



# **Entwicklung einer hydraulischen und mechatronischen Steuerung für einen Schwingprüfstand in Proportionalventiltechnik**

Diplomarbeit  
von  
Wolfgang Pichler

Technische Universität Graz  
Fakultät für Maschinenbau  
Institut für Fertigungstechnik  
Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Heinrich Hochleitner

Graz, im November 2012

In Kooperation mit:

Liebherr-Werk Bischofshofen GmbH

**LIEBHERR**

## EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

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

Graz, am .....

.....  
(Unterschrift)

## STATUTORY DECLARATION

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

.....  
date

.....  
(signature)

## Kurzfassung

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Entwicklung eines Schwingprüfstandes zum Nachweis der Betriebsfestigkeit von Radlader-Stahlbaukomponenten. Die Firma Liebherr-Werk-Bischofshofen GmbH hat in der Vergangenheit in ein Federfundament als Schwingungsisolator für einen Hydropulsprüfstand investiert. Auf diesem Federfundament ist als erstes Projekt die Prüfung des Radlader-Hinterwagens geplant.

Im Rahmen dieses Projektes wird in dieser Arbeit ein Aufspannkonzept entwickelt bzw. erarbeitet. Aufgrund der Komplexität der Thematik, die sich aus der speziellen Forderung nach der Verwendung von Liebherr-eigener Steuerungs- und Proportionalventiltechnik anstatt spezieller Prüfstandshardware am Schwingprüfstand ergeben, wird zunächst ein Vorprüfstand entwickelt, um grundlegende Erfahrung zum Aufspannkonzept und dem Verhalten der Liebherr-Komponenten zu sammeln. Dafür wurden ein Ventilkonzept und ein Liebherr-Hydraulikzylinder gewählt sowie der Prüfstandsaufbau konstruiert, gefertigt, montiert und in Betrieb genommen.

Den Abschluss der Arbeit bildet eine Reihe von Erkenntnissen aus den durchgeführten Versuchen. Es wird auf die Schwierigkeiten aufgrund der gewählten Komponenten sowie auf deren Grenzen hingewiesen.

## **Abstract**

The subject of this thesis is the development of a test bed for verification of fatigue strength of wheel loaders steel components. In the past Liebherr-Werk-Bischofshofen GmbH invested in a sprung foundation used as a vibration isolator for a fatigue test bed. Testing the rear frame of a large wheel loader is the first application of this foundation.

During this thesis, a mounting-concept is being developed and elaborated. Because of the high complexity of the situation, which results from the demand to use Liebherr's own control and proportional hydraulic components instead of specialized test bed hardware, a small test bed is developed first in order to gain basic experiences with the mounting concept and the desired test bed hardware. For this test bed a hydraulic concept and a Liebherr hydraulic cylinder are selected. In addition, the bed installation is designed, manufactured, installed and brought into service.

The thesis is completed by a number of findings and lessons learned from the experiments that are carried out. Attention is drawn to the difficulties due to the selected components and their limits.

## **Danksagung**

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen Personen bedanken, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Heinrich Hochleitner für die Betreuung der Diplomarbeit an der TU-Graz und der Eröffnung der Möglichkeit, die Diplomarbeit bei der Firma Liebherr in Bischofshofen zu schreiben.

Dr.Ing. Herbert Pfab für die Ermöglichung der Diplomarbeit und für sein Entgegenkommen bezüglich meiner familiären Situation.

Dipl.Ing Hans Knapp für die Betreuung im Liebherr-Werk, seine Ideen sowie die fachliche Unterstützung.

Weiters bedanke ich mich bei allen Kollegen und Kolleginnen, die mich in dieser Zeit durch fachliche Kompetenz unterstützt haben.

Ein besonderer Dank geht an meine Familie, Ulli, Anna und Heidi, die mir durch ihr Verständnis die nötige Ruhe und Zeit für die Fertigstellung dieser Arbeit ermöglichten.

## Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1	Aufgabenstellung .....	2
1.2	Ziele bzw. Herausforderungen der Arbeit .....	2
1.3	Entwicklungsprozess .....	3
<b>2</b>	<b>Schwingprüfstände</b> .....	<b>4</b>
2.1	Aufbau von Schwingprüfständen .....	5
2.1.1	Hydraulikaggregat .....	7
2.1.2	Servoventile .....	7
2.1.3	Prüfzylinder .....	9
2.1.4	Regler .....	10
2.1.5	Hydraulische Anschlusseinheit .....	10
2.1.6	Federfundament .....	11
2.2	Beispiele von Schwingprüfständen .....	13
<b>3</b>	<b>Grundlagen</b> .....	<b>15</b>
3.1	Der Radlader .....	16
3.2	Betriebsfestigkeit .....	18
3.2.1	Betriebsfestigkeit / Zeitfestigkeit .....	18
3.2.2	Wöhlerlinie .....	19
3.2.3	Schadensakkumulationshypothese nach Palmgren-Miner .....	19
3.2.4	Dauerfestigkeit .....	20
3.2.5	Festigkeitshypothesen .....	20
3.2.6	Klassiermethoden .....	21
3.3	Lastzyklus .....	21
3.4	Hauptbelastungsfälle .....	22
3.4.1	Lastkollektiv (fiktives Lastkollektiv) .....	24
3.5	Hydraulikkonzepte .....	26
3.5.1	Widerstandssteuerung .....	26
3.5.2	Verdrängersteuerung .....	26
3.5.3	Konstantdrucksystem .....	26
3.5.4	Konstantstromsystem .....	26
3.5.5	Schaltungskonzept elektrohydraulischer Antriebe .....	27
3.5.6	Widerstandssteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom .....	27
3.5.7	Widerstandssteuerung mit aufgeprägtem Druck .....	28
3.5.8	Verdrängersteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom (Primärsteuerung) .....	28
3.5.9	Verdrängersteuerung mit aufgeprägtem Druck (Sekundärsteuerung) .....	29
3.6	Ventiltechnik .....	29
3.6.1	Stetigventile .....	29
3.6.2	Proportionalventile .....	29
3.6.3	Proportionalregelventile (Regelwegeventile) .....	30
3.6.4	Vorgang an der Steuerkante des Ventils .....	30

3.6.5	Überdeckung.....	30
3.6.6	Hysterese.....	31
3.6.7	Dither-Signal (Brumm-Signal).....	32
3.6.8	Ansprechempfindlichkeit .....	32
3.6.9	Umkehrspanne.....	33
3.6.10	Wiederholgenauigkeit.....	33
3.6.11	Linearität .....	33
3.6.12	Sprungantwort.....	33
3.6.13	Bodediagramm/Eckfrequenz .....	34
3.6.14	Gegenüberstellung Proportionalventile vs. Servoventile.....	35
3.6.15	Proportionalmagnet.....	35
3.6.16	Aufbau/Funktion von Druckminderventilen .....	38
3.6.17	Eigenschaften eines vorgesteuerten 3-Wege-Druckminderventils.....	41
3.7	Speicher.....	43
3.7.1	Wirkungsweise .....	44
3.7.2	Kenngößen .....	44
3.7.3	Einbettung in die Anlage .....	45
3.7.4	Nutzvolumen .....	46
3.7.5	Wärmeaustausch bzw. Temperaturänderung.....	47
3.8	Messtechnik, Steuergerät.....	48
3.8.1	Kraftmessung mittels DMS.....	49
3.8.2	Drucksensoren.....	55
3.8.3	Messturbinen .....	55
3.8.4	Temperaturmessung mit Thermoelementen.....	56
3.8.5	Optischer Sensor zur Messung des Weges.....	58
3.8.6	Messumformer .....	58
3.8.7	Hydrotechnik-Handmessgerät.....	58
3.8.8	MGCsplit .....	59
3.8.9	Liebherr-Steuergerät .....	59
3.8.10	Programm zur Wertevorgabe .....	60
3.9	Regelungstechnik.....	61
3.9.1	Steuern .....	61
3.9.2	Regeln .....	61
3.9.3	Regeln mit digitalen Regler .....	62
3.9.4	Auflösung des A/D-Wandlers. ....	62
3.9.5	Abtastzeit des A/D-Wandlers.....	62
3.9.6	Beschreibung der Regelstrecke .....	64
3.9.7	Vereinfachungen der Regelstrecke für eine regelungstechnische Simulation ..	67
3.9.8	Regelstrecke einer hydraulischen Achse.....	68
3.9.9	Regelkreis.....	70

3.9.10	Einteilung der Regler.....	70
3.9.11	Einstellregel nach Ziegler und Nichols.....	73
3.9.12	Probleme bei der Regelung von hydraulischen Achsen.....	74
<b>4</b>	<b>Entwicklung eines Prüfstandskonzeptes für den Radlader-Hinterwagen .....</b>	<b>75</b>
4.1	Konzept Hinterwagenprüfstand .....	76
4.2	Zylindergröße .....	77
4.3	Wahl des Ventilkonzeptes .....	79
4.3.1	Druckbegrenzungsventilvariante .....	80
4.3.2	Druckminderventilvariante .....	81
4.3.3	Wegeventilvariante.....	81
4.4	Leistungsbedarf einer hydraulischen Achse .....	81
4.4.1	Abschätzen der Verluste im System.....	82
4.5	Aufspannkonzent Hinterwagen-Prüfstand .....	87
4.6	Spiel in der Krafteinleitung.....	91
4.7	Mehrachsig Belastung im Hinterwagen .....	93
4.8	Abschätzen der Frequenz, bei der die Beschleunigungskräfte für das Aufspannkonzent schädigungsrelevant sind .....	94
4.9	Abschätzen der geringsten Eigenfrequenz des Hinterwagenprüfstandes .....	95
4.10	Anforderungen an die Regelung bzw. an den Kraftverlauf.....	101
4.11	Beurteilung der Prüfung .....	104
4.12	Auswahl der hydraulischen Komponenten.....	105
<b>5</b>	<b>Prüfstand.....</b>	<b>109</b>
5.1	Entwicklung bzw. Auslegung des Blattfederprüfstandes .....	110
5.2	Blattfederprüfstand.....	110
5.2.1	Beschreibung des mechanischen Aufbaus.....	112
5.2.2	Modellierung der Blattfeder .....	113
5.2.3	Anschlusselement .....	116
5.2.4	Konsolen .....	116
5.2.5	Stützfeder.....	116
5.2.6	Schraubenverbindungen .....	117
5.2.7	Kolbenweg bzw. Verformung des Prüfaufbaus .....	118
5.2.8	Eigenfrequenz des Prüfaufbaus .....	120
5.2.9	Eigenfrequenz anhand unseres vereinfachten Modells .....	121
5.2.10	Beschreibung des messtechnischen Aufbaus .....	122
5.2.11	Beschreibung des hydraulischen Aufbaus.....	123
5.3	Vorrichtung zur DMS-Kalibrierung.....	124
5.3.1	Mechanischer Aufbau.....	125
5.3.2	Messtechnischer Aufbau .....	126
5.3.3	Hydraulischer Aufbau .....	126
<b>6</b>	<b>Prüfung bzw. Ergebnisse .....</b>	<b>127</b>
6.1	DMS-Kalibrierung.....	128

6.1.1	Vorbereitung zur Prüfung .....	128
6.1.2	Auswirkung der Netzeinstreuung.....	129
6.1.3	Driften des Signals .....	129
6.1.4	Auswirkung der Filtereinstellung am DMS-Messverstärker.....	129
6.1.5	Vergleich zwischen Druckaufnehmer-Signal und DMS-Signal.....	129
6.1.6	Vergleich zwischen Druck- und Zugbelastung.....	130
6.2	Ventiltest .....	130
6.2.1	Vorbereitungen zur Prüfung .....	131
6.2.2	Entlüften der Anlage.....	131
6.2.3	Test des Steuergerätes .....	131
6.2.4	Aufbau des Ventiltest .....	131
6.2.5	Einfluss der Ditherfrequenz .....	132
6.2.6	Einfluss der Umgebung .....	133
6.2.7	Einfluss der Steuerkantenüberdeckung.....	133
6.2.8	Eigenschaften der Regelstrecke.....	135
6.3	Blattfedertest.....	136
6.3.1	Verformung der Blattfeder .....	137
6.3.2	Einfluss des Dithersignals auf die Kraft .....	137
6.3.3	Reibung durch die Zylinder.....	137
6.3.4	Einfluss der Temperatur .....	138
6.3.5	Einfluss der Vorspannung .....	139
6.3.6	Einfluss des Spiels .....	139
6.3.7	Einfluss der Regelparameter .....	140
<b>7</b>	<b>Schlussbetrachtung .....</b>	<b>142</b>
7.1	Erkenntnisse .....	143
7.2	Offene Probleme .....	143
7.3	Handlungsempfehlung .....	144
<b>8</b>	<b>Quellenverzeichnis.....</b>	<b>145</b>
<b>9</b>	<b>Abbildungsverzeichnis.....</b>	<b>148</b>
<b>10</b>	<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>154</b>
<b>11</b>	<b>Anhang.....</b>	<b>155</b>

## Formelzeichen und Einheiten

$A$	$mm^2$	Fläche
$A_{Bl}$	$mm^2$	Blendenfläche
$A_{Dr}$	$mm^2$	Drosselfläche
$A_K$	$mm^2$	Kolbenfläche
$A_{KS}$	$mm^2$	Ventilkolbenfläche
$A_R$	$mm^2$	Ringfläche auf der Stangenseite
$A_{Rohr}$	$mm^2$	Rohr-Querschnittsfläche
$A_{St}$	$mm^2$	Stangenquerschnitt
$A_s$	$mm^2$	schubkorrigierte Fläche
$A_x, A_y, A_z$	$N$	Lagerkraft an der Stelle A in x, y und z-Richtung
$a$	$m/s^2$	Beschleunigung
$a$	$m$	Abmaß der Blattfeder
$a_D$	$m/s^2$	Gravitationskonstante
$\Delta a$	$m/s^2$	Beschleunigungszunahme
$b$	$mm$	Breite des I-Trägers
$b$	$mm$	Abmaß der Blattfeder
$c$	$N/m$	Federsteifigkeit
$c_{BF}$	$N/m$	Federsteifigkeit der Blattfeder
$c_{ges}$	$N/m$	Gesamtfedersteifigkeit
$c_{ges,K}$	$N/m$	Gesamtfedersteifigkeit bei nur kolbenseitiger Druckbeaufschlagung
$c_{ges,St}$	$N/m$	Gesamtfedersteifigkeit bei nur stangenseitiger Druckbeaufschlagung
$c_{HW}$	$N/m$	Federsteifigkeit des Hinterwagens
$c_L$	$N/m$	Federsteifigkeit der Leitung
$c_{Öl}$	$N/m$	Federsteifigkeit der Ölsäule
$c_{Öl,K}$	$N/m$	Federsteifigkeit der Ölsäule auf der Kolbenseite
$c_{Öl,St}$	$N/m$	Federsteifigkeit der Ölsäule auf der Stangenseite
$c_{Öl,Zyl}$	$N/m$	Federsteifigkeit des Zylinders durch die Ölsäule
$c_{Öl,Zyl,min}$	$N/m$	kleinste Federsteifigkeit des Zylinders durch die Ölsäule
$c_{Zyl}$	$N/m$	Federsteifigkeit des Zylinders mit Leitungen
$D$	-	Schädigung
$D$	-	Lehrsches Dämpfungsmaß
$d$	$Ns/m$	Dämpfungskonstante
$d_a$	$mm$	äußerer Durchmesser
$d_{ges}$	$Ns/m$	Gesamtdämpfungskonstante

$d_i$	$mm$	innerer Durchmesser
$d_k$	$mm$	Kolbendurchmesser
$d_M$	$mm$	mittlerer Durchmesser
$d_{Rohr}$	$mm$	Rohrdurchmesser
$d_s$	$mm$	Stangendurchmesser
$d_z$	$Ns/m$	Dämpfungskonstante des Zylinders
$E$	$N/mm^2$	E-Modul
$F$	$N$	Kraft
$F_{c\_ges}$	$N$	Federkraft
$F_D$	$N$	Kraft, bei der die Dauerfestigkeit gewährleistet ist
$F_d$	$N$	Dämpfungskraft
$F_e(t)$	$N$	Erregerkraft
$F_K$	$N$	Kraft zufolge des Drucks auf der Kolbenseite
$F_{Knick}$	$N$	zulässige Knickkraft
$F_{max}$	$N$	maximale Prüfkraft
$F_{St}$	$N$	Kraft zufolge des Drucks auf der Stangenseite
$F_u(t)$	$N$	Massenkraft
$\delta F$	$N$	virtuelle Kraft
$f$	$Hz$	Frequenz
$f_{abtast}$	$Hz$	Abtastfrequenz
$f_{maxSignal}$	$Hz$	maximale Frequenz der Führungsgröße
$f_{Prozess}$	$Hz$	Prozesstaktfrequenz
$f_0$	$Hz$	Eigenfrequenz
$f_{0,K}$	$Hz$	Eigenfrequenz des Zylinders/Kolbenfläche mit Druck beaufschlagt
$f_{0,St}$	$Hz$	Eigenfrequenz des Zylinders/Stangenseite mit Druck beaufschlagt
$G$	$N/mm^2$	Schubmodul
$g, (\Delta X_{Bf})$	$mm$	Verformung der Blattfeder
$H$	$mm$	Hub des Zylinders
$\delta H$	$N$	virtuelle Kraft
$h$	$mm$	Höhe des I-Trägers
$h_{LR,F}$	$mm$	Höhe am I-Träger bis zu Kraftangriffspunkt
$h_{Sp}$	$mm$	Spalthöhe
$I$	$mm^4$	Trägheitsmoment eines kreisrunden Querschnitts
$I_N$	$A$	Nennstrom
$I_{Tr}$	$mm^4$	Trägheitsmoment

$I_{yy}$	$mm^4$	Trägheitsmoment
$\Delta I_A$	A	Stromausgangssignaländerung
$\dot{i}_{Dither}$	Hz	Ditherfrequenz
$J$	$mm^4$	polares Flächenträgheitsmoment
$K_{DR}$	-	Differenzierbeiwert
$K_{Ges}$	-	Gesamtverlustfaktor (Zylinder)
$K_I$	-	Proportionalbeiwert des I-Gliedes
$K_{IR}$	-	Integrierbeiwert
$K_P$	-	Proportionalbeiwert des P-Gliedes
$K_{P,krit}$	-	Proportionalbeiwert bei Stabilitätsgrenze
$K_{sk}$		Verstärkungsfaktor Kolbenschieber
$K_{öl}$	$N/mm^2$	Kompressibilitätsmodul des Öls
$\bar{K}_{öl}$	$N/mm^2$	mittlerer Kompressibilitätsmodul
$k$	-	k-Faktor
$l$	$mm$	Länge
$l_{Dr}$	$mm$	Länge der Drossel
$l_{LR}$	$mm$	Länge des Lastrahmens
$l_{öl}$	$mm$	Länge der Ölsäule
$l_{Rohr}$	$mm$	Länge der Rohrleitung
$l_{Sp}$	$mm$	Spalllänge
$l_0$	$mm$	Ausgangslänge
$l_1, l_2, l_3, l_4$	$mm$	Länge am Hinterwagen
$l_1, l_2$	$mm$	Länge am Hinterwagen
$\Delta l_{ges}$	$mm$	Gesamtverformung des Lastrahmens
$\Delta l_{Hub,ges}$	$mm$	Gesamthub des Zylinders mit Kompressionshub
$\Delta l_{öl}$	$mm$	Kompressionsweg der Ölsäule im Zylinders
$M$	$Nm$	Biegemoment
$M_A$	$Nm$	Moment um die y-Achse an der Lagerstelle A
$M_T$	$Nm$	Torsionsmoment
$m$	-	Wöhlerlinienexponent
$m$	$kg$	Masse
$m_{HW}$	$kg$	Masse des Hinterwagens
$m_{KS}$	$kg$	Masse des Kolbenschiebers
$m_{KSt}$	$kg$	Masse der Kolbenstange
$N$	$N$	Normalkraft

$N_D$	-	Grenzlastspielzahl Dauerfestigkeit
$N_i$	-	Grenzlastspielzahl innerhalb des Zeitfestigkeitsbereichs
$n_i$	-	Schwingspielzahl
$P$	$W$	Leistung
$P_{Eck}$	$kW$	Eckleistung
$P_{erf}$	$kW$	erforderliche Leistung
$P_{V,B}$	$kW$	Leistungsverlust durch Bauteile
$P_{V,D}$	$kW$	Leistungsverlust durch Drosselstellen
$P_{V,DW}$	$kW$	Leistungsverlust durch Durchflusswiderstände
$P_{V,ges}$	$kW$	Gesamter Leistungsverlust
$P_{V,L}$	$kW$	Leistungsverlust durch Leckage
$P_W$	$kW$	abgeführte Wärmemenge
$p_A, p_{e2}$	$bar$	Ausgangsdruck
$p_E, p_{e1}$	$bar$	Eingangsdruck
$p_{gegen}$	$bar$	Gegendruck
$p_K$	$bar$	Druck auf der Kolbenseite des Zylinders
$p_{max}$	$bar$	maximaler Betriebsdruck
$p_s$	$bar$	Systemdruck
$p_{soll}$	$bar$	Sollwert des Drucks
$p_{St}$	$bar$	Druck auf der Stangenseite des Zylinders
$p_V$	$bar$	Verbraucherdruck
$p_0$	$bar$	Vorfülldruck
$p_1$	$bar$	unterer Betriebsdruck
$p_2$	$bar$	oberer Betriebsdruck
$p_3$	$bar$	zulässiger Betriebsdruck eines Hydrospeichers
$\Delta p$	$bar$	Differenzdruck, Druckabfall
$\Delta p_{Bl}$	$bar$	Druckabfall an der Blende
$\Delta p_{Dr}$	$bar$	Druckabfall an der Drossel
$\Delta p_F$	$bar$	Druckverlust durch die Form
$\Delta p_{F,ges}$	$bar$	Druckverlust: Filter
$\Delta p_{Filter}$	$bar$	Druckverlust durch den Filter
$\Delta p_{Leitung,ges}$	$bar$	Druckverlust: Leitung gesamt
$\Delta p_{min}$	$bar$	Mindestdruckdifferenz
$\Delta p_r$	$bar$	Druckverlust: Rohrleitung
$\Delta p_{Rohr,ges}$	$bar$	Druckabfall über das gesamte Rohr

$Q$	$N$	Querkraft
$Q$	$l/min$	Volumenstrom
$Q_L$	$l/min$	Leckvolumenstrom
$Q_{max}$	$l/min$	maximaler Volumenstrom
$Q_{SK}$	$l/min$	Volumenstrom über die Steuerkante des Ventils
$Q_{StR}$	$l/min$	Volumenstrom des Stromregelventils
$Q_V$	$l/min$	Volumenstrom zufolge der Kolbenstangenbewegung
$Q_{Verbr}$	$l/min$	Volumenstrom zum Verbraucher
$r$	$mm$	Blattfederradius (neutrale Faser)
$Re$	-	Reynoldszahl
$R_0$	$\Omega$	Ausgangswiderstand
$R_1, R_2, R_3, R_4$	$\Omega$	Brückenwiderstand
$\Delta R_1, \Delta R_2,$ $\Delta R_3, \Delta R_4$	$\Omega$	Brückenwiderstandsänderung
$r_{Dr}$	$mm$	Radius des Drosselquerschnitts
$S$	-	Sicherheit
$\delta S$	$N$	virtuelle Schnittgröße
$s$	$mm$	Spiel
$s_k$	$mm$	Knicklänge
$s_{Prop\_M}$	$mm$	Weg des Proportionalmagneten
$s_1$	$mm$	Stärke des Stegs
$s_2$	$mm$	Stärke des Gurts
$\Delta s_{Achslast}$	$mm$	Spiel in der Achslasteinleitung
$\Delta s_{axial,K}$	$mm$	Axiales Spiel des Gelenklagers im Knickgelenk
$\Delta s_{axial,P}$	$mm$	Axiales Spiel des Gelenklagers im Pendelgelenk
$\Delta s_{Gelenk,Zylinder}$	$mm$	Spiel im Gelenklager des Zylinders
$\Delta s_{Lenkkraft}$	$mm$	Spiel in der Lenkkrafteinleitung
$\Delta s_{radial,Achslast}$	$mm$	Übersetztes radiales Spiel in der Achslasteinleitung
$\Delta s_{radial,K}$	$mm$	Radiales Spiel des Gelenklagers im Knickgelenk
$\Delta s_{radial,P}$	$mm$	Radiales Spiel des Gelenklagers im Pendelgelenk
$\Delta s_{radial,Zugkraft}$	$mm$	Übersetztes radiales Spiel in der Zugkrafteinleitung
$\Delta s_{Zugkraft}$	$mm$	Spiel in Zugkrafteinleitung
$T$	$s$	Nachstellzeit
$T_g$	$s$	Ausgleichszeit
$T_i$	$s$	Verzögerungszeit

$T_{max}$	°C	maximale Temperatur
$T_N$	s	Nachstellzeit
$T_t$	s	Totzeit
$T_u$	s	Totzeit
$T_V$	s	Verzugszeit
$T_1$	°C	Temperatur zum Zeitpunkt 1
$T_2$	°C	Temperatur zum Zeitpunkt 2
$T_{95}$	s	Einstellzeit
$\Delta T$	°C	Temperaturänderung
$t$	s	Zeit
$U_A$	V	Ausgangsspannung
$U_a$	J	äußere Arbeit
$U_B, U_E$	V	Brückenspeisespannung
$U_i$	J	Formänderungsenergie
$U_T$	V	Thermospannung
$\ddot{U}$	mm	Überdeckung
$V$	l	Volumen
$V_k$	l	Ölvolumen der Kolbenseite
$V_L$	l	Ölvolumen
$v_m$	m/s	mittlere Geschwindigkeit
$V_{St}$	l	Ölvolumen der Stangenseite
$V_0$	l	Füllvolumen im Ausgangszustand
$V_1$	l	Gasvolumen Zustand 1
$V_2$	l	Gasvolumen Zustand 2
$\Delta V$	l	Nutzvolumen, Volumenänderung
$\Delta V_{VT}$	l	benötigtes Ölvolumen beim Ventilttest
$v$	m/s	Geschwindigkeit
$\Delta v_{k,max}$	-	Volumennutzungsgrad
$X_1$	N	Ersatzlagerbedingung
$x_a$	-	Ausgangsgröße
$x_d$	-	Regeldifferenz
$x_e$	-	Eingangsgröße
$\Delta x$	mm	Längenänderung
$\Delta x_{Bf}$	mm	Verformung der Blattfeder
$\Delta x_e$	-	Änderung der Eingangsgröße

$\Delta x_{HW}$	<i>mm</i>	Verformung des Hinterwagens
$\Delta x_{Pr}$	<i>mm</i>	Längenänderung der Linearachse am Prüfstand
$y_R$	-	Stellgröße
$z$	-	Störgröße
$\alpha$	-	Durchflussbeiwert
$\alpha_4$	-	Amplitudenfrequenzgang
$\beta$	<i>mm<sup>2</sup>/N</i>	Pressziffer
$\beta_s$	°	Winkelspiel
$\varepsilon$	-	Dehnung
$\varepsilon_i$	-	Dehnung der DMS
$\varepsilon_{iB}$	-	Dehnung zufolge Biegung
$\varepsilon_{iz}$	-	Dehnung zufolge Zug
$\varepsilon_{\theta 2}$	-	Dehnung des zweiten DMS zufolge Temperatur
$\varepsilon_{\theta 4}$	-	Dehnung des vierten DMS zufolge Temperatur
$\eta$	-	Frequenzverhältnis dynamischer Viskosität
$\eta_{P,ges}$	-	gesamter Pumpenwirkungsgrad
$\eta_{P,mech}$	-	mechanischer Pumpenwirkungsgrad
$\eta_{P,Vol}$	-	volumetrischer Pumpenwirkungsgrad
$\eta_V$	<i>Ns/m<sup>2</sup></i>	dynamische Viskosität
$\eta_{Z,ges}$	-	gesamter Zylinderwirkungsgrad
$\eta_{Z,mech}$	-	mechanischer Zylinderwirkungsgrad
$\eta_{Z,Vol}$	-	volumetrischer Wirkungsgrad
$\kappa$	-	Adiabatexponent
$\Lambda$	-	Vergrößerungsfaktor
$\lambda$	-	Rohrreibungszahl
$\nu$	<i>m<sup>2</sup>/s</i>	kinematische Zähigkeit
$\xi$	-	Verlustziffer
$\rho$	<i>m<sup>3</sup>/kg</i>	Dichte
$\sigma_i$	<i>N/mm<sup>2</sup></i>	Hauptspannungen
$\sigma_m$	<i>N/mm<sup>2</sup></i>	Mittelspannung
$\sigma_{max}$	<i>N/mm<sup>2</sup></i>	maximale Spannung
$\sigma_{min}$	<i>N/mm<sup>2</sup></i>	minimale Spannung
$\sigma_{V(GEH)}$	<i>N/mm<sup>2</sup></i>	Vergleichsspannung Gestaltänderungsenergiehypothese
$\sigma_{V(N)}$	<i>N/mm<sup>2</sup></i>	Vergleichsspannung Normalspannungshypothese
$\sigma_{V(SH)}$	<i>N/mm<sup>2</sup></i>	Vergleichsspannung Schubspannungshypothese

$\sigma_z$	$N/mm^2$	Zugspannung
$\sigma_{zul}$	$N/mm^2$	zulässige Spannung
$\Delta\sigma_D$	$N/mm^2$	Spannungsamplitude im dauerfesten Bereich
$\Delta\sigma_z$	$N/mm^2$	Spannungsamplitude im zeitfesten Bereich
$\tau_{max}$	$N/mm^2$	maximale Schubspannung
$\varphi$	-	Kolbenflächenverhältnis
$\Omega$	Hz	Erregerfrequenz
$\omega_0$	Hz	Eigenfrequenz

## Abkürzungen

AD-Wandler	Analog-Digital-Wandler
Auto-GEM	automatic Geometric Element Mesher - automatische Bauteilvernetzung
CAN	engl. controlled area network - kontrolliertes Netzwerk
CF	engl. compact flash - Schnittstellenstandard für ein digitales Medium
DA-Wandler	Digital-Analog-Wandler
DMS	Dehnmessstreifen
DMV	Druckminderventil
FEM	Finite Elemente Methode
FOH	engl. first order hold – Halteglied erster Ordnung; lineare Interpolation zwischen zwei Abtastpunkten
ISDS	engl. intelligent sensor detection system – intelligentes Sensorerkennungssystem
NG	Nenngröße
NW	Nennweite
PME	engl. product management electronic – Liebherr-Steuergerät
PWM	Pulsweitenmoduliert
ROPS	engl. roll over protective structure - Überrollschutz
SCULI	engl. service client universal Liebherr - Liebherr Service Software
ZOH	engl. zero order hold – Halteglied nullter Ordnung; stückweise konstante Eingangsgröße

# 1 Einleitung

Um ein Produkt wettbewerbsfähig zu produzieren und den Anforderungsstandards des Marktes bzw. der Industrie zu genügen sind laufende Verbesserungen notwendig. Es werden kürzere Entwicklungszeiten gefordert [7]. Dies erreicht man durch Simulationsprogramme, um eine optimale Konstruktion und Fertigungsvorbereitung zu gewährleisten sowie durch moderne Prüfstände für experimentelle Untersuchungen.

Aus diesem Grund hat die Firma Liebherr einen Betriebsfestigkeitsprüfstand beim Bau des neuen technischen Versuchsfeldes berücksichtigt. Dieser Prüfstand soll für Einzelkomponentenuntersuchungen sowie für die Untersuchung bzw. Entwicklung kompletter Fahrzeuge genutzt werden. Als erstes Projekt ist die Betriebsfestigkeitsprüfung eines Radlader-Hinterwagens vorgesehen. Einen kleinen Teil dieses Projektes stellt meine Diplomarbeit dar.

Schwingprüfstände werden häufig mit speziell für die Prüfstandstechnik entwickelten Komponenten betrieben, welche besondere Eigenschaften (Kapitel 2) aufweisen. Diese Komponenten sind vor allem durch ein näherungsweise lineares Verhalten zur optimalen Einbindung in einen geschlossenen Regelkreis gekennzeichnet.

In der vorliegenden Arbeit wurde darauf Wert gelegt, die Strategie der Abteilung „Technische Versuche“ der Firma Liebherr zu berücksichtigen, welche durch die Verwendung möglichst vieler Liebherr-Komponenten geprägt ist. In der Vergangenheit sind ähnliche Projekte bewältigt worden, die durch ein hohes Maß an Unabhängigkeit, Flexibilität und Wirtschaftlichkeit gekennzeichnet waren.

## 1.1 Aufgabenstellung

Aus einer am Anfang relativ offenen Aufgabenstellung entwickelte sich nach einigen Wochen die konkrete Aufgabenstellung mit folgenden Kernthemen und Herausforderungen.

Aufgabenstellung

- Erstellung eines Konzeptes für die Entwicklung eines servohydraulischen Schwingprüfstandes zur Betriebsfestigkeitsprüfung eines Radladerhinterwagens
- Entwicklung der hydraulischen und mechatronischen Steuerung eines Schwingprüfstandes in Proportionalventiltechnik

## 1.2 Ziele bzw. Herausforderungen der Arbeit

Herausforderungen

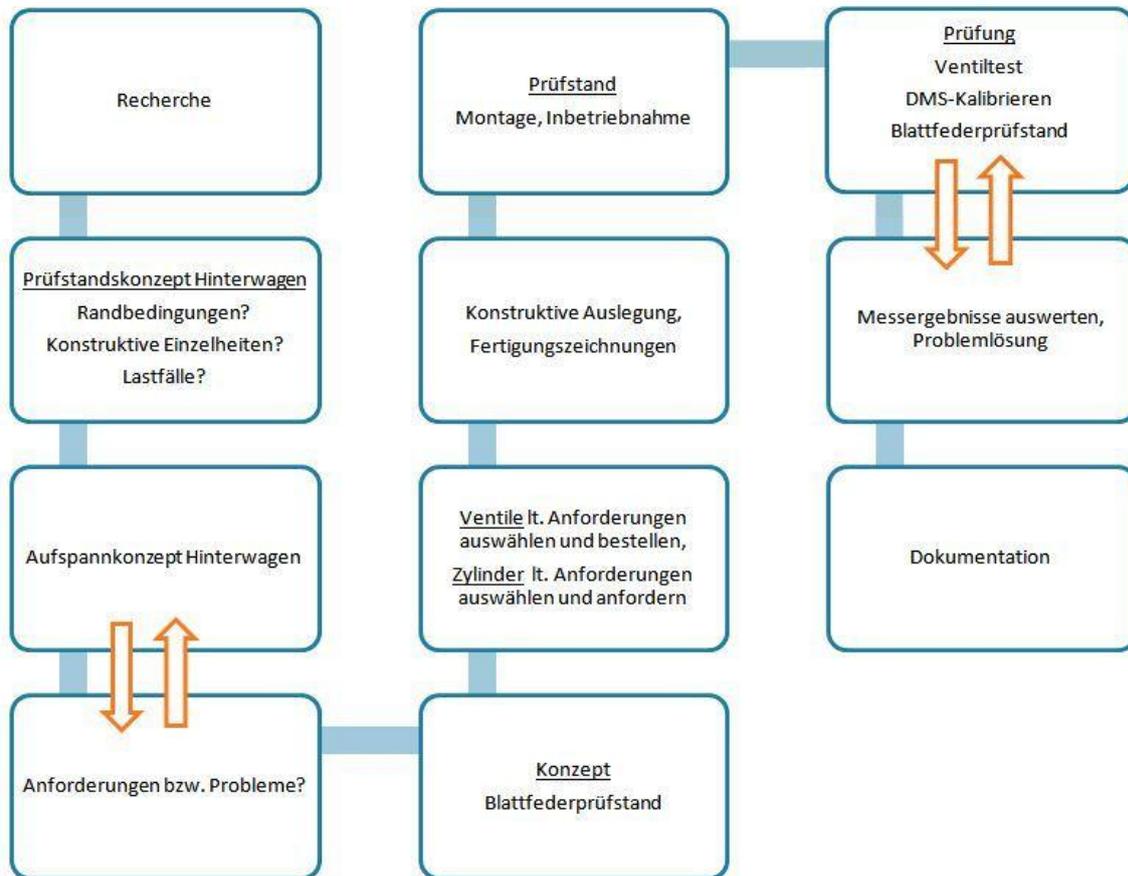
- Verwendung der Proportionalventiltechnik
- Verwendung des Liebherr-Steuergerätes (Fahrzeug-Steuergerät)
- Verwendung von Liebherrzylindern

Diese Rahmenbedingungen sind begründet durch

- niedrige Investitionskosten
- hohen Wissensstand über Eigenkomponenten
- hohe Flexibilität durch eigene Steuerungsprogrammierung
- Unabhängigkeit von Lieferanten

### 1.3 Entwicklungsprozess

Die **Abbildung 1-1** zeigt den zeitlichen Vorgang bzw. den Entwicklungsprozess in dieser Arbeit.



**Abbildung 1-1: Entwicklungsprozess**

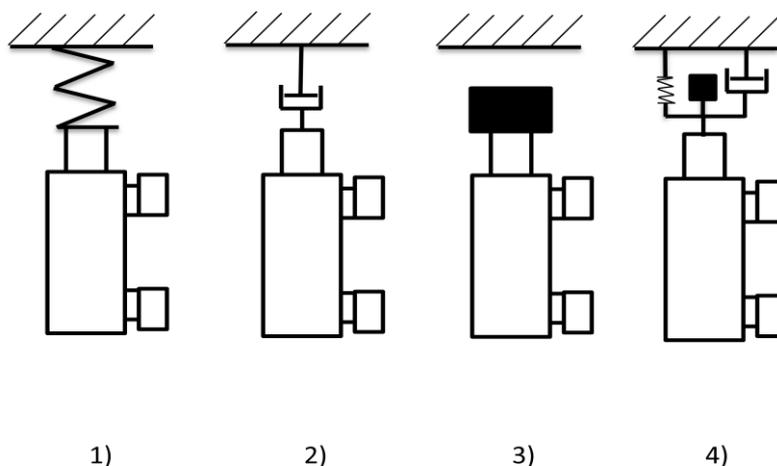
## 2 Schwingprüfstände

Das Ziel von Schwingprüfständen ist es, Bauteile, Baugruppen aber auch komplette Fahrzeuge unter möglichst realen Bedingungen zu testen [7]. Damit sind Auswirkungen dynamischer Beanspruchung auf das Bauteil frühzeitig analysierbar und konstruktiv änderbar. Trotz der bei (servo)hydraulischen Prüfständen oft relativ einfachen Ausführung der Hydraulikschaltung stellen die erheblichen Prüfanforderungen hohe ingenieurtechnische Herausforderungen an die Projektierung und Konstruktion derartiger Prüfstände. Je nach Prüfaufgabe und den damit verbundenen Belastungszuständen ist ein genaues, hochdynamisches Zusammenarbeiten mehrerer Zylinder notwendig. Es kann zum Beispiel an einem Lastangriffspunkt ein zeitlich veränderbarer, bis zu 6-achsiger Belastungszustand gefordert werden. Dies bedingt ein exaktes, hochdynamisches und phasentreues Zusammenarbeiten mehrerer Prüfachsen. Je nach Prüfaufgabe können an einem Prüfling mehrere 6-achsige Belastungszustände gefordert werden, die in Summe wieder ein exaktes, hochdynamisches und phasentreues Zusammenarbeiten voraussetzen, um das Lastkollektiv des Prüflings realistisch abbilden zu können.

## 2.1 Aufbau von Schwingprüfständen

Im Folgenden wird kurz aufgezeigt werden, welche Komponenten bei servohydraulischen Prüfständen verwendet werden und wie diese Prüfstände aufgebaut sind.

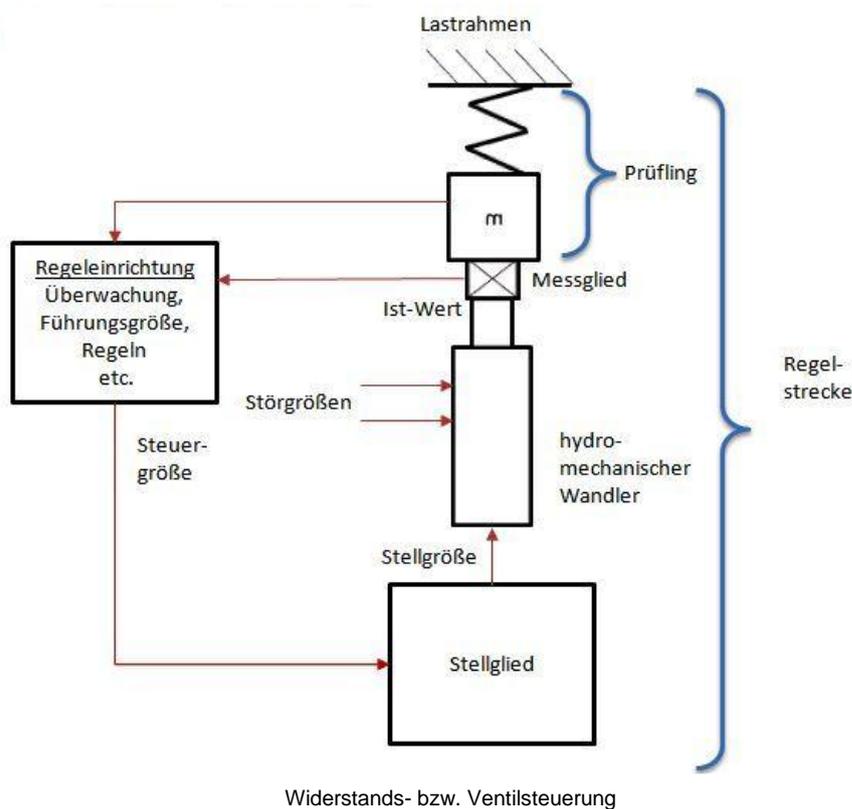
Je nach Prüfanforderungen werden Schwingprüfstände in offenen oder in geschlossenen Regelkreisen betrieben. In der Regel wird im Maschinenbau mit geschlossenen Regelkreisen und im Fahrzeugbau meist im offenen Regelkreis gearbeitet um den hohen Prüfanforderungen gerecht zu werden. Servohydraulische Prüfstände [15] können je nach der Betriebsart bzw. Eigenschaften eines Prüflings kraft- bzw. weg- oder beschleunigungsgeregelt betrieben werden.



**Abbildung 2-1: Unterteilung nach Betriebsart**

Der Kraftschlussbetrieb (**Abbildung 2-1, [1][2]**) ist durch den geschlossenen Kraftfluss charakterisiert. Stellt der Prüfling eine mechanische Feder (1) dar, erfolgt normalerweise eine Lastregelung. Stellt der Prüfling einen hydraulischen Dämpfer (2) dar, so erfolgt eine Wegregelung oder eine Kraftregelung mit überlagerter Wegregelung.

Die im Rüttelbetrieb (**Abbildung 2-1, [3]**) arbeitenden Prüfstände werden auch Shaker genannt und arbeiten mit höheren Prüffrequenzen, bei denen in vielen Fällen weggeregt oder beschleunigungsgeregt mit überlagerter Wegregelung gefahren wird. Im vierten Beispiel (**Abbildung 2-1, [4]**) erfolgt eine Wegregelung oder eine Beschleunigungsregelung mit überlagerter Wegregelung, wenn die Trägheitskräfte im Vergleich zu den Feder- und Dämpfungskräften mehr Einfluss auf den Prüfling haben. Die Prüfung eines McPerson-Federbeins stellt den umgekehrten Fall dar, da dort Feder- und Dämpfungskräfte überwiegen. Hier kann der Betrieb lastgeregt oder dehnungsgeregt durchgeführt werden. Je nach Betriebsart bzw. Eigenschaften des Prüflings ändern sich auch die Anforderungen an die Zylinder-Servoventilkombination.



**Abbildung 2-2: Prinzip eines Schwingprüfstandes**

**Abbildung 2-2** zeigt den prinzipiellen Aufbau eines Schwingprüfstandes anhand einer hydraulisch geregelten Achse. Prüfstände können aus mehreren Achsen bestehen, die alle zusammen eine definierte Belastung in den Prüfling einleiten.

Wesentliche Bestandteile eines Schwingprüfstandes sind:

- Hydromechanische Wandler (Prüfzylinder, Kapitel 2.1.3)
- Ölversorgung (Kapitel 2.1.1).
- Stellglied; Die Steuerung des Volumenstroms erfolgt meist durch Stetigventile, vor allem durch Servoventile (Kapitel 2.1.2), welche in einem Konstantdrucksystem arbeiten.
- Regler (Kapitel 2.1.4); Bei mehreren Zylindern kann mit einem inneren und äußeren Regelkreis gearbeitet werden (Master/Slave).
- Einer Führungsgröße; Diese ist von der Prüfaufgabe abhängig. Sie kann von einer einfachen periodischen Last bis hin zur Vorgabe komplexer Lastkollektive reichen, welche im Betrieb auf das Bauteil wirken. Die Aufnahme komplexer Belastungsfälle kann im realen Fahrbetrieb durch Anbringen von Sensoren an den Kräfteinleitungspunkten erfolgen. Somit können auch Sonder- und Missbrauchszustände aufgezeichnet werden.
- Lastrahmen; Dieser hat die Aufgabe, die Prüfkräfte aufzunehmen und sollte möglichst starr sein bzw. eine hohe Steifigkeit aufweisen.
- Regelgröße; Je nach Prüfaufgabe werden der Druck, die Last, der Weg, die Geschwindigkeit usw. geregelt. Bei Betriebsfestigkeitsprüfständen wird in der Regel die Kraft, welche mit Hilfe von Kraftmessdosen erfasst wird, geregelt.
- Prüfling
- Kontrolleinrichtung; Der Zeitpunkt der Schädigung darf nicht übersehen werden und kann zum Beispiel durch DMS-Messstellen an den schädigungskritischen Stellen

überwacht werden. Beim Ausbrechen des Signals aus einem festgelegten Bereich muss eine Prüfung des Bauteils vorgenommen werden.

Für Schwingprüfstände werden meist speziell dafür entwickelte Komponenten verwendet, es ist unter bestimmten Bedingungen auch die Verwendung von Standardkomponenten möglich, allerdings unter Einbuße von Dynamik und Genauigkeit. Die Grenzen bei der Verwendung von Standardkomponenten liegen vor allem in der Dynamik, der Regelbarkeit, der Lebensdauer und dem Vorhandensein von „stick slip Effekten“, welche die geforderte Qualität mindern.

Im Folgenden werden typische Komponenten eines Hydropulsprüfstandes erläutert.

### 2.1.1 Hydraulikaggregat

Die Anforderungen an die Druckölversorgung für die Prüftechnik sind höher als bei allgemeinen stationären Anlagen [2]. Hydropulsprüfstände mit Stetigventilen bzw. Servoventilen benötigen eine Druckölversorgung mit höchster Reinheit und konstantem Druck. Der Hydraulikfilter hat die Aufgabe verschleißmindernd zu wirken. Deshalb sollte die Filterfeinheit an die kritischen Bauteil-Spieltoleranzen den Hydraulikkomponenten angepasst werden (typisch  $\leq 3\mu\text{m}$ ).

Charakteristisch für solche Anlagen sind:

- Der Einsatz von Servoventilen und Bauteilen höchster Präzision.
- Betriebsdrücke bis 300bar
- maximale Volumenströme von 50 bis 330l/min
- hohe Leistungen in Bereich von 200kW oder höher, je nach Aufgabe
- druckgeregelte Pumpen
- eine oft überdurchschnittliche Einschaltdauer

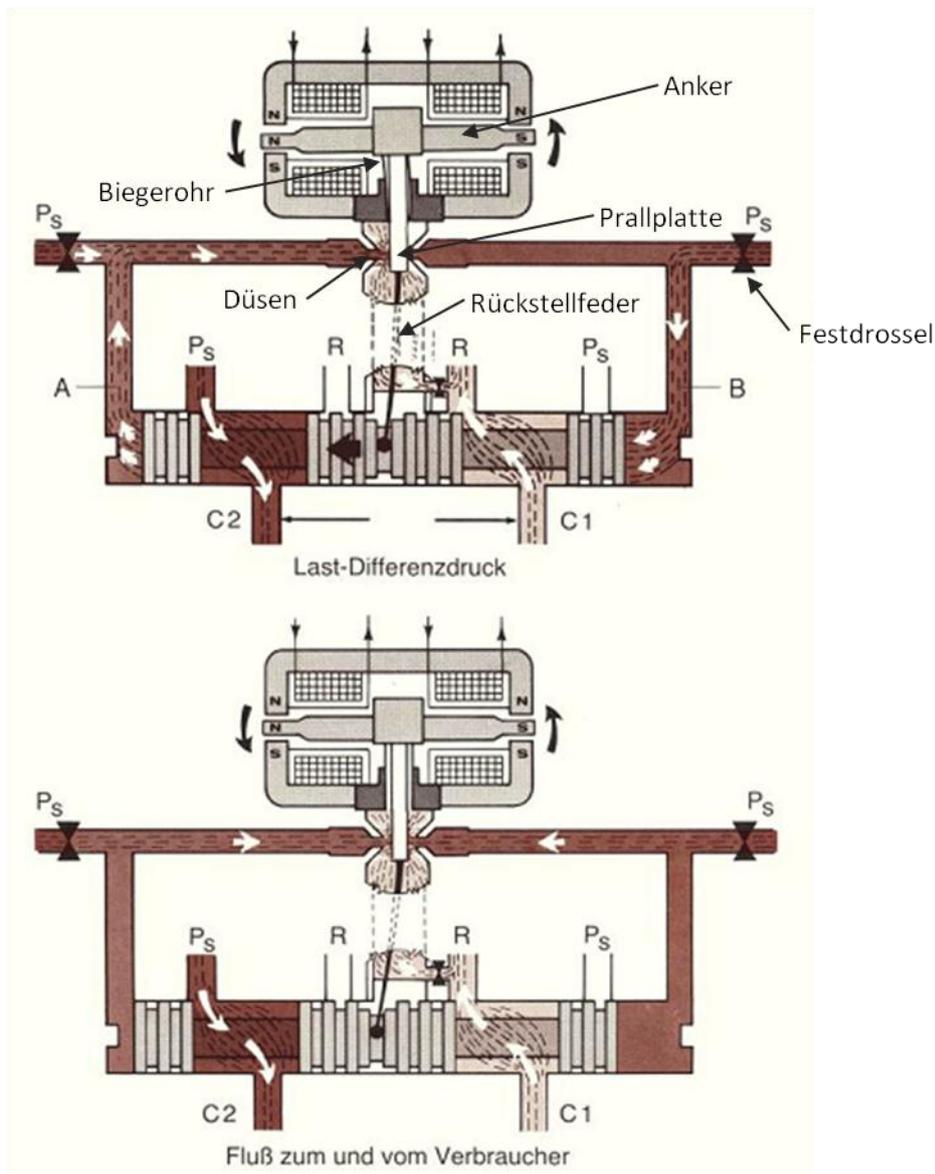
Hydraulikaggregate für die Prüftechnik werden meist zusätzlich mit folgenden Bauteilen ausgestattet:

- Hoch- und Niederdruckfilter bzw. Sicherheitsfilter
- einer elektrischen Überwachung des Ölstands, der Öltemperatur und des Sicherheitsfilters
- einem Wärmetauscher

Zusätzlich muss darauf geachtet werden, dass die Druckschwankungen, bedingt durch den Verbraucher, minimal bleiben.

### 2.1.2 Servoventile

Mit Servoventilen können unterschiedliche Sollwertsignale nachgefahren werden. Mit ihnen ist es möglich, fein geregelte Zustandsänderungen (Weg, Kraft, usw.) bis zu Sprungfunktionen (Crash) entsprechend der Abstimmung „Servoventil – Aktor“ zu durchfahren [12]. Sie bestehen meist aus einer oder mehreren Verstärkervorstufen, welche eine 4-Wege-Hauptstufe betätigen. Die Verstärkervorstufen wandeln ein elektrisches Signal kleiner Leistung (im mW-Bereich) in ein Differenzdrucksignal um. Das Verstärkersystem besteht aus einem Signalwandler und einem hydraulischen Verstärker. Der Signalwandler ist häufig als Torquemotor ausgeführt. Das in **Abbildung 2-3** gezeigte zweistufige Servoventil ist mit einem Düse-Prallplattensystem als hydraulischer Verstärker ausgeführt.



**Abbildung 2-3: Prinzip Servoventil mit mechanischer Rückführung [12]**

Funktion:

Bei der Bestromung des gelenkig gelagerten (biegeweiches Rohr) Ankers des Torquemotors führt dieser eine entsprechende Drehbewegung aus. Die mit dem Anker fest verbundene Prallplatte ändert dadurch ihre Position zwischen den Düsen, was zu einer Änderung der Druckdifferenz in der Hauptsteuerstufe führt. Die Rückführfeder, welche mit dem Anker fest verbunden ist, übt entsprechend der Position der Hauptstufe ein Rückstellmoment auf diesen aus. Der Kolben wird durch das elektromagnetische Ankermoment nun soweit ausgelenkt, bis die Summe der Rückstellmomente von Biegeröhrchen, Prallplatte (Steuerzunge) und Rückführfeder ein Gleichgewicht bildet.

Je nach Größe der Energiemengen werden auch 3-stufige oder 4-stufige Servoventile verwendet. Diese ermöglichen Nutzleistungen bis 2,2MW bzw. bis 22MW [12].

Diese Konstruktionsweise von Servoventilen bewirkt eine im Verhältnis hohe Leistungsübersetzung. Sie haben eine sehr geringe Hysterese und dadurch eine hohe Nachfahrenauigkeit. Außerdem weisen Servoventile je nach Regelaufgabe Überdeckungen von ca.  $\pm 5\mu\text{m}$  auf und haben im Vergleich zu Proportionalventilen einen geringeren Hub, der im Bereich von 0,2 - 3,5mm liegt. All diese Eigenschaften bewirken ein sehr gutes

dynamisches Verhalten. Die Position des Steuerkolbens in der Hauptstufe kann je nach Ausführung barometrisch, mechanisch oder elektrisch rückgeführt werden. Dadurch sind Grenzfrequenzen von 60 - 100Hz (500Hz) bei 90° Phasenverschiebung erreichbar.

Somit werden jedoch auch höhere Anforderungen an die Ölfiltrierung gestellt. Oft ist auch für jeden Anwendungsfall eine speziell abgestimmte Elektronik notwendig.

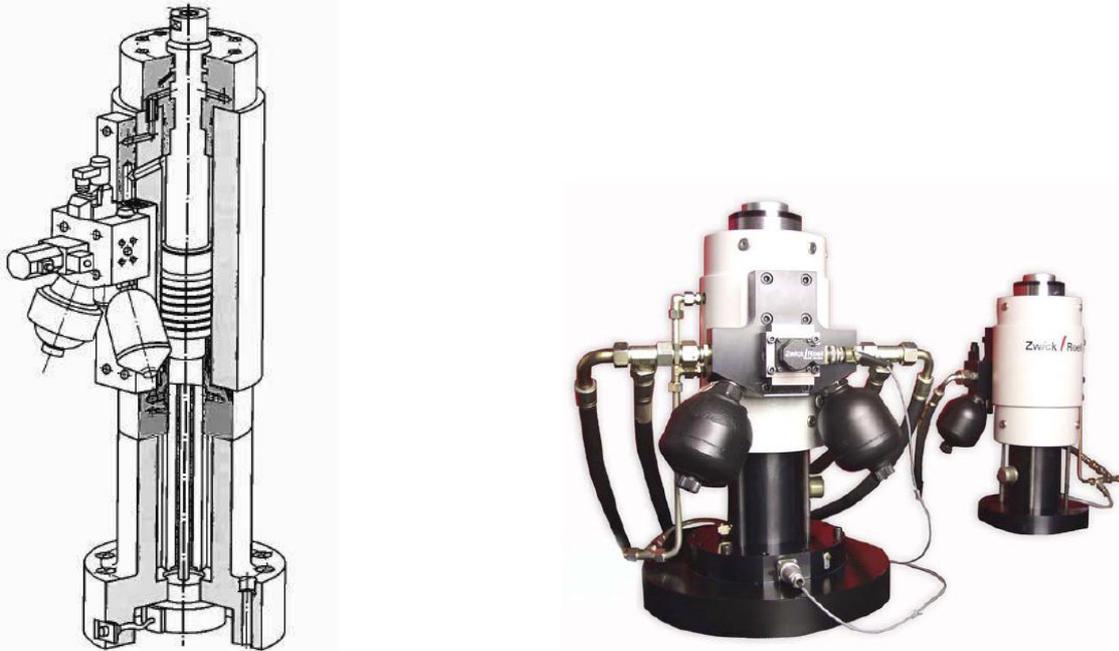
### 2.1.3 Prüfzylinder

Für Prüfstandsanwendungen werden hauptsächlich Gleichgangzylinder verwendet, die eine durchgehende Kolbenstange aufweisen. Dadurch ergeben sich gleich große Kolbenflächen, die gleich große Kräfte sowie Geschwindigkeiten in beide Richtungen bewirken. Durch die gleich großen Kolbenflächen werden im Gegensatz zu Differenzialzylindern die Anforderungen an den Regelkreis verringert.

Prüfzylinder sind meist hohlgebohrt und mit einem integrierten, berührungslosen Wegmesssystem ausgestattet [3]. Um Querkräfte aufnehmen zu können, bzw. den „stick slip Effekt“ und das Losbrechmoment zu vermeiden bzw. zu reduzieren, kann die Kolbenstange auch hydrostatisch gelagert werden. Dabei werden meist vier Lagertaschen gleichmäßig verteilt am Umfang des Lagerblocks eingearbeitet. Die Druckölversorgung kann über den Arbeitsdruck mit je einer Drossel pro Tasche erfolgen, oder bei größeren Schwankungen des Arbeitsdruckes auch durch eine externe Druckölversorgung.

Des Weiteren ist der Kolben mit speziell für dynamische Anwendungen vorgesehenen Dichtungen versehen, um eine hohe Standzeit zu gewährleisten [10]. Für Spezialanwendungen können Prüfzylinder auch mit einseitiger Vorspannung ausgeführt sein. Das hat den Vorteil, dass man keine zu hohen hydraulischen Energieflüsse mit dem Ventil steuern muss.

Um das Totvolumen gering zu halten wird der Ventilblock direkt auf den Zylinder gesetzt. Damit erreicht man eine höhere Steifigkeit, weniger Energieverluste sowie bessere dynamische Eigenschaften. Auf dem Ventilblock sind häufig Anschlüsse für Speicher vorgesehen (**Abbildung 2-4**).



**Abbildung 2-4: hydrostatischer Prüfzylinder [3] [50]**

Hydrospeicher haben die Aufgabe Drucksitzen und Druckschwankungen zu glätten. Dadurch verhindert man große Druckschwankungen in der Versorgungsleitung, welche als

Störgröße das Ventil beeinflussen können. Des Weiteren wird ein Schlauchpeitschen bei hohen Frequenzen in der Tankleitung verhindert [9].

Die Anbindung des Zylinders an den Prüfling stellt für den Konstrukteur eine Herausforderung dar. Bei mehrachsigen Prüfständen [7] ist es meistens notwendig, die Kräfte und die durch Steifigkeit resultierenden Wege an den Krafteinleitungsstellen mechanisch und kinematisch zu entkoppeln. Um das gewährleisten zu können, müssen spielfreie Kardangelenke, Kugelgelenke, spielarme bzw. spielfreie Gelenkaugen (**Abbildung 2-5**) oder Festkörpergelenke eingesetzt werden. Die Spielfreiheit ist vor allem bei wechselnder Belastung, bei Kraft- bzw. Druck- und Beschleunigungsregelung wichtig, da die Anforderungen an den Regelkreis dadurch reduziert werden.



**Abbildung 2-5: spielfreies Kugelgelenk (links); spielfreies Kardangelenke (rechts) [47]**

## 2.1.4 Regler

Für mehrachsige, komplexe Bauteilprüfungen werden spezielle Prüfstandsregler am Markt angeboten. Hierbei handelt es sich um Mehrkanalelektroniken, bei denen Prüfstände mit bis zu 200 geregelten Kanälen betrieben werden können. Kritische Echtzeitfunktionen wie z.B.:

- Grenzwertüberwachung
- Amplitudenregelung
- Adaptive Regelung
- Filterung
- Schwingspielzählung
- PID-Regelung
- usw.

sind meist als Firmware ausgeführt. Dadurch sind kurze Ansprechzeiten gewährleistet. Am Regler können Schnittstellen für mehrere Signalverarbeitungsmodule unterschiedlichster Aufnehmer vorgesehen sein. Diese können auch automatisch erkannt werden, womit eine effektive Datenerfassung gewährleistet ist. Die Reglertaktfrequenz liegt im Bereich von einigen kHz. Für das Verfahren der Prüfzylinder steht meist eine Fernbedienung für den Einrichtbetrieb zur Verfügung. Die Regelelektronik ist an einen Standard-PC angeschlossen und bietet mit einer vielseitigen Applikationssoftware ein leistungsstarkes System. Es können hier zum Beispiel analog gemessene Roh-Signale mit der Regelelektronik digitalisiert werden. Mit Hilfe einer speziellen Software werden diese Daten so aufbereitet, dass sie für einen Nachfahrversuch zur Verfügung stehen. Des Weiteren gibt es spezielle Applikationen für die Auswertung der Ergebnisse.

## 2.1.5 Hydraulische Anschlusseinheit

Die hydraulische Anschlusseinheit stellt eine elektrisch betätigte Schaltstelle in servohydraulischen Prüfmaschinen dar [50]. Sie schaltet den hydraulischen Druck für einen servohydraulischen Prüfzylinder bzw. eine servohydraulische Prüfmaschine zu oder ab. Jedem Verbraucher wird ein Anschlussventil zugeordnet, so dass diese unabhängig

voneinander geschaltet werden können. Die modulare Bauweise ermöglicht jederzeit die Hinzufügung eines weiteren Zuschaltblocks.

