

Wolfgang Walter Strasser

**Entwurf, Konstruktion und  
Inbetriebnahme eines  
Pumpenprüfstandes für  
Hydraulikpumpen in automatisierten  
Getrieben**

**Diplomarbeit**

Technische Universität Graz

Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik  
Institutsvorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hannes Hick

Betreuer: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hannes Hick

Graz, im Dezember 2016



## Statutory Declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, \_\_\_\_\_  
Date

\_\_\_\_\_  
Signature

## Eidesstattliche Erklärung<sup>1</sup>

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am \_\_\_\_\_  
Datum

\_\_\_\_\_  
Unterschrift

---

<sup>1</sup>Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008; Genehmigung des Senates am 1.12.2008



# Kurzfassung

Diese Diplomarbeit befasst sich mit der Entwicklung, der Konstruktion und der Inbetriebnahme eines Pumpenprüfstands für die Firma AVL List GmbH. Der Pumpenprüfstand soll in der Lage sein, alle in automatisierten Getrieben (AT) sowie Doppelkupplungs-Getrieben (DCT/ DKG) eingesetzten Pumpen zu vermessen.

Die ersten Kapitel liefern eine Übersicht über die in KFZ verbauten Ölpumpen und geben einen kleinen Einblick hinsichtlich deren Eigenschaften und Anwendungsgebieten. Es werden die beim Industriepartner verfügbare Pumpen aus Benchmark-Getrieben ausgewählt, um einen Überblick hinsichtlich der Anforderungen an den Prüfstand zu erhalten.

Kapitel vier beschäftigt sich mit den Anforderungen an Mechanik und Hydraulik sowie, die zur Bestimmung der Parameter der Pumpen und des Wirkungsgradkennfeldes benötigten Messtechnik. Es werden die seitens SAE und Literatur über Pumpenentwicklung geforderten Tests erläutert. Dieses Kapitel liefert zugleich die nötigen Informationen für die automatisierte Prüfsoftware, welche später im Mess-, Steuerungs- und Regelungssystem läuft.

Das nachfolgende Kapitel befasst sich mit der mechanischen Entwicklung und Konstruktion des Pumpenprüfstandes und geht mittels FMEA (Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse) auf mögliche Problemstellen ein. Die FMEA liefert auch bei möglicherweise auftretenden Komplikationen die zur Problemlösung nötigen Ansätze. Es werden zwei auskonstruierte und drei theoretische Varianten näher erläutert. Die entwickelte erste Variante legt den Schwerpunkt auf eine kostengünstige Lösung, aus Iteration zwei geht schließlich ein Prüfstand hervor, der sicherstellt, brauchbare Messergebnisse zu erhalten.

Kapitel sechs beschreibt die Hydraulik, den Hydraulikplan, die ausgewählten Komponenten und die Ermittlung der möglichen Anlagenkennlinien. Ebenso werden die zur Ansteuerung notwendigen Elektronikkomponenten vorgestellt. Zum Abschluss liefert eine FMEA mögliche Ansätze zur Problemvermeidung.

Das letzte Kapitel befasst sich mit der Inbetriebnahme des Prüfstandes, von der ersten Kommunikation mit dem Antriebssystem, über den Zusammenbau, bis hin zur ersten Messung.

# Abstract

This Diploma Thesis is focused on the development, design and implementation of a test rig for hydraulic pumps in the field of automated transmissions such as wet Double Clutch Transmissions (DCT) or Automated Transmissions (AT). The purpose of the test rig is to measure the distinctive parameters of the hydraulic pumps such as efficiency or delivery capacity.

The first chapters give an overview of common oil pumps used in automated transmissions and discuss their specific properties. Afterwards a few available hydraulic pumps have been used to get a better understanding of the operation margin for the test rig.

The fourth chapter deals with the requirements of the mechanical and hydraulic components as well as the requirements of the technical measuring equipment, which measure the requested parameters and the efficiency map of the pump. Furthermore, relevant literature and specified tests by SAE are shown. This chapter also illustrates the required information for an automated measurement program, control system and regulation system.

The following chapter shows on the one hand the mechanical development and on the other hand the design of the test bed. An FMEA is conducted to determine potential weak points and to provide possible approaches to solve potential problems. In detail two entire designed and three theoretical versions are discussed. The first design is a low-cost solution while the second design ensures usable measurement results.

Chapter six describes the hydraulic test system including the hydraulic plan, selected components, the system characteristics and a possible approach to calculate the characteristic curve. Furthermore, the control electronics to power the hydraulic systems are introduced. Also, a FMEA on the hydraulic test system is executed to identify potential weak points and avoid them in advance.

The last chapter discusses the implementation of the test bed. It includes the first communication with the drive system, the assembly and the first measurements.



# Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	v
Abstract	vii
<b>1. Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1. Zielsetzung . . . . .	1
<b>2. Pumpen in nassen Automatik- und Doppelkupplungsgetrieben</b>	<b>3</b>
2.1. Zahnradpumpen . . . . .	3
2.1.1. Außenzahnradpumpe . . . . .	4
2.1.2. Innenzahnradpumpe (Mondsichelpumpe) . . . . .	4
2.1.3. Zahnringpumpe (Gerotorpumpe) . . . . .	5
2.2. Flügelzellenpumpe . . . . .	6
2.2.1. Pendelschieberpumpe . . . . .	7
<b>3. Auswahl geeigneter Pumpen</b>	<b>9</b>
3.1. Pumpen aus Benchmark-Getrieben . . . . .	9
3.1.1. VW DQ380 / DQ500 . . . . .	10
3.1.2. ZF 8HP . . . . .	11
3.1.3. Alfa 4c . . . . .	12
3.2. Zugekaufte Pumpen . . . . .	14
3.2.1. Marzocchi Erika ELI2A . . . . .	14
3.2.2. Marzocchi KL1P . . . . .	15
3.3. Referenzpumpe . . . . .	15
<b>4. Messparameter</b>	<b>17</b>
4.1. Anforderungen an den Prüfstand und die Messgeräte . . . . .	17
4.2. Vortests . . . . .	18

## Inhaltsverzeichnis

4.3.	Tests der Pumpeneigenschaften (Performance Tests) . . . . .	19
4.3.1.	Ermitteln des maximalen Durchflusses (High-Speed Fill Limit / HSFL) . . . . .	20
4.3.2.	Ermitteln der kritischen Saughöhe (Critical Inlet) . . . . .	20
4.3.3.	Startverhalten (Auto Prime) . . . . .	21
4.3.4.	Kavitationsbeständigkeit (Cavitation Resistance) . . . . .	22
4.3.5.	Vermessung der Pumpeneigenschaften, fixes Verdrängungsvolumen (Performance Tests) . . . . .	24
4.3.6.	Vermessung der Pumpeneigenschaften, variables Verdrängungsvolumen (Performance Tests) . . . . .	25
4.3.7.	Pulsation (Fluid Borne Noise) . . . . .	25
4.3.8.	Weiterführende Tests . . . . .	26
<b>5.</b>	<b>Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes</b> . . . . .	<b>29</b>
5.1.	Aktueller Stand: Hydraulikprüfstand . . . . .	29
5.2.	Anforderungen an den Prüfstand . . . . .	30
5.2.1.	Anforderungen an den Antrieb . . . . .	30
5.2.2.	Auswahl des Antriebssystems . . . . .	31
5.2.3.	Vergleich Direct Drive (koaxial) / Antrieb mit Achsversatz . . . . .	34
5.3.	Entwurf Iteration I . . . . .	35
5.3.1.	Konstruktion Iteration I . . . . .	36
5.3.2.	Bauteile des Prüfstandes . . . . .	52
5.3.3.	Einbausituation . . . . .	52
5.3.4.	FMEA . . . . .	53
5.3.5.	Gesonderte Betrachtung von einzelnen hohen FMEA Werten . . . . .	58
5.3.6.	Conclusio . . . . .	58
5.4.	Erweiterte Anforderungen an den Prüfstand . . . . .	58
5.5.	Variantenbildung . . . . .	59
5.5.1.	Variante Eins: . . . . .	59
5.5.2.	Variante Zwei: . . . . .	60
5.5.3.	Variante Drei: . . . . .	62
5.5.4.	Variante Vier: . . . . .	64
5.5.5.	Variante Null: . . . . .	65
5.5.6.	Zusammenfassung . . . . .	65

5.6.	Iteration II: Konstruktion Variante Drei und Vier . . . . .	67
5.6.1.	Auswahl des neuen Antriebs . . . . .	68
5.6.2.	Beschreibung der Bauteile anhand ihrer Funktion . . .	70
5.6.3.	Unterschiede Variante Drei und Variante Vier . . . . .	80
5.6.4.	Aufnahme für Marzocchi Elika . . . . .	81
5.6.5.	Aufnahme für DQ380/DQ500 . . . . .	82
5.6.6.	Aufnahme für ZF8HP . . . . .	84
5.6.7.	Bauteile des Prüfstandes . . . . .	86
5.6.8.	Einbausituation . . . . .	86
5.6.9.	FMEA . . . . .	88
5.6.10.	Gesonderte Betrachtung von einzelnen hohen FMEA Werten . . . . .	97
5.6.11.	Weiterführende Betrachtung der Gesamtkonstruktion	98
5.7.	Provisorische Ausgleichskupplung für Inbetriebnahme . . . . .	99
<b>6.</b>	<b>Die Hydraulik des Pumpenprüfstandes</b>	<b>103</b>
6.1.	Anforderungen . . . . .	103
6.2.	Der Hydraulikplan . . . . .	103
6.3.	Auswahl der Hydraulikkomponenten . . . . .	104
6.3.1.	2/2-Wege-Ventile . . . . .	105
6.3.2.	Drosselventile . . . . .	106
6.3.3.	Druckbegrenzungsventil . . . . .	108
6.3.4.	Elektrischer Kugelhahn . . . . .	109
6.3.5.	Saugfilter . . . . .	110
6.3.6.	Druckfilter . . . . .	110
6.3.7.	Diffusor . . . . .	111
6.4.	Die Anlagenkennlinie . . . . .	112
6.4.1.	Abbilden der Kennlinie eines Ventils . . . . .	113
6.4.2.	Serienschaltung von Ventilen . . . . .	116
6.4.3.	Parallelschaltung von Ventilen . . . . .	116
6.5.	Möglicher Bereich der Anlagenkennlinie . . . . .	118
6.6.	Alternative Anlagenkennlinie mit einer anderen Auswahl an Ventilen . . . . .	118
6.7.	Ansteuerung der Hydraulik . . . . .	120
6.7.1.	2/2-Wege-Ventile . . . . .	121
6.7.2.	Elektroporportionalventile . . . . .	121
6.7.3.	Elektrischer Kugelhahn . . . . .	122

## Inhaltsverzeichnis

6.8. Hydraulische Messgeräte . . . . .	122
6.8.1. Druckmessung . . . . .	122
6.8.2. Temperaturmessung . . . . .	123
6.8.3. Durchflussmessung . . . . .	123
6.9. Verrohrung . . . . .	123
6.10. FMEA Hydraulik . . . . .	124
<b>7. Inbetriebnahme</b> . . . . .	<b>129</b>
7.1. Zusammenbau des Prüfstandes . . . . .	129
7.1.1. Endmontage des Prüfstandes . . . . .	129
7.2. Inbetriebnahme des Antriebs . . . . .	132
7.2.1. Verkabelung . . . . .	132
7.2.2. Wasserkühlung . . . . .	133
7.2.3. Regelung einer vorgegebenen Drehzahl . . . . .	133
7.2.4. Inbetriebnahme der HBM T12 Drehmomentmesswelle	133
7.3. Einbau des Pumpenprüfstandes . . . . .	134
7.4. Erstinbetriebnahme des gesamten Prüfstandes . . . . .	135
7.4.1. Verrohrung . . . . .	136
7.4.2. Elektroinstallation . . . . .	138
7.4.3. Ansteuerung einzelner Ventile mit Relais / PWM . . . . .	139
7.5. Vermessung einzelner Punkte oder Zusammenspiel Mechanik, Hydraulik und Messtechnik . . . . .	140
7.5.1. Erstmaliges Ansaugen mit der Pumpe . . . . .	140
7.5.2. Einstellen eines Betriebspunktes . . . . .	141
7.6. Conclusio . . . . .	141
7.6.1. Erreichte Ziele des Lastenheftes . . . . .	142
<b>Literatur</b> . . . . .	<b>143</b>
<b>Anhang</b> . . . . .	<b>145</b>
<b>A. Stückliste Iteration I</b> . . . . .	<b>147</b>
A.1. Zukaufbauteile / Normteile . . . . .	147
A.2. Zu fertigende Bauteile . . . . .	148

<b>B. Stückliste Iteration II</b>	<b>151</b>
B.1. Zukaufbauteile / Normteile . . . . .	151
B.2. Zu fertigende Bauteile . . . . .	152
<b>C. Digitalisierung der Kennlinien der Hydraulikventile</b>	<b>155</b>
C.1. Kennlinie SF20-23 . . . . .	155
C.2. Kennlinie SV16-21 . . . . .	156
C.3. Kennlinie SP08-20 . . . . .	156
C.4. Kennlinie SP12-20 . . . . .	157
C.5. Kennlinie SP16-20 . . . . .	157



# Abbildungsverzeichnis

2.1.	Darstellung einer Außenzahnradpumpe . . . . .	4
2.2.	Darstellung einer Innenzahnradpumpe . . . . .	5
2.3.	Darstellung einer Zahnringpumpe . . . . .	6
2.4.	Darstellung einer Flügelzellenpumpe . . . . .	7
2.5.	Darstellung einer verstellbaren Pendelschieberpumpe . . . . .	8
3.1.	Pumpe aus dem VW DQ380 . . . . .	10
3.2.	Pumpe aus dem ZF8HP . . . . .	11
3.3.	Pumpe aus dem Alfa 4c . . . . .	13
4.1.	Typische HSFL Kurve . . . . .	21
4.2.	Typische Kurve für die kritische Saughöhe . . . . .	22
4.3.	Pulsation einer Pumpe . . . . .	26
4.4.	Stabilitätsverhalten einer geregelten Pumpe . . . . .	27
5.1.	Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie Siemens 1LA7131-2AA60 . . . . .	33
5.2.	Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie an der Pumpe . . . . .	34
5.3.	Schnittbild durch Antrieb . . . . .	36
5.4.	Der Rahmen des Pumpenprüfstandes . . . . .	38
5.5.	Detailansicht Schweißrahmen . . . . .	39
5.6.	Detailansicht des Riemenspanners . . . . .	40
5.7.	Geometrie des Riemenspanners . . . . .	41
5.8.	Antrieb und Lagerung . . . . .	44
5.9.	Lastkollektiv des Pumpenprüfstands . . . . .	45
5.10.	Antrieb der Pumpe . . . . .	47
5.11.	Vorderansicht des Pumpenprüfstandes . . . . .	49
5.12.	Schnittbild Schnellspanner . . . . .	51
5.13.	Rückansicht des Pumpenprüfstandes . . . . .	52
5.14.	Der Pumpenprüfstand als Teil des Hydraulikprüfstandes . . . . .	53

## Abbildungsverzeichnis

5.15. FMEA-1 Iteration I . . . . .	54
5.16. FMEA-2 Iteration I . . . . .	55
5.17. FMEA-3 Iteration I . . . . .	56
5.18. FMEA-4 Iteration I . . . . .	57
5.19. Industrielles Planetengetriebe . . . . .	61
5.20. Variante Drei des Pumpenprüfstandes . . . . .	62
5.21. Kennlinie Siemens 1FT7064-5WK7 an 400 V AC . . . . .	69
5.22. Schnittdarstellung des Pumpenprüfstandes . . . . .	71
5.23. Rohrgehäuse des Pumpenprüfstandes . . . . .	72
5.24. Halterung des Pumpenprüfstandes . . . . .	73
5.25. Abdichtung zur Prüfkammerwand . . . . .	75
5.26. Abdichtung der rotierenden Welle . . . . .	76
5.27. Verbindung Motor zu Drehmomentmesswelle . . . . .	77
5.28. Drehmomentmesswelle mit BSD-Element . . . . .	78
5.29. Halterung des T12 Stators . . . . .	80
5.30. Marzocchi Elika inklusive Adapter . . . . .	82
5.31. 3d Scan Gehäuse DQ380 inklusive Adapter . . . . .	83
5.32. 3d Scan Gehäuse ZF8HP inklusive Adapter . . . . .	85
5.33. Für den Antrieb benötigte Teile . . . . .	86
5.34. ZF8HP mit montierter Keilnabe . . . . .	87
5.35. Draufsicht des kompletten Prüfstandes inklusive Prüfling . . . . .	88
5.36. Vorderansicht des kompletten Prüfstandes inklusive Prüfling . . . . .	89
5.37. Seitenansicht des kompletten Prüfstandes inklusive Prüfling . . . . .	90
5.38. FMEA-1 Iteration II . . . . .	91
5.39. FMEA-2 Iteration II . . . . .	92
5.40. FMEA-3 Iteration II . . . . .	93
5.41. FMEA-4 Iteration II . . . . .	94
5.42. FMEA-5 Iteration II . . . . .	95
5.43. FMEA-6 Iteration II . . . . .	96
5.44. Elastomerklauenkuuplung anstatt BSD-Element . . . . .	100
6.1. Hydraulikschema des Prüfstandes . . . . .	104
6.2. Ventilblock ohne Ventile . . . . .	105
6.3. Schaltbild Rückschlagventil . . . . .	106
6.4. Durchfluss über Ansteuerstrom SP16-20 . . . . .	107
6.5. Die Anlagenkennlinie des Hydraulikblocks . . . . .	112
6.6. Ventil Hydraforce SF20-23 . . . . .	114



6.7. Ventil Hydraforce SV16-21 . . . . .	115
6.8. Ventil Hydraforce SP12-20 . . . . .	115
6.9. Serienschaltung von Hydraforce SF20-23 und SP16-20 . . . . .	116
6.10. Serienschaltung von Hydraforce SV16-21 und SP12-20 . . . . .	117
6.11. Parallelschaltung von Ventilen . . . . .	117
6.12. Kennlinie bei Wegschalten einzelner Zweige . . . . .	119
6.13. Vergleich der Anlagenkennlinie SF20-23 / SV16-20 . . . . .	120
6.14. FMEA-1 Hydraulik . . . . .	125
6.15. FMEA-2 Hydraulik . . . . .	126
6.16. FMEA-3 Hydraulik . . . . .	127
6.17. FMEA-4 Hydraulik . . . . .	128
7.1. Auseinandergedrückte Klauenkupplung . . . . .	130
7.2. Verbindung zwischen Antrieb und Pumpe . . . . .	131
7.3. Platzbedarf des Flansches in der Prüfzelle . . . . .	134
7.4. Befestigung Pumpenprüfstand . . . . .	135
7.5. Pumpenprüfstand eingebaut und verrohrt von oben . . . . .	136
7.6. Pumpenprüfstand eingebaut und verrohrt von hinten . . . . .	137
7.7. Prüfzelle mit angeschlossenem Prüfling, bereit zur Inbetriebnahme . . . . .	138
7.8. Zusätzlicher Verteilerschrank für Erweiterung Pumpenprüfstand . . . . .	139



# Tabellenverzeichnis

4.1.	Leistungsfähigkeit Geräte zur Datenaufzeichnung . . . . .	17
4.2.	Genauigkeit der Regelung und der Messgeräte . . . . .	18
4.3.	Vorgehen zur Konditionierung der Pumpe . . . . .	19
4.4.	Messung des Verdrängungsvolumens . . . . .	20
4.5.	Startverhalten der Pumpe . . . . .	22
4.6.	Erosionstest der Pumpe . . . . .	24
4.7.	Vermessung der Pumpe, fixes Verdrängungsvolumen . . . . .	24
4.8.	Vermessung der Pumpe, variables Verdrängungsvolumen . . . . .	25
5.1.	Leistungsdaten der verfügbaren Motoren . . . . .	31
5.2.	Kriterienliste für den Vergleich der möglichen Konzepte . . . . .	66
7.1.	Bei Inbetriebnahme aufgezeichnete Messdaten . . . . .	141
C.1.	Signifikate Punkte SF20-23 . . . . .	155
C.2.	Signifikate Punkte SV16-21 . . . . .	156
C.3.	Signifikate Punkte SP08-20 . . . . .	156
C.4.	Signifikate Punkte SP12-20 . . . . .	157
C.5.	Signifikate Punkte SP16-20 . . . . .	157



# 1. Einleitung

Um den Wirkungsgrad von nassen automatisierten Getrieben optimieren zu können, ist es wichtig, die Verursacher der Verluste genau zu kennen und analysieren zu können. Zu einem der größten Verbraucher in nassen Getrieben gehört die Ölpumpe. Diese wird nicht nur zur Schmierung der wichtigsten Komponenten verwendet, sondern auch zur Kühlung der Kuppelung. Zudem stellt die Hydraulikpumpe den nötigen Betriebsdruck zum Schalten der Aktuatoren, wie zum Beispiel Schaltgabeln zur Verfügung.

Da die Ölpumpe bei den meisten konventionellen Fahrzeugen vom Verbrennungsmotor angetrieben wird, muss man für Optimierungsmaßnahmen das Wirkungsgradkennfeld der Pumpe, sowie die Betriebspunkte<sup>1</sup> des Fahrzeuges genau kennen.

Wunsch des Industriepartners AVL List GmbH war es, einen Prüfstand für ebensolche Pumpen zu entwickeln. Das hieraus gewonnene Wissen kann in die Entwicklung besserer und effizienterer Getriebe einfließen.

## 1.1. Zielsetzung

Ursprüngliches Ziel dieser Diplomarbeit war es, einen Pumpenprüfstand als Erweiterung des vorhandenen Hydraulikprüfstandes zu entwickeln. Auf diesem Pumpenprüfstand sollten diverse Ölpumpen aus Fahrzeugen hinsichtlich der Haupteigenschaften und vor allem des Wirkungsgrades vermessen werden.

---

<sup>1</sup> Hier kann zum Beispiel ein Normzyklus wie NEDC, FTP-75 oder WLTP herangezogen werden.

## 1. Einleitung

Mit den aus den Messungen ermittelten Daten hätte ein Vergleich verschiedener Pumpen, Bauarten von Pumpen und Kombinationen von Pumpen wie zum Beispiel zwei mechanischen Pumpen, eine elektrische und eine mechanische Pumpe oder eine elektrische und eine variable mechanische Pumpe gezogen werden sollen.

Der Vergleich sollte eine optimale Konstellation von verschiedenen Pumpen, oder auch nur einer Pumpe, hinsichtlich des Treibstoffverbrauches über einen vorgegebenen Fahrzyklus liefern.

Aufgrund der Tatsache, dass bei der Konstruktion des Pumpenprüfstandes zunächst der ökonomische Gedanke im Vordergrund stand, wurden viele bereits beim Industriepartner vorhandenen Komponenten für den Antrieb verwendet. Bei Besprechungen im Projektteam kamen jedoch Bedenken hinsichtlich der Messgenauigkeit auf.

Folglich wurde der Fokus dieser Arbeit auf die Entwicklung eines Prüfstandes gerichtet, der zuverlässige und vor allem brauchbare Messergebnisse liefert. Es wurde eine Neukonstruktion des Pumpenprüfstandes gestartet, dessen Prämisse es war, eine möglichst kurze axiale Baulänge und eine relativ hohe Steifigkeit zu besitzen.

Aufgrund der Neuentwicklung und des damit verbundenen zeitlichen Aufwandes war es im Zuge der Diplomarbeit nicht mehr möglich, die ursprüngliche Zielsetzung, die Vermessung und den Vergleich diverser Pumpen zu erfüllen.

Die „neue“ Zielsetzung lautete daher, einen zuverlässigen Prüfstand mit samt Hydraulik und der notwendigen Ansteuerelektronik zu entwickeln beziehungsweise die geeigneten Komponenten auszuwählen. Dieser Prüfstand sollte letztlich mit dem Hydraulikprüfstand verheiratet und in Betrieb genommen werden. Es sollten mechanisch und hydraulisch alle geforderten Messpunkte angefahren beziehungsweise eingestellt werden können und die Messung realistische Ergebnisse liefern. Die Inbetriebnahme sollte lediglich mit einer der ausgewählten Pumpen erfolgen.

## 2. Pumpen in nassen Automatik- und Doppelkupplungsgetrieben

In nassen Automatik- (AT) und Doppelkupplungsgetrieben (DCT/DKG) werden hauptsächlich Rotationspumpen, wie Zahnradpumpen und Flügelzellenpumpen eingesetzt.

Kolbenpumpen werden aufgrund ihres vergleichsweise hohen Preises und des großen Bauraumbedarfs in PKWs nicht eingesetzt.

Nachfolgend werden diese Arten von Pumpen beschrieben, sowie deren Vor- und Nachteile angeführt. (Ivantysyn und Ivantysynova, 1993), (Vetter, 2006)

### 2.1. Zahnradpumpen

Die Gruppe der Zahnradpumpen unterteilt sich in drei weitere Gruppen. Zum einen sind dies Außenzahnradpumpen, zum anderen Innenzahnradpumpen sowie Zahnringpumpen, die anstatt einer Evolventenverzahnung eine Trochoidenverzahnung aufweisen.

Die Zahnradpumpen gehören zu den günstigsten und robustesten Pumpen, weshalb diese Pumpen sehr weit verbreitet sind und gerne eingesetzt werden.

Ein großer Nachteil der Zahnradpumpen ist, dass diese nicht oder nur bedingt verstellbar sind hinsichtlich des Fördervolumens.

## 2. Pumpen in nassen Automatik- und Doppelkupplungsgetrieben

### 2.1.1. Außenzahnradpumpe

Die Außenzahnradpumpe ist eine der simpelsten Bauarten von Pumpen. Aufgrund ihrer Einfachheit ist diese Bauart von Pumpen die Preiswerteste.

Zu den großen Vorteilen der Außenzahnradpumpe gehören außerdem das sehr kleine Bauvolumen und die damit verbundene hohe Leistungsdichte. Des Weiteren ist diese Art von Pumpen sehr robust und dadurch auch für raue Einsatzbedingungen ideal geeignet.

Abbildung 2.1 zeigt den Aufbau und die Funktionsweise einer Außenzahnradpumpe. Eines der beiden Zahnräder wird aktiv angetrieben, das zweite benötigt lediglich eine Lagerung. Nicht dargestellt ist die kleine Tasche im Gehäuse, an jener Stelle, wo die Zähne ineinander greifen. Diese Aussparung ist notwendig, da durch die Zähne Fluid mitgenommen wird. Bei Verringerung des Raumes zwischen den Zähnen kann das Fluid durch diese Aussparung herausgedrückt werden.

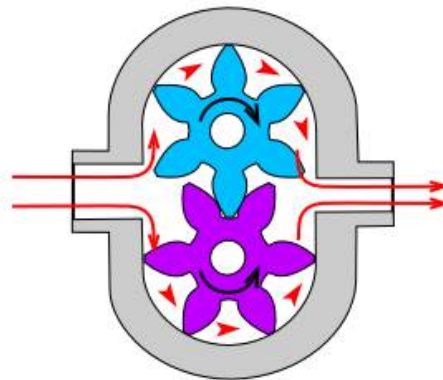


Abbildung 2.1.: Darstellung einer Außenzahnradpumpe (Duk, 2005a)

### 2.1.2. Innenzahnradpumpe (Mondsichelpumpe)

Die Innenzahnradpumpe teilt viele Vor- und Nachteile mit der Außenzahnradpumpe. Davon abweichend gibt es bei dieser Bauweise geringere



## 2.1. Zahnradpumpen

Volumenstrompulsation, womit diese Bauart von Pumpen auch leiser ist. Von Nachteil ist der komplexere Aufbau und der damit verbundene höhere Fertigungsaufwand der Innenzahnradpumpe. Die Herstellungskosten sind entsprechend höher als die der Außenzahnradpumpe.

Abbildung 2.2 zeigt Aufbau und Funktionsweise der Innenzahnradpumpe. Im Bild auch zu sehen sind die Aussparungen (Taschen) auf der Saug- und Druckseite der Pumpe zu sehen. Das Fluid muss durch diese Taschen zwischen Außen- und Innenzahnrad angesaugt beziehungsweise hinausgepresst werden.

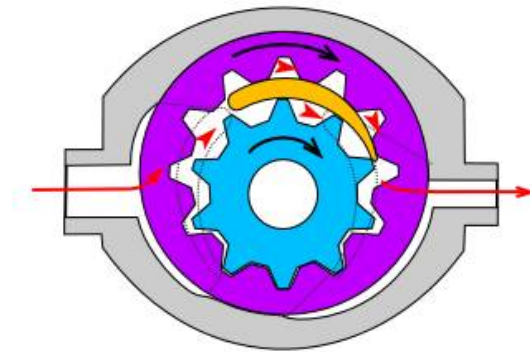


Abbildung 2.2.: Darstellung einer Innenzahnradpumpe (Duk, 2005b)

Angetrieben wird das Innenzahnrad, die Sichel wird üblicherweise direkt in eines der beiden Gehäuseteile integriert.

### 2.1.3. Zahnringpumpe (Gerotorpumpe)

Hinsichtlich des Aufbaus ähnelt die Zahnringpumpe stark der Innenzahnradpumpe, jedoch wird das Medium zwischen den Zahnspalten gefördert. Das äußere Zahnrad weist bei dieser Bauart genau einen Zahn mehr auf, als das innenliegende. Anstatt einer Evolventenverzahnung besitzen die Zähne eine Trochoidenverzahnung. Im Unterschied zur Innenzahnradpumpe

## 2. Pumpen in nassen Automatik- und Doppelkupplungsgetrieben

liegt der Vorteil dieser Pumpe im einfacheren Aufbau. Jedoch weisen die Zahnringpumpen ungünstigere Wirkungsgrade auf.

Abbildung 2.3 zeigt eine Zahnringpumpe. Wie bereits in der Abbildung der Innenzahnrادpumpe sind auch hier die im Gehäuse benötigten Taschen an Saug- und Druckseite angedeutet.

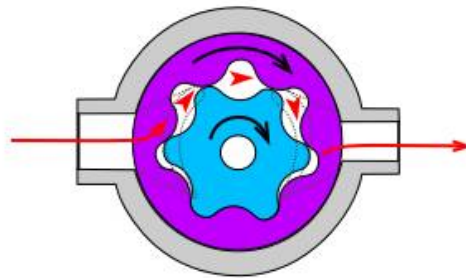


Abbildung 2.3.: Darstellung einer Zahnringpumpe (Duk, 2005c)

## 2.2. Flügelzellenpumpe

Die Flügelzellenpumpe hat gegenüber allen oben genannten Pumpen einen entscheidenden Vorteil. Dieser liegt in der Möglichkeit den Hub und damit das geometrische Verdrängungsvolumen zu ändern. Diese Variabilität wird durch ein Verschieben des Stators zum Rotor ermöglicht<sup>1</sup>. Verschoben wird dabei üblicherweise das Statorgehäuse, da der Rotor angetrieben wird.

Durch diese Verstellbarkeit lassen sich, obwohl der (Spitzen-)Wirkungsgrad der Flügelzellenpumpe schlechter ist als jener der Zahnradpumpen, über den gesamten Betriebsbereich gute Wirkungsgrade erzielen.

---

<sup>1</sup>Die Exzentrizität wird dadurch verkleinert.

## 2.2. Flügelzellenpumpe

Zu den weiteren Vorteilen zählt der kleine Bauraum, die geringe Volumenstrompulsation und die simple Regelung/Steuerung des Verstellmechanismus (Variabilität). Der Nachteil besteht darin, dass die Flügel einem gewissen Verschleiß unterliegen und diese bei Druckspitzen brechen können.

Abbildung 2.4 zeigt das Funktionsprinzip einer einhubigen Flügelzellenpumpe mit zwei Flügeln. Das Gehäuse kann sehr einfach gehalten werden, da keine Taschen an Saug- oder Druckseite benötigt werden.

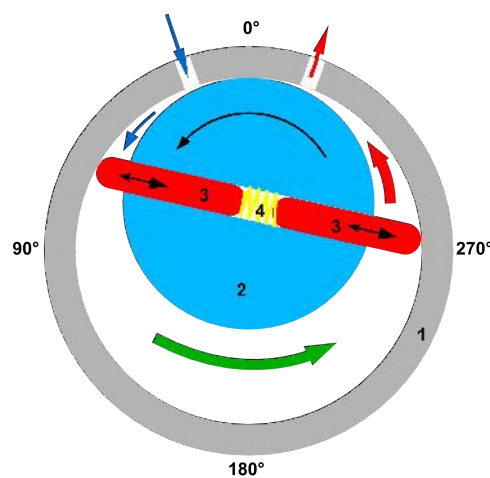


Abbildung 2.4.: Darstellung einer Flügelzellenpumpe (TAXman, 2010)

Die Pumpe kann auch mit zwei oder mehr Kammern (= zweihubig oder mehrhubig) ausgeführt werden, siehe auch 3.2 auf Seite 11.

### 2.2.1. Pendelschieberpumpe

Im Hinblick auf die Funktionsweise besteht eine Ähnlichkeit der Pendelschieberpumpe zur Flügelzellenpumpe, jedoch gibt es einen weiteren außenliegenden Rotor. Durch den weiteren Rotor, werden die Flügel beziehungsweise Schieber nicht mehr auf einem stehenden Gehäuse bewegt. Im

## 2. Pumpen in nassen Automatik- und Doppelkupplungsgetrieben

direkten Vergleich zur Flügelzellenpumpe steigt so der Wirkungsgrad an und man behält die einfache Möglichkeit der Verstellung bei.

Nachteilig ist der erhöhte Fertigungsaufwand und die somit höheren Kosten der Pumpe.

Abbildung 2.5 zeigt eine verstellbare Pendelschieberpumpe.

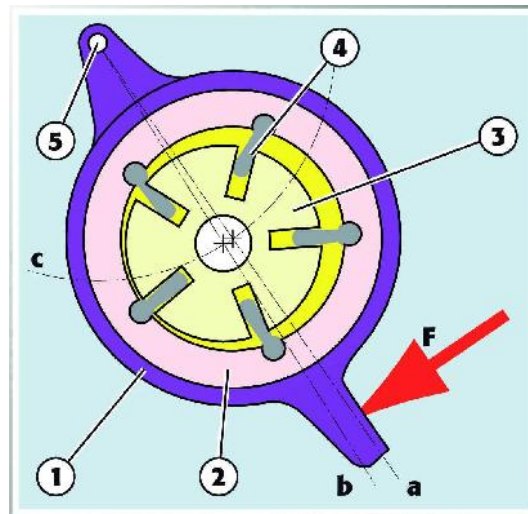


Abbildung 2.5.: Darstellung einer verstellbaren Pendelschieberpumpe (MechaniXclub, 2012)

## 3. Auswahl geeigneter Pumpen

Nach Analyse der beim Industriepartner vorhandenen Benchmark-Getriebe sowie dem Studium der verfügbaren Literatur, wurde festgestellt, dass jeder Hersteller unterschiedlichste Typen von Pumpen einsetzt. Dabei unterscheiden sich diese nicht nur stark in der Bauart, sondern auch im Hubvermögen und somit dem möglichen Durchfluss des Hydrauliksystems.

Allen mechanischen Pumpen ist gemein, dass diese einen relativ großen Hub besitzen und damit bei höheren Drehzahlen auch einen dementsprechend großen Durchfluss erzeugen. Grund hierfür ist, dass auch bei sehr niedrigen Drehzahlen (üblicherweise zwischen 750 upm und 950 upm) ein sehr hoher Ölvolumenstrom gefördert werden muss, um die Schmierung und das schnelle Schließen der Kupplung zu gewährleisten. Die Schließgeschwindigkeit der Kupplung hängt mit dem erreichbaren Durchfluss zusammen.

Ein Beispiel für einen Anwendungsfall für oben genannte Ausführung ist die Höchstanforderung während einer Vollastbeschleunigung aus dem Fahrzeugstillstand.

### 3.1. Pumpen aus Benchmark-Getrieben

Die hier vorgestellten Pumpen sind jene, die beim Industriepartner aus Benchmark-Getrieben bekannt waren. Nicht alle Pumpen waren tatsächlich verfügbar, jedoch zeigen die Pumpen, für welche Leistungsdaten der Prüfstand entwickelt werden musste.

Einige der vorhandenen Pumpen wurden vorab bereits geometrisch vermessen und es sind dementsprechend genauere Daten verfügbar. Bei Pumpen, wo

### 3. Auswahl geeigneter Pumpen

dies nicht der Fall war, konnte nur eine Näherung des geometrischen Hubes angegeben werden.

Die exakten Daten der Pumpen sollen durch entsprechende Messungen ermittelt werden.

#### 3.1.1. VW DQ380 / DQ500

Die VW Getriebe des Typs DQ380 und DQ500 sind nasse Doppelkupplungsgetriebe, besitzen demnach zwei ölgekühlte Kupplungen und drei radial versetzte Getriebewellen.

VW verwendet in dieser Konstruktion eine Innenzahnradpumpe, zu sehen auf Abbildung 3.1, welche radial versetzt zu den coaxialen Kupplungen montiert wird. Die Übersetzung Antrieb zu Pumpe ist 0,98 und erfolgt mittels Stirnräder. Die Drehzahl der Pumpe entspricht bei dieser Übersetzung näherungsweise der Motordrehzahl.



Abbildung 3.1.: Pumpe aus dem VW DQ380 (Pumsleitner und Moerth, 2014)

Der geometrische Hub dieser Pumpe ist mit  $16,5 \text{ cm}^3/\text{u}$  am oberen Bereich der Benchmark-Pumpen angesiedelt. Bei einer Motordrehzahl von 6500 upm würde das theoretischen 105 lpm entsprechen.

### 3.1. Pumpen aus Benchmark-Getrieben

Der Betriebsdruck der Pumpe liegt bei 5 bis 20 bar.

#### 3.1.2. ZF 8HP

Im Gegensatz zu den VW-Getrieben ist das Getriebe von ZF ein nasses Planetengetriebe. Dieses Getriebe baut aufgrund der coaxialen Anordnung der Getriebebauteile sehr kompakt.

Die verbaute Pumpe ist eine Flügelzellenpumpe mit zwei Kammern. Abbildung 3.2 zeigt das Innenleben der geöffneten Pumpe.

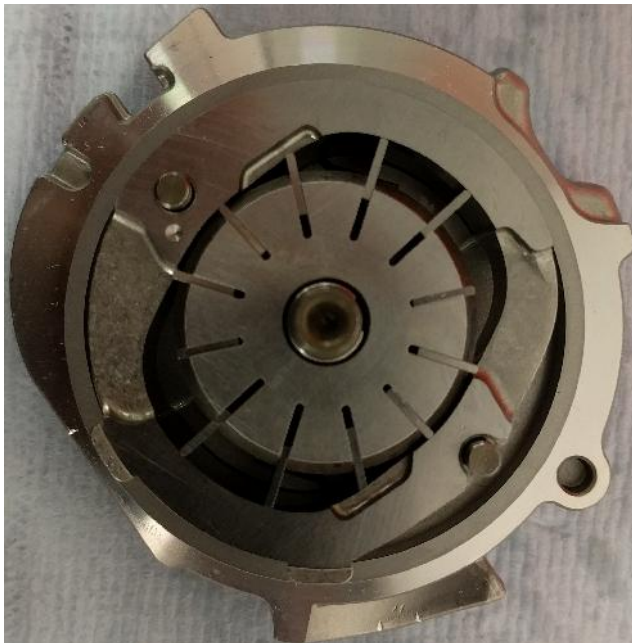


Abbildung 3.2.: Pumpe aus dem ZF8HP

Angetrieben wird die Pumpe mittels Zahnkette. Die Übersetzung zwischen Antrieb und Pumpe beträgt 0,911, eine Motordrehzahl von 6500 upm entsprechen einer Pumpendrehzahl von 5922 upm.

