



Technische Universität Graz

Dekanat für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften
am Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik
in Kooperation mit der Firma VDS Getriebe GmbH

Optimierung der hydraulischen Versorgung für Stufenlosgetriebe mit hydraulischem Variatorbetrieb

Vorgelegt zur Erlangung des
akademischen Grades

Diplom-Ingenieur (Dipl.-Ing.)

der Studienrichtung Ingenieurwissenschaften
mit Schwerpunkt Management und Soziale Kompetenzen



Mai 2017

Betreuung der Arbeit durch
Dipl.-Ing. Heinz Aitzetmüller

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all denjenigen bedanken, die mich während der Anfertigung dieser Masterarbeit unterstützt und motiviert haben. Auch an all jene, die ich hier nicht schriftlich erwähnen kann, Danke!

Zuerst gebührt mein Dank Herrn Dipl.-Ing. Heinz Aitzetmüller, der mir diese Masterarbeit als Geschäftsführer des Unternehmens VDS Getriebe GmbH ermöglichte. Überdies spreche ich dem gesamten VDS-Team meinen Dank aus, da ich stets unterstützt wurde, wenn ich Hilfe benötigte.

Ein besonderer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. (FH) Wilfried Mayr, der mir als Mentor jederzeit zur Verfügung stand. Seine jahrelange Erfahrung im Versuch brachten hilfreiche Anregungen hervor, gepaart mit seiner konstruktiven Art Kritik auszusprechen war dies sehr wertvoll bei der Erstellung dieser Arbeit.

Auch möchte ich mich bei der praktischen Abteilung der Firma VDS, die mit Interesse, Hilfsbereitschaft und Ideen maßgeblich dazu beigetragen hat, dass diese Masterarbeit in dieser Form vorliegt, bedanken.

Abschließend möchte ich meiner universitären Betreuung Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hannes Hick für die damals rasche Zusage zu dieser Masterarbeit und das Vertrauen in mein selbstständiges Arbeiten Dankbarkeit aussprechen.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre eidesstattlich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die angegebenen Quellen nicht benutzt und die den benutzten Quellen entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

Die Arbeit wurde bisher in gleicher oder ähnlicher Form keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt und auch nicht veröffentlicht.

.....

David Rosenauer

Wolfers, März 2017

Kurzfassung

Im Rahmen der vorliegenden Masterarbeit steht die Optimierung der hydraulischen Versorgung für leistungsverzweigte Stufenlosgetriebe. Als Basis dient das bestehende Getriebekonzept VTP 450 der Firma VDS Getriebe GmbH mit einer hydraulischen Leistungsverzweigung. Diese Getriebetechnologie wird im Speziellen in Fahrzeugen der Landwirtschaft, im Kommunalbereich und für Baufahrzeuge eingesetzt. Sie vereint unterbrechungsfreie Zugkraftübertragung und hohe Wirkungsgrade bei großer Getriebespreizung.

Zu Beginn werden die Arbeitsweise von Stufenlosgetrieben behandelt und Begrifflichkeiten, wie Leistungsverzweigung, Blindleistung und Wirkleistung, anhand des bestehenden Getriebekonzepts erklärt. Darauf folgend wird die Aufgabenstellung und Zielsetzung erläutert. Die Schwierigkeit in der Optimierung des hydraulischen Systems besteht in der Anordnung der benötigten Pumpen. Dafür werden verschiedene Lösungsvarianten entwickelt, welche nach dem Kriterium der Machbarkeit genauer besprochen werden. Das Ersetzen der Absaugpumpe durch einen Betrieb mit Überdruck in bestimmten Getriebebereichen, welcher dennoch einen Ölfluss garantiert, stellt eine unerprobte Neuentwicklung dar, welche im Zuge dieser Arbeit untersucht wurde. Der Überdruck wurde dabei mit verschiedenen externen Luftdruckquellen erzeugt. Eine Rückfalllösung wurde parallel erarbeitet und steht bei Gebrauch bereit. Nachdem Sammeln von Erfahrung mit den sich einstellenden Parametern in mehreren Versuchsreihen auf dem Prüfstand, konnte eine ausführbare Variante gefunden werden. Die Randbedingungen für eine Konzeptionierung waren offen gelegt und bereit für eine Umsetzung im Detail. Zu diesem Schritt ist es jedoch nicht gekommen.

Im Rahmen der Arbeit wurde ein völlig neuer Lösungsansatz erarbeitet. Das Konzept verfolgte die Idee mit bereits vorhandenem Medium die Förderung des Öls zu bewerkstelligen. Dieses vorhandene Medium ist das Öl selbst, jedoch mit erhöhtem Druck. Dies ist unter Verwendung einer sogenannten Strahlpumpe bzw. Saugstrahlpumpe möglich. Nach dieser Kursänderung wurde zuerst eine kurze rechnerische Plausibilitätsprüfung durchgeführt. Unter den getroffenen Annahmen wurde ein umsetzbares Ergebnis erzielt, welches in Versuchen am Prüfstand bestätigt wurde. Erfahrungen aus den vorangegangenen Versuchsreihen, der Betrieb mit einer externen Luftdruckquelle, konnten genutzt werden und halfen bei der Optimierung. Einige Versionen der selbstgebauten Strahlpumpe später wurde ein Versuch im Feld angesetzt. Der Einbau in das firmeninterne Testfahrzeug Land Rover Defender wurde vollzogen und mit ihm eine realistische Umgebung für Versuchsmöglichkeiten geschaffen. Nach mehreren Testfahrten in verschiedenem Terrain und weiterer Adaptierung konnte abschließend eine stabil laufende Anwendung hinterlassen werden.

Abstract

The aim of this master's thesis is the improvement of the hydraulic system in Continuously Variable Transmission with power split system. The starting basis is the existing hydraulically controlled power-split transmission VTP 450 (Variable Twin Planet) engineered by VDS (Variable Drive Systems) Getriebe GmbH in Austria. A hydraulic controlled CVT is state of the art technology for a wide range of agric tractors and communal vehicles on the market. The useful characteristics are acceleration without traction force interruption, a high degree of efficiency within a wide spread gear transmission ratio. This system is also suitable for off-road applications.

First the functionality and structure of the power-split transmission by example of the VTP 450 were analyzed and terms like power-split, active and reactive power were discussed. Job and milestone definition follows. The difficulty in the optimization of the hydraulic system is the arrangement of the required pumps. Therefore various solutions are developed, which are discussed in detail according to their feasibility. The replacement of the suction pump by an defined air overpressure in the housing of transmission to push the hydraulic oil in the oil tank, is a new development. This development is the main field of work in this master's thesis. In doing so the Pressure was generated with a variety of external air pressure sources. A backup solution had been developed in parallel and was ready for use in case of failure. Experiences were gained on the test bench with the given parameters in several trials. After that an executable variant could be found and was ready for implementation in detail but this should not happen.

Within this master's thesis a completely new approach was developed. The idea was about to use the oil to pump oil. This is possible by using a so-called jet pump. An oil stream with increased pressure impels the oil that need to be pumped. Before this idea could get practicable a short computational check was made. Among the assumptions were made the result turned out to be feasible. This was confirmed in trials on the test bench. Experiences made in previous series could be used and helped to optimize. After version by version of self-built jet pumps, the decision was made to hit reality. The last version made of the jet pump got integrated into the company-internal test vehicle Land Rover Defender. That opened up a test field of realistic environment.

After several test runs in different terrain and further adaptation, a stable running application could finally be found.

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung	10
2 Bestehendes Getriebekonzept VTP 450^{[1],[2]}	11
2.1 Fahrbereiche	12
2.1.1 Hydrostatischer Fahrbereich H	13
2.1.2 Fahrbereich FB1	14
2.1.3 Fahrbereich FB2	17
2.2 Testfahrzeug	20
3 Aufgabenstellung und Zielsetzung	21
3.1 Variante II	22
3.2 Variante III	22
4 Entwurfskonstruktion	23
4.1 Hydraulikschema	26
4.2 Schmierhaushalt	27
4.3 Pumpen	28
4.3.1 Außenzahnradpumpen der Baureihe N von Bosch Rexroth AG	28
4.3.2 Gerotorpumpe	30
5 Das Funktionsprinzip	36
5.1 Parameter	38
6 Aufbau Versuchsprogramm 1.0	38
7 Messungen Versuchsprogramm 1.0	43
8 Aufbau Versuchsprogramm 2.0	46
9 Messungen Versuchsprogramm 2.0	53
9.1 Prüfplan	58
9.2 Messung #08	61
10 Schlussfolgerung Betrieb mit externer Luftdruckquelle	65
11 Neuausrichtung im Lösungsansatz	66
11.1 Plausibilitätsprüfung	67
11.2 Strahlpumpe 1.0	71
11.3 Strahlpumpe 2.0	78

12 Anwendung am Testfahrzeug Land Rover Defender.....	80
12.1 Einbau Strahlpumpe 2.0	80
12.2 Messung in der Konfiguration Testfahrzeug.....	81
12.3 Geländeerprobung	83
12.4 Überland- und Bergfahrten	86
13 Zusammenfassung	88
14 Quellenverzeichnis	90
15 Anhang	92

Abbildungsverzeichnis

ABBILDUNG 1: SCHNITTMODELL VTP 450 MODUL	11
ABBILDUNG 2: GETRIEBESCHEMA VTP 450 MIT KOMPONENTEN ^[2]	12
ABBILDUNG 3: DOPPELPLANETENSATZ ^[2]	13
ABBILDUNG 4: LEISTUNGSFLUSS HYDROSTATISCHER FAHRBEREICH H ^[2]	14
ABBILDUNG 5: LEISTUNGSFLUSS FAHRBEREICH FB1 LEISTUNGSVERZWEIGUNG BLINDLEISTUNG ^[2]	15
ABBILDUNG 6: LEISTUNGSFLUSS FAHRBEREICH FB1 LEISTUNGSVERZWEIGUNG WIRKLEISTUNG ^[2]	17
ABBILDUNG 7: DREHZAHLEN DER GETRIEBEKOMPONENTEN IN ABHÄNGIGKEIT DER FAHRGESCHWINDIGKEIT ^[1]	19
ABBILDUNG 8: GETRIEBEWIRKUNGSGRAD IN ABHÄNGIGKEIT DER FAHRGESCHWINDIGKEIT ^[1]	19
ABBILDUNG 9: TESTFAHRZEUG LAND ROVER DEFENDER MIT EINGEBAUTEM VTP 450 MODUL ^[1]	20
ABBILDUNG 10: GESTRECKTE/AUFGELOSTE BAUWEISE VTP 450	23
ABBILDUNG 11: SCHEMATISCHE DARSTELLUNG KOMPAKTBAUWEISE ^[1]	24
ABBILDUNG 12: 3D ANSICHT KOMPAKTGETRIEBE A40CT45 ^[3A]	24
ABBILDUNG 13: HYDRAULIKSCHEMA VTP 450 VEREINFACHT ^[1]	26
ABBILDUNG 14: DATENBLATT EINSPEISE- UND AUSSPÜLMENGEN KOMPAKTEINHEIT A40CT45 ^[3B]	27
ABBILDUNG 15: BILD AUßENZAHNRADPUMPEN AZPU-BAUREIHE U ^[3C]	28
ABBILDUNG 16: EINBAUSITUATION AZPFF PUMPE	29
ABBILDUNG 17: FUNKTIONSPRINZIP GEROTOR ^[4A]	30
ABBILDUNG 18: NICHOLS PORTLAND GEOMETRIE ABSAUG- UND ANSAUGÖFFNUNG ^[4C]	32
ABBILDUNG 19: EINBAUSITUATION GEROTORPUMPE SINGEL	33
ABBILDUNG 20: EINBAUSITUATION GEROTORPUMPEN TANDEM	34
ABBILDUNG 21: FUNKTIONSPRINZIP ÖLKREISLAUF	36
ABBILDUNG 22: UMBAU ALLRADABTRIEB AUF EINFACHEN ABTRIEB	38
ABBILDUNG 23: PRÜFSTANDAUFBAU 1.0 ANSICHT SEITLICH	39
ABBILDUNG 24: HYDRAULIKTANK LAND ROVER DEFENDER	39
ABBILDUNG 25: PRÜFSTANDAUFBAU 1.0 ANSICHT ABTRIEB	40
ABBILDUNG 26: GETRIEBESTEUERGERÄT UND MESSDATENERFASSUNG	41
ABBILDUNG 27: MESSAUFBAU PRÜFSTANDAUFBAU 1.0	42
ABBILDUNG 28: FÜLLSTANDANZEIGE GETRIEBE UND HYDRAULIKTANK	43
ABBILDUNG 29: ERSTE MESSUNG MIT 2060 MIN ⁻¹ KONSTANTEN FREILAUF	44
ABBILDUNG 30: UMBAU SICHTBEREICHE	47
ABBILDUNG 31: VERGRÖßERTE ABLASSBOHRUNG	48
ABBILDUNG 32: NEUE VERROHRUNG	48
ABBILDUNG 33: HYDRAULIKTANK MIT VERGRÖßERTEM EINLASS	49
ABBILDUNG 34: HYDRAULIKTANK MIT NEUEM INNENLEBEN UND WARTUNGSÖFFNUNG	50
ABBILDUNG 35: STEIGROHR MIT VERBAUTEM ULTRASCHALLSENSOR	51
ABBILDUNG 36: DRUCKSENSOREN UND PNEUMATIK	52
ABBILDUNG 37: MESSUNG MIT EXTERNER LUFTDRUCKQUELLE	54
ABBILDUNG 38: GEFÜLLTER SUMPF IM STILLSTAND UND BETRIEB	55
ABBILDUNG 39: LUFTAUSGASUNG IM VERBINDUNGSSCHLAUCH	56
ABBILDUNG 40: LUFTAUSGASUNG IM HYDRAULIKTANK	56
ABBILDUNG 41: LUFTDRUCKQUELLEN	57
ABBILDUNG 42: ÜBERSETZUNGSVERHÄLTNISSE UND FAHRBEREICHE	58
ABBILDUNG 43: VERSUCHSLAUF MIT TROCKENEIS	61
ABBILDUNG 44: TROCKENEIS AN DER ABLASSVERROHRUNG	62
ABBILDUNG 45: TROCKENEIS AM VTP 450 MODUL UND HYDRAULIKTANK	62
ABBILDUNG 46: MESSUNG #08 VOM 25.01.17 GEHÄUSEDRUCK, SUMPF, ÖLTEMPERATUR	63
ABBILDUNG 47: MESSUNG #08 DREHZAHLEN UND ÜBERSETZUNGEN	64
ABBILDUNG 48: WASSERSTRAHLPUMPE FÜR WASSERFÖRDERUNG ^[6A]	66

ABBILDUNG 49: AUSSCHNITT ABFLUSSVERROHRUNG	67
ABBILDUNG 50: GESAMTWIRKUNGSGRAD STRAHLPUMPEN ^[6b]	68
ABBILDUNG 51: MODELL STRAHLPUMPE	69
ABBILDUNG 52: STRAHLPUMPE VERSION 1.0	71
ABBILDUNG 53: BESTANDTEILE STRAHLPUMPE 1.0	72
ABBILDUNG 54: STRAHLPUMPE 1.0 AM PRÜFSTAND	73
ABBILDUNG 55: MENGENMESSGERÄT	73
ABBILDUNG 56: STRAHLPUMPE 1.1 AM PRÜFSTAND	74
ABBILDUNG 57: SUMPFF MIT ENTLÜFTUNGSÖFFNUNG RECHTS IM BILD	75
ABBILDUNG 58: MESSUNG VOM 08.02.2017 GEHÄUSEDRUCK, Q_DÜSE, ÖLTEMPERATUR, SUMPFF	76
ABBILDUNG 59: MESSUNG VOM 08.02.2017 DREHZAHLEN UND ÜBERSETZUNGEN	77
ABBILDUNG 60: STRAHLPUMPE 2.0 MIT Ø1 MM DÜSE	78
ABBILDUNG 61: STRAHLPUMPE 2.0 AM PRÜFSTAND	79
ABBILDUNG 62: UMBAU ELEKTRISCHE ABSAUGPUMPE ZU STRAHLPUMPE	80
ABBILDUNG 63: FÜLLSTANDSMESSUNG, LEITUNGSFÜHRUNG UND VERKABELUNG DER MESSTECHNIK.....	80
ABBILDUNG 64: MESSUNG AM 21.02.2017 UM 09:50 STRAHLPUMPE 2.0 IM STANDBETRIEB	82
ABBILDUNG 65: GETRIEBEPARAMETER TESTFAHRT IN DER SCHOTTERGRUBE AM 23.02.2017 UM 16:16	84
ABBILDUNG 66: FAHRZEUGPARAMETER TESTFAHRT IN DER SCHOTTERGRUBE AM 23.02.2017 UM 16:16	85
ABBILDUNG 67: GETRIEBEPARAMETER TESTFAHRT AM WACHTBERG AM 24.02.2017 UM 08:37	86
ABBILDUNG 68: FAHRZEUGPARAMETER TESTFAHRT AM WACHTBERG AM 24.02.2017 UM 08:37.....	87

Tabellenverzeichnis

TABELLE 1: ECKDATEN VTP 450 MODUL	11
TABELLE 2: SYSTEMKONFIGURATIONEN	21
TABELLE 3: NICHOLS PORTLAND GEROTORSÄTZE AUSWAHL ^[4b]	31
TABELLE 4: NICHOLS PORTLAND ABMESSUNGEN ABSAUG- UND ANSAUGÖFFNUNG ^[4b]	32
TABELLE 5: SYSTEMPARAMETER	38
TABELLE 6: KENNWERTE SHELL SPIRAX S4 TX HYDRAULIKÖL ^[5]	45
TABELLE 7: LUFTDRUCKQUELLEN UND VOLUMENSTRÖME	57
TABELLE 8: PRÜFPLAN DETAIL- UND ÜBERSICHTSTABELLE	59
TABELLE 9: FAHRMANÖVER UND TÄTIGKEITEN IN DER SCHOTTERGRUBE.....	83

Formelverzeichnis

FORMEL 1: ENERGIEGLEICHUNG VON BERNOULLI FÜR STATIONÄRE, REIBUNGSFREIE STRÖMUNG IN INKOMPRESSIBLEN MEDIEN	37
FORMEL 2: IMPULSSATZ	67
FORMEL 3: KONTINUITÄTSGLEICHUNG	70

1 Einleitung

Blickt man auf das Angebot der namhaften Fahrzeughersteller im landwirtschaftlichen Bereich sind stufenlose Kraftübertragungen ein weitverbreitetes Konzept.

Gegenüber Schaltgetrieben wird der Antriebsstrang nicht kurzzeitig vom Antriebsmotor getrennt, das Antriebsmoment bleibt permanent aufrecht. Diese Technologie ermöglicht ein stufenlos variables Übersetzungsverhältnis über den ganzen Fahrbereich. Die intelligente Getriebesteuerung regelt dabei automatisch alle Fahrzustände, manuelle Schaltvorgänge gehören somit der Vergangenheit an. Anfahren, Fahrtrichtungswechsel und Bremsen werden enorm erleichtert, dies entlastet die fahrende Person in ihrem Tätigkeitsfeld.

Mit dem Zusammenspiel von Antriebseinheit und Getriebesteuerung kann die Motordrehzahl in einem für den Wirkungsgrad günstigen Bereich gehalten werden. Zu erwähnende Nachteile dieser Getriebetechnologie gegenüber Schaltgetrieben sind ein erhöhtes Gewicht begründet durch die aufwendigere Bauweise und die damit verbundenen, höheren Kosten. Der gesamt Wirkungsgrad ist im Vergleich zu Schaltgetrieben schlechter, zu rein Hydrostatantrieben besser und im Vergleich zu Wandlergetrieben, abhängig vom Einsatz, teilweise Besser.

Die Firma VDS Getriebe GmbH (VDS steht für Variable Drive Systems) hat sich auf die Entwicklung von stufenlosen Antrieben für Arbeitsmaschinen, Kommunalfahrzeugen, Einsatzfahrzeugen, etc. spezialisiert. Für eines der Produkte, das so genannte VTP 450 Getriebe, soll ein modulares System weiterentwickelt werden. Anhand dieses modularen Systems sollen auf dem Markt verfügbare Variatoren (hydraulische oder auch elektrische Variatoren) mit einem vorhandenen, mechanischen Überlagerungssystem kombiniert werden.

Die Grundfunktion besteht in einer Überlagerung von hydrostatisch-mechanischer oder auch elektrisch-mechanischer Leistung, wodurch hohe Zugkraft, große Getriebespreizung und gute Wirkungsgrade bei kleinen Variatoreinheiten sowie geringem Aufwand erreicht werden sollen.

Die vorliegende Masterarbeit soll für das Spektrum der hydraulischen Variatoren die Ölversorgung einer bereits bestehenden aufgelösten Getriebebauform optimieren und die daraus resultierenden Ergebnisse für den Entwurf einer Kompaktbauweise nutzen.

Der Autor ist bemüht seine Masterarbeit in einer nachvollziehbaren Weise offenzulegen. Der chronologische Ablauf der erfolgten Tätigkeiten, Aufbauten, Messungen, Erkenntnisse, Veränderungen und Adaptionen soll auch so wiedergegeben werden.

2 Bestehendes Getriebekonzept VTP 450^{[1],[2]}

Das Getriebekonzept VTP 450 ist modular aufgebaut, es bleibt somit flexibel die diversen Anforderungen im Kraftfahrzeugbau betreffend. Durch die Variation der Radsätze im Innenleben des VTP 450 Moduls lassen sich Fahrbereiche und damit Einsatzbereiche anpassen.

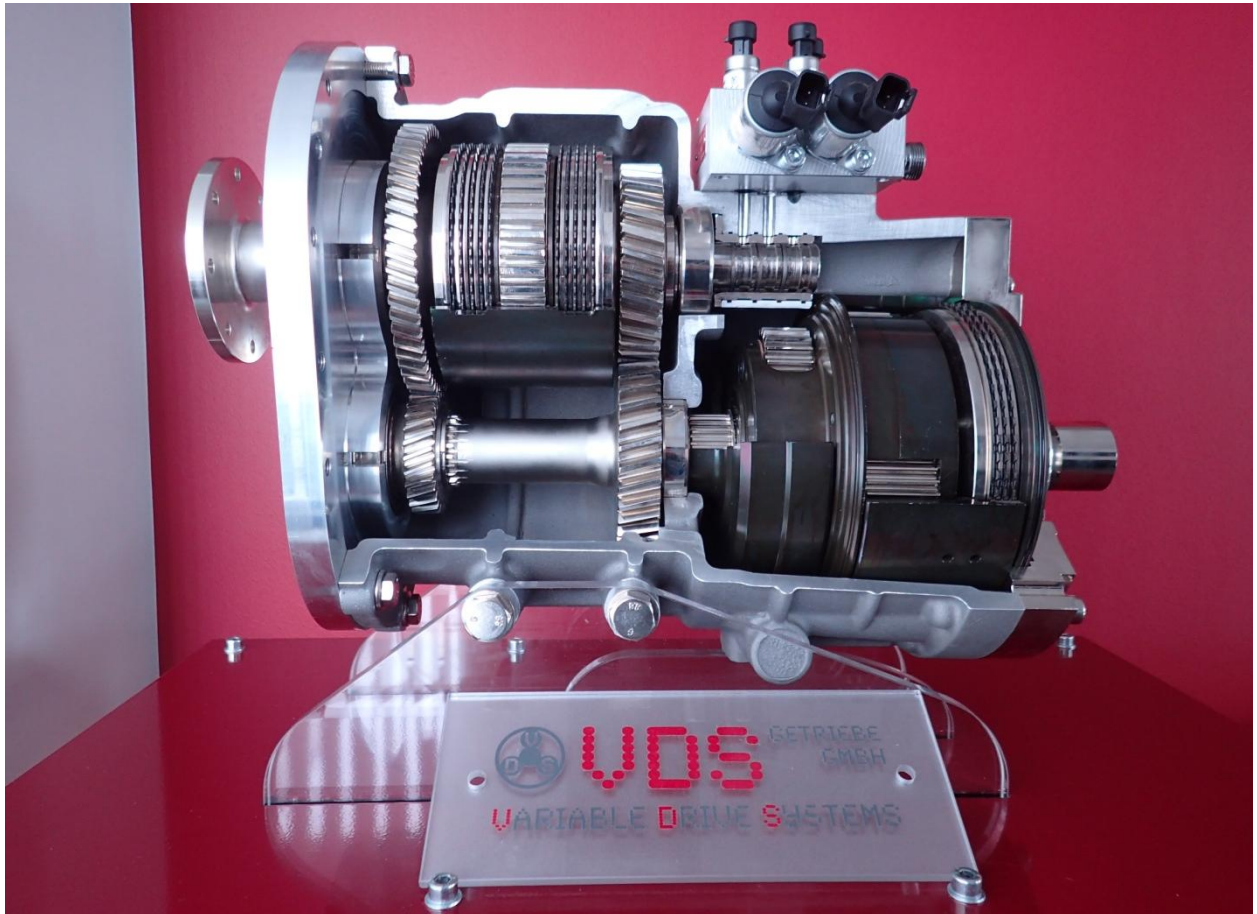


Abbildung 1: Schnittmodell VTP 450 Modul

Leistung	110 bis 125 kW
Drehzahl	bis 3600 min ⁻¹
Drehmoment	450 Nm
Übersetzung	-0,47 bis 3,17
Gewicht	74 kg

Tabelle 1: Eckdaten VTP 450 Modul

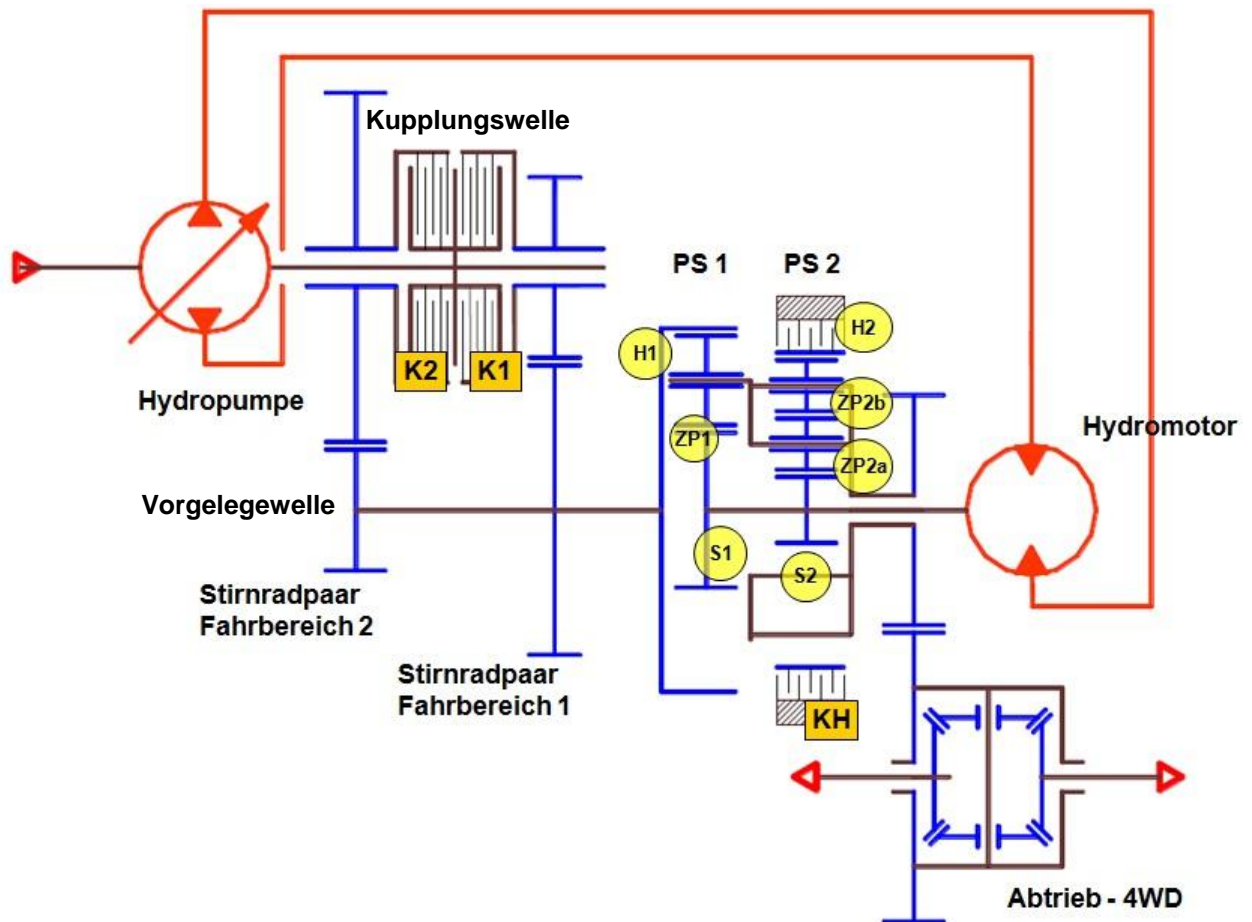
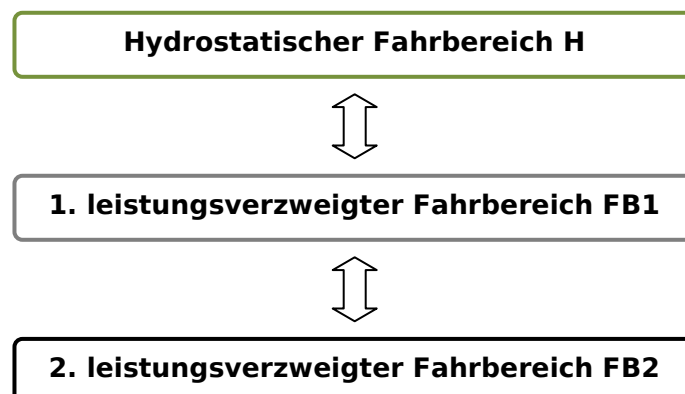


Abbildung 2: Getriebeschema VTP 450 mit Komponenten^[2]

Abbildung 2 zeigt das Getriebeschema VTP 450, Abbildung 10 die Realisierung davon.

2.1 Fahrbereiche

Das Fahren mit solchen leistungsverzweigten Stufenlosgetrieben erstreckt sich über im Getriebe angewählte Fahrbereiche.



Dieses Anwählen wird über das Bestromen von Magnetventilen geregelt, die wiederum Kupplungen und Hydraulikeinheiten schalten. Die benötigten Getriebekomponenten für den

jeweils gewählten Fahrbereich werden damit aktiv und übertragen Drehzahl und Drehmoment. Das Herzstück der verbauten Radsätze bildet dabei ein Doppelplanetensatz.

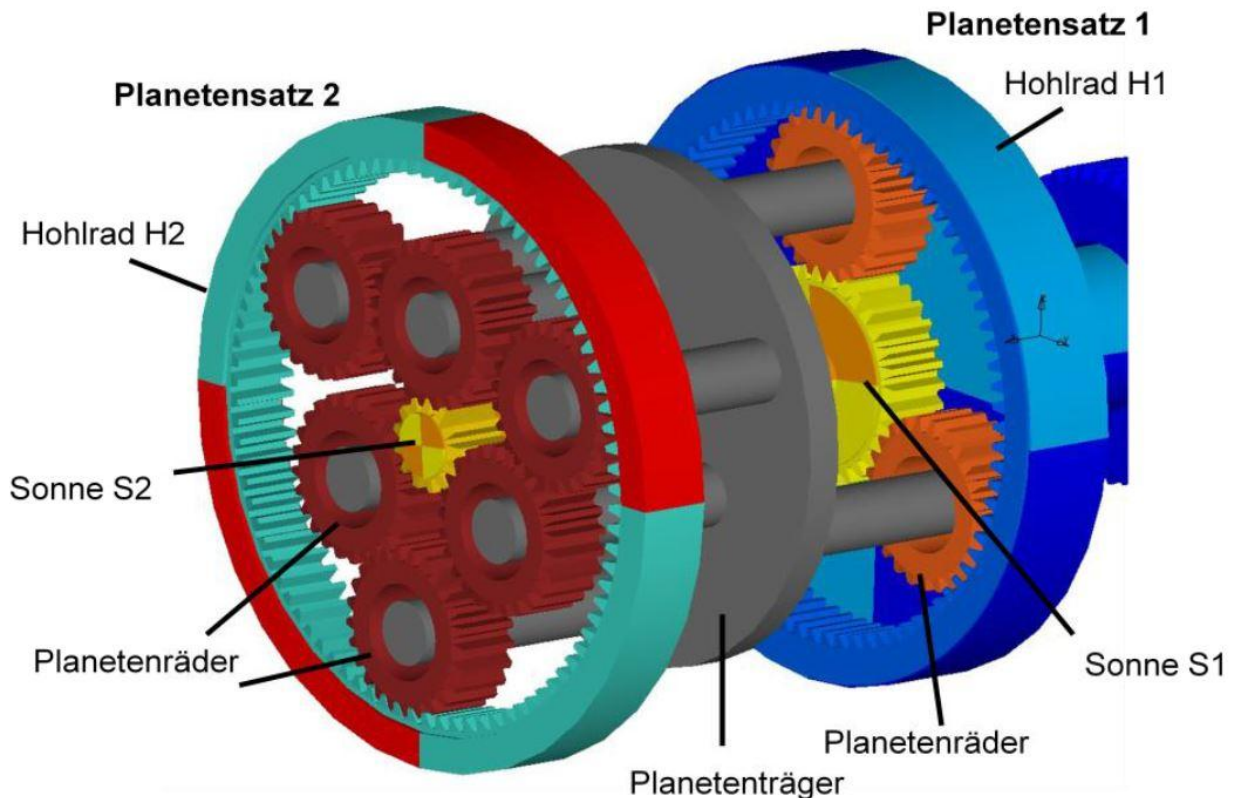


Abbildung 3: Doppelplanetensatz^[2]

Der Planetensatz 2 bildet dabei, als positives Summiergetriebe ausgeführt, eine Drehrichtungsumkehr über die drei Planetenpaare ZP2a und ZP2b. Dieser eben beschriebene Bestandteil ist nur im hydrostatischen Fahrbereich H im Einsatz. Der Planetensatz 1 wird für die weiteren Fahrbereiche verwendet. Über ihn wird mit dem Einstellen der Sonnenradzahl eine variable Übersetzung realisiert. Dies stellt eine klassische Arbeitsweise von Planetengetrieben dar.

2.1.1 Hydrostatischer Fahrbereich H

Dies ist der langsamste Fahrbereich, dient zum Anfahren und passiert rein hydrostatisch. Für den Leistungsfluss siehe Abbildung 4.

Das Hohlrad H2 wird mit der Hohlradkupplung KH (auch Hohlradbremse genannt) im Getriebegehäuse festgehalten. Das Sonnenrad S2 wird über den Hydromotor von hinten (hinten = Abbildung 2 von rechts gesehen) durch eine Hohlwelle hindurch angetrieben und leitet über die oben erwähnten Planetenpaare die Antriebsleistung in den Teil des Planetenträgers, welcher in Richtung (hinten) Hydromotor und Abtrieb ausgerichtet ist. Von dort geht es über ein Stirnradpaar weiter in den Abtrieb. Der Abtrieb kann je nach Fahrzeug allradfähig oder einfach gestaltet sein.

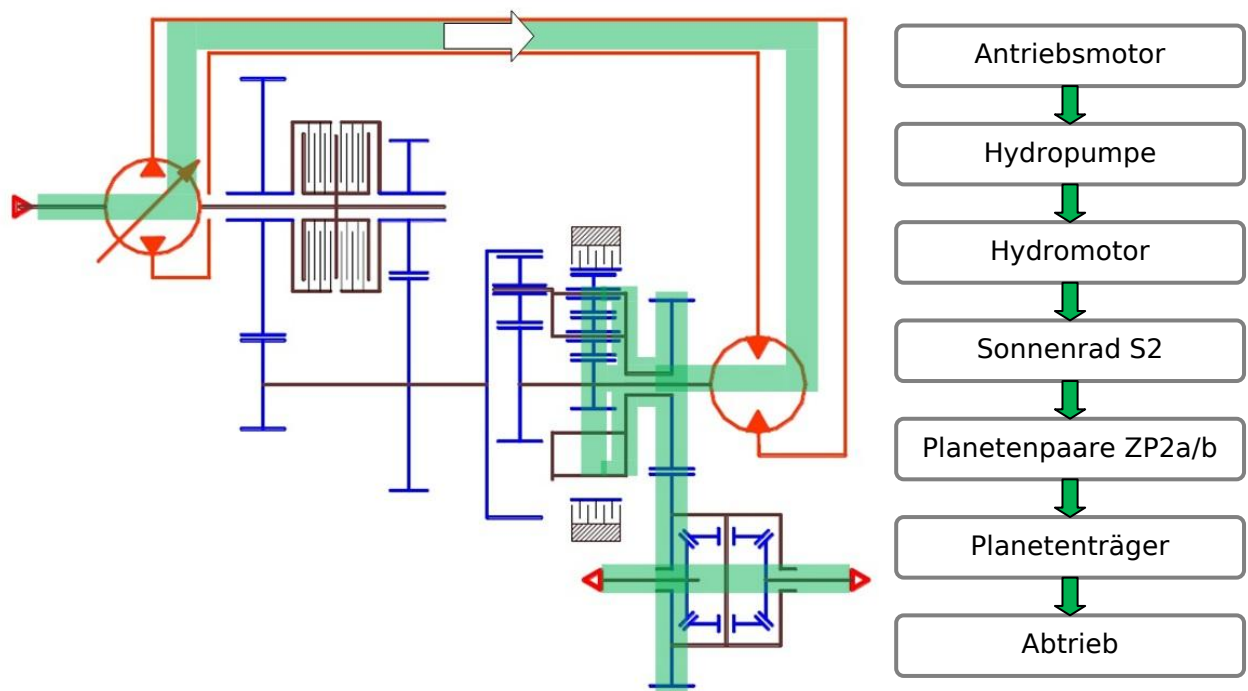


Abbildung 4: Leistungsfluss hydrostatischer Fahrbereich H^[2]

Durch die Verstelleinheit auf der Hydropumpe wird Drehzahl und Drehrichtung des Hydromotors verstellt. Man spricht dabei auch vom Ausschwenken des Hydrostaten. Genauer gesagt verändert sich der Winkel der Schrägscheibe, welche den Hub der Axialkolbenpumpe verstellt. Mehr Hub bedeutet mehr Fördermenge, was wiederum eine höhere Drehzahl am Hydromotor bewirkt. Das Sonnenrad S2 ist über die Sonnenradwelle mit dem Hydromotor verbunden und aus der Drehrichtung resultiert hydrostatisches vorwärts- oder rückwärtsfahren. Wird die Verstelleinheit der Hydropumpe auf Nullförderung geschwenkt, wird die Sonnenradwelle mit den Sonnenrädern festgehalten und das Fahrzeug bei Stillstand gegen wegrollen gesichert. Man nennt dies auch aktiver Stillstand.

Fährt man nun nach vorne weg und gewinnt an Fahrt, passiert folgendes: Da sich auch Sonnenrad S1 mit Sonnenwellendrehzahl dreht und über den linken Teil (bezogen auf die Abbildung 2 und Abbildung 4) des Planetenträgers auch das Hohlrad H1 kinematisch gekoppelt ist, dreht sich damit auch die Vorgelegewelle mit dieser Drehzahl. Die Vorgelegewelle führt einen Teil der Zahnradpaare für den Fahrbereich FB1 und Fahrbereich FB2. Der andere Teil der Zahnradpaare sitzt auf der Kupplungswelle. Weiteres Beschleunigen führt somit zu einer Erhöhung der Vorgelegewellendrehzahl, bis zum Erreichen der Drehzahl der Motorabtriebswelle. Beim Erlangen von Synchron Drehzahl ist der Schaltpunkt der Lamellenkupplung K1 erreicht und wir wechseln in den Fahrbereich FB1.

2.1.2 Fahrbereich FB1

Es folgt das Schließen der Kupplung K1 und zeitgleich öffnet die Hohlradbremse KH für das Hohlrad H2. Das Getriebe befindet sich nun im 1. leistungsverzweigten Fahrbereich. Siehe

auch Abbildung 7. Dazu bedarf es der Erklärung der drei Begriffe **Leistungsverzweigung—Blindleistung—Wirkleistung**.

Vom Effekt der **Leistungsverzweigung** spricht man, wenn eine Aufteilung der Eingangsleistung (vom Antriebsmotor kommend) über mehrere Zweige im Getriebe hin zum Abtrieb passiert. Bei vorliegender Anwendung kann sich die Leistung in einen mechanischen und hydraulischen Teil verzweigen. Mechanisch über die geschlossenen Kupplungen und Zahnräder, hydraulisch über die Hydropumpe und den Hydromotor.

Blindleistung stellt sich bei diesem Getriebe zu Beginn des FB1 und FB2 ein. An dem Punkt, an welchem Fahrbereich H verlassen wird, ist die Verstelleinheit der Hydropumpe zur Gänze in eine Seite ausgeschwenkt. Nach schließen von K1 und freigegeben von H1 läuft die Leistung nun verzweigt über die Kupplungswelle → Vorgelegewelle → Doppelplanetensatz → Abtrieb mechanisch und hydraulisch zwischen den Einheiten Hydropumpe und Hydromotor. Zu beachten ist, dass sich der Leistungsfluss im Fahrbereich H von Hydropumpe → Hydromotor umkehrt auf Hydropumpe ← Hydromotor. Um das Folgende zu verstehen, ist eine genaue Betrachtung von Abbildung 5, mit den farblich gekennzeichneten Zweigen, hilfreich.

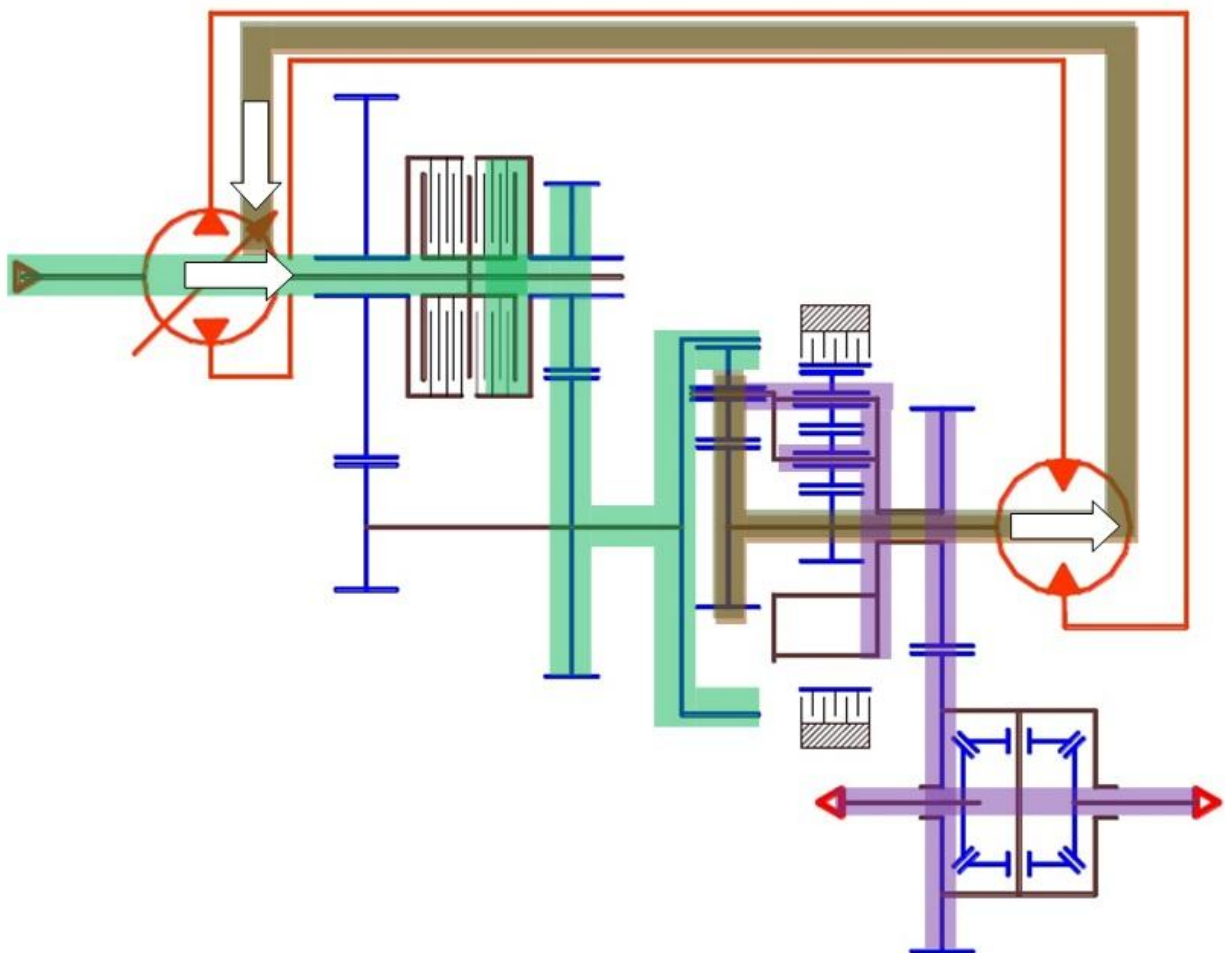


Abbildung 5: Leistungsfluss Fahrbereich FB1 Leistungsverzweigung Blindleistung^[2]

Wichtig ist, dass hier keine Förderumkehr von Hydropumpe zu Hydromotor passiert, die Flussrichtung des Hydraulikölstroms bleibt gleich. Der Rückfluss der Leistung erklärt sich dadurch, dass der Antrieb der Sonnen (vom Hydromotor kommend dunkelgrün dargestellt) nun die Aufgabe hat dem eingeleiteten Drehmoment, welches vom mechanischen Leistungsweig (hellgrün dargestellt) über den Planetensatz PS1 kommt, entgegenzuwirken. Ohne dieses Entgegenwirken würden sich die Planeten ZP1 momentenfrei über die Sonne S1 abwälzen und es würde keine Übertragung zum Abtrieb hin stattfinden. Da das Entgegenwirken, mit der Sonne S1 respektive dem Hydromotor, aus gleichläufiger Drehzahl aber entgegen gerichtetem Drehmoment besteht, stellt sich ein kreisender Leistungsanteil ein (dunkelgrün dargestellt vom Hydromotor zur Hydropumpe), kurz Blindleistung.