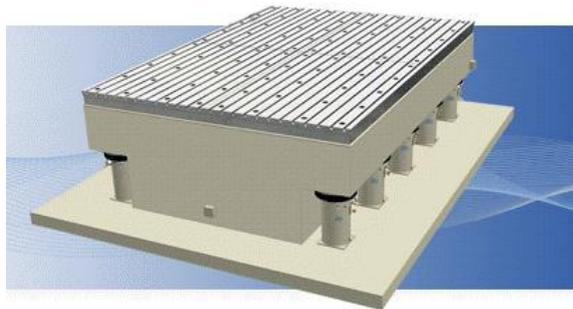


**Abbildung 2-6: Anschlusseinheit [50]**

Mit solchen Anschlusseinheiten (**Abbildung 2-6**) kann der jeweilige Zylinder in einem Niederdruck- und in einem Hochdruckbereich betrieben oder komplett vom Hydraulikkreislauf getrennt werden.

Während im Einrichtbetrieb der Einzelprüfzylinder mit reduziertem Druck bewegt wird, steht im Prüfbetrieb die gesamte hydraulische Leistung zur Verfügung. Bei einem plötzlichen Druckabfall, beispielsweise durch einen Schlauchbruch, wird die Hydraulikversorgung automatisch abgeschaltet.

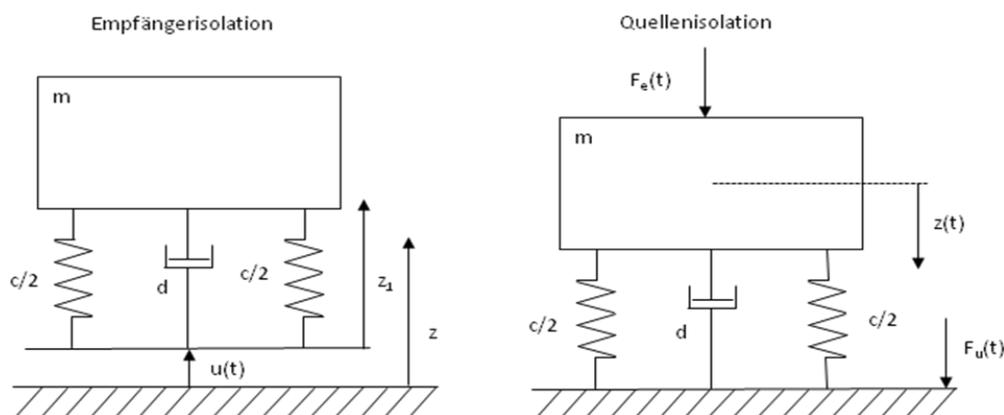
### 2.1.6 Federfundament



**Abbildung 2-7: CFM Schwingfundament [25]**

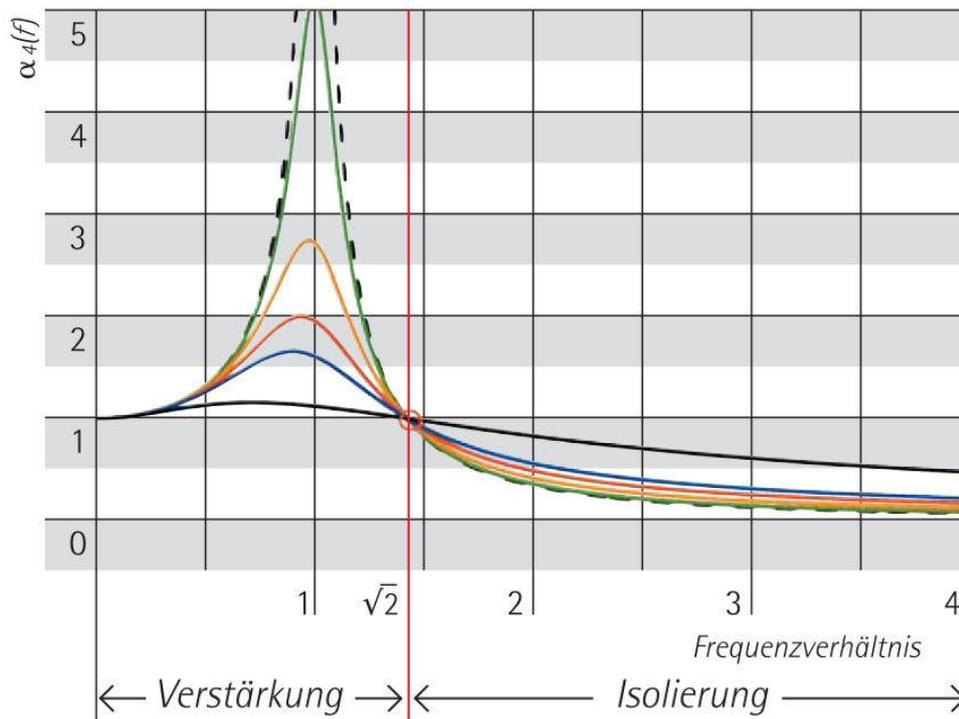
Servohydraulische Prüfstände werden meistens schwingungs isoliert gelagert. [38] Im Prüfstandbetrieb ohne Isolierung könnten Schwingungen durch den Boden in das Gebäude eingeleitet werden. Die Isolierung soll hier an der Quelle vorgenommen werden, man spricht daher von einer Quellenisolation (passive Isolierung). Soll eine Isolierung zu einem Objekt, z.B. einer hochpräzisen Werkzeugmaschine erfolgen, spricht man von einer Empfängerisolation (aktive Isolierung) (**Abbildung 2-8**).

Die Schwingungs isolierung erfolgt durch Massenkräfte (Fundament). Aufgrund der elastischen Lagerung der Maschine entstehen Massenkräfte, welche den Erregerkräften entgegenwirken.



**Abbildung 2-8: links, Empfängerisolation; rechts, Quellenisolation**

Zur Beurteilung der Isolierung dient der Amplitudenfrequenzgang (**Abbildung 2-9**). Dieser stellt das Verhältnis zwischen Erregerkraft  $F_e(t)$  und Massenkraft  $F_u(t)$  über das Frequenzverhältnis  $\eta$  dar (Übertragungsfunktion).



**Abbildung 2-9: Amplitudenfrequenzgang einer Schwingungsisolierung [27] mit verschiedenen Dämpfungen**

Übertragungsfunktion:

$$\alpha_4 = \sqrt{\frac{1 + 4 * D^2 * \eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + 4 * D^2 * \eta^2}} \quad (2.1)$$

$$\eta = \frac{\Omega}{\omega_0} \quad (2.2)$$

$$2\delta = \frac{d}{m} \quad (2.3)$$

$$D = \frac{\delta}{\omega_0} \quad (2.4)$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (2.5)$$

Erst bei einem Frequenzverhältnis  $> \sqrt{2}$  findet eine Isolierung statt. Bei kleineren Werten kann es sogar zu einer Erhöhung der Störkräfte kommen. Durch die einfache Beziehung der Eigenfrequenz (2.5) und der dadurch resultierenden Lage der kritischen Erregerfrequenz ist

ersichtlich, dass bei einem schwingungsisolierenden Federfundament sowie beim Prüfstands Aufbau nicht mit der Masse gespart werden darf und die Federung weich zu wählen ist (**Abbildung 2-10**).

Je nach Isolator [25] lassen sich verschiedene Eigenfrequenzen erreichen:

- Luftfedern: ca. 0,6 – 3Hz
- Stahlfedern: ca. 1,8 – 6Hz
- Elastomere: ca. 8 - 12Hz
- Gummimatten: ca. 15 – 35Hz



**Abbildung 2-10: Anordnung von Luftfedern der Baureihe GRB durch CFM, niederfrequente Luftfedern für hochdynamische Anwendung [25]**

Um eine möglichst weiche Federung zu erhalten wird mit Luftfedern gearbeitet. Eine weitere Senkung der Eigenfrequenz bei Luftfedern kann durch ein zusätzliches Luftvolumen erreicht werden.

## 2.2 Beispiele von Schwingprüfständen

Die folgende **Abbildung 2-11** zeigt einen Prüfstands Aufbau zur Betriebsfestigkeitsprüfung von Stahlbauteilen eines Liebherr - Raupenbaggers in Dresden bei der Firma IMA. Das erste Bild zeigt die Prüfung eines Unterwagens. Dieser ist am Drehkranz starr mit dem Aufspannfeld verbunden. Die Kräfteinleitungen erfolgen über 20 Prüfzylinder, welche allesamt mit Kraftmessdosen ausgestattet sind. Die nächsten Abbildungen zeigen die Prüfung eines Monoblockauslegers mit sechs Prüfzylindern. Des Weiteren ist zu erkennen, dass die Entkopplung der Zylinder über spielfreie Kardangelenke erfolgt.

Das Lastkollektiv wird mit einer Prüffrequenz von ca. 1,8Hz abgearbeitet. Eine Stunde Betriebszeit wird in ca. 160 Sekunden dargestellt.



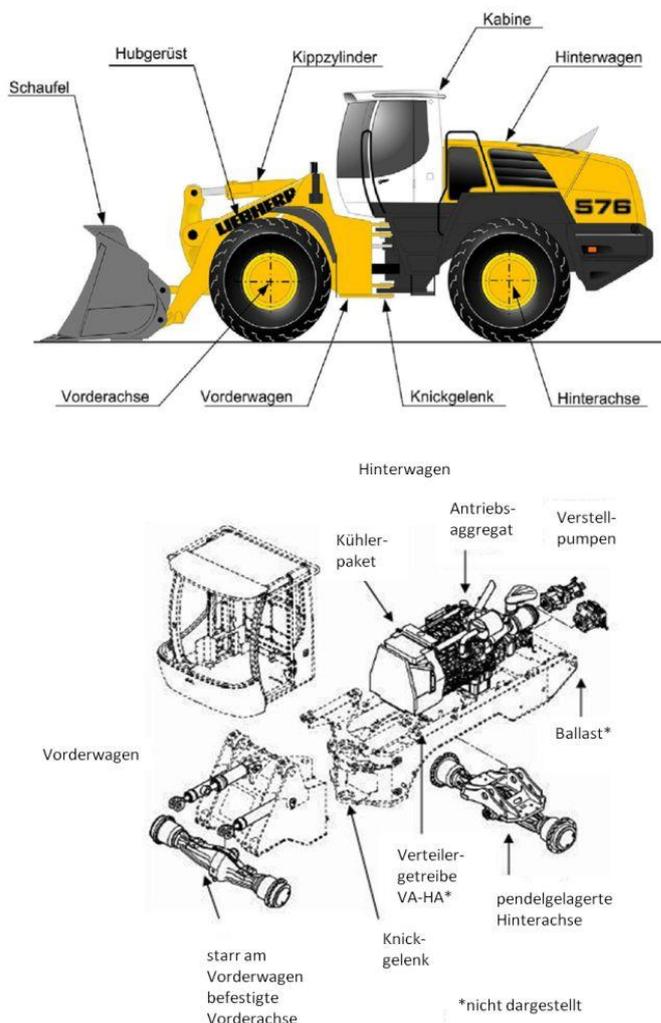
**Abbildung 2-11: Beispiele von Schwingprüfständen, oben: Prüfung eines Raupenbagger-Unterschwagens; Mitte und unten: Prüfung eines Bagger-Monoblockauslegers**

## **3 Grundlagen**

Die folgenden Unterkapitel erläutern allgemeine Grundlagen im Bereich der Betriebsfestigkeit, der Hydrospeicher, der Ventiltechnik, der Messtechnik sowie die notwendigen Begriffsdefinitionen. Des Weiteren wird kurz auf den Radlader L580 eingegangen, wie auch auf die Belastungsfälle, welchen dieser ausgesetzt ist.

### 3.1 Der Radlader

Der Radlader gehört unter den Baumaschinen zur Gruppe der Schaufellader und hier nach dem Ladeprinzip zur Gruppe der Frontlader. Radlader sind mobile Erdbaumaschinen, die mittels ihrer Arbeitsausrüstungen oberhalb der Bewegungsfläche (bzw. geringfügig darunter) Material lösen, laden, transportieren und einbauen können. Im Vergleich zu anderen Baumaschinen haben sie einen verhältnismäßig großen Fahranteil. Der Radlader wird meist durch das knickgelenkte Fahrwerk charakterisiert. Durch das Knickgelenk kann der Maschinenrahmen in zwei Teile eingeteilt werden, in Vorderwagen und Hinterwagen. Die Achsen bestehen aus zwei Starrachsen. Durch die mittige Lage des Knickgelenkes laufen die Räder der nachlaufenden Achse genau in der vorbereiteten Fahrspur der Vorderachse. In der Regel besitzen Radlader noch ein zusätzliches Pendelgelenk, welches heutzutage meist als Pendelachse ausgeführt. Die Pendelachse verhindert Torsionsbelastungen im Rahmen und stellt den Bodenkontakt aller vier Räder sicher. Die Lenkbewegung wird durch ein oder zwei Differentialzylinder ausgeführt. Radlader können mit hydrostatischem, hydrodynamisch-lastschaltbarem, hydrostatisch-mechanisch leistungsverzweigt und dieselektrischem Antrieb ausgeführt werden. Die Radlader der Firmengruppe Liebherr sind allesamt mit hydrostatischem Fahrtrieb ausgeführt. Die **Abbildung 3-1** zeigt die wichtigsten Baugruppen eines Radladers.



**Abbildung 3-1: Baugruppen eines typischen Radladers**

Technische Daten L580 Stufe 3B (schwere Ausführung\*)

Einsatzgewicht*	kg	28633
Schaufelgröße	m <sup>3</sup>	5
Radabstand	mm	3900
Gewicht des Hinterwagens mit Aufbauten*	kg	16650
Gesamtlänge	mm	9645
Lader-Breite über Reifen	mm	2950
Hubkraft	kN	270
Ausbrechkraft	kN	190
Zugkraft	kN	173,5
Kipplast gerade (Standardausführung)	kN	21225
Kipplast geknickt 40° (Standardausführung)	kN	18800
Motorleistung	kW	215
Bereifung		Michelin 26.5 R25 XHA mit RA

\*schwere Ausführung: gefüllte Reifen, schwere Schaufel, usw.

### 3.2 Betriebsfestigkeit

In diesem Kapitel sollen grundlegende Begriffe der Betriebsfestigkeit erläutert werden, die im Laufe der Arbeit vorkommen. Des Weiteren werden die Hauptbelastungsfälle des Radladers erläutert.

#### 3.2.1 Betriebsfestigkeit / Zeitfestigkeit

Die Betriebsfestigkeit lässt sich in das Gebiet der Ermüdungsfestigkeit einordnen. Unter Ermüdung versteht man den Prozess der Rissbildung und des Rissfortschritts mit anschließendem Bruch in einem Bauteil infolge wiederholter Spannungsänderung [8]. Des Weiteren tritt bei häufigem Lastwechsel der Bruch eines Werkstoffes bei kleineren Beanspruchungen auf, als unter der zum Versagen führenden einmaligen statischen Belastung, wie bereits 1860 von A. Wöhler herausgefunden wurde. Die wesentlichen Einflüsse der Ermüdungsfestigkeit sind:

- die innere und äußere Kerbwirkung des Konstruktionsdetails
- die Schwingbreite der Beanspruchung und deren Charakter (schwellend, wechselnd)
- die Lastwechselzahl
- die Abfolge der betrieblichen Beanspruchung, Lastkollektiv

Die Ermüdungsfestigkeit lässt sich wie folgt unterteilen:

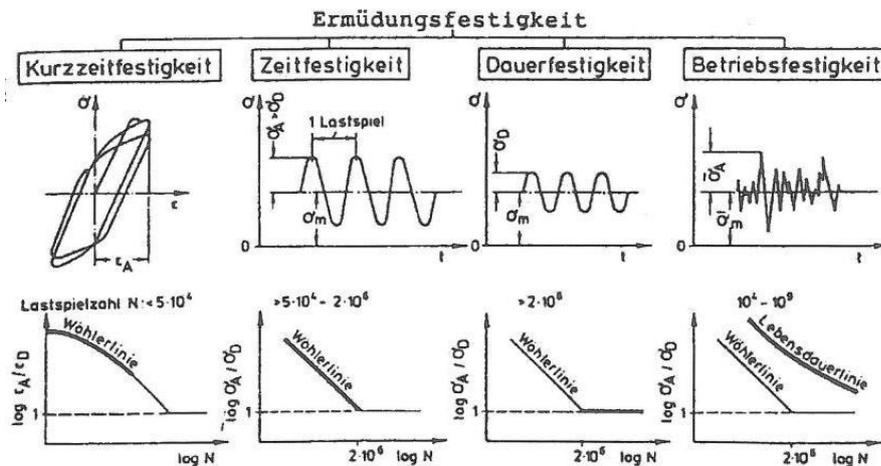


Abbildung 3-2: Ermüdungsfestigkeit [8]

In Stahlbaukonstruktionen entsteht der Ermüdungsrisse vorwiegend durch Konstruktionsdetails. Diese bewirken eine hohe Spannungskonzentration zufolge geometrischer und struktureller Kerben. Kerben sind durch die Rauheit der Walzhaut, Brennriefen, Schweißnähte, Blechdickensprünge u.a.. gegeben.

Die Betriebsfestigkeit eines Bauteils kann auf rechnerischem Weg oder auf prüftechnischem Weg erfolgen. Bei einer Rechnung werden (verallgemeinert) bei den im Betrieb auftretenden Belastungen an Stellen hoher Spannungskonzentrationen jeweils eine Vergleichsspannung für die Gesamtheit der Belastungszustände eines Lastzyklus (Belastungskollektiv) errechnet und jeweils eine Schädigung an diesen Punkten bestimmt.

Bei einer Prüfung wird die Gesamtheit der Belastungszustände anhand eines Belastungskollektivs im Prüfbetrieb abgearbeitet. Die Prüfung erfolgt unter ständiger

Überwachung (Weg, Kraft, Beschleunigungen...), um eine mögliche Schädigung sofort zu bemerken.

### 3.2.2 Wöhlerlinie

Die Wöhlerlinie stellt bekanntlich den Zusammenhang des Bauteilversagens unter zyklischer, meist sinusförmiger Belastung dar. Die Ordinate stellt die Nennspannungsamplitude bei konstanter Mittelspannung dar, bei welcher ein Bauteilversagen stattfindet. Auf der Abszisse sind die ertragbaren Schwingungszahlen aufgetragen. Die Wöhlerlinie wird aus einer Vielzahl von in der Regel streuenden Versuchen gewonnen. Die Ausgleichskurve dieser Versuche ist die Wöhlerlinie. Sie wird in einem logarithmischen Diagramm dargestellt und kann in 3

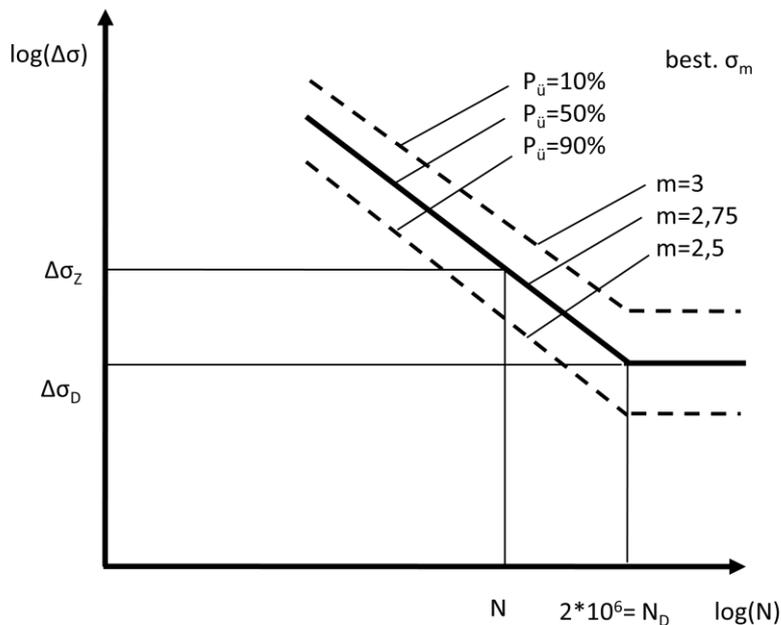


Abbildung 3-3: Wöhlerlinie

Bereiche unterteilt werden: die Kurzzeitfestigkeit, die Zeitfestigkeit und die Dauerfestigkeit. Die normierte Wöhlerlinie gilt nur für den Zeitfestigkeitsbereich. Der Neigungskoeffizient  $m$  ist abhängig vom Kerbfall, von  $P_{\dot{u}}$  (Ausfallwahrscheinlichkeit) sowie von der Art der Beanspruchung. Formel 3.1 beschreibt die zugrundeliegenden Zusammenhänge.

$$\Delta\sigma_z = \Delta\sigma_D * \left(\frac{2 * 10^6}{N}\right)^{\frac{1}{m}} \tag{3.1}$$

### 3.2.3 Schadensakkumulationshypothese nach Palmgren-Miner

Dauerschwingversuche erfolgen in der Regel durch periodisch konstante Spannungsspiele (Einstufenversuche). Für regellose Beanspruchungsfolgen wird die Wirkung auf rechnerischem Weg durch eine Schädigungshypothese ermittelt. Die lineare Schadensakkumulation sagt aus, dass jedes Teilkollektiv eine Teilschädigung hervorruft. Durch das Aufsummieren der Teilschädigungen aller Teilkollektive wird eine Gesamtschädigung gebildet. Die Schädigung ist wie folgt definiert:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} \tag{3.2}$$

$N_i$  ist die maximal ertragbare Schwingungszahl, welche sich aus einer bestimmten Belastung zufolge der Wöhlerlinie eines Bauteils ergibt. Ist die Summe aller Teilschädigungen größer als 1, tritt Bauteilversagen auf.

### 3.2.4 Dauerfestigkeit

Als Dauerschwingfestigkeit eines Werkstoffs bezeichnet man den Spannungsausschlag  $\Delta\sigma_D$  bei einer Mittelspannung  $\sigma_m$ , bei dem eine Probe unendlich oft und ohne Bruch belastet werden kann. Die Ermittlung der Dauerfestigkeit von Bauteilen erfolgt häufig mit dem Smith-Diagramm.

### 3.2.5 Festigkeitshypothesen

Für zusammengesetzte, mehrachsige Spannungszustände stehen selten entsprechende Werkstoffkennwerte zur Bildung der zulässigen Spannung zur Verfügung [14]. Um aus dem Versagen bei einachsiger Beanspruchung auf das Verhalten bei mehrachsiger Beanspruchung schließen zu können, wurden Festigkeitshypothesen entwickelt.

Das Ziel der Festigkeitshypothesen ist es, die Spannung des mehrachsigen Spannungszustandes auf eine gleichwertige einachsige Vergleichsspannung zurückzuführen. Diese Vergleichsspannung lässt sich je nach Hypothese unterschiedlich aus den Hauptspannungen berechnen (Mohr'scher Spannungskreis). Die Hauptspannungen ergeben sich aus den jeweiligen Spannungen, welche durch die Belastungen hervorgerufen werden. Die so errechnete Vergleichsspannung wird mit einer zulässigen Spannung, die aus dem einachsigen Spannungsversuch ermittelt worden ist, verglichen.

#### Normalspannungshypothese

Diese Hypothese beruht auf der Überlegung, dass bedingt durch einen mehrachsigen Spannungszustand oder einen spröden Werkstoff, mit einem Trennbruch senkrecht zur Hauptspannung zu rechnen ist. Bei einem beliebig belasteten Bauteil mit drei Hauptspannungen  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  und  $\sigma_3$  ist die größte die Vergleichsspannung.

$$\sigma_{V(N)} = \sigma_1 \leq \sigma_{zul}, \quad \text{wenn} \quad \sigma_{max} = |\sigma_1| \quad (3.3)$$

#### Schubspannungshypothese

Hier geht man von der Überlegung aus, dass bei Erreichen der Schubfließgrenze der größten Schubspannung ein Gleitbruch bzw. eine Gleitverformung verursacht wird. Als Vergleichsspannung gilt hier jene Spannung, bei der die größte Schubspannung auftritt.

Sie wird für duktile, sowie für spröde Werkstoffe mit hauptsächlich druckbeanspruchter Belastung verwendet (Behälterbau).

$$\sigma_{V(SH)} = \sigma_{max} - \sigma_{min} = 2 * \tau_{max} \leq \sigma_{zul} \quad (3.4)$$

#### Gestaltänderungsenergiehypothese

Für die Gestaltänderungsenergiehypothese wird auch der Ausdruck von Mises-Hypothese verwendet. Die Gestaltänderungsenergie bezeichnet bei einem räumlichen oder auch einachsigen Spannungszustand die für die Gestaltänderung erforderliche Energie. Sobald diese einen bestimmten werkstoffabhängigen Grenzwert überschreitet, tritt ein Versagen des Bauteils auf. Hier wird also die durch die Gestaltänderungsenergie herführende Vergleichsspannung des mehrachsigen Spannungszustandes mit dem aus dem einachsigen Spannungszustand ermittelten Grenzwert verglichen. Sie findet Anwendung bei zähen Werkstoffen, die bei plastischer Verformung versagen, sowie bei dynamischer Belastung von Bauteilen.

$$\sigma_{V(GEH)} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \leq \sigma_{zul} \quad (3.5)$$

### 3.2.6 Klassiermethoden

Diese dienen dazu, die in einem Lastzyklus auftretenden Spannungsamplituden festzuhalten. Unter den vielen Verfahren zählen vor allem die Rain-Flow-Methode und die Reservoir-Methode zu den am weitesten verbreiteten Verfahren [8].

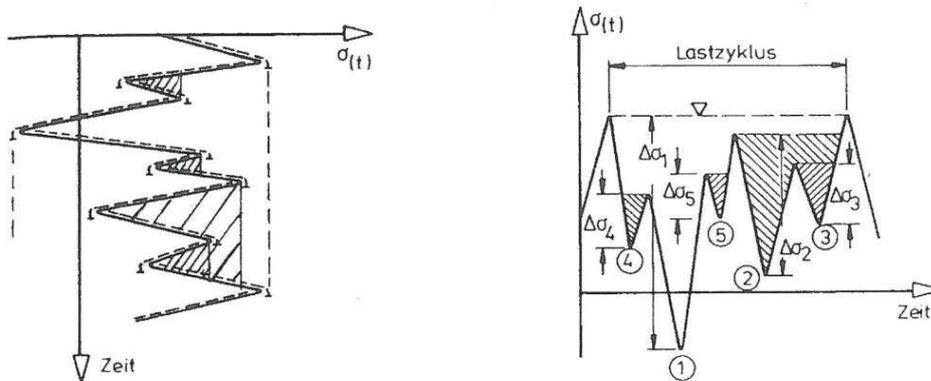


Abbildung 3-4: Klassiermethoden; links: Rain-Flow-Verfahren; rechts: Reservoir-Verfahren [8]

### 3.3 Lastzyklus

Der Ladezyklus stellt im Wesentlichen die Belastung des Radladers dar. Im Folgenden soll dieser erläutert werden, um sich die behandelten Lastfälle im nächsten Kapitel besser vorstellen zu können. In **Abbildung 3-5** ist der Standardlastzyklus eines Radladers anhand eines kurzen Y-Ladespiels dargestellt [13].

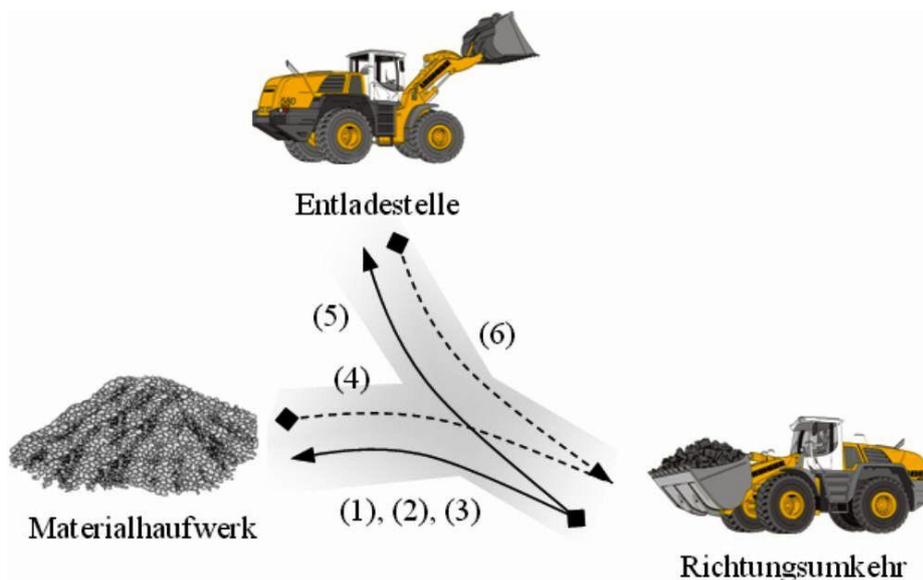


Abbildung 3-5: Y-Ladespiels [13]

Ein typisches Y-Ladespiel auf engstem Raum dauert ca. 30 Sekunden. Bei einem Ladespiel mit Transportstecken wird mit maximal drei Minuten gerechnet. Das Ladespiel setzt sich aus folgenden Teilvorgängen zusammen:

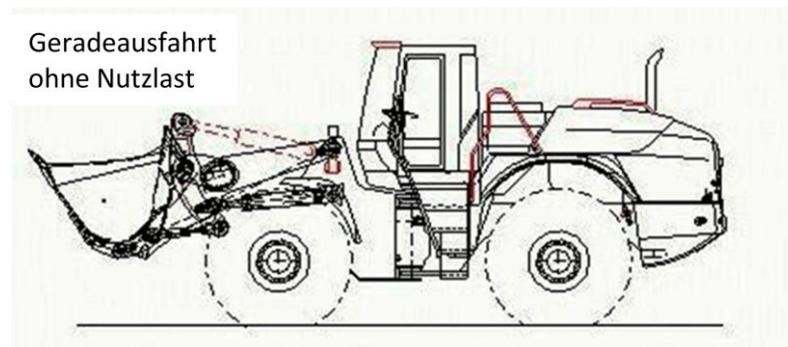
- (1) an das Haufwerk heranzufahren
- (2) in das Material einzudringen
- (3) Grab- und Schaufelfüllvorgänge
- (4) vom Haufwerk zurücksetzen

- (5) an die Endladestelle heranfahren und auskippen
- (6) an der Endladestelle in die Ausgangsposition zurücksetzen.

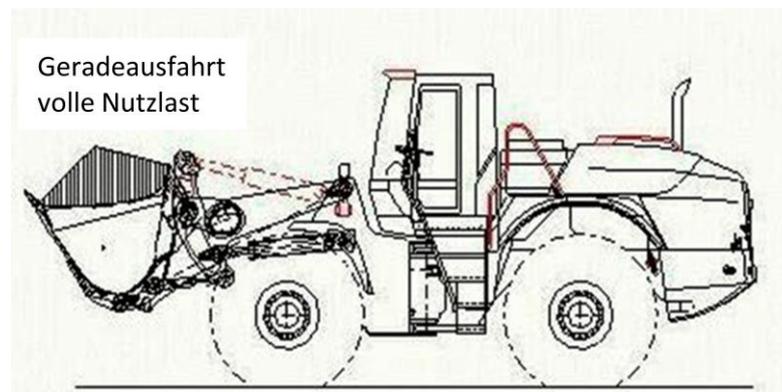
### 3.4 Hauptbelastungsfälle

Die folgenden Lastfälle wurden zum Teil messtechnisch ermittelt oder statisch aus der Gewichtsverteilung errechnet. Die Lastfälle 1-3 (**Abbildung 3-6**, **Abbildung 3-7** und **Abbildung 3-8**) und Lastfall 5 treten in kontinuierlicher Abfolge bei jedem Ladespiel auf. Die Häufigkeit der Lastfälle 4 und 6 entspricht nur einem geringen Umfang des Gesamtkollektives. Für die Gerätelebensdauer wird mit einer Betriebsstundenanzahl von 10000 gerechnet.

Geradeausfahren ohne Nutzlast (Lastfall 1) bzw. mit Nutzlast (Lastfall 2)



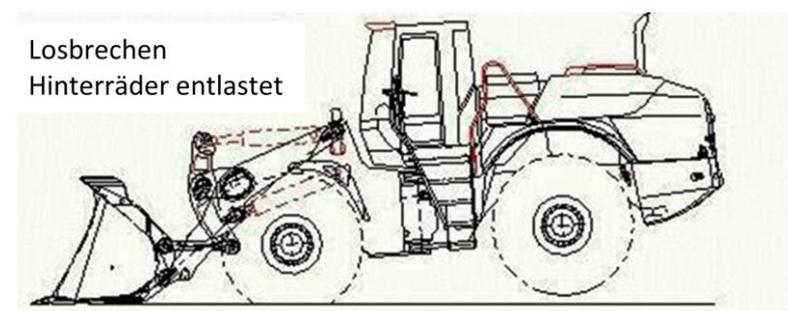
**Abbildung 3-6: Geradeausfahren ohne Nutzlast**



**Abbildung 3-7 :Geradeausfahren mit Nutzlast**

Die Beladung wirkt sich bei den Betriebszuständen aus (konstante Geschwindigkeit, Beschleunigungs- und Bremsvorgang).

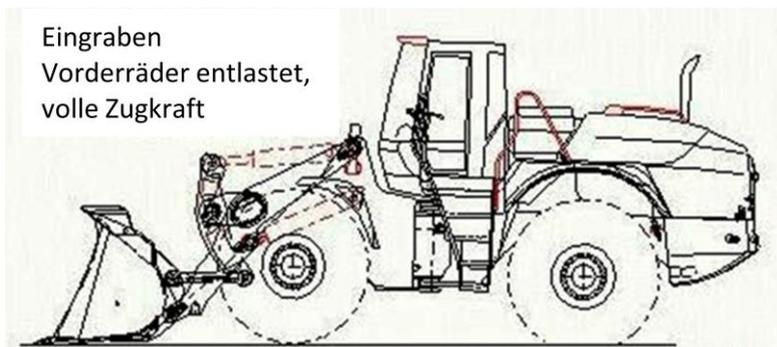
Losbrechen (Lastfall 3)



### Abbildung 3-8: Losbrechen

Das Losbrechen (**Abbildung 3-8**) ist eine der häufigsten Belastungen des Radladers, es erfolgt in der Regel bei fast jedem Arbeitsspiel. Nach dem Einfahren des Schüttgutes beim Wirken der Hubzylinder kommt es in Folge der Hubkräfte zum Abheben der Hinterachse. Dadurch steigt die Belastung im Bereich der Vorderachse. Das Knickgelenk zwischen dem Vorder- und Hinterwagen muss die gesamte Gewichtskraft des Hinterwagens aufnehmen.

### Eingraben (Lastfall 4)



### Abbildung 3-9: Eingraben

Diese Belastung tritt im Gegensatz zum Losbrechen nicht so häufig auf. Sie kann einen zeitlichen Umfang von 5% des Gesamtkollektives umfassen. Es kann beim Einfahren in das Schüttgut vorkommen, dass sich die Schaufelschneide, wenn sie nicht exakt parallel zum Untergrund steht, in den Boden eingräbt und somit die Vorderräder entlastet werden. Bei dieser Belastung wird das Knickgelenk in entgegengesetzter Richtung zum Losbrechen belastet.

### Lenken (Lastfall 5)

Die Lenkung erfolgt beim Radlader L580 mit zwei Lenkzylindern, welche als Differentialzylinder ausgeführt sind. Diese sind hydraulisch so verbunden, dass jeweils die Kolbenseite des einen Zylinders mit der Stangenseite des anderen verbunden ist. Die maximale Kraft ist vom maximalen Betriebsdruck und von der wirksamen Kolbenfläche des Zylinders abhängig. Ein Anschlagen der Kolbenfläche bei vollem Lenkeinschlag wird durch eine Endlagendämpfung verhindert. Des Weiteren ist eine Druckabsicherung vorhanden. Diese bewirkt, dass Druckspitzen durch stoßbehaftete Belastung im Fahrbetrieb (durch Druckbegrenzungsventile) abgebaut werden können. Die Ölversorgung der Lenkzylinder erfolgt über eine Bedarfsteuerung (Load Sensing).

Es stellt sich somit je nach Untergrundbeschaffenheit und Geschwindigkeit eine bestimmte Lenkkraft ein.

### Lenken mit Stoß (Lastfall 6)

Mit Stoß ist der Fall gemeint, bei dem der Zylinder schlagartig in die Endlagendämpfung einfährt. Hierbei können im Dämpfungsraum (Kolbenseite im eingefahrenen Zustand) hohe Druckspitzen auftreten.

Dieser Fall kann bei einer Fehlbedienung auftreten. Beim schnellen Rückwärtsfahren und schnellen Lenkbewegungen sowie bei Lenkbewegungen während des Losbrechens wird hier durch die Trägheitskräfte des Hinterwagens die Endlagendämpfung des Zylinders schlagartig erreicht. Die Berücksichtigung der Druckspitzen erfolgt in der Berechnung mit einem Stoßfaktor ( $2,5 \cdot \text{maximaler Betriebsdruck}$ ). Dadurch ergibt sich ein Druck von ca. 525bar.

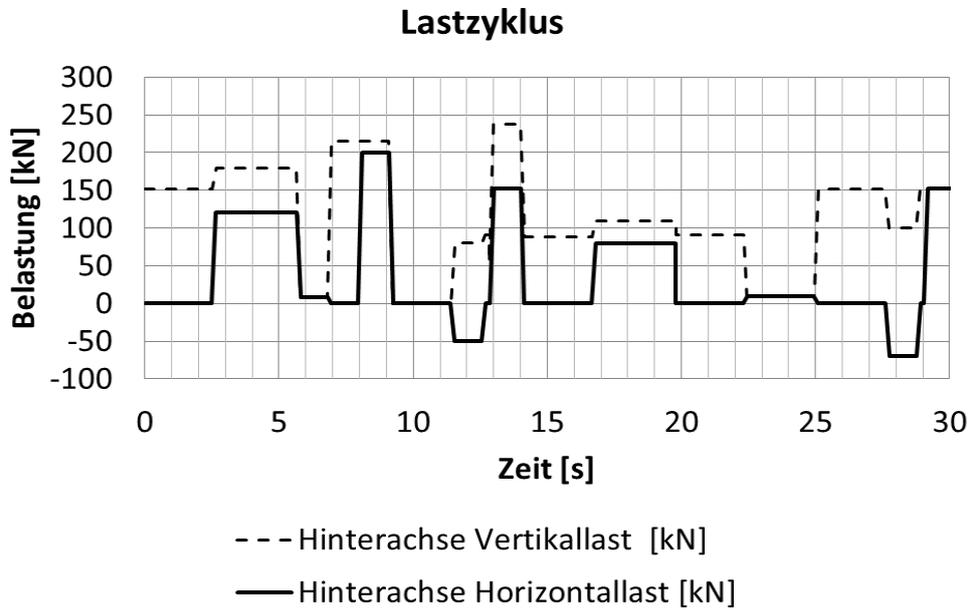
### 3.4.1 Lastkollektiv (fiktives Lastkollektiv)

Die **Tabelle 3-1** und die **Abbildung 3-10** und **Abbildung 3-11** zeigen ein theoretisches fiktives Lastkollektiv zufolge der Hauptbelastungsfälle anhand eines Y-Ladespiels. (In den dargestellten Lastkollektiven ist der Verlauf rein qualitativ dargestellt)

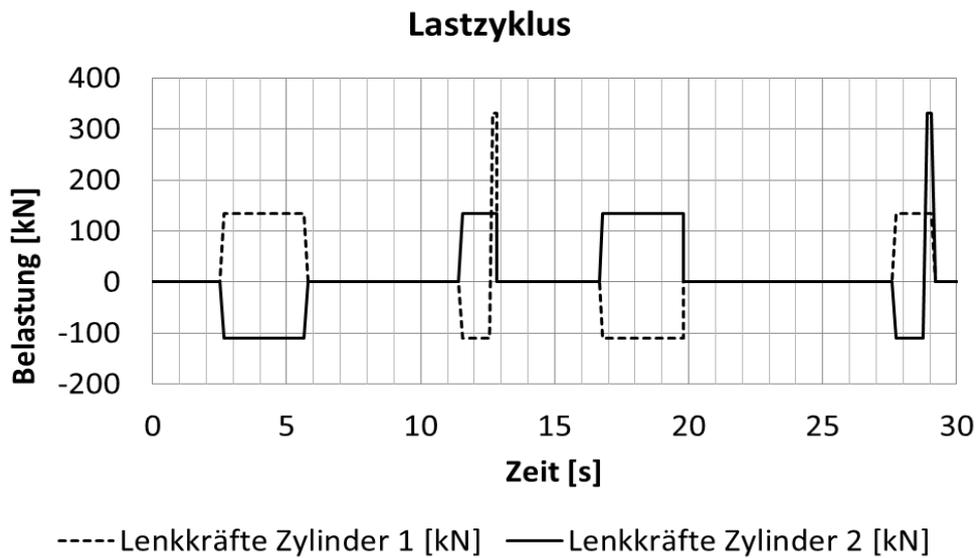
Belastung am der Hinterachse																			
	Gerät leer	Beschl. vorwärts	Bremsen vorwärts leer	Ein- graben mit Zugkraft	Los- brechen mit Zugkraft	Beschl. Rück- wärts	be- ladene Fahrt ohne Stoß	be- ladene Fahrt mit Stoß	Bremsen rück- wärts voll	Gerät beladen	Beschl. vorwärts beladen	be- ladene Fahrt	Bremsen vor- wärts voll	Gerät leer	Beschl. Rück- wärts leer	Bremsen rück- wärts leer	Bremsen rück- wärts leer		
	0	1	1.1	2	3	3.1	4	4.1	4.2	4.3	4.4	5.1	5.2	5.3	5.4	6	6.1	6.2	
Zyklus																			
Hinter- achse Vertikal- last [kN]	151	180	8	215	0	0	80	91	54	238	88	110	91	10	151	100	151	238	
Hinter- achse Horizontal- last [kN]	0	120	8	0	0	0	-50	0	0	152	0	80	0	10	0	-70	0	152	
Belastung am Lenkzylinder																			
	normaler Betrieb	Lenken mit Stoß																	
	1	1.1	2	2.1	3	3.1	4	4.1	4.2	4.3	4.4	5.1	5.2	5.3	5.4	6	6.1	6.1	
Zyklus																			
Lenkkräfte Zylinder 1 [kN]	135	0	0	0	0	0	0	330	0	0	0	-110	0	0	0	0	135	0	
Lenkkräfte Zylinder 2 [kN]	-110	0	0	0	0	0	0	135	0	0	0	135	0	0	0	0	330	0	

Tabelle 3-1: Lastkollektiv anhand eines Y-Ladespiels (30 Sekunden)

Im vereinfachten Ladespiel tritt der Sonderfall des Eingrabens bzw. das Lenken mit Stoß bei jedem Lastzyklus auf. Bei einer Messung würden die Belastungen im Lastkollektiv wahrscheinlich niedriger ausfallen, da die gewählten Hauptbelastungen im Bereich der höchstmöglichen Belastung liegen.



**Abbildung 3-10: Lastzyklus der Hinterachsenkräfte anhand eines Y-Ladespiels**



**Abbildung 3-11: Lastzyklus der Lenkkräfte durch die Lenkzylinder anhand eines Y-Ladespiels**

## 3.5 Hydraulikkonzepte

In diesem Kapitel werden prinzipielle Schaltungsvarianten elektrohydraulischer Antriebe sowie die dafür notwendigen Begriffsdefinitionen erläutert [4] [22].

### 3.5.1 Widerstandssteuerung

Die Widerstandssteuerung beruht auf dem Prinzip der stetigen Veränderung des Strömungsquerschnitts. Sie erfolgt in der Regel durch den Steuerschieber eines Stetigventils. Die meist scharfkantig ausgeführten Steuerschieber dienen als einstellbare Widerstände. Sie haben eine blendenförmige Widerstandscharakteristik (Kapitel 3.6.4). Die Signaleinleitung ist mit der Energieübertragung verknüpft. Somit lässt sich ein schneller und genauer Eingriff in den Wirkungsablauf erzielen. Die Drosselung im Hauptstrom verursacht jedoch einen großen Energieverlust [4].

### 3.5.2 Verdrängersteuerung

Die Verdrängersteuerung beruht auf dem Prinzip der stetigen Veränderung des Arbeitsvolumens. Sie erfolgt durch stufenloses Verstellen des Hubraums einer Verdrängereinheit (z.B.: Axialkolbenpumpe). Die Signaleinleitung ist hier mit der Energieumformung verknüpft. Dies führt zu einer weniger guten Dynamik im Gegensatz zur Widerstandssteuerung. Der Eingriff in den Wirkungsablauf lässt sich jedoch ohne Einbauteil im Hauptstrom (z.B.: Stetigventile) erzielen. Die Steuerung mittels Hubverstellung verursacht lediglich geringen Energieverlust durch Nebenstromdrosselung. Die zur Hubverstellung benötigte widerstandsgesteuerte hydraulische Stelleinrichtung befindet sich im Nebenstrom. Die Stelleinrichtung begrenzt die Dynamik durch ihre Trägheit [4].

### 3.5.3 Konstantdrucksystem

Im Konstantdrucksystem ist der Druck an der Druckquelle trotz unterschiedlicher Volumenstromabgabe an mehrere Verbraucher konstant, sofern die Pumpe mehr liefern kann als der Summenverbrauch beträgt (Es ist mit einem elektrischen Gleichstromsystem vergleichbar). Es müssen alle Verbraucher in Kombination mit der Steuereinrichtung auf gleichen Systemdruck ausgelegt werden. Die Pumpe, die eine Volumenstromquelle darstellt, muss mit einer Druckregelung ergänzt werden. Im einfachsten Fall passiert das mit einer Konstantpumpe und einem Druckbegrenzungsventil. Des Weiteren wird die Leistung der Pumpe durch den benötigten Volumenstrom aller gleichzeitig in Arbeit befindlichen Verbraucher vorgegeben [22].

### 3.5.4 Konstantstromsystem

Eine typische Struktur solcher Kreisläufe stellen eine Pumpe und ein hydraulischer Motor dar. Bei richtiger Dimensionierung liefert die Pumpe einen vom Anlagendruck nahezu unabhängigen Volumenstrom. Der Druck baut sich in Abhängigkeit von den Strömungswiderständen, dem Verbraucher und den zu überwindenden Gegenkräften auf. Das System kann in einem offenen oder in einem geschlossenen Kreislauf aufgebaut werden. Die Steuerung des Volumenstroms kann zum Beispiel durch eine verstellbare Pumpe oder durch einen Bypass erfolgen. Ein Nachteil der Volumenstromquellen ist, dass ohne Prioritätsventile nur ein Verbraucher angesteuert werden kann [22].

### 3.5.5 Schaltungskonzept elektrohydraulischer Antriebe

Die Konzepte elektrohydraulischer Antriebe gliedern sich in der Art der Steuerung des Volumenstroms und der Art der Speisung mit hydraulischer Energie [4]. Hier werden Systeme unterschieden, bei denen der Volumenstrom durch Widerstands- oder Verdrängersteuerung stetig beeinflusst wird. Des Weiteren wird noch zwischen Konstantstromsystem und Konstantdrucksystem unterschieden.

Aus einer Kombination der Arten der Steuerung und der Energieeinspeisung können vier grundlegende Schaltungen gebildet werden (**Abbildung 3-12**).

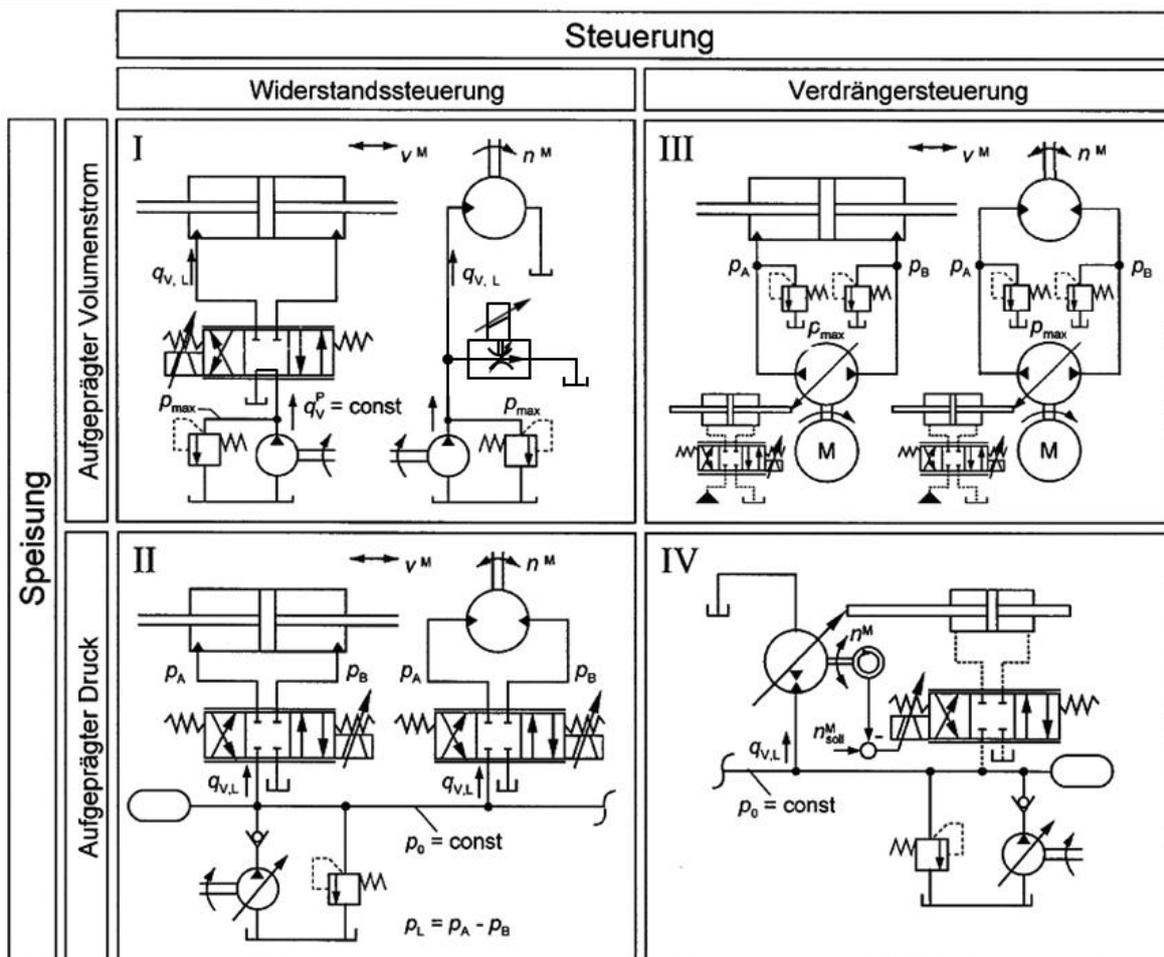


Abbildung 3-12: Grundlegende vereinfachte Schaltungskonzepte [4]

### 3.5.6 Widerstandssteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom

Hier wird ein konstanter Volumenstrom durch eine Konstantpumpe bereitgestellt. Der Volumenstrom wird über die Steuerkanten am Schieber eines Stetigventils gedrosselt [4]. Der Förderstrom wird je nach Bedarf in den Schluckstrom zum Verbraucher und in einen Reststrom, der zum Tank fließt, aufgeteilt. Dieser Reststrom setzt permanente geöffnete Widerstände voraus. Der Versorgungsdruck stellt sich in Abhängigkeit der Verbraucherlast ein, sodass eine Maximaldruckabsicherung über ein Druckbegrenzungsventil vorzusehen ist.

Vorteile:

- gute Dynamik

Nachteile:

- hohe Energieverluste

- nur ein Verbraucher steuerbar
- negative Profilüberdeckung  
notwendig, in der Regel keine  
Proportionalventile

### 3.5.7 Widerstandssteuerung mit aufgeprägtem Druck

Hier steht die hydraulische Energie auf konstantem Druckniveau bereit. Das Stetigventil entnimmt nur den benötigten Volumenstrom [4]. Im einfachsten Fall ist die Versorgung durch eine Konstantpumpe gegeben. Es wird somit der gesamte überschüssige Volumenstrom über das Druckbegrenzungsventil dem Tank zugeleitet. Die steuernden Widerstände können somit geschlossen sein (Nullüberdeckung, positive Überdeckung). Hier fällt jedoch ein entsprechender Anteil als Verlustwärme an. Energetisch günstiger ist die Verstellpumpe mit Hydrospeicher, denn hierbei passt sich der Volumenstrom über die Versorgung dem Bedarf an.

Die Ventilsteuerung zeichnet sich durch sehr gutes Zeitverhalten aus, da beim Stellen nur kleine Massen über kurze Wege zu bewegen sind. So eignet sich diese Variante prinzipiell für die Antriebsregelung anspruchsvoller Aufgaben. Vor allem mit Servoventilen ist eine Lage-, Geschwindigkeits-, Kraft- oder Druckregelung möglich. Andererseits muss die Antriebsleistung gegenüber der Nutzleistung um den Druckabfall des Ventils höher sein. Des Weiteren ist es notwendig die anfallende Abwärme durch Kühlung abzuführen. Das Prinzip Widerstandssteuerung bleibt somit Anwendungen vorbehalten, bei denen die hohe Systemdynamik eine der Hauptanforderungen darstellt.

Vorteile:

- gute Dynamik
- mehrere Verbraucher ansteuerbar

Nachteile:

- hohe Energieverluste
- es ist eine Kühlung notwendig

### 3.5.8 Verdrängersteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom (Primärsteuerung)

Hier wird nur so viel hydraulische Energie bereitgestellt, wie der Verbraucher nach anstehender Last und zurückzulegendem Weg zuzüglich auftretender Verluste anfordert. Dies erfolgt über eine Pumpe, deren Volumenstrom einstellbar ist [4]. Die Einstellung des Förderstroms erfolgt, in dem man das Fördervolumen (Verstellpumpe) oder die Antriebsdrehzahl des Elektromotors ändert. Man spricht hier von pumpengesteuerten Antrieben. Die typische Anwendung der Pumpensteuerung ist der hydrostatische Antrieb im geschlossenen Kreislauf. Wird die Pumpe mit einer elektrohydraulischen Stelleinrichtung versehen, so können mit entsprechenden Sensoren unterschiedliche Pumpenregelungen, z.B. für Volumenstrom, Druck oder Leistung verwirklicht werden.

Vorteile:

- kleine Nebenstromverluste

Nachteile:

- jeder Verbraucher benötigt eine eigene Volumenstromquelle
- begrenzte Dynamik

### 3.5.9 Verdrängersteuerung mit aufgeprägtem Druck (Sekundärsteuerung)

Hier wird ein Konstant-Drucknetz vorausgesetzt. Eine drosselfreie Leistungsentnahme im offenen Kreislauf wird durch sekundärseitige Verdrängereinheiten (Motoren) erreicht [4]. Der Volumenstrom des Motors ist durch Änderung des Schluckvolumens einstellbar (Verstellmotor). Durch Verstellen des Schluckvolumens entnimmt der Motor dem Netz nur die lastseitig angeforderte Energie (Schluckvolumen mal Druck). Man spricht hier von Antrieb mit Motorregelung. Wird der Verstellmotor mit einer elektrohydraulischen Stelleinrichtung ausgerüstet (Servomotor), erhält man einen geregelten hydraulischen Antrieb. Die Motorregelung ermöglicht den Parallelbetrieb mehrerer Motoren unterschiedlicher Auslastung. Die von nur einer gemeinsamen Versorgungsleitung gespeisten Sekundäreinheiten können mit Drehzahl-, Drehwinkel-, Momenten- oder Leistungsregelung betrieben werden.

Vorteile:

- geringe Verluste
- Parallelbetrieb mehrerer Verbraucher möglich

Nachteile:

- jeder Verbraucher benötigt eine eigene Volumenstromquelle
- für Differentialzylinder nicht anwendbar
- außer durch Verwendung eines Hydrotransformators

## 3.6 Ventiltechnik

In diesem Kapitel werden allgemeine und für die Auswahl eines Ventils hilfreiche Begriffe erläutert. Zusätzlich wird auf die Grundlagen für das im Hydraulikkonzept bzw. im Prüfstand verwendete 3-Wege-Druckminderventil eingegangen.

### 3.6.1 Stetigventile

Der Begriff Stetigventil umfasst die Proportionalventile und die Servoventile (Kapitel 2.1.2). Stetigventile lassen im Gegensatz zu Schaltventilen einen stetigen Übergang der Schaltstelle zu und ermöglichen somit eine Einstellung des Volumenstroms [48]. Sie lassen sich in Proportionalventile, Proportionalregelventile und Servoventile unterteilen.

### 3.6.2 Proportionalventile

Die Proportionalventiltechnik wird als das Bindeglied zwischen Schalt- und Regelungstechnik in der Hydraulik verstanden [1]. Der Proportionalmagnet erzeugt proportional zu einem Eingangsstrom eine Ausgangsgröße wie z.B. Kraft oder Weg und dies bewirkt am Schieber einen fluidischen Ausgang in Form von Druck oder Volumenstrom.

Proportionalventile unterscheiden sich vom Standard-Hydraulik-Programm nicht wesentlich, da relativ viele Teile oder Baugruppen übernommen wurden. Sie werden häufig mit Ansteuerelektronik, welche gerätespezifisch auf das jeweilige Ventil ausgelegt ist, angeboten.

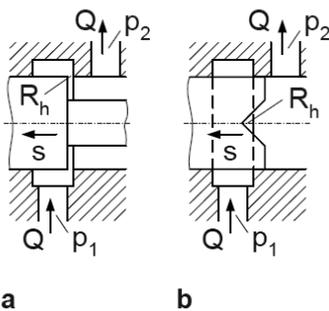
### 3.6.3 Proportionalregelventile (Regelwegeventile)

Sie sind aus der konsequenten Weiterentwicklung der Proportionalventile hervorgegangen und unterscheiden sich im Wesentlichen von den Proportional-Wegeventilen durch eine Nullüberdeckung in der Mittelstellung des Steuerkolbens. Regelventile besitzen grundsätzlich eine interne Lageregelung des Magneten [11].

Durch die stetige Weiterentwicklung werden statische und dynamische Kennwerte erreicht, die jenen der Servoventile im unteren und mittleren Frequenzspektrum kaum nachstehen.

### 3.6.4 Vorgang an der Steuerkante des Ventils

Die Steuerkanten des Ventils dienen vor allem zur Steuerung von Volumenstrom und Druck [4] [22]. Steuerkanten sind Drosselstellen. Bei Stetigventilen ist durch den Proportionalmagneten jede Zwischenstellung möglich (**Abbildung 3-13**).



**Abbildung 3-13: Ausführungsbeispiele einer Steuerkante [22]**

Diese Drosselstelle besitzt in der Regel die Eigenschaften einer Blende. Die Blende ist bekanntlich durch den Zusammenhang

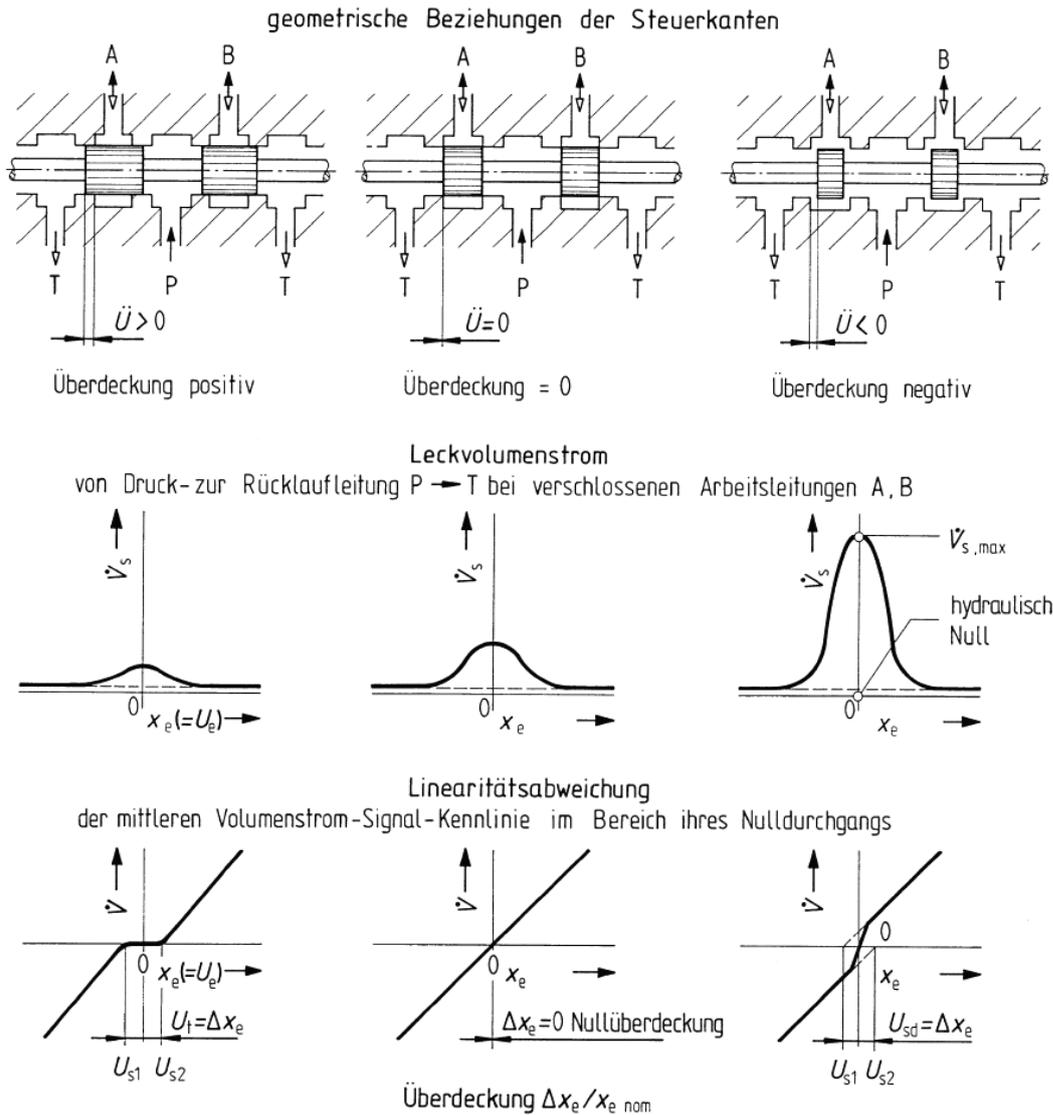
$$Q = \alpha * A_{Dr} * \sqrt{\frac{2 * \Delta p}{\rho}} \quad (3.6)$$

definiert. Blenden sind nahezu viskositätsunabhängig bzw. unabhängig von der Re-Zahl. Das heißt, dass der Durchflussbeiwert  $\alpha$  nur von der Geometrie abhängt. Er liegt im Bereich von  $0,6 < \alpha < 1$ . Dabei ist  $A$  der engste Querschnitt, durch den das Fluid treten muss. Beim Kolbenlängsschieber hat die Fläche  $A$  näherungsweise die Form eines Zylindermantels. Der Zylindermantel ist durch den Kolbenschieberumfang mal der Spalllänge gegeben. Aus der obigen Beziehung ist leicht zu erkennen, dass der Volumenstrom vom Differenzdruck und vom Steuerspalt abhängig ist.

