 cm ³	V_Q	0,025 cm ³

Tabelle 6.1.9: Abmessungen der hydraulischen Widerstände als Rechteckspalte für eine spaltkompensierte Innenzahnradpumpe der Baugröße 2 mit einem Verdrängervolumen von 6,3 cm³

Auch für Innenzahnradpumpen sind die radialen und axialen Spalthöhen nicht als Herstellerdaten verfügbar und werden daher auch hier durch einen Abgleich des Modells mit den Daten der Leckage- und Wirkungsgradmessungen in Form einer Optimierungsrechnung ermittelt.

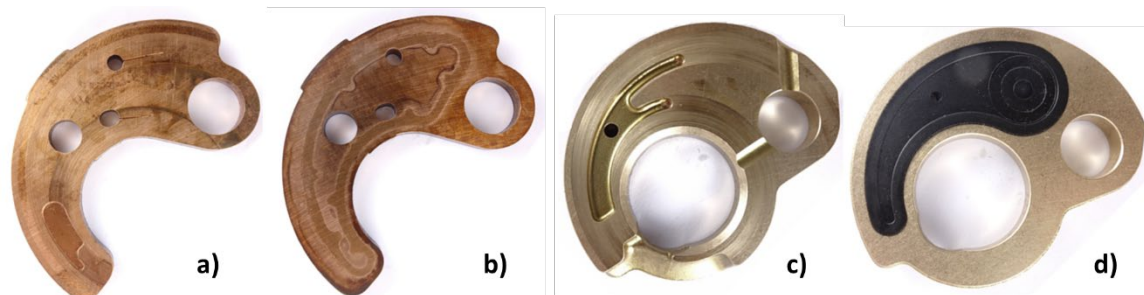


Abbildung 6.1.30: Axialscheiben zweier Innenzahnradpumpen mit Spaltkompensation, jeweils innere Lauffläche a) + c) und äußere Fläche mit Zone des Druckfeldes b) + d)

Für die axialen Spalte erfolgt die Kompensation, wie schon bei den Außenzahnradpumpen beschrieben, durch ein äußeres Druckfeld, welches auf die Axialscheiben wirkt und hier die kompensierende Kraft erzeugt. In der konstruktiven Umsetzung der kompensierenden Axialscheiben existieren zum Teil stark abweichende Ansätze (vgl. Abb. 6.1.30), die Kompensation entspricht physikalisch aber bei allen der bei Außenzahnradpumpen und wird im Modell daher ebenfalls durch den in Gl. 6-1-21 beschriebenen linearen Zusammenhang abgebildet.



Abbildung 6.1.31: Geteilte Sichel zweier Innenzahnradpumpen mit Spaltkompensation

Die Funktion der radialen Dichtspaltkompensation unterscheidet sich jedoch sowohl in ihrer konstruktiven Umsetzung wie auch ihrer Wirkweise stark von der für Außenzahnradpumpen. Die radiale Leckage entsteht hier nicht zwischen Zahnrad und Gehäuse, sondern zwischen den beiden Zahnrädern und der Sichel, welche Druck- und Saugraum voneinander separiert. Hier wird bei der Mehrzahl der Systeme auf einen Ansatz zurückgegriffen, welcher diese Sichel teilt (Abb. 6.1.31). Der entstehende Zwischenraum wird mit dem Druckraum der Pumpe verbunden und es entstehen hier Kräfte, welche die beiden Hälften der Sichel auseinander und gegen die Zahnräder drücken. Die konstruktive Ausführung des Zwischenraums und der hier liegenden Flächen bestimmt die Größe der Kräfte und dient so der Einstellung der Kompensation. Durch eine Abdichtung des Zwischenraumes zur Saugseite hin wird das Entstehen einer neuen, zusätzliche Leckage verhindert.

Durch die gleichmäßige Kraftverteilung über der Sichel entsteht bei der Radialspaltkompensation keine Winkelabhängigkeit wie bei den Außenzahnradpumpen und es wird hier wie auch beim Axialspalt eine lineare Kompensation als Modell angesetzt:

$$h_{rad} = h_{rad,0} - a_{rad} * p \quad \text{Gl. 6-1-24}$$

Die Bestimmung der, zur Nachbildung der Spalthöhen, benötigten Parameter erfolgt auch hier wieder im Modell numerisch durch eine Optimierungsrechnung. Als Referenz dient die gemessene Kennlinie der internen Pumpenleckage und der Algorithmus bestimmt, innerhalb eines vorgegebenen Bereichs, den Parametersatz, welcher diese mit dem geringsten mittleren Fehler abbildet.

Aus der Optimierungsrechnung resultieren für den Radialspalt $h_{rad,0}$ mit $27,8 \mu\text{m}$ und für den Axialspalt $h_{ax,0}$ mit $47 \mu\text{m}$ im drucklosen Zustand Spalthöhen in der gleichen Größenordnung wie bei der Außenzahnradpumpe.

Axialspalt h_{ax}		Radialspalt h_{rad}	
$h_{ax,0}$	0,047 mm	$h_{rad,0}$	0,0278 mm
a_{ax}	0,000175 mm/bar	a_{rad}	0,00001 mm/bar

Tabelle 6.1.10: Parameter der Kompensation für eine dichtspaltkompensierte Innenzahnradpumpe der Baugröße 2 mit einem Verdrängervolumen von $6,3 \text{ cm}^3$

Wieder unterscheiden sich die Proportionalitätskonstanten der beiden Druckkompensationen stark voneinander, in axialer Richtung ergibt sich mit $0,000175 \text{ mm}/\text{bar}$ mehr als das 17-fache des Faktors in radialer Richtung mit $0,00001 \text{ mm}/\text{bar}$. Die radialen Spalte verringern ihre Höhe bei einem Druckanstieg auf 250 bar um 8 % auf $25 \mu\text{m}$. Die Axialspalte verringern sich mit steigendem Druck wesentlich stärker als dies für die Radialspalte der Fall ist, wie Abbildung 6.1.32 zeigt. Sie verringern ihre Höhe um über 90 % auf nur noch $3,3 \mu\text{m}$.

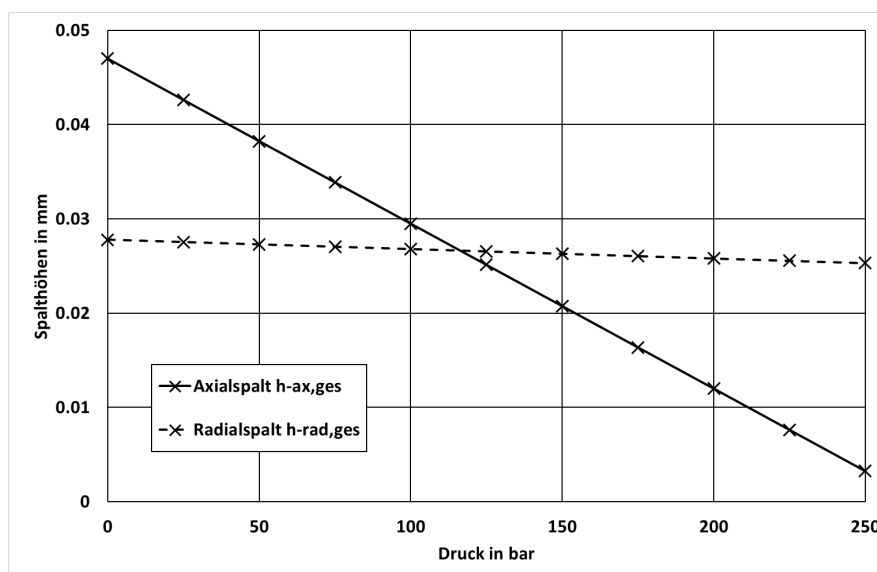


Abbildung 6.1.32: Kompensationsbedingte Veränderung der Axial- und Radialspalte (für den Zahn in direkter Richtung der Kompensationswirkung mit $\alpha = 0^\circ$) über dem Druck für das Modell der dichtspaltkompensierten Innenzahnradpumpe der Baugröße 2 mit einem Verdrängervolumen von $6,3 \text{ cm}^3$, gemäß Gl. 6-1-21 und Gl. 6-1-24

Mit dem nun vollständig bestimmten Parametersatz, wie er in den Tabellen 6.1.9 und 6.1.10 zusammengestellt ist, lässt sich die Modellierung dieser Innenzahnradpumpe durchführen. Es ergibt sich für die interne Leckage über dem Druck des Modells gegenüber der gemessenen Leckage (Abb. 6.1.33, links) eine gute Übereinstimmung mit einer mittleren Abweichung von $0,024 \text{ l/min}$.

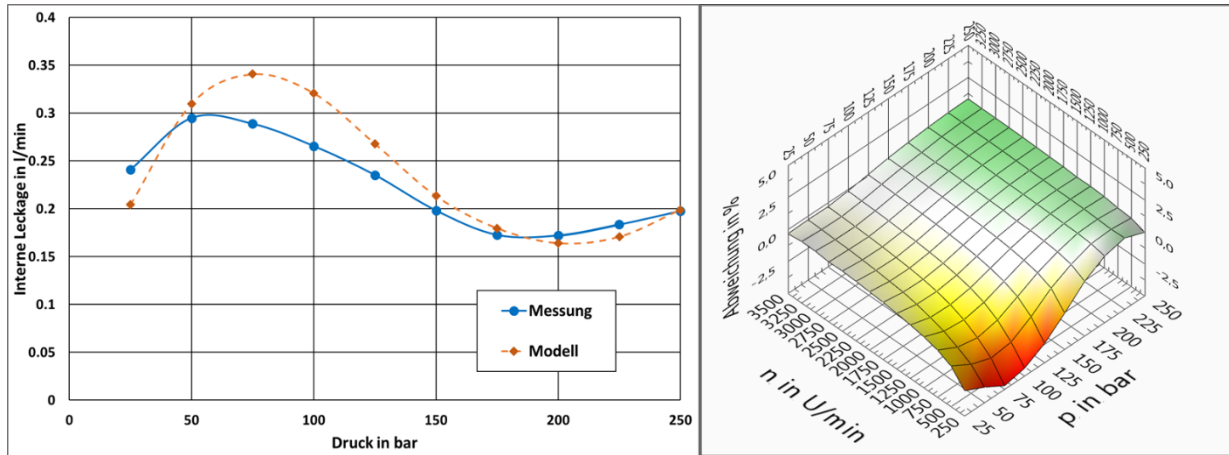


Abbildung 6.1.33: Links - Gemessene und simulierte Leckagekennlinie; Rechts - Abweichung zwischen gemessenem und simuliertem volumetrischem Wirkungsgrad; beides für die druckkompensierte Innenzahnradpumpe mit $V_g = 6,3 \text{ cm}^3$

Auch das simulierte Kennfeld des volumetrischen Wirkungsgrads zeigt gute Übereinstimmung mit dem gemessenen Kennfeld (Abb. 6.1.33, rechts), es ergibt sich eine mittlere Abweichung über dem gesamten Arbeitsbereich kleiner 2 %. Hin zu kleinen Drehzahlen macht sich die Abweichung in der Leckage stärker bemerkbar, hier berechnet das Modell im Teillastbereich zu hohe Leckagen und es ergeben sich daher in diesem abgegrenzten Bereich bis zu 4 % zu geringe Wirkungsgrade.

Das abgeglichenere Modell der Innenzahnradpumpe bietet nun wiederum die Grundlage der weiteren Analysen zur Einfluss-Quantifizierung der konstruktiven Parameter auf die volumetrische Effizienz. Die Parameterstudie wurde analog zu der bei der Außenzahnradpumpe aufgesetzt und ist in Tabelle 6.1.11 beschrieben.

	Axialspalt h_{ax}		Radialspalt h_{rad}	
$h_{ax,0}$	[0,047;0,052;0,057]	mm	$h_{rad,0}$	[0,0258;0,0278;0,0298] mm
a_{ax}	[1,25E-4;1,5E-4;1,75E-4]	mm/bar	a_{rad}	[1E-5;2,5E-5;5E-5] mm/bar
p	[25;150;250]	bar	n	[250;3000] U/min

Tabelle 6.1.11: Parameterstudie für eine druckkompensierte Innenzahnradpumpe der Baugröße 2 mit einem Verdrängervolumen von $6,3 \text{ cm}^3$

Basierend auf den für die 486 Parametersätze berechneten Daten können die Einflüsse wieder durch eine Varianzanalyse untersucht werden. Neben den Prozessparametern Drehzahl und Druck werden in dieser auch wieder alle, die Spalthöhen definierenden, Parameter analysiert. Wie schon bei der Außenzahnradpumpe wirken sich alle, die Spalthöhe verkleinernde Parameter, positiv auf den Wirkungsgrad der Pumpe aus.

Die axialen Spalte zeigen dabei einen größeren Einfluss als die Radialspalte, ihre Höhe unterliegt aber wegen der stärkeren druckabhängigen Kompensation auch einer größeren Veränderung als dies radial der Fall ist (vgl. Abb. 6.1.34).

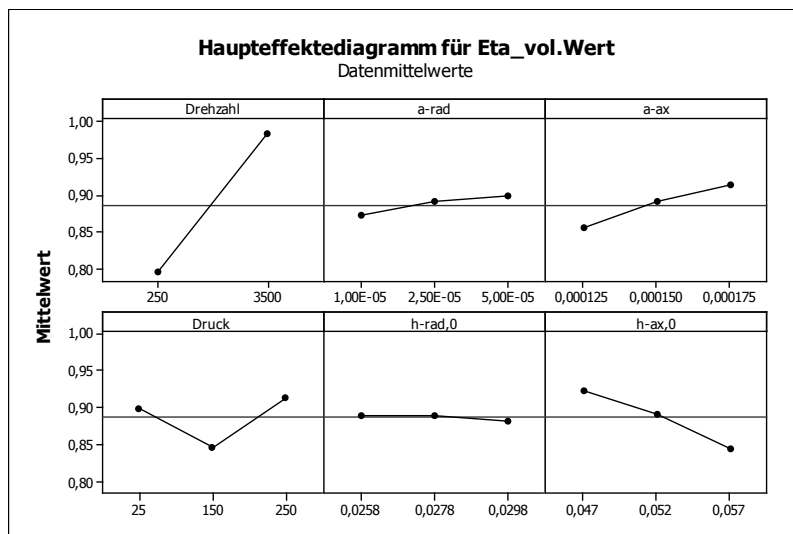


Abbildung 6.1.34: Haupteffektdiagramm der Parameterstudie am Modell der druckkompensierten Innenzahnradpumpe mit $V_g = 6,3 \text{ cm}^3$ für die Zielgröße volumetrischer Wirkungsgrad

Deutlich zeigen sich diese Einflüsse, wenn man die internen Leckagen in axiale und radiale Anteile aufschlüsselt und in Bezug zu den Spalthöhen über dem Druck darstellt, wie in Abb. 6.1.35 zu sehen.

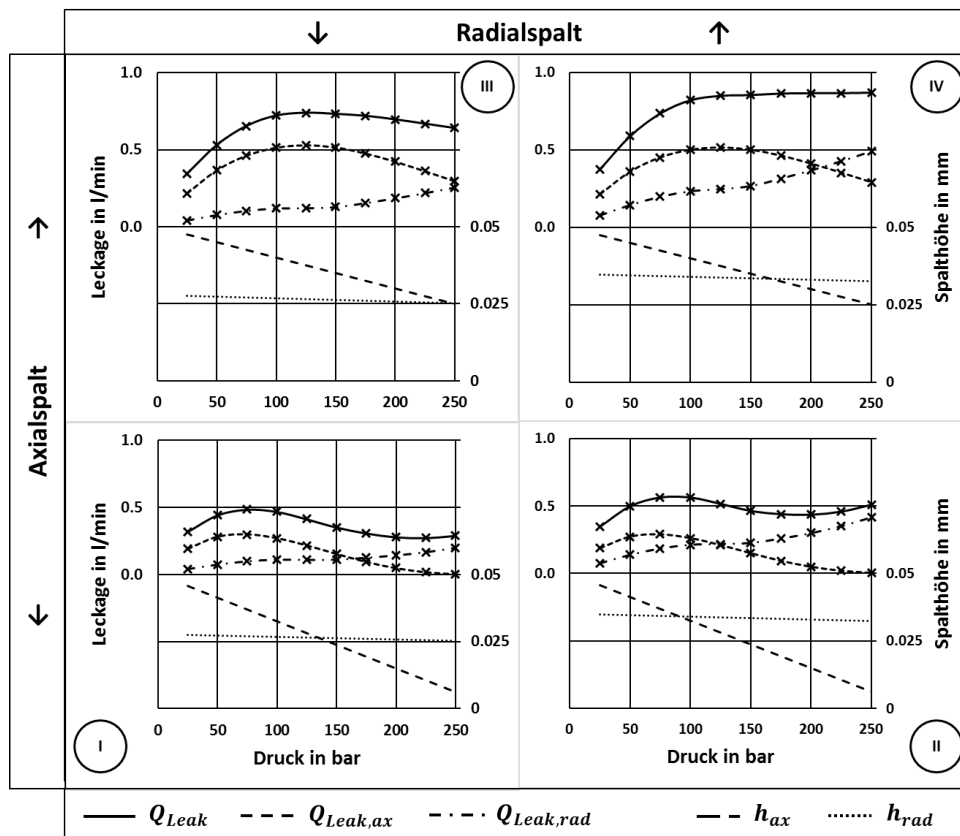


Abbildung 6.1.35: Leckagen bei 3500 U/min sowie Radial- und Axialspalthöhe über dem Druck aufgetragen, für das Modell der druckkompensierten Innenzahnradpumpe mit $V_g = 6,3 \text{ cm}^3$

Ausgehend vom abgeglichenen Modell (Abb. 6.1.35 – I) wird hier der Einfluss einer vergrößerten radialen (Abb. 6.1.35 – II) bzw. axialen Spalthöhe (Abb. 6.1.35 – III) sowie einer Vergrößerung beider Spalthöhen (Abb. 6.1.35 – IV) betrachtet. Eine Aufweitung des Radialspalts um $7\ \mu\text{m}$, was etwa 20 % entspricht, führt zu einer Verdopplung der radialen Leckage, was insbesondere bei steigendem Druck auch großen Einfluss auf die Gesamtleckage hat, da hier die axiale Leckage kompensationsbedingt sehr niedrig ist.

Eine Vergrößerung des axialen Spalts durch eine verringerte Kompensation führt besonders im Bereich mittlerer Drücke zwischen 75 bar und 175 bar zu einem starken Anstieg der axialen Leckage. Kommt es zu einer Vergrößerung beider Spalthöhen, treten beide Effekte überlagert auf. Wegen des radialen Einflusses steigt die Leckage insbesondere bei hohen Drücken, durch den axialen Einfluss dagegen auch im Bereich mittlerer Drücke. Es stellt sich hier eine stark erhöhte Leckage ein, die jedoch ab etwa 100 bar nur noch wenig mit dem Druck steigt.

6.1.3.3 Analyse der Konstruktionsparameter in Wechselwirkung mit dem Prozess

Mit den nun verfügbaren Pumpenmodellen und unter Einbezug der durch die Parameterstudien gewonnenen Erkenntnisse zu den Einflüssen der Konstruktionsparameter wurde die in Kapitel 6.1.2.2 begonnene Analyse fortgeführt. Für die vier, beispielhaft für die Konstruktionsprinzipien, ausgewählten Pumpen (vgl. Abb. 6.1.14) stehen insbesondere die Wechselwirkungen der Konstruktionsparameter (Zahnradgeometrien, Spaltgeometrien, Druckkompensationsauslegung, etc.) mit den Prozessparametern (Druck, effektiver Volumenstrom, Fluideigenschaften) und die daraus resultierenden wirkungsgradbeeinflussenden Zusammenhänge im Fokus der Analysen.

Analyse der Innenzahnradpumpe ohne druckabhängige Dichtspaltkompensation:

Für die Innenzahnradpumpe ohne druckabhängige Dichtspaltkompensation zeigt Abbildung 6.1.36 die Kennfelder des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads und des berechneten Verlustmoments. Dieser Pumpentyp eignet sich besonders als Ausgangspunkt für die Analyse der physikalischen Einflüsse, da hier keine Überlagerung der Einflüsse der Grundgeometrie durch die druckabhängige Spaltkompensation auftritt, welche für sich genommen eine Reihe separat zu betrachtender Parameter darstellt.

Das Kennfeld des Verlustmoments kann durch Einbezug der Daten der Leckagemessung um die Kennlinie für $Q_{eff} = 0$ ergänzt werden, beim Wirkungsgrad wird darauf verzichtet, da dieser hier definitionsgemäß den Wert Null annimmt.

Für das Verlustmoment zeigt sich die Abhängigkeit vom effektiven Volumenstrom und damit der Drehzahl, eine lineare Regression ergibt mit Korrelationskoeffizienten $R^2 > 0,99$ Steigungen von $0,12\ \text{Nm}/\text{U}/\text{min}$. Der Druck hingegen besitzt nur einen untergeordneten Einfluss, hier ergibt die lineare Regression Steigungen von $0,003\ \text{Nm}/\text{bar}$ bei Korrelationskoeffizienten $R^2 > 0,9$.

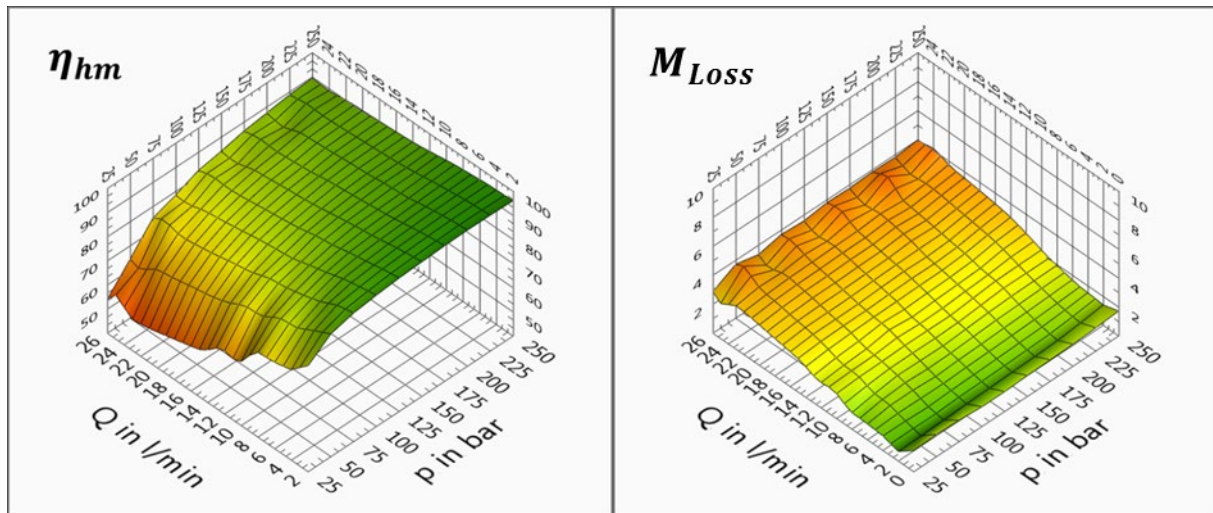


Abbildung 6.1.36: Kennfelder des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads (in %) und des Verlustmoments (in Nm) für eine zweistufige Innenzahnradpumpe ohne druckabhängige Dichtspaltkompensation

Dies deckt sich mit der, aus der modellbasierten Analyse der physikalischen Zusammenhänge abgeleiteten, Erwartung. Die Reibung steigt gemäß der Stribeck-Kurve im Bereich der Flüssigkeitsreibung annähernd linear an [STR02], bei sehr niedrigen Drehzahlen ($Q_{eff} < 2 \text{ l/min}$) macht sich Mischreibung und damit ebenfalls ein erhöhtes Verlustmoment bemerkbar. Auch die Druckverluste durch Strömungshindernisse manifestieren sich bei einer lastseitigen Druckregelung in Form eines erhöhten Antriebsmoments und tragen somit ebenfalls zum Verlustmoment bei. Auch Ihr Anteil steigt stetig mit dem Volumenstrom an. Der geringe Anstieg der Verluste mit steigendem Druck kann auf die Druckabhängigkeit der Viskosität und damit der Flüssigkeitsreibung zurückgeführt werden. Für das eingesetzte HLP46 steigt die dynamische Viskosität, welche das Verhältnis von Subspannung τ und Schergrad γ beschreibt, im Bereich von 0 bar bis 250 bar um etwa 10 mPas an.

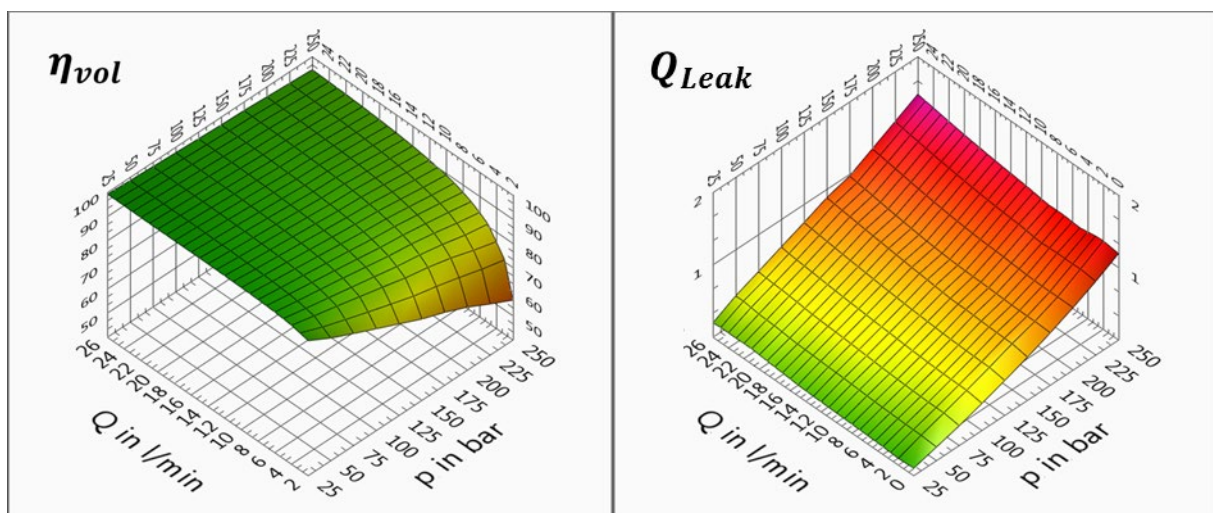


Abbildung 6.1.37: Kennfelder des volumetrischen Wirkungsgrads (in %) und des internen Leckagevolumenstroms (in l/min) für eine zweistufige Innenzahnradpumpe ohne druckabhängige Dichtspaltkompensation

Auch bei der Betrachtung des volumetrischen Wirkungsgrads können die Daten der Messung der Leckage im Druckregelbetrieb, welche den Grenzfall für $\lim_{Q_{eff} \rightarrow 0} Q_{Leak}$ darstellt, zur Ergänzung des Kennfelds herangezogen werden. Abbildung 6.1.37 zeigt den volumetrischen Wirkungsgrad sowie die interne Leckage, erneut für die Innenzahnradpumpe ohne druckabhängige Dichtspaltkompensation.

Im Gegensatz zum Verlustmoment, welches nahezu ausschließlich eine Abhängigkeit von der Drehzahl bzw. vom effektiven Volumenstrom zeigt, besitzt die Leckage eine überwiegende Abhängigkeit vom sich über der Pumpe ausbildenden Druckgefälle. Die Steigung einer linearen Regressionsfunktion über dem Druck steigt mit der Drehzahl leicht stetig von $0,0046 \text{ l/min/bar}$ auf $0,0054 \text{ l/min/bar}$ an (Abb. 6.1.37). Auch hier decken sich die Beobachtungen mit den modellgestützten Vorüberlegungen zu den auftretenden physikalischen Effekten.

Unter der Voraussetzung gleichbleibender Geometrien und konstanter Fluideigenschaften bleiben die hydraulischen Widerstände der Undichtigkeitsstellen in der Pumpe ebenfalls konstant und die sich in ihnen ausbildende Strömung ist nur abhängig von der Druckdifferenz. Auch der leichte Anstieg der Leckage mit der Drehzahl aufgrund der hier sinkenden Viskosität des Fluids in den Spalten, ausgelöst durch die erhöhte Energiedissipation bei höheren Gleitgeschwindigkeiten, ist erkennbar. Dieser Effekt verstärkt sich bei höheren Drücken durch die schon hierdurch wesentlich höhere Dissipation noch zusätzlich, die wiederum durch lineare Regression angenäherte Steigung mit der Drehzahl bzw. dem Volumenstrom steigt von $0,005 \text{ l/min/U/min}$ bei 25 bar auf $0,012 \text{ l/min/U/min}$ bei 250 bar an.

Analyse der Innenzahnradpumpe mit druckabhängige Dichtspaltkompensation:

An der Innenzahnradpumpe ohne druckabhängige Dichtspaltkompensation konnten die grundlegenden Abhängigkeiten der Wirkungsgrade von den Prozessparametern beschrieben werden. Diese sind für alle hier untersuchten Pumpentypen gültig, werden aber durch die konstruktive Ausführung (Wirkprinzip, Zahnradauslegung, Kompensation) zusätzlich beeinflusst. Die für die auftretenden pumpenspezifischen Besonderheiten ausschlaggebenden konstruktiven Parameter können, durch Einbezug der aus den Parameterstudien an den Pumpenmodellen abgeleiteten Effekte, identifiziert werden.

So zeigt Abbildung 6.1.38. die Verluste für eine Innenzahnradpumpe mit druckabhängiger Dichtspaltkompensation. Der Einfluss der Dichtspaltkompensation zeigt sich sehr deutlich bei der internen Leckage, hier entfaltet diese ihre gewünschte Wirkung und reduziert mit steigendem Druck die Höhe der Dichtspalte in der Pumpe. Der damit ansteigende hydraulische Widerstand wirkt der steigenden Druckdifferenz an den Dichtstellen entgegen und begrenzt so den Anstieg der Leckage mit steigendem Druck. Trotz im Mittel über alle Volumenströme um Faktor 1,7 höher Leckage bei 25 bar bewegt sich die Steigung der linearen Regression über dem Druck hier nur zwischen $0,0013 \text{ l/min/bar}$ und $0,0025 \text{ l/min/bar}$. Bei 250 bar ergeben sich so, wieder im Mittel über alle Volumenströme, nur etwa halb so hohe Leckagen wie es bei der Innenzahnradpumpe ohne Dichtspaltkompensation der Fall ist.