Das Verdrängungsvolumen war aus dem Benchmark-Bericht nicht bekannt und wurde mittels Formel berechnet.

### 3. Auswahl geeigneter Pumpen

Um das geometrische Verdrängungsvolumen zu erhalten, wird der Raum zwischen Rotor und Stator der Pumpe abzüglich der Flügel berechnet. Formel 3.1 liefert den Wert für das theoretische Hubvermögen.

$$Vg = 2 * \pi * b * (R^2 - r^2) - 2 * (R - r) * b * c * z \quad (3.1)$$

Mit eingesetzten geometrischen Daten kommt man zu folgendem Ergebnis:

$$Vg = 2 * \pi * 15,35 * (22,1^2 - 17,8^2) - 2 * (R - r) * 15,35 * 1,2 * 12 = 14,65 \text{ cm}^3$$

Das geometrische Verdrängungsvolumen der Flügelzellenpumpe beträgt zirka  $14,5 \text{ cm}^3/\text{u}$  und ist von der Größenordnung vergleichbar mit jenem der Innenzahnradpumpe.

#### 3.1.3. Alfa 4c

Der Alfa-Romeo 4c ist ein Sportwagen mit trockenem Doppelkupplungsgetriebe.

Die beim Alfa verbaute Pumpe ist sehr klein, denn sie dient vornehmlich der Bereitstellung des Drucks für die Betätigung der Schaltung. Um den kurzzeitig höheren Bedarf an Volumenstrom abzudecken, wurde beim Hydrauliksystem zusätzlich ein Akkumulator (Speicher) verbaut.

Abbildung 3.3 zeigt das Innenleben der elektrisch angetriebenen Außenzahnradpumpe.

Die geometrischen Maße der Zahnradpumpe wurden mittels Messschieber vermessen und das daraus berechnete Verdrängungsvolumen liefert einen Näherungswert von  $0,22 \text{ cm}^3/\text{u}$ .

Das Verdrängungsvolumen berechnet sich nach Formel 3.2, wobei die Exzentrizität  $ex$  bei Außenzahnradpumpen Null ist.



### 3.1. Pumpen aus Benchmark-Getrieben



Abbildung 3.3.: Pumpe aus dem Alfa 4c

$$V = \left[ r_1^2 + \frac{z_1}{z_2} * r_2^2 - 0,5 * m * z_1 * ex - \left( 1 + \frac{z_1}{z_2} \right) * \frac{(m * \pi * \cos(20^\circ))^2}{12} \right] * b * \pi \quad (3.2)$$

Die oben angegebene Formel gilt sowohl für Innen- als auch Außenzahnradpumpen und kann dadurch auch für die auf Seite 3.1.1 angeführte Pumpe des VW DQ380/500 verwendet werden.

Bei einer Nenndrehzahl des Elektromotors von 4000 upm liefert diese Pumpe 0,87 lpm.

Die Pumpe des Alfa 4c diente bei der Auslegung des Prüfstandes als unterer Grenzwert der unteren Vermessungsfähigkeit des Prüfstandes.

### 3. Auswahl geeigneter Pumpen

## 3.2. Zugekaufte Pumpen

Das ursprüngliche Ziel des Pumpenprüfstandes war es, Pumpen miteinander vergleichen und anschließend den Einsatzbereich beurteilen zu können.

Um auf ein größeres Sortiment an Pumpen zurückgreifen zu können, wurden zwei weitere Pumpen ausgewählt.

Eine der Pumpen sollte relativ klein sein, um als elektrische Zusatzpumpe fungieren zu können, die andere sollte in der Größenordnung der Benchmark-Pumpen angesiedelt sein, um als mechanische Pumpe eingesetzt werden zu können.

### 3.2.1. Marzocchi Elika ELI2A

Die **Marzocchi Elika ELI2A-D-14.0-C1-D-N** ist eine Pumpe, deren Einsatzgebiet als mechanisch angetriebene Pumpe denkbar ist.

Die maximale Drehzahl der Pumpe liegt bei 4000 upm. Für die Verwendung in einem Kraftfahrzeug müsste die Motordrehzahl mit einem Faktor von zirka 0,6 übersetzt werden. Mit einem Hub von 14,0 cm<sup>3</sup>/u liefert sie in etwa die Hälfte des Volumenstroms der mechanischen Benchmark-Pumpen.

Um auf einen Volumenstrom in der Größenordnung obiger Pumpen zu kommen, könnte diese Pumpe mit einer elektrisch angetriebenen Zusatzpumpe kombiniert werden.

Vorteil dieser Außenzahnradpumpe ist der Geräuschpegel, der laut Hersteller im Mittel 15 dB(A) geringer sein soll, als jener einer herkömmlichen Außenzahnradpumpe. (Persici, 2013)

Als mechanischen Anschluss besitzt diese Pumpe einen Standard SAE-Flansch, wobei zu beachten ist, dass alle Anschlussmaße (Hydraulik, Welle, Flansch, ...) nach dem angloamerikanischen Maßsystem ausgeführt sind.

#### 3.2.2. Marzocchi KL1P

Als Pumpe, deren Einsatzzweck als elektrische Zusatzpumpe angedacht war, wurde die Pumpe vom Typ **Marzocchi KL1PD5,8G**, eine kleine Pumpe mit einem geometrischem Verdrängungsvolumen von  $3,7 \text{ cm}^3/\text{u}$ , ausgewählt. Bei einer Maximaldrehzahl von  $4500 \text{ upm}$  kann diese Pumpe  $16,65 \text{ lpm}$  liefern.

Dies entspricht in etwa dem Durchfluss, den die mechanischen Benchmark-Pumpen bei  $1000 \text{ upm}$  Motordrehzahl erzeugen.

Da die Mindestbestellmenge dieser Pumpe seitens Lieferant auf zehn Stück festgelegt war, wurde diese Pumpe nicht bestellt.

### 3.3. Referenzpumpe

Um die Messergebnisse des Prüfstandes verifizieren zu können, ist es wichtig, den Prüfstand mit einer Referenz zu vergleichen.

Die vorliegende Referenzpumpe ist eine variable Pendelschieberpumpe mit einem geometrischem Verdrängungsvolumen von  $41 \text{ cm}^3/\text{u}$ .

Einsatzbereich der Pumpe sind Drehzahlen bis  $2000 \text{ upm}$  bei relativ niedrigen Drücken von bis zu  $5 \text{ bar}$ .

Die Pumpe wurde bereits auf einem anderen Prüfstand vermessen. Die Resultate der Vermessung sind verfügbar.



## 4. Messparameter

Die in diesem Kapitel angeführten Messungen und Kriterien an die Messungen sind der SAE J2311 (Automatic Transmission Hydraulic Pump Test Procedure) in der Version 2015 entnommen. Der Prüfstand soll alle sinnvollen Messungen der SAE-Richtlinie nachstellen können. (SAE, 2015)

### 4.1. Anforderungen an den Prüfstand und die Messgeräte

Anforderungen an den Prüfstand seitens SAE J2311 2015 in Tabelle 4.1.

<b>Leistungsfähigkeit Geräte zur Datenaufzeichnung</b>		
Daten	Einheit	Messbereich
Drehzahl	upm	0..8000
Drehmoment	Nm	0..60
Durchfluss (niedrig)	lpm	0.1..50
Durchfluss (hoch)	lpm	5..200
Druck (niedrig)	bar	0..7
Druck (hoch)	bar	0..35
Kontrolldruck	bar	0..7
Boost-Druck	bar	0..35
Temperatur Saugseite	°C	0..150
Antwortzeit	Echtzeit	d.c...2kHz

Tabelle 4.1.: Leistungsfähigkeit Geräte zur Datenaufzeichnung

Der Tabelle 4.2 können die Anforderungen an die Genauigkeit der Regelung und der Messung entnommen werden. (SAE, 2015), (Ivantysyn und

#### 4. Messparameter

Ivantysynova, 1993) Die SAE-Richtlinie schreibt die Festhaltung der Änderungen dieser Parameter im Prüfprotokoll vor.

Genauigkeit der Regelung und der Messgeräte		
Daten	Genauigkeit	Messung/Regelung
Drehmoment	$\pm 1\%$	Messung
Druck	$\pm 1\%$	Messung und Regelung
Drehzahl	$\pm 1\%$	Messung und Regelung
Temperatur	$\pm 3^{\circ}\text{C}$	Messung und Regelung
Durchfluss	$\pm 1\%$	Messung

Tabelle 4.2.: Genauigkeit der Regelung und der Messgeräte

## 4.2. Vortests

Vor dem eigentlichen Testprozedere muss die Pumpe demontiert und geometrisch vermessen werden. Die SAE J2311 liefert für unterschiedliche Pumpentypen Formulare, die sogenannten Pump Build Sheets, welche ausgefüllt werden müssen. Angegeben werden die exakten Maße der Pumpe.

Handelt es sich um eine neue Pumpe, so muss diese vor der Vermessung konditioniert (= eingelaufen) werden. Dazu wird die Pumpe für insgesamt 40 Minuten nach dem Schema in Tabelle 4.3 betrieben. Nach Abschluss der Konditionierung muss der zuletzt eingestellte Betriebspunkt für weitere 30 Minuten gehalten werden. Ändert sich in dieser Zeit das Drehmoment um weniger als 5%, so gilt die Pumpe als eingelaufen und ist bereit zur Vermessung.<sup>1</sup>

Nach erfolgter Konditionierung wird das reale Verdrängungsvolumen der Pumpe ermittelt. Dazu wird die Pumpe nach den Vorgaben in Tabelle 4.4 betrieben und die zugehörigen Parameter wie Drehzahl und Durchfluss gemessen.

<sup>1</sup>In der Praxis kann das Einlaufprozedere weit länger als die angegebenen 40 + 30 Minuten in Anspruch nehmen.

<sup>2</sup>Die Angaben der Temperatur beziehen sich immer auf die Saugseite.

### 4.3. Tests der Pumpeneigenschaften (Performance Tests)

<b>Konditionierung der Pumpe</b>				
Nr.	Zeit in min	Drehzahl in upm	Gegendruck in kPa	Temperatur <sup>2</sup> in °C
1	5	500	350	20±2
2	5	1000	700	35±10
3	5	1400	700	50±10
4	5	1400	1000	60±10
5	10	1800	1000	80±10
6	10	1800	1400	90±2

Tabelle 4.3.: Vorgehen zur Konditionierung der Pumpe

Mit den an den obigen Punkten ermittelten Werten kann auf den Durchfluss bei Volumenstrom Null zurückgerechnet werden. Dieser Wert entspricht dem realen Verdrängungsvolumen und kann mit dem vom Pumpenhersteller angegebenen geometrischem Verdrängungsvolumen ins Verhältnis gesetzt werden. Das Verhältnis ist ein Maß für die volumetrische Effizienz der Pumpe.

Die SAE schreibt einen weiteren Test vor. Dieser dient der Bestimmung der internen mechanischen Verluste, die nicht durch den Pumpmechanismus entstehen, wie zum Beispiel Lagerverluste. Dadurch kann der Wirkungsgrad der Pumpe weiter aufgeschlüsselt werden. Dieser Test ist aufgrund der technischen Möglichkeiten des Hydraulikprüfstandes schwer nachzustellen. Die genauen Testvorschriften können in der SAE-Richtlinie in Kapitel 5.2.4 auf Seite 16 nachgelesen werden.

### 4.3. Tests der Pumpeneigenschaften (Performance Tests)

Nachfolgend werden die Tests zur Ermittlung der Parameter und des Wirkungsgrades der Pumpe angeführt.

#### 4. Messparameter

<b>Messung des Verdrängungsvolumens</b>			
Nr.	Drehzahl in upm	Gegendruck in kPa	Temperatur in °C
1	400	175	30±3
2	400	350	30±3
3	400	525	30±3
4	700	175	30±3
5	700	350	30±3
6	700	525	30±3
7	1000	175	30±3
8	1000	350	30±3
9	1000	525	30±3

Tabelle 4.4.: Messung des Verdrängungsvolumens

#### 4.3.1. Ermitteln des maximalen Durchflusses (High-Speed Fill Limit / HSFL)

Die Pumpe wird bei konstantem Gegendruck und konstanter Temperatur des Hydraulikfluids von ihrer Minimaldrehzahl („idle speed“), mindestens aber 1000 upm, mit einer Beschleunigung von maximal 1500 upm/min auf Maximaldrehzahl beschleunigt. Aufgezeichnet wird der Durchfluss über die Drehzahl.

Dieses Prozedere wird für Gegendrücke von 850 kPa und 1550 kPa bei Temperaturen von 35°C und 90°C durchgeführt. Man erhält vier Kurven, die wie jene in Abbildung 4.1 aussehen.

Jener Durchfluss, bei dem die aufgezeichnete Kurve von einer parallelen zum theoretischen Durchfluss abweicht, wird als HSFL bezeichnet.

#### 4.3.2. Ermitteln der kritischen Saughöhe (Critical Inlet)

Bei diesem Test wird das Verhalten der Pumpe bei Druckverlust in der Saugleitung untersucht.



### 4.3. Tests der Pumpeneigenschaften (Performance Tests)

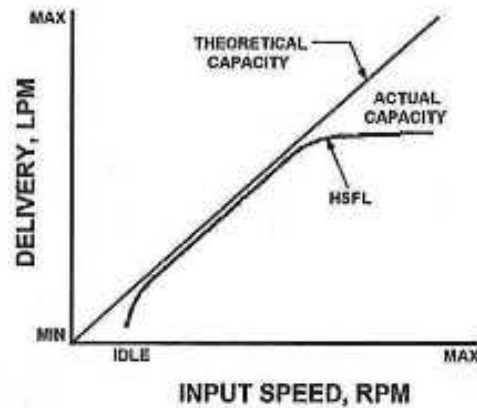


Abbildung 4.1.: Typische HSFL Kurve (SAE, 2015)

Die Saugseite der Pumpe wird so weit eingeschnürt, bis der ursprüngliche Durchfluss auf 50% abgesunken ist, oder ein Eingangsdruck von 500 mmHg (= 0,666 bar Absolutdruck) erreicht wird.

Der Test wird bei Minimaldrehzahl, 1500 upm und 2500 upm, bei jeweils 350, 1200 und 1900 kpa Gegendruck und jeweils 35, 90 und 135°C durchgeführt.

Zusätzlich werden bei variablen Pumpen die Tests bei 25 und 50% Hub durchgeführt.

Abbildung 4.2 zeigt das typische Verhalten einer Pumpe mit fixem Hub.

#### 4.3.3. Startverhalten (Auto Prime)

Nach der ersten Feststellung, dass die Pumpe wie gewünscht funktioniert, wird diese zerlegt, gereinigt und wieder zusammengesetzt.

Die Pumpe wird anschließend mit der Testvorschrift, wie in Tabelle 4.5 angeführt, betrieben. Während des Tests wird der Durchfluss über die Zeit gemessen und aufgezeichnet. Der Start der Messungen erfolgt jeweils bei  $t = 0\text{ s}$  und  $Q = 0\text{ lpm}$ . Der Test ist abgeschlossen, wenn der Durchfluss seinen

#### 4. Messparameter

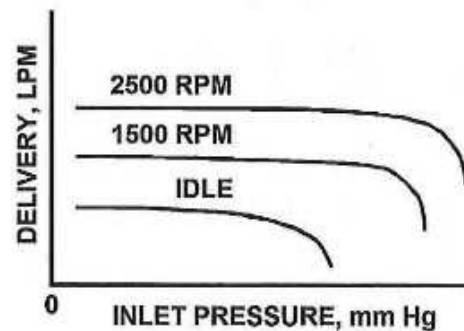


Abbildung 4.2.: Typische Kurve für die kritische Saughöhe (SAE, 2015)

Startverhalten der Pumpe				
Nr.	Drehzahl in upm	Beschleunigung in upm/s	Gegendruck in kPa	Temp. in °C
1	IDLE (max. 1000)	500-750	350, 1200, 1900	35, 90, 135
2	1500	1000-1500	350, 1200, 1900	35, 90, 135
3	2500	1000-1500	350, 1200, 1900	35, 90, 135

Tabelle 4.5.: Startverhalten der Pumpe

Sollwert erreicht hat, stabil ist und es sich keine Luft mehr im Kreislauf befindet.

**Variable Pumpen durchlaufen die Tests mit einer Drehzahl von 0-1500 upm und 0-2500 upm und zudem mit Viertel- und Halbhub.**

#### 4.3.4. Kavitationsbeständigkeit (Cavitation Resistance)

Dieser Test bestätigt die Kaviationsbeständigkeit der Pumpe. Die Pumpe wird an ihren maximalen Limits (maximum ratings) betrieben und muss zwei Stunden ohne Beschädigung standhalten. Aufgetretene Schäden werden nach im Anschluss dokumentiert.

**Randbedingungen für Kavitation in der Pumpe:**

### 4.3. Tests der Pumpeneigenschaften (Performance Tests)

Lokales unterschreiten des Dampfdruckes  $p_d$  von 5 mbar<sup>3</sup>. Das lokale Unterschreiten des Dampfdruckes in der Pumpe kann nach der Bernoulli-Gleichung 4.1 nur eintreten, wenn die Geschwindigkeit des Fluids sehr hoch ist.

$$p_d + \rho * g * z + \frac{\rho}{2} * w_{Pumpe}^2 = p_{Saugseite} + \rho * g * z + \frac{\rho}{2} * w_{Saugrohr}^2 \quad (4.1)$$

Der Term  $\rho * g * z$  ist auf beiden Seiten der Gleichung annähernd identisch und kann somit entfallen. Des Weiteren kann angenommen werden, dass die Geschwindigkeit im Saugrohr im Verhältnis zur Geschwindigkeit in der Pumpe und im Verhältnis zum statischen Druck klein ist. Diese Annahme gilt nur, wenn der Rohrdurchmesser an der Saugseite entsprechend groß gewählt ist.

Nach Vereinfachung und Umformung obiger Gleichung erhält man als Bedingung für die Kavitation, dass der statische Druck an der Saugseite  $p_{Saugseite}$  kleiner sein muss als der Dampfdruck plus dem dynamischen Druck.

$$p_{Saugseite} < p_d + \frac{\rho}{2} * w_{Pumpe}^2$$

In der Literatur ist zumeist von einem NPSH-Wert (Net Positive Suction Head) die Rede. Dieser Wert gibt die maximal mögliche Saughöhe der Pumpe an, bevor es zu Kavitation kommt.

Tabelle 4.6 fasst die Testparameter für die Kavitationsbeständigkeit noch einmal zusammen.

---

<sup>3</sup>Eingesetztes Hydraulikfluid: Shell ATF D97.

#### 4. Messparameter

<b>Erosionstest der Pumpe</b>					
Drehzahl in upm	Gegendruck in kPa	Temperatur in °C	Saugdruck in mmHg	Hub in %	Dauer in h
1000-2000	850	max.	—	100	während Heizvorgang
max.	max.	max.	min.	100	2

Tabelle 4.6.: Erosionstest der Pumpe

#### 4.3.5. Vermessung der Pumpeneigenschaften, fixes Verdrängungsvolumen (Performance Tests)

Dieser Test ist das eigentliche Vermessen der Pumpe. Mit den hier gemessenen Daten kann anschließend das Wirkungsgradkennfeld der Pumpe erstellt werden.

Die in der SAE-Richtlinie vorgegebenen Punkte laut Tabelle 4.7 stellen ein Minimum dar und können und sollen nach Bedarf erweitert werden. Das in der Tabelle angegebenen „Focused Test Array“ dient als Beispiel, wie eine Erweiterung des Vermessungsprozederes aussehen könnte. Es ist dabei üblich und wird sogar empfohlen bei erweiterten Tests bereits gemessene Punkte mit einzubeziehen. Dies bestätigt die Wiederholgenauigkeit des Prüfstandes.

<b>Vermessung der Pumpe, fixes Verdrängungsvolumen</b>		
Drehzahl in upm	Gegendruck in kPa	Temperatur in °C
Standard Test Array		
500 - max. Drehzahl in 500er Schritten	350, 850, 1200, 1550, 1900	35, 90, 135
Focused Test Array		
500 - 1000 in 100er Schritten	350, 485, 620, 850	35, 90, 135

Tabelle 4.7.: Vermessung der Pumpe, fixes Verdrängungsvolumen

#### 4.3. Tests der Pumpeneigenschaften (Performance Tests)

Aufgezeichnet werden bei diesem Test alle Daten, die der Prüfstand zur Verfügung stellt.

Muss in der gewünschten Anwendung der Pumpe ein größerer Bereich abgedeckt werden, so schreibt die SAE-Richtlinie vor, den Test in 350 kPa und/oder 45°C Schritten zu erweitern.

##### 4.3.6. Vermessung der Pumpeneigenschaften, variables Verdrängungsvolumen (Performance Tests)

Variable Verdrängerpumpen werden im Prinzip genau so, wie nicht variable Pumpen vermessen. Lediglich der variable Mechanismus wird dazu auf einen bestimmten Hub eingestellt. Laut SAE-Richtlinie sind die Stufen für den Hub bei 10, 15, 20 und 25% zu setzen. Da es jedoch das Ziel ist, die Eigenschaften der Pumpe in allen möglichen Betriebspunkten zu kennen, wird am Pumpenprüfstand zusätzlich bis 95% in 10% Schritten vermessen.

Tabelle 4.8 zeigt die Testvorschriften nach SAE J2311.

Vermessung der Pumpe, variables Verdrängungsvolumen			
theo. Hub in %	Drehzahl in upm	Gegendruck in kPa	Temperatur in °C
10, 15, 20, 25, 35 - 95	500, 650 - max. Drehzahl in 500er Schritten	350, 850, 1200, 1550, 1900	35, 90, 135

Tabelle 4.8.: Vermessung der Pumpe, variables Verdrängungsvolumen

##### 4.3.7. Pulsation (Fluid Borne Noise)

Für bestimmte Anwendungen kann es von Interesse sein, das Pulsationsverhalten der Pumpe zu kennen. Prinzipiell ist die Frequenz der Pulsation von der Anzahl der Flügel beziehungsweise Zähne und der Drehzahl abhängig.

#### 4. Messparameter

Da die Frequenz der Pulsation sehr hoch sein kann, siehe Abbildung 4.3, und das Mess-, Steuerungs- und Regelungssystem (MSR-System) nur Frequenzen bis 1 kHz messen kann, muss hierfür spezielles Messequipment eingesetzt werden. Vorstellbar wäre es, ein Oszilloskop direkt mit dem Durchflussmesser zu verbinden und so die Daten aufzuzeichnen.

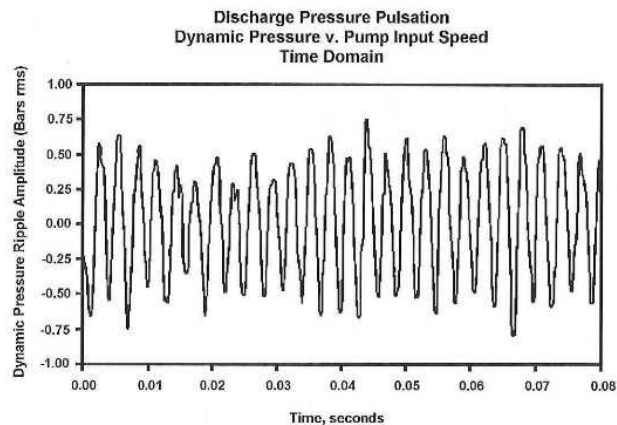


Abbildung 4.3.: Pulsation einer Pumpe (SAE, 2015)

Mittels Frequenzanalyse (FFT) lässt sich anschließend die Pulsationsfrequenz bestimmen.

#### 4.3.8. Weiterführende Tests

Die hier angeführten Tests sind zur Zeit nicht möglich, da entweder keine entsprechende Pumpe verfügbar ist, oder der Hydraulikprüfstand die notwendigen Anforderungen, wie zum Beispiel Temperaturbereiche, nicht realisieren kann.

Neben der Überprüfung des Sound-Levels, der internen Lagerkräfte und des Temperaturschocks (starke Temperatursprünge), werden hier zwei weitere Tests angeführt, die realisiert werden sollten.

### 4.3. Tests der Pumpeneigenschaften (Performance Tests)

#### Kaltstartverhalten (Cold Auto Prime)

Dieser Test ermittelt das Kaltstartverhalten der Pumpe. Hierzu müsste der gesamte Prüfstand inklusive Hydraulikfluid auf die minimale Saugtemperatur der Pumpe abgekühlt werden. Anschließend wird ein Test ähnlich Kapitel 4.3.3 durchgeführt.

Um diesen Test realisieren zu können, müsste zuerst der Prüfstand und das Prüfbecken entsprechend isoliert werden. Des Weiteren wird ein weiteres Kühlaggregat benötigt, um Temperaturen unter 30°C erzeugen zu können.

#### Regelverhalten und Stabilität der Pumpe (Stability, Response and Recovery)

Das Regelverhalten von geregelten Pumpen wird aufgezeichnet. Ähnlich wie in der Regelungstechnik betrachtet man dazu die Sprungantwort des Systems.

Der Gegendruck der Pumpe wird mit zwei Ventilen so eingestellt, dass 75% des theoretischen Durchflusses gefördert werden. Ein weiteres Ventil wird auf 25% Durchfluss eingestellt. Durch Umschalten der zwei Durchflussmengen lässt sich die Sprungantwort einer geregelten Pumpe ermitteln.

Abbildung 4.4 zeigt das typische Verhalten einer geregelten Pumpe.

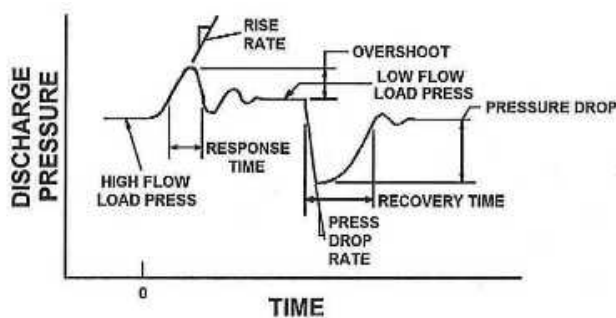


Abbildung 4.4.: Stabilitätsverhalten einer geregelten Pumpe (SAE, 2015)





## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

Dieses Kapitel befasst sich mit der mechanischen Konstruktion des Pumpenprüfstandes beziehungsweise der Erweiterung des bereits existierenden Hydraulikprüfstandes, um damit auch Pumpen vermessen und evaluieren zu können. Es werden fünf mögliche Varianten vorgestellt, deren Vor- und Nachteile beschrieben werden. Zudem wird kurz auf die Konstruktion eingegangen. Drei der möglichen Varianten wurden vollständig auskonstruiert und im Detail erklärt.

### 5.1. Aktueller Stand: Hydraulikprüfstand

Zu Beginn der Diplomarbeit war bereits ein Hydraulikprüfstand vorhanden. Dieser sollte so erweitert werden, dass damit auch Hydraulikpumpen geprüft und vermessen werden können.

Der Hydraulikprüfstand stellt einerseits den Bauraum (Prüfzelle, Gehäuse, ...) zur Verfügung, andererseits wird der Hydraulikprüfstand für die Konditionierung (Temperierung) des Hydraulikfluids verwendet.

Die Konditioniereinheit ermöglicht ein Abkühlen und Aufheizen des Hydraulikfluids im Bereich von  $+30^{\circ}\text{C}$  bis  $+120^{\circ}\text{C}$ . Das Prüfbecken, in dem das konditionierte Hydraulikfluid zirkuliert, fasst in etwa 90 Liter. Der maximale Zufluss über den Hydraulikprüfstand in das Becken beträgt 50 Liter

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

pro Minute, es wird somit spätestens alle zwei Minuten das gesamte Fluid umgewälzt.

### 5.2. Anforderungen an den Prüfstand

Die vom Industriepartner gestellten Anforderungen an den Pumpenprüfstand lassen sich wie folgt beschreiben.

- Mechanische Anschlussmöglichkeit von allen möglichen Pumpen von automatisierten Getrieben und nassen Doppelkupplungsgetrieben
- Alle sinnvollen in der SAE J2311 2015 spezifizierte Tests sollen durchführbar sein
- Der aktuell verfügbare Platz in der Prüfzelle darf nicht beeinträchtigt werden
- Kostenoptimiertes Design
- Im Idealfall gibt es nur einen Adapter für alle Pumpen zum Beispiel eine Trägerplatte mit Bohrmuster für die jeweilige Pumpe
- Es soll bereits vorhandenes Material verwendet werden vor allem der Antrieb (Motor und Umrichter)
- Pumpen im Bereich von 0-30 cm<sup>3</sup>/u Hub und 0-20 bar Druck
- Pumpen im Bereich von 0-20 cm<sup>3</sup>/u Hub und 0-30 bar Druck (Aus diesen beiden Anforderungen ergibt sich ein Einsatzbereich von bis zu 600 cm<sup>3</sup>/u\*bar)
- Option: Pumpen im Bereich von 0-30 cm<sup>3</sup>/u Hub und 0-30 bar Druck (daraus ergibt sich ein Einsatzbereich von 900 cm<sup>3</sup>/u\*bar)

#### 5.2.1. Anforderungen an den Antrieb

Aus den Anforderungen der SAE J2311 2015 und den abzudeckenden Bereich der Pumpen mit einem maximalen Hub von 30 cm<sup>3</sup>/u bei 30 bar Gegendruck ergibt sich nach Formel 5.1

$$M = \frac{V_g * dp}{2 * \pi} \quad (5.1)$$

mit

$V_g$  ... geometrisches Verdrängungsvolumen pro Umdrehung  
 $dp$  ... Druckdifferenz

$$M = \frac{0,000003 * 3000000}{2 * \pi} = 14,3 Nm$$

ein gefordertes maximales Drehmoment von 14,3 Nm.

### 5.2.2. Auswahl des Antriebssystems

Da der Industriepartner großen Wert darauf legte, Kosten zu sparen wollte man auf einen Antrieb setzen, der bereits im Haus vorhanden war.

Beim Industriepartner verfügbare Motoren mit passenden Frequenzumrichtern:

Leistungsdaten der verfügbaren Motoren			
Hersteller	Typ	$n_N$ [upm]	$M_N$ [Nm]
ELEKTRA	UD1012/1312832	1455	49
ELIN	MCD-713Mo4F6B	1450	49
ABT-Loher	A 132M/4/2C	1450	43
Siemens	1LA7131-2AA60	2930	24,4
Seipee Spa	QU FA 160M2B-40 H	2900	49

Tabelle 5.1.: Leistungsdaten der verfügbaren Motoren

Da sich beim Industriepartner kein Motor finden ließ, der für einen Direktantrieb geeignet war, wurde aus ökonomischen Gründen seitens des Industriepartners entschieden, den Antrieb der Pumpe mittels Getriebeübersetzung zu lösen.

Der Motor, der für die Leistungsanforderungen des Prüfstandes am besten geeignet war, war jener von Siemens mit der Typenbezeichnung **1LA7131-2AA60**.

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

Um die nötige maximale Drehzahl von 8000 upm zu erreichen, musste der Antrieb um den Faktor  $\frac{3600}{8000} = 0,45^1$  übersetzt werden. Das Dauerdrehmoment an der Pumpe beträgt bei dieser Übersetzung  $24,4 * 0,45 = 10,98 Nm$ .

Das etwas zu geringe Dauerdrehmoment stellt für die geforderte Anwendung kein Problem dar, da der Asynchronmotor für einen sehr langen Zeitraum überlastet werden kann. Das Kippmoment dieses Motors liegt laut Datenblatt beim dreifachen des Nennmoments. Das höhere Drehmoment an der Antriebsmaschine kann prinzipiell so lange aufgebracht werden, bis die Temperatur der Statorwicklung den maximal zulässigen Wert erreicht. Die Temperatur kann vom Frequenzumrichter überwacht werden und bei Annäherung wird das maximale Drehmoment entsprechend reduziert.

Beispielhafte Berechnung von Überlast:

$$M_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{\sum_i M_i^2 * t_i}{T}} \quad (5.2)$$

Nach Formel 5.2 für das gemittelte effektive Motormoment über die Zeit könnte der Motor nach 60 Sekunden Stillstandszeit - ausgehend von Betriebstemperatur - einer Belastung mit 14,3 Nm für 86 Sekunden standhalten ohne, thermisch an die Grenze zu kommen.

Da Asynchronmotoren älterer Bauart dafür ausgelegt sind, direkt am Netz betrieben zu werden, sind keine Drehmoment-Drehzahl-Verläufe verfügbar. Angegeben sind lediglich die Betriebspunkte bei 50 und 60 Hz in Dreieck- und Sternschaltung, sowie das maximale Kippmoment.

Die im Datenblatt angegebenen Betriebspunkte liefern genügend Daten um eine idealisierte Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie erstellen zu können. Ergänzt man die Daten durch die Tatsache, dass die selbstbelüftete Asynchronmaschine bei niedrigen Drehzahlen nicht mehr ausreichend gekühlt

---

<sup>1</sup>Die maximal zulässige Drehzahl des Motors beträgt 3600 upm. Diese kann durch Erhöhen der Frequenz (>60Hz) am Frequenzumrichter erreicht werden.

## 5.2. Anforderungen an den Prüfstand

werden kann<sup>2</sup>, so stellt die Kennlinie in Abbildung 5.1 eine gute Näherung der reellen Kennlinie dar.

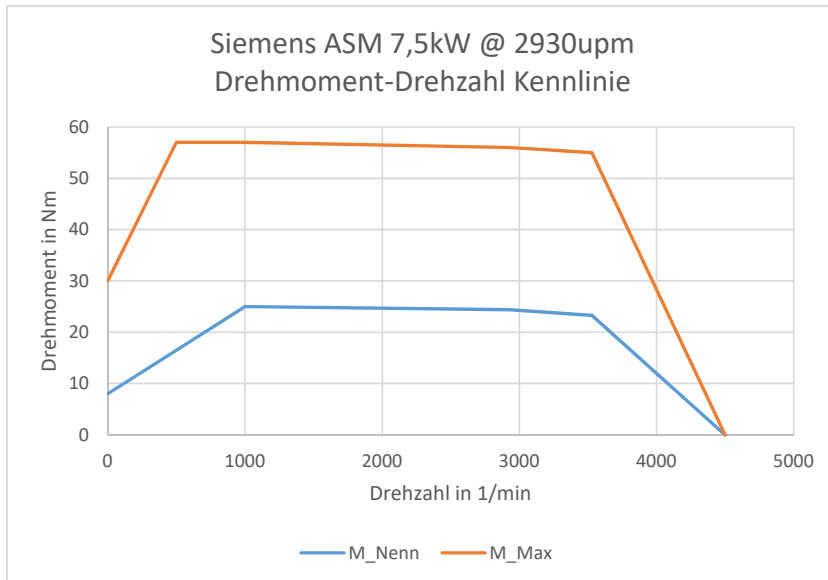


Abbildung 5.1.: Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie Siemens 1LA7131-2AA60

Weitere Eigenschaften des ausgewählten Motors sind dem Kapitel 5.2.3 zu entnehmen.

Die Auswahl an passenden Frequenzumrichtern war stark eingeschränkt, jedoch eignete sich der Frequenzumrichter vom Typ **VACON 15CXS4G2I1** für die Anwendung.

Der Umrichter liefert einen Strom von 32 A Dauer / 48 A Spitze, der Bemessungsstrom der Antriebsmaschine liegt bei 13,59 A (Spitze maximal  $3 \times 13,39 = 40,12$  A). Ein Umrichter mit geringerem Ausgangsstrom wäre bei Neuanschaffung günstiger und kompakter.

<sup>2</sup> Zusätzlich zum geringeren Luftstrom fällt auch der Wirkungsgrad elektrischer Maschinen mit sinkender Drehzahl ab. Die Verlustwärme ist annähernd proportional des quadratischen Stromes  $P=f(I^2)$ .

5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

### 5.2.3. Vergleich Direct Drive (koaxial) / Antrieb mit Achsversatz

In Abbildung 5.2 ist der Drehzahl-Drehmomentverlauf der Pumpe dargestellt. Das Übersetzungsverhältnis von der Antriebsmaschine zur Pumpe beträgt 0,45.

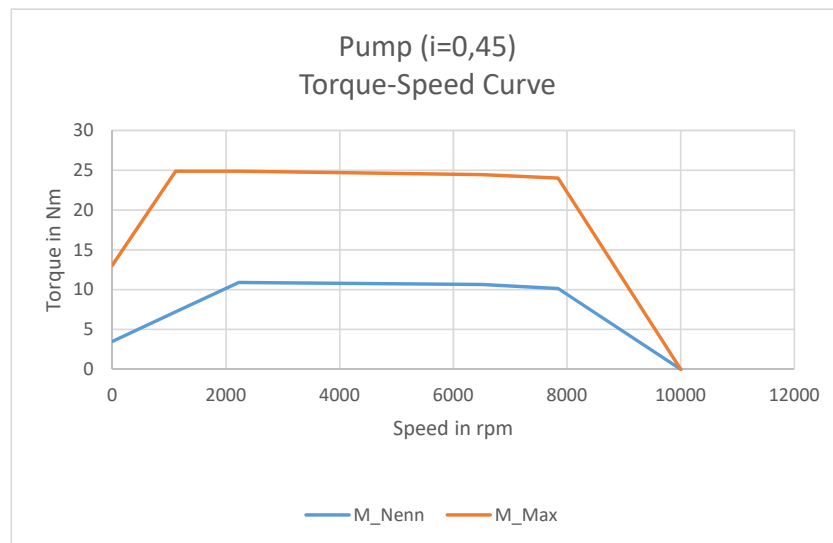


Abbildung 5.2.: Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie an der Pumpe

Im unteren Drehzahlbereich reicht die Eigenbelüftung des Motors nicht aus, um hohe Drehmomente dauerhaft anliegen zu lassen. Bei hohen Drehzahlen sinkt das Drehmoment entsprechend ab, da das Magnetfeld geschwächt werden muss um weiter beschleunigen zu können.

Üblicherweise können Elektromotoren mit höherer Drehzahl als angegeben betrieben werden<sup>3</sup>, deshalb endet die Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie nicht bei 8000 upm sondern verläuft bis 10000 upm weiter.

<sup>3</sup> Dies gilt vor allem für den hier eingesetzten Käfigläufer-Motor. Bei Permanentmagnet-Motoren ist zu beachten, dass es durch die höheren Fliehkräfte zu einem Ablösen der Magnet kommen kann!

**Achtung:** Es ist nicht sicher gestellt, dass der Motor derart fein gewuchtet ist, dass diese Drehzahl wirklich erreicht werden kann! Der Betrieb bei Drehzahlen über Nenndrehzahl sollte nur unter Aufsicht erfolgen.