Je nach Einsatzbereich des Stetigventils besteht es aus mehreren Steuerkanten. Bei einem einfachen Proportionalventil wird im Arbeitsbereich nur eine Steuerkante stetig verändert. Die anderen sind entweder verschlossen oder im Verhältnis weit offen. Bei einem Stromteiler-Ventil sind zwei Steuerkanten und bei einem Servoventil oder Proportionalregelventil sind vier Steuerkanten im Einsatz. Proportionalventile besitzen meist aufgrund einer möglichst geringen Leckage in Nullstellung eine ausgeprägte Totzone zwischen den Steuerkanten, welche von einer positiven Überdeckung herrührt.

### 3.6.5 Überdeckung

Die wirksame Dichtlänge des Drosselspaltes zwischen zwei Druckräumen wird bei Ventilen als Überdeckung bezeichnet [4] [22]. Hier kann zwischen positiver, negativer und Nullüberdeckung unterschieden werden. Des Weiteren kann die Überdeckung je nach Schaltstellung in eine Überdeckung in Ruhelage und in eine Überdeckung im geschalteten Zustand, der Schaltüberdeckung, unterschieden werden.



**Abbildung 3-14: Überdeckungsverhältnisse [4]**

Durch die positive Überdeckung von Proportionalventilen folgt nur ein kleiner Leckvolumenstrom in Mittelstellung. Durch die Totzone können während des Stellens Flüssigkeitsschwingungen mit Druckspitzen auftreten. Die Höhe der Druckspitzen ergibt sich durch den Nennvolumenstrom und die Stellzeit. Linearität des Volumenstroms und des Kolbenschieberweges um den Nullbereich ermöglichen (verbessern) eine Lage- und Druckregelung. Eine negative Überdeckung hat große Leckvolumenströme zur Folge (**Abbildung 3-14**, rechts). Weiters weist die Druck-Signal-Weg-Kennlinie eine geringe Steigung auf, was eine geringere Laststeifigkeit bedeutet.

### 3.6.6 Hysterese

Die Hysterese ist die maximale prozentuale Abweichung der elektrischen Stromstärke bei gleichem Durchfluss oder Druck, beim Durchfahren der Kennlinie von Null auf Maximum und von Maximum auf Null, bezogen auf die Endwerte [11].

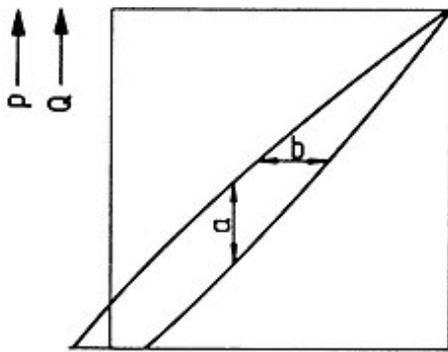


Abbildung 3-15: Hysterese [27]

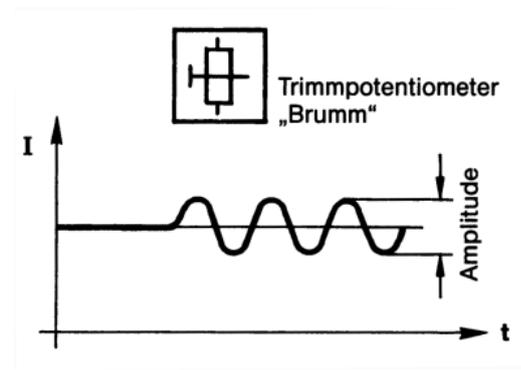


Abbildung 3-16: Dither-Signal [11]

### 3.6.7 Dither-Signal (Brumm-Signal)

Ein Brumm- oder Dither-Signal wird dem Ventilstrom überlagert um das Hysterese-Verhalten des Ventils zu verbessern. Es hat den Zweck, den Magnetanker und den Steuerkolben in Schwingung zu versetzen und damit den Einfluss der Haftreibung zu umgehen. Dadurch wird die Hysterese verkleinert. Um einerseits ein Haften des Ventilkolbens zu vermeiden und andererseits keine großen Auswirkungen auf die Ventilkolbenposition zu verursachen, muss eine genaue Abstimmung der Frequenz und der Amplitude erfolgen.

### 3.6.8 Ansprechempfindlichkeit

Sie bezeichnet jene Änderung des Eingangssignals (Stromstärke), welche erforderlich ist, um eine messbare Änderung des Ausgangssignals zu erzeugen. Hierbei wird das Signal von einem bestimmten Haltepunkt aus in gleicher Richtung verändert, von der der Haltepunkt angesteuert wurde.

Die Angabe erfolgt entweder in % oder in mA des Nennstroms

$$\text{Ansprechempfindlichkeit} = \frac{\Delta I_A}{I_N} * 100\% \tag{3.7}$$

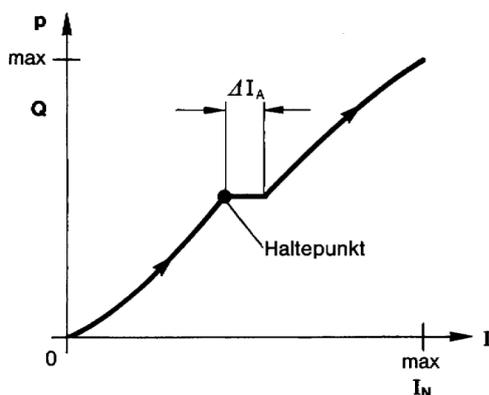


Abbildung 3-17: Ansprechempfindlichkeit [11]

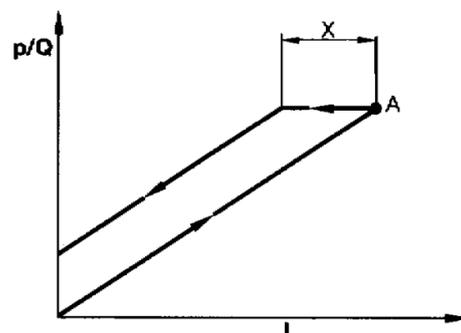


Abbildung 3-18: Umkehrspanne [11]

### 3.6.9 Umkehrspanne

Sie bezeichnet jene Änderung des Eingangssignals (Stromstärke), welche erforderlich ist, um eine messbare Änderung des Ausgangssignals zu erzeugen. Hierbei wird das Signal von einem bestimmten Haltepunkt aus in entgegengesetzter Richtung verändert, von der der Haltepunkt angesteuert wurde.

Die Angabe erfolgt entweder in % oder in mA des Nennstroms

$$\text{Umkehrspanne} = \frac{\Delta I_A}{I_N} * 100\% \quad (3.8)$$

### 3.6.10 Wiederholgenauigkeit

Die Wiederholgenauigkeit ist jener abweichende Wert vom Ausgangssignal, der sich ergibt, wenn ein Einstellwert auf sein Minimum reduziert und danach wieder der Ausgangswert angesteuert wird. Er wird in Prozent des Einstellwertes angegeben (z.B.: %p<sub>v</sub>).

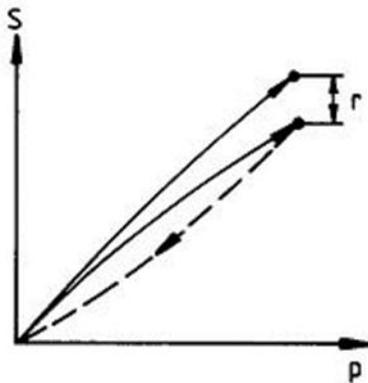


Abbildung 3-19:  
Wiederholgenauigkeit [28]

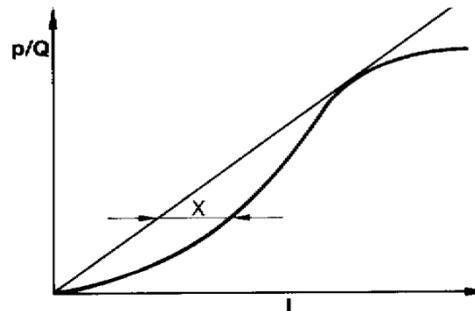


Abbildung 3-20: Linearität [11]

### 3.6.11 Linearität

Progressive oder degressive Abweichung x einer Geraden.

### 3.6.12 Sprungantwort

Die Ansprechzeit stellt die Verzögerung dar, bei der das Ventil 90% des eingestellten Wertes nach einer Änderung des Steuersignals erreicht. Diese kann für eine Änderung des Steuersignals von 0-100 sowie von 100-0% angegeben werden.

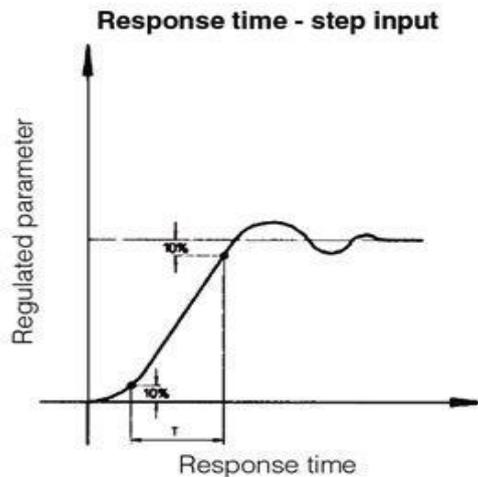


Abbildung 3-21: Ansprechzeit [23]

### 3.6.13 Bodediagramm/Eckfrequenz

Die Dynamik eines Ventils kann aus dem Frequenzgang und dem Phasengang abgelesen werden. Diese beiden Kurven, in einem Diagramm zusammengefasst, werden Bode-Diagramm (**Abbildung 3-23**) genannt. Der Frequenzgang beschreibt den Zusammenhang zwischen einer sinusförmigen Schwingung am Eingang und am Ausgang (Amplitudenverhältnis) eines Ventils als Funktion der Frequenz.

$$\Lambda = 20 * \lg \frac{x_a}{x_e} [dB] \tag{3.9}$$

Der Phasengang (**Abbildung 3-22**) beschreibt die Phasenverschiebung  $\phi$  als Funktion der Frequenz.

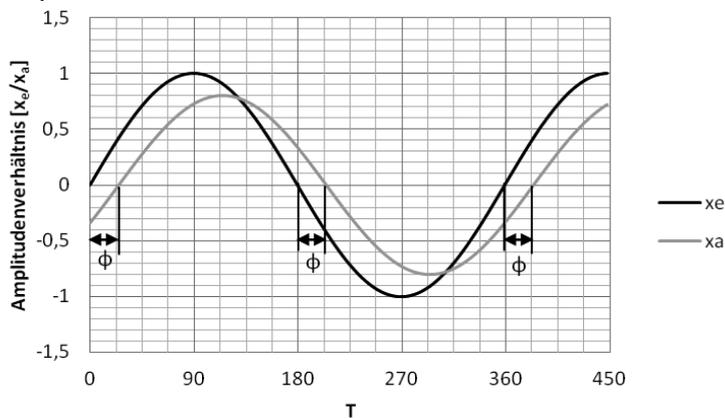


Abbildung 3-22: Phasenverschiebung

Ab einer bestimmten Frequenz stellen sich ein zunehmender Amplitudenabfall sowie eine zunehmende Phasenverschiebung ein. Die Eckfrequenz (**Abbildung 3-23**) wird durch jenen Punkt definiert, bei dem der Amplitudengang -3dB beträgt.

$$\Lambda = 10 \frac{-3dB}{20} = 0,707$$

Bei -3dB beträgt die Ausgangsgröße nur mehr ca. 70% von der Eingangsgröße.

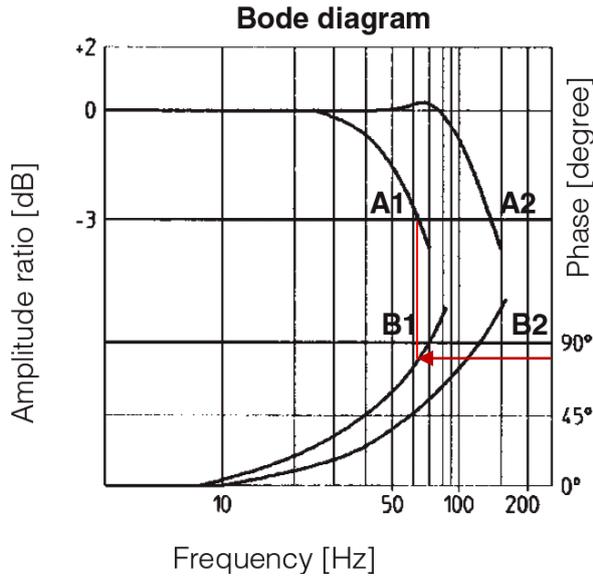


Abbildung 3-23: Amplitudenfrequenzgang und Phasengang eines Servoventils [23]

### 3.6.14 Gegenüberstellung Proportionalventile vs. Servoventile

	Proportionalventil	Servoventil
Statische Kenngrößen		
Druckabfall bei Nenndurchfluss $\Delta p$	8 (10)bar	70 bar
Hysterese	ca. 1%	0,1%
Überdeckung, Filterfeinheit	0-20%, 5-10 $\mu$ m	-5 bis 5 $\mu$ m, $\beta_3 > 100$
Dynamische Kenngrößen		
Sprungantwort	40-60ms	< 5 bis 10ms
Grenzfrequenz bei 90° Phasenverschiebung	10 bis 15Hz	60 bis 100Hz (500Hz)
Elektronik	Relativ einfach, fast immer stabil, einfache Handhabung	Für jeden Einsatzfall speziell projektiert

Tabelle 3-2: Gegenüberstellung - Proportionalventile vs. Servoventile [11]

### 3.6.15 Proportionalmagnet

Der Proportionalmagnet hat hohe Stellkräfte bei relativ großen Hübten, was einen Vorteil gegenüber anderen elektromechanischen Umformern darstellt [11]. Proportionalmagnete verwendet man um elektrische Steuersignale in eine proportionale mechanische Kraft umzusetzen. Im Idealfall sollte der Magnet eine waagrechte, leicht fallende, möglichst

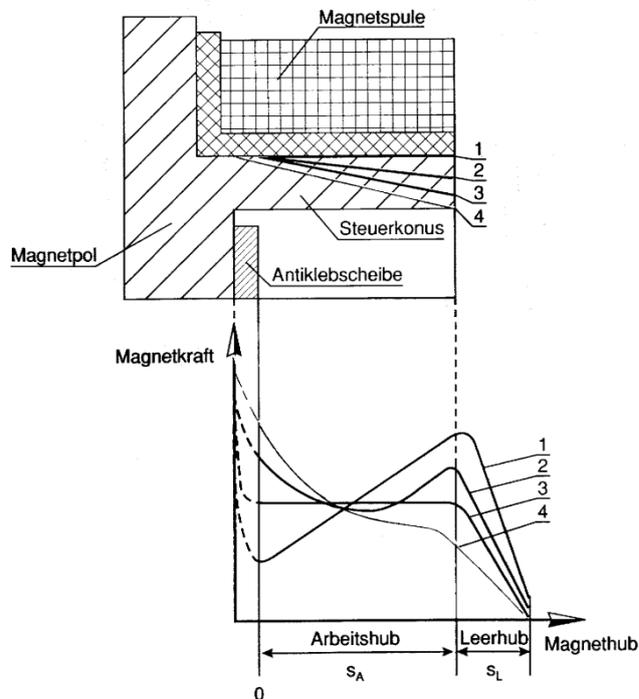
konstante Kennlinie aufweisen (**Abbildung 3-24**). Dies kann durch konstruktive Maßnahmen am Magnetpol annähernd eingestellt werden. Durch die Verjüngung des Magnetpoles zu einem Konus, zusätzlicher Ausdrehung am Pol und einer Ausfütterung mit unmagnetischen Antiklebscheiben wird erreicht, dass sich der magnetische Fluss linear mit dem Hub ändert und somit die Magnetkraft über dem Hub konstant bleibt.

Die Kurve lässt sich in verschiedene Bereiche untergliedern.

- Bereich I: Leerhub, es wird keine nutzbare Arbeit verrichtet.
- Bereich II: Arbeitshub
- Bereich III: Endhub

In der Regel ist die Änderung der Magnetkraft durch Stromänderung der durch Spannungsänderung vorzuziehen, da sich durch die Erwärmung der Magnetspule bei der Spannungsänderung die Magnetkraft ändert.

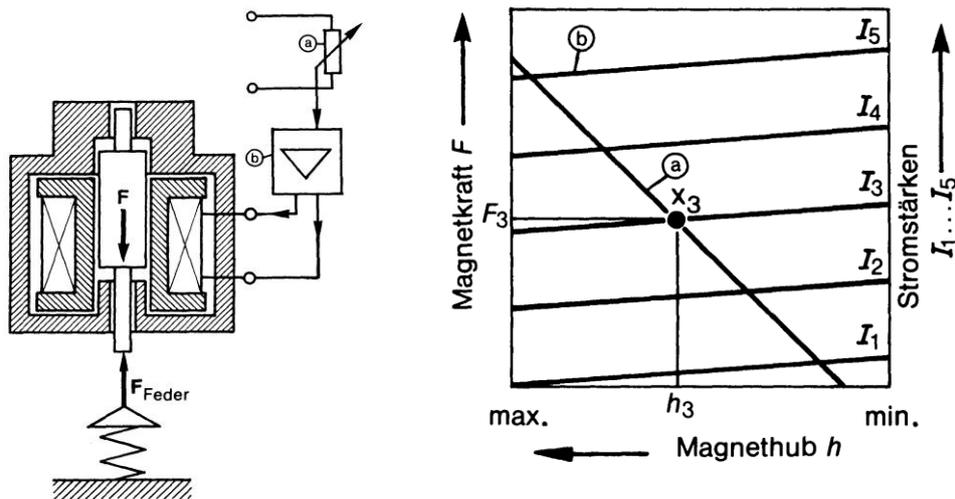
Die Einstellung des Stromes erfolgt durch Pulsweitenmodulation (PWM). Beim Proportionalmagnet muss in jedem Augenblick ein Kräftegleichgewicht zwischen Magnet und Gegenkraft herrschen, da im Unterschied zum Schaltmagnet alle Zwischenstufen der Ankerbewegung wichtig sind.



**Abbildung 3-24: Ausführung eines Proportionalmagneten [11]**

In der Proportionaltechnik wird zwischen hub - und kraftgesteuerten Magneten unterschieden.

### 3.6.15.1 Hubgesteuerte Proportionalmagnete



**Abbildung 3-25: Hubgesteuerter Proportionalmagnet ohne Lageregelung [11]**

Bei hubgesteuerten Magneten wirkt die Magnetkraft gegen eine Feder. Die Magnetkraft-Magnethubkennlinie verläuft über dem Arbeitsbereich nahezu waagrecht (**Abbildung 3-25**). Die Magnetkraft wird nur über den Strom  $I$  bestimmt. Wird der Strom erhöht, stellt sich eine Magnetkraft am Anker ein, die der Federkraft entgegen wirkt. Wenn beide Kräfte im Gleichgewicht sind, stellt sich zufolge der Federkennlinie ein bestimmter Hub ein. So ergibt sich annähernd proportional zu einem bestimmten Strom ein bestimmter Hub.

Hubgesteuerte Magnete werden vorwiegend für direkt betätigte Wege- und Stromventile verwendet. Bei der Verwendung in Druckventilen hat das hubgesteuerte Magnetsystem gegenüber dem kraftgesteuerten den Nachteil, dass die Genauigkeit der Druckeinstellung von der Federqualität und der Federsetzung abhängig ist.

### 3.6.15.2 Hubgesteuerte Proportionalmagnete mit Lageregelung

Hier wird der Hub des Ankers über einen elektrischen Wegaufnehmer erfasst und mit einem vorgegebenen Sollwert verglichen. Durch die Lageregelung werden eine sehr kleine Hysterese und eine gute Wiederholgenauigkeit erreicht. Des Weiteren kann auch bei kleinem Verfahrweg des Magnetankers die gesamte Magnetkraft genutzt werden. Dadurch steht zur Überwindung der Haft- und Strömungskräfte die gesamte Magnetkraft zur Verfügung und bewirkt eine bessere Dynamik.

### 3.6.15.3 Kraftgesteuerte Proportionalmagnete

Hier wirkt die Magnetkraft direkt auf den Kolben. Der Magnetanker führt bei der Veränderung des Stromes und damit der Magnetkraft keinen Hub aus. Erst wenn die Druckkraft vor dem Sitzventil größer als die Magnetkraft ist, hebt der Kegel vom Sitz ab. Der Arbeitshub ist sehr gering. Durch die kleine Hubarbeit ist das Bauvolumen kraftgesteuerter Magnete klein. Kraftgesteuerte Magnete (**Abbildung 3-26**) werden fast ausschließlich für Druckventile als Vorsteuerung verwendet.

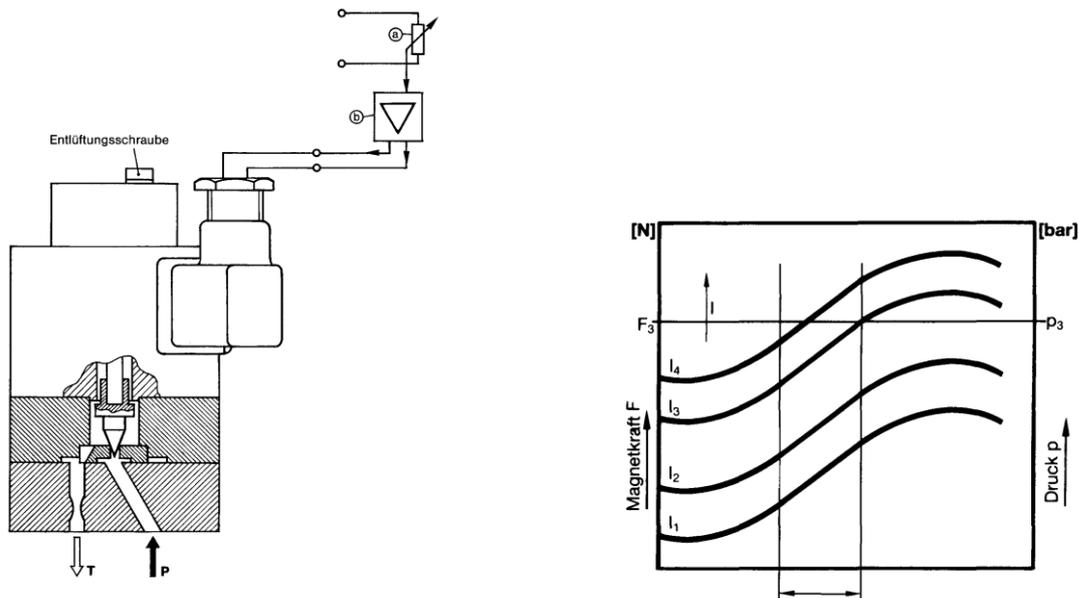


Abbildung 3-26: Kraftgesteuerter Proportionalmagnet [11]

### 3.6.16 Aufbau/Funktion von Druckminderventilen

Das Druckminderventil dient zur Konstanthaltung des Druckes in einem Systemzweig. Es regelt den Druck auf der Sekundärseite des Ventils bei veränderlichem, aber höherem Druck der Primärseite (Pumpe). In der Ruhestellung ist das DMV geöffnet. Es schließt erst, wenn der eingestellte sekundärseitige Druck erreicht wird. Die Druckdifferenz zwischen Primärseite und Sekundärseite wird an der Drosselstelle vernichtet (Drosselprinzip). Das DMV kann in beide Richtungen durchströmt werden. Hier werden zwei Bauarten unterschieden.

- Das 2-Wege Druckminderventil und
- das 3-Wege Druckminderventil.

#### 3.6.16.1 2-Wege-Druckminderventil

Beim 2-Wege-Druckminderventil (**Abbildung 3-27**) ist der dritte Anschluss der Leckanschluss L, über den der Steuervolumenstrom und der Leckvolumenstrom bei geschlossenem Ventil von A nach B übertreten [6]. Beim direkt gesteuerten (proportionalen) 2-Wege-Druckminderventil muss immer ein Mindestvolumenstrom von der Primär- zur Sekundärseite fließen um die Regelfunktion aufrecht zu erhalten, da sonst der Steuerkolben beim Einstellen eines niedrigeren Druckes durch die Druckrückkopplung in der oberen Position verharren würde. Durch einen Bypass im hydraulischen Kreislauf kann das verhindert werden.

Bei vorgesteuerten 2-Wege Druckminderventilen wird dieser Effekt bei der Druckreduzierung durch einen ständig fließenden Steuervolumenstrom vermieden.

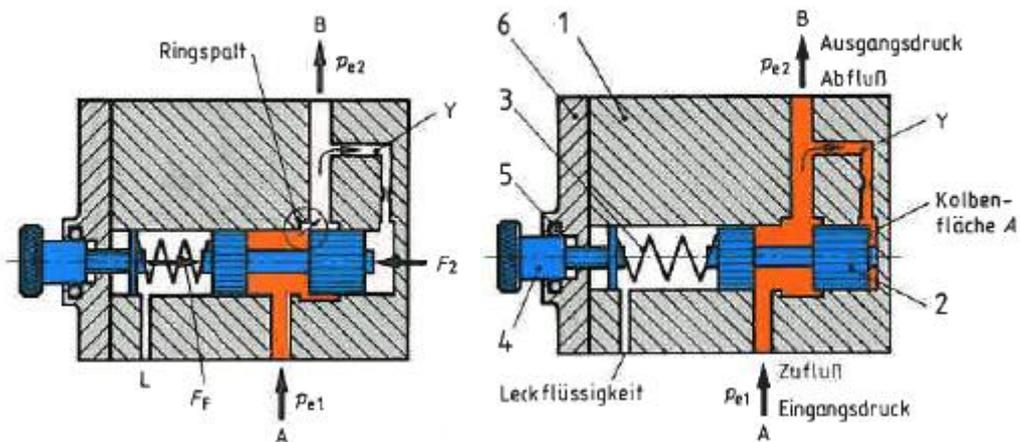


Abbildung 3-27: 2-Wege-Druckminderventil [6]

### 3.6.16.2 Direkt gesteuertes 3-Wege-Druckminderventil

Beim 3-Wege-Druckminderventil (**Abbildung 3-28**) führt der dritte Weg zum Anschluss T mit voller Nenngröße. Bei geschlossenem Ventil kann hier der volle Nennvolumenstrom von A nach B übertreten. Das 3-Wege-DMV erfüllt die Funktion eines Druckminderventils und eines Druckbegrenzungsventils. Es schließt, wenn der Druck auf der Sekundärseite erreicht wird, die Verbindung von der Pumpe zum Verbraucher (DMV-Funktion). Steigt der Druck in der Sekundärseite weiter, z.B. zufolge einer äußeren Kraft, wird die Verbindung vom Verbraucher zum Tank entlastet (DBV-Funktion). Die Stellkraft für die Regelung des Drosselquerschnittes wird beim direkt gesteuerten Druckregelventil allein durch eine mechanische Feder aufgebracht.

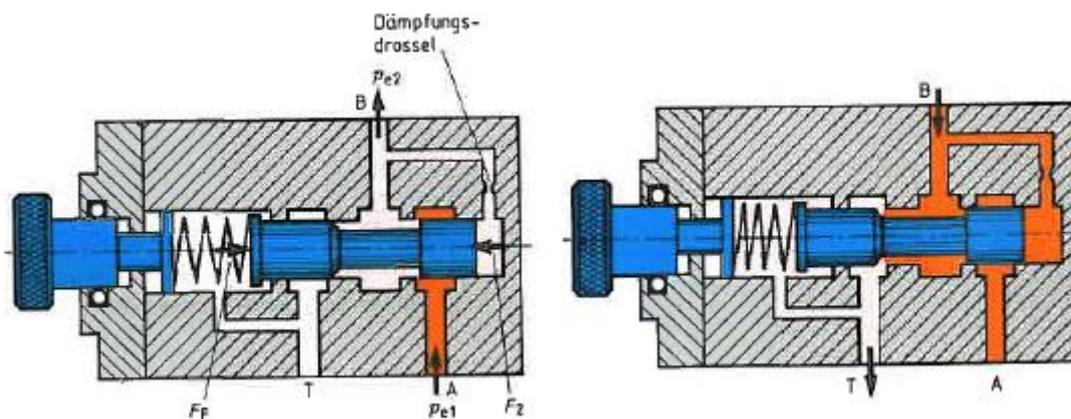


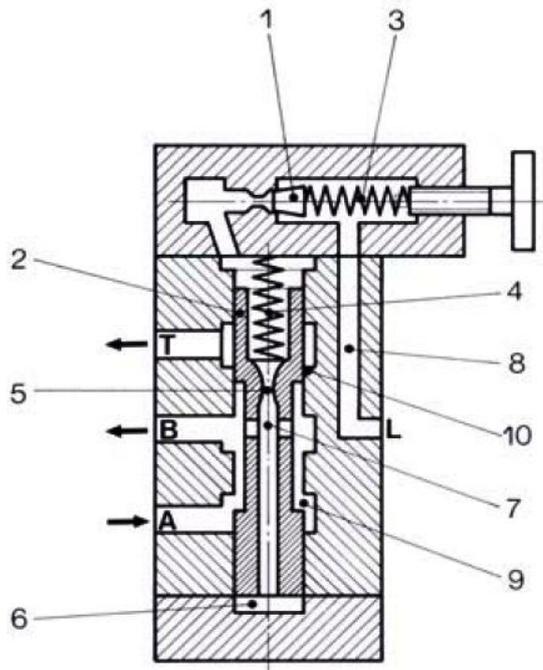
Abbildung 3-28: 3-Wege-Druckminderventil [6]

#### Funktion:

In der Ausgangsstellung wird der Kolben durch die Feder in seine Ausgangslage gedrückt. Der Volumenstrom mit dem Druck  $p_{e1}$  fließt von A nach B und über die Dämpfungsdrossel zum Kolben. Der sich über die Dämpfungsdrossel aufbauende Druck erzeugt eine Kraft, welche den Kolben gegen die Federkraft verschiebt, bis sich ein Kräftegleichgewicht bildet. Dadurch verkleinert sich der Ringspalt und der Druck in Kanal B bleibt konstant. Wird am Verbraucher eine zusätzliche Kraft aufgebracht, erhöht sich der Druck an der Kolbenfläche. Der Kolben wird weiter verschoben. Die Leitung A wird gesperrt. Der Druck am Ausgang B kann über T abgebaut werden.

### 3.6.16.3 Vorgesteuertes Druckminderventil

Das vorgesteuerte Druckminderventil (**Abbildung 3-29**) besteht prinzipiell aus einem Hauptventil mit einem Regelkolben und einem direkt gesteuerten Druckbegrenzungsventil, welches das Vorsteuerventil darstellt [9]. Sie kommen dort zum Einsatz, wo hohe Drücke und große Volumenströme, sprich große hydraulische Leistungen umgesetzt werden müssen. Bei steigendem Volumenstrom muss der Durchflussquerschnitt vergrößert werden. Dies erfolgt gegen die Kraft der Schließfeder. Das heißt, dass die Federsteifigkeit direkt in die p-Q-Linie mit eingeht. Beim vorgesteuerten Ventil wird die Stellkraft für die Regelung des Drosselquerschnittes von einer hydraulisch gesteuerten Gegendruckkraft zusammen mit einer schwachen Schließfeder erzeugt.



**Abbildung 3-29: Vorgesteuertes 3-Wege-Druckminderventil [9]**

#### Funktion:

Am Beginn ist das Ventil offen. Es fließt ein Volumenstrom mit einem Ausgangsdruck von A nach B. Der Druck baut sich nun solange in allen Räumen auf, bis er die Kraft der vorgespannten Feder (3) über die Kraft, welche sich an der Kolbenfläche (1) ergibt, überwindet. Nun fließt ein Steuervolumenstrom über die Düse (5) und über den Vorsteuerkolben (1) durch den Leckanschluss (8) drucklos in den Behälter. Der Volumenstrom, der durch die Düse fließt, bewirkt einen Druckabfall nach der Düse. Der Kolben (2) bewegt sich entgegen der Stellfeder (4) nach oben, bis sich ein Kräftegleichgewicht einstellt. Der Druck von A nach B wird durch die Drosselwirkung gemindert (Druckreduzierfunktion).

Erhöht sich der Druck im Ausgang B weiter, so erhöht sich auch der Staudruck an der Düse und somit ebenfalls im Kolbenraum (6). Der Steuerkolben bewegt sich weiter und der überschüssige Druck am Verbraucher kann zum Tank abgeführt werden (Druckbegrenzungsfunktion).

### 3.6.16.4 Proportionales 3-Wege-Druckminderventil

Die Funktion ist im Prinzip gleich wie beim vorgesteuerten 3-Wege-DMV (Anhang A, Datenblatt Ventil) [11]. Ein Unterschied besteht darin, dass beim Schaltsymbol des proportionalen 3-Wege-DMV die Bezeichnungen A und B vertauscht sind.

Beim Proportionalventil erfolgt die Einstellung des Druckes im Kanal A sollwertabhängig über einen Proportionalmagneten. Soll das Ventil von A nach T Druck abbauen, dann wird einfach

ein niedrigerer Sollwert am Ventilkegel eingestellt. Der Vorsteuerkolben öffnet sich und der Leckvolumenstrom über die Düse bewirkt einen Druckabfall im Federraum (4), welcher ein Verschieben des Stellkolbens bewirkt. Die Verbindung von B nach A ist verschlossen und die Verbindung von A nach T (Y) wird geöffnet. Der Volumenstrom kann über die Steuerkante von A nach T (Y) fließen und es kann sich der Druck abbauen.

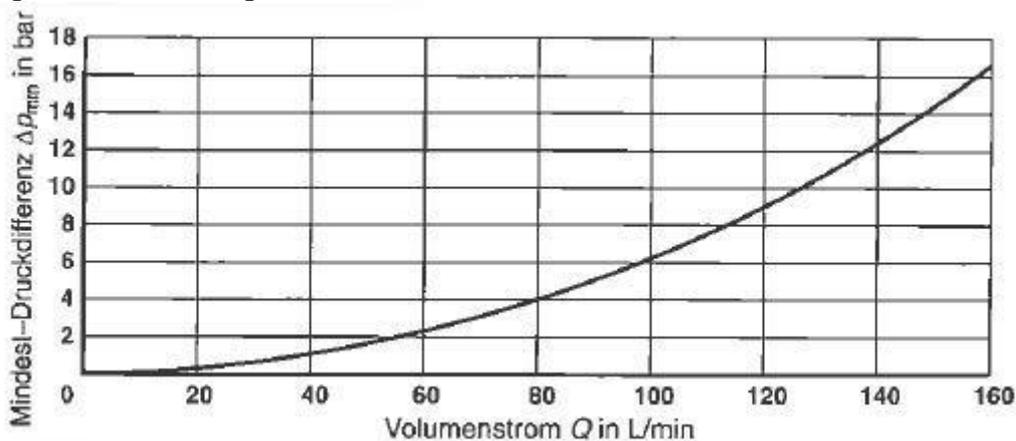
### 3.6.17 Eigenschaften eines vorgesteuerten 3-Wege-Druckminderventils

In diesem Kapitel werden charakteristische Kennlinien des 3-Wege-DMVs und dessen Eigenschaften erläutert [3].

#### Arbeitsbereich

Der Arbeitsbereich eines Druckminderventils ist in der Regel durch den niedrigsten einstellbaren Druck und den maximalen Verbrauchervolumenstrom begrenzt.

Diese beiden Kenngrößen müssen immer miteinander betrachtet werden. Die gestrichelte Kennlinie in **Abbildung 3-31** des Verbraucherwiderstandes in Abhängigkeit vom Volumenstrom beschreibt den niedrigsten Druck am Ventilausgang. Jeder Punkt dieser Kennlinie entspricht einem bestimmten Einstellwert des Ventils. Wird ein niedrigerer Wert eingestellt, kann der gewünschte Volumenstrom nicht mehr erreicht werden.

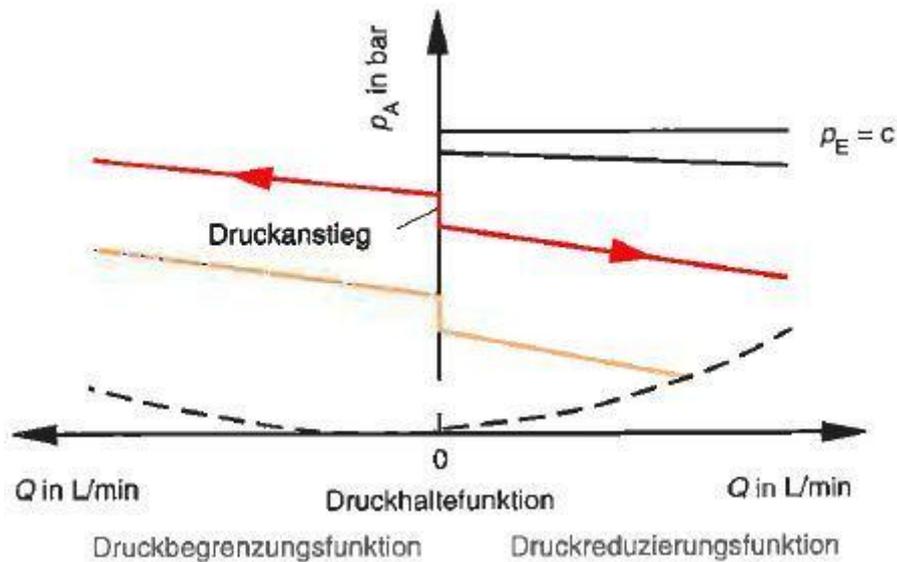


**Abbildung 3-30:  $\Delta p_{min}$ -Q-Kennlinie [3]**

Eine weitere Grenze des Arbeitsbereiches wird durch die Mindestdruckdifferenz zwischen Eingang und Ausgang gegeben. Bei zu niedrigen Werten erreicht der Regelkolben seinen Öffnungshub, bevor der gewünschte Verbrauchervolumenstrom fließt (**Abbildung 3-30**).

#### Regelabweichung

Die Regelabweichung stellt die Änderung des Einstelldrucks (Verbraucherdrucks) über den Volumenstrom dar. Bei direkt gesteuerten Druckreduzierventilen ist die Regelabweichung größer (Feder mit hoher Steifigkeit). Im Übergang von Druckreduzierfunktion zu Druckbegrenzungsfunktion (**Abbildung 3-31**) ist meist ein deutlicher Druckanstieg erkennbar, was auf eine positive Profilüberdeckung schließen lässt. Der Kolben führt während des Hubes einen Tothub aus. Je nachdem wie groß dieser Tothub ist, kann das zu beträchtlichen Einregelschwierigkeiten führen (Kapitel 6.2.7).



**Abbildung 3-31:  $p_A$ - $Q$ -Kennlinie [3]**

Durch eine negative Überdeckung (oder Nullüberdeckung) des Vorsteuerkolbens kann dies vermieden werden. Dadurch ist jedoch mit einem erhöhten Leckvolumenstrom zu rechnen.

#### Dynamische Eigenschaften

Von DMV werden gute dynamische Eigenschaften gefordert. Hohe Druckspitzen bzw. Druckeinbrüche sollten beim Einregeln wenn möglich nicht auftreten. Die Höhe der Druckspitzen und der Druckeinbrüche sind von folgenden Faktoren abhängig:

- von der Bauart (direkt, indirekt, Vorsteuernetzwerk)
- von der Art des Verbrauchers (Motor, Zylinder)
- vom Ausgangsdruck (Versorgungsdruck) und Eingangsdruck (Verbraucherdruck)
- vom Verbrauchervolumen (Zylindervolumen, Leitungsvolumen)

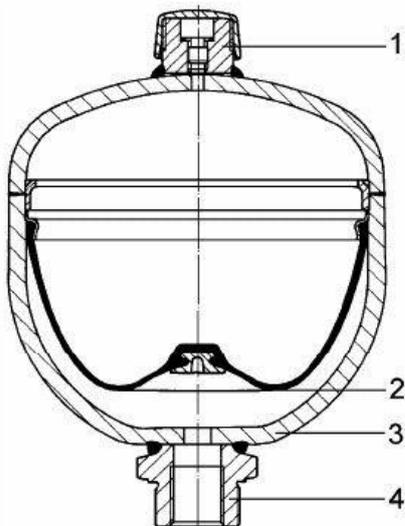
### 3.7 Speicher

Hydrospeicher können ein Flüssigkeitsvolumen unter Druck aufnehmen und bei Bedarf wieder abgeben [22]. Mit ihrer Hilfe kann Energie über einen längeren Zeitraum verlustarm gespeichert werden, sowie die Wirtschaftlichkeit einer hydraulischen Anlage durch Energiespeicherung gesteigert werden. Die Aufgaben von Hydrospeichern sind:

- Verringerung der Volumenstrompulsation (Ungleichförmigkeit)
- Auffangen dynamischer Druckänderungen (Druckstoß) im Leitungssystem
- Dämpfung mechanischer Stöße aus dem Lastsystem (Stoßdämpfung)
- Verbesserung der Gleichförmigkeit eines Bewegungsablaufs
- Decken von Leistungsspitzen (Volumenstromspitzen)
- Leckstromkompensation

Für die Anwendung in dieser Arbeit treffen die ersten zwei Aufgaben zu. Der Speicher hat in erster Linie dafür zu sorgen, dass die Funktion des Ventils durch dynamische Druckschwankungen bzw. hohe Druckspitzen nicht beeinträchtigt wird.

Die Bauarten werden nach der Art der Trennwand in Blasen-, Membran- und Kolbenspeicher unterteilt. In dieser Arbeit werden Membranspeicher verwendet, daher werden nur diese behandelt.



**Abbildung 3-32: Membranspeicher - Gasventil (1), Membran (2), Speichergehäuse (3), flüssigkeitsseitiger Anschluss (4) [22]**

Beim Membranspeicher erfolgt die Trennung der Medien durch eine Membran aus Elastomer. In den meist halbkugelförmigen Hälften des Behälters, welche entweder miteinander verschweißt oder verschraubt sind, wird die Membran aufgenommen. Sie sind durch folgende Eigenschaften charakterisiert:

- Membranspeicher werden hauptsächlich für Volumen  $< 4\text{dm}^3$  eingesetzt
- das maximale Druckverhältnis ist im Bereich von 4 bis 10 je nach Ausführung
- der Volumennutzungsgrad liegt zwischen 0,8 und 0,9
- robust
- wartungsfrei
- preiswert
- nahezu trägheitsfrei
- keine bestimmte Einbaulage vorgegeben

### 3.7.1 Wirkungsweise

Die Speicherung hydrostatischer Energie beruht auf dem Verdichten vorgespannter Gasvolumina. Gas ist durch seine hohe Kompressibilität, Druckbelastbarkeit und seine geringen Masse gut als Speichermedium geeignet. In der Regel wird Stickstoff als Füllgas verwendet.

Das Gas und die Flüssigkeit sind durch eine elastische Trennwand voneinander getrennt. Die Auslegung bzw. die Berechnung von Hydrospeichern sind durch die Gesetze der Thermodynamik gegeben. Das Laden und Entladen kann isotherm, polytrop oder adiabat erfolgen. Der Gaspolster im Hydrospeicher stellt ein geschlossenes thermodynamisches System dar. Diesem wird Energie als Wärme zugeführt und Energie als Arbeit entnommen. Für die Zustandsbeschreibung eines Gases wird die Polytropengleichung idealer Gase herangezogen:

$$p * V^n = p_0 * V_0^n = p_1 * V_1^n = p_2 * V_2^n = konst \tag{3.10}$$

Der Lade- bzw. Entladevorgang ist im  $p$ - $V$ -Diagramm durch den Polytropenexponent  $n$  charakterisiert. Beim Ladevorgang entsteht Wärme. Je nachdem wie schnell und wie oft dieser Vorgang abläuft, wird sich ein mehr oder weniger großer Wärmeaustausch mit der Umgebung und mit dem Füllgas einstellen. Hier ergibt sich für den Polytropenexponent  $n$  der Grenzfall:

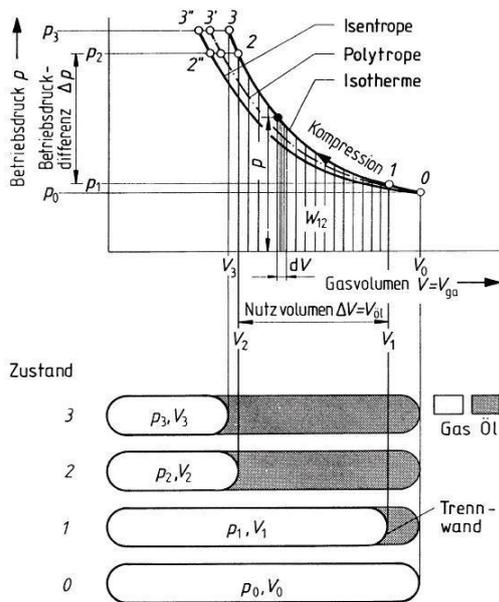


Abbildung 3-33:  $p$ - $V$ -Diagramm mit Kenngrößen für einen Hydrospeicher [4]

Isotherm, bei völligem Wärmeaustausch und langsamen Vorgängen	$n=1$
Isentrop, bei annähernd keinem Wärmeaustausch, schnelle Vorgänge	$n=\kappa$ ( $\kappa \approx 1,4$ (bei $<20\text{bar}$ ) für Stickstoff)

### 3.7.2 Kenngrößen

Beim Auslieferungszustand ist der Speicher auf Auslieferungsfülldruck bei Raumtemperatur vorgespant. Vor der Inbetriebnahme ist der Gasdruck auf Mindestfülldruck ( $0,9 \cdot p_i$ )

anzuheben. Das effektive Gasvolumen  $V_0$  füllt den gesamten Druckraum aus [4]. Die Wahl des Fülldrucks hängt von der Aufgabe des Speichers ab und beeinflusst die optimale Nutzung.

Der Mindestfülldruck ist für Speicher mit

$$p_0 = 0,9 * p_1 \quad (3.11)$$

festgelegt. Dieser bestimmt die Nutzungsdauer und die Speicherkapazität. Der Höchstdruck im Betrieb ist bauartabhängig. Für Membranspeicher gilt:

$$p_2 \leq 3 \div 8 * p_0 \text{ (je nach Hersteller)} \quad (3.12)$$

Der maximale Betriebsdruck  $p_3$  im System ergibt sich aus dem Druck, mit dem die Anlage gegen Drucküberschreitung abgesichert ist. Für den höchsten Betriebsdruck  $p_2$  des *Hydrospeichers* wird häufig folgende Bedingung verwendet [4]:

$$p_2 \leq 0,9 * p_3 \quad (3.13)$$

Zusätzlich muss noch der zulässige Betriebsüberdruck des Hydrospeichers beachtet werden. Mit diesem ist der Hydrospeicher vom Hersteller gekennzeichnet und darf aus Gründen der Bauteilsicherheit des Druckbehälters nicht überschritten werden. Des Weiteren können noch zwischen abgeleiteten Druckgrößen sowie abgeleiteten Volumengrößen unterschieden werden.

$$\text{Betriebsdruckdifferenz} \quad \Delta p = p_2 - p_1 \quad (3.14)$$

$$\text{Betriebsdruckverhältnis} \quad \frac{p_1}{p_2} \quad (3.15)$$

$$\text{Minimales Druckverhältnis} \quad \frac{p_0}{p_3} \quad (3.16)$$

Das effektive Gasvolumen  $V_0$  weicht nur geringfügig vom Nennvolumen ab, mit dem der Speicher gekennzeichnet ist. Das Nutzvolumen entspricht der maximal entnehmbaren Flüssigkeitsmenge des Speichers. Sie entspricht bei:

$$\text{Kompression (Ölaufnahme)} \quad \Delta V = V_2 - V_1 \quad (3.17)$$

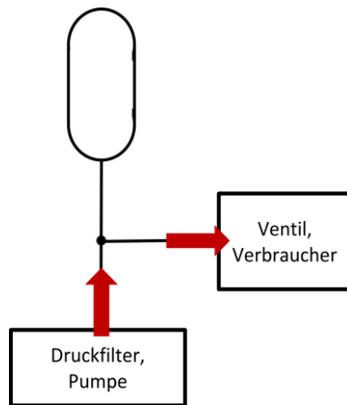
$$\text{Expansion (Ölabgabe)} \quad \Delta V = V_1 - V_2 \quad (3.18)$$

Der Volumennutzungsgrad  $v_{k,max}$  ist ein Maß für die höchstmögliche Verkleinerung des anfänglichen Gasvolumens  $V_1$ .

$$\Delta v_{k,max} = \frac{\Delta V}{V_1} \quad (3.19)$$

### 3.7.3 Einbettung in die Anlage

Der Speicher ist direkt vor oder nach dem Verbraucher (Ventil) anzuordnen. Dadurch muss nicht die gesamte Ölsäule durch das Leitungssystem beschleunigt werden [3]. Das Öl steht somit schneller zu Verfügung. Zusätzlich wird ein zeitlich unterschiedlicher Flüssigkeitsbedarf ausgeglichen. Ein weiterer Vorteil der direkten Anordnung vor dem Ventil ist der Schutz des Druckfilters bzw. Schutzfilters und der Hydropumpe vor Druckspitzen. Eine Verbesserung ist durch die Lage des Speichers bzw. die Anbindung des Speichers in das Leitungssystem erzielbar. Um eine bestmögliche Dämpfung der Druckpulsation des Pumpenförderstroms zu erreichen, ist entweder die Verwendung eines Puls-Ton-Druckspeichers oder ein gerades Anströmen eines normalen Speichers (**Abbildung 3-34**) zu empfehlen.

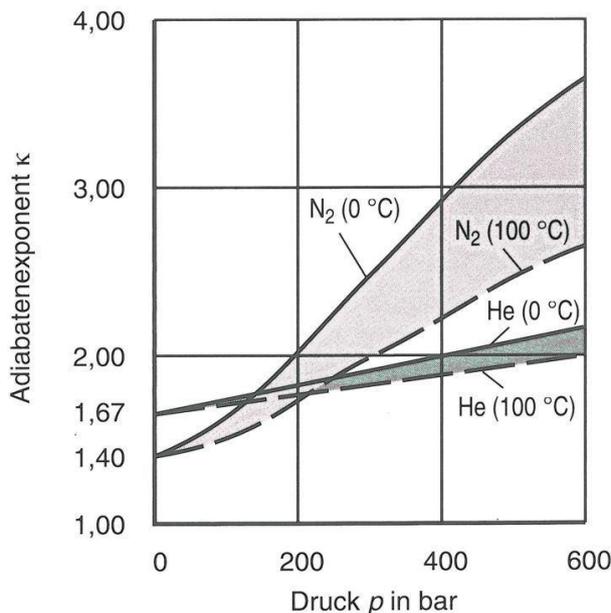


**Abbildung 3-34: richtige Anordnung zur Dämpfung der Druckpulsation des Pumpenförderstroms**

### 3.7.4 Nutzvolumen

Die folgenden Formeln dienen einer überschlagsmäßigen Dimensionierung. Eine genauere Berechnung ist mit Korrekturfaktoren der Speicherhersteller bzw. deren Software (z.B. Hydac-ASP) möglich [4].

In den folgenden Gleichungen wird die Temperatur- und Druckabhängigkeit des Adiabaten-Exponenten nicht berücksichtigt. Je nach Arbeitsdruckbereich und Betriebstemperatur weicht dieser von seinem Ausgangszustand ab.



**Abbildung 3-35: Abhängigkeit des Adiabaten-Exponenten von Stickstoff und Helium vom Druck bei 0 und 100°C [3]**

Für eine überschlagsweise Auslegung ist der Adiabaten-Exponent aus der **Abbildung 3-35** für den jeweiligen Betriebsdruckbereich und die sich einstellende Betriebstemperatur zu entnehmen.

Es folgt aus den Formeln 3.10, 3.17 und 3.18 das Nutzvolumen für die Anwendung eines Speichers als Energiespeicher

Isotherm  $T > 3 \text{ min}$   $\Delta V = V_0 * \left( \frac{p_0}{p_1} - \frac{p_0}{p_2} \right)$  (3.20)

Isentrop  $T < 1 \text{ min}$

$$\Delta V = V_0 * \left( \left( \frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - \left( \frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right) \quad (3.21)$$

Volumenstrom

$$Q = \Delta V * 2 * \pi * f * 60 \left[ \frac{l}{min} \right] \quad (3.22)$$

Bei einer Zykluszeit zwischen einer und drei Minuten muss mit einem Polytropenexponent gerechnet werden.

### 3.7.5 Wärmeaustausch bzw. Temperaturänderung

Endtemperatur isentrop

$$T_2 = T_1 * \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} \quad (3.23)$$

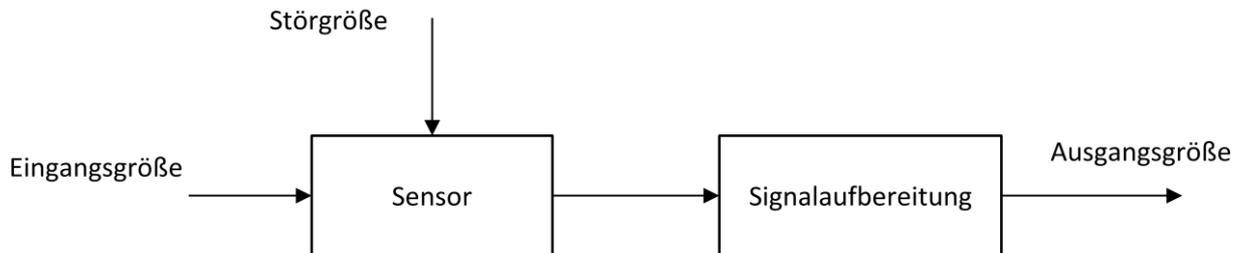
Temperaturdifferenz  
isentrop

$$\Delta T = T_1 * \left[ \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} - 1 \right] \quad (3.24)$$

### 3.8 Messtechnik, Steuergerät

Dieses Kapitel behandelt die verwendete Messtechnik, eine physikalische Beschreibung des Messprinzips sowie die Grundlagen. Die Messtechnik umfasst Sensoren zur Messung der Kraft, des Druckes, des Volumenstroms bzw. Messtechnik zur Wandlung von Signalen.

Die von Sensoren aufzunehmenden Messsignale sind meistens nichtelektrischer Natur (Dehnung, Temperatur, etc.) und müssen vom Sensor in ein elektrisches Ausgangssignal umgewandelt werden (**Abbildung 3-36**) [22].

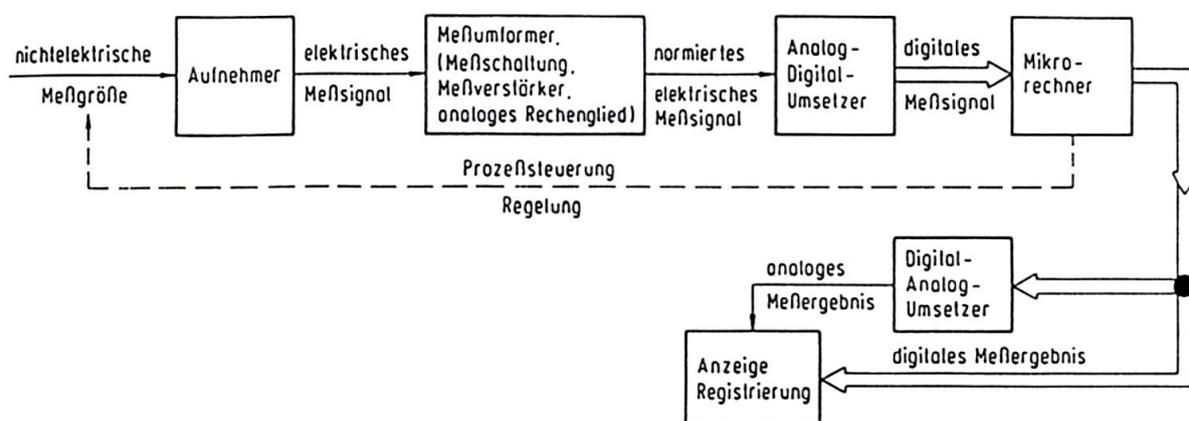


**Abbildung 3-36: Wirkschema eines Sensors [22]**

Hier wird zwischen aktiven Sensoren und passiven Sensoren unterschieden. Aktive Sensoren wandeln eine Energieform, die auf einem physikalischen Effekt beruht, wie z.B. Thermoeffekt oder Fotoeffekt, direkt in ein elektrisches Signal um. Sie stellen Spannungserzeuger dar. Die Signale der aktiven Sensoren werden im verwendeten Prüfstand in ein Stromsignal von 0-20mA und 4-20mA gewandelt. Das hat folgende Vorteile [20]:

- Stromsignale sind gegen elektromagnetische Störungen weniger anfällig als Spannungssignale bzw. sind Störungen eines Stromsignals leichter eliminierbar.
- Es treten keine Probleme mit ohmschen Übertragungsverlusten auf, da der Signalwandler eine separate Spannungsversorgung besitzt.
- Bei 4-20mA benötigt der Signalwandler am unteren Ende der nutzbaren Messspannung einen Strom von 4mA. Dieses Nullsignal kann zur Überwachung der Übertragungsstrecke auf Leitungsbruch genutzt werden.

Passive Sensoren rufen eine Änderung der elektrischen Energieform wie Kapazität Induktivität und Widerstand (DMS) hervor. Sie benötigen eine Versorgungsspannung und ein Verstärkerelement.



**Abbildung 3-37: Messglieder einer Messkette in einem Messsystem [44] (aktiver Sensor)**

In der Regel erfolgt eine Umwandlung eines analogen Signals in ein digitales Signal um dieses weiterzuverarbeiten bzw. darzustellen. Aus dem kontinuierlichen Verlauf werden in einer bestimmten Zeit Samples entnommen. Die Weiterverarbeitung der Samples benötigt ebenfalls Zeit, die als Abtastzeit definiert wird. Die Grenze der Abtastzeit eines Messsignals kann wie in Kapitel 3.9.5 nach dem Abtasttheorem von Nyquist Shannon aufgezeigt werden und hat wesentlichen Einfluss auf die Auswahl der Messmittel.

### 3.8.1 Kraftmessung mittels DMS

Der DMS unterscheidet sich von den meisten anderen Geräten zur Messung der Dehnung dadurch, dass sein Ausgangssignal proportional zu der bezogenen Größe „Dehnung“ ( $\epsilon$ ) ist und somit unabhängig von der Längenänderung einer vorgegebenen Messstrecke  $L_0$  [16]. Die Wirkungsweise eines DMS beruht auf dem Dehnungs-Widerstandseffekt eines elektrischen Leiters. Der Widerstand eines elektrischen Leiters ändert sich im Verhältnis  $\Delta R/R_0$ , wenn mechanisch seine Länge um  $\epsilon = \Delta l/l_0$  verändert wird. Dies ist zum Teil auf geometrischen Veränderungen des Leiters und zum Teil auf eine Änderung der elektrischen Leitfähigkeit  $\rho$  des Leiterwerkstoffes infolge von Gefügeänderungen zurückzuführen.

$$\frac{\Delta R}{R_0} = \epsilon * \left( \overbrace{1 + 2 * \mu}^{\text{geometrischer Anteil}} + \overbrace{\frac{\rho d}{\rho} * \frac{1}{\epsilon}}^{\text{Gefügeanteil}} \right) \tag{3.25}$$

DMS werden aus Materialien hergestellt welche folgende Beziehung erfüllen:

$$\frac{\Delta R}{R_0} = \epsilon * k \tag{3.26}$$

Das bekannteste Material mit solchen Eigenschaften ist die Kupfer-Legierung „Konstantan“. Es ist bis zu einer Dehnung von 10000µm/m (3.26) erfüllt. Erst darüber machen sich Nichtlinearitäten bemerkbar. Durch die hohe Linearität des DMS werden hohe Auflösungen der Messgröße erreicht.

#### 3.8.1.1 Prinzipieller Aufbau eines Folien-DMS

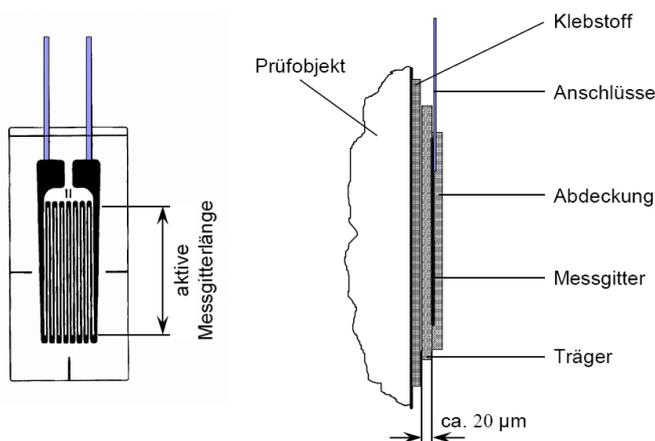


Bild 6.1: Dehnungsmessstreifen DMS.

Abbildung 3-38: Prinzipieller Aufbau eines Folien-DMS [46]

Zwischen zwei dünnen Folien aus Kunststoff befindet sich ein Messgitter [16]. Das Messgitter besteht aus einem dünnen, elektrisch leitenden Material und bildet den aktiven Teil des DMS. An den verbreiteteren Anschlüssen des Messgitters werden die Kabel angeschlossen. Die einzelnen Schichten sind miteinander verklebt oder verschweißt. Die Folie, der sogenannte Messgitterträger, schützt den DMS und erleichtert die Handhabung. Neben den Folien-DMS gibt es auch noch Halbleiter-DMS und Draht-DMS, wobei Draht-DMS für lange Messgitter ( $\geq 20\text{mm}$ ) und im Hochtemperatur- und Hochdehnungsbereich Anwendung finden und Halbleiter-DMS nur für Sonderaufgaben (sehr kleine Dehnung) den Folien-DMS überlegen sind.