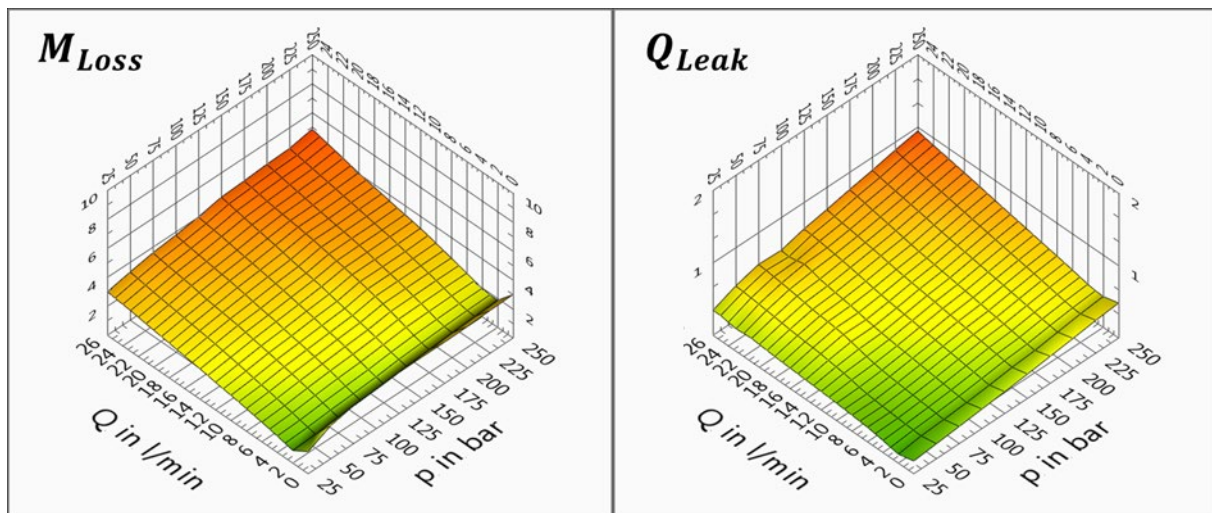


Abbildung 6.1.38: Kennfelder des Verlustmoments (in Nm) und des internen Leckagevolumenstroms (in l/min) für eine einstufige Innenzahnradpumpe mit druckabhängiger Dichtspaltkompensation

Die geringere Spalthöhe reduziert jedoch auch die Dicke des als Gleitlager wirkenden Ölfilms und erhöht somit die Reibungsverluste, was sich in einem Anstieg des Verlustmoments bei höheren Drücken niederschlägt. Durch die erhöhte Reibung steigt die Energiedissipation an dieser Stelle und die Viskosität des Fluids sinkt, was den Effekt der mit der Drehzahl steigenden Leckage zusätzlich verstärkt. Unterscheiden sich bei 25 bar die Verlustmomente der kompensierten (Abb. 6.1.38) und nicht kompensierten (Abb. 6.1.36) Innenzahnradpumpe um weniger als 0,05 Nm voneinander, erhöht sich das Verlustmoment durch die Kompensation und liegt bei 250 bar im Mittel um 0,5 Nm höher.

Es zeigt sich hier auch der Anstieg der Leckage bei sehr niedrigen Drehzahlen, dessen Auslöser, wie in Kapitel 4 beschrieben, ebenfalls in einem Absinken der Viskosität zu suchen ist, in diesem Fall bedingt durch den geringen Abtransport der entstehenden Wärme wegen der minimalen effektiven Volumenströme.

Analyse der gerade verzahnten Außenzahnradpumpe:

Auch die Außenzahnradpumpe mit gerader Verzahnung verfügt über eine druckabhängige Dichtspaltkompensation und es treten die gleichen Effekte auf wie sie die kompensierte Innenzahnradpumpe zeigt (Abb. 6.1.39). Unterschiede ergeben sich jedoch quantitativ, die Leckage ist gegenüber der Innenzahnradpumpe um im Mittel 50 % erhöht. Schon bei niedrigen Drücken (< 50 bar) und insbesondere zusätzlich kleinen Volumenströmen steigt die Leckage auf das doppelte des Niveaus der Innenzahnradpumpe an. Aus der Analyse der Konstruktionsparameter geht hervor, dass hierfür in erster Linie die geringere Länge der Dichtspalte in Richtung der Leckage von der Druck- zur Saugseite hin verantwortlich ist. Der hydraulische Widerstand laminar durchflossener Spalte ist proportional zu ihrer Länge, was zu dem bei den Außenzahnradpumpen höheren Leckagevolumenstrom führt.

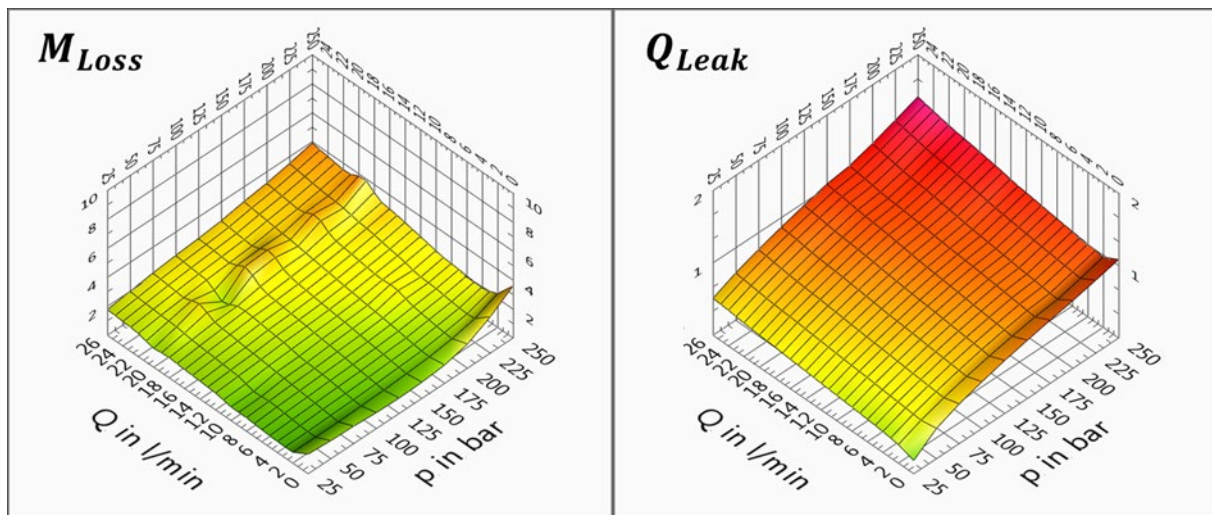


Abbildung 6.1.39: Kennfelder des Verlustmoments (in Nm) und des internen Leckagevolumenstroms (in l/min) für eine Außenzahradpumpe mit gerader Verzahnung und druckabhängiger Dichtspaltkompensation

Im Gegensatz zu den spaltkompensierten Innenzahradpumpen besitzt die Außenzahradpumpe geringere hydraulisch-mechanische Verluste, besonders herauszustellen ist die geringere Drehzahlabhängigkeit des Verlustmoments. Hier wirken sich die, durch die geringeren Abmessungen der bewegten Teile in der Pumpe, kleineren Reibflächen auf die Verluste aus.

Analyse der schraubenförmig verzahnten Außenzahradpumpe:

Große Unterschiede zu den zuvor beschriebenen Verlustmechanismen zeigen sich schließlich für die schraubenverzahnten Außenzahradpumpen. Hier zeigen sich insbesondere zwei Effekte die aus den in Abbildung 6.1.40 dargestellten Kennfeldern für zwei Pumpen unterschiedlichen Verdrängervolumens und von verschiedenen Herstellern für Verlustmoment und interne Leckage deutlich hervorgehen.

So ist sowohl für die 8 cm^3 - wie auch 19 cm^3 -Pumpe deutlich ein stark ansteigendes Verlustmoment bei hohen Drücken und niedrigem Volumenstrom zu erkennen. Kommt beides zusammen, steigt das Verlustmoment sogar noch weiter an (rechte Ecke der Kennfelder). Für die Pumpe mit 19 cm^3 Verdrängervolumen steigt das Verlustmoment bei $2\text{ }l/min$ und 250 bar bis auf 30 Nm , was dem 3-fachen des Verlustmoments bei gleichem Druck aber hohem Volumenstrom von $56\text{ }l/min$ entspricht.

Auch die interne Leckage zeigt bei beiden Pumpen einen gegenüber den anderen Pumpenprinzipien abweichenden Verlauf. Hier steigt die Leckage bei steigendem Druck zuerst stark an, bevor sie schließlich bei noch weiter steigendem Druck wieder sinkt. Dieser Effekt tritt über dem gesamten Drehzahlbereich der Pumpe auf. Für die 8 cm^3 Pumpe erreicht sie bei maximalem effektivem Volumenstrom von $26\text{ }l/min$ einen Höchstwert von $1,8\text{ }l/min$ im Bereich von 100 bar bis 150 bar , sinkt dann wieder auf knapp $1,3\text{ }l/min$ bei 250 bar . Für die 19 cm^3 Pumpe steigt die interne Leckage, wieder bei maximalem effektivem Volumenstrom von hier $56\text{ }l/min$, im Bereich um 100 bar auf über $2\text{ }l/min$, bevor sie dann bei 200 bar wieder auf unter $1\text{ }l/min$ sinkt und hin zu 250 bar nur noch minimal steigt.

Zwar bleiben auch hier die grundlegenden Zusammenhänge gültig, diese werden jedoch durch diese starken Effekte überlagert, welche durch das spezielle Design dieser Pumpen ausgelöst werden. Die besondere Verzahnungsgeometrie dieser Pumpen führt, anders als bei den Pumpen mit geraden Verzahnungen, zu druckinduzierten axialen Kräften. Die beiden Zahnräder werden so gegen die Lagerbrillen gedrückt, was sowohl Auswirkung auf die Reibung wie auch auf die Undichtigkeitsstellen innerhalb der Pumpe hat.

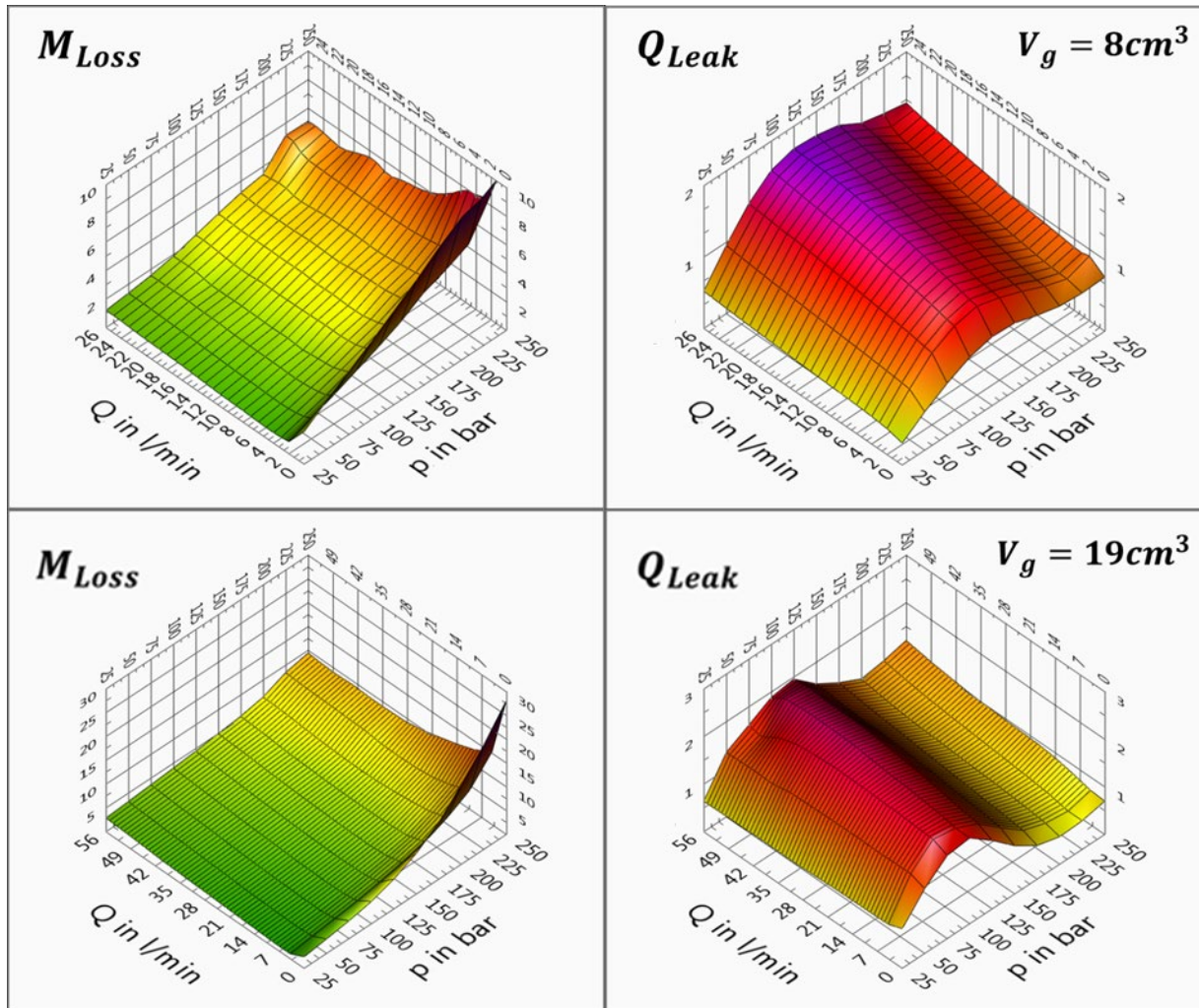


Abbildung 6.1.40: Kennfelder des Verlustmoments (in Nm) und des internen Leckagevolumenstroms (in l/min) für zwei Außenzahradpumpen mit schraubenförmiger Verzahnung (8 cm^3 und 19 cm^3)

Die auftretenden axialen Kräfte sorgen für einen starken Anstieg der Reibung und damit des Verlustmoments mit steigendem Druck und extrem hohe Verluste im Bereich der Mischreibung bei gleichzeitig niedrigen Drehzahlen. Dies erklärt das stark steigende Verlustmoment in Abb. 6.1.40. Diese erhöhte Reibung wirkt sich auch negativ auf die Lebensdauer aus, weshalb die Pumpe mit 19 cm^3 Verdrängervolumen auf der den Zahnrädern zugewandten Seite der Lagerbrille, die sich in Wirkrichtung der axialen Kraft befindet, über eine Nut verfügt, welche mit dem Betriebsdruck beaufschlagt wird und als hydrostatisches Lager fungiert. Hierdurch kann die Reibung über einen weiten Betriebsbereich gegenüber der 8 cm^3 Pumpe, welche nicht über diese Lagernuten verfügt, erheblich reduziert werden,

insbesondere bei kleinen Fördervolumenströmen kommt es jedoch trotzdem gerade bei hohen Drücken zu erhöhter Mischreibung.

Auch der bei der Betrachtung der internen Leckage auftretende Verlauf lässt sich auf die axialen Kräfte zurückführen. Für die Pumpe mit gerader Verzahnung kann die druckabhängige Spaltkompensation in axialer Richtung symmetrisch erfolgen, beide Lagerbrillen verfügen über die gleiche mit Druck beaufschlagte Fläche. Somit bilden sich beide axiale Räume zwischen Lagerbrille und Zahnrad gleich aus und die Lagerwirkung sowie Leckage sind gleich. Durch die axialen Kräfte verschiebt sich diese Situation ganz erheblich und die druckabhängige Dichtspaltkompensation gestaltet sich in ihrer Auslegung wesentlich komplexer. Deutlich zu erkennen ist die volumetrische Optimierung der Dichtspaltkompensation beider Systeme auf Ihren Nennpunkt (230 bar für die 8 cm³ und 250 bar für die 19 cm³ Pumpe), im Teillastbereich verhält sich das Zusammenspiel aus Kompensation und den axialen Kräften jedoch stark nichtlinear, was zu einer stark erhöhten Leckage in diesen Arbeitspunkten führt.

Zusammenfassung und Diskussion:

Aus den vorhergehenden Untersuchungen ergibt sich für das hydraulisch-mechanische Verhalten der Pumpen ein über die verschiedenen Prinzipien hinweg einheitliches Bild. Hier wirkt der übergeordnete Einfluss des effektiven Volumenstroms bzw. der hierfür ursächlichen Drehzahl. Die Verluste steigen mit der Drehzahl wegen der steigenden Reibung und den zunehmenden Strömungsverlusten sowie hin zu sehr kleinen Drehzahlen, wenn Mischreibung auftritt. Hinzu kommt der Einfluss des Druckes, der jedoch nur gering ist und sich erst bei druckkompensierten Pumpen stärker in Form von steigenden Reibungsverlusten auswirkt. Prinzipbedingt sind durch die bei gleichem Verdrängervolumen gegenüber Innenzahnradpumpen geringeren Abmessungen der zueinander bewegten Flächen in Außenzahnradpumpen die Reibungsverluste auch geringer.

Das volumetrische Verhalten zeigt unter Ausnahme der schraubenverzahnten Pumpen, die bedingt durch die axialen Kräfte einen Sonderfall darstellen, ebenfalls ein einheitliches Bild und es dominiert die Abhängigkeit vom Druck zusammen mit dem Einfluss durch die Spaltkompensation. Insbesondere in den für drehzahlvariable Antriebe besonders interessanten Betriebspunkten, bei geringer Drehzahl und mittlerer bis hoher Last, besitzt der Wirkungsgrad eine hohe Sensitivität gegenüber schon kleinen Veränderungen der Leckage.

6.1.4 Methode arbeitspunktabhängiger Vergleiche mit Berücksichtigung der Temperatur

Mit den Kennfeldern der Wirkungsgrade ist die für Bewertungen und Vergleiche der Effizienz von Pumpen benötigte Datenbasis geschaffen. Aufbauend auf der Analyse der Wechselwirkungen der, durch die Konstruktionsparameter bestimmten, Pumpeneigenschaften und den Prozessgrößen wie Druck, Volumenstrom und Temperatur wird eine Vergleichsmethode vorgestellt. Für diese Vergleichsmethode, mit welcher auch mehrere Pumpen direkt miteinander verglichen werden können, wird ein auf den Kennfeldern basierender, arbeitspunktabhängiger Vergleich eingeführt. Diese Darstellung bietet einen Überblick über die Stärken sowie Potentiale innerhalb einer Vergleichsgruppe und kann insbesondere bei der arbeitspunktbezogenen Auswahl des geeigneten Prinzips eingesetzt werden.

Die bisher gezeigten Kennfelder sind jeweils nur bei einer festen Bezugstemperatur gültig, welche in Anlehnung an die Norm [ISO07] bei 40°C festgelegt wurde. Um die Temperatureinflüsse auf die Wirkungsgrade untersuchen und bewerten zu können, werden hierfür Kennfelder erstellt, die wiederum für jeden Arbeitspunkt die Temperaturabhängigkeit enthalten. Diese erlauben zusammen mit den Wirkungsgradkennfeldern bei Bezugstemperatur auch Aussagen und Analysen bei anderen Temperaturen.

6.1.4.1 Kennfeldbasierte arbeitspunktabhängige Vergleichsmethode

Abbildung 6.1.41 zeigt die in dieser Arbeit für die arbeitspunktabhängige Analyse einer Vergleichsgruppe vorgeschlagene Darstellungsmethode. Diese basiert auf den Matrizen der Wirkungsgrade, welche den Kennfelder zugrundeliegenden. Für jeden Arbeitspunkt werden die Wirkungsgrade aller in dem Vergleich enthaltenen n Pumpen aus den Matrizen ermittelt, und es wird eine Rangordnung der Pumpen gebildet, von der Pumpe mit dem höchsten (Rang 1) bis zur Pumpe mit dem niedrigsten Wirkungsgrad (Rang n).

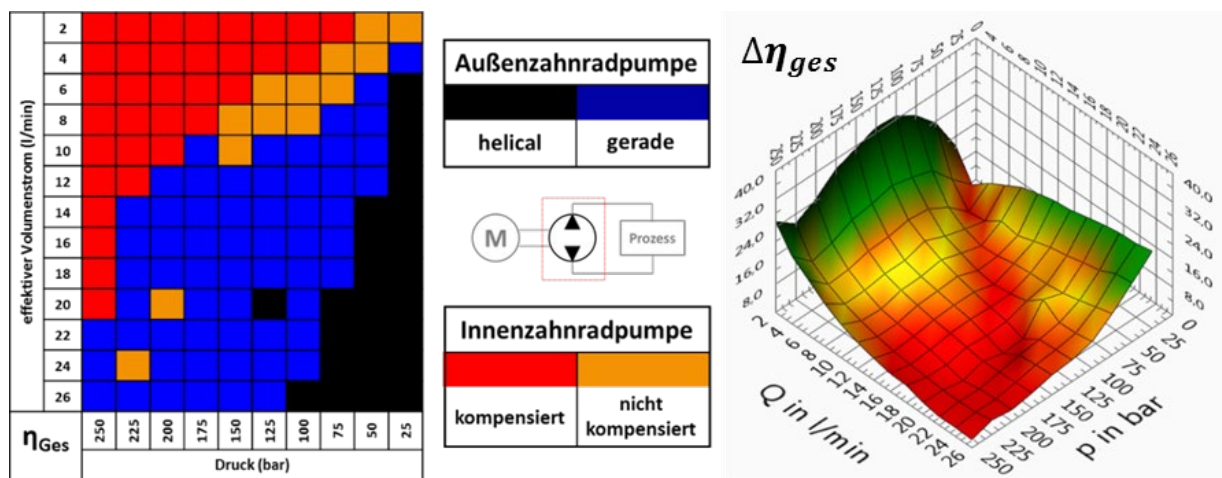


Abbildung 6.1.41.: Über dem Arbeitsbereich dargestellt jeweils die Pumpe mit der höchsten Effizienz (Links) sowie der absoluten Differenz des höchsten zum niedrigsten Wirkungsgrad (Rechts)

Die Pumpe mit dem höchsten Gesamtwirkungsgrad η_{ges} ist auf der linken Seite von Abb. 6.1.41 für jeden Arbeitspunkt dargestellt, auf der rechten Seite von Abb. 6.1.41 entsprechend dazu die höhere Effizienz dieser Pumpe (Rang 1) in absoluten Prozent $\Delta\eta_{ges}$ gegenüber der Pumpe mit dem geringsten Gesamtwirkungsgrad (Rang n).

In dem in Abb. 6.1.41 dargestellten Vergleich zeigen sich deutlich voneinander getrennte Bereiche, in welchen jeweils ein spezifisches Pumpenprinzip die höchsten Wirkungsgrade aufweist. So besitzt die Innenzahnradpumpe mit druckabhängiger Dichtspaltkompensation (rot) in Arbeitspunkten mit hohen Drücken und gleichzeitig geringem Volumenstrom die höchsten Wirkungsgrade, während die Außenzahnradpumpen, besonders mit Schraubenverzahnung (schwarz), bei hohen Volumenströmen und gleichzeitig niedrigem Druck höhere Wirkungsgrade aufweisen. In den dazwischenliegenden Bereichen zeigt die Außenzahnradpumpe mit gerader Verzahnung zumeist die höchsten Wirkungsgrade, jedoch ist das Bild hier nicht eindeutig, da immer wieder auch andere Pumpentypen als System mit höchstem Wirkungsgrad vorkommen.

Um die Aussagekraft der Analyse zu sichern, wird ergänzend die rechts in Abb. 6.1.41 dargestellte Differenz von höchstem und niedrigstem Wirkungsgrad hinzugezogen. Im Bereich, in welchem die Innenzahnradpumpe die höchsten Wirkungsgrade aufweist (rot in Abb. 6.1.41-links), erreicht die Differenz Werte bis zu 30 %, besonders hin zu sehr niedrigen Volumenströmen. Auch im Bereich hoher Volumenströme und niedriger Drücke (schwarz in Abb. 6.1.41-links) nimmt die Differenz Werte bis zu 15 % an. Diese beiden Bereiche signifikanter Differenzen ist in Abb. 6.1.41-rechts grün eingefärbt.

In dem beschriebenen Bereich der Diagonale zwischen minimaler Leistung (niedriger Druck und niedriger Volumenstrom) und maximaler Leistung (hoher Druck und hoher Volumenstrom) dagegen ist die Differenz gering, liegt bei Werten kleiner 5 % (rot eingefärbt in Abb. 6.1.41-rechts). Im Übergangsbereich dazwischen liegen die Differenzen zwischen 5 % und 10 % (gelb eingefärbt in Abb. 6.1.41-rechts).

	Außenzahnradpumpe		Innenzahnradpumpe	
	gerade	helical	mit Kompensation	ohne Kompensation
Nenndruck p_{Nenn}	250 bar	230 bar	330 bar	320 bar
Nennzahl n_{Nenn}	3500 U/min	3600 U/min	3600 U/min	3250 U/min

Tabelle 6.1.12: Nenn-Arbeitspunkte der Vergleichsgruppe

Hieraus lassen sich mehrere Erkenntnisse ableiten. So zeigt sich auch hier wieder die bereits zuvor beobachtete Optimierung aller Pumpen für ihren Nenn-Arbeitspunkt (vgl. Tabelle 6.1.12) bei hohem Druck und hoher Drehzahl, wo die Differenz der Wirkungsgrade unter 5 % liegt. Die geringen Differenzen sind auch der Auslöser der hier zwischen einzelnen Arbeitspunkten wechselnden Pumpen mit Rang 1, da hier die messtechnisch bedingten Abweichungen und äußeren störenden Einflüsse in der

Größenordnung der Differenz liegen und daher in diesen Bereichen mit Differenzen $< 5\%$ (rot eingefärbt in Abb. 6.1.41-rechts) keine sichere Aussage getroffen werden kann.

Eindeutige Aussagen erlauben die großen Unterschiede von bis zu 30 %, die sich in den Teillastbereichen, besonders zu den unteren Rändern des Arbeitsbereiches, also niedrigen Drücken oder kleinen Drehzahlen, ergeben. Diese können auf die zuvor analysierten, prinzipbedingt unterschiedlichen, volumetrischen und hydraulisch-mechanischen Eigenschaften der Pumpen (vgl. Kapitel 6.1.3) im Zusammenspiel mit der sich arbeitspunktabhängig ändernden Signifikanz der Teilwirkungsgrade zurückgeführt werden (vgl. Kapitel 4).

Besonders deutlich lässt sich dieses Verhalten an einem Vergleich der schraubenverzahnten Außenzahnradpumpe und der druckkompensierten Innenzahnradpumpe darstellen und belegen. Dazu werden Differenzkennfelder gebildet, die für jeden Arbeitspunkt jeweils die Wirkungsgraddifferenz gemäß Gleichung 6-1-25 enthalten

$$\Delta\eta(p, Q) = \eta_{AZP}(p, Q) - \eta_{IZP}(p, Q) \quad \text{Gl. 6-1-25}$$

Betrachtet man den volumetrischen Wirkungsgrad (Abb. 6.1.43), so wird deutlich, dass die Innenzahnradpumpe über den gesamten Arbeitsbereich geringere Verluste aufweist als die Außenzahnradpumpe und damit einen höheren volumetrischen Wirkungsgrad besitzt. Dies ist auf die geringere innere Leckage dieses Pumpentyps zurückzuführen, was auch durch die Leckagemessung bestätigt wird. Eindeutig zu erkennen ist auch der steigende Einfluss der Leckage auf den Wirkungsgrad hin zu kleineren Drehzahlen bzw. effektiven Volumenströmen. Hier ergibt sich für einzelne Arbeitspunkte ein um mehr als 20 % höherer volumetrischer Wirkungsgrad für die Innenzahnradpumpe mit druckabhängiger Dichtspaltkompensation (orange in Abb. 6.1.42)

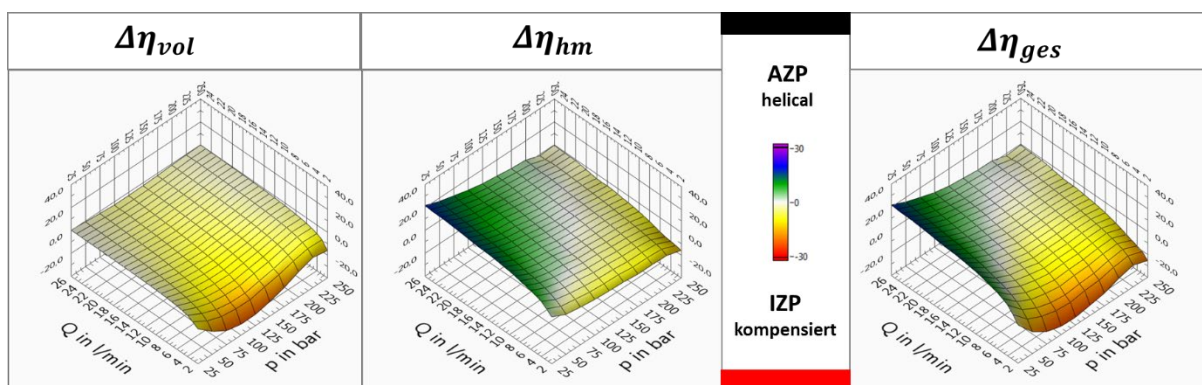


Abbildung 6.1.42.: Differenz der Wirkungsgrade von schraubenverzahnter Außen- und druckkompensierter Innenzahnradpumpe in absoluten Prozent

Im hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad dagegen ergibt sich ein zweigeteiltes Bild. Die Innenzahnradpumpe hat hier nur im Bereich hoher Drücke, besonders auch in Verbindung mit niedrigeren Volumenströmen und Drehzahlen, einen um bis zu 10 % besseren Wirkungsgrad. Bei hohen

Volumenströmen und insbesondere niedrigen Drücken dagegen sind die Verluste der Außenzahnpumpe geringer und sie erreicht einen um 15 % bis 20 % höheren Wirkungsgrad. Grund für dieses Verhalten sind die geringeren Reibungsverluste der Außenzahnpumpe bei niedrigen Drücken, die jedoch wegen der axialen Kräfte mit dem Druck stark ansteigen, während der Anstieg der Innenzahnpumpe nur moderat erfolgt.

Werden die beiden Teilwirkungsgrade zusammengefasst, überlagern sich die volumetrischen und hydraulisch-mechanischen Eigenschaften, was insbesondere im Bereich niedriger Drehzahlen die Differenz in der Effizienz noch verstärkt.

6.1.4.2 Kennfeldbasierte Methode zur Berücksichtigung der Temperatur

Einen weiteren Einfluss auf die Effizienz seitens des Prozesses stellt die Fluidtemperatur dar. Mit steigender Temperatur nimmt die Viskosität des Fluids ab, was zu einem sinkenden volumetrischen Wirkungsgrad wegen einer erhöhten Leckage an den internen Undichtigkeiten führt. Gleichzeitig steigt der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad, da eine abnehmende Viskosität die Reibung und damit die hieraus resultierenden Verluste reduziert. Für den resultierenden Gesamtwirkungsgrad der Pumpe ist neben dieser Temperaturabhängigkeit der Teilwirkungsgrade auch der Arbeitspunkt entscheidend. In Arbeitspunkten mit überwiegender Bedeutung der volumetrischen Eigenschaften überwiegt auch deren negative Temperaturabhängigkeit, in Arbeitspunkten mit stärkerer Bedeutung der hydraulisch-mechanischen Eigenschaften dagegen deren positive Temperaturabhängigkeit im Gesamtwirkungsgrad. Es findet also eine zusätzliche Gewichtung der Temperaturabhängigkeit der Teilwirkungsgrade durch die arbeitspunktspezifische Signifikanz der Verluste in der Pumpe statt.