Blindleistungsanteile haben zwei erwähnenswerte Auswirkungen auf das Getriebe:

1. Addiert sich der kreisende Blindleistungsanteil wieder zur Eingangsleistung, somit sind Teile des Getriebes mit mehr als 100% der Eingangsleistung belastet. Da es sich aber um Blindleistung handelt, ist diese Leistungserhöhung nicht am Abtrieb nutzbar, sondern wirkt sich beispielsweise durch Verspannen der Bauteile aus. Dies ist bei der Dimensionierung der Bauteile zu beachten.
2. Hat dies Einfluss auf den Wirkungsgrad des Getriebes. Eine Erhöhung der Blindleistung führt immer zu einer Reduzierung des Wirkungsgrades, da eingangsseitig mehr Leistung eingebracht werden muss, um das globale Momentengleichgewicht aufrecht zu erhalten.

Diese zwei Nachteile sind bei der Realisierung einer weiten Getriebespreizung und unterbrechnungsfreien Zugkraftübertragung in Kauf zu nehmen. Durch geschickte Auslegung der Fahrbereiche für bestimmte Antriebskonzepte halten sich diese Auswirkungen jedoch in überschaubaren Grenzen.

Es liegt immer noch der Status „Anfang des 1. Fahrbereichs FB1“ vor, der Hydrostat ist zur Gänze in eine Richtung ausgeschwenkt, somit drehen sich die Sonnen mit voller Drehzahl in eine Richtung. Schwenkt man nun zurück, verringert sich die Sonnendrehzahl bis zum Schwenkwinkel null und damit kommt es zu einem Stillstand der Sonnen. Sonne S1 steht nun und stützt das Abwälzen der Planeten ZP1 nur mehr mit einem Haltemoment ab. Da zu diesem Zeitpunkt keine Drehzahl mehr an der Sonne liegt, fließt keine Leistung und somit in weiterer Folge auch keine Blindleistung mehr.

Hier ist der Punkt des höchsten Wirkungsgrads des Getriebes, da eine rein mechanische Übertragung der Leistung, vom Antriebsmotor bis zum Abtrieb, stattfindet. Siehe dazu Abbildung 8.

Wirkleistung stellt sich ab hier ein. Die Verstelleinheit am Hydrostaten schwenkt nun in die andere Richtung, was eine Drehrichtungsumkehr des Hydromotors und somit auch der Sonne S1 zur Folge hat.

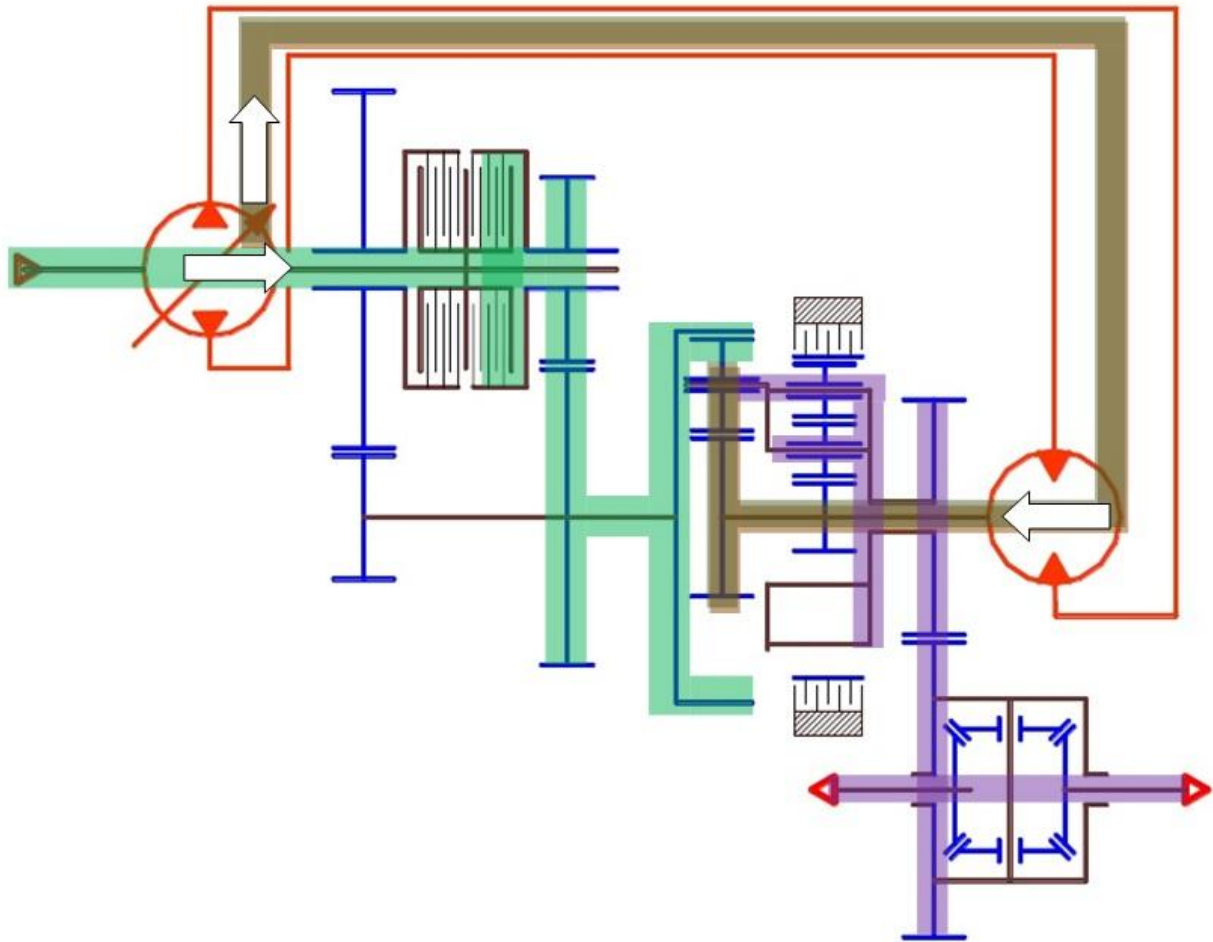


Abbildung 6: Leistungsfluss Fahrbereich FB1 Leistungsverzweigung Wirkleistung^[2]

Mit Drehzahl und Drehmoment an der Sonnenwelle fließt auch Leistung wieder den Weg Hydropumpe → Hydromotor. Diese wird Wirkleistung genannt. Die Antriebsleistung teilt sich am Eingang, abhängig vom Momentengleichgewicht im Planetensatz PS1, in mechanische und hydraulische Leistung. Diese Teilung hat ein Absenken des Wirkungsgrades zur Folge, siehe wieder Abbildung 8. Um weiter Fahrgeschwindigkeit aufnehmen zu können, bedarf es ein Weiterausschwenken des Hydrostaten in diese Richtung bis er den Endanschlag erreicht hat. Dann hat man das Ende von Fahrbereich FB1 erreicht.

Es ist noch hinzuzufügen, dass es bei der Drehrichtungsumkehr der Sonnenwelle zu keinem Flankenwechsel des Zahneingriffes zwischen Sonnenrad S1 und Planeten ZP1 kommt. Dies erklärt sich dadurch, dass der Planetenträger seine Drehrichtung nicht umkehrt und seine Planetenräder zum Sonnenrad dieselben Zahnflanken im Eingriff behalten.

2.1.3 Fahrbereich FB2

Der Fahrbereich FB2 stellt eine Wiederholung des Zusammenwirkens dar mit dem Unterschied, dass ein Lastschaltvorgang über schleifende Kupplungen nötig ist, um in den Fahrbereich FB2 zu gelangen. Dies beruht darauf, dass eine exakte Synchron Drehzahl bei Kupplungswelle und Vorgelegewelle nicht möglich ist. Dies hat verzahnungstechnische

Gründe als Ursache. Gleichzeitig muss der Hydromotor die Drehzahl von maximalem Linkslauf auf maximalen Rechtslauf ändern, um weiterhin die Übersetzungen des Planetensatzes PS1 anpassen zu können. Hat sich dies wieder eingestellt, kann der Schwenkwinkel wieder von einem Anschlag bis zum anderen und damit das Drehzahlspektrum des Hydromotors durchfahren werden. Nun aber mit dem Stirnradpaar Fahrbereich 2 im Eingriff. Die Effekte der Blindleistung und Wirkleistung treten wieder, wie bereits oben erwähnt, auf.

Hat der Hydromotor sein Drehzahlband durchfahren, so ist die Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeuges für die jeweilige Antriebsmotordrehzahl erreicht.

In Abbildung 7 sind die sich einstellenden Drehzahlen der rotierenden Getriebekomponenten über die Fahrgeschwindigkeit aufgetragen. Es fällt auf, dass hier auch ein leistungsverzweigter Retour-Bereich eingezeichnet ist. Dieser kann mit dem dazugehörigen Radsatzset realisiert werden. Schnelleres Rückwärtsfahren, als nur im hydrostatischen Bereich, wird dadurch möglich. Die in dieser Masterarbeit behandelte Ausführung kommt ohne diesen leistungsverzweigten Retour-Bereich aus.

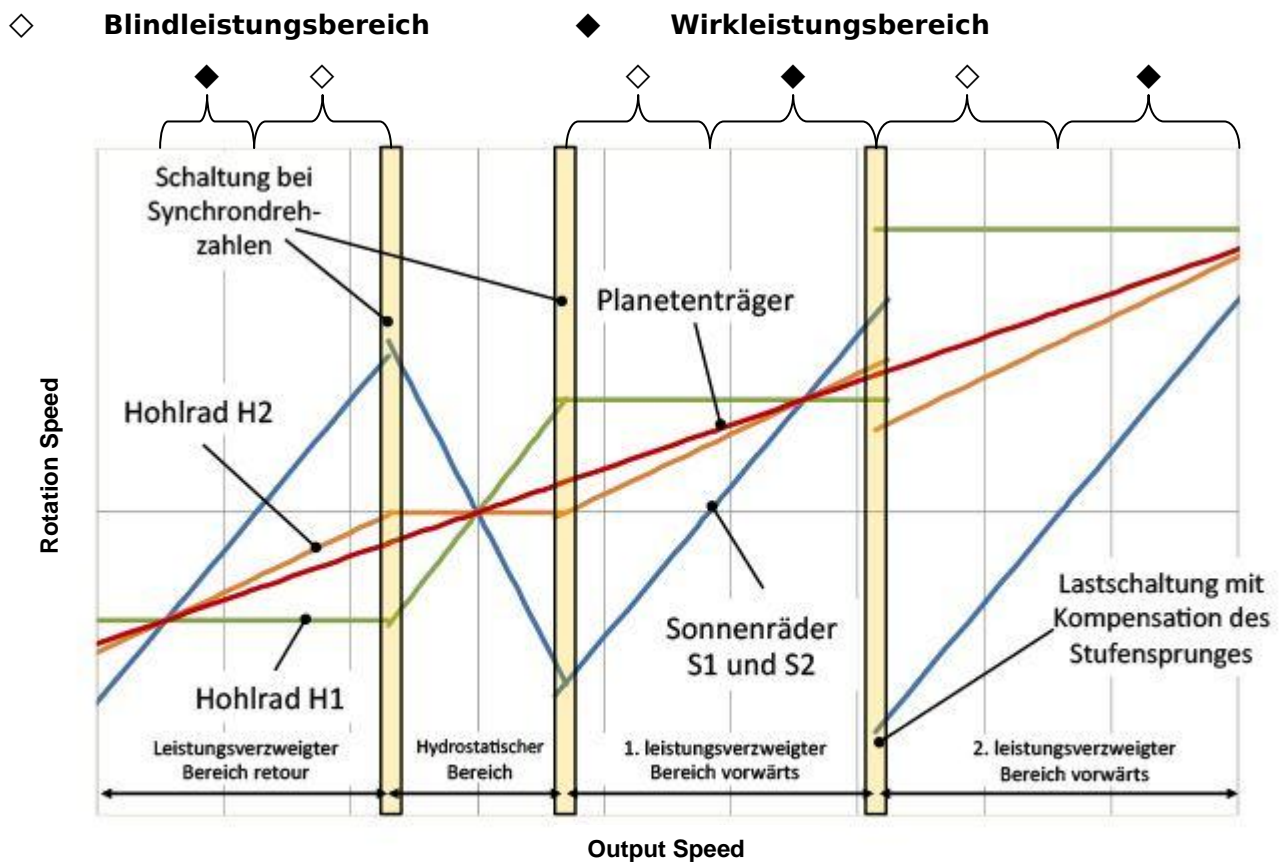


Abbildung 7: Drehzahlen der Getriebekomponenten in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit^[1]

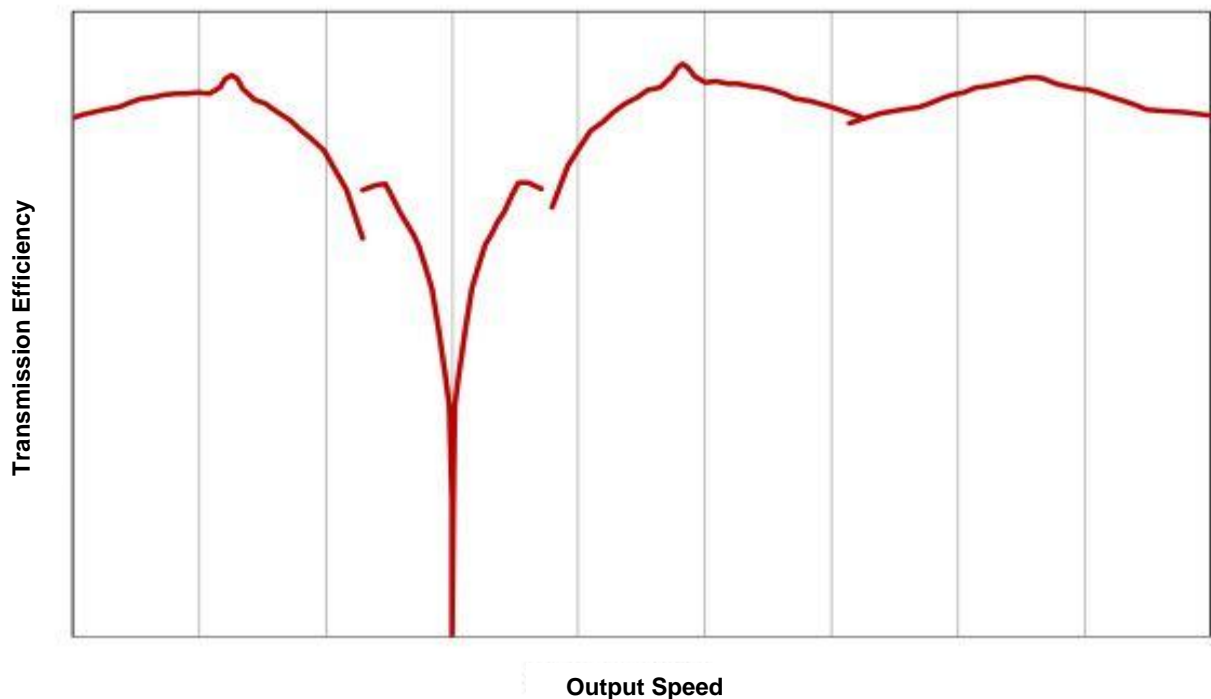


Abbildung 8: Getriebewirkungsgrad in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit^[1]

Wie oben besprochen formt der Getriebewirkungsgrad bei stehenden Sonnenrädern sein Maximum. An diesem Punkt stellt sich rein mechanische Übertragung ein.

2.2 Testfahrzeug

Das Basismodul VTP 450 wurde für Versuchszwecke in einem Land Rover Defender 110 mit einem 2,2 Liter Ford Dieselmotor eingebaut. Der Defender ist ein geländegängiges Kraftfahrzeug mit permanentem Allrad-Antrieb.

Der Einbauraum für den leistungsverzweigten Antriebsstrang ist durch Trägerrahmen und Getriebetunnel der Originalversion des Fahrzeugs vorgegeben. Der Platzbedarf des VTP 450 Moduls war im Vergleich zum Bauraum des ursprünglichen Sechsgang-Schaltgetriebes größer, aufgrund dessen kam es zu geringen Einbußen in der Bodenfreiheit.



Abbildung 9: Testfahrzeug Land Rover Defender mit eingebautem VTP 450 Modul^[1]

Das von der Firma VDS Getriebe GmbH realisierte Getriebekonzept ist seit 05/2015 in diesem Fahrzeug verbaut, wurde auf Straßenzulassung typisiert und hat seitdem 20.000 km auf Straßen und Geländewegen zurückgelegt.

Für die Überwachung der Motor- und Getriebedaten wurde in der Mittelkonsole ein Bedienelement aufgebaut, welches die aktuellen Parameter, wie Fahrbereiche, Öltemperatur, Übersetzungsverhältnisse, Drehzahlen der Getriebekomponenten und viele mehr, anzeigt und aufzeichnet.

Relevante Motordaten und detaillierte Fahrzeugdaten können dem Anhang entnommen werden.

3 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Das übergeordnete Ziel der vorliegenden Masterarbeit ist die Integration des hydraulischen Variators mit all seinen Aggregaten und Anbauteilen in das Getriebekonzept. Dieser soll im Bereich zwischen Antriebsmotor und dem VTP 450 Modul Platz finden.

Über die konstruktiven Lösungsansätze dieser Aufgabe wird genauer im Kapitel Entwurfskonstruktion eingegangen. In diesem Kapitel stehen die Problemdarstellung sowie Lösungsvarianten im Vordergrund.

Die hydraulische Versorgung des gesamten Systems muss in jeder Fahrsituation und Umgebung sichergestellt sein. Das System beinhaltet den hydraulischen Variator, welcher mit einem vom Fahrbereich abhängigen Volumenstrom Getriebeöl versorgt werden muss. Zusätzlich kommt die Menge für den Schmierhaushalt des gesamten Getriebes hinzu. Dabei ergeben sich drei verschiedene Druckkreise, welche kontinuierlich in Betrieb sind:

- 2 bar Druckkreis für den Schmierhaushalt
 - 25 bar Systemdruckkreis zum Betätigen der Kupplungen
 - ein bis zu 480 bar Hochdruckkreis zwischen Hydropumpe und Hydromotor
- } Niederdruckkreis

Während der 2 bar und 25 bar Druckkreis hydraulisch und konstruktiv selbst ausgelegt werden kann und muss, ist der Hochdruckkreis im Variator vom Hersteller vorgegeben.

Die Schwierigkeit liegt dabei in der Integration der benötigten Pumpen für den Niederdruckkreis.

Dafür zeichnen sich drei Varianten zur Lösung ab:

Systemkonfiguration Pumpen		Beurteilung
I	Systempumpe 25 bar zusätzliche Schmierölpumpe Absaugpumpe	Konstruktiv sehr aufwändig, wird nicht weiter verfolgt
II	Systempumpe 25 bar Absaugpumpe	Stand der Technik, dient als Rückfalllösung falls Variante III nicht funktioniert
III	Systempumpe 25 bar Rückförderung in den Hydrauliktank mit Überdruck in bestimmten Getriebebereichen	Prüfstandaufbau und Versuchslauf, messtechnische Untersuchungen auf Plausibilität

Tabelle 2: Systemkonfigurationen

Nach diesem kurzen Überblick der Problemstellung soll nun allgemein der Zusammenhang der einzelnen Komponenten bis hin zu deren Details erläutert werden.

Der Ölhaushalt in Getrieben kann aktiv, passiv oder aus einer Mischform bestehen. Mit aktiv ist eine Zwangsschmierung oder auch Öldruckschmierung gemeint. Öl wird dabei mit definiertem Druck und Volumenstrom zur benötigten Stelle befördert. Eine passive Schmierung erfolgt zum Beispiel durch das Mitnehmen von Öl durch ein Zahnrad. Das Öl gelangt hierbei durch das geschickte Anbringen von Schottblechen und Ölleitblechen zu seinem Zielort. Die Fahrsituation in Bezug auf Lage, Vorwärts- und Rückwärtsfahrt stellt dabei ein erhebliches Kriterium dar, um eine ausreichende Versorgung der Schmierstelle sicherstellen zu können.

Wie bereits erwähnt, setzt sich das hydraulische System des VTP 450 zusammengefasst aus einem Niederdruckkreis und einem Hochdruckkreis zusammen. Der Hochdruckkreis gilt als vorgegeben und soll hier nicht weiter besprochen werden. Da die Variante I aufgrund des konstruktiven Aufwands ausgeschlossen ist, beziehen sich die weiteren Erklärungen und Auslegungen auf die Varianten II und III.

3.1 Variante II

Bei der Variante II ist eine Systempumpe und eine Absaugpumpe vorgesehen. Die Systempumpe hat dabei die Aufgabe den Schmierdruck (2 bar) und Systemdruck (25 bar) sowie den benötigten Volumenstrom bereitzustellen. Mit dem Schmierdruck von 2 bar und sich einstellenden Volumenstrom wird die aktive Schmierung der Schmierstellen sichergestellt. Das dabei abfallende Öl nach einer Schmierstelle ist drucklos und wird weiters zur passiven Schmierung von Lagerstellen und Zahnrädern verwendet.

Nach Sammlung im Ölsumpf soll es mit einer weiteren Pumpe abgesaugt und in den Hydrauliktank befördert werden, um dort ausgasen zu können. Es ist darauf zu achten, dass sich im Getriebesumpf nie ein zu hoher Ölspiegel einstellt. Dies kann zur Ursache haben, dass bei erhöhtem Ölspiegel schnelllaufende Getriebekomponenten im Öl zu planschen beginnen. Dadurch entstehen Leistungsverluste sowie eine große Lufteinbringung in das Öl, auch als Verschäumung von Öl bekannt, was aus pumpentechnischer Sicht und schmiertechnisch nicht erwünscht ist. Erschwerend hinzu kommt, dass diese Getriebe ihren Einsatz in geländegängigen Fahrzeugen finden und aufgrund der Bodenfreiheit die Abmessungen für das gesamte Gehäuse sehr knapp bemessen sind.

Man versucht daher den Sumpf möglichst klein zu halten. Dies ist der Grund, weshalb die hier erwünschte Schmierung Trockensumpfschmierung genannt wird.

3.2 Variante III

Variante III ist eine Neuentwicklung, und der wissenschaftliche Versuch eine Pumpe einzusparen. Diese Variante stellt das Arbeitsfeld der vorliegenden Masterarbeit dar. Neben der bestehenden Pumpe, für den Systemdruck von 25 bar, soll demnach keine weitere

hydraulische Pumpe eingebaut werden. Dies hat zur Folge, dass die Rückförderung aus dem Sumpf in den Hydrauliktank anders als bisher gelöst werden muss. Wie dies erfolgen kann, wird genauer im Kapitel Funktionsprinzip erklärt.

4 Entwurfskonstruktion

Dem Mess- und Versuchsaufbau geht eine konstruktive Untersuchung voraus. Dabei soll zuerst Variante II besonders ins Auge gefasst werden, da sie als etwaige Rückfalllösung dient, sollte Variante III nicht das gewünschte Ergebnis erzielen. Diese Vorgehensweise erklärt sich dadurch, dass das Weglassen einer bereits eingebundenen Absaugpumpe einfacher ist als später Platz dafür finden zu müssen.

Wie bereits erwähnt, soll die bestehende gestreckte/aufgelöste, in eine kompakte Bauweise übergeführt werden.

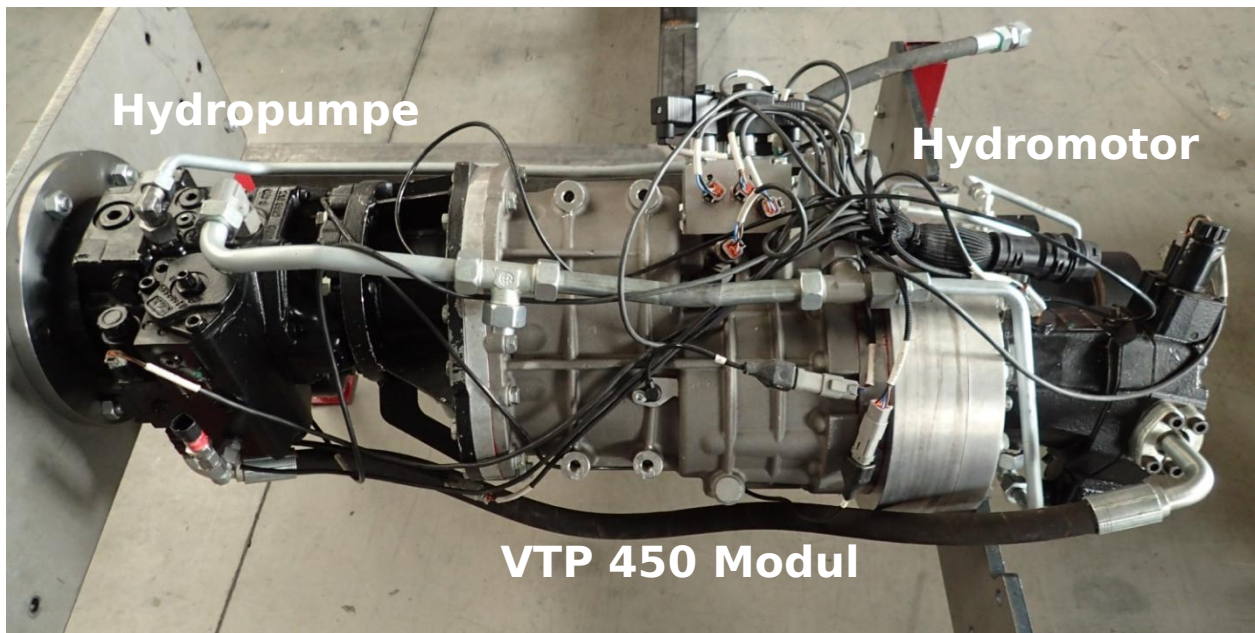


Abbildung 10: gestreckte/aufgelöste Bauweise VTP 450

Die gestreckte/aufgelöste Bauweise besteht aus einer Hydropumpe, verbaut zwischen Antriebsmotor und VTP 450 Modul sowie einem Hydromotor, welcher am Ende des VTP 450 Modul angeschraubt ist. Diese Durchtriebhydropumpe aus dem Hause Bosch Rexroth hat neben einer großen Kolbenaxialpumpe für den Hochdruckkreis eine kleinere mitlaufende Gerotorpumpe (siehe Seite 30) integriert. In dieser Konfiguration unsere Systempumpe (siehe Abbildung 13 und Abbildung 21) für den Niederdruckkreis.

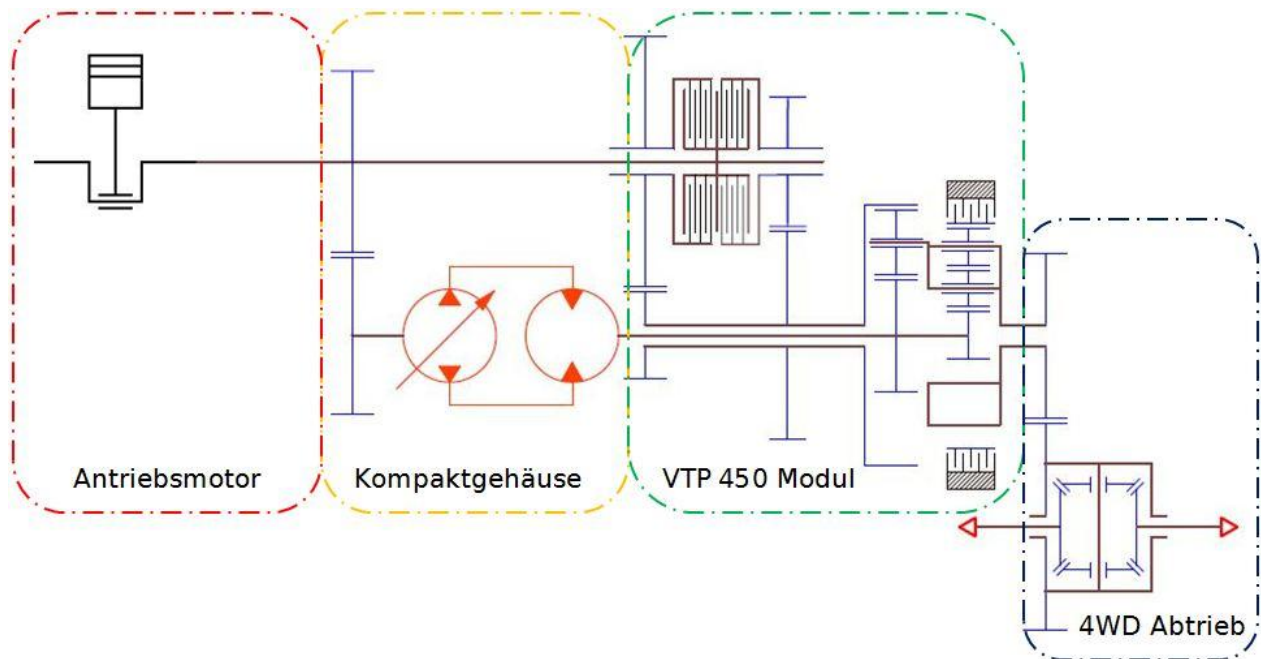
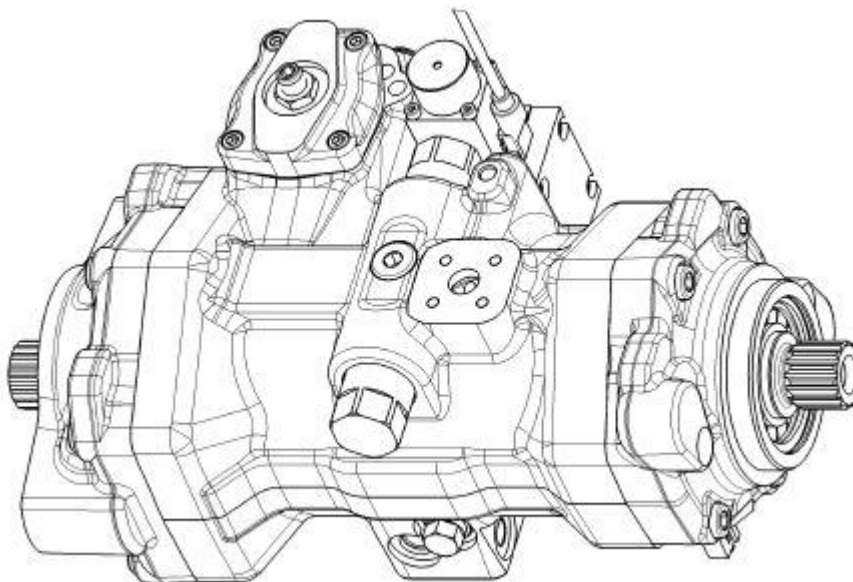


Abbildung 11: schematische Darstellung Kompaktbauweise^[1]

Hingegen werden bei der Kompaktbauweise die aufgelösten Bauteile Hydropumpe und Hydromotor in einer Kompakteinheit back-to-back zusammengefasst, welche in einem eigens dafür vorgesehenen Gehäuse zwischen Antriebsmotor und VTP 450 Modul Platz finden soll. Kompakteinheit ist hier nur ein anderer Ausdruck für den im vorherigen Kapitel erwähnten hydraulischen Variator. Diese kann auch direkt von Bosch Rexroth bezogen werden und trägt dort die Produktbezeichnung Kompaktgetriebe A40CT45, siehe Datenblatt im Anhang.



Anschlüsse für

- Speisedruck
- Messstellen
- Leckölflüssigkeit
- Spülöl

Abbildung 12: 3D Ansicht Kompaktgetriebe A40CT45^[3a]

Die in Abbildung 12 aufgezählten Anschlüsse müssen dabei angeschlossen werden. Die Fördermenge der Hydropumpe im Hochdruckkreis für den Hydromotor wird über eine

Verstelleinheit geregelt. Um die Verstelleinheit bedienen zu können, wird ein Druck von 20 bar benötigt, dieser wird über die Anschlüsse für den Speisedruck eingebracht. An den Messstellen im Hochdruckkreis wird der aktuelle Druck gemessen, damit kann auf den Verstellwinkel zurückgeschlossen werden. So erfolgt die Regelung dieses Systems.

Da die laufenden Kolben keine absolute Dichtheit aufweisen, tritt eine gewisse Leckage auf. Bei langem Anhalten einer Hochdruckphase, z.B. im hydraulischen Fahrbereich, spült die Kompakteinheit eine nicht unbeachtliche Menge von 8 l/min an Öl durch die Spülölöffnung aus. Dies dient zur Abkühlung des Hochdruckkreises.

Zusammengefasst muss für den Betrieb der Kompakteinheit Öl mit mindestens 20 bar Druck zugeführt sowie Leckagen und Spülöl abgeführt werden.

Diese Anforderungen an die gesamte Kompaktbauweise sollen in einem Gehäuse zwischen Antriebsmotor und dem VTP 450 Modul realisiert werden.

Dies hat die Verlegung folgender Systeme in das Kompaktgehäuse zur Folge:

- Kompakteinheit
- Pumpen für Schmierhaushalt und Kompakteinheit
- Ölhaushalt bzw. Öltank des gesamten Getriebes

Bevor die Auswahl und Auslegung der richtigen Pumpe getroffen werden kann, ist es unumgänglich sich mit dem grundsätzlichen Aufbau des hydraulischen Systems und dem Schmierbedarf vertraut zu machen.

4.1 Hydraulikschema

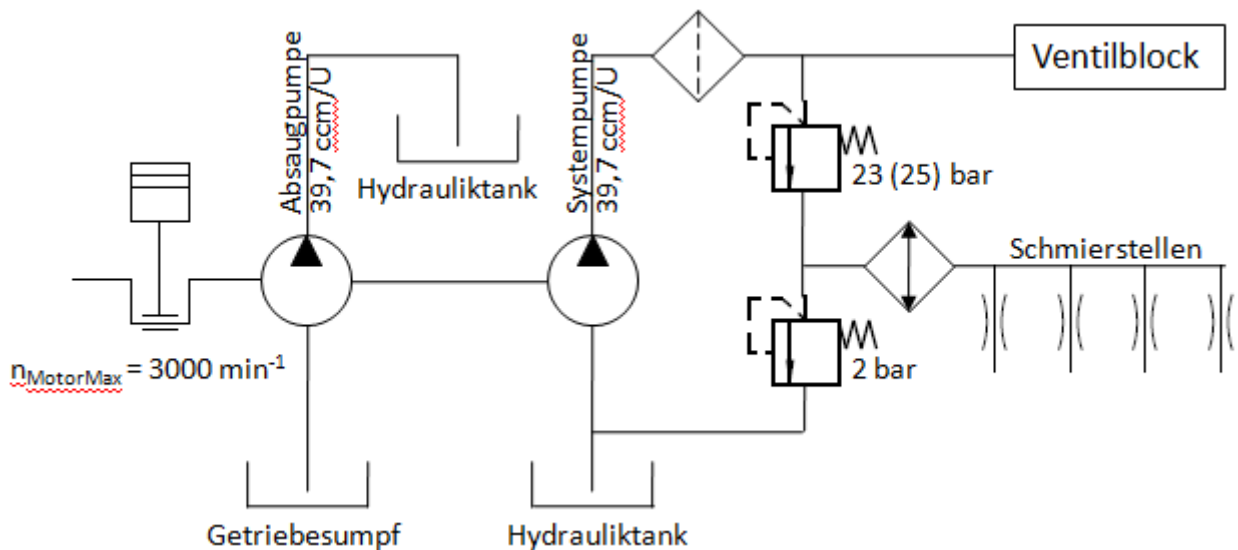


Abbildung 13: Hydraulikschema VTP 450 vereinfacht^[1]

Abbildung 13 zeigt das Hydraulikschema des VTP 450 Moduls. Hier ist die Variante II, mit Absaug- und Systempumpe, ausgeführt. Die Systempumpe ist eine Gerotorpumpe und ist direkt in der Hydropumpe vor dem VTP 450 Modul integriert. Sie saugt aus dem Hydrauliktank ab und drückt das Öl durch einen Ölfilter. Dieser muss bereits sehr früh im System installiert sein, da alle nachfolgenden Armaturen vor Verunreinigungen geschützt werden müssen. Danach folgt ein DBV Druckbegrenzungsventil, welches auf 23 bar Begrenzungsdruck eingestellt ist. Direkt danach ein weiteres DBV auf 2 bar begrenzt. Dies hat zu Folge, dass sich in dem ersten DBV ein Begrenzungsdruck von 25 bar einstellt. D. h. alle Leitungen vom Filter bis in den Ventilblock hinein haben einen Druck von 25 bar anliegen. Alle Schmierkanäle zwischen dem ersten DBV und zweiten DBV haben einen gewünschten Schmierdruck von 2 bar. Dazwischen ist der Ölkühler geschaltet, der auch mit einem Öldruck von 2 bar durchflossen wird. Der Begrenzungsdruck lässt sich bei einem Druckbegrenzungsventil über einen Federmechanismus einstellen. Im Betrieb wird er über den Differenzdruck von Eingang und Ausgang des DBVs geregelt. Entsteht am Eingang des DBVs ein höherer Druck als der Eingestellte spült das DBV über den Ausgang und verringert somit den anliegenden Druck. Diese Ausspülmenge muss aufgefangen werden, dies erklärt die Leitung vom zweiten DBV zum Hydrauliktank.

Im Ventilblock befinden sich weitere Ventile zum Schalten der Kupplungen und der Hohlradbremse.

Nach der Bestimmung der anliegenden Drücke sind die benötigten Volumenströme die nächste wichtige Größe in unserem hydraulischen System.

4.2 Schmierhaushalt

Der Schmierbedarf des VTP 450 Moduls ist aus der Entwicklungserfahrung bekannt und wird an dieser Stelle übernommen: $Q_{\text{Schmierbedarf VTP 450}} = 9,6 \text{ l/min}$.

Beim Bedarf der Kompakteinheit gibt das Diagramm für Einspeise- und Ausspülmengen Auskunft.

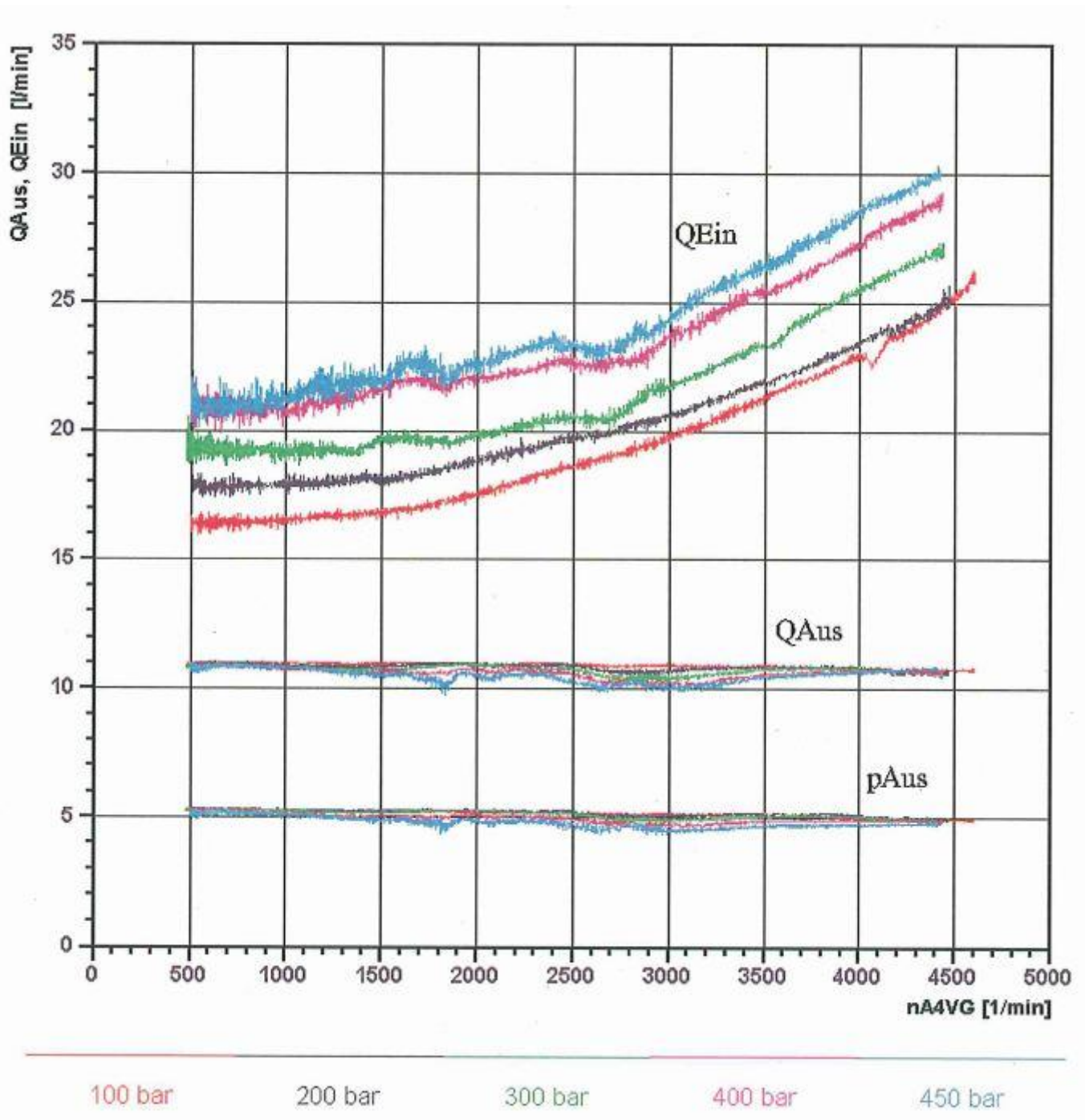


Abbildung 14: Datenblatt Einspeise- und Ausspülmengen Kompakteinheit A40CT45^[3b]

Die Auslegung des Schmierbedarfs erfolgt bei Standdrehzahl des Antriebsmotors, welche mit 800 U/min angesetzt wird. Bei dieser Drehzahl soll sichergestellt werden, dass alle Schmierstellen im Getriebe versorgt sind und der Systemdruck zur Schaltung der hydraulischen Komponenten, wie Ventile und Kupplungen, aufrecht bleibt. Weiters muss das Ausschwenken der Verstelleinheit an der Hydropumpe und die Versorgung des Hydromotors mit benötigtem Druck und Volumenstrom sichergestellt sein, da das Anfahren bis Schrittgeschwindigkeit rein hydraulisch passiert. Der dabei benötigte Volumenstrom wird bewusst auf die unterste Grenze gelegt, da beim Anstieg der Drehzahl das Fördervolumen der Systempumpe linear ansteigt, der gesamte Bedarf hingegen nur langsam folgt (siehe Abbildung 6).