### 3.8.1.2 k-Faktor

Der Proportionalitätsfaktor k-Faktor ist fast bei allen Legierungen ungefähr 2. Der Faktor ist von der Fertigung des DMS abhängig und muss für jedes Fertigungslos separat vom Hersteller bestimmt und angegeben werden. Die Längenänderung infolge Wärmedehnung wird zum Teil durch die Herstellung kompensiert. Jedoch kann durch die nichtlinearen Effekte keine vollständige Kompensation erreicht werden und muss diese deshalb mitberücksichtigt werden. Die Berücksichtigung des k-Faktors ist immer dann wichtig, wenn eine Kalibrierung der DMS-Messstelle nicht möglich ist.

Des Weiteren muss die Temperaturabhängigkeit der Messstelle berücksichtigt werden. Sie wird von folgenden Einflüssen bestimmt:

- k-Faktor ist von der Temperatur abhängig
- Wärmedehnung des Prüfobjektes
- Wärmedehnung des DMS-Messgitters
- Temperaturgang der Anschlussleitungen

### 3.8.1.3 Kriechen des DMS

Ein statisch belasteter DMS wird nach einer langen Zeit trotz konstanter Belastung einen niedrigeren Wert anzeigen. Dies liegt am zeitlichen Verhalten zwischen dem Kleber und dem Trägerwerkstoff. Da der DMS mit der Zeit auch eine Relaxation erfährt, welche in entgegengesetzter Richtung zum Kriechen führt, können hier diese Effekte durch eine geeignete DMS-Wahl kompensiert werden.

### 3.8.1.4 Schwingfestigkeit von DMS

Wie bei anderen Werkstoffen tritt bei dynamischer Belastung im Messgitter und an den Anschlussstellen des DMS Materialermüdung auf. Diese äußert sich zunächst als Nullpunktdrift, bei der ein Dauerbruch folgt. Die Schwingfestigkeit von DMS ist im negativen Schwellbereich am größten, im Wechselbereich geringer und im positiven Schwellbereich am kleinsten.

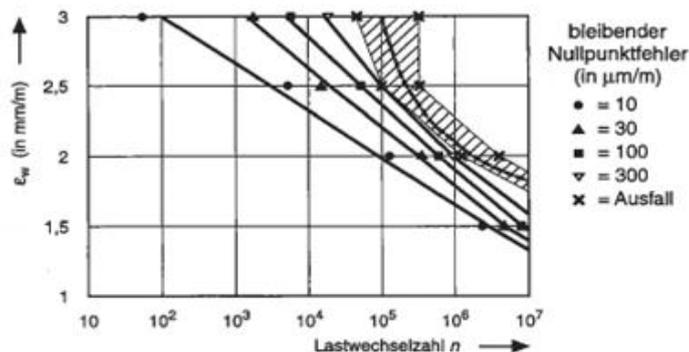
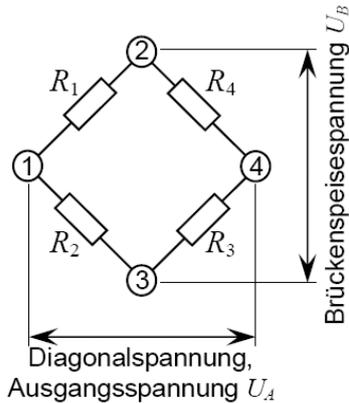


Abbildung 3-39: Dauerschwingdiagramm von DMS, Nullpunktdrift und Schadensbereich als Funktion von Amplitude und Lastspielzahl [16]

Das Diagramm (**Abbildung 3-39**) zeigt beispielsweise den Nullpunktdrift bis zum Schaden in Abhängigkeit der Wechseldehnungsamplitude und der Lastspielzahl.

### 3.8.1.5 Wheatstone'sche Brückenschaltung

Mit dieser Schaltung ist es möglich, die kleinen Widerstandsänderungen (wenige mΩ) des DMS durch Umwandlung von Signalen von einigen mV zu messen [34] [46].



**Abbildung 3-40: Wheatstone'sche Brückenschaltung [46]**

Die vier Arme der Brücke werden durch die Widerstände  $R_1$  bis  $R_4$  gebildet. Legt man an den beiden Eckpunkten 2 und 3 eine bekannte Spannung  $U_B$  (Speisespannung) an, so entsteht zwischen den Eckpunkten 1 und 4 eine Spannung  $U_A$ , deren Wert von den Verhältnissen  $R_1/R_2$  und  $R_4/R_3$  abhängt.

Die relative Ausgangsspannung (Brückenverstimmung) ist wie folgt definiert:

$$\frac{U_A}{U_B} = \frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_4 + R_3} \quad (3.27)$$

$$\frac{U_A}{U_B} = \frac{R_1 + \Delta R_1}{R_1 + \Delta R_1 + R_2 + \Delta R_2} - \frac{R_4 + \Delta R_4}{R_4 + \Delta R_4 + R_3 + \Delta R_3} \quad (3.28)$$

In abgeglichenem Zustand gilt ( $U_A=0$ ):

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4 \quad (3.29)$$

Bei einer Änderung der Brückenwiderstände wird die Brückenschaltung verstimmt und eine Ausgangsspannung  $U_A$  messbar:

$$\frac{U_A}{U_B} = \frac{R_1 + \Delta R_1}{2R_1 + \Delta R_1 + \Delta R_2} - \frac{R_4 + \Delta R_4}{2R_1 + \Delta R_3 + \Delta R_4} \quad (3.30)$$

$$\frac{U_A}{U_B} = \frac{(R_1 + \Delta R_1) * (2R_1 + \Delta R_3 + \Delta R_4) - (R_4 + \Delta R_4) * (2R_1 + \Delta R_1 + \Delta R_2)}{(2R_1 + \Delta R_1 + \Delta R_2) * (2R_1 + \Delta R_3 + \Delta R_4)} \quad (3.31)$$

Da für metallische DMS  $\Delta R_i \ll R_i$  ist, kann man die höheren Glieder vernachlässigen und kommt auf die Beziehung.

$$\frac{U_A}{U_B} = \frac{2R_1^2 + 2R_1\Delta R_1 + R_1\Delta R_3 + \Delta R_1\Delta R_3 + R_1\Delta R_4 + \Delta R_1\Delta R_4 - 2R_1^2 - 2R_1\Delta R_4 - R_1\Delta R_1 - \Delta R_4\Delta R_1 - R_1\Delta R_2 - \Delta R_2\Delta R_4}{4R_1^2 + 2R_1\Delta R_3 + 2R_1\Delta R_4 + \Delta R_1\Delta R_3 + \Delta R_1\Delta R_4 + \Delta R_2\Delta R_1 + \Delta R_2\Delta R_3 + \Delta R_2\Delta R_4} \quad (3.32)$$

$$\frac{U_A}{U_B} \cong \frac{R_1 \Delta R_1 + R_1 \Delta R_3 + \overbrace{\Delta R_1 \Delta R_3}^{\ll} - R_1 \Delta R_4 - R_1 \Delta R_2 - \overbrace{\Delta R_2 \Delta R_4}^{\ll}}{4R_1^2 + \underbrace{2R_1 \Delta R_3 + 2R_1 \Delta R_4 + \Delta R_1 2R_1 + \Delta R_1 \Delta R_3 + \Delta R_1 \Delta R_4 + \Delta R_2 2R_1 + \Delta R_2 \Delta R_3 + \Delta R_2 \Delta R_4}_{\ll}} \quad (3.33)$$

$$\frac{U_A}{U_B} \cong \frac{R_1 \Delta R_1 + R_1 \Delta R_3 - R_1 \Delta R_4 - R_1 \Delta R_2}{4R_1^2} = \frac{1}{4} \left( \frac{\Delta R_1}{R_1} + \frac{\Delta R_3}{R_1} - \frac{\Delta R_4}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_1} \right) \quad (3.34)$$

Mit Hilfe der Gleichung (3.26) des DMS-Verhaltens ergibt sich:

$$\frac{\Delta R}{R_0} = \varepsilon * k; \quad \frac{U_A}{U_B} = \frac{k}{4} * (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \quad (3.35)$$

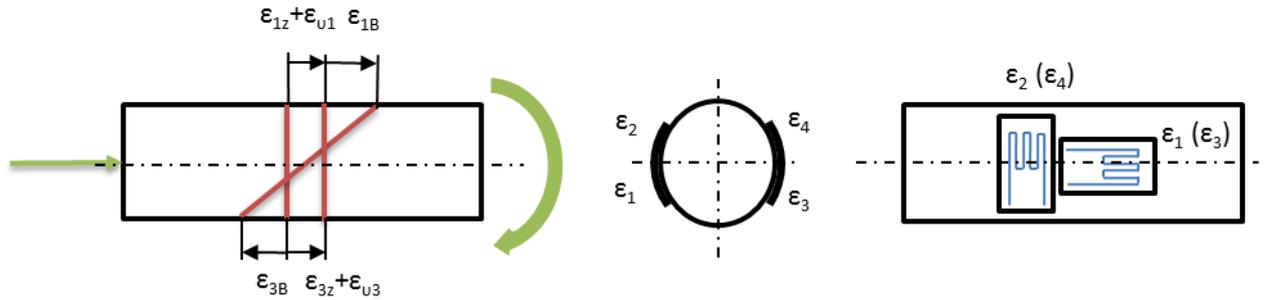
### 3.8.1.6 DMS-Brückenschaltungen

Entsprechend dem jeweiligen Messproblem bzw. entsprechend der jeweiligen Messaufgabe verwendet man einen oder mehrere miteinander verschaltete DMS an der Messstelle. Daraus ergeben sich die Bezeichnungen Vollbrücke, Halbbrücke und Viertelbrücke.

1		$\varepsilon = \varepsilon_n + \varepsilon_b = \frac{4}{k} \cdot \frac{U_A}{U_E} - \varepsilon_s$	<table border="1"> <tr><th>T</th><th>F<sub>N</sub></th><th>M<sub>b</sub></th><th>M<sub>d</sub></th></tr> <tr><td>1</td><td>1</td><td>1</td><td>0</td></tr> </table>	T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>	1	1	1	0	9		$\varepsilon = \varepsilon_n = \frac{1}{2(1+\nu)} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{U_A}{U_E}$	<table border="1"> <tr><th>T</th><th>F<sub>N</sub></th><th>M<sub>b</sub></th><th>M<sub>d</sub></th></tr> <tr><td>0</td><td>2(1+ν)</td><td>0</td><td>0</td></tr> </table>	T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>	0	2(1+ν)	0	0		
T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>																						
1	1	1	0																						
T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>																						
0	2(1+ν)	0	0																						
2		$\varepsilon = \varepsilon_n + \varepsilon_b = \frac{4}{k} \cdot \frac{U_A}{U_E}$	<table border="1"> <tr><th>T</th><th>F<sub>N</sub></th><th>M<sub>b</sub></th><th>M<sub>d</sub></th></tr> <tr><td>0</td><td>1</td><td>1</td><td>0</td></tr> </table>	T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>	0	1	1	0	10		$\varepsilon = \varepsilon_b = \frac{1}{2(1-\nu)} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{U_A}{U_E}$	<table border="1"> <tr><th>T</th><th>F<sub>N</sub></th><th>M<sub>b</sub></th><th>M<sub>d</sub></th></tr> <tr><td>0</td><td>0</td><td>2(1+ν)</td><td>0</td></tr> </table>	T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>	0	0	2(1+ν)	0		
T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>																						
0	1	1	0																						
T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>																						
0	0	2(1+ν)	0																						
3		$\varepsilon = \varepsilon_n + \varepsilon_b = \frac{1}{(1+\nu)} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{U_A}{U_E}$	<table border="1"> <tr><th>T</th><th>F<sub>N</sub></th><th>M<sub>b</sub></th><th>M<sub>d</sub></th></tr> <tr><td>0</td><td>1+ν</td><td>1+ν</td><td>0</td></tr> </table>	T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>	0	1+ν	1+ν	0	11		$\varepsilon = \varepsilon_b = \frac{1}{2(1+\nu)} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{U_A}{U_E}$	<table border="1"> <tr><th>T</th><th>F<sub>N</sub></th><th>M<sub>b</sub></th><th>M<sub>d</sub></th></tr> <tr><td>0</td><td>0</td><td>2(1+ν)</td><td>0</td></tr> </table>	T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>	0	0	2(1+ν)	0		
T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>																						
0	1+ν	1+ν	0																						
T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>																						
0	0	2(1+ν)	0																						
4		$\varepsilon = \varepsilon_b = \frac{1}{2} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{U_A}{U_E}$	<table border="1"> <tr><th>T</th><th>F<sub>N</sub></th><th>M<sub>b</sub></th><th>M<sub>d</sub></th></tr> <tr><td>0</td><td>0</td><td>2</td><td>0</td></tr> </table>	T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>	0	0	2	0	12		$\varepsilon = \varepsilon_b = \frac{1}{2} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{U_A}{U_E}$	<table border="1"> <tr><th>T</th><th>F<sub>N</sub></th><th>M<sub>b</sub></th><th>M<sub>d</sub></th></tr> <tr><td>0</td><td>0</td><td>2</td><td>0</td></tr> </table>	T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>	0	0	2	0		
T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>																						
0	0	2	0																						
T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>																						
0	0	2	0																						
5		$\varepsilon = \varepsilon_n + \varepsilon_b = \frac{1}{4} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{U_A}{U_E} - \varepsilon_s$	<table border="1"> <tr><th>T</th><th>F<sub>N</sub></th><th>M<sub>b</sub></th><th>M<sub>d</sub></th></tr> <tr><td>2</td><td>2</td><td>0</td><td>0</td></tr> </table>	T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>	2	2	0	0	13		$\varepsilon = \varepsilon_d = \frac{1}{4} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{U_A}{U_E}$	<table border="1"> <tr><th>T</th><th>F<sub>N</sub></th><th>M<sub>bx</sub></th><th>M<sub>by</sub></th><th>M<sub>d</sub></th></tr> <tr><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>4</td></tr> </table>	T	F <sub>N</sub>	M <sub>bx</sub>	M <sub>by</sub>	M <sub>d</sub>	0	0	0	0	4
T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>																						
2	2	0	0																						
T	F <sub>N</sub>	M <sub>bx</sub>	M <sub>by</sub>	M <sub>d</sub>																					
0	0	0	0	4																					
6		$\varepsilon = \varepsilon_n + \varepsilon_b = \frac{1}{2(1+\mu)} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{U_A}{U_E}$	<table border="1"> <tr><th>T</th><th>F<sub>N</sub></th><th>M<sub>b</sub></th><th>M<sub>d</sub></th></tr> <tr><td>0</td><td>2(1+ν)</td><td>2(1+ν)</td><td>0</td></tr> </table>	T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>	0	2(1+ν)	2(1+ν)	0	14		$\varepsilon = \varepsilon_d = \frac{1}{4} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{U_A}{U_E}$	<table border="1"> <tr><th>T</th><th>F<sub>N</sub></th><th>M<sub>bx</sub></th><th>M<sub>by</sub></th><th>M<sub>d</sub></th></tr> <tr><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>4</td></tr> </table>	T	F <sub>N</sub>	M <sub>bx</sub>	M <sub>by</sub>	M <sub>d</sub>	0	0	0	0	4
T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>																						
0	2(1+ν)	2(1+ν)	0																						
T	F <sub>N</sub>	M <sub>bx</sub>	M <sub>by</sub>	M <sub>d</sub>																					
0	0	0	0	4																					
7		$\varepsilon = \varepsilon_n = \frac{1}{2} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{U_A}{U_E}$	<table border="1"> <tr><th>T</th><th>F<sub>N</sub></th><th>M<sub>b</sub></th><th>M<sub>d</sub></th></tr> <tr><td>0</td><td>2</td><td>0</td><td>0</td></tr> </table>	T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>	0	2	0	0	15		$\varepsilon = \varepsilon_d = \frac{1}{4} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{U_A}{U_E}$	<table border="1"> <tr><th>t</th><th>F<sub>N</sub></th><th>M<sub>bx</sub></th><th>M<sub>by</sub></th><th>M<sub>d</sub></th></tr> <tr><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>4</td></tr> </table>	t	F <sub>N</sub>	M <sub>bx</sub>	M <sub>by</sub>	M <sub>d</sub>	0	0	0	0	4
T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>																						
0	2	0	0																						
t	F <sub>N</sub>	M <sub>bx</sub>	M <sub>by</sub>	M <sub>d</sub>																					
0	0	0	0	4																					
8		$\varepsilon = \varepsilon_b = \frac{1}{2} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{U_A}{U_E}$	<table border="1"> <tr><th>T</th><th>F<sub>N</sub></th><th>M<sub>b</sub></th><th>M<sub>d</sub></th></tr> <tr><td>0</td><td>0</td><td>4</td><td>0</td></tr> </table>	T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>	0	0	4	0														
T	F <sub>N</sub>	M <sub>b</sub>	M <sub>d</sub>																						
0	0	4	0																						

Abbildung 3-41: Mögliche DMS-Brückenschaltungen [34] ( $U_E \cong U_B$ )

Der Einsatz der verschiedenen Brückenschaltungen hängt von der Anwendung und der Kompensation verschiedener Störgrößen ab und soll hier am Beispiel der Vollbrückenschaltung auf der Kolbenstange eines Zylinders gezeigt werden (wie in dem vorhandenen Prüfaufbau ersichtlich).



**Abbildung 3-42: Gewählte Schaltung (Nummer 11, [Abbildung 3-41])**

Der jeweilige DMS liefert als Dehnungssignal eine Summe aus Dehnungen zufolge der Biegespannung, Zugspannung und Wärmedehnung.

$$\frac{\Delta d}{d} = -\nu * \frac{\Delta l}{l} = \varepsilon_2 = \varepsilon_{\vartheta 2} - \nu * \varepsilon_{1z} \quad (3.36)$$

$$\varepsilon_4 = \varepsilon_{\vartheta 4} - \nu * \varepsilon_{3z} \quad (3.37)$$

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_{1z} + \varepsilon_{1B} + \varepsilon_{\vartheta 1}$$

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_{3z} - \varepsilon_{3B} + \varepsilon_{\vartheta 3} \quad (3.38)$$

$$\frac{U_A}{U_B} = \frac{K}{4} * (\varepsilon_{1z} + \varepsilon_{1B} + \varepsilon_{\vartheta 1} - (\varepsilon_{\vartheta 2} - \nu * \varepsilon_{1z}) + \varepsilon_{3z} - \varepsilon_{3B} + \varepsilon_{\vartheta 3} - (\varepsilon_{\vartheta 4} - \nu * \varepsilon_{3z})) \quad (3.39)$$

$$\varepsilon_{\vartheta 1} = \varepsilon_{\vartheta 2} = \varepsilon_{\vartheta 3} = \varepsilon_{\vartheta 4} \quad (3.40)$$

$$\varepsilon_{1B} = \varepsilon_{3B} \quad (3.41)$$

$$\frac{U_A}{U_B} = \frac{K}{4} * (\varepsilon_{1z} + \nu * \varepsilon_{1z} + \varepsilon_{1z} + \nu * \varepsilon_{1z}) = \frac{K * 2 * \varepsilon}{4} * (1 + \nu) \quad (3.42)$$

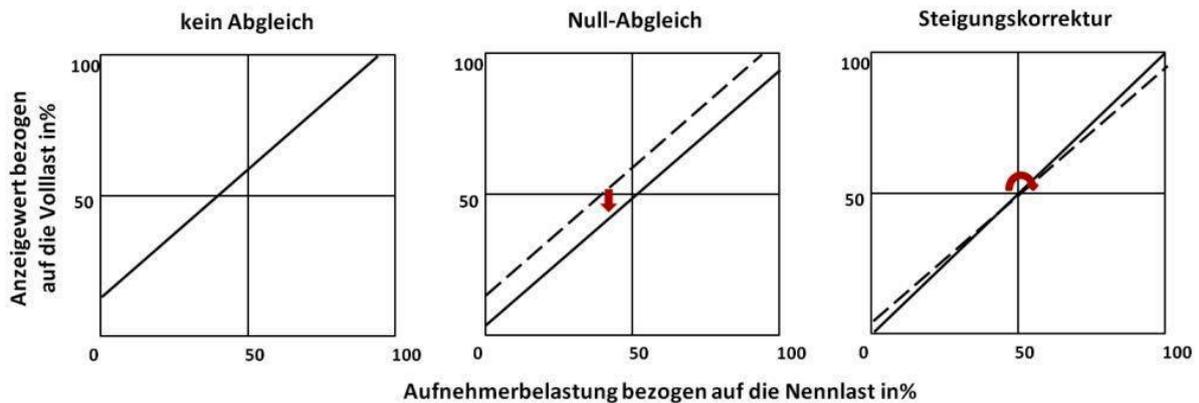
$$\varepsilon = \frac{2}{K(1 + \nu)} * \frac{U_A}{U_B} \quad (3.43)$$

Durch die ausgewählte Brückenschaltung entfallen die Dehnungen zufolge Biegung und Temperatur. Des Weiteren wird das Dehnungsgangssignal bei dieser Brückenschaltung um den Faktor  $\frac{K(1+\nu)}{2} \cong K * 0,65$  verstärkt.

### 3.8.1.7 DMS-Messverstärker

Da es sich um einen passiven Sensor handelt, muss das gemessene Signal verstärkt werden. Wie in **Abbildung 3-42** ersichtlich, führt in der Brückenschaltung eine Widerstandsänderung in einem oder mehreren Armen der Brücke zu einer relativen Widerstandsänderung  $U_A/U_B$  [mV/V]. Dieses Signal muss durch den Messverstärker verstärkt

werden. Entsprechend dem verwendeten Messsystem wird es in ein  $\pm 10V$  oder  $4-20mA$  Signal umgewandelt. Des Weiteren ist bei den meisten Geräten ein Nullabgleich und eine Messbereichseinstellung des Endwertes möglich (**Abbildung 3-43**).



**Abbildung 3-43: Nullpunktgleich**

(An den verwendeten Messverstärkern sind jeweils zwei Einstellschrauben [Zero, Gain] für den Nullabgleich und für die Steigungseinstellung vorhanden.)

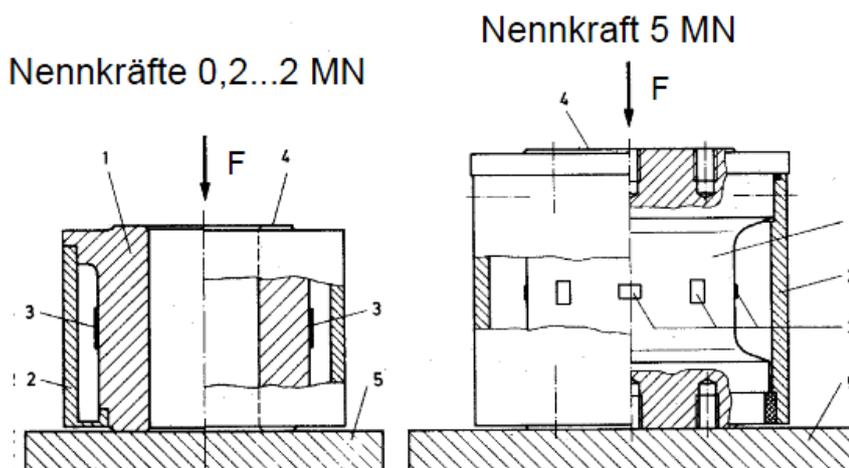
**3.8.1.8 Kraftmessung mittels Kraftmessdose**

Die verwendete Kraftmessdose arbeitet nach demselben Prinzip wie der DMS. Durch eine Kräfteinwirkung wird der Messkörper des Aufnehmers verformt. Hier werden die DMS jedoch nicht direkt auf das zu prüfende Bauteil geklebt, sondern auf einen speziell dafür konstruierten und optimierten Adapter (hohe Dehnung für ein starkes Signal). Die Aufbringung der DMS erfolgt hier durch Präzisionsmaschinen um eine hohe Linearität und eine geringe Hysterese zu gewährleisten.

Kraftmessdosen werden in Messbereichen von  $0.5N$  bis mehreren  $1000kN$  angeboten. Für jeden Nennlastbereich wird die Empfindlichkeit durch einen bestimmten  $mV/V$  Wert der Kraftmessdose vorgegeben.

Aufbau:

Beispiel Kraftaufnehmer C6A von HBM



1= Messelement; 2= Gehäuse; 3= Dehnungsmessstreifen; 4= Kräfteinleitungsfläche; 5= Grundplatte; F= Krafrichtung

**Abbildung 3-44: Kraftaufnehmer (HBM) [29]**

Hier stellt das Messelement ein rotationssymmetrisches Teil aus gehärtetem Stahl dar. Am Umfang des Messelements befinden sich die DMS [29]. Mit diesem Kraftaufnehmer können nur Druckkräfte gemessen werden. Um unerwünschte Einflüsse auf das Nullsignal und den Kennwert zu beseitigen, ist der Temperatureinfluss kompensiert. Das Gehäuse schützt den Kraftaufnehmer vor Feuchtigkeit und aggressiven Medien. Damit ist eine hohe Lebensdauer (im Vergleich zu einer DMS-beklebten Messstelle) des Kraftaufnehmers gewährleistet. Über das Gehäuse darf keine Last bzw. Kraft in den Aufnehmer eingeleitet werden. Zusätzlich sind Belastungen durch Biegung, Torsion und Querbeltung zu vermeiden.

Daten unseres Kraftaufnehmers (aus Datenblatt [30])

Typ		C6A
Genauigkeitsklasse		0,5
Nennkraft	kN	500
Nennkennwert	-	2
Relative Kennwertabweichung	%	<2,5
Relative Nullsignalabweichung	%	<1
Relative Umkehrspanne	%	<0,8
Linearitätsabweichung	%	<1

### 3.8.2 Drucksensoren

Die Mehrheit der in der Hydraulik verwendeten Drucksensoren arbeiten im elastischen Deformationsbereich einer Metallmembran [22]. Die Druckmessung erfolgt mittels eines Referenzdruckes (Luftdruck). Die Druckdifferenz bewirkt eine elastische Verformung der Membran. Bei Sensoren, wie in dieser Arbeit verwendet, die nach dem piezoresistiven Prinzip arbeiten, wird der Piezowiderstandseffekt genutzt. Der Deformationsbereich der Metallmembran ist in unserem Fall mit Halbleitermaterial beklebt. Bei Einwirkung einer mechanischen Spannung ändert sich der elektrische Widerstand. Solche Druckaufnehmer sind für statische und dynamische Messungen geeignet. Es sind passive Sensoren, welche eine Spannungsversorgung benötigen. Die Kalibrierung des Sensors erfolgt durch den linearen Zusammenhang von Druck und dem elektrischen Ausgangssignal durch einen Nullabgleich und der Eingabe des Druckbereichs.

### 3.8.3 Messturbine

Diese nutzen die Strömungsenergie des fließenden Mediums. Durch das axiale Durchströmen des Turbinenrades wird dieses in eine Rotation versetzt [22]. Je nach Viskosität und Strömungsgeschwindigkeit rotiert das Turbinenrad mehr oder weniger schnell. Die Drehzahl des Turbinenrades wird berührungslos gemessen (induktiv) und über einen Kalibrierfaktor, welcher dem Messsystem eingegeben wird, in einen Volumenstrom umgerechnet.

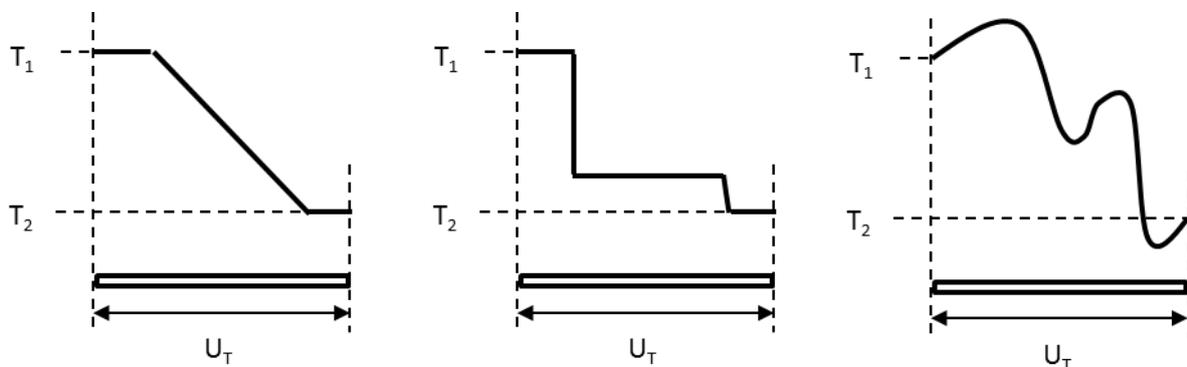
Messturbinen haben oft einen Fehler von  $\pm 2,5$  Prozent. Dies kommt daher, dass der Kalibrierfaktor nur eine bestimmte Viskosität des Mediums berücksichtigt. Des Weiteren wird das Ergebnis durch Verunreinigungen des Mediums sowie durch hohe Druckspitzen, die

eine Beeinflussung der Reibungsverhältnisse in den Turbinenradlagerstellen bewirken, verfälscht.

### 3.8.4 Temperaturmessung mit Thermoelementen

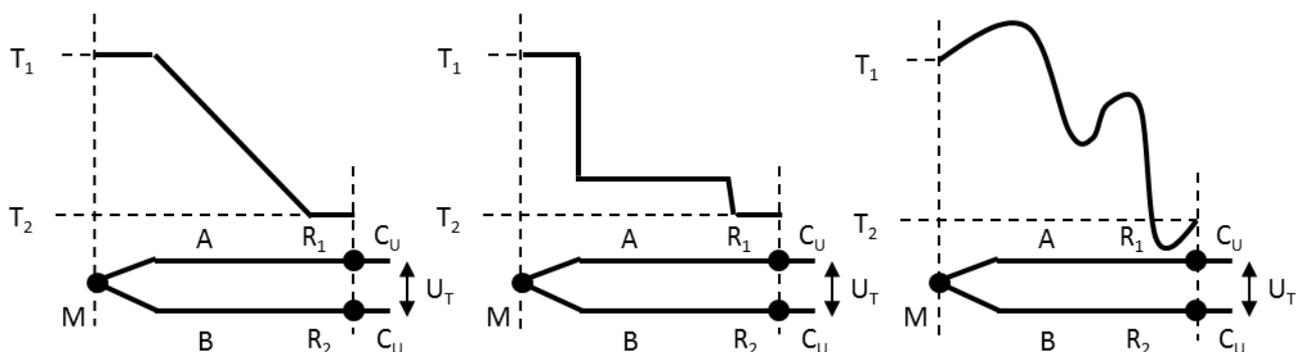
Befinden sich zwei verschiedene elektrische Leiter in einem Temperaturgefälle, so entsteht im Inneren des Leiters ein Elektronenfluss [20]. Dieser wird durch eine dem Temperaturgefälle proportionale elektromotorische Kraft (EMK) verursacht. Die EMK ist abhängig von der Größe und Richtung des Temperaturgefälles sowie des Leitermaterials. Es ergibt sich ein Spannungsunterschied zwischen den beiden freien Leiterenden, welcher von der Temperaturdifferenz und den thermoelektrischen Eigenschaften des Leiters abhängig ist. Dieser Effekt wird Seebeck-Effekt genannt. Es wird also eine Temperaturdifferenz gemessen und keine absolute Temperatur.

Um ein messtechnisch brauchbares Thermopaar zu erhalten, verbindet man zwei Leiter aus Metallen mit möglichst unterschiedlichen thermoelektrischen Eigenschaften an einem Ende.

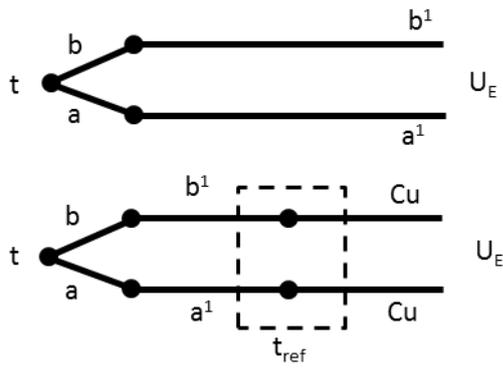


**Abbildung 3-45: Verschiedene Temperaturprofile ergeben die gleiche resultierende Thermospannung  $U_T$**

Die Spannung zwischen beiden Leiterenden ergibt sich aus der Summe der erzeugten EMKs entlang des Leiters (**Abbildung 3-45**). Die thermoelektrischen Kräfte werden im Bereich des gesamten Temperaturgradienten erzeugt und nicht nur an den Verbindungsstellen der beiden Leiter. Deshalb müssen sich die beiden Anschlussleitungen des Thermoelements auf gleicher Temperatur (**Abbildung 3-46**) befinden, ansonsten kommt es zu Messverfälschungen. Die Strecke zwischen der Messstelle M und den Anschlussstellen R1 und R2 stellt den Teil des Messkreises dar, der zur Erzeugung der Thermospannung genutzt wird. An der Messstelle M werden beide Thermodrähte verschweißt, verlötet oder verdreht. An den beiden Kontaktstellen R1 bzw. R2 werden die Thermoschenkel mit den Ausgleichs- oder Thermoleitungen/Kupferleitungen (**Abbildung 3-47**) verbunden. An ihnen wird die Thermospannung  $U_T$  gemessen.

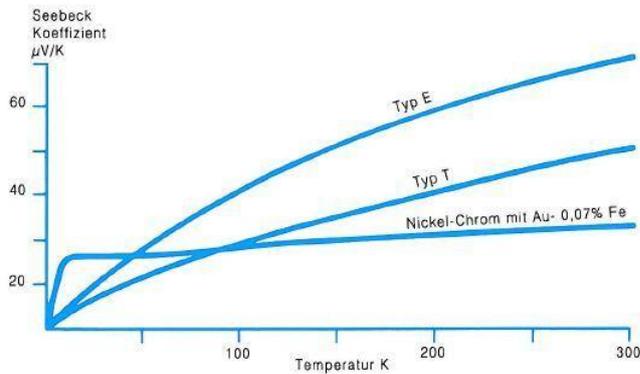


**Abbildung 3-46: Thermopaare in verschiedenen Temperaturprofilen**



**Abbildung 3-47: Anbindung der Thermoleitungen**

Die Thermospannung liegt im Bereich von einigen  $\mu\text{V}$  pro Grad Temperaturdifferenz. Die gemessene Ausgleichsspannung ist nicht linear proportional zur gemessenen Temperatur. Dies wird durch den Seebeck-Koeffizienten beschrieben (**Abbildung 3-48**), welcher bei den meisten Materialien eine ausgeprägte Temperaturabhängigkeit aufweist.



**Abbildung 3-48: Seebeck-Koeffizient für verschiedene Thermopaare [20]**

Daraus ergeben sich für die Kennlinien der Thermospannung oftmals stark gekrümmte Kurven. Um von der Thermospannung auf die Temperatur der Messstelle schließen zu können werden Referenztabelle verwendet.

Mit den heute verwendeten Thermoelementen können Temperaturbereiche von  $-270^\circ\text{C}$  bis  $3000^\circ\text{C}$  gemessen werden. Zurzeit stehen 10 verschiedene genormte Thermopaare zur Verfügung, da kein Thermoelement den gesamten Bereich abdeckt. Die Ausgangssignale der Thermoelemente liegen zwischen 10 und  $80 \mu\text{V/K}$ . Der gesamte Signalbereich erreicht Werte zwischen einigen hundert  $\mu\text{V}$  bis zu  $75\text{mV}$ . Deshalb wird ein Zwei-Leiter-Temperaturtransmitter benötigt, welcher die Spannungssignale in Stromsignale von 4 bis  $20\text{mA}$  umwandelt. Sie sind meist mit einer Elektronik gekoppelt, in welcher die Kennlinien der Thermopaare (PT100, K, J, T, N, ...) gespeichert sind und geben ein zur Temperaturdifferenz lineares Stromsignal aus (**Abbildung 3-42**).



Abbildung 3-49: Zweileiter Temperaturtransmitter

### 3.8.5 Optischer Sensor zur Messung des Weges

Die im Prüfaufbau verwendeten optischen Sensoren arbeiten nach dem Prinzip der optischen Triangulation. Dadurch ist eine berührungsfreie Wegmessung möglich. Triangulation ist eine Abstandsmessung durch Winkelberechnung. Der Sensor projiziert einen Laserpunkt auf das zu messende Objekt. Das dort reflektierte Licht trifft abhängig von der Entfernung unter einem bestimmten Winkel auf ein Empfangselement. Durch die Position des Lichtpunktes auf dem Empfangselement und aus der Distanz von Sender zum Empfangselement wird der Abstand zum Messobjekt im Sensor berechnet.

### 3.8.6 Messumformer

Für die Messung des Ventileingangsstroms wird ein Messumformer verwendet, welcher das PWM Stromsignal in ein Signal geringer Leistung für den Anschluss an ein Messgerät zur Verfügung stellt. Hierfür wird ein Stromadapter der Firma Hydac verwendet, welcher den PWM-Strom auf ein Normsignal von 0..20mA wandelt. Dieser Adapter besitzt einen zuschaltbaren Hardware-Filter für PWM-Signale. Es können positive und negative Ströme gemessen werden (**Abbildung 3-50**). Der Nullpunkt des Messgerätes liegt bei 10mA.

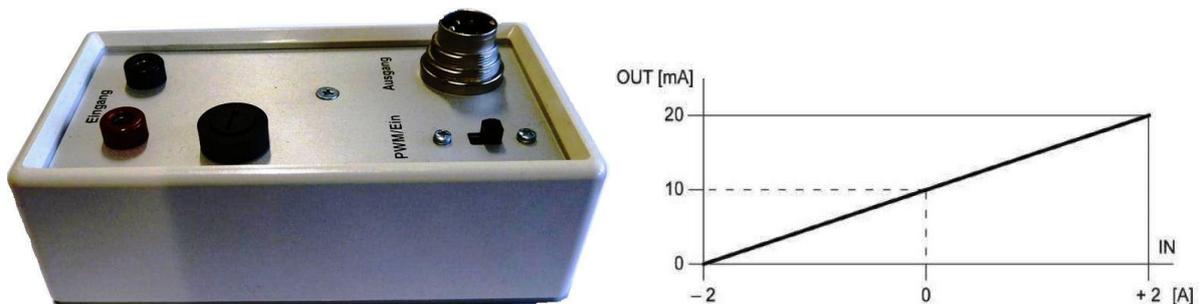


Abbildung 3-50: links: Stromadapter der Firma Hydrotechnik; rechts: Messbereich

Bei diesen Messumformern ist jedoch die längere Einschwingzeit mit dem PWM-Filter zu berücksichtigen. Diese beträgt bei einem Signalsprung von 10% bis 90% mit PWM-Filter 250ms [36].

### 3.8.7 Hydrotechnik-Handmessgerät

Mit dem Hydrotechnik-Handmessgerät „Multisystem 5060“ können bis zu 8 Messkanäle aufgezeichnet werden [35]. Sechs davon sind Analogeingänge und zwei davon Frequenzeingänge. Da die verwendeten Sensoren keine ISDS-Erkennung haben, sind die Sensorparameter über das Bedienmenü einzugeben. Die Messungen können alle über USB-Kabel an den PC übertragen werden. Mit dem Programm „Hydrocom6“ ist eine schnelle Auswertung und Speicherung möglich. Des Weiteren steht ein Online-Betrieb zur Verfügung.

Alle Messungen können mit einer Messrate bis  $1000\text{Hz}=1\text{ms}$  aufgezeichnet werden. In dieser Arbeit ist das Messgerät zur Messung der Drucksensoren, der Messturbine, des DMS-Signals und des Ventilstroms verwendet worden.

### 3.8.8 MGCsplit

Das MGCsplit von HBM stellt ein Messsystem mit Netzwerkstruktur dar. Als Basiseinheit wird ein MGCplus-Modul verwendet [32]. Mit den MGCsplit-Modulen lassen sich komplexe Messsysteme zusammenstellen, durch seine modulare Bauweise ist es flexibel erweiterbar. Mithilfe der Aufnehmer-Identifikation verschiedener Verstärkermodule für verschiedene Sensoren und einer leistungsfähigen Software (catman) ist eine schnelle Auswertung möglich. Es besitzt einen 24-Bit A/D Wandler in jedem Kanal und Messraten bis zu  $19,2\text{kHz}$  pro Kanal. Im Werk wird es vor allem im mobilen Einsatz für die Messung der Kraft über DMS verwendet. In dieser Arbeit ist das Messsystem zur Kalibrierung der DMS verwendet worden. Dabei sind das Signal des Kraftaufnehmers C6A, der DMS-Vollbrücke (mit  $[4-20\text{mA}]$  und ohne  $[\text{mV/V}]$  Messverstärker RM4220) und der Druck ( $4-20\text{mA}$ ) aufgezeichnet worden.

### 3.8.9 Liebherr-Steuergerät

Im folgenden Kapitel sollen die wichtigsten Eigenschaften des Steuergerätes für die Anwendung als Prüfstandsteuergerät aufgezeigt werden. Das Liebherr-Steuergerät (PME) wird im Wesentlichen durch den Steuerrechner (Master) und seine Input- und Output-Module gebildet.



**Abbildung 3-51: Liebherr-Steuergerät**

Der Steuerrechner dient in diversen Erdbewegungsmaschinen und Kränen von Liebherr als Zentralrechner. Das Steuergerät ist vor allem auf den Bereich der mobilen Anwendung spezialisiert bzw. für diesen entwickelt worden.

#### Technische Daten:

Rechnerleistung:	MPC8270 mit 266 MHz
Spannungsversorgung:	+9.0VDC bis +60.0VDC
Nennspannung	+24.0VDC / +28.0VDC
Speicherbestückung:	SD-RAM 32 MB
	Flash 32 MB
	SRAM 32 MB

Der Steuerrechner hat folgende Schnittstellen:

- Spannungsversorgung
- 4x CAN (Controller Area Network)
- 4x RS232
- 3x Ethernet (LAN)
- 2x CompactFlash Slot für CF Type 1

Die Steuerung verfügt über CF-Slots. In diese CF-Slots werden die CF-Speicherkarten gesteckt, wobei eine Speicherkarte das Programm überträgt und die andere für die Messdatenaufnahme zuständig ist. Über eine LAN-Schnittstelle und eine RS232 ist eine Verbindung zum PC möglich. Die Module kommunizieren mit dem Master über CAN-Bus. Diese CAN-Schnittstelle überträgt das Liebherr-CAN-Protokoll. Die Prozessfrequenz  $f_{Prozess}$ , die die wichtigste Eigenschaft für die mögliche Prüfstandanwendung darstellt, wird durch diesen CAN-BUS auf 10 bis 100Hz beschränkt. Das Input-Modul besitzt 16 analoge Messeingänge für die Spannungs-, Strom- und Widerstandsmessung.

Wie schon beim Input-Modul ist beim Output-Modul die Prozessfrequenz  $f_{Prozess}$  durch den BUS auf 10 bis 100Hz beschränkt. Mit dem Output-Modul können Ventile, Pumpen und der Motor angesteuert werden. Es besitzt 16 PWM-Ausgänge mit Stromregelung, wobei diese zwischen 0..1,3A bei einer PWM-Frequenz von 800Hz arbeitet. Die Auflösung der Stromregelung ist 1mA. Des Weiteren wird dem Signal standardmäßig eine Ditherfrequenz von  $f_{Dither}$  100Hz und ein Ditherstrom von  $i_{Dither}$  50 mA (moduliert) überlagert. Beim Dithersignal können die Frequenz (zwischen 40 bis 400Hz) sowie der Ditherstrom verstellt werden.

### 3.8.10 Programm zur Wertevorgabe

Das Liebherr-Steuergerät wird mit der Software SCULI betrieben. SCULI (Service Client Universal Liebherr) ist eine Sammlung verschiedener Module und wurde für die Arbeit bei Wartungs- und Serviceeinsätzen konzipiert. Es wird vor allem als Motordiagnose-Tool und als Gerätediagnose-Tool verwendet.

In unserem Fall dient es als Bedieneroberfläche für die PME.

Es können somit

- Messwerte angezeigt werden (auch online, jedoch nur mit 100ms),
- Einstellwerte vorgegeben werden
- Kennlinien für die Sensoren hinterlegt werden
- Standardregler programmiert werden
- logische Signalstrukturen programmiert werden

## 3.9 Regelungstechnik

In diesem Kapitel werden praxisorientiert, ohne Berücksichtigung mathematischer bzw. regelungstechnischer Herleitungen, einige wichtige Begriffe der Regelung erläutert. Des Weiteren wird für den im Prüfstand verwendeten klassischen, einschleifigen Antriebsregelkreis eine praxisorientierte Methode zur Einstellung des Reglers erklärt, sowie auf die Probleme, die beim Regeln einer hydraulischen Achse bewältigt werden müssen, hingewiesen.

### 3.9.1 Steuern

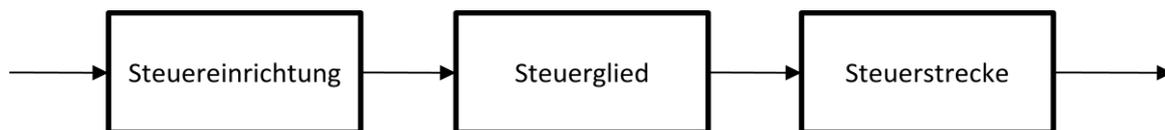


Abbildung 3-52: Offene Steuerkette

Steuerungen arbeiten in einer offenen Steuerkette, das heißt es gibt keine Rückführung der Regelgröße. In vielen technischen Systemen ist eine Steuerung ausreichend [21].

### 3.9.2 Regeln

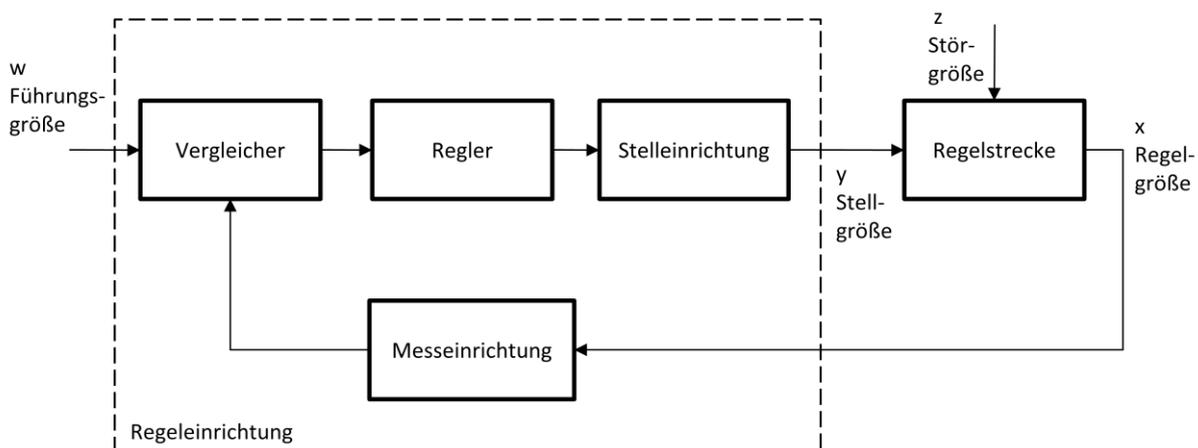


Abbildung 3-53: Geschlossener Regelkreis

Wenn man den Istwert einer Regelstrecke (offene Steuerstrecke) erfasst, rückführt und mit der Führungsgröße vergleicht, bekommt man einen geschlossenen Regelkreis [21].

Unter einer Regelung versteht man den Vorgang, bei dem eine Größe, die Regelgröße, fortlaufend gemessen und mit einer Größe, der Führungsgröße, verglichen wird. Mit dem Vergleichsergebnis wird die Regelgröße so beeinflusst, dass sich die Regelgröße der Führungsgröße angleicht. Eine Regelung wirkt allen Störungen entgegen, die am System angreifen.

### 3.9.3 Regeln mit digitalen Regler

Früher waren die Regler mit Operationsverstärkern aufgebaut. Heute werden vorwiegend Digitalregler verwendet. Bei einem digitalen Regler werden die Eigenschaften des Reglers durch einen Regelalgorithmus festgelegt. Dieser wird in die Software der Steuerung eingegeben.

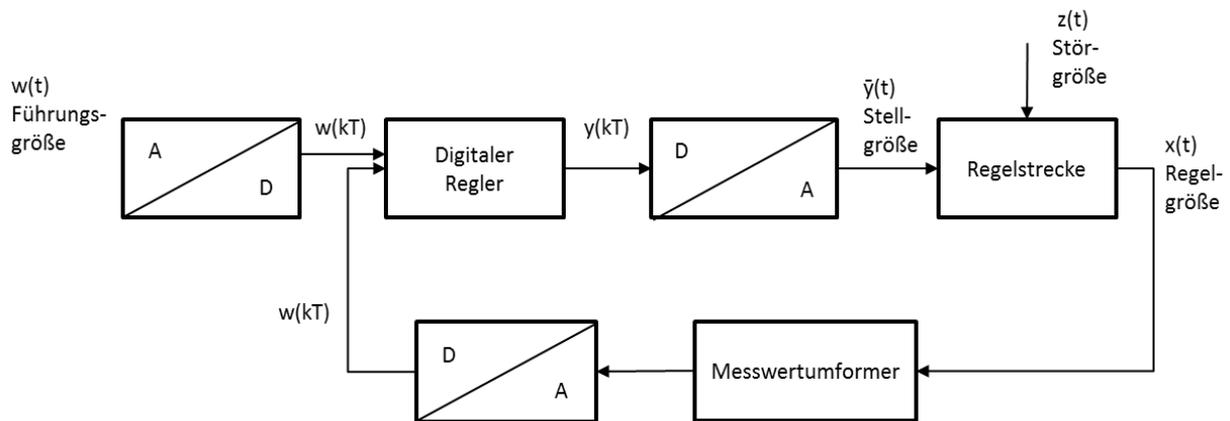


Abbildung 3-54: Digitaler Regelkreis

Da die Regelstrecke im Allgemeinen analog arbeitet, muss die analoge Regelgröße in digitalen Regelungssystemen von einem A/D-Wandler in ein digitales Signal gewandelt werden [21].

In einem A/D-Wandler werden analoge Signale abgetastet, gespeichert und gewandelt. Dies wird mithilfe einer Abtasthalteschaltung realisiert. Die Halteoperation ist notwendig, um das abgetastete analoge Signal für die Dauer der A/D-Wandlung zu Verfügung zu stellen. Die Führungsgröße und die Stellgröße werden so in eine Zahlenfolge gewandelt. Dem Rechner steht somit eine Zahlenfolge zur Verfügung. Mit dieser Zahlenfolge wird im Regler durch den Regelalgorithmus die Stellgrößenfolge  $y(kT)$  gebildet. Der D/A-Wandler erzeugt aus der Stellgrößenfolge eine Stellgröße, die als Einganggröße die Regelstrecke beeinflusst. Diese Einganggröße kann man sich als Treppenfunktion zeitkontinuierlich vorstellen. Dies wird wiederum durch ein Halteglied erreicht. Beim Halteglied kann zwischen einem ZOH (Zero order hold, treppenförmiges Signal) und einem FOH (first order hold, Werte zwischen zwei Treppenstufen werden durch eine Rampe extrapoliert) unterschieden werden.

### 3.9.4 Auflösung des A/D-Wandlers.

Die analoge Regelgröße wird in einen wertdiskreten Zahlenwert umgewandelt. Es gibt nur endlich viele Möglichkeiten an Werten beim Ergebnis. Diese Möglichkeiten werden durch die Auflösung des Reglers begrenzt.

Bsp. 8 Bit-Wandler: 8 Bit  $\rightarrow 2^8 = 256$  Zustände, das heißt es gibt 0,1,2,3,...,256-1;

Allgemein: n bit  $\rightarrow 2^n$  Zustände, 0,1,2,...,  $2^n - 1$ ;

Ein Spannungssignal von 0..10V wird in 256 Teile unterteilt. Auflösung =  $10/256 = 0,039V$ .

### 3.9.5 Abtastzeit des A/D-Wandlers

Die Abtastzeit  $T$  muss so gewählt werden, dass die Unterschiede zwischen dem Regelverhalten mit analogen und digitalen Reglern gering sind. Der digitale Regelkreis wird als quasikontinuierlich bezeichnet [49]. Mit zunehmender Abtastzeit, bei gleichem Eingangssignal, wird die Güte der Regelung immer schlechter. Wie groß die Abtastzeit maximal gewählt werden darf, kann man mit dem Abtasttheorem von Shannon ermitteln.

Aussage des Theorems:

Um ein abgetastetes kontinuierliches Signal als das gleiche Signal rekonstruieren zu können, muss die Abtastfrequenz einen größeren Wert als die doppelte Frequenz des Eingangssignales aufweisen.

$$f_{abstast} > 2 * f_{maxSignal} \tag{3.44}$$

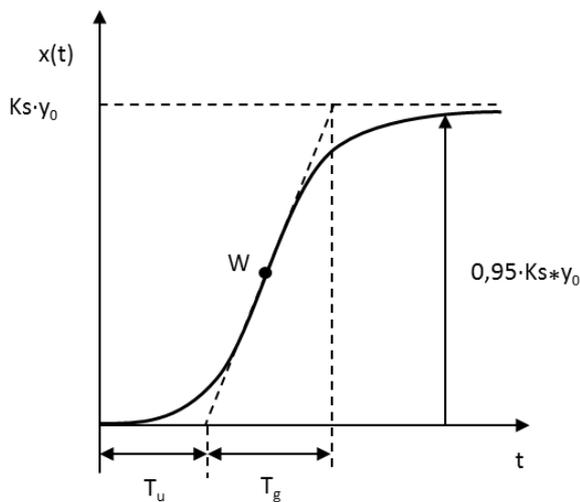
Wird diese Regel verletzt, kommt es zum Phänomen des Alias-Effekts. Dies führt dazu, dass zu hohe Frequenzen des Originalsignals als Signale mit niedrigerer Frequenz interpretiert werden.

Richtlinien in Form von Faustformeln [49]:

höchstens : 
$$T < \frac{1}{2 * f_{max,Signal}} \tag{3.45}$$

quasikontinuierlich : 
$$T < \frac{1}{10 * f_{max,Signal}} \tag{3.46}$$

Eine weitere Bestimmung der Abtastrate kann mit Hilfe der Sprungantwort [21] gewonnen werden. Hier wird eine Regelstrecke ohne Überschwingen betrachtet. Aus ihr können drei Kenngrößen abgelesen werden: Verzugszeit  $T_u$ , (Totzeit), Ausgleichzeit  $T_g$ , Einstellzeit  $T_{95}$ , bei der die Regelgröße 95% des Endwertes erreicht.



**Abbildung 3-55: Kenngrößen der Sprungantwort einer P-Regelstrecke**

Hier gelten folgende Einstellregeln für die Abtastzeit für quasikontinuierliche Regelkreise.

Zeitkenngroße	Anzahl der Abtastungen innerhalb der Zeitkenngroße	Abtastzeit
$T_u$	2 bis 5	$0,2 * T_u \leq T \leq 0,5 * T_u$ , gültig für $\frac{T_g}{T_u} < 12$
$T_g$	$\geq 10$	$T \leq 0,1 * T_g$
$T_{95}$	10 bis 20	$0,05 * T_u \leq T \leq 0,1 * T_{95}$

**Tabelle 3-3: Einstellen der Abtastzeit mit Kenngrößen der Regelstreckensprungantwort.**

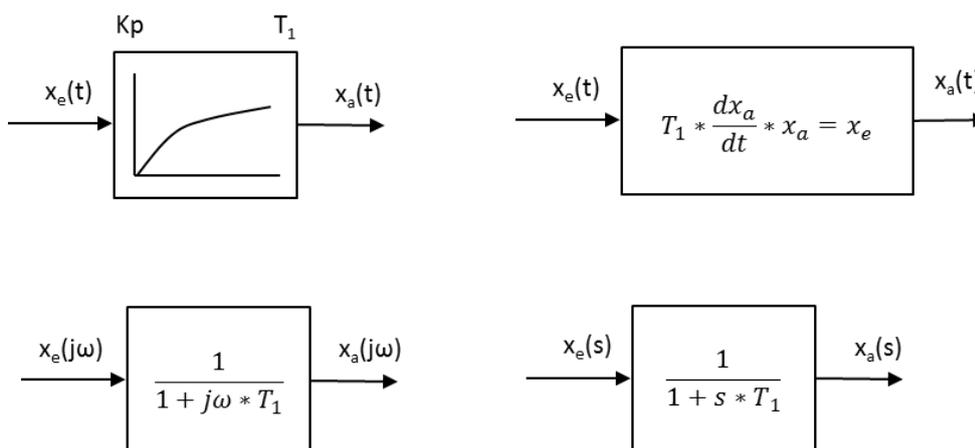
Sind diese Bedingungen erfüllt kann der Regelkreis als quasikontinuierlich angesehen werden. Ist die Abtastzeit des Reglers zu groß, darf sie nicht mehr vernachlässigt werden und muss im Reglerentwurf berücksichtigt werden.

### 3.9.6 Beschreibung der Regelstrecke

Die Regelstrecke ist ein Teil des Regelkreises. Sie liegt zwischen dem Stell-Ort und dem Mess-Ort. Sie stellt den zu regelnden Prozess oder die zu regelnde Anlage dar. Die Kenntnis über die Regelstrecke zur Auslegung eines Reglers ist daher essentiell. Die Art der Regelstrecke bestimmt den Schwierigkeitsgrad der Regelung. Im Folgenden werden die Grundlagen zur Beschreibung der Regelstrecke kurz erläutert.

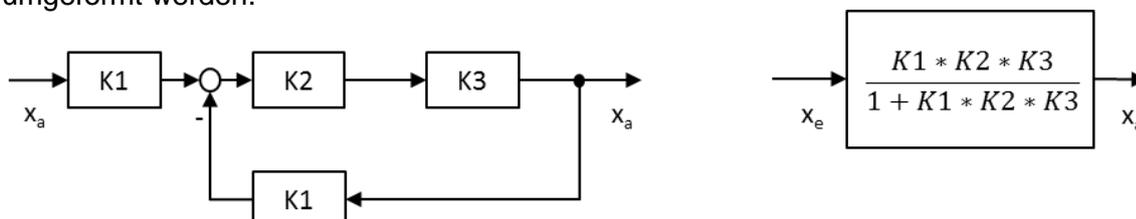
#### 3.9.6.1 Wirkungs- und Signalflusspläne

[21] Signalflusspläne sind Hilfsmittel zur Darstellung von regelungstechnischen Strukturen. Mit ihnen lassen sich die dynamischen Eigenschaften eines Systems in Blockschaltbildern darstellen. Sie charakterisieren das Ein- bzw. Ausgangsverhalten (meist in linearisierter Form) einer Systemkomponente. Das Verhalten eines Übertragungsblocks kann mithilfe der Sprungantwort, der Frequenzgangs-Funktionen, der Laplace-Übertragungsfunktionen oder der Differentialgleichung angegeben werden. In **Abbildung 3-56** sind verschiedene Beschreibungen von Übertragungsblocks zu sehen.



**Abbildung 3-56: Beispiele für die Darstellung von Übertragungsblocks**

Mit Hilfe von Verknüpfungselementen und unter Anwendung von Umformregeln können parallel-, ketten- und kreisförmige Signalflussstrukturen in einen Übertragungsblock umgeformt werden.



**Abbildung 3-57: Umformen von Signalflussstrukturen**

### 3.9.6.2 Sprungantwort

Um Informationen über das zeitliche Verhalten der Regelstrecke zu bekommen wird in der Regel eine Sprungantwort erfasst. Bei einer Sprungantwort wird die Strecke allein ohne Regler untersucht. Sie stellt die wichtigste Testfunktion in der Regelungstechnik dar [21]. Mit ihrer Hilfe kann eine Regelstrecke identifiziert werden. Bei einer Sprungantwort wird die Eingangsfunktion  $x_e(t)$  zum Zeitpunkt  $t=0$  sprungförmig von Null auf einen Wert  $x_{e0}$  geändert. Der zeitliche Verlauf durch diese Anregung wird Sprungantwort genannt. Wird die Ausgangsgröße auf die Eingangsgröße bezogen, so entsteht die Übertragungsfunktion der Regelstrecke.

### 3.9.6.3 Identifikation der Strecke

Aus dem Verlauf der Sprungantwort kann das prinzipielle Verhalten eines Übertragungselementes gezeigt werden [42]. Sie zeigt deutlich, wie die Regelgröße auf eine Stellgrößenabweichung reagiert.

Je nachdem welcher zeitliche Verlauf sich einstellt, unterteilt man die Regelstrecken in:

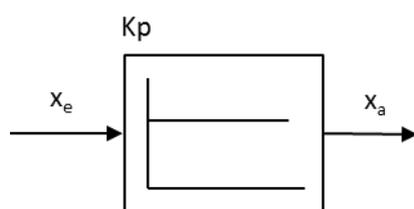
- P-Regelstrecken (proportionales Verhalten)
- I-Regelstrecken (integrierendes Verhalten)
- Strecken mit Totzeit

Strecken mit Energiespeicher werden auch P-Strecken mit Verzögerung genannt (erster  $[PT_1]$ , zweiter  $[PT_2]$  oder höherer Ordnung  $[PT_n]$ ). Des Weiteren können noch Begriffe wie Strecken mit Ausgleich und Strecken ohne Ausgleich auftauchen. Daher ist es wichtig diese Begriffe zu erläutern.

### 3.9.6.4 Strecken mit Ausgleich

Sie reagiert auf eine Änderung der Störgröße oder der Stellgröße durch Ausbildung eines neuen, stabilen Istwertes [39]. Ein solcher Prozess ist in der Lage einen Gleichgewichtszustand zu bilden. Sie werden als P-Strecken bezeichnet.

#### 3.9.6.4.1 P0-Strecke (Verzögerungsarme Strecke)



Reines proportionales Verhalten kommt in der Praxis nicht vor, da jede Übertragung von Energie eine endliche Zeit benötigt [42]. Wenn die Verzögerung zwischen Stell- und Regelgröße jedoch sehr gering ist (es gibt kein Speicherelement) und somit keine nennenswerte technische Auswirkung hat, wird von einer P-Strecke gesprochen.