Um ein Maß dieser Gewichtung zu erhalten, kennzeichnend ob die Signifikanz der volumetrischen oder hydraulisch-mechanischen Eigenschaften überwiegt, wird zuerst für jeden Arbeitspunkt das Verhältnis der volumetrischen zur hydraulisch-mechanischen Verlustleistung Π (Gl. 6-1-26) gebildet:

$$\Pi(p, n) = \frac{1 - \eta_{vol}}{1 - \eta_{hm}} = \frac{P_{Loss,vol}(p, n)}{P_{Loss,hm}(p, n)} \quad \text{Gl. 6-1-26}$$

Hieraus lässt sich ablesen, welcher der beiden Einflüsse in einem Arbeitspunkt dominiert:

$$\alpha_v = \text{sgn}(1 - \Pi(p, n)) = \text{sgn}\left(1 - \frac{P_{Loss,vol}(p, n)}{P_{Loss,hm}(p, n)}\right) \quad \text{Gl. 6-1-27}$$

Für negative Vorzeichen ($\alpha_v = -1$) dominiert der Einfluss der Volumetrie, für positive Vorzeichen ($\alpha_v = 1$) dagegen der Einfluss der hydraulisch-mechanischen Verluste.

Das Verhältnis Π eignet sich nur schlecht zur Darstellung und Quantifizierung der Dominanz, da Π bei Dominanz des Zählers, also der Volumetrie, gegen ∞ strebt, während es bei Dominanz des Nenners gegen 0 strebt.

Hierdurch ergibt sich eine Asymmetrie der Darstellung, weshalb das gewichtete Verlustleistungsverhältnis Π_V definiert wird:

$$\Pi_V(p, n) = \alpha_V * (1 - \Pi(p, n))^{\alpha_V} \quad \text{Gl. 6-1-28}$$

Abbildung 6.1.43 zeigt beispielhaft das gewichtete Verlustleistungsverhältnis Π_V für eine spaltkompensierte Innenzahnradpumpe (links) und einer Außenzahnradpumpe (rechts).

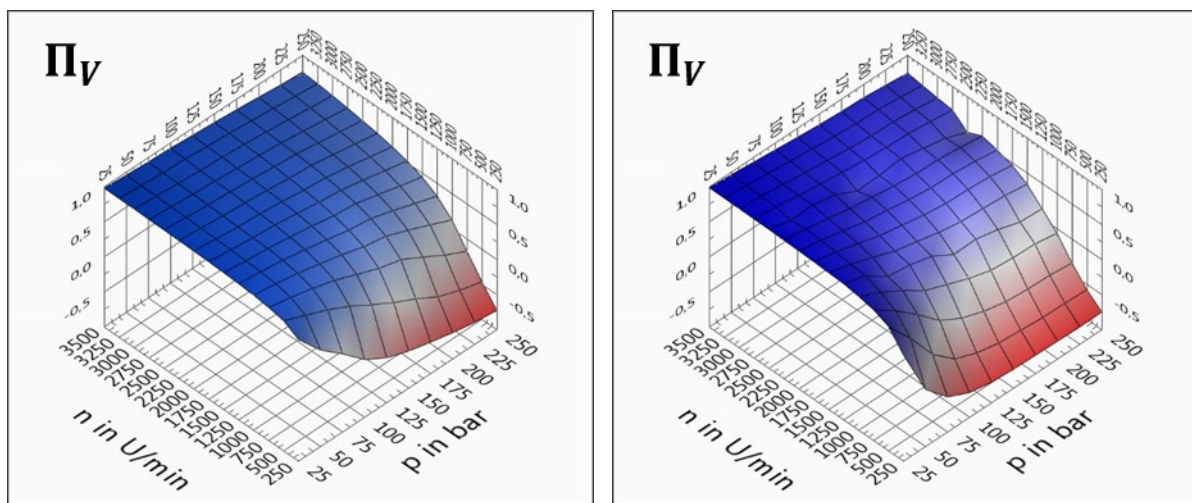


Abbildung 6.1.43: Gewichtetes Verlustleistungsverhältnis Π_V am Beispiel einer spaltkompensierten Innenzahnradpumpe (links) und einer Außenzahnradpumpe (rechts)

Die in blau dargestellten Bereiche mit einem gewichteten Verlustleistungsverhältnis $\Pi_V > 0$ zeigen Arbeitspunkte mit dominantem Einfluss der hydraulisch-mechanischen Verluste und damit auch deren Temperaturabhängigkeit. Dagegen dominiert in den rot eingefärbten Bereichen mit $\Pi_V < 0$ der Einfluss der Volumetrie. Bei einem Verlustleistungsverhältnis $\Pi_V = 0$ sind beide Verluste gleich groß. Ihre Einflüsse halten sich die Waage.

Abbildung 6.1.44 zeigt die Veränderung der Teil- und des Pumpengesamtwirkungsgrads einer Außenzahnradpumpe, ausgehend von einer Fluidtemperatur von 30 °C, im Bereich bis zu 50 °C. Im Nennarbeitspunkt bei 250 bar und 3500 U_{\min} sorgt die viermal höhere positive Änderung des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads von 0,15 %/°C gegenüber der negativen Änderung des volumetrischen Wirkungsgrads von 0,04 %/°C für einen ebenfalls mit der Temperatur ansteigenden Gesamtwirkungsgrad von 0,12 %/°C. Unter Teillast, bei 50 bar und 500 U_{\min} , kehrt sich dieses Verhalten jedoch um und die negative Änderung des volumetrischen Wirkungsgrads von über 0,22 %/°C dominiert, auch der Gesamtwirkungsgrad fällt mit der Temperatur um 0,17 %/°C.

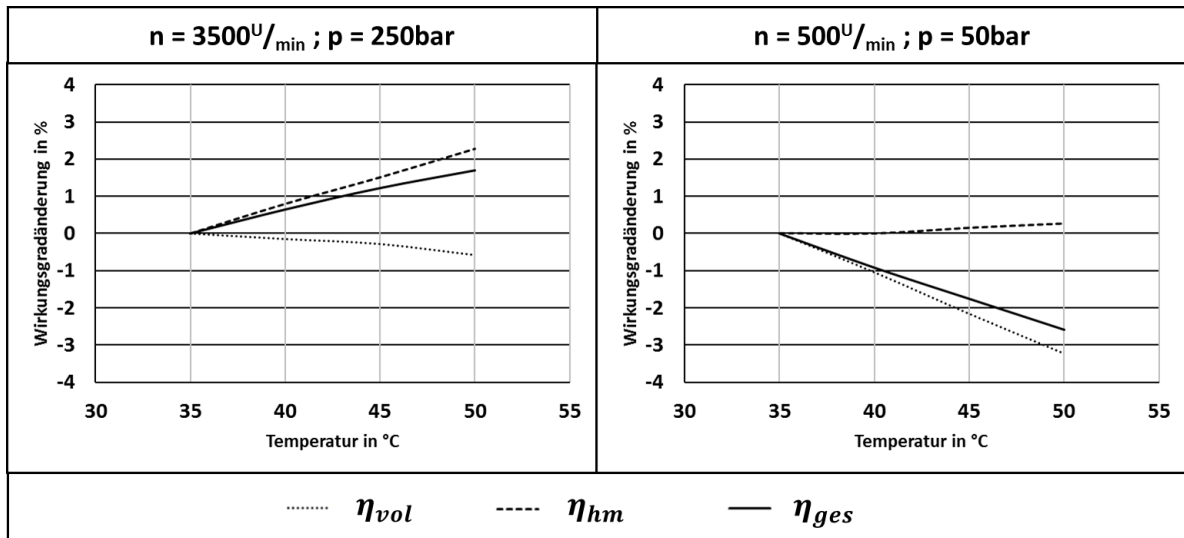


Abbildung 6.1.44: Temperaturbedingte Änderungen der Wirkungsgrade einer Außenzahnradpumpe für den Nennarbeitspunkt und einen Arbeitspunkt kleiner Last und Drehzahl

Um das Temperaturverhalten im gesamten Arbeitsbereich analysieren zu können, sind auch hier Kennfelder erstellt worden. Dazu wird der, im betrachteten Temperaturbereich zwischen 20 °C und 50 °C, annähernd lineare Zusammenhang der Wirkungsgrade von der Temperatur ausgenutzt und aus den gemessenen Wirkungsgraden über der Temperatur durch lineare Regression die Temperaturabhängigkeit $TK_{p,Q}$ als Steigung dieser Regressionsgeraden für jeden Arbeitspunkt separat mittels der Methode der kleinsten Quadrate bestimmt. Die Berechnung der Wirkungsgrade ist gemäß Gl. 6-1-29:

$$\eta_{p,Q}(\vartheta) = \eta_{p,Q}(40^\circ\text{C}) + TK_{p,Q} * (\vartheta - 40^\circ\text{C}) \quad \text{Gl. 6-1-29}$$

Die weiß gekennzeichneten Flächen der Kennfelder stellen Bereiche dar, in welchen sich Steigungen im Bereich +/- 0,02 % ergeben, für welche sich durch eine Fehlerabschätzung ergibt, dass hier keine sichere Aussage getroffen werden kann.

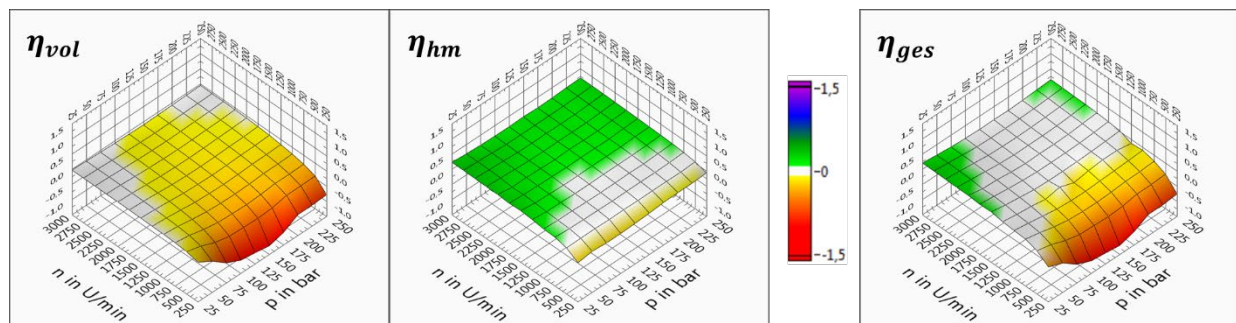


Abbildung 6.1.45: Temperaturabhängigkeit $TK_{p,Q}$ der Wirkungsgrade einer Außenzahnradpumpe in % pro °C Temperaturerhöhung (Lineare Regression im Bereich 20 °C bis 50 °C)

Bei der Außenzahnradpumpe (Abb. 6.1.45) ergibt sich für den volumetrischen Wirkungsgrad im gesamten Arbeitsbereich der erwartete negative Temperaturkoeffizient, der mit sinkender Drehzahl

noch stärker negativ wird. Diese wird durch die steigende Signifikanz der Leckageveränderung bei der Berechnung des Wirkungsgrads ausgelöst.

Für den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad ergibt sich der ebenfalls erwartete positive Temperaturkoeffizient, der jedoch mit sinkender Drehzahl ebenfalls kleiner wird. Im Bereich niedrigster Drehzahlen, wegen hier auftretender Mischreibung und der nicht mehr korrekt arbeitenden hydrodynamischen Lagerung, kann es sogar zu einem negativen Temperaturkoeffizienten kommen. Durch die Überlagerung der positiven und negativen Abhängigkeiten der Teilwirkungsgrade ergibt sich für den Gesamtwirkungsgrad und große Teile des Arbeitsbereichs bei Drehzahlen größer $1000 \text{ } 1/\text{min}$ keine oder nur eine geringe Temperaturabhängigkeit. Bei Drehzahlen darunter wirkt sich jedoch die negative Abhängigkeit des volumetrischen Wirkungsgrads stark aus und auch der Gesamtwirkungsgrad sinkt um bis zu $-0,11 \text{ } \%$ pro $^{\circ}\text{C}$.

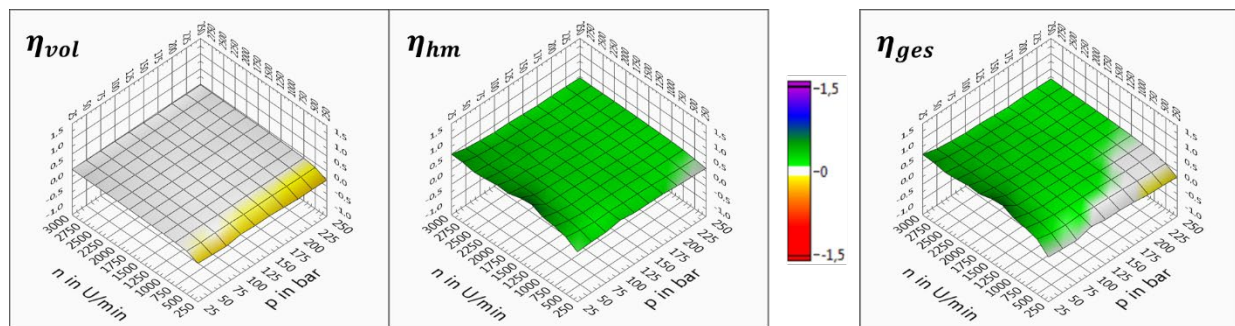


Abbildung 6.1.46: Temperaturabhängigkeit der Wirkungsgrade einer Innenzahnradpumpe in % pro $^{\circ}\text{C}$ Temperaturerhöhung (Lineare Regression im Bereich $20 \text{ } ^{\circ}\text{C}$ bis $50 \text{ } ^{\circ}\text{C}$)

Auch bei der Innenzahnradpumpe treten die gleichen Temperaturabhängigkeiten auf, negativ für den volumetrischen und positiv für den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad (Abb. 6.1.46).

Jedoch ist, bedingt durch die geringere Leckage dieses Pumpentyps, auch die Temperaturabhängigkeit des volumetrischen Wirkungsgrads wesentlich geringer, sie erreicht hier maximal einen Koeffizienten von $-0,03 \text{ } \%/^{\circ}\text{C}$. Die höheren Reibungsverluste dagegen führen auch zu einer erhöhten Temperaturabhängigkeit des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads, welcher Koeffizienten bis zu $0,07 \text{ } \%/^{\circ}\text{C}$ erreicht. Somit verschieben sich für den Gesamtwirkungsgrad die Signifikanzen der Teilwirkungsgrade und es ergibt sich ein von dem hydraulisch-mechanischen Einfluss dominierter Temperaturkoeffizient bis $0,06 \text{ } \%/^{\circ}\text{C}$, nur im Bereich kleinster Drehzahlen und hoher Drücke tritt mit Koeffizienten um $-0,02 \text{ } \%/^{\circ}\text{C}$ eine minimale negative Abhängigkeit von der Temperatur auf, da hier die Volumetrie wieder im Einfluss überwiegt.

6.1.4.3 Zusammenfassung der Einflüsse bei Zahnradpumpen

Zusammenfassend lassen sich die Wechselwirkungen zwischen den Parametereinflüssen und den Prozessgrößen wie folgt darstellen:

- Arbeitspunktabhängige Signifikanz von volumetrischen und hydraulisch-mechanischen Eigenschaften
 - Die Pumpenvolumetrie beeinflusst den Wirkungsgrad in besonderem Maße in Betriebspunkten bei geringer Drehzahl und damit geringem effektivem Volumenstrom
 - Das hydraulisch-mechanische Verhalten dagegen besitzt hohe Signifikanz für den Wirkungsgrad insbesondere mit steigender Drehzahl und bei kleinen Lasten/Drücken
- Volumetrische Verluste steigen mit dem Druck, sind jedoch stark abhängig von der Auslegung der Druckkompensation
- Volumetrie mit hoher Sensitivität gegenüber Variationen der konstruktiven Parameter
 - Außenzahnradpumpen mit erhöhten Leckagen im Bereich des Nenndruckes
 - Wirksamere Druckkompensation bei Innenzahnradpumpen möglich, was eine geringe Leckage im Bereich des Nenndruckes zur Folge hat
- Reibungsverluste steigen mit der Drehzahl und stark im Mischreibungsbereich bei kleinsten Drehzahlen
- Hydraulisch-mechanische Verluste zeigen starke Abhängigkeit vom Pumpenprinzip
 - Schraubenverzahnte Außenzahnradpumpen mit druckabhängig steigender Reibung durch Axialkräfte
 - Druckkompensation erhöht die Reibung mit steigendem Druck
- Volumetrischer Wirkungsgrad sinkt mit steigender Temperatur
- Hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad steigt mit der Temperatur
- Temperaturverhalten des Pumpen-Gesamtwirkungsgrads stark arbeitspunktabhängig
 - sinkt mit der Temperatur in Arbeitspunkten mit überwiegender Signifikanz der volumetrischen Eigenschaften: Verlustleistungsverhältnis $\Pi_V < 0$
 - steigt mit der Temperatur in Arbeitspunkten mit überwiegender Signifikanz der hydraulisch-mechanischen Eigenschaften: Verlustleistungsverhältnis $\Pi_V > 0$

6.2 Systemebene – Analyse des Motor-Pumpen-Aggregats

Nach der eingehenden Analyse der Pumpenprinzipien, ihrer Konstruktionsparameter sowie der Einflussgrößen des Prozesses erfolgt im nächsten Schritt der Methodenentwicklung die Erweiterung der Wandlungskette um die elektromechanische Wandlung. Hierzu wurde zuerst das auf dem konstruierten Prüfstand vorhandene System aus Servoverstärker und permanentmagnetisch erregtem Synchronmotor eingehend analysiert und ein Wirkungsgradkennfeld erstellt. Mittels Herstellerdaten wurden dann im zweiten Schritt hieraus Kennfelder für weitere Baugrößen der gleichen Motorfamilie abgeleitet und mit diesen schließlich die Wechselwirkungen im System Pumpenantrieb analysiert, um die Methode um eine Strategie für effizient abgestimmte Motor-Pumpen-Aggregate zu erweitern.

6.2.1 Motorkennfeld und elektromechanische Wandlungsverluste

Die Analyse der elektromechanischen Wandlungsverluste und darauf aufbauend die Kennfeldmessung erfolgte mit den Daten der zuvor durchgeführten Pumpenuntersuchungen. Bei allen vollzogenen Messungen, auch denen mit Untersuchungsfokus auf der Pumpe als Einzelkomponente, wurden die Daten der elektrischen Wandlung mit aufgezeichnet. Somit ergeben sich einerseits komplette Datensätze zur Wandlungskette des konkreten Motor-Pumpen-Aggregats, von der elektrischen Energiezufuhr ins hydraulische System. Gleichzeitig stehen aber auch, betrachtet man die Pumpe als reine Lasteinheit, Datensätze mit Informationen zur rein elektromechanischen Wandlung bis zu Pumpenwelle zur Verfügung.

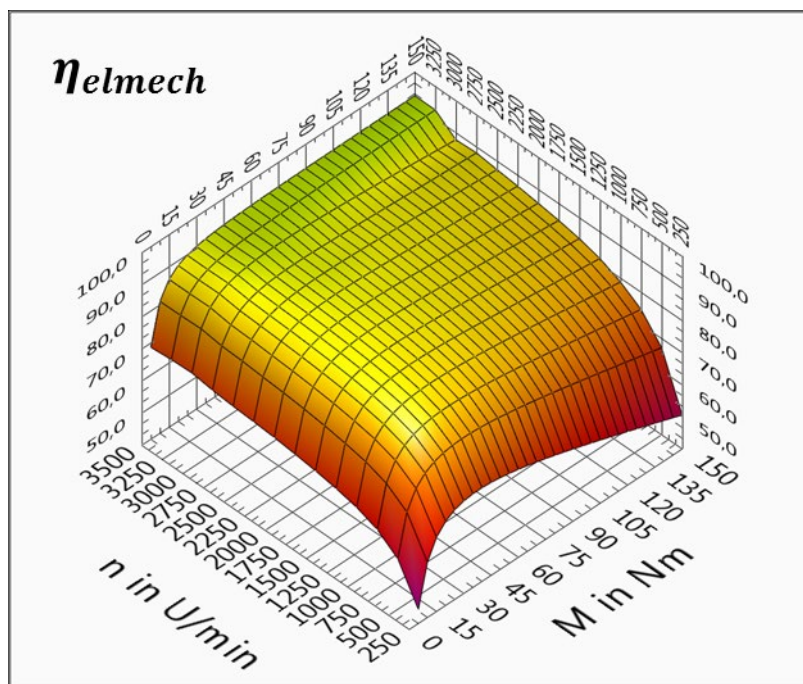


Abbildung 6.2.1: Elektrisch-mechanischer Wirkungsgrad (in %) für die Kombination aus permanentmagnetisch erregtem B&R-Synchronmotor und Servoverstärker; $P = 25 \text{ kW}$, $M_{Nenn} = 63 \text{ Nm}$, $n_{Nenn} = 3000 \text{ U/min}$

Für die Antriebseinheit, beschrieben in Tabelle 6.2.1, ergibt sich das Kennfeld für den elektromechanischen Wirkungsgrad (Abb. 6.2.1) dann durch eine Überlagerung der pumpenspezifischen Teilkennfelder. Durch die Überlagerung werden einerseits statistische Messungenauigkeiten durch eine Maximierung der verfügbaren Datensätze pro Stützstelle reduziert und gleichzeitig die Auflösung der Messung insbesondere bei kleinen Drehmomenten durch eine höhere Zahl an Stützstellen verbessert.

Der hier verwendete permanenterrregte 20 kW Synchronmotor mit einem Nennmoment von 63 Nm und einer Nenndrehzahl von 3000 U_{\min} erreicht Wirkungsgrade über 80 %.

Synchronmotor

Nennmoment M_N	62,92 Nm	Maximalmoment M_{Max}	204 Nm
Nenndrehzahl n_N	3000 U_{\min}	Höchstdrehzahl n_{Max}	3600 U_{\min}
Nennleistung P_N	19,77 kW		

Servoverstärker

Motor-Dauerstrom I_D	64 A_{eff}	Motor-Spitzenstrom I_{max}	200 A_{eff}
------------------------	--------------	------------------------------	---------------

Tabelle 6.2.1: Kenndaten des Elektromotors und des Servoverstärkers

Insbesondere bei hohen Drehzahlen, im Bereich $\pm 500 U_{\min}$ um die Nenndrehzahl, fällt der Wirkungsgrad lediglich hin zu Drehmomenten $< 1/3$ des Nennmoments deutlich auf 70 % ab. Selbst hin zu hohen Lasten, bis zum 1,5-fachen des Nennmoments, sinkt der Wirkungsgrad nicht unter 90 %.

Sinkt jedoch die Drehzahl, nimmt auch der elektrisch-mechanische Wirkungsgrad ab. Dies ist insbesondere im Bereich kleinster Lasten, unter 15 Nm, wie auch der Lasten oberhalb des Nennmoments deutlich. Hier fällt der Wirkungsgrad unterhalb von 1000 U_{\min} unter 80 % und sinkt bei 250 U_{\min} weiter bis auf 50 % ab.

6.2.2 Analyse der Wechselwirkungen im System Pumpenantrieb

Bisher wurden die Pumpen sowie die elektrische Antriebseinheit getrennt voneinander betrachtet, im nun folgenden Schritt wird diese Betrachtung auf das System aus Pumpe und Antrieb zusammen ausgeweitet. Hierzu stehen die Messergebnisse der Pumpenuntersuchungen zur Verfügung, bei welchen die elektromechanische Wandlung ebenfalls erfasst wurde.

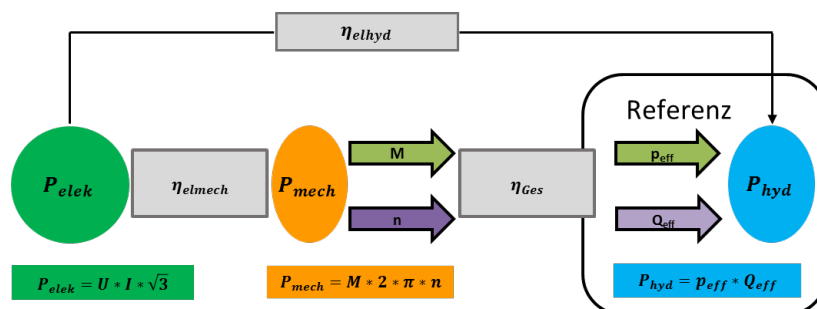


Abbildung 6.2.2: Elektrisch-hydraulische Wandlungskette für das System aus Pumpe und elektrischem Antrieb

Diese Messungen enthalten jedoch nur die Informationen über das Verhalten genau dieser einen gemessenen Kombination. Um eine systematische Analyse der allgemeingültigen Wechselwirkungen zu erhalten, werden daher die beiden Schritte der Wandlungskette separat untersucht und die Kennfelder rechnerisch verknüpft.

Die Kopplung der beiden Komponenten erfolgt über die Pumpenwelle und die hier übertragene mechanische Leistung; hierüber erfolgt auch die Verknüpfung der beiden Wandlungsprozesse in Form von definierten Arbeitspunkten. Die Referenz liegt weiter im hydraulischen Prozess und wird über Druck und Volumenstrom definiert.

Aus dem Datensatz der Pumpe können dann für jede dieser Stützstellen aus Druck und Volumenstrom die zugehörige Drehzahl sowie das benötigte Antriebsmoment bestimmt werden. Somit ist eine eindeutige Zuordnung der Stützstelle $\eta_{elmech}(M, n)$ der elektromechanischen Wandlung zur Stützstelle $\eta_{Ges}(p_{eff}, Q_{eff})$ der mechanisch-hydraulischen Wandlung gegeben. Durch Multiplikation der beiden Teilwirkungsgrade von Pumpe und elektrischem Antrieb erhält man dann den Systemwirkungsgrad $\eta_{elhyda}(p_{eff}, Q_{eff})$.

Die Auslegung des Antriebs für eine Innenzahradpumpe mit 19 cm^3 Verdrängervolumen, die im Arbeitsbereich bis 250 bar und bei Drehzahlen bis $3500 \text{ U}/_{\text{min}}$ (entspricht $Q_{eff} = 66 \text{ l}/_{\text{min}}$) eingesetzt werden soll, zeigt exemplarisch die Wechselwirkung von Pumpe und Antrieb. Zwei Motoren gleichen Aufbaus und Herstellers, lediglich in zwei unterschiedlichen Leistungsstufen und mit dem gleichen Servoverstärker betrieben, wurden für den Antrieb ausgewählt, Tabelle 6.2.2 zeigt ihre Leistungsdaten.

Beide Motoren sind seitens der Leistungsdaten für den Antrieb geeignet, der größere Motor wird bei Höchstlast mit dem 1,5-fachen des Nennmoments belastet, der kleinere Motor muss hier das 3-fache des Nennmoments bewältigen. Durch das größere Übermoment erwärmt sich der kleinere Motor schneller, was eine Systemwechselwirkung darstellt und somit einen Einfluss auf den möglichen Zyklus hat. Das Verhältnis der Phasen höchster Last zur gesamten Zykluszeit muss so gewählt werden, dass es zu keiner Überhitzung des Motors kommt.

Synchronmotor 8LSC84			Synchronmotor 8LSC83		
Nennmoment M_N	62,92	Nm	Nennmoment M_N	35,1	Nm
Nenndrehzahl n_N	3000	$\text{U}/_{\text{min}}$	Nenndrehzahl n_N	3000	$\text{U}/_{\text{min}}$
Maximalmoment M_{Max}	204	Nm	Maximalmoment M_{Max}	120	Nm
Höchstdrehzahl n_{Max}	3600	$\text{U}/_{\text{min}}$	Höchstdrehzahl n_{Max}	3600	$\text{U}/_{\text{min}}$
Nennleistung P_N	19,77	kW	Nennleistung P_N	11	kW
Servoverstärker					
Motor-Dauerstrom I_D	64	A_{eff}	Motor-Spitzenstrom I_{max}	200	A_{eff}

Tabelle 6.2.2: Kenndaten des Servoverstärkers und der beiden Elektromotoren für den Antriebsvergleich

Neben diesen Restriktionen, die sich seitens des Prozessdesigns bei der Auswahl des Antriebs ergeben können, wirkt sich diese Auswahl auch auf die Effizienz des Systems aus. Abbildung 6.2.3 zeigt die Differenz der elektromechanischen Wirkungsgrade der beiden in Tabelle 6.2.2 beschriebenen Synchronmotoren, jeweils mit der gleichen 19 cm³ Pumpe als Last und dem gleichen Servoverstärker.

Positive Werte (grün-blaues Farbspektrum) bedeuten einen höheren Wirkungsgrad des leistungsstärkeren Motors 8LSC84, negative Werte (gelb-rotes Spektrum) dagegen einen höheren Wirkungsgrad des kleineren Motors 8LSC83.

Im Bereich hoher Lasten, insbesondere, wenn gleichzeitig niedrige Volumenströme benötigt werden (rechte Ecke in Abb. 6.2.3), machen sich die hier fallenden Wirkungsgrade der Motoren (vgl. Abb. 6.2.1) bei dem kleinen Motor stärker bemerkbar, da er eine höhere Überlast bewältigen muss. Sein Wirkungsgrad liegt hier bis zu 15 % unter dem des größeren Motors.

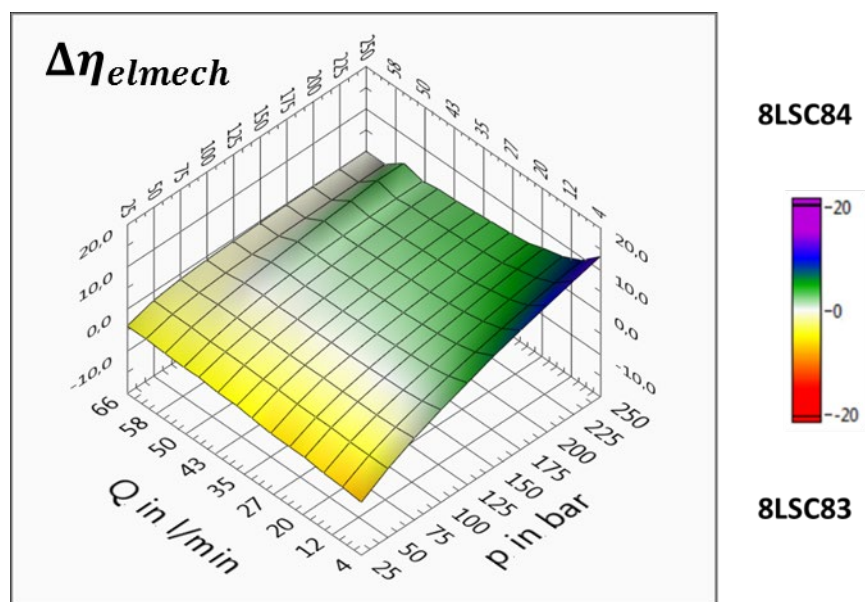


Abbildung 6.2.3: Differenz der Wirkungsgrade η_{elmech} (in %) der beiden Kombination aus Synchronmotor und Servoverstärker, Belastung durch die gleiche 19 cm³ Innenzahnradpumpe; 8LSC84 mit $M_{Nenn} = 63$ Nm, 8LSC83 mit $M_{Nenn} = 35$ Nm

Im Gegensatz dazu wirkt sich im Bereich kleiner Lasten (linke vordere Flanke in Abb. 6.2.3) der stark fallende Wirkungsgrad der Motoren im Teillastbereich bei dem größeren Motor stärker aus als dies bei dem kleineren der Fall ist, da dieser hier bereits weit im Teillastbereich arbeiten muss. Hier kehrt sich der Wirkungsgradvorteil um und der kleinere Motor arbeitet mit bis zu 8 % höherer Effizienz.