#### Weitere Eigenschaften der ausgewählten Asynchronmaschine

Vorteile:

- Günstig im Vergleich zu Motoren mit Permanentmagneten
- Robust gegenüber mechanischen und thermischen Einflüssen
- Hohe Überlastfähigkeit
- Selbstbelüftet - keine extra Belüftung oder Wasserkühlung notwendig
- Keine direkten Kosten, da im Lager des Industriepartners verfügbar

Nachteile:

- Problematisch bei niedrigen Drehzahlen, da Kühlung durch ein Lüfterrad gewährleistet wird, die Wärmeeinbringung in die Maschine jedoch vom aufgebrauchten Drehmoment abhängt
- Sehr hohes Gewicht und großer Bauraum
- Keine hohen Drehzahlen möglich - Direktantrieb der Pumpen nicht möglich
- Kein Motorfeedback, das bedeutet, die Regelung kann nicht direkt auf die Drehzahl des Motors zurückgreifen

## 5.3. Entwurf Iteration I

Aufgrund der in Kapitel 5.2 angeführten Anforderungen entstand die erste Iteration des Pumpenprüfstandes. Dieses Unterkapitel beschreibt die Funktionen des Prüfstandes und geht näher auf die Konstruktion sowie die daraus gezogenen Schlüsse ein.

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

### 5.3.1. Konstruktion Iteration I

In Abbildung 5.3 wird ein Schnitt durch den Antrieb der Pumpe dargestellt.

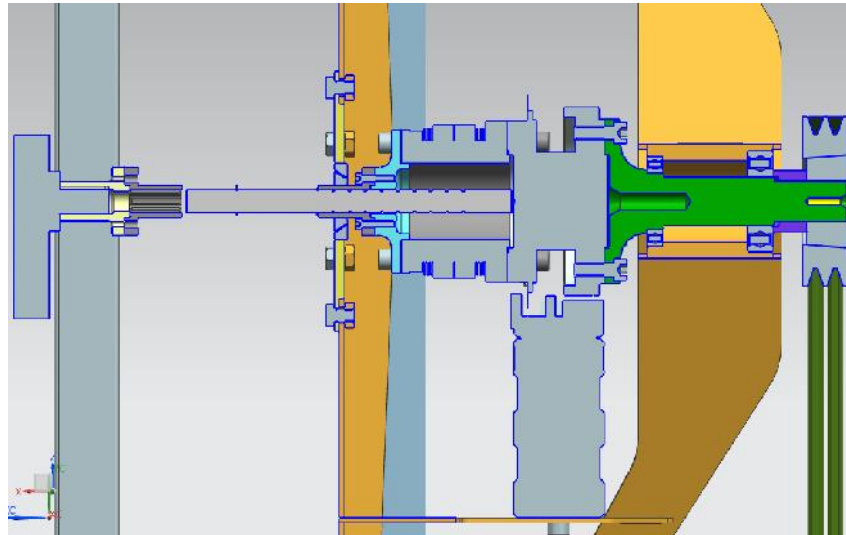


Abbildung 5.3.: Schnittbild durch Antrieb

Die Ansicht verläuft von rechts nach links:

- Antrieb mittels zweier XPZ Riemen
- Riemenscheibe
- Taperbuchse als Welle-Nabe-Verbindung zwischen Riemenscheibe und Antriebswelle
- Antriebswelle inklusive Lagerung
- Rotor der Drehmomentmesswelle
- BSD-Element - zur Drehmomentmesswelle zugehörige Ausgleichskupplung
- Abtrieb mittels Keilwelle und die nötigen Adapter
- Dichtung mittels Dichtring
- Exemplarischer Dummy einer Pumpe



Auf den nachfolgenden Seiten werden die Funktionen der Konstruktion sowie die zugehörigen Bauteile näher beschrieben.

### Rahmen / Gehäuse

Das Grundgerüst des Pumpenprüfstandes bildet eine Schweißkonstruktion. Dieser Rahmen stellt die Aufnahmen für alle Anbauteile zur Verfügung.

Am Trägerrahmen werden befestigt:

- Der Stator der T<sub>12</sub> Drehmomentmesswelle
- Der Rotor der T<sub>12</sub> Drehmomentmesswelle beziehungsweise die Lager der Antriebswelle
- Der Riemenspanner
- Der Träger für die Pumpenaufnahme
- Der Dichtdeckel
- Die Versteifungen und Aufnahmen zur Befestigung im Hydraulikprüfstand

Die Schweißkonstruktion ist sehr einfach gehalten und besteht aus sieben unterschiedlichen Bauteilen. Bis auf zwei Ausnahmen können alle Bauteile aus einem Stahlblech mit 3 mm Dicke heraus geschnitten werden. Als Schnittverfahren eignet sich Wasserstrahlschneiden oder Laserschneiden. Alle Bauteile sind miteinander verstiftet, dies erleichtert nicht nur den Zusammenbau der Konstruktion sondern stellt auch sicher, dass die Toleranzen beim Zusammenbau und beim Schweißen eingehalten werden.

Die beiden nicht ebenen Bauteile, namentlich die Hülse für die Aufnahmen der Lager und das Rohr zur Aufnahme des Kettenspanners, werden aus Stahlrohren hergestellt.

In Abbildung 5.4 ist der Schweißrahmen zu sehen. Die jeweils unterschiedlichen Bauteile sind in anderen Farben dargestellt.

Violett dargestellt die Versteifungen des Rahmens, rot die Aufnahme für den Stator der Drehmomentmesswelle, grün die Lagerbuchse für die Aufnahme des Rotors der Messwelle und gelb die Befestigung des Riemenspanners. Die braunen Schnittteile sind die Befestigung für die Lagerbuchse. Zusammen

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

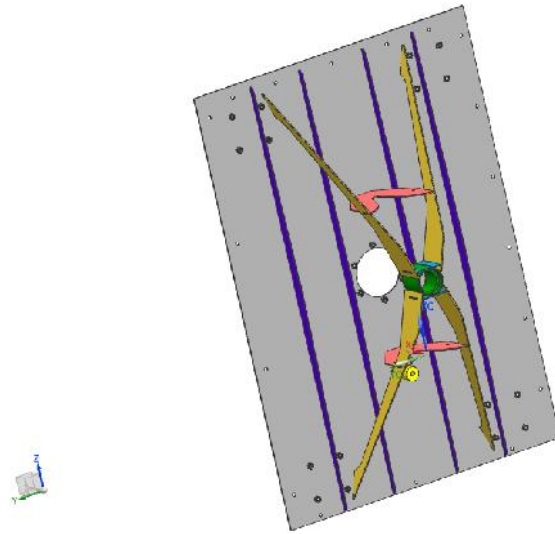


Abbildung 5.4.: Der Rahmen des Pumpenprüfstandes

mit den roten und blauen Bauteilen, welche ein mögliches Aus- oder Einknicken der braunen Stahlteile verhindern, wird die mögliche Auslenkung der Antriebswelle sehr klein gehalten<sup>4</sup>.

In Abbildung 5.5 ist eine Detailansicht der Befestigung der Lagerbuchse zu sehen.

In diesem Bild sind auch die am Rahmen angebrachten Schweißmuttern zu erkennen.

---

<sup>4</sup>Eine vereinfachte FEM-Analyse bestätigte diese Aussage. Vor allem die Querversteifung direkt an der Lagerbuchse ist sehr wichtig, diese unterstützt einerseits die Lagerbuchse, andererseits führt ein Weglassen dieser Versteifung zu einem sofortigen Ausbeulen der Trägerbauteile.

Wesentliche Vereinfachungen:

gesamter Rahmen als ein Bauteil (d.h. keine Schweißverbindungen)

Rahmen an allen vier Seiten starr eingespannt

Berechnete Lagerkräfte als Bolzenkräfte in Lagerschale eingebracht.

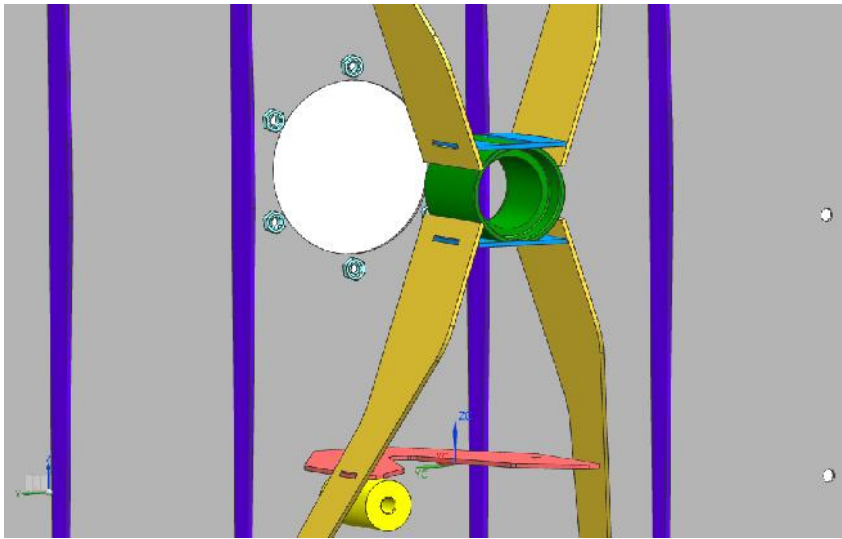


Abbildung 5.5.: Detailansicht Schweißrahmen

### Riemenspanner

Die Befestigung des Riemenspanners an der Rahmenkonstruktion erfolgt mittels einer M12 8.8 Schraube. Die Lage der Befestigung wurde so gewählt, dass durch die Riemenkraft ein Drehmoment in Richtung der Schraubrichtung wirkt. Durch diese konstruktive Maßnahme kann sich die Verbindung durch die vom Riemen aufgebrachte Kraft nicht lösen, sondern nur festziehen. Die M12 Schraube reicht aus, um die entstehenden Kräfte reibschlüssig zu übertragen (siehe unten).

Im Schnittbild 5.6 ist der Aufbau des Riemenspanners zu sehen.

#### **Berechnung der Kräfte auf die Schraubverbindung:**

Abbildung 5.7 zeigt die Geometrie des Riemenspanners in Konstruktionslage. Da durch das Spannen des Riemens die Kräftesituation schlechter wird, werden bei der Berechnung an entsprechenden Stellen etwas höhere Werte als die errechneten eingesetzt.

Die Zugkraft an einem Riemen im Stillstand beträgt laut der Berechnung im Tool KISSsoft zirka 250 N, bei zwei Riemen erhalten wir eine Zugkraft

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

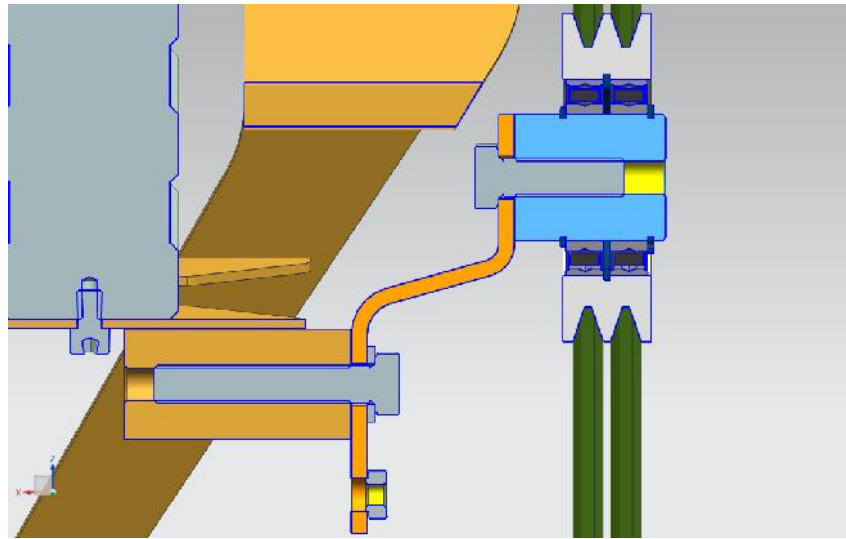


Abbildung 5.6.: Detailansicht des Riemenspanners

von 500 N pro Seite.

Die maximale Zugkraft am Riemen tritt dann auf, wenn die Pumpe entgegen dem Uhrzeigersinn angetrieben werden muss. In diesem Fall wird die Riemenscheibe nicht mit einer Zugkraft von 250 N pro Riemen, sondern mit einer Zugkraft von 460 N pro Riemen belastet. Die zusätzlichen 210 N pro Riemen kommen aus dem maximal aufzubringenden Drehmoment von zirka 20 Nm am Abtrieb<sup>5</sup>. Für die Rechnung mit zwei Riemen muss mit 920 N pro Seite gerechnet werden. Der Einfachheit halber wurde mit 1000 N gerechnet.

Der geometrisch ungünstigste Fall ist, dass die Kraft genau rechtwinkelig auf den Kettenspanner wirkt. Der Umschlingungswinkel der Riemen teilt sich in diesem Fall in zwei gleichgroße Winkel auf. Da sich der Umschlingungswinkel mit höherer Spannung erhöht, wird der Summenwinkel von  $25,2^\circ + 1,9^\circ = 27,2^\circ$  auf  $30^\circ$  erhöht.

Die Normalkraft errechnet sich mit Gleichung 5.3

<sup>5</sup>Die Berechnung des Riemetriebes erfolge bereits mit etwas höheren Lasten als benötigt.

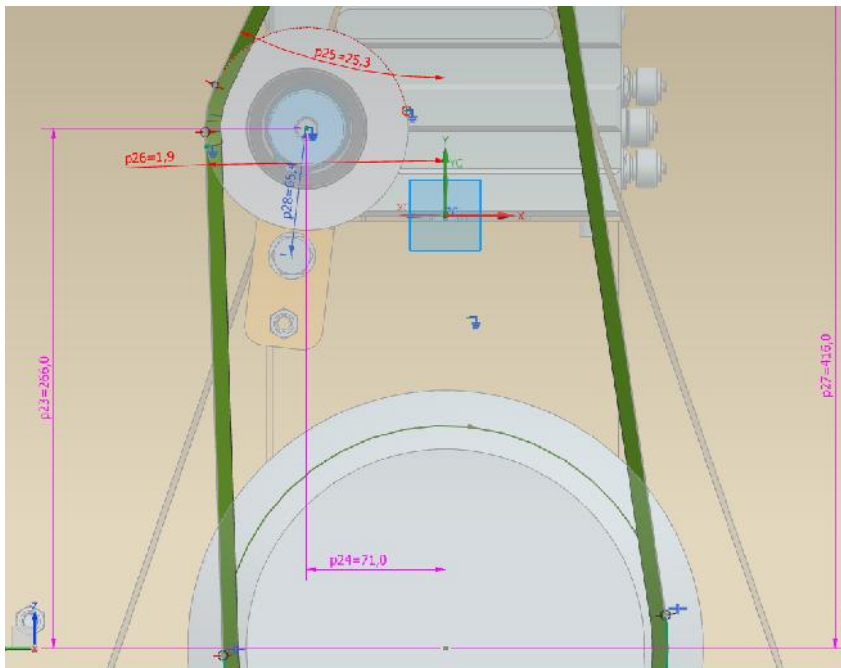


Abbildung 5.7.: Geometrie des Riemenspanners

$$F_N = 2 * F_{Riemen} * \sin\left(\frac{\text{Umschlingungswinkel}}{2}\right) \quad (5.3)$$

zu

$$F_N = 2 * 1000 * \sin\left(\frac{30^\circ}{2}\right) \approx 520N$$

Diese Kraft ergibt, mit einem Hebelarm von 65,4 mm, ein Drehmoment von 34 Nm an der Schraubverbindung.

Um die Querkraft an der Schraubverbindung berechnen zu können, muss man den wirkenden Hebelarm kennen. Dieser wurde als quadratischer Mittelwert der Abmessungen des Schraublochs und des Verbindungsrohres des Stahlrahmens berechnet. Der Hebelarm beträgt nach Gleichung 5.4

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

$$r_a = \frac{\sqrt{D_a^2 - d_i^2}}{2} \quad (5.4)$$

mit eingesetzten Werten

$$r_a = \frac{\sqrt{35^2 - 12^2}}{2} = 16,44\text{mm}$$

und die Querkraft errechnet sich mit Gleichung 5.5

$$F_Q = \frac{M}{r_q} + F_N \quad (5.5)$$

zu

$$F_Q = \frac{34}{0,01644} + 520 = 2588\text{N}$$

Bei einem Reibwert von  $\mu = 0,18$  muss die Normalkraft auf die Schraubverbindung folglich  $\frac{2588\text{N}}{0,18} = 14378\text{N}$  übersteigen. Eine Schraube vom Typ M12 8.8 kann mit einer maximale Vorspannkraft von über 38 kN belastet werden.

Laut der Berechnung mit KISSsoft reicht ein Anzugsdrehmoment von 40 Nm für die Schraubverbindung aus.

### **Lagerung der Riemenspannscheibe:**

Die Spannscheibe des Riementriebs besitzt eine sogenannte schwimmende Lagerung. Hierbei bildet je nach Richtung der Axialkraft, das linke oder das rechte Lager das Festlager. Die axiale Sicherung der Lager in der Laufrolle und der Welle erfolgt mittels Sicherungsringen. Da theoretisch keine Axialkraft auftritt, und falls doch diese erwartungsgemäß sehr klein ist, reicht diese Art der Sicherung aus. In Abbildung 5.6 ist der Aufbau der Lagerung zu sehen.

Um die Lager in der Laufrolle unterzubringen, muss diese bearbeitet werden. Die ursprüngliche Bohrung der Riemenscheibe war konisch ausgeführt, um die Taperbuchse aufnehmen zu können. Für den Einbau der Lager wird diese konische Bohrung auf eine zylindrische aufgeweitet.

Die verbauten Rillenkugellager sind vom Typ **61908-2Z**. Die Lager sind für die wirkenden Kräfte überdimensioniert, jedoch vom Bauraum die kleinsten verfügbaren Lager<sup>6</sup>.

Die Lebensdauer der Lager geht gegen Unendlich, da die radiale Belastung unterhalb der Ermüdungsgrenzbelastung von  $2 \cdot 580 \text{ N}$  der Lager liegt. Die wirkenden Kräfte auf die Riemenscheibe liegen bei idealer Spannung des Riemens im Bereich von  $520 \text{ N}$  (siehe oben).

#### **Spannen des Riemens:**

Um den Riemenspanner komfortabel einstellen zu können, wurde eine Schweißmutter angebracht. Dadurch kann mit einem Schraubenschlüssel den Riemen gespannt und gleichzeitig die Befestigungsschraube fest gedreht werden.

#### Lagerung und Antrieb Drehmomentmesswelle

Bei der Auswahl der Lagerung der Drehmomentmesswelle galt es einen Zielkonflikt zu lösen. Einerseits soll eine steife Lagerung gewährleistet sein, andererseits müssen die Lager eine hohe Drehzahl aushalten und dabei dennoch abdichten. Um die Lebensdauer des Prüfstandes nicht einzuschränken, konnten keine Lager mit Dichtlippen verbaut werden. Die Grenzdrehzahlen bei Lagern mit Dichtlippen betragen  $6500$  und  $6800 \text{ upm}$ <sup>7</sup>.

In Abbildung 5.8 ist die gewählte Lagerung der Drehmomentmesswelle zu sehen. Die ausgewählten Lager vom Typ **61907-2Z** und **6206-2Z** bieten in Ausführung mit Deckscheiben eine hohe Grenzdrehzahl im Bereich von  $>13000 \text{ upm}$ .

---

<sup>6</sup>Durch das Bearbeiten der Riemenscheibe wächst der Innendurchmesser entsprechend an.

<sup>7</sup>Um übliche Motordrehzahlen simulieren zu können, würde auch eine Drehzahl von  $6500 \text{ upm}$  ausreichen. Zudem ist es möglich, die ermittelten Daten zu extrapolieren. Dennoch sollte der Prüfstand auch die geforderte Drehzahl von  $8000 \text{ upm}$  können.

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

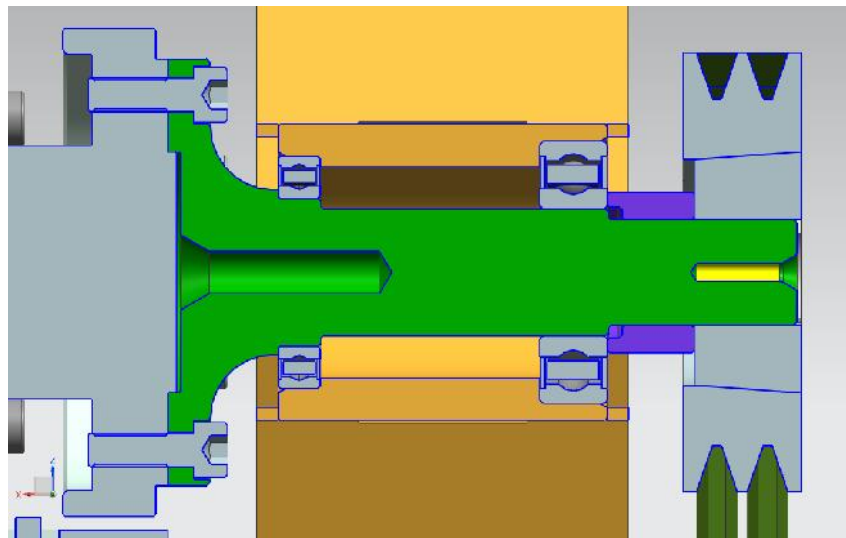


Abbildung 5.8.: Antrieb und Lagerung

Die Kraft auf die Riemenscheibe beträgt je nach Drehzahl zwischen 900 N im Stillstand und 400 N bei maximaler Drehzahl. Da die tatsächliche Kraft stark von der Spannung des Riemens abhängig ist, wird die Berechnung der Lagerlebensdauer mit 1000 N Maximalkraft durchgeführt.

Um die Lebensdauer genau bestimmen zu können, wurde ein Lastkollektiv erstellt. Das aus den Anforderungen aus Kapitel 4 gewonnene Lastkollektiv ist in Abbildung 5.9 dargestellt.

Anzumerken sei, dass die Radialkraft auf die Riemenscheiben lediglich von der Vorspannung des Riemens und der Fliehkraft abhängt. Die Fliehkraft ergibt sich aus dem Riemengewicht pro Meter (72 g pro Riemen pro Meter), der Länge der Umschlingung (Rollenhalbmesser \* Umschlingungswinkel in rad), der Drehzahl und dem Durchmesser der Riemenscheibe.

Die über das Kollektiv gemittelte Kraft auf die Riemenscheibe beträgt  $\approx 730$  N, die gemittelte Drehzahl  $\approx 3250$  upm.

Aus den geometrischen Eigenschaften der Lagerung ergeben sich durchschnittliche Kräfte von 450 N auf das linke und 1180 N auf das rechte Lager.



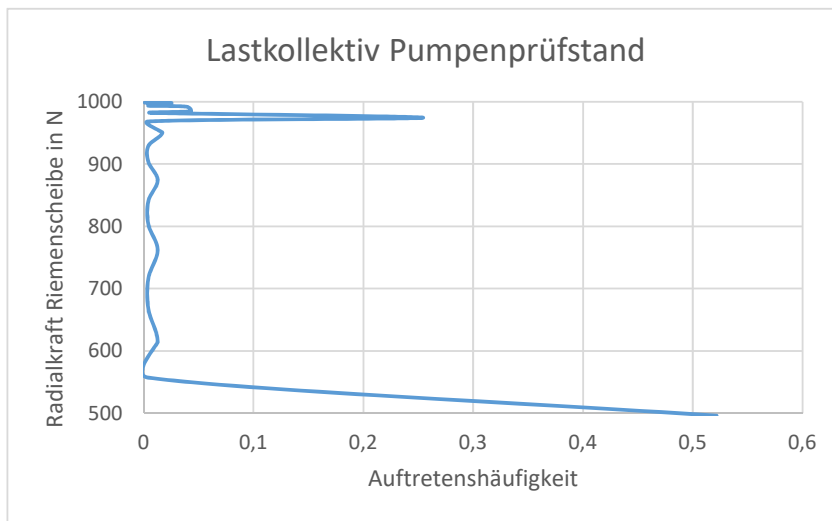


Abbildung 5.9.: Lastkollektiv des Pumpenprüfstands

Die Lagerlebensdauer berechnet sich mit den oben angeführten Werten auf 27770 Stunden beim höher belasteten Lager. Beim schwächer belastete Lager kann man aufgrund der geringeren Last eine Lebensdauer die in etwa der doppelten des rechten Lagers entspricht (58350 Stunden) erwarten.

Die Prüfzeit einer Pumpe beläuft sich nach dem Kollektiv auf vier Stunden. Die Lagerung des Prüfstandes überlebt folglich mit einer Wahrscheinlichkeit von 90% die Vermessung von 7000 Pumpen.

Bei täglicher<sup>8</sup> Vermessung von zwei Pumpen würde sich eine Lebensdauer von über 13 Jahren ergeben.

### Montage / Einbau der Welle und der Lager

Die Lagerwelle wird von Abtriebsseite mit aufgeschobenem linken Lager in die bearbeitete Schweißkonstruktion eingesetzt. Das rechte Lager wird aufgeschoben, gefolgt von der violetten Hülse und der Taperbuchse inklusive Laufrolle für den Riemen. Die Gewindebohrung am Wellenende ermöglicht ein Einstellen des Lagerspiels beziehungsweise ein Aufpressen/Aufschieben

<sup>8</sup>52 Wochen pro Jahr, 5 Arbeitstage pro Woche.

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

der Lager. Nach dem Festziehen der Taperbuchse kann die Schraube für die Montage wieder entfernt werden. Die axiale Sicherung erfolgt durch die Taperbuchse.

### Antrieb und Lagerung Antriebsmotor

Direkt an der Antriebsmaschine verbaut ist die Riemenscheibe für den Antrieb. Die Riemenscheibe für zwei XPZ Hochleistungsriemen hat einen Durchmesser von 224 mm und wird ebenfalls mittels Taperbuchse an der Motorwelle befestigt. Die Lagerung übernehmen die in der Asynchronmaschine verbauten Rillenkugellager.

### Geschätzte Lagerlebensdauer

Die Lager in der Antriebsmaschine sind vom Typ **6208-2ZC3** und bieten eine um 50% höhere dynamische Tragzahl als das in der Lagerwelle verbaute Lager vom Typ 6206. Bei ähnlichen Kräften am Lager ergibt sich nach der Auflösung der Gleichung 5.6 eine Lagerlebensdauer, die um Faktor 3,4 höher ist, als jene der Lagerung der Drehmomentmesswelle. Die Lager würden demnach eine Lebensdauer von über 93000 Stunden aufweisen und müssten nach dem angegebenen Nachschmierintervall von 40000 Stunden zweimal nachgeschmiert werden.

$$L_{10_1} \left( \frac{C}{P} \right)^p = L_{10_2} \left( \frac{1,5 * C}{P} \right)^p \quad (5.6)$$

$$\frac{L_{10_2}}{L_{10_1}} = \left( \frac{1,5}{1} \right)^3 = 3,375$$

### Antrieb der Pumpen

Die Antriebsseite der Pumpen entspricht der Abtriebsseite der Drehmomentmesswelle.

Der Antrieb der Pumpen erfolgt mittels Keilwelle, da diese axial verschieblich ist. Alternativ wäre auch eine Verbindung mittels Passfeder möglich

gewesen, jedoch bietet die Keilwelle den Vorteil, dass die Welle nur einen kleinen Winkel rotiert werden muss, um in die Nabe zu finden. Zusätzlich ist die Möglichkeit der einfachen axialen Befestigung mittels zwei Anschlägen aus Sicherungsringen gegeben.

Direkt am Rotor der T12 Drehmomentmesswelle sitzt die zugehörige Ausgleichkupplung (siehe unten), gefolgt von einem Adapter, welcher die Keilnabe aufnimmt.

In den Abbildungen 5.10 und 5.3 sind diese Komponenten dargestellt.

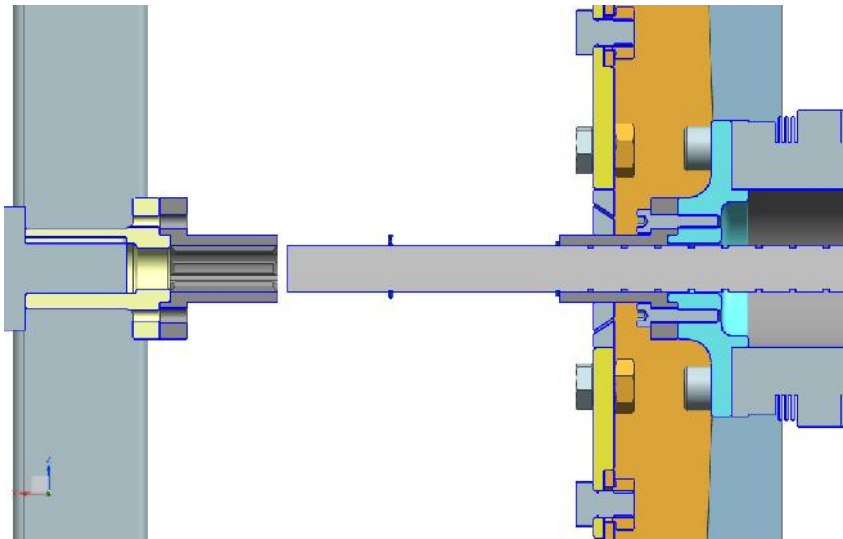


Abbildung 5.10.: Antrieb der Pumpe

Türkis eingezeichnet ist die Verbindung von Drehmomentmesswelle beziehungsweise der Ausgleichkupplung zur Keilnabe.

Auf Seite der Pumpe befindet sich ebenso ein Adapter zwischen Welle der Pumpe und Keilnabe.

Für den Betrieb muss die in Abbildung 5.10 dargestellte Keilwelle von Hand in die Nabe der Pumpe eingeführt werden (siehe unten).

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

### Ausgleich nicht exakt konzentrisch montierter Pumpen

Aufgrund des Problems der Fertigungstoleranzen und möglichen Querkräften oder Biegemoment kann eine exakt konzentrische Montage des Prüflings nicht gewährleistet werden. Deshalb muss für einen elastischen Ausgleich gesorgt werden.

Die Drehmomentmesswelle T<sub>12</sub> von HBM kann auf Wunsch direkt mit einer passenden Ausgleichkupplung bestellt werden. Die Kupplung vom Typ **Modulflex BSD-Element für T<sub>12</sub>** sorgt für einen Ausgleich in Radial- und Axialrichtung und kann Winkelfehler ausgleichen.

Die maximale Nachgiebigkeit der Kupplung beträgt

- $\pm 1,2$  mm axial (longitudinal)
- 0,42 mm radial (lateral) und
- 0,75°winkelig (angular).

Die angegebenen Werte sind Maximalwerte, bei gleichzeitigem Auftreten mehrerer Abweichungen verringert sich der jeweils mögliche Ausgleich linear. Bei einer winkelligen Auslenkung von 0,75° ist somit kein radialer Ausgleich mehr möglich!

Die montierte Kupplung ist in Abbildung 5.3 zu sehen.

### Montage / Ausrichten der Pumpe

Die koaxiale Ausrichtung der Pumpe zur Drehmomentmesswelle beziehungsweise zur Antriebswelle erfolgt per Hand.

Es sollte für eine Reihe von Pumpen eine Trägerplatte/Aufnahme mit den entsprechenden Bohrmustern gefertigt werden.

In Abbildung 5.11 blau eingezeichnet der Träger für die Pumpen. Die Konstruktion wurde nicht mehr vollständig abgeschlossen, da zu diesem Zeitpunkt bereits andere/bessere Lösungen diskutiert wurden (siehe Kapitel 5.5).

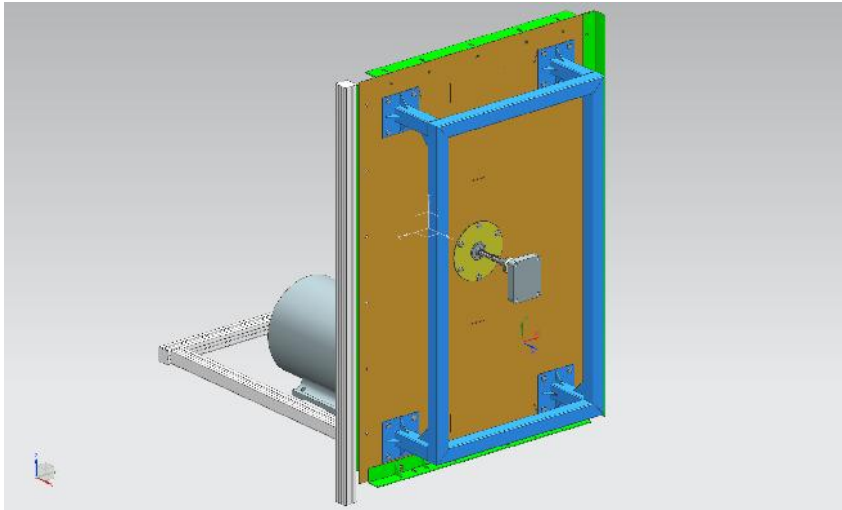


Abbildung 5.11.: Vorderansicht des Pumpenprüfstandes

Angedacht war, im Trägerrahmen Bohrungen für Passstifte und Passschrauben vorzusehen, an denen die Aufnahme für die Pumpe befestigt werden kann.

Da die Befestigung auf der dem Benutzer abgewandten Seite teilweise schwer zu erreichen sein kann, wäre es auch möglich gewesen, hier lediglich Passstifte als Befestigung beziehungsweise Führung zu verwenden.

Die Pumpe muss anschließend auf ihrer Aufnahme so eingerichtet werden, dass sich die Keilwelle von Hand in die Keilwellennabe der Pumpe einführen lässt. Anschließend kann die Pumpe zusammen mit der Aufnahme ab- und angebaut werden, ohne dass diese wieder neu eingerichtet werden muss.

Die in die Keilnabe eingefädelt Keilwelle wird mit einem Wellensicherungsring vom Typ **DIN 6799 RA 10,0** axial gegen Verschieben gesichert. Der Sicherungsring kann radial montiert und demontiert werden.

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

### Abdichten der Prüfzelle

Die Rahmenkonstruktion des Pumpenprüfstandes ist so konzipiert, dass eine Seitenwand der Prüfzelle des Hydraulikprüfstandes ersetzt wird. Die Abdichtung zur Prüfzelle kann zum Beispiel durch Silikondichtmittel gewährleistet werden.

Für die Abdichtung an der rotierenden Welle sorgt eine Labyrinthdichtung (Radial-Wellendichtring) vom Typ **GMN CF 6204**.

Bei der Auswahl der Dichtung war es aus zwei Gründen wichtig, dass die Dichtung berührungsfrei funktioniert. Einerseits soll das durch eine berührende Dichtung verursachte Drehmoment nicht mitgemessen werden und andererseits würde eine berührende Dichtung, wie zum Beispiel ein Radial-Wellendichtring Typ A, durch den möglicherweise nicht exakt coaxialen Lauf sehr schnell verschleifen.

Der Dichtring lässt eine axiale Beweglichkeit von  $\pm 0,5$  mm zu und streift somit nicht, wenn das BSD-Element maximal ausgelenkt ist.

Der eingebaute Dichtring ist in Abbildung 5.10 dargestellt.

Für den Fall, dass der Prüfstand nicht in Verwendung ist, kann ein Dummy aus Kunststoff in die Keilnabe gesteckt werden. Dies verhindert Eindringen von Hydraulikfluid in die Ausgleichkupplung beziehungsweise Austreten von Hydraulikfluid aus der Prüfzelle.

### Schnellverschluss

Um dem Problem des Befestigens des Prüflings an der abgewandten Seite aus dem Weg zu gehen, wurde ein Schnellspann-Mechanismus entwickelt. Dieser ermöglicht es, den Prüfkörper mitsamt der Halteplatte durch das Umlegen eines Hebels alle vier Arretierungen gleichzeitig zu betätigen.

Der Spannmechanismus verfügt über einen Ausgleich der Seillänge mittels Wägebalken. Dieses System stellt auch sicher, dass an allen vier Befestigungen die gleiche Kraft herrscht.

In Abbildung 5.12 ist der Schnellspanner im Schnitt zu sehen.

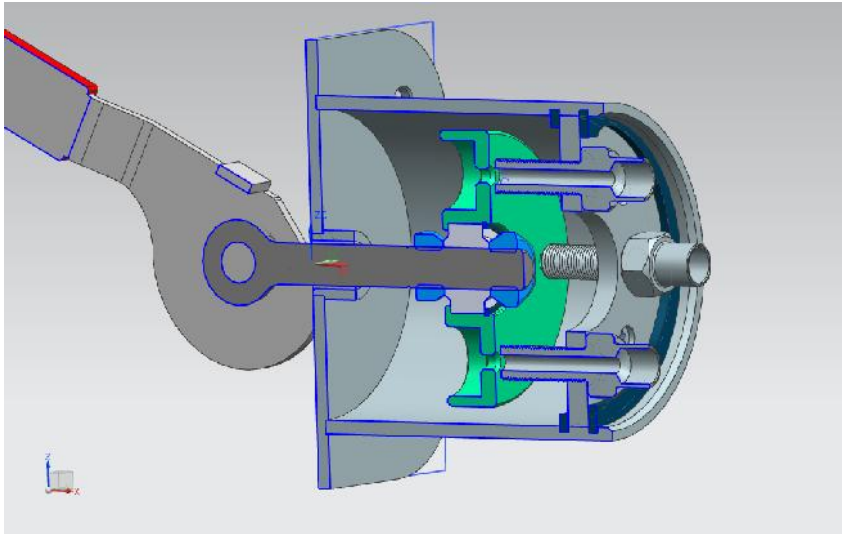


Abbildung 5.12.: Schnittbild Schnellspanner

Die vier Bowdenzüge werden durch die Gewindehülsen gespannt beziehungsweise eingestellt. Im türkis dargestellten Dreh-Frästeil werden die Seile durchgefädelt und mit einem Löt- oder Schraubkopf befestigt. Zwei kegelförmig abgedrehte Muttern stellen die Bewegungsfreiheit des Kugelgelenkes sicher. Der Spannhebel und die Augenschraube sind ebenfalls Normbauteile.

Die Konstruktion und damit einhergehend auch der Spannweg wurde so ausgelegt, dass an jedem der vier Befestigungspunkte eine Kraft von 1000 N erreicht wird.

Der gesamte Spannapparat kann entnommen werden, um ein Nachstellen der Seilspannungen auf einfache Art zu ermöglichen.

Die Konstruktion wurde aufgrund der Tatsache, dass Bowdenzüge gerade zu Beginn und am Ende ihrer Lebensdauer starke Längenänderungen erfahren, verworfen.

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

### 5.3.2. Bauteile des Prüfstandes

Die für diese Konstruktion benötigten Bauteile werden in Anhang A beschreiben.

### 5.3.3. Einbausituation

Der Pumpenprüfstand ersetzt, wie oben bereits erwähnt, eine Seitenwand der ursprünglichen Prüfzelle.

In Abbildung 5.14 ist die im Hydraulikprüfstand eingebaute Erweiterung zum Pumpenprüfstand abgebildet. Die Befestigungen im Prüfstand sind in Abbildung 5.13 und 5.11 grün eingezeichnet. Zur Versteifung und besseren Abstützung der Gewichtskraft und der Zugkraft des Riementriebes wurden zusätzlich Rippen eingeschweißt.