Abbildung 3-58: P0-Strecke

$$x_a = K_p * x_e \tag{3.47}$$

Beispiel: mechanischer Hebel

Bei P-Strecken ändert sich die Regelgröße  $x_a$  proportional zur Stellgröße  $x_e$  theoretisch ohne Verzögerung.

#### 3.9.6.4.2 Totzeitglied

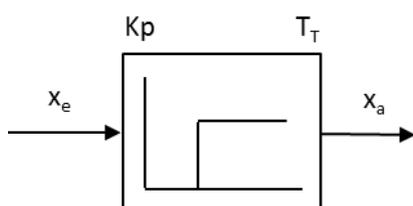


Abbildung 3-59: Totzeitglied

Bei Strecken mit Totzeit reagiert der Prozess erst nach einer bestimmten Zeitspanne, der Totzeit. Sie verhält sich wie ein P-Glied, bei dem das Ausgangssignal um die Totzeit verspätet ankommt, ohne die Eingangsgröße während dieser Zeit zu verzerren. Als Maß für die Totzeit gilt die Zeitkonstante  $T_t$ . Totzeiten bereiten in der Regelungstechnik große Schwierigkeiten. Aufgrund der Zeitverzögerung der Stellgröße kann es bei Regelstrecken

mit Totzeit schnell zu Schwingungen kommen [42]. Die Totzeit wirkt sich als zusätzliche Phasenverschiebung aus. Dies wirkt sich ungünstig auf die Stabilität der Regelstrecke aus.

$$x_a = K_P * x_e(t - T_t) \tag{3.48}$$

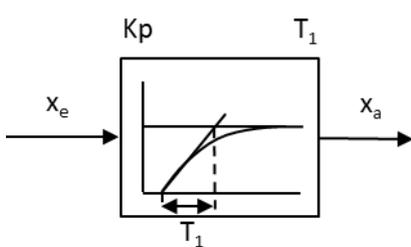
Beispiel: Laufzeit von Material (Förderband), Laufzeit von Signalen (Rechenzeit, A/D-, D/A-Wandler.)

### 3.9.6.5 Regelstrecken mit Energiespeicher

Verzögerungen zwischen Stell- und Regelgröße entstehen nicht nur durch Totzeiten. Jede Regelstrecke besitzt oft mehrere Energiespeicher [42]. Bei Regelstrecken mit Energiespeichern wird der stationäre Endzustand erst nach endlicher Zeit erreicht. Nahe des Gleichgewichtszustands läuft die Veränderung langsam ab, bis sie sich asymptotisch dem Endwert nähert. Im Gegensatz zum Totzeitglied reagiert der Prozess nicht erst nach einer bestimmten Zeitspanne in voller Stärke, sondern von Anfang an kontinuierlich. Je nach Größe des Speichers haben sie ein anderes Zeitverhalten. Somit kann es sein, dass Regelstrecken mit kleineren Speichern oftmals unberücksichtigt bleiben.

Die Übertragungsfunktion wird durch die Anzahl der Energiespeicher (Verzögerungsglieder) bestimmt, die durch Widerstände voneinander getrennt sind [39].

#### 3.9.6.5.1 PT<sub>1</sub>-Strecke



Eine solche Strecke hat nur einen zeitbestimmenden Speicher. Als Maß für die Verzögerungswirkung dient die Zeitkonstante  $T_1$ . Die Zeitkonstante gibt an, wann die Regelgröße  $x_e$  nach dem Einheitsprung 63% ihres Endwertes erreicht. Je größer die Zeitkonstante  $T_1$ , umso größer ist der Speicher und umso langsamer ändert sich die Regelgröße [39].

Abbildung 3-60: PT<sub>1</sub>-Strecke

$$T_1 * \dot{x}_a + x_a = K_P * x_e \tag{3.49}$$

Beispiel: Masse-Dämpfer-System

#### 3.9.6.5.2 PT<sub>2</sub>-Strecke

Die Sprungantwort einer Regelstrecke zweiter oder höherer Ordnung zeigt einen Wendepunkt im Funktionsverlauf. PT<sub>2</sub>-Strecke haben zwei Energiespeicher. Je nach Dämpfungsfaktor (**Abbildung 2-9**) können sich unterschiedliche Übertragungsverhalten einstellen:

- Stabiler Schwingfall ( $0 < D < 1$ )
- Aperiodischer Grenzfall ( $D = 1$ )
- Kriechfall ( $D > 1$ )
- Grenzstabiler Schwingfall ( $D = 0$ )
- Instabiler Schwingfall ( $-1 < D < 0$ )
- Kriechfall ( $D \leq -1$ )

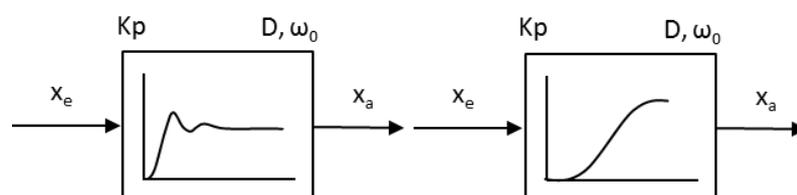


Abbildung 3-61: PT<sub>2</sub>-Strecke

Grenzstabile Regelstrecken treten nur auf, wenn zwei unterschiedliche Energiespeicher zusammengeschaltet werden. Zum Beispiel ein Feder-Massesystem. Solche Systeme treten in der Regel nicht auf, da immer energiewandelnde Elemente vorhanden sind (mechanische Dämpfung) [21].

$$\frac{1}{\omega_0^2} * \ddot{x}_a + \frac{2 * D}{\omega_0} * \dot{x}_a + x_a = K_P * x_e \tag{3.50}$$

Beispiel: Feder-Masse-Dämpfersystem

Die Reihenschaltung zweier PT<sub>1</sub>-Elemente mit gleichen Energiespeichern und

- mit verschiedenen Zeitkonstanten führt zu einem PT<sub>2</sub>-Element mit langsamen Übertragungsverhalten.
- mit gleichen Zeitkonstanten führt zu einem PT<sub>2</sub>-Element mit aperiodischem Übertragungsverhalten.
- mit gleichen Zeitkonstanten und Gegenkopplung führt zu einem PT<sub>2</sub>-Element mit schwingendem Übertragungsverhalten (stabiler Schwingfall).

### 3.9.6.6 Strecke ohne Ausgleich

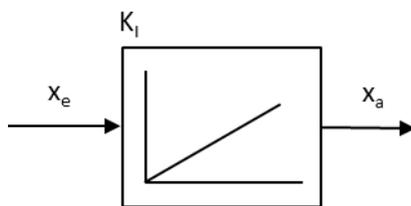


Abbildung 3-62: I-Strecke

Eine integrale Strecke ist eine Strecke ohne Ausgleich. Sie reagiert auf eine Stellgröße oder Störung mit einer ständigen konstanten Änderung des Istwertes. Wenn die Stellgröße ungleich null ist, nimmt die integrale Regelstrecke keinen Gleichgewichtszustand ein. In der Praxis hat die I-Strecke eine Begrenzung (zum Beispiel einen Anschlag) [39].

$$x_a = K_I * \int x_e(t) dt \tag{3.51}$$

Beispiel: Die Umsetzung einer Spindeldrehzahl in eine Längsbewegung oder die Abhängigkeit des Hubes eines Differentialzylinders in Abhängigkeit der zufließenden Ölmenge.

### 3.9.6.7 Differenzierendes Verhalten:

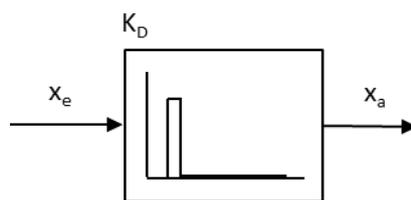


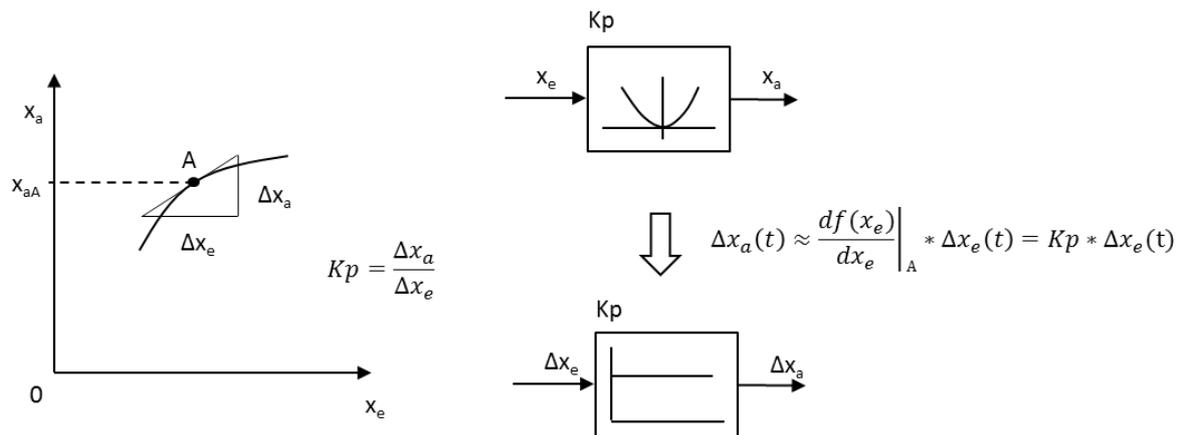
Abbildung 3-63: D-Strecke

Differenzierendes Verhalten liegt vor, wenn die Sprungantwort für eine große Zeit zu Null wird. Differenzierende Elemente übertragen keine Gleichsignale wie zum Beispiel eine Sprungantwort. Reines D-Verhalten tritt bei Regelstrecken nicht auf.

$$x_a = K_D * \dot{x}_e \tag{3.52}$$

## 3.9.7 Vereinfachungen der Regelstrecke für eine regelungstechnische Simulation

Für eine regelungstechnische Simulation bzw. Berechnung (Übertragungsfunktion) müssen eine Vielzahl an Vereinfachungen getroffen werden. Da die Anwendung der Laplace-Transformation Linearität voraussetzt, muss auch die Bedingung von linearen Übertragungselementen gegeben sein [21]. Ein Übertragungselement ist linear, wenn es das Verstärkungsprinzip und Überlagerungsprinzip erfüllt.

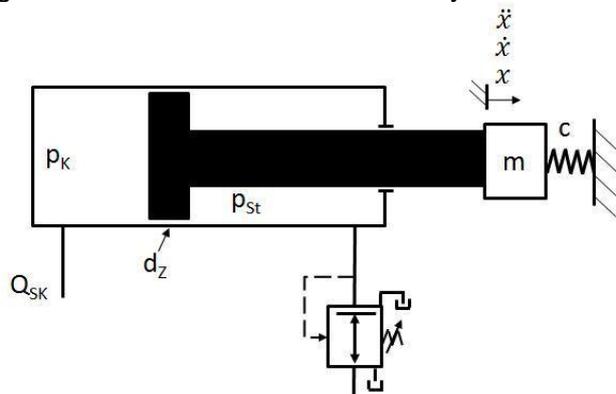


**Abbildung 3-64: Linearisierung im Arbeitspunkt**

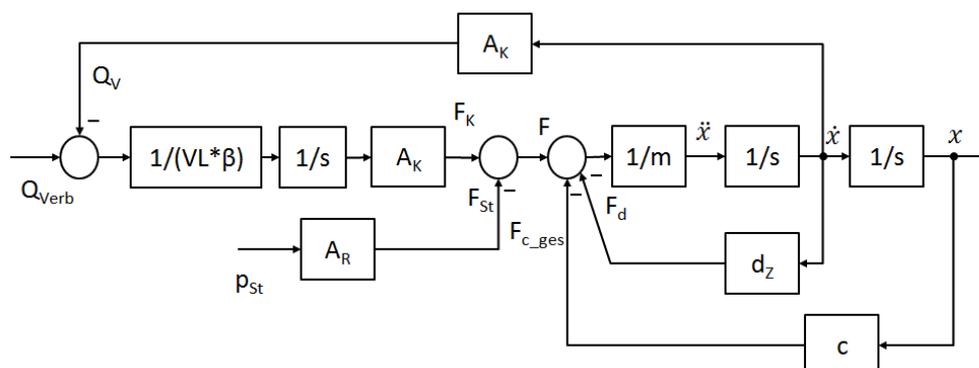
Um diese Bedingungen erfüllen zu können sind nichtlineare Kennlinien der Übertragungselemente im Arbeitspunkt zu linearisieren. Dies erfolgt in der Regel durch Messung der Kennlinie und durch das Anlegen der Tangente im Arbeitspunkt. Wenn das nichtlineare Verhalten durch eine Gleichung gegeben ist, lässt sich der Proportionalwert auch durch den Differenzialquotienten ermitteln.

### 3.9.8 Regelstrecke einer hydraulischen Achse

Die Regelstrecke einer hydraulischen Achse ist zum einen aus dem Ventil und zum anderen durch den Zylinder gegeben. Im Folgenden soll die mögliche Darstellung eines Zylinders und eines Ventils in einer für die regelungstechnische Betrachtung üblichen Signalfflussstruktur dargestellt werden. Hier müssen eine Reihe von Vernachlässigungen und Vereinfachungen getroffen werden um ein solches System darstellen zu können.



**Abbildung 3-65: Vereinfachtes Modell eines Zylinders**



**Abbildung 3-66: Linearisiertes Modell eines Zylinders**

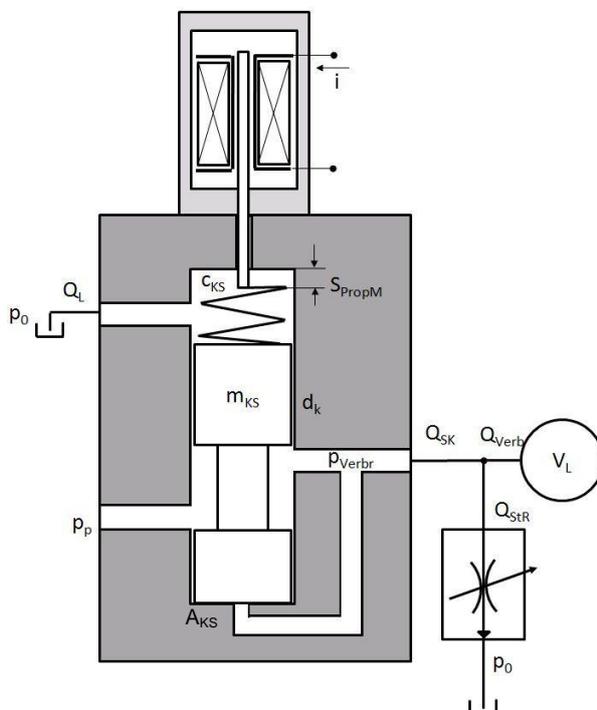
Für das Modell des Zylinders wurden folgende Vereinfachungen getroffen:

- keine Leckverluste im Zylinder
- lineare Reibverhältnisse durch  $d_z$
- der Druck auf der Stangenseite wird durch ein 3-Wege-Druckreduzierventil auf einen konstanten Wert vorgespannt
- konstante hydraulische Kapazität ( $V_L \cdot \beta$ )

Der Zylinder mit der Feder wird als Feder-Masse-Dämpfersystem dargestellt. Der gespeicherte Volumenstrom, welcher bei konstanter hydraulischer Kapazität ( $V_L \cdot \beta$ ) proportional zur Druckänderungsgeschwindigkeit ist, ergibt sich aus der Differenz des Volumenstroms vom Ventil  $Q_{Verbr}$  mit dem abfließenden Volumenstrom vom Verbraucher  $Q_V$ . Der konstante Druck auf der Stangenseite wird durch das Druckreduzierventil dargestellt.

**Abbildung 3-68** zeigt ein vereinfachtes, idealisiertes, linearisiertes proportionales 2-Wege-Druckreduzierventil. Für das Modell des Ventils wurden folgende Vereinfachungen angenommen:

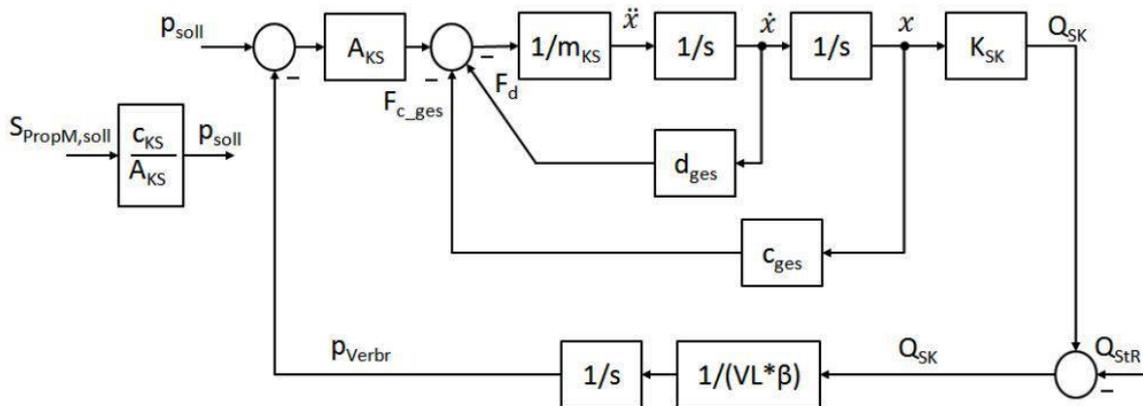
- linearer Zusammenhang zwischen Weg und Volumenstrom am Ventilkolben ( $K_{sk}$ )
- Verbraucher wird durch eine hydraulische Kapazität dargestellt ( $\beta \cdot V_L$ )
- konstanter Mindestvolumenstrom über die Steuerkante des DMV durch das Stromregelventil im Bypass
- lineare Dämpfungskraft
- lineare Steifigkeit (mit nicht linearen Strömungskräfte)
- Volumenstrom ist differenzdruckunabhängig
- die innere Dämpfung des Ventilkolbens wird vernachlässigt



**Abbildung 3-67: Vereinfachtes Modell eines 2-Wege-DMV**

Jedes Druckregelventil regelt, wie sein Name schon sagt, sich selbst auf einen eingestellten oder vorgegebenen Wert ein. Dieser Regler ist ein hydraulischer P-Regler, wie in **Abbildung 3-68** zu sehen ist. Der P-Anteil wird durch die Fläche des Kolbenschiebers  $A_{KS}$  gegeben. Die Regelparameter der internen Druckregelung eines solchen Ventils sind hauptsächlich durch

die Ventilkonstruktion vorgegeben. Dadurch ist die Dynamik eines Druckregelventils zum größten Teil vorgegeben bzw. bei übergeordneter Regelung begrenzt.



**Abbildung 3-68: Linearisiertes Modell eines 2-Wege-DMV**

Durch eine Vorsteuerung des Ventils wird die Dynamik zusätzlich verschlechtert. Eine regelungstechnische Simulation bzw. Auslegung der hydraulischen Achse im vorhandenen Prüfaufbau ist durch eine Nutzen/Aufwand-Betrachtung nicht sinnvoll. Es ist mit vielen nichtlinearen Effekten zu rechnen, bedingt durch die Verwendung zweitklassiger Komponenten, wie z.B. Proportionalventile anstatt Servoventile (Profilüberdeckung, Hysterese, etc.) und Differentialzylindern mit berührenden Dichtungen. Des Weiteren sind die Parameter bzw. die Kennlinien für eine Linearisierung nicht bzw. nur dem Hersteller bekannt (Steuerkantengeometrie eines Proportionalventils, Ventilparameter). Darüber hinaus sind die Ergebnisse der Berechnung womöglich nur für einen bestimmten Betriebspunkt gültig. Wie sich in Kapitel 6 herausgestellt hat, ist es schwierig bestimmte Eigenschaften eines Ventils simulationstechnisch festzuhalten (Überdeckung, Ditherfrequenz).

### 3.9.9 Regelkreis

Das Verhalten der Regelstrecke ist durch den konstruktiven Aufbau der Anlage gegeben. Der Regler muss zur Anlage passend ausgewählt und eingestellt werden und dafür sorgen, dass eine gute Regelgüte erreicht wird.

Die Regelgüte ist durch ein gutes Führungsverhalten und ein gutes Störverhalten gekennzeichnet [1].

Die Reglereinstellungen beeinflussen das System maßgebend. Stellt man den Regler möglichst scharf ein, um eine Störgröße möglichst schnell und ohne Verzögerung auszuregulieren, kann das System leichter ins Schwingen geraten. Je nachdem, ob der Einschwingvorgang abklingt, ist das System stabil oder instabil.

Forderungen an einen Regelkreis:

- Stabilität
- Einhaltung vorgegebener Regeldifferenzen
- bestimmte Ausregelzeit bei Störgrößenänderung
- bestimmte Einregelzeit bei Sollwertänderung

### 3.9.10 Einteilung der Regler

In diesem Kapitel wird eine Reihe von stetigen Standardreglern erläutert. Wie bei den Regelstrecken kann man das dynamische Verhalten der einzelnen Regler durch die Sprungantwort darstellen. Die Grundregler sind durch ein P-, I- und D-Regелеlement gegeben. Durch die Kombination dieser Grundregler können weitere Regler realisiert werden.

### 3.9.10.1 P-Regler

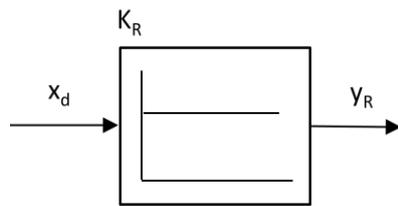


Abbildung 3-69: P-Regler

Stellgrößenimpulses  $y_R$  hängt von der Höhe der Regeldifferenz  $x_d$  und dem Betrag des Proportionalbeiwertes  $K_p$  ab.

$$y_R = K_R * x_d \tag{3.53}$$

Die obige Gleichung entspricht einer Geradengleichung. Die Steigung dieser wird durch den  $K_p$ -Wert bestimmt. Dadurch können kleine Regelabweichungen zu großen Stellvorgängen führen.

Beim P-Regler ist die Änderung der Stellgröße proportional zur Änderung der Regeldifferenz [42]. Er arbeitet schnell und praktisch ohne Verzögerung. Damit der P-Regler reagiert, muss eine Abweichung zwischen Sollwert und Istwert vorhanden sein. Störungen werden vom Regler durch eine entsprechend entgegengerichtete Stellgröße kompensiert. Bleibende Störungen lassen sich jedoch nicht eliminieren. Durch einen größeren Proportionalfaktor kann die bleibende Regeldifferenz verkleinert werden. Die Schwinggefahr steigt jedoch dadurch. Die Amplitude des

### 3.9.10.2 D-Regler

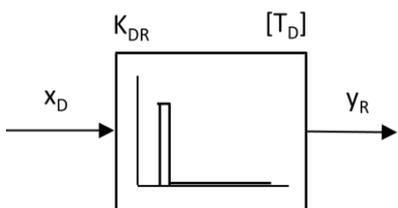


Abbildung 3-70: D-Regler

Amplitude erzeugen. Dies führt zu Schwingungen des Reglers. Durch Verbindung mit einer Verzögerungszeit  $T_1$  (DT1) wird der Abfall des Signals verzögert, sodass die Schwingungsneigung gemindert wird. D-Regler werden deshalb selten allein verwendet. Vielmehr kommt er zusammen mit anderen Regelementen, meistens in Verbindung mit einem Proportionalanteil, zum Einsatz.

Der D-Regler bildet seine Stellgröße aus der Änderungsgeschwindigkeit der Regeldifferenz. Er reagiert deshalb noch wesentlich schneller als der P-Regler: Selbst bei kleiner Regeldifferenz erzeugt er große Stellamplituden, sobald eine Amplitudenänderung auftritt. Die Sprungantwort des D-Reglers entspricht der Impulsfunktion. Der D-Regler reagiert nur bei einer Veränderung des Eingangssignals. Er müsste theoretisch bei einem Sprung am Eingang einen Impuls am Ausgang mit theoretisch unendlich hoher

$$y_R = K_{RD} * \frac{dx_d}{dt} \tag{3.54}$$

### 3.9.10.3 I-Regler

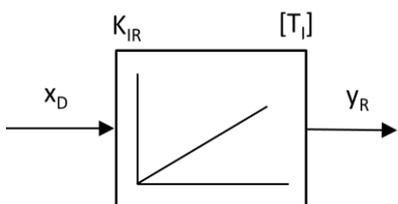


Abbildung 3-71: I-Regler

$$y_R = K_{RI} * \int x_d * dt \tag{3.55}$$

Der Integral-Regler bildet mit dem Integral der Regeldifferenz die Stellgröße. Der wesentliche Vorteil des Integral-Reglers ist, dass die bleibende Regeldifferenz zu 0 wird. Nachteilig ist, dass der I-Regler zu einem relativ langsamen Regelkreis führt, da die Stellgröße erst durch Integration der Regeldifferenz gebildet wird. Deshalb kommt er wie der D-Regler meist mit einem Proportionalanteil zum Einsatz.

### 3.9.10.4 PI-Regler

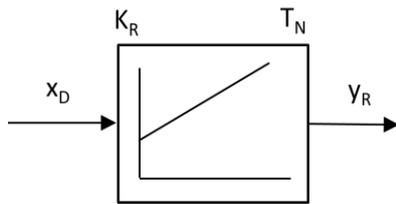


Abbildung 3-72: PI-Regler

Der PI-Regler ergibt sich aus einer Parallelschaltung von einem P- und einem I-Regler. Bei richtiger Auslegung treten die Vorteile beider Reglertypen in den Vordergrund, sodass gleichzeitig deren Nachteile kompensiert werden. Das zeitliche Verhalten ist gekennzeichnet durch den Proportionalbeiwert  $K_P$  und die Nachstellzeit  $T_N$ . Aufgrund des Proportionalanteils reagiert die Stellgröße sofort auf jede Regeldifferenz, während der integrale Anteil erst mit der Zeit zur Wirkung kommt.  $T_N$  steht für die Zeit, die

vergeht, bis der I-Anteil dieselbe Stellamplitude erzeugt, wie sie infolge des P-Anteils ( $K_P$ ) sofort entsteht (wenn eine Sprungfunktion aufgeschaltet wird). Wenn man den Integralanteil erhöhen will, muss die Nachstellzeit verkleinert werden.

$$y_R = K_R * \left( x_d + \frac{1}{T_N} * \int x_d * dt \right) \tag{3.56}$$

### 3.9.10.5 PID-Regler

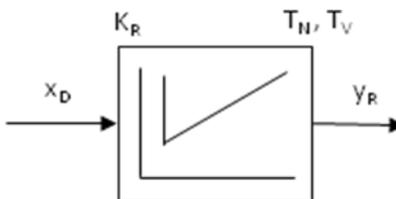


Abbildung 3-73: PID-Regler

Erweitert man einen PI-Regler um einen D-Anteil, erhält man den universellen PID-Regler. Wie beim PD-Regler bewirkt die Ergänzung des D-Anteils beim PI-Regler, dass die Regelgröße früher ihren Sollwert erreicht und schneller einschwingt und durch den I-Anteil noch die Regeldifferenz gegen Null ausregelt.

Die Stellgröße  $y_R$  ergibt sich aus der Addition der mit den zugehörigen Beiwerten gewichteten P-, I- und D-Anteile. Anwendungsbereiche des PID-Reglers: Regelkreise mit Strecken zweiter und höherer Ordnung, die schnell ausgeregelt werden müssen und keine bleibende Regelabweichung zulassen.

$$y_R = K_R * \left( x_d + \frac{1}{T_N} * \int x_d * dt + T_V * \frac{dx_d}{dt} \right) \tag{3.57}$$

### 3.9.10.6 Auswahl des Regler

Der Regler muss dem Zeitverhalten der jeweiligen Strecke angepasst werden um stabile Regelkreise zu erhalten [1]. In der unten stehenden Tabelle sind Beispiele für die Wahl eines Reglers und seinen Anforderungen anhand der Regelstrecke aufgeführt.

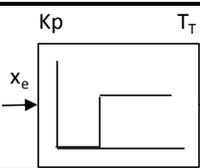
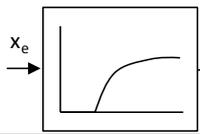
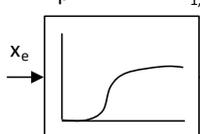
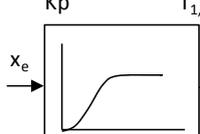
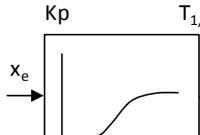
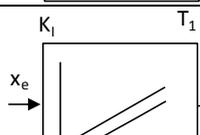
Strecke \ Regler		Regler				
		P	I	PI	PD	PID
	reine Totzeit	unbrauchbar	etwas schlechter als PI	Führung + Störung	unbrauchbar	unbrauchbar
	Totzeit + Verzögerung 1. Ordnung	unbrauchbar	schlechter als PI	etwas schlechter als PID	unbrauchbar	Führung + Störung
	Totzeit + Verzögerung 2. Ordnung	nicht geeignet	schlecht	schlechter als PID	schlecht	Führung + Störung
	1. Ordnung + sehr kleine Totzeit (Verzugszeit)	Führung	nicht geeignet	Störung	Führung bei Verzugszeit	Störung bei Verzugszeit
	höhere Ordnung	nicht geeignet	schlechter als PID	etwas schlechter als PID	nicht geeignet	Führung + Störung
	integrales Verhalten	Führung (ohne Verzögerung)	unbrauchbar Struktur instabil	Störung (ohne Verzögerung)	Führung	Störung

Tabelle 3-4: Wahl eines geeigneten Reglers bei gegebener Strecke

### 3.9.11 Einstellregel nach Ziegler und Nichols

Die mathematische Beschreibung eines Modells ist in der Regel ziemlich aufwendig bzw. durch fehlende Kennwerte, Kennlinien und Parameter nicht möglich [41]. Die Schwingmethode nach Ziegler und Nichols stellt eine praktische Einstellregel eines analogen/digitalen Reglers dar. Es ist keine mathematische bzw. regelungstechnische Beschreibung des Systems notwendig.

Bei dieser Methode werden die Regelparameter solange verstellt, bis der Regelkreis periodisch zu schwingen beginnt. Das wird erzeugt, indem man die Regelparameter für das I-Glied und das D-Glied auf null setzt und den P-Faktor soweit verstellt, bis sich ein periodisches Schwingen einstellt. Bei dieser Einstellung befindet sich der Regelkreis an der Stabilitätsgrenze. Der eingestellte  $K_p$ -Wert wird als  $K_{p_{krit}}$  bezeichnet. Des Weiteren ist die Periodendauer  $T_{krit}$  der Schwingung zu messen. Anhand dieser beiden Werte kann die Einstellung mithilfe folgender Tabelle vorgenommen werden.

Regler	$K_p$	$T_N$	$T_V$
P	$0,5 \cdot K_{p_{krit}}$		
PI	$0,45 \cdot K_{p_{krit}}$	$0,85 \cdot T_{p_{krit}}$	
PID	$0,6 \cdot K_{p_{krit}}$	$0,5 \cdot T_{p_{krit}}$	$0,12 \cdot T_{p_{krit}}$

**Tabelle 3-5: Einstellen mit Werten der Stabilitätsgrenze**

$$K_{IR} = \frac{K_p}{T_N} \quad (3.58)$$

$$K_{DR} = \frac{K_p}{T_V} \quad (3.59)$$

Voraussetzung für dieses Verfahren ist, dass die Regelstrecke zum Schwingen gebracht werden kann.

### 3.9.12 Probleme bei der Regelung von hydraulischen Achsen

Der Reglerentwurf eines klassisch aufgebauten, einschleifigen Antriebsregelkreises basiert in der Regel auf einem linearen Modell (der Übertragungsfunktion) [45]. Es ist auch möglich, bei geeigneten Strecken mit Standardreglern und mithilfe praktischer Einstellregeln wie in Kapitel 3.9.11 erläutert zu arbeiten. Die Reglereinstellung eines PID-Reglers erfolgt in der Regel nur für einen bestimmten Betriebspunkt. Ist der Arbeitsbereich zu groß, weicht man stark von diesem Betriebspunkt ab. Des Weiteren sind viele Eigenschaften der Regelstrecke durch Nichtlinearitäten gekennzeichnet, wie z.B.:

- Die Steifigkeit und somit die Eigenfrequenz ist stark von der Kolbenposition abhängig (Kapitel 4.9). Das ist bei der Wahl der Abtastzeit bei digitalen Reglern zu berücksichtigen.
- Nichtlinearität des Ventils. Der Volumenstrom, welcher über die Steuerkante des Ventilschiebers fließt, weist eine wurzelförmige Abhängigkeit mit der treibenden Druckdifferenz auf. Ein positives Überdeckungsverhältnis wirkt sich negativ aus.
- Reibungseinfluss im Zylinder
- Bei der Wahl eines Differenzialzylinders hat man verfahrungsabhängige Unterschiede im Druckaufbau und in der Verfahrgeschwindigkeit.
- Die Lastmasse ist direkt am Antrieb befestigt. Ihre Trägheitswirkung wird nicht durch ein Getriebe abgeschwächt, was wiederum Auswirkungen auf die Eigenfrequenz bzw. die Reglereinstellung hat. Der Regler kann hier bei hoher Dynamik nur für eine bestimmte Masse ausgelegt werden.
- Es herrscht eine Betriebspunktabhängigkeit

Im Gegensatz zu elektrischen Antrieben hat man deutlich höhere Eigenfrequenzen und niedrigere Dämpfungsgrade (Hydraulikantriebe  $D \approx 0.1$ , Elektromotor  $D > 0.7$ ) [45].

## **4 Entwicklung eines Prüfstandskonzeptes für den Radlader-Hinterwagen**

Zu Beginn der Entwicklung stellten sich folgende Fragen:

- Welche physikalischen und technischen Randbedingungen sind zu berücksichtigen?
- Welche konstruktiven Einzelheiten des zu prüfenden Teils sind zu berücksichtigen?
- Welche Lastfälle bzw. Lastannahmen liegen vor oder werden getroffen?
- Was ist das erwünschte Ziel?

Es werden die Antworten der gestellten Fragen in den folgenden Unterkapiteln durch Abschätzungen und konstruktive Grundauslegungen schrittweise beantwortet und somit ein Aufspannkonzert erarbeitet sowie die Schwierigkeiten aufgezeigt.

## 4.1 Konzept Hinterwagenprüfstand

### Wirtschaftliche, physikalische und technische Randbedingungen

- Verwendung von Proportionalventiltechnik
- Verwendung von Liebherr-Zylindern
- Verwendung des Liebherr-Steuergerätes
- Konzept soll nicht nur für einen Typ von Radlader ausgelegt sein (Baukastensystem)
- niedrige Investitionskosten

### Berücksichtigen der konstruktiven Einzelheiten

- Aufspannung des Hinterwagens mittels des Vorderwagens
- Spiel im Knickgelenk und im Pendelgelenk
- Elastizität des Hinterwagens
- mehrachsige Belastung im Hinterwagens
- Massenkräfte durch Aufbauten

### Belastungen/Lastfälle bzw. Lastannahmen

Für einen lückenlosen Betriebsfestigkeitsnachweis ist die Gesamtheit der betrieblichen Lastschwankungen, deren Größe und Häufigkeit im Belastungskollektiv zusammenzufassen. Bei Radladern ist kein gesetzlich vorgeschriebener Betriebsfestigkeitsnachweis festgelegt. Bei Liebherr in Bischofshofen wird zurzeit ein vereinfachter Betriebsfestigkeitsnachweis nach DIN 15018 geführt. Bei diesem wird die tatsächliche zeitliche Abfolge der Belastungen nicht berücksichtigt, deshalb stehen hier keine Daten für ein Belastungskollektiv zur Verfügung.

Für die Aufzeichnung eines Belastungskollektives müssten Lasteinleitungsstellen mit Sensoren bestückt und vorgegebene Lastzyklen abgefahren werden. Die aufgezeichneten Daten werden danach noch mit einer Klassiermethode ausgewertet, was einen enormen Aufwand bedeutet.

Deshalb hat man sich vorerst darauf geeinigt ein Belastungskollektiv für die schadigungsrelevanten Hauptbelastungsfälle, welche im vorigen Kapitel beschrieben wurden, zu erstellen.

### Ziel des Prüfstandes

- Es soll eine vergleichende Aussage durch eine Prüfung möglich sein. Das heißt, es wird zuerst die Prüfung des Stahlbaus eines Hinterwagens aus der Serienproduktion durchgeführt. Danach wird der Stahlbau eines Hinterwagens der neuen Baureihe überprüft. Anhand der Ergebnisse sollen Aussagen über die Änderungen in der Konstruktion gemacht werden können.
- Erhöhung des Wissensstandes über den Stahlbau
- Vergleich von Varianten
- Sammeln von Prüfstandererfahrung

In den folgenden Unterkapiteln wird die konstruktive Vorgehensweise bei der Entwicklung des Aufspannkonzepes gezeigt.

## 4.2 Zylindergröße

Für die Festlegung der Zylindergröße müssen je nach Art der Belastung mehrere Fälle unterschieden werden

- schwellende Druckbelastung oder wechselnde Belastung mit kleinem Zugkraftanteil
- schwellende Zugbelastung oder wechselnde Belastung mit großem Zugkraftanteil

### Wechselnde Belastung mit großem Zugkraftanteil

Bei der Verwendung eines Differentialzylinders muss die Auswahl der Zylindergröße durch die Berücksichtigung des Kolbenstangendurchmessers erfolgen. Je nachdem wie hoch der Kraftanteil an der Stangenseite im Verhältnis zur Kolbenseite ist, ist eine Auslegung über die maximale Zugkraft durchzuführen. Dies ist der Fall, wenn mit einem Differentialzylinder eine rein wechselnde Kraft einzuleiten ist.

Die verfügbaren Liebherr-Standardzylinder haben in der Regel Kolbenflächenverhältnisse von 1,25 bis 1,666. Zusätzlich wird ein Gesamtverlustfaktor  $K_{Ges}$  mit 0,9 angenommen. In erster Näherung kann der Einfluss des Gegendrucks vernachlässigt werden.

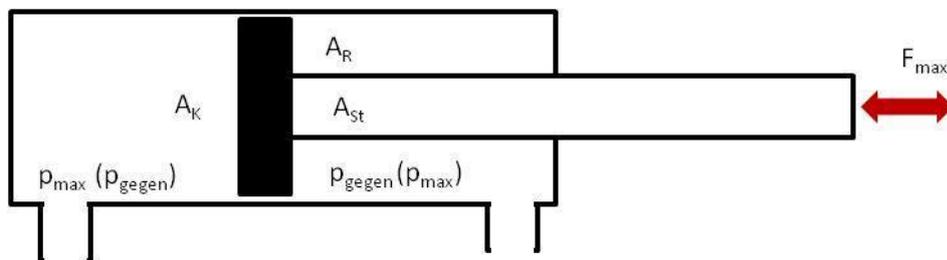


Abbildung 4-1: Differentialzylinder

$$A_R * p_{max} * K_{Ges} = \frac{d_k^2 - d_s^2 * \pi}{4} * p_{max} * K_{Ges} = F_{max} \quad (4.1)$$

$$\varphi = \frac{A_K}{A_R} = \frac{d_k^2}{d_k^2 - d_s^2} \quad (4.2)$$

$$\frac{A_K}{\varphi} * p_{max} * K_{Ges} = \frac{d_k^2 * \pi}{4 * \varphi} * p_{max} * K_{Ges} = F_{max} \quad (4.3)$$

$$d_k = \sqrt{\frac{F_{max}}{p_{max} * \pi * K_{Ges}} * 4 * \varphi} \quad (4.4)$$

$$d_s = \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}} * d_k = \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}} * \sqrt{\frac{F_{max}}{p_{max} * \pi * K_{Ges}} * 4 * \varphi} \quad (4.5)$$

In der Regel entsteht jedoch auf der gegenüberliegenden Kolbenfläche ein Gegendruck, welcher beim Abfluss des Öles aus dem Zylinder durch Strömungswiderstände hervorgerufen wird. Bei Servoventilen kann zum Beispiel ein Gegendruck (Nenndruckabfall) im Bereich von 35bar pro Steuerkante gerechnet werden (unter Verwendung von

Gleichgang-Zylindern). Bei Proportionalventilen ist der Nenndruckabfall niedriger (je nach Ventil liegt er im Bereich von 10bar).

$$\frac{d_k^2 * \pi}{4 * \varphi} * p_{max} = \frac{F_{max}}{K_{Ges}} + p_{gegen} * d_k^2 * \frac{\pi}{4} \quad (4.6)$$

$$d_k = \sqrt{\frac{F_{max}}{\left(\frac{p_{max}}{\varphi} - p_{gegen}\right) * \pi * K_{Ges}} * 4} \quad (4.7)$$

$$d_s = \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}} * d_k = \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}} * \sqrt{\frac{F_{max}}{\left(\frac{p_{max}}{\varphi} - p_{gegen}\right) * \pi * K_{Ges}} * 4} \quad (4.8)$$

### Wechselnde Belastung mit kleinem Zugkraftanteil (Gegendruck)

$$\frac{d_k^2 * \pi}{4 * \varphi} * p_{gegen} + \frac{F_{max}}{K_{Ges}} = p_{max} * d_k^2 * \frac{\pi}{4} \quad (4.9)$$

$$d_k = \sqrt{\frac{F_{max}}{\left(p_{max} - \frac{p_{gegen}}{\varphi}\right) * \pi * K_{Ges}} * 4} \quad (4.10)$$

$$d_s = \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}} * d_k = \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}} * \sqrt{\frac{F_{max}}{\left(p_{max} - \frac{p_{gegen}}{\varphi}\right) * \pi * K_{Ges}} * 4} \quad (4.11)$$

### Zylinder zur Einleitung der Zug- / Schubkräfte

Laut Lastfall sind hier Druckkräfte bis zu 200kN und Zugkräfte bis zu 80kN in den Hinterwagen einzuleiten. Dies entspricht dem zweiten Fall. Der Systemdruck wird vorerst mit 250 und 300 bar und das Kolbenflächenverhältnis mit 1,33 festgelegt.

$$d_s = \sqrt{\frac{1,333 - 1}{1,333}} * \sqrt{\frac{200000}{\frac{\left(250 - \frac{10}{1,333}\right)}{10} * \pi * 0,9}} * 4 = 54mm$$

$$d_k = \sqrt{\frac{1,333}{1,333 - 1}} * 54 = 108mm$$

### Zylinder zur Einleitung der Kräfte in Achslastrichtung

In dieser Richtung ist die Belastung rein schwellend. Es ist mit Druckkräften bis 240kN zu rechnen. Die Randbedingungen werden wie bei den Zug- / Schubkräften mit  $p_s=250bar$  und  $\varphi=1,33$  angenommen.

$$d_s = \sqrt{\frac{1,333 - 1}{1,333}} * \sqrt{\frac{240000}{\frac{\left(250 - \frac{10}{1,333}\right)}{10} * \pi * 0,9}} * 4 = 59,1mm$$

$$d_k = \sqrt{\frac{1,333}{1,333 - 1}} * 59,1 = 118,2mm$$

#### Zylinder zur Einleitung der Lenkkräfte

Hier sind Druckkräfte in der Größenordnung von 330kN und Zugkräfte in der Höhe von 110kN aufzubringen. Da die Lenkkraft durch zwei Zylinder (wie im Aufspannkonzzept gezeigt wird) aufgebracht wird, welche zusammen eine resultierende Kraft bilden, sind die Lenkkräfte an den beiden Zylindern je nach Winkel bzw. Kraftaufteilung geringer.

Die größte Kraft entsteht im Falle des Stoßes. Hier herrscht annähernd ein Winkel von 40° am Knickgelenk. Für eine grobe Abschätzung wird ein Kraftvektorwinkel von 45° angenommen. Die Randbedingungen werden wie bei den Zug- / Schubkräften mit  $p_s=250bar$  und  $\varphi=1,33$  angenommen.

$$d_s = \sqrt{\frac{1,333 - 1}{1,333}} * \sqrt{\frac{330000 * \sin(45^\circ)}{\frac{(250 - \frac{10}{1,333})}{10} * \pi * 0,9}} * 4 = 58,4mm$$

$$d_k = \sqrt{\frac{1,333}{1,333 - 1}} * 58,4 = 117mm$$

Zur Kontrolle wird die Kolbenstange auf Knickung berechnet. Dies erfolgt in der Regel bei Hydrozylindern nach Euler. [3] Hier werden 4 Fälle unterschieden. Je nach Euler'schem Belastungsfall werden andere Längen für die freie Knicklänge  $s_k$  eingesetzt. Für den (Euler) Fall, dass zwei Enden gelenkig geführt werden, ergibt sich für  $s_k$  die Länge zwischen den beiden Kugelgelenken. Für diese Berechnung ist das Maß  $s_k$  des vorausgewählten Zylinders notwendig.

$$F_{Knick} = \frac{\pi^2 * E * I}{s_k^2} \quad (4.12)$$

$$I = d_s^4 * \frac{\pi}{64} \quad (4.13)$$

$$F = \frac{F_{Knick}}{S} \quad (4.14)$$

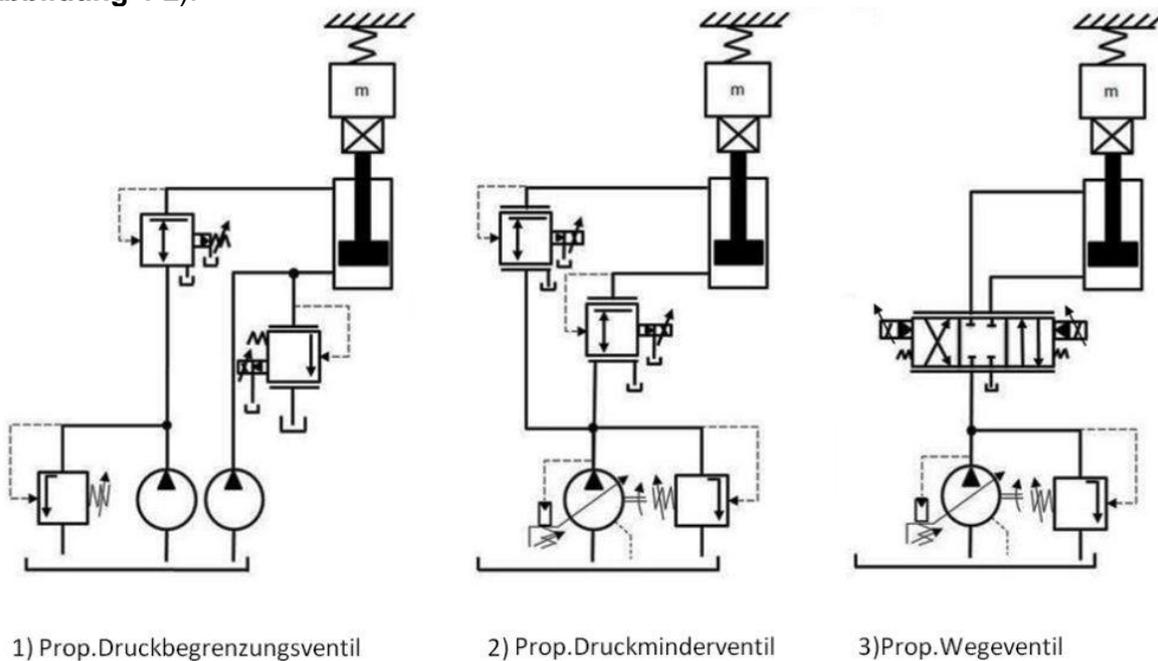
### 4.3 Wahl des Ventilkonzeptes

Bei einer Betriebsfestigkeitsprüfung liegt das Augenmerk auf der Prüfung unter realen Bedingungen und einer Reproduzierbarkeit von Ergebnissen. Ein möglichst verlustarmer Betrieb ist somit zweitrangig. Daher wird als Schaltungskonzept der hydraulischen Achse die Widerstandssteuerung mit aufgeprägtem Druck ausgewählt. Dieses Konzept hat sich bei hydraulischen Prüfständen bewährt. Hinzu kommt, dass für den Prüfstand, für die Prüfstandtechnik, zweitklassige Komponenten verwenden werden sollen. Mit einem Konstantdrucksystem mit Widerstandssteuerung wird somit ein solider Grundstein für das Hydraulikkonzept gesetzt.

Bei der Wahl des Ventilkonzeptes für das Schaltungskonzept wurden vor allem die in der Aufgabenstellung definierten Herausforderungen berücksichtigt.

- Kompatibilität mit dem Liebherr-Steuergerät. Das Output-Modul des Liebherr-Steuergerätes kann Ströme von 0-1300 mA ausgeben.
- Verwendung von Proportionalventilen.
- Regelung von Differentialzylindern. Die verwendbaren Standardzylinder haben Kolbenflächenverhältnisse von 1,25 bis 1,66.
- Verfügbarkeit der verwendeten Komponenten. Die Lieferzeit der verwendeten Komponenten darf den Termin der Arbeit nicht wesentlich beeinflussen.

Für das gewählte Konstantdrucksystem sind drei Ventilvarianten näher betrachtet worden (**Abbildung 4-2**).



**Abbildung 4-2: Ventilkonzepte**

### 4.3.1 Druckbegrenzungsventilvariante

Das DBV ist im Bypass angeordnet. Ein zweites DBV zur Regelung der Stangenseite ist daher ohne zweite Druckquelle nicht möglich [5]. Eine wechselnde Belastung ist dadurch nicht möglich, außer die Stangenseite wird durch eine zusätzliche Ölversorgung mit dem sich aus der Zugkraft ergebenden Druck vorgespannt (**Abbildung 4-2** [1]). Das kann entweder mit einem zweiten DBV in der zweiten Versorgungsleitung oder durch ein DMV, wie es in der Abbildung dargestellt ist, geschehen. Zusätzlich ergeben sich weitere Nachteile durch die Anordnung im Bypass:

- Es ist ein großes Ventil mit großer NG notwendig. Beim Einfahren des Zylinders muss der Pumpenvolumenstrom und der Volumenstrom von der Kolbenseite über die Steuerkante abfließen.
- Die dynamischen Eigenschaften werden durch lange Ölsäulen verschlechtert.
- Die Druckpulsationen von der Pumpe wirken direkt am Aktor.

### 4.3.2 Druckminderventilvariante

Diese Variante (**Abbildung 4-2** [2]) hat gegenüber der vorherigen DBV-Variante eine Reihe von Vorteilen:

- Da das Ventil im Hauptstrom angeordnet ist, kann man es direkt am Zylinder montieren. Somit wird das Totvolumen auf ein Minimum reduziert.
- Ein weiterer energetischer Vorteil ergibt sich durch die Verwendung einer Pumpe mit Druckregelung.
- Es kann ein Ventil kleinerer NG verbaut werden, da über seine Steuerkante lediglich der Verbrauchervolumenstrom fließt.
- Der Zylinder wird durch zwei unabhängige Steuerkanten gesteuert.

Beide Druckregelventile haben gemeinsam, dass für die Erfüllung der Regelfunktion kein zusätzlicher Sensor für die Wandlung von hydraulischer in elektrische Größe notwendig ist. Ein Nachteil ist jedoch, dass die Reglerstruktur und die Reglereinstellwerte zur Erfüllung der Regelfunktion größtenteils bereits durch die Ventilkonstruktion vorgegeben sind.

### 4.3.3 Wegeventilvariante

Stetige Wegeventile (Servoventile) sind die klassischen Prüfstandventile (**Abbildung 4-2** [3]). Sie werden in der Regel in Verbindung mit Gleichgangzylindern eingesetzt und haben eine Null-Überdeckung am Kolbenschieber. Es herrscht Proportionalität zwischen elektrischem Eingangssignal und der Stellung des Steuerschiebers. Für die Aufbringung einer wechselnden Belastung ist nur ein Ventil notwendig. Je nach vorhandener Sensorik werden sie für unterschiedlichste Regelfunktionen eingesetzt. Bei der Verwendung von Differentialzylindern ist für einen einwandfreien Betrieb ein angepasstes Kolbenschieberflächenverhältnis notwendig, welches dem Flächenverhältnis des gewählten Differentialzylinders entspricht. Ansonsten kann es im Betrieb zu Kavitationserscheinungen kommen und dadurch die Lebensdauer des Ventils und der gesamten Anlage drastisch verkürzt werden.

#### Gewählte Variante

Die Entscheidung fällt auf die Druckminderventilvariante. Aufgrund der Bedingung Proportionalventile zu verwenden kommt die Wegeventilvariante nicht in Frage. Hier stellen vor allem die meist positive Profilüberdeckung bei Proportionalventilen sowie das gleiche Kolbenschieberflächenverhältnis ein Problem dar. Die Anpassung des Flächenverhältnisses ist bei vielen Ventilherstellern nicht möglich oder mit höheren Kosten und Lieferzeiten verbunden. Ein zusätzlicher Entscheidungsgrund liegt in der jetzt noch nicht genau bekannten Wahl des Differentialzylinders.

## 4.4 Leistungsbedarf einer hydraulischen Achse

Bei der Abschätzung der Eckleistung sind der benötigte Volumenstrom sowie der erforderliche Druck ausschlaggebend. Der benötigte Volumenstrom ergibt sich aus der Prüffrequenz und der Verformung der im Kraftfluss befindlichen Bauteile.

Die Verformung aller im Kraftfluss befindlichen Teile ist proportional zur benötigten Leistung. Mit Hilfe ihrer Kenntnis kann die benötigte Leistung sowie die Größe des Ventils abgeschätzt werden.

Für die Abschätzung der benötigten Leistung wird in erster Näherung eine Prüffrequenz von  $f=1\text{Hz}$  sowie die maximale elastische Verformung des Prüflings von  $\Delta x_p = \pm 5\text{mm}$  durch den gewählten Zylinder bei einer sinusförmigen Belastung, angenommen. Die Verformung des Lastrahmens sowie der Spannelemente wird vernachlässigt. Es wird ein Systemdruck von  $p_s=250\text{bar}$  angenommen.

Für die Kompression der Ölsäule wird die Kolbenseite bei halbem Hub des Zylinders betrachtet. Die Berechnung erfolgt durch das mittleren Kompressionsmodul, siehe Formel 4.53.

$$\Delta V = \frac{p_s}{\bar{K}} * V \quad (4.15)$$

$$l_{\dot{O}l} = \frac{\Delta V}{A_k} = \frac{p_s}{\bar{K}} * Hub \quad (4.16)$$

Verformung:

$$x(t) = (\Delta x_{Pr} + l_{\dot{O}l}) * \sin(2 * \pi * f * t) \quad (4.17)$$

Volumenstrom:

$$v(t) = (\Delta x_{Pr} + l_{\dot{O}l}) * 2 * \pi * f * \cos(2 * \pi * f * t) \quad (4.18)$$

$$Q(t) = (\Delta x_{Pr} + l_{\dot{O}l}) * 2 * \pi * f * A_K * \cos(2 * \pi * f * t) \quad (4.19)$$

$$Q(t)|_{max} = Q_{max} = (\Delta x_{Pr} + l_{\dot{O}l}) * 2 * \pi * f * A_K \quad (4.20)$$

Eckleistung:

$$P_{Eck} = Q_{max} * \frac{F}{A_k} = (\Delta x_{Pr} + l_{\dot{O}l}) * 2 * \pi * f * F \quad (4.21)$$

Daraus folgt:

$$Q_{max} = \left(0,05 + \frac{240}{14000} * 1,375\right) * 2 * \pi * 1 * \frac{1,20^2 * \pi}{4} * 60 = 31,8 \frac{l}{min}$$

$$P_{Eck} = \frac{(0,005 + \frac{240}{14000} * 0,1375) * 2 * \pi * 1 * 240000}{1000} = 11,1kW$$

Des Weiteren sind die allgemeinen Verluste im System zu berücksichtigen.

#### 4.4.1 Abschätzen der Verluste im System

Beim Transport und bei der Energieumwandlung von hydraulischer Energie entsteht eine Verlustleistung. Die Verlustleistung macht sich in Form von Wärme bemerkbar [9]. Diese Wärme wird von der Hydraulikflüssigkeit aufgenommen und transportiert. Somit bewirken die Verlustleistungen nicht nur einen Mehrbedarf an Antriebsenergie, sondern auch die Entstehung von Wärme. Je nach Systemstruktur kann es daher notwendig sein ein Kühlsystem zum Schutz der Anlage einzubauen.

Die in einem hydrostatischen System entstehenden Verlustleistungen setzen sich aus folgenden Anteilen zusammen:

Wirkungsgrade der Bauteile:  $P_{V,B}$

Innere Leckagen:	$P_{V,L}$
Drosseln:	$P_{V,D}$
Durchflusswiderstände:	$P_{V,DW}$

$$P_{V,ges} = P_{V,B} + P_{V,L} + P_{V,D} + P_{V,DW} \quad (4.22)$$

#### 4.4.1.1 Verluste durch die Wirkungsgrade der Bauteile

Die Verluste durch die Wirkungsgrade der Bauteile (z.B. Zylinder, Motor, Filter) können folgendermaßen beschrieben werden:

$$P_{V,B} = \frac{Q * p}{600 * \Pi * \eta} [kW] \quad (4.23)$$

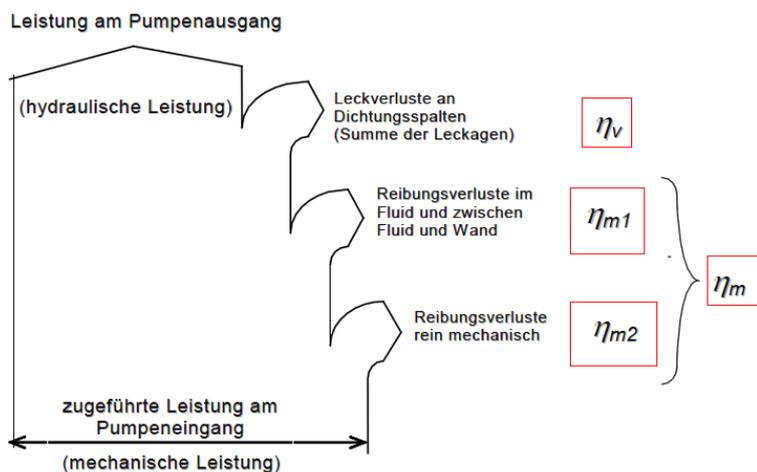
##### Pumpe

Die Verluste einer Pumpe werden in der Praxis durch einen Wirkungsgrad angegeben [22]. Dieser setzt sich aus einem volumetrischen und einem mechanischen Wirkungsgrad zusammen (**Abbildung 4-3**).

$$\eta_{P,ges} = \eta_{P,mech} + \eta_{P,vol} \quad (4.24)$$

Die einzelnen Wirkungsgrade sind von konstruktionsbedingten Gegebenheiten und den Betriebsparametern Druck, Drehzahl, Temperatur, Viskosität und dem Verdrängungsvolumen abhängig. Wirkungsgrade von Pumpen werden durch Kennfelder angegeben. Der Arbeitsbereich der Pumpe sollte möglichst in einem Betriebspunkt mit günstigen Wirkungsgraden liegen.

Für unsere Abschätzung wird ein Wirkungsgrad von  $\eta_p = 0,9$  angenommen.



**Abbildung 4-3: Verluste an Hydropumpen [22]**

##### Zylinder

Der Wirkungsgrad von Zylindern ist von den Leckverlusten und Reibkräften der Bewegungsdichtstellen zwischen Kolben und Kolbenstange abhängig [22]. Dieses Verhalten ist durch die Stribeck-Kurve gekennzeichnet (**Abbildung 4-4**), welche sich in folgende Bereiche unterteilt:

- Haft- bzw. Losbrechreibung
- Mischreibung

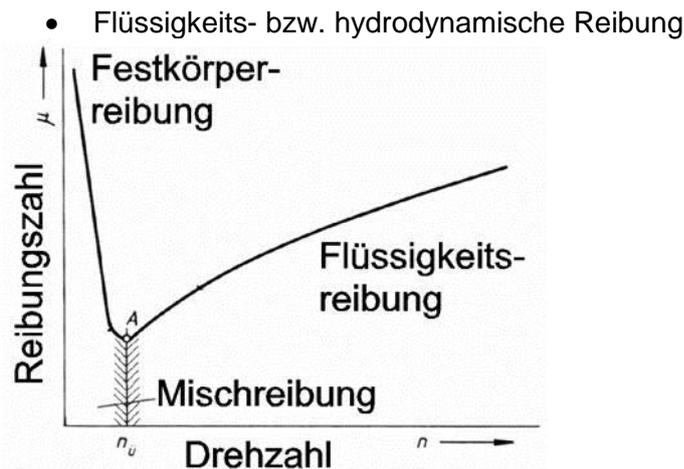


Abbildung 4-4: Stribeck-Diagramm [24]

Die Reibkraft ist im Wesentlichen von der Geschwindigkeit, dem Druck und der Temperatur abhängig. Der Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{Z,ges}$  setzt sich aus dem mechanischen  $\eta_{Z,mech}$  und dem volumetrischen  $\eta_{Z,vol}$  Wirkungsgrad (Leckverluste) zusammen, wobei letzterer im Neuzustand des Zylinders mit  $\eta_{Z,vol}=1$  angenommen werden kann.

$$\eta_{Z,ges} = \eta_{Z,mech} + \eta_{Z,vol} \quad (4.25)$$

Der qualitative Gesamtwirkungsgrad kann mit folgender Gleichung dargestellt werden.

$$\eta_{Z,ges} = \frac{F}{p_K * A_K - p_{St} * A_R} \quad (4.26)$$

Häufig wird auch nur ein Gesamtwirkungsgrad abgeschätzt. Dieser liegt zwischen  $\eta_{Z,ges}=0,8-0,95$ . Hier wird ein Wirkungsgrad von 0,9 angenommen. Daraus ergibt sich ein  $P_{V,B}$  unter Anwendung der Formel 4.23 ein Verlust durch den Wirkungsgrad der Bauteile von

$$P_{V,B} = \frac{(0,005 + \frac{240}{14000} * 0,1375) * 2 * \pi * 1 * 240000}{1000 * \eta_{Z,ges} * \eta_p} - 11,1 = 2,6kW$$

#### 4.4.1.2 Innere Leckagen

Leckvolumenströme sind Volumenstromverluste. Sie fließen über Leckagen nach außen oder in Räume mit niedrigerem Druck innerhalb hydraulischer Komponenten [9]. Sie werden von der Volumenstromquelle gefördert, stehen jedoch für eine Verwendung nicht zur Verfügung. Oft sind Leckverluste notwendig, da sie zur Schmierung relativ zueinander bewegter Bauteile dienen.

$$P_{V,L} = \frac{Q_L * \Delta p}{600} [kW] \quad (4.27)$$

Der Leckvolumenstrom zwischen zwei Dichtkammern ist neben dem Kolbenspiel und dem Kolbendurchmesser auch vom Überdeckungsverhältnis des Steuerkolbens abhängig. Die Abdichtung der Kammern erfolgt über einen Ringspalt zwischen Kolbenschieber und Gehäuse.