6.3 Prozessebene – Potentiale durch Anpassung des Gesamtprozesses

Die Analysen sowohl der Einzelkomponenten wie auch des Systems aus Pumpe und Antrieb haben gezeigt, dass hier jeweils Stärken und Schwächen quantifiziert wie auch prinzipielle Vorzugskombinationen benannt werden können. Jedoch spielt für alle diese Aussagen immer auch der Arbeitspunkt eine entscheidende Rolle, in welchem eine Pumpe oder auch ein Pumpenantrieb eingesetzt wird. Eine abschließende Effizienzbewertung kann daher nur durch einen prozessorientierten Ansatz erfolgen. Der Prozess, also die Anwendung für welche der Antrieb ausgelegt werden soll, hat entscheidenden Einfluss auf die Effizienz der Einzelkomponenten und noch stärker auf die des Antriebssystems.

Die optimale Auslegung kann nicht alleine auf Eckleistungen basieren, sondern muss unter Berücksichtigung des gesamten Prozesses der Anwendung erfolgen. Hierzu wird im ersten Schritt der Prozess durch seine Parameter als Information über der Zeit abstrahiert.

Mit dieser Information werden dann Energieberechnungen für die Wandlungskette der Motor-Pumpen-Aggregate durchgeführt und die zykluspezifische Energieaufnahme $E_{e|}$ als Bewertungsgröße abgeleitet.

Schließlich wird gezeigt wie, aufbauend auf der Effizienzbewertung des Systems, Prozessanpassungen abgeleitet werden können, durch welche die Gesamteffizienz noch weiter gesteigert werden kann.

6.3.1 Prozessgrößen, Bezugspunktdefinition und Energieberechnung

Bei der Auslegung hydraulischer Systeme gilt es, sehr unterschiedliche Anforderungen zu berücksichtigen. Die Mehrzahl dieser Anforderungen ist dabei sehr individuell und stark von der Art der Anwendung abhängig. Um die Effizienz von Systemen prozessbezogen analysieren und darauf basierend optimieren zu können, wird jedoch eine allgemeingültige Form benötigt, in welcher der Prozess der Anwendung berücksichtigt werden kann.

Eine solche geeignete Form stellen die Lastzyklen dar, in denen der Prozess in Gestalt der Prozessgrößen über der Zeit abstrahiert ist (vgl. Abb. 6.3.1). Systemgrenze zwischen Prozess und Antrieb ist der Druckanschluss der Hydraulikpumpe, alle dort angeschlossenen Leitungen und Komponenten zählen bereits zum Prozess und müssen daher in den Zyklen berücksichtigt werden. Welche Größen benötigt werden, ist abhängig von der weiteren Verwendung der Lastzyklen - für Effizienzberechnungen sind dies der Druck am Pumpenanschluss, der effektive Volumenstrom aus der Pumpe sowie die Fluidtemperatur. Liegt keine Information zum Verlauf der Fluidtemperatur über der Zeit vor, sollte diese möglichst genau abgeschätzt und als konstanter Wert über dem Zyklus angenommen werden, um den hieraus resultierenden Fehler gering zu halten.

Um nun Verluste analysieren und Effizienzvergleiche durchführen zu können, werden sowohl eine Vergleichsgröße wie auch ein fester Bezugspunkt benötigt.

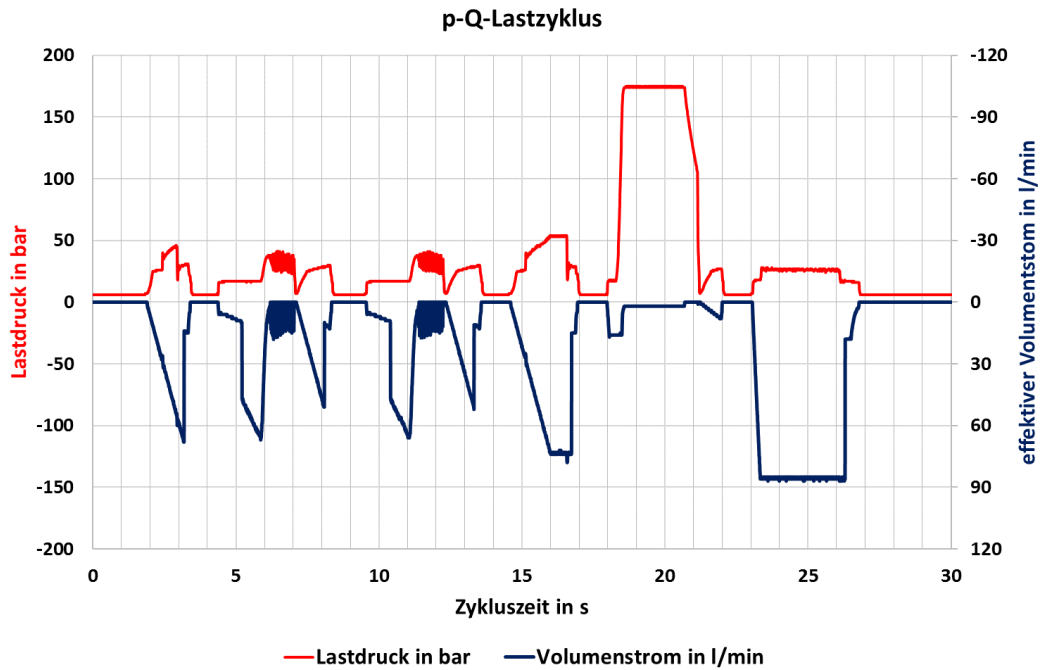


Abbildung 6.3.1: Lastzyklus mit Druck und effektivem Volumenstrom über der Zeit

Der Bezugspunkt liegt an der Systemgrenze, welche den Antrieb vom Prozess trennt (vgl. Abb. 6.2.2, Rahmen rechts). Die hier am Pumpenausgang abgegebene hydraulische Leistung P_{hyd} , berechnet aus den im Zyklus enthaltenen Prozessgrößen Druck und Volumenstrom, wird als Referenz der Leistungsberechnung definiert:

$$P_{el}(p, Q) = P_{mech}(p, Q) * \frac{1}{\eta_{elmech}} = \left(P_{hyd} * \frac{1}{\eta_{ges}} \right) * \frac{1}{\eta_{elmech}} \quad \text{Gl. 6-3-1}$$

Aus ihr können dann durch die Wandlungskette hindurch mittels der bestimmten Wirkungsgrade zuerst die benötigte mechanische Antriebsleistung an der Pumpenwelle P_{mech} und schließlich auch die benötigte elektrische Leistung an der Zuleitung P_{el} berechnet werden. Abb. 6.3.2 zeigt das hierbei angewandte Berechnungsschema. Die Berechnung erfolgt für jede der n Stützstellen des Lastzyklus separat.

Die Stützstelle wird neben der zeitlichen Information t durch den Druck p_i und den Volumenstrom Q_i definiert. Hieraus wird auch die Referenzleistung P_{hyd} gebildet. Durch Interpolation im Kennfeld des Pumpengesamtwirkungsgrades η_{ges} wird der dem Arbeitspunkt (p_i, Q_i) zugehörige Wirkungsgrad $\eta_{ges}(p_i, Q_i)$ berechnet.

Gleichzeitig wird aus den Matrizen der Messdaten für Antriebsmoment M und Drehzahl n , ebenfalls durch Interpolation, der dem hydraulischen Arbeitspunkt (p_i, Q_i) entsprechende mechanische Arbeitspunkt an der Pumpenwelle (M_i, n_i) und daraus auch die mechanische Antriebsleistung P_{mech} bestimmt. Dieser Arbeitspunkt an der Pumpenwelle wird auch für die weitere Berechnung der elektromechanischen Wandlung benötigt.

Erneut mittels Interpolation können für den Arbeitspunkt (M_i, n_i) aus dem Kennfeld der elektromechanischen Wandlung der Wirkungsgrad $\eta_{elmech}(M_i, n_i)$ sowie die elektrische Leistung an der Zuleitung P_{el} ermittelt werden. Für Kombinationen aus Pumpe und Antrieb, welche zusammen messtechnisch untersucht worden sind, kann der elektromechanische Wirkungsgrad auch direkt mit dem hydraulischen Arbeitspunkt (p_i, Q_i) bestimmt werden. Der so bestimmte Wirkungsgrad $\eta_{elmech}(p_i, Q_i)$ entspricht, bis auf durch die Interpolation bedingte minimale Abweichungen, dem zugehörigen Wirkungsgrad $\eta_{elmech}(M_i, n_i)$.

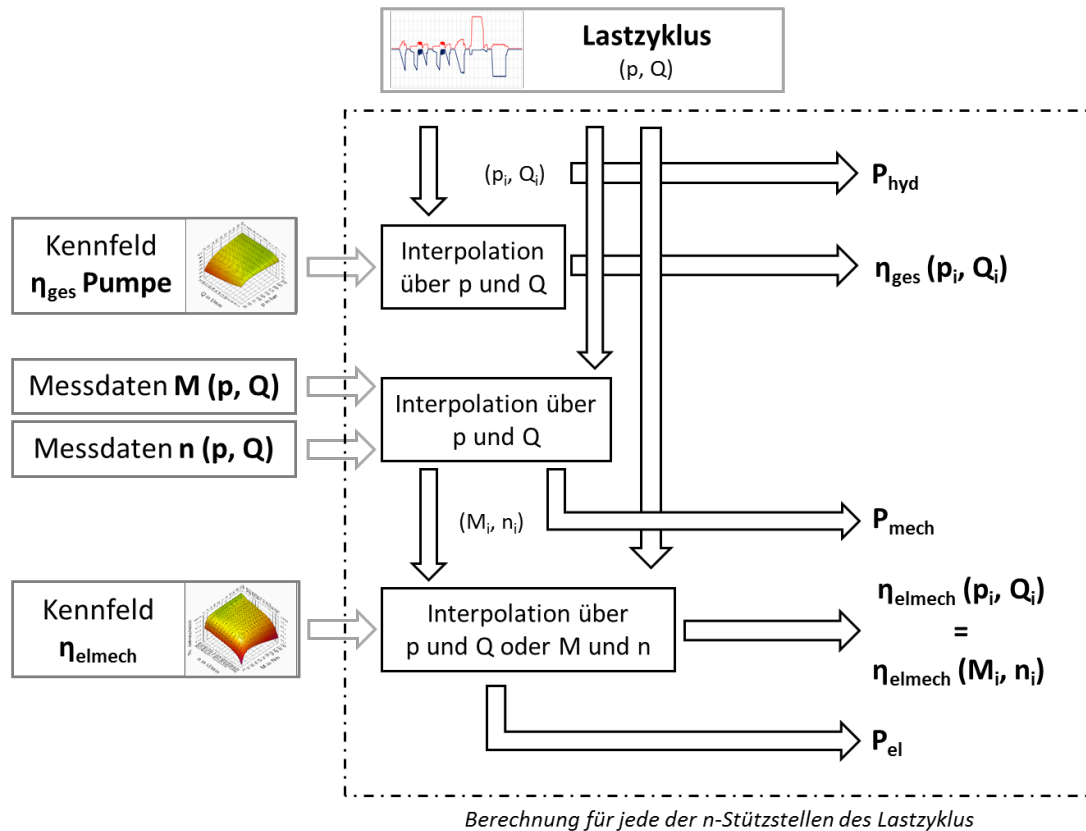


Abbildung 6.3.2: Berechnungsschema der Energiebilanzierung durch die Wandlungskette

Zusammen mit dem Lastzyklus erlaubt eine Darstellung der berechneten Leistungen wie in Abb. 6.3.3 die Analyse der Verluste über dem gesamten Zyklus. So ergeben sich für den hier dargestellten Zyklus insbesondere hohe Verluste in den Bereichen höchster Volumenströme, wie sie bei 16 s und 25 s auftreten.

Es lässt sich auch ableiten, dass diese Verluste in erster Linie in der Pumpe auftreten und nur in geringem Maße in der elektromechanischen Wandlung. Bei 25 s werden ca. 3,8 kW hydraulische Leistung (Abb. 6.3.3, blau) abgegeben, wofür eine mechanische Antriebsleistung (Abb. 6.3.3, gelb) von 7,1 kW und eine elektrische Eingangsleistung (Abb. 6.3.3, grün) von 8,1 kW benötigt werden. Somit gehen über der Pumpe 3,3 kW verloren, über dem Motor nur 1 kW, was einem Wirkungsgrad der Pumpe von 54 % und des elektrischen Antriebs von 88 % entspricht.

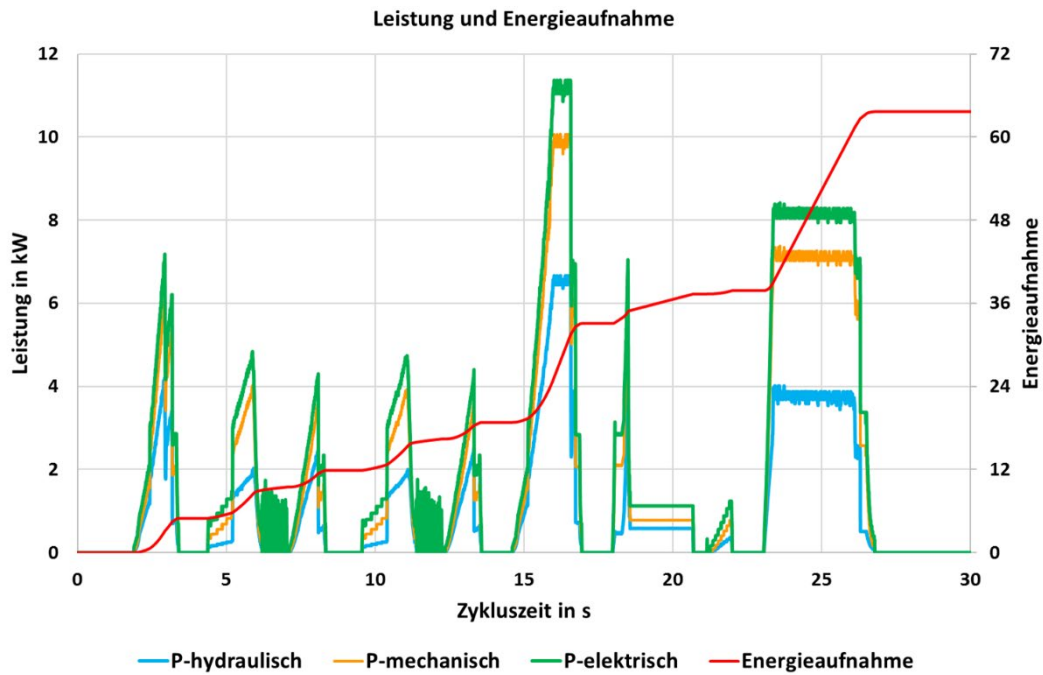


Abbildung 6.3.3: Berechnete Leistungen und elektrische Energieaufnahme über der Zykluszeit

Als Vergleichsgröße bei der Effizienzbewertung der Systeme wird dann die Energieaufnahme pro Zyklus an der elektrischen Zuleitung definiert, im Fall drehzahlvariabler Antriebe am Netzanschluss des Frequenzumrichters bzw. Servoverstärkers. Die zyklusspezifische Energieaufnahme berechnet sich durch Integration der elektrischen Leistung über die Zykluszeit T :

$$E_{el} = \int_0^T P_{el}(t) dt \quad \text{Gl. 6-3-2}$$

In gleicher Weise lassen sich auch die mechanische sowie hydraulische Energieaufnahme berechnen, wobei analog zur Leistung auch bei der Energie die hydraulische Energieaufnahme die Referenz und damit den Bezugspunkt darstellt:

$$E_{mech} = \int_0^T P_{mech}(t) dt \quad \text{Gl. 6-3-3}$$

$$E_{hyd} = \int_0^T P_{hyd}(t) dt = \text{Referenz} \quad \text{Gl. 6-3-4}$$

Mit diesen Werten ist es dann auch möglich, zyklusspezifische Wirkungsgrade zu bestimmen sowie auch mehrere optionale Systeme direkt miteinander zu vergleichen:

$$\hat{\eta}_{elhyd} = \frac{E_{hyd}}{E_{el}} ; \hat{\eta}_{elmech} = \frac{E_{mech}}{E_{el}} ; \hat{\eta}_{ges} = \frac{E_{hyd}}{E_{mech}} \quad \text{Gl. 6-3-5}$$

Ein solcher Vergleich ist beispielhaft für den Einpressvorgang einer Lagerbuchse in Abb. 6.3.4 gezeigt und lässt deutlich die unterschiedliche Effizienz der 4 möglichen Systeme erkennen.

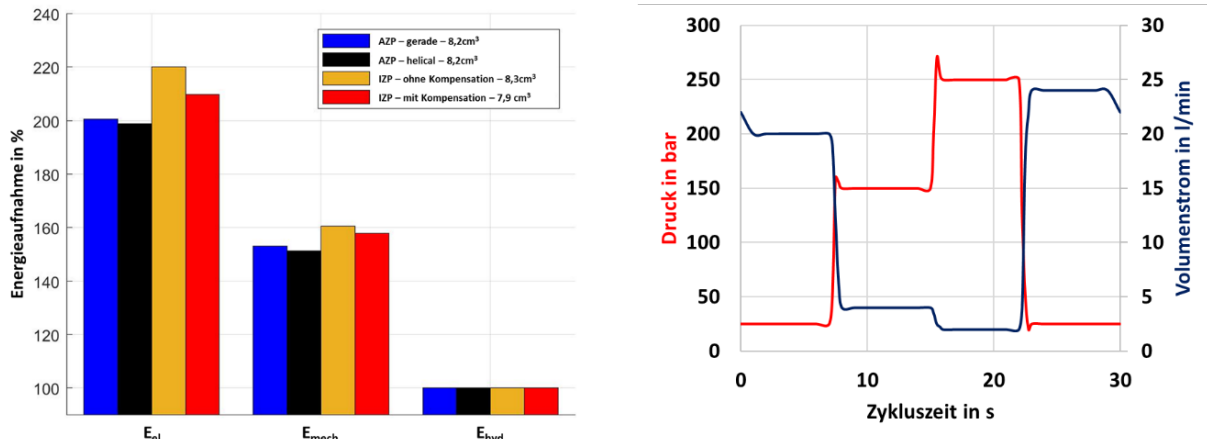


Abbildung 6.3.4: Prozentualer Vergleich der Energieaufnahmen 4 möglicher Systeme für den dargestellten Lastzyklus

Die Referenz, also die hydraulisch verwertbare Energie, ist als 100 % festgelegt und für alle Systeme gleich.

Die beiden Systeme mit Außenzahnpumpe liegen bei der Effizienz gleich auf und benötigen das doppelte der hydraulisch verwertbaren Energie am elektrischen Anschluss. Die beiden Innenzahnradsysteme besitzen in dieser Anwendung eine noch geringe Effizienz und benötigen 210 % bzw. 220 %.

6.3.2 Prozessanpassung

Aus der zyklusspezifischen Energieflussanalyse lassen sich mögliche Prozessanpassungen ableiten, welche auf Seiten des Antriebssystems zu einer weiteren Effizienzsteigerung führen können. Am Beispiel eines Zylinderantriebs mit drehzahlvariablem Pumpensystem lässt sich das theoretische Potential einer solchen Anpassung nachweisen.

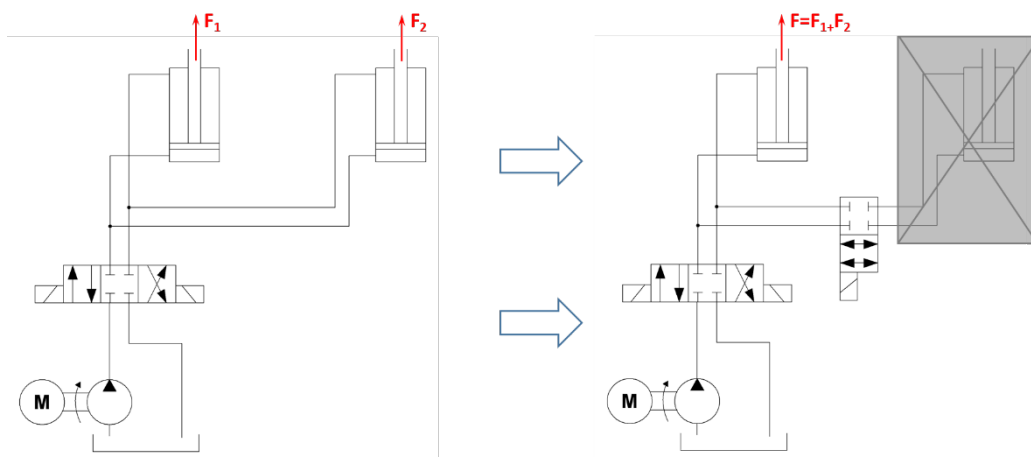


Abbildung 6.3.5: Schematische Darstellung des Zylinderantriebs und der Anpassung

Hier wird über zwei parallele Zylinder ein Werkzeug positioniert wie auch die Prozesskraft aufgebracht. Die zu erfüllende Anforderung seitens des Prozesses stellt hier neben einer mindestens zu erreichenden

Kraft insbesondere die mit den Zylindern anzufahrende Position dar (vgl. Abb. 6.3.5). Diese Randbedingungen dürfen bei der Anpassung des Prozesses nicht verletzt werden. Als Pumpe steht ein $31,5 \text{ cm}^3$ Innenzahnradpumpensystem mit einem Nenndruck von 300 bar und einer Höchstdrehzahl von $3000 \text{ U}/\text{min}$ zur Verfügung.

Die in Abbildung 6.3.6 als gepunktete Linien dargestellten Kurven zeigen Druck sowie Volumenstrom des ursprünglichen Systems. Mit maximalen Volumenströmen von $88 \text{ l}/\text{min}$ wird der Drehzahlbereich fast vollständig ausgenutzt, mit Spitzendrücken von 80 bar bleibt das System hier jedoch deutlich im Teillastbereich.

Diese Reserven werden aber benötigt, da verschieden schwere Werkzeuge eingesetzt werden und die Last damit stark variiert. Besonders diese Arbeitspunkte im Teillastbereich bei sehr hohem Volumenstrom und damit auch hoher Drehzahl führen im eingesetzten System mit druckkompensierter Innenzahnradpumpe jedoch zu ebenfalls hohen Verlusten, in erster Linie hydraulisch-mechanischer Art. Die Berechnung der hydraulischen, mechanischen und elektrischen Leistungen (Abb. 6.3.7, gepunktete Linien, PD2) zeigt bei maximalem Volumenstrom (Sekunde 22 bis 25 im Zyklus) einen Pumpenwirkungsgrad von nur 45 %, die elektrische Wandlung bewegt sich mit 85 % noch im Bereich akzeptabler Verluste.

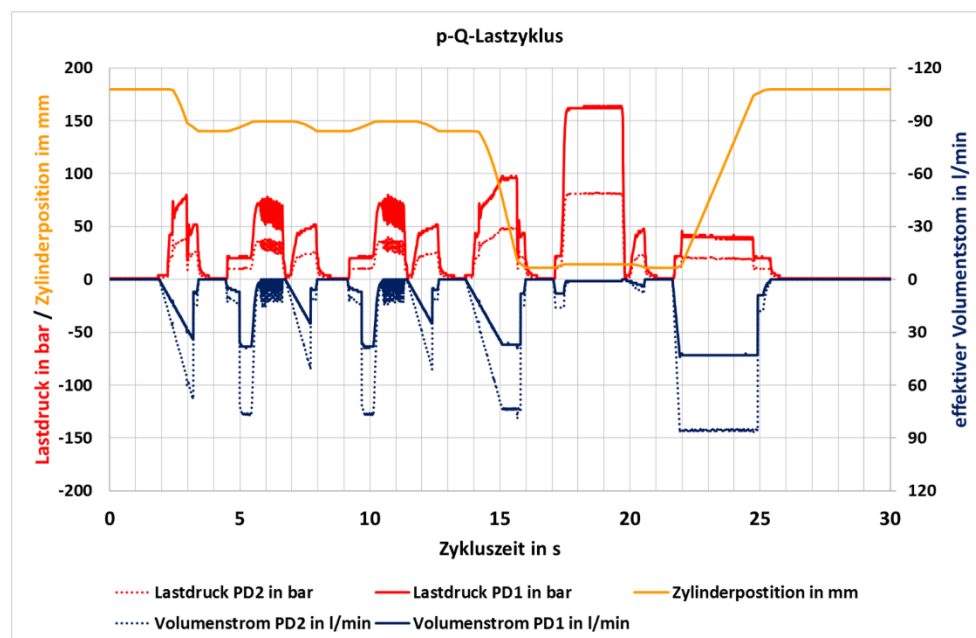


Abbildung 6.3.6: Positionsvorgabe und Lastzyklen des ursprünglichen und angepassten Systems

Eine Verbesserung des Wirkungsgrades der Pumpe kann erfolgen, indem das Drehzahlniveau gesenkt wird. Dies kann in dieser Anwendung beispielsweise realisiert werden, indem einer der beiden parallelen Zylinder mittels eines Ventils abschaltbar gestaltet wird (Abb. 6.3.5). Hierdurch verdoppelt sich der

Druck, welcher benötigt wird um mit dem einzelnen Zylinder die gleiche Kraft wie mit beiden Zylindern aufbringen zu können, auf 160 bar.

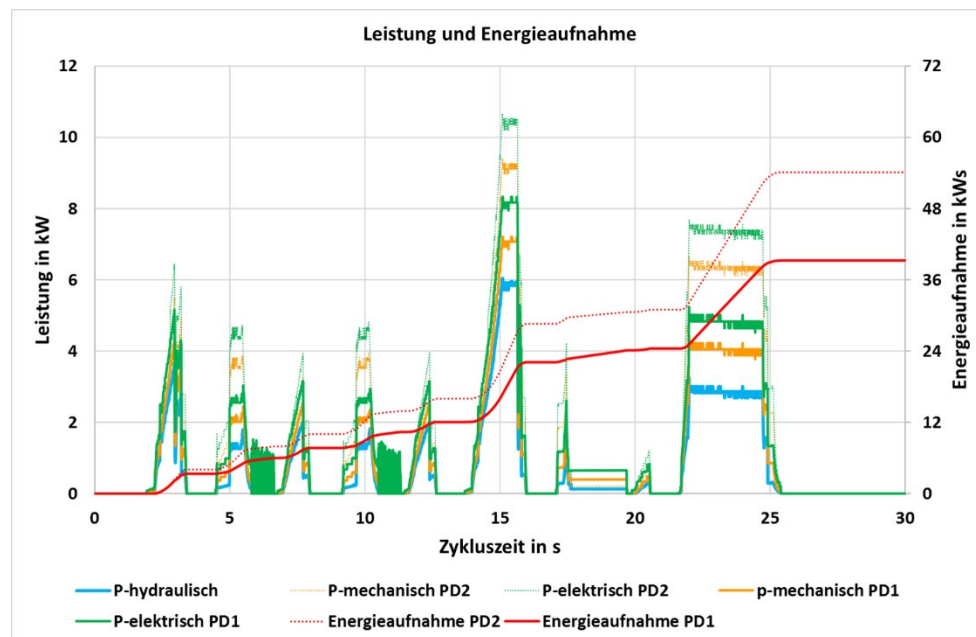


Abbildung 6.3.7: Leistungen und Energieaufnahmen des ursprünglichen und angepassten Systems

Gleichzeitig wird aber für die gleiche Positionierung und Zyklusgeschwindigkeit nur noch der halbe Volumenstrom benötigt, maximal fließen jetzt $44 \frac{1}{\text{min}}$. Diese Erhöhung des Druckes führt zu einer Verringerung des volumetrischen Wirkungsgrads, welche jedoch durch die gute Dichtspaltkompensation des eingesetzten Pumpentyps nur minimal ausfällt. Die Gesamteffizienz der Pumpe wird verbessert. Wird die Last zu groß, schaltet sich der zweite Zylinder wieder zu und die Funktion ist gewährleistet.

Die Analyse von hydraulischer, mechanischer und elektrischer Leistung (Abb. 6.3.7, durchgehende Linien, PD1) bestätigt die deutlich geringeren Verluste in der Pumpe. Ihr Wirkungsgrad konnte, wieder im Arbeitspunkt maximalen Volumenstroms betrachtet, auf 69 % gesteigert werden, die elektrische Wandlung bleibt mit 84 % nahezu konstant. Die Berechnung der elektrischen Energieaufnahme ergibt für das angepasste System einen um knapp 17 % besseren zykluspezifischen Wirkungsgrad, was 15 kW*s weniger Energie pro Zyklus bedeutet.

6.4 Systemwechselwirkungen

Die bisher vorgestellten Analysen und die darauf aufbauende Auslegungsmethode basieren auf Leistungsbetrachtungen und ermöglichen die Auswahl des prozessspezifisch effizientesten hydraulischen Antriebs. Dieser erfüllt die grundsätzliche Anforderung seitens der Anwendung, die Funktion, da diese in Form des Lastzyklus der Auslegung zugrunde liegt. Neben dieser Anforderung existieren jedoch noch weitere solcher Anforderungen an das Antriebssystem bzw. ergeben sich aus dem Zusammenspiel von Antrieb und Prozess. Hierzu zählen unter anderem thermische Fragestellungen, Pulsation und Geräuschemission aber auch Bauraumbegrenzungen, spezielle geforderte Fluide oder dynamische Anforderungen wie schnelle Drehzahländerungen. Diese sind jedoch stark von der Anwendung abhängig und werden daher unter dem Begriff der Systemwechselwirkungen zusammengefasst. Im Folgenden wird eine solche Wechselwirkung betrachtet, welche besondere Relevanz für drehzahlvariable Systeme besitzt, die Erwärmung der Pumpe im Druckhaltebetrieb.

6.4.1 Pumpenerwärmung im Druckhaltebetrieb

Für die Fragestellung, wie sich die Temperatur im Gesamtsystem über dem Betrieb verändert, existieren bereits Ansätze, welche mittels thermohydraulischer Modelle eine Abschätzung erlauben [MIC14]. Dabei wird das gesamte System als Netzwerk von Quellen, Senken und Übertragern nachgebildet und es können so die Temperaturen im System berechnet werden. Die Pumpe stellt eine der Wärmequellen dar, da ihre Wandlungsverluste nahezu vollständig in Wärme umgewandelt und ins System eingetragen werden. Neben dem Wärmeeintrag ins System ist diese Wärmeentwicklung aber auch ein für die Funktion und Robustheit der Pumpe entscheidender Einfluss.