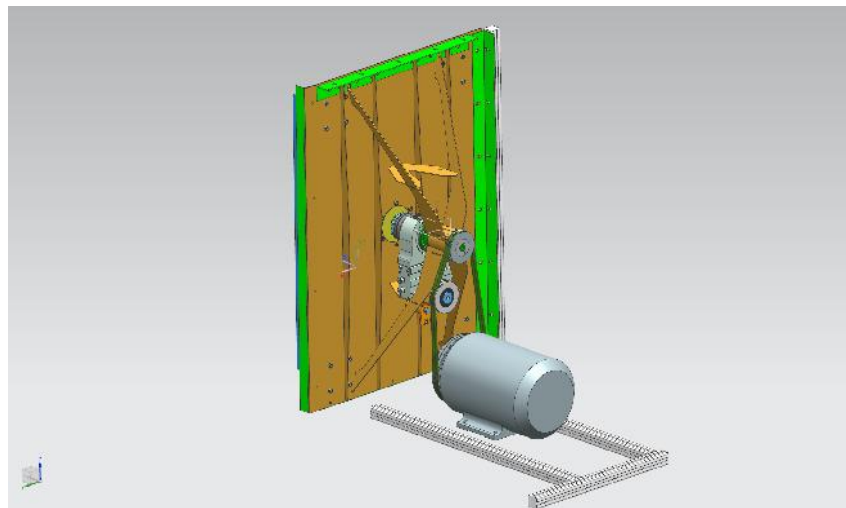


Abbildung 5.13.: Rückansicht des Pumpenprüfstandes



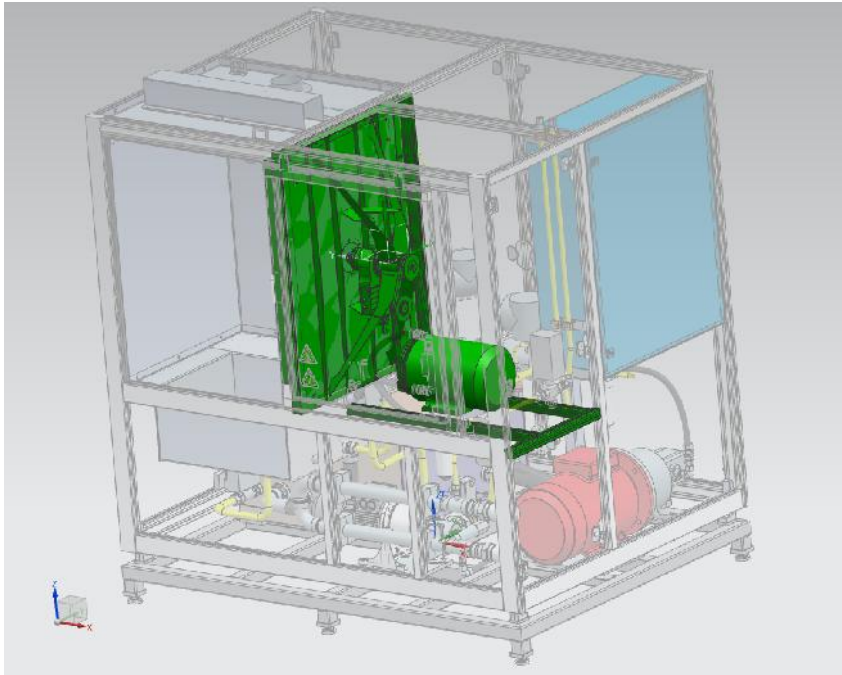


Abbildung 5.14.: Der Pumpenprüfstand als Teil des Hydraulikprüfstandes

#### 5.3.4. FMEA

Für die Konstruktion der ersten Iteration wurde eine Fehlermöglichkeits und Einflussanalyse, kurz FMEA, erstellt. Bei der erstellten FMEA handelt es sich um eine Funktions-FMEA. Es wurde untersucht, welche möglichen Fehler einen Einfluss auf die Funktionen des Prüfstandes haben können. Diese Art der FMEA liefert im allgemeinen einen besseren Überblick als eine Bauteil-FMEA, bei der der Einfluss eines jeden einzelnen Bauteiles aufgezeigt wird.

Auf den nachfolgenden Seiten ist die FMEA der ersten Iteration des Pumpenprüfstandes dargestellt.

5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

FMEA für System: Pumpenprüfstand Iteration I					
Failure Mode and Effects Analysis					
Nr	Funktion	Komponente	Fehlerfolge	Fehlerart	Fehlerursache
1	Riemen spannen	Riemenspanner	Durch Riemen übertragbare Kraft nimmt ab	Verformung des Riemenspanners	Zu hohe Kräfte, Fehler in Auslegung
2	Riemen spannen	Riemenspanner	Riemen wird geschädigt	Verformung des Riemenspanners	Zu hohe Kräfte, Fehler in Auslegung
3	Riemen spannen	Riemenspanner	Keine Kraft mehr übertragbar	Bruch des Riemenspanners	Zu hohe Kräfte, Fehler in Auslegung, Materialermüdung
4	Lagerung Riemenspanner	Riemenspanner	Messsignalqualität unzureichend	Riemen schwingt zu stark	Lagerung verschlissen
5	Lagerung der Messwelle	Messwellenlagerung	Messsignalqualität unzureichend	Lagerung verschlissen	Riemen zu stark gespannt Anforderungen an Steifigkeit unterschätzt,
6	Lagerung der Messwelle	Messwellenlagerung	Messsignalqualität unzureichend	Lagerung zu weich	Fehler in Auslegung
7	Übersetzung Drehzahl / Drehmoment	Riementrieb	Durch Riemen übertragbare Kraft unzureichend	Riementrieb Vorspannung unzureichend	Riemen zu wenig gespannt Riemen zu alt
8	Übersetzung Drehzahl / Drehmoment	Riementrieb	Messsignalqualität unzureichend	Riementrieb verschlissen	Riemen zu stark gespannt
9	Übersetzung Drehzahl / Drehmoment	Riementrieb	Messsignalqualität unzureichend	Riemen schwingt zu stark	Riemen fehlerhaft gespannt, Riemenlänge zu hoch, Fehlerhafte Auslegung, Riemen in Resonanz
10	Übersetzung Drehzahl / Drehmoment	Riementrieb	Messsignalqualität unzureichend	Riemen schlupft zu stark, Riemenfleiten	Riemen durch Öl verschmutzt / Hydraulikprüfstand nicht vollständig dicht
11	Gehäuse	Schweißrahmen	Lagerschale bricht	Zu geringe Wandstärke	Verzug beim Schweißen trotz Verstärkung

Abbildung 5.15.: FMEA-1 Iteration I

### 5.3. Entwurf Iteration I

Nr	Maßnahmen zur		Bewertung	
	Vorbeugung	Entdeckung	A	B   E   RPZ
1	Berechnung des Riemenspanners unter Zuhilfenahme von FEA	Übertragbares Drehmoment nimmt ab, Höherer Schlupf als erwartet	3	6   7   126
2	Berechnung des Riemenspanners unter Zuhilfenahme von FEA	Riemen macht unerwartet lautes Geräusch	3	7   6   126
3	Berechnung des Riemenspanners unter Zuhilfenahme von FEA Riemen unter Zuhilfenahme eines Riemenspanngerätes mit Messung der Vorspannung spannen	Übertragbares Drehmoment sinkt auf 0 Nm, Schlupf geht gegen 100% Entdeckung ist kaum möglich, Messsignalqualität nimmt ab	2	7   6   84
4	Riemen unter Zuhilfenahme eines Riemenspanngerätes mit Messung der Vorspannung spannen	keine	2	6   8   96
5	Steißere Konstruktion, Ermittlung der Verformungen mittels FEA	keine	3	7   8   168
6	Riemen unter Zuhilfenahme eines Riemenspanngerätes mit Messung der Vorspannung spannen	Starke Vibrationen, Messsignalqualität unzureichend	3	9   7   189
7	Riemen unter Zuhilfenahme eines Riemenspanngerätes mit Messung der Vorspannung spannen	Übertragbares Drehmoment zu klein	3	6   7   126
8	Riemen unter Zuhilfenahme eines Riemenspanngerätes mit Messung der Vorspannung spannen	Übertragbares Drehmoment zu klein	3	7   8   168
9	Anderes Übersetzungsgetriebe verwenden	Messergebnisse nicht plausibel	7	9   6   378
10	Keinen Riementrieb verwenden, Gehäuse für Riementrieb, Abdichten des Hydraulikprüfstandes	Höherer Schlupf als erwartet, bereits bei niedriger Drehzahl	4	8   6   192
11	Größere Wandstärke, weniger thermischer Eintrag beim Schweißen	Riss in Lagerschale, Verformung der Lagerschale	4	9   2   72

Abbildung 5.16.: FMEA-2 Iteration I

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

12	Gehäuse	Schweißrahmen	Messsignalqualität unzureichend	Teile des Rahmens schwingen mit ungünstiger Frequenz	Steifigkeit des Rahmens zu gering, Fehler in Auslegung
13	Befestigung im Prüfstand	Schweißrahmen	Messsignalqualität unzureichend	Rahmen schwingt mit ungünstiger Frequenz	Befestigung des Rahmens am / im Prüfstand ungenügend
14	Messung Drehmoment	HBM 12	unzureichende Genauigkeit	Nullpunkt verschoben	Drift in Messkette
15	Messung Drehmoment	HBM 12	unzureichende Genauigkeit	Abweichung der Messempfindlichkeit	Thermische Belastung, Alterung
16	Messung Drehmoment	HBM 12	Kein Messsignal	Stecker lose	Vibration
17	Messung Drehmoment	Kabel	Kein Messsignal	Kabelbruch	Vibration
18	Messung Drehmoment	Elektronik	Kein oder fehlerhaftes Messsignal	Defekt in Messtechnik	Fehler in der Hardware, Überspannung, Kurzschluss
19	Messung Drehmoment	Keilwellenverbindung	Messsignalqualität unzureichend	Der Messgröße überlagerte Schwingungen	Drehsteifigkeit zu gering
20	Messung Drehzahl	HBM 12	Abweichung bei Drehzahlmessung	Verschmutzung Schlitzscheibe	Fremdkörper im Bereich der Messwelle
21	Messung Drehzahl	Kabel	Kein Messsignal	Kabelbruch	Vibration
22	Messung Drehzahl	Elektronik	Kein oder fehlerhaftes Messsignal	Defekt in Messtechnik	Fehler in der Hardware, Überspannung, Kurzschluss

Abbildung 5.17.: FMEA-3 Iteration I

### 5.3. Entwurf Iteration I

12	StEIFERE Konstruktion, evtl. nachträglich Rippen einschweien oder ähnliche Lösung wie Variante 3/4 anpeilen	Qualität der Messergebnisse schlecht, Problem sollte bereits bei Inbetriebnahme auftreten	4	8	2	64
13	Versteifungen im Befestigungsbereich, zusätzliche Profile einziehen	Messergebnisse nicht plausibel	3	3	4	36
14	Nullung zu Beginn der Messung	Überprüfung des Messwerts bei deaktiviertem Motor	3	2	2	12
15	Jährliche Kalibrierung mit bekanntem Drehmoment	Fällt erst bei jährlicher Kalibrierung auf	2	5	5	50
16	Zugentlastung verwenden	Drehmomentanzeige des MSR-Systems auf Endwert	1	2	2	4
17	Zugentlastung verwenden Einsatz eines vibrationsfesten Kabels	Drehmomentanzeige des MSR-Systems auf Endwert	1	2	2	4
18	Elektroniken für Raue Umgebung / Industrial / IP 65+	Drehmomentanzeige des MSR-Systems auf Endwert oder nicht plausibel	1	4	2	8
19	Keilwelle mit ausreichendem Durchmesser verwenden	Zeitliche Verzögerung zwischen Druckanstieg und Messergebnis	2	7	2	28
20	Verwendung eines RWDR	Hohe Drehzahlabweichung zwischen vorgegebener Motordrehzahl und Drehzahl, gemessen durch Drehmomentmesswelle	2	2	2	8
21	Zugentlastung, Vibrationsfestes Kabel	Drehzahlanzeige des MSR-Systems auf Endwert	1	2	2	4
22	Elektroniken für Raue Umgebung / Industrial / IP 65+	Drehzahlanzeige des MSR-Systems auf Endwert oder nicht plausibel	1	2	2	4

Abbildung 5.18.: FMEA-4 Iteration I

5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

### 5.3.5. Gesonderte Betrachtung von einzelnen hohen FMEA Werten

Die in der FMEA auftretenden hohen RisikoPrioritätsZahlen haben alle ihren Ursprung in der Übersetzung mittels Riementrieb.

Es könnte passieren, dass es zu Schwingungen durch den großen und damit verhältnismäßig weichen Aufbau kommt. Zwar lässt sich die Problematik durch stärkeres Spannen des Keilriemens abschwächen, dennoch kann man nicht sicherstellen, dass es zu keinen Problemen kommt.

Die möglicherweise auftretende Schwingungsproblematik kann so groß sein, dass sie das Messsignal übersteigt und man nicht mehr imstande ist, die gewünschte Messgröße zu erfassen.

Eine Verwendung von anderen Getriebearten, wie zum Beispiel Stirnradgetriebe, könnte genauso zu Problemen führen, zudem war es schwierig ein geeignetes Getriebe zu finden.

### 5.3.6. Conclusio

Nach Erstellung einer FMEA und weiterführenden Besprechungen im Projektteam wurde diese Variante als anfällig für Schwingungen identifiziert. Um anfallende Probleme schon von vor hinein zu umgehen, wurde der Entschluss gefasst, eine Variante mit Direktantrieb zu verwirklichen. Um keine weiteren Möglichkeiten zu übersehen, wurden die Anforderungen des Prüfstands erweitert. Zusätzlich wurde eine Variantenbildung gestartet.

## 5.4. Erweiterte Anforderungen an den Prüfstand

Aufgrund der möglichen Schwingungsproblematik der ersten Konstruktion wurden die Anforderungen an den Prüfstand abgeändert und erweitert. Zusätzlich zu den unter Kapitel 5.2 kamen folgende Kriterien hinzu:

- Möglichst steife Konstruktion, so dass die Auftretenswahrscheinlichkeit von unerwünschten Schwingungen möglichst klein ist
- Es darf für jede Pumpe ein eigener Adapter gefertigt werden
- Der Antrieb soll direkt erfolgen, sprich ohne zwischengeschaltetes Getriebe
- Es soll die Möglichkeit offen gehalten werden, den Prüfstand nicht nur stationär, sondern auch mobil betreiben zu können.  
Daraus resultiert, dass die Antriebsmaschine möglichst kompakt (und leicht) ausgeführt sein soll
- Die Option mit maximal  $900 \text{ cm}^3/\text{u} \cdot \text{bar}$  soll erfüllt werden

## 5.5. Variantenbildung

Um die durch die FMEA aufgezeigten Probleme und die erweiterten Anforderungen an den Prüfstand erfüllen zu können, wurde eine Variantenbildung gestartet.

Die hier angeführten Varianten beinhaltet auch jene, die bereits unter Kapitel 5.3 betrachtet wurde.

### 5.5.1. Variante Eins:

Hier wird die Variante „**Vorhandene Antriebsmaschine mit nicht koaxialem Antrieb**“ behandelt.

Die Antriebsmaschine weist eine zu niedrige Höchstdrehzahl auf, um die Anforderungen an den Prüfstand erfüllen zu können. Es muss eine Übersetzung ins schnellere mittels Getriebe wie zum Beispiel Stirnradstufe oder Riementrieb realisiert werden.

Vorteile:

- Variante mit den voraussichtlich geringsten Kosten
- Antrieb (Motor und Umrichter) bereits vorhanden
- Konstruktion als einfache Schweißbaugruppe

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

Nachteile:

- Separate Befestigung von Antriebsmasche und Messaufbau
- Axial relativ langer Aufbau, deshalb **anfällig für mechanische Schwingungen** -> Auswirkungen auf Qualität der Messergebnisse
- Montage des Prüflings in exakt konzentrischer Lage schwierig

Neutral:

- Ersetzt eine Seitenwand in der Prüfzelle

Diese Variante entspricht der Iteration I, welche in Kapitel 5.3 ab Seite 35 beschrieben ist.

### 5.5.2. Variante Zwei:

Die zweite Variante besteht darin, den vorhandenen Antrieb zu verwenden, die Übersetzung auf das benötigte Drehzahlniveau jedoch mittel koaxialem Getriebe zu verwirklichen.

Diese Art des Antriebs funktioniert nach dem Prinzip **„Vorhandene Antriebsmaschine mit koaxialem Antrieb mit Übersetzung“**.

Da industrielle Planetengetriebe üblicherweise für Übersetzungen ins langsamere konzipiert sind und man dementsprechend das Planetengetriebe „rückwärts“ betreiben müsste, wirft dieses Konzept viele mechanische Problemstellungen auf. Des Weiteren ergaben Recherchen, dass die kleinste verfügbare Übersetzung  $i=3$  beziehungsweise rückwärts betrieben  $i=0,33$  ist. Diese Übersetzung ist zu hoch, um das geforderte Drehmoment an der Pumpe bereitstellen zu können.

In Abbildung 5.19 ist als Beispiel ein industrielles Planetengetriebe dargestellt.

Gut zu erkennen ist, dass das Planetengetriebe so konzipiert ist, dass die Antriebsmaschine einen Teil der Lagerung der Sonnenwelle übernimmt und der Abtrieb hoch belastet werden kann.





Abbildung 5.19.: Industrielles Planetengetriebe (Neugart, 2016)

Beim Antrieb auf der Abtriebsseite ist eine Ausgleichkupplung vorzusehen, beim Abtrieb auf der Antriebsseite eine weitere Lagerstelle.

Vorteile:

- Keine Radialkraft
- Geringes Spiel im Antrieb
- Antrieb bereits vorhanden

Nachteile:

- Lange Welle
- Komplizierte Lagerung und kompliziertes Gehäuse
- Im Vergleich zu Direktantrieb 180 - 200 mm axial länger bauend
- Ungünstiges Übersetzungsverhältnis
- Antrieb und Abtrieb des Planetengetriebes vertauscht
- Montage des Prüflings in exakt konzentrischer Lage schwierig

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

### 5.5.3. Variante Drei:

Variante Drei nach dem Konzept „Für Anwendungszweck ausgelegter Antrieb, direkt angetrieben, Aufbau in Prüfkammer“ und Variante Vier (siehe Seite 62) entsprechen den schlussendlich gefertigten Varianten.

Trotz der höheren Investitionskosten von zirka 5 k€ für den Antrieb, überwiegen die Vorteile dieser beiden Varianten.

Bei Variante Drei, siehe Abbildung 5.20, ist aufgrund der einfachen Konstruktion und der axial kompakten Bauweise das beste Messergebnis zu erwarten. Zudem ist die Montage des Prüflings am einfachsten, da der Prüfstand auf die am Tisch liegende Pumpe gestülpt werden kann.

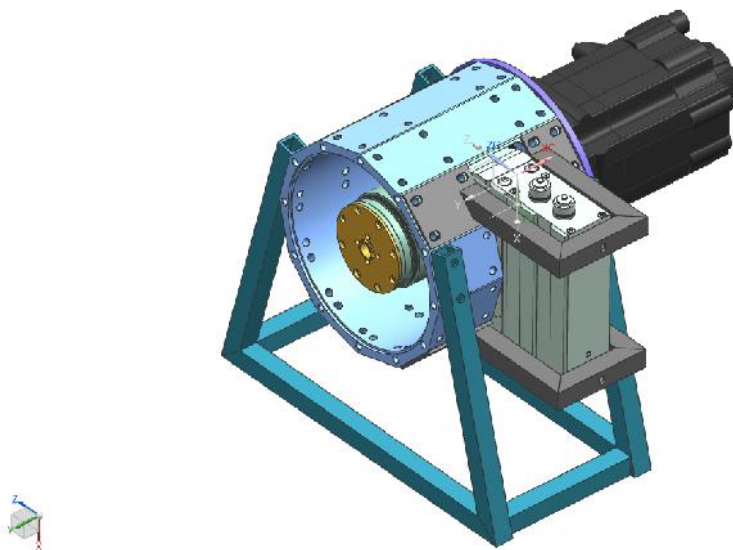


Abbildung 5.20.: Variante Drei des Pumpenprüfstandes

Vorteile:

- Keine Radialkraft
- Kein Spiel im Antrieb

- Flexibel - Achtung: Wasserkühlung Motor, örtliche Verfügbarkeit von Motorregler
- Zusätzlich als Lastprüfstand zum Beispiel für kleine Getriebe denkbar
- Geringe Anfälligkeit für Schwingungen
- Schwingungstechnisch optimal, da
  - Axial kürzeste Ausführung des Messaufbaus
  - Steifes Gehäuse und einfache Zentrierung der Pumpe
- Geringer Fertigungsaufwand
- Einfache Montage des Prüflings

Nachteile:

- Verringerte Messzellenkapazität
- Zusätzliche Kosten im Bereich von 4-6 k€

Neutral:

- Befestigung auf Hebe-, Schwenkeinheit
- Geringes Gesamtgewicht von zirka 20 kg
- „Prüfstand“ als eigenständiger Aufbau

Weitere Verwendungsmöglichkeiten der Variante Drei:

Da der Prüfstand in Variante Drei flexibel, modular und tragbar ist, sind noch weitere Einsatzzwecke denkbar.

- Prüfstand für kleine Getriebe, diese können mittels der am Hydraulikprüfstand vorhandenen Hebe-Schwenk-Einheit gekippt werden -> Simulation statischer Kurvenfahrt
- Mobiler Pumpenprüfstand
- Mobile Pumpeneinheit zur Bereitstellung von Hydraulik im Bereich bis zu 9 kW  
maximales Produkt  $\text{cm}^3/\text{u} * \Delta p = 900 \text{ cm}^3/\text{u} * \text{bar}$  (zum Beispiel  $10 \text{ cm}^3/\text{u}$ , 90 bar oder  $4,5 \text{ cm}^3/\text{u}$ , 200 bar)
- Leistungsmessung von rotierenden Maschinen im Bereich bis 14 Nm und 8000 upm
- Am Verwendungsort müssen sowohl Wasserkühlung als auch ein passender Motorregler bereitgestellt werden

#### 5.5.4. Variante Vier:

Variante Vier ist eine Erweiterung zur oben beschriebenen Variante Drei. Diese Variante besitzt die Eigenschaften **„Für Anwendungszweck ausgelegter Antrieb, direkt angetrieben, Flansch an Prüfkammerwand“**.

Abweichend zur Variante Drei wird Variante Vier fix im Hydraulikprüfstand verbaut. Die obige Variante wurde um Komponenten zur Abdichtung der Prüfwelle und zur Befestigung im Hydraulikprüfstand erweitert.

Als Nachteil zur Variante Drei sei zu erwähnen, dass sich die Montage der Pumpe schwieriger gestaltet, da diese bereits vor dem Zusammenführen koaxial ausgerichtet sein sollte.

Der Entwurf und die Konstruktion von Variante Vier ist ab Kapitel 5.6 beschrieben.

Von Variante Drei abweichende Vorteile:

- Maximale Ausnutzung des Bauraumes
- Abdichtung zwischen Prüfkammer und Messaufbau

Nachteile:

- Schwierigere Befestigung der Pumpen / Gehäuse, da direkt an Prüfkammerwand
  - Im Vergleich zu Variante Drei ist eine axial etwas längere Konstruktion notwendig, um Pumpen montieren zu können. Dies erhöht die Gefahr messkritischer Schwingungen (bei weitem nicht so problematisch wie Variante Eins, da keine Übersetzung notwendig)
- Kosten liegen etwas über Variante Drei aufgrund der aufwändigeren Mechanik
- Montage des Prüflings in exakt konzentrische Lage muss vorher mittels Zentrierhilfe geschehen

Neutral:

- Leistungsmessstand bleibt im Hydraulikprüfstand fix verbaut

### 5.5.5. Variante Null:

Diese Variante stellt den Versuch dar, die Variante Vier mit bereits verfügbaren Antriebskomponenten nach dem Prinzip „**Vorhandene Antriebsmaschine mit koaxialem Antrieb ohne Übersetzung**“ zu entwerfen.

Variante Null kann auch als Backup-Lösung betrachtet werden, falls die Finanzierung von Variante Vier fehlschlägt.

Das Konzept ist dafür ausgelegt, sehr gute Messergebnisse zu liefern, mit dem Nachteil nur einen Teilbereich der Leistungsdaten vermessen zu können.

Vorteile:

- Keine Radialkraft
- Kein Spiel im Antrieb
- Preiswerteste Lösung, da Antrieb vorhanden und wenig zusätzliche Bauteile

Nachteile:

- Maximale Drehzahl 3600 upm

Neutral:

- Konzept ähnlich Variante Vier, jedoch mit voluminöserer Antriebsmaschine
- Einmaliger Einbau in Prüfstand umständlich wegen hoher Einbaulage und hohem Gewicht (zirka 55 kg)

### 5.5.6. Zusammenfassung

Zusammenfassend sind in Tabelle 5.2 die entscheidenden Punkte für die Auswahl der Varianten angeführt. In **Fettschrift** dargestellt sind die für den Industriepartner wichtigsten Punkte.

Zusammenfassung nach der Besprechung ALLGEMEIN:

5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

<b>Kriterienliste für den Vergleich der möglichen Konzepte</b>					
	Var. 1	Var. 2	Var. 3	Var. 4	Var. 0
<b>Kosten Antrieb</b>	++	+	-	-	++
Kosten Mechanik	-	+	+	o	+
<b>Lieferzeit</b>	+	o	-	-	+
Regelbarkeit	o	+	++	++	+
<b>Schwingungsanfälligkeit</b>	-	-	++	+	+
<b>Qualität d. Messergebnisse</b>	nb	nb	++	+	+
Einsatzmöglichkeiten	o	o	+	o	o
Ansteuerung - Zeitaufwand	+	+	o	o	+
<b>Nutzbares Drehzahlband</b>	-	-	++	++	-
<b>Nutzbares Drehmoment</b>	o	-	+	+	++
Dynamik des Antriebs	+	+	++	++	+
Kühlung Antrieb	+	+	-	o	+
Nutzbarer Prüfraum	++	++	-	++	++
Montage Prüfling	-	-	+	+	+
<b>Haltbarkeit</b>	+	+	+	+	+
<b>Betriebskosten</b>	+	+	+	+	+
Kosten für Pumpenaufnahme(n)	++	++	o	o	o

Tabelle 5.2.: Kriterienliste für den Vergleich der möglichen Konzepte

- Bei Variante Eins ist nicht sichergestellt, dass verwendbare Messergebnisse erzeugt werden
- Variante Zwei hat gegenüber allen anderen Varianten Nachteile
- Variante Null kann maximal halbe Motordrehzahl simulieren
- Variante Drei und Vier werden nach einer Beurteilung der Konzepte bessere Messergebnisse liefern als Variante Eins und Zwei
- Die Hebe-Schwenk-Einheit könnte bei Variante Drei einer zu hohen Belastung ausgesetzt sein (zirka 20 kg Aufbau zuzüglich Pumpe zuzüglich Getriebeschale -> bis zu 30 kg und mehr)
- Bei Variante Vier ist der exakt konzentrische Einbau der Pumpen schwieriger - kann mittels Zentrierhilfe gelöst werden
- Durch das Mitfertigen eines Adapters kann Variante Vier aus Variante Drei erzeugt werden

Persönliche Anmerkungen des Projektteams:

## 5.6. Iteration II: Konstruktion Variante Drei und Vier

- Prof. Hick bevorzugt Variante Drei
  - Aufbau und Pumpe werden außerhalb der Prüfkammer zusammengebaut, dies liefert bestmögliche Zentrierung zwischen Pumpe und Messwelle
  - Der Aufbau kann auch anderweitig verwendet werden -> maximale Flexibilität
  - Es muss sichergestellt sein, dass alle ausgewählten Pumpen in der Prüfwelle Platz finden
- Herr Ebner und Herr Vallant bevorzugen Variante Vier inkl. Adapterplatte für Variante Drei
  - Das gesamte Volumen der Prüfwelle sollte genutzt werden können
  - Es ist nicht bekannt, für welche maximale Gewichtskraft die Prüfwelle ausgelegt wurde
- Herr Strasser
  - Bevorzugt Variante Drei wegen der einfacheren Montage der Pumpen
  - Bei Variante Drei kommt es dazu, dass man bis zu 30 kg+ in die Prüfwelle heben muss
  - Es sollte Variante Drei mit Adapter auf Variante Vier konstruiert und gefertigt werden

## 5.6. Iteration II: Konstruktion Variante Drei und Vier

Ziel der Variante Drei war es, den Pumpenprüfstand möglichst kompakt und leicht zu konstruieren. Der gesamte mechanische Prüfstand mit angebaute Pumpe beziehungsweise angebaute Getriebeteil soll ohne Hebeeinrichtung in die Prüfwelle gehoben werden können.

### 5.6.1. Auswahl des neuen Antriebs

Wie bereits in Kapitel 5.2.1 auf Seite 30 beschrieben benötigt der Antrieb ein Nenndrehmoment von 14,3 Nm über den gesamten Drehzahlbereich.

Als weitere Anforderung kommt hinzu, dass der Motor so leicht wie möglich sein sollte. Vor allem Variante Drei profitiert von einer möglichst kompakten Antriebsmaschine.

Die Anforderungen an Gewicht und Größe schränken die Auswahl der Antriebsmaschine auf permanentmagneterregte Synchronmaschinen ein. Nur diese Art von elektrischen Maschinen bietet ein Maximum an Leistung bei einem Minimum an Bauraum und Gewicht. Um weiter Gewicht und Größe zu sparen, wurden bei der Auswahl auch wassergekühlte Motoren in Betracht gezogen.

Die Wasserkühlung stellt für einen mobilen Prüfstand insofern kein Problem dar, da für die Kühlschläuche Schnellkupplungen verfügbar sind.

Für einen mobilen Prüfstand müssen am Einsatzort ein passender Servoregler sowie ein Wasseranschluss zur Verfügung gestellt werden.

#### Motor

Die Recherche bei diversen Motorherstellern ergab, dass viele Industrieantriebe nur für Drehzahlen bis 6000 upm oder weniger ausgelegt sind. Davon abweichend gibt es Elektromotoren für Spindelantriebe, welche sehr hohe Drehzahlen zulassen, jedoch zumeist weder Statorgehäuse (inkl. Kühlung) noch Rotorwelle besitzen. Diese Bauteile müssten konstruiert und gefertigt werden. Ebenso wurden auch Antriebe für Hybridfahrzeuge in die Auswahl aufgenommen. Hier besteht jedoch das gleiche Problem wie bei den Spindelantrieben. Auch das Spannungsniveau bei Elektrofahrzeugen passt nicht immer zu Industrieanwendungen (drei Phasen, 400 VAC → 560 VDC).

Nach umfassender Recherche verfügbarer Motoren unterschiedlicher Hersteller wurde ein Motor von Siemens ausgewählt.



## 5.6. Iteration II: Konstruktion Variante Drei und Vier

Der Motor vom Typ **1FT7** ist ein kompakter wassergekühlter permanentmagneterregter Synchronmotor, welcher optimal zum geforderten Einsatzbereich passt. Die genaue Typenbezeichnung des ausgewählten Antriebsmotors lautet **1FT7064-5WK7**.

Dieser Motor bietet hohe Drehzahlen von bis zu 9000 upm<sup>9</sup> und eine sehr hohe Leistungsdichte.

Vor allem für Variante Drei war es wichtig, einen relativ leichten und dennoch leistungsfähigen Motor auszuwählen.

Der ausgewählte Motor wiegt 13,7 kg und hat eine Leistungsdichte von 0,65 kW/kg.

Abbildung 5.21 zeigt den möglichen Drehzahl-Drehmoment-Verlauf des ausgewählten Motors. Das angegebene maximale Spitzendrehmoment kann durch den ausgewählten Motorregler nicht erreicht werden.

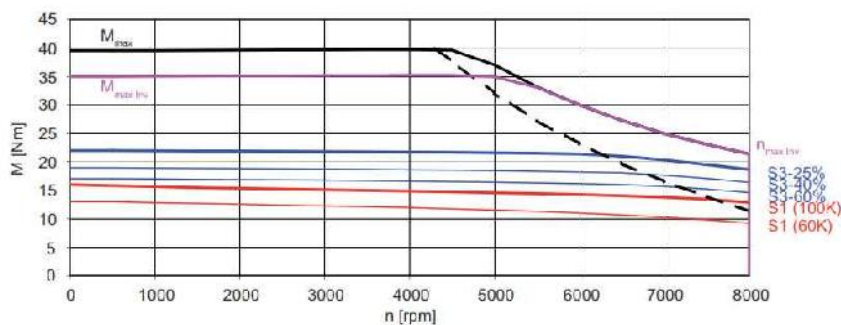


Abbildung 5.21.: Kennlinie Siemens 1FT7064-5WK7 an 400 V AC (Siemens, 2010)

Der Nennbetriebspunkt des Motors liegt bei 6000 upm und 14,2 Nm. Die weiteren technischen Daten können dem Projektierungshandbuch zu Siemens 1FT7 Motoren entnommen werden. (Siemens, 2010)

<sup>9</sup>Hierfür benötigt man eine spezielle Lizenz für das Motorsteuergerät. Standardmäßig werden nur 6500 upm unterstützt. Grund hierfür ist eine neue EU-Richtlinie.

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

### Motorregler

Die passenden Komponenten zur Ansteuerung des ausgewählten Motors wurden zusammen mit Siemens ausgewählt.

Das System basiert auf der G/S120 Serie und benötigt neben der Kontrolleinheit noch weitere Komponenten wie ein Leistungsteil, eine CF-Karte mit der entsprechenden Lizenz und eine Bedieneinheit.

Ursprünglich vorgesehen war es, CAN beziehungsweise CANOpen als Schnittstelle zu verwenden, dies wurde jedoch aufgrund von Komplikationen wieder verworfen.

Das ausgewählte Leistungsteil kann einen maximalen Strom von 39 A zur Verfügung stellen, dies entspricht einem Spitzendrehmoment von knapp 31 Nm.

Ein größeres Leistungsteil, welches das volle Potential des Motors ausschöpfen kann, macht wenig Sinn, da die Tests der Pumpe unter anderem vorschreiben, diese lange bei maximalem Druck und maximalem Durchfluss (= maximale Leistung) zu betreiben. Einen Betrieb oberhalb des Nennmoments für eine längere Zeitdauer als ein paar Minuten würde den Motor thermisch überlasten.

Zusätzlich zu den bereits oben genannten Komponenten wurde noch eine Netzdrossel verbaut, um Störungen im Netz zu vermeiden.

### 5.6.2. Beschreibung der Bauteile anhand ihrer Funktion

Dieses Unterkapitel widmet sich der Funktion und den Bauteilen des Pumpenprüfstandes.

Abbildung 5.22 zeigt das Schnittbild der Variante Vier, wie sie schlussendlich auch im Hydraulikprüfstand verbaut wurde.

Zu sehen ist von rechts nach links:

- Antriebsmaschine Siemens 1FT7064
- Ringspannelement

## 5.6. Iteration II: Konstruktion Variante Drei und Vier

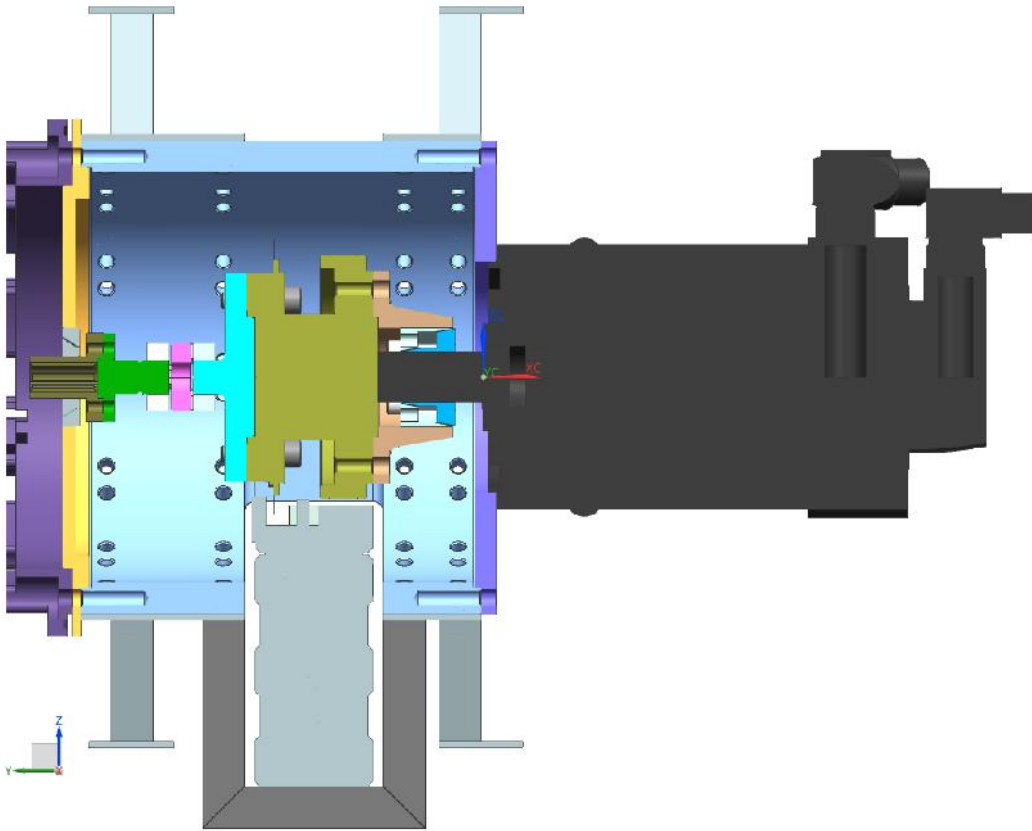


Abbildung 5.22.: Schnittdarstellung des Pumpenprüfstandes

- Adapter von Motor auf Drehmomentmesswelle
- Ausgleichkupplung mit den zugehörigen Adaptern
- Keilwellennabe
- Abdichtung und mechanischer Anschlag an Keilwellennabe

Die Dimensionen des hier dargestellten Prüfstands betragen 410 x 491,5 mm.

Die nachfolgenden Seiten beschreiben die Konstruktion anhand der bereitgestellten Funktion.

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

### Gehäuse

Das Gehäuse des Prüfstandes aus Abbildung 5.23 dient in erster Linie der Aufnahme der Komponenten, beginnend bei der Antriebsmaschine bis hin zum Anschluss für die Pumpen.

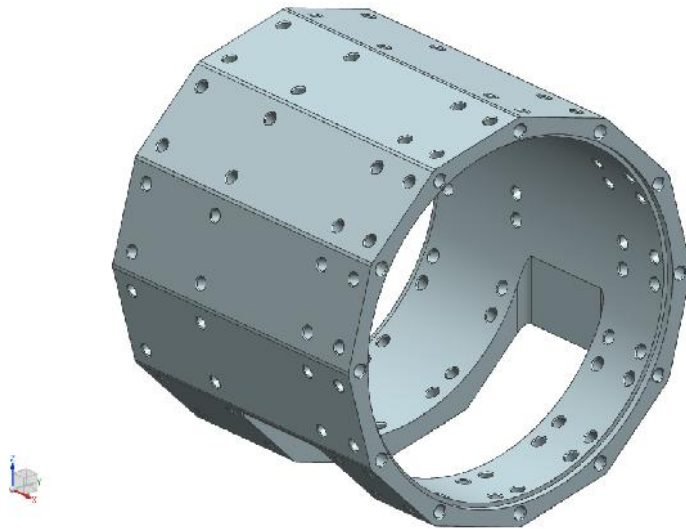


Abbildung 5.23.: Rohrgehäuse des Pumpenprüfstandes

Das rohrförmige Gehäuse besitzt zwölf Planflächen, um den Anbau weiterer Bauteile zu ermöglichen. Zwei Flächen werden für die Montage des Stators der Drehmomentmesswelle und vier weitere Flächen für die Befestigung der Halterung verwendet.