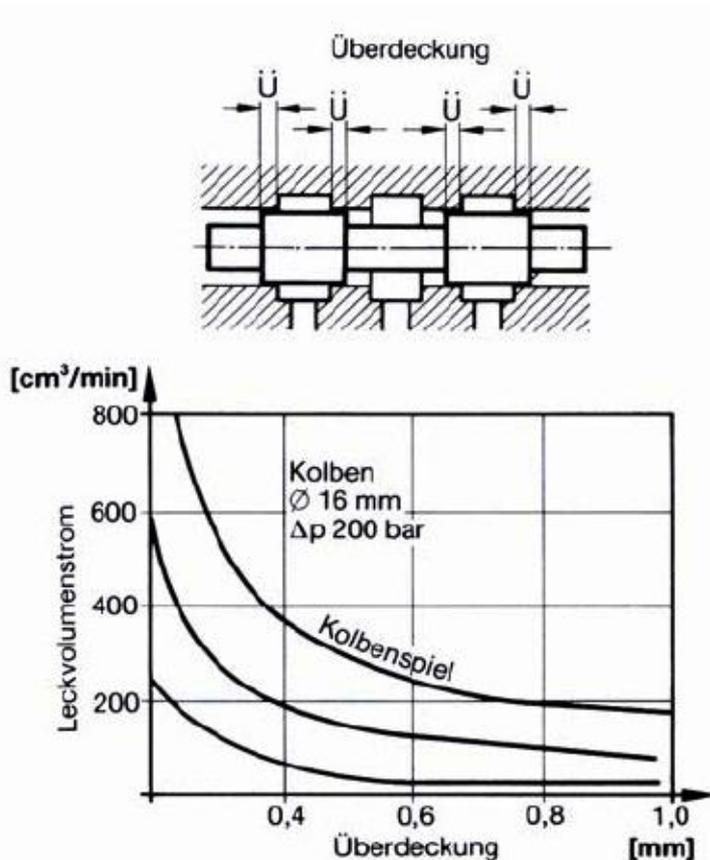


Abbildung 4-5: Leckvolumenstromverluste durch Überdeckungsverhältnisse [11]

Formel Ringspalt:

$$Q_L = \frac{\pi * d_M * h_{sp}^3 * \Delta p}{12 * \eta * l_{sp}} \quad (4.28)$$

$$d_M = \frac{d_a + d_i}{2} \quad (4.29)$$

Das Schieberspiel liegt in der Regel zwischen 3 und 20µm.

Für unser Ventil wird ein Leckvolumenstrom von 1l/min angenommen, daraus ergibt sich

$$P_{V,L} = \frac{Q_L * \Delta p}{600} = \frac{1 * 250}{600} = 0,4166kW$$

#### 4.4.1.3 Drosseln

Beim Regeln von Flüssigkeitsströmen über Drossel, Drosselkanten und Blenden entstehen zum Teil erhebliche Verlustleistungen [9]. Diese Verluste sind vor allem bei Wegeventilen bzw. Proportional- und Servoventilen zu berücksichtigen. (z.B.: Moog-Servoventil  $\Delta p=60bar$ ).

$$P_{V,D} = \frac{Q_1 * \Delta p_1}{600} + \frac{Q_2 * \Delta p_2}{600} + \dots + \frac{Q_n * \Delta p_n}{600} [kW] \quad (4.30)$$

Als Drosseln werden Querschnittverengungen des Durchflusses bezeichnet. Bei ihnen ist die Länge dieser Verengung wesentlich größer als ihr Durchmesser. Bei Drosseln besteht zwischen Volumenstrom und Druckdifferenz ein proportionaler Zusammenhang und zwischen Volumenstrom und Viskosität ein umgekehrt proportionaler Zusammenhang.

Drosselgleichung:

$$\Delta p_{Dr} = \frac{Q * 8 * \eta * l_{Dr}}{\pi * r_{Dr}^4} \quad (4.31)$$

Bei Blenden ist die Länge der Verengung wesentlich kleiner als ihr Durchmesser. Steuerkolbenspalten stellen in der Regel ein Blendenverhalten dar. Bei einer scharfkantigen Blende ist der Volumenstrom weitgehend viskositäts- und damit temperaturunabhängig. Der Durchflussbeiwert  $\alpha$  ist praktisch unabhängig von der Reynoldszahl und kann in guter Näherung als konstant angesehen werden.

Blendengleichung:

$$\Delta p_{Bl} = \left( \frac{Q}{A_{Bl} * \alpha_D} \right)^2 * \frac{\rho}{2} \quad (4.32)$$

Für unsere hydraulische Achse soll ein Proportionalventil verwendet werden, somit wird ein  $\Delta p=15\text{bar}$  angenommen, daraus ergibt sich

$$P_{V,L} = \frac{Q_L * \Delta p}{600} = \frac{31,8 * 15}{600} = 0,8\text{kW}$$

#### 4.4.1.4 Durchflusswiderstände

Beim Durchströmen der Hydraulikflüssigkeit durch Geräte und Rohrleitungen treten Reibungsverluste auf, welche zu einem Druckabfall im Hydrosystem führen.

$$P_{V,DW} = \frac{Q * \Sigma \Delta p}{600} [\text{kW}] \quad (4.33)$$

##### Rohrleitungen

Die Verluste in den Rohrleitungen entstehen durch Reibungsverluste und durch Formverluste.

$$\Delta p_r = \frac{\lambda * \rho * v^2 * l_{Rohr}}{2 * d_{Rohr}} \quad (4.34)$$

$$\Delta p_F = \xi \frac{\rho * Q^2}{2 * A_{Rohr}^2} \quad (4.35)$$

Sie sind in der Regel von der Reynoldszahl und dem Strömungszustand abhängig. Die Reynoldszahl setzt sich ihrerseits aus der mittleren Strömungsgeschwindigkeit, der kinematischen Zähigkeit und dem Rohrdurchmesser zusammen.

$$Re = \frac{v_m * d_i}{\nu} \quad (4.36)$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (4.37)$$

Die Verlustziffer  $\xi$  ist aus Tabellen zu entnehmen.

$$\Delta p_{Rohr,ges} = \Sigma \xi \frac{\rho * Q^2}{2 * A_{Rohr}^2} + \Sigma \frac{\lambda * \rho * v^2 * l_{Rohr}}{2 * d_{Rohr}} \quad (4.38)$$

Bei unterschiedlichen Strömungspfaden der Hydraulikflüssigkeit in einem Hydrosystem müssen die Rechnungen mehrmals ausgeführt werden. In der Praxis werden die Leistungsverluste, welche in den Rohrleitungen entstehen, von ihnen auch wieder in Form von Wärme abgestrahlt.

Für unsere Abschätzung wird eine Zuleitung zur hydraulischen Achse von ca. 20m angenommen. Die Rückleitung zum Tank wird als groß angenommen, so dass die Leitungsverluste vernachlässigt werden können. Daraus ergibt sich:

$$v_m = \frac{Q}{A_{Rohr}} = \frac{31,4 * 10^{-3} * 4}{60 * 0,015^2 * \pi} = 3 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{3}{200 * 10^{-6}} 0,015 = 225$$

$$\lambda = \frac{64}{225} = 0,284$$

$$\Delta p_r = \frac{0,284 * 900 * 3^2 * 20}{2 * 0,015} = 153598 \frac{N}{m^2} \rightarrow 15,54 \text{bar}$$

### Filter

Der Filter stellt einen Durchflusswiderstand beim Durchströmen der Hydraulikflüssigkeit dar. Druckverluste im Neuzustand und bei Betriebstemperatur [9].:

Druckfilter:  $\Delta p_{Filter} = 0,7$  bis 1bar, bei Betriebstemperatur ohne Bypass-Ventil

Rücklauffilter :  $\Delta p_{Filter} = 0,3$  bis 0,5bar, bei Betriebstemperatur mit Bypass-Ventil

Saugfilter:  $\Delta p_{Filter} = 0,05$  bis 0,1bar, bei Betriebstemperatur

Zur Abschätzung der Druckverluste wird ein Druckverlust vor dem Ansprechen der Filterverschmutzungsanzeige von 5bar angenommen.

Laut Gleichung 4.38 ergibt sich durch die Durchflusswiderstände Verlustleistungen von:  
Im Neuzustand:

$$P_{V,DW} = \frac{Q * \Sigma \Delta p}{600} = \frac{Q * (\Delta p_r + \Delta p_F)}{600} = \frac{31,8 * (15,54 + 1)}{600} = 0,88 \text{kW}$$

Kurz vor der Abschaltung:

$$P_{V,DW} = \frac{Q * \Sigma \Delta p}{600} = \frac{Q * (\Delta p_r + \Delta p_F)}{600} = \frac{31,8 * (19,7 + 5)}{600} = 1,09 \text{kW}$$

und laut Gleichung (4.22) ergibt sich ein Gesamtverlustleistung von:

$$P_{V,ges} = P_{V,B} + P_{V,L} + P_{V,D} + P_{V,DW} = 2,6 + 0,4166 + 0,8 + 1,09 = 4,9 \text{kW}$$

Es gilt der Grundsatz beim Prüfstand:

Zugeführte Energie = abzuführende Wärmemenge

$$P_{V,ges} = P_W$$

Die zugeführte Energie muss durch den Ölbehälter bzw. durch einen zusätzlichen Wärmetauscher abgeführt werden.

Die erforderliche Antriebsleistung ergibt sich aus:

$$P_{erf} = P + P_{V,ges} = 11,1 + 4,9 = 16 \text{kW}$$

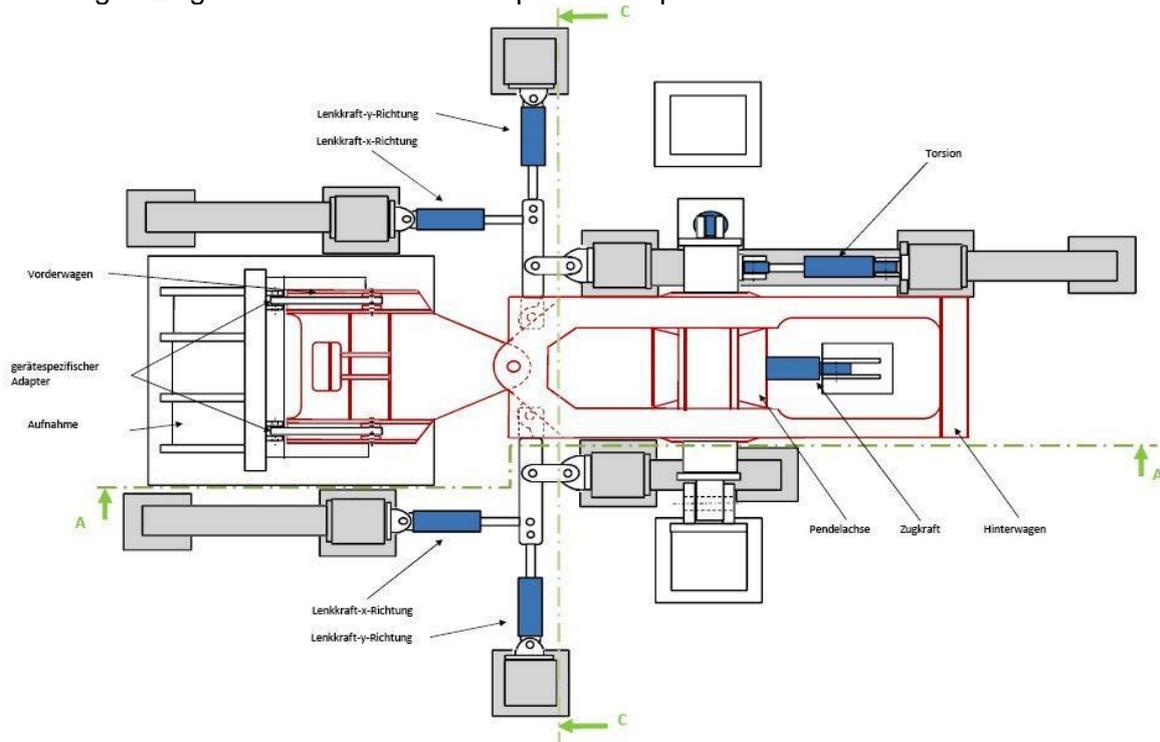
Die Eckleistung stellt den ungünstigsten Fall dar, deshalb muss bei genaueren Leistungsbetrachtungen auch die Wahl des Hydraulikkonzeptes mitberücksichtigt werden.

## 4.5 Aufspannkonzepthinterwagen-Prüfstand

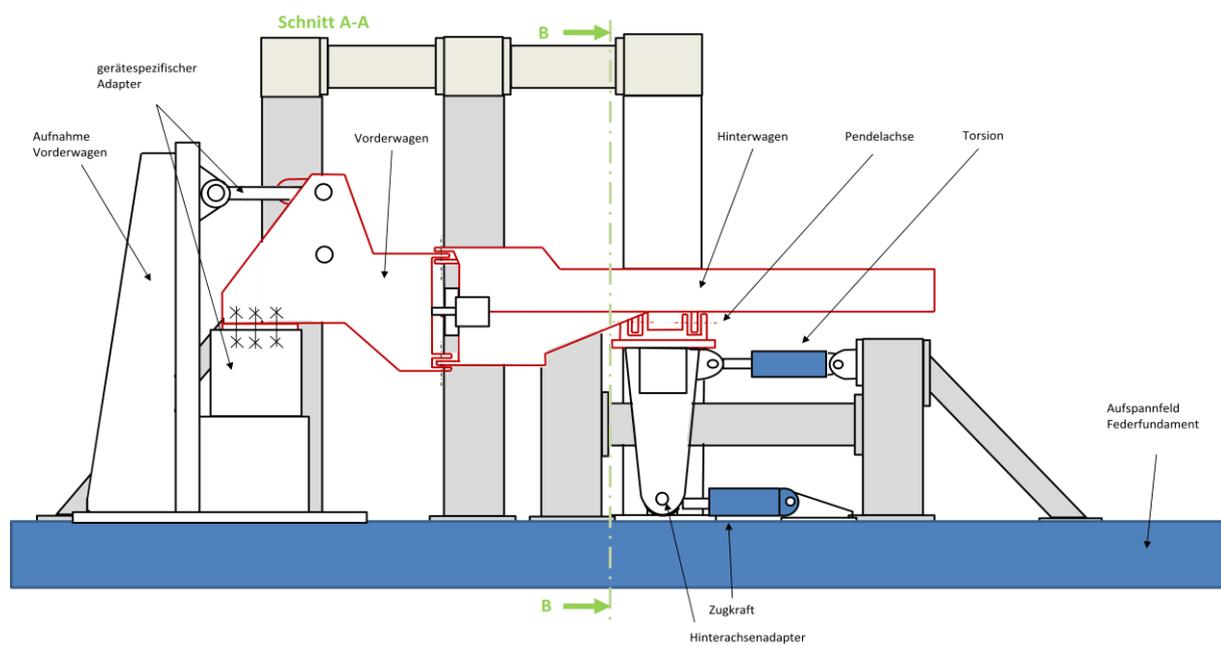
Die Kriterien für das Aufspannkonzepthinterwagen-Prüfstand wurden folgendermaßen festgelegt.

- Verwendung von Liebherrzylindern
- Gestaltung der Komponenten nach dem Baukastenprinzip
- Kompatibilität mit dem bereits vorhandenen Federfundament (Bauraum).
- Realitätsnahe Prüfung durch realitätsnahe Aufspannung
- Prüfung der Hauptbelastungsfälle
- Prüfung verschiedener Radlader-Baugrößen

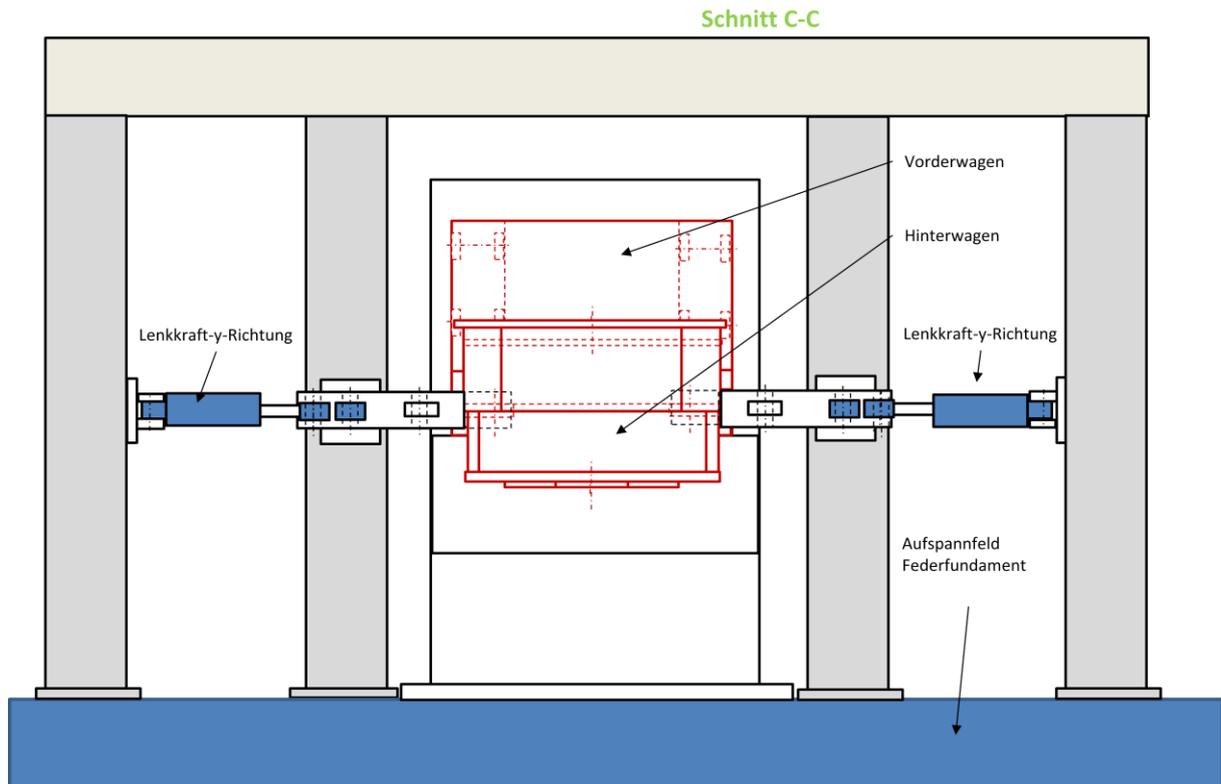
Um möglichst reale Aufspannbedingungen zu gewährleisten sind die Berücksichtigung der Bauteilsteifigkeit und Lagerbedingungen von besonderer Bedeutung. Die folgenden Abbildungen zeigen das entwickelte Aufspannkonzept.



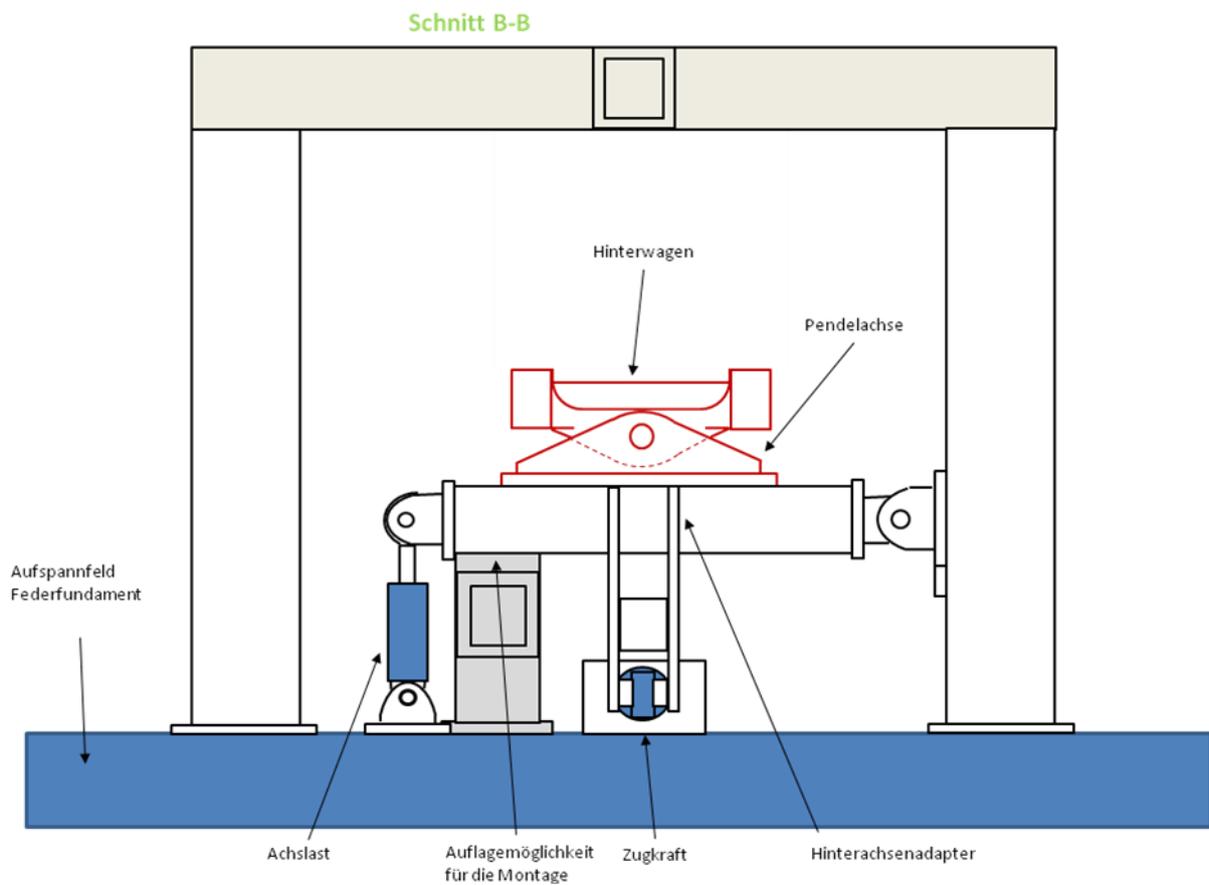
**Abbildung 4-6: Aufspannkonzept Draufsicht**



**Abbildung 4-7: Aufspannkonzept Schnitt A-A**



**Abbildung 4-8: Aufspannkonzzept Schnitt C-C**



**Abbildung 4-9: Aufspannkonzzept Schnitt B-B**

Die Beschreibung des Aufspannkonzepthes erfolgt nach den kritischen Bereichen der Lasteinleitung und Lastaufnahme. (**Abbildung 4-11**).

#### Lastaufnahme im Bereich der Knicklagerung

Durch die Aufspannung des Hinterwagens mit dem Vorderwagen und die Verwendung der im Serienfahrzeug verbauten Gelenklager wird eine reale Krafteraufnahme der Knicklagerung erreicht. Dadurch werden identische Steifigkeiten und identische Lagerbedingungen sichergestellt. Der Vorderwagen wird mithilfe eines Grund-Adapters und mittels gerätespezifischer Adapter auf das Aufspannfeld aufgespannt. Die Aufspannung erfolgt in den Bereichen der Vorderachsenbefestigung und der Aufnahmebohrung des Schaufelarms durch gerätespezifische Adapter.

#### Lasteinleitung im Bereich der Pendelbrückenlagerung

Durch Lasteinleitung über die im Serienfahrzeug verbaute Hinterachsen-Pendelbrücke entstehen die gleichen Vorzüge wie im vorherigen Punkt. Die Lasteinleitung erfolgt über drei Liebherr-Standardzylinder, welche kinematisch und mechanisch voneinander entkoppelt an einem gerätespezifischen Adapter befestigt sind. Die kinematische Entkopplung erfolgt über Kugelgelenke in der Kolbenstange und am Kolbenboden durch Bolzenverbindungen.

Am Hinterachsen-Adapter ist die Einleitung folgender Belastungen vorgesehen:

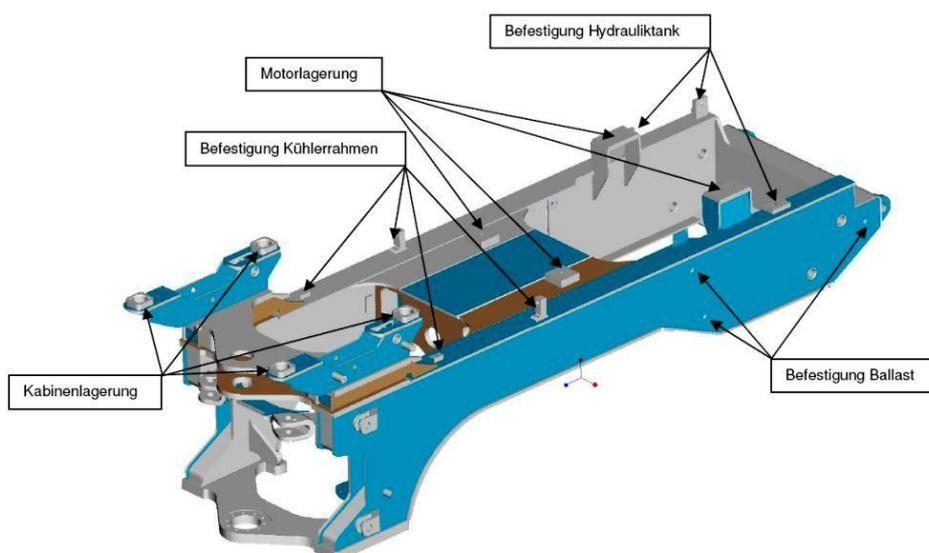
- Zug- bzw. Schubkräfte
- Achslast
- optional eine Torsionsbelastung

#### Lasteinleitung im Bereich der Lenkzylinderaufnahme

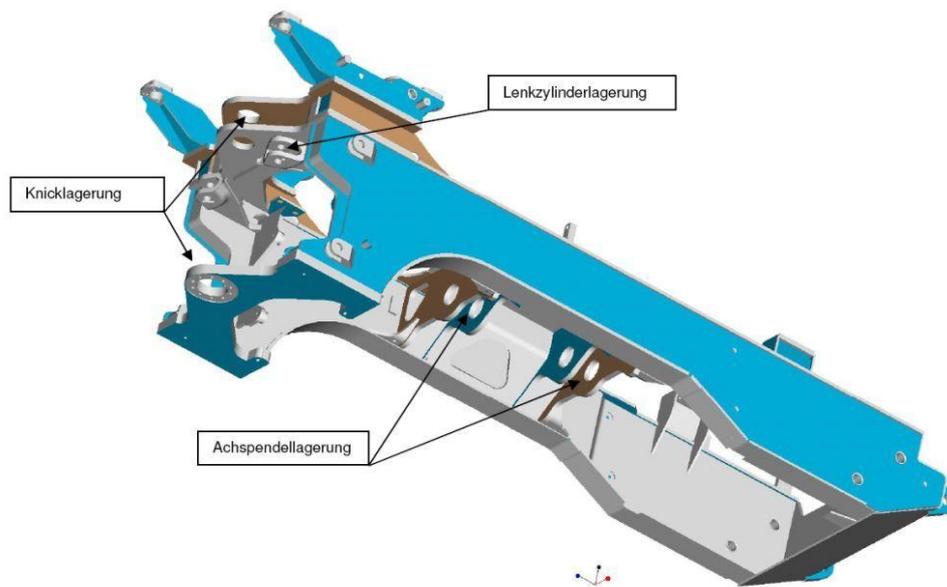
Die räumlich veränderlichen Zylinderkräfte werden durch jeweils zwei Zylinder in den Stahlbau eingeleitet. Hier ist, bedingt durch den geringen Raum, ein räumlicher Versatz der Kraftereinleitung nach außen hin notwendig, welcher hier durch eine Stange erfolgt. Diese ist durch einen zusätzlichen Hebel so gelagert, dass die Lenkkräfte in x- und y-Richtung voneinander entkoppelt sind. Die Entkopplung der Kraftereinleitung in den anderen Bewegungsrichtungen bedingt durch die Verformung des Hinterwagens erfolgt wiederum durch Kugelgelenke am Zylinder.

#### Gewichtslast

Die angebauten Hauptbauteile werden durch Ersatzmassen am Hinterwagen (sind in **Abbildung 4-6 bis 4-9** nicht dargestellt) realisiert (**Abbildung 4-10**). Diese werden an den für die Aufnahme der Hauptbauteile vorgesehenen Anbindungen montiert.



**Abbildung 4-10: Kontaktpunkte am Hinterwagen**



**Abbildung 4-11: Kontaktpunkte am Hinterwagen**

#### Prüfstands-Komponenten für den Lastrahmen

Es wird bis auf die gerätespezifischen Adapter mit Grundbausteinen nach dem Baukastenprinzip gearbeitet, um eine möglichst hohe Wiederverwendbarkeit zu gewährleisten.

#### Messung bzw. Regelung der Kraft

Wie in Kapitel 2 erläutert erfolgt die Messung der Kraft bzw. die Regelung meist mit Kraftmessdosen. Diese werden an der Kolbenstange des Zylinders und in der Regel über einen Adapter am Werkstück befestigt. Je nach Art der Ausführung können diese nur Druckkräfte, Zugkräfte oder Zug- und Druckkräfte aufnehmen.

Um in der frühen Entwicklungsphase die Investitionskosten niedrig zu halten und auf die Liebherr-Standardzylinder zurückgreifen zu können, wird entschieden, dass man die Kraft zunächst über eine DMS-Vollbrückenschaltung aufnimmt.

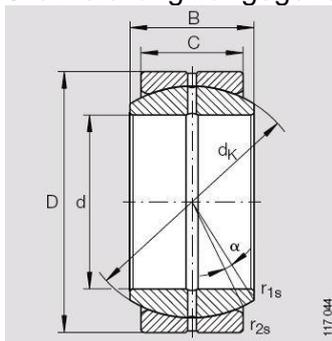
#### Schwierigkeiten

- Das Spiel in der Knicklagerung und im Pendelgelenk vergrößert und summiert sich bis zum Prüfzylinder
- Die Krafrichtung der Krafteinleitung (in der Ebene) ändert sich je nach Belastungsfall, es ist ein genaues Zusammenarbeiten von mehreren (zwei) Zylindern notwendig
- Bedingt durch die Steifigkeit der Bauteile und deren Verformung (in Achsrichtung bis zu  $\approx 10\text{mm}$ ) ist eine Entkopplung der Krafteinleitung notwendig um Schubkräfte und zusätzliche Momente an der Kolbenstange der Prüfzylinder zu verhindern und die eingeleitete Kraft nicht zu verfälschen. (Lösungsmöglichkeit: Verwendung von Kugelgelenken in der Zylinderaufnahme)

## 4.6 Spiel in der Krafteinleitung

Im Radlader sind Kugelgelenklager im Knickgelenk sowie in der Pendelachse (Firma INA-Schaeffler) verbaut. Diese haben laut Datenblatt im nicht eingebauten Zustand eine radiale Lagerluft zwischen 0,085 und 0,165 mm (**Abbildung 4-12**). Die radiale Lagerluft ist das Maß,

um das sich der Innenring gegenüber dem Außenring in radialer Richtung von einer Grenzstellung zur gegenüberliegenden schieben lässt.

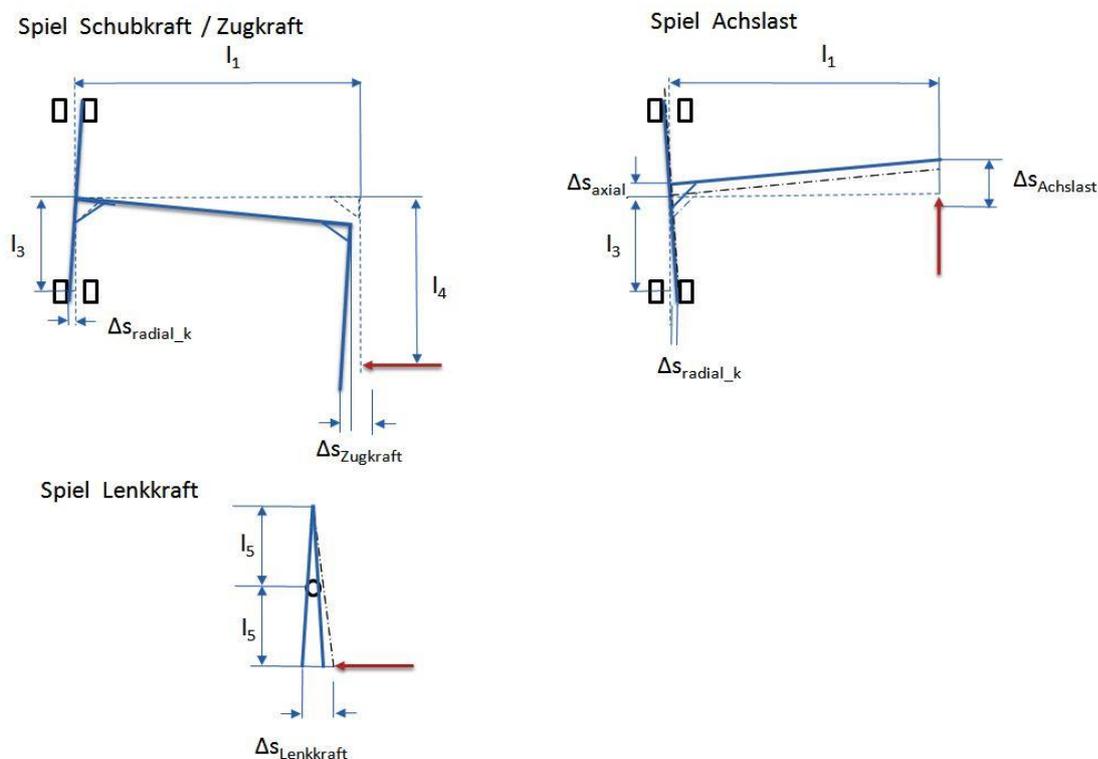


**Abbildung 4-12: Radialgelenklager [43]**

Im unteren Toleranzbereich der Passungen ändert sich durch den Einbau nichts. Durch Berücksichtigung der vorhandenen Toleranzen bzw. des Übermaßes und der durch den Einbau entstehenden Aufweitung des Innenrings und Einschnürung des Außenrings kann das Spiel um maximal 0,052mm verringert werden (lt. Lagerkatalog, [43]). Es sind also radiale Lagerspiele zwischen 0,033 und 0,165mm möglich. Die axialen Spiele stehen in einem Verhältnis von 3:1 zum radialen Spiel.

Durch die Hebellänge werden die Lagerspiele bis zum Zylinderangriffspunkt übersetzt. Dazu addieren sich noch die Spiele in den Gelenkaugen der Zylinder sowie die Spiele der möglicherweise nicht spielfreien Hebelkonstruktion in der Krafteinleitung der Lenkzylinder.

**Abbildung 4-13** zeigt eine grobe Abschätzung der Spiele in den Krafteinleitungspunkten. Die abgeschätzten Werte gehen vom ungünstigsten Fall aus. Verspannungen der Lager durch den Einbau und durch die Kraftsituation führen zu einer Reduktion des Spiels.



**Abbildung 4-13: Abschätzen der Lagerspiele**

Spiel: Schubkraft / Zugkraft

$$\beta_s = \arcsin\left(\frac{\Delta s_{radial,K}}{l_3 * 2}\right) \quad (4.39)$$

$$\Delta s_{radial,Zugkraft} = \Delta s_{radial,K} * \frac{l_4}{l_3} + l_1 - l_1 * \cos(\beta_s) \quad (4.40)$$

$$\Delta s_{Zugkraft} = \Delta s_{radial,Zugkraft} + \Delta s_{Gelenk,Zylinder} * n + \Delta s_{axial,P} \quad (4.41)$$

Spiel: Achslast

$$\Delta s_{radial,Achslast} = \frac{\Delta s_{radial,K}}{2} * \frac{l_1}{l_3} \quad (4.42)$$

$$\Delta s_{Achslast} = \Delta s_{radial,Achslast} * 2 + \Delta s_{axial,K} + \Delta s_{radial,P} + \Delta s_{Gelenk,Zylinder} * n \quad (4.43)$$

Spiel: Lenkkraft

$$\Delta s_{Lenkkraft} = 2 * \Delta s_{radial,K} + \Delta s_{Gelenk,Zylinder} * n \quad (4.44)$$

Die folgende Tabelle zeigt den Bereich der möglichen Spiele im Aufspannkonzept.

	Minimales Spiel [mm]	Maximales Spiel [mm]
Schubkraft / Zugkraft	0,3	1,2
Achslast	0,4	1,5
Lenkkraft (mit spielfreier Hebelkonstruktion)	0,2	0,4

**Tabelle 4-1: Summe der Spiele bedingt durch Lagerluft und Spiele der einzelnen Komponenten im Aufspannkonzept an der jeweiligen Krafteinleitungsstelle**

## 4.7 Mehrachsige Belastung im Hinterwagen

Im Aufspannkonzept ist ersichtlich, dass z.B. bei der Einleitung der Lenkkräfte und bei der Einleitung der Zug- bzw. Schubkräfte mit Achslasten das Zusammenarbeiten zweier Zylinder notwendig ist, welche in Summe den im Betrieb entstehenden Kraftvektor darstellen sollen. Diese Situation verlangt nach einem exakten zeitlichen Zusammenarbeiten der beiden Zylinder. Die Phasenverschiebung spielt bei einem einachsigen Prüfstand eher eine untergeordnete Rolle, bei einem mehrachsigen Prüfstand ist es jedoch wichtig diese in einem bestimmten Bereich zu halten (Phasentreue). Die regelungstechnischen Anforderungen erhöhen sich dadurch stark.

Auch bei der Krafteinleitung in den Prüfling muss darauf geachtet werden, dass diese kinematisch und mechanisch voneinander entkoppelt sind, um keine zusätzlichen Momente

und Belastungen hervorzurufen. Des Weiteren darf je nach Bauart der Zylinder eine bestimmte Querkraft nicht überschritten werden, da sich sonst ihre Lebenszeit stark verkürzt.

### 4.8 Abschätzen der Frequenz, bei der die Beschleunigungskräfte für das Aufspannkonzert schädigungsrelevant sind

Bedingt durch die Masse des Hinterwagens samt Aufbauten von ca. 16,6 Tonnen ist es notwendig die kritische Prüffrequenz zufolge der Trägheitskräfte für unser Aufspannkonzert zu bestimmen. Für eine erste Abschätzung wird die Annahme getroffen, dass die Gesamtschädigung des Hinterwagens zufolge der Trägheitskräfte nicht mehr als um 5% erhöht werden darf. Hierfür wird vom Verfahren der linearen Schadensakkumulation ausgegangen. Es wird vereinfacht angenommen, dass sich die Trägheitskräfte proportional zur Amplitude der Vergleichsspannung verhalten.

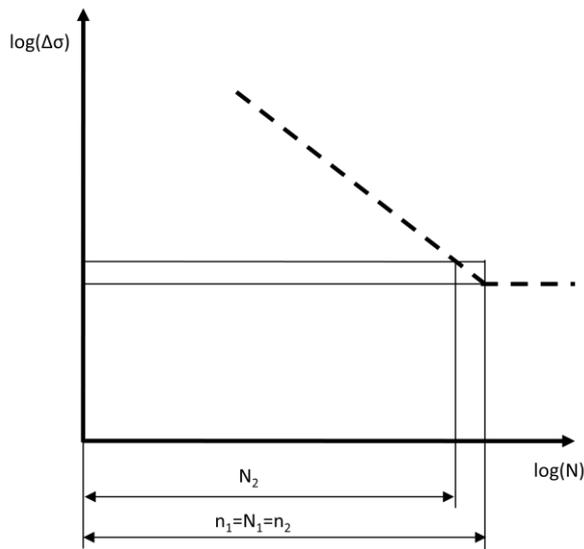


Abbildung 4-14: Zusammenhang im Wöhler-Diagramm

Da man sich in diesem Fall im Bereich der Zeitfestigkeit bewegt, ergibt sich bei einer zulässigen Zunahme der Schädigung um 5% mit einem Wöhlerlinienexponenten von  $m=3$  für Schweißkonstruktionen eine zulässige Prüffrequenz von ca. 0,7Hz.

$$\frac{N}{N_D} = \left(\frac{\Delta\sigma_z}{\Delta\sigma_D}\right)^{-m} = \left(\frac{F}{F_D}\right)^{-m} = \left(\frac{a}{a_D}\right)^{-m} \tag{4.45}$$

Der Index D kennzeichnet die Belastung, bei der Dauerfestigkeit besteht. Die Hypothese gilt für Belastungen, welche über diesen Belastungen liegen. Für uns gilt, dass bei einer vorgegebenen Schwingenspielzahl  $n$  die Schädigung von 1 um 5% steigen soll.

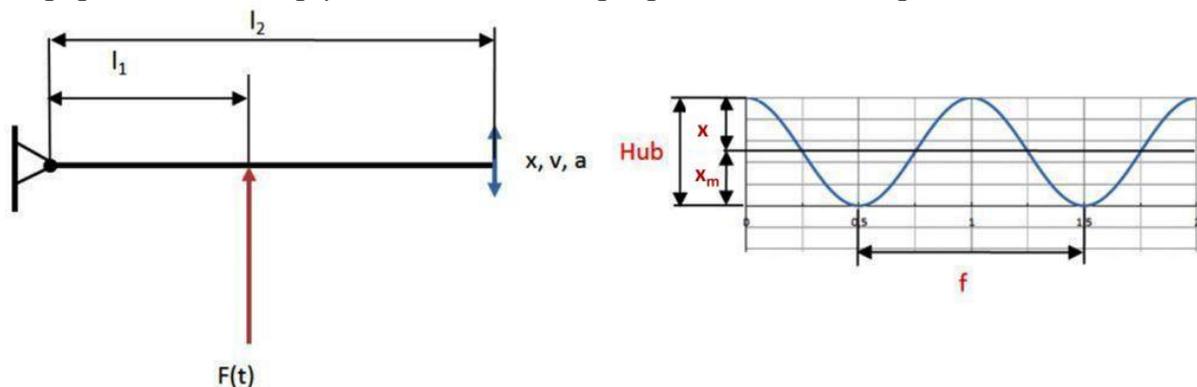


Abbildung 4-15: Vereinfachtes Modell zur Abschätzung der kritischen Beschleunigungskräfte, hervorgerufen durch die Prüffrequenz

$$\frac{n_1}{N_1} = \frac{n}{N_D} = D, N_D = \frac{n}{D}, \frac{n_2}{N_2} = \frac{n}{N_2} = D + 0,05, N_2 = \frac{n}{D+0,05}$$

$$\frac{n_1}{N_1} = \frac{n}{N_D} = D \quad (4.46)$$

$$\frac{n_2}{N_2} = \frac{n}{N_2} = D + 0,05 \quad (4.47)$$

$$a = \left(\frac{N_2}{N_D}\right)^{-\frac{1}{m}} * a_D \quad (4.48)$$

$$A = x * \frac{l_2}{l_1} * (2 * \pi * f)^2 \quad (4.49)$$

$$f = \sqrt{\frac{\Delta a * l_1}{x * l_2} * \frac{1}{2 * \pi}} \quad (4.50)$$

Daraus folgt

$$a = (1,05)^{\frac{1}{3}} * 9,81 = 9,97085 \frac{m}{s^2}$$

$$f = \sqrt{\frac{(9,97085 - 9,81) * 2,05}{3,5 * 0,005} * \frac{1}{2 * \pi}} = 0,7 Hz$$

#### 4.9 Abschätzen der geringsten Eigenfrequenz des Hinterwagenprüfstandes

Geht man davon aus, dass der Lastrahmen ideal starr ist, so wird die Federsteifigkeit und damit auch die Eigenfrequenz durch den Hydraulikzylinder und den Hinterwagen selbst bestimmt. Da die Steifigkeit in der vertikalen Richtung, in welcher die Achslast wirkt, erfahrungsgemäß am geringsten ist, wird hier die kleinste Eigenfrequenz vermutet.

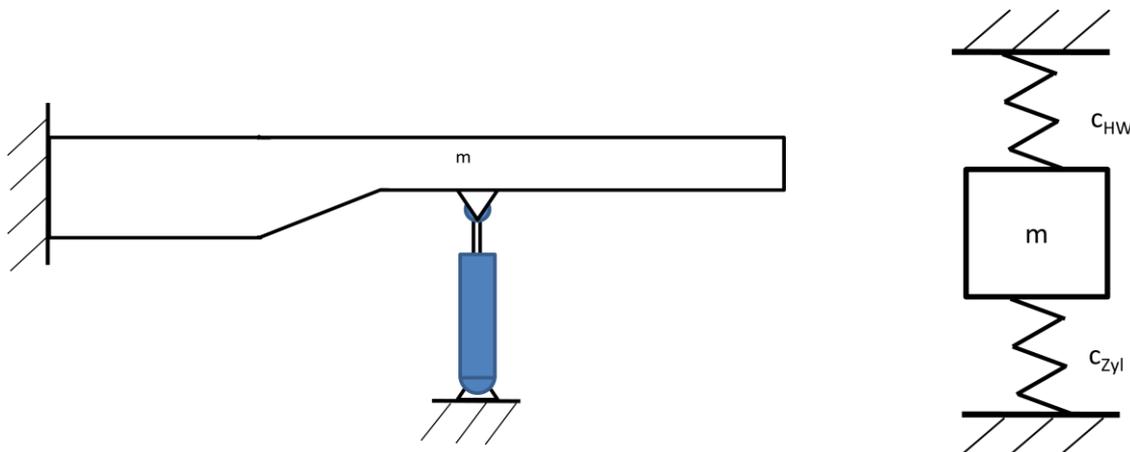


Abbildung 4-16: Vereinfachtes Modell zur Abschätzung der Eigenfrequenz

Steifigkeit des Hinterwagens

Aus Erfahrung weiß man, dass sich der Hinterwagen bei maximaler Belastung um 10 mm durchbiegt. Somit ergibt sich bei Annahme einer linearen Federsteifigkeit des Hinterwagens eine Federsteifigkeit von:

$$c_{HW} = \frac{F}{\Delta x} = \frac{200000 \text{ N}}{0,01 \text{ m}} = 20000000 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (4.51)$$

Steifigkeit des Hydraulikzylinders

Die Steifigkeit des Hydraulikzylinders setzt sich aus der Steifigkeit des Ölvolumens in den Zylinderkammern, der Steifigkeit des Ölvolumens bis zum Ventil und der Steifigkeit der Zu- und Ableitungen bis zum Ventil zusammen.

Die Kompressibilität des Öles ist durch das Kompressibilitätsmodul gegeben.

$$K_{\text{öl}} = \frac{\partial V}{\partial p * V} \quad (4.52)$$

Durch Linearisierung um den Arbeitspunkt ergibt sich:

$$K_{\text{öl}} = \frac{dp * V_0}{dV} = \frac{\dot{p} * V_0}{Q} \cong \frac{\Delta p}{\Delta V * V_0} = \frac{(p_0 - p) * V_0}{\Delta V} \Big|_{p_0=0} = \frac{p * V_0}{\Delta V} = \bar{K}_{\text{öl}} \quad (4.53)$$

Somit ergibt sich die Analogie zur Mechanik:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{\sigma * l_0}{\Delta l} \quad (4.54)$$

und zur mechanischen Feder, welche wie folgt definiert ist:

$$F = c * \Delta l \quad (4.55)$$

$$p = \frac{\Delta V}{V_0} \bar{K}_{\text{öl}} = F * A = \frac{\Delta l * A * \bar{K}_{\text{öl}}}{V_0} \quad (4.56)$$

$$c = \frac{A^2}{V_0} * \bar{K}_{\text{öl}} \quad (4.57)$$

Damit eine Ölsäule als Feder angesehen werden kann, ist es notwendig, dass eine Änderung des Drucks in der Ölsäule möglich ist. Deshalb ist die Steifigkeit eines Zylinders auch durch die Ansteuerung bzw. durch die Ventiltechnik beeinflussbar. Servoventile sind meist Wegeventile, bei denen das Ölvolumen zwischen zwei Steuerkanten eingespannt ist. Hier findet in den Ölsäulen der Zu- und Ableitung eine Druckänderung statt. Bei einer Ansteuerung mit zwei 3-Wegedruckmindererventilen, die gewählt wurde, baut sich jedoch nur in einer Ölsäule ein veränderbarer Druck auf. Die Steifigkeit des zweiten Ölvolumen ändert sich bis zum Erreichen des Öffnungsdrucks. Beim Erreichen des Öffnungsdrucks ist der Zylinder nicht mehr eingespannt und somit nur mehr ein Volumen wirksam.

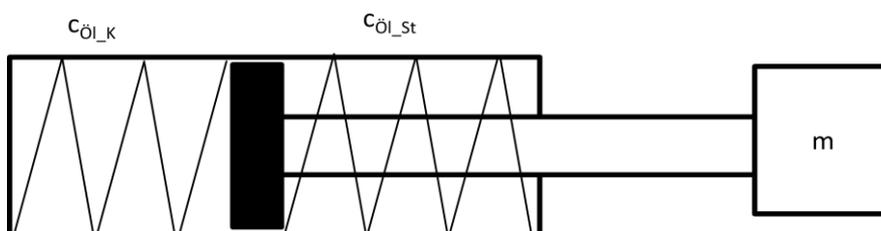


Abbildung 4-17: Steifigkeit des Zylinder mit zwei wirksamen Ölsäulen

2-Ölsäulen

$$c_{\text{öl}} = \frac{\bar{K}_{\text{öl}} * A^2}{V} \quad (4.58)$$

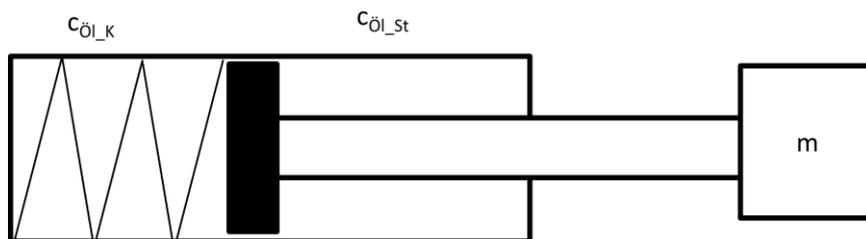
$$c_{\ddot{O}l,K} = \frac{\bar{K}_{\ddot{O}l} * A_K^2}{V_K} = \frac{\bar{K}_{\ddot{O}l} * A_K^2}{A_K * x} \tag{4.59}$$

$$c_{\ddot{O}l,St} = \frac{\bar{K}_{\ddot{O}l} * A_R^2}{V_{St}} = \frac{\bar{K}_{\ddot{O}l} * A_R^2}{A_{St} * (H - x)} \tag{4.60}$$

$$c_{\ddot{O}l,Zyl} = c_{\ddot{O}l,K} + c_{\ddot{O}l,St} = \frac{\bar{K}_{\ddot{O}l} * A_K^2}{A_K * x} + \frac{\bar{K}_{\ddot{O}l} * A_R^2}{A_R * (H - x)} \tag{4.61}$$

$$c_{\ddot{O}l,Zyl,min}(x_0) = \frac{dc_{\ddot{O}l,Zyl}}{dx} = 0 \quad x_0 = \frac{\sqrt[3]{A_R * H}}{\frac{1}{\sqrt{A_R}} + \frac{1}{\sqrt{A_K}}} \tag{4.62}$$

$$c_{\ddot{O}l,Zyl,min}(x_0) = \frac{\bar{K}_{\ddot{O}l} * A_K^2}{A_K * x_0} + \frac{\bar{K}_{\ddot{O}l} * A_R^2}{A_{St} * (H - x_0)} \tag{4.63}$$



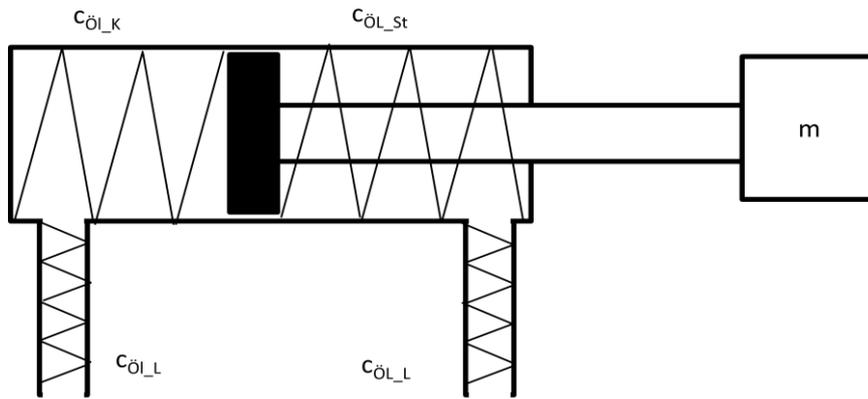
**Abbildung 4-18: Steifigkeit des Zylinder mit einer wirksamen Ölsäule**

Steifigkeit des Zylinders mit Leitung bzw. Schlauch

Ein Schlauch im System ist wie eine Serienschaltung von Federn. Bei einer Serienschaltung wird die Steifigkeit durch das schwächste Glied bestimmt. Das Kompressibilitätsmodul eines Schlauches ist vor allem vom Druck und der Beschaffenheit des Schlauches abhängig (**Abbildung 4-19**). Deshalb ist bei der Verwendung von Schläuchen mit sehr hohen Steifigkeitseinbußen zu rechnen.

Schlauch (DIN 24950) mit	Elastizitätsmodul $E_{schl}$ (in MPa) bei Betriebsdruck (in bar)		
	100	200	300
Textileinlage (DIN 20021/T.3)	$0,28 \cdot 10^3$	$0,26 \cdot 10^3$	-
Drahtgeflechteinlage (DIN 20022/T.1)	$0,89 \cdot 10^3$	$1,06 \cdot 10^3$	$1,17 \cdot 10^3$
Textileinlage mit Aramidfaser	$0,71 \cdot 10^3$	$0,71 \cdot 10^3$	$0,78 \cdot 10^3$

**Abbildung 4-19: gemessene Elastizitätsmodule an ölgefüllten Schläuchen [22]**



**Abbildung 4-20: Steifigkeit eines Zylinder mit zwei wirksamen Ölsäulen mit Zuleitungen**

$$c_{Zyl} = \frac{c_{\text{ÖL},K} * c_L}{c_{\text{ÖL},K} + c_L} + \frac{c_{\text{ÖL},St} * c_L}{c_{\text{ÖL},St} + c_L} \quad (4.64)$$

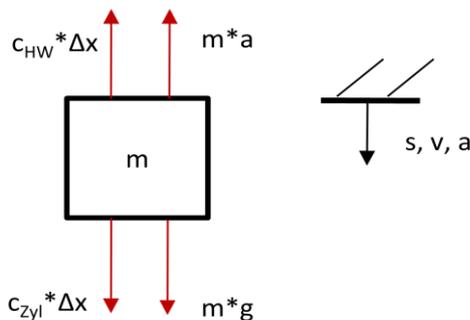
Eigenfrequenz des Zylinders

Für die genaue Berechnung der Eigenfrequenz müssen verschiedene Parameter wie Reibung und Ölviskosität bekannt sein. Für eine Abschätzung der Eigenfrequenz genügt es in der Praxis die ungedämpfte Eigenfrequenz zu berechnen [12]. (Die Dämpfung bewirkt eine Verschiebung zu kleineren Eigenfrequenzen)

$$f_0 = \sqrt{\frac{c_{\text{ÖL},Zyl\_min}}{m_{KSt}}} * \frac{1}{2 * \pi} \quad (4.65)$$

Eigenfrequenz des Prüfaufbaus

Auch hier wird für eine Abschätzung die ungedämpfte Eigenfrequenz berechnet.



**Abbildung 4-21: Ersatzsystems des Hinterwagens**

$$c_{ges} = c_{HW} + c_{Zyl} \quad (4.66)$$

$$f_0 = \sqrt{\frac{c_{ges}}{m_{KSt} + m_{HW}}} * \frac{1}{2 * \pi} \quad (4.67)$$

Eigenfrequenz bei schwellender Druckbelastung

Mit der Steifigkeit der kolbenseitigen Ölsäule laut Formel 4.59:

$$c_{\dot{O}l,K} = \frac{1400 * 10^6 * \left(\frac{0,120^2}{4} * \pi\right)^2}{\frac{0,120^2}{4} * \pi * 0,135} = 1,1728 * 10^8 \frac{N}{m}$$

$$c_{ges,K} = 2 * 10^7 + 1,1728 * 10^7 = 1,373 * 10^8 \frac{N}{m}$$

$$f_{0,K} = \sqrt{\frac{1,373 * 10^8}{16600} * \frac{1}{2 * \pi}} = 14,5 Hz$$

Eigenfrequenz bei schwellender Zugbelastung

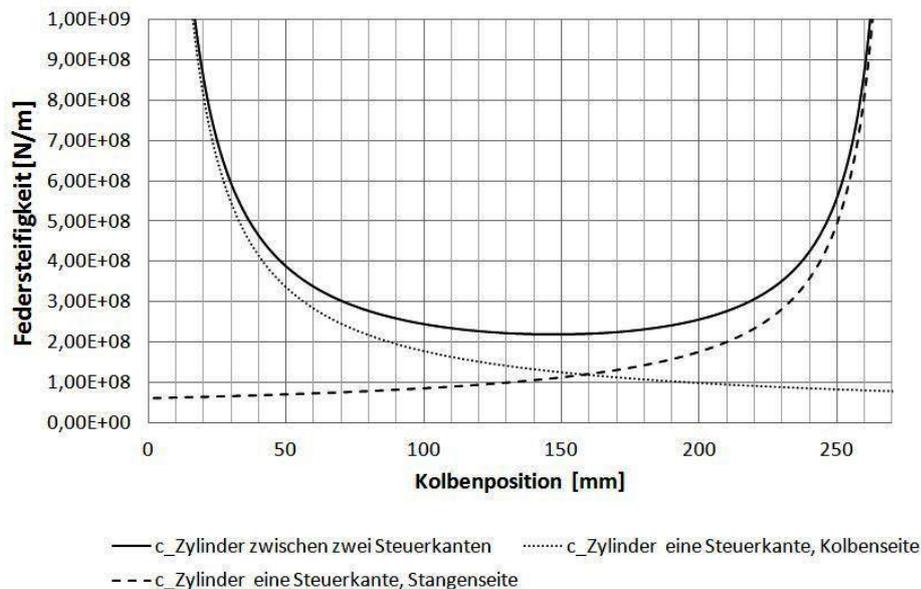
Mit der Steifigkeit der stangenseitigen Ölsäule laut Formel 4.60:

$$c_{\dot{O}l,St} = \frac{1400 * 10^6 * \left(\frac{0,120^2}{4} * \pi - \frac{0,60^2}{4} * \pi\right)^2}{\left(\frac{0,120^2}{4} * \pi - \frac{0,60^2}{4} * \pi\right) * (0,135)} = 8,796 * 10^7 \frac{N}{m}$$

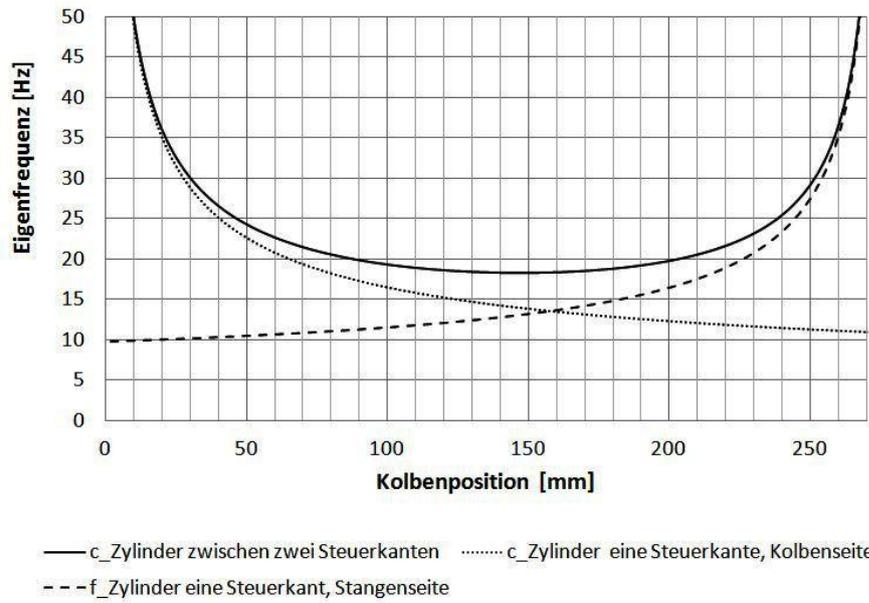
$$c_{ges,St} = 2 * 10^7 + 8,8 * 10^7 = 1,08 * 10^8 \frac{N}{m}$$

$$f_{0,St} = \sqrt{\frac{1,08 * 10^8}{16600} * \frac{1}{2 * \pi}} = 12,8 Hz$$

Die folgenden Abbildungen zeigen die Steifigkeit bzw. Eigenfrequenz des Prüfaufbaus in Abhängigkeit von der Kolbenposition.



**Abbildung 4-22: Federsteifigkeit des Prüfaufbaus über die Kolbenposition**



**Abbildung 4-23: Eigenfrequenz des Prüfaufbaus über die Kolbenposition**

## 4.10 Anforderungen an die Regelung bzw. an den Kraftverlauf

### Anforderung an die Regelung

Ziel einer Regelung ist es eine bestimmte Güte des Prozesses, im Fall, der Prüfung zu erreichen. Der Zeitverlauf der Führungsgröße soll trotz Störeinflüssen möglichst genau erfolgen.

Daher liegt es nahe, die Regelung anhand des Zeitverlaufs der Regelgröße zu bewerten.