Daraus resultierend ergeben sich folgende benötigte Volumenströme:

$$\begin{array}{r} 22 \text{ l/min } Q_{\text{Kompakteinheit}} \\ 9,6 \text{ l/min } Q_{\text{Schmierbedarf VTP 450}} \\ \hline 31,6 \text{ l/min } Q_{\text{Gesamt}} \end{array}$$

Nach Ausarbeitung der Systemgrößen Druck und Volumenströme kann im nächsten Schritt die Wahl der benötigten Pumpen getroffen werden. Die Wahl der Systemkonfiguration orientiert sich an den bereits besprochenen Varianten II und III.

4.3 Pumpen

Für unser Vorhaben stehen zwei Pumpentypen im Fokus und werden nachfolgende genauer erläutert.

4.3.1 Außenzahnradpumpen der Baureihe N von Bosch Rexroth AG

Außenzahnradpumpen fördern das Medium zwischen den Zähnen der Evolventenverzahnung und dem Gehäuse, sie sind somit einfach und robust aufgebaut.

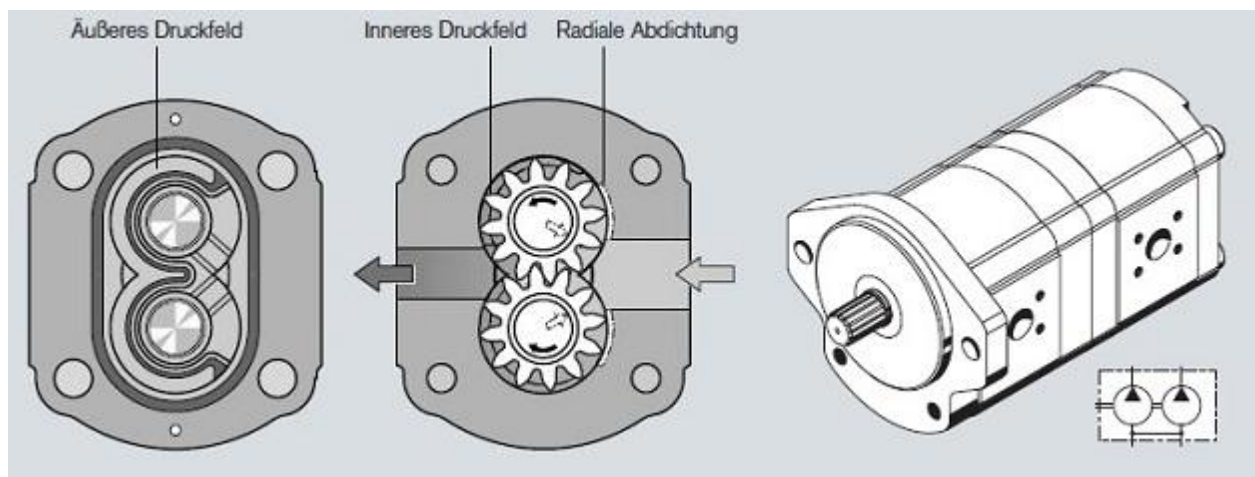


Abbildung 15: Bild Außenzahnradpumpen AZPU-Baureihe U^[3c]

Diese Zahnradpumpen eignen sich für Mehrfachanordnungen, wobei die Antriebswelle der ersten Pumpe zu einer zweiten und evtl. dritten Pumpe durchgeführt werden kann. Die Wellenverbindung zwischen den einzelnen Stufen erfolgt über einen Mitnehmer. Es ist möglich die einzelnen Pumpenstufen gegeneinander abzudichten, damit sind getrennte Sauganschlüsse möglich. Bei Bedarf ist ein gemeinsamer Sauganschluss optional.

Die modulare Bauweise von Rexroth lässt viele Variationsmöglichkeiten durch verschiedene Flansche, Wellen und Ventilaufbauten zu. Dabei sind die Fördervolumen durch unterschiedliche Zahnradbreiten gestaffelt.

Zu berücksichtigen ist darüber hinaus, dass die Stirnradübersetzung zwischen Motorabtriebswelle und Kompakteinheit (siehe Abbildung 16) die Hydropumpe bei Motorstandrehzahl bei einer Übersetzung von $i=0,9$ mit 888 U/min geringfügig höher drehen lässt.

Aus dem benötigten $Q_{Gesamt} = 31,6 \text{ l/min}$ lässt sich mit der Drehzahl ein Verdrängungsvolumen pro Pumpenumdrehung errechnen.

$$\frac{31,6 \frac{\text{l}}{\text{min}}}{888 \frac{\text{min}}{\text{U}}} = 0,0356 \frac{\text{l}}{\text{U}} = 35,6 \frac{\text{cm}^3}{\text{U}}$$

der Anwendung von zwei Pumpen kann die Version AZPUU-1100-040/040RRR2020KB, zwei Pumpen in Tandembauweise, Verwendung finden. Sollte nur eine Pumpe zum Einsatz kommen reduziert sich der Typenschlüssel auf AZPU-10-040RRR20KB.

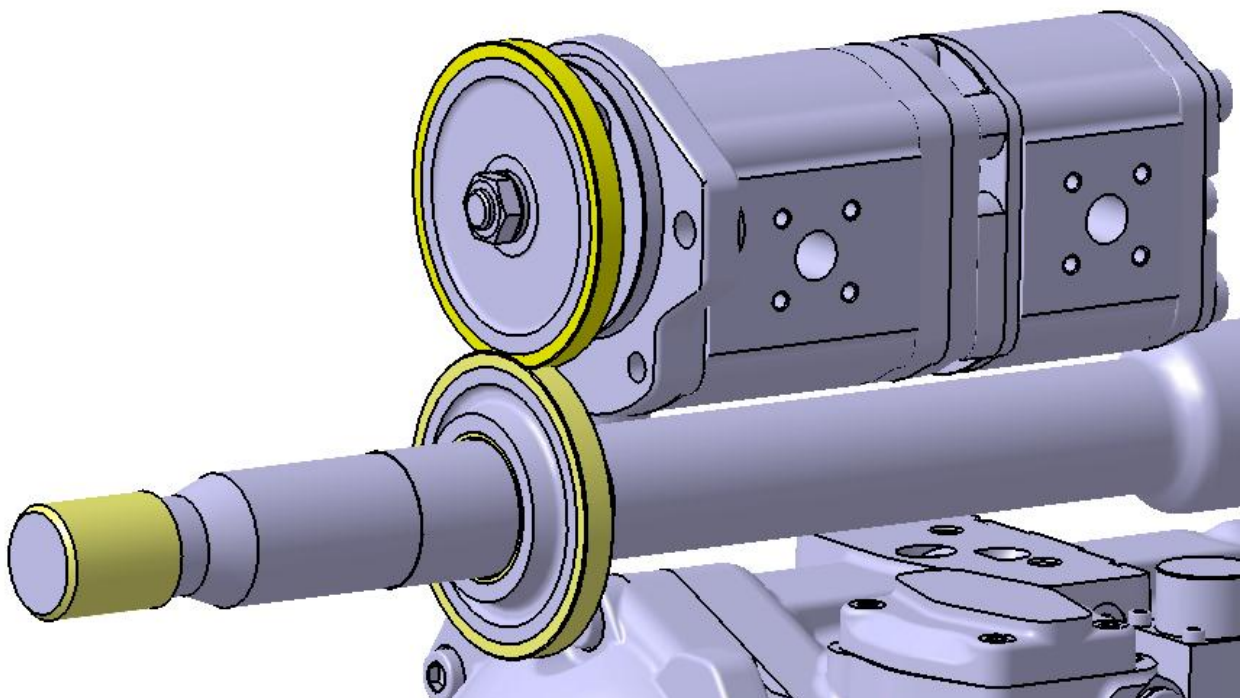


Abbildung 16: Einbausituation AZPUU Pumpe

Die Kosten für eine Einheit in Tandembauweise betragen rund 105 €. Zusätzlich entstehen Kosten für die Anbauteile und eine zusätzliche Stirnradstufe für den Antrieb.

4.3.2 Gerotorpumpe

Bei Gerotorpumpen, auch Innenzahnrad- oder Zahnringpumpe genannt, läuft ein Zahnrad exzentrisch in der Innenverzahnung eines Zahnrings. Der Außenring weist meistens mehrere Zähne, aber zumindest einen Zahn mehr, als der Innenring auf. Durch den bei Umdrehung verringernden Verdrängungsraum zwischen den beiden Zahnlücken wird das Medium gefördert. Sie sind zur Förderung von Medien mit einer guten Schmierfähigkeit ohne Verunreinigung mit Festkörpern geeignet.

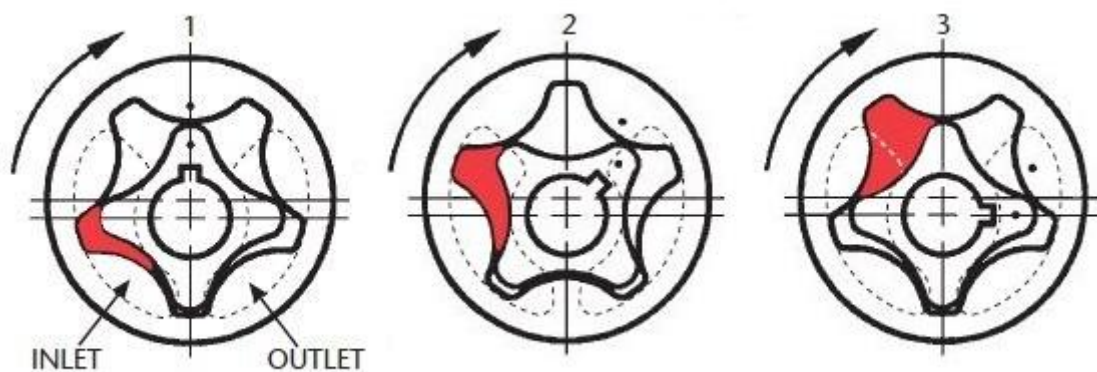


Abbildung 17: Funktionsprinzip Gerotor^[4a]

Der Aufbau von zwei beweglichen Teilen und einer Welle mit Lagerung erlaubt eine kompakte Bauweise, welche es ermöglicht Baulänge und Gewicht einzusparen. Hier liegen der Saug- und Druckanschluss der Pumpe axial zur Antriebswelle versetzt, was im Vergleich zur Außenzahnradpumpe neue Möglichkeiten der Anordnung ergibt. Die Trochoidenverzahnung fördert die Widerstandsfähigkeit gegen hydraulische und mechanische Stoßlasten.

Die Langlebigkeit dieser Pumpe liegt in der geringen relativen Geschwindigkeit zwischen Innen- und Außenrotor begründet. Darüber hinaus zeichnet sich die Gerotorpumpe durch eine hohe Laufruhe und einen geringen Geräuschpegel aus.

Die Firma VDS Getriebe GmbH setzt diese Konfiguration einer Pumpe bereits erfolgreich in ihren CVT Getrieben ein, bestehend aus einem Gehäuse und einem Gerotorsatz.

Der dabei verwendete Gerotorsatz 6166 ist für unsere Anwendung leider zu klein, es bedarf daher einer Anpassung der Geometrieparameter für ein größeres Verdrängungsvolumen.

Nichols Portland bietet eine Variation von Gerotorsätzen an.

Nichols Portland Standard Gerotors and Specifications

(Metric Units Table)

Gerotor Type	Maximum Operating Speed* (rpm)	Thickness Min. (mm)	Nominal Range Max. (mm)	Nominal O.D.		Nominal I.D.	
				Standard (mm)	Minimum Recommended (mm)	Standard (mm)	Maximum Recommended (mm)
10010	17250	2.4	12.7	25.35	22.17	7.95	9.53
6020	16000	2.4	19.1	28.52	28.52	7.95	7.95
6022	14500	2.4	15.9	28.52	28.52	7.95	7.95
8030	11250	2.4	15.9	38.05	34.87	12.70	15.88
10164	4300	5.1	12.7	83.82	83.82	38.10	38.10
6170	5500	6.4	50.8	76.15	72.97	25.40	28.58
6166	5000	5.1	34.9	76.15	76.15	25.40	28.58
4180	6000	6.4	34.9	66.73	66.73	14.30	22.23
13263	3000	9.5	50.8	114.25	117.42	50.80	63.50
6280	4250	6.4	76.2	101.55	95.25	31.75	38.10
8369	3250	6.4	76.2	114.25	114.25	44.45	53.98
8384	3250	6.4	44.45	114.25	114.25	44.45	53.98
10397	2800	9.5	25.4	127.00	127.00	50.80	60.96

Tabelle 3: Nichols Portland Gerotorsätze Auswahl^[4b]

Die Motorabtriebswelle misst einen Außendurchmesser von Ø36 mm, mit dem gewählten Gerotorsatz 6280 kann der Nabendurchmesser des Innenrotors auf bis zu Ø38,10 mm vergrößert werden. Dadurch ergibt sich die Möglichkeit die Gerotorsätze auf die Motorabtriebswelle zu fädeln, um sie dann in ein mit dem Hauptgehäuse verbundenen Pumpengehäuse einzufassen. Diese Bauart ist hinsichtlich ihres sparsamen Platzbedarfs nur schwer zu übertreffen.

Durch das Anbringen des Gerotorsatzes an der Motorabtriebswelle dreht der Gerotor mit Motordrehzahl. Das benötigte $Q_{Gesamt} = 31,6 \text{ l/min}$ muss bei Standdrehzahl 800 U/min gesichert bleiben. Der Gerotorsatz 6280 hat ein Verdrängungsvolumen von $18,064 \text{ cm}^3$ pro Umdrehung pro cm Breite. Mit diesen Werten lässt sich

$$18,064 \frac{\text{cm}^3}{\text{U} \cdot \text{cm}} \cdot 800 \frac{\text{U}}{\text{min}} = 14451,2 \frac{\text{cm}^3}{\text{cm} \cdot \text{min}} = 14,4512 \frac{\text{dm}^3}{\text{cm} \cdot \text{min}}$$

$$\frac{31,6 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}}{14,4512 \frac{\text{dm}^3}{\text{cm} \cdot \text{min}}} = 2,187 \text{ cm} = 21,87 \text{ mm}$$

$$18,064 \frac{\text{cm}^3}{\text{U} \cdot \text{cm}} \cdot 2,187 \text{ cm} = 39,5 \frac{\text{cm}^3}{\text{U}}$$

eine Breite des Gerotors von gerundet 22 mm errechnen. Die Gerotorsätze können ihrer Breite nach, „inchweise“ bei Nichols Portland bestellt werden. Sondermaße sind mit Aufpreis möglich.

Die Geometrie für den Ab- und Ansaugkanal ist dem Datenblatt zu entnehmen.

Standard Gerotor Porting Information (See Figure 4)

Gerotor Type	Nominal Porting Dimensions							
	Radius A	Radius B	Ecc. C	Width D	Land E	Land F	Angle G	Port Area
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(degrees)	(mm ²)
6280	25.4	39.9	4.8	14.3	26.7	10.2	55.0	1125.8

Tabelle 4: Nichols Portland Abmessungen Absaug- und Ansaugöffnung^[4b]

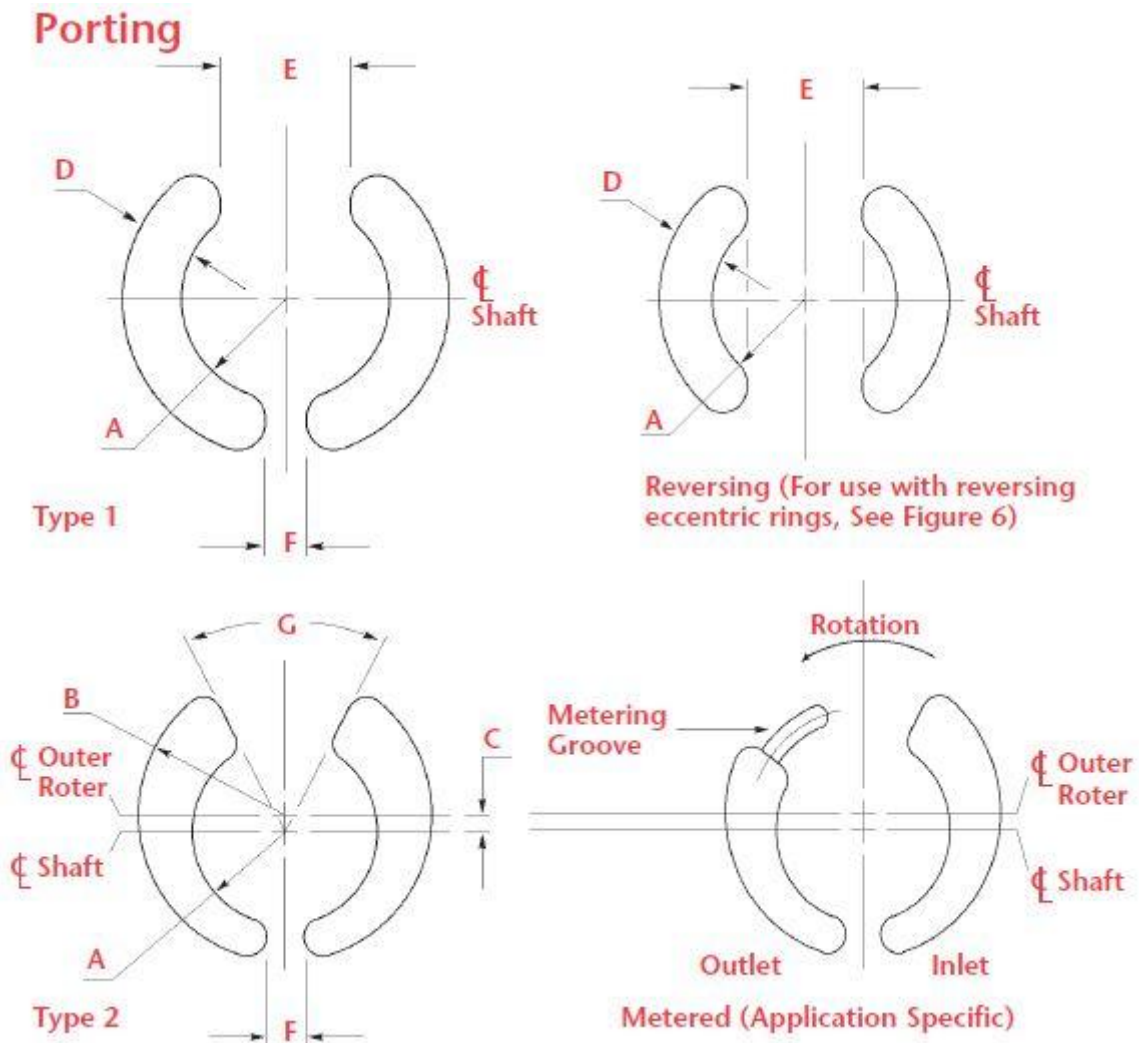


Abbildung 18: Nichols Portland Geometrie Absaug- und Ansaugöffnung^[4c]

Nachdem der Gerotor auf die Motorabtriebswelle gesteckt wird, bietet sich die Möglichkeit das Gerotorgehäuse direkt mit dem Getriebegehäusedeckel, des VTP 450 Moduls zu verbinden. Das Gehäuse in dem der Gerotorsatz läuft ist dabei um die Exzentrizität von 4,8 mm zur Motorabtriebswelle versetzt. Das Gerotorgehäuse wird dabei mit einem Deckel abgedichtet. Weiters bietet sich an, die An- und Absaugkanäle im Getriebegehäusedeckel direkt im Gussteil zu integrieren. Dies wurde hier in der 3D-Konstruktion angedeutet.

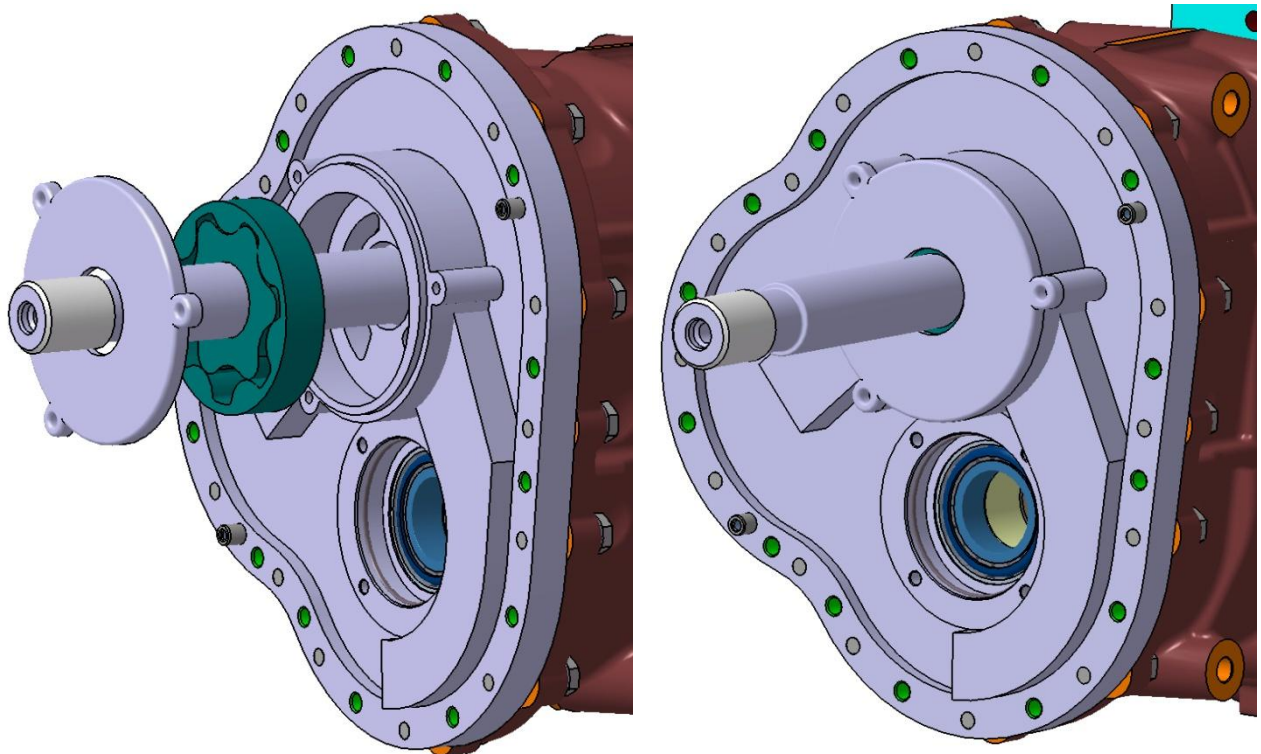


Abbildung 19: Einbausituation Gerotorpumpe Singel

Die Abbildung 10 zeigt die Einbausituation einer einzelnen Gerotorpumpe, dies würde in der Systemkonfiguration Variante III so zur Ausführung kommen.

Da eine Rückfalllösung der Variante III gewünscht war, wurde auch eine Einbausituation mit zwei Gerotorpumpen konstruiert, wie in Variante II vorgegeben. Ein zweites Gerotorgehäuse wird dabei direkt auf das im Getriebegehäusedeckel eingefasste Gerotorgehäuse aufgesteckt und fest geschraubt. Ein Absatz über den Umfang übernimmt dabei die Positionierung und hält die benötigte Exzentrizität ein. Da an dieser Stelle im Kompaktgehäuse genügend Platz vorhanden ist, kann die Mindestbaulänge auch mit dieser Tandembauweise gehalten werden.

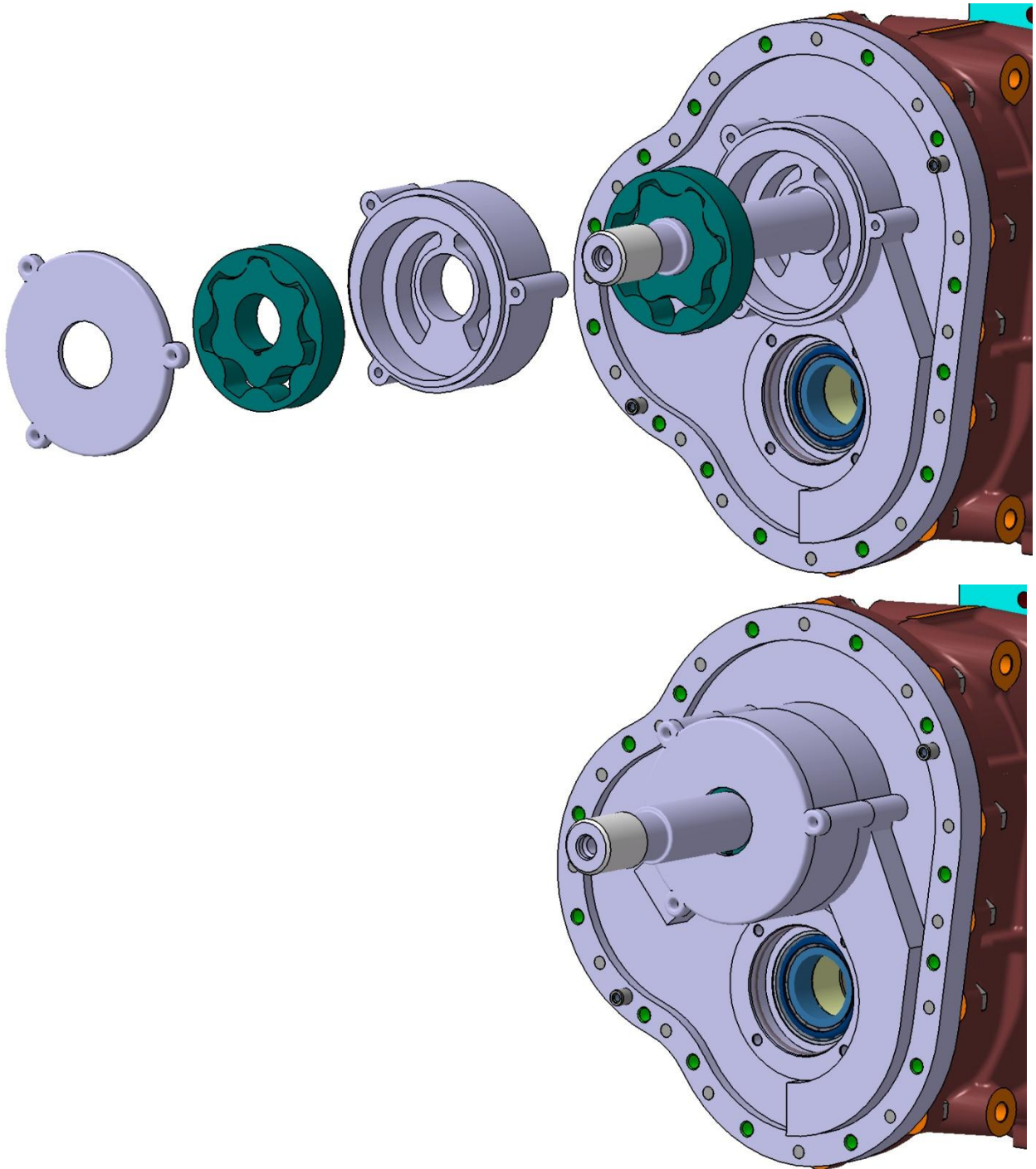


Abbildung 20: Einbausituation Gerotorpumpen Tandem

Ein Gerotorsatz beläuft sich auf 25 €. Hinzukommen die Kosten für die Bearbeitung der Gerotorgehäuse und das Ausformen dieser als Gussteile.

Die in diesem Kapitel erläuterte Entwurfskonstruktion soll die Lösungsfindung unterstützen und Problemzonen sichtbar machen.

Da die Ausgangssituation die aufgelöste/gestreckte Bauweise des VTP 450 Modul war, sind auf dem Weg zur Kompaktbauweise noch einige Details zu lösen, welche eine konstruktive Änderung des bestehenden Produkts erfordern sowie neue Komponenten implementieren.

Nachfolgend ist eine grobe Abfolge dieser Aufgabe skizziert:

1. Veränderung des bestehenden VTP 450 Getriebes
 - 1.1. Vorgelegewelle als Hohlwelle ausgeführt
 - 1.1.1. Neudimensionierung der Hohlwelle
 - 1.1.2. Schmiersituation der Hohlwelle
 - 1.2. Sonnenradwelle antriebsseitig verlängert und durch die Hohlwelle geführt
 - 1.2.1. Verbindung Sonnenradwelle mit Kompakteinheit
 - 1.2.2. Schmiersituation der Sonnenradwelle
 - 1.3. Lagerdeckel mit Pumpengehäuse und Ansaugkanälen versehen
2. Dimensionierung Kompaktgehäuse
 - 2.3. Einbausituation der Kompakteinheit BoschRexroth
 - 2.3.1. Berücksichtigung der Einbauvorschriften sowie der Anschlüsse für Steuerung und Sensorik
 - 2.3.2. Antrieb der Pumpenseite mittels Stirnrad von der Motorabtriebswelle
 - 2.4. Einbausituation Ölfilter für gesamten Ölhaushalt
 - 2.5. Bereich für Hydrauliktank festlegen
3. Dimensionierung Motorflansch

Diese Details sind jedoch nicht mehr Teil der vorliegenden Masterarbeit.

Da das Konzept nun konstruktiv definiert ist, wird im nächsten Kapitel die Funktion der Neuentwicklung, Variante III, erklärt.

5 Das Funktionsprinzip

Eine Prüfung auf Plausibilität und messtechnische Untersuchungen sind für die Variante III, dem Betrieb mit nur einer Pumpe, unumgänglich. Zunächst soll aber das Funktionsprinzip erläutert und die vorliegenden physikalischen Größen erfasst werden.

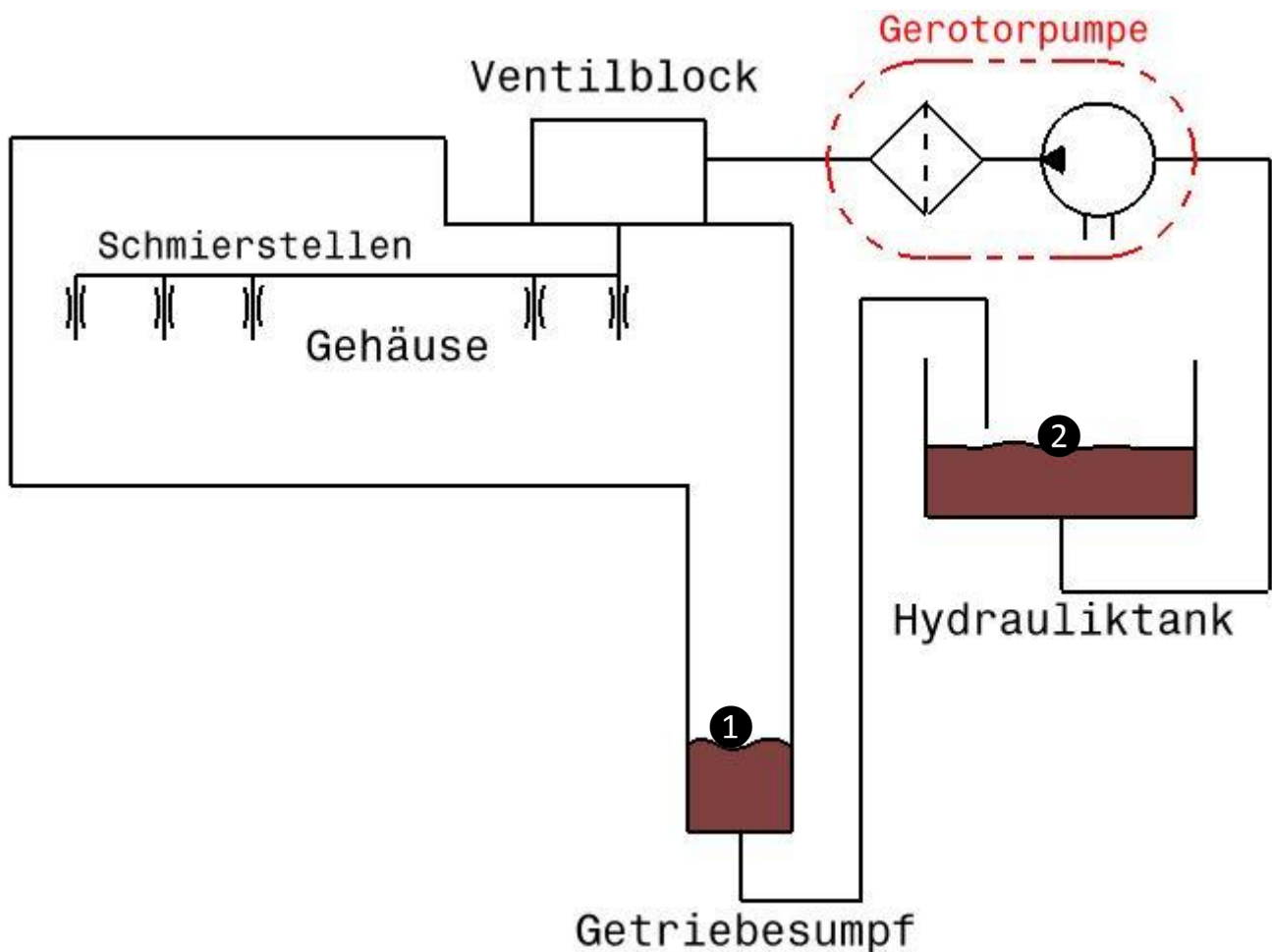


Abbildung 21: Funktionsprinzip Ölkreislauf

Allgemein versucht man Getriebegehäuse möglichst platzsparend zu konstruieren. Dennoch ist in ihrem Inneren neben den rotierenden Getriebekomponenten und der zur Aufrechterhaltung der Schmierung befindlichem Öl ein nicht unbeträchtliches Volumen an Luft vorhanden. Bei einem entlüfteten Gehäuse stellt sich in diesem Luft-Volumen der Atmosphärendruck ein. Verschließt man jedoch den Entlüfter, baut sich ein Überdruck im Gehäuse auf. Dies ist dadurch erklärbar, dass das sich im Sumpf sammelnde Öl die Abflussöffnung nach dem Siphonprinzip luftdichtverschließt und das in den Schmierstellen weiter eingebrachte Öl die Luft komprimiert. Dieser Luftdruck steigt auch durch die Erwärmung der Luft im Gehäuse weiter an und kann sich nur über das Verdrängen des im Sumpf befindlichen Öls oder über Wellendichtungen wieder entspannen. Es stellt sich ein Gleichgewicht zwischen Luftdruck und anliegender Ölsäule ein.

Dies zeigt folgendes Ergebnis, beim weiteren Einbringen von Schmieröl wird im Sumpf gesammeltes Öl durch die Abflussleitung hoch in den Hydrauliktank gedrückt.

Hier die rechnerische Analyse:

Man nehme dazu (ohne Herleitung)

$$p_1V + mgz_1 + \frac{mv_1^2}{2} = p_2V + mgz_2 + \frac{mv_2^2}{2} = pV + mgz + \frac{mv^2}{2} = \text{konst}$$

$\underbrace{\hspace{1.5cm}}$ $\underbrace{\hspace{1.5cm}}$ $\underbrace{\hspace{1.5cm}}$
 Druck- Lage- kinetische
 energie energie Energie

Formel 1: Energiegleichung von Bernoulli für stationäre, reibungsfreie Strömung in inkompressiblen Medien

dividiert man durch $V = \frac{m}{\rho}$ erhält man

$$p_1 + \rho gz_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = p_2 + \rho gz_2 + \frac{\rho v_2^2}{2}$$

Vernachlässigt man das Absenken und Steigen der Füllstände **1** und **2** kommt man mit,

$$p_1 + \rho gz_1 = p_2 + \rho gz_2$$

$h = z_2 - z_1$ und umformen auf p_1 zu

$$p_1 = p_2 + \rho gh$$

der hydrostatischen Grundgleichung. Wenn $p_2 = p_a = 1 \text{ bar}$, $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$ und $h = 0,25 \text{ m}$ kommt man auf $p_1 = 1,02 \text{ bar}$ d.h. man benötigt einen Überdruck im Gehäuse von 20 mbar um die Ölsäule in den Hydrauliktank drücken zu können.

Der Überdruck ist in diesem System nicht die einzige auftretende physikalische Größe, die es zu beachten gilt.

5.1 Parameter

Folgende Parameter sind dabei gegeben, können eingestellt werden oder stellen sich ein:

Kategorie	Systemparameter
Getriebe	Volumen für Luftpolster, Förderhöhen, Rohrleitungsquerschnitte, Rohrleitungslängen,
Fluide	Luft: Druck Öl: Temperatur, Viskosität, Füllstand Sumpf, Füllstand Hydrauliktank, Systemdruck, Schmierdruck
Betrieb	Drehzahl, Übersetzungsverhältnis, Fahrbereich, Fahrsituation

Tabelle 5: Systemparameter

Die genannten Systemparameter werden in den nachfolgenden Kapiteln, ihrer Relevanz entsprechend, besprochen.

6 Aufbau Versuchsprogramm 1.0

Im ersten Schritt wurde ein für die Firmenpräsentation im Schaubereich abgestelltes VTP 450 in gestreckter/aufgelöster Bauweise auf dem Prüfstandrost installiert. In seiner Ursprungsform war es mit einem Allradabtriebsgehäuse versehen. Dieses wurde auf einen einfachen Abtrieb, aufgrund der einfacheren Handhabung, umgebaut.

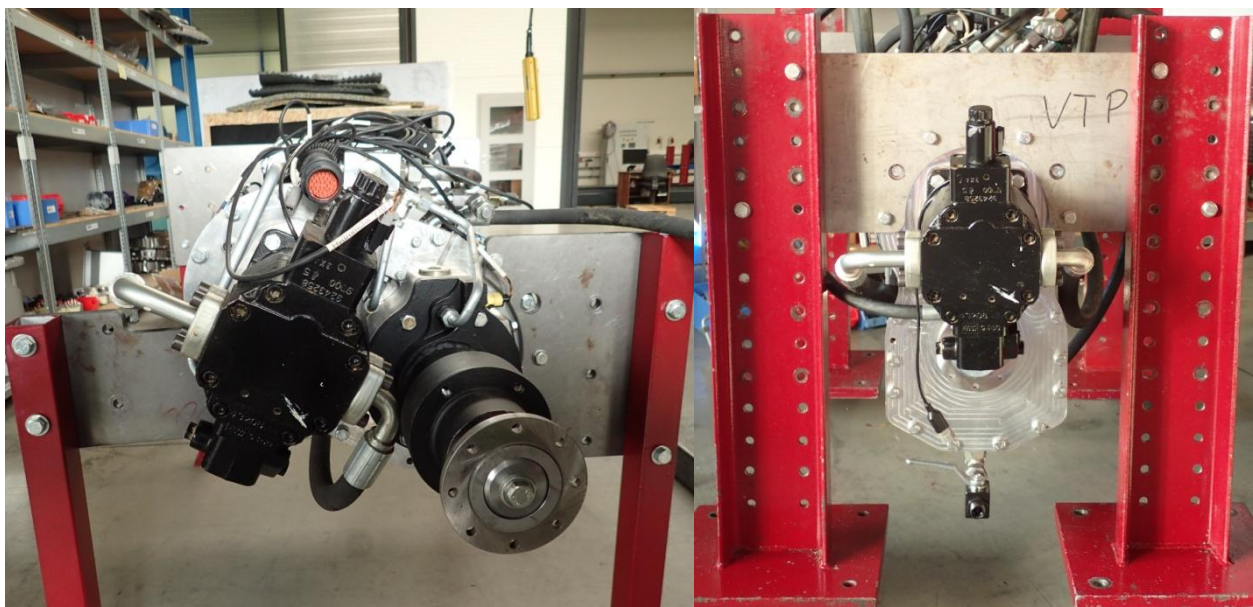


Abbildung 22: Umbau Allradabtrieb auf einfachen Abtrieb

Nachdem dies geschehen war, wurde ein Elektromotor fluchtend mit einer Kardanwelle als Verbindungsstück mit dem Antriebsflansch der Hydropumpe verschraubt. Der Elektromotor

hat eine Antriebsleistung von 90 kW und seine Drehzahl ist über einen Frequenzumrichter regelbar. Die maximale Drehzahl ist mit 3000 min^{-1} begrenzt.

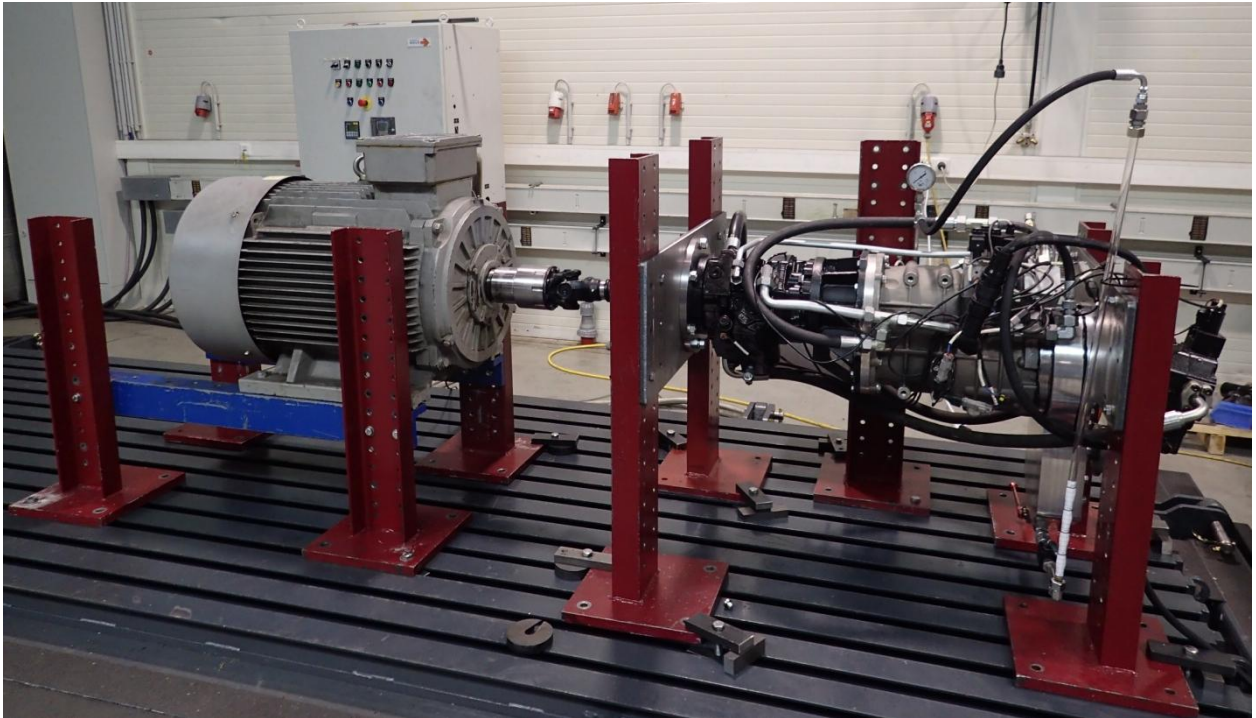


Abbildung 23: Prüfstandaufbau 1.0 Ansicht seitlich

Als Ölreservoir wurde ein Hydrauliktank verwendet, welcher baulich dem im Testfahrzeug Land Rover Defender entspricht.