So stellt für drehzahlvariable Systeme das Halten von Lasten ohne oder mit niedrigem Vorschub einen besonders kritischen Arbeitspunkt dar, besonders wenn dieser über längere Zeiträume anhält. Die Pumpe läuft hier mit sehr niedriger Drehzahl unter hoher Last (vgl. Lastzyklus in Abb. 6.3.5), es wird durch die interne Leckage sowie Reibung kontinuierlich Wärme in die Pumpe eingebracht, jedoch fehlt der im sonstigen Betrieb vorhandene Abtransport von Wärme durch das Fluid wegen des fehlenden bzw. nur minimalen Volumenstroms. Hierdurch kann es an der Pumpe zu einem Anstieg der Betriebstemperatur über die maximale zulässige Temperatur kommen, was im Betrieb ohne einen Temperatursensor an der Pumpe nicht unmittelbar feststellbar ist und zu Beschädigungen der Pumpe führen kann. Das Verhalten der Pumpen in diesem Betriebsmodus wird daher einer tiefergehenden Analyse unterzogen und, um dieses Verhalten im Auslegungsprozess berücksichtigen zu können, ein Bewertungskriterium definiert. Die Methode zur Bestimmung des Bewertungskriteriums wird gezeigt und auf Zahnradpumpen angewandt. Abschließend werden Empfehlungen für die Auslegung abgeleitet und Maßnahmen zur Begrenzung der Pumpenerwärmung im Druckhaltebetrieb vorgestellt und auf Wirksamkeit überprüft.

6.4.1.1 Thermodynamische Bilanz

Betrachtet man die Pumpe als geschlossenes, ruhendes System mit der Pumpenwelle als mechanischem Leistungseingang und der effektiven hydraulischen Leistung als Ausgang, ergibt sich die Energiebilanz aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik.

$$\frac{dU}{dt} = \sum_i \dot{Q}_i(t) + \sum_j P_j(t) \quad \text{Gl. 6-4-1}$$

Nur Wärmeströme und Leistungen beeinflussen die innere Energie U des Systems und damit auch dessen Temperatur T , welche über die Kalorische Gleichung verknüpft sind.

$$\frac{dU}{dt} = m * c_v * \frac{dT}{dt} \quad \text{Gl. 6-4-2}$$

Der durch die Pumpe fließende Volumenstrom wird an dieser Stelle vereinfacht nur als Mechanismus zur Wärmeleitung angesehen, bei welchem die zufließenden und abfließenden Masseströme gleich sind und sich nur in ihrer Temperatur unterscheiden. Die zusätzlich eingebrachte Energie durch die Druckerhöhung wird bereits durch die Ausgangsgröße der hydraulischen Leistung berücksichtigt. Setzt man noch voraus, dass die gesamten Verluste, die in der Pumpe auftreten, in Wärme umgewandelt werden (Gl. 6-4-2) und keine externe Wärme in das System eingebracht wird, ergibt sich mit Gl. 6-4-3 dann Gl. 6-4-4:

$$\sum_k P_{loss,k}(t) = P_{mech}(t) - P_{hyd}(t) = \sum_k \dot{Q}_{in,k}(t) \quad \text{Gl. 6-4-3}$$

$$\begin{aligned} \frac{dU}{dt} &= \frac{dT}{dt} * m * c_v = \sum_k \dot{Q}_{in,k}(t) - \sum_l \dot{Q}_{out,l}(t) \\ &= \sum_k P_{loss,k}(t) - \sum_l \dot{Q}_{out,l}(t) \end{aligned} \quad \text{Gl. 6-4-4}$$

Die drei wichtigsten Mechanismen, über welche das System Wärme an die Umgebung abführen kann, sind der mit dem Massestrom erwärmten Öls abgeführte Wärmestrom \dot{Q}_{Fluid} , die Konvektion ausgehend von der Pumpenoberfläche \dot{Q}_{Konv} sowie die Wärmeleitung hin zum Pumpenträger $\dot{Q}_{WL,Pt}$. Unter Berücksichtigung dieser Mechanismen lässt sich die Erwärmung näherungsweise bestimmen:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{m * c_v} * \left(P_{loss}(t) - \dot{Q}_{ab,Fluid}(t) - \dot{Q}_{ab,Konv}(t) - \dot{Q}_{ab,WL-Pt}(t) \right) \quad \text{Gl. 6-4-5}$$

Eine genaue Modellbildung der Wärmeleitmechanismen gestaltet sich wegen der vielen zu berücksichtigenden Zusammenhänge sehr aufwändig. Besonders die korrekte Berücksichtigung der Geometrien der Pumpen gestaltet sich komplex und muss für jeden Pumpentyp individuell erfolgen, weshalb bei der Berechnung mit vereinfachten Geometrien gearbeitet und die näherungsweise Berechnung durch Messungen ergänzt wird.

6.4.1.2 Messung der Erwärmung und Ableiten des Bewertungskriteriums

Um die Erwärmung der Pumpe in diesem Betriebszustand messtechnisch untersuchen zu können, wird eine Funktion des Pumpenprüfstands genutzt, welche in Abbildung 6.4.1 schematisch dargestellt ist. Das doppelt durchströmte Schieberventil (Abb. 6.4.1 – V1), welches für die Wirkungsgradmessungen geöffnet ist, wird hierfür geschlossen und damit ein Ölfluss bis auf die Leckage dieses Ventils ($< 0,15 \text{ l}_{\text{min}} @ 250 \text{ bar}$) verhindert. Die Pumpe arbeitet nun im Druckregelbetrieb, sie regelt den vorgegebenen Druck über ihre Drehzahl. Hat sie im System den vorgegebenen Druck aufgebaut, muss sie nur noch die Leckagen kompensieren, um den Druck zu halten, was identisch ihrer Funktion im realen Einsatz entspricht. Über das Sitzventil (Abb. 6.4.1 – V2) kann ein zusätzlicher Leckagepfad geöffnet werden, die Leckage lässt sich über das Stromregelventil (Abb. 6.4.1 – V3) genau einstellen.

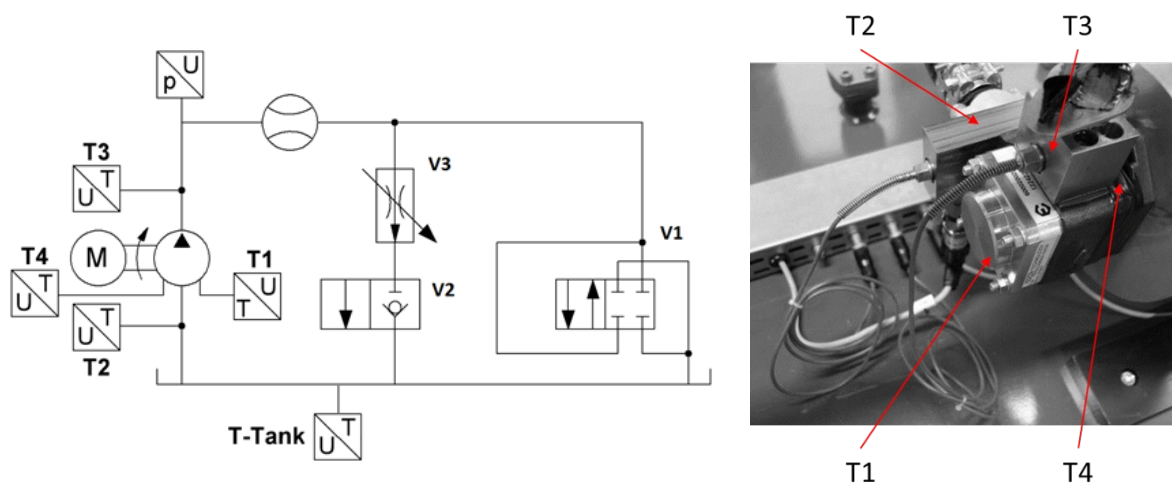


Abbildung 6.4.1: Schematischer Aufbau der Erwärmungsmessung und Messaufbau mit Temperatursensorik

Der sich einstellende effektive Volumenstrom wird erfasst, ebenso die Temperatur von Fluid und Pumpe. Die Fluidtemperatur wird im Tank des Prüfstands (T-Tank), direkt am Sauganschluss (T2) sowie direkt am Druckanschluss der Pumpe (T3) gemessen. An der Pumpe kommen zur Überwachung der Fluidtemperatur PT100-Temperaturfühler zum Einsatz, welche mittig im durchströmten Querschnitt positioniert sind. Durch ihre Bauart wird eine gute Isolation gegenüber den Messadaptoren sichergestellt, um einen hieraus entstehenden Einfluss auf die gemessene Fluidtemperatur möglichst gering zu halten. Darüber hinaus wird auch die Gehäusetemperatur der Pumpe an mindestens einer, in der Regel aber an 2 Stellen gemessen (T1 und T4).

Vor jeder Messung wird das gesamte System konditioniert, also eine konstante Temperatur im gesamten Messsystem eingestellt. In der Regel wird als Anfangstemperatur die Bezugstemperatur der Wirkungsgradmessungen, also 40°C gewählt, die maximale Abweichung der Messstellen darf $\pm 1^\circ\text{C}$ um diesen Wert nicht überschreiten. Die Pumpe arbeitet dann bei konstantem Druck im Druckhaltebetrieb, bis die Pumpentemperatur die erlaubte Grenze erreicht hat, welche bei 90°C definiert wurde.

Dieser Wert ergibt sich als repräsentativer Mittelwert für Pumpen im industriellen Einsatzbereich, deren maximale zulässige Arbeitstemperatur in der Regel zwischen 80 °C und 100 °C liegt.

Im Anschluss wird der Kreislauf geöffnet und die Pumpe bei konstanter Drehzahl und ohne Druck gespült, bis die Ausgangstemperatur wieder erreicht ist. Während dieser Erwärmung werden sowohl die Temperaturen wie auch die Leistungsdaten (hydraulisch und mechanisch) aufgezeichnet und stehen für Analysen bereit. Um einen Einfluss des Tanks auf die Erwärmung auszuschließen, wird dieser während der gesamten Dauer der Messung auf der Ausgangstemperatur gehalten.

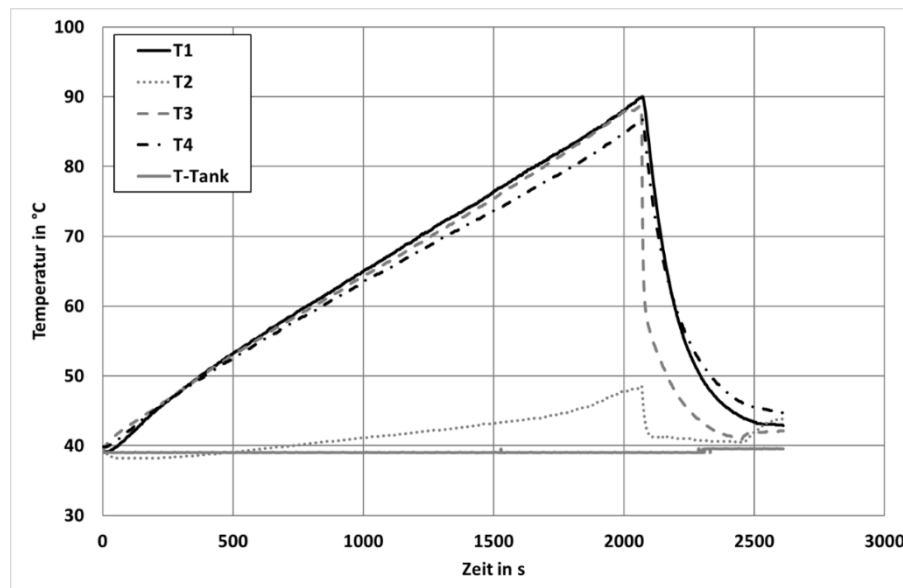


Abbildung 6.4.2: Temperaturverläufe an den 5 Messstellen für eine 19cm³ Innenzahnradpumpe mit Spaltkompensation, im Druckhaltebetrieb bei 200bar (T1: Pumpengehäuse außenseitig, T2: Fluidtemperatur saugseitig, T3: Fluidtemperatur druckseitig, T4: Pumpengehäuse wellenseitig, T-Tank: Fluidtemperatur im Tank)

Die Verläufe der Temperaturen an den Messstellen sind dabei stark abhängig vom Pumpentyp. Exemplarisch sind in Abbildung 6.4.2 die Temperaturverläufe für eine Innenzahnradpumpe mit 19 cm³ Verdrängervolumen dargestellt.

Als Bewertungskriterium der Eignung einer Pumpe für Applikationen mit längeren Phasen im Druckhaltebetrieb dient die Dauer des Erwärmungsvorgangs Δt_E , wobei die Gehäusetemperatur T1 als Referenztemperatur gewählt wurde. Ihr Temperaturverlauf deckt sich mit dem des die Pumpe verlassenden Ölstroms (T3), ist jedoch weniger anfällig gegenüber Störungen, da das Pumpengehäuse durch seine Masse die größte Wärmekapazität innerhalb der betrachteten Systemgrenzen darstellt.

6.4.1.3 Analyse und Bewertung für Zahnradpumpen

Zu Beginn zeigt sich eine Einlaufzeit, in welcher das Verhalten noch stark von den vorhandenen Abweichungen der Temperaturen an den Messstellen nach der Konditionierung des Prüflaues abhängt. Im Anschluss, nach ca. 5 Minuten, steigen die Temperaturen von Pumpengehäuse und Fluid am Druckanschluss der Pumpe konstant an, die Temperatur des Fluids am Druckanschluss und des Pumpengehäuses sind dabei nahezu gleich.

Das Pumpengehäuse erwärmt sich wellenseitig weniger stark als auf der entgegengesetzten Seite, was durch den hier bestehenden direkten Kontakt zum Pumpenträger und hierüber stattfindenden Wärmetransport bedingt ist. Dieser ist ein Leichtbauteil und besteht aus dünnem Aluminium, besitzt gleichzeitig aber eine große Oberfläche, wodurch er eine gute Wärmeabfuhr ermöglicht und die Pumpe kühlt, während auf der entgegengesetzten Seite Wärme nur durch Konvektion abgeführt werden kann. Innerhalb einer Pumpenbaureihe, wenn der gleiche Pumpenträger verwandt wird, bleibt die Kühlwirkung des Pumpenträgers konstant, mit abnehmendem Schluckvolumen verringert sich die Oberfläche der Pumpe jedoch leicht, wodurch auch die mögliche Wärmeableitung durch Konvektion abnimmt. Dies führt zu einem Anstieg des beschriebenen Temperaturgefälles über der Pumpe mit abnehmendem Schluckvolumen. Beträgt die Differenz bei einer 19 cm³ Pumpe der Baugröße 2 nur knapp 4 % bei maximaler Temperatur an Sensor T1, steigt diese bei einer 8 cm³ Pumpe gleicher Baugröße auf etwa 8 % an.

Gegenüber der druckseitigen Messstelle T3 zeigt das Fluid an der saugseitigen Messstelle T2 eine verzögerte und wesentlich geringere Erwärmung. Der sich prüfstandbedingt einstellende effektive Volumenstrom, im hier eingestellten Arbeitspunkt um 0,1 l/min, führt kontinuierlich erwärmtes Fluid an Messstelle T3 vorbei. Auf der Saugseite muss die entsprechende Menge Öl aus dem Tank nachgefördert werden, welches durch die Tankkühlung eine konstante Temperatur von 40 °C besitzt. Dieses Öl aus dem Tank vermischt sich hier mit der bei diesem Pumpentyp nur kleine Menge erwärmten Öls, welche über die pumpeninternen Undichtigkeiten in Richtung des Sauganschlusses zurückfließt. Dieses Lecköl wird zusätzlich durch die zum Halten des Druckes notwendige langsame Drehung der Pumpe zu einem großen Teil vor Erreichen des Saugraumes bereits wieder in Förderrichtung abtransportiert, was den saugseitigen Wärmeeintrag weiter reduziert. Das Fluid an Messstelle T2 erwärmt sich bei diesem Pumpentyp in erster Linie durch den Kontakt mit dem wärmer werdenden Pumpengehäuse, was am progressiven Temperaturverlauf zu erkennen ist.

Zur Analyse der Zusammenhänge lassen sich nun die zuvor bestimmten Wärmetransportmechanismen in und aus dem System Pumpe mit in die Betrachtung einbeziehen (Abb. 6.4.3). Für ein Modell der Pumpe, bei dem die Oberflächengeometrie zu einem Quader vereinfacht wurde, wird eine Wärme- bzw. Energiebilanz gebildet, aus welcher dann näherungsweise die sich einstellende Temperatur gemäß der Gl. 6-4-5 berechnet werden kann. Die zugeführte Wärme wird unter der Annahme vollständiger Wandlung in Wärme aus der messtechnisch ermittelten Verlustleistung der Pumpe bestimmt und ist als rote Kurve in Abb. 6.4.3 – links dargestellt.

Der durch das Fluid abgeführte Wärmestrom berechnet sich nach Gl. 6-4-6 aus der ebenfalls messtechnisch bestimmten Temperaturdifferenz des Fluids vor und nach der Pumpe, dem Massestrom als Produkt aus effektiven Volumenstrom und der Dichte sowie mit der Wärmekapazität des Fluids:

$$\dot{Q}_{ab.Fluid} = (\vartheta_{T3} - \vartheta_{T2}) * \rho_{Fluid} * Q_{eff} * c_{Fluid} \quad \text{Gl. 6-4-6}$$

Die beiden Wärmeströme durch Konvektion von der Pumpenoberfläche sowie Wärmeleitung hin zum Pumpenträger werden für vereinfachte Geometrien berechnet und so angenähert. Es gilt [MAR15] für die Konvektion nach Gl. 6-4-7:

$$\dot{Q}_{Konv,i} = \alpha * A * \Delta\vartheta = \frac{Nu * \lambda}{H} * A * (\vartheta_{T1} - \vartheta_U) \quad \text{Gl. 6-4-7}$$

Da über die Nußelt-Zahl auch die Orientierung der Fläche, an der Konvektion erfolgt, Berücksichtigung findet, muss der durch Konvektion abfließende Wärmestrom aus einer Summe der für die unterschiedlich orientierten Flächen einzeln berechneten Wärmeströme erfolgen:

$$\dot{Q}_{ab,Konv} = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{Konv,i} \quad \text{Gl. 6-4-8}$$

Der abgeführte Wärmestrom als Summe der Wärmeströme durch Fluid, Konvektion und Wärmeleitung (blaue Kurve in Abb. 6.4.3) ist geringer als der zugeführte, was in der Bilanz zu einer Erhöhung der Energie im System und damit einer Erwärmung der Pumpe führt. Es ergibt sich aus dem Modell eine leicht höhere Temperatur als die gemessene (Abb. 6.4.3 rechts), was in erster Linie in der zu geringen Konvektion im Modell begründet liegt.

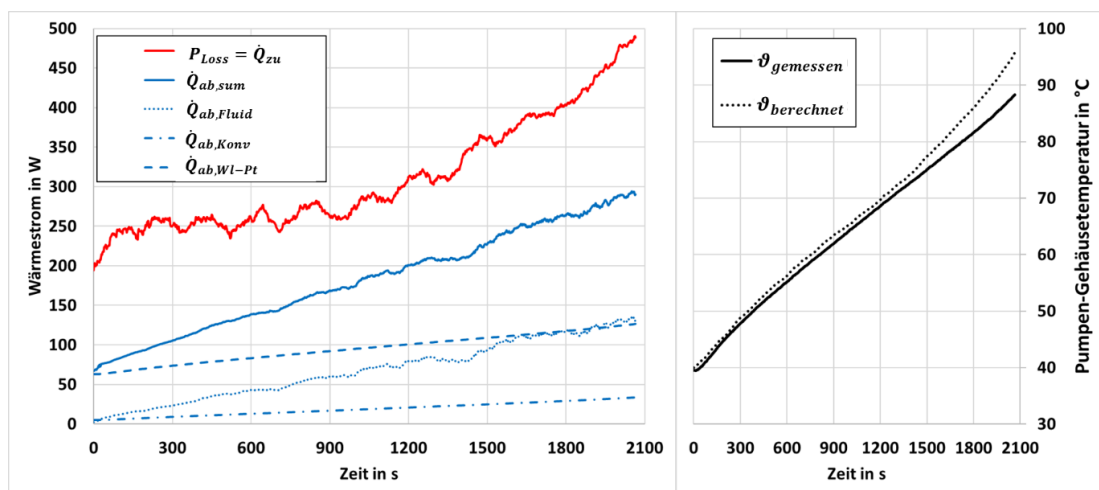


Abbildung 6.4.3: Links - Wärmeströme in und aus dem System „Pumpe“; Rechts – Aus der Wärmestrombilanz berechnete sowie gemessene Pumpentemperatur; Beides für die 19 cm³ Innenzahnradpumpe

Hier wird von rein freier Konvektion ausgegangen, durch den Motorlüfter und weitere Luftbewegungen im Labor während der Messung liegt jedoch Mischkonvektion vor, wodurch real mehr Wärme als berechnet abgeführt wird. Der Anteil über die Pumpenoberfläche abgeführter Wärme ist dabei mit < 40 W nur gering, was der kleinen Oberfläche geschuldet ist. Der Pumpenträger führt, dank seiner im Vergleich großen Oberfläche, mit bis zu 125 W deutlich mehr Wärme ab. Schließlich wird auch die Signifikanz einer Fluidkühlung der Pumpe, besonders bei höheren Temperaturen, deutlich. Hier transportiert das Fluid bis zu 130 W an Wärmestrom.

Ein Vergleich der Gehäuseerwärmungen von 5 Zahnradpumpen der Baugröße 2 zeigt deutlich die Abhängigkeiten der Erwärmungsdauer sowohl vom Wirkprinzip wie auch vom Verdrängervolumen der Pumpen (Abb. 6.4.4).

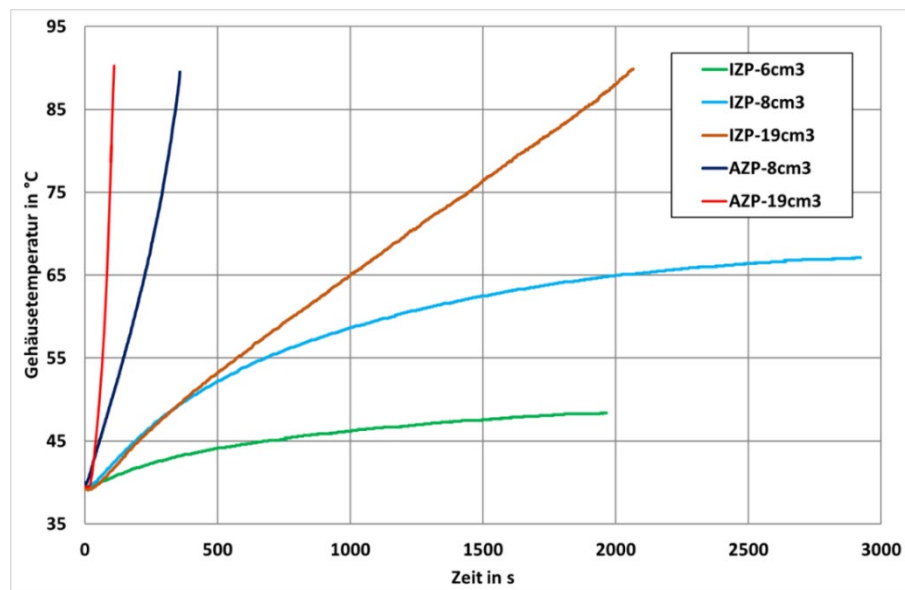


Abbildung 6.4.4: Erwärmungskurven der Gehäusetemperatur T_1 von fünf Pumpen der Baugröße 2 (3 Innenzahnradpumpen 6 cm^3 , 8 cm^3 und 19 cm^3 sowie 2 Außenzahnradpumpen 8 cm^3 und 19 cm^3)

Die Außenzahnradpumpen erreichen bereits nach 110 respektive 360 Sekunden die kritische Temperatur von 90 °C und sind somit nur sehr eingeschränkt für Druckhalteanwendungen geeignet. Die Innenzahnradpumpe mit 19 cm^3 Verdrängervolumen ist hier besser geeignet, sie überschreitet die Grenztemperatur erst nach 2100 Sekunden. Die beiden kleineren Innenzahnradpumpen erreichen mit 67 °C und 58 °C einen stationären Zustand bereits bei Temperaturen kleiner 90 °C , sind also in diesem Arbeitspunkt thermisch stabil.

	IZP – 6 cm^3	IZP – 8 cm^3	IZP – 19 cm^3	AZP – 8 cm^3	AZP – 19 cm^3
Masse [kg]	5,0	5,2	6,1	3,4	4,3
Oberfläche [cm^2]	419	432	590	386	513

Tabelle 6.4.1: Masse und, aus den Herstellerangaben ermittelte, Oberfläche der Vergleichspumpen

Unter Einbezug der zuvor beschriebenen Zusammenhänge der Wärmetransportmechanismen lässt sich dann auch das unterschiedliche Verhalten der Pumpen in Abb. 6.4.4 erklären. Für alle Pumpen werden Pumpenträger der gleichen Abmessungen, nur mit unterschiedlichem Bohrungsbild, verwendet, weshalb die Wärmeableitung über den Pumpenträger für alle 5 Pumpen annähernd gleich ist. Die direkte Konvektion der Pumpe steigt mit größerer Pumpenoberfläche, hier sind die Unterschiede im Wärmefluss zwischen den untersuchten Systemen jedoch wegen der bei allen Pumpen geringen Oberfläche ebenfalls gering. Und schließlich ist auch der sich einstellende effektive Volumenstrom für alle Pumpen nahezu gleich, da dieser nicht von der Pumpe, sondern der externen Beschaltung der Pumpe durch den Prüfstand abhängt. Hierdurch ist auch die Wärmeableitung durch das Fluid bei allen Pumpen

annähernd gleich und somit unterscheiden sich die Systeme nur minimal in ihrer Fähigkeit, Wärme abzuführen.

Sind die abgeführten Wärmeströme der Systeme nahezu gleich, so kann die unterschiedlich schnelle Erwärmung nur noch in der zugeführten Wärme und damit den Pumpenverlusten begründet liegen. Dies bestätigt die Analyse der Verluste, die aus den Daten der Erwärmungsmessungen berechnet wurden und in Abbildung 6.4.5 dargestellt sind.

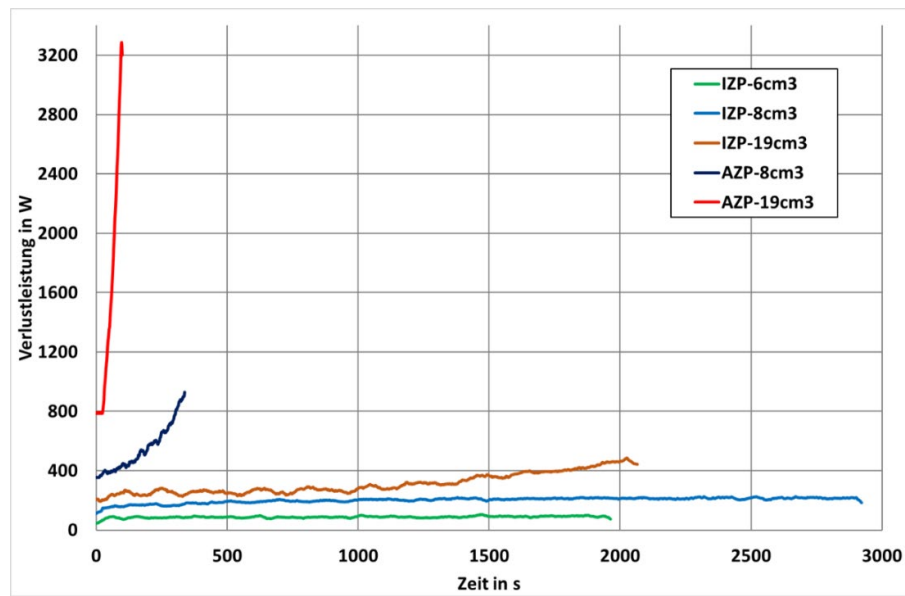


Abbildung 6.4.5: Verlustleistungen der Vergleichspumpen über der Erwärmungsmessung, aufgezeichnet als Summe der volumetrischen und hydraulisch-mechanischen Verluste

Die beiden Außenzahnradpumpen besitzen im Arbeitspunkt hoher Last und niedriger Drehzahl Gesamtwirkungsgrade kleiner 50 %, insbesondere ihre volumetrischen Verluste sind hier sehr hoch. Dies führt bereits im Ausgangszustand der Erwärmungsmessung bei 40 °C zu einem Wärmeeintrag von ca. 400 W für die 8 cm³ und 800 W für die 19 cm³ Pumpe, es werden bei beiden jedoch nur ca. 60 W abgeführt, was zu einer schnellen Temperaturzunahme führt. Diese Temperaturzunahme führt ihrerseits zu einer weiteren Zunahme der Verluste, bedingt durch die starke Temperaturabhängigkeit der volumetrischen Verluste aufgrund der sinkenden Viskosität des Fluids und damit steigender Undichtigkeiten in den Pumpen. Die abgeführte Energie steigt mit der Temperatur wegen der größeren Temperaturdifferenz zur Umgebung zwar ebenfalls auf über 200 W, jedoch nimmt die Differenz von zugeführter und abgeführter Wärme auf 800 W bei der 8 cm³ respektive fast 3000 W bei der 19 cm³ Pumpe zu. Es entsteht also ein selbstverstärkender Effekt und die Erwärmung beschleunigt sich über der Zeit der Messung.

Diese selbstverstärkende Erwärmung ist bei den Innenzahnradpumpen wesentlich weniger stark ausgeprägt, da hier geringere volumetrische Verluste und eine ebenfalls geringere Temperaturabhängigkeit dieser Verluste vorliegen. Somit ist der Wärmeeintrag dieser Systeme nicht nur initial mit 100 W bis 200 W bereits geringer als bei den Außenzahnradpumpen, sondern steigt auch

mit zunehmender Temperatur wesentlich wenig stark an. Steigt nun, wie bei den Innenzahnradpumpen mit 6 cm^3 und 8 cm^3 Verdrängervolumen, der abgeführte Wärmestrom mit der Temperatur stärker als der zugeführte, erreichen die Pumpen eine stationäre Temperatur, in welcher beide im Gleichgewicht sind.

6.4.2 Auslegung und Maßnahmen zur Begrenzung der Pumpenerwärmung

Um also einen thermisch stabilen Pumpenantrieb auszulegen, sollte einerseits, durch Wahl eines Pumpentyps mit hoher volumetrischer Effizienz, eine möglichst geringe Wärmeenerzeugung im Arbeitspunkt des Lasthaltens erreicht werden. Andererseits muss aber auch der Abtransport der erzeugten Wärme sichergestellt werden. Die mögliche Konvektion und Wärmeleitung zum Pumpenträger und Konvektion von dort aus sind neben der Abhängigkeit von der Größe der wirksamen Oberfläche dabei auch stark abhängig von den Umgebungsbedingungen.