Die Güte einer Regelung kann durch das statische bzw. dynamische Verhalten einer Regelung beschrieben werden. Unter dem statischen Verhalten eines Reglers versteht man den Zusammenhang zwischen der Ausgangsgröße und der Eingangsgröße im Beharrungszustand. Das dynamische Verhalten der Regelung, das vor allem für die gegebene Anwendung wichtig ist, beschreibt den zeitlichen Verlauf des Reglers bei einer Änderung der Regelgröße.

Die Beschreibung der Güte über das dynamische Verhalten kann man durch das Aufbringen einer Sprungantwort oder anderer zeitlich veränderbarer Funktionen bekommen.

Die Beschreibung der Güteanforderung der Regelung über die Sprungantwort ist bei der Verwendung des Liebherr-Steuergerätes nicht optimal (da dieses mit 100Hz Taktfrequenz beschränkt ist), wie sich in den Versuchen herausgestellt hat. Die Lasteinleitung erfolgt sinusförmig. Die Vorgabe der Führungsgröße darf nicht sprungartig erfolgen, sondern muss rampenförmig ansteigen. Damit soll das Ausregeln hochdynamischer Einschwingvorgänge verhindert werden.

Für die Bewertung der Güte bieten sich der Amplitudengang und die Phasenverschiebung in einem bestimmten Frequenzbereich an. Es ist hilfreich, wenn eine zulässige Phasenverschiebung bzw. ein zulässiger Amplitudenfehler definiert werden.

### Anforderungen an den Kraftverlauf

Für die Betrachtung der Schädigung muss der Verlauf der Kraft nicht unbedingt einen sinusförmigen Verlauf aufweisen. Es ist hierbei nur wichtig, dass die für die Prüfung angestrebte Belastung stetig bzw. ohne Sprung angefahren wird (**Abbildung 4-24**). Jedoch wird durch die nicht sinusförmige Anregung das dynamische Verhalten so beeinflusst, dass sich andere Eigenfrequenzen bzw. Eigenmoden ergeben. Für die Schädigungsbetrachtung ist es wichtig, dass die Kraftspanne, welche aus dem Belastungskollektiv durch Klassiermethoden ermittelt wird, erreicht bzw. bestimmte Grenzwerte nicht überschritten werden (**Abbildung 4-25**). Wenn zum Beispiel das Kraftmaximum perfekt angefahren werden kann, jedoch die minimale Kraft möglicherweise bedingt durch die Reibungseffekte des Zylinders nicht erreicht werden kann, ist dies schädigungsrelevanter als eine Verschiebung der Belastungsfunktion (gilt nur für einen eingegrenzten Bereich). Bedingt durch die Schweißkonstruktion ist mit Schweißeigenstressungen im Prüfling zu rechnen. [8] In **Abbildung 4-26** ist zu sehen, dass die ertragbare Spannungsdifferenz eines Bauteils größer wird, wenn die Mittelspannung im Druckbereich liegt. Wenn die Mittelspannung im Zugbereich liegt, wird die ertragbare Spannungsdifferenz kleiner. Des Weiteren ist zu sehen, dass der Einfluss der Mittelspannung auf die Ermüdungsfestigkeit umso kleiner wird, je stärker die Kerbwirkung ist und je höher die Eigenstressungen sind. Das kann dadurch erklärt werden, dass sich Eigenstressungen wie Lastmittelspannungen auswirken. Da es sich beim Hinterwagen um eine Schweißkonstruktion handelt kann von hohen Eigenstressungen an den schädigungsrelevanten Stellen ausgegangen werden.

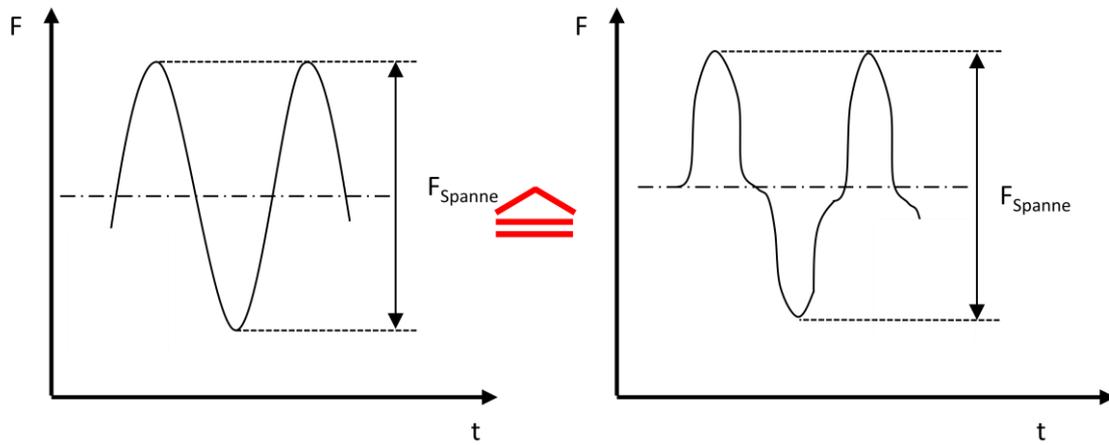


Abbildung 4-24: Einfluss des Kraftverlaufs auf die Schädigung

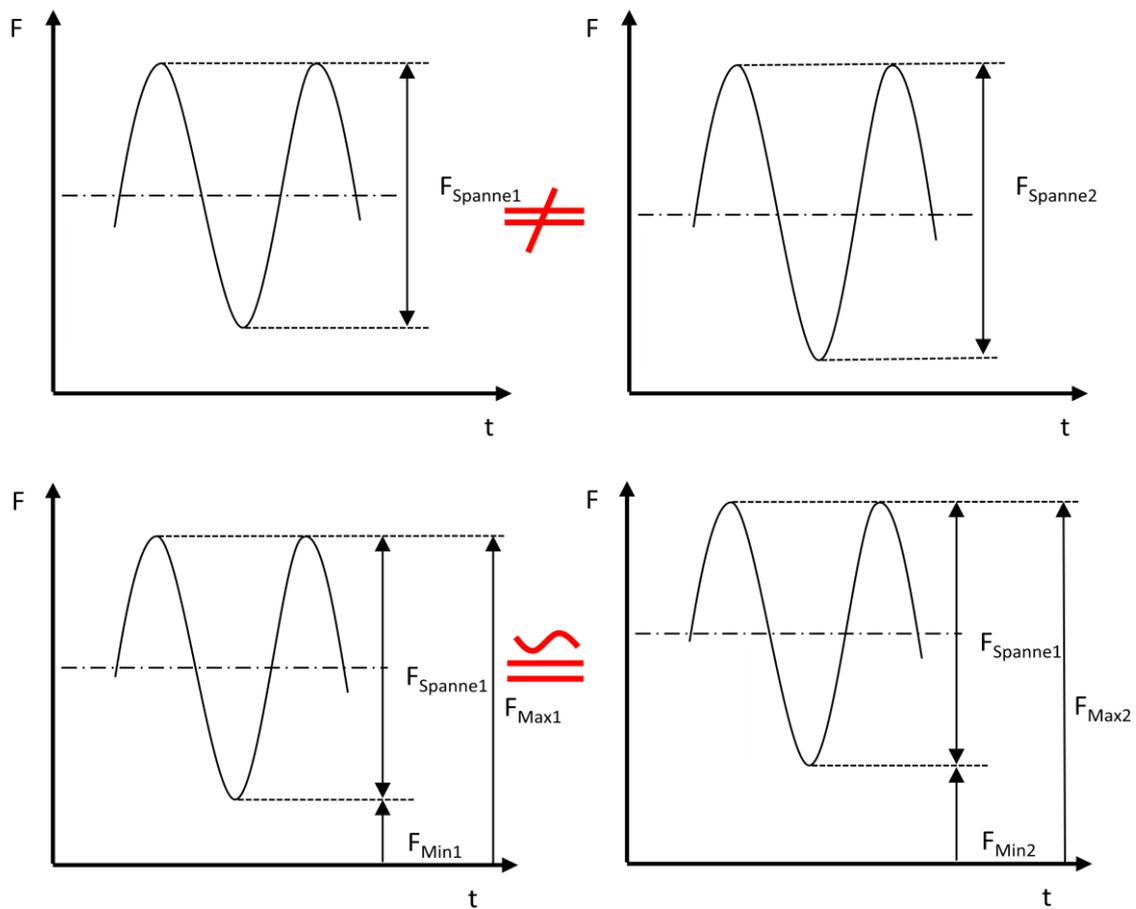
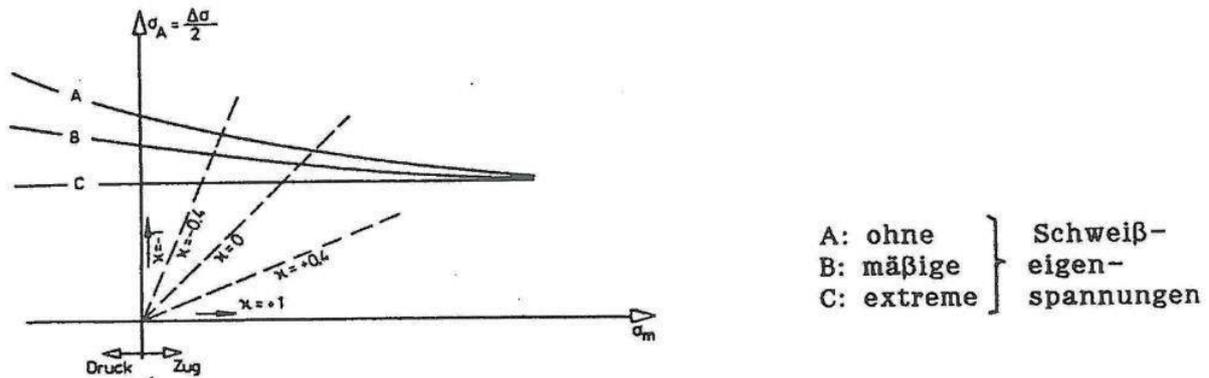
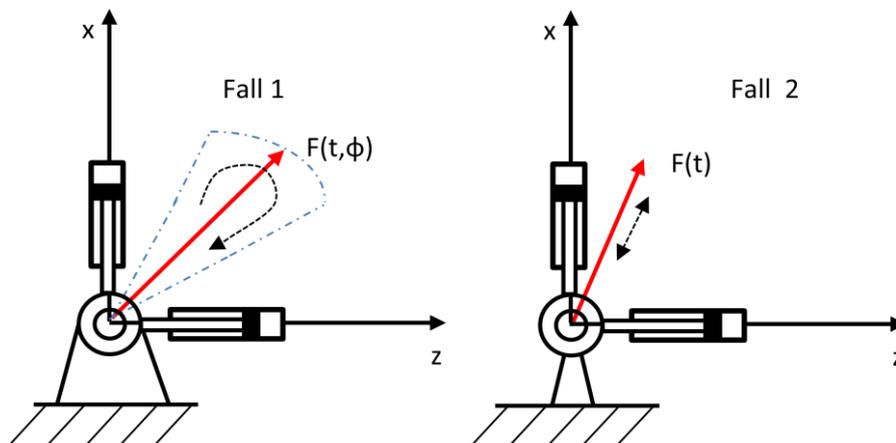


Abbildung 4-25: Einfluss des Kraftbereichs auf die Schädigung



**Abbildung 4-26: Mittelspannungseinfluss auf die Ermüdungsfestigkeit**

Es wird von einem Kraftvektor in der Ebene ausgegangen. Für die Betrachtung sollen zwei Fälle gezeigt werden (**Abbildung 4-27**).



**Abbildung 4-27: Fälle der Krafteinleitung**

Beim ersten Fall, wie es bei der Einleitung der Lenkkräfte der Fall ist, bewegt sich der Kraftvektor in der Ebene. Er ist also von der Zeit und von einem Winkel abhängig. Beim zweiten Fall ist der Kraftwinkel bei jeder Periode in der Ebene fixiert und nur noch von der Zeit abhängig. Dieser Fall kann zum Beispiel durch gleichzeitige Einleitung der Achslast und der Zugkräfte erfolgen. Hier ist es möglich durch richtige Positionierung die Kraft nur mit einem Zylinder einzuleiten. Jedoch müssten die beiden Kräfte immer im gleichen Verhältnis stehen.

Der Kraftvektor setzt sich aus zwei Kraftkomponenten zusammen, welche in der Regel eine Phasenverschiebung und einen Amplitudenfehler zur Führungsgröße hin aufweisen. Bei einem mehrachsigen Prüfstand ist die Phasenverschiebung zur Führungsgröße nicht unbedingt wichtig, sondern die Phasenverschiebung der Kraftkomponenten zueinander. Die Abschätzung dieser beiden Größen stellt sich jedoch nicht als trivial dar. Da die Zuordnung dieser Größen für einen Betriebsfestigkeitsprüfstand über Schädigung erfolgen müsste, sind sie von der gesamten Belastungssituation des Prüflings abhängig. Es ist somit keine allgemeine Aussage möglich.

Für eine aussagekräftige Bestimmung dieser Größen in jeden Krafteinleitungspunkt wäre für den Prüfstand eine Schädigungsberechnung notwendig.

## 4.11 Beurteilung der Prüfung

Für eine Betriebsfestigkeitsprüfung stellt der Zeitpunkt der Schädigung ein wichtiges Ergebnis dar. Es ist daher wichtig diesen so genau wie möglich zu erfassen. Daher müssen bestimmte Kontrollvorrichtungen vorhanden sein um ein Schädigung in einem frühen Stadium zu erkennen.

Eine Mindestkontrolle kann durch eine in einem Intervall durchgeführten, zerstörungsfreien Prüfung gegeben werden sowie durch eine Wegmesseinrichtung oder zusätzliche Kraftmessstelle (Druckmessstelle) am Zylinder, welche ein Ausbrechen des Weges oder der Kraft (Druck) im Falle eines Bruches aus seinem normalen Verlauf aufzeigt.

Üblich sind jedoch Dehnrosetten, welche in der Nähe der schädigungsgefährdeten Stellen angebracht sind und hier ein Ausbrechen des Signals aufzeigen. Ohne eine Schädigungsrechnung im Vorfeld ist es jedoch schwierig, die zu kontrollierenden schädigungsgefährdeten Stellen abschätzen zu können.

## 4.12 Auswahl der hydraulischen Komponenten

### Zylinder

Als Zylinder wurde ein Standard-Liebherr-Differentialzylinder verwendet (Anhang C, Zylinder). Eine Auswahl des Zylinders erfolgte wie in Kapitel 4.2 beschrieben nach den Formeln 4.10 und 4.11. Zusätzlich sind folgende Punkte mitberücksichtigt worden:

- Zylinder mit Kugelgelenken an der Kolbenstange und am Zylinderboden (um das Aufspannkonzepnt des Hinterwagens zu berücksichtigen).
- SAE-Flanschanschlüsse: Damit man das Ventil über Ventilblöcke direkt auf dem Zylinder befestigen kann
- Geringer Hub, um den Bauraum gering und die Ölsäule kurz zu halten.
- Große Kolbenflächen um eine hohe Steifigkeit zu bekommen.
- Verfügbarkeit

Zylindergröße:

$$d_s = \sqrt{\frac{1,333 - 1}{1,333}} * \sqrt{\frac{240000}{\frac{(250 - \frac{10}{1,333})}{10} * \pi * 0,9}} * 4 = 59,1mm$$

$$d_k = \sqrt{\frac{1,333}{1,333 - 1}} * 59,1 = 118,2mm$$

Die Auswahl ist auf den im Anhang C gezeigten Zylinder gefallen.

Eine Kontrolle gegen Knicken für den gewählten Zylinder erfolgt nach den Formeln 4.12 bis 4.14.

$$I = d^4 * \frac{\pi}{64} [mm^4]$$

$$F_{Knick} = \frac{\pi^2 * 210000 * 636172,5}{975^2} = 1387,03 * 10^3 N$$

$$F = \frac{1387,03}{3,5} = 396,3kN$$

Mit 200kN Prüfkraft besteht keine Gefahr auf Knicken.

### Ventil

Die Auswahl eines geeigneten Ventils stellte sich im Vorfeld bereits als schwierig heraus, um einerseits den hohen Anforderungen zu genügen und andererseits eine Kompatibilität mit dem Steuergerät zu gewährleisten. Das Outputmodul des Steuergerätes ist mit einem Ausgangsstrom von 1300mA PWM begrenzt. Diese Anforderung schränkt die Auswahl der möglichen Ventile stark ein, denn Ventile mit Ventilelektronik (4-20mA, -10/10V, 0..10V), sowie Ventile mit Eingangsströmen über 1300mA fallen somit weg. Nach Anfrage bei Ventilherstellern mithilfe der Erläuterung der Aufgabenstellung bzw. technischer Beratung viel die Wahl auf ein möglicherweise geeignetes Ventil. Das in **Abbildung 4-28** dargestellte Ventil von Herion erfüllt mit einer Ansteuerung von 0-800mA unsere Anforderungen für die Ansteuerung. Wie in **Abbildung 4-28** dargestellt, handelt es sich um ein 3-Wege Druckminderventil mit kraftgesteuerten Proportionalmagneten als Vorsteuerung. Dieses Ventil wird nicht in diesem Anwendungsbereich verwendet, sollte jedoch aufgrund der niedrigen Prüffrequenz die dynamischen Anforderungen erfüllen.

Auslegung:

Die Größe des Ventils wird durch den abgeschätzten Volumenstrom und den gegebenen Druckbereich ( $p_v=250\text{bar}$ ) vorgegeben.

Das gewählte Ventil muss dem Zylinder das entsprechende Ölvolumen, welches durch die Verformung entsteht, zuführen. Durch zeitliche Ableitung der Funktion für den zurückgelegten Weg des Zylinders lässt sich die Geschwindigkeit und damit auch der maximal benötigte Volumenstrom berechnen. Für unsere Anwendung bei der Verwendung des gewählten Zylinders und dem vorgegebenen Zylinderweg bei einer Prüffrequenz von 0,1-1Hz ergibt sich dafür ein Volumenstrom nach Formel 4.20.

$$Q = \left(0,05 + \frac{250}{14000} * 1,375\right) * 2 * \pi * 1 * \frac{1,20^2 * \pi}{4} * 60 = 31,8 \frac{l}{min}$$

Für Volumenströme in dieser Größe sind die 3-Wege Druckminderventile meistens vorgesteuert. Somit ist das gewählte Ventil für unsere Anwendung groß genug (Datenblatt [33], maximaler Volumenstrom  $Q_{max}=70\text{l/min}$ , maximaler Betriebsdruck  $p_{max}=315\text{bar}$ ).

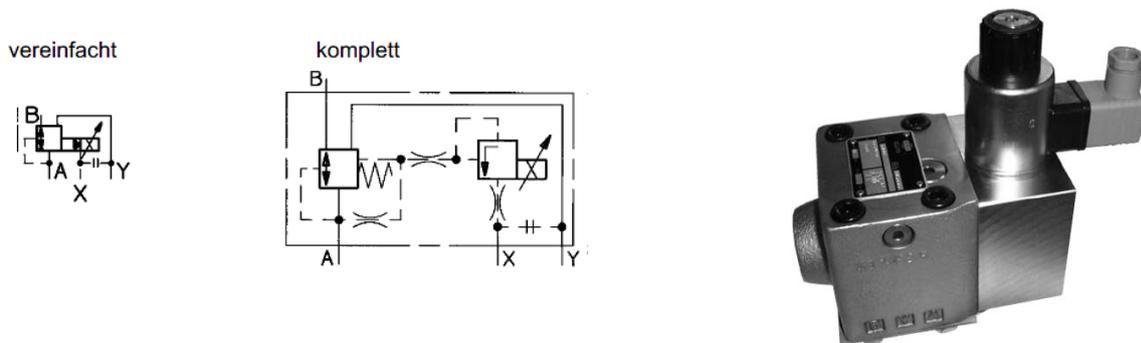


Abbildung 4-28: Herionventil, Schaltsymbol des Ventils [33]

Betrachtung der Kennlinien

Das Ventil weist charakteristische Kennlinien für ein Ventil solcher Bauart und Größe auf. Aus der  $p_v-l$  Kennlinie in **Abbildung 4-29** ist zu sehen, dass das Ventil keine lineare Kennlinie aufweist, sowie eine leichte Hysterese besitzt. Dies macht sich im gesteuerten Betrieb durch ein Abweichen vom Eingangssignal bemerkbar. Des Weiteren ist zu erkennen, dass am Verbraucher immer ca. 5% des Nenndruckes anstehen. Diese Eigenschaft stellt kein Problem dar, da durch die Anordnung von zwei Ventilen je Zylinderseite eine Vorspannung der gegenüberliegenden Seite möglich ist.

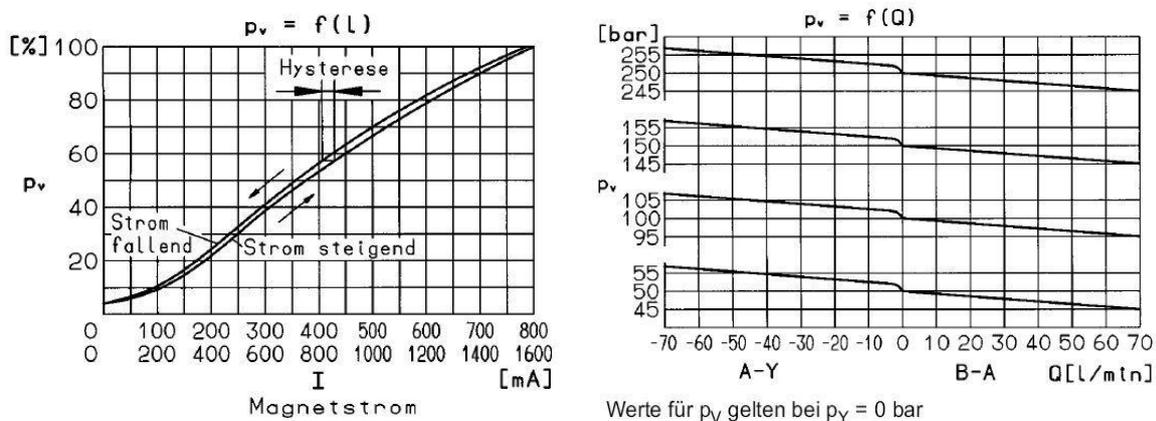
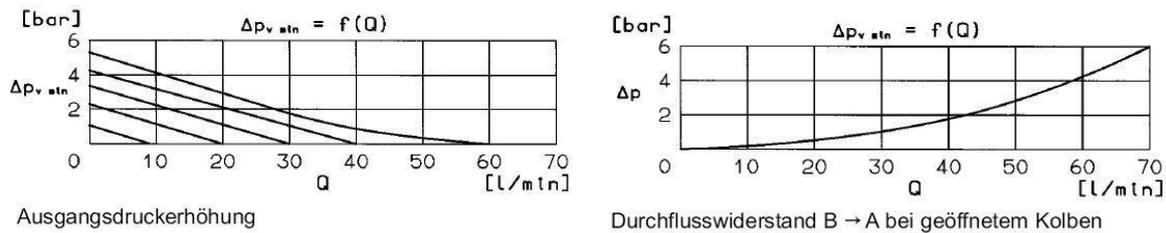


Abbildung 4-29: links:  $p_v-l$ -Kennlinie; rechts:  $p_v-Q$ -Kennlinie [33] des gewählten Ventils;

Die  $p_v-Q$ -Kennlinie in **Abbildung 4-29** zeigt die unsymmetrische Steuerkantengeometrie beim Übergang der Druckminderfunktion zur Druckbegrenzungsfunktion. Da eine Druck-

bzw. Kraftregelung um den Koordinatenursprung der  $p_v$ - $Q$ -Kennlinie erfolgt, ist bereits jetzt zu erkennen, dass es hier möglicherweise zu Problemen kommen kann. Des Weiteren ist zu sehen, dass diese Eigenschaft in allen Druckbereichen ident ist. **Abbildung 4-30** zeigt die notwendige Mindestdruckdifferenz.



**Abbildung 4-30:  $\Delta p_v$ - $Q$ -Kennlinie; [33]**

Das Ventil wird standardmäßig mit interner Steuerölrückführung ausgeliefert. Deshalb ist es durch zwei einzuschraubende Stiftschrauben auf externe Steuerölrückführung umzurüsten. Vor dem Betrieb ist das Ventil noch an der dafür vorgesehenen Entlüftungsschraube oben am Magneten zu entlüften. Die Funktion des Ventils ist im Wesentlichen in Kapitel 3.6.16 beschrieben.

### Membranspeicher

Der Zweck der Speicher ist die Beruhigung des Volumenstroms durch Speicherung und Freigabe von Ölvolumen in einer bestimmten Zeit. Es geht vor allem darum herauszufinden, wie sich die von Volumenstromschwankungen hervorgerufenen Druckschwankungen auf das Verhalten des Systems auswirken.

Bei der Auswahl der Speicher hat man sich an die zur Verfügung stehenden Speicher gehalten bzw. an die in den Seriengeräten verbauten Speicher. Der größte zur Verfügung stehende Speicher hat ein effektives Gasvolumen von 2 Liter. Wird mehr Gasvolumen benötigt, gibt es die Möglichkeit mehrere Speicher als Speicherbatterie zusammenzuschließen. Dadurch geht jedoch die optimale Anströmposition verloren.

Eine überschlagsmäßige Dimensionierung soll nun anhand des Versorgungsdrucks beim Ventiltest gezeigt werden (Eine genauere Berechnung ist mit Korrekturfaktoren der Speicherhersteller bzw. deren Software [Hydac-ASP] möglich.).

### Ausgangssituation:

Betriebsdruck:	$p_2$ [bar]	265 bar
Zulässige Betriebsdruckschwankung :	$\Delta p$ [bar]	10bar
Unterer Betriebsdruck	$p_1$ [bar]	265 – 10 = 255bar

### Theoretisch benötigtes Nutzvolumen

Beim Ventiltest wird das Nutzvolumen durch die komprimierte Ölsäule dargestellt. Somit ergibt sich durch Umformen der Formel 4.53 und Multiplikation mit der Kolbenfläche:

$$\Delta V_{VT} = A_K * \Delta l_{\text{öl}} = \frac{l_{\text{öl}} * p_v}{K} * A_K \quad (4.68)$$

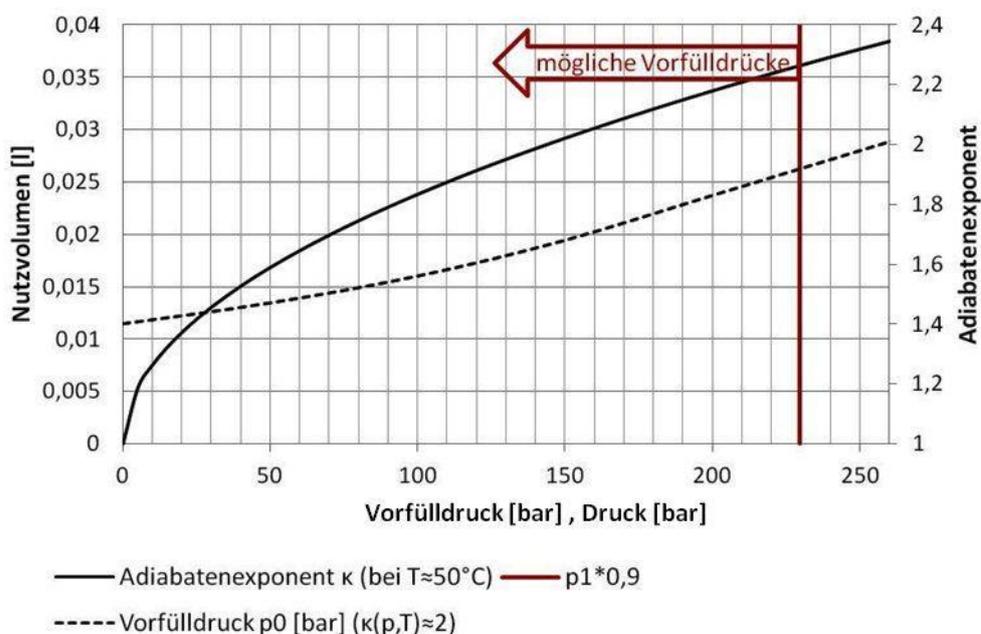
$$\Delta V_{VT} = \frac{120^2 * \pi}{4} * \frac{135 * 200}{14000} * 10^{-6} = 0,022l$$

Durch Anwendung der Formel 3.21, der Vorauswahl eines Speichers mit einem effektiven Gasvolumen von 2l und der Abschätzung des Adiabatenexponenten von  $\kappa \approx 2$  aus **Abbildung 3-35** ( $p \approx 260\text{bar}$  und  $T \approx 55^\circ\text{C}$ ), ergibt sich folgendes Ergebnis:

$$\Delta V = 2 * \left( \left( \frac{100}{255} \right)^{\frac{1}{2}} - \left( \frac{100}{265} \right)^{\frac{1}{2}} \right) = 0,024\text{l}$$

Somit müsste der Speicher mit einem Vorfülldruck von 100bar und Druckschwankungen von 10bar groß genug sein.

Ein höherer Vorfülldruck wirkt sich positiv auf das Nutzvolumen aus. Das kommt daher, dass bei einem höheren Vorfülldruck, welcher in der Nähe des Betriebsdruckbereichs liegt, die Steifigkeit des Gasvolumens geringer ist. Bei einem niedrigen Vorfülldruck ist das Gasvolumen im Betriebsdruckbereich bereits stark komprimiert und somit auch die Steifigkeit höher. Aus der Formel 3.21 ist zu erkennen, dass der Einfluss des effektiven Gasvolumens zum Nutzvolumen proportional ist. Wenn der untere Betriebspunkt  $p_1$  noch höher liegen soll, muss ein größerer Speicher gewählt werden.



**Abbildung 4-31: Nutzvolumen eines 2l-Speichers in Abhängigkeit vom Vorfülldruck (mit  $p_2=265\text{bar}$ ,  $p_1=255\text{bar}$ ,  $V_0=2\text{l}$ )**

Aussage:

Je geringer die Druckschwankungen im System sein dürfen, umso größer und umso höher muss der Vorfülldruck der Speicher sein.

Anhand dieses Beispiels ist zu erkennen, dass im Druckbereich des Versorgungsdrucks bereits für kleine Nutzvolumen verhältnismäßig große Speicher benötigt werden. Bei geringen Betriebsdrücken sind größere Nutzvolumen erreichbar und somit eine bessere Reduzierung der Druckschwankungen bei gleicher Speichergröße möglich.

## 5 Prüfstand

Um die durch das Aufspannkonzert bedingten Schwierigkeiten besser abzuschätzen und Prüferfahrung ohne hohe Investitionskosten zu sammeln, wird entschieden, zuerst einen kleinen Vorprüfstand zu entwickeln.

Dieses Kapitel behandelt die konstruktive Ausführung, die Entwicklungsschritte sowie die Umsetzung des Vorprüfstandes.

## 5.1 Entwicklung bzw. Auslegung des Blattfederprüfstandes

Der Blattfederprüfstand soll folgende Erfahrungswerte beisteuern bzw. Fragen klären:

- Ist das gewählte Ventilkonzept für eine Prüfstandsanwendung geeignet?
- Wie verhalten sich die Liebherrzylinder in einer Prüfstandsanwendung (Temperatur, Reibung)?
- Ist das Liebherr-Steuergerät für eine Prüfstand-Steuerung bzw. Regelung (Standard PID-Regler) geeignet? Wo liegen die Grenzen?
- Ist eine Kraftregelung mittels DMS möglich (Hysterese)?
- Ist es möglich, mit der vorgegebenen Ausrüstung und mit zwei Zylindern einen vorgegebenen Kraftvektor mit ausreichender Genauigkeit darzustellen?

Die Erfahrungswerte sollen in mehreren Schritten gewonnen werden.

- Erster Schritt:  
Ein Zylinder soll einen sinusförmigen Kraftverlauf nachfahren. Der Sinus soll annähernd die gleiche Belastung aufweisen wie die später am Hinterwagen einzuleitende Belastung. Das heißt eine Frequenz von 0,5Hz und eine Amplitude von 5mm. Zusätzlich sollen die Spiele zwischen Prüfling und Zylinder vorgegeben werden können. Es soll eine adäquate Steuerung für das Liebherrsteuergerät entwickelt werden.
- Zweiter Schritt:  
Zwei Zylinder sollen simultan einen sinusförmigen Druckverlauf nachfahren. Wobei die Amplitude unter den Zylindern und die jeweiligen Spiele unterschiedlich sein können. Der zeitliche Verlauf soll jedoch übereinstimmen. Des Weiteren ist hier zu überprüfen, ob ein exakter, von der Zeit abhängiger Kraftvektor in der Ebene erzeugt werden kann.

Daraus ist das Blattfederprüfstandkonzept entstanden. Bei diesem Vorprüfstands-Konzept soll bereits auf die konstruktiven Gegebenheiten aus dem Aufspannkonzert Rücksicht genommen werden, wie zum Beispiel:

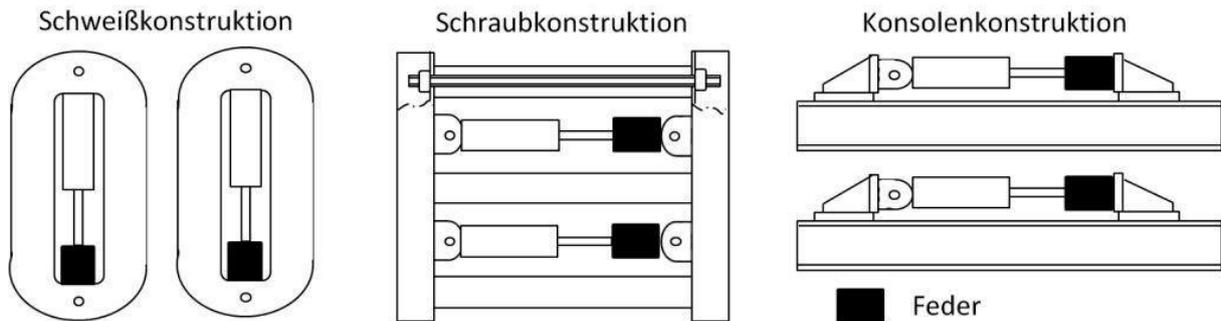
- Zylinderwege
- Zylinderkräfte
- Zylinderspiele
- Ventilgröße

## 5.2 Blattfederprüfstand

Grundlage dieses Konzeptes war eine möglichst einfache Nachbildung der Steifigkeit für den Fall der Achslasteinleitung. Die Überlegungen der konstruktiven Gestaltung gingen in Richtung einer Spiralfeder bis hin zur hydropneumatischen Feder. Bei der Spiralfeder stellte sich die Verfügbarkeit, eine Feder dieser Baugröße und dieser Eigenschaften in möglichst kurzer Zeit zu erhalten, als Problem dar. Für die hydropneumatische Feder hätte ein eigener Zylinder ausgelegt und angefertigt werden müssen. Des Weiteren ist das Steifigkeitsverhalten einer hydropneumatischen Feder bekannterweise progressiv, nicht wie erwünscht linear. Deshalb hat man sich, um die Steifigkeit nachzubilden, für eine Blattfeder entschieden. Zusätzlich stellte man sich die Frage, wie und wo die Aufnahme der Zylinder und des Prüflings erfolgen und somit ein geschlossener Kraftfluss erreicht wird. Da zu diesem Zeitpunkt die Aufspannfelder des Federfundaments noch nicht installiert waren,

musste nach einem anderen Weg der Kraftaufnahme gesucht werden. Hier hatte man verschiedene Ideen (**Abbildung 5-1**):

- geschlossener Rahmen als Schweißkonstruktion
- geschlossener Rahmen als Schraubkonstruktion (mit langen, vorgespannten Gewindestangen)
- offener Aufbau mit geschweißten Konsolen, welche auf einer Aufspannplatte bzw. einem Träger befestigt sind.



**Abbildung 5-1: Ideen für den Lastrahmen des Vorprüfstandes**

Die Entscheidung fällt auf die letztgenannte Idee. Diese Ausführung ist zwar von der Steifigkeit den anderen unterlegen, jedoch stellt sie eine kostengünstige und einfache Umsetzung dar. Zusätzlich ist sie am ehesten mit dem Aufspannkonzent kompatibel und es können somit auch nützliche Erfahrungswerte beige-steuert werden.

Um eine dem Zeitrahmen der Diplomarbeit angemessene Prüfung durchführen zu können, wurde eine Radlader-Hydraulik als Druckölversorgung für den Ventiltest und die Blattfedertests gewählt, für die DMS-Kalibrierung wurde das Hydraulikaggregat vom ROPS-Prüfstand verwendet.

Der Blattfederprüfstand besteht im Wesentlichen aus folgenden Komponenten:

- Druckölversorgung durch die Arbeitshydraulik eines Radladers
- Hydraulikkomponenten
- Prüfling
- Liebherr-Zylinder
- Prüfstandkonsolen zur Zylinderaufnahme
- 3-Wege-Druckminderventil
- Liebherr-Steuergerät
- Handmessgerät von Hydrotechnik
- DMS-Messverstärker HBM R4220
- Druckaufnehmer Hydrotechnik

Im Folgenden wird der Aufbau bzw. die Auslegung des Blattfederprüfstandes und des Prüfstandes zur DMS-Kalibrierung unterteilt in:

- mechanischer Aufbau
- messtechnischer Aufbau
- hydraulischer Aufbau

### 5.2.1 Beschreibung des mechanischen Aufbaus

Der Prüfstand ist auf einem bereits vorhandenen Prüfstand (ROPS-Prüfstand) aufgebaut. Der ROPS-Prüfstand bot sich hierfür gut an, da er über zwei verfahrbare I-Träger verfügt. Die I-Träger (3) bilden mit den Konsolen (1) und (2) für die Zylinder- bzw. Prüflingsaufnahme den Lastrahmen unseres Prüfstandes.

Den Prüfling (4) stellt die Blattfeder dar. Die Aufspannung der Blattfeder erfolgt über die Konsole (1). Um das Ausbrechen der Blattfeder zu verhindern, wurde eine Stützfeder (7) zwischen I-Träger und Blattfeder vorgesehen. Die Krafteinleitung erfolgt über das Anschlusselement (5) durch einen Zylinder (6). Die Ventile werden über einen Ventilblock (8) und eine Zwischenplatte (9) direkt auf den Zylinder (6) geschraubt. Im Folgenden sollen die wichtigsten Konstruktionsdetails bzw. Komponenten erläutert werden.

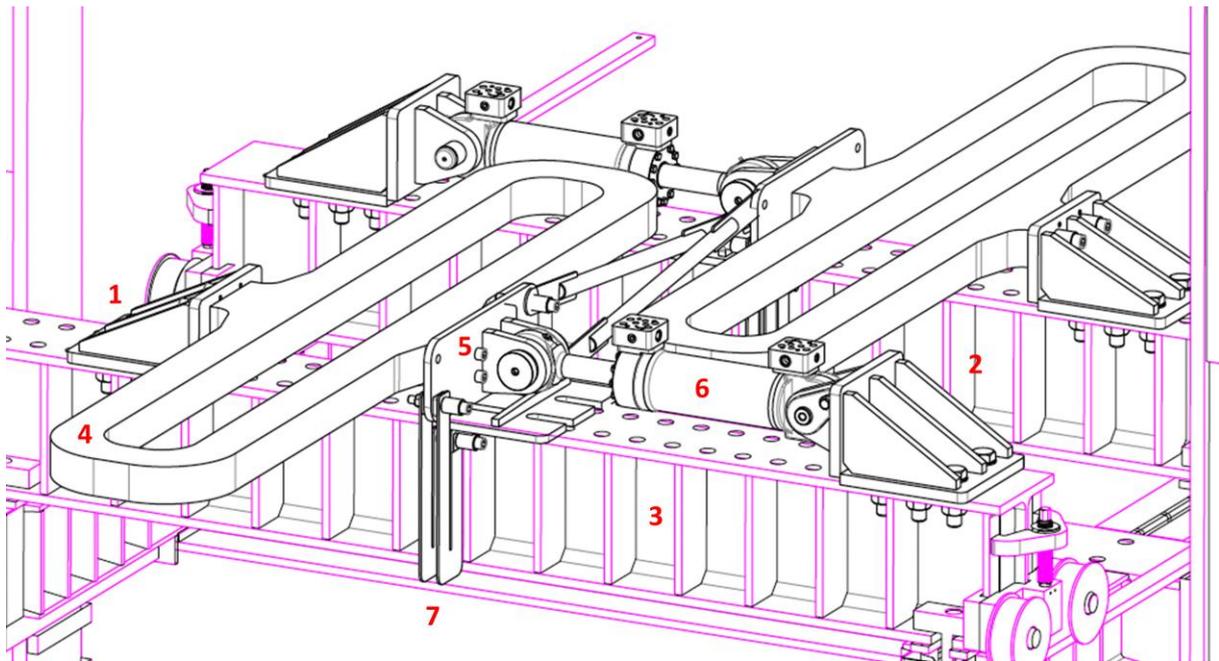


Abbildung 5-2: Blattfederprüfstand, mechanischer Aufbau; Konsole1(1), Konsole2(2), I-Träger(7), Blattfeder(4), Anschlusselement(5), Differentialzylinder(6), Stützfeder(7)

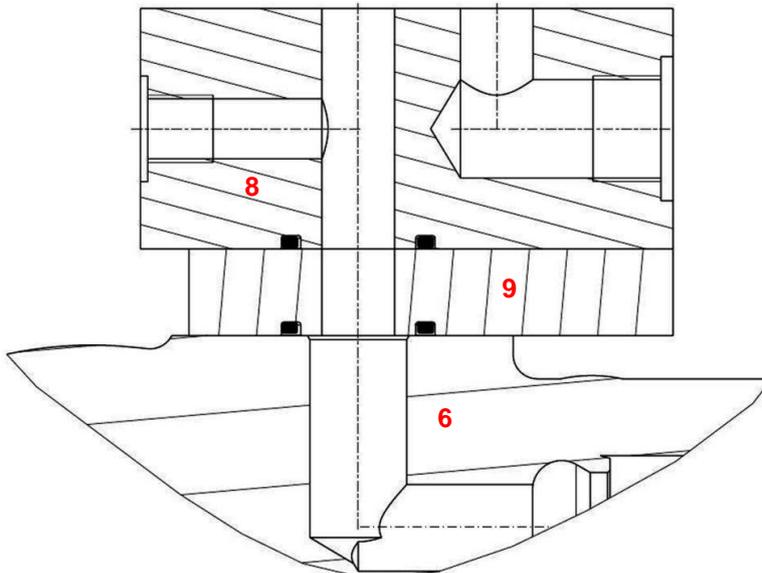
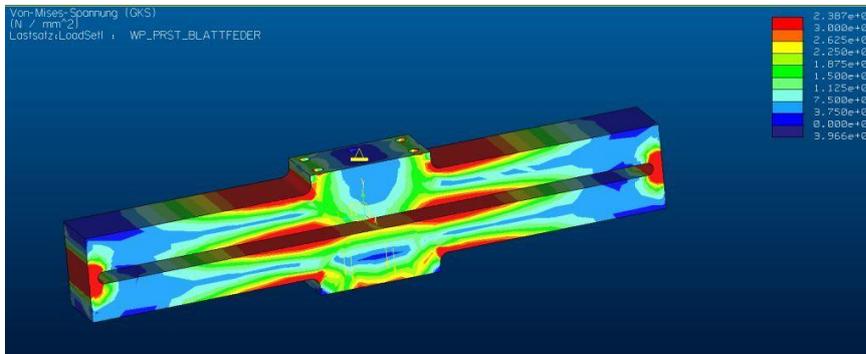


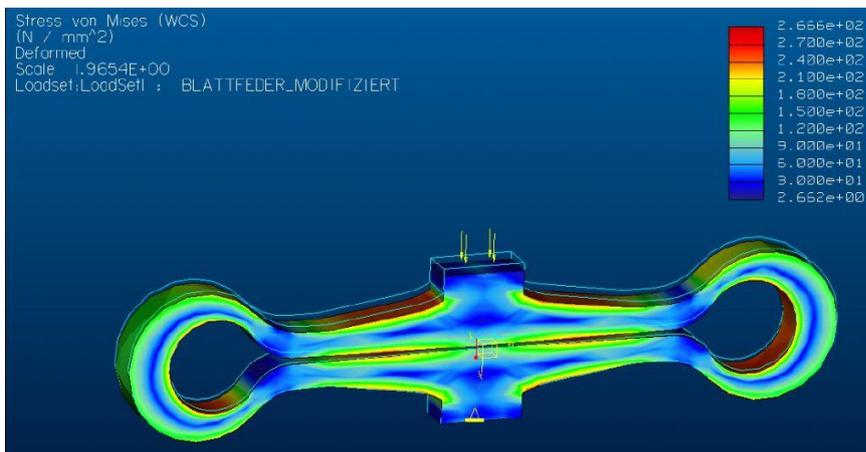
Abbildung 5-3: Detail Ventilblock; Differentialzylinder(6), Ventilblock(8), Ventilplatte(9).

### 5.2.2 Modellierung der Blattfeder

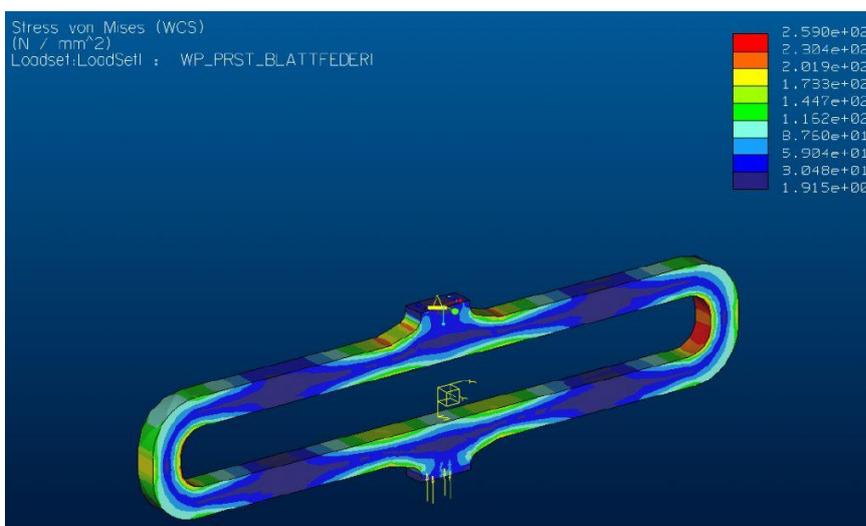
Die Blattfeder wurde so modelliert, dass sie annähernd die gleiche Steifigkeit wie der Hinterwagen nachbildet. Die Verformung des Hinterwagens bei voller Belastung (ca. 200kN) beträgt aus Erfahrungswerten ca. 10mm. Die **Abbildung 5-4 bis Abbildung 5-6** zeigen den Prozess der Modellierung anhand des ersten Modells bzw. dem am Ende der Auslegung.



**Abbildung 5-4: Erster Entwurf, sehr hohe Kerbspannungen**



**Abbildung 5-5: Zweiter Entwurf, materialoptimiert**



**Abbildung 5-6: Dritter Entwurf, einfache Form**

Das Hauptaugenmerk wurde nicht auf eine spannungs- bzw. leichtbauoptimierte Ausführung, sondern auf eine einfache, leicht zu fertigende Geometrie gelegt. Dadurch ergibt sich der Vorteil der guten Vergleichbarkeit mit der analytischen Berechnung.

Es wurde darauf geachtet, dass eine maximale von Mises Vergleichsspannung von  $270\text{N/mm}^2$  und eine max. Druckspannung von  $300\text{N/mm}^2$  nicht überschritten werden. Hier hat man sich an die DIN 15018 für Brennschnitteile orientiert. Die Berechnung wurde analytisch bzw. mittels Finite Elemente durchgeführt. Als Hilfsmittel zur Parametervariation für die analytische Lösung wurde das Programm Maple verwendet.

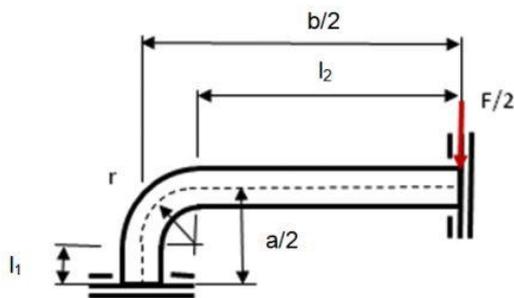
### 5.2.2.1 Blattfederberechnung

#### Ergebnis der analytischen Berechnung

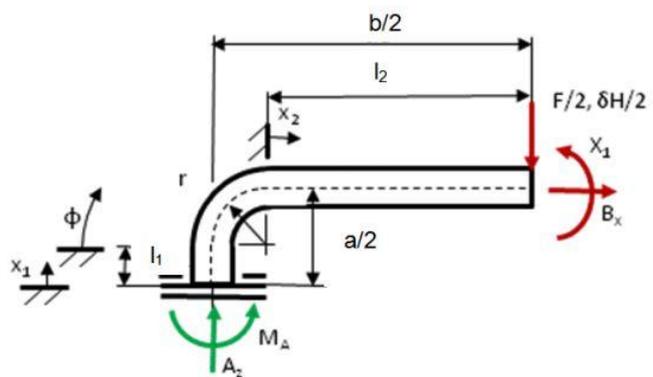
Die analytische Berechnung wurde mit Hilfe der Sätze von Castigliano bzw. von Menabrea, welche der Energieerhaltung zugrunde liegen, durchgeführt. Mit diesen beiden Sätzen kann man statisch unbestimmte Systeme, welche im elastischen Bereich beansprucht werden, berechnen.

Die genaue analytische Berechnung des Modells und eine Beschreibung dieser findet sich im Anhang A. In diesem Kapitel soll lediglich das Ergebnis der Berechnung dargestellt werden. In **Abbildung 5-7** ist das abstrahierte Modell der Blattfeder zu sehen.

#### Statisch unbestimmtes System:



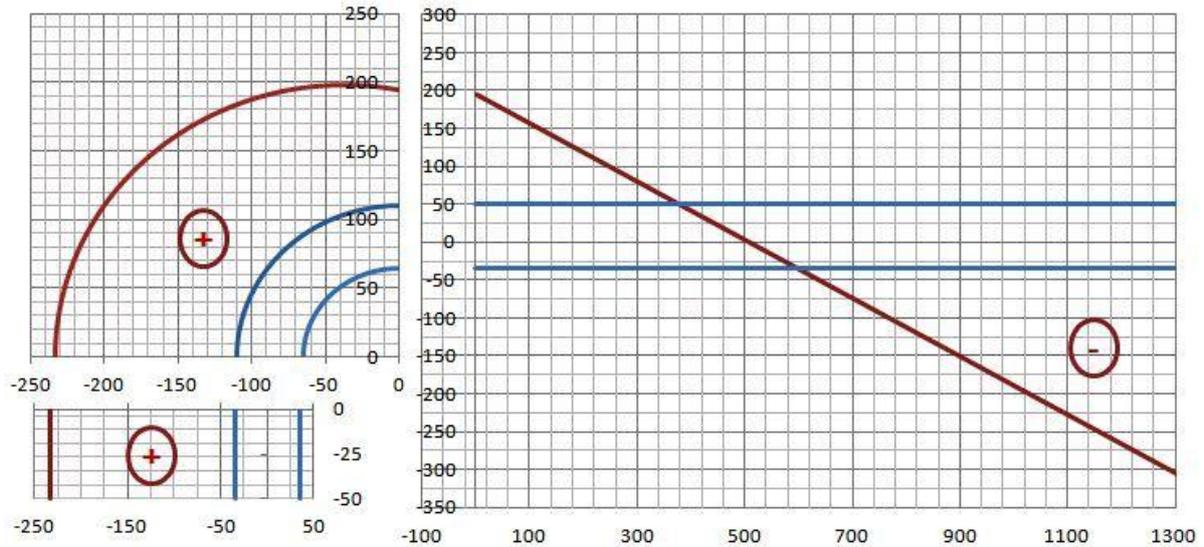
#### Statisch bestimmtes Ersatzsystem mit der Hilfsgröße $X_1$ :



**Abbildung 5-7: analytisches Rechenmodell der Blattfeder**

Die Ergebnisse für das Moment der Hilfsgröße beträgt laut Berechnung  $X_1 = -53660,34\text{ Nm}$  und die Durchbiegung im Kraftangriffspunkt beträgt  $\Delta x = 0,00504\text{ m}$ .

In **Abbildung 5-7** ist die analytisch berechnete Biegespannung zu sehen.

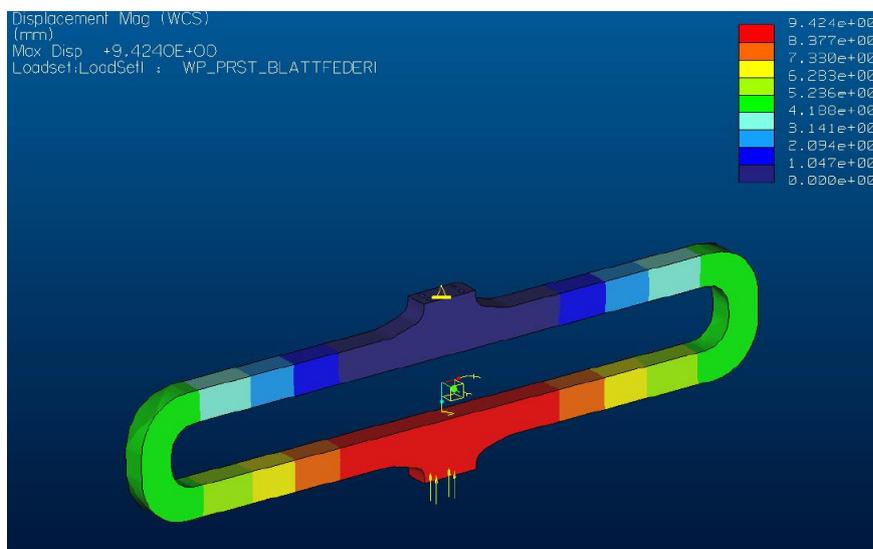


**Abbildung 5-8: Biegespannungsverlauf**

Pro/Mechanica (FEM-Modus ) [17]

Pro/Mechanica wird in dieser Arbeit im integrierten Modus des Programms Pro/Engineer benutzt. Im integrierten Modus kann man Mechanica-Modelle erzeugen, optimieren und analysieren. Da man nicht manuell zwischen den beiden Programmen hin- und herschalten muss, stellt es eine effiziente Art dar, Bauteile und Baugruppen zu modellieren und zu optimieren.

Die Einstellung der FEM-Berechnung erfolgt mit der Standardeinstellung. In dieser Einstellung werden 3D Volumenelemente verwendet. Die Vernetzung erfolgt im integrierten Modus weitgehend automatisch (AutoGEM) durch Übernahme der im Pro/Engineer konstruierten Geometrie. Diese Herangehensweise im integrierten Modus soll vor allem dem Entwicklungsingenieur eine optimale und effektive Unterstützung bieten. Nach Festlegen der Randbedingungen, Definieren der Lasten und Zuweisen des Materials kann mit der Standardeinstellung die FEM-Berechnung gestartet werden. Da die Vernetzung automatisch erfolgt, kann eine schnelle und qualitative Aussage getroffen werden. Für viele Problemstellungen ist dies ausreichend genau. Schweißkonstruktionen, spezielle Kerbfälle bzw. anderen Spezialfälle sollten FEM-Spezialisten vorbehalten bleiben. **Abbildung 5-9, Abbildung 5-10 und Abbildung 5-6** zeigen die Ergebnisse der Berechnung.



**Abbildung 5-9: Verformung der Blattfeder**

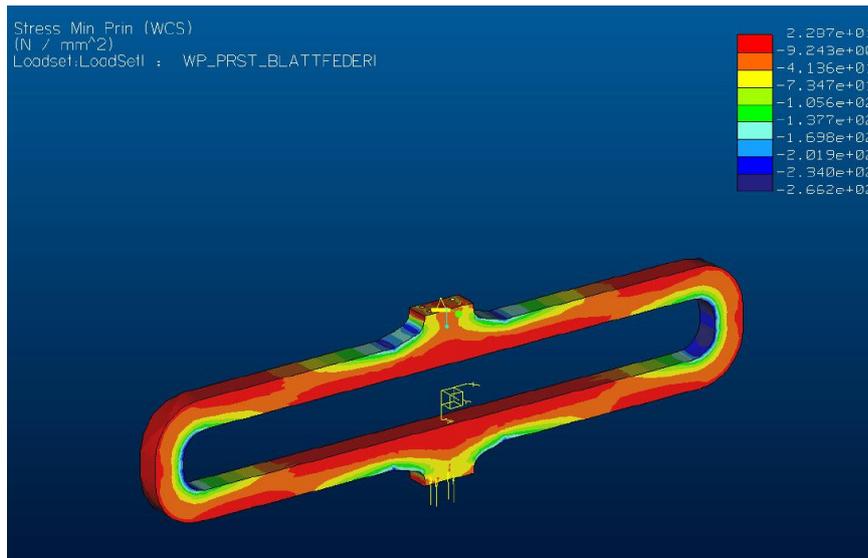


Abbildung 5-10: Maximale Druckspannung

### 5.2.3 Anschlusselement

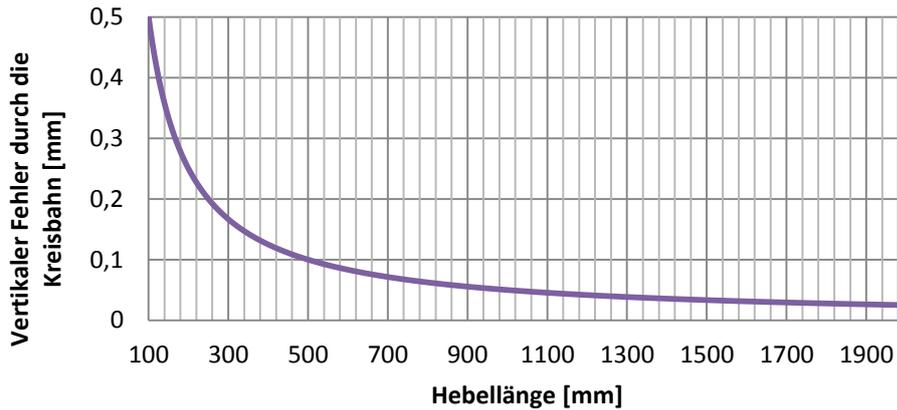
Die durch die Lager bedingten Spiele werden zwischen den im Anschlusselement befindlichen Buchsen und dem Bolzen in der Kolbenstange eingestellt. Hier können drei verschiedene Spiele je Zylinder durch das Einpressen gehärteter Buchsen mit unterschiedlichen Bohrungsdurchmessern eingestellt werden (**Abbildung 6-6**). Die Buchsen sind mit einem abgeschätzten Spiel (Kapitel 4.6) von jeweils 0,5, 1, und 1.5mm ausgeführt worden.

### 5.2.4 Konsolen

Die Konsolen sind dafür da, den Zylinder (auch im Aufspannkonzert) sowie die Blattfeder aufzunehmen. Bei ihrer Auslegung wurde auf ein möglichst steifes Verhalten und eine möglichst günstige Krafteinleitung Wert gelegt. Für die Befestigung auf dem I-Träger des ROPS-Prüfstands sind die bereits vorhandenen Durchmesser 40mm Bohrungen auf dem I-Träger berücksichtigt worden. Die zu übertragende Kraft von ca. 200kN wird durch sechs M36-Schrauben gewährleistet.

### 5.2.5 Stützfeder

Die Stützfeder, wie in **Abbildung 5-2** ersichtlich, hat die Aufgabe die Blattfeder gegen ein Ausbrechen zu hindern, indem sie bereits zu Beginn ein Ausbrechen der Feder unterbindet und damit ein Wachsen des Kraftvektors verhindert. Zusätzlich bewirkt die Stützfeder eine Erhöhung der Steifigkeit außer in der Belastungsrichtung, auf die sie keinen großen Widerstand ausüben darf. Bei der Auslegung der Stützfederlänge ist der durch die Kreisbahn entstehende Winkelfehler zu berücksichtigen. Um die durch den Aufbau bedingte Länge zu erhöhen wurde diese u-förmig ausgeführt.

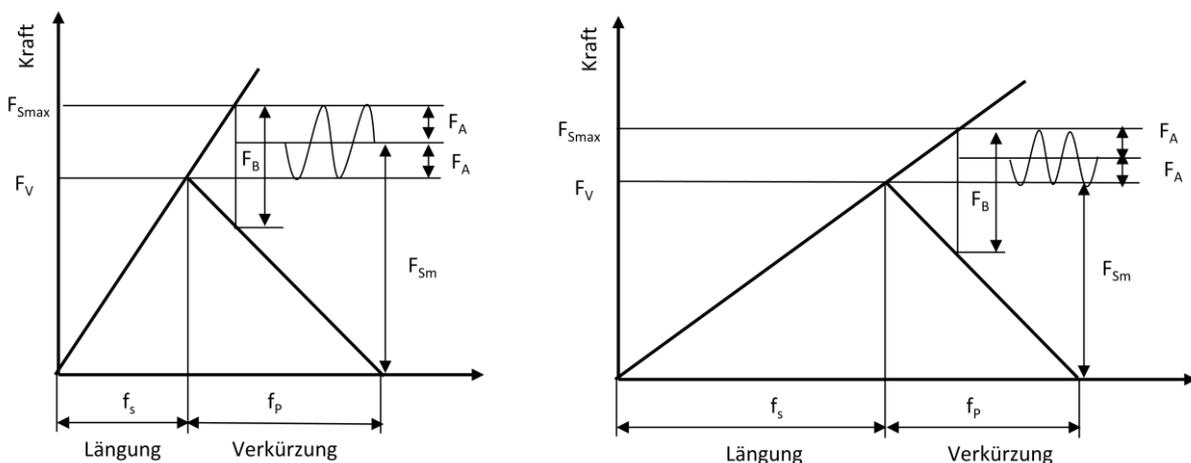


**Abbildung 5-11: vertikaler Fehler durch Kreisbahn (bei einem Zylinderhub von 10mm)**

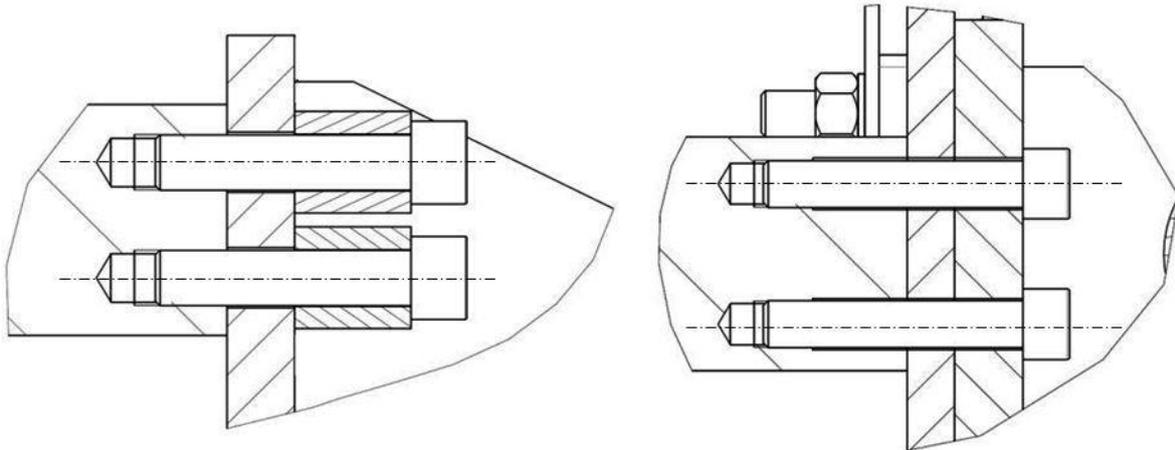
Die Stützfedern sind hauptsächlich bei der DMS-Kalibrierung notwendig, da sich hier durch das Achsial-Gelenklager noch ein zusätzliches Gelenk im Aufbau befindet, und eine vermehrte Gefahr des Ausbrechens gegeben ist. Um auch Momente aufnehmen zu können ist die Stützfeder beim DMS-Kalibrieren doppelt auszuführen. Beim Blattfederprüfungstand wurden die Stützfedern bei den späteren Versuchen weggelassen. Dies hat sich durch die kurze Einschaltzeit des Prüfstands sowie aus den gewonnenen Erfahrungen rechtfertigen lassen.