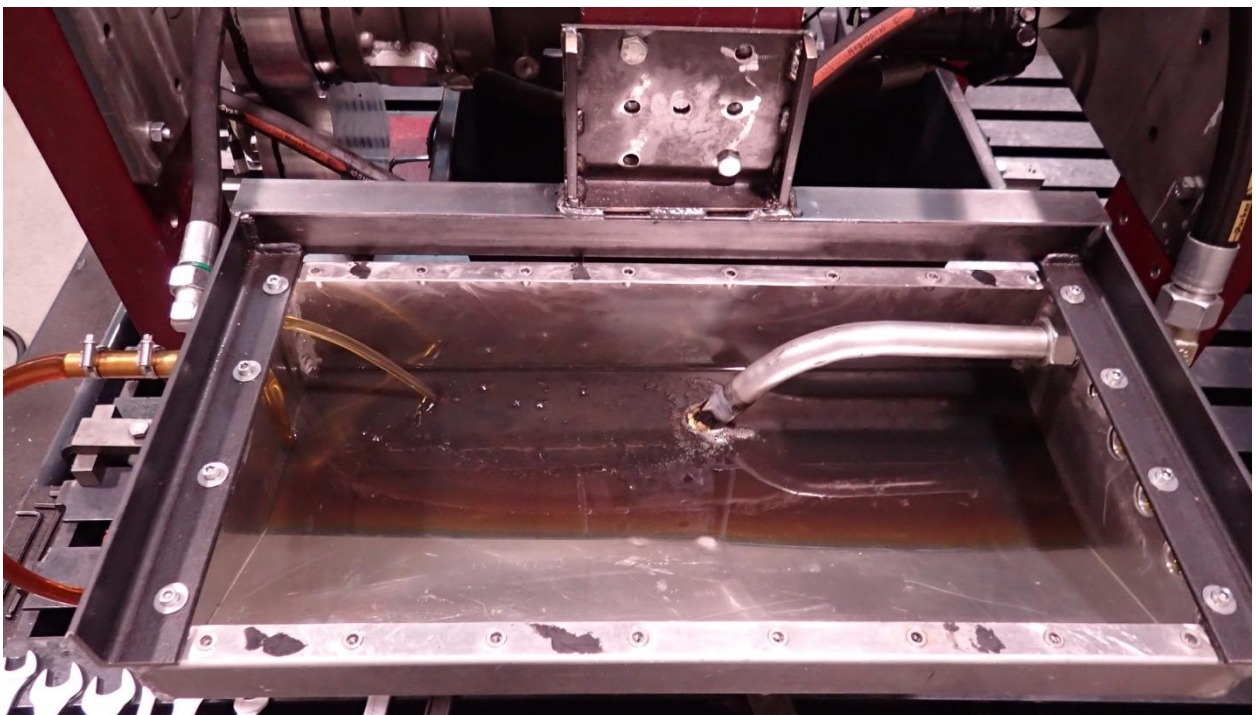


Abbildung 24: Hydrauliktank Land Rover Defender

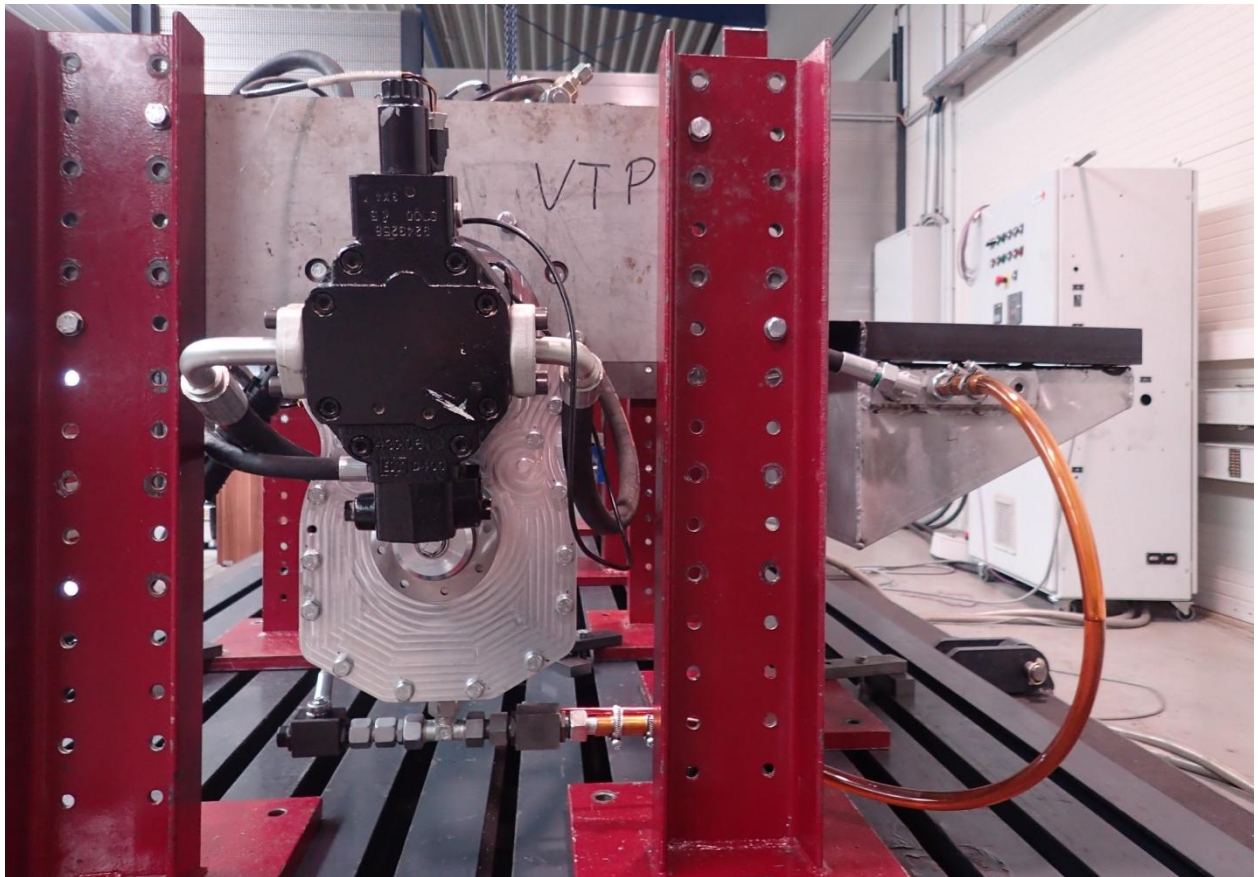


Abbildung 25: Prüfstandaufbau 1.0 Ansicht Abtrieb

Neben dem mechanischen Aufbau des Prüfstandes wurden auch die benötigten Messeinrichtungen installiert. Da dieser Prototyp bereits auf einem Prüfstand lief, hat er die für den Betrieb notwendige Sensorik bereits integriert. Die dabei verbauten Temperatur-, Druck-, Drehzahlsensoren sowie Schaltzustände der Magnetventile bilden die Datensätze für den Getrieberegler. Für den Betrieb in einem Fahrzeug würden noch weitere relevante Fahrzeugdaten, wie Motordrehzahl, Gaspedalstellung, Bremspedalstellung, Bremsdruck, Tempomat und unter Umständen noch Neigungszustände hinzukommen. Diese Datensätze werden vom Motorregler benötigt. Beide Datensätze werden in das Getriebesteuergerät eingelesen, die Software wählt in weiterer Folge den zur Fahrsituation passenden, günstigen Fahrbereich im Getriebe.

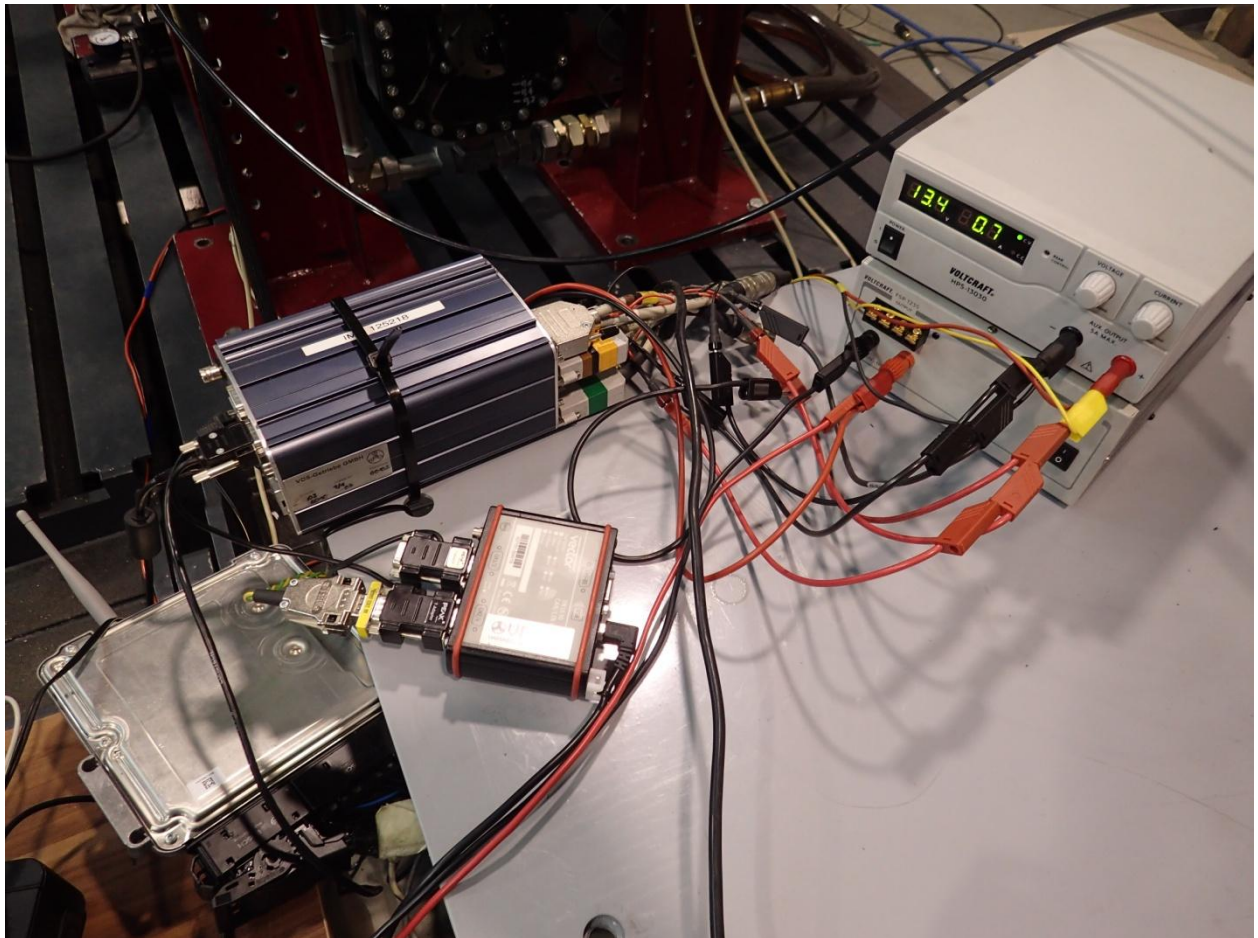


Abbildung 26: Getriebesteuergerät und Messdatenerfassung

Ein C-Serie Messdatenerfassungsgerät, der Firma imc, mit der dazugehörigen Software, imc FAMOS Enterprise 7.1, ermöglicht das Auslesen der Daten auf einem handelsüblichen PC. Die Daten laufen über eine CAN-Verbindung vom Getriebesteuergerät zum Messgerät. Wenn benötigt, kann eine zusätzliche Sensorik direkt an das Messgerät angeschlossen und ausgewertet werden.

Die Datenblätter für die benutzten Sensoren und Messeinheiten im Anhang zu finden sind. Aus diesen können der Aufbau und die Genauigkeit mit Fehlertoleranzen entnommen werden.

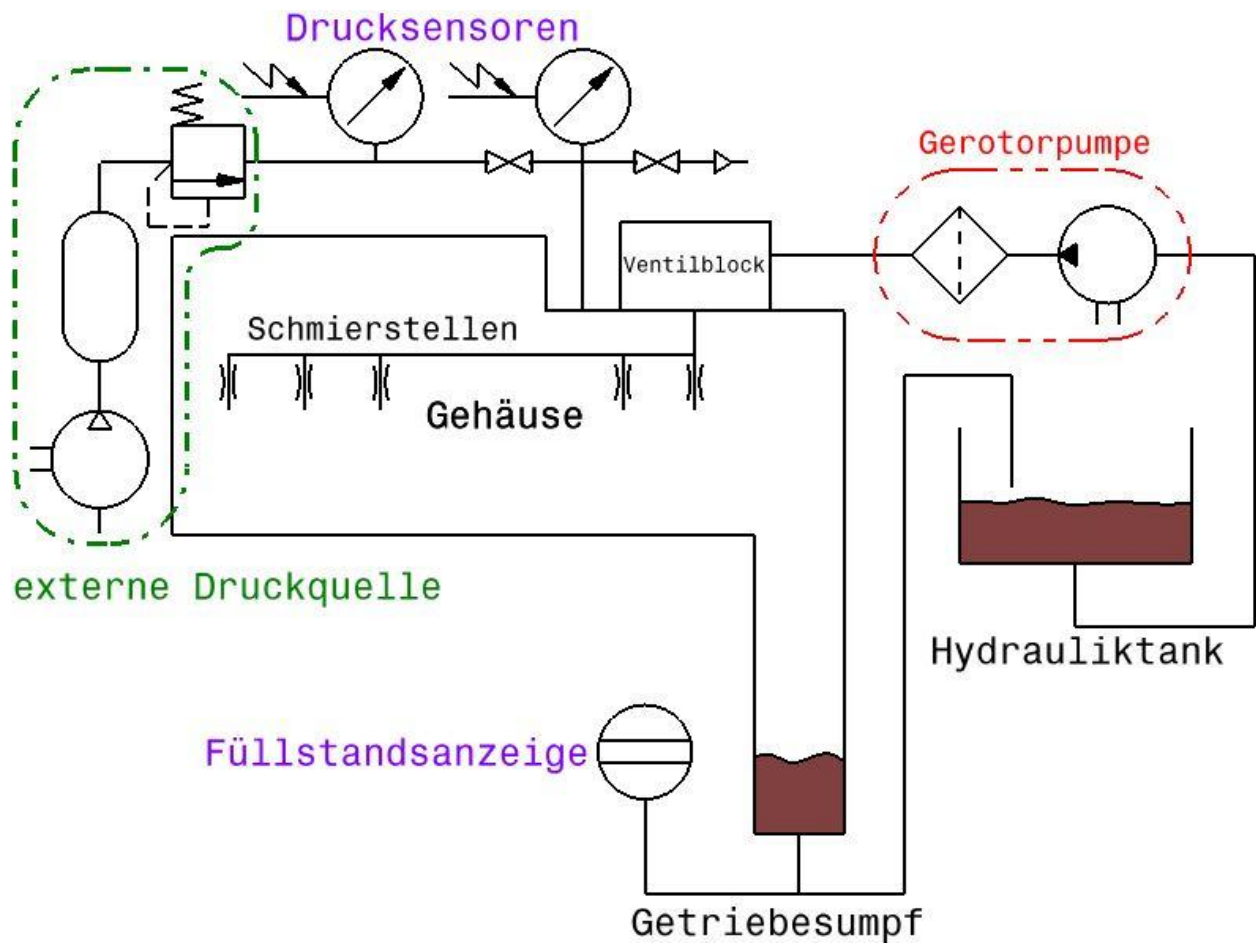


Abbildung 27: Messaufbau Prüfstandaufbau 1.0

Um die Variante III, der Betrieb ohne Absaugpumpe, sicher testen zu können, wurde eine externe Druckquelle an das Gehäuse angeschlossen. Sie setzt sich aus der firmeninternen Druckluftversorgung und einem Druckregler zusammen. Der Druckregler ist nötig, da die Luft mit einem Druck von 10 bar aus dem Druckspeicher strömt und Druck mit dieser Größe die Wellendichtringe aus dem Gehäuse drücken würde. Die Hersteller von Wellendichtringen garantieren eine Funktionsfähigkeit bis zu 0,6 bar Überdruck. Mit einem Drucksensor, welcher nach dem Druckregler angebracht wurde, kann der gewünschte Wert somit fein voreingestellt und mit dem Öffnen des nächsten Kugelhahn kontrolliert in das Gehäuse eingeleitet werden. Der zweite Drucksensor von links, ersichtlich in Abbildung 27, dient der Überwachung des Gehäusedrucks. Mit einem weiteren Kugelhahn kann das gesamte Getriebe gegen die Atmosphäre entlüftet werden.

Die einstellbare, externe Druckquelle hat den sicherheitstechnischen Hintergrund, dass beim Überfüllen des Getriebesumpfes schnell reagiert werden kann und so mit zusätzlicher Drucklufteinbringung das Öl wieder in den Hydrauliktank gedrückt wird. Ein erhöhter Füllstand im Getriebesumpf führt zunächst einmal nur zu Planschverlusten und damit zu einem schlechten Gesamtwirkungsgrad. Im Gegensatz zum Pegel im Hydrauliktank kann hier ein zu weites Absenken eine Luftansaugung der Hydropumpe bewirken, was bis zur Zerstörung führen kann.



Abbildung 28: Füllstandanzeige Getriebe und Hydrauliktank

Die Füllstandanzeige stellt in diesem und in den folgenden Messaufbauten den wichtigsten Indikator für den Erfolgsnachweis dieser Neuentwicklung dar. Sie besteht aus einem transparenten Steigrohr, welches am tiefsten Punkt der Abflussverrohrung beginnt. Am oberen Ende führt ein angeschlossener Schlauch ins Gehäuse. Dadurch findet ein Druckausgleich statt, welcher nur die sich einstellende Ölsäule im Getriebe misst. Der Maßstab wurde mit der Unterkante des Abtriebsgehäuses abgeglichen. Der Hydrauliktank wurde mit Getriebeöl ausgelitert und bei jedem halben Liter wurde eine Markierung gesetzt, somit kann auch hier eine optische Überwachung stattfinden.

7 Messungen Versuchsprogramm 1.0

Im Rahmen der ersten Messung wurde eine Drehzahl von 2060 min^{-1} eingestellt. Im Getriebe waren zu diesem Zeitpunkt noch keine Kupplungen geschaltet, d.h. die Komponenten drehten sich frei und undefiniert. Dies entspricht natürlich keinem realen Fahrzustand, war aber für die Sammlung von ersten Messdaten genügend aufschlussreich.

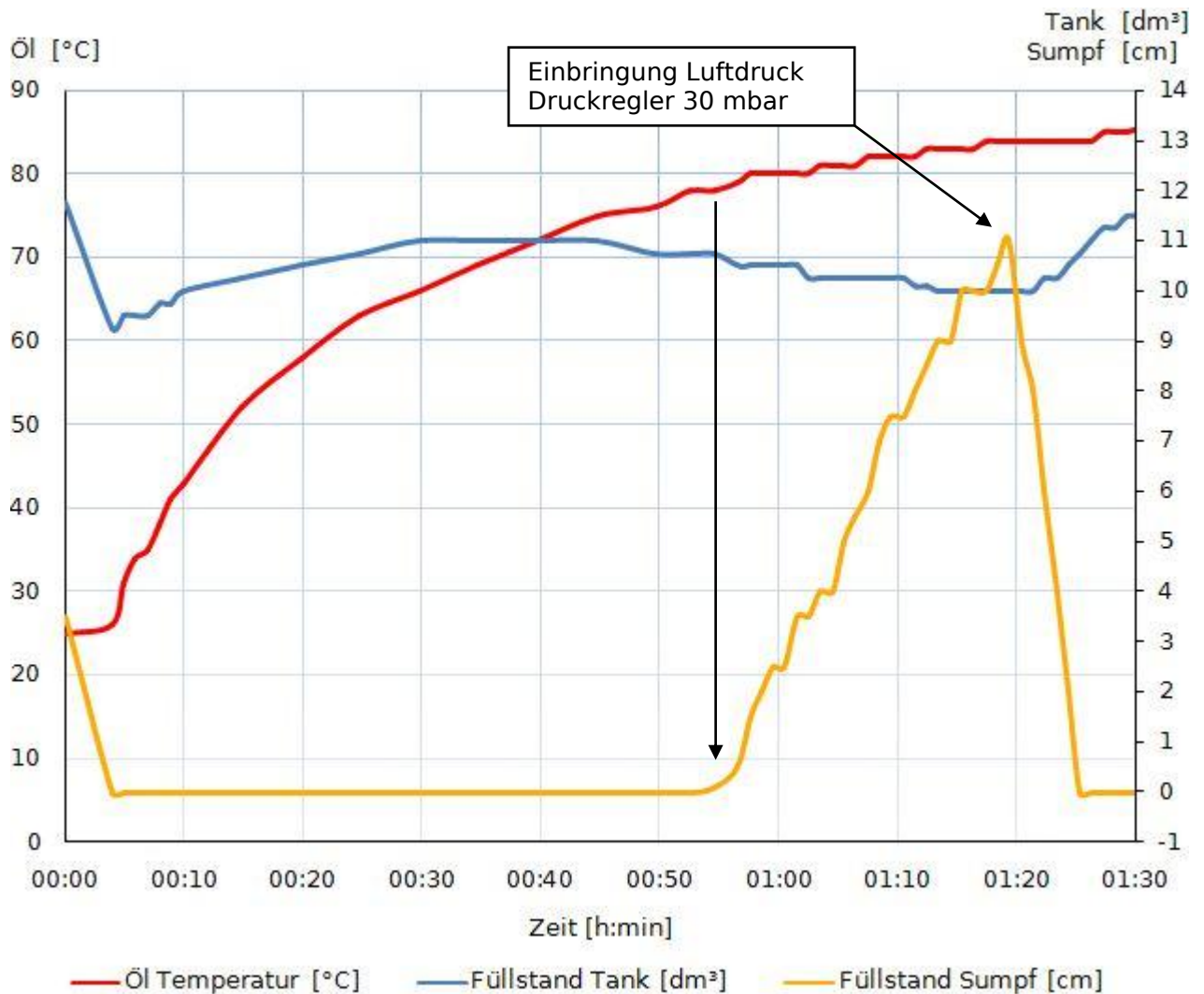


Abbildung 29: erste Messung mit 2060 min^{-1} konstanten Freilauf

Bei dieser Messung wurden folgende Messgrößen erfasst: Öl Temperatur [°C], den Füllstand im Hydrauliktank [dm³] und den Füllstand im Sumpf [cm].

Abbildung 29 zeigt den Zusammenhang dieser Messgrößen über die Zeit. Es ist erkennbar, dass zu Beginn ein Füllstand von 3,5 cm im Sumpf vorhanden ist. Dieser verringert sich gleich nach dem Starten auf 0 cm. Das in die Schmierstellen eingebrachte Öl erzeugt eine Volumensveränderung und diese schiebt das im Sumpf gesammelte Öl hoch in den Hydrauliktank.

Dieser Effekt ist, bis zur Minute 55 zu beobachten dann ändert sich die Charakteristik und der Sumpf würde sich fast soweit befüllen bis sich der Pegel dem im Hydrauliktank angeglichen hat. Dies war kein Einzelfall deshalb wurde der Ursache auf den Grund gegangen. Die Öl Temperatur lag dabei immer um $75 \text{ }^{\circ}\text{C}$, das verwendete Öl Shell Spirax S4 TX hat bei dieser Temperatur nur mehr rund $1/3$ der Viskosität als zu Beginn der Messung bei 25°C .

Kennwerte	Shell Spirax S4 TX	Norm
SAE Viskositätsklasse (ISO VG)	10W-40	SAE J 300
Kinematische Viskosität bei 40°C	85 mm ² /s	ISO 3104/DIN 51562-1
Kinematische Viskosität bei 100°C	14,1 mm ² /s	ISO 3104/DIN 51562-1
Viskositätsindex	172	ISO 2909
Dichte bei 15°C	850 kg/m ³	ISO 12185
Flammpunkt (COC)	220 °C	ISO 2592
Pourpoint	-36 °C	ISO 3016

Tabelle 6: Kennwerte Shell Spirax S4 TX Hydrauliköl^[5]

Dies führte zur Annahme, dass das Öl bei zunehmender Temperatur (= geringere Viskosität = leichtgängigeres Öl), die Lösung von Luft begünstigt.

Weiters sieht man in Abbildung 29, dass sich der Füllstand ab Minute 80 wieder senkt und nach weiteren 6 Minuten wieder bei 0 cm angelangt ist. Dies geschah durch die kontrollierte, voreingestellte Lufteinbringung von 30 mbar mit dem dafür vorgesehenen Druckregler.

Das Fazit der ersten Messungen hat gezeigt, dass die Methode funktionell möglich ist, aber von einer externen Lufteinbringung gestützt werden muss.

8 Aufbau Versuchsprogramm 2.0

Die Erkenntnisse aus den ersten Testläufen wurden in den neuen Aufbau integriert und ergaben folgende Änderungen:

Die Ergebnisse aus dem vorherigen Aufbau haben gezeigt, dass die Einmischung der Luft in das Öl den Betrieb ohne externe Luftdruckquelle kippen lässt. Dies galt im Vorfeld nur als Hypothese, soll aber durch das Anbringen von Sichtfenstern am Abtriebsgehäuse bestätigt werden.

Dabei wurden Sichtbereiche ausgeschnitten und anschließend mit Acrylglas und Dichtmasse abgedichtet. Für die Sicherstellung des Schmierhaushaltes der Lagerstellen bei einer Trockensumpfschmierung und um Verschäumungen des Öls zu verhindern, sind im Abtriebsgehäuse eine Anzahl von Fangblechen/Ölleitblechen und Schottblechen angebracht. Um auch hier freie Sicht zu haben, wurden einige Bleche aus Plexiglas nachgefertigt und durch diese ersetzt.

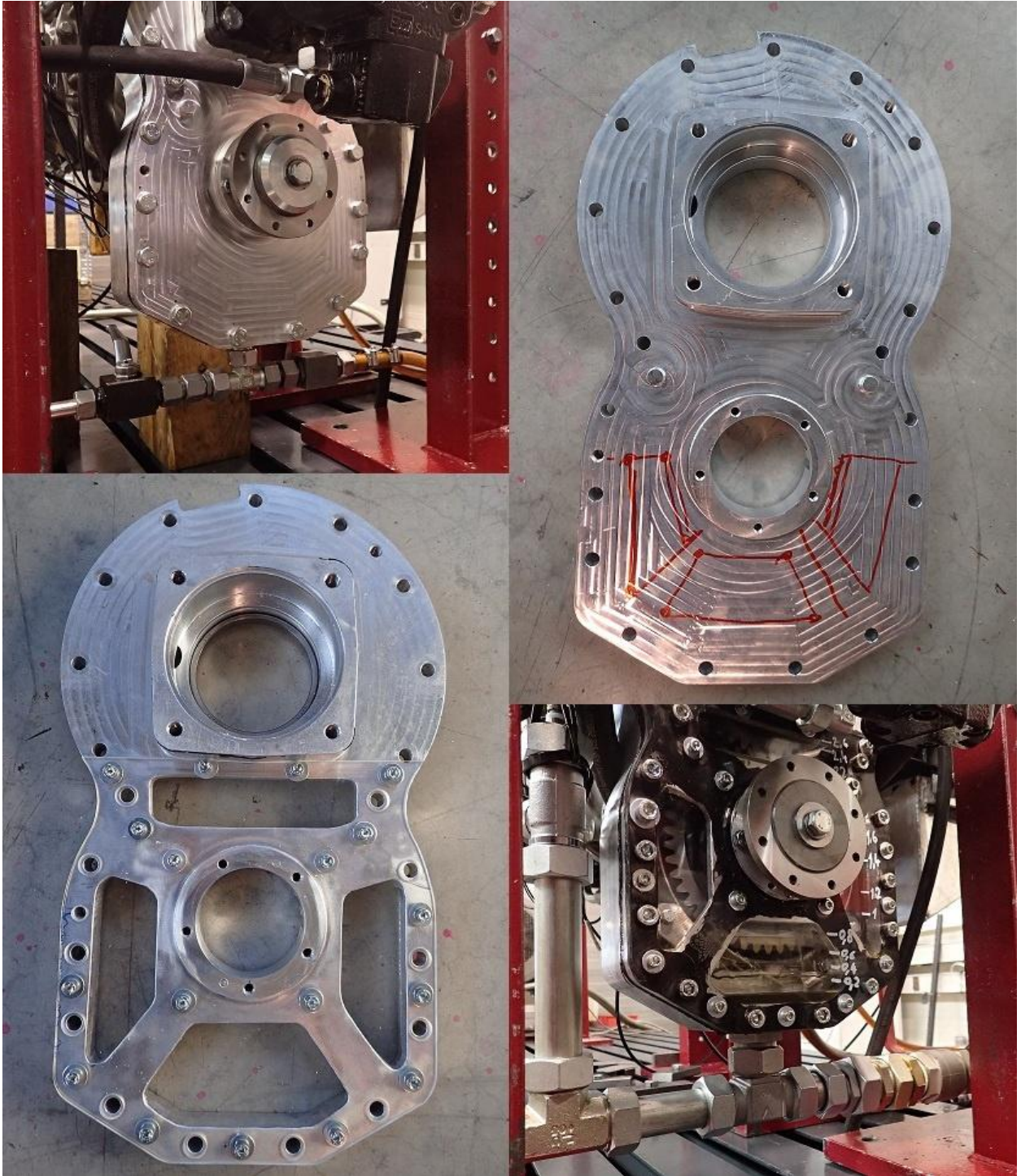


Abbildung 30: Umbau Sichtbereiche

Die Ablassbohrung des Abtriebsgehäuses wurde von Einschraubgewinde M22x1.5 auf M42x2.0 vergrößert.

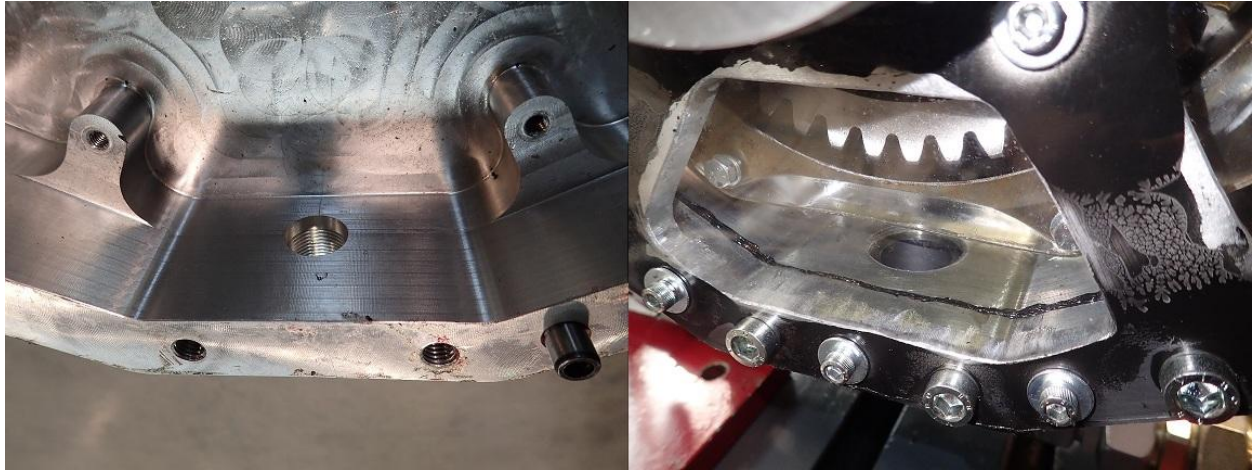


Abbildung 31: vergrößerte Ablassbohrung

Dadurch konnten die gezogenen HPL-Rohre Norm EN 10305-4 (DIN 2391) der Größe $\text{\O}18$ durch $\text{\O}35$ ersetzt werden. Dies ergibt eine Aufweitung des Innendurchmessers von $\text{\O}14$ mm auf $\text{\O}31$ mm.

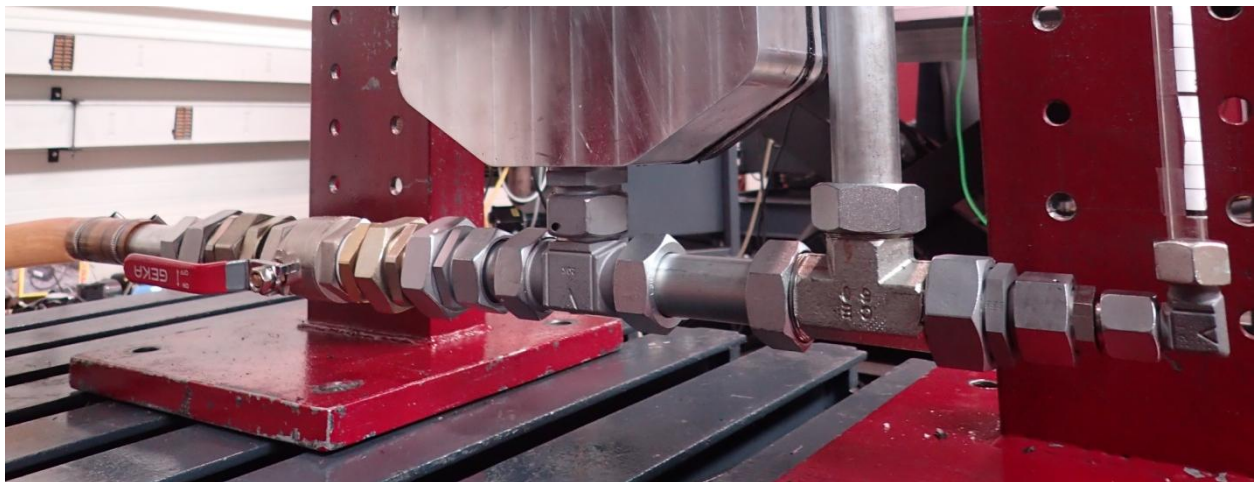


Abbildung 32: neue Verrohrung

Die Einlassöffnung des Hydrauliktanks lässt nur einen Rohrquerschnitt von $\text{\O}28$ zu. Um eine Engstelle und den daraus resultierenden Düseneffekt und Reibung zu vermeiden, wurde eine neue Öffnung mit entsprechendem Querschnitt ausgeschnitten (rechts in Abbildung 33).

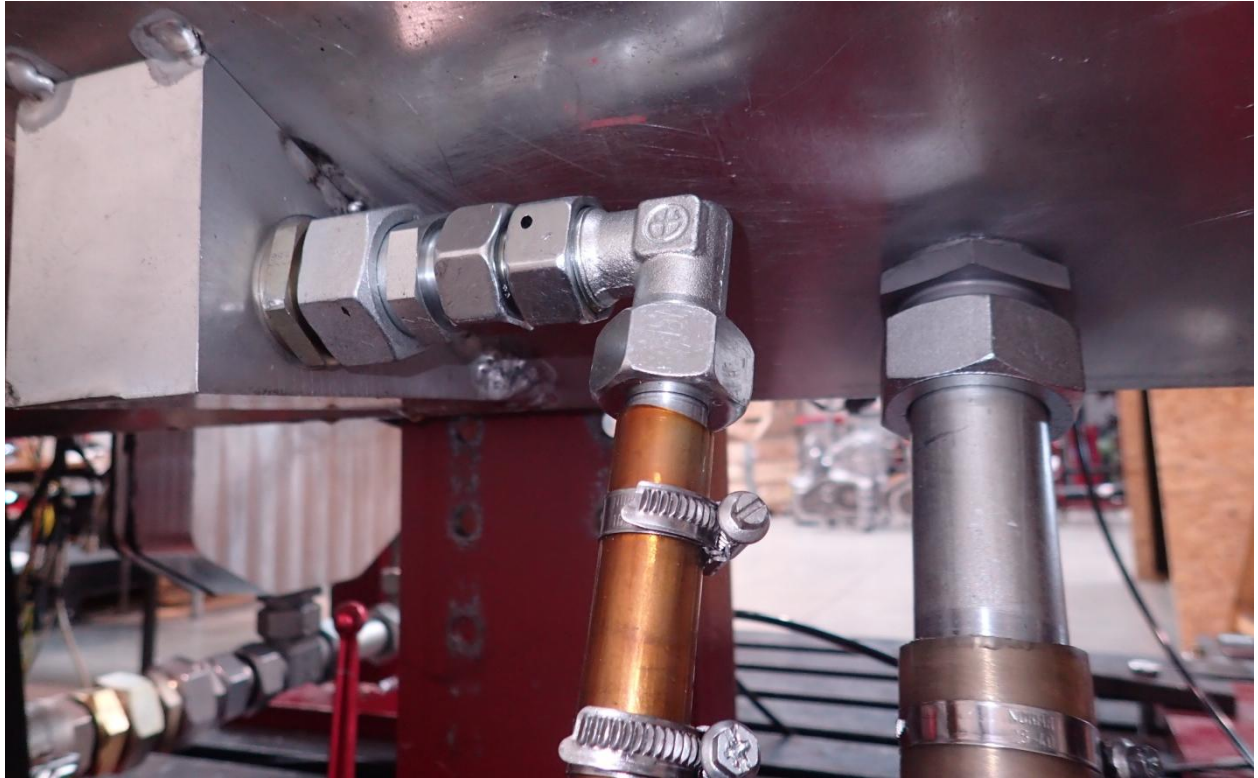


Abbildung 33: Hydrauliktank mit vergrößertem Einlass

Um weitere Wartungsarbeiten und Änderungen im Tank zu erleichtern, wurde eine Wartungsöffnung ausgeschnitten, welche mit einer passenden Acrylglasplatte luftdicht abgedichtet werden kann.

Für weitere Versuchsanordnungen wurde ein Kugelhahn eingebaut, welcher die Mehrmenge des Druckbegrenzungsventils entweder in den Tank leiten oder in einer Schleife dem Pumpkreislauf direkt zurückführen kann.

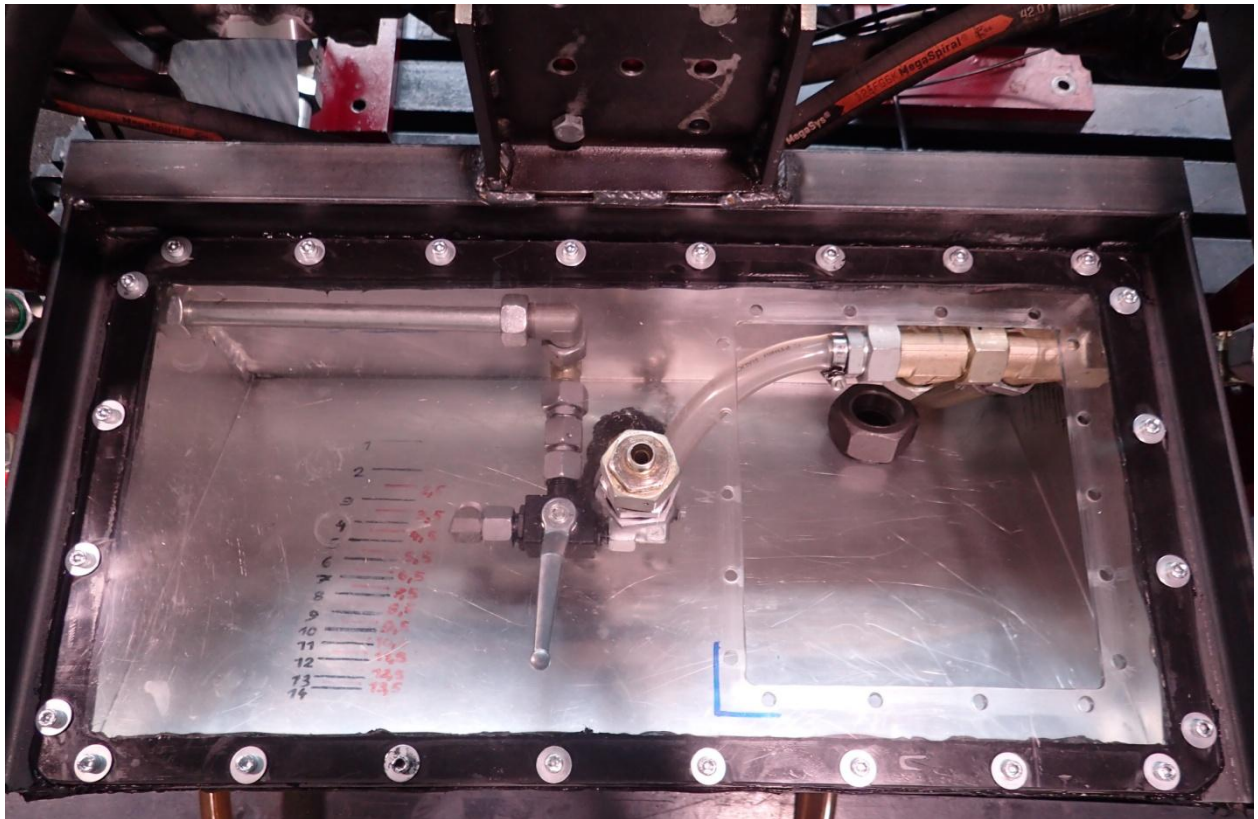


Abbildung 34: Hydrauliktank mit neuem Innenleben und Wartungsöffnung

Bisher wurden die Pegelstände im Sumpf des Abtriebsgehäuses mit einem aufgeklebten Messlineal handschriftlich festgehalten. Dies war für die ersten Versuchsläufe in Bezug auf Genauigkeit und Aufwand annehmbar. Nun soll ein Ultraschallsensor der Serie UB300 die Genauigkeit verbessern, aber vor allem die erfassten Pegelstände gleich dem imc Messsystem zuführen.

Neben der digitalen Aufzeichnung wurde das Steigrohr mit dem Messlineal, aus dem ersten Versuchsaufbau, noch als zusätzliche Kontrolle und zur leichteren Ablesbarkeit beibehalten.

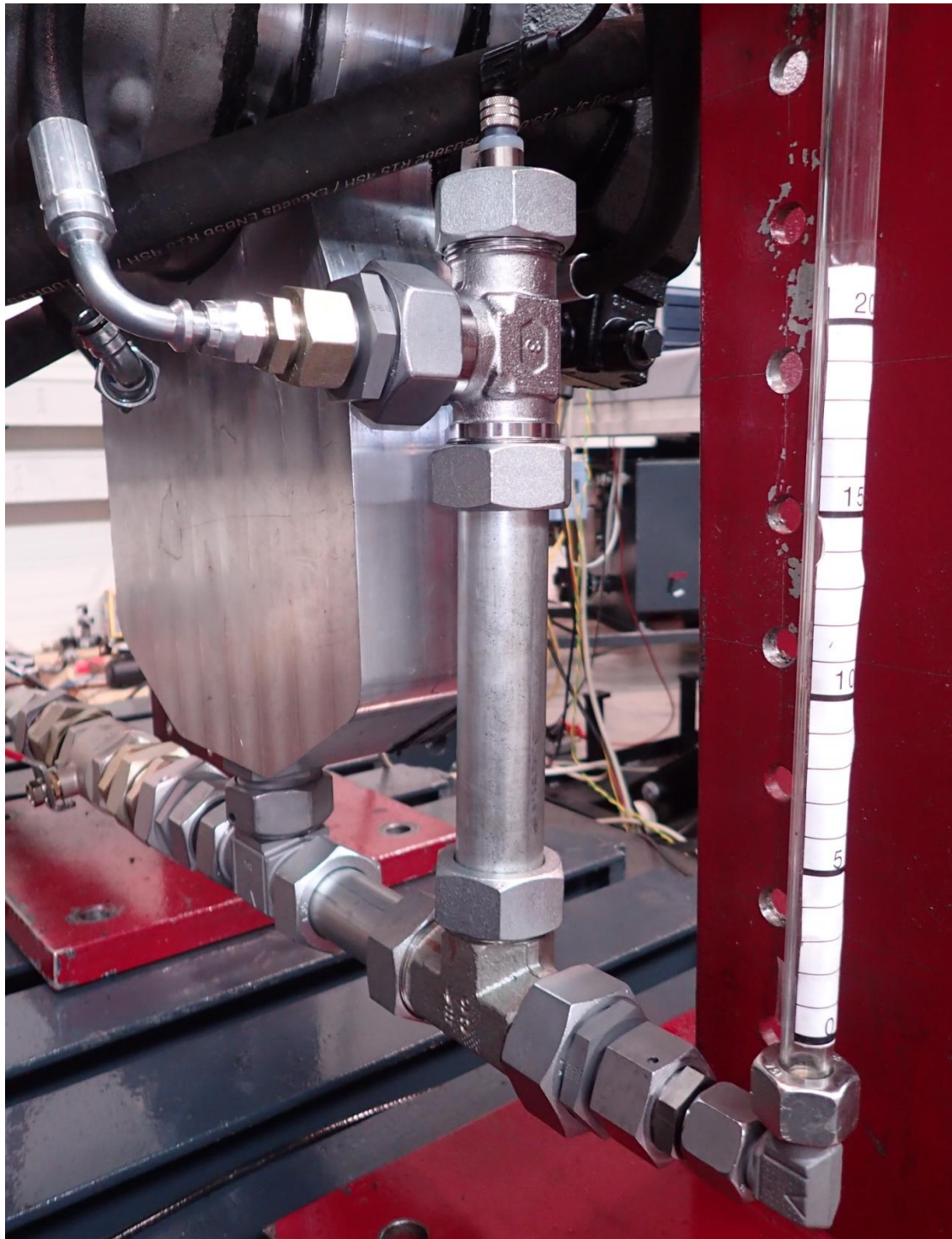


Abbildung 35: Steigrohr mit verbautem Ultraschallsensor

Die angebrachten Drucksensoren und der Kugelhahn zum Zu- und Abschalten der externen Luftdruckquelle blieben wie in der Vorgängerversion erhalten, einzig ein Adapter für einfacheres Wechseln der verschiedenen Pumpen wurde installiert.