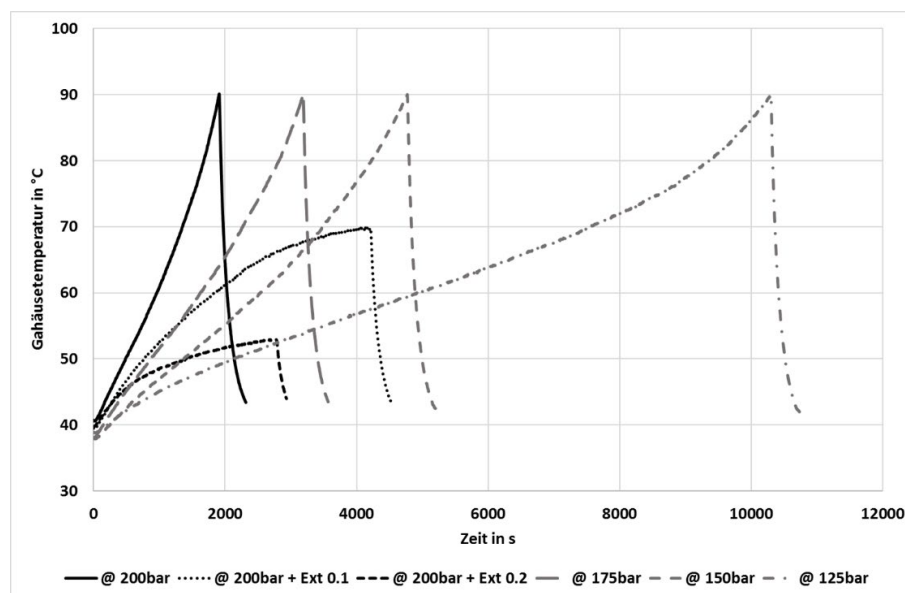


Abbildung 6.4.6: Verläufe der Pumpen-Gehäusetemperatur im Druckhaltebetrieb bei verringertem Druck bzw. mit erhöhtem effektivem Volumenstrom durch zusätzliche Leckage für eine 19 cm^3 Innenzahnradpumpe

Eine aktive Einflussmöglichkeit bietet jedoch die Fluidkühlung durch den effektiven Volumenstrom, welche sich durch die Höhe des Volumenstroms sowie die Temperatur des saugseitig zufließenden Fluids anpassen lässt. Durch eine Verdopplung oder Verdreifachung des effektiven Volumenstroms und damit auch des Massestroms durch die Pumpe ergibt sich näherungsweise auch eine entsprechende Steigerung der Kühlwirkung. Dies lässt sich aktiv durch ein Ventil oder auch passiv durch eine Blende, die jeweils eine zusätzliche künstliche Leckage parallel zum Verbraucher hin zu einem niedrigeren Druckniveau der Anlage erzeugt, realisieren.

Die Wirksamkeit dieser Maßnahme zeigt die in Abbildung 6.4.6. dargestellte Messreihe an der 19 cm^3 Innenzahnradpumpe. Ausgehend von der ursprünglichen Erwärmungsmessung bei 200 bar, bei welcher der effektive Volumenstrom bei $0,1 \text{ l/min}$ lag, wurde hier über das Stromregelventil (vgl. Abb. 6.4.1) eine zusätzliche Leckage von $0,1 \text{ l/min}$ bzw. $0,2 \text{ l/min}$ erzeugt.

Bereits durch eine zusätzliche Leckage von $0,1 \text{ l/min}$, was einer Verdopplung des Volumenstroms entspricht, wird die Kühlwirkung soweit erhöht, dass sich das System bei 70 °C dem stationären Zustand nähert. Wird die zusätzliche Leckage nochmals um $0,1 \text{ l/min}$ erhöht, ergibt sich der stationäre Zustand bereits bei weniger als 55 °C , in beiden Fällen kann so ein Überschreiten der maximalen Pumpentemperatur verhindert werden.

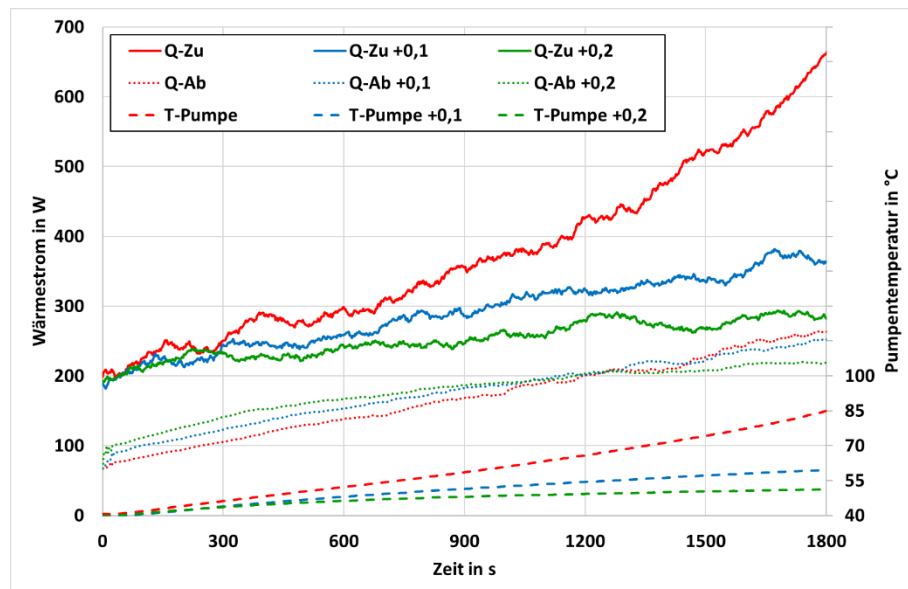


Abbildung 6.4.7: Zugeführter und abgeführter Wärmestrom sowie Gehäusetemperatur über der Zeit der Erwärmungsmessung für Q_{eff} , $Q_{\text{eff}} + 0,1 \text{ l/min}$ und $Q_{\text{eff}} + 0,2 \text{ l/min}$

Ein Vergleich der zu- und abgeführten Wärmeströme, dargestellt in Abbildung 6.4.7, zeigt die erhöhte Kühlleistung, besonders deutlich zu erkennen in den ersten 300 s der Messung, in welchen sich die Temperaturen der 3 Messreihen noch nicht stark voneinander unterscheiden. Hierdurch ist in dieser Phase auch der zugeführte Wärmestrom annähernd gleich und in der Bilanz wird das System weniger erwärmt. Ab 900 s setzt zunehmend der beschriebene selbstverstärkende Effekt ein und die eingetragene Wärme durch die Wandlungsverluste steigt deutlich schneller an als die abgeführte Wärme. Hieraus ergibt sich auch die Handlungsempfehlung, die Erwärmung der Pumpe möglichst schon auf eine Temperatur kleiner 60 °C zu begrenzen, um den bei höheren Temperaturen starken Anstieg der Verluste und Wärme zu verhindern.

Die Signifikanz der Fluidkühlung wird darüber hinaus auch aus Erwärmungsmessungen bei geringeren Drücken deutlich, wie sie auch in Abbildung 6.4.6 gezeigt sind. Trotz des hierdurch reduzierten zugeführten Wärmestroms annähernd proportional mit dem Sinken des Druckes verlängert sich zwar die Dauer der Erwärmung, es wird jedoch kein stationärer Zustand erreicht. Dies ist wiederum bedingt durch eine mit dem Druck ebenfalls geringer werdende Fluidkühlung, da auch die prüfstandsbedingte Leckage proportional mit dem Druck sinkt.

7 Optimierung in der Anwendung

Die zuvor vorgestellten Methoden, zusammen mit den damit vollzogenen Analysen und Erkenntnissen, und die daraus abgeleitete Auslegungsstrategie werden im folgenden Kapitel auf eine konkrete Applikation angewandt. Ausgewählt wurde hierfür das System „Powerdrive“ des Kooperationspartners InnoMa System GmbH (vgl. Abb. 7.1.1). Dieses System stellt eine moderne, erst jüngst bereits sehr erfolgreich am Markt etablierte drehzahlvariable Lösung dar, wie sie insbesondere für Zylinderantriebe in umformenden Maschinen wie Blechfalzen Verwendung findet. Durch den hohen Technologiegrad und die im Branchenvergleich bereits hohe Effizienz dieses Systems bietet es sich für eine belastbare Verifikation der Methoden und Quantifizierung des Optimierungspotentials als Fallbeispiel besonders an.

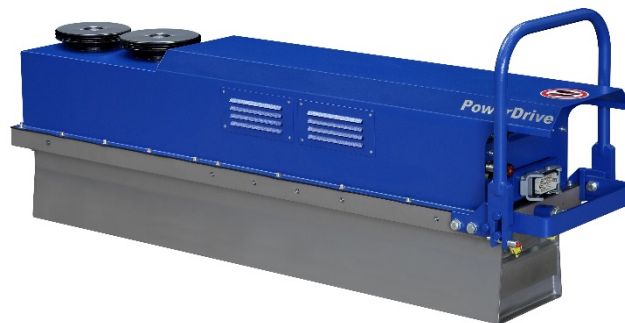


Abbildung 7.1.1: Integriertes Antriebssystem „Powerdrive“ [InnoMa]

Beim „Powerdrive“ handelt es sich um eine hochintegrierte hydraulische Systemlösung mit Plug&Play-Ansatz. Das komplette Modul wird in die Umformmaschine eingesetzt und lediglich über eine Kabelverbindung mit dem die Gesamtanlage steuernden System verbunden. Abgesehen von der Bereitstellung der elektrischen Leistung erfolgt mit der Gesamtanlage nur ein Soll-/Istwert-Austausch der Zylinderposition und Kraft, Steuerung und Regelung der Hydraulik geschehen vollständig innerhalb der Systemgrenze (vgl. Abb. 7.1.2).

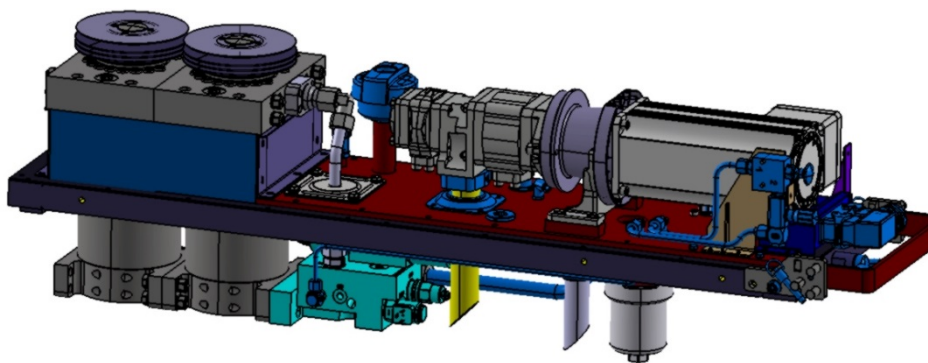


Abbildung 7.1.2: CAD-Modell des Powerdrive mit Antrieb, Ventilblock und Zylindern [InnoMa]

Die Wandlung in hydraulische Energie erfolgt über eine, von einem permanentmagnetisch erregten Synchronmotor drehzahlvariabel angetriebene Innenzahnrad-Doppelpumpe. Bei Mehrfachpumpen wie der Doppelpumpe werden bis zu 5 Pumpen gleichen Prinzips miteinander verbunden und über eine gemeinsame Welle angetrieben. So können beispielsweise mit nur einem Antriebsmotor mehrere voneinander getrennte Fluidkreise, auch mit unterschiedlichen Druckniveaus, versorgt werden.

Eine weitere Anwendung für Doppelpumpen ergibt sich bei Lastanforderungen, wie sie typisch für die Anwendungen des Powerdrives sind. Es wird entweder ein hoher Volumenstrom ($> 60 \text{ l/min}$), dafür mit moderaten Drücken ($< 50 \text{ bar}$), oder hohe Drücke ($> 150 \text{ bar}$), dafür bei geringen Volumenströmen ($< 30 \text{ l/min}$) benötigt. Um beides erfüllen zu können, ergeben sich hohe Anforderungen an Pumpe und Motor. Wegen der hohen Volumenströme wird eine große Pumpe benötigt, und da diese auch bei hohen Drücken arbeitet, muss für den Antrieb dieser großen Hochdruckpumpe ein entsprechend drehmomentstarker Motor eingesetzt werden. Dieses System ist teuer und im Teillastbereich, in welchem sich die meisten Arbeitspunkte befinden, auch ineffizient.

Hier bietet sich die Doppelpumpe als kostengünstige und effiziente Lösung an. An Stelle der einzelnen großen Pumpe wird eine Kombination aus einer Pumpe mit kleinem und einer Pumpe mit großem Verdrängervolumen gewählt, die zusammen den maximalen Volumenstrom der großen Einzelpumpe erreichen. Dies bietet nun gegenüber der Einzelpumpe zahlreiche Vorteile:

Wird ein hoher Volumenstrom benötigt, arbeiten beide Pumpen parallel. Steigt jedoch die hydraulische Last, kann die große Stufe inaktiv geschaltet werden, wodurch sich das maximal anliegende Lastmoment am Elektromotor reduziert. Hierdurch ist es möglich, bei der Dimensionierung des Elektromotors eine kleinere Baugröße zu wählen, was die Effizienz verbessert aber auch Kosten, Bauraumbedarf und Gewicht reduziert. Bei dem aktuell in Serie produzierte System kommt hier eine Kombination aus einer 6 cm^3 und 25 cm^3 Hochdruck-Innenzahnradpumpe der Firma Eckerle zum Einsatz. Die größere Stufe ist direkt mit der Motorwelle gekoppelt und verfügt zum Durchtrieb an die wiederum mit ihr gekoppelte kleinere Stufe über eine durchgehende Welle. Beide Pumpen besitzen die zuvor in Kapitel 4 beschriebene druckabhängige axiale und radiale Dichtspaltkompensation zur Verbesserung ihrer Volumetrie und damit ihres thermischen Verhaltens sowie ihres Wirkungsgrades.

Beide Pumpen saugen über einen gemeinsamen Sauganschluss Öl an, besitzen aber getrennte Druckanschlüsse, welche wahlweise entweder aktiv, also zum Prozess hin, oder inaktiv, d.h. drucklos zum Tank, geschaltet werden können. Es ergeben sich die folgenden 3 möglichen Betriebsmodi:

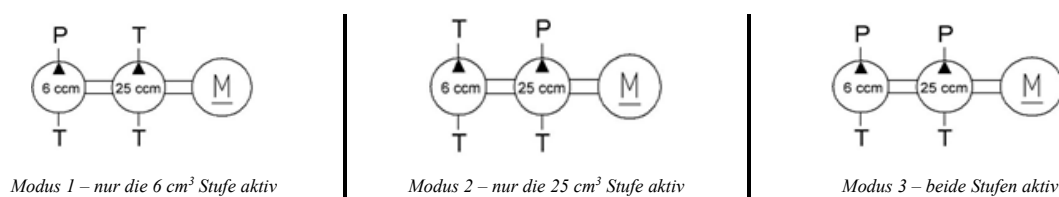


Abbildung 7.1.3: Die 3 möglichen Betriebsmodi der Doppelpumpe

7.1 Effizienzoptimierung

Basis der Optimierung bilden die in Kapitel 6 vorgestellten Methoden und Erkenntnisse zu bevorzugten Einsatzbereichen bestimmter Pumpentypen. Es konnte gezeigt werden, dass Innenzahnradpumpen mit Dichtspaltkompensation eine besonders geringe interne Leckage und damit hohe volumetrische Wirkungsgrade erreichen. Dies geschieht jedoch zu Lasten der internen Reibung, was besonders bei hohen Drehzahlen negativen Einfluss auf den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad hat. Außenzahnradpumpen hingegen zeigen meist schlechtere volumetrische Eigenschaften, jedoch wegen der geringeren Verluste durch Reibung im gesamten bessere Wirkungsgrade insbesondere bei hohen Drehzahlen. Dies führt in Summe dazu, dass diese hier eingesetzten Innenzahnradpumpen besonders gute Effizienz in Arbeitspunkten mit hohem Druck aber bei kleiner Drehzahl besitzen (Druckhalten) während Außenzahnradpumpen höhere Effizienz bei hohen Drehzahlen und kleinen Drücken (Förderbetrieb) zeigen. Hieraus leitet sich die These ab, dass für das vorliegende System durch eine neuartige Hybrid-Doppelpumpe, welche die beiden Prinzipien kombiniert, ein erhebliches Optimierungspotential erschlossen werden kann. Die 6 cm³-Stufe dient in erster Linie als Hochdruckstufe, hierfür ist die Innenzahnradpumpe bereits bestens geeignet und wird beibehalten. Die Funktion der 25 cm³-Stufe ist jedoch die Bereitstellung eines großen Volumenstroms bei kleinen bis mittleren Drücken, wofür ein Außenzahnradsystem zu bevorzugen ist.

Um die These des Optimierungsansatzes zu überprüfen, wurde in einem mehrstufigen Prozess ein Prototyp der Hybrid-Doppelpumpe entwickelt [SPE18]. Im ersten Schritt wurden für die neuartige Hybrid-Doppelpumpe in Frage kommende Pumpen einzeln auf ihre Effizienz hin untersucht. Neben der klassischen Wirkungsgradanalyse sind auch die Leerlaufverluste betrachtet worden. Diese sind in diesem Fall repräsentiert durch das Motor-Antriebsmoment, welches benötigt wird um eine Pumpe, die nahezu drucklos zum Tank fördert ($p < 3$ bar), anzutreiben. Dieses Leerlaufmoment stellt den Lastanteil der nur mitlaufenden Stufe dar. Zusammen mit dem bei der klassischen Wirkungsgradmessung bestimmten Antriebsmoment, als Anteil der jeweils aktiv arbeitenden Stufe, kann nun die Effizienz verschiedener Doppelpumpen-Kombinationen für die 3 Betriebsmodi näherungsweise berechnet werden.

Für Modus 1, bei welchem nur die Stufe 1 (6 cm³) aktiv ist, gilt gemäß:

$$M_{Mot,Modus1}(p, n) = M_{Stufe1}(p, n) + M_{Stufe2}(p = 0, n) \quad \text{Gl. 7-1-1}$$

Für Modus 2, bei welchem nur die Stufe 2 (25 cm³) aktiv ist, gilt:

$$M_{Mot,Modus2}(p, n) = M_{Stufe1}(p = 0, n) + M_{Stufe2}(p, n) \quad \text{Gl. 7-1-2}$$

Für Modus 3, bei welchem beide Stufen aktiv sind, gilt:

$$M_{Mot,Modus3}(p, n) = M_{Stufe1}(p, n) + M_{Stufe2}(p, n) \quad \text{Gl. 7-1-3}$$

Die Analyse der so ausgeführten Effizienzberechnungen ergibt mehrere potentielle Kombinationen, welche unter Einbezug weiterer Kriterien wie Geräusch oder Pulsationsverhalten, worauf im folgenden Kapitel noch näher eingegangen wird, bewertet wurden.

Ein System mit schraubenförmig verzahnter Außenzahnradpumpe als Förderstufe unter Beibehaltung der bereits verwendeten Innenzahnradpumpe als Hochdruckstufe besitzt das höchste energetische Optimierungspotential der getesteten Optionen.

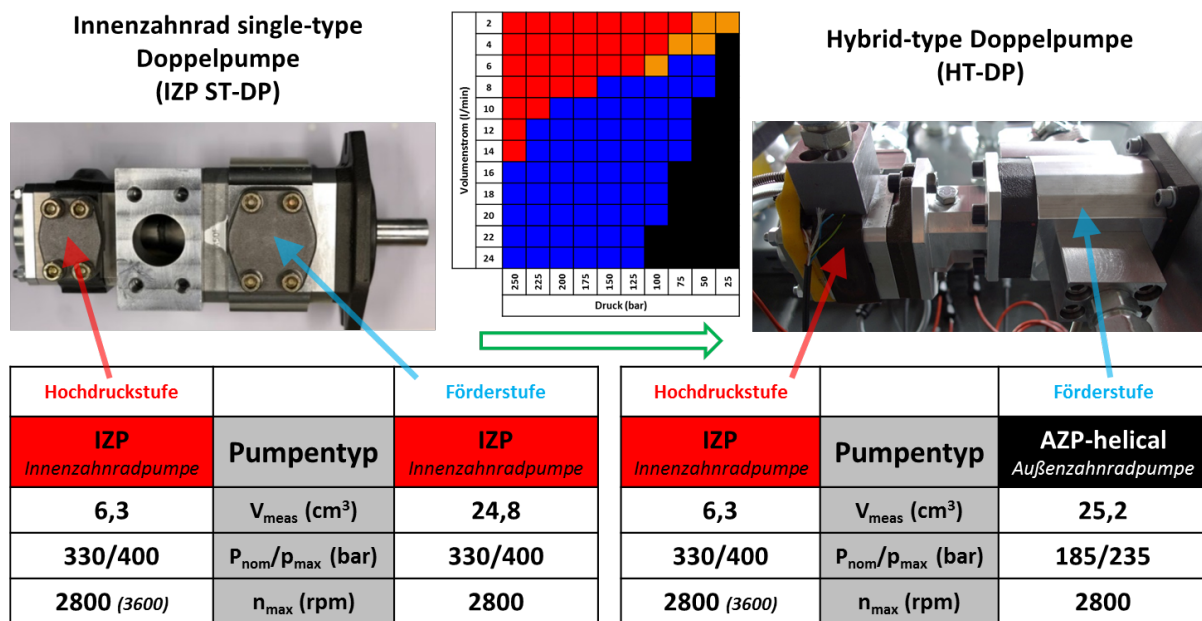
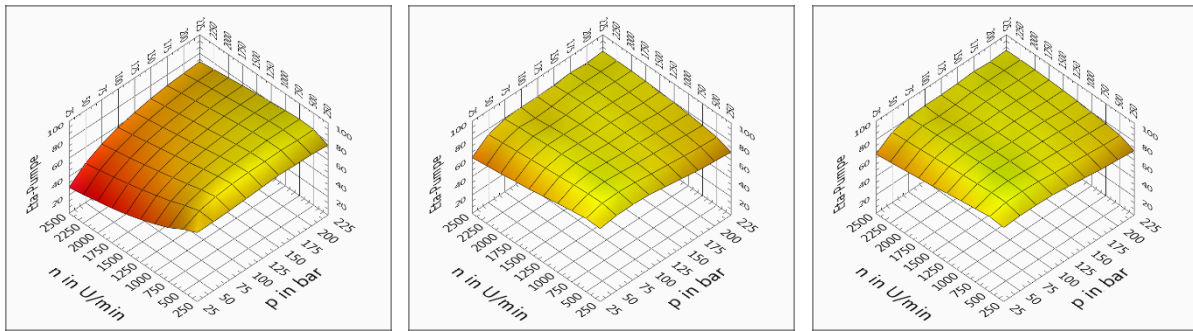
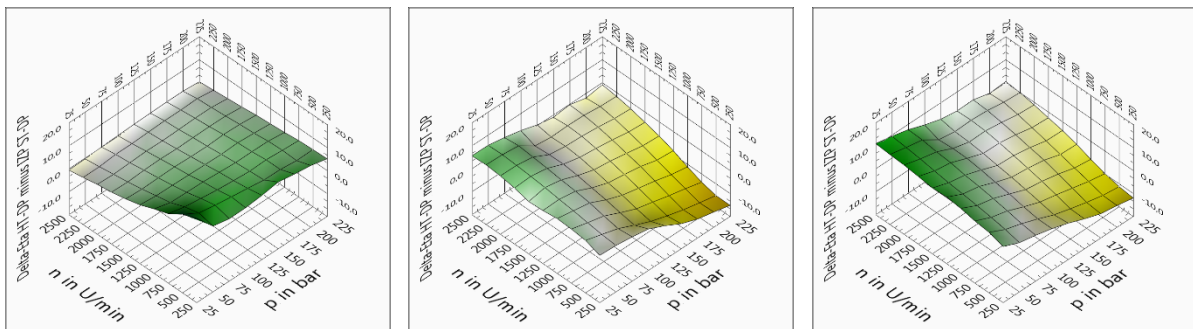


Abbildung 7.1.4: Kenndaten der Doppelpumpen – Standard und Hybrid

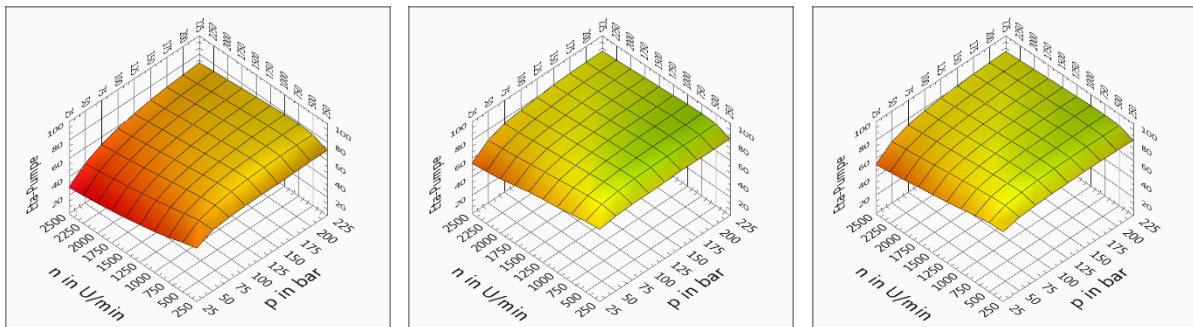
Abbildung 7.1.4 zeigt die Spezifikation der vorgeschlagenen Hybrid-Doppelpumpe (HybridType-DoppelPumpe) im Vergleich mit dem Standardsystem (IZP SingleType-DoppelPumpe). Einzige Einschränkung des Hybrid-Doppelpumpensystems gegenüber dem Standardsystem ist der geringere Nenn- bzw. Maximaldruck der Förderstufe, was sich nur in den Betriebsmodi 2 und 3 auswirkt. Beim Powerdrive stellt diese Eigenschaft jedoch keine funktionelle Einschränkung dar, da in diesen beiden Modi der maximale Druck ohnehin bereits durch das maximale Antriebsmoment des Motors begrenzt ist und der unterhalb des für die Pumpe spezifizierten Wertes liegt.

Das Ergebnis der Effizienzberechnung für die Hybrid-Type Doppelpumpe ist in Abbildung 7.1.5 zusammen mit der Effizienzmessung des Standardsystems und einer vergleichenden Analyse für alle 3 Betriebsmodi dargestellt. Der Vergleich bestätigt These und Optimierungspotential. In Modus 1, nur mit aktiver Hochdruckstufe, besitzt die Hybrid-Doppelpumpe über dem gesamten Arbeitsbereich eine gesteigerte Effizienz. In den Modi 2 und 3, den beiden Optionen für Förderbetrieb, ergibt sich nur für niedrige Drücke, insbesondere in Verbindung mit hohen Volumenströmen, eine Verbesserung des Pumpenwirkungsgrades. Genau auf diesen Bereich zielt die Optimierung in diesen beiden Modi auch ab und damit ist auch hier das Ziel erreicht.

Hybrid-Type Doppelpumpe HT-DP (Berechnet)

Wirkungsgradifferenz $\Delta\eta = \eta_{HT-DP} - \eta_{IZP ST-DP}$ 

Innenzahnrad Single-Type Doppelpumpe IZP ST-DP (Messung)

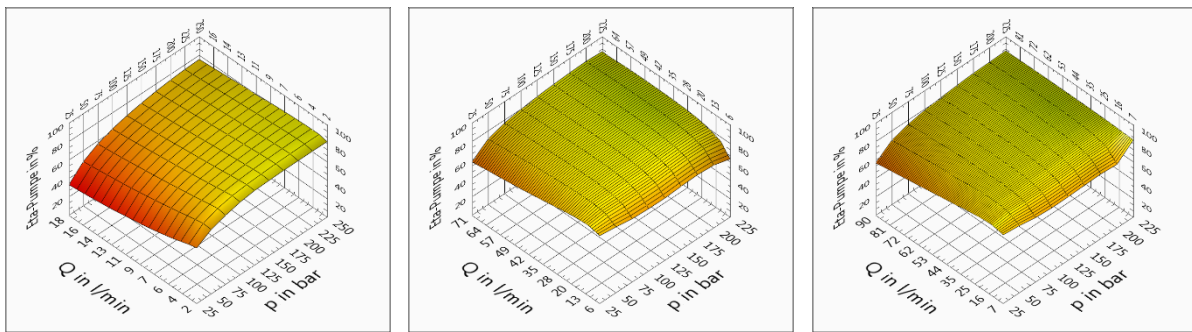
Modus 1 – Nur 6 cm³ aktivModus 2 – Nur 25 cm³ aktiv

Modus 3 – Beide Pumpen aktiv

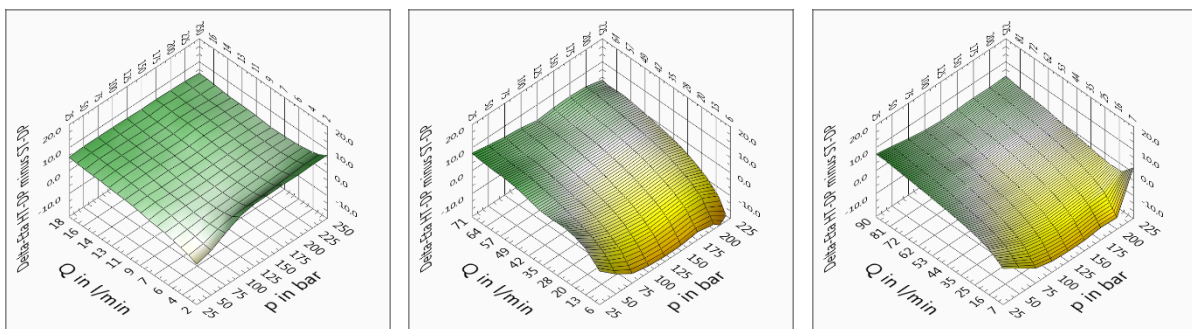
Abbildung 7.1.5: Berechnete (HT-DP) und gemessene (ST-DP) Gesamtwirkungsgrade der 3 möglichen Betriebsmodi und Differenz der Wirkungsgrade beider Systeme zueinander

Auf den positiven Ergebnissen dieser Berechnungen basierend wurde in der Folge ein Prototyp der Hybrid-Typ Doppelpumpe konstruiert, aufgebaut und getestet. Abbildung 7.1.6 zeigt die Ergebnisse der Wirkungsgradmessung für den Prototyp sowie den Vergleich mit dem Standard-Doppelpumpensystem. Die Messung bestätigt die Erwartungen der Berechnungen. Es ergeben sich nur geringfügige Abweichungen, welche dem Ziel der Optimierung aber nicht entgegenstehen. So zeigt sich in Modus 1 gegenüber der Berechnung sogar ein um 2 bis 4 % besserer Wirkungsgrad, lediglich im Bereich sehr geringer Leistung, bei niedrigen Volumenströmen und Drücken, fällt der Wirkungsgrad geringer aus als erwartet. Hier liegen die Unterschiede jedoch im Bereich der Messunsicherheit und die Signifikanz dieser Arbeitspunkte ist aus energetischer Sicht sehr gering. Der geringere Wirkungsgrad in den Arbeitspunkten minimaler Leistung zeigt sich auch in den Modi 2 und 3, hier treten darüber hinaus jedoch keine Abweichungen oberhalb der Messunsicherheit auf.