Es war angedacht bei einer Realisierung von Variante Drei, den Pumpenbeziehungsweise Leistungsprüfstand in mehreren Einbau- beziehungsweise Befestigungslagen betreiben zu können.

Die geometrischen Abmessungen ergaben sich aus den verbauten Komponenten und die Dicke des Rohres aus der notwendigen Restwandstärke an den Gewindebohrungen. Es wurde darauf geachtet, das Gewicht des Gehäuses niedrig zu halten.

### Halterung des Pumpenprüfstandes für den Einbau mittels ITEM-Profilen

Um den Prüfstand nach erfolgreicher Inbetriebnahme am Arbeitsplatz, im Hydraulikprüfstand verbauen zu können, wurde eine entsprechende Halterung konstruiert. Die Halterungen in Abbildung 5.24 werden an jeweils acht Punkten mit dem Gehäuse und jeweils zwei Punkten mit den Profilrohren im Prüfstand verschraubt.

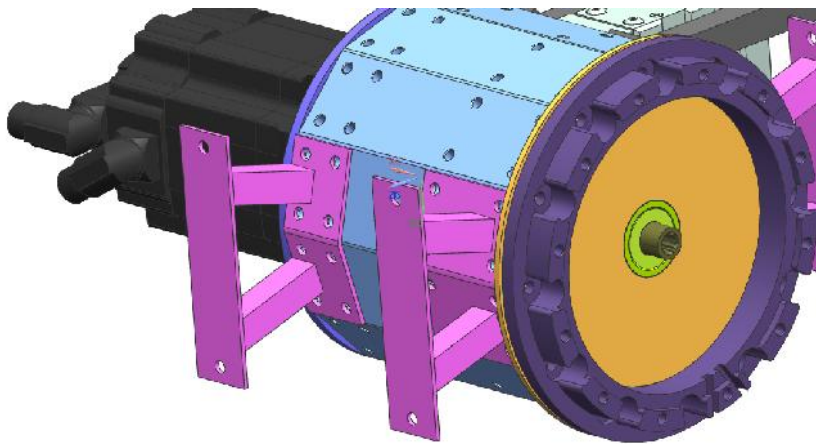


Abbildung 5.24.: Halterung des Pumpenprüfstandes

Die Schweißkonstruktion besteht jeweils aus einem gebogenen Blech auf Seite des Pumpenprüfstandes, einem geraden Blech auf Seite des ITEM-Profiles und zwei Vierkantrohren.

Die Einbaulage des Pumpenprüfstandes im Hydraulikprüfstand wurde im CAD ermittelt und die entsprechenden ITEM-Profile konnten bereits zugeschnitten bestellt werden.

Der fertig eingebaute Pumpenprüfstand ist in Kapitel 5.6.8 auf Seite 86 zu sehen.

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

### Abdichten zu Prüfzellenwand

Um zu verhindern, dass (große Mengen) Hydrauliköl von der Prüfkammer in den Technikbereich des Hydraulikprüfstandes gelangt, wurde der Pumpenprüfstand zur Prüfkammer hin abgedichtet. Hier gibt es prinzipiell zwei Möglichkeiten:

- Starre Abdichtung zur Prüfkammer
- Elastische Abdichtung zur Prüfkammer

Bei der starren Abdichtung zur Prüfkammer wird der Pumpenprüfstand fix mit der Prüfzellenwand verschraubt. Als Dichtmittel dient z.B. Silikon. Durch die fixe Verschraubung trägt die Prüfzellenwand den Pumpenprüfstand mit, sie wird zu einem Teil der Aufhängung beziehungsweise Befestigung des Pumpenprüfstandes.

Bei der elastischen Abdichtung hingegen wird mittels O-Ring zur Prüfzellenwand gedichtet. Die Prüfzellenwand liegt nur am O-Ring an und es werden Verformungen zu gelassen. Die Prüfkammer ist nicht Teil der Befestigung.

In Abbildung 5.25 sieht man die Nut für den O-Ring. Der Spalt, in dem das Seitenteil der Prüfzelle sitzt, misst 2,5 mm und bietet somit ein Spiel von 0,5 mm. O-Ring und Prüfzelle sind in diesem Bild nicht dar gestellt.

Um zu verhindern, dass sich der in den Prüfstand ragende Ring (lila auf Abbildung 5.24) mit Hydraulikfluid füllt, wurden zwei Nuten zur Ölabfuhr eingefräst (siehe Bild). Wenn die Adapter zur Pumpe richtig konstruiert sind, so sollte eigentlich ein Spalt zwischen Innenseite des Flansches und Adapter bleiben. Die Ölabfuhr-Nuten dienen nur als zusätzlicher Ablauf beziehungsweise um bei fehlerhafter Konstruktion dennoch eine Ölabfuhr gewährleisten zu können.

### Abdichten innen und mechanischer Anschlag

Die Abdichtung zwischen Gehäuse und rotierender Welle erfolgt mittels eines Radial Wellendichtringes kurz RWDR. Da die Ausgleichskupplung der Drehmomentmesswelle in radiale Richtung Verschiebungen im Bereich

## 5.6. Iteration II: Konstruktion Variante Drei und Vier

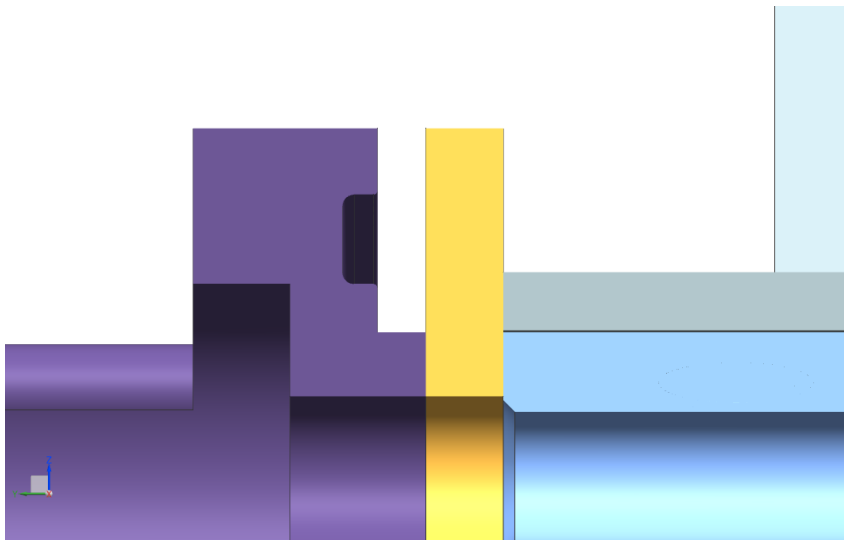


Abbildung 5.25.: Abdichtung zur Prüfkammerwand

von mehreren Zehntel Millimetern zulässt, kam eine berührende Dichtung nicht in Frage.

Ursprünglich wurde ein Aluminium Dichtring ausgewählt, dessen Wirkprinzip (Abdichten) auf der Förderwirkung gasförmiger und flüssiger Medien vom kleinen zum großen Durchmesser hin beruht. Grund hierfür ist die am größeren Durchmesser höhere Radialgeschwindigkeit.

Vor allem bei Variante Vier (Prüfstand fix im Hydraulikprüfstand integriert) besteht bei der Montage des Prüflings die Gefahr<sup>10</sup>, die Ausgleichsmöglichkeiten des BSD Elements zu überschreiten. Konkret lässt der RWDR eine radiale Verformung von  $>0,5$  mm zu, das BSD Element jedoch maximal  $0,42$  mm. Bei winkelliger Auslenkung der Pumpe relativ zum Prüfstand kann die Ausgleichkupplung ebenfalls über ihrer Grenzen hinweg belastet wird.

---

<sup>10</sup>Die Keilwelle muss zuerst in die Keilwellennabe des Prüflings eingeführt werden, man hat hier jedoch keine weitere Möglichkeit zur Zentrierung. Wird der Prüfling nun ausgelenkt, bekommt die Kupplung und somit auch die Messwelle die gesamte Verformung ab.

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

Die oben angeführten Punkte wurden durch eine kleine Konstruktionsänderung des RWDR abgemindert. Dem RWDR wurde ein mechanischer Anschlag hinzugefügt, welcher nur mehr einen maximalen radialen Verschiebeweg von 0,4 mm zulässt. Um die Widerstandskraft und Lebensdauer zu erhöhen, wurde der RWDR aus Stahl gefertigt<sup>11</sup>.

In Abbildung 5.26 gut zu erkennen ist der mechanische Anschlag des Dichtungsringes (gelbgrün), um die Verformung an der Ausgleichskupplung gering zu halten. Die ursprüngliche Geometrie des RWDR wurde beibehalten, die Dichtwirkung sollte deshalb identisch sein.

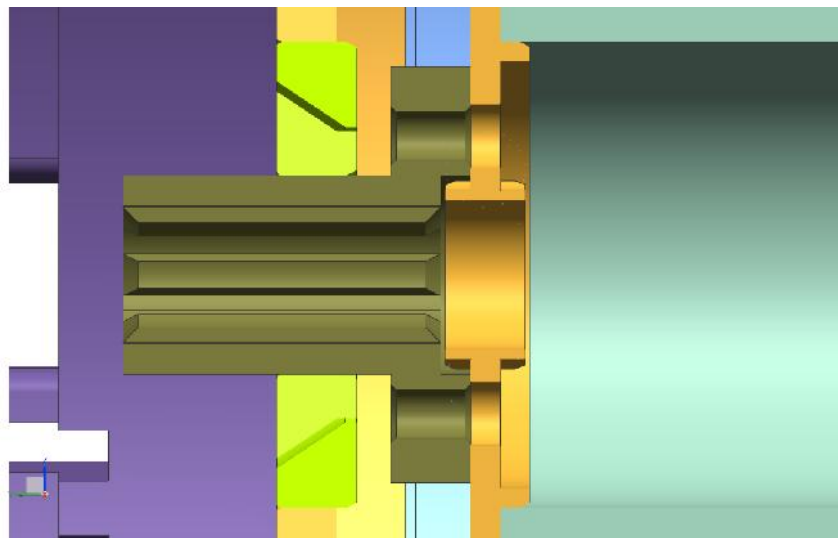


Abbildung 5.26.: Abdichtung der rotierenden Welle

Da der Dichtring nur eine einwertige Lagerstelle darstellt (Anschlag), ist es dennoch möglich, die Ausgleichsgrenzen des BSD-Elements zu überschreiten. Liegt, bei der Montage der Pumpe, der Innenring bereits auf dem Außenring auf, so wirkt diese Lagerstelle als Hebelpunkt. Durch weitere

<sup>11</sup> Bei der Montage der Pumpe kann es vorkommen, dass der Innen- und der Außenring des RWDR zusammenstoßen. Bei einem Material mit geringer Oberflächenhärte und Streckgrenze, kann es deshalb zu plastischen Verformungen an den beiden Teilen des Dichtungs kommen.



## 5.6. Iteration II: Konstruktion Variante Drei und Vier

Auslenkung der Keilwellenverbindung kann so die Kupplung geknickt und plastisch verformt werden.

### Verbindung von Antriebsmotor zu Drehmomentmesswelle

Die Verbindung vom Antriebsmotor zum Rotor des T12 Drehmomentaufnehmers umfasst prinzipiell zwei Bauteile. Das Ringspannelement und eine Nabe, welche den Flansch für den Rotor der Drehmomentmesswelle abbildet.

In Bild 5.27 rotbraun dargestellt ist die Nabe als Verbindungsglied zwischen Motor und Drehmomentmesswelle, mit innenliegendem Ringspannelement (Zukaufteil) zur Kraftübertragung.

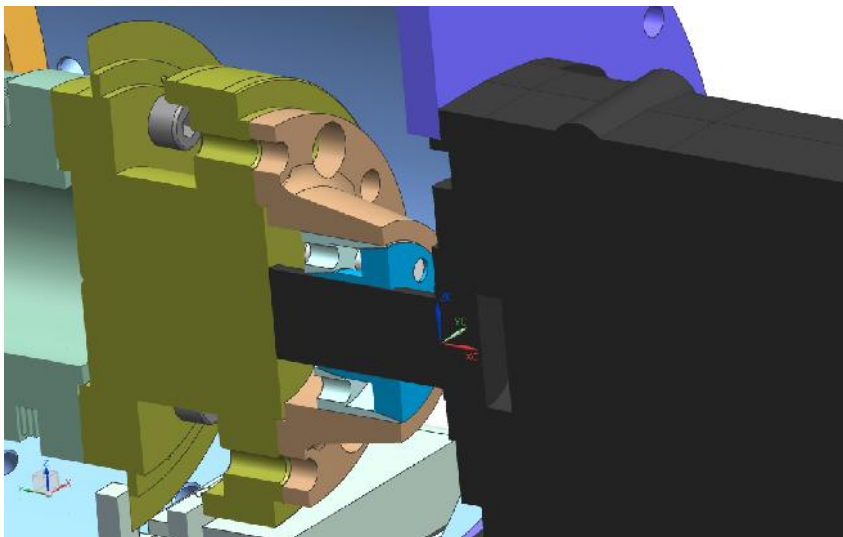


Abbildung 5.27.: Verbindung Motor zu Drehmomentmesswelle

Ebenfalls zu sehen, die axial kürzest mögliche Verbindung zwischen Antriebs- und Messelement. Da der Motor die Lagerstellen für den Drehmomentaufnehmer bereitstellt, ist dies die Konstruktion mit einer sehr hohen<sup>12</sup>

<sup>12</sup>Die Welle-Nabe Verbindung könnte natürlich überdimensional groß ausgeführt werden, und es wäre immer noch ein minimaler Zugewinn an Steifigkeit möglich.

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

möglichen Steifigkeit des Systems. Wichtig ist hier vor allem Torsionssteifigkeit, Biegemomente, Querkräfte und Längskräfte sollen gänzlich vermieden werden. Dies wird durch eine Ausgleichskupplung an der „Abtriebsseite“ des Messwellen-Rotors ermöglicht.

### Ausgleich von nicht exakt konzentrischer Montage der Pumpeneinheit

Wie oben angeführt, muss dafür gesorgt werden, dass an der Drehmomentmesswelle neben dem Torsionsmoment keine weiteren großen Kräfte auftreten, dies gilt vor allem während der Messung.

Das zur T12 Drehmomentmesswelle zugehörige Ausgleichselement ist eine Modulflex BSD Kupplung und kann bei HBM bereits mit der Messwelle mitbestellt werden.

In Abbildung 5.28 sieht man die Drehmomentmesswelle mit zugehörigem Ausgleichselement sowie die Zentrierscheibe für die Keilwellennabe.

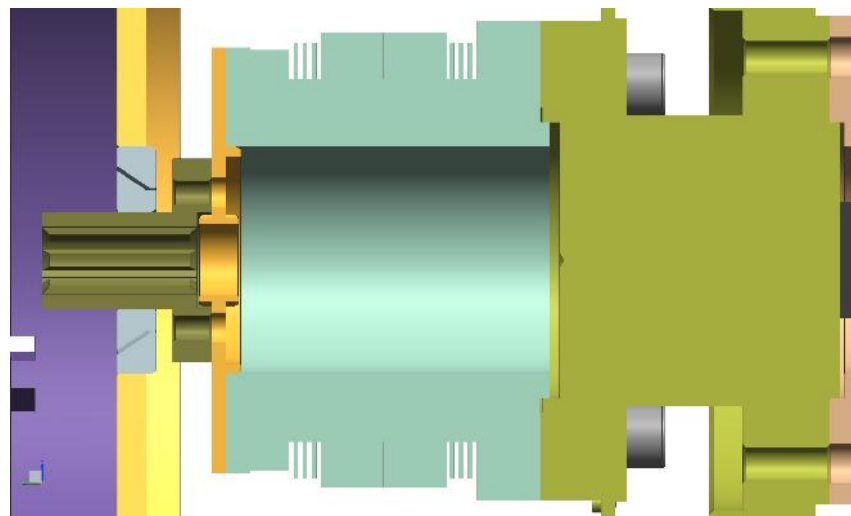


Abbildung 5.28.: Drehmomentmesswelle mit BSD-Element

Die Zentrierscheibe ist so konstruiert, dass die Keilwellennabe auf beiden Seiten montiert werden kann, so lässt der axiale Abstand nochmals verringern (für Variante Drei), man muss jedoch auf die Dichtung verzichten.

## 5.6. Iteration II: Konstruktion Variante Drei und Vier

Das BSD-Element lässt folgende Verformungen zu beziehungsweise ist für folgende maximale Verformungen ausgelegt (vergleiche Kapitel 5.3.1 auf Seite 48):

- $\pm 1,2$  mm axial (longitudinal)
- 0,42 mm radial (lateral)
- $0,75^\circ$  winkelig (angular)

Die Steifigkeit der Kupplung ist relativ niedrig, bei maximaler Auslenkung wirkt eine Querkraft von höchstens  $<100$  N an der Drehmomentmesswelle.

### **Achtung:**

Die im Zuge der Diplomarbeit konstruierte Lösung für die Montage von Pumpe und Prüfstand stellt nicht das Optimum, sondern lediglich einen Kompromiss dar.

Entscheidend für die Wahl dieser Ausführung war, die axiale Baulänge und damit einhergehend auch die Schwingungsanfälligkeit des Systems gering zu halten. Des Weiteren ist die Montage der Pumpe einfacher, wenn zuerst die Keilwelle und dann der Flansch ausgerichtet werden müssen.

Eine alternative Lösung wäre, die Passungslänge der Flansche auf über 35 mm zu erhöhen. Es würden zuerst die Bauteile zusammen gefügt werden, anschließend muss jedoch die Keilwelle von alleine in die Keilnabe finden. Um dies bewerkstelligen zu können, muss die (rotatorische) Lage der Keilnabe und die der Keilwelle ausgerichtet werden. Weiter ist nicht sichergestellt, dass, wenn zum Beispiel eine Erhöhung der Nabe auf eine Erhöhung der Keilwelle trifft, diese nicht auch so weit ausgelenkt werden kann, dass die Kupplung Schaden nimmt.

Die dritte Möglichkeit der Montage wäre es, einen sehr langen und teilweise offenen Zwischenflansch zu hinzuzufügen, der es ermöglicht die Keilwelle im Zusammengebauten Zustand per Hand in die Keilnabe einzuführen. Dieses Rohrstück müsste jedoch mindestens 250 mm lang sein, um mit der Hand die Keilwelle gut greifen und ausrichten zu können.

Die hier angeführte Problematik wird auch im Kapitel Gesonderte Betrachtung von einzelnen hohen FMEA Werten auf Seite 97 nochmals betrachtet.

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

### Halterung für den Stator der Drehmomentmesswelle

Der Stator der HBM T12 Drehmomentmesswelle ragt zu einem großen Teil aus dem rohrförmigen Gehäuse des Prüfstandes heraus. Zur Befestigung des Stators wurden zwei einfache spiegelsymmetrische Schweißbaugruppen konstruiert, welche die Befestigung des Stators am Prüfstand sicherstellen. Um die geforderte Einstellbarkeit des Stators zum Rotors zu ermöglichen, wurden Langlöcher anstatt Rundlöcher verwendet. Eine Einstellung in radiale Richtung kann durch Unterlegscheiben an den Verschraubpunkten bewerkstelligt werden.

In Abbildung 5.29 ist der befestigte Stator des Drehmomentmessflansches zu sehen. Die beiden Halterungen werden mit jeweils sechs M8 Schrauben am Gehäuse des Prüfstandes befestigt.

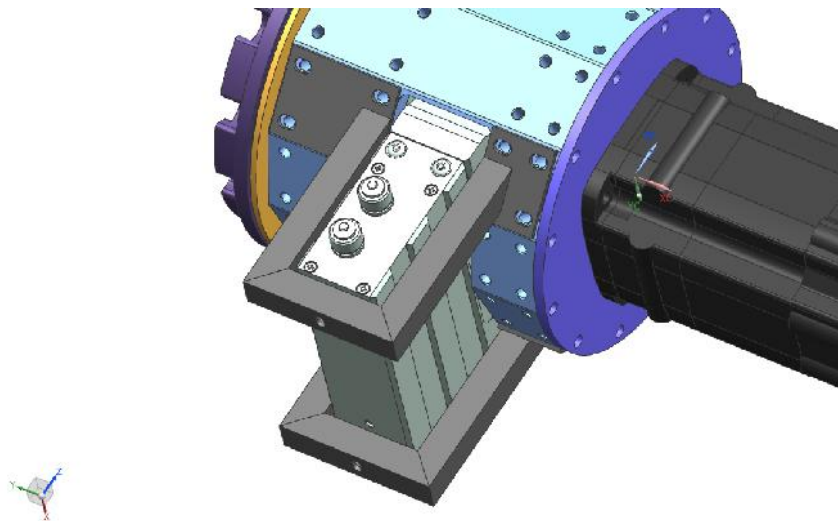


Abbildung 5.29.: Halterung des T12 Stators

### 5.6.3. Unterschiede Variante Drei und Variante Vier

Der Unterschied zwischen Variante Drei und Variante Vier besteht aus folgenden Komponenten:

## 5.6. Iteration II: Konstruktion Variante Drei und Vier

- Dichtdeckel für den Einbau des RWDR beziehungsweise als Trennfläche zwischen Prüfzelle und Prüfstand
- Flanschadapter um die ursprünglichen Anschlussmaße aus Variante Drei wieder herzustellen
- Radial Wellendichtring als innen liegende Dichtung
- O-Ring als außen liegende Dichtung

Die Adapter dienen einerseits der Abdichtung zwischen Prüfzelle und mechanischem Pumpenprüfstand, andererseits soll der Anschluss der Prüflinge etwas, jedoch nicht zu weit, in die Prüfzelle ragen. Dies dient vor allem der besseren Möglichkeit zur Befestigung.

Alle diese Komponenten werden auf den vorhergehenden Seiten beschrieben.

Jede Pumpe, die am Prüfstand vermessen wird, benötigt zwei bis drei weitere Adapter. Diese Adapter werden in den Unterkapiteln 5.6.4, 5.6.5 und 5.6.6 beschrieben.

### 5.6.4. Aufnahme für Marzocchi Elika

Da die Pumpe von Marzocchi einen standardisierten Anschluss besitzt und die CAD-Daten verfügbar sind, war die Konstruktion der Adapter relativ simpel. Einzig zu berücksichtigten war, dass alle Maße und Anschlüsse nach angloamerikanischen Maßeinheiten sind.

Abbildung 5.30 zeigt die zum Anschluss der Pumpe benötigten Bauteile.

Die Welle-Nabe Verbindung mittels Passfeder (PPSK\_0004\_003\_Vo\_WelleNabe), pink eingezeichnet, wird in axial durch eine Schraube, welche radial durch den Adapter geschraubt wird, gesichert. Der Wellenstummel der Pumpe hat in diesem Bereich extra eine Abflachung, so dass das Festdrehen der Schraube die Welle nicht beschädigt.

Bei Pumpen, welche über einen Flansch mit der Möglichkeit einer Zentrierung (Passfläche) verfügen, ist der zweiteilige Aufbau des Adapters nicht notwendig.

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

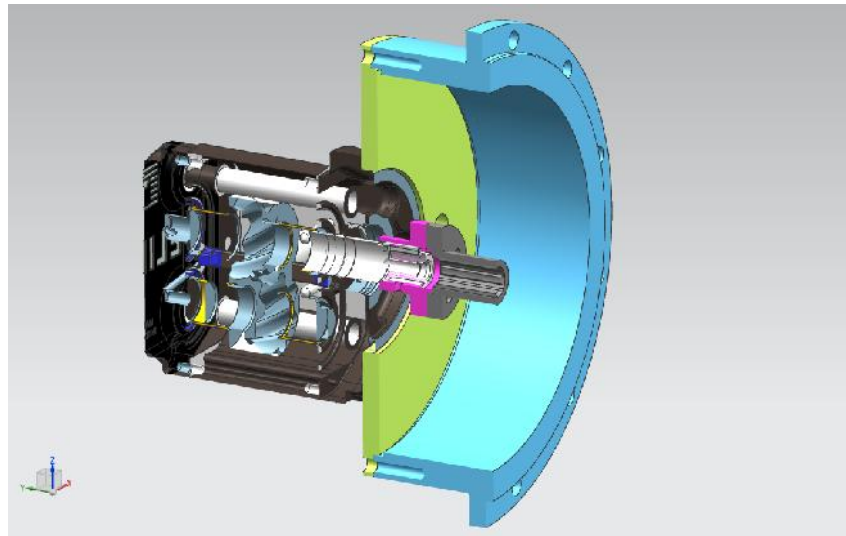


Abbildung 5.30.: Marzocchi Erika inklusive Adapter

Es wurde dennoch ein mehrteiliger Aufbau gewählt, da hier die Fertigungskosten niedriger sind, als wenn man den Adapter aus einem Block herstellen würde.

### 5.6.5. Aufnahme für DQ380/DQ500

Die Pumpe des DQ380 Getriebes sitzt zur Getriebeeingangswelle axial versetzt im Gehäuse der Kupplungsglocke. Um realitätsnahe Leistungsdaten der Pumpe zu bekommen, gibt es prinzipiell zwei Möglichkeiten. Man kann die zweite Gehäusehälfte der Pumpe (= Gehäuse Kupplungsglocke) exakt nachbauen oder man verwendet das Originalgehäuse.

Da der exakte Nachbau der Konturen der Pumpengehäusehälfte problematisch ist, wurde entschieden, das Originalgehäuse zu verwenden. Problematisch ist dies deshalb, weil man für realistische Messungen nicht nur die exakten Konturen, sondern auch die Oberfläche des Gehäuseteils nachstellen müsste.

## 5.6. Iteration II: Konstruktion Variante Drei und Vier

Um Adapter für das Gehäuse konstruieren zu können, wurde das Gehäuseteil des DQ380 Getriebes an der Technischen Universität Graz 3d gescannt beziehungsweise vermessen. Das Ergebnis dieses Scans war eine Punktwolke im stl-Format. Die Adapter wurden zu den CAD-Daten passend konstruiert.

Die Innenzahnradpumpe des DQ380 besitzt das größte Gehäuse der ausgewählten Pumpen und benötigt dementsprechend auch die größten Adapter.

Abbildung 5.31 zeigt die konstruierten Adapter und einen Teil des 3d gescannten / vermessenen Gehäuses im Schnitt.

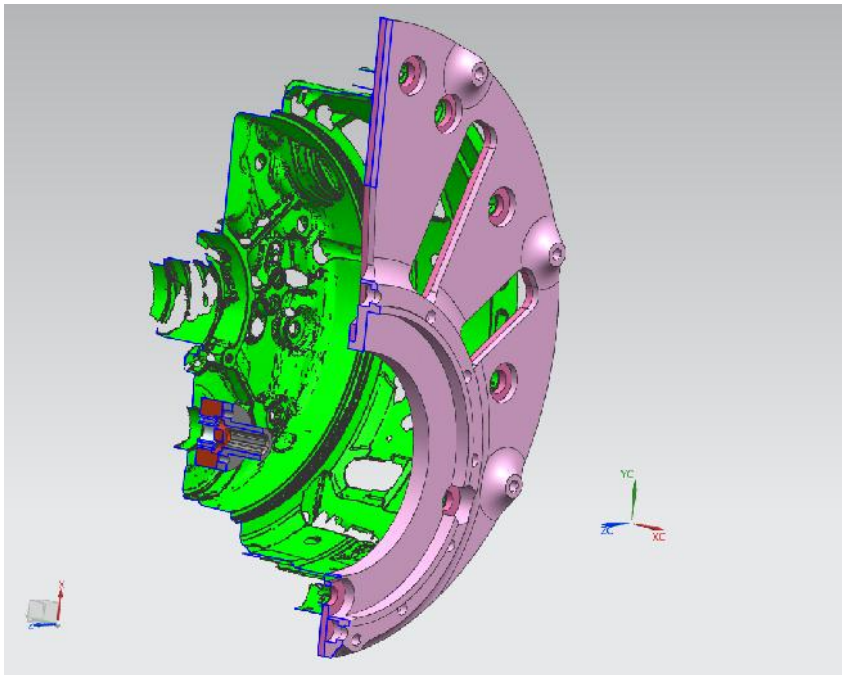


Abbildung 5.31.: 3d Scan Gehäuse DQ380 inklusive Adapter

Die Welle der DQ380 Pumpe ist ursprünglich zur Aufnahme eines Stirnrades konzipiert und besitzt eine Verzahnung. Die einfache Lösung der Leistungsübertragung war ein Ringspannelement zu verwenden. Dieses

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

sitzt in dem roten Bauteil (PPSK\_0005\_003\_Vo\_Nabe\_DQ380), welches auch die Keilwellennabe aufnimmt.

Die Aufnahme des Gehäuses und die Verbindung zum Pumpenprüfstand ist hell- und dunkelrosa eingezeichnet. Das helle und dunkle Bauteil ist über eine Passfläche zentriert, diese Verbindung kann gelöst und wieder zusammengeführt werden, ohne dass die Pumpe neu zentriert werden muss.

Die erstmalige Ausrichtung der Pumpe zum dunkelrosa gefärbten Bauteil (PPSK\_0005\_001\_Vo\_Adapter\_DQ380\_1) erfolgt mittels Zentrieradapter (PPSK\_0007\_001\_Vo\_Zentrierhilfe).

Das direkt mit dem Gehäuse verschraubte Bauteil ist eben und konnte dadurch Wasserstrahl-geschnitten werden. Lediglich die Passfläche wurde nachbearbeitet.

### 5.6.6. Aufnahme für ZF8HP

Die Aufnahmen für die Vermessung der ZF8HP Pumpe sind ähnlich gestaltet wie die der DQ380.

Der im direkten Vergleich zum DQ380 größere Abstand zwischen Pumpe und Antrieb rührt daher, dass ein zur Pumpe versetzter, jedoch zum Planetengetriebe coaxialer, Wellenstummel Platz finden muss. Dieser Wellenstummel ist im Schnittbild unter Abbildung 5.32 nicht dargestellt.

Anders als bei der Aufnahme für das DQ380 werden die Adapter des ZF8HP von hinten verschraubt. Dies ermöglicht kleinere Flanschdurchmesser mit dem Nachteil einer dickeren Aufnahme für das Gehäuse. Die Gewinde befinden sich im roten Bauteil (PPSK\_0006\_001\_Vo\_Adapter\_ZF8HP\_1).

Besonders zu erwähnen ist die Verbindung der Keilwellennabe zur Pumpe. Die Pumpe wird normalerweise mittels Zahnkette angetrieben, somit sitzt auf der Antriebswelle ein Zahnkettenritzel. Da eine Demontage nicht gewünscht war, musste eine Möglichkeit gefunden werden, die Pumpe dennoch mit möglichst gutem Rundlauf anzutreiben.



## 5.6. Iteration II: Konstruktion Variante Drei und Vier

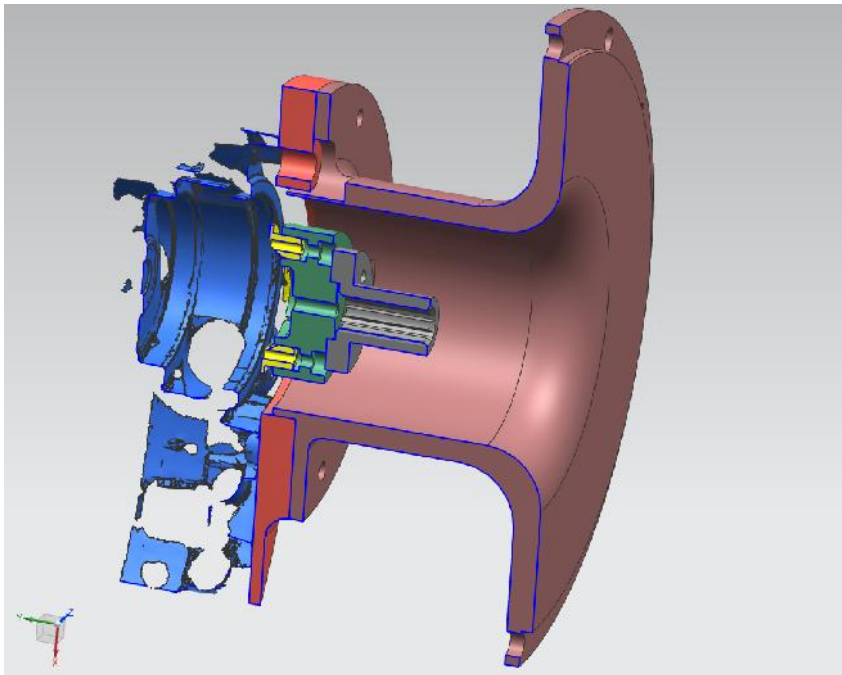


Abbildung 5.32.: 3d Scan Gehäuse ZF8HP inklusive Adapter

Die im Schnittbild gelb dargestellten Haltebolzen (PPSK\_0006\_003\_Vo\_WNBolzen) werden in die Aussparungen des Ritzels eingehängt und mittels Innensechskantschraube in den grünen Adapter (PPSK\_0006\_003\_Vo\_Nabe\_ZF8HP) geschraubt. Im Gewinde in der Mitte des grünen Adapters befindet sich ein Gewindestift. Dieser dient der exakten Zentrierung der Aufnahme zur Welle der Pumpe.

Abbildung 5.33 zeigt die für die Montage benötigten Bauteile und die ausgebaute Pumpe. Die Senkung in der Mitte der Pumpe wird für die Zentrierung verwendet.

Die Pumpe mit der montierten Welle-Nabe-Verbindung ist in Abbildung 5.34 zu sehen. Man kann darauf erkennen, dass die Bolzen in die Aussparungen des Ritzels eingreifen und die Aufnahme aus Aluminium mit hoher Kraft gegen das Ritzel gedrückt wird.

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes



Abbildung 5.33.: Für den Antrieb benötigte Teile

Da der Flansch der Bolzen sehr dünn sein musste, um nicht mit dem Gehäuse der Pumpe zu kollidieren, wurden diese aus Stahl gefertigt.

### 5.6.7. Bauteile des Prüfstandes

Die für diese Konstruktion benötigten Bauteile werden in Anhang B beschreiben.

### 5.6.8. Einbausituation

Die Abbildungen 5.35, 5.36 und 5.37 zeigen die im Hydraulikprüfstand eingebaute Erweiterung zum Pumpenprüfstand.

Zur besseren Veranschaulichung, in wie weit der Prüfraum später ausgenutzt wird, ist auf den Bildern der 3d-Scan und die Adapter des DQ380

## 5.6. Iteration II: Konstruktion Variante Drei und Vier



Abbildung 5.34.: ZF8HP mit montierter Keilnabe

Getriebes zu sehen. Die Pumpe des DQ380 Getriebes, welche im Zuge der Diplomarbeit ausgewählt wurde, besitzt das größte Gehäuse der ausgewählten Pumpen.

Die maximal mögliche Größe des Prüfkörpers beträgt einen Durchmesser von 650 mm. Da der Anschluss des Pumpenprüfstandes nicht exakt in der Mitte der Prüfwand liegt, können bei exzentrisch angeordneten Pumpen auch noch etwas größere Gehäuseteile aufgenommen werden.

Die für den Einbau benötigten Profile sind in den Abbildungen 5.35 bis 5.37 zu sehen und im Anhang B angeführt.

Die Profile werden mit **Winkelsätzen Typ 8 80x80** befestigt, für die Montage von Bauteilen an den Profilrohren werden **Nutensteine Typ 8 St M8** verwendet.

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

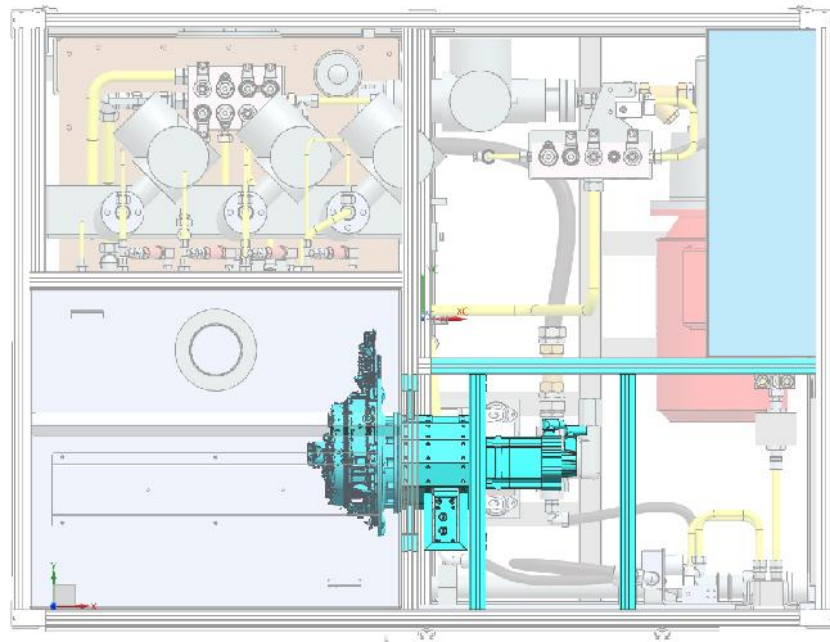


Abbildung 5.35.: Draufsicht des kompletten Prüfstandes inklusive Prüfling

Der auf den Abbildungen zu sehende hintere Teil (drei Profilrohre) dient als Halterung für den Durchflussmesser, da dieser aufgrund seiner Größe, des entsprechenden Gewichts und des großen Hebelarmes nicht von der Verrohrung alleine getragen werden kann.

### 5.6.9. FMEA

Auf den nachfolgenden Seiten ist die FMEA der zweiten Iteration des Pumpenprüfstandes dargestellt.