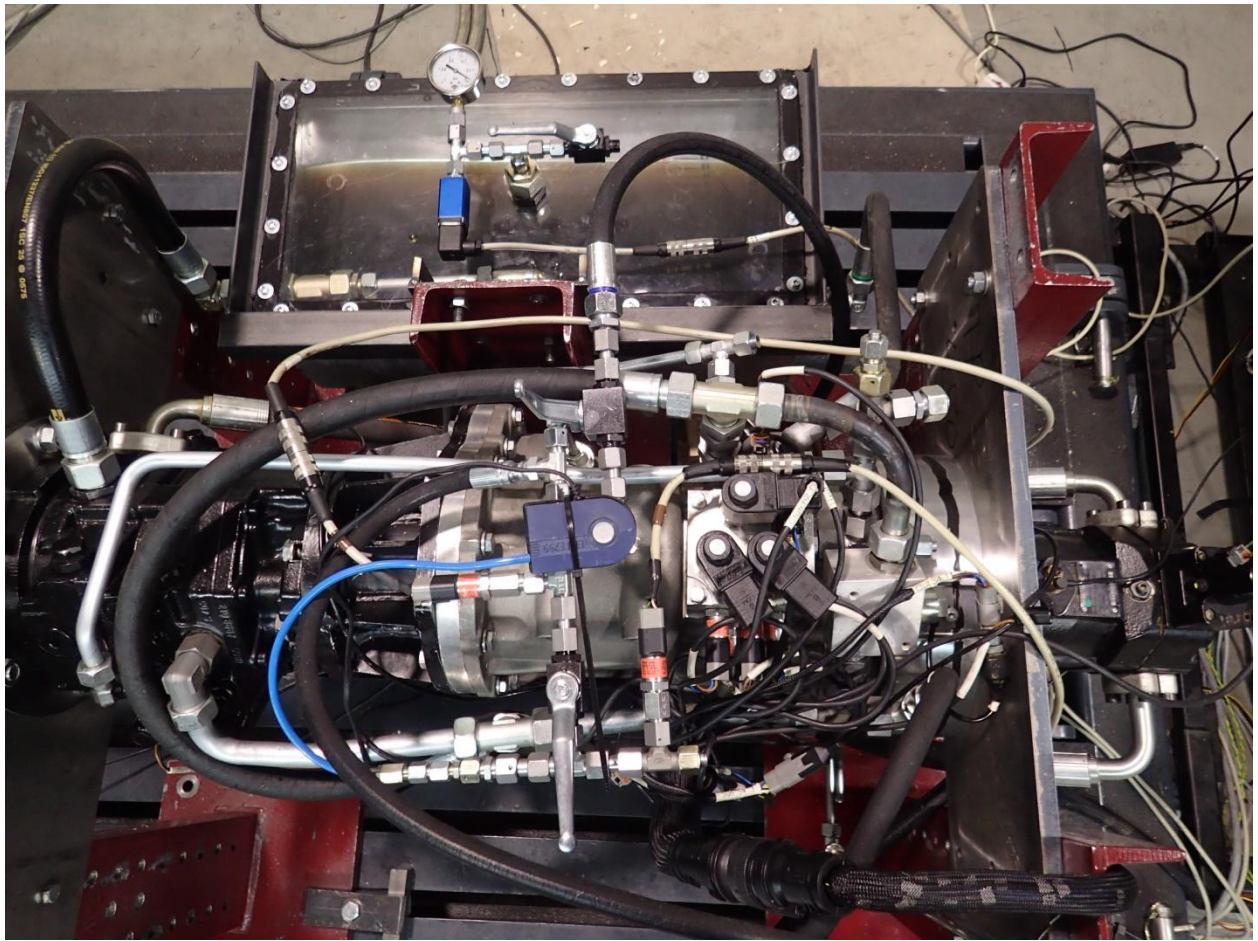


Abbildung 36: Drucksensoren und Pneumatik

Darüber hinaus wurde eine Drehzahlmessung mittels Messflansch (siehe Abbildung 43 links im Bild) angebracht.

9 Messungen Versuchsprogramm 2.0

Die Erkenntnisse aus den ersten Messungen haben uns gezeigt, dass das System nicht ohne Druckzufuhr den Überdruck im Gehäuse aufrechterhalten kann.

Davor wurde ein Fahrmodus des VTP 450 Moduls in einem bestimmten Punkt eingestellt. Bisher wurden die Getriebekomponenten nur mitgeschleppt. Durch eine kleine Änderung im Steuergerät wurde die Bestromung der ersten Fahrbereichskupplung möglich. D.h. das Getriebe bleibt unabhängig von der Motordrehzahl in der Mitte des ersten Fahrbereichs. Damit stellt sich $i = 0,7$ ein.

Abbildung 37 zeigt einen über eine Stunde andauernden Versuchslauf bei einer konstanten Eingangsdrehzahl von 1040 min^{-1} und 728 min^{-1} am Ausgang. In dem oberen Diagramm wurden Druck der externen Quelle und dem selbsteinstellenden Gehäusedruck gegenüber gestellt. Unten sieht man den Verlauf der Öltemperatur und dazu den Anstieg des Füllstands im Getriebesumpf. Ein Füllstand von -1 cm bedeutet, dass sich der Ölspiegel einen Zentimeter unter dem Beginn der Ablassöffnung befindet.

Man erkennt bereits ab Minute 4 ein steiles Ansteigen des Füllstandes. Der Gehäusedruck hebt sich zu Beginn der Messung kurz an und stellt sich dann auf knappe 20 mbar ein. Das bedeutet, dass Öl in den Hydrauliktank hochgedrückt wird allerdings weniger als nachläuft, daher das Ansteigen im Sumpf. Mit Minute 7 erreicht der Pegel einen inakzeptablen hohen Wert was das Zuschalten mittels Kugelhahn der voreingestellten externen Druckquelle von 30 mbar erfordert. Mit dem Anlegen des zusätzlichen Druckes sinkt der Füllstand bis zu Minute 20 wieder vollständig ab. Bis zur Minute 35 scheint eine funktionierende Abstimmung vorzuliegen, doch ein erneutes Ansteigen des Öls im Sumpf beginnt. In Minute 45 wird der Druck an der externen Druckquelle auf 50 mbar erhöht was zur Folge hat, dass der Pegel wieder sinkt um dies noch zu beschleunigen wurde bei Minute 56 noch einmal erhöht auf 100 mbar. Danach blieb der Sumpf trocken. Die nach Minute 60 auftretenden Druckspitzen sind auf eine Kontrolle der Größe des anliegenden externen Drucks zurückzuführen. Beim Einstellen der externen Druckquelle wurde jedesmal der Kugelhahn geschlossen was eine Unterbrechung der zwei Messkreise Gehäusedruck und externe Druckquelle zur Folge hat, dies erklärt die auftretenden Druckspitzen während der Messung.

Diese Messung hat im Vergleich zur letzten Messung gezeigt, dass bei realen Fahrzuständen bereits ab 50 °C Öltemperatur der sich selbsteinstellende Gehäusedruck nicht mehr ausreichend ist und der Sumpf sich füllt.

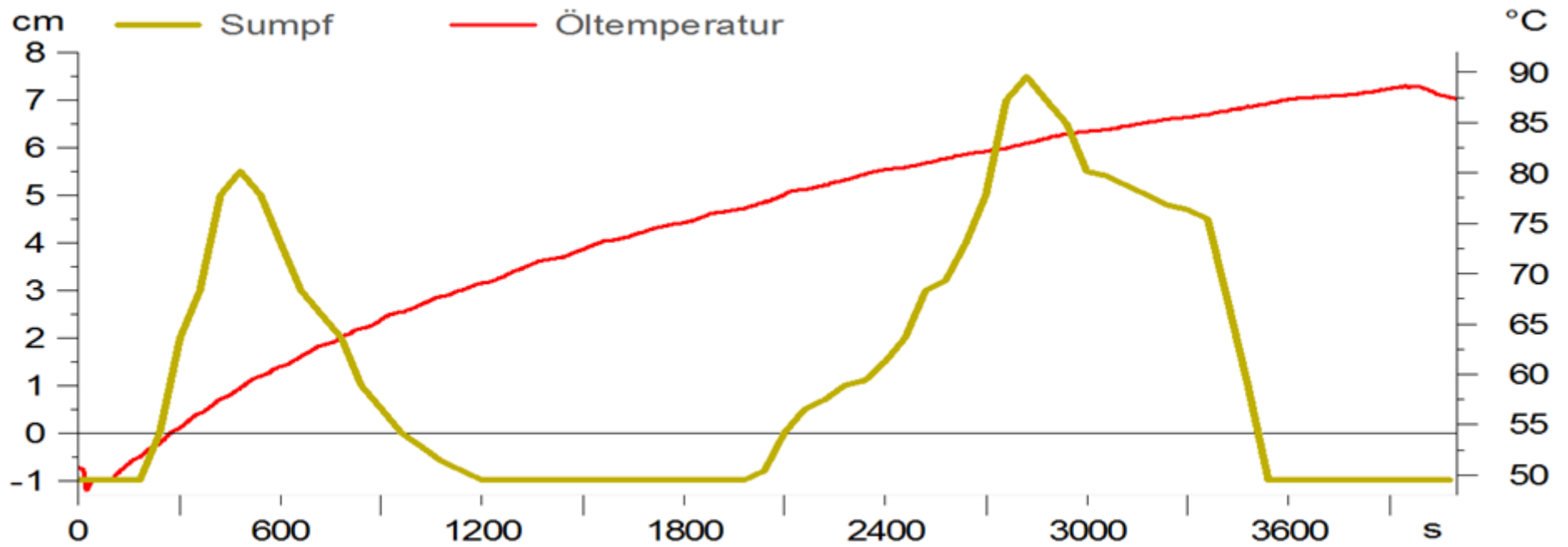
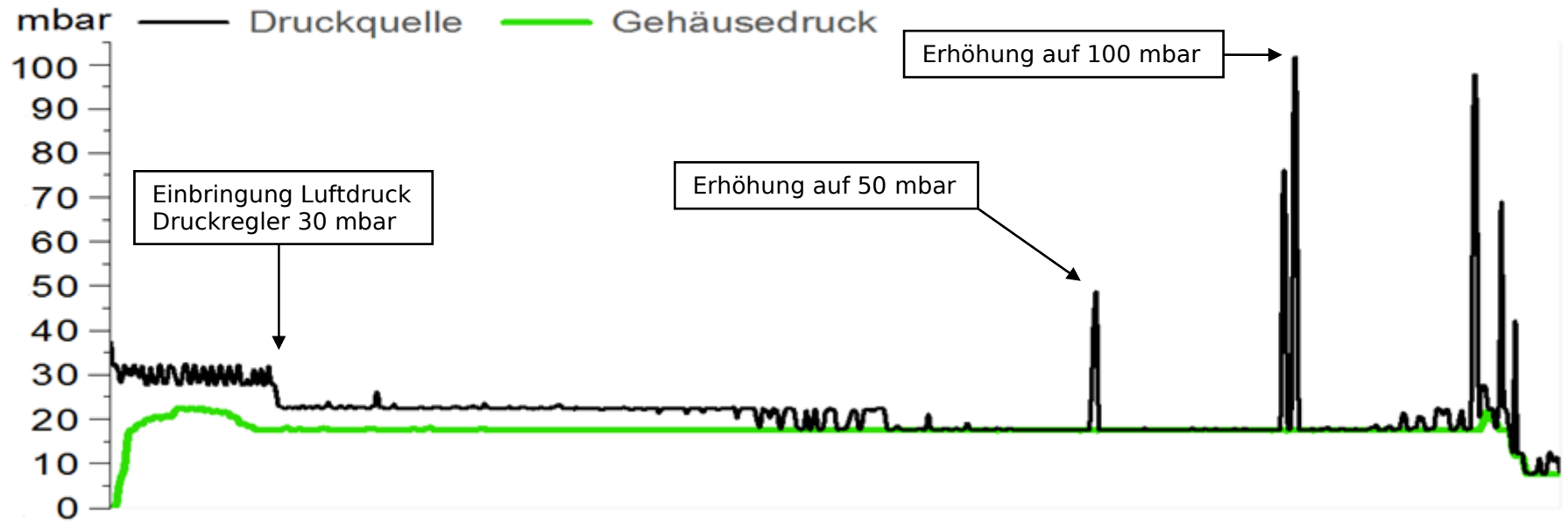


Abbildung 37: Messung mit externer Luftdruckquelle

Weiters fällt auf, dass der am externen Druckregler eingestellte Luftdruck Anfangs 30 mbar dann 50 mbar und gegen Ende 100 mbar sich nie im Gehäuse einstellt. Dies wird bestätigt wenn man den Verlauf des Gehäusedrucks verfolgt, welcher sich nahezu auf 20 mbar einstellt und diesen Wert hält.

Dies lässt sich mit der in Kapitel 7 aufgestellten Hypothese, der Luftmitnahme durch das Öl, erklären. Der Luftverbrauch ist dabei so groß, dass der Druckregler seinen eingestellten Druck nicht aufbauen kann. Das bedeutet, es ist nicht eine Frage des Drucks im Gehäuse, sofern 20 mbar gehalten werden, sondern von der Größe des Volumenstrom der eingebrachten Luft.

Im Folgenden werden Versuche durchgeführt, um den benötigten Volumenstrom zu ermitteln. Davor soll jedoch die aufgestellte Hypothese untersucht werden. In Abbildung 38 sieht man links einen bis zur Gänze gefüllten Sumpf im Stillstand und rechts im Betrieb. Zur Erläuterung, ein so hoher Füllstand darf nie erreicht werden. Die Lufteinmischung ist in diesem Extremfall an der Farbe des Öls deutlich zu erkennen doch auch bei kleinen Füllständen ergibt sich ein ähnliches Bild. Die seitlichen Markierungen sind Literangaben und dienen weiters zur optischen Kontrolle.

Die Öltemperatur lag hier über 75 °C.

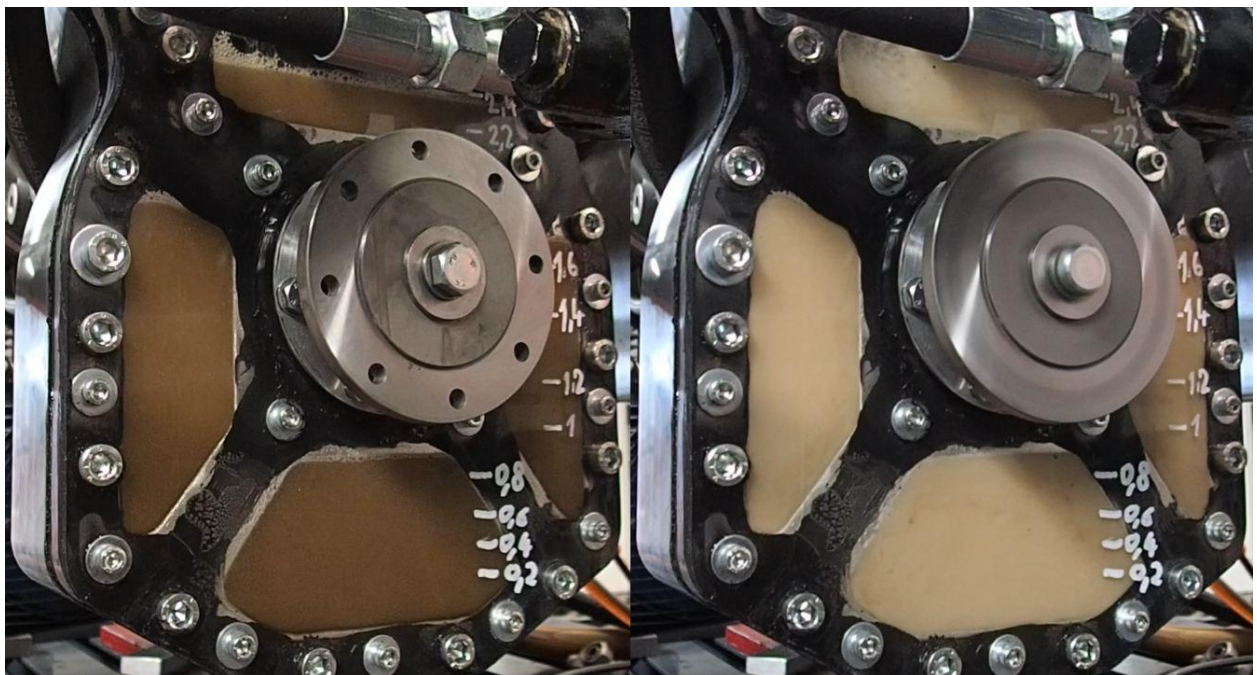


Abbildung 38: gefüllter Sumpf im Stillstand und Betrieb



Abbildung 39: Luftausgasung im Verbindungsschlauch

Die in das Öl eingemischte Luft bleibt nicht lange in diesem. Abbildung 39 und Abbildung 40 zeigen das Ausgasen der Luft beim Transport und im Hydrauliktank. Mit der beobachteten Einmischung und Ausgasung ist die These des Luftverbrauchs nun bewiesen.



Abbildung 40: Luftausgasung im Hydrauliktank

Die bis jetzt gesammelten Ergebnisse zeigen, dass das im Sumpf anfallende Öl nicht ohne einer externen Luftversorgung in den Hydrauliktank gelangen wird.

Blickt man auf Tabelle 2: Systemkonfigurationen zurück, zeichnet sich eine Synthese der Varianten II und III ab. Eine mechanische Ölabsaugpumpe wie in Kapitel 4.3 Pumpen ist dabei ausgeschlossen da zu aufwendig und kostenintensiv. Aber die Verwendung einer elektrischen Luftpumpe kann in Betracht gezogen werden.

Zu Versuchszwecken konnten folgende Luftdruckquellen beigestellt werden:



Abbildung 41: Luftdruckquellen

Luftdruckquelle		Leistung	Spannung	Volumenstrom bei Umgebungsdruck
D	Druckregler	-	-	1,45* l/min
K	Kolbenverdichter	120 W	12 V	7,89 l/min
M	Membranpumpe	150 W	230 V	12,5 l/min
A	Aquariumpumpe	2 W	230 V	0,5 l/min
G	Gebläse	95 W	230 V	54,55 l/min

* bei voreingestelltem Druck von 1 bar
Tabelle 7: Luftdruckquellen und Volumenströme

Die in Tabelle 7 angegebenen Volumenströme wurden durch das Aufblasen eines definierten Volumens und einer Zeiterfassung ermittelt.

Es galt die Frage zu beantworten: Wieviel Liter Luft pro Minute werden benötigt um einen stabilen Betrieb aufrecht erhalten zu können?

9.1 Prüfplan

Mit dem Programm Vector CANape und dem dazugehörigen Adapter können alle beliebigen Fahrzustände simuliert werden. D.h. Kupplungen können nach Belieben geschaltet und die volle Getriebespreizung durchfahren werden. Die Drehzahl des Elektromotors wird dabei weiter von außen über das Bedienungspanel eingestellt.

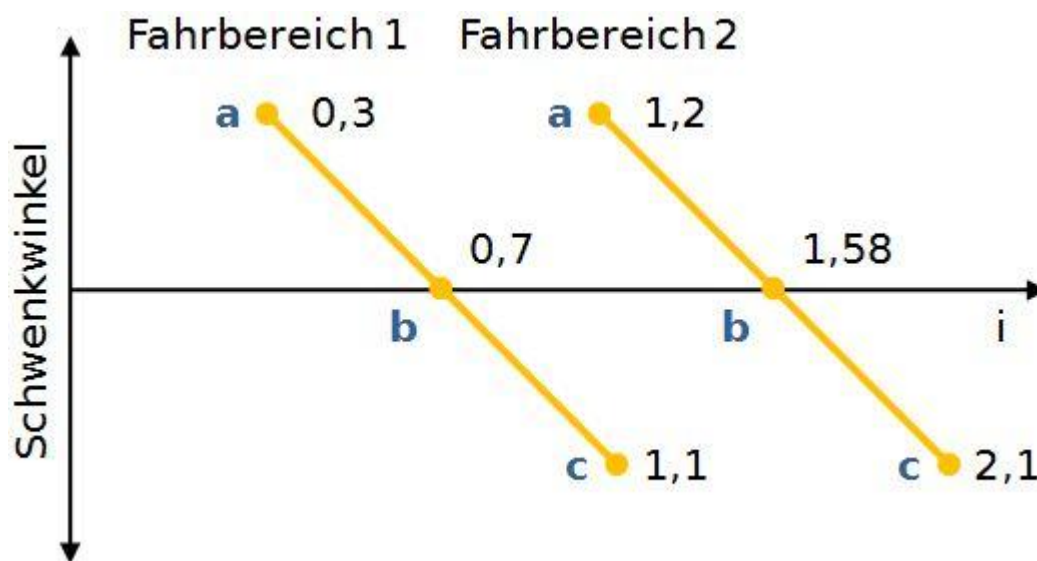


Abbildung 42: Übersetzungsverhältnisse und Fahrbereiche

Wie bereits in Kapitel 2 erläutert, hat das VTP 450 Modul zwei Fahrbereiche, welche mit jeweils einer Kupplung gewählt werden können. Siehe Abbildung 42.

Der rein hydrostatische Bereich erstreckt sich von $i=-0,3$ bis $i=0,3$, dann schaltet die erste Kupplung in den Fahrbereich 1 von $i=0,3$ bis $i=1,1$ nach überleiten zum Fahrbereich 2 steht noch eine Spreizung von $i=1,2$ bis $i=2,1$ zu Verfügung. Die Übersetzungsverhältnisse werden dabei über die Drehzahl des Sonnenrades variiert. Die Drehzahl des Sonnenrades wiederum hängt vom Schwenkwinkel des Hydrostaten ab, so ergibt sich die Regelstrecke.

Im Anhang sind Auszüge der ausgefüllten Messungsprotokolle zu finden, markierte Bereiche zeigen dabei die Messparameter.

In der Übersichtstabelle kann man die Blöcke der Eingangsdrehzahl von 800 min^{-1} , 2000 min^{-1} und 3000 min^{-1} sehen. 800 min^{-1} ist gleich zu setzen mit der Standdrehzahl einer in Frage kommenden Verbrennungskraftmaschine. Alle Systeme müssen bereits bei Standdrehzahl einwandfrei funktionieren. 2000 min^{-1} simuliert Fahren im Ortsgebiet. 3000 min^{-1} finden bei hoher Belastung oder bei Fahrten auf Schnellstraßen statt. Dazu sind jeweils die Fahrbereiche wie in Abbildung 42 wählbar. Die Temperatur des Öls ist in zwei Bereiche eingeteilt $\approx 20^\circ\text{C}$ stellt dabei einen Kaltstart dar und Temperaturen $> 80^\circ\text{C}$ das Ende der erwünschten Öltemperatur, also bei hoher Belastung.

Der Betrieb der externen Luftdruckquelle wurde wie folgt unterteilt:

an bedeutet ein dauerhafter Einsatz der Luftdruckquelle

pulsierend ein intervallhaftes Ein- und Ausschalten

Bedarf Betrieb bei Erreichen der 4 cm-Marke bis zum Entleeren des Sumpfs

Der Sinn in den nachfolgenden Versuchsläufen liegt in der Auslotung der Grenzbereiche. Nicht alle Kombinationen wurden dabei erprobt, da schnell klar wurde, welche auch am Ende praktisch realisiert werden können.

Da der Druckregler bereits in Verwendung war und man nicht davon ausgehen kann in jedem Fahrzeug eine Druckluftanlage zu haben, fielen der Kolbenverdichter und die Membranpumpe in den Fokus.

Für den Kolbenverdichter sprechen die geringen Kosten 10€/Stück und die Betriebsspannung von 12 V, welche mit nahezu jedem Bordnetz vereinbar ist. Die Membranpumpe hat den großen Vorteil, dass sie sowohl ihren Volumenstrom drücken wie auch gleichzeitig saugen kann in Abbildung 41 an den zwei Anschlüssen und Manometern erkennbar.

9.2 Messung #08

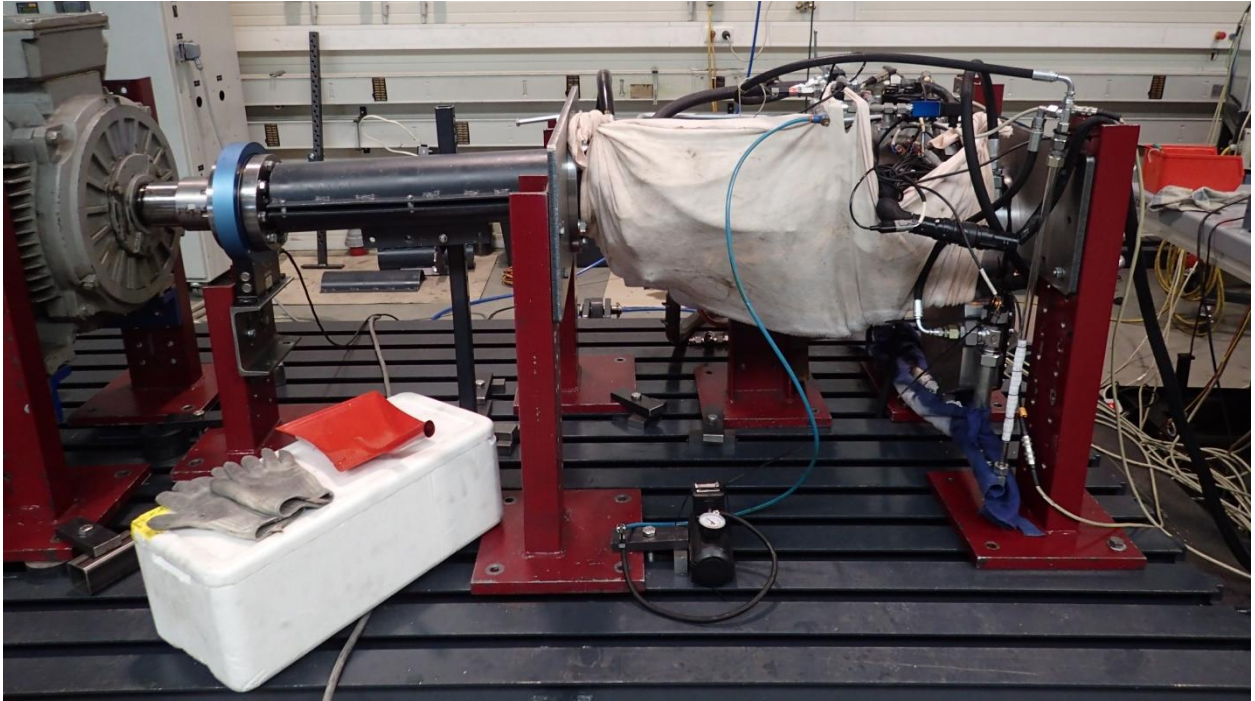


Abbildung 43: Versuchslauf mit Trockeneis

Mit Messung #08 wurden alle Fahrbereiche von 1a bis 2b durchfahren. Mit Eingangsdrehzahlen von 800 min^{-1} über 2000 min^{-1} bis 3000 min^{-1} . Der Bereich von 2b $i=1,56$ bis 2c $i=2,1$ liefert bei einer Eingangsdrehzahl von 3000 min^{-1} eine Ausgangsdrehzahl von 4680 min^{-1} bis 6300 min^{-1} . Das würde am Ende des Drehzahlbandes eine Geschwindigkeit von über 250 km/h am Testfahrzeug Land Rover Defender bedeuten. Diese Geschwindigkeiten sind bei dieser Motorisierung nicht erreichbar und liegen nicht mehr im dafür vorgesehen Auslegungsbereich. Deshalb wurde am Prüfstand nur bis 4680 min^{-1} am Abtrieb gefahren. Bei dieser Messung wurde Trockeneis zur Abkühlung des Getriebes benützt.



Abbildung 44: Trockeneis an der Ablassverrohrung

Wie in den Abbildung 43 bis Abbildung 45 ersichtlich, wurde das Getriebe abgekühlt. Bei einer Temperatur der Werkstatthalle von 18°C wurden dabei Öltemperaturen von 3°C erreicht. Dieser Versuch sollte keinen absoluten Kältetest darstellen, sondern vielmehr das Ansprechverhalten bei niedrigen Temperaturen offenlegen.

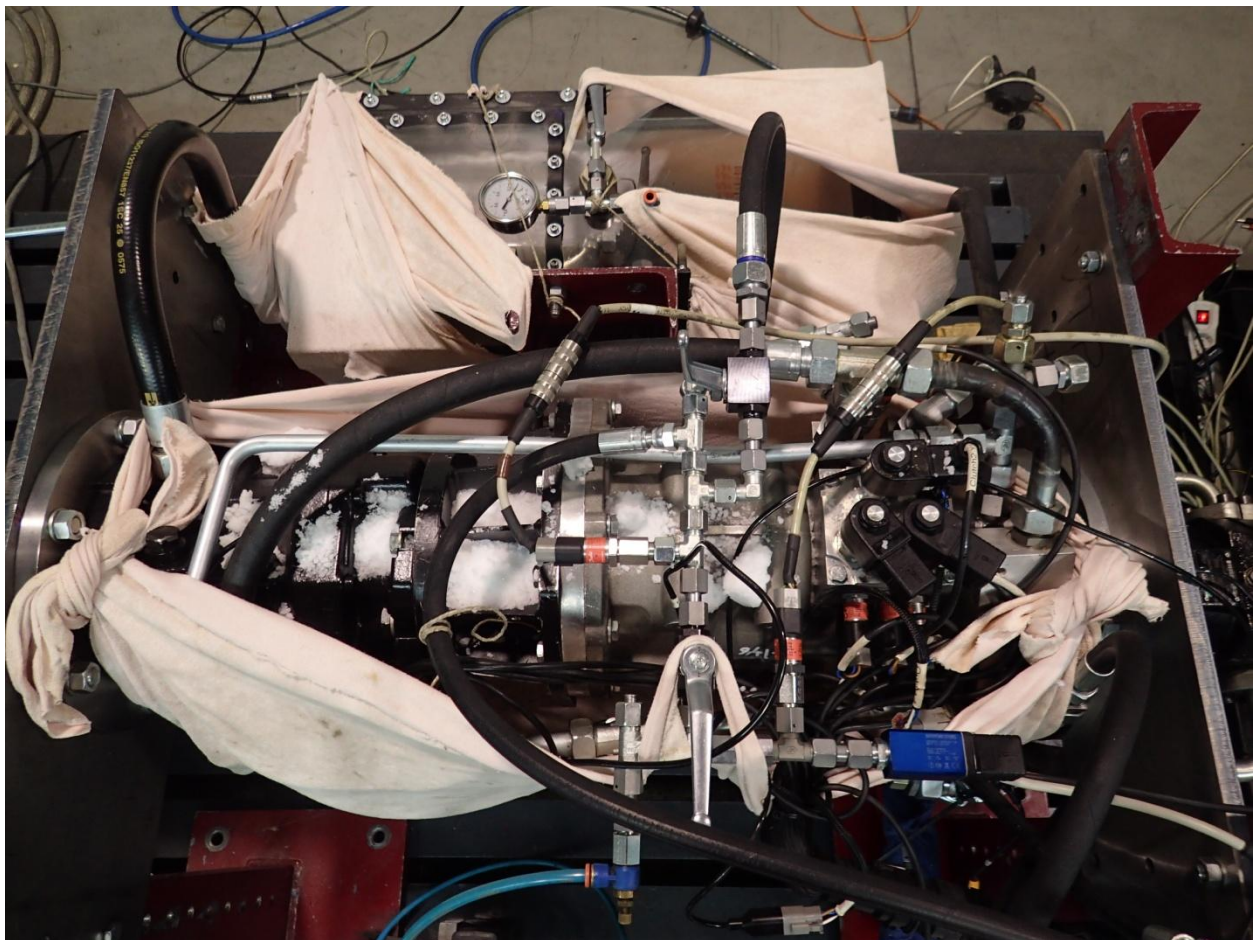


Abbildung 45: Trockeneis am VTP 450 Modul und Hydrauliktank

Abbildung 46 zeigt einen Ausschnitt der Messung #08. Der Kolbenverdichter war als externe Luftdruckquelle angeschlossen, jedoch nur bei Bedarf zugeschaltet. Bedarf war dann gegeben, wenn der Füllstand im Sumpf eine Höhe von knapp 4 cm erreicht hat. Bei dieser Höhe ist noch 1 cm Reserve bis zur Unterkante des mit einem Schottblech eingefassten Abtriebszahnrades. Bei einem Pegel von 15 cm läuft das Öl über die Oberkante des Schottblechs und es kommt zu einem unerwünschten Planscheffekt. Ein im unteren Diagramm ersichtlicher Füllstand von -7cm bedeutet, dass der Sumpf komplett trocken ist und das Ablassrohr bereits Luft in den Hydrauliktank fördert.

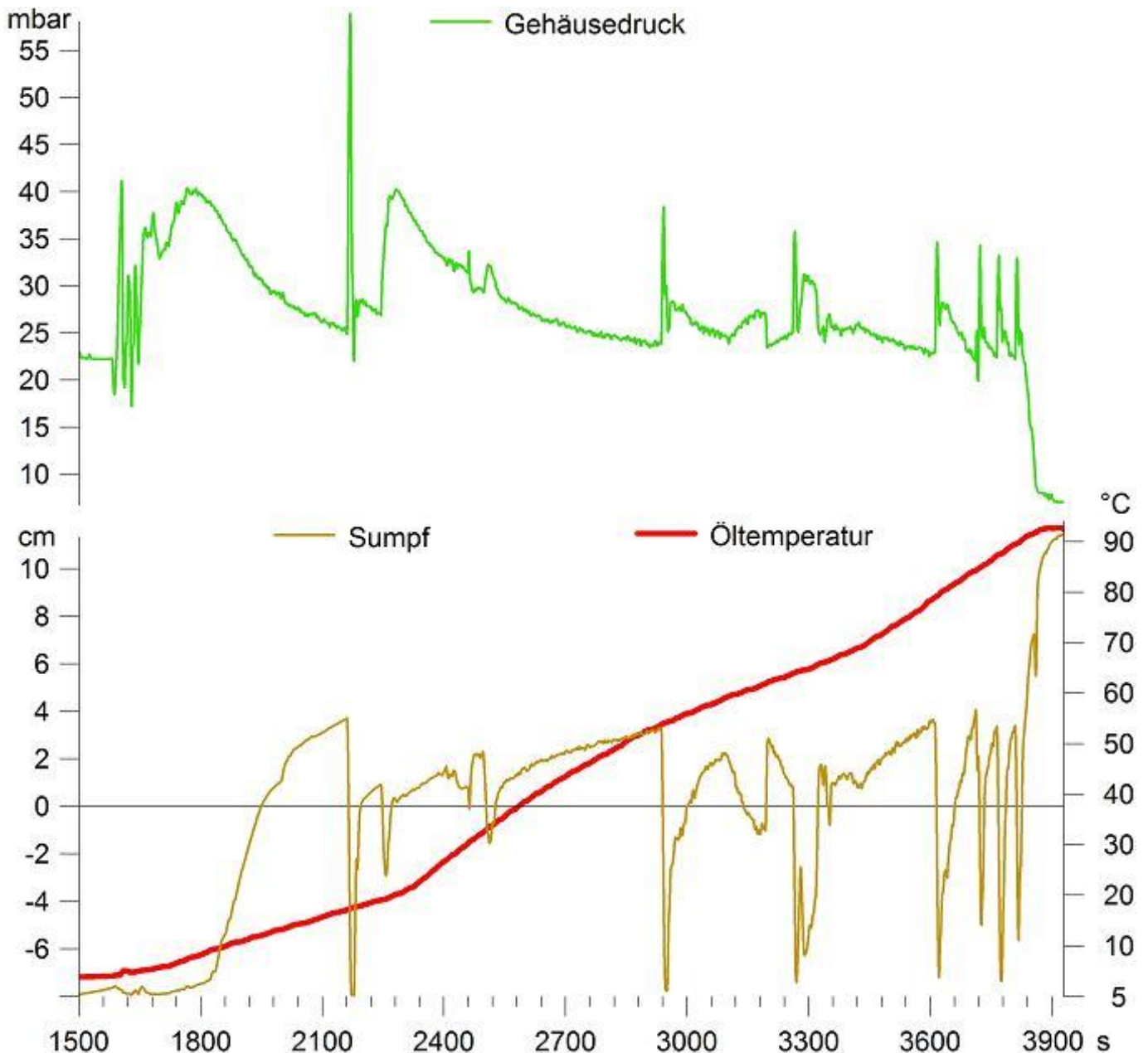


Abbildung 46: Messung #08 vom 25.01.17 Gehäusedruck, Sumpf, Öltemperatur

In Minute 27 (1560 s) wird der Elektromotor gestartet und auf 800 min^{-1} eingestellt. Man erkennt einen Anstieg des Gehäusedrucks, dieser ist höher als bei der Messung in Abbildung 37. Dies ist auf die niedrige Öltemperatur zurückzuführen. Nach weiteren 5 Minuten beginnt

das Ansteigen des Öls im Sumpf. Dies wird bis 4 cm geduldet, danach sieht man ein rasches Absinken des Füllstandes und eine Druckspitze im Druckverlauf. Der Kolbenverdichter wurde zu diesem Zeitpunkt zugeschaltet. Nach 12 Minuten hat sich der Füllstand wieder an die 4 cm-Marke herangetastet. Der Kolbenverdichter wurde erneut zugeschaltet. Diese Intervalle verkürzen sich mit der Zunahme der Öltemperatur. In der letzten Minute wurde ein plötzlicher Druckabfall durch das rasche Öffnen des Kugelhahns für die Entlüftung des Gehäuses simuliert. Dabei brach der Gehäusedruck zusammen und der Füllstand im Sumpf stieg schnell an.

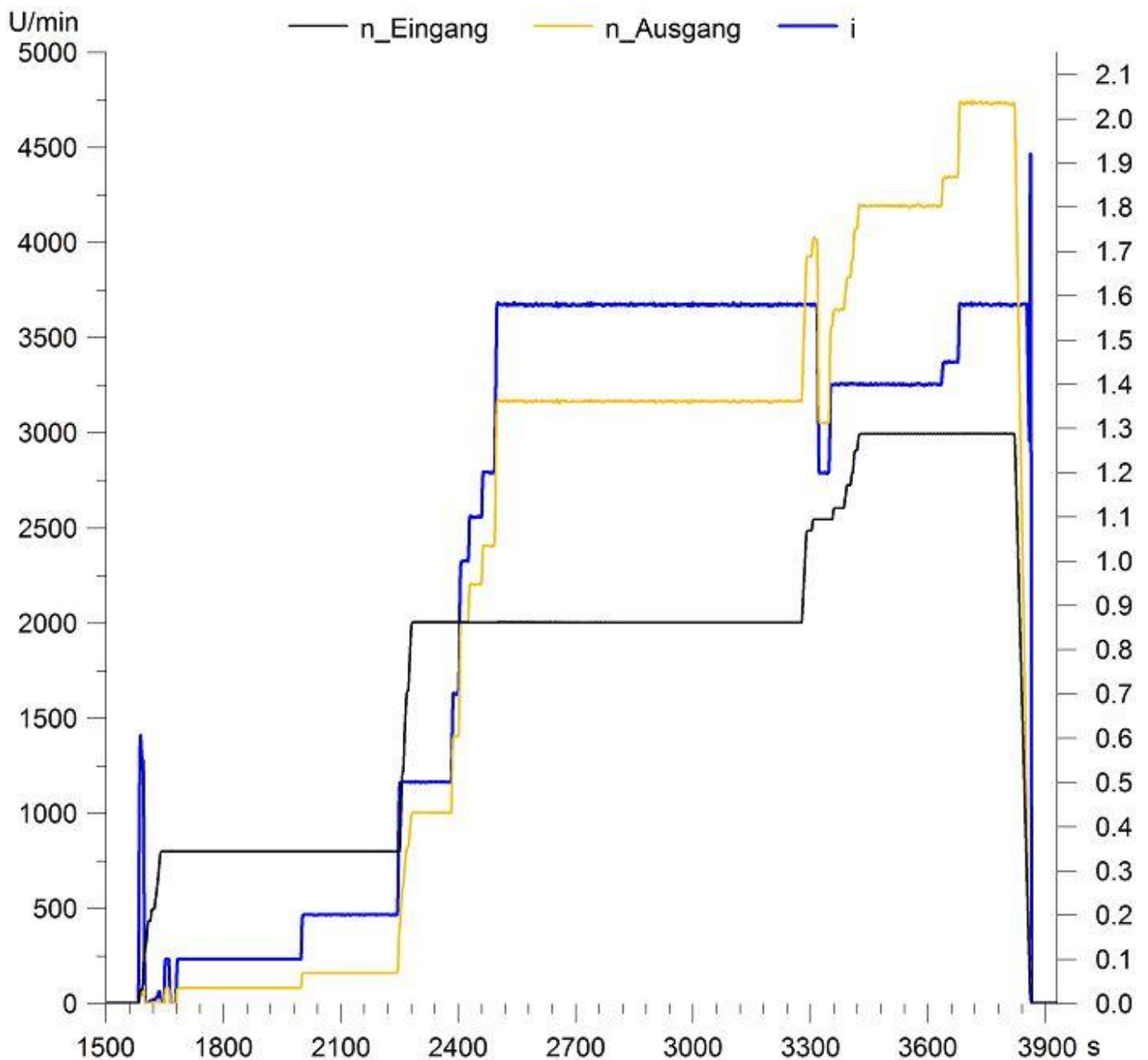


Abbildung 47: Messung #08 Drehzahlen und Übersetzungen

In Abbildung 47 sieht man die durchfahrenen Bereiche, i errechnet sich durch $\frac{n_{\text{Ausgang}}}{n_{\text{Eingang}}}$.

Die Ausschläge am Beginn sowie am Ende der Messung von i erklären sich durch den unstabilen Systemdruck.

Nach mehreren erfolgten Messungen mit dem Kolbenverdichter und der Membranpumpe konnte der benötigte Volumenstrom für einen aufrechten Betrieb gefunden werden.

Der benötigte Volumenstrom für einen stabilen Betrieb wurde folgendermaßen bestimmt. Ein weiterer Kugelhahn wurde zwischen der Luftdruckquelle und dem Gehäuse verbaut. Mit diesem wurde, wie mit einer Drossel, der Luftstrom soweit abgesenkt, sodass ein halb gefluteter Sumpf in 10 s geleert werden kann. Nach der dafür gefundenen Drosseleinstellung wurde der Volumenstrom ermittelt. Die Werte lagen dabei zwischen 1,8 l/min und 1,9 l/min.

10 Schlussfolgerung Betrieb mit externer Luftdruckquelle

Alle erfolgten Messungen und daraus gezogene Erkenntnisse lassen den Schluss zu, dass für den einwandfreien Betrieb eine elektrische Luftdruckpumpe mit einem Volumenstrom von mindestens 2 l/min und einem maximalen Druck von 0,5 bar vonnöten ist, idealerweise mit 12 V Gleichspannungsaufnahme. Die Luftdruckpumpe soll keinem Dauerbetrieb ausgesetzt sein, sondern in angepassten Intervallen arbeiten. Beim erstmaligen Starten des Fahrzeugs soll sie 30 Sekunden in Betrieb sein, das garantiert einen trockenen Sumpf zu Beginn der Fahrt. Danach soll sie 10 Sekunden in Betrieb sein, in einem je nach Fahrgeschwindigkeit angepassten Rhythmus. Bis 60 km/h genügt ein 1-minütiger-Zyklus, bei höheren Geschwindigkeiten alle 15 Sekunden ein 10-Sekunden-Betrieb. Alle 10 Minuten soll ein Betrieb von 30 Sekunden stattfinden, um eine vollständige Entleerung sicherzustellen. Die eben aufgezählten Eckdaten können mit den im Anhang befindlichen Messungsprotokollen nachvollzogen werden.

Es stellt sich noch die Frage, ob ein Kolbenverdichter oder eine Membranpumpe verbaut werden sollen. Hinsichtlich Funktion und Betrieb sind beide möglich. Der Kolbenverdichter hätte den Vorteil, dass er auch höhere Drücke liefern kann.

11 Neuausrichtung im Lösungsansatz

Im Rahmen der Entwicklung wurde ein Konzept erstellt, mit bereits vorhandenem Medium die Förderung des Öls zu bewerkstelligen. Dieses vorhandene Medium ist das Öl selbst, nur mit einem höheren Druck. Das ist möglich unter Verwendung einer sogenannten Strahlpumpe bzw. Saugstrahlpumpe oder auch Saugstrahlrohr.

Die Entwicklung dieser Pumpe ist im Laufe der Zeit von vielen Technikern vorangetrieben und perfektioniert worden sein. Ein erwähnenswerter ist der deutsche Chemiker Robert Wilhelm Eberhard Bunsen. Nach ihm wurde der bekannte Bunsenbrenner benannt, der nach dem Prinzip einer Strahlpumpe arbeitet.