Prototyp Hybrid-Type DoppelPumpe HT-DP (Messung)



$$\text{Wirkungsgraddifferenz } \Delta\eta = \eta_{HT-DP} - \eta_{IZP ST-DP}$$



Modus 1 – Nur 6 cm³ aktiv

Modus 2 – Nur 25 cm³ aktiv

Modus 3 – Beide Pumpen aktiv

Abbildung 7.1.6: Gemessener Gesamtwirkungsgrad des Hybrid-Typ Doppelpumpen-Prototyps für die drei möglichen Betriebsmodi und Differenz der Wirkungsgrade im Vergleich zur ST-DP aus Abb. 7.1.5

Die letztendliche Validierung des Prototypen erfolgte in der konkreten Anwendung, für welche das System optimiert wurde.

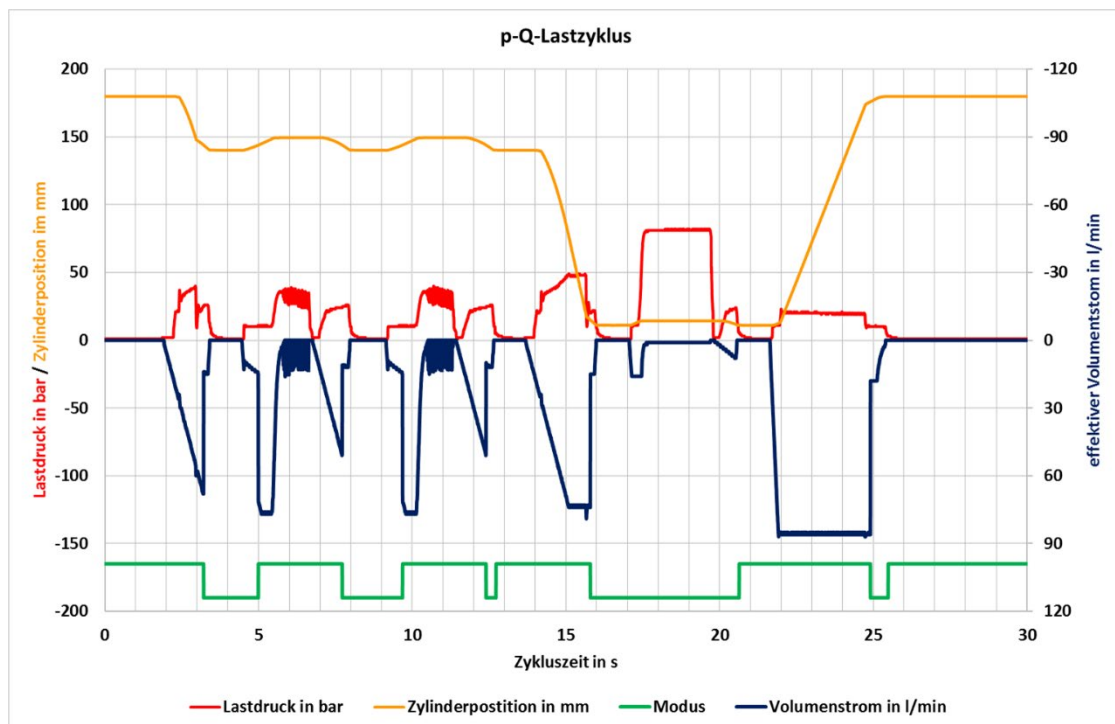


Abbildung 7.1.7: p-Q Lastzyklus für einen Falzvorgang, mit Zylinderposition und Betriebsmodus der Doppelpumpe (Low=Modus 1; High=Modus 3)

Der vorgegebene Lastzyklus der Anwendung (Abb. 7.1.7) wurde dabei auf dem Prüfstand nachgebildet und die hydraulischen, mechanischen und elektrischen Leistungen aufgezeichnet sowie die Energieaufnahme bestimmt (Abb. 7.1.8). Der Prozess unterteilt sich in zwei Arbeitsphasen, dem zweimaligen Vorfalzen zwischen 4 und 13 s sowie dem Fertigfalzen zwischen 16 und 21 s. Jeder der drei Falzvorgänge besteht jeweils nochmals aus drei Phasen, zuerst der Verformungsphase, in welcher das Metall umgeformt wird, was bei hohem Volumenstrom bis 75 l/min und geringem Druck bis 40 bar erfolgt. Danach folgt die Haltephase, in welcher die Kraft und damit auch der Druck von ca. 40 bar aufrechterhalten wird, jedoch fast kein Volumenstrom fließt ($< 2 \text{ l/min}$). Zuletzt erfolgt das Entlasten und Öffnen des Werkzeugs, der Druck sinkt auf etwa 20 bar bei steigendem Volumenstrom bis 50 l/min .

In den Haltephasen wird dabei nur sehr wenig Leistung benötigt, trotz der Verluste werden an der elektrischen Zuleitung weniger als 500 W gemessen. Sowohl die Phase der Verformung wie auch das Öffnen des Werkzeugs erfordern eine höhere Leistung, hier ergeben sich bis zu 4 kW elektrischer Antriebsleistung.

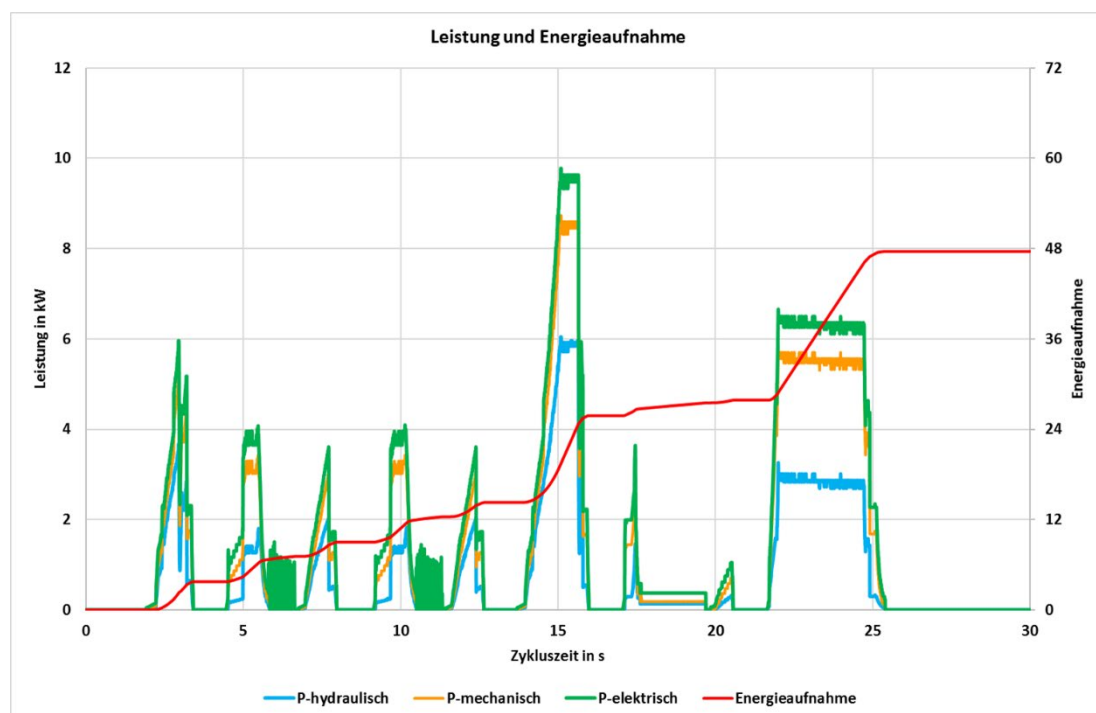


Abbildung 7.1.8: Hydraulische, mechanische und elektrische Leistungen über dem Zyklus aus Abb. 7.1.7 sowie die summierte elektrische Energieaufnahme

Der größte Teil der Energie wird jedoch nicht in den eigentlichen Arbeitsphasen, sondern in den dazwischenliegenden Phasen aufgenommen. Hier wird das Werkzeug in die Arbeitsposition für Vorfalzen und Fertigfalzen gefahren, es werden gegenüber den minimalen Wegen bei den Falzprozessen große Hübe realisiert. Dies geschieht mit hohen Geschwindigkeiten bei maximal möglichem Volumenstrom bis fast 90 l/min . Die dabei anliegenden Drücke ergeben sich aus dem Eigengewicht des Werkzeugs sowie Widerständen im System, unter anderem einem Senk-Brems-Ventil, welches ein

kontrolliertes Absenken sicherstellt. Die Leistung steigt in diesen Phasen bis auf 10 kW an, diese Phasen sind für knapp $\frac{2}{3}$ der über den Zyklus aufgenommenen Leistung verantwortlich.

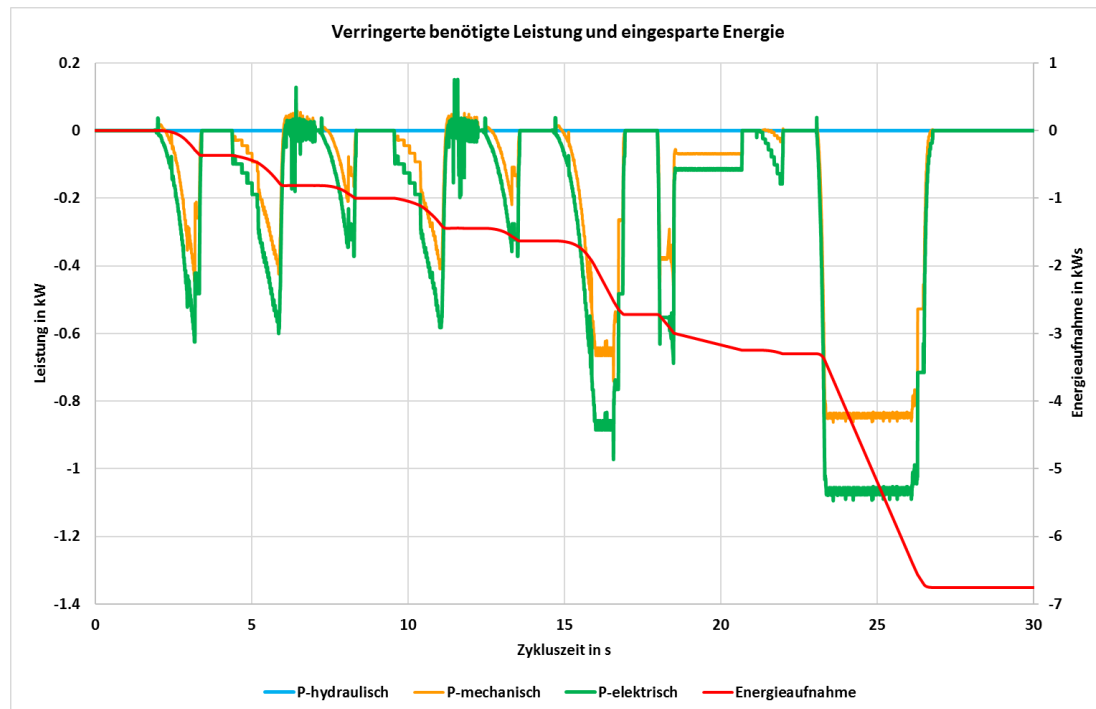


Abbildung 7.1.9: Vergleich der HT-DP zur ST-DP: Differenz in hydraulischer, mechanischer und elektrischer Leistung über dem Zyklus aus Abb. 7.1.7 sowie die summierte eingesparte Energie

Ein Vergleich der Leistungen und der Energieaufnahme mit dem Standard-Doppelpumpensystem bestätigt wiederum das Einsparpotential. Abgesehen von den Haltephasen des Vorfalzens, wo die Leistung jedoch stark schwankend ist und sich im Mittel kein Effizienzgewinn ergibt, ergibt sich für alle weiteren Phasen des Prozesses eine verbesserte Effizienz. Die summierte Energieaufnahme des Prozesses sinkt um knapp 7 kW*s, was einer Einsparung von etwa 12 % entspricht. Geht man von 100000 Lastzyklen pro Jahr aus, ergibt sich somit eine jährliche Einsparung von ca. 195 kWh.

7.2 Thermische Wechselwirkungen

Zu den wichtigsten Wechselwirkungen dieser Anwendung mit dem System zählen die thermischen, wobei hier besonders zwei Fragestellungen zu beantworten sind.

Zum Einen ist sicherzustellen, dass das eingesetzte Pumpensystem auch unter den vom Lastzyklus geforderten hohen Anteilen des Lasthaltens thermisch stabil ist und es zu keiner Pumpenüberhitzung kommt. Da in diesen Arbeitspunkten das System in Modus 1 arbeitet und damit nur die 6 cm³-Stufe unter Last arbeitet, wird diese einer Bewertung der Erwärmung unterzogen.

Darüber hinaus stellt sich die Frage nach der optimalen Betriebstemperatur des Systems. Es gilt zu prüfen, ob es möglich ist eine Temperatur zu ermitteln, bei welcher der Zyklus-Wirkungsgrad maximal ist. Die Wirkungsgrade unterliegen, wie in Kapitel 6.1.4 ausgeführt, neben den konstruktiven Einflüssen auch einem Temperatureinfluss, wobei die Gestalt dieser Temperaturabhängigkeit auch stark vom

Pumpenprinzip beeinflusst ist. Hierdurch gestaltet sich diese Frage für Mehrfachpumpen, insbesondere der hier vorgestellten Hybrid-Type-Doppelpumpe, aufwändig. Es erfolgt im Zuge dieser Arbeit an dieser Stelle eine Analyse des Temperaturverhaltens der Hybrid-Type-Doppelpumpe in den beiden Betriebsmodi 1 und 3 und darauf basierend eine Abschätzung des thermischen Wirkungsgradoptimums.

7.2.1 Thermische Stabilität

Um die thermische Stabilität des Pumpensystems sicherzustellen, wird die eingeführte, auf der Erwärmungszeit bei stationärer Belastung basierende Bewertung zusammen mit dem Zyklus genutzt. Für den in Abb. 7.1.7 dargestellten Zyklus mit einer maximalen Druckbelastung von 80 bar im Druckhaltebetrieb stellt dieser nur eine geringe Belastung für die Pumpe dar. Die Zeit bis zum Erreichen der kritischen Temperaturgrenze steigt mit sinkender Belastung überproportional stark (vgl. Abb. 6.4.6). Zusammen mit den kurzen Belastungsintervallen von wenigen Sekunden, jeweils unterbrochen von mehreren Phasen, in welchen die Pumpe gespült und damit gleichzeitig gekühlt wird, ist die thermische Stabilität hier keine kritische Eigenschaft.

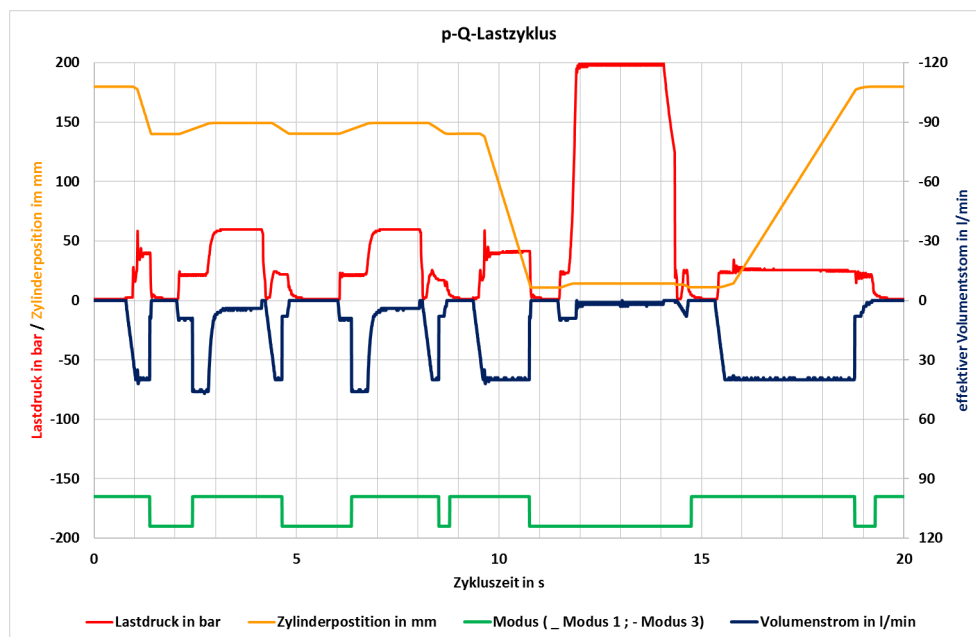


Abbildung 7.2.1: p-Q Lastzyklus für einen Falzvorgang bei erhöhter Last, mit Zylinderposition und Betriebsmodus der Doppelpumpe (Low=Modus 1; High=Modus 3)

Steigt der Druck im System jedoch an (Abb. 7.2.1), steigt auch die Last für das Pumpensystem an und die Zeit bis zum Erreichen der kritischen Temperaturgrenze nimmt ab. Hier wird die Erwärmungsmessung im stationären Druckhaltebetrieb eingesetzt, um die thermische Stabilität unter den vom Zyklus gegebenen Bedingungen nachzuweisen. Im hier vorliegenden Fall wird die Last bei einem Druck von 200 bar (+/- 2 bar) gehalten, die systembedingten Leckagen sorgen für einen effektiv durch die Pumpe geförderten Volumenstrom von $0,1 \frac{l}{min}$ (+/- $0,03 \frac{l}{min}$). Abbildung 7.2.2 zeigt für diesen Betriebspunkt die Resultate der Erwärmungsmessung. Die Temperatur (grün) steigt innerhalb von 30 Minuten um $10 \text{ }^\circ\text{C}$ an, der Verlauf flacht sich aber ab und läuft asymptotisch auf eine stationäre

Temperatur kleiner 50°C zu. Die zu- (rot) und abgeführten (blau) Wärmeströme zeigen, dass sich hier ein Gleichgewicht einstellt.

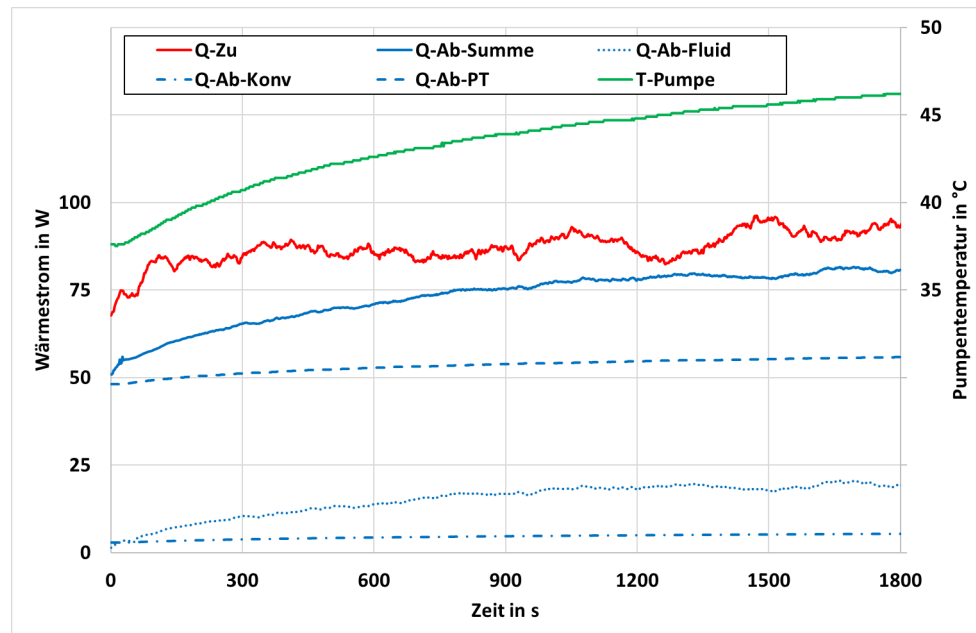


Abbildung 7.2.2: Zeitliche Entwicklung der Pumpentemperatur (an der 6cm³ Hochdruckstufe) sowie der zugeführten Wärme und der abgeführten Wärmeströme für die Hybrid-Doppelpumpe im Betriebsmodus 1 bei Druckhalten $p = 200$ bar

Einen besonders hohen Anteil der Kühlwirkung stellt die Wärmeleitung in Richtung des Pumpenträgers (Q-Ab-PT) dar. Hier befindet sich im Fall der Doppelpumpe die große Stufe des Pumpensystems, welche in diesem Arbeitspunkt abgeschaltet ist, also drucklos zum Tank fördert. Sie arbeitet durch die feste Koppelung beider Stufen mit der gleichen Drehzahl wie die belastete kleine Pumpenstufe, aber ohne Last. Sie entfaltet somit eine Kühlwirkung für die belastete Stufe des Pumpensystems und unterstützt entscheidend die thermische Stabilität des Systems.

7.2.2 Thermische Wirkungsgradabhängigkeit

An die Frage der thermischen Stabilität des Pumpenantriebs schließt sich nahtlos die nach der Temperaturabhängigkeit der Wirkungsgrade des Doppelpumpensystems an. Wie aus den Untersuchungen und Analysen auf Komponentenebene hervorgeht, unterliegen die Temperaturabhängigkeiten der Teilwirkungsgrade Einflüssen von Pumpenprinzip und Konstruktionsparametern. Generell gilt jedoch, dass der volumetrische Wirkungsgrad wegen zunehmender Leckagen mit der Temperatur sinkt, während der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad bedingt durch die bessere Schmierwirkung steigt.

Für den Pumpengesamtwirkungsgrad, dem Produkt der beiden Teilwirkungsgrade, ergibt sich somit ein Temperaturverlauf, der von zwei Einflüssen bestimmt wird. Zum Einen von der reinen Temperaturabhängigkeit der Teilwirkungsgrade, zum Anderen vom Arbeitspunkt und damit vom zuvor eingeführten gewichteten Verlustleistungsverhältnis Π_V .

Bei Mehrfachpumpen, insbesondere, wenn diese in ihren Stufen Pumpen unterschiedlichen Prinzips einsetzen, ergeben sich zusätzlich zu den bereits genannten Einflüssen der Einzelpumpe noch weitere Abhängigkeiten für den Gesamtwirkungsgrad der Mehrfachpumpe:

- Prinzipien der einzelnen Pumpenstufen
- Fördervolumen der einzelnen Pumpenstufen
- Betriebsmodus der Mehrfachpumpe

Es muss also bei der Bewertung der thermischen Wirkungseinflüsse und bei der Bestimmung des thermischen Wirkungsoptimums für die betrachtete Mehrfachpumpe die Analyse, neben dem Arbeitspunkt, auch den Betriebsmodus berücksichtigen.

Eine solche Unterscheidung ist in Abbildung 7.2.3 für den Prototyp der Hybrid-Doppelpumpe und die beiden Betriebsmodi 1 und 3 dargestellt.

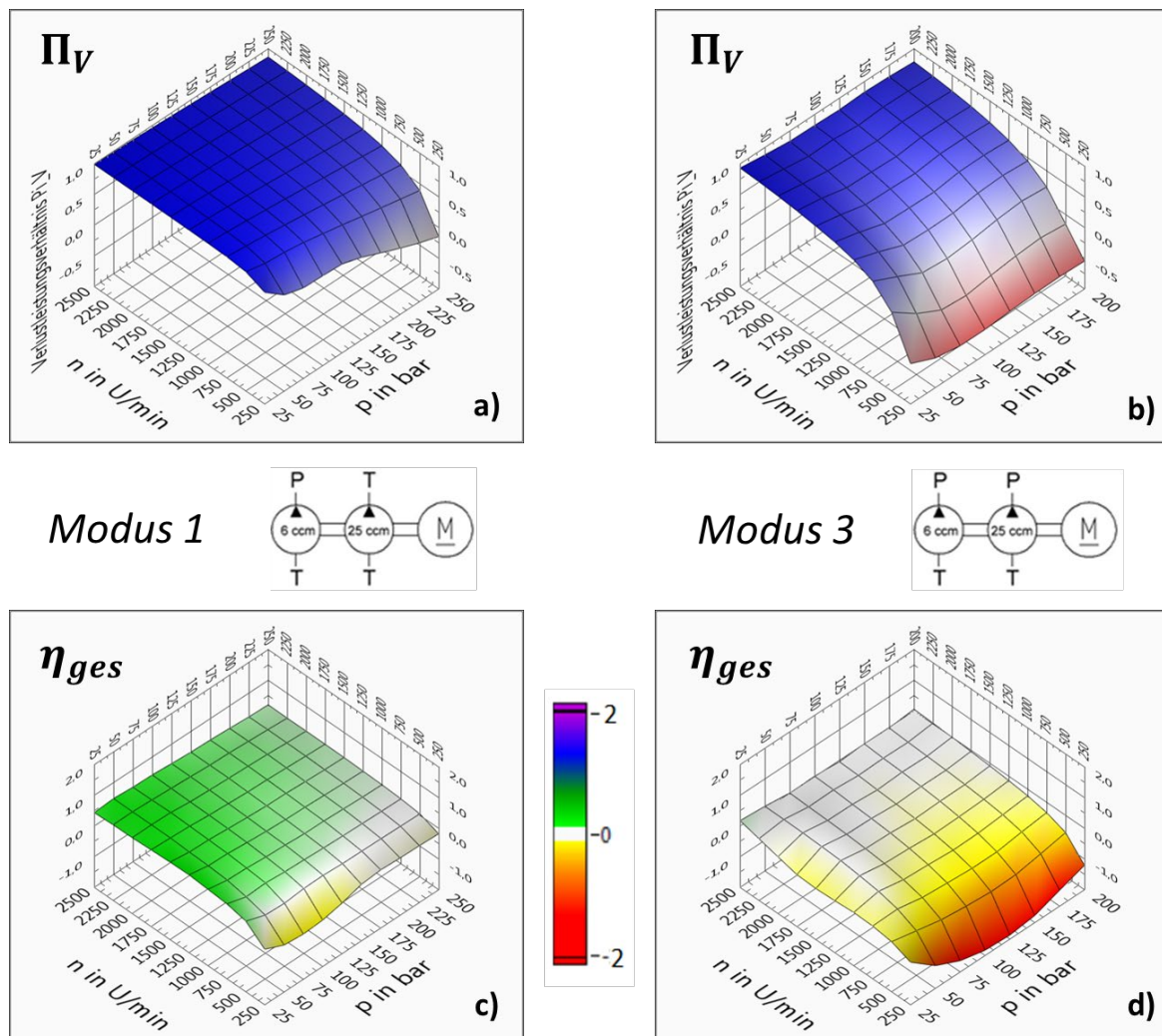


Abbildung 7.2.3: Für die Hybrid-Doppelpumpe aus 6 cm³ Innen- und 25 cm³ Außenzahnradpumpe: a) und c) für Betriebsmodus 1 und b) sowie d) für Betriebsmodus 3 dargestellt:

a) und b): Das gewichtete Verlustleistungsverhältnis Π_V

c) und d): Die Temperaturabhängigkeit des Gesamtwirkungsgrads $TK_{p,q}$ in % pro °C

Besonders deutlich zeigt sich der Einfluss des Betriebsmodus auch auf die Temperaturabhängigkeit des Pumpengesamtwirkungsgrads bei Modus 1, in welchem nur die 6 cm³-Hochdruckstufe Leistung in den Prozess einspeist. Für die druckkompensierten Innenzahnradpumpen weisen die zuvor in Kapitel 6.1.4 erfolgten Analysen einen positiven Temperaturkoeffizienten des Wirkungsgrades für nahezu alle Arbeitspunkte nach, lediglich bei minimalen Drehzahlen ($< 500 \text{ U}/_{\text{min}}$) in Verbindung mit hohen Drücken ($> 150 \text{ bar}$) tritt ein negativer Temperaturkoeffizient auf.

In diesem Betriebsmodus läuft die 25 cm³-Förderstufe nur mit und fördert drucklos Volumenstrom zum Tank hin. Die gesamte Leistung, welche die Förderstufe hierfür aufnimmt, stellt in diesem Betriebsmodus Verlustleistung dar. Sie zeigt sich in Form eines erhöhten Antriebsmoments an der Pumpenwelle, ist also phänomenologisch den hydraulisch-mechanischen Verlusten zuzuordnen.

Diesen Ansatz bestätigt auch eine genauere Analyse der Anteile, die zu diesem Verlustmoment führen. Da die 25 cm³-Stufe drucklos fördert, sind die volumetrischen Verluste vernachlässigbar und es müssen nur zwei Anteile berücksichtigt werden. Zum Einen die zur Überwindung der hydraulisch-mechanischen Verluste in der Pumpe selbst benötigte Leistung und zum Anderen die Leistung, um den durch Leitungs- und Ventilwiderstände in der Rückleitung zum Tank auftretenden Staudruck zu überwinden.

Beide Verluste steigen mit der Drehzahl bzw. dem damit auch steigenden Volumenstrom an, und beide Verluste sinken mit steigender Temperatur. Die Reibung in der Pumpe nimmt ab, weshalb sich die hydraulisch-mechanischen Verluste reduzieren. Durch die Abnahme der Viskosität mit steigender Temperatur sinken die Staudrücke in der Tankleitung und damit sinkt auch die zu ihrer Überwindung benötigte Leistung. Somit verhalten sich die Verluste auch in ihrem Temperaturverhalten wie reine hydraulisch-mechanische Verluste.

Dass unter dieser Annahme gebildete gewichtete Verlustleistungsverhältnis ist in Abb. 7.2.3 a) dargestellt. Es zeigt sich nahezu über den gesamten Arbeitsbereich eine stärkere Signifikanz der hydraulisch-mechanischen Verluste mit $\Pi_V > 0,5$, nur bei maximalem Druck und minimaler Drehzahl überwiegen leicht die volumetrischen Verluste $\Pi_V = -0,1$.

Die messtechnisch ermittelte Temperaturabhängigkeit, dargestellt in Abb. 7.2.3 c), deckt sich mit der aus dem gewichteten Verlustleistungsverhältnis abgeleiteten Erwartung. Der Wirkungsgrad verbessert sich für alle Arbeitspunkte mit Drehzahlen oberhalb von $750 \text{ U}/_{\text{min}}$ mit steigender Temperatur, bei geringeren Drehzahlen gleichen sich die Einflüsse von volumetrischen und hydraulisch-mechanischem Wirkungsgrad aus und es ist nur ein minimaler Temperatureinfluss festzustellen.

In Betriebsmodus 3 dagegen speisen beide Pumpen Leistung in den Prozess ein, es mischen sich die Eigenschaften der beiden Stufen miteinander. Durch das stark unterschiedliche Verdrängervolumen der beiden Stufen überwiegt der Einfluss der 25 cm³-Außenzahnradpumpe gegenüber dem der 6 cm³-Innenzahnradpumpe. Dies schlägt sich auch im gewichteten Verlustleistungsverhältnis nieder, zu sehen

in Abb. 7.2.3 b). Deutlich zu sehen ist die starke Signifikanz der volumetrischen Verluste in Arbeitspunkten kleiner Drehzahlen ($< 750 \text{ U}/_{\text{min}}$). In diesen Arbeitspunkten folgen entsprechend auch stark negative Temperaturkoeffizienten des Wirkungsgrads.