## 5.6. Iteration II: Konstruktion Variante Drei und Vier

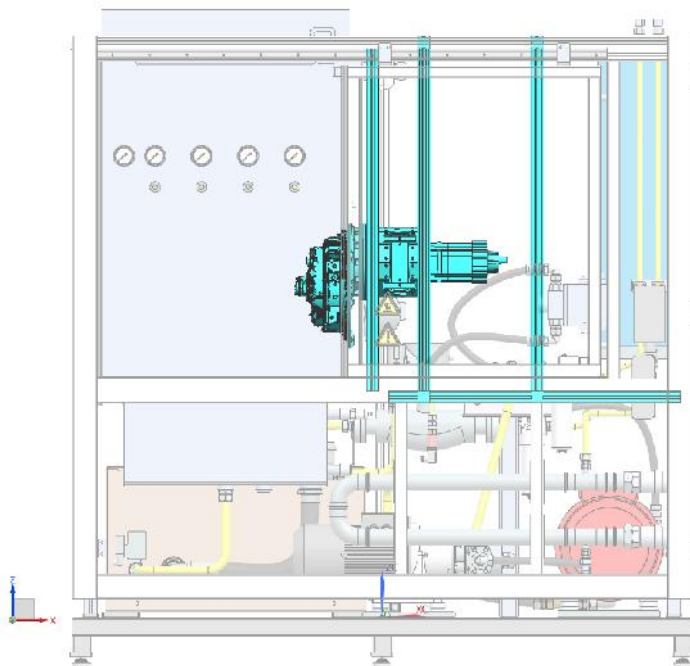


Abbildung 5.36.: Vorderansicht des kompletten Prüfstandes inklusive Prüfling

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

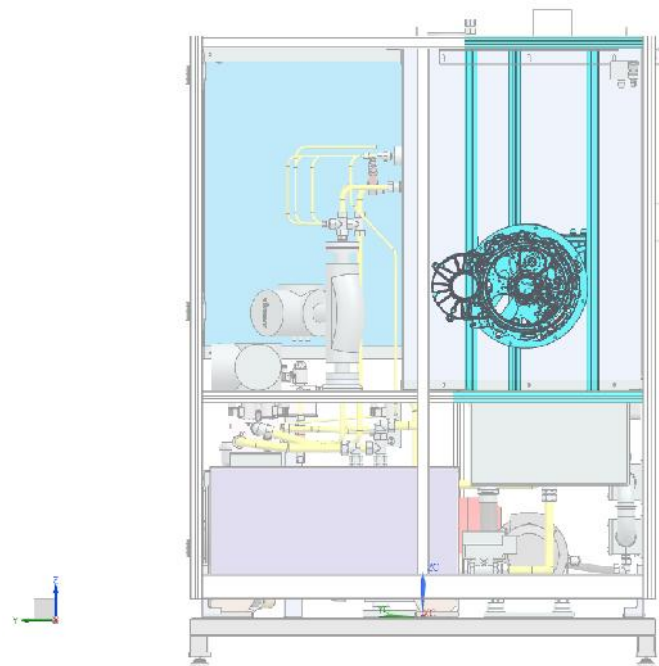


Abbildung 5.37.: Seitenansicht des kompletten Prüfstandes inklusive Prüfling

## 5.6. Iteration II: Konstruktion Variante Drei und Vier

<b>FMEA für System: Pumpenprüfstand Iteration II</b>					
Failure Mode and Effects Analysis					
Nr	Funktion	Komponente	Fehlerfolge	Fehlerart	Fehlerursache
1	Messung Drehmoment	HBM 12	unzureichende Genauigkeit	Nullpunkt verschoben	Drift in Messkette, Systematischer Fehler
2	Messung Drehmoment	HBM 12	unzureichende Genauigkeit	Empfindlichkeitsabweichung	Thermische Belastung, Alterung
3	Messung Drehmoment	HBM 12	Kein Messsignal	Stecker lose	Vibration
4	Messung Drehmoment	Kabel	Kein Messsignal	Kabelbruch	Vibration
5	Messung Drehmoment	Elektronik	Kein oder fehlerhaftes Messsignal	Defekt in Messtechnik	Fehler in der Hardware
6	Messung Drehmoment	Keilwellenverbindung	Messsignalqualität unzureichend	Der Messgröße überlagerte Schwingungen	Überspannung Kurzschluss
7	Messung Drehzahl	HBM 12	Abweichung bei Drehzahlmessung	Verschmutzung Schlitzscheibe	Drehsteifigkeit zu gering
8	Messung Drehzahl	Ringspannelement	Abweichung bei Drehzahlmessung	Drehzahl zu hoch/niedrig angezeigt	Fremdkörper im Bereich der Messwelle
9	Messung Drehzahl	Kabel	Kein Messsignal	Kabelbruch	Schlupf
10	Messung Drehzahl	Elektronik	Kein oder fehlerhaftes Messsignal	Defekt in Messtechnik	Vibration Fehler in der Hardware Überspannung Kurzschluss
11	Ausgleich von Fluchtungsfehlern	Pumpenadapter	Schwingungen an Drehmomentmesswelle, Messsignalqualität unzureichend	Fluchtungsfehler	Pumpe nicht exakt konzentrisch montiert
12	Ausgleich von Fluchtungsfehlern	BSD-Element	Unzulässig hohes Biegemoment an Drehmomentmesswelle, Messsignalqualität unzureichend	Plastische Verformung des BSD-Elements	BSD-Element bei Montage des Prüflings zu weit ausgelenkt

Abbildung 5.38.: FMEA-1 Iteration II

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

Nr	Maßnahmen zur		Bewertung
	Vorbeugung	Entdeckung	
			A   B   E   RPZ
1	Nullung zu Beginn der Messung	Überprüfung des Messwerts bei deaktiviertem Motor	3 2 2 12
2	Jährliche Kalibrierung der Drehmomentmesswelle	Drehmomentmesswelle bei Kalibrierung außerhalb der Toleranz	2 5 5 50
3	Zugentlastung verwenden	Drehmomentanzeige des MSR-Systems auf Endwert	1 2 2 4
4	Einsatz eines vibrationsfesten Kabels	Drehmomentanzeige des MSR-Systems auf Endwert	1 2 2 4
5	Elektroniken für Raue Umgebung / Industrial / IP 65+	Drehmomentanzeige des MSR-Systems auf Endwert oder nicht plausibel	1 4 2 8
6	Keilwelle mit ausreichendem Durchmesser verwenden	Zeitliche Verzögerung zwischen Druckanstieg und Messergebnis	2 7 2 28
7	Verwendung eines RWDR	Drehzahlabweichung zwischen Motordrehzahl und Drehzahl gemessen durch Drehmomentmesswelle	2 2 2 8
8	Auf korrekte Montage achten	Drehzahlabweichung zwischen Motordrehzahl und Drehzahl gemessen durch Drehmomentmesswelle	2 4 2 16
9	Erneutes Anziehen der Schraubverbindung	Drehzahlabweichung zwischen Motordrehzahl und Drehzahl gemessen durch Drehmomentmesswelle	1 2 2 4
10	Elektroniken für Raue Umgebung / Industrial / IP 65+ verwenden	Drehzahlanzeige des MSR-Systems auf Endwert oder nicht plausibel	1 2 2 4
11	Pumpe nur unter Zuhilfenahme des Zentrieradapters montieren	Übermäßige Geräuschentwicklung	5 6 2 60
12	Montage mittels Hebezug, Verwendung einer anderen Ausgleichskupplung	Gemessenes Drehmoment ohne Last nicht Null (annähernd Null (Reibmoment))	8 8 6 384

Abbildung 5.39.: FMEA-2 Iteration II



## 5.6. Iteration II: Konstruktion Variante Drei und Vier

				Spiel im Antrieb, Vermessung geregelter Pumpen liefert Messergebnisse mit unzureichender Qualität		Unschonungsmäßige Montage des Prüflings, Langer Einsatz unter hohem Radial- oder Winkelversatz
13	Ausgleich von Fluchtungsfehlern	Option: Elastomer- klauenkupplung		Pumpenadapter lässt sich nicht ausreichend befestigen	Elastomerkranz verschlissen	
14	Befestigung des Prüflansches	Flansch 2		Zentrierung beziehungsweise Passung beschädigt, Montage und Demontage von Prüflingen schwierig	Gewinde verschlissen	Unschonungsmäßige Montage
15	Befestigung des Prüflansches	Flansch 2		Verbindung löst sich	Mechanische Beschädigung, Verschleiß	Oberflächenhärte zu gering, Streckgrenze vom gewählten Werkstoff zu niedrig
16	Befestigung des Prüflansches	Flansch 2		Durch Ölnebel und verstopfte Abflusssrinne sammelt sich Öl im Prüfstand	Schrauben lösen sich	Vibration
17	Ölabfluss	Flansch für VAR 4		Viel Hydrauliköl in Prüfstand (hinter Abdichtung)	Ölabflusssrinne verstopft	Fremdkörper im Bereich zwischen Prüfling und Prüfstand
18	Abdichtung Prüfraum	Wellendichtring		Viel Hydrauliköl in Prüfstand (hinter Abdichtung)	RWDR undicht	Verschleiß
19	Abdichtung Prüfraum	Wellendichtring		Viel Hydrauliköl in Prüfstand (hinter Abdichtung)	RWDR undicht / unzureichend	Fehler in Auslegung des Dichtelements
20	Abdichtung Prüfraum	Wellendichtring		Viel Hydrauliköl in Prüfstand (hinter Abdichtung)	RWDR Einbaulage vertauscht	Fehlerhafte Montage
21	Abdichtung Prüfraum	Wellendichtring		Hohe Geräuschemission	RWDR beschädigt / verformt	RWDR bei Montage von Pumpe beschädigt
22	Abdichtung Prüfraum	Wellendichtring		Hydraulikfluid sickert hinter Prüfzellenwand	RWDR Innenring streift an Außenring	Pumpe nicht konzentrisch montiert
23	Abdichtung Prüfraum	O-Ring		Hydraulikfluid sickert hinter Prüfzellenwand	O-Ring beschädigt	O-Ring fehlerhaft montiert
24	Abdichtung Prüfraum	O-Ring		Hydraulikfluid gelangt durch hohle Keilwelle in Kupplung	O-Ring verschlissen	Verformung des Prüfstandes
25	Abdichtung Prüfraum	Keilwellennabe			Keilnabe nicht dicht	Keilwelle abgezogen Keilnabe nicht verschlossen
26	Befestigung Messwelle Stator	MW-Halterung		Kein oder fehlerhaftes Messsignal	Stator bewegt sich durch Vibration	Fehler in Auslegung; Steifigkeit der Halterung zu niedrig

Abbildung 5.40.: FMEA-3 Iteration II

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

	Sachgemäße Montage, Montage mittels Hebezug								
13	Spiel in Klauenkupplung vor Montage des Prüfplings überprüfen	Übermäßiges Spiel in der Elastomerklauenkupplung	7	7	4				196
14	Sachgemäße Montage, Kein zu hohes Anzugsmoment aufbringen	Schraube dreht 'lose' im Gewinde	4	3	3				36
	Bei Aluminiumwerkstoffen eloxieren,	Probleme bei Montage des Prüfplings durch beschädigte Passfläche,							
15	Bauteile Flansch 2 aus anderem Werkstoff herstellen	Prüflansch lässt sich nicht fügen	3	5	3				45
16	Schraubensicherung verwenden	Schrauben haben sich gelöst	2	4	3				24
	Reinigung des Prüfstandes nach Betrieb,								
17	Visuelle Überprüfung der Ölflussrinne	Übermäßig viel Öl im Pumpenprüfstand	2	2	3				12
18	Pumpe bei Montage exakt ausrichten	Übermäßig viel Öl im Pumpenprüfstand	2	3	5				30
19	Anbringen zusätzlicher Schleuderscheibe	Übermäßig viel Öl im Pumpenprüfstand	2	3	5				30
20	Zusammenbau nach Anleitung	Übermäßig viel Öl im Pumpenprüfstand	4	6	6				144
21	Sachgemäßer Zusammenbau	Übermäßig viel Öl im Pumpenprüfstand	4	6	5				120
22	Pumpe bei Montage exakt ausrichten	Übermäßige Geräuschenentwicklung	5	6	3				90
23	Sorgfältige Montage des O-Ringes, größerer Ø des O-Ringes	Öl an Prüfzellen-Rückseite	3	3	3				27
24	Prüfstand mit geeignetem Anzugsmoment an Profilen befestigen	Übermäßig viel Öl im Hydraulikprüfstand, Pumpenprüfstand nass auf Rückseite	2	3	4				24
25	Keilwelle oder Verschlussstopfen in Nabe stecken	Hydraulikfluid im BSD-Element	8	2	4				64
26	Messwellenhalterung steif genug auslegen	Sporadisch kein Messsignal von Drehmomentmesswelle	2	6	6				72

Abbildung 5.41.: FMEA-4 Iteration II

## 5.6. Iteration II: Konstruktion Variante Drei und Vier

27	Befestigung Messwelle Stator	MW-Halterung	Kein oder fehlerhaftes Messsignal Bewegung des Prüfstandes führt zu schnellem Verschleiß der Dichtung (O-Ring)	Stator lässt sich nicht einrichten	Fertigung ungenau
28	Befestigung Pumpenprüfstand	Halterung Pumpenprüfstand	Motor schafft angegebene Drehmoment nicht	Steifigkeit der Prüfandaufhängung zu gering	Fehler in der Auslegung Wasserkühlkreislauf Temperatur zu hoch
29	Motorkühlung	Wasserkühlkreislauf	Motor schafft angegebene Drehmoment nicht	Motortemperatur zu hoch	Wasserkühlkreislauf nicht aktiv
30	Motorkühlung	Wasserkühlkreislauf	Adapter lässt sich nicht oder nur mit Gewalt abziehen	Motortemperatur zu hoch	Verschleiß des Befestigungsflansches oder des Adapters
31	Befestigung von Prüfling am Flansch für Variante Vier	Pumpenadapter (individuell)		Adapter nicht demontierbar	

Abbildung 5.42.: FMEA-5 Iteration II

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

	Besonderes Augenmerk auf Fertigungstoleranzen legen, 27 Prüfmaße definieren und Messprotokoll anfordern	Exakte Ausrichtung des Stators zum Rotor nicht möglich	4	2	2	16
	28 Berechnung unter Zuhilfenahme von FEA	Schneller Verschleiß der O-Ring-Dichtung, Übermäßig viel Öl im Pumpenprüfstand	2	3	5	30
	29 Auf Wassertemperatur am Vorlauf achten	Motoregler liefert Signal "thermischer Überlastschutz"	1	4	3	12
	30 Kontrolle, ob Wasserkühlung aktiv vor Betrieb	Motoregler liefert Signal "thermischer Überlastschutz"	2	4	3	24
	31 Bohrungen zum Lösen der Verbindung vorsehen	Adapter lässt sich nicht demontieren	3	4	2	24

Abbildung 5.43.: FMEA-6 Iteration II

### 5.6.10. Gesonderte Betrachtung von einzelnen hohen FMEA Werten

Die grau hinterlegten Einträge der FMEA, mit einer RPZ von jeweils über 100, sind allesamt auf die selbe Problematik zurückzuführen. Wie in Kapitel 5.6.2 auf Seite 77 bereits erwähnt, kann die Befestigung des Prüflings am Pumpenprüfstand zur Beschädigung der Ausgleichkupplung führen.

Ursache für eine mögliche Beschädigung der Bauteile ist ein zu weites Auslenken der Keilnabe und somit auch des BSD-Elements. Das BSD-Element darf jedoch laut Datenblatt maximal 0,45 mm radial oder 0,75° angular ausgelenkt werden. Bei einer weiteren Auslenkung kann es zur plastischen Verformung des Ausgleichselements kommen. Eine plastische Verformung würde ein ständig wirkendes Biegemoment auf den Drehmomentaufnehmer (T12 Drehmomentmesswelle) bedeuten.

Um eine bleibende Verformung der Ausgleichkupplung auszuschließen, müsste es gewährleistet sein, dass die Pumpe mitsamt des Gehäuses bei der Montage keine Auslenkung erfährt. Dies ist manuell kaum zu bewerkstelligen.

Abhilfe könnte ein im Hydraulikprüfstand befestigter Hebezug oder die Verwendung der Hebe-, Senk- und Schwenkeinrichtung schaffen.

Prinzipiell gäbe es weitere Möglichkeiten, die Montage des Prüflings so zu gestalten, dass die Wahrscheinlichkeit auf eine Beschädigung der Kupplung gering ist. Zum Einen könnte man ein Verbindungsrohr zwischen den Flanschen installieren und die Keilwelle ähnlich der Konstruktion aus Iteration I (siehe Seite 48) erst nach der Montage des Prüflings in die entsprechende Keilnabe einführen. Ungünstig ist jedoch der dadurch entstehende lange Hebelarm, was in hohen Kräften auf die Befestigung des Pumpenprüfstandes resultiert, sowie, dass die Keilwelle per Hand gesteckt werden muss.

Eine weitere Möglichkeit wäre es, den Flansch zur Befestigung des Prüflings länger als die Keilnabe zu gestalten. Dann würde die Pumpe zuerst zentriert und anschließend erst die Keilwelle gesteckt werden. Dabei gilt jedoch zu bedenken, dass die rotatorische Lage von Keilwelle zu Keilnabe ausgerichtet werden muss. Des Weiteren können auch bei dieser Variante hohe Kräfte

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

auf die Kupplung wirken, denn auch bei dieser Variante kann die Keilwelle beim Zusammenstecken ausgelenkt werden. Dies ist zum Beispiel der Fall, wenn ein Zahn nicht auf eine Lücke trifft. Bei radialer Auslenkung lässt sich auch möglicherweise der Prüfling gar nicht montieren.

Die im nachfolgenden Kapitel angeführte und als Provisorium angedachte Variante mittels Elastomerklauenkupplung kann durch unsachgemäße Montage kaum beschädigt werden. Im schlimmsten Fall müsste man den Elastomerkranz tauschen. Treten bei der Inbetriebnahme mit dieser Ausgleichskupplung keine Probleme auf, so wäre es denkbar, weiterhin auf diese Lösung zu setzen und somit die größten Punkte der FMEA nichtig zu machen.

Ein weiterer Punkt ist die Abnutzung der Aluminium-Gewinde im Prüfstand. Die Gewinde lassen sich einmalig mittels Gewindeeinsätze (zum Beispiel Böllhoff Helicoil) ausbessern. Werden viele Pumpen auf den Pumpenprüfstand vermessen, so wird empfohlen den Adapterring nach erstmaligem Verschleiß aus Stahl zu fertigen.

### 5.6.11. Weiterführende Betrachtung der Gesamtkonstruktion

Durch die Konfiguration des Prüfstandes mit dem koaxialen Aufbau sollte es im Betrieb zu keinen Schäden an der Antriebsmaschine kommen. Da keine weitere radiale Last außer der Gewichtskraft des Motors auftritt, unterliegen die Lager keinem nennenswerten Verschleiß.

Jedoch ist bei der Inbetriebnahme ein Problem aufgetreten, das durch die FMEA nicht abgedeckt wurde. Das Motorfeedback (= Rückführung des Drehzahlsignals des Motors) funktionierte nicht korrekt und lieferte ein falsches Signal. Der Motor konnte nur in einer Betriebsart ohne Rückführung betrieben werden.

Aufgrund der Tatsache, dass hierfür weder Fehlerursache noch genaue Fehlerart bekannt sind, konnte dieser Fehler durch die FMEA nicht vorhergesehen werden.

## 5.7. Provisorische Ausgleichskupplung für Inbetriebnahme

Eine Korrosion des RWDR kann ausgeschlossen werden, da bei Betrieb des Hydraulikprüfstandes beziehungsweise des Pumpenprüfstandes sich immer ein Ölnebel in der Prü fzelle bildet. Dadurch sollte der RWDR immer mit einer schützenden Ölschicht überzogen sein.

Die Problematik mit dem schnellen Verschleiß von Gewinden in Aluminium ist bekannt, bei einer erneuten Fertigung des Pumpenprüfstandes sollte, falls dieser wieder fix verbaut wird, eine andere Materialwahl getroffen werden. Um Kontaktkorrosion und Oberflächenkorrosion zu vermeiden, sollte der Prüfstand nicht aus einem Mix von verschiedenen Materialien hergestellt (vorzugsweise komplette Konstruktion aus Stahl) und anschließend mit einem Schutzlack überzogen werden.

## 5.7. Provisorische Ausgleichskupplung für Inbetriebnahme

Zum Zeitpunkt der Inbetriebnahme war die ursprünglich ausgewählte Ausgleichskupplung für die HBM T12 Drehmomentmesswelle nicht verfügbar. Um den Pumpenprüfstand dennoch in Betrieb nehmen zu können, wurde die BSD Kupplung kurzerhand durch eine günstige und schnell(er) verfügbare Elastomerklauenkupplung ersetzt. Um dies realisieren zu können, mussten zwei weitere Adapter konstruiert und gefertigt werden.

In Abbildung 5.44 zu sehen, die Verbindung zwischen Drehmomentmesswelle und Keilnabe. Die in bei der Beschreibung des Ausgleichs mittels BSD-Element dargestellte Zentrierscheibe wird bei dieser Konstruktion nicht benötigt. Die Keilwellennabe wird direkt mittels Adapter mit dem Klemmring der Klauenkupplung verbunden.

Wenn sich diese Konstruktion im Zuge der Inbetriebnahme als zuverlässig herausstellt und die Messungen nicht beeinflusst werden<sup>13</sup>, könnte man auch dauerhaft auf diese Kupplung setzen.

Die ausgewählte Kupplung ist vom Typ **R+W EKL / 10 / A / 16 / 16**.

---

<sup>13</sup>Laut Datenblatt sind Drehzahlen bis zu 13.000 upm zulässig.

## 5. Konstruktion des Pumpenprüfstandes, Erweiterung des Hydraulikprüfstandes

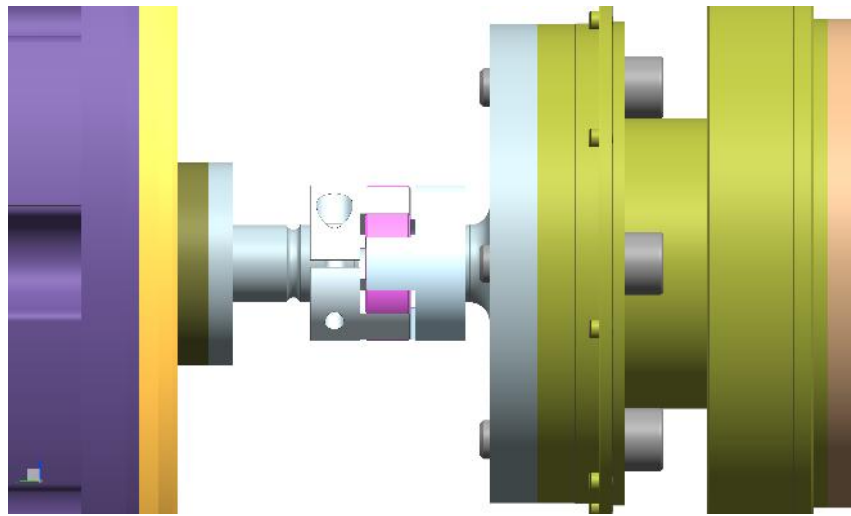


Abbildung 5.44.: Elastomerklauenkupplung anstatt BSD-Element

Das übertragbare Nenndrehmoment dieser Kupplung mit dem Elastomerkranz Typ A (Shorehärte 98 Sh A) beläuft sich auf 12,5 Nm. Das Nenndrehmoment ist somit etwas niedriger als das Nennmoment der Antriebsmaschine. Bei Elastomerkränzen mit einer höheren Shorehärte, wie zum Beispiel Typ B (Shorehärte 64 Sh D), die ein höheres Drehmoment übertragen können, ist jedoch der maximale Ausgleich der Kupplung um 20% kleiner. Vor allem der maximal mögliche laterale Ausgleich (0,1 mm zu 0,08 mm) des Elastomerkranzes Typ A beeinflusste die Entscheidung zugunsten dieses Typs.

Die Elastomerklauenkupplung hat gegenüber dem BSD-Element einen entscheidenden Vorteil. Denn diese kann bei der Montage des Prüflings nicht zerstört werden.

Es ist lediglich darauf zu achten, dass die beiden Elemente der Klauenkupplung zur Gänze (plus minus der entsprechenden Toleranz) ineinander stecken.

Wird nach längerem Einsatz ein Spiel feststellbar oder lässt sich die Kupplung ohne viel Kraftaufwand auseinanderziehen, so ist der Elastomerkranz



## 5.7. Provisorische Ausgleichskupplung für Inbetriebnahme

verschlissen und muss ersetzt werden.<sup>14</sup>

---

<sup>14</sup>Bei der Inbetriebnahme stellte sich heraus, dass die Elastomerklauenkupplung in axiale Richtung sehr leichtgängig ist. Als temporäre Abhilfe wurden Scheiben zwischen die beiden Keilnaben eingefügt. Als längerfristige Lösung könnte man den Elastomerkranz einkleben.



## 6. Die Hydraulik des Pumpenprüfstandes

Die Hydraulik stellt den zweiten großen Teil des Prüfstands dar. Vornehmlich ist sie für die Beaufschlagung des Systems mit einem Gegendruck zuständig.

Durch das Hydrauliksystem kann die Saugseite gedrosselt (ingeschnürt) werden, um das Kavitationsverhalten zu untersuchen. Es kann die Druckseite mit hydraulischen Widerständen beaufschlagt werden, um einen entsprechenden Gegendruck ein zu stellen und bietet Anschlüsse für die Messtechnik.

### 6.1. Anforderungen

Da Pumpen im Bereich von  $0-30 \text{ cm}^3/\text{u}$  vermessen werden sollen und die maximalen Drehzahlen Einsatz bis auf über  $7000 \text{ upm}$  steigen, ergibt sich, dass Durchfluss im Bereich von  $0$  bis  $200 \text{ lpm}$  auftreten.

### 6.2. Der Hydraulikplan

Abbildung 6.1 zeigt den Hydraulikplan, nach dem der Pumpenprüfstand realisiert wurde. Die verbauten Bauteile und wie diese ausgewählt wurden, sind auf den nachfolgenden Seiten genau beschrieben.

## 6. Die Hydraulik des Pumpenprüfstandes

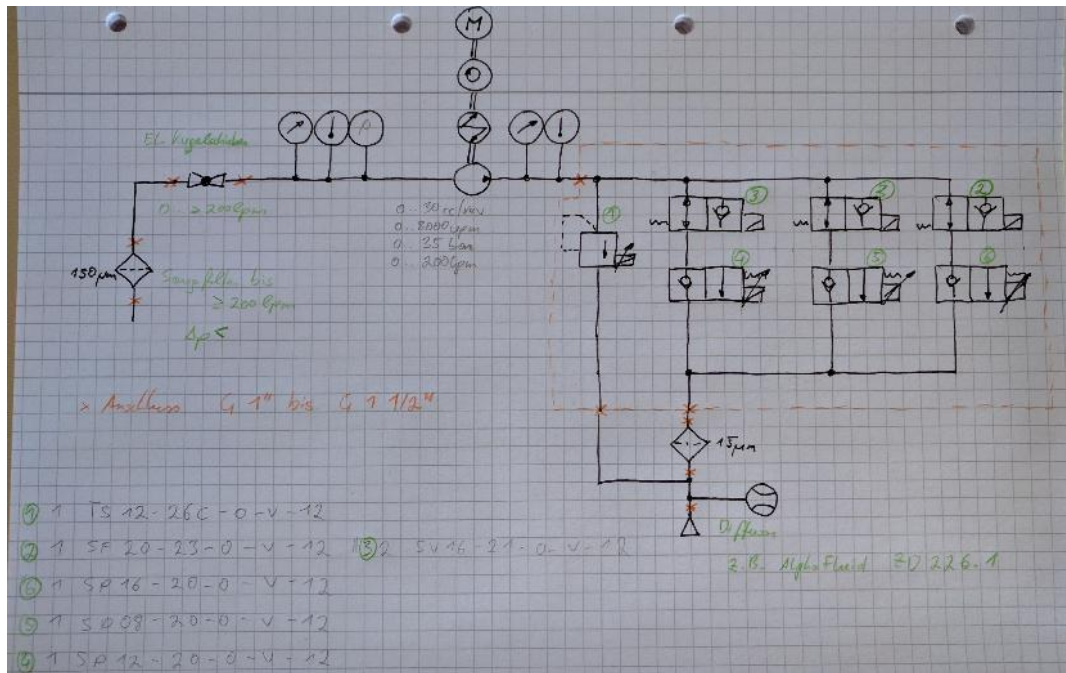


Abbildung 6.1.: Hydraulikschema des Prüfstandes

Abbildung 6.2 zeigt den von Firma HAINZL, beziehungsweise deren Lieferanten, nach dem Hydraulikplan gezeichneten Ventilblock. Der Aluminiumblock, der die Einschraubventile aufnimmt, ist zur besseren Korrosionsbeständigkeit elektrisch oxidiert (eloxiert).

## 6.3. Auswahl der Hydraulikkomponenten

Dieses Kapitel befasst sich mit der Auswahl der im Hydraulikplan angeführten Komponenten. Es gilt die Schaltventile, die Drosselventile, die Filter sowie den Kugelhahn zur Drosselung der Saugseite und den Diffusor zur Beruhigung des Rückflusses auszuwählen.

## 6.3. Auswahl der Hydraulikkomponenten

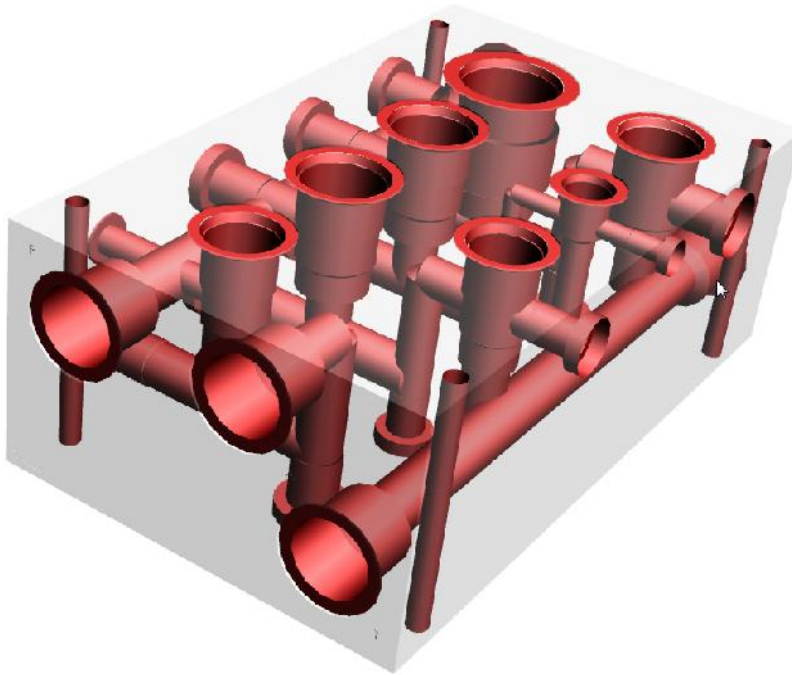


Abbildung 6.2.: Ventilblock ohne Ventile

### 6.3.1. 2/2-Wege-Ventile

Das 2/2-Wege-Ventil gibt einen Zweig mit seinem Drosselventil frei oder schließt diesen. Grund für den Einsatz von Schaltventilen in Serie mit den Drosselventilen ist, dass bei den Tests für das Regelverhalten, das schnelle (Um-)Schalten von Drücken gefordert ist. Die Drosselventile können vorab exakt eingestellt werden, mit den 2/2-Wege-Ventilen können anschließend Zweige hinzu- oder weggeschaltet werden.

Nachteilig ist der durch das Schaltventil entstehende Druckabfall, was auch der Grund für die Wahl von sehr großen Ventilen war.

Besonders hervorzuheben ist hier das Ventil Hydraforce SF20-23. Dieses Ventil lässt sehr hohen Durchfluss zu (hat demnach einen sehr niedrigen Druckabfall) und ist Bidirektional.

## 6. Die Hydraulik des Pumpenprüfstandes

Anfangs war nicht klar, weshalb dieses Ventil in Richtung 2→1 mindestens 0,7 bar Druckabfall erzeugt. Nach klärenden Gesprächen mit Fa. HAINZL wurde erörtert, dass dieses Ventil intern wie ein entsperrbares Rückschlagventil aufgebaut ist. Grund hierfür dürfte sein, dass der Magnet zu schwach sein dürfte, um ein so großes Ventil schalten zu können. Das entsperrbare Rückschlagventil ist aufgebaut, wie in Abbildung 6.3 dargestellt. Intern ist hierbei der Anschluss 2 (A1 im Bild) mit dem Entsperrzweig (X) verbunden, was die erforderlichen 0,7 bar erklärt. Durch Betätigung des Magneten wird lediglich die interne Verbindung geöffnet.

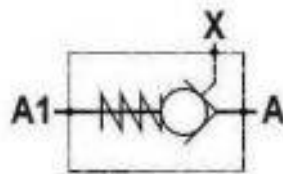


Abbildung 6.3.: Schaltbild Rückschlagventil (hydraulikschlauch24.de, 2016)

Da das Ventil vom Typ SF20-23 beziehungsweise das zugehörige Drosselventil für sehr großen Durchfluss zuständig ist, fällt der im unteren Durchflussbereich auftretende Druckabfall nicht so sehr ins Gewicht. In Kapitel 6.6 wird die Anlagenkennlinie mit diesem Ventil und ersatzweise mit dem 2/2-Wege-Ventil vom Typ SV16-20 dargestellt. Das Ventil vom Typ SV16-20 öffnet ohne Druckabfall bei Durchfluss 0 l/min, hat aber aufgrund der kleineren Baugröße einen viel steileren Anstieg der Druckabfallkurve.

Das Ventil vom Typ **SV16-20** von **Hydraforce** wird für die beiden „kleineren“ Zweige, das Ventil **SF20-23** für den „größeren“ Zweig verwendet.

### 6.3.2. Drosselventile

Die Drosselventile werden zum Einstellen des Druckes verwendet. Da ein sehr großer Bereich an möglichem Volumenstrom abgedeckt werden muss, ist es notwendig, unterschiedliche Größen von Ventilen zu verwenden. Es gilt, je größer ein Ventil ist, desto schlechter beziehungsweise desto

### 6.3. Auswahl der Hydraulikkomponenten

ungenauer ist der Gegendruck einstellbar. Zudem besitzen die Ventile eine große Hysterese und sind bei niedrigen Ansteuer-Strömen sehr ungenau. Abbildung 6.4 zeigt dieses Verhalten. Unter einem Strom von 40% des Maximalwertes tritt kaum mehr eine Änderung des Durchflusses auf. Je näher man dieser Grenze kommt, desto schlechter kann das Drosselventil eingestellt werden.<sup>1</sup>

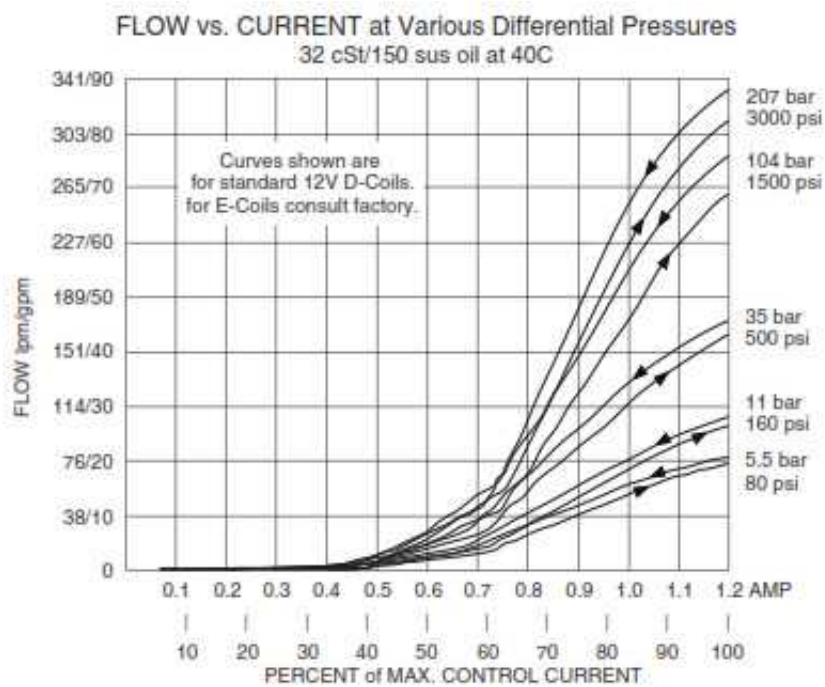


Abbildung 6.4.: Durchfluss über Ansteuerstrom SP16-20 (Hydraforce, 2016)

Folglich muss man ein sehr kleines Ventil für die genaue Abstimmung des Gegendrucks und ein sehr großes Ventil für die grobe Vorgabe des Gegendrucks verwenden.

<sup>1</sup>Dass das Ventil bei kleinen Strömen kaum mehr Durchfluss ermöglicht liegt daran, dass der Elektromagnet einen gewissen Strom beziehungsweise Leistung benötigt, um den Ventilstößel heben zu können. Ist dieser Grenzwert überschritten, so zeigt sich annähernd lineares Verhalten.

## 6. Die Hydraulik des Pumpenprüfstandes

Als größtes Drosselventil wurde das größte von Hydraforce angebotene einschraubbare Elektropportionalventil ausgewählt. Dieses Ventil ermöglicht eine gute Voreinstellung des Drucks und bietet genügend Kapazität für Pumpen mit hohem Verdrängungsvolumen. Dieses Ventil ist auch entscheidend für den minimal einstellbaren Gegendruck bei hohem Volumenstrom.

### 6.3.3. Druckbegrenzungsventil

Das Druckbegrenzungsventil stellt ein Sicherheitsbauteil dar. Es stellt sicher, dass der durch die 2/2-Wege-Ventile und Drosselventile aufgebrachte Druck das Leistungsvermögen der Pumpe nicht überschreitet.

Das Überschreiten des Druckes wäre denkbar bei fehlerhafter Ansteuerung der Ventile. Es könnten ungewollt die 2/2-Wege-Ventile geschlossen werden, was in einem nur durch die Leckage abgeminderten Druck, enden würde.

Die Drücke, welche am Prüfstand erreicht werden sollen, bleiben in der Regel unter 40bar, weshalb das kleinste von Hydraforce zur Verfügung stehende Einschraubventil mit einem maximal einstellbaren Öffnungsdruck von 69bar gewählt wurde.

Durch eine elektrische Ansteuerung mittels PWM kann der Öffnungsdruck eingestellt werden.

Die eingestellte PWM Einschaltdauer berechnet sich beispielhaft<sup>2</sup> nach Gleichung 6.1.

$$T = \frac{\text{bar}}{\text{maxbar}} * \frac{R * I_{\text{max}}}{V_+} * GT \quad (6.1)$$

T ... PWM Teile die eingestellt werden müssen

bar ... Druck der gewünscht ist

maxbar ... maximaler Druck des Ventils

R ... Ohm'scher Widerstand der Spule

I<sub>max</sub> ... maximaler Strom durch die Spule

---

<sup>2</sup>Nur gültig für eine Spannungs-PWM. Bei einer Stromregel PWM, wie sie schließlich verwendet wurde, ist der eingestellte Strom direkt proportional zum Steuerstrom.



### 6.3. Auswahl der Hydraulikkomponenten

GT ... Anzahl der maximalen Teile der PWM  
V+ ... Versorgungsspannung

Beispiel:

Gewünscht 35 bar Öffnungsdruck

PWM mit 2048 Teilen

maximaler Öffnungsdruck 69 bar

Widerstand der Spule 29,4 Ohm

maximaler Strom durch Spule 0,6 A

Versorgungsspannung 24 V

$$PWM_T = \frac{35}{69} * \frac{29,4 * 0,6}{24} * 2047^3 = 764 \text{ Teile}$$

Das ausgewählte proportionale Druckbegrenzungsventil ist vom Typ **Hydraforce TS12-26C**.

#### 6.3.4. Elektrischer Kugelhahn

In der Saugseite wird elektrisch verstellbarer Kugelhahn eingesetzt. Er dient dazu, die Saugseite einzuschnüren, um einen Unterdruck an der Pumpe zu erzeugen.

Drosselventile kamen auf der Saugseite nicht in Frage, denn der Druckabfall an der Saugseite muss so gering wie möglich gehalten werden. Bereits bei einem Druckabfall von einigen 100 mbar kann es zur Kavitation in der Pumpe kommen. Kavitation bedeutet auch zwangsweise Erosion und somit eine mögliche Beschädigung der Pumpe. Der ausgewählte Kugelhahn weist einen Druckverlust von 40 mbar bei einem Durchfluss von 200 l/min auf.

Ebenso war eine lange Verstellzeit und damit einhergehend langsame Verstellung wichtig. Je langsamer der Kugelhahn verstellt werden kann, desto genauer kann man ihn in Position bringen und somit auch den Druck einstellen.