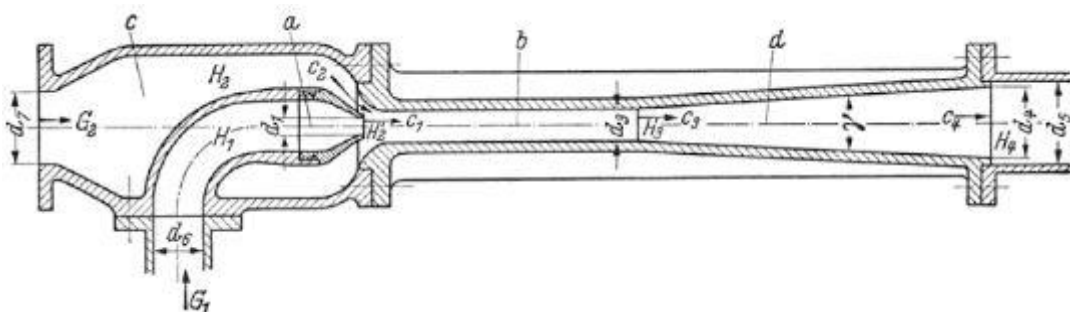


Abbildung 48: Wasserstrahlpumpe für Wasserförderung^[6a]

Der Betrieb von Strahlpumpen ist an ein Treibmedium gebunden, es kommen neben Flüssigkeiten auch Gase in Frage. Anwendung finden zum Beispiel Wasserstrahlpumpen beim Auspumpen von Kanalbauten, Baugruben oder überschwemmten Kellern. Da sie keine rotierenden Bauteile besitzen, stellen Fremdkörper im Saugmedium bzw. Suspensionen keine Gefahr dar. Strahlpumpen können noch zu den kostengünstigen Pumpen am Markt gezählt werden. Es kann eine Einteilung hinsichtlich der Wirkungsweise in gleichförmig oder stoßweise wirkende Strahlpumpen gemacht werden. Ein Stoßheber oder auch hydraulischer Widder saugwirkend aufgebaut ist beispielsweise eine stoßweise wirkende Strahlpumpe. In dieser Arbeit werden uns jedoch nur gleichförmig wirkende Strahlpumpen beschäftigen.

Abbildung 48 zeigt eine Wasserstrahlpumpe für die Wasserförderung. Aus einer Treibdüse a strömt das Treibmedium mit großer Geschwindigkeit in die Mischdüse b . Die entstehende Saugwirkung zieht das Saugmedium vom Saugraum c in die Mischdüse. Dabei wird Bewegungsenergie an das Saugmedium übertragen, ein Impulsaustausch findet statt. Beim Auftreffen des Treibmediums auf das Saugmedium entstehen erhebliche Stoßverluste, diese können durch die Beschleunigung des Saugmediums verringert werden, was die Verengung des Saugraums c hin zur Mischdüse b berechtigt. Im Diffusor d wird die erlangte Geschwindigkeit in Druck umgewandelt.^[6]

11.1 Plausibilitätsprüfung

Hier eine rechnerische Überprüfung auf Plausibilität für unsere geplante Anwendung:

Zur Berechnung von Strahlpumpen wird der Impulssatz herangezogen.

$$I_{\text{Ein}} - I_{\text{Aus}} + \sum F = 0$$

Formel 2: Impulssatz

Wir betrachten einen Ausschnitt der Abflussverrohrung

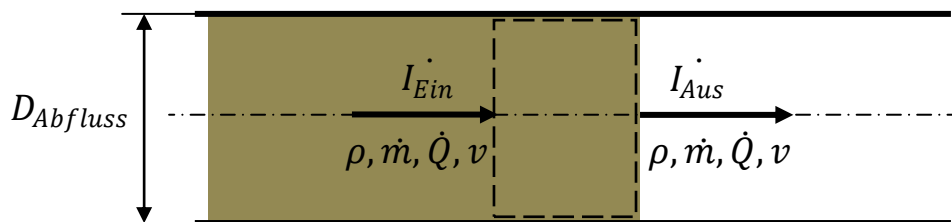


Abbildung 49: Ausschnitt Abflussverrohrung

Bei der gestreckten/aufgelösten Bauweise des VTP 450 Moduls stellt sich $\dot{Q}_{Ab} = 9,6 \approx 10 \text{ l/min}$ resultierend aus dem Schmierbedarf und der Ausspülmenge des Hydromotors ein. D. h. diese Menge muss durch die 35er Rohre $D_{Abfluss} = 30 \text{ mm}$ in den Hydrauliktank gefördert werden, ansonsten füllt sich der Sumpf.

Vernachlässigt man in der Formel 2 die Summe der äußeren Kräfte erhält man

$$I_{\text{Ein}} = I_{\text{Aus}}$$

Die eingehende Impulsänderung ist gleich der ausgehenden Impulsänderung. Berechnen wir I_{Aus} wissen wir gleichzeitig den von der Strahlpumpe zu leistenden Aufwand.

$$I_{\text{Aus}} = \dot{m}v = \rho\dot{Q}v$$

$$\dot{Q} = Av$$

$$\text{Aus } A = \frac{0,03^2\pi}{4} = 7,069 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ folgt } v = \frac{\dot{Q}_{Ab}}{A} = \frac{10 \cdot \frac{10^{-3}}{60}}{7,069 \cdot 10^{-4}} = 0,236 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ weiters } I_{\text{Aus}} = 850 \cdot \frac{10}{60000} \cdot 0,236 = 0,033 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} = 0,033 \text{ N.}$$

Das bedeutet die Strahlpumpe muss mindestens diese Impulsänderung in das zu fördernde Öl einbringen, um es mit dem Volumenstrom von $\dot{Q}_{Ab} \approx 10 \text{ l/min}$ in Bewegung zu setzen. Ohne der Berücksichtigung von Verlusten, zu denen wir gleich kommen.

Der Wirkungsgrad bei Strahlpumpen ist sehr viel geringer als im Vergleich zu anderen Pumpentypen. Er soll in dieser Berechnung berücksichtigt werden.

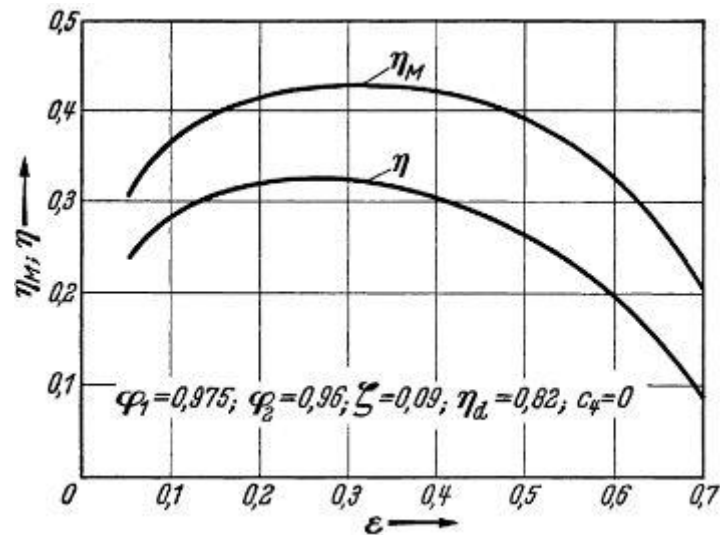


Abbildung 50: Gesamtwirkungsgrad Strahlpumpen^[6b]

In Abbildung 50 sieht man den Gesamtwirkungsgrad η in Abhängigkeit des Druckhöhenverhältnisses ϵ aufgetragen. ϵ errechnet sich aus $\frac{H_4 - H_2}{H_1 - H_2}$, siehe Abbildung 48.

Wir nehmen $\eta = 0,2$ an. Es bedarf daher einer Modifizierung unserer Formel auf

$$\eta \cdot \dot{I}_{Ein} = \dot{I}_{Aus}$$

$$\dot{I}_{Ein} = \frac{\dot{I}_{Aus}}{\eta} = \frac{0,033}{0,2} = 0,165 \text{ N}$$

Da nun das Mindestmaß an benötigter Impulsänderung feststeht, wurde überprüft was an Druck zu Verfügung steht. In Kapitel 3 wurde erläutert, dass das VTP 450 in dieser Bauweise einen Niederdruckkreis und einen Hochdruckkreis führt. Im Hochdruckkreis würden bis zu 480 bar Öldruck zu Verfügung stehen, das wäre aufgrund der Leitungsführung und dem verbundenen Risiko eines Druckabfalls risikobehaftet. Der Niederdruckkreis unterteilt sich in einen 2 bar Schmierdruckkreis und in einen 25 bar Systemdruckkreis. Der Schmierdruckkreis soll jedoch unberührt bleiben, da ein Zusammenbrechen schnell zu Schäden führen kann. Aus der Entwicklung der gestreckten/aufgelösten Bauweise des VTP 450 weiß man, dass der Systemdruckkreis überdimensioniert ist. Somit können wir mit 25 bar Öldruck die Auslegung beginnen, die Größe des abgenommenen Volumenstroms vom Systemkreis für die Treibdüse ist die unbekannte Größe. Die Abnahme gilt es auf ein Minimum zu reduzieren, da ansonsten der Systemdruck zusammenbricht. Dies hätte zur Folge, dass sich die Fahrbereichskupplungen nicht mehr schalten und öffnen lassen. Das Getriebe befindet sich dann in einem undefinierten Leerlaufbetrieb.

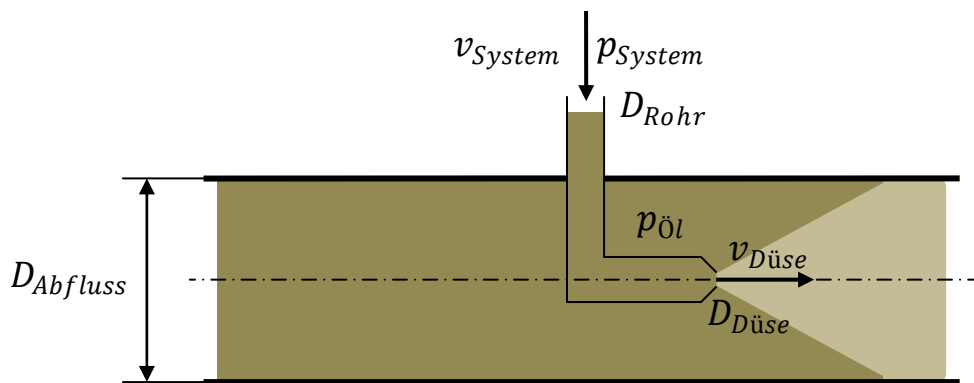


Abbildung 51: Modell Strahlpumpe

In Abbildung 51 sieht man im Vergleich zu Abbildung 48 eine einfachere Realisierung einer Strahlpumpe.

Wir verwenden die Formel 1: Energiegleichung von Bernoulli für stationäre, reibungsfreie Strömung in inkompressiblen Medien in dieser Form:

$$p_1 + \rho g z_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = p_2 + \rho g z_2 + \frac{\rho v_2^2}{2}$$

Die Höhenunterschiede sind gegenüber den Druckgrößen vernachlässigbar klein. Umgeformt und auf unser Beispiel bezogen, ergibt sich

$$p_{System} - p_{öl} = \frac{\rho}{2} (v_{Düse}^2 - v_{System}^2)$$

Die Kontinuitätsgleichung hilft uns zu vereinfachen.

$$v_1 A_1 = v_2 A_2$$

Formel 3: Kontinuitätsgleichung

$$v_{\text{System}} A_{\text{Rohr}} = v_{\text{Düse}} A_{\text{Düse}}$$

Wenn $A_{\text{Düse}} = \frac{D_{\text{Düse}}^2 \pi}{4}$ und $A_{\text{Rohr}} = \frac{D_{\text{Rohr}}^2 \pi}{4}$ ist $\frac{A_{\text{Düse}}}{A_{\text{Rohr}}} = \frac{D_{\text{Düse}}^2}{D_{\text{Rohr}}^2}$ dann ist

$$v_{\text{System}} = v_{\text{Düse}} \left(\frac{D_{\text{Düse}}}{D_{\text{Rohr}}} \right)^2$$

Weiter eingesetzt

$$\frac{2(p_{\text{System}} - p_{\text{Öl}})}{\rho} = v_{\text{Düse}}^2 - v_{\text{Düse}}^2 \left(\frac{D_{\text{Düse}}}{D_{\text{Rohr}}} \right)^4$$

und umgeformt auf

$$v_{\text{Düse}} = \sqrt{\frac{2(p_{\text{System}} - p_{\text{Öl}})}{\rho \left[1 - \left(\frac{D_{\text{Düse}}}{D_{\text{Rohr}}} \right)^4 \right]}}$$

Dies ist das Ergebnis für die Ausströmungsgeschwindigkeit aus einer Rohrleitung mit Düse in der Überdruck herrscht. Man beachte, ohne die Hinzunahme von Verlusten.

Ein 8er Rohr führt zur Düse mit dem Innendurchmesser $D_{\text{Rohr}} = 5,7 \text{ mm}$. Für die Berechnung benötigen wir $p_{\text{Öl}}$. Mit $\rho g h_{\text{Tank}}$ bestimmen wir den Druck der Ölsäule, die bis in den Tank hochsteht. h_{Tank} ist 0,5 m, eine erhöhte Position des Hydrauliktanks. p_{∞} ist der Umgebungsdruck und wird mit 1 bar beziffert.

$$p_{\text{Öl}} = p_{\infty} + \rho g h_{\text{Tank}}$$

$p_{\text{Öl}} = 1 \cdot 10^5 + 850 \cdot 9,81 \cdot 0,5 = 104169,25 \text{ N/m}^2$ mit unseren weiteren Werten

$$v_{\text{Düse}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (25 \cdot 10^5 - 104169,25)}{850 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{5,7} \right)^4 \right]}}$$

$$v_{\text{Düse}} \approx 75 \text{ m/s}$$

Mit der Ausströmungsgeschwindigkeit können wir den Volumenstrom errechnen, welcher sich in der Düse einstellt.

$$Q_{Düse} = v_{Düse} A_{Düse} = 75 \cdot 0,785 \cdot 10^{-6} = 5,8905 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} = 3,53 \text{ l/min}$$

Nun kann mit dem Volumenstrom und der Ausströmungsgeschwindigkeit die Impulsänderung berechnet werden, welche den Strom Öl aus der Düse in die Abflussverrohrung einbringen kann.

$$I_{Düse} = \rho Q_{Düse} v_{Düse} = 850 \cdot 5,8905 \cdot 10^{-5} \cdot 75 = 3,755 \text{ N}$$

Vergleicht man diesen Wert mit $I_{Ein} = 0,165 \text{ N}$, ist er um das 22-fache höher.

An dieser Stelle sei noch einmal erwähnt, dass die errechneten Werte, schon aufgrund des Weglassens der Reibungsverluste in den Rohrleitungen und weiterer getroffener Annahmen, eine grobe Näherung darstellen. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse sollen allein der Machbarkeitsprüfung dienen.

11.2 Strahlpumpe 1.0

Nach der Freigabe für den Versuch wurde eine erste Version einer Strahlpumpe in der firmeninternen Schlosserei vom Autor selbst gebaut. Allerdings nicht nach den Plänen wie in Abbildung 48 oder Abbildung 51, sondern wie Abbildung 52 zeigt. Da diese Version in der betriebseigenen Schlosserei schnell und ohne viel Aufwand umgesetzt werden konnte.



Abbildung 52: Strahlpumpe Version 1.0

Diese Version der Strahlpumpe bestand aus einem 18er-Rohr, welches im 20° Winkel in das 35er-Abflussrohr eingeführt wurde. Dazu wurde das 35er-Rohr, wie in Abbildung 53 zu sehen, im selben Winkel in Längsrichtung ausgefräst. Durch die Wahl des Durchmessers

eines 18er-Rohrs war es möglich ein M16 Innengewinde in das Rohr zu schneiden, siehe ganz rechts in Abbildung 53. Zu diesem Gewindedurchmesser wurde eine passende Düse gedreht, welche in Abbildung 52 rechts eingeschraubt zu sehen ist. Das 18er-Rohr wurde in die Ausfräsung soweit eingeführt, dass der Austritt der Düse knapp über der Mittelachse des 35er Rohrs liegt, und danach mit dem 35er-Rohr verschweißt.



Abbildung 53: Bestandteile Strahlpumpe 1.0

Mit einem der Düse vorgeschaltetem Kugelhahn konnte $Q_{Düse}$ eingestellt oder unterbrochen werden.

Es gab auch einen Versuch das treibende Öl nicht, wie oben besprochen, direkt vom Systemkreis, sondern aus der Ausspülmenge des Systemdruckbegrenzungsventil (SystemDBV) abzuzweigen. Wie in Kapitel 4.1 Hydraulikschema erklärt, regelt ein DBV über eine Ausspülöffnung den eingestellten Begrenzungsdruck. Der Druck der Ausspülmenge war jedoch zu gering, um unsere Strahlpumpe zuverlässig zu betreiben. Darüber hinaus besteht bei dieser Anordnung die Gefahr, dass bei einem Rückstau die Regelung des DBV um genau diesen Druck erhöht wird.

In Abbildung 54 sieht man die Strahlpumpe am Prüfstand montiert.

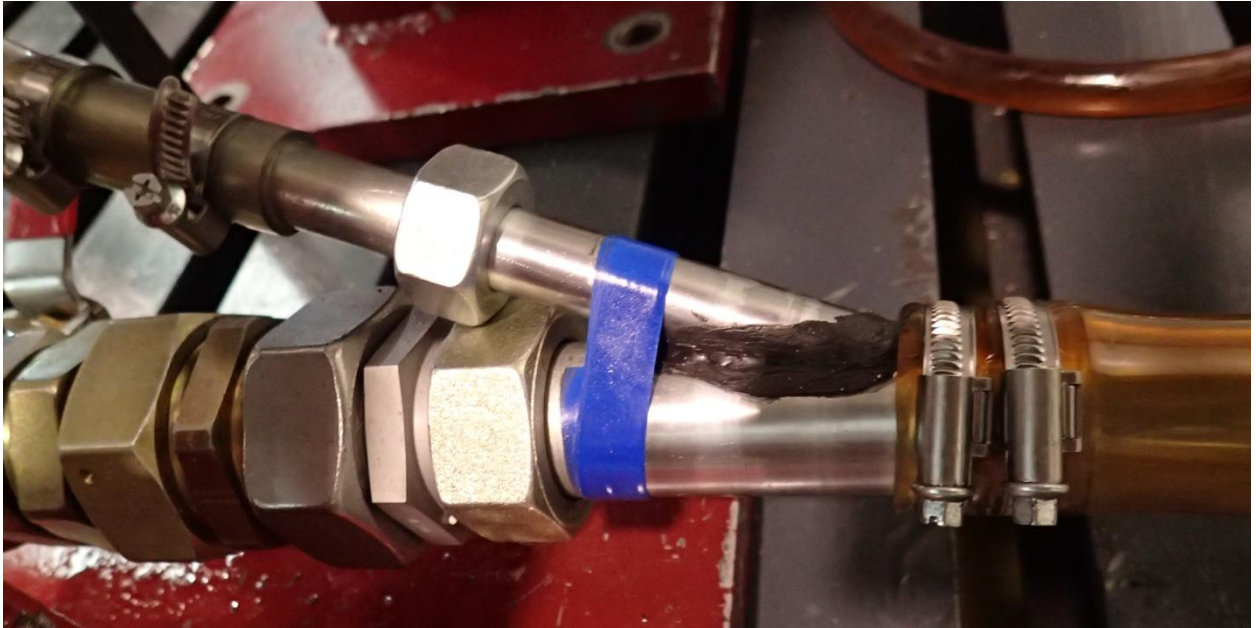


Abbildung 54: Strahlpumpe 1.0 am Prüfstand

Die Düsendurchmesser bewegten sich bei den durchgeführten Versuchen von $\varnothing 4$ mm bis zu $\varnothing 0,8$ mm. Die Düsenrößen von $\varnothing 4$ mm bis $\varnothing 1,5$ mm schieden dabei schnell aus, da sich bei diesen Durchmessern ein $Q_{Düse} > 8 \text{ l/min}$ einstellte, was zum Zusammenbruch des Systemdrucks führte.

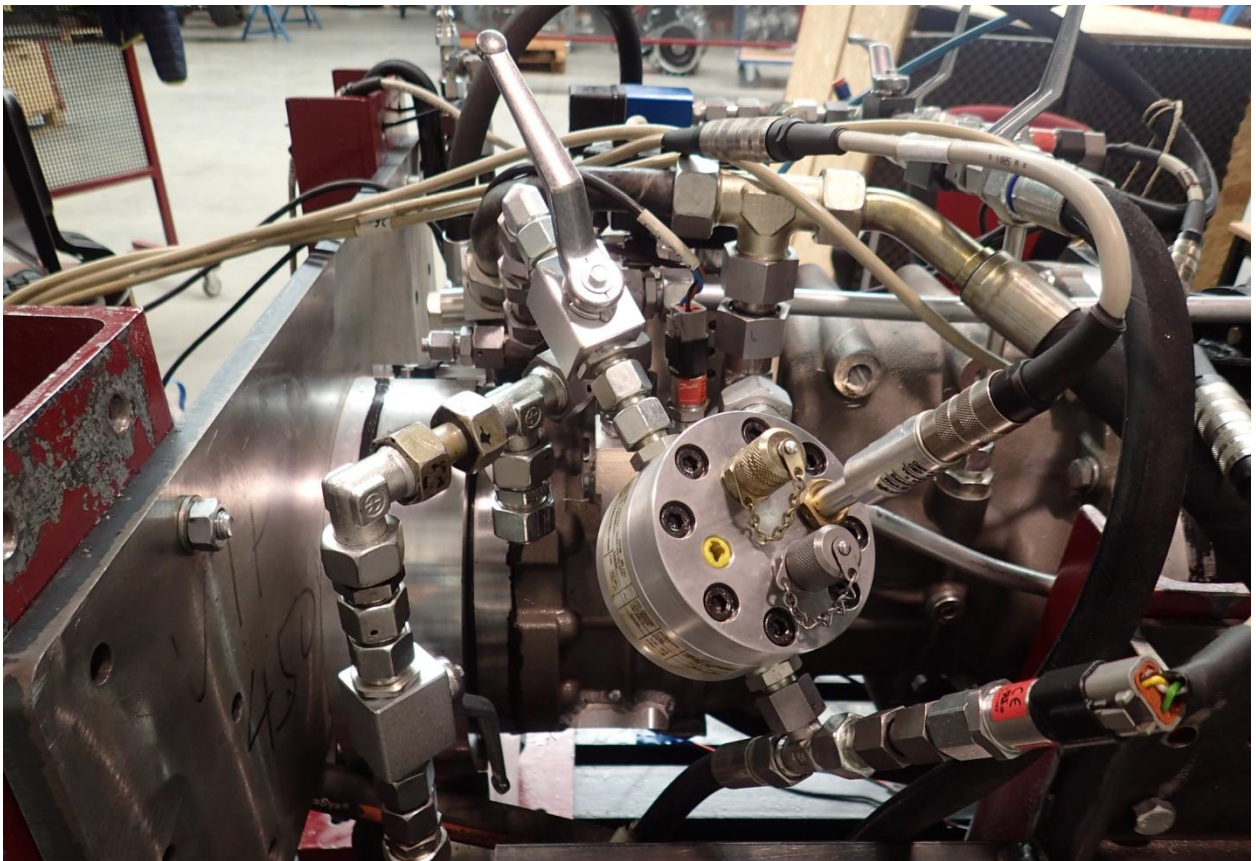


Abbildung 55: Mengengerät

Mit einem in der Zuleitung zur Düse integrierten Mengenmessgerät, siehe Abbildung 55, wurde bei den Messungen der Volumenstrom aufgezeichnet und überwacht. Dabei wurde herausgefunden, dass die Obergrenze für die Abnahme des Treibmediums, bei der niedrigsten und damit ungünstigsten Motordrehzahl von 800 min^{-1} bei $Q_{DüseMAX} \leq 6 \text{ l/min}$ lag. Im Folgenden muss daher sichergestellt werden, dass sich in keinem Betriebspunkt ein höherer Volumenstrom einstellt, dann ist ein stabiler Systemdruck garantiert.

Nachdem die erste Version der verbauten Strahlpumpe ein Leck an der Schweißnaht aufwies wurde eine Version 1.1 angefertigt, die um die Erkenntnisse aus der Vorgängerversion verbessert wurde. Für den geringen Druck in der Abflussverrohrung genügen handelsübliche Schlauchklemmen, um die Strahlpumpe in die Verrohrung einzubinden. Der transparente Ölschlauch ermöglicht einen Einblick in die Arbeitsweise der Strahlpumpe. In Abbildung 56 gut zu sehen ist die vor der Strahlpumpe auftretende Ausgasung der ins Öl eingeschlagenen Luft, dies wurde bereits am Anfang von Kapitel 9 behandelt und bestätigt sich hier wieder. Danach sieht man förmlich den Impulsaustausch zwischen Treibmedium und Fördermedium in einer aufgehenden Verwirbelung.



Abbildung 56: Strahlpumpe 1.1 am Prüfstand

Abbildung 58 zeigt eine Messung. Es war zu diesem Zeitpunkt Version 1.1 der Strahlpumpe mit einer $\varnothing 1 \text{ mm}$ Düse eingebaut. Es wurden alle üblichen Betriebspunkte bei einer Öltemperatur von 28°C bis 88°C durchfahren. Eine neu beobachtbare Größe ist der Volumenstrom, welcher sich in der Düse einstellt. Dieser ist, wie alle anderen Größen, über die Zeit aufgetragen und bewegt sich zwischen den Werten von 0 l/min bis $5,5 \text{ l/min}$. Zu Beginn der Messung lässt sich erkennen, dass der Pegel im Sumpf einen Wert $> 12 \text{ cm}$ angenommen hat. Das Getriebe ist nicht mehr, wie in unserer vorherigen Versuchsreihe dichtverschlossen, sondern über eine Entlüftung mit der Umgebung verbunden. Die Öffnung der Entlüftung wurde dabei tief in den Sumpf gesetzt, siehe Abbildung 57 rechts. Dies ist auf die Erkenntnisse der Versuchsreihen mit Überdruck aufgebaut. Dabei wurde beobachtet, dass sich bei einem nicht entlüfteten Gehäuse zu Beginn ein Überdruck bildet, der das Öl in

den Hydrauliktank schiebt. Dieser Effekt wird bei den Versuchen mit Strahlpumpe auch wieder, zumindest zu Beginn, genützt, danach benötigt die Strahlpumpe jedoch eine Entlüftung. Die Idee ist, dass bei einem vollen Sumpf der Überdruck das Öl bis zur Öffnung der Entlüftungsleitung absenkt, danach bzw. gleichzeitig die Strahlpumpe das Öl absaugt und sobald der Pegel unterhalb der Öffnung ist, es zu einer Selbstentlüftung kommt. Die Entlüftungsleitung kann mit der Betätigung eines Kugelhahns auch verschlossen werden.

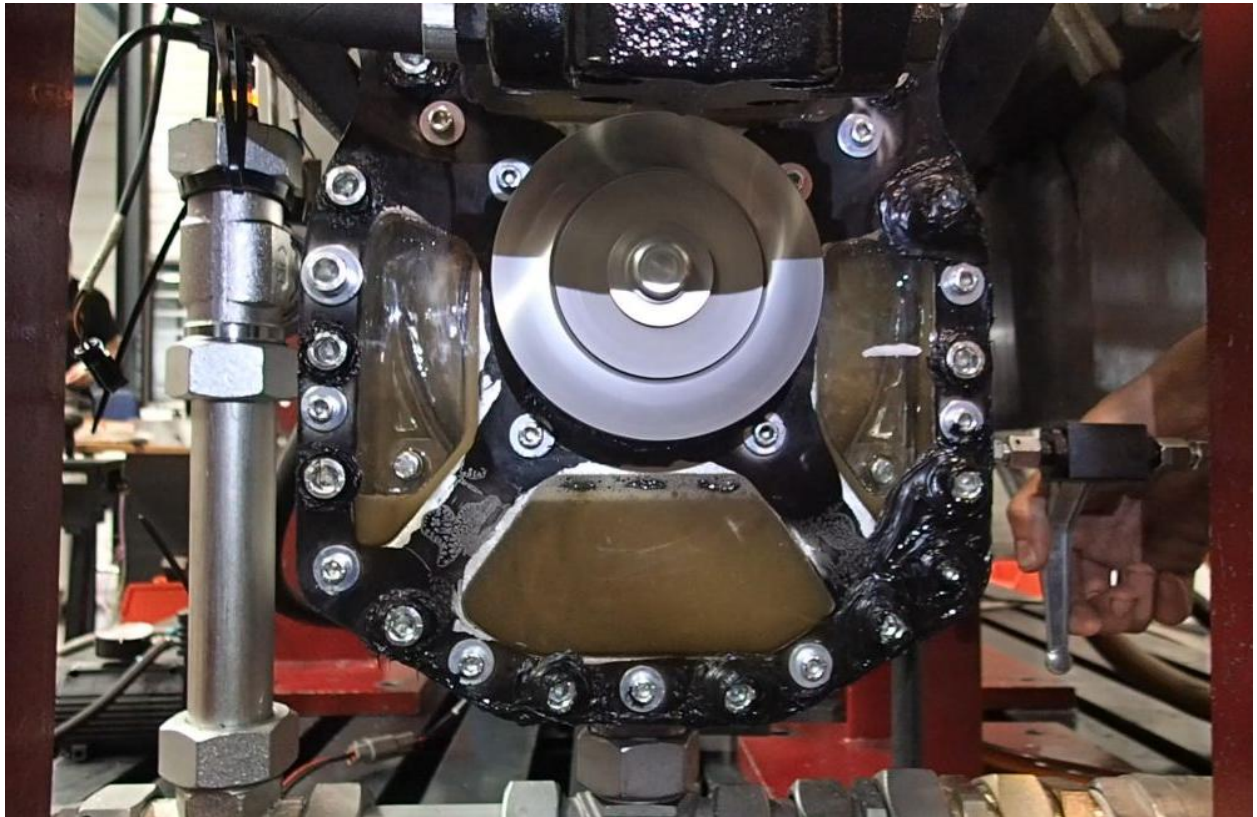


Abbildung 57: Sumpf mit Entlüftungsöffnung rechts im Bild

In Abbildung 59 sind die über den Verlauf der Messung gefahrenen Drehzahlen und Übersetzungen zu erkennen. Dieser Versuchslauf deckte ein breites Band an Fahrzuständen ab. Die Drehzahl wurde auf die Motorstanddrehzahl von 800 min^{-1} erhöht, kurz gehalten und dann weiter auf 1500 min^{-1} gesteigert. Dies soll ein Starten des Fahrzeugs und ein darauffolgendes Wegfahren simulieren. Das Übersetzungsverhältnis i konnte durch die Software Vector CANape, davon unabhängig gewählt werden. In den ersten 5 Minuten wurde zuerst $i=1$ gewählt, dann einmal kurz auf $i=0$ abgesenkt und wieder auf $i=1$ angehoben. Dies sollte ein Stop-and-Go bei gleichbleibender Motordrehzahl simulieren. In dieser Zeit ist in Abbildung 58 gleich nachdem Starten ein Absenken des Sumpfes sowie des Gehäusedrucks und ein schlagartiges Ansteigen des Volumenstroms an der Düse erkennbar. Die Strahlpumpe beginnt damit zu arbeiten und saugt Öl bis zu einem Stand von 6 cm ab. Der Gehäusedruck wurde vor Beginn der Messung auf 0 mbar kalibriert. Um zusehen, wie hoch sich der Unterdruck, der von der Strahlpumpe erzeugt werden kann, ausbildet, wurde der Kugelhahn in der Entlüftungsleitung vor dem Beginn geschlossen. Er stieg bis zu -45 mbar an, darauf wurde der Kugelhahn geöffnet (Abbildung 57 wurde genau beim Öffnen des Kugelhahns gemacht) und der Unterdruck pendelte sich bei -20 mbar ein. An der Düse

stellen sich 3,5 l/min ein. Der Füllstand, mit 6 cm noch über unserer Grenze, bleibt bis zu Minute 7 erhalten. Der Volumenstrom der Düse steigt langsam an, obwohl die Eingangsdrehzahl in diesem Abschnitt konstant bei 1500 min^{-1} gehalten wird. Dies ist auf den gleichzeitigen Anstieg der Öltemperatur auf 40°C zurückzuführen, dadurch sinkt die Viskosität des Öls und der Volumenstrom erhöht sich auf 3,75 l/min. Diese geringe Erhöhung reicht aus, dass die Strahlpumpe den Sumpf in Minute 8 entleert.

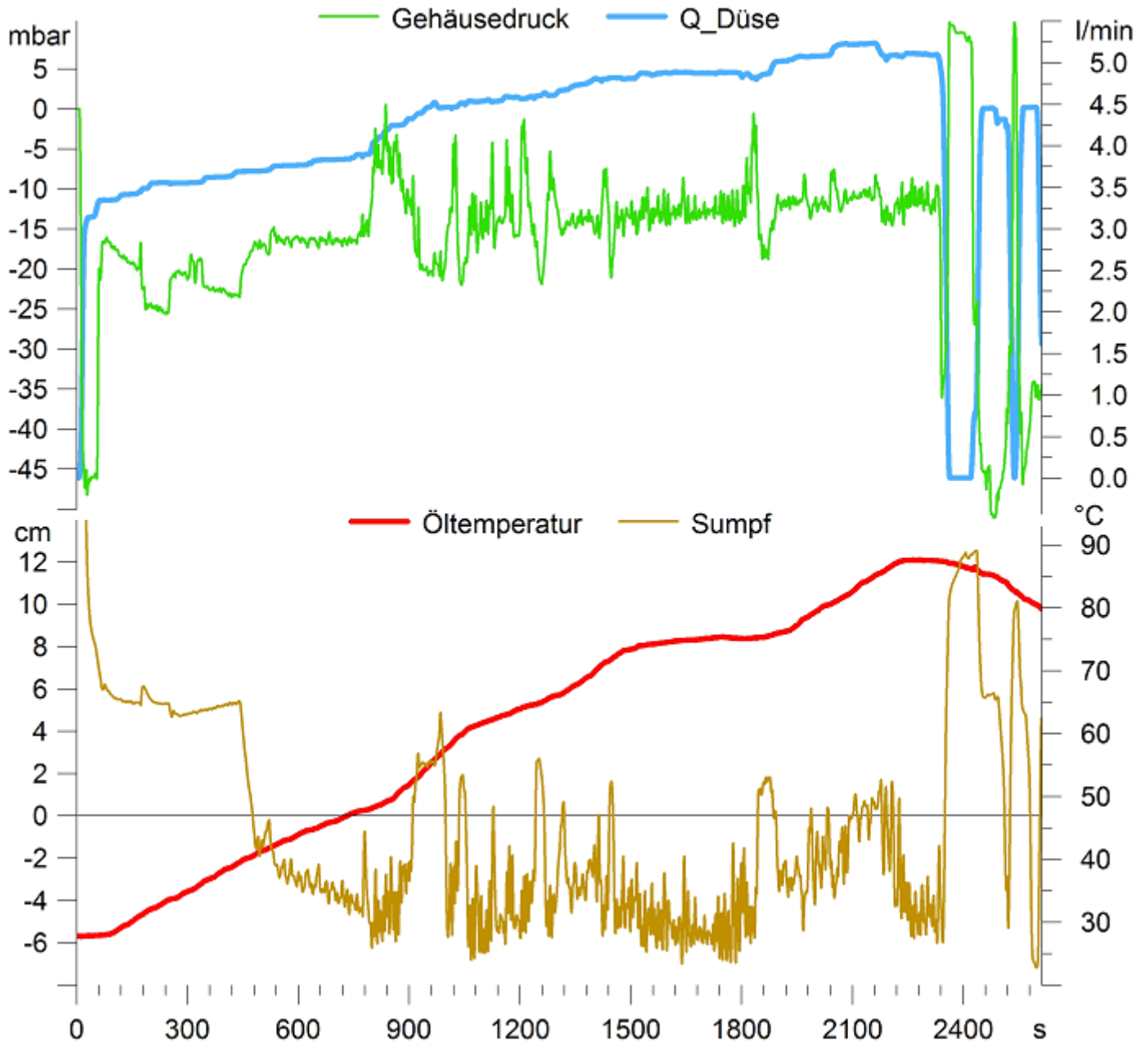


Abbildung 58: Messung vom 08.02.2017 Gehäusedruck, Q_Düse, Öltemperatur, Sumpf

In Minute 15 wird die Eingangsdrehzahl erhöht und das Übersetzungsverhältnis auf $i=1,9$ angehoben. Es stellt sich eine Ausgangsdrehzahl von über 4750 min^{-1} ein, welche, wie schon berichtet, außerhalb des Normalbereichs für dieses ausgelegte Konzept ist. Der Pegel im Sumpf erhöht sich darauf kurz blieb aber größtenteils innerhalb der 4 cm-Marke. Im Nachfolgenden kann man an den Drehzahlen und Übersetzungsverhältnissen erkennen,

dass sich ein Minuswert einstellt, was nichts anderes bedeutet, als dass „rückwärts“ gefahren wurde. Bis Minute 40 hat die Öltemperatur einen Wert von 85°C angenommen. Dann wurde der Antriebsmotor abgeschaltet und ein Ansteigen im Sumpf beobachtet. Man sieht den Volumenstrom auf Null fallen und der Füllstand im Sumpf steigt rasch an, bis er die Entlüftungsöffnung nach dem Siphonprinzip verschließt.

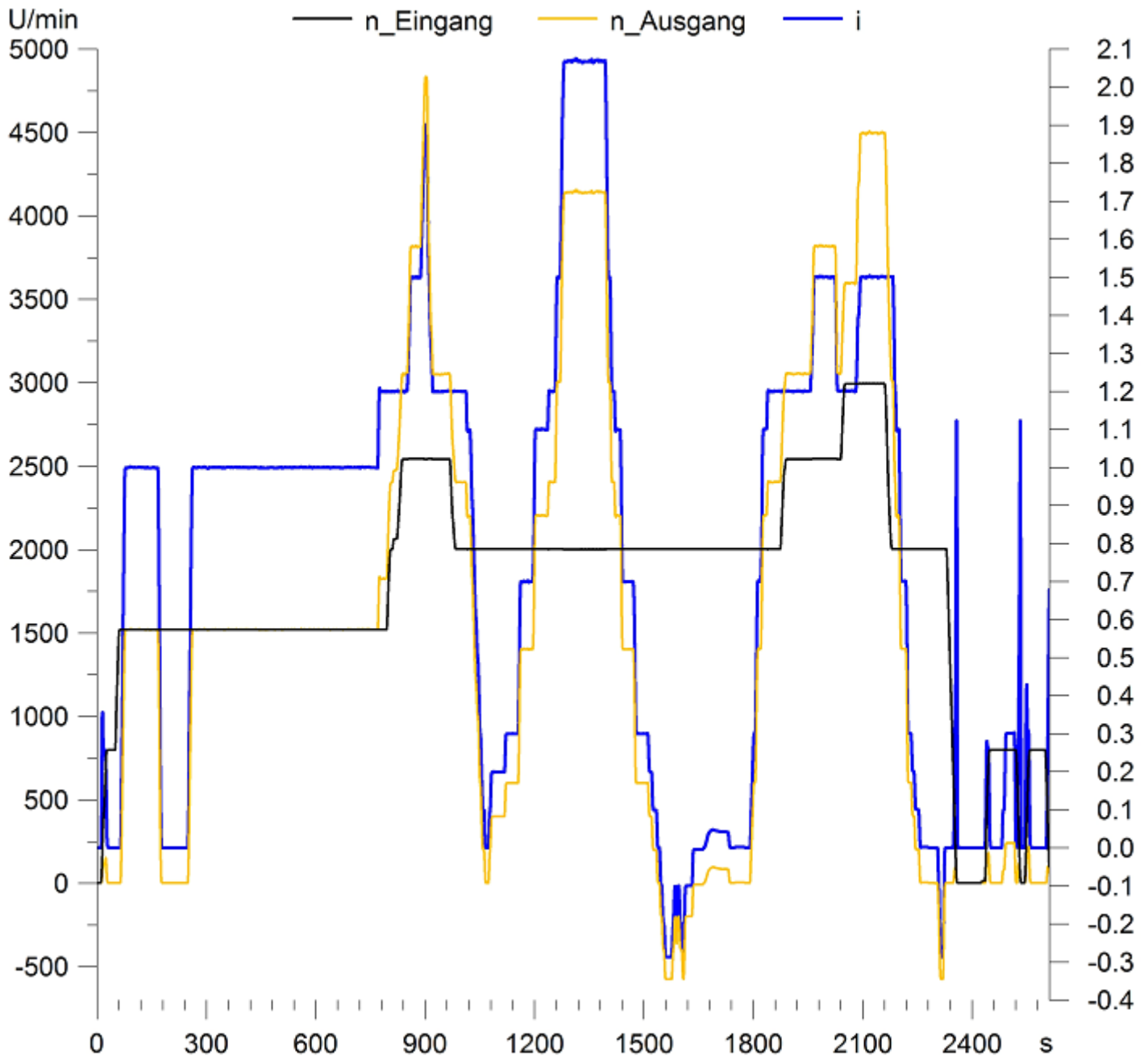


Abbildung 59: Messung vom 08.02.2017 Drehzahlen und Übersetzungen

Interessanterweise bewegt sich der Gehäusedruck genau in diesem Moment in den Plusbereich, es baut sich wieder ein Ansatz von Überdruck auf. Das ist gewollt und verhindert ein weiteres Ansteigen des Öles im Sumpf.

Nach diesen erfolgreichen Tests war der nächste Schritt, vom Versuch am Prüfstand in den Fahrversuch geebnet.

11.3 Strahlpumpe 2.0

Mit Fahrversuch ist konkret der Einbau einer Strahlpumpe, als Absaugpumpe, in das Testfahrzeug Land Rover Defender gemeint.

Wie Eingangs in Kapitel 2 erwähnt, ist das in den vorangegangenen Versuchsreihen verwendete Getriebe VTP 450 am Prüfstand dem im Land Rover, bis auf das Abtriebsgehäuse, baugleich. Für den Bau einer Version 2.0 der Strahlpumpe wurde zuerst am Testfahrzeug Maß, hinsichtlich der Durchmesser der Abflussverrohrung und Streckenführung dieser, genommen. Bei diesem Abtriebsgehäuse steht nur eine Einschraubgröße für 22er-Rohre zur Verfügung. Das Pumpenrohr fiel daher mit einem Innendurchmesser von $\varnothing 17,8$ mm aus. Wie in Abbildung 60 zu sehen, wurde die Treibdüse in Form eines rechtwinklig gebogenen 8er-Rohrs bis zur Mittelachse des 22er-Rohrs eingeführt, in Längsrichtung ausgerichtet und dann verschweißt. Die verwendete $\varnothing 1$ mm Düse ist nicht mehr wechselbar und verbleibt im 8er-Rohr (Innendurchmesser $\varnothing 5,7$ mm).



Abbildung 60: Strahlpumpe 2.0 mit $\varnothing 1$ mm Düse

Nach der Anpassung für den Gebrauch am Testfahrzeug und der Fertigstellung wurde noch ein kurzer Testlauf am Prüfstand durchgeführt, um die Funktion zu bestätigen. Die dabei erlangten Ergebnisse waren positiv, die Strahlpumpe bestätigt ihre Funktion. Dies ist auf das parallele Einbringen des Treibmediums zur Rohrachse zurückzuführen. Die vorherigen Versionen, mit ihrem um 20° geneigten Treibstrahl, hatten zur Ursache, dass ein Teil der Impulsänderung an der gegenüberliegenden Innenseite des Rohres verprasste (abgelenkt wurde) und somit nicht dem Fördermedium vollständig zugeführt werden konnte.

Durch diese Effizienzsteigerung ist es möglich den Volumenstrom an der Düse bis auf 3 l/min, bei gleicher Wirkung, zu drosseln.

Es stellte sich noch die Frage, welche Förderhöhe diese Version der Strahlpumpe bewältigen kann. Dazu wurde der Schlauch zwischen Pumpe und Hydrauliktank, gegen einen längeren getauscht und schrittweise angehoben. Dabei kann bis in eine Höhe von 0,75m über der Pumpe, ein einwandfreier Betrieb bestätigt werden. Das bedeutet, ein Hydrauliktank kann bei Verwendung dieser Strahlpumpe maximal mit dieser Höhendifferenz zum tiefsten Punkt im Sumpf eingebaut werden. Beim Testfahrzeug haben wir eine Differenz von 0,25m.