Für höhere Drehzahlen steigt die Signifikanz der hydraulisch-mechanischen Verluste an und die negative Temperaturabhängigkeit des Gesamtwirkungsgrads nimmt ab. Es kommt selbst bei maximaler Drehzahl nicht zu einer Umkehr der Temperaturabhängigkeit, hier heben sich die Temperaturabhängigkeiten der Teilwirkungsgrade gegenseitig auf.

Dies bestätigt nochmals, dass eine Bewertung der Veränderung der Wirkungsgrade über der Temperatur im Fall von Mehrfachpumpen für die einzelnen Betriebsmodi separat zu erfolgen hat.

Soll eine Temperatur identifiziert werden, bei welcher die Wirkungsgrade ein Optimum annehmen, müssen in der Berechnung die jeweils modusspezifischen Temperaturabhängigkeiten berücksichtigt werden.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Bei der Bestrebung nach einer stetigen Verbesserung der Energieeffizienz hydraulischer Systeme nehmen die Pumpenantriebe eine zentrale Rolle ein. Durch konsequenten Einsatz von Energy-On-Demand-Architekturen wird die ins System eingebrachte Leistung dem Bedarf zu jedem Zeitpunkt angepasst und Drosselverluste werden minimiert. Die Anpassung der Leistung erfolgt durch eine Variation des Volumenstroms, entweder in Form einer Änderung des Verdrängervolumens (z.B. bei druckgeregelten Verstellpumpen), einer Regelung der Antriebsdrehzahl bei Konstantpumpen oder eine Kombination beider Maßnahmen.

Die ständig steigenden Effizienzanforderungen, in der Mobilhydraulik in erster Linie durch Verschärfung der Grenzwerte für die Emission von Treibhausgasen, in der Industriehydraulik durch den zunehmenden Konkurrenzdruck elektromechanischer Antriebslösungen, bedingen einen ungebrochenen Innovationsdruck, den Wirkungsgrad der Hydraulik weiter zu steigern. Auf Seiten des Pumpenantriebs bedeutet dies die verlustreduzierende Weiterentwicklung der Komponenten Pumpe und Motor, aber auch eine für die Anwendung optimale Abstimmung des Antriebssystems. Besonders diese optimale Abstimmung gestaltet sich wegen der Vielfalt der hydraulischen Anwendungen und individuellen Lösungen schwierig, Ferner sind Lösungen nur eingeschränkt vergleichbar.

An dieser Stelle setzt die hier vorgestellte Arbeit an und stellt eine Methode vor, wie die Auslegung hydraulischer Pumpenantriebe systematisch und strukturiert durchgeführt werden kann, um zu solch einem System mit bestmöglicher Effizienz zu gelangen. Im Fokus stehen hierbei drehzahlvariable Antriebe mit Konstantpumpe, da ihre Verbreitung in unterschiedlichsten Anwendungen der Industrie- wie Mobilhydraulik stetig zunimmt und sie daher von besonderem Interesse sind.

Der Stand der Technik der verfügbaren Systeme und angewandten Methoden der Auslegung werden beleuchtet und die Technologie auch in Kontext zu alternativen Architekturen gesetzt.

Basis der Methodenentwicklung ist die Definition einheitlicher Bewertungskriterien, messtechnischer Konzepte zu deren Bestimmung und die Umsetzung in Form eines Prüfstands. Hiermit werden im Rahmen dieser Arbeit im ersten Schritt auf Komponentenebene Zahnradpumpen untersucht und, unterstützt durch eigens entwickelte Modelle der Pumpenvolumetrie, Einflüsse der Konstruktionsparameter und von Prozessgrößen auf die Wandlerverluste der Pumpe analysiert. Danach werden auf Systemebene die Wechselwirkungen von Pumpe und Motor betrachtet und im Anschluss der Gesamtprozess energetisch betrachtet. Schließlich wird, aufbauend auf diesen Analysen, die Auslegungsmethode vorgestellt.

Ergänzt wird die wirkungsgradorientierte Auslegungsmethode durch Betrachtungen zu, für die Funktion der Anwendung entscheidende, Systemwechselwirkungen. Hier wird beispielhaft die thermische Stabilität des Pumpenantriebs in durch den drehzahlvariablen Betrieb auftretenden kritischen

Betriebszuständen, wie dem Halten hoher Drücke ohne nennenswerten Volumenstrom, untersucht und Maßnahmen gegen eine Überhitzung diskutiert.

In Kapitel 4 werden die der Arbeit zugrundeliegenden theoretischen Zusammenhänge zu idealer und realer Verdrängermaschine zusammengefasst. Der Arbeitsprozess sowie die Verluste werden beschrieben, die Wirkungsgrade definiert. Ebenfalls werden die verschiedenen Konstruktionsprinzipien von Zahnradpumpen vorgestellt. Da messtechnische Untersuchungen eine zentrale Rolle in dieser Arbeit einnehmen, erfolgt auch ein Überblick über die auftretenden Messunsicherheiten und eine Diskussion der Berücksichtigung von Fehlern, insbesondere der Fehlerfortpflanzung bei aus mehreren Messgrößen zusammengesetzten Werten wie dem Wirkungsgrad.

Grundlegend für diese Arbeit ist der entwickelte Prüfstand zur Untersuchung hydraulischer Pumpenantriebe im drehzahlvariablen Betrieb. Dieser bietet die Möglichkeit, Pumpenantriebe bei variablen Arbeitspunkten zu betreiben und dabei eine Vielzahl für die Analyse benötigter Kenngrößen aufzuzeichnen. In erster Linie sind hier die Leistungen (hydraulisch am Pumpenausgang, mechanisch an der Pumpenwelle und elektrisch an der Umrichter-Zuleitung) zu nennen, welche die Grundlage der Verlustanalyse und Wirkungsgradbestimmung darstellen. Aber auch zahlreiche Temperaturmessstellen sowie präzise Volumenstrom- und Druckmessung sind wichtige Eigenschaften des Prüfstands. Zusätzlich ist der Prüfstand so konstruiert, dass Sondermessstrecken, beispielsweise zur Bestimmung der Pumpenpulsation, im Bedarfsfall appliziert werden können.

Eingeleitet wird die Methodenentwicklung durch die Definition der einheitlichen Messabfolge, den Messabläufen und den Definitionen der hierbei bestimmten Kenngrößen. Es erfolgt für die Kenngrößen jeweils eine Fehlerbetrachtung entlang der Messkette. Die Vielzahl der Einflüsse bei der Bestimmung der Kenngrößen führt zu potentiell hohen Fehlern. Es kann aber gezeigt werden, dass die Messmittelfähigkeit und die Vergleichbarkeit der Messungen untereinander durch Einsatz präziser Sensorik, besondere Sorgfalt bei der Einstellung der stationären Betriebspunkte und die Einhaltung fester Messabläufe sichergestellt werden kann.

Um die Vergleichbarkeit von Systemen untereinander sicherzustellen, wird der Pumpenausgang und die dort abgegebene hydraulische Leistung, dargestellt durch das Produkt aus Druck p und effektivem Volumenstrom Q_{eff} , als Referenzpunkt definiert. Um diesen Referenzpunkt in den Kennfeldern der Wirkungsgrade abzubilden, werden prozessbezogene Kennfelder über Druck p und Volumenstrom Q_{eff} eingeführt und deren Transformation aus den messtechnisch ermittelten Kennfeldern über Druck p und Drehzahl n vorgestellt.

Mittels der Kennfelder werden Vergleiche der vier wichtigsten Bauformen von Zahnradpumpen, Außenzahnradpumpen mit gerader und schraubenförmiger Verzahnung sowie Innenzahnradpumpen mit und ohne Dichtspaltkompensation, durchgeführt und konstruktive wie auch systemische Einflüsse auf die Teilwirkungsgrade identifiziert und analysiert.

Zur Unterstützung der Analysen wurden volumetrische Modelle von Außen- und Innenzahnradpumpen erstellt. Diese bilden die am Förderprozess beteiligte Pumpen-Innengeometrie ab und erlauben die Analyse von geometrischen Parametern auf die Leckagen und damit die volumetrischen Verluste, was in Form von Parameterstudien erfolgt ist.

Die Analysen bestätigen die durch theoretische Überlegungen identifizierten Abhängigkeiten der Teilwirkungsgrade von den Prozessparametern Druck und Drehzahl. Qualitativ zeigen sich diese für alle Zahnradpumpen gültig, quantitativ sorgen Prinzip- und Konstruktionseinflüsse für unterschiedliche Wirkungsgradverläufe, insbesondere in den Teillastbereichen.

Im Förderbetrieb, also bei geringen Drücken aber hohen Drehzahlen bzw. Volumenströmen, besitzen Außenzahnradpumpen durch ihre geringeren Reibungs- und Strömungsverluste bessere Wirkungsgrade als Innenzahnradpumpen. Im Gegensatz dazu besitzen Innenzahnradpumpen bei hohen Drücken und geringen Drehzahlen bzw. Volumenströmen bessere Wirkungsgrade, da sie geringere Leckagen und damit weniger volumetrische Verluste aufweisen.

Als wichtigen Einfluss auf den Wirkungsgrad wurde auch die Temperatur betrachtet. Sie wirkt sich entgegengesetzt auf den volumetrischen und auf den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad aus, die resultierende Temperaturabhängigkeit des Pumpen-Gesamtwirkungsgrads ist stark vom Arbeitspunkt abhängig. Um diese Abhängigkeit darstellen zu können, wurde das gewichtete Verlustleistungsverhältnis eingeführt. Diese Größe gibt an, ob und wenn ja welcher und wie stark einer der beiden Verluste besondere Signifikanz in einem Arbeitspunkt besitzt. Für die Anwendung in der Auslegungsmethode werden Kennfelder der Temperaturabhängigkeit der Wirkungsgrade verwendet, die in Verbindung mit dem Wirkungsgradkennfeld eine Umrechnung für eine andere als die Bezugstemperatur 40°C ermöglichen.

Von der Komponentenebene wird die Betrachtung auf die Systemebene, die Einheit aus Pumpe und Antrieb, also Elektromotor und Umrichter, ausgeweitet. Weitergehende Analysen der Elektromotoren sind dabei nicht Gegenstand dieser Arbeit, jedoch wird ihre Berücksichtigung in der elektrohydraulischen Wandlungskette gezeigt. Die für die Auslegungsmethode entscheidende Wechselwirkung von Pumpe und Antrieb wird durch eine Verkettung der Wirkungsgradkennfelder für die elektromechanische und mechanisch-hydraulische Wandlung abgebildet. Dies erlaubt die Analyse von Kombinationen aus Pumpe und Antrieb wie auch den Vergleich durch Rückgriff auf Komponentenkenfelder, ohne diese Kombinationen jeweils messtechnisch untersuchen zu müssen.

Im letzten Schritt der Methodenentwicklung wird die Betrachtung nochmals ausgeweitet und auch der vom Motor-Pumpen-Aggregat versorgte Prozess mit einbezogen. Um diese vielfältigen Anwendungen einheitlich abbilden zu können, werden diese als Lastzyklus in Form einer Information der benötigten Prozessparameter über der Zeit abstrahiert. Die Parameter sind mindestens Druck und Volumenstrom, meist zusätzlich das Fluid und die Fluidtemperatur.

Für einen solch abgebildeten Lastzyklus kann nun mittels verfügbarer Kennfelder für beliebige Kombinationen von Pumpe und Antrieb eine Berechnung der Leistung zu jedem Zeitpunkt des Zyklus durchgeführt werden. Dies ermöglicht die Analyse jedes Zyklus-Betriebspunktes auf Schwächen in der Wandlungskette, aber auch die Berechnung der pro Zyklus erforderlichen Energie. Als Vergleichsgröße wird der zyklusspezifische Wirkungsgrad als das Verhältnis von hydraulisch abgegebener Energie zu elektrisch aufgenommener Energie definiert. Darüber hinaus wurde auch das Potential von Anpassungen des Zyklus zur Verringerung der elektrischen Energieaufnahme bzw. zur Steigerung des zyklusspezifischen Wirkungsgrads abgeschätzt.

Schließlich wird eine, auf der Methode basierende, Software-Auslegehilfe vorgestellt, die bei Eingabe eines Lastzyklus die Auswahl des hierfür effizientesten Motor-Pumpen-Aggregats unterstützt. Dies erfolgt mit Hilfe von in einer Datenbank abgelegten, messtechnisch erfassten Wirkungsgradinformationen zu den Komponenten, die in der Software miteinander kombiniert werden. Daraus wird die zyklusspezifische Energieaufnahme berechnet und die möglichen Kombinationen können hinsichtlich ihrer Energieeffizienz verglichen werden.

Ergänzend zur Effizienz wurde beispielhaft für eine Systemwechselwirkung die thermische Stabilität von Pumpen in kritischen Arbeitspunkten des drehzahlvariablen Betriebs untersucht. Hierzu wurde ein einfaches thermodynamisches Modell der Pumpe verwendet, welches die in das System Pumpe und aus dem System herausführenden Wärmeströme bilanziert. Zusammen mit Erwärmungsmessungen, bei denen die Zeit bis zum Erreichen einer kritischen Temperatur in einem Arbeitspunkt gemessen wird, können die Zusammenhänge analysiert werden.

Die Erwärmung erfolgt fast ausschließlich durch die Wandlung volumetrischer Verlustleistung in Wärme, da Reibungsverluste bei den geringen Drehzahlen nur eine geringe Rolle spielen. Daher übt auch das Verdrängervolumen einen entscheidenden Einfluss auf die thermische Stabilität aus, da größeren Pumpen wegen höherer Leckageverluste beim Druckhalten ein höherer Wärmestrom zugeführt wird, sie jedoch nicht in gleichem Maße mehr Wärme abführen können. Auch zeigen sich Innenzahnradpumpen mit Dichtspaltkompensation in diesem Betriebspunkt thermisch stabiler, da sie wegen geringerer Leckage weniger Wärme erzeugen als beispielsweise Außenzahnradpumpen.

Als mögliche Maßnahme gegen die Erwärmung kann eine zusätzliche Leckage auf der Druckseite des Systems eingesetzt werden. Hierdurch kann der die Pumpe durchströmende Volumenstrom und damit die durch diesen Volumenstrom erfolgende Kühlwirkung erhöht und so einer Überhitzung vorgebeugt werden.

Abschließend erfolgt eine Verifikation der Analysen sowie der Methode anhand einer konkreten Anwendung. Am Beispiel eines Pumpenantriebs mit Doppelpumpe wird gezeigt, wie durch Einsatz eines neuartigen Hybrid-Doppelpumpensystems aus Innen- und Außenzahnradpumpe die Effizienz des

Systems verbessert werden kann, ohne negative Auswirkungen auf sonstige Eigenschaften wie beispielsweise die thermische Stabilität zu erzeugen.

Aufbauend auf dieser Arbeit bieten sich Möglichkeiten, den Nutzen sowie die Anwendbarkeit der Methode weiter zu erhöhen. Hier ist insbesondere eine Ausweitung der Untersuchungen auf weitere Pumpentypen sowie eine stetige Erweiterung der Komponentendatenbank zu nennen.

Ein weiteres Themenfeld, welchem Beachtung geschenkt werden sollte, stellt die Untersuchung und Analyse der Änderung von Pumpeneigenschaften dar, welche verschleißbedingt über ihrer Lebensdauer auftritt. Die Lager und Kontaktstellen sich relativ zueinander bewegender Komponenten laufen sich ein, was die dort auftretenden Reibungsverluste reduziert. Dies hat auch eine Erweiterung der Dichtspalte zur Folge, die von druckkompensierten Pumpen jedoch teilweise ausgeglichen wird.

Diese Veränderungen stellen ein für Zahnradpumpen typisches Verhalten dar. Diese Beobachtungen sollten im Zuge weiterer Untersuchungen, auch an anderen Pumpentypen, tiefergehend analysiert und durch ausreichende Stichprobengröße auch statistisch als signifikant abgesichert werden.

Die elektrische Antriebsseite, trotz des hohen Entwicklungsniveaus, sollte ebenfalls noch weiter in die Betrachtung integriert werden. Hier fehlen insbesondere belastbare Wirkungsgradkennfelder der Motoren, die aber für eine aussagekräftige Analyse und effiziente Auslegung unerlässlich sind.

Auch eine Erweiterung des Funktionsumfangs der Pumpenmodelle könnte den Aufwand der Messungen stark reduzieren, da so aus Messungen einzelner Pumpen eines Typs und einer Baureihe auf andere Pumpen der gleichen Baureihe geschlossen werden könnte.

In Bezug auf die Systemwechselwirkungen sollten insbesondere die Pulsation und die Geräuschentwicklung weiter untersucht werden. Mittels der für den Prüfstand entwickelten RALA-Pulsationsmessstrecke kann die Pumpenpulsation systemunabhängig bestimmt werden. Diese Ergebnisse, zusammen mit den Erkenntnissen und Modellen eigener, vorangegangener Forschungsarbeiten zur Dynamik von hydraulischen Leitungssystemen [SPE14, SPE19] ist eine Simulation des Pulsationsverhaltens im Gesamtsystem möglich. Hieraus können Maßnahmen zur Pulsations- und damit auch Geräuschreduzierung abgeleitet werden.

9 Literaturverzeichnis

[BAE16]	Baehr, H. Kabelac, S.	Thermodynamik – Grundlagen und technische Anwendungen, Springer Vieweg, ISBN 978-3-662-49568-1
[BAM04]	Hässelbarth, W.	BAM-Leitfaden zur Ermittlung von Messunsicherheiten bei quantitativen Prüfergebnissen, Forschungsbericht 266, Verlag für neue Wissenschaft GmbH, Berlin 2004
[BER88]	Berbuer, J.	Neuartige Servoantriebe mit primärer Verdrängersteuerung, Dissertation, RWTH Aachen 1988
[BER89]	Berbuer, J.	Schnelle elektrohydraulische Pumpenstellsysteme, O+P Ölhydraulik und Pneumatik, 1989 Heft 12
[BOL99]	Boldt, T. Bublitz, R.	Nach wie vor wettbewerbsfähig – Hydraulische Antriebe in Spritzgießmaschinen, O+P Ölhydraulik und Pneumatik, 1999 Heft 5
[BRA12]	Brahmer, B.	Hybrid Pump using servo pump in closed loop, 8 th International Fluid Power Conference, Dresden, Germany, 2012
[BUC18]	n.n	Innenzahnrad-Einheit QXM, Bucher Hydraulics GmbH, Ref 100-P-000063-DE-10/01.2018
[BUS13]	Busquets, E. et al.	Temperature prediction of displacement controlled multi-actuator machines, International Journal of Fluid Power, Vol. 14, 2013
[DCA12]	Del Campo, D.	Analysis of the suction chamber of external gear pumps and their influence on cavitation and volumetric efficiency, Dissertation, Universitat Politècnica de Catalunya, 2012
[DCA14]	Del Campo, D. Castilla, R. et al.	Pressure effects on the performance of external gear pumps under cavitation, Journal of Mechanical Engineering Science, SAGE Publications, 2014
[DIN99]	n.n	Leitfaden zur Angabe der Unsicherheit bei Messung, Deutsche Fassung ENV 13005, Beuth Verlag, Berlin 1999
[ECK19]	n.n	EIP – Industripumpen, passend für jede Industrieanwendung, Eckerle Technologies GmbH, Malsch, Germany
[ERP09]	n.n	EU-Ökodesign-Richtlinie 2009/125/EG, 2009
[ERT10]	Ertürk, N. Vernet, A. et al.	Experimental analysis of the flow dynamics in the suction chamber of an external gear pump, International Journal of Mechanical Sciences, Elsevier, 2010
[GOE07]	Goenechea, E.	Mechatronische Systeme zur Pulsationsminderung hydrostatischer Verdrängereinheiten, Dissertation, RWTH Aachen 2007

[GRO11]	Grobe, J.	Energieeffizienz in industriellen Prozessen – Durchgehende Systemlösungen in Industrieanlagen – MDA Forum in industriellen Prozessen, 4.6.2011
[HEB07]	Helbig, A.	Energieeffizientes elektrisch-hydrostatisches Antriebssystem am Beispiel der Kunststoff-Spritzgießmaschine, Dissertation, TU Dresden 2007
[HEL13]	Helduser, S.	Grundlagen elektrohydraulischer Antriebe und Steuerungen, Vereinigte Fachverlage, 2013
[HEY94]	Heyl, W. et al.	Hydrostatische Antriebe in Großserie – Entwicklung und Stand der Technik von Linde Staplergetrieben, O+P Ölhydraulik und Pneumatik, 1994 Heft 8
[ISO07]	n.n	ISO 4409:2007-04
[IVA93]	Ivantysyn, J.+M.	Hydrostatische Pumpen und Motoren – Konstruktion und Berechnung, Vogel Fachbuch, 1993
[MAR15]	Marek, R. Nitsche, K.	Praxis der Wärmeübertragung, Carl Hanser Verlag, Leipzig 2015
[MAC15]	Mackert, R.	Von der Einzelkomponente zum energieeffizienten Gesamtsystem – Die neuen Ecodesign Anforderungen für elektrische Antriebssysteme, SEW Eurodrive, 12.6.2015
[MEL91]	Mellor, P. et al.	Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design, IEE Proceedings B, Vol138, Nr.5, 1991
[MIC14]	Michel, S. Schulze, T. Weber, J.	Energy-efficiency and thermo energetic behaviour of electrohydraulic compact drives, 9 th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, 2014
[MUE02]	Mueller, B.	Einsatz der Simulation zur Pulsations- und Geräuschminderung hydraulischer Anlagen, Dissertation, RWTH Aachen 2002
[MUR11]	Murrenhoff, H.	Grundlagen der Fluidtechnik, Teil 1: Hydraulik, Reihe Fluidtechnik, Shaker Verlag, Aachen 2011
[NEU02]	Neubert, T.	Untersuchung von drehzahlveränderbaren Pumpen, Dissertation, TU Dresden 2002
[PAL09]	Palmen, A.	Untersuchungen zur Leistungssteigerung und Bewertung der Effizienz von hydrostatischen Verdrängereinheiten, Dissertation, RWTH Aachen, 2009
[PAR18]	Dobrzanski et al	Formelsammlung Hydraulik mit Erläuterungen und Tabellen, Parker Hannifin

[PIE11]	Pies, K.	Bestimmung akustischer Kenngrößen an einem fahrzeugunabhängigen Prüfstand zur Modellierung der Schallentstehung und Schallausbreitung in Fahrzeugklimaanlagen, Dissertation, TU Kaiserslautern 2011
[RAD12]	Radermacher, T.	Dynamic improvement of hydraulic drive trains by trajectory planning and learn algorithms, 8 th International Fluid Power Conference, Dresden, Germany, 2012
[RAH11]	Rahmfeld, R. Skirde, E.	Wirkungsgradmessung und Modellierung, O+P 5/2011
[REX12]	n.n	Außenzahnradpumpen „Silence“ Baureihe U, Bosch Rexroth GmbH, RD 10098/02.12
[REX16]	n.n	Außenzahnradpumpen „Silence Plus“ AZPJ, Bosch Rexroth GmbH, RD 10094/07.2016
[REX18]	n.n	SytronixSize – Betriebsanleitung, Rexroth, 2018
[RIT14]	Ritchie, N.	Variable speed drives cuts 20% energy costs, World Pumps 2014
[RIT18]	Ritters, K.	Efficiency studies on double pump supply units, 10 th International Fluid Power Conference, Dresden, Germany, 2016
[ROS14]	Rosen, K. Bublitz, R.	Energetic optimization of variable speed pump systems towards European Ecodesign directive, 9 th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, 2014
[RUD12]	Ruderman, M.	Zur Modellierung und Kompensation dynamischer Reibung in Aktuatorssystemen, Dissertation, TU Dortmund, 2012
[RÜH97]	Rühlicke, I.	Elektrohydraulische Antriebssysteme mit drehzahlveränderbarer Pumpe, Dissertation, TU Dresden, 1997
[SBI10]	n.n	Hochleistungs-Innenzahnradpumpen, Sauer-Bibus GmbH
[SCH12]	Schiffers, R. Holzinger, G.	Energy efficiency of various hydraulic drives used in injection moulding machines, 8 th International Fluid Power Conference, Dresden, Germany, 2012
[SET17]	n.n	Conitnum Series – Helical rotor pumps, Settima Meccanica Srl
[SIE12]	Siemer, E.	Variable-speed pump drive for a 5000kN ring expander, 8 th International Fluid Power Conference, Dresden, Germany, 2012
[SPE14]	Speicher, T. Baum, H. Gessat, J.	New system optimization opportunities by simulation based line tuning, 9 th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, 2014

[SPE18]	Speicher, T. Thies, T. Kettenhofen, O. Gessat, J.	Process-driven component adjustment on variable speed pump drives – development of a strategy to increase the overall energy efficiency, 11 th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, 2018
[SPE19]	Speicher, T. Thies, T. Kettenhofen, O. Gessat, J.	Double-pump (R)evolution – higher efficiency and lower noise level for variable speed pump drives, The 16 th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, 2019
[STR02]	Stribeck, R.	Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager, Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, Jahrgang 46, 1902
[TAS14]	Tasner, T. Les, K. et al	Energy efficiency of different electrohydraulic drives, 9 th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, 2014
[THE83]	Theissen, .	Die Berücksichtigung instationärer Rohrströmung bei der Simulation hydraulischer Anlagen, Dissertation, RWTH Aachen 1983
[TOL08]	Tolvanen, J.	Saving energy with variable speed drives, World Pumps 2008
[VAC11]	Vacca, A. Guidetti, M.	Modelling and experimental validation of external spur gear machines on fluid power applications, Simulation Modelling Practice and Theory 19, Elsevier, 2011
[WIL14]	Willkomm, J. Wahler, M. Weber, J.	Model Predictive Control of Speed – Variable Variable – Displacement Pumps to Optimize Energy Efficiency, 9 th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, 2014
[WIL16]	Willkomm, J. Wahler, M. Weber, J.	Potentials of Speed and Displacement Variable Pumps in Hydraulic Applications, 10 th International Fluid Power Conference, Dresden, Germany, 2016
[WIT76]	Witt, K.	Thermodynamik der Druckflüssigkeiten, Ölhydraulik und Pneumatik 20, Nr.9, S.603-615, Springer-Verlag, 1976
[WUS11]	Wustmann, W. Petzold, M. Helduser, S.	Optimierungspotenzial bei Außenzahnradpumpen – Analyse und Weiterentwicklung der Druckumsteuerung von Außenzahnradpumpen, O+P Ölhydraulik und Pneumatik, 2011, Heft 4
[YAN13]	Yan, A. et al	Hydraulic performance of a new district heating systems with distributed variable speed pumps, Applied Energy, Elsevier, 2013
[ZIE91]	Ziegler, R. Wilke, O.	Pumpendirektregelung: ein energiesparendes Antriebskonzept mit hoher Regelgüte, O+P Ölhydraulik und Pneumatik, 1991 Heft 7

10 Lebenslauf

Name: Tobias Josef Speicher

Anschrift: xxxxxxxxxxxxxxxx

xxxxxxxxxxxxxxxxxx

Geboren am: xxxxxxxxxxxxxxxx

Nationalität: xxxxxxxxxxxxxxxx

Familienstand: xxxxxxxxxxxxxxxx

Ausbildung:

1994 - 2003 Max-Planck-Gymnasium in Saarlouis
 2003 - 2004 Wehrdienst bei der Luftwaffe, JaboG 33, Cochem
 2004 - 2008 Bachelor-Studium der Mechatronik/Sensortechnik an der Hochschule für Technik und Wirtschaft des Saarlandes
 2008 - 2009 Master-Studium der Mechatronik/Sensortechnik an der Hochschule für Technik und Wirtschaft des Saarlandes

Industriepraktika:

03/2005 – 04/2005 Ford-Werke in Saarlouis
 Werkzeugbau und Instandhaltung
 07/2005 – 09/2005 Saarschmiede Freiformschmiede GmbH in Völklingen
 Qualitätsstelle und Instandhaltung
 10/2007 – 03/2008 Inoson Ultraschalltechnologie GmbH in St. Ingbert
 Bachelor-Thesis:
 „Aufbau und Programmierung eines Prüfstands zur Messung der 3D-Sensitivitäts-Kennfeldern von Ultraschallsensoren für die Durchflussmesstechnik, Charakterisierende Messungen an den Sensoren“

Berufliche Laufbahn:

04/2009 – 09/2011 wissenschaftlicher Mitarbeiter am FITT Institut für Technologietransfer an der htw saar, in der Arbeitsgruppe von Prof. Dr. rer. nat. Schultes
 Master-Thesis:
 „Druckabhängigkeit von metallhaltigen Kohlenstoffschichten“
 10/2011 – 10/2019 wissenschaftlicher Mitarbeiter und Projektleiter an der htw saar in der Forschungsgruppe Fluidtechnik von Prof. Dr.-Ing. Jochen Gessat
 seit 05/2020 Fachreferent und DGUV-Themenfeldleiter „Hydraulik und Pneumatik“ bei der Berufsgenossenschaft Holz und Metall in Mainz

Veröffentlichungen:

- 03/2014 “New system optimization opportunities by simulation based line tuning“
The 9th International Fluid Power Conference, 9. IFK, March 24-26 2014,
Aachen, Germany
- 05/2014 “Optimiertes Systemverhalten durch angepasste Leitungssysteme –
DSHplus Schlauchmodelle”
FLUIDON Anwendertagung, 20. – 21. Mai 2014, Aachen, Germany
- 03/2015 „Messmethodenentwicklung zur Verifikation neuartiger
Berechnungsverfahren der Flüssigkeitsschallausbreitung in
fluidtechnischen Leitungssystemen“
Deutsche Forschungsberichte 2015, TIB Technische Informations-
bibliothek, Hannover, Germany
- 05/2015 “Richtige Positionierung von Resonatoren – wie man Leitungssysteme
optimieren kann”
1. Fluidtechnik-Tagung des Zentrums für Mechatronik und Auto-
matisierungstechnik, 5. Mai 2015, Saarbrücken, Germany
- 10/2016 “Simulationsstrategien – Pumpenmodelle bei der Auslegung
drehzahlvariabler Hydrauliksysteme”
2. Fluidtechnik-Tagung des Zentrums für Mechatronik und Auto-
matisierungstechnik, 11. Oktober 2016, Saarbrücken, Germany
- 03/2018 “Process-driven component adjustment on variable speed pump drives –
development of a strategy to increase the overall energy efficiency”
The 11th International Fluid Power Conference, 11. IFK, March 19-21 2018,
Aachen, Germany
- 5/2019 „Double-pump (R)Evolution – higher efficiency and lower noise level for
variable speed pump drives”
The 16th Scandinavian International Conference on Fluid Power,
16. SICFP, May 22-24 2019, Tampere, Finland

Für diese Arbeit relevante betreute Studien- und Abschlussarbeiten:

- T. Thies, 2017 Masterarbeit: Anwendungsrelevante Effizienzbewertung drehzahlvariabler
Pumpenantriebe – Methodenentwicklung und Verifikation
- T. Thies, 2016 Studienarbeit: Integration einer Drehmomentmesswelle in den Prüfstand
für drehzahlvariable Pumpenantriebe
- M. Schmidt, 2015 Studienarbeit: Ansaugverhalten von Hydraulikpumpen – Analyse der
Einflussfaktoren