---

<sup>3</sup>2048 Teile bedeutet 0 - 2047.

## 6. Die Hydraulik des Pumpenprüfstandes

Die Ansteuerung des elektrischen Kugelhahns erfolgt mit 24 V Gleichspannung. Wird eine positive Spannung angelegt, so schließt sich der Kugelhahn, wird eine negative Spannung angelegt, so öffnet der Kugelhahn. Praktischerweise wird die Polarität der Spannung mittels Relais umgekehrt.

Der elektrische Kugelhahn ist vom Typ **Stasto 8E003002-1**".

### 6.3.5. Saugfilter

Der Saugfilter stellt eine der wichtigsten Komponenten der Hydraulik dar. Die Filtrierung des Hydraulikfluids an der Saugseite sorgt für eine einwandfreie Funktion der Ventile. Die Ventile würden sich ohne Saugfilter mit im Hydraulikfluid vorhandenen Partikeln<sup>4</sup> zusetzen. Nicht nur die Ventile sind empfindlich auf Fremdkörper im Hydraulikfluid, auch die Pumpe würde mit der Zeit übermäßigen Verschleiß aufweisen.

Da der Druckabfall an der Saugseite nicht zu groß sein darf (Kavitationsgefahr) kann dieser nicht so feinmaschig ausfallen wie der Druckfilter. Es wurde dennoch mit einer Maschenweite von 100 µm ein feinmaschigerer als in der SAE spezifizierter Filter gewählt.

Trotz der feinen Maschenweite beträgt der Druckabfall im Neuzustand nur zirka 100 mbar bei einem Durchfluss von 200 lpm.

Der Saugfilter wurde zusammen mit der Firma HAINZL ausgewählt und ist vom Typ **Agro Hytos AS 150-01**.

### 6.3.6. Druckfilter

Der Filter an der Druckseite ist dafür zuständig, den feinen Abrieb aus Pumpe, Ventilen oder Verrohrung aufzufangen. An der Druckseite kann die Maschenweite viel enger gewählt werden als an der Saugseite. Es wurde ein Filter mit 16 µm gewählt. Laut SAE sollte ein Filter mit mindestens 50 µm verwendet werden.

---

<sup>4</sup>Zum Beispiel Abrieb der Pumpe.

### 6.3. Auswahl der Hydraulikkomponenten

Der gewählte Druckfilter vom Typ **MAHLE Pi 4230-13 PS 10** besitzt einen Bypass und eine elektrische Verschmutzungsanzeige.

Der Druckfilter erzeugt einen maximalen Gegendruck von 1 bar bei einem Durchfluss von 250 l/min.

**Der Gegendruck des Druckfilters ist in der Anlagenkennlinie nicht enthalten. Grund hierfür ist, dass dieser stark vom Verschmutzungsgrad abhängig ist und nach den ersten Betriebsstunden nicht mehr vorhergesagt werden kann.**

#### 6.3.7. Diffusor

Durch die hohe Durchflussmenge von bis zu 200 l/min kommt es mitunter zu einer sehr hohen Ausströmgeschwindigkeit. Bei maximalen Durchfluss und einem Schlauchdurchmesser von 1 Zoll erhält man nach Gleichung 6.2 eine Strömungsgeschwindigkeit von

$$u = \frac{\dot{Q}}{A} = \frac{0,00333}{0,0004067} = 6,58 \frac{m}{s} \quad (6.2)$$

annähernd 24 km/h.

Da das Hydraulikbecken mit einem maximalen Fassungsvermögen von in etwa 90 Liter vergleichsweise klein ist, wurde beschlossen, einen Diffusor einzusetzen. Der Diffusor bringt die Ausströmgeschwindigkeit auf annähernd 0 m/s, dadurch werden Verwirbelungen im Becken verhindert.

Der Diffusor sorgt außerdem für eine ruhige Vermengung des Rücklaufmediums mit dem im Behälter befindlichen Medium. Schaumbildung, Aufwirbeln von Schmutz und somit auch Kavitation in der Pumpe werden vermieden.

Der ausgewählte Druckfilter ist ein **AlphaFluid ZD 226.1**.

## 6.4. Die Anlagenkennlinie

Die Anlagenkennlinie beschreibt den Widerstand des Hydrauliksystems abhängig vom Durchfluss.

Da die Maximalanforderung des Prüfstandes bis 35 bar, 200 l/min ist, wurden die Kurven auch nur für diesen Bereich optimiert. Es wird meist auch nur der Ausschnitt für diesen Bereich abgebildet. Dargestellte Kurven, die außerhalb dieses Bereichs stark vom Datenblatt abweichen, stellen für die Anlagenkennlinie keine Einschränkung oder Abweichung dar.

Die Anlagenkennlinie des Hydraulikblocks mit vollständig geöffneten Ventilen kann Abbildung 6.5 entnommen werden.

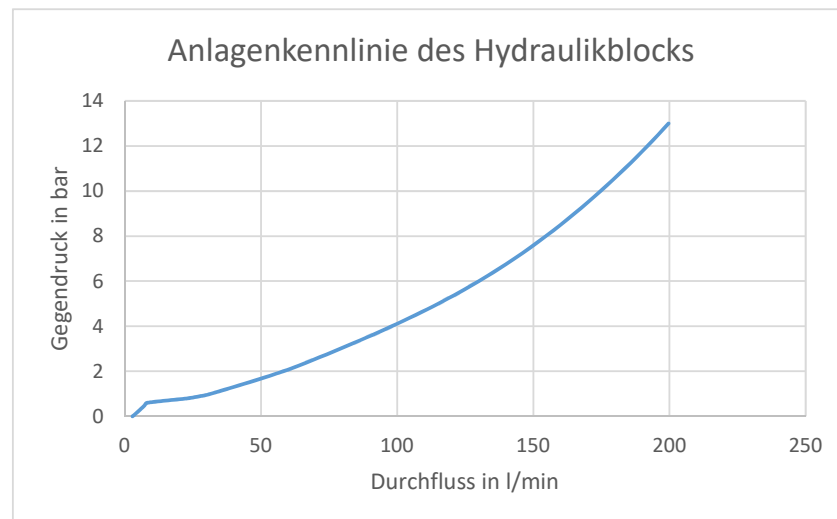


Abbildung 6.5.: Die Anlagenkennlinie des Hydraulikblocks

Der Knick bei einem Durchfluss von zehn Liter pro Minute entsteht durch das große 2/2-Wege-Ventil Hydraforce SF20-23. Dieses Ventil öffnet erst bei einem Druck von 0,7 bar (vollständig), was zu einer großen Zunahme des Volumenstroms bei nur geringer Druckzunahme führt. Konkret wird die Serienschaltung aus diesem Ventil mit dem im selben Zweig verbautem Proportionalventil erst ab diesem Druck durchlässig.

Die Methodik zur Erstellung der Anlagenkennlinie wird auf den folgenden Seiten aufgezeigt.

Anzumerken ist, dass neben dem hier dargestellten System auch die Verrohrung, der Druckfilter und der Diffusor einen Gegendruck erzeugen. Von diesen Komponenten fällt aber nur der Druckfilter ins Gewicht, er weist einen Widerstand von der Größenordnung  $\frac{1}{20}$  des Gesamtsystems auf. Da der Widerstand des Druckfilters sehr stark von seinem Verschmutzungsgrad abhängt, ist er im Folgenden nicht dargestellt!

### 6.4.1. Abbilden der Kennlinie eines Ventils

Da die Kennlinien der Hydraulikventile nur graphisch verfügbar waren, mussten die Kennlinien zuerst in ein digitales Format übergeführt werden. Die signifikanten Punkte der Kennlinie sind in Anhang C angeführt. Hierzu wurden in einem PDF Programm, welches Tools zur Vermessung bereitstellt, die Kennlinie an signifikanten Punkten vermessen. Die Vorgehensweise hierzu war wie folgt:

- Abgleich der Achse „Gegendruck“  
Hierzu wurde die Länge der Ordinate vermessen und normiert 20 bar Gegendruck entsprachen anschließend beispielsweise 2000 mm
- An den auf der Abszisse aufgetragenen Punkten wurde die Länge der Ordinate gemessen
- Man erhält den Gegendruck bei einem bestimmten Durchfluss in „mm“
- Mit Hilfe der signifikanten Punkte wurde mit Hilfe von MATLAB eine Polynomfunktion erstellt
- Die Polynomfunktion (mindestens 2. Ordnung) vom Typ  $p(Q)$  liefert nun entsprechende Ergebnisse für jeden Punkt auf der Kurve

In den Abbildungen 6.6 bis 6.8 ist der Vergleich der Daten aus dem Diagramm mit den Daten der erstellten Polynomfunktion anhand von ausgewählten Beispielen ersichtlich.

Prinzipiell ist der hydraulische Widerstand quadratisch und sollte mit einer Polynomfunktion zweiter Ordnung beschrieben werden können. Dass

## 6. Die Hydraulik des Pumpenprüfstandes

dies nicht immer der Fall ist, wird anhand der ausgewählten Beispiele aufgezeigt.

Das 2/2-Wege-Ventil vom Typ Hydraforce SF20-23 in Abbildung 6.6 wird laut Datenblatt erst ab einem Druck von zirka 0,7 bar durchlässig.

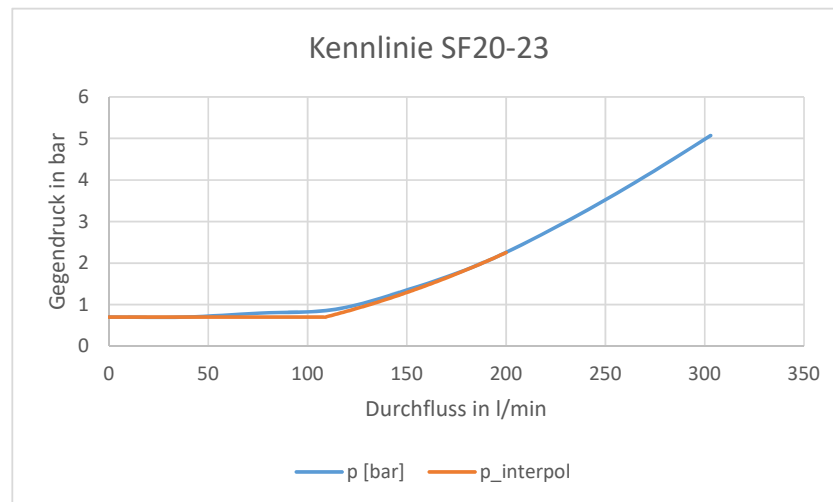


Abbildung 6.6.: Ventil Hydraforce SF20-23

Da sich selbst mit einem Polynom höherer Ordnung als Zwei<sup>5</sup> kein passender Verlauf der Kurve darstellen ließ wurde der Verlauf ab 120 l/min als Parabel und der Bereich darunter als Gerade verwirklicht.

Bei dem 2/2-Wege-Ventil vom Typ Hydraforce SV12-21, in Abbildung 6.7, sieht man, wie der theoretische parabolische Verlauf mit den Daten des Datenblattes korreliert. Die Parabel wurde aus dem Anfangspunkt, dem Endpunkt und einem Punkt dazwischen berechnet.

Ein weiteres Beispiel dafür, dass der als Parabel angenommene Verlauf der Druck-Durchfluss-Kennlinie nicht immer korrekt ist, ist das in Bild 6.8 dargestellte Drosselventil Hydraforce SP12-20. Nach dem Überschreiten von einem Durchfluss von zirka 130 l/min steigt der Druckabfall stark an. Um

<sup>5</sup>Es wurden Polynome bis achter Ordnung erstellt.

## 6.4. Die Anlagenkennlinie

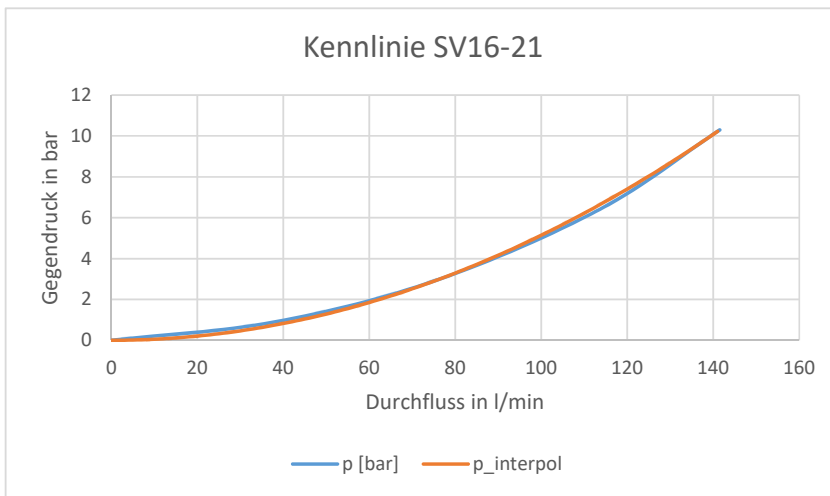


Abbildung 6.7.: Ventil Hydraforce SV16-21

zumindest den Nutzbereich bis etwa 50 bar abbilden zu können, musste ein Polynom dritter Ordnung erstellt werden.

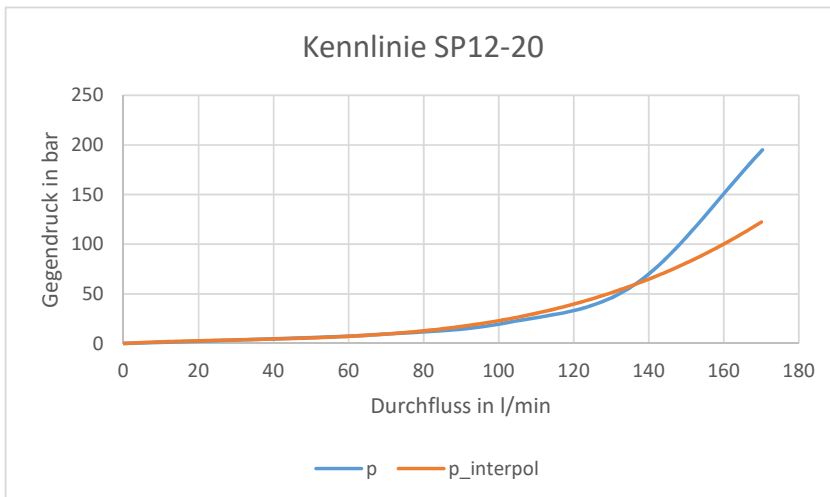


Abbildung 6.8.: Ventil Hydraforce SP12-20

## 6. Die Hydraulik des Pumpenprüfstandes

### 6.4.2. Serienschaltung von Ventilen

Bei in Serie geschalteten Ventilen wird der Druckabfall bei identischem Durchfluss addiert. Da die Kennlinien der Ventile bereits im Format  $p(Q)$  erstellt wurden, war es kein Problem die Serienschaltungen, bestehend aus jeweils zwei Ventilen, zu erstellen.

In Diagramm 6.9 dargestellt die Serienschaltung des 2/2-Wege-Ventils Hydraforce SF20-23 und des elektro-proportionalen Drosselventils Hydraforce SP16-20.

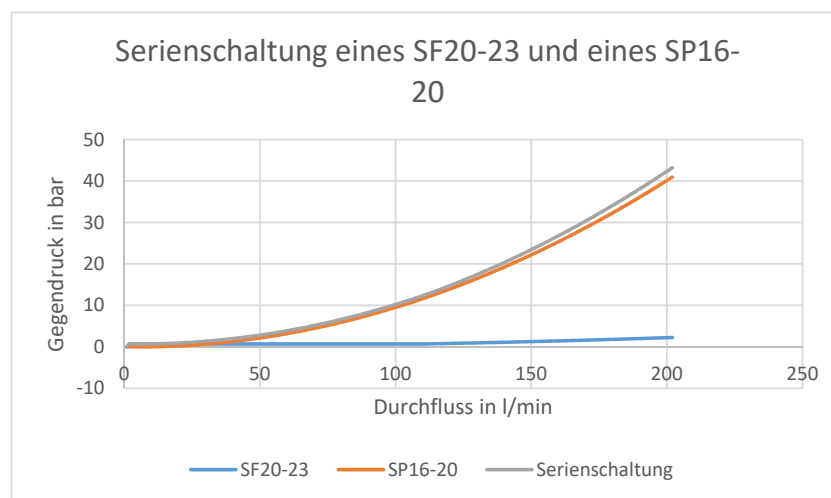


Abbildung 6.9.: Serienschaltung von Hydraforce SF20-23 und SP16-20

Um die Parallelschaltung von Ventilen besser aufzeigen zu können, wird hier im Bild 6.10 auch die Serienschaltung des 2/2-Wege-Ventils Hydraforce SV16-21 mit der Drossel SP12-20 gezeigt.

### 6.4.3. Parallelschaltung von Ventilen

Bei Parallelschaltung von Ventilen wird bei gleichem Druck der Durchfluss addiert. Veranschaulicht wird dies, indem die beiden obigen seriellen Verschaltungen parallel verschaltet werden.



#### 6.4. Die Anlagenkennlinie

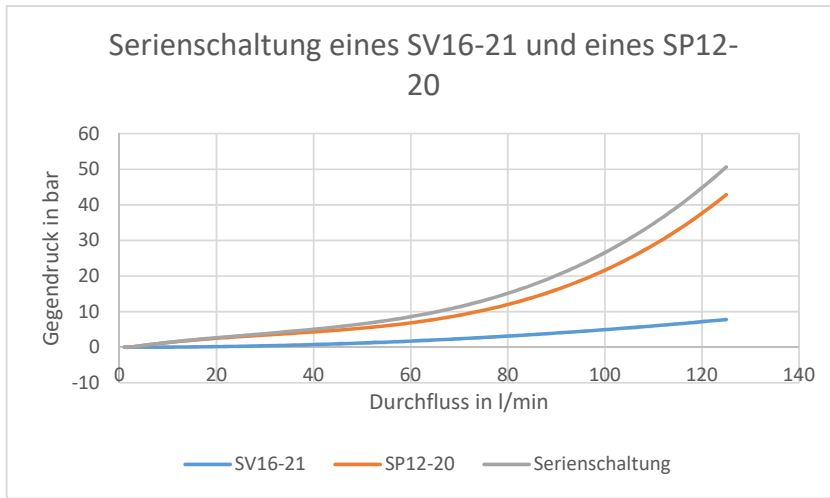


Abbildung 6.10.: Serienschaltung von Hydraforce SV16-21 und SP12-20

In Abbildung 6.11 dargestellt die beiden Serienschaltungen von oben und die parallele Verschaltung dieser beiden Zweige.

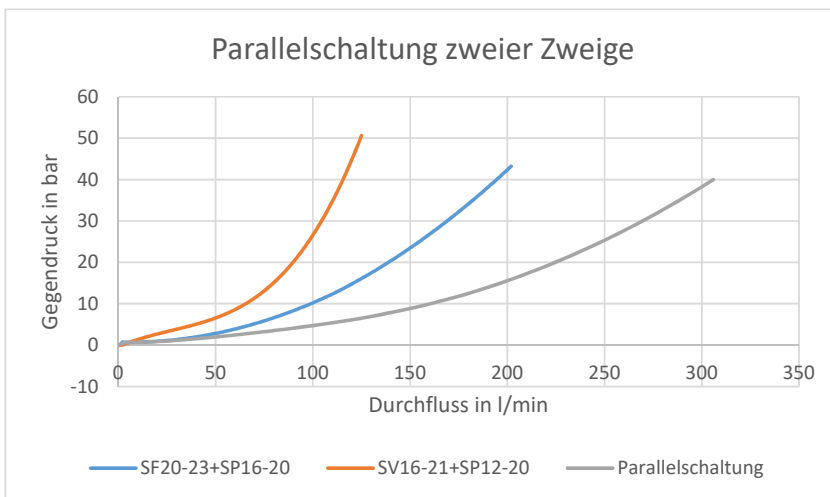


Abbildung 6.11.: Parallelschaltung von Ventilen

## 6. Die Hydraulik des Pumpenprüfstandes

Um die Ventile mathematisch in Excel parallel schalten zu können, wurden die tabellarischen Daten im Format  $Q(p)$  benötigt. Dies ist insofern problematisch, da man aus den zuvor bereits seriell geschalteten Ventilen wieder die Funktion erstellen müssten. Umgangen wurde das Problem durch lineare Interpolation. Es wurde zu einem gegebenen Durchfluss  $Q$  der zugehörige Druckabfall  $p$  berechnet. Das Ergebnis war eine Tabelle in der Form  $Q(p)$

### 6.5. Möglicher Bereich der Anlagenkennlinie

Nachdem in Kapitel 6.4 die Anlagenkennlinie bei vollständig geöffneten Ventilen beschrieben wurde, wird hier nun dargestellt wie sich das System bei Schließen einzelner Ventile verhält und welcher Bereich von der Hydraulik abgedeckt werden kann (siehe Abbildung 6.12).

Aus der Differenz der Kurven, zum Beispiel orange zu blau, kann man erkennen welche Auswirkung das Schließen des kleinsten Ventils zur Folge hat. Man kann nun mit Hilfe des kleinsten Drosselventils jeden Punkt zwischen den beiden Kennlinien einstellen. Selbiges gilt selbstverständlich für das mittlere und das größte Ventil.

Um einen bestimmten Gegendruck bei gegebenem Volumen (proportional zur eingestellten Drehzahl) einzustellen, schließt man nun die Ventile von zuerst groß nach am Schluss klein. Je kleiner das Ventil ist, umso feiner lässt sich der Gegendruck einstellen. Die Regelung des exakten Gegendrucks soll schlussendlich nur mehr über das kleinste Ventil erfolgen.

### 6.6. Alternative Anlagenkennlinie mit einer anderen Auswahl an Ventilen

Anstatt des in Kapitel 6.3.1 beschriebenen 2/2-Wege-Ventils vom Typ SF20-23 hätte man auch das kleinere 2/2-Wege-Ventil vom Typ SV16-20 verwenden können. Nachteilig am großen Ventil ist nämlich, dass dieses auf Grund

## 6.6. Alternative Anlagenkennlinie mit einer anderen Auswahl an Ventilen

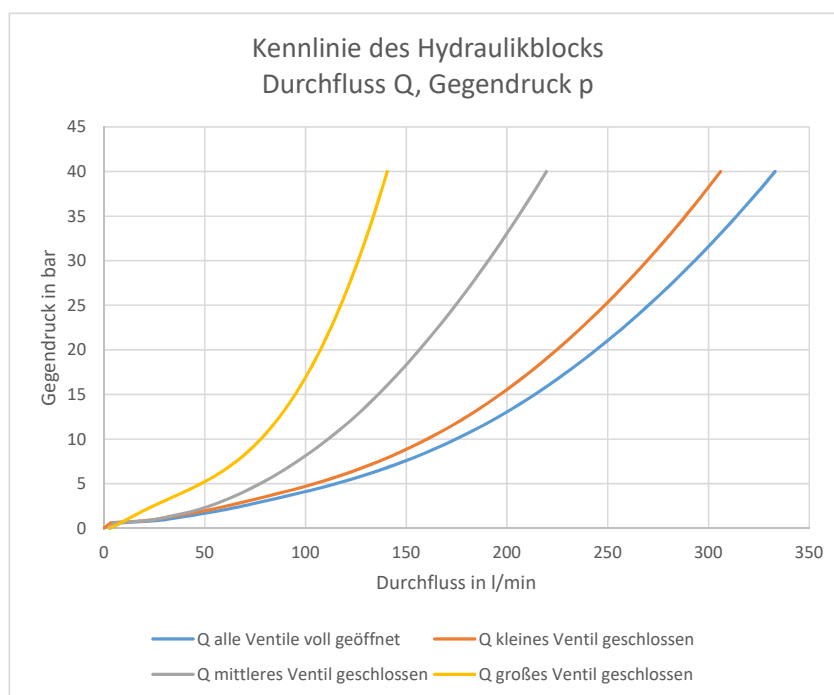


Abbildung 6.12.: Kennlinie bei Wegschalten einzelner Zweige

seiner Bauart (siehe 2/2-Wege-Ventile auf Seite 105) mindestens 0,7 bar Druckabfall erzeugt. Der Vorteil beziehungsweise der Grund, weshalb die Entscheidung dennoch auf das Ventil vom Typ SF20-23 gefallen ist, ist jener, dass ab einem Durchfluss von zirka 55 l/min der Druckabfall in Summe geringer ist.

Abbildung 6.13 ist der minimale Druckabfall über den Durchfluss aufgetragen. Die orange Kennlinie entspricht jener, wie sie in Kapitel 6.4 beschrieben wurde. Die blaue Kennlinie stellt das gleiche System dar, jedoch wurde das Ventil SF20-23 gegen das Ventil SV16-20 ausgetauscht.

Man sieht hier gut, dass im unteren Bereich ein niedrigerer Druckabfall möglich ist, man könnte deshalb Pumpen mit sehr niedrigem geometrischen Verdrängungsvolumen in einem größeren Bereich vermessen.

Jedoch muss man bedenken, dass der Gegendruck im Fahrzeug in der Praxis

## 6. Die Hydraulik des Pumpenprüfstandes

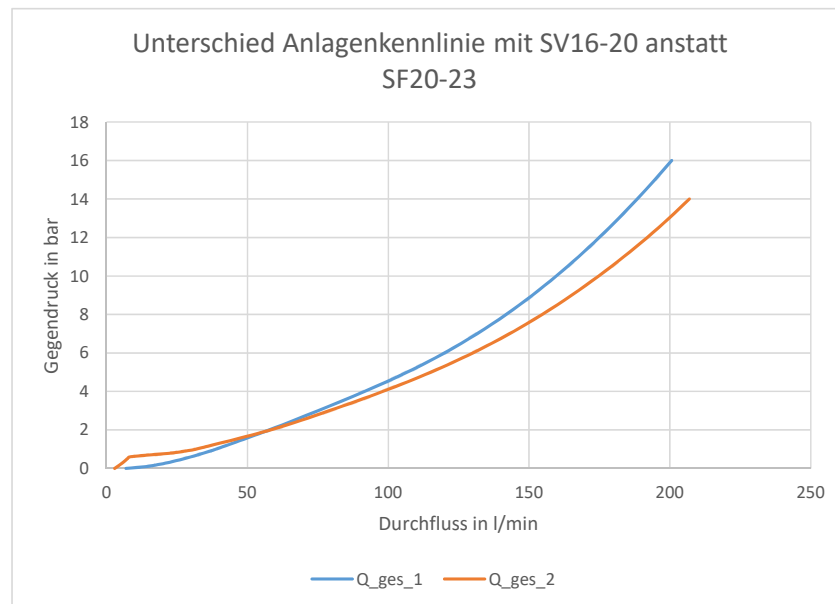


Abbildung 6.13.: Vergleich der Anlagenkennlinie SF20-23 / SV16-20

so niedrige Drücke nicht erreicht. Selbst kleine elektrische Zusatzpumpen für Hybridfahrzeuge, welche nur der Schmierung des Getriebes dienen, wenn elektrisch gefahren wird, haben höheren Gegendruck<sup>6</sup>.

Dass ein drittes großes Ventil von Nöten ist, kann Abbildung 6.12 entnommen werden. Würde man auf den dritten parallelen Zweig verzichten so könnte man maximal die im Diagramm gelb dargestellte Kennlinie „Q großes Ventil geschlossen“ erreichen.

### 6.7. Ansteuerung der Hydraulik

Um die Hydraulik am Prüfstand ansteuern zu können, sind eine Spannungsversorgung sowie weitere elektrische Komponenten notwendig.

<sup>6</sup> Der Nennpunkt der elektrischen Pumpe des ZF-8HP Getriebes liegt bei 8 lpm / 8 bar

### 6.7.1. 2/2-Wege-Ventile

Die 2/2-Wege-Ventile benötigen zur Ansteuerung ein 24 Volt Signal. Die Spannungsquelle muss eine Stromstärke von mindestens 0,6 A pro angesteuertem Ventil zur Verfügung stellen.

Da das MSR-System des Industriepartners nicht genügend Strom liefern kann, wird die 24 V Versorgung mittels Relais auf das Ventil geschaltet.

Als Relais wurden einfache 24 V / 2 A Relais verwendet.

### 6.7.2. Elektroporportionalventile

Die Ansteuerung der Elektroporportionalventile lässt sich prinzipiell auf zwei verschiedene Arten realisieren.

Die kostengünstige Variante wäre, ein einfaches PWM-Modul, wie es üblicherweise zur Ansteuerung von Gleichstrommotoren verwendet wird, zu verwenden. Der benötigte Steuerstrom würde sich über den Ohm'schen Widerstand der Magnetspule einstellen. Angesteuert werden diese Module üblicherweise mit 0-5 V entsprechen 0-100% Pulsbreite.

Die kostenintensivere jedoch beim Industriepartner bereits erprobte Variante ist es, ein Strommodul zu verwenden. Dieses regelt den Ausgangsstrom in Abhängigkeit der Steuerspannung beziehungsweise des Steuersignals. Seitens des Industriepartners wurde die Steuerung mittels Stromschnittstelle mit 4-20 mA präferiert.

Um den Inbetriebnahmeaufwand gering zu halten, wollte man ursprünglich auf die gleichen Module setzen, die bereits beim Entwurf des Hydraulikprüfstandes verwendet wurden. Aufgrund der sehr hohen Lieferzeiten dieser Strommodule wurde auf eine Alternative gesetzt.

Das ausgewählte Strommodul vom Typ **BUCHER hydraulics SAN-535-10** ist voll konfigurierbar und von der Ansteuerung identisch mit jener der ursprünglichen PWM-Module von Hydraforce.

Um die Module im Schaltschrank befestigen zu können, wurde zudem die Halterung vom Typ **WEIDMÜLLER SKH-D-32** benötigt.

## 6. Die Hydraulik des Pumpenprüfstandes

### 6.7.3. Elektrischer Kugelhahn

Der Elektrische Kugelhahn wird im Prinzip von einem Gleichstrommotor geöffnet und geschlossen. Durch eine Umkehrung der Polarität, ändert auch der Elektromotor seine Drehrichtung.

Ursprünglich wollte man auch hier wegen der besseren Dosierbarkeit ein PWM-Modul zwischenschalten. Da jedoch nur mehr vier Analogausgänge am MSR-System verfügbar waren, wurde die Entscheidung getroffen, den Kugelhahn, wie vom Hersteller vorgesehen, mit einer fixen Spannung zu betreiben.

Das Einschalten erfolgt mittels Relais vom Typ Schließer, das Ändern der Drehrichtung mittels eines Doppelrelais.

## 6.8. Hydraulische Messgeräte

Für die Messung von Druck und Temperatur wurden T-Stücke in der Hydraulikverrohrung hinzugefügt. Diese T-Stücke wurden entsprechend bearbeitet und bieten einen Anschluss für den Temperatursensor und die Druckmessdose.

### 6.8.1. Druckmessung

Der Absolutdruck auf der Saugseite liegt im Bereich zwischen einigen 100 mbar bis Umgebungsdruck. Der Messbereich des eingesetzten Druckmessers liegt im Bereich von 0 bis 1 bar Absolutdruck und ist vom Typ **PTX 510**.

Auf der Druckseite wird ein Druckmesser vom Typ **PTX 1400** für einen Druck von bis zu 40 bar absolut eingesetzt.

### 6.8.2. Temperaturmessung

Die Temperaturmessung erfolgt mittels **Thermoelement Typ K**. Das Thermoelement wird jeweils in ein T-Stück der Hydraulikverrohrung vor und nach der Pumpe geschraubt. Bei der Montage ist darauf zu achten, dass sich der Schweißpunkt des Thermoelements in etwa in der Mitte des Rohres befindet.

### 6.8.3. Durchflussmessung

Als Durchflussmesser wurde der gleiche Typ verbaut, wie er bereits aus dem Hydraulikprüfstand bekannt ist. Diese Messgeräte sind beim Industriepartner verfügbar und mit dem eingesetzten MSR-System kompatibel.

Der maximale Durchfluss des Prüfstandes ist mit 200 lpm angegeben, weshalb der Durchflussmesser eine Größe größer und zwar der Typ **Promass 83F DN 25** gewählt werden musste.

Der Durchflussmesser hat einen Messbereich von Null bis maximal 18000 kg/h. Dies entspricht zirka 360 lpm maximal. Der nächst kleinere Typ hätte einen Endbereich von nur 6500 kg/h (zirka 130 lpm).

## 6.9. Verrohrung

Die (grobe) Positionierung der Hydraulikkomponenten im Hydraulikprüfstand erfolgte im CAD. Prinzipiell wurde sowohl der Hydraulikblock als auch der Druckfilter auf Blechen hinter dem Pumpenprüfstand montiert. Der Durchflussmesser sollte von außen zugänglich und tauschbar sein, an der „Rückseite“ des Prüfstandes, dort wo der Rest der Durchflussmesser sitzt, war jedoch aufgrund des neu hinzu gekommenen Schaltschranks kein Platz mehr. Die einzige noch freie Position war an der rechten Seite. Befestigt wurde der Durchflussmesser an einem Profilrohr mit der entsprechenden Halterung.

## 6. Die Hydraulik des Pumpenprüfstandes

Die Verrohrung der Hydraulikkomponenten erfolgte anschließend von der Firma **Steyr-Werner** und deren Partner **Absenger-List**. Das für die Auftragsfreigabe benötigte Angebot konnte erst nach erstmaliger Besichtigung des Hydraulikprüfstandes gestellt werden.

### 6.10. FMEA Hydraulik

Auf den nachfolgenden Seiten ist die FMEA der Hydraulik des Pumpenprüfstandes dargestellt.



FMEA für System: Pumpenprüfstand Hydrauliksystem					
Failure Mode and Effects Analysis					
Nr	Funktion	Komponente	Fehlerfolge	Fehlerart	Fehlerursache
1	Einstellen des Durchflusses	Hydraulikventile	Durchfluss lässt sich nicht korrekt einstellen	Ventile verstopft	Zu viel Abtrieb im Hydraulikfluid durch Prüfling. Abtrieb kann vor allem während der Einlaufphase der Pumpe entstehen.
2	Einstellen des Durchflusses	PWM	Durchfluss lässt sich nicht korrekt einstellen	Probleme bei der Ansteuerung	PWM Modul falsch eingestellt Kabel bei Montage gequetscht
3	Einstellen des Durchflusses	Kabel	Ventile reagieren nicht mehr	Kabelbruch	Kabel zu oft geknickt
4	Einstellen des Durchflusses	Relais	Ventile lassen sich nicht mehr schalten	Relais bleibt picken	Relaisstrom zu hoch, Relais abgenutzt
5	Einstellen des Durchflusses	Stecker	Ventil reagiert nicht mehr	Stecker hat sich gelöst	Vibration, Zug auf Kabel bei Einbau
6	Druckbegrenzung	Hydraulikventil	Druckbegrenzung lässt sich nicht korrekt einstellen	Ventil verstopft	Zu viel Abtrieb im Hydraulikfluid durch Prüfling
7	Druckbegrenzung	PWM	Druckbegrenzung lässt sich nicht korrekt einstellen	Probleme mit Ansteuerung	PWM Modul falsch eingestellt Kabel bei Montage gequetscht
8	Druckbegrenzung	Kabel	Ventil reagiert nicht mehr	Kabelbruch	Kabel zu oft geknickt Vibration, Zug auf Kabel bei Montage
9	Druckbegrenzung	Stecker	Ventil reagiert nicht mehr	Stecker hat sich gelöst	Vibration, Zug auf Kabel bei Montage
10	Druckeinstellung Saugseite	Elektrischer Kugelhahn	Druck lässt sich nicht korrekt einstellen	Stecker hat sich gelöst	Kabel bei Montage gequetscht
11	Druckeinstellung Saugseite	Kabel	Druck lässt sich nicht korrekt einstellen	Kabelbruch	Kabel zu oft geknickt
12	Partikelfilter Saugseite	Saugfilter	Druckabfall auf der Saugseite zu hoch	Saugfilter zugesetzt / verstopft	Zu viel Abtrieb im Saugfilter.
13	Partikelfilter Druckseite	Druckfilter	Gegendruck lässt sich nicht weiter verringern	Druckfilter zugesetzt / verstopft	Zu viel Abtrieb im Druckfilter

Abbildung 6.14.: FMEA-1 Hydraulik

## 6. Die Hydraulik des Pumpenprüfstandes

Nr	Maßnahmen zur		Bewertung
	Vorbeugung	Entdeckung	
			A   B   E   RPZ
1	Pumpe ohne Ventilblock einlaufen lassen	Fehlfunktion der Ventile, sehr große Hysterese	4   4   5   80
2	PWM mit hohem Strom > 2A verbauen	Fehlfunktion der Ventile, sehr große Hysterese	2   4   6   48
3	Sachgemäßer Einbau der Hydraulik	Ventil schaltet nicht	3   5   4   60
4	Relais ab und zu schnell hin und her schalten Zugentlastung verwenden,	Ventil schaltet nicht	2   6   5   60
5	Sachgemäßer Einbau	Ventil schaltet nicht	4   4   5   80
6	Pumpe ohne Ventilblock einlaufen lassen	Ventil verhält sich nicht wie vorgesehen	2   4   6   48
7	PWM mit hohem Strom > 2A verbauen	Fehlfunktion der Ventile, sehr große Hysterese	3   5   4   60
8	Sachgemäßer Einbau der Hydraulik	Ventil schaltet nicht	3   5   4   60
9	Zugentlastung Sachgemäße Montage	Ventil schaltet nicht	3   5   4   60
10	Zugentlastung, Sachgemäße Montage	Kugelhahn öffnet/schließt nicht	3   5   4   60
11	Sachgemäßer Einbau des Kugelhahns	Kugelhahn öffnet/schließt nicht	3   5   4   60
12	Prüfbecken vor Inbetriebnahme des Pumpenprüfstandes säubern	Absolutdruck auf Saugseite der Pumpe zu gering	3   6   6   108
13	keine	Anzeige am MSR-System wenn Druckfilter voll	6   5   4   120

Abbildung 6.15.: FMEA-2 Hydraulik

## 6.10. FMEA Hydraulik

14	Strömungsverzögerung am Ausgang	Diffusor	Diffusor nicht stabil im Becken	Kraft am Diffusoraustritt zu hoch	Diffusorbefestigung zu weich Ölaustrittsgeschwindigkeit zu hoch
15	Druckmessung	Druckmesser	Druckmessung zu träge	Druckmesser mit Luft gefüllt	Einbaulage falsch / nicht entlüftet
16	Druckmessung	Kabel	Kein Signal	Kabelbruch	Kabel zu oft geknickt
17	Temperaturmessung	Temperaturelement	Druckabfall auf der Saugseite zu hoch	Starke Verwirbelungen durch Temperaturelement	Temperaturelement zu weit eingeschraubt
18	Temperaturmessung	Kabel	Kein Signal	Kabelbruch	Kabel zu oft geknickt
19	Messung Gasgehalt / Dichte	Kabel	Kein Signal	Kabelbruch	Kabel zu oft geknickt
20	Hydrauliksystem	Verrohrung / Armaturen	Starke Leckage an Anschlussstellen	Verrohrung oder Armatur undicht	Kein Dichtmittel aufgetragen, zu wenig Anzugsmoment
21	Hydrauliksystem	Verrohrung	System funktioniert nicht korrekt	Falsche Verschaltung	Verrohrung / Verkabelung nicht korrekt
22	Hydrauliksystem	Verrohrung	Schläuche undicht	Ermüdung des Schlauchmaterials	Schlauch zu oft geknickt

Abbildung 6.16.: FMEA-3 Hydraulik

## 6. Die Hydraulik des Pumpenprüfstandes

14	Diffusor besser im Hydraulikbecken befestigen	Viel Schaum im Becken	3	7	5	105
15	Auf Einbaulage achten, System spülen, Schlauch für Druckmessung vorfüllen	Definierte Drucksprünge müssen innerhalb bestimmter Zeit gemessen werden	5	4	7	140
16	Vorsichtiger Umgang mit Messsystem	Anzeige Druckmessung konstant auf Maximal- oder Minimalwert	3	5	2	30
17	Auf Einschraubtiefe achten, Einschraubtiefe markieren	Druckanzeige des MSR-Systems auf Endwert oder nicht plausibel	4	2	4	32
18	Sachgemäßer Umgang mit Messsystem	Temperaturanzeige des MSR-Systems auf Endwert oder nicht plausibel	3	5	2	30
19	Sachgemäßer Umgang mit Messsystem	Temperaturanzeige des MSR-Systems auf Endwert oder nicht plausibel	3	5	2	30
20	Sachgemäße Montage des Hydrauliksystems	Hydraulikfluid spritzt im Betrieb aus Armaturen, Übermäßig viel Hydraulikfluid im Prüfstand	3	3	7	63
21	System nach Anweisung in Betrieb nehmen, Anschlüsse farblich markieren	Systemfunktionen nicht wie vorgesehen	3	5	4	60
22	Knicken von Schläuchen vermeiden, Sachgemäßer Umgang mit Schläuchen	Hydraulikfluid spritzt im Betrieb aus Schlauch, Übermäßig viel Hydraulikfluid im Prüfstand	3	5	5	75

Abbildung 6.17.: FMEA-4 Hydraulik

# 7. Inbetriebnahme

## 7.1. Zusammenbau des Prüfstandes

Bei der Endmontage des Pumpenprüfstandes wurden alle Schrauben mit Schraubensicherungslack vom Typ **Loctite 243** (Schraubensicherung mittel-fest) eingeklebt beziehungsweise gesichert.