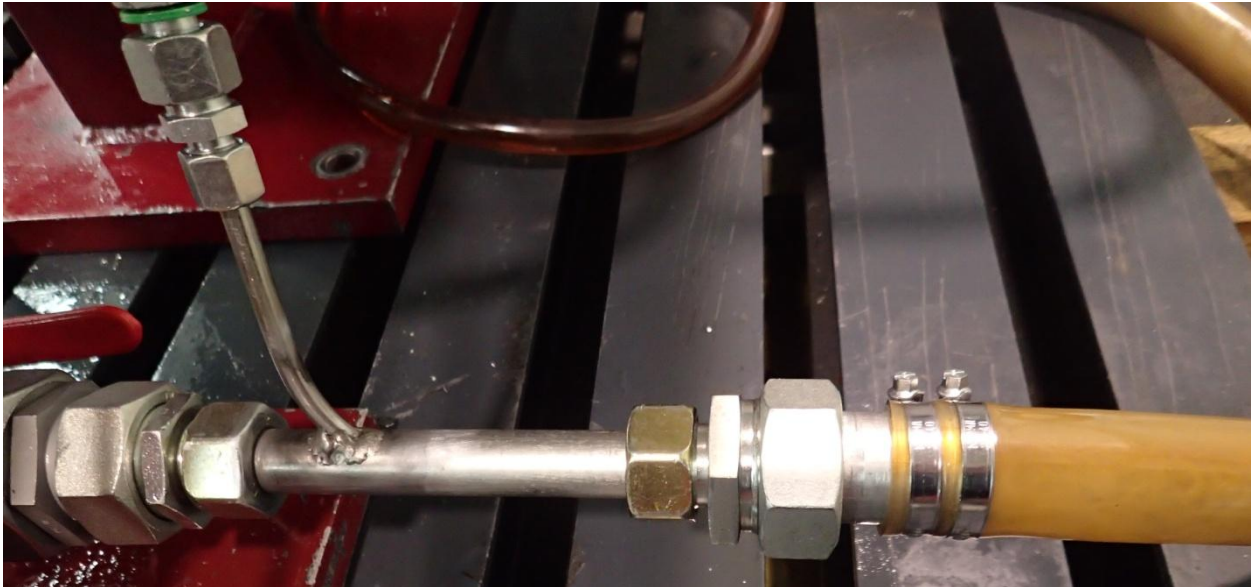


Abbildung 61: Strahlpumpe 2.0 am Prüfstand

12 Anwendung am Testfahrzeug Land Rover Defender

12.1 Einbau Strahlpumpe 2.0



Abbildung 62: Umbau elektrische Absaugpumpe zu Strahlpumpe

In Abbildung 62 ist erkennbar links die 12V Kreiselpumpe und rechts der erfolgte Umbau auf eine Strahlpumpe. Das Mengenmessgerät wurde ebenfalls installiert. Die Zuführung des Treibmediums zur Strahlpumpe ist waagrecht von der Seite und nicht wie bisher senkrecht von oben gestaltet. Dies hat den Hintergrund, dass zwischen dem Mengenmessgerät und Zuleitung zur Treibdüse ein Kugelhahn eingebaut wurde. Mit diesem war es möglich, die Zufuhr des Treibmediums komplett zu unterbinden oder nur zu drosseln. Dies wiederum konnte über die Ausgabe des Mengenmessgeräts überwacht werden.



Abbildung 63: Füllstandsmessung, Leitungsführung und Verkabelung der Messtechnik

Abbildung 63 zeigt die gegenüberliegende Seite des Abtriebsgehäuses im linken Bild. Links oben sieht man einen Teil der alten Füllstandsanzeige mit Ultraschallsensor aus Abbildung 35. Da hier Bauraum vorhanden war, konnte, bis auf das Anpassen der Anschlüsse, die alte Konfiguration übernommen werden. Wie schon zuvor musste zur Messung des Ölstands wieder ein Druckausgleich von der Ölsäule im Steigrohr zum Gehäuse hergestellt werden,

hier im linken Bild mittig mit einem schwarzen Schlauch. Der dahinterliegende, transparente Schlauch stellt die Verbindung von Strahlpumpe zum Hydrauliktank dar. Das rechte Bild zeigt die benötigte Verkabelung für die Messtechnik. Am Boden des Beifahrersitzes ist unsere bereits angewendete imc Messtechnik zusehen.

12.2 Messung in der Konfiguration Testfahrzeug

Das Testfahrzeug wurde bei einer Umgebungstemperatur von 5°C in Betrieb genommen. Abbildung 64 zeigt die Aufzeichnungen der Messung. Aufgrund der Tatsache, dass wir uns nun mit den Messungen in einem Testfahrzeug befinden, welches auch eine Straßenzulassung besitzt, ist die Überwachung des Systemdrucks schon aus Sicherheitsgründen der Fahrtauglichkeit erforderlich. Im oberen Diagramm ist nicht mehr der Gehäusedruck aufgetragen, sondern den Systemdruck. Im Kapitel 4.1 Hydraulikschema wurde ein 25 bar Systemkreis erwähnt, ein nach dem Start höherer Systemdruck ist normal. Nach dem Starten des Fahrzeugs ist ein sprunghaftes Ansteigen von Systemdruck und Volumenstrom an der Düse zu beobachten. Der Volumenstrom stellt sich langsam auf knapp 3 l/min ein. Der Füllstand im Sumpf senkt sich bis zu Beginn der 3. Minute ab, danach bewegt er sich langsam abwärts. Dies ist auf die niedrige Öltemperatur von 6°C zum Startzeitpunkt zurückzuführen. Die Öltemperatur erhöhte sich bei dieser Messung nur langsam auf knapp über 40°C, da der Motor im Leerlauf betrieben wurde. Dies erlaubte über einen langen Zeitraum (1,5 Stunden) die Vorgänge zu verfolgen. Da hier ein anderes Abtriebsgehäuse vorliegt, (für Allradantrieb) als am Prüfstand, ändern sich auch die signifikanten Füllstände im Getriebesumpf.

Die strichlierte Linie bei 6 cm zeigt die Obergrenze für den Füllstand im Sumpf. Diese Grenze begründet sich durch die Oberkante des Schottblechs, welches das Abtriebszahnrad einfasst und damit vom Planschen im Öl schützt. Steigt der Füllstand noch einen weiteren Zentimeter an, läuft bereits Öl in das Schottblech. Dies gilt es, wie schon am Prüfstand, zu vermeiden.

Es zeichnet sich dieselbe Charakteristik, wie in der vorangegangenen Messung, ab.

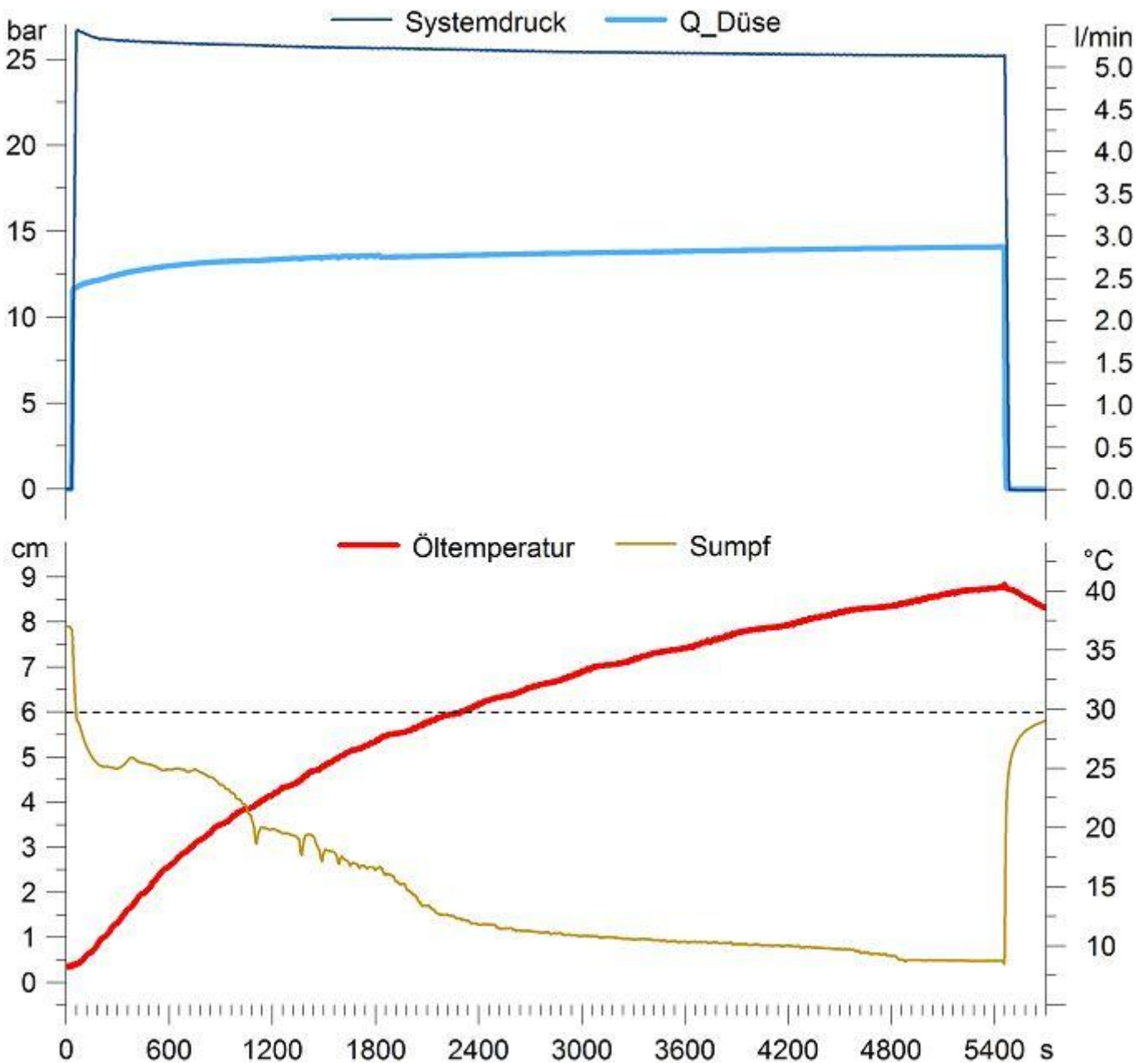


Abbildung 64: Messung am 21.02.2017 um 09:50 Strahlpumpe 2.0 im Standbetrieb

Mit steigender Öltemperatur erhöht sich langsam der Ölfluss über die Düse und der Pegel im Sumpf senkt sich. Allerdings bleibt die 0 cm-Marke im Sumpf unerreichbar. Dies resultiert daraus, dass hier die Absaugung waagrecht erfolgt, in Abbildung 62 ersichtlich. Die 0 cm-Marke ist bei der oberen Kante des Rohrquerschnitts der Absaugleitung gesetzt. Sie ist praktisch nicht erreichbar, da das Öl bei der Absaugung einen Ansaugtrichter bildet auf den die Luft im Gehäuse folgt. Auf das Ansaugen von Luft folgt wiederum der Einbruch des

Förderstroms. Die hier im unteren Diagramm gegen Ende der Messung ersichtlichen 0,5 cm Füllstand, bei Stillstand des Fahrzeugs auf waagrechten Untergrund, bilden die niedrigste mögliche Absenkung im Mittel. Durch Bewegen des Fahrzeugs kann es zu Schwankungen in den Minusbereich kommen, was im weiteren Verlauf ersichtlich ist.

Das Diagramm für Drehzahlen und Übersetzungen wurde nicht angeführt, da das Fahrzeug im eingebremsten Zustand bei Motorstanddrehzahl von 800 min^{-1} konstant im Leerlauf lief.

Nach diesem ersten Prinzipitest im Fahrzeug folgen weitere Testsituationen.

12.3 Geländeerprobung

In Abbildung 65 und Abbildung 66 sieht man die Aufzeichnungen des Fahrversuchs im Gelände. Es zeigt sich, dass zu Beginn der Systemdruck etwas erhöht ist. Dies hat diesmal zwei Gründe: Zum Einen das noch kalte Öl, zum Anderen die erhöhte Fahrgeschwindigkeit (siehe Abbildung 66) auf der Fahrt zur Schottergrube. Der Füllstand verhält sich durchgehend im Zielbereich bis auf ein paar Spitzen, welche über unsere gesetzte Grenze gingen. Diese sind durch die getätigten Fahrmanöver im Gelände erklärbar.

Minute (Uhrzeit)	Fahrmanöver und Tätigkeiten
16 (16:30)	Hochfahren auf eine Rampe und in der Steigung verbleiben
20 (16:35)	Erneutes Hochfahren der selben Rampe
24 (16:39)	Treibölaufuhr zur Düse, mittels Kugelhahn, geschlossen. Füllstand reagiert mit Erhöhung, welche sich nach öffnen wieder abbaut
28 (16:42)	Rechts Auffahren auf seitliche Rampe
30 (16:44)	Wiederholtes rechts Auffahren auf seitliche Rampe
33 (16:47)	Links Auffahren auf seitliche Rampe
40 (16:55)	Kreisfahren gegen den Uhrzeigersinn
ab 45 (17:00)	Antritt Rückfahrt

Tabelle 9: Fahrmanöver und Tätigkeiten in der Schottergrube

Es ist zu beachten, dass sich das Steigrohr mit dem Füllstandsensor außerhalb der Fahrzeugachse in Längsrichtung auf der Beifahrerseite befindet (siehe Abbildung 63 links). Bei Neigen nach rechts fließt mehr Öl in das Steigrohr, das erhöht die Anzeige. Dies ist auch beim Fahren von Kurven gegen den Uhrzeigersinn ersichtlich sowie beim Bergauffahren. Umgekehrt kommt kaum Öl zur Messstelle, somit wird ein Minuswert angezeigt, das Signal des Sensors reflektiert am Ende des Steigrohrs.

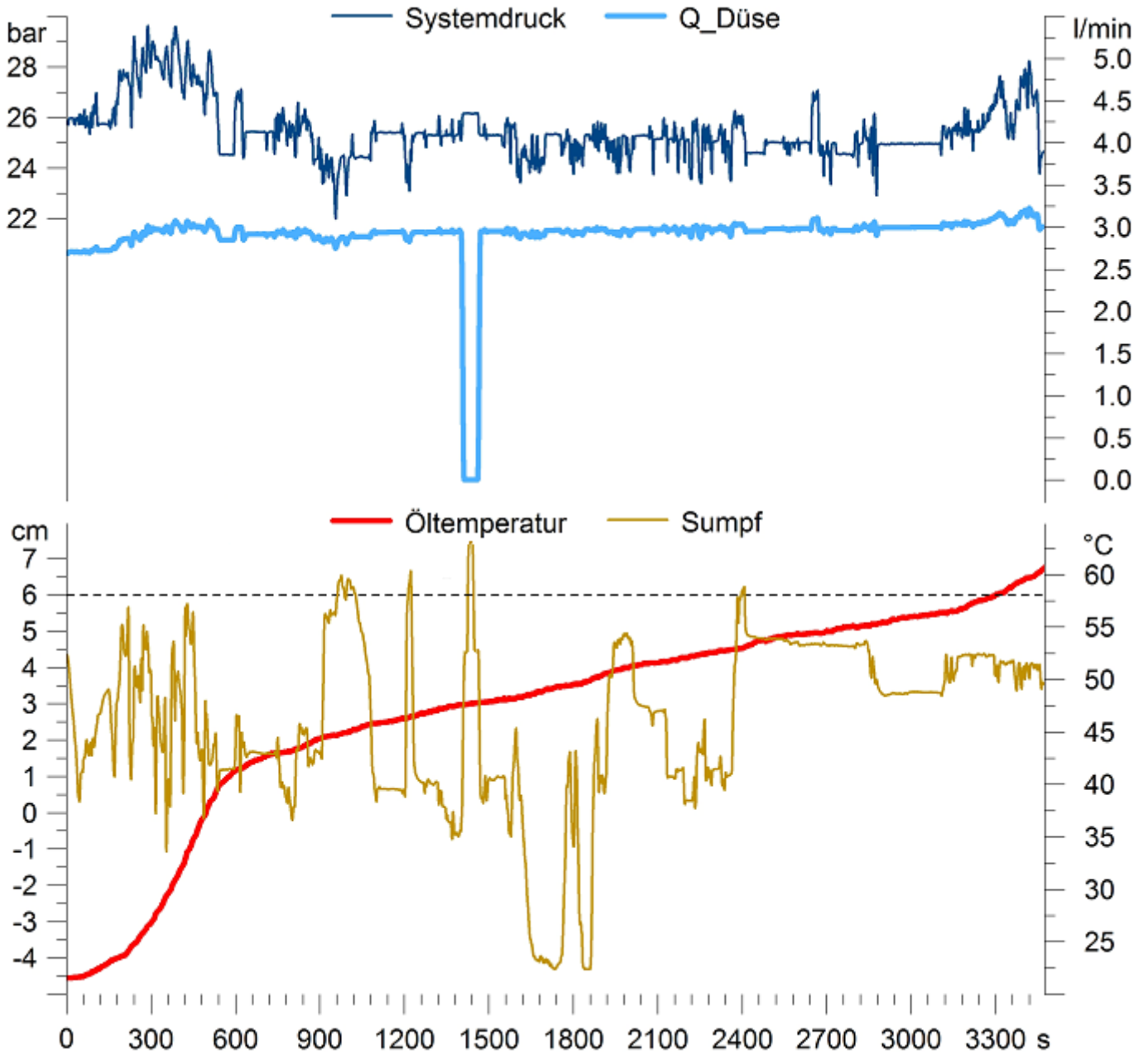


Abbildung 65: Getriebeparameter Testfahrt in der Schottergrube am 23.02.2017 um 16:16

Abbildung 66 zeigt nicht nur, die Eingangsdrehzahl und das Übersetzungsverhältnis, sondern wurde um die Fahrgeschwindigkeit und das Höhenprofil erweitert. Die Fahrgeschwindigkeit wurde mit der Ausgangsdrehzahl mit den nachfolgenden Übersetzungen des Abtriebstrangs errechnet. Negative Fahrgeschwindigkeit bedeutet eine Rückwärtsfahrt. Das Höhenprofil hingegen konnte nur über ein zusätzlich angebrachtes GPS-Modul aufgezeichnet werden und ist unter der systemspezifischen Genauigkeit zu beachten.

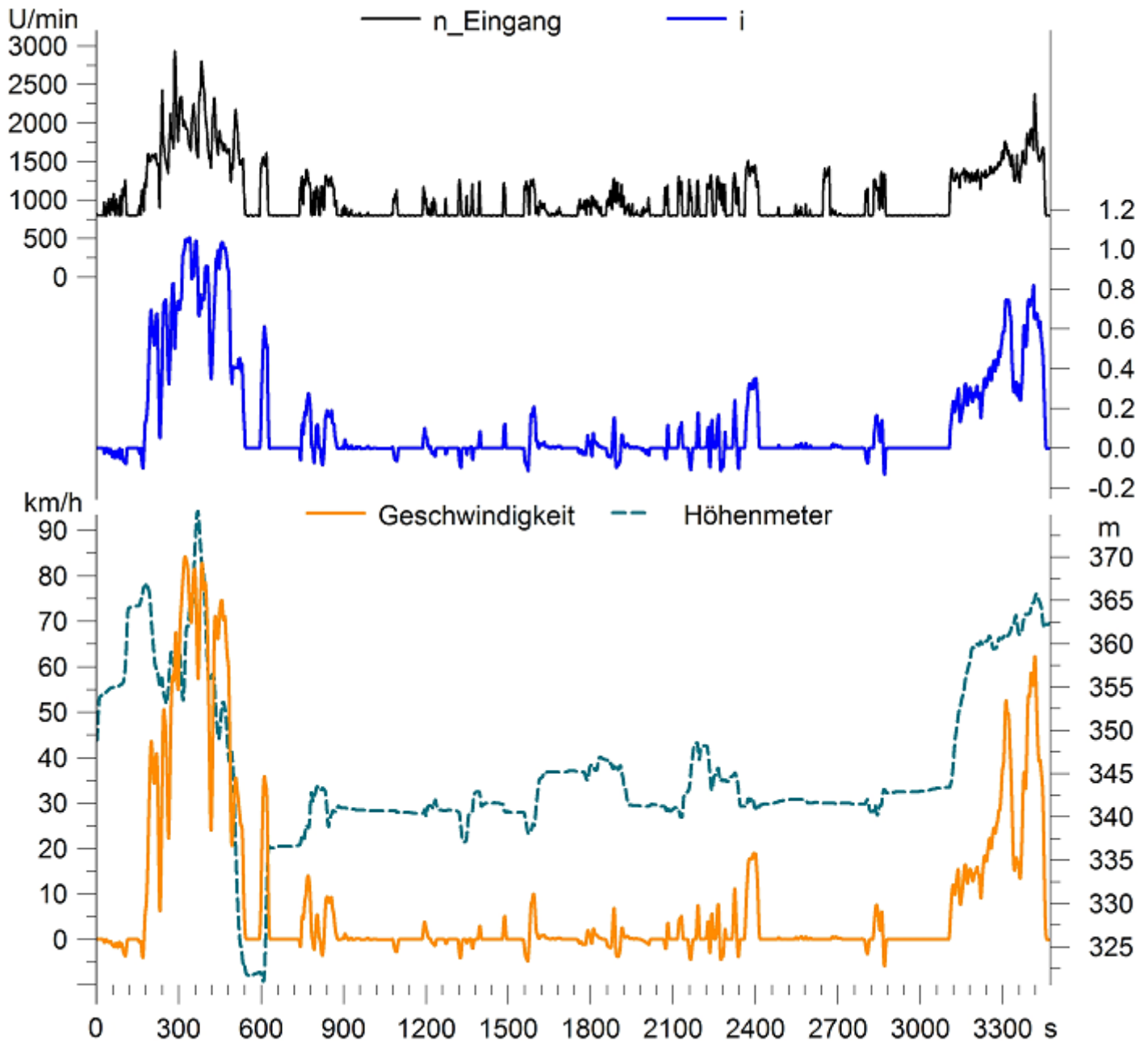


Abbildung 66: Fahrzeugparameter Testfahrt in der Schottergrube am 23.02.2017 um 16:16

Die bei dieser Fahrt beobachteten Werte sind im Zielbereich. Es fehlt noch eine Testfahrt bei höherer Geschwindigkeit, um die Erfahrungen der Verwendung einer Strahlpumpe als Absaugpumpe zu vervollständigen.

12.4 Überland- und Bergfahrten

Unten angefügt ist eine weitere Testfahrt mit höherer Fahrgeschwindigkeit

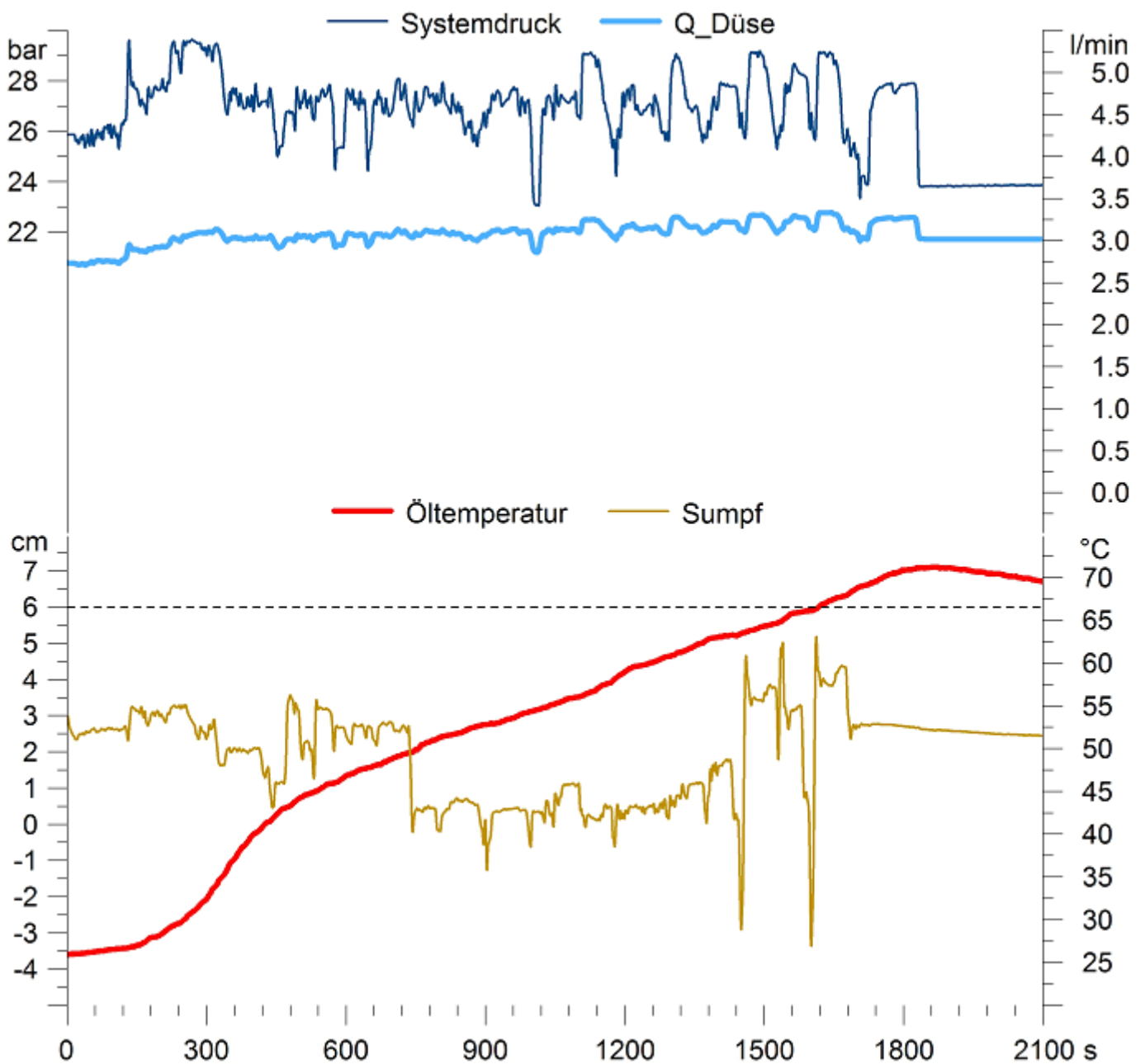


Abbildung 67: Getriebeparameter Testfahrt am Wachtberg am 24.02.2017 um 08:37

Der Pegel im Sumpf blieb, über die ganze Fahrtdauer, ausreichend unter der 6 cm-Marke. Aus dem Anstiegsverhalten der Öltemperatur im Testfahrzeug, kann daraus abgeleitet werden, dass das Thermostat des Ölkühlers sich ab 40°C zu öffnen beginnt und bei ca. 70°C voll geöffnet ist.

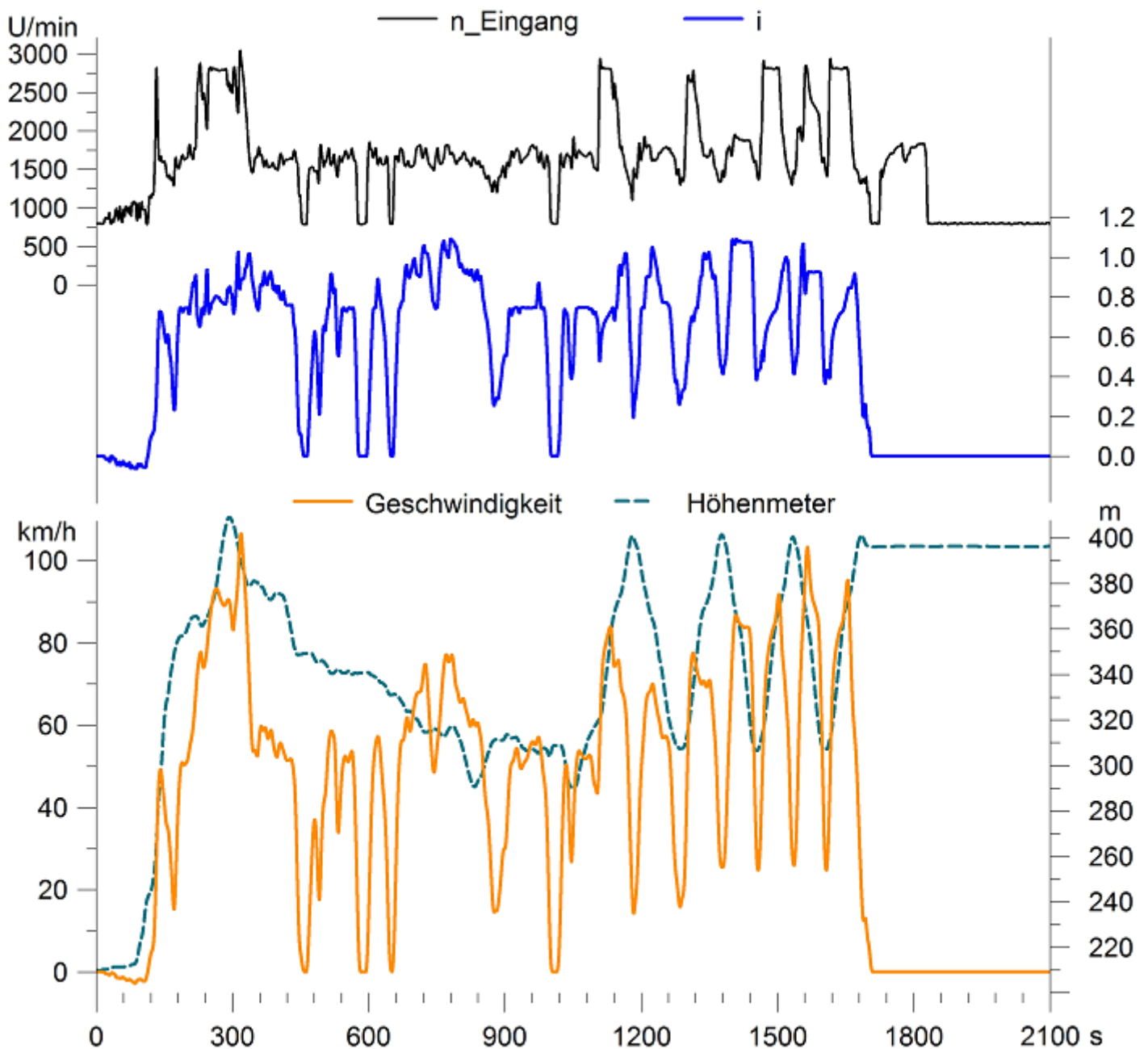


Abbildung 68: Fahrzeugparameter Testfahrt am Wachtberg am 24.02.2017 um 08:37

Betrachtet man dieses Höhenprofil fällt ab Minute 19 ein wiederkehrendes Muster auf. Hier wurde eine etwa 100 m große Höhendifferenz im Rundkurs durchfahren. Dies spiegelt sich zu dieser Zeit auch im Füllstand des Sumpfes wieder. Die Aufzeichnung endet mit einem Stillstand des Fahrzeugs bei laufendem Motor.

Es fällt auf, dass sich das Testfahrzeug bei diesen beiden aufgezeichneten Fahrten nur selten im 2. Fahrbereich, welcher bei $i > 1,1$ beginnt (siehe Abbildung 42), befand. Dieser Fahrbereich ist höheren Fahrgeschwindigkeiten vorbehalten, welche wir beim Fahren auf Land- und Bundesstraßen kaum erreichen/nicht erreichen dürfen. Dazu sind Schnellstraßen bzw. Autobahnen nötig. Diese Testfahrten wurden in weiterer Folge durchgeführt und bestätigten die Funktionalität.

13 Zusammenfassung

Die vorangegangene Entwurfskonstruktion hatte die Aufgabe, Auswahl und Einbausituation für die benötigten Pumpen im Ölkreislauf zu definieren. Das bereits bestehende Getriebekonzept VTP 450 in seiner gestreckten/aufgelösten Bauform sollte dabei in eine kompakte Variante übergeführt werden. Zu Beginn wurde die Arbeitsweise der hydraulischen Versorgung studiert und in einem Hydraulikschema dargestellt. Nach der Auseinandersetzung mit dem grundsätzlichen Aufbau des hydraulischen Systems wurde der Schmierbedarf von bereits erfolgten Versuchsprogrammen mit dem VTP 450 Modul übernommen, der Ölbedarf des hydraulischen Variators, von Bosch Rexroth bezogen (unter der Produktbezeichnung Kompaktgetriebe A40CT45), wurde zum bestehenden Bedarf addiert.

Basierend auf erprobten Lösungsansätzen wurde hinsichtlich Funktion und Bauraumbedarf ein Konzept erstellt. Nach näherer Betrachtung musste jedoch die Verwendung von Außenzahnpumpen der Anwendung von Innenzahnpumpen, auch Gerotorpumpen genannt, weichen. Die Möglichkeit diese ohne den Verbau eines zusätzlichen Stirnradpaares direkt auf die Antriebswelle fädeln zu können, sparte Kosten und Bauraum. Die Konstruktion wurde bereits unter dem Vorbehalt, die benötigte hydraulische Absaugpumpe einsparen zu können, geführt. Sollte dies nicht umsetzbar sein, war eine etwaige Rückfalllösung über den gesamten Projektrahmen erarbeitet worden. Ziel dieser vorliegenden Masterarbeit war jedoch nicht die detaillierte konstruktive Lösungsfindung der Kompaktbauweise, weitere nachfolgende Aufgabenbereiche wurden daher nur skizziert.

Zusammengefasst waren die entstandenen Varianten neben Standardlösungen auch Wegbereiter für eine Optimierung der hydraulischen Versorgung.

Nach Erläuterung des Funktionsprinzips und einer rechnerischen Analyse konnte in den ersten Grundsatzuntersuchungen am Prüfstand nachgewiesen werden, dass das Weglassen einer mechanisch angetriebenen hydraulischen Pumpe plausibel erscheint. Versuchsprogramm 1.0 bestätigte jedoch, dass dies nicht ohne eine zusätzliche Energiequelle durchführbar ist. Dies ließ die Methode entstehen, gezielten Überdruck im Getriebegehäuse zu erzeugen, um das Öl vom Getriebesumpf in den Hydrauliktank fördern zu können.

Die Lösungsansätze führten über verschiedene externe Luftdruckquellen in Form von Gebläsen und Membranpumpen bis hin zu Kolbenverdichtern, welche eine Lufteinbringung im Gehäuse bewerkstelligen konnten. Es folgten mehrere Versuchsreihen mit den unterschiedlichen Luftdruckquellen und Getriebeparametern. Um den Überblick für die Variationen der Einstellungen und Parameter bewahren zu können, wurde ein Prüfplan erarbeitet. Nach diesem wurde streng vorgegangen, das Hauptaugenmerk lag dabei in der Ermittlung des benötigten Volumenstroms der Luftpumpen. Nach den gesammelten Erfahrungen konnte eine praktikable Einstellung gefunden werden. Die ermittelten

Randbedingungen ermöglichten die Spezifizierung und Auswahl der Luftpumpe im Angebot des Marktes.

Doch eine Neuausrichtung im Lösungsansatz zog die Konsequenz eines Umdenkens nach sich. Die bereits getätigten Untersuchungen schufen die Grundlage für einen neuen Lösungsweg, der Einsatz einer Strahlpumpe.

Ihr Betrieb ist an ein Treibmedium gebunden, welches in diesem Fall das Hydrauliköl mit einem Druck von 25 bar darstellt. Im Niederdruckkreis des VTP 450 Moduls konnte dem Systemkreis die benötigte Menge an Treibmedium abgenommen werden. Um keinen Druckabfall im Systemkreis und damit einen Systemzusammenbruch zu provozieren, wurde die abgenommene Menge mit einem Mengemessgerät überwacht.

Eingangs wurde noch eine Plausibilitätsprüfung in Form einer Vorauslegung durchgeführt. Die getroffenen Annahmen und Vereinfachungen spiegelten sich später in den mess- und versuchstechnischen Ergebnissen wider. Bereits die erste Version der Strahlpumpe konnte die Aufgabe als Absaugpumpe zur Gänze erfüllen. Die nachfolgenden Versionen wurden sukzessive verbessert und kamen mit einem geringeren Volumenstrom von Treibmedium, bei gleichbleibender Funktion, aus. Nach der Testreihe am Prüfstand wurde die letzte Version hinsichtlich Dimensionierung so ausgeführt, dass ein Einbau in das firmeninterne Testfahrzeug Land Rover Defender leicht möglich war. Nach Testfahrten im Gelände sowie auf Landstraßen konnte der Einsatz der Strahlpumpe weiterhin funktional bestätigt werden. Die eingebaute Version der Strahlpumpe stellt dabei immer noch einen Prototyp dar.

Ein Ausblick für weitere Arbeiten an diesem Projekt sind daher Optimierungsmaßnahmen an dieser. Erfahrung kann an den bereits vorhandenen Strahlpumpen am Markt gesammelt werden. Ein Studium von Fachliteratur betreffend der Strömungsmechanik in Strahlpumpen kann die Erkenntnis weiter fördern.

Da dieses Getriebekonzept Anwendung in geländegängigen Fahrzeugen findet, ist darauf zu achten dass, das Anbringen einer Strahlpumpe im Getriebetunnel zu keiner Einschränkung in der Bodenfreiheit des Fahrzeugs führt. Neben der externen Montage besteht die Möglichkeit die Strahlpumpe direkt in den Getriebesumpf in Form eines Gussteils zu integrieren. Dies wäre hinsichtlich Bauraumnutzung und der Anzahl der benötigten Bauteile die optimalste Variante. Bevor dies geschehen kann, führt der Entwicklungszyklus von einer erneuten spezifischen Auslegung über Entwurfskonstruktionen zur Anfertigung erster Testversionen. Weitere Versuchsprogramme am Prüfstand und Adaptionen, hinsichtlich deren Ergebnisse, sind für eine erfolgreiche dauerhafte Implementierung unumgänglich. Dies stellt allerdings nicht mehr Teil dieser Masterarbeit dar, sondern dient als Ausblick und Zukunftsvision.

Ich bedanke mich bei den LeserInnen für die Aufmerksamkeit und schließe hiermit.

14 Quellenverzeichnis

- [1]. **VDS Getriebe GmbH**; Getriebeentwicklung und Antriebstechnik seit 2009
4493 Wolfers, Gewerbepark 6
- [2]. Diplomarbeit Elektrifizierung eines mechanisch/hydraulisch leistungsverzweigten Getriebes von **DI (FH) Christian Zeller** FH Wels (*erstellt am 08/2015 in Wolfers*)
- [3]. **Rexroth Bosch Group**
- a. Kompaktgetriebe A40CT45 3D-Ansicht aus Zusammenbauzeichnung COMPACT POWER PACK Kompaktgetriebe Zeichnungsnummer 7202-R9 02127912 (*technische Lieferantenunterlagen*)
 - b. Datenblatt: Einspeise- und Ausspülmengen Kompaktgetriebe A40CT45.pdf [https://www.boschrexroth.com/dcc/content/Einspeise- und Ausspülmengen Kompaktgetriebe A40CT45.pdf](https://www.boschrexroth.com/dcc/content/Einspeise-undAusspuehmengenKompaktgetriebeA40CT45.pdf) (*angesehen am 09.11.2016*)
 - c. Außenzahnradpumpe Baureihe N AZP_RD 10 091_AC939213-7C9D-45F6-9A1D-FBA0276D3D87.pdf Seite 2 und 3 http://www.vh.dk/datasheets_productpdfs/AZP_RD%2010%20091_AC939213-7C9D-45F6-9A1D-FBA0276D3D87.pdf (*angesehen am 17.11.2016*)
 - d. Datenblatt Kompaktgetriebe A40CT45 (*technische Lieferantenunterlagen*)
- [4]. **Nichols Portland** Selection Pump and Design.pdf <http://airrelief.com/wp-content/uploads/2014/04/Gerotor-Selection-Pump-Design.pdf> (*angesehen am 14.10.2016*)
- a. Selection Pump and Design.pdf Seite 8
 - b. Selection Pump and Design.pdf Seite 22
 - c. Selection Pump and Design.pdf Seite 11
- [5]. **Shell** Spirax S4 TX vorheriger Name Shell Harvella TX 10W-40 Hochleistungs-Universalöl für Traktoren und landschaftliche Geräte Technisches Datenblatt [http://media.kreissler24.de/Produktdatenblatt/GPCDOC_Local_TDS_Germany_Shell_Spirax_S4_TX_\(de\)_TDS.pdf](http://media.kreissler24.de/Produktdatenblatt/GPCDOC_Local_TDS_Germany_Shell_Spirax_S4_TX_(de)_TDS.pdf) (*angesehen am 13.02.2017*)
- [6]. **Die Pumpen**: Arbeitsweise-Berechnung-Konstruktion von **Eugen A. Fuchslocher**
- a. S.326 Kapitel A 86. Arbeitsweise und Berechnung Abb. 86.1
 - b. S.332 Kapitel A 87. Der Wirkungsgrad Abb. 87.1

-
- [7]. **Technische Daten Land Rover - Media Center** <http://media.landrover.com/vehicle/defender?q=&start=0&brand=landrover&fl=vehicles:279&fln=vehicles:Defender>
(*technische Kundeunterlagen angesehen am 15.12.2016*)
- [8]. **imc Berlin** <http://www.imc-berlin.de/produkte/messtechnik-hardware/imc-c-serie/geraetevarianten/> Datenblatt CS-7008-N http://www.jr-france.com/site/sites/default/files/users/admin/Imc/CS7008-N_CL7016-N_FT_v1.0_170713.pdf Seiten 3 bis 9 (*angesehen am 28.03.2017*)
- [9]. **Danfoss** <http://products.danfoss.at/productrange/documents/industrialautomation/pressure-transmitters/mbs-1250-oem-pressure-transmitter-for-heavy-duty-applications/#/>
Datenblatt http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/04/IC.PD.P21.A9.03_New%20CVI.pdf
Seite 2 (*angesehen am 28.03.2017*)
- [10]. **B+B Sensors** <http://www.bb-sensors.com/> Datenblatt https://b2c.bb-sensors.com/out/media/Datenblatt_Relativdrucktransmitter_Aluminium.pdf (*angesehen am 28.03.2017*)
- [11]. **Pepperl+Fuchs** https://www.pepperl-fuchs.com/global/de/classid_182.htm
Datenblatt https://files.pepperl-fuchs.com/selector_files/navi/productInfo/edb-127350_eng.pdf (*angesehen am 28.03.2017*)
- [12]. **Kistler** https://www.kistler.com/at/de/produkte/komponenten/drehmomentsensoren/#1_komponenten_reaktionsmomentsensor_mz_bis_25_n_m_18_ft_lb_9049 Datenblatt <https://www.kistler.com/?type=669&fid=56481&model=document&callee=frontend> Seiten 1 und 2 (*angesehen am 28.03.2017*)
- [13]. **Hydrotechnik** <http://www.hydrotechnik.com/dede/produkte/sensoren/volumenstrom/-hysenser-qg-zahnrad/hysenser-qg-100/> Datenblatt https://www.bibushydraulik.ch/fileadmin/editors/countries/bhag/Pictures/Mobile_Electronics/HYDROTECHNIK/Sensoren_HySense_QG_100_TEI_DEU.pdf Seite 1 (*angesehen am 28.03.2017*)

15 Anhang

Technische Daten Land Rover Defender 110^[7]

Technische Daten Land Rover Defender MJ 2013 (alle Varianten)							
	90		110			130	
	ST(PU)	SW	HT	SW	PU	CC	CC
Motor							
Bauart / Anzahl Zylinder / Ventile	Reihenmotor vorne längs / 4 / 16						
Motorsteuerung	Visteon EMS						
Hubraum in cm ³	2.198						
Bohrung / Hub in mm	86 / 94,6						
Verdichtungsverhältnis	15,64:1						
Zylinderkopf, Material	Aluminiumdruckguss						
Zylinderblock, Material	Grauguss						
max. Leistung in kW / bei 1/min	90 / 3.500						
max. Drehmoment in Nm / bei 1/min	360 / 2.000						
Fahrwerk							
Vorderradaufhängung	Starrachse, Schraubenfedern, hydraulische Teleskopstoßdämpfer, Panhardstab						
Hinterradaufhängung	Starrachse, Schraubenfedern, hydraulische Teleskopstoßdämpfer, Dreieckslenker						
Bremsen vorn: Art / Durchmesser / Stärke in mm	innenbelüftete Scheiben / 298 / 24						
Bremsen hinten: Art / Durchmesser / Stärke in mm	einfach Scheiben / 299 / xx						
ABS System (Option)	inkl. elektronische Traktionskontrolle					nicht verfügbar	
Fahrstabilitätssysteme (Option)	ABS, ETC						
Lenkung	Rollenfingerlenkung, servounterstützt						
Kraftübertragung / Räder							
Getriebe, Art	6-Gang Schaltgetriebe GFT MT-82						
Allradantrieb (permanent)	permanenter Allradantrieb, Mittendifferenzial-Sperre, mit Geländeuntersetzung						
Übersetzungen Gang I / II / III / IV / V / VI / R	5,441 / 2,839 / 1,721 / 1,223 / 1,000 / 0,742 / 4,935						
Reduktionsgetriebe High	1,211						
Reduktionsgetriebe Low	3,269						
Achsübersetzung	3,540						
Reifengröße Standard	7.50 R16 / 235/85R16						
Felgenreöße Standard	5.5Fx16 od. 5.5Jx16 Stahl					6.5Jx16 Stahl	
Karosserie / Maße / Gewichte							
Türen / Sitze (Anzahl)	2 / 2	3 / 4	3 / 2	5 / 5 od. 7	2 / 2	4 / 5	4 / 5
Länge in mm (Nennmaß)	3.722/3.649	3.894	4,785	4,785	4,631		5.170
Breite mit / ohne Spiegel in mm	2.021 - 2.182 / 1.790						
Höhe mm (Nennmaß)	1.997	1.997-2.128	2.059	2.021-2.181	2.035-2.100		2.035-2.079
Radstand in mm	2.360		2.794			3.225	
Spurweite vorn / hinten in mm	1.486						
Wendekreis in m (mit Bereifung 7.50 R16)	12,3		12,8			15,08	
Tankinhalt in Liter	60						
Leergewicht in kg*	1.740	1.887	1.955	2.062	1.917	1.787	1.858
Zulässiges Gesamtgewicht in kg	2.505	2.505	3.050			3.500	
max. Zuladung in kg**	765	618	1.095	988	1.133	1.263	1.642
max. Achslast vorne in kg	1.250						
max. Achslast hinten in kg	1.380	1.500	1.850			2.200	
max. Anhängelast ungebremst in kg	750						
max. Anhängelast gebremst in kg	3.500						
max. Dachlast / Anhängestützlast in kg	75		75 / 150		- / 150		75 / 150
Off-Road Eigenschaften							
Mindestbodenfreiheit in mm	314						
max. Steigfähigkeit in Grad	45						
max. Böschungswinkel vorn / hinten in Grad	49 / 47		49 / 35			49 / 35	
max. Rampenwinkel in Grad	32		29			25	
max. Wattiefe in mm	500						
Fahrleistungen							
Beschleunigung 0-100 km/h s.	15,8		15,8 / 17			17	
Höchstgeschwindigkeit in km/h	145		145			132	
EU, gesamt in l/100km	10,0		11,1			11,1	
CO ₂ -Emission in g/km	266		295			295	
Nationale Emissionsklasse	98/69/EG III;B						

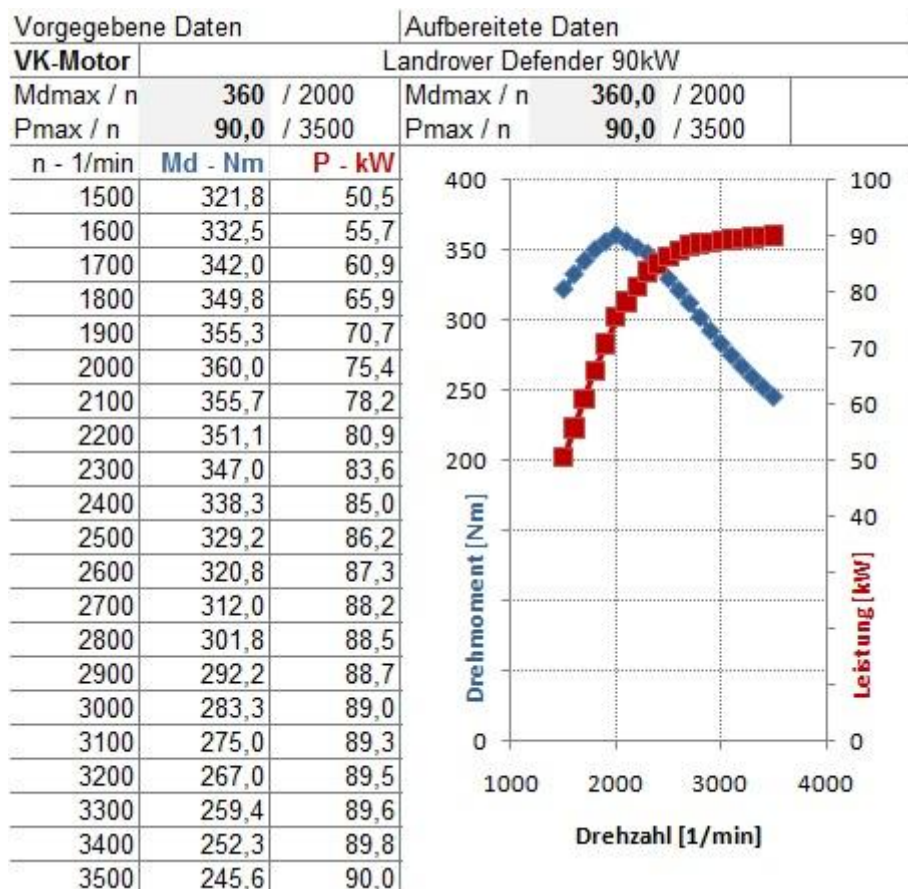
SW: Station Wagon; ST: Soft Top; HT: Hard Top; PU: Pick Up; CC: Crew Cab


* im angegebenen Wert sind 90% Tankfüllung, 68 kg für Fahrer und 7 kg für Gepäck berücksichtigt. Das Leergewicht gilt für Fahrzeuge in serienmäßiger Ausstattung. Sonderausstattungen erhöhen diesen Wert.

**je nach Sonderausstattung verringert sich dieser Wert.

Die Angaben sind ohne Gewähr, Änderungen sind vorbehalten.

Technische Daten Land Rover Defender 110^[1]
Drehmomenten- und Leistungskurve



	<p align="center">Spezifikation A4VG45+A4FM45 (A40CT45)</p>
<p>Technische Daten</p>	
Betriebsart	Kompaktgetriebe
Drehrichtung	Pumpe: links Motor: wechselnd
Hubvolumen (cm ³)	45
Schwenkwinkel α_{max} (°)	20
Übersetzung nKM/nVP	85%
Schwenkwinkel α_{min} (°)	0
Drehzahl n _{max,Dauer} (min ⁻¹)	4200
Drehzahl n _{max,interm} (min ⁻¹)	5000
Nenndruck p _N (bar)	450
Speisedruck (bar)	20-30
Spülölrückführung p(bar)	5
Viskositätsbereich (mm ² /s)	bei 15000 Warmlaufzyklus erforderlich
Temperaturbereich Einspeisung	-30 bis 105
Ölreinheit	min 18/15 nach ISO4406/1987
<p>Verstellung</p>	
EP	ja, mit 1 oder 2 Magneten
Spannung (V)	9,5 - 16 (Nennspannung 12V)
Regelbereich (mA)	400-1200
elektrische Anschlüsse	zu definieren
<p>Ventile(Bauart/Arbeitsbereich)</p>	
HD-Ventil	<p>Druckeinstellung 480 bar delta p plusminus 10bar bei n = 1000 U/min, alphamax, 20bar Speisedruck Setzverh. 5% nach 10000 Ventilphasen</p>
Spülventil	<p><u>Spülventil:</u> Schaltbeginn: dp = 23,8 bar Schaltende: dp = 35,6 bar <u>Druckhalteventil:</u> Schaltbeginn: p = 12,8 bar Schaltende: p = 16,5 bar Spülölmenge: 8l/min</p>

verwendetes Messdatenerfassungsgerät CS-7008-N^[8]



CS-7008-N, CL-7016-N

Technical Data Sheet

17.07.2013

General technical specs for all devices of imc C-SERIES

Parameter	Value	Remarks
Housing type	Alu profile	CS
	plastic portable housing	CL
Ingress Protection	IP20	
Terminal connection		
Terminal connection (DSUB-15) analog inputs	ACC/DSUB(M)-UNI2 ACC/DSUB(M)-I2 ACC/DSUB-ICP2	
Terminal connection (DSUB-15) DI, DO, INC, DAC	ACC/DSUB(M)-DI4-8 ACC/DSUB(M)-DO8 ACC/DSUB(M)-ENC4 ACC/DSUB(M)-DAC4	8 digital inputs 8 digital outputs 4 counter inputs 4 analog outputs
Further terminal connections	RJ45 CF-Card slot 2x DSUB-9 DSUB-9 DSUB-9 BNC LEMO FGG.1B.302.CLAD62Z LEMO FGG.0B.302.CLAD62Z	Ethernet (10/100 MBit), PC/network removable storage two CAN-nodes external Display (CS) external GPS module synchronization supply (CS) supply (CL)
Weight without table-top power adapter	approx. 2 kg	CS
	approx. 3.5 kg	CL
Dimensions (WxHxD) in mm	95 x 111 x 185	CS
	270 x 85 x 300	CL

Power supply		
Parameter	Value	Remarks
DC input supply voltage	10 V to 32 V DC	
Isolation of supply input	not-isolated	CS
	isolated	CL
Power adapter	110 V / 230 V AC	external adapter, included in delivery
Auto start upon power up	configurable	automatic start of measurement
Automatic shutdown with data saving upon power fail	yes	
UPS	battery: lead-gel	uninterruptable power supply
UPS buffer time constant	1 sec (with CS)	maximum duration of a continuous outage before triggering device shutdown
	30 sec. (with CL)	
Internal battery voltage	4 V	CS
	24 V	CL

Power supply		
Parameter	Value	Remarks
Effective buffer capacity	≥3,5 Wh	typ. 23°C, battery fully charged
	≥5,1 Wh	CS CL
Minimum charging time for 1 min. buffer duration	≤19 min	for empty battery, 23°C
	≤21 min.	CS CL
Charging time for empty battery	6 h	device activated
Charging capacity	1.1 W	automatic charge control
	1.5 W	CS CL

Operating conditions	
Operating environment (standard)	dry, non corrosive environment within specified temperature range
Operating temperature (standard)	-10°C to +55°C no condensation
Operating temperature(extended)	-20°C to +85°C with condensation
Operating altitude	up to 2000 m
Relative humidity	80 % for less than 31°C, for more than 31°C linear declining to 50%, according DIN EN61010-1

Data acquisition and hardware options	
Max. aggregate sampling rate	400 kS/s
Sampling rate channel wise configurable in steps of 1-, 2-, 5	✓
Number of simultaneously applicable sampling rates (in one configuration)	2
Monitor channels (doubled channels with independent sampling and trigger configurations)	✓
Multi-triggered data acquisition: multitrigger and multi-shot	✓
Independent trigger machines (start/stop, arbitrary channel assignments)	48
Extensive intelligent trigger functions	✓
Direct onboard data reduction: arithmetic mean, min, max	✓
Extensive real-time calculation and control functions	✓ included in standard deliveries (via imc Online FAMOS)
Synchronization	DCF 77, IRIG-B (auto detect) NTP GPS
External GPS signal receiver	0
Internal WiFi (WLAN) adaptor	0 IEEE 802.11g (1 Antenna) max. 54 MBit/s

Voltage measurement			
Parameter	Value typ.	min. / max.	Remarks
Voltage input range	$\pm 50\text{ V}$, $\pm 25\text{ V}$, $\pm 10\text{ V}$, $\pm 5\text{ V}$, $\pm 2.5\text{ V}$, $\pm 1\text{ V} \dots \pm 5\text{ mV}$		
Overvoltageprotection		$\pm 80\text{ V}$ $\pm 50\text{ V}$	permanent, differential > $\pm 10\text{ V}$ and device off $\leq \pm 10\text{ V}$
Input coupling	DC		
Input configuration	differential		
Input impedance	$1\text{ M}\Omega$ $20\text{ M}\Omega$	$\pm 1\%$	differential input range > $\pm 10\text{ V}$ input range $\leq \pm 10\text{ V}$
Gain uncertainty drift	0.02% $+10\text{ ppm/K}\cdot\Delta T_s$	$\leq 0.05\%$ $+30\text{ ppm/K}\cdot\Delta T_s$	of reading (25°C) $\Delta T_s = T_s - 25\text{ }^\circ\text{C} $ ambient temperature T_s
Offset drift	0.02% $\pm 40\text{ }\mu\text{V/K}\cdot\Delta T_s$ $\pm 0.7\text{ }\mu\text{V/K}\cdot\Delta T_s$ $\pm 0.1\text{ }\mu\text{V/K}\cdot\Delta T_s$	$\leq 0.05\%$ $\leq 0.06\%$ $\pm 200\text{ }\mu\text{V/K}\cdot\Delta T_s$ $\pm 6\text{ }\mu\text{V/K}\cdot\Delta T_s$ $\pm 1.1\text{ }\mu\text{V/K}\cdot\Delta T_s$	of range (25°C) > $\pm 50\text{ mV}$ $\leq \pm 50\text{ mV}$ > $\pm 10\text{ V}$ $\pm 10\text{ V}$ to $\pm 0.25\text{ V}$ $\leq \pm 0.1\text{ V}$ $\Delta T_s = T_s - 25\text{ }^\circ\text{C} $ ambient temperature T_s

Voltage measurement			
Parameter	Value typ.	min./ max.	Remarks
Non-linearity	30 ppm	$\leq 90\text{ ppm}$	
Common mode rejection ratio			for specified ranges test voltage (DC..60 Hz):
$\pm 50\text{ V}$ to $\pm 20\text{ V}$	80 dB	>70 dB	$\pm 50\text{ V}_m$
$\pm 10\text{ V}$ to $\pm 50\text{ mV}$	110 dB	>90 dB	$\pm 10\text{ V}_m$
$\pm 25\text{ mV}$ to $\pm 5\text{ mV}$	138 dB	>132 dB	$\pm 10\text{ V}_m$
Noise	$3.6\text{ }\mu\text{Veff}$ $0.6\text{ }\mu\text{Veff}$ $0.14\text{ }\mu\text{Veff}$	$5.5\text{ }\mu\text{Veff}$ $1.0\text{ }\mu\text{Veff}$ $0.26\text{ }\mu\text{Veff}$	bandwidth: 0.1 Hz to 50 kHz 0.1 Hz to 1 kHz 0.1 Hz to 10 Hz

Current measurement			
Parameter	Value typ.	min. / max.	Remarks
Current input range	± 50 mA, ± 20 mA, ± 10 mA, ± 5 mA, ± 2 mA, ± 1 mA		with $50\ \Omega$ shunt in terminal plug or $120\ \Omega$ internally
Over load protection		± 60 mA	long term
Input configuration	single-ended differential		$120\ \Omega$ internally with $50\ \Omega$ in plug (ACC/DSUB-I2)
Gain uncertainty	0.02 % 15 ppm/K $\cdot\Delta T_s$	≤ 0.06 % ≤ 0.1 % 55 ppm/K $\cdot\Delta T_s$	of reading (25°C) plus uncertainty of $50\ \Omega$ in plug $\Delta T_s = T_s - 25\ \text{°C} $ ambient temperature T_s
Offset	0.02 %	≤ 0.05 %	of measurement range
Noise current	40 nAeff 0.7 nAeff 0.17 nAeff	70 nAeff 12 nAeff 0.3 nAeff	Bandwidth: 0.1 Hz to 50 kHz 0.1 Hz to 1 kHz 0.1 Hz to 10 Hz

verwendete Drucksensoren zur Messung von Drücken über 1 bar^[9]



Data sheet

OEM Pressure transmitter for heavy duty applications Type MBS 1250

Features



- Designed for use in severe industrial OEM applications
- For medium and ambient temperatures up to 125°C
- All standard output signals: 4-20 mA, 0-5 V, 1-5 V, 1-6 V, 0-10 V, 10-90% ratiometric voltage
- Wetted parts made of stainless steel
- A wide range of pressure and electrical connections
- EMC protection up to 100 V/m
- All versions with integrated pulse-snubber
- UL 508 recognized
- CE marked
- Dual output transmitters, for further information please contact Danfoss.

Description

The compact heavy duty OEM pressure transmitter MBS 1250 is designed for use in severe hydraulic applications. The integrated pulse-snubber offers a high degree of protection against cavitations and

liquid hammer, and the well thought out design results in excellent vibration stability and an exceptional robustness. The high degree of EMI protection equips the pressure transmitter to meet the most stringent industrial requirements.

Technical data

Performance (EN 60770)

Accuracy (incl. nonlinearity, hysteresis and repeatability)	±0.5% FS
Thermal zero point shift	<± 0.15% FS/ 10K
Thermal span shift	<±0.15% FS/ 10K
Response time liquids (10-90%)	1 ms
Overload pressure (static)	see table below
Burst pressure	See table below
Durability, P: 10-90% FS	> 10 x10 ⁶ cycles

Overload and burst pressure

Nominal pressure [bar]	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600
Overload pressure	21	30	48	105	210	210	300	480	750	1200	1500
Burst pressure	280	400	640	700	1400	1400	2000	1600	2500	4000	>4000

For higher pressure ranges, please contact Danfoss regarding MBS 1200.

verwendete Drucksensoren zur Messung von Drücken unter 1 bar^[10]

DATENBLATT

Industrielle Drucktransmitter mit Spannungs- oder Stromausgang



Beschreibung



Leistungsmerkmale

- Produktvarianten von Vakuum bis 100 bar FS
- Zur Messung von Relativdruck
- Ausgang Normsignal 0...10 V oder 4...20 mA
- Temperaturkompensiert
- Robuste, medienbeständige Ausführung
- Einfache Montage
- Wasser- und ölbeständig
- Schutzart IP65

Typische Anwendungsgebiete

- Lebensmitteltechnik
- Pneumatik
- Hochdruck
- Benzinpumpen
- Gase
- Brennstoffzellen

Technische Daten

Industrielle Drucktransmitter	
Messbereich	-1 ... +100 bar, 12 Typen
Überlast	Siehe Tabelle
Restfehler Linearität / Hyst.	< ±0,2 % FS
Temperaturkoeffizient	TCO < ±0,015 % FS / K TCG < ±0,010 % FS / K
Temperatur	
Einsatzbereich	-20...+80 °C
Werkstoff Sensor	Keramik, Al ₂ O ₃
Werkstoff Gehäuse	Aluminium AlMgPbCu, blau eloxiert
Dichtung	Viton
Druckanschluss	1/4" Innengewinde
Abmessungen	30 x 30 x 89 mm
Anschluss	4-poliger Industriestecker, DIN 43650
Schutzart	IP65
Ausführung 4...20 mA	
Ausgangssignal	4...20 mA, Zweileiter
Zulässige Bürde	Ra[Ω]=(Uv[V]-10 V)/0,02 A
Ausführung 0...10 V	
Ausgangssignal	0...10 V, Dreileiter
Hilfsenergie	12...30 V DC / 5 mA

Eigenschaften

Die Druckfühler der Baureihe DRTR übertragen den Messwert als kalibriertes und temperatur-kompensiertes Normsignal 0...10 V oder 4...20 mA. Das Lieferspektrum deckt mit 12 abgestuften Messbereichsvarianten den Druckbereich von Vakuum bis 100 bar FS ab (Siehe Tabelle). Durch eine präzise Kalibrierung an 7 Messpunkten wird eine hervorragende Präzision und ein sehr geringer Temperatur-Restfehler erreicht. Die Fühler sind ideal zur Messung von statischen und dynamischen Relativ-Drücken in Flüssigkeiten oder Gasen geeignet. Typische Anwendungsgebiete ergeben sich im Bereich der Pneumatik, in der Hydraulik sowie in industriellen Applikationen. Das robuste Fühlergehäuse mit Schutzart IP65 ist aus eloxiertem Aluminium und besitzt als Medienanschluss ein 1/4" Innengewinde. Der elektrische Anschluss erfolgt über einen Industriestecker nach DIN 43650. Die Ausführung mit Stromsignal wird über die Stromschleife versorgt. Die Ausführung mit Spannungsausgang benötigt Hilfsenergie. Neben den Standardvarianten sind auch kundenspezifische Ausführungen für Absolutdruck, mit anderer Kalibrierung, mit ratiometrischem Spannungsausgang oder auch mit digitalem Ausgangssignal lieferbar. Weitere Informationen zu OEM-Ausführungen erhalten Sie auf Anfrage! Generell sind die B+B Drucksensoren medienbeständig. Wir empfehlen jedoch bei besonders kritischen Medien wie z.B. in Galvanikanwendungen (Eisendreichlorid) oder Ölen mit undefinierten Additiven einen Medienverträglichkeitstest zu machen.

DATENBLATT



Industrielle Drucktransmitter mit Spannungs- oder Stromausgang

Lieferspektrum

Messbereich	Berstdruck	Bestell Nr. Stromausgang	Bestell Nr. Spannungsausgang
-1...0 bar	4 bar	DRTR-AL-20MA-RV0	DRTR-AL-10V-RV0
-1...1 bar	4 bar	RTR-AL-20MA-RV1	DRTR-AL-10V-RV1
0...1,6 bar	4 bar	DRTR-AL-20MA-R1B6	DRTR-AL-10V-R1B6
0...2,5 bar	6,25 bar	DRTR-AL-20MA-R2B5	DRTR-AL-10V-R2B
0...4 bar	10 bar	DRTR-AL-20MA-R4B	DRTR-AL-10V-R4B
0...6 bar	15 bar	DRTR-AL-20MA-R6B	DRTR-AL-10V-R6B
0...10 bar	25 bar	DRTR-AL-20MA-R10B	DRTR-AL-10V-R10B
0...16 bar	40 bar	DRTR-AL-20MA-R16B	DRTR-AL-10V-R16B
0...25 bar	62,5 bar	DRTR-AL-20MA-R25B	DRTR-AL-10V-R25B
0...40 bar	100 bar	DRTR-AL-20MA-R40B	DRTR-AL-10V-R40B
0...60 bar	150 bar	DRTR-AL-20MA-R60	DRTR-AL-10V-R60B
0...100 bar	175 bar	DRTR-AL-20MA-R100B	DRTR-AL-10V-R100B

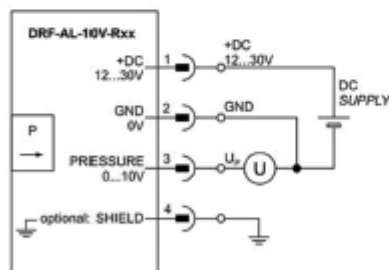
Relativdruckmessung, 0 bar entspricht Umgebungsdruck!

Anschlussbelegung

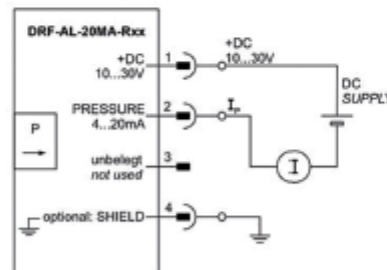
Pin	Spannungsausgang	Stromausgang
1	+DC 12...30 V	+DC 10...30 V
2	GND 0 V	PRESSURE 4...20 mA
3	U PRESSURE 0...10 V	...
4	SHIELD	SHIELD



Anschluss Skizzen



Spannungsausgang 0...10 V



Stromausgang 4...20 mA

Abmessungen



Mit 1/4" Innengewinde



Mit 1/4" Manometeranschluss

Weitere Informationen im Internet unter: www.bb-sensors.com

Technische Änderungen vorbehalten
0141 0316-180 06/2014

B+B Thermo-Technik GmbH | Heinrich-Hertz-Straße 4 | D-78166 Donaueschingen
Fon +49 771 83160 | Fax +49 771 8316-50 | info@bb-sensors.com | bb-sensors.com

2 | 2

verwendeter Füllstandssensor zur Messung des Ölpegels im Steigrohr^[11]

Ultraschallsensor

UB300-18GM40-I-V1



Bestellbezeichnung

UB300-18GM40-I-V1

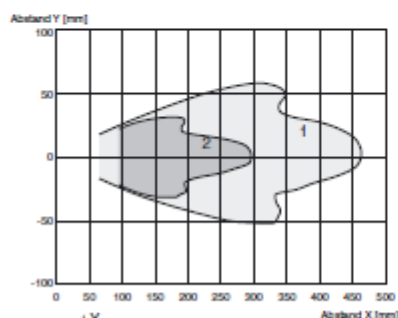
Einkopf-System

Merkmale

- Kurze Bauform, 40 mm
- Rundum sichtbare Funktionsanzeige
- Analogausgang 4 mA ... 20 mA
- Messfenster einstellbar
- Lerneingang
- Temperaturkompensation

Diagramme

Charakteristische Ansprechkurve



Kurve 1: ebene Platte 100 mm x 100 mm
Kurve 2: Rundstab, Ø 25 mm

Technische Daten

Allgemeine Daten

Erfassungsbereich	30 ... 300 mm
Einstellbereich	50 ... 300 mm
Blindzone	0 ... 30 mm
Normmessplatte	100 mm x 100 mm
Wandlerfrequenz	ca. 390 kHz
Ansprechverzug	ca. 30 ms

Anzeigen/Bedienelemente

LED gelb	permanent gelb: Objekt im Auswertebereich gelb blinkend: Lernfunktion, Objekt erkannt
LED rot	permanent rot: Störung rot blinkend: Lernfunktion, Objekt nicht erkannt

Elektrische Daten

Betriebsspannung U_B	10 ... 30 V DC , Welligkeit 10 % _{SS}
Leerlaufstrom I_0	≤ 20 mA

Eingang

Eingangstyp	1 Lerneingang untere Auswertgrenze A1: $-U_B$... $+1$ V, obere Auswertgrenze A2: $+4$ V ... $+U_B$ Eingangsimpedanz: > 4,7 kΩ, Lernimpuls: ≥ 1 s
-------------	---

Ausgang

Ausgangstyp	1 Analogausgang 4 ... 20 mA, kurzschluss-/überlastfest
Voreinstellung	Auswertgrenze A1: 50 mm Auswertgrenze A2: 300 mm
Auflösung	0,4 mm bei max. Erfassungsbereich
Kennlinienabweichung	± 1 % des Endwertes
Reproduzierbarkeit	± 0,5 % des Endwertes
Lastimpedanz	0 ... 300 Ω
Temperatureinfluss	± 1,5 % des Endwertes

Umgebungsbedingungen

Umgebungstemperatur	-25 ... 70 °C (248 ... 343 K)
Lagertemperatur	-40 ... 85 °C (233 ... 358 K)

Mechanische Daten

Schutzart	IP67
Anschluss	Gerätestecker V1 (M12 x 1), 4-polig
Material	
Gehäuse	Messing, vernickelt
Wandler	Epoxidharz/Glashohlkugelmischung; Schaum Polyurethan, Deckel PBT
Masse	25 g

Normen- und Richtlinienkonformität

Normenkonformität	
Normen	EN 60947-5-2:2007 IEC 60947-5-2:2007 EN 60947-5-7:2003 IEC 60947-5-7:2003

verwendeter Messflansch zur Messung der Eingangsdrehzahl^[12]

Drehmoment

KISTLER
measure. analyze. innovate.

Drehmoment-Messflansch

Typ 4504B...

kurzbauend, robust, lagerlos, hochgenau, 50 ... 5 000 N·m

Drehmoment-Messflansche Typ 4504B... arbeiten nach dem DMS-Prinzip. Die integrierte, digitale Messwertvorverarbeitung erzeugt analoge oder digitale Ausgangssignale, die berührungslos übertragen werden. Der Rotor läuft lagerlos, somit verschleissfrei, im Statorring.

- Genauigkeitsklasse 0,1 für Frequenz- und Spannungsausgang
- Verschmutzungsunempfindliche, hoch auflösende Drehzahl bzw. Drehwinkelmessung durch magnetisches Erfassungssystem
- Identifikation, Parametrierung, Messung und Nullpunktтарierung über RS-232C ist Standard
- Sehr kurze axiale Baulänge
- Flansch-Flansch-Lösung
- Digitale, berührungslose Messwertübertragung
- Wartungsfrei, da lagerlos
- Elektrisches Kontrollsignal
- Aktive Temperaturkompensation
- Kalibrierter RS-232C-Ausgang ist Standard

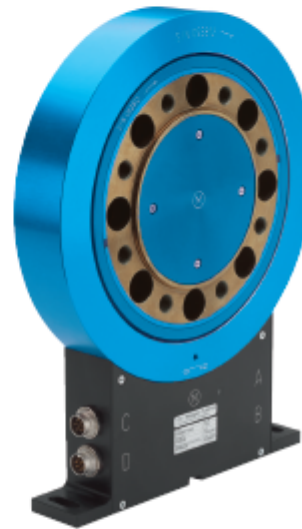
Beschreibung

Bei dem Drehmoment-Messflansch Typ 4504B... wurde eine sehr kurze Flansch-Flansch-Lösung realisiert, die es erlaubt, den Messflansch platzsparend und damit kostengünstig direkt im Antriebsstrang zu integrieren. Die Drehzahlerfassung ist gänzlich im Sensor integriert.

Der Rotor wird üblicherweise an den Flansch der Belastungsmaschine montiert. Der Stator wird am montierten Rotor ausgerichtet und durch den Statorunterbau gehalten.

Die Datenübertragung wird nicht durch umgebende Metallteile beeinträchtigt, so dass beim Einbau nicht auf Mindestabstände zu Maschinenteilen geachtet werden muss.

Geometrie, Abmessungen, Materialien, Messsystem und Signalübertragung sind speziell auf den rauen Einsatz im vielschichtigen Feld der Motorenprüfung ausgelegt.



Optionen

- Analogausgang oder Frequenzausgang
- Drehzahlmessung mit 60 Imp./Umdrehung
- Drehwinkelmessung mit bis zu 3 600 Imp./Umdrehung (baugrößenabhängig)

Anwendung

Der Drehmoment-Messflansch Typ 4504B... eignet sich durch seine extrem kurze Bauweise hervorragend für die Prüfstandstechnik und findet z.B. Verwendung für Verbrennungsmotoren-, Getriebe-, Rollen-, Radlast-, Elektromotoren- und Pumpenprüfstände.

Technische Daten

Mechanische Grunddaten

Typ 4504B...		050...	100...	200...	500...	1k0...	2 k0...	3 k0...	5 k0...	
Nenn Drehmoment	M_{nom}	N-m	50	100	200	500	1 000	2 000	3 000	5 000
Messbereich		N-m	±50	±100	±200	±500	±1 000	±2 000	±3 000	±5 000
Grenzdrehmoment	M_{sp}	N-m	100	200	400	1 000	2 000	4 000	6 000	10 000
Bruchdrehmoment	M_{br}	N-m	>200	>400	>800	>2 000	>4 000	>8 000	>12 000	>20 000
Wechseldrehmoment	M_{dyn}	N-m	50	100	200	500	1 000	2 000	3 000	5 000
Nenn Drehzahl	n_{nom}	1/min	15 000	15 000	15 000	12 000	12 000	10 000	10 000	8 000
Torsionssteifigkeit	C_T	kN-m/rad	66	238	375	945	1462	3220	5089	11 442
Verdrehwinkel bei M_{nom}	φ	°	0,038	0,021	0,032	0,041	0,053	0,059	0,056	0,052
Grenzbiegemoment	M_b	N-m	40	80	130	230	600	700	1 400	3 000
Grenzlängskraft	F_k	kN	2	4	6	8	10	15	25	30
Gewicht Rotor	m_{rot}	kg	0,9	0,95	1,7	3	3	4,5	6,2	10,5
Gewicht Stator	m_{stat}	kg	1,4	1,4	1,6	1,9	1,9	2,5	2,5	4,5
Massenträgheitsmoment Rotor	j_{rot}	kg-m ² ·10 ⁻³	1,5	1,6	4	11,6	11,1	25,2	27,8	91,6
Anteilige Masse Rotor (Messkörperseite; auch für Option N1, N2)	$m_{\text{rot-M}}$	kg	0,33	0,36	0,75	1,2	1,15	2	2,8	4,5
Anteiliges Massenträgheitsmoment Rotor (Messkörperseite; auch für Option N1, N2)	$j_{\text{rot-M}}$	kg-m ² ·10 ⁻³	0,4	0,46	1,4	4	3,8	10,1	14,2	36,6
Wuchtgüte	Q		6,3							
Gehäusematerial			Al, eloxiert							
Schutzart			IP54							

Allgemeine elektrische Daten

Ausgangssignal	VDC	±0 ... 10
bei M_{nom} (Nennkennwert)	VDC	10**
Lastwiderstand	kΩ	>10
Grenzfrequenz -3 dB	kHz	2
100 % Kontrolleingang	VDC	*Ein* 3,5 ... 30 *Aus* 0 ... 2
Kontrollsignal	% FSO	100 ±0,1
Speisespannung	VDC	11 ... 30
Leistungsaufnahme	W	<5

Elektrische Messdaten

Genauigkeitsklasse		0,1
Linearitätsabweichung einschliesslich Hysterese	% FSO	<±0,05
Temperatureinfluss auf den Nullpunkt	% FSO/°C	<±0,005
Temperatureinfluss auf den Kennwert	% FSO/°C	<±0,01
Nullpunkt-Stabilität (über 24 h)	% FSO	0,03
Referenztemperatur	°C	22 ±2

**Weitere Optionen verfügbar

Betriebstemperaturbereich (Nenntemperaturbereich)	°C	10 ... 60
Gebrauchstemperaturbereich	°C	0 ... 70
Lagertemperaturbereich	°C	-25 ... 80

Drehzahl- und Drehwinkelerfassung

Drehzahlerfassung Option N1		
Impulse/Umdrehung		1x60
Max. Abstand Rotor-Sonde	mm	2,5
Drehwinkelerfassung Option N2		
Impulse/Umdrehung (Spur A+B)		2x720 (2x600)* 90° versetzt, TTL
Max. Abstand Rotor-Sonde (einstellbar)	mm	1,0
Drehwinkelerfassung Option N3		
Impulse/Umdrehung (Spur A+B)		2x1 024 90° versetzt, TTL
Max. Abstand Rotor-Sonde (einstellbar)	mm	1,0

*Bei Nenn Drehmoment 50 N-m und 100 N-m (Baugrösse 1)

verwendetes Mengenmessgerät zur Messung des Volumenstroms^[13]



HYDROTECHNIK

HySense QG 100 / QG 110

Zahnrad-Volumenstromsensor



Lieferung incl. I/I-Wandler
bei Ausgangssignal 4...20 mA***

Eigenschaften	
Messprinzip	Verdrängung
Viskositätsbereich	5 ... 500 mm ² /s (cSt)
Mediumtemperatur	-20 ... +120 °C
Umgebungstemperatur	max. +80 °C
Lagertemperatur	-20 ... +85 °C
Ausgangssignal	Frequenz (Rechteck) / 4 ... 20 mA
Versorgungsspannung U _b	12 ... 24 VDC
Elektrischer Messanschluss	5-poliger Gerätestecker, M16 x 0,75
Schutzart (EN 60529 / IEC 529)	IP 40
Anzugmoment Signalabgriff	< 0,5 Nm, Gewindestift (Klemmhülse) T 3362000
Kalibrierviskosität	30 mm ² /s (cSt)
Werkstoff Gehäusedeckel	1.4305
Werkstoff Mittelstück / Bodengruppe	0.7060
Werkstoff Dichtungen	FKM
Werkstoff Zahnräder	1.7131
Passendes Messkabel	MK 01

Der Volumenstromsensor QG 100 mit Ausgangssignal Frequenz ermöglicht mit Hydrotechnik-Messgeräten die Erkennung der Fließrichtung des Mediums, sowie eine Impulsverdoppelung. Ein Anwendungsbeispiel ist die Positionierung bei Zylinder-Verfahrwegen.

Anschlussbelegung	QG 100 (Frequenz)	QG 110 (4 ... 20 mA)
	Pin 1 = Signal +	Pin 1 = Signal +
	Pin 2 = - U _b / Signal - / GND	Pin 2 = Signal - / GND
	Pin 3 = + U _b	Pin 3 = + U _b
	Pin 4 = frei	Pin 4 = frei
	Pin 5 = frei	Pin 5 = frei

Messbereich	Nicht-Linearität	Geometrisches Zahnvolumen	Zulässiger Betriebsdruck		Impulse pro Liter	Hydraulischer Anschluss	Fehlertoleranz*
			bar	MPa			
0,05 ... 5,0	± 0,5 %	~ 0,191	630	63	5.250	ISO 228-G ¹ / ₄	± 0,5 %
0,2 ... 30,0**		~ 0,609	160	16	1.640	ISO 228-G ³ / ₈	
0,2 ... 30,0			630	63			
0,7 ... 70,0	± 0,4 %	~ 2,222	420	42	450	ISO 228-G ³ / ₄	± 0,4 %
3 ... 300	± 0,5 %	~ 8,750			100	SAE-Flansch 1 ¹ / ₄	± 0,5 %

Detailtabelle

Eingangsdrehzahl: 800 min⁻¹

Messung: X 01	Datum: 19.01.16	Start: 10:12	Ende: 12:25
Drehzahl Eingang [min ⁻¹]	800	2000	3000
Fahrbereich: 1 2	a b c	a b c	a b c
Temperatur Öl [°C]	≈20	≈20	≈20
Luftdruckquelle: <u>K</u>	an	an	an
	pulsierend	pulsierend	pulsierend
	Bedarf	Bedarf	Bedarf

Messung: X 02	Datum: 19.01.16	Start: 13:40	Ende:
Drehzahl Eingang [min ⁻¹]	800	2000	3000
Fahrbereich: 1 2	a b c	a b c	a b c
Temperatur Öl [°C]	≈20	≈20	≈20
Luftdruckquelle: <u>K</u>	an	an	an
	pulsierend	pulsierend	pulsierend
	Bedarf	Bedarf	Bedarf

Messung: X 03	Datum: 19.01.16	Start: 15:07	Ende: 15:41
Drehzahl Eingang [min ⁻¹]	800	2000	3000
Fahrbereich: 1 2	a b c	a b c	a b c
Temperatur Öl [°C]	≈20	≈20	≈20
Luftdruckquelle: <u>K</u>	an	an	an
	pulsierend	pulsierend	pulsierend
	Bedarf	Bedarf	Bedarf

Messung: X 04	Datum: 19.01.16	Start: 16:00	Ende: 16:25
Drehzahl Eingang [min ⁻¹]	800	2000	3000
Fahrbereich: 1 2	a b c	a b c	a b c
Temperatur Öl [°C]	≈20	≈20	≈20
Luftdruckquelle: <u>K</u>	an	an	an
	pulsierend	pulsierend	pulsierend
	Bedarf	Bedarf	Bedarf

Detailtabelle

Eingangsdrehzahl: 2000 min⁻¹

Messung: X 05	Datum: 20.01.16	Start: 10:27	Ende: 10:45
Drehzahl Eingang [min ⁻¹]	800	2000	3000
Fahrbereich: 1 2	a b c	a b c	a b c
Temperatur Öl [°C]	≈20	≈20	≈20
Luftdruckquelle: <u>K</u>	an	an	an
	pulsierend	pulsierend	pulsierend
	Bedarf	Bedarf	Bedarf

Messung: X 06	Datum: 20.01.16	Start: 11:21	Ende: 11:35
Drehzahl Eingang [min ⁻¹]	800	2000	3000
Fahrbereich: 1 2	a b c	a b c	a b c
Temperatur Öl [°C]	≈20	≈20	≈20
Luftdruckquelle: <u>K</u>	an	an	an
	pulsierend	pulsierend	pulsierend
	Bedarf	Bedarf	Bedarf

Messung: X 07	Datum: 20.01.16	Start: 13:12	Ende: 13:36
Drehzahl Eingang [min ⁻¹]	800	2000	3000
Fahrbereich: 1 2	a b c	a b c	a b c
Temperatur Öl [°C]	≈20	≈20	≈20
Luftdruckquelle: <u>K</u>	an	an	an
	pulsierend	pulsierend	pulsierend
	Bedarf	Bedarf	Bedarf

Messung:	Datum:	Start:	Ende:
Drehzahl Eingang [min ⁻¹]	800	2000	3000
Fahrbereich: 1 2	a b c	a b c	a b c
Temperatur Öl [°C]	≈20	≈20	≈20
Luftdruckquelle: _____	an	an	an
	pulsierend	pulsierend	pulsierend
	Bedarf	Bedarf	Bedarf

Übersichtstabelle

Eingangsdrehzahl: 3000 min⁻¹

	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000
Drehzahl Eingang [min ⁻¹]	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000
Fahrbereich	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
i _{Gesamt} 1,2 1,58 2,1	a	b	c	a	b	c	a	b	c	a	b	c	a	b	c	a	b	c
Temperatur Öl [°C]	≈20	≈20	≈20	> 80	> 80	> 80	≈20	≈20	≈20	≈20	≈20	≈20	≈20	≈20	≈20	> 80	> 80	> 80
Luftdruckquelle: <u>K</u>	an	an	an	an	an	an	an	an	an	an	an	an	an	an	an	an	an	an

Interessant: bis 85°C hat sich Zyklus auf 95s verhalten & nach zwei Umläufen von Kühler → Temp auf 85°C Zyklus auf 60s verlängert
mit Kühler/Fahrbereich nur bis Gesamt = 458
12 Pumpe 9mal ~ 10s Zyklus Beginn 1:40 Ende 30s
10 Pumpe 7mal ~ 10s Zyklus Beginn 1:45 Ende 45s
11 Pumpe 30mal ~ 10s Zyklus Beginn 3min Ende 15s

Detailtabelle

Eingangsdrehzahl: 800 min⁻¹ bis 3000 min⁻¹

Messung: 08	Datum: 23.01.17	Start: 09	Ende:
Drehzahl Eingang [min ⁻¹]	800	2000	3000
Fahrbereich: 1 2	a b c	a b c	a b c
Temperatur Öl [°C]	≈20	≈20	> 80
Luftdruckquelle: K	an	pulsierend	Bedarf

Messung: 08	Datum: 25.01.17	Start: 10:36	Ende: 11:42
Drehzahl Eingang [min ⁻¹]	800	2000	3000
Fahrbereich: 1 2	a b c	a b c	a b c
Temperatur Öl [°C]	≈20	> 80	> 80
Luftdruckquelle: K	an	pulsierend	Bedarf

*Kälte test 1 durchgeführt
aller Bereiche
bis Fb2b
~3%*

Messung: 09	Datum: 25.01.17	Start: 12:00	Ende: 12:09
Drehzahl Eingang [min ⁻¹]	800	2000	3000
Fahrbereich: 1 2	a b c	a b c	a b c
Temperatur Öl [°C]	≈20	> 80	> 80
Luftdruckquelle: K	an	pulsierend	Bedarf

Messung: 10	Datum: 25.01.17	Start: 12:57	Ende: 13:05
Drehzahl Eingang [min ⁻¹]	800	2000	3000
Fahrbereich: 1 2	a b c	a b c	a b c
Temperatur Öl [°C]	≈20	> 80	> 80
Luftdruckquelle: K	an	pulsierend	Bedarf

Detailtabelle

Eingangsdrehzahl: 2000 min⁻¹ bis 3000 min⁻¹

Kühler bei 85°C/min²⁰

Messung: X 11	Datum: 26.01.17	Start: 09:43	Ende: 10:15
Drehzahl Eingang [min ⁻¹]	800	2000	3000
Fahrbereich: 1 2	a b c	a b c	a b c
Temperatur Öl [°C]	≈20	≈20	≈20
Luftdruckquelle: <u>K</u>	an	an	an
	pulsierend	Bedarf	Bedarf
	> 80	> 80	> 80
	pulsierend	Bedarf	Bedarf

Messung: X 12	Datum: 26.01.17	Start: 10:35	Ende: 10:50
Drehzahl Eingang [min ⁻¹]	800	2000	3000
Fahrbereich: 1 2	a b c	a b c	a b c
Temperatur Öl [°C]	≈20	≈20	≈20
Luftdruckquelle: <u>K</u>	an	an	an
	pulsierend	Bedarf	Bedarf
	> 80	> 80	> 80
	pulsierend	Bedarf	Bedarf

Aufzeichnung Kamera

Messung: X 13	Datum: 27.01.17	Start: 10:06	Ende: 10:54
Drehzahl Eingang [min ⁻¹]	800	2000	3000
Fahrbereich: 1 2	a b c	a b c	a b c
Temperatur Öl [°C]	≈20	≈20	≈20
Luftdruckquelle: <u>M 121/min</u>	an	an	an
	pulsierend	Bedarf	Bedarf
	> 80	> 80	> 80
	pulsierend	Bedarf	Bedarf

Messung:	Datum:	Start:	Ende:
Drehzahl Eingang [min ⁻¹]	800	2000	3000
Fahrbereich: 1 2	a b c	a b c	a b c
Temperatur Öl [°C]	≈20	≈20	≈20
Luftdruckquelle: _____	an	an	an
	pulsierend	Bedarf	Bedarf
	> 80	> 80	> 80
	pulsierend	Bedarf	Bedarf