Die Verschraubungen des Stators des HBM T12 Drehmomentaufnehmers wurden zusätzlich noch mit einem Sprengring gesichert. Um das Setzen und Eindrücken des Alu-Profiles zu verhindern, wurde zusätzlich eine große Stahlscheibe untergelegt.

### 7.1.1. Endmontage des Prüfstandes

Bei der Endmontage des Pumpenprüfstandes sind kleine, leicht zu behebbende Probleme aufgetreten. Die aufgetretenen Schwierigkeiten und deren Lösung beziehungsweise Lösungsvorschlag werden in den jeweiligen Unterkapiteln beschrieben.

#### Halterung des Pumpenprüfstandes

Für die Montage der Halterungen des Prüfstandes (siehe Kapitel 5.6.2 auf Seite 73) waren aufgrund ungenauer Fertigung<sup>1</sup> Anpassungen der Bohrungen notwendig.

---

<sup>1</sup> Bei einigen Bohrungen war der Abstand zu gering. Grund hierfür war, dass die Bohrungen augenscheinlich vor dem Biegen der Blechbauteile gemacht wurden.

## 7. Inbetriebnahme

### Mögliches Auseinanderdrücken der Elastomerklauenkupplung

Die ausgewählte Elastomerklauenkupplung (siehe Kapitel 5.7 auf Seite 99) ist in axiale Richtung sehr leichtgängig. Bei Schrägstellung der Kupplung - dies ist bei Winkelversatz der Fall - entsteht eine Axialkraft, was zu einem Auseinanderdrücken der beiden Kupplungshälften führt.

Die axiale Sicherung durch die Keilwelle ist zwar an und für sich gegeben, jedoch war in Wirklichkeit mehr Spiel vorhanden, als ursprünglich angenommen.

Abbildung 7.1 zeigt, was passieren kann, wenn das axiale Spiel zu groß ist und die Kupplung auseinandergedrückt wird.

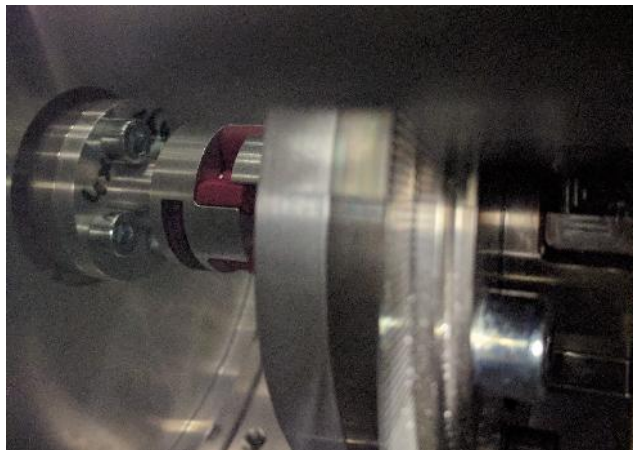


Abbildung 7.1.: Auseinandergedrückte Klauenkupplung

Um das Problem zu lösen, wurden links und rechts vom Sicherungsring jeweils zwei Scheiben mit  $d_i=14\text{ mm}$  /  $d_a=20\text{ mm}$  /  $b=1\text{ mm}$  eingelegt. Dadurch wurde verhindert, dass sich die Kupplung auseinander drückt. Abbildung 7.2 zeigt den Lösungsvorschlag.

## 7.1. Zusammenbau des Prüfstandes

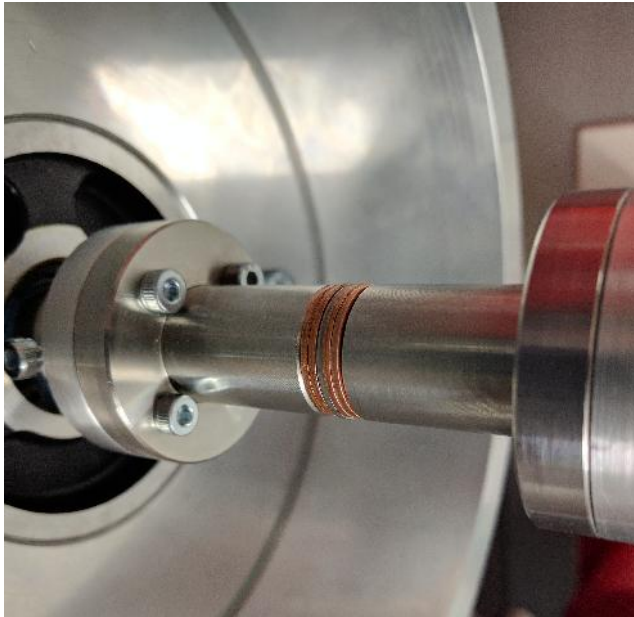


Abbildung 7.2.: Verbindung zwischen Antrieb und Pumpe

### Radial Wellendichtring

Die ausgewählte Übergangspassung  $k6/H7$  des Dichtrings hatte aufgrund der Fertigung etwas zu großes Spiel, weshalb der außenliegende Teil **CF6204\_out** eingeklebt werden musste. Da auf den Ring im Normalfall keine oder kaum<sup>2</sup> Kräfte wirken konnte ein Schraubensicherungslack zur Fixierung verwendet. Dies ermöglicht eine einfache Demontage des Außenrings.

Nicht nur der außenliegende, sondern auch der innenliegende Ring hatte großes Spiel. Im Gegensatz zum außenliegenden Ring, wirken hier jedoch die Trägheitskräfte beim Beschleunigen der Welle. Als Kleber für diese Verbindung kam ein Welle-Nabe Kleber vom Typ **Loctite 638** zum Einsatz.

---

<sup>2</sup>Es wirken die Kräfte, welche aufgrund der Schlepplströmung im Spalt entstehen.

## 7. Inbetriebnahme

### 7.2. Inbetriebnahme des Antriebs

Ursprünglich war geplant, den Motorumrichter mittels CAN(Open)-Schnittstelle in das MSR-System einzubinden. Da dies jedoch zuvor noch nie gemacht wurde und sehr viel Zeit und Kosten verursacht hätte, wurde entschieden, das Controller-Modul zu tauschen.

Das neue Controller-Modul wurde mit Profibus-Schnittstelle geordert, für dieses Feldbus-System gab es bereits fertige Steuerblöcke für das eingesetzte MSR-System.

Das Einstellen der Regler und erstmalige Initialisieren des Antriebs konnte Industriepartner-intern gelöst werden.

Bei der Inbetriebnahme mit dem Profibus-Modul wurden Probleme festgestellt, wenn als Betriebsmodus „Drehzahlregelung mit Rückführung“ gewählt wurde. Der Motor machte im Betrieb sehr laute Geräusche, die vermutlich durch fehlerhafte Kommutierung entstanden. Auf Nachfrage bei Siemens erhielt man die Antwort, dass der Geber<sup>3</sup> vermutlich fehlerhaft sei.

Die weitere Inbetriebnahme wurde im Modus Drehzahlregelung ohne Rückführung durchgeführt.

#### 7.2.1. Verkabelung

Das Motorkabel sowie das Kabel für das Feedback (Drive-Cliq) wurden mit dem Antriebssystem mit bestellt und konnten Motorseitig „Plug'n'Play“ eingesteckt werden.

Die Hochvolt-Verkabelung (3 Phasen 400 V / 16 A) wurde Industriepartner-intern gemacht.

---

<sup>3</sup>Drehzahlrückführung des Motors.



### 7.2.2. Wasserkühlung

Für den Konditionierkreislauf des Hydraulikprüfstands war bereits ein Wasserkreislauf vorhanden. Der Kühlkreislauf erreicht minimale Temperaturen von zirka 8°C und einen maximalen Druck von in etwa 6 bar. Beides stellt für den Motor kein Problem dar. Um dennoch den Durchfluss in gewissen Maßen einstellbar zu machen, wurde ein Drosselventil vorgeschaltet.

Eine explizite Entlüftung des Motors war laut Datenblatt nicht vorgeschrieben. Da sich die Anschlüsse für die Wasserkühlung im Hydraulikprüfstand auf einem höheren Niveau befinden, ist der Motor nicht die am höchsten gelegene Komponente im System.

Die Verschlauchung konnte Industriepartner-intern gemacht werden und stellte kein Problem dar.

### 7.2.3. Regelung einer vorgegebenen Drehzahl

Die Drehzahlregelung des Motors läuft prinzipiell im Controller-Modul. Es können Rampen mit maximaler positiver sowie negativer Beschleunigung eingestellt werden. Das MSR-System gibt lediglich die gewünschte Drehrichtung und Drehzahl vor.

Sollen flachere Rampen gefahren werden, so kann diese vom MSR-System vorgegeben werden. Jede vom MSR-System vorgegebene Soll-Drehzahl wird mit der im Motorcontroller eingestellten Rampe angefahren.

### 7.2.4. Inbetriebnahme der HBM T12 Drehmomentmesswelle

Die Befestigung der Drehmomentmesswelle ermöglicht eine exakte Positionierung des Stators. Vor der erstmaligen Inbetriebnahme wurde der Stator nach Augenmaß ausgerichtet.

Für den elektrischen Anschluss des Drehmomentaufnehmers wurden drei Kabel (Versorgung, Drehzahlmessung, Drehmomentmessung) benötigt. Für

## 7. Inbetriebnahme

das vom Industriepartner eingesetzte MSR-System gibt es vorgefertigte Software für die Ansteuerung der HBM T12 Drehmomentmesswelle.

Da die Drehmomentmesswelle auf Anrieb Daten lieferte, wurde die Ausrichtung des Stators beibehalten und die Schrauben mit Schraubensicherungslack eingeklebt.

### 7.3. Einbau des Pumpenprüfstandes

Der mechanische Einbau des Pumpenprüfstandes bereitete keine Probleme. Die zugeschnittenen ITEM-Profile passten alle an ihre vorgesehene Position, es mussten auch keine bereits verbauten Komponenten verrückt werden.

Der mechanische Einbau erfolgte mit Unterstützung der Mechanik-Abteilung des Industriepartners und nahm in etwa einen Arbeitstag in Anspruch.

Abbildung 7.3 zeigt die Prü fzelle mit eingebautem Pumpenprüfstand. Die Keilnabe für den Antrieb der Pumpe und der Radial-Wellendichtring sind noch nicht verbaut. Der RWDR wird erst nach Inbetriebnahme mit einer Pumpe eingeklebt.



Abbildung 7.3.: Platzbedarf des Flansches in der Prü fzelle

#### 7.4. Erstinbetriebnahme des gesamten Prüfstandes

Abbildung 7.4 zeigt die Rückseite und die Halterung des eingebauten Pumpenprüfstandes.



Abbildung 7.4.: Befestigung Pumpenprüfstand

#### 7.4. Erstinbetriebnahme des gesamten Prüfstandes

Vor der eigentlichen Inbetriebnahme des gesamten Prüfstandes, mussten die Hydraulikkomponenten verbaut und verrohrt werden. Des Weiteren

## 7. Inbetriebnahme

wurde zuvor die gesamte Elektroinstallation gemacht und die jeweiligen Komponenten verkabelt/angeschlossen.

### 7.4.1. Verrohrung

Die Verrohrung der Hydraulik erfolgte von Firma **Absenger-List** unter der Führung des Diplomanden. Das Material wurde von Firma **Steyr-Werner** bezogen, die auch das Konfektionieren der Schläuche übernahm.

Die Abbildungen 7.5 bis 7.7 zeigen den Hydraulikprüfstand mit Erweiterung zum Pumpenprüfstand mit final angeschlossener Hydraulik und Messtechnik.

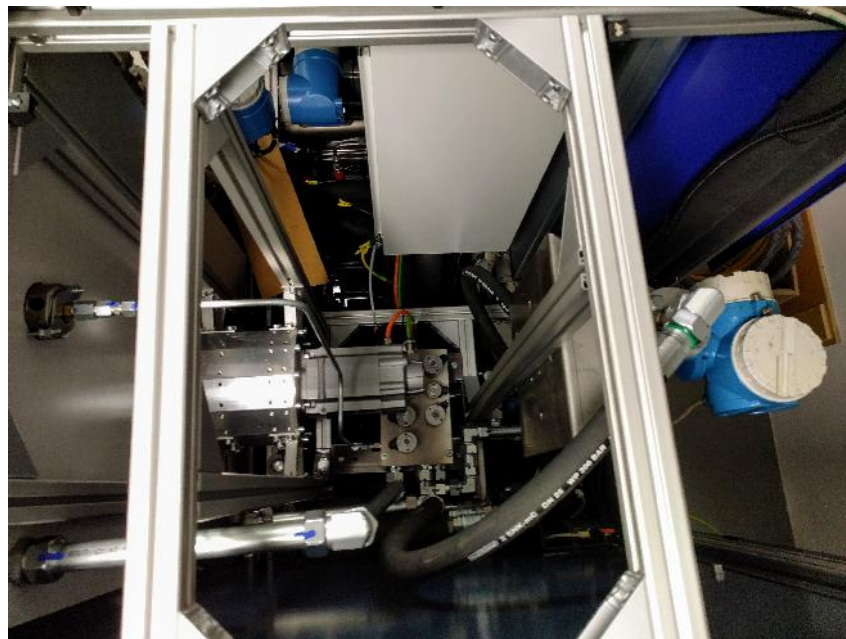


Abbildung 7.5.: Pumpenprüfstand eingebaut und verrohrt von oben

Gut zu erkennen auf Abbildung 7.6 der Durchflussmesser, angeschlossen mit Schläuchen. Dies ermöglicht es, den Typ (Messbereich) des Durch-

#### 7.4. Erstinbetriebnahme des gesamten Prüfstandes

flussmessgerätes an den zu erwartenden Durchfluss - abhängig von der jeweiligen Pumpe - anzupassen.



Abbildung 7.6.: Pumpenprüfstand eingebaut und verrohrt von hinten

An der Prüfzellenwand ist der Antrieb mit Gehäuse, darunter der Ventilblock zur Steuerung des Gegendruckes erkennbar. Im Becken der Prüfzelle befinden sich Saugfilter (links unten im Bild 7.7) sowie Diffusor. Die Anschlüsse für den Pumpenprüfstand sind deutlich von den Anschlüssen des ursprünglichen Hydraulikprüfstandes zu unterscheiden. Des Weiteren sind die angeschlossenen Temperaturfühler (grünes Kabel) sowie Drucksensoren an Pumpen Saug- und Druckseite zu sehen.

## 7. Inbetriebnahme

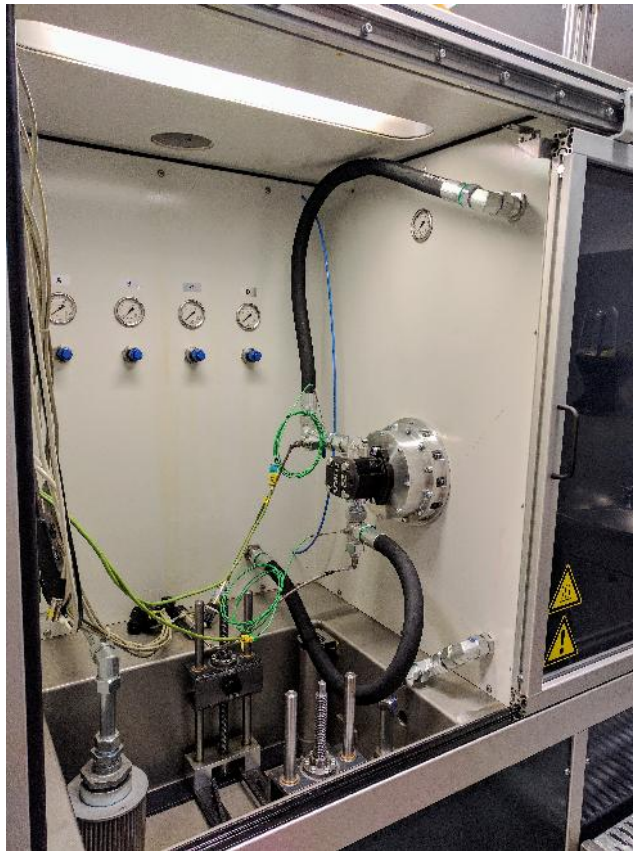


Abbildung 7.7.: Prüfwelle mit angeschlossenen Prüfling, bereit zur Inbetriebnahme

### 7.4.2. Elektroinstallation

Die zur Ansteuerung aller Komponenten notwendige Elektroinstallation wurde vom Industriepartner mit einer externen Firma durchgeführt. Der Elektroplan wurde nach Anweisung des Diplomanden erstellt.

Da der bereits vorhandene Schaltschrank zu klein war, um die Elektrokomponenten des Pumpenprüfstandes aufzunehmen, wurde ein weiterer Verteilerschrank, siehe Abbildung 7.8, montiert.

Der Verteilerschrank beherbergt neben dem Motorcontroller samt Leistungs-

#### 7.4. Erstinbetriebnahme des gesamten Prüfstandes



Abbildung 7.8.: Zusätzlicher Verteilerschrank für Erweiterung Pumpenprüfstand

teil auch die PWM-Module sowie die Verteilerklemmen und die Sicherungen.

##### 7.4.3. Ansteuerung einzelner Ventile mit Relais / PWM

Das Ansteuern der 2/2-Wege-Ventile und des Kugelhahnes erfolgt mittels Relais, es waren keine weiteren Inbetriebnahme-Schritte notwendig.

Anfangs machten sowohl die Endschalter als auch die Richtungsumkehr des Kugelhahnes Probleme. Die aufgetretenen Schwierigkeiten ließen sich mit einer Umverkabelung des Kugelhahnes lösen.

Die Elektroproportionalventile werden mittels Stromverstärker-Modulen angesteuert. Diese Module sind dafür konzipiert einen Bereich von 0 bis 2000 mA abzudecken. Um die Auflösung der Ansteuerung zu erhöhen, werden diese Module mittels Präzisionspotentiometer auf den gewünschten

## 7. Inbetriebnahme

Strombereich eingestellt, sodass bei maximaler Ansteuerung der Maximalstrom des jeweiligen Ventils fließt.

Die Inbetriebnahme beziehungsweise die Einstellung der PWM-Module erfolgte nach der Anleitung im Datenblatt.

### 7.5. Vermessung einzelner Punkte oder Zusammenspiel Mechanik, Hydraulik und Messtechnik

Als letzter Punkt der Inbetriebnahme galt es, einige Punkte der Inbetriebnahme-Pumpe zu erfassen. Dazu musste das Zusammenspiel aus Antrieb, Hydraulik, Elektrik und manuellem Prüfprogramm gewährleistet sein.

#### 7.5.1. Erstmaliges Ansaugen mit der Pumpe

Bei der Inbetriebnahme des Prüfstandes mit der Marzocchi-Pumpe wurde auf ein Vorfüllen der Saugleitungen verzichtet. Die Pumpe wurde vor Auslieferung getestet und war somit nicht gänzlich trocken.

Die Ventile wurden so eingestellt, dass sie zu zirka 50% geöffnet waren.

Beim ersten Ansaugen wurde die Drehzahl langsam auf 250 upm gesteigert und gehalten. Bereits nach weniger als einer Minute zeigten die Temperaturmesser die Temperatur des vorgewärmten Hydraulikfluids (40°C) an, was bedeutete, dass die Saugleitung gänzlich befüllt wurde.

Durch die nun gegebene Schmierung der Pumpe konnte die Drehzahl weiter gesteigert werden. Nach Herausdrücken der Luft aus der Druckseite steig der Druck an der Druckseite an, was sowohl am Anzeigefenster des MSR-Systems als auch am Manometer beobachtet werden konnte.



### 7.5.2. Einstellen eines Betriebspunktes

Einige Betriebspunkte wurden manuell angefahren und alle relevanten Daten wurden in Tabelle 7.1 festgehalten. Da die Abtastrate des MSR-Systems sehr hoch eingestellt war und noch keine Filterung des Signals für die Anzeige aktiviert war, konnte eine Temperaturerhöhung durch die eingebrachte Energie zwischen Saug- und Druckseite visuell nicht erfasst werden.

Bei Inbetriebnahme aufgezeichnete Messdaten								
Nr.	n in upm	T in Nm	Q in lpm	p <sub>S</sub> in kPa	p <sub>D</sub> in kPa	P <sub>m</sub> in W	P <sub>h</sub> in W	η in %
1	600	1,75	7,44	-3,38	643	110	80,2	72,9
2	600	3,2	7,28	-3,34	1222	201,1	148,7	73,9
3	600	4,45	7,13	-3,3	1749	279,6	208,3	74,5
4	1200	1,65	15,1	-5,25	542	207,3	137,7	66,4
5	1200	3,3	14,92	-5,17	1239	414,7	309,4	74,6
6	1200	4,65	14,79	-5,10	1827	584,3	451,6	77,3

Tabelle 7.1.: Bei Inbetriebnahme aufgezeichnete Messdaten

Bei obigen Tests herrschte eine Ölbadtemperatur  $t_{\text{Fluid}}$  von zirka 40°C und die vom Durchflussmessgerät gemessene Dichte betrug zwischen 805 und 810 kg/m<sup>3</sup>.

## 7.6. Conclusio

Die bei der Inbetriebnahme des Pumpenprüfstandes aufgetretenen Schwierigkeiten konnten alle behoben werden. Die Messergebnisse und daraus berechneten Wirkungsgrade der Pumpe sind plausibel und im Bereich dessen, was zu erwarten war.

Der Prüfstand wurde soweit in Betrieb genommen, dass weitere Pumpen vermessen werden können.

<sup>4</sup>Laut Datenblatt beträgt die Dichte typisch 823 kg/m<sup>3</sup> bei 15°C.

## 7. Inbetriebnahme

Der Ablauf für ein automatisches Mess- und Prüfprogramm ist in Kapitel 4 ab Seite 17 beschrieben und kann und sollte zur (teil-)automatisierten Vermessung implementiert werden.

### 7.6.1. Erreichte Ziele des Lastenheftes

Die ursprünglichen Ziele und Anforderungen an den Pumpenprüfstand (siehe Seite 30) konnten nicht alle erreicht werden. Durch den Zukauf eines Antriebssystems und die Verwendung eines separaten Adapters für jede Pumpe mussten entsprechend hohe Ausgaben getätigt werden. Des Weiteren wird für jede zu vermessende Pumpe ein weiterer Adapter benötigt, wodurch die Kosten für die Vermessung einer Pumpe, zum Beispiel im Auftrag eines Kunden, dementsprechend hoch ausfallen.

Oben angeführte Punkte werden durch die erweiterten Ziele und Anforderungen (siehe Seite 58) des Lastenhefts abgedeckt, da man bei der ausgewählten Variante von Anfang an mit höheren Kosten rechnete.

Die Anforderungen des neuen Lastenheftes konnten alle erfüllt werden, jedoch wurde die Möglichkeit, den Pumpenprüfstand mobil betreiben zu können, seitens des Industriepartners zugunsten der fixen Montage im Hydraulikprüfstand verworfen.

# Literatur

- Duk (2005a). *Außenzahnradpumpe*. URL: [https://de.wikipedia.org/wiki/Zahnradpumpe#/media/File:Gear\\_pump.png](https://de.wikipedia.org/wiki/Zahnradpumpe#/media/File:Gear_pump.png) (siehe S. 4).
- Duk (2005b). *Innenzahnradpumpe*. URL: [https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/f/f6/Gear\\_pump\\_3.png](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/f/f6/Gear_pump_3.png) (siehe S. 5).
- Duk (2005c). *Zahnringpumpe*. URL: [https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/7/78/Gear\\_pump\\_2.png](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/7/78/Gear_pump_2.png) (siehe S. 6).
- Hydraforce (2016). *Datenblatt TS12-26*. URL: <http://hydraforce.com/Proport/Prop-pdf/2-854-1.pdf> (siehe S. 107).
- hydraulikschlauch24.de (2016). *Entsperrbares Rückschlagventil*. URL: [https://www.hydraulikschlauch24.de/images/product\\_images/popup\\_images/Rueckschlagventil-entsperrbar-12l-min-350bar-1411-1.jpg](https://www.hydraulikschlauch24.de/images/product_images/popup_images/Rueckschlagventil-entsperrbar-12l-min-350bar-1411-1.jpg) (siehe S. 106).
- Ivantysyn, Jaroslav und Monika Ivantysynova (1993). *Hydrostatische Pumpen und Motoren: Konstruktion und Berechnung*. Vogel Business Media. 514 S. ISBN: 3-8023-0497-7. URL: [http://www.ebook.de/de/product/1345944/jaroslav\\_ivantysyn\\_monika\\_ivantysynova\\_hydrostatische\\_pumpen\\_und\\_motoren.html](http://www.ebook.de/de/product/1345944/jaroslav_ivantysyn_monika_ivantysynova_hydrostatische_pumpen_und_motoren.html) (siehe S. 3, 17).
- MechaniXclub (2012). *Pendelschieber-Ölpumpe*. URL: [http://www.mechanixclub.ch/uploads/pics/04\\_2012\\_DE.pdf](http://www.mechanixclub.ch/uploads/pics/04_2012_DE.pdf) (siehe S. 8).
- Neugart (2016). *Planetengetriebe Typ PLN*. URL: [https://www.neugart.com/fileadmin/\\_processed\\_/4/6/csm\\_PLN\\_04\\_e8a946cd89.jpg](https://www.neugart.com/fileadmin/_processed_/4/6/csm_PLN_04_e8a946cd89.jpg) (siehe S. 61).
- Persici, Danilo (2013). *It's always the quiet ones*. URL: <http://www.marzocchipompe.com/sites/default/files/Industriale%20%20IVT%20Int%20March%202013.pdf> (siehe S. 14).
- Pumsleitner und Moerth (2014). *Benchmarkreport VW DQ500*. Techn. Ber. AVL List GmbH (siehe S. 10).
- SAE, Hrsg. (2015). *J2311* (siehe S. 17, 21, 22, 26, 27).

## Literatur

- Siemens (2010). *Projektierungshandbuch Synchronmotoren 1FT7*. URL: [https://cache.industry.siemens.com/dl/files/893/29311893/att\\_62929/v1/1FT7\\_de-DE.pdf](https://cache.industry.siemens.com/dl/files/893/29311893/att_62929/v1/1FT7_de-DE.pdf) (siehe S. 69).
- TAXman (2010). *Flügelzellenpumpe*. URL: [https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/2/2d/Rotary\\_vane\\_pump.svg/2000px-Rotary\\_vane\\_pump.svg.png](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/2/2d/Rotary_vane_pump.svg/2000px-Rotary_vane_pump.svg.png) (siehe S. 7).
- Vetter, Gerhard (2006). *Rotierende Verdrängerpumpen für die Prozesstechnik*. Vulkan Verlag. 328 S. ISBN: 978-3-8027-2173-1. URL: [http://www.ebook.de/de/product/5345409/gerhard\\_vetter\\_rotierende\\_verdraengerpumpen\\_fuer\\_die\\_prozesstechnik.html](http://www.ebook.de/de/product/5345409/gerhard_vetter_rotierende_verdraengerpumpen_fuer_die_prozesstechnik.html) (siehe S. 3).

# Anhang



# Anhang A.

## Stückliste Iteration I

### A.1. Zukaufbauteile / Normteile

- Antriebsmotor: Siemens 1LA7131-2AA60
- Frequenzumrichter: VACON 15CXS4G2I1
- Riemenscheibe (2x): Keilriemenscheibe aus GG für Taper-Spannbuchse 1610 Profil SPZ und 10 2-rillig Nenndurchmesser 100mm
- Riemenscheibe: Keilriemenscheibe aus GG für Taper-Spannbuchse 2012 Profil SPZ und 10 2-rillig Nenndurchmesser 224mm
- Taperbuchse: Taper-Spannbuchse 1610 Bohrung 25mm
- Taperbuchse: Taper-Spannbuchse 2012 Bohrung 38mm
- Keilriemen (2x): Hochleistungs-Keilriemen XPZ 1362 Lw gezahnt - AV 9,5x1375 La
- Lager (2x): 61908-2Z
- Lager: 61907-2Z
- Lager: 6206-2Z
- Keilwelle: Keilwelle ähnlich DIN 14 Profil KW 11X14 x 1000mm lang Edelstahl 1.4301 (bearbeitet)
- Keilnabe (2x): Keilnabe mit Flansch DIN 14 KN 11X14 Länge 35mm Edelstahl 1.4305
- Labyrinthdichtung: GMN CF 6204
- Drehmomentaufnehmer: HBM K-T12-S100Q-G-H-DF1-C-A-N-Y-U
- Wellensicherungsring (2x): DIN 741 Typ A-14
- Wellensicherungsring: DIN 6799 Typ RA 10,0
- Wellensicherungsring (2x): DIN 741 Typ A-40

## Anhang A. Stückliste Iteration I

- Sicherungsring für Bohrung: DIN 742 Typ J-62
- diverses Kleinmaterial wie Schrauben, (Schweiß-)Muttern, Passstifte, usw.

### A.2. Zu fertigende Bauteile

- Schweißrahmen  
Der geschweißte Rahmen besteht aus folgenden Laser- oder Wasserstrahl geschnittenen Stahlplatten
  - Stützplatte 4 Stück
  - Messwellenhalterung 2 Stück
  - Lagerabstützer 2 Stück
  - Lagerrohr 1 Stück
  - Versteifungsrippe 4 Stück
  - Lagerung Spanner 1 Stück
- Riemenspanner
  - Halter Spannrolle 1 Stück
  - Welle Spannrolle 1 Stück
- Pumpenhalterung
  - Profil X1 (Blech) 4 Stück
  - Profil X2 (Vierkantrohr) 4 Stück
  - Profil X5 (Vierkantrohr) 2 Stück
  - Profil X6 (Vierkantrohr) 2 Stück
  - Profil X7 (Knotenblech) 4 Stück
  - Profil X8 (Knotenblech) 16 Stück
- Befestigung im Hydraulikprüfstand
  - Profil X8 15 Stück
  - L-Profil 40x40 1 Stück
  - L-Profil 50x50 1 Stück
  - L-Profil 40x40 1 Stück
  - L-Profil 40x43 1 Stück
  - ITEM-Profile, Einbau erfolgt vor Ort



## A.2. Zu fertigende Bauteile

- Riementrieb Abtriebswelle 1 Stück
- Hülse für Abtriebswelle 1 Stück
- Adapter Kupplung Keilwelle 1 Stück
- Dichtdeckel 1 Stück



# Anhang B.

## Stückliste Iteration II

### B.1. Zukaufbauteile / Normteile

- Antriebsmotor: Siemens 1FT7064-5WK70-1DK1
- Servoregler / Ansteuerung Motor
  - Netzdrossel: 6SL3203-0CE23-8AA0
  - Control Unit CU 320-2 DP mit Profibus: 6SL3040-1MA00-0AA0
  - Compact Flash Karte mit Lizenz und Performance Erweiterung: 6SL3054-0EH01-1BA0
  - Control Unit Adapter CUA31: 6SL3040-0PA00-0AA1
  - Bedienteil: 6SL3055-0AA00-4BA0
  - Leistungsteil 39 A Spitze: 6SL3210-1PE22-7AL0
  - Signalleitung Drive-Cliq: 6FX2002-1DC00-1AB0
  - Motorkabel: 6FX5002-5CG52-1BA0
  - Geberkabel: 6FX5002-2DC10-1BA0
- Ringspannelement: RLK350 D24xD47
- Elastomerklauenkupplung: EKL 10 / A / 16 / 16 1 Stück (für Kuppelungsumbau)
- Keilwelle: Keilwelle ähnlich DIN 14 Profil KW 11X14 x 1000mm lang Edelstahl 1.4301 (bearbeitet)
- Keilnabe: Keilnabe mit Flansch DIN 14 KN 11x14 Länge 35mm Edelstahl 1.4301 (bearbeitet)
- Drehmomentaufnehmer: HBM K-T12-S100Q-G-H-DF1-C-A-N-N-U
- Wellensicherungsring: DIN 6799 Typ RA 10,0

## Anhang B. Stückliste Iteration II

- Profile für den Einbau
  - Profil 8 40x40, Länge 940 mm 1 Stück
  - Profil 8 40x40 E, Länge 575 mm 2 Stück + 2 Stück für Hydraulikkomponenten
  - Profil 8 40x40 E, Länge 1104 mm 4 Stück + 1 Stück für Hydraulikkomponenten

## B.2. Zu fertigende Bauteile

- Gehäuse
  - PPSK\_0000\_003\_Vo\_Rohrverbinder 1 Stück
  - PPSK\_0000\_002\_Vo\_Motorflansch 1 Stück
- PPSK\_0000\_001\_Vo\_Drehmomentnabe
- PPSK\_0001\_000\_Vo\_MW\_Halterung - Halterung für Stator Messwelle
  - PPSK\_0001\_001\_Vo\_Plaettchen\_groß 2 Stück
  - PPSK\_0001\_002\_Vo\_Plaettchen\_klein 2 Stück
  - PPSK\_0001\_003\_Vo\_Profil\_I 2 Stück
  - PPSK\_0001\_004\_Vo\_Profil\_II 2 Stück
  - mirror\_PPSK\_0002\_003\_Vo\_Profil\_I 2 Stück
- PPSK\_0008\_000\_Vo\_Halterung - Halterung des Prüfstandes
  - PPSK\_0008\_001\_Vo\_Plaettchen\_groß 2 Stück
  - PPSK\_0008\_002\_Vo\_Plaettchen\_klein 2 Stück
  - PPSK\_0008\_003\_Vo\_Profil\_I 8 Stück
  - PPSK\_0008\_004\_Vo\_Plaettchen\_Profil 4 Stück
- PPSK\_0003\_000\_Vo\_Erweiterung\_Var4
  - PPSK\_0003\_001\_Vo\_Dichtdeckel 1 Stück
  - PPSK\_0003\_002\_Vo\_Flansch2 1 Stück
  - CF6204\_in 1 Stück - adaptierter Dichtring innen
  - CF6204\_out 1 Stück - adaptierter Dichtring außen
  - DIN14-KN\_11x14-Edelstahl\_Gebohrt 1 Stück - bearbeitete Keilwellennabe
- PPSK\_0009\_000\_Vo\_Kupplungsumbau

## B.2. Zu fertigende Bauteile

- PPSK\_0009\_001\_Vo\_Messeite 1 Stück
  - PPSK\_0009\_002\_Vo\_Motorseite 1 Stück
- PPSK\_0000\_001\_Vo\_Drehmomentnabe 1 Stück
- PPSK\_0007\_001\_Vo\_Zentrierhilfe 1 Stück
- PPSK\_0004\_000\_Vo\_Marzocchi\_ELI2A - Erweiterung für Pumpe Marzocchi
  - PPSK\_0004\_001\_Vo\_Adapter 1 Stück
  - PPSK\_0004\_002\_Vo\_Adapter 1 Stück
  - PPSK\_0004\_003\_Vo\_WelleNabe 1 Stück
- PPSK\_0005\_000\_Vo\_DQ380 - Erweiterung für Pumpe DQ380
  - PPSK\_0005\_001\_Vo\_Adapter\_DQ380\_1 1 Stück
  - PPSK\_0005\_002\_Vo\_Adapter\_DQ380\_2 1 Stück
  - PPSK\_0005\_003\_Vo\_Nabe\_DQ380 1 Stück
- PPSK\_0006\_000\_Vo\_ZF8HP - Erweiterung für Pumpe ZF8HP
  - PPSK\_0006\_001\_Vo\_Adapter\_ZF8HP\_1 1 Stück
  - PPSK\_0006\_002\_Vo\_Adapter\_ZF8HP\_2 1 Stück
  - PPSK\_0006\_003\_Vo\_WNBolzen 4 Stück
  - PPSK\_0006\_003\_Vo\_Nabe\_ZF8HP 1 Stück
- Keilwelle gekürzt und mit Einstichen für Sicherungsring vom Typ RA 10,0



## Anhang C.

# Digitalisierung der Kennlinien der Hydraulikventile

### C.1. Kennlinie SF20-23

<b>Signifikante Punkte SF20-23</b>	
Durchfluss Q in lpm	Druck p in bar
0	0,7
38	0,7
76	0,80
114	0,89
151	1,37
189	2,02
227	2,92
265	3,94
303	5,07

Tabelle C.1.: Signifikante Punkte SF20-23

## C.2. Kennlinie SV16-21

<b>Signifikante Punkte SV16-21</b>	
Durchfluss Q in lpm	Druck p in bar
0	0
37,9	0,90
75,8	2,96
113,6	6,41
141,5	10,3

Tabelle C.2.: Signifikante Punkte SV16-21

## C.3. Kennlinie SP08-20

<b>Signifikante Punkte SP08-20</b>	
Durchfluss Q in lpm	Druck p in bar
0	0
11,4	5,85
27,7	26,7
34,1	64,48
45,2	118,38

Tabelle C.3.: Signifikante Punkte SP08-20



## C.4. Kennlinie SP12-20

<b>Signifikante Punkte SP12-20</b>	
Durchfluss Q in lpm	Druck p in bar
0	0
34,1	3,96
68,1	9,01
102,2	20,92
136,3	59,41
170,3	195,02

Tabelle C.4.: Signifikate Punkte SP12-20

## C.5. Kennlinie SP16-20

<b>Signifikante Punkte SP16-20</b>	
Durchfluss Q in lpm	Druck p in bar
0	0
38	1,7
76	6,53
113	13,28
151	23,12
189	36,43
227	52,98

Tabelle C.5.: Signifikate Punkte SP16-20