### 5.2.6 Schraubenverbindungen

Bei der Dimensionierung der Schraubenverbindung wurde auf Dauerhaltbarkeit der Schraubenverbindung Wert gelegt. Um eine höhere Sicherheit zu erreichen ist die Wahl des Kraftangriffspunktes zu berücksichtigen. Um das zu erreichen muss die Wirklänge der Kraft zwischen den Kraftangriffspunkten möglichst lang und elastisch gewählt werden (**Abbildung 5-13**). Dies kann z.B. durch Dehnhülsen oder bei Sacklöchern durch tiefer gelegte Gewinde erreicht werden. Durch diese Maßnahmen wird der Schwingkraftausschlag reduziert und somit die Dauerhaltbarkeit [14] verbessert (**Abbildung 5-12**).



**Abbildung 5-12: Einfluss der Kräfteinleitung: links: ohne Maßnahmen; rechts: mit Maßnahmen**



**Abbildung 5-13: Detail: Schraubenverbindungen; links: Verbindung der Konsole1 mit der Blattfeder; rechts: Verbindung der Blattfeder mit dem Anschlusselement**

Bei den Schrauben handelt es sich um Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9. Sie sind alle lt. vorgeschriebenem Drehmoment angezogen worden. (Die M36-Schrauben zur Befestigung der Konsolen auf dem I-Träger mussten mit 3000Nm angezogen werden. Dies geschah mithilfe eines elektrischen Drehmomentschraubers).

### 5.2.7 Kolbenweg bzw. Verformung des Prüfaufbaus

Die im Kraftfluss liegenden Elemente verformen sich unter der Wirkung der Prüfkraft. Diese Verformungen sollten bei der Auslegung von Prüfständen berücksichtigt werden, da der Kolben des Hydropulszylinders den resultierenden Weg all dieser Verformungen zurücklegen muss [12].

Daher sind folgende Verformungen zu berücksichtigen:

- Verformung der Ölsäule im System
- Verformung des Lastrahmens
- Verformung des Prüflings
- Verformung der Spannelemente, welchen den Prüfling fixieren
- Verformung des Kraftaufnehmers (falls vorhanden)

Die Berücksichtigung kann in Form einer Berechnung erfolgen (Prüfobjekt, Lastrahmen, Ölsäule) oder es liegen bereits Erfahrungswerte bzw. Datenblätter von Hydropulskomponenten vor (Zylinder, Lastrahmen, Spannelemente etc.).

Die Anforderungen und das Verhalten der hydraulischen Achse ergeben sich aus dem zeitlichen Verlauf der Führungsgröße, dem Verhalten des Prüfobjektes, dem Lastrahmen und aller anderen im Kraftfluss liegenden Elemente. Des Weiteren ist es wichtig, dass man über die Steifigkeiten der im Kraftfluss befindlichen Teile genau Bescheid weiß, da diese das dynamische Verhalten, die Eigenmoden bzw. die Eigenfrequenzen und die Regelbarkeit stark beeinflussen. Im Folgenden werden die Verformungen des Prüfstands ermittelt.

Die Berechnung einer komprimierten Ölsäule erfolgt durch Umformen der Formel 4.53.

$$\Delta l_{\dot{O}l} = \frac{p * V_0}{\bar{K} * A_k} \quad (5.1)$$

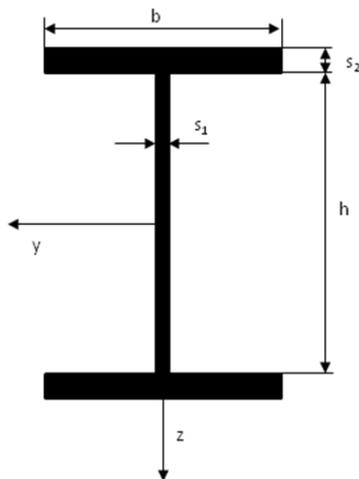
$$\Delta l_{\dot{O}l} = \frac{250 * 135}{14000} = 2,41mm$$

Dieser Wert ist für die Abschätzung der Leistung interessant. Somit entspricht die Kompressibilität der Ölsäule bei einer Leistungsbetrachtung einem Mehrhub von 2,41mm. Um die Längenänderung einer Ölsäule zu reduzieren, müsste ein kürzerer Zylinder mit einer größeren Kolbenfläche gewählt werden (5.1). Durch eine größere Kolbenfläche sinkt der notwendige Druck zum Erreichen der geforderten Kraft. Für die Verformung des Lastrahmens ergibt sich:

- analytisch über die Verformung des I-Trägers; die Herleitung der Formel erfolgte über virtuelle Kräfte (Anhang A.)



**Abbildung 5-14: Vereinfachtes Modell der Belastung**



$$\alpha = \frac{M * l_{LR}/2}{E * I_{yy}} \tag{5.2}$$

$$I_{yy} = 2 * \left[ \frac{1}{12} * b * s_1^3 + b * s_1 * \left( \frac{h}{2} + \frac{s_1}{2} \right)^2 \right] + \left[ \frac{1}{12} * s_2 * h^3 \right] \tag{5.3}$$

$$I_{yy} = 2 * \left[ \frac{1}{12} * 0,3 * 0,025^3 + 0,3 * 0,025 * \left( \frac{0,355}{2} + \frac{0,025}{2} \right)^2 \right] + \left[ \frac{1}{12} * 0,015 * 0,355^3 \right] = 0,0005982m^4$$

**Abbildung 5-15: Querschnitt: I-Träger**

$$M = F * \left( \frac{n}{2} + h_{LR,F} \right) \tag{5.4}$$

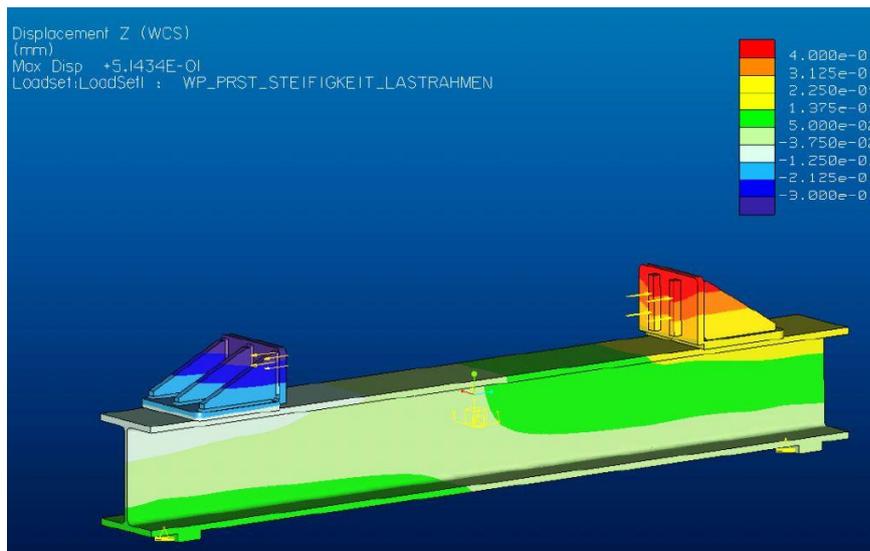
$$M = 200000 * \left( \frac{0,405}{2} + 0,139 \right) = 68300Nm$$

Über den Winkel und die Höhe des Kraftangriffs ( $h_{LR,F}$ ) kann der Weg wie folgt abgeschätzt werden:

$$\Delta l_{LR} = \sin(\alpha) * h_{LR,F} = \sin\left( \frac{M * l_{LR}/2}{E * I_{Tr}} \right) * h_{LR,F} \tag{5.5}$$

$$\Delta l_{LR} = \sin\left( \frac{68300 * \frac{1,700}{2}}{210000 * 10^6 * 0,0005982} \right) * \left( 0,139 + \frac{0,405}{2} \right) = 0,0001578m \rightarrow 0,1578mm$$

- mit Pro/Mechanica



**Abbildung 5-16: Verformung des Lastrahmens**

In der Höhe des Kraftangriffs ist jeweils mit einer Verformung von ca. 0,25mm zu rechnen. Die Verformungen der Spannelemente und der Kraftmessdose sind im beschriebenen Aufbau nicht vorhanden.

Somit ergeben sich eine Gesamtverformung des Lastrahmens mit Blattfeder von

$$\Delta l_{ges} = 2 * l_{LR} + \Delta x \quad (5.6)$$

$$\Delta l_{ges} = 2 * 0,25 + 9,5 = 10mm$$

und sich ein theoretischer für die Volumen- bzw. Leistungsbetrachtung einstellender Gesamthub von

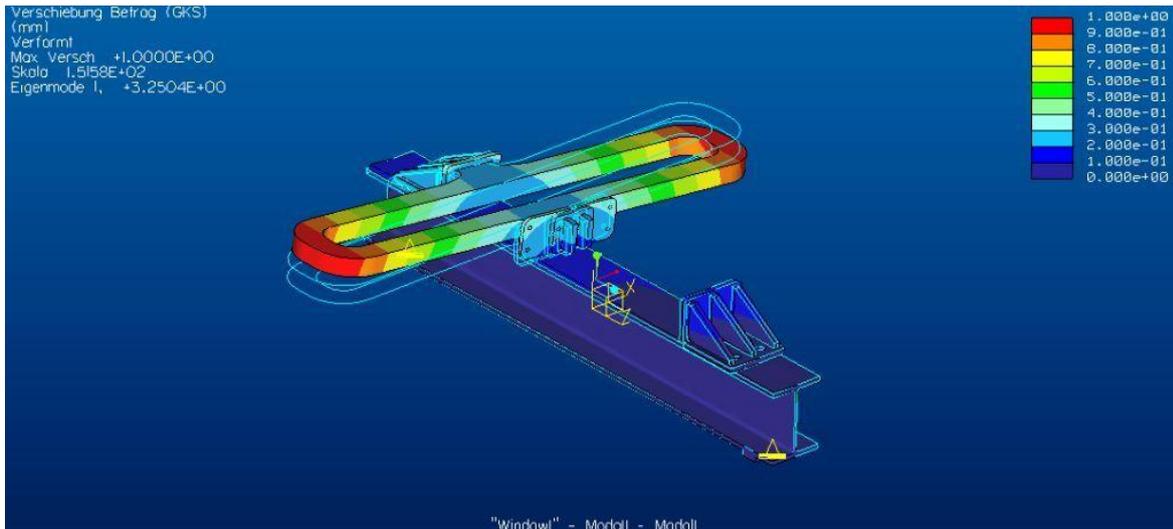
$$\Delta l_{Hub,ges} = 2 * l_{LR} + \Delta l_{öl} + \Delta x \quad (5.7)$$

$$\Delta l_{Hub,ges} = 2 * 0,25 + 2,4 + 9,5 = 12,4mm$$

## 5.2.8 Eigenfrequenz des Prüfaufbaus

Ein Bauteil bzw. unser Prüfstand besitzt theoretisch unendlich viele Eigenfrequenzen und die dazugehörigen Eigenformen. Er ist in der Regel so auszulegen, dass die niedrigste Eigenfrequenz höher als die maximale Erregerfrequenz liegt. Es sind jedoch nicht alle Eigenformen gleich gefährlich für das Bauteil. Deshalb kann es sinnvoll sein eine Modalanalyse zu machen.

Die Abschätzung für den Blattfederprüfstand basiert auf einem vereinfachten Modell mit einem Freiheitsgrad. Darum kann es möglich sein, dass eine andere Eigenfrequenz vor der im Folgenden analytisch berechneten Eigenfrequenz auftritt und zu einer Schädigung des Bauteils führen kann. Vor allem durch die Breite der Blattfeder und eventuelle Fertigungs- und Montagefehler kann es zu einer Anregung in Vertikal- und in Querrichtung kommen. Dieses Verhalten ist bei der Inbetriebnahme des Prüfstandes zu berücksichtigen.



**Abbildung 5-17: grobe Analyse der Eigenmoden (erste Eigenfrequenz bereits bei 3,25Hz), ohne Stützfeder**

**Abbildung 5-17** zeigt eine grobe Analyse der Eigenmoden ohne Zylinder. Für den dargestellten Eigenmode hat das Weglassen des Zylinders keinen Einfluss, da dieser um seine Längsachse nur einen geringen Widerstand bietet. Zusätzlich wird der Nutzen der Stützfedern ersichtlich.

### 5.2.9 Eigenfrequenz anhand unseres vereinfachten Modells

Anders als in Kapitel 2.1.6 ist das Ziel die Eigenfrequenz des Prüfaufbaus möglichst hoch zu bekommen. Die eingeleitete Belastung soll möglichst ohne Abnahme bzw. Zunahme bei einer eingestellten Prüffrequenz in den Prüfling eingeleitet werden. Der Arbeitsbereich des Prüfaufbaus sollte um einiges geringer sein als seine Eigenfrequenz (Amplitudenfrequenzgang). Das Ventil, der Prüfling, der Lastrahmen und der Zylinder bilden im Groben die Regelstrecke und sind als in Reihe geschaltete Systeme zu betrachten. Die Komponente mit der geringsten Eigenfrequenz gibt die Dynamik des Prüfstandes vor. Somit ist es wichtig über die Eigenfrequenzen der Komponenten Bescheid zu wissen. Die Eigenfrequenz des Prüfstands in Längsrichtung ergibt sich wie in Formel 4.67. Die Blattfeder wiegt ungefähr 600kg. Für eine grobe Abschätzung wurde eine bewegte Masse von 500kg angenommen.

$$f_0 = \sqrt{\frac{1,373 \cdot 10^7}{500}} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} = 83,4 \text{ Hz}$$

Die Eigenfrequenz des Prüfaufbaus liegt bei ca. 83Hz und ist somit höher als die Eigenfrequenz vom Proportionalventil.

## 5.2.10 Beschreibung des messtechnischen Aufbaus

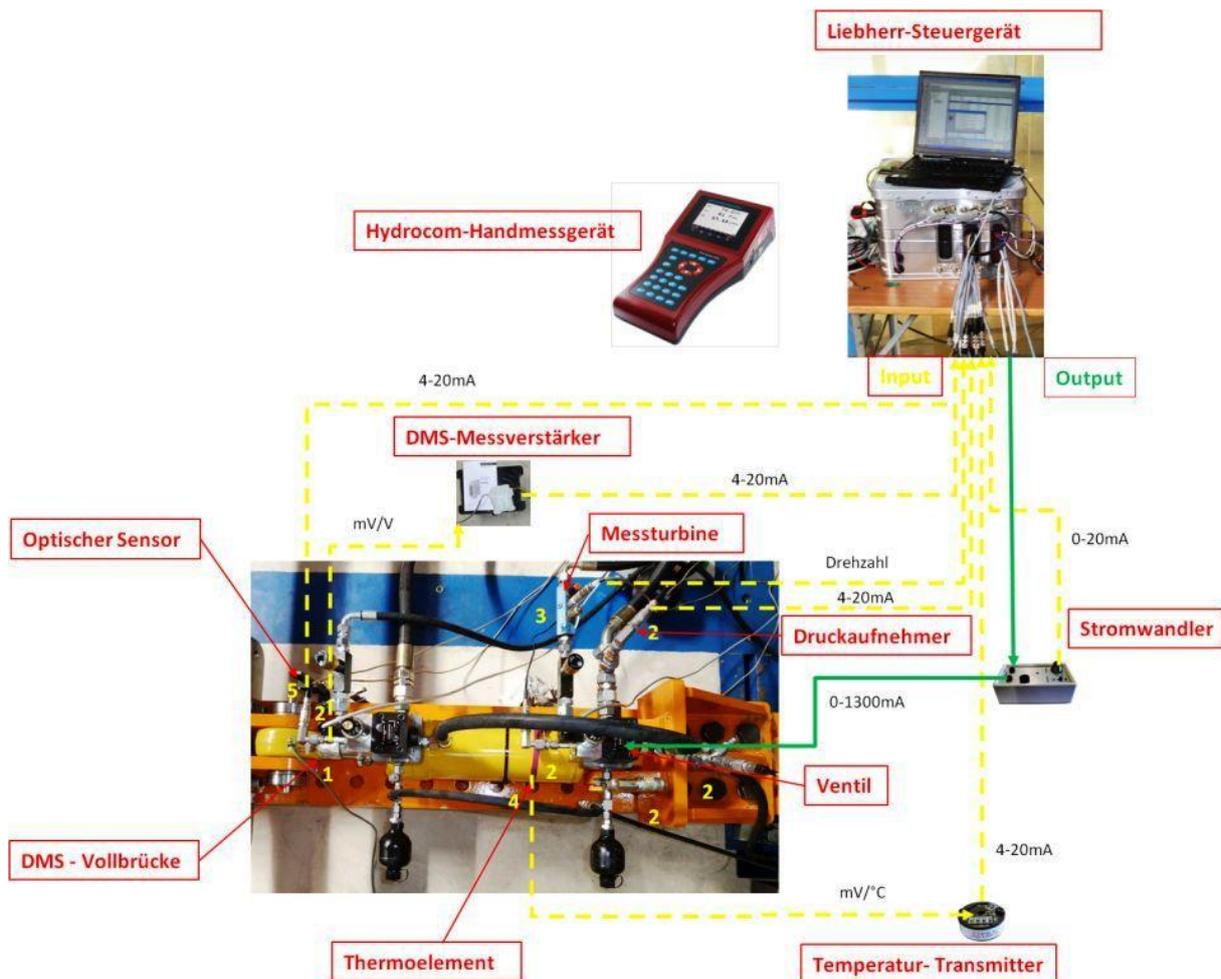


Abbildung 5-18: Messaufbau des Blattfederprüfstandes: Kraft(1), Druckmessung(2), Volumenstrommessung(3), Temperaturmessung (4), Wegmessung(5)

### Sensorik:

- Kraftmessung/Regelung mit DMS-Vollbrücke
- Messung der Drücke durch Druckaufnehmer [37] über Mini-Messanschlüsse
- Wegmessung des Kolbenstangenweges durch einen optischen Sensor [40]
- Temperaturmessung an der Mantelfläche des Zylinders durch ein Thermoelement [31]
- Temperaturmessung im Hydrauliktank (Kabine Radlader)
- Volumenstrommessung durch eine Messturbine

An den Anschlüssen des Ventilblocks bzw. vor dem Speicher in der Tankleitung sind Mini-Messanschlüsse vorhanden (**Abbildung 5-18**). Somit ist es möglich alle Drücke im System mit Druckaufnehmern(2) von Hydrotechnik zu messen. Der Ventilblock wurde so ausgelegt, dass ein Messanschluss zwischen Zylinder und Ventil vorhanden ist, mit welchem der Druck im Kolbenraum gemessen wird.

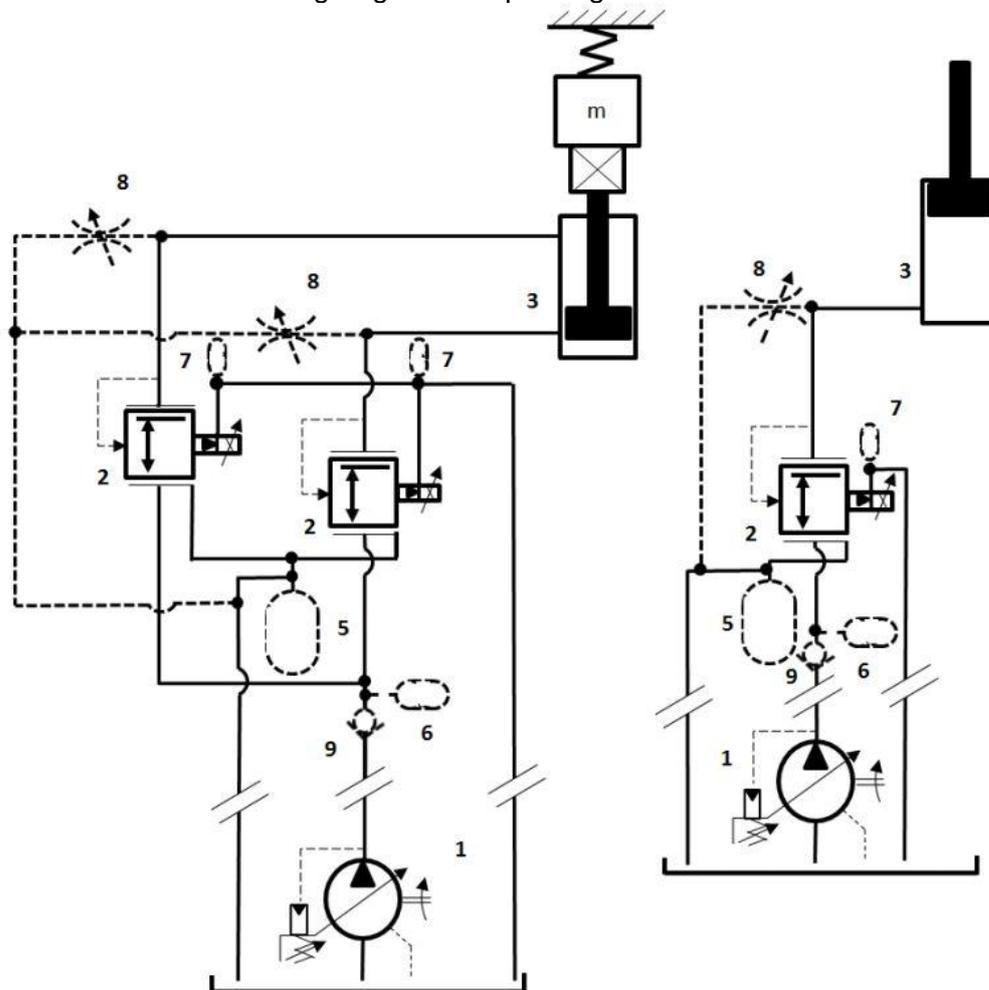
An der Kolbenstange des Zylinders ist eine DMS-Vollbrückenschaltung(1) zur Messung bzw. Regelung der Kraft vorgesehen. Somit kann durch die Messung der Kraft und den Drücken in der Kolben- und der Stangenseite auf die Reibkraft geschlossen werden. Die Messung des Federweges wird durch einen optischen Sensor(5) von MicroEpsilon (optoNCDT1300) aufgenommen. Des Weiteren erfolgt noch eine zusätzliche Messung der Temperatur(4) direkt an der Mantelfläche des Zylinders im Bereich des Kolbens. Hier soll die stationäre

Temperatur des Zylinders ermittelt werden. Eine Volumenstrommessung kann durch eine Messturbinen der Firma Hydac erfolgen.

Die Datenaufzeichnung erfolgt entweder durch den Master des Steuergerätes oder durch ein Hydrotechnik Messgerät. Das Widerstandssignal des Thermoelementes (Typ K) wird durch einen Messumformer (TXLTC von TC-Direct) in ein 4-20mA Signal umgewandelt. In diesem Messumformer ist bereits die Kennlinie des Thermoelementes hinterlegt. Die Umwandlung des mV/V Signals der DMS-Vollbrückenschaltung erfolgt durch einen DMS-Messverstärker (HBM RM4220) und wird in ein 4-20mA Signal umgewandelt.

### 5.2.11 Beschreibung des hydraulischen Aufbaus

Die Arbeitshydraulik des Radladers versorgt den Aufbau mit dem notwendigen Druck. Es wurde ein Radlader des Typs 580 verwendet. Diese Arbeitshydraulik hat standardmäßig eine Axialkolbenverstellpumpe (A11VO LS) eingebaut. Um ein Konstantdrucksystem zu erreichen wurde die Regeleinheit der Pumpe umgebaut. Das Load-Sensing-Ventil wurde durch eine Druckregelung ersetzt. Die folgende **Abbildung 5-19** zeigt die Schaltschemata des Ventiltests und des Blattfederprüfstandes. Die Arbeitshydraulik des Radladers ist hier vereinfacht durch eine druckgeregeltete Pumpe dargestellt.



**Abbildung 5-19:** Vereinfachtes Schaltschema des Blattfederprüfstandes bzw. des Ventiltests. Die strichlierten Linien stellen die Erweiterungen des Prüfstandes dar. Ölversorgung durch Radlader(1), DMV(2), Zylinder(3), Prüfling(4), 6l Speicherbatterie(5), 2l Speicher(6), 0,32l Speicher(7), einstellbare Drossel(8), Rückschlagventil(9); die gestrichelten Elemente zeigen den modifizierten Aufbau

Bei Abfallen des Drucks im System schwenkt die Pumpe nach. Durch das Schwenken wird mehr Volumenstrom (max. 300l/min) gefördert, dadurch stellt sich der Druck vor dem Verbraucher schnell wieder bis zum eingestellten Wert (ca. 265bar) ein. Durch die proportionalen 3-Wege-DMV (Kapitel 3.6.16.4) wird die benötigte Kraft über die vorgegebenen Differenzdrücke der Zylinder erzeugt.

### 5.3 Vorrichtung zur DMS-Kalibrierung

Da das DMS-Signal im Prüfaufbau als Regelgröße für die Kraftregelung verwendet wird, ist es wichtig, das Verhalten dieser Messstelle genau zu kennen.

Die Kalibrierung der DMS erfolgt über Vorrichtungen, die in den Blattfederprüfstand eingebaut werden können. Der Aufbau berücksichtigt die Verwendung von bereits vorhandenen Komponenten. Somit werden ein Kraftaufnehmer von HBM (C6A), der DMS-Messverstärker und das Hydraulikaggregat des ROPS-Prüfstandes verwendet.



**Abbildung 5-20: DMS auf Zug kalibrieren**

Ziel ist es eine DMS-Signal/Kraftaufnehmersignal-Kennlinie aufzunehmen und Erkenntnisse über die Dynamik bzw. Signalgenauigkeit der Messstelle zu bekommen.

Des Weiteren soll die Auswirkung unterschiedlicher Filtereinstellungen am DMS-Messverstärker untersucht werden. Die Filterfrequenz stellt die Bandbreite des Messverstärkers dar. Nach dem Abtasttheorem ist für ein Signal mit 2Hz bei einer Filtereinstellung von größer als 4Hz dieses Signal noch rekonstruierbar. Eine sinusförmige Prüffrequenz von 0,5Hz wäre also noch ersichtlich. In diesen Fall liegt das Interesse nicht nur daran, ein vorgegebenes Signal zu rekonstruieren, sondern auch hochfrequente Signale wie Kraftspitzen durch Lagerspiel oder die Auswirkung von Druckspitzen beim Einregeln des Ventils auf die eingeleitete Kraft aufzuzeichnen und zu erkennen. Deshalb wird das Verhalten des Messverstärkers zufolge einer Filterfrequenz von 3Hz und einer von 1000Hz untersucht.

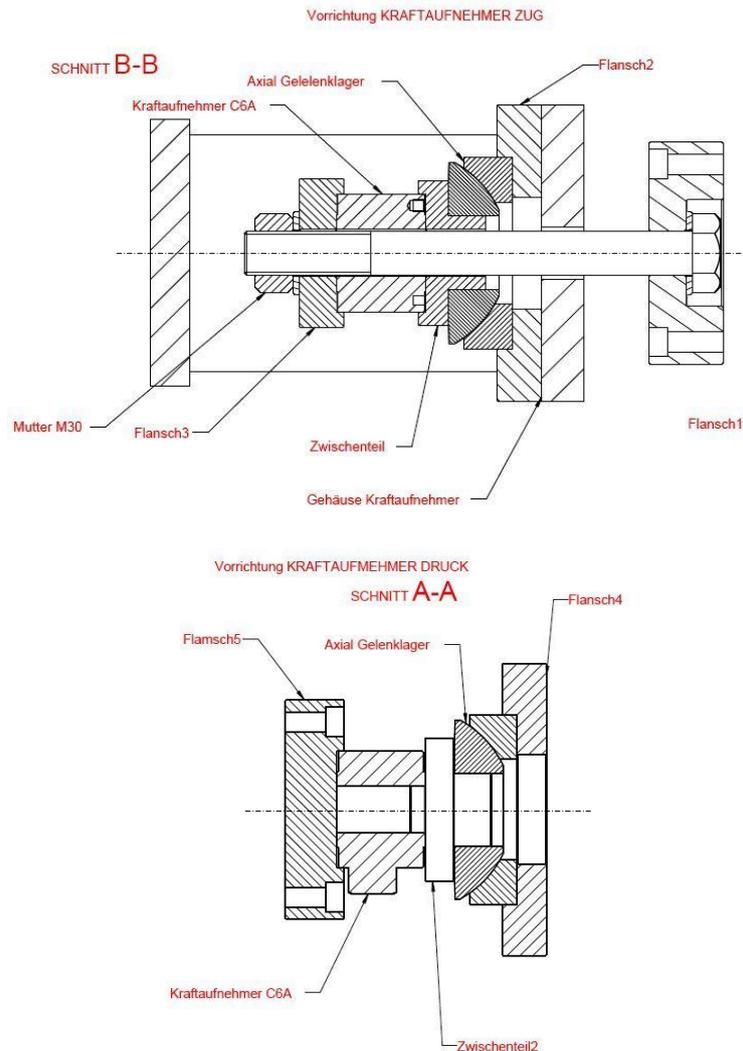
Prüfaufbau:

- Hydraulikaggregat vom ROPS-Prüfstand
- Liebherr-Zylinder
- HBM-Messverstärker RM4220 [31] mit 3Hz Filtereinstellung und mit 1000Hz Filtereinstellung
- HBM-Kraftaufnehmer C6A [29]
- Konsolen als Lastrahmen
- Vorrichtung für die Aufnahme des Kraftaufnehmers
- MGCsplit Messverstärker [32]
- Hydrotechnik-Druckaufnehmer [37]

### 5.3.1 Mechanischer Aufbau

#### Beschreibung:

Der verwendete Kraftaufnehmer C6A kann nur Druckkräfte aufnehmen, somit muss die Vorrichtung für die Kalibrierung der DMS von Zug auf Druck umgebaut werden. Bei der Kalibrierung der DMS auf Zug ist es daher notwendig einen Zugkörper durch die Kraftmessdose durchzuführen. Daher war es notwendig zwei Vorrichtungen zu bauen, um eine Kalibrierung mit den vorhandenen Kraftaufnehmern durchzuführen (**Abbildung 5-21**).



**Abbildung 5-21: Vorrichtungen zum Kalibrieren der DMS auf Zug (oben) und auf Druck (unten)**

Von der Vorrichtung wird verlangt, dass der Kraftaufnehmer, um ihn nicht zu beschädigen, beim Kalibriervorgang nicht auf Querkraft und Biegung belastet wird. Um dies zu verhindern ist ein Axialgelenklager, wie in **Abbildung 5-21** dargestellt, zwischen Vorrichtung und Kraftmessdose vorgesehen.

Die Vorrichtungen sind mit der Stirnseite über die Stützfeder verbunden und auf der gegenüberliegenden Seite mit der Konsole. Die Stützfeder soll in erster Linie ein Ausknicken der Konstruktion bei der Kalibrierung auf Druck verhindern. Bei der Kalibrierung auf Zug erfolgt eine automatische Zentrierung. Hier sind die Stützfedern nicht zwingend notwendig.

Die Kolbenstange des Zylinders wurde, wie im Kapitel 3.8.1.6 beschrieben, mit einer Vollbrücke, die eine Kompensation der Biege- und Temperaturspannungen bewirkt, beklebt. Die DMS wurden jeweils seitlich in der Ebene des Gelenkauges aufgeklebt. Der Grund dafür war eine bessere Positionierbarkeit der DMS.

### 5.3.2 Messtechnischer Aufbau

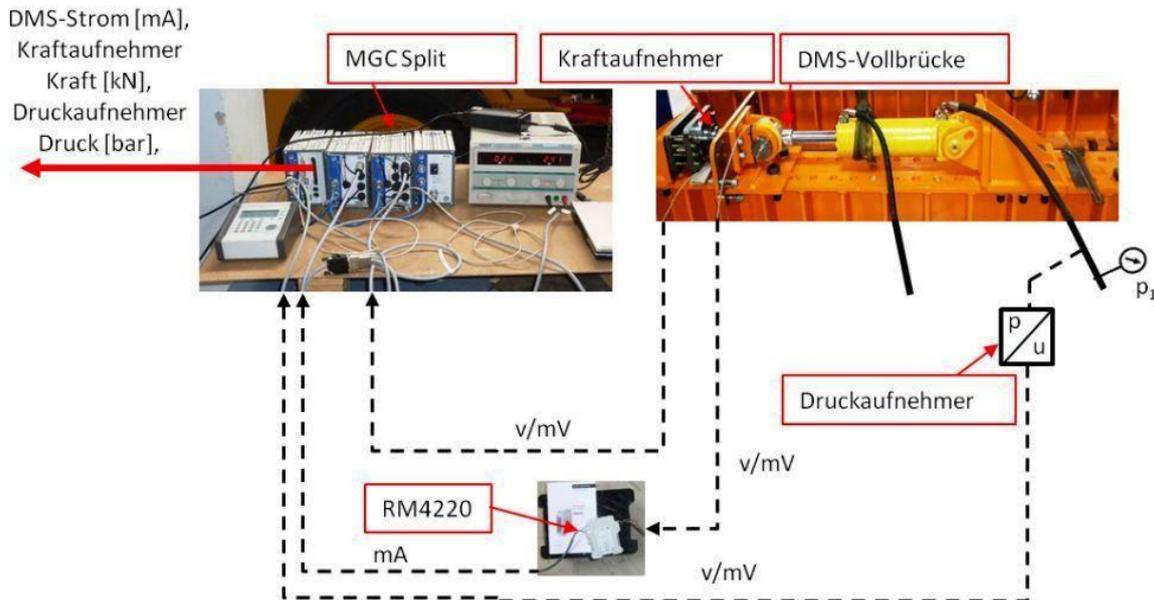


Abbildung 5-22: Messaufbau beim DMS-Kalibrieren

Eine Kalibrierung soll mit Hilfe der Kraftmessdose erfolgen. Diese liefert bei einer Belastung durch den Zylinder ein  $mV/V$ -Signal, welches von der Software unseres Messsystems (MGCsplit) durch eine hinterlegte Kennlinie in eine Kraft umgerechnet wird. Sie dient somit als Referenz für unser aufgenommenes DMS-Signal. Die DMS-Vollbrücke gibt ein  $mV/V$ -Signal aus. Dieses  $mV/V$ -Signal wird durch einen Messverstärker in ein  $4-20mA$  Signal gewandelt um es in das Liebherr-Steuergerät einzulesen. Zur Kontrolle wird zusätzlich der Druck während des Kalibriervorgangs aufgezeichnet. Somit sind mögliche Verspannungen des Prüfaufbaus frühzeitig erkennbar.

### 5.3.3 Hydraulischer Aufbau

Die Ölversorgung geschieht hier durch das Hydraulikaggregat des Rops-Prüfstandes. Es handelt sich hierbei um ein kleines Hydraulikaggregat mit einer Innenzahnradpumpe, welche einen maximalen Volumenstrom von ca.  $2l/min$  liefert.

Weitere Bestandteile des Hydraulikaggregats bilden ein Druckbegrenzungsventil, ein Stromregelventil und ein Wegeventil. Die Ansteuerung des  $4/3$  Wegeventils erfolgt elektrisch durch einen Druckknopf. Die Pumpe kann einen maximalen Druck von ca.  $250bar$  aufbauen. Bedingt durch den hydraulischen Aufbau fällt nach Erreichen des eingestellten Drucks bzw. Loslassen des Druckknopfes der Druck zuerst ruckartig ab. Nach Erreichen der Mittelstellung des Ventilkolbens fällt der Druck durch die Leckverluste langsam. Ein kontrolliertes Ablassen des Druckes ist somit nicht möglich. Um diese Eigenschaften zu verbessern wurden einige Änderungen mit geringem Aufwand und den zur Verfügung stehenden Mitteln durchgeführt.

- Einbau eines Rückschlagventils direkt vor dem Zylinder
- Einbau eines Kugelhahns und einer Drossel zur Entlastung des Zylinder

## **6 Prüfung bzw. Ergebnisse**

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Prüfung anhand der verschiedenen Prüfaufbauten, beginnend mit der DMS-Kalibrierung, welcher der Ventilttest und der Blattfederprüfstand folgen, näher gebracht.

## 6.1 DMS-Kalibrierung

Nach der ersten Messdatenauswertung zeigten sich einige Probleme. Somit waren mehrere Anläufe notwendig um das gewünschte Ergebnis zu erzielen. Dadurch ist der Ablauf der Messungen durch jedes Problem verfeinert worden.

Die Probleme bestanden vor allem in

- 50Hz Einstreuung über das Netzgerät des Messsystems HBM Split
- Driften des DMS-Signals

Der Ablauf der Messungen erfolgte im Wesentlichen immer ähnlich. Nach Kontrolle des Kraftaufnehmers auf richtige Positionierung bzw. Verhindern einer Verspannung ist die Aufzeichnung der Messung gestartet worden. Während der Messung sind mehrere Kraftbereiche angefahren und kontrolliert entlastet (**Abbildung 11-3**) worden. Um die Messdateien nicht übermäßig groß zu machen wurden die Messungen maximal zwei Minuten aufgezeichnet.

### 6.1.1 Vorbereitung zur Prüfung

Mit dem DMS-Messverstärker (HBM RM4220 [31]) können der Nullpunkt sowie der Messbereich eingestellt werden. Zur Messung einer wechselnden Belastung wird eine DMS-Kennlinie auf Zug und Druck benötigt. Es ist daher notwendig, den Nullpunkt bei 12mA einzustellen und die Verstärkung so zu wählen, dass bei der maximalen Belastung 4mA bzw. 20mA ausgegeben werden.

- Der Messverstärker muss vor der eigentlichen Prüfung noch voreingestellt werden
- Vorbelasten der DMS

#### Voreinstellung

Die Hauptbelastung der Kolbenstange bewirkt eine Spannung bzw. Dehnung in dieser von ca.

$$\sigma_z = \frac{F}{A_{St}} = \frac{200000 * 4}{120^2 * \pi} = 70,74 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_z = E * \varepsilon = E * \frac{\Delta l}{l_{St}}, \quad \varepsilon = \frac{\sigma_z}{E} = \frac{70,74}{210000} = 3,3686 * 10^{-4} \frac{m}{m}, \quad \varepsilon = 336,86 \frac{\mu m}{m}$$

Mit der Messbrückenschaltung (Kapitel 3.8.1.6) wird diese Dehnung in ein mV/V Signal von

$$\frac{U_A}{U_B} = \frac{\varepsilon * K(1 + \nu)}{2} = \frac{3,3686 * 10^{-4} * 2,03 * (1 + 0,3)}{2} = 4,864 * 10^{-4} \frac{m}{m}$$

$$\frac{U_A}{U_B} = 0,4864 \left[ \frac{mV}{V} \right]$$

umgewandelt. Mit diesem Wert kann mit Hilfe der Betriebsanleitung des Messverstärkers eine grobe Voreinstellung des Messbereichs vorgenommen werden [31]. Des Weiteren wurde die Filterkonfiguration (durch Einlöten von Widerständen) des Messverstärkers so modifiziert, dass dieser eine Signalbandbreite von 1000Hz durchlässt (3Hz Werkseinstellung). Dadurch will man sicherstellen, dass auch dynamische Signalanteile angezeigt werden.

### Vorbelasten

Bevor der eigentliche Kalibriervorgang stattfindet, müssen die frisch beklebten DMS mehrmals auf Zug und Druck belastet werden. Die Kraft sollte hierbei eine möglichst große Dehnung des DMS bewirken. In unserem Fall ist jede Zylinderseite mehrmals mit dem maximal möglichen Druck des Hydraulikaggregats (250bar) beaufschlagt und gegen einen festen Anschlag gedrückt worden. Dies ist notwendig, um ein Verfälschen des Signals durch Setzen des Klebers zu verhindern.

## **6.1.2 Auswirkung der Netzeinstreuung**

Die Einstreuung der Netzfrequenz macht sich dadurch bemerkbar, dass bei jedem aufgenommenen Signal eine 50Hz Frequenz überlagert ist. Dieses Problem wurde durch eine Spannungsversorgung des Messgerätes im Inselbetrieb (Batteriebetrieb) gelöst.

## **6.1.3 Driften des Signals**

Ein Driften des Signals zeigt sich durch eine übermäßig große Hysterese in der Kennlinie sowie durch einen am Anfang abrupten und später langsamen Abfall des Signals (**Abbildung 11-1, Abbildung 11-2**). Zu Beginn der Messung soll die Kraftereinwirkung für eine längere Zeit gehalten werden, um zu sehen, wie sich die einzelnen Signale verändern. Im Idealfall, in dem kein Driften vorhanden ist und der hydraulische Kreislauf ohne Leckagen arbeitet, bleiben die Werte konstant. Durch das Testen mehrerer Filtereinstellungen am DMS-Messverstärker ist das Driften nicht sofort erkannt worden, da dieses Phänomen durch den Messverstärker mit der 3Hz-Filtereinstellung positiv beeinflusst wurde. Erst durch eine Messung ohne DMS-Messverstärker direkt in das Messsystem (MGCsplit) und somit den Ausschluss dieser Fehlerquelle ist das Driften ohne Unklarheiten ersichtlich gewesen.

### Ursache:

Die Ursache des Driftens lag wahrscheinlich an einer mangelhaften Verbindung zwischen DMS-Träger, Klebstoff und der Kolbenstange. Eine Positionier-Ungenauigkeit, zum Beispiel durch einen Winkelfehler würde zwar eine Linearitätsabweichung und eine größere Hysterese hervorrufen, jedoch lässt sich der schnelle Abfall (**Abbildung 11-1**) der Kraft beim Halten dieser nicht rechtfertigen.

## **6.1.4 Auswirkung der Filtereinstellung am DMS-Messverstärker**

Die DMS-Messverstärker RM4220 werden im Werk größtenteils mit Werkseinstellung betrieben. Die Erfahrung mit einer anderen Einstellung war diesbezüglich gering. Die Messungen haben die Vermutungen bestätigt, dass sich der Einfluss der Filtereinstellungen auf das Kraftsignal auswirkt. Beim raschen Kraftabbau in der Messung ist eine größere Abweichung des Signals zu erkennen. Dies macht sich als Trägheit des Verstärkers im Verlauf des Signals bemerkbar (**Abbildung 11-5, Abbildung 11-4**). Durch die kleinere Filtereinstellung ist auch eine größere Hysterese erkennbar.

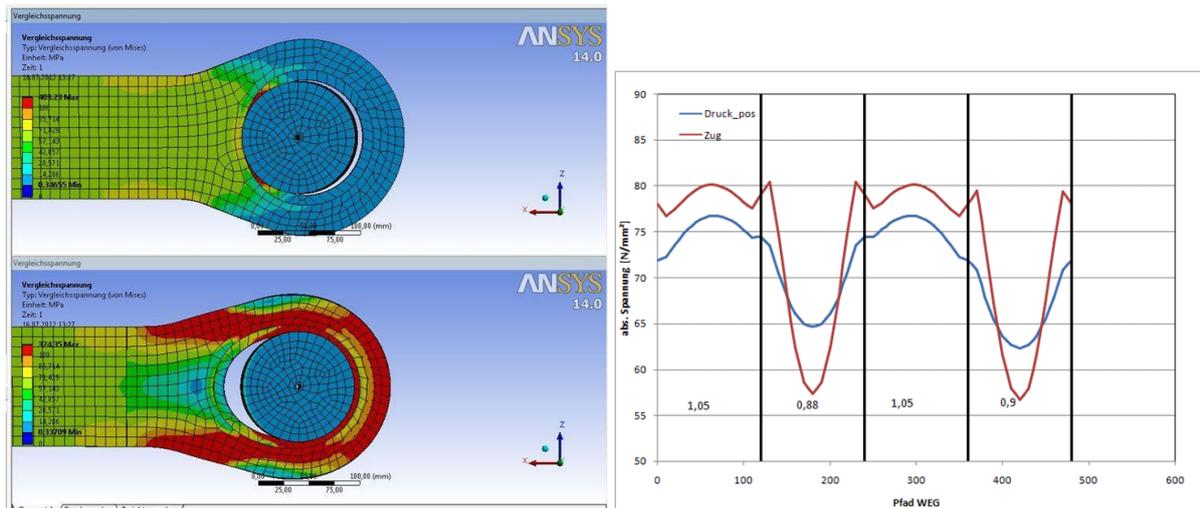
## **6.1.5 Vergleich zwischen Druckaufnehmer-Signal und DMS-Signal**

Durch die Reibungseinflüsse des Zylinders macht sich die aufgezeichnete Druckaufnehmer / Kraftaufnehmer-Kennlinie gegenüber der DMS / Kraftaufnehmer-Kennlinie durch größere Hysterese bemerkbar (**Abbildung 11-6, Abbildung 11-4**). Durch die Steifigkeit der im Prüfaufbau vorhandenen Komponenten kommt es zu einer elastischen Verformung. Diese macht sich als Reibungseffekt im Zylinder bemerkbar. Selbst wenn der Lastrahmen ideal starr wäre, würde es immer noch zu Dehnungen zufolge der Kraftmessdose kommen, welche bedingt durch ihre Wirkungsweise nicht starr sein darf. Bei genauerer Betrachtung ist am Beginn des Kraftaufbaus das Drucksignal aufgrund der Haftreibung und Mischreibung

höher. Beim Kraftabbau verhält es sich genau umgekehrt. Hier bewirken die Reibungseffekte ein geringeres Drucksignal zur idealisierten Kennlinie. **Abbildung 11-7** und **Abbildung 11-8** zeigen den relativen und den absoluten Fehler zwischen Druckaufnehmer und der DMS-Messung. Es zu sehen, dass sich das DMS-Signal im Mittel in einem Bereich von ca. 0,6kN und das Druckaufnehmersignal im Bereich von ca. 1,5kN vom Kraftaufnehmersignal unterscheiden. Wenn man eine maximale Linearitätsabweichung des Kraftaufnehmers von 1% (konservativ, Datenblatt 1% auf 500kN; im gegebenen Fall müsste die Linearitätsabweichung naturgemäß kleiner sein) in einen Kraftbereich von  $\pm 200\text{kN}$  annimmt, so ist eine maximale Abweichung von ca. 3kN möglich.

### 6.1.6 Vergleich zwischen Druck- und Zugbelastung

Bedingt durch den unterschiedlichen Kraftfluss in der Nähe der DMS-Klebestellen kommt es zwischen Druck und Zug zu einer anderen Steigung in der DMS-Kennlinie (**Abbildung 11-9**). Dies könnte verhindert werden indem man die Klebestellen weiter nach hinten versetzt und dadurch einen gleichmäßigen, in beiden Richtungen gleich starken Kraftfluss erhält. Dadurch steigt jedoch die Gefahr die Messstelle im Betrieb zu beschädigen. Eine Drehung um  $90^\circ$  würde bereits eine Verbesserung bringen, wie Studien zeigen, welche im Werk durchgeführt wurden. In **Abbildung 6-1** ist ein ähnlicher Belastungsfall anhand eines rechteckigen Querschnitts zu sehen. Hier ist die Spannungsverteilung, mit der auf die Dehnung und auf den Kraftfluss geschlossen werden kann, dargestellt. Die rechte Seite der **Abbildung 6-1** zeigt das Verhältnis der Spannungen zwischen den Seiten im Bereich der DMS-Klebestelle.



**Abbildung 6-1: Vergleichsspannungsverteilung bei Zug- und Druckbeanspruchung**

## 6.2 Ventiltest

Vor dem Betrieb des eigentlichen Prüfstandes muss zuerst die Funktion des Ventils sichergestellt werden. Ziel dieser Prüfung ist es, das Verhalten des Ventils für die gegebene Anwendung zu überprüfen, mögliche Einflussgrößen zu erkennen und eine optimale Verwendung zu gewährleisten. Der Prüfaufbau wurde daher so einfach wie möglich gewählt, um mögliche Störgrößen und unbekannte Fehlerquellen auszuschließen.

Bei einem positiven Testungsergebnis ist vorgesehen den Bestand auf vier Stück zu erhöhen, um den gesamten geplanten Prüfumfang (mit 2 Zylindern) abarbeiten zu können. Des Weiteren sind die Funktion und das geschriebene Programm des Steuergerätes zu überprüfen. Deshalb ist zu Beginn ein Ventiltest vorgesehen worden, welchem der Blattfederprüfstand folgt.

### 6.2.1 Vorbereitungen zur Prüfung

Ein Spülen der Anlage wurde nicht vorgenommen da keine Neuanlage zu befüllen war. Die Radlader-Hydraulik filtert bis auf  $\beta_{10}=75$ . Somit ist auch der Schutz des Ventils gewährleistet, welches lt. Datenblatt eine Filterfeinheit von 25 $\mu$ m verlangt.

### 6.2.2 Entlüften der Anlage

Die Entlüftung der im Prüfaufbau vorhandenen Leitungen, Schläuche und Speicher geschieht über die für die Druckaufnehmer vorgesehenen Mini-Messanschlüsse durch Minimesseleitungen. Die Entlüftung des Ventils erfolgt im Bereich des Magneten durch eine Entlüftungsschraube. Die Entlüftung der Zylinder ist nur über den Ventilblock und den für die Druckaufnehmer vorgesehenen Mini-Messanschlüsse möglich. Um sicher zu stellen, dass sich im Zylinder keine Luft mehr befindet, ist ein mehrmaliges Ein- und Ausfahren notwendig.

### 6.2.3 Test des Steuergerätes

Vor dem Betrieb sind sowohl alle Eingänge und Ausgänge auf richtige Verkabelung, wie auch die CF1-Karte für das neu geschriebene Programm überprüft worden. Des Weiteren wurde die CF2-Karte für die aufzunehmenden Messwerte vorbereitet und überprüft.

### 6.2.4 Aufbau des Ventiltests

Der hydraulische Aufbau, wie in **Abbildung 5-19** dargestellt, entspricht im Wesentlichen dem des Blattfederprüfstandes, jedoch in einem reduzierten Ausmaß. Für eine genaue Beobachtung des Verhaltens sind alle Ein- bzw. Ausgänge des Ventils mit Sensoren versehen.



**Abbildung 6-2: Ventiltest**

Die Messwerte sind größtenteils mit dem Handmessgerät von Hydrotechnik [35] aufgenommen worden. Da dieses mit 1000Hz Abtastfrequenz arbeitet, ist sichergestellt, dass keine Einflüsse übersehen wurden. Des Weiteren besitzt das Messgerät eine Schnittstelle zum PC. Mit der Software „Hydrocom 6“ sind dadurch eine schnelle Auswertung sowie ein online-Betrieb möglich. Mit dem Liebherr-Steuergerät werden lediglich der Kolbendruck mit 100Hz Abtastfrequenz gemessen bzw. als Regelgröße verwendet und das Ventil angesteuert.

### Vorgangsweise:

Um das Verhalten des Ventils in verschiedenen Arbeitsbereichen überprüfen zu können, erfolgt die Vorgabe verschiedener Führungsgrößen in unterschiedlichen Betriebspunkten.

Zu Beginn soll die Funktion im gesteuerten Betrieb durch Vorgabe einer Sprungfunktion in verschiedenen Druckbereichen wie auch durch die Vorgabe eines Sinussignals mit unterschiedlicher Frequenz bzw. Amplitude überprüft werden.

Die Versuche beschränken sich zunächst auf die Steuerbarkeit des Ventils. Da unser Steuergerät als Regler nur maximal 100Hz Arbeitsfrequenz bietet, ist es wichtig, zuerst einmal das Verhalten des Ventils beim Steuern zu kennen. Die ersten Versuche haben gezeigt, dass eine Regelung mit dem Steuergerät unmöglich ist, wenn bereits beim Steuern Probleme auftreten. Deshalb hat man sich am Anfang darauf beschränkt, zufriedenstellende Ergebnisse beim Steuern einzufahren, bevor eine Untersuchung der Regelung vorgenommen wird.

Vor dem eigentlichen Prüfaufbau des Ventiltests, wie er in **Abbildung 6-2** dargestellt ist, ist die Regelstrecke durch das Ventil und einen 2m langen Schlauch als Verbraucher dargestellt worden. Bei der Vorgabe von Drucksprüngen in einem großen Arbeitsbereich des Ventils wurden Instabilitäten festgestellt. Diese machen sich bemerkbar, indem die Regelstrecke nach dem Sprung von null weg ein periodisches Schwingen aufzeigt, wie wenn sie von außen angeregt wird.

Um einen möglichen Einfluss des Schlauches auszuschließen, hat man die Prüfung mit dem Blindverschluss des Ventils wiederholt. Es ist keine merkbare Verbesserung festgestellt worden.

## **6.2.5 Einfluss der Ditherfrequenz**

Das Liebherr-Steuergerät wird standardmäßig mit 100Hz und 50mA Ditherstrom betrieben.

Das Dithersignal des Ventils beträgt laut Datenblatt 50Hz und 15% Amplitude vom Nennstrom  $I_n$ . Diese Einstellung ist zu Beginn übersehen (**Abbildung 11-10**, **Abbildung 11-13**) worden. Durch die Umstellung der Ditherfrequenz nach Datenblatt des Ventils konnte eine Verbesserung in den hohen Druckbereichen erzielt werden, in den niedrigen Druckbereichen jedoch nicht (**Abbildung 11-11**).

Durch Variation des Dithersignals zwischen 40 bis 400Hz und von 50-250mA wurde ein stabiler Zustand für alle Druckbereiche gefunden (**Abbildung 11-12**). Es stellte sich heraus, dass das Ventil bei einer Ditherfrequenz von 40Hz und 200mA Amplitude am stabilsten arbeitet. In **Abbildung 11-12** ist jedoch zu sehen, dass im unteren Druckbereich zwischen 50 und 90bar eine längere Einschwingzeit vorhanden ist.

Bei der Vorgabe eines Sinus mit der Frequenz von 0,1Hz konnte ein annehmbares Ergebnis ab 90bar Verbraucherdruck erreicht werden (**Abbildung 11-15**). Bei der Einstellung einer höheren Frequenz (bereits bei 0,5Hz) hat sich die Güte des Sinussignals jedoch stark verschlechtert (**Abbildung 11-14**). Der vorgegebene sinusförmige Druckverlauf zeigt sich vor allem bei höheren Frequenzen als ein treppenartiger Sinus.

### Mögliche Ursachen / Maßnahmen:

- Nicht optimale Ditherfrequenz-Einstellung - Hier sind jedoch schon alle Möglichkeiten ausgeschöpft worden.
- Verschmutzungserscheinung des Ventils - Ist durch das zweite Ventil überprüft worden.
- Durch die konstruktive Beschaffenheit des Ventils hervorgerufen - Möglicherweise führt die konstruktionsbedingte Gestaltung des Ventils zu größeren Regelabweichungen im unteren Druckbereich. Vielleicht könnte hier durch eine andere Vorsteuerdüse im Hauptkolben eine Verbesserung erzielt werden. Diese Möglichkeit ist jedoch aus zeitlichen Gründen nicht überprüft worden.
- Falsche Einbettung in das System.

Zusätzlich war bei hohen Frequenzen ein Peitschen der Tankleitung zu hören.

## 6.2.6 Einfluss der Umgebung

Um Störgrößen im Hydrauliksystem als Ursache für das Verhalten des Ventils auszuschließen, wurde versucht, alle in Frage kommenden Einflüsse zu reduzieren. Für eine optimale Einbettung ist die Idee verfolgt worden, möglichst alle Drücke in den Zu- und Ableitungen konstant zu halten bzw. auf geringe Schwankungen zu reduzieren. Für die Reduzierung der Druckschwankungen verwendete man die im Versuch zur Verfügung stehenden Speicher. Die Auswahl an Speichern über 2l war jedoch begrenzt. Somit wurden:

- ein Speicher ( $V_0=2\text{l}$ ,  $p_0=100\text{bar}$ ) sowie ein Rückschlagventil in die Versorgungsleitung eingebaut. Diese haben die Aufgabe den Druck möglichst konstant zu halten. Das Rückschlagventil dient dazu die Pumpe zu schonen. Durch diese Maßnahme konnten die Druckschwankungen bei einer Sprungvorgabe um die Hälfte reduziert werden (**Abbildung 11-16, Abbildung 11-17**) Mit einem größeren Speicher sowie einem höheren Vorfülldruck hätte man bessere Ergebnisse erzielen können (Kapitel 4.12).
- ein Speicher ( $V_0=6\text{l}$ ,  $p_0=1,5\text{bar}$ ) in die Tankleitung eingebaut. Durch den Widerstand des doch 24 Meter langen Schlauches zum Tank haben sich ohne Speicher beim schnellen Öffnen des Ventils und den dadurch hervorgerufenen, kurzzeitig hohen Volumenstrom, Druckspitzen in der Höhe von 80bar aufgebaut. Diese Druckspitzen bewirkten ein Peitschgeräusch des Schlauches. Durch den Speicher sollen Druckimpulse, die beim schnellen Öffnen des Ventils entstehen, gedämpft werden. Zusätzlich müssen Hydraulikschläuche mit größerer NW vom Ventilblock zum Speicher eingebaut werden, um die Entstehung einer Druckdifferenz vor dem Speicher entgegenzuwirken (**Abbildung 11-16, Abbildung 11-18**).
- ein Speicher ( $p_0=1\text{bar}$ ,  $V_0=0,16\text{l}$ ) in der Steuerölleitung eingebaut. Auch hier ist die separate Leitung zum Tank 24 Meter lang. Durch den zu Beginn gewählten Schlauch mit kleiner Nennweite entsteht auch hier derselbe Effekt wie in der Tankleitung. Wobei der Volumenstrom und die dadurch hervorgerufenen Druckspitzen um ein vielfaches geringer sind. Da der Steueröldruck jedoch eine direkte Wirkung auf den Vorsteuerkolben des Ventils hat, ist der Druck in der Steuerölrücklaufleitung so niedrig bzw. konstant wie möglich zu halten. Durch die Speicher konnte hier eine Halbierung der Druckspitzen erreicht werden (**Abbildung 11-16, Abbildung 11-19**).

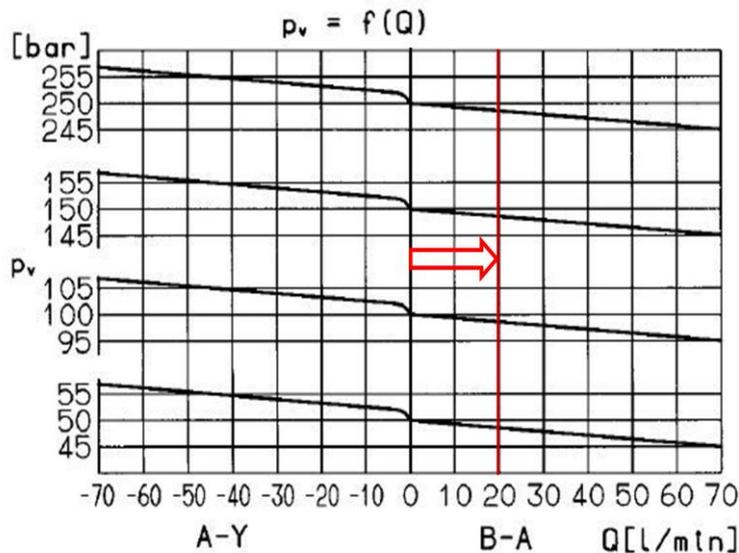
Durch diese Maßnahmen sind die Druckschwankungen vor allem bei der Vorgabe eines Sinus mit 0,5Hz (**Abbildung 11-20**), welche die gewünschte Prüfvorgabe darstellt, mit den vorhandenen Mitteln auf ein Minimum reduziert worden. Im Großen und Ganzen führten die Systemverbesserungen jedoch nicht zum gewünschten Ergebnis. Somit muss das Problem beim Ventil liegen.

Auf Anraten des Ventilherstellers, einen Speicher zwischen Ventil und Verbraucher zu schalten, sind noch zusätzliche Versuche durchgeführt worden. Es stellte sich jedoch als schwierig heraus einen Speicher so auszulegen, dass dieser einen relativ großen Druckbereich abdeckt. Bei zu geringem Vorfülldruck und hohen Drücken des Speichers steigt die Steifigkeit bedingt durch das stark komprimierte Gasvolumen sehr stark an und es verändert sich dadurch nichts. Es ist lediglich in einem kleinen Druckbereich eine Verbesserung bemerkbar. Des Weiteren stößt man bei höheren Frequenzen schnell an die Grenzen des Ventils, da der Volumenstrom durch das effektive Gasvolumen des Speichers vergrößert wird.

## 6.2.7 Einfluss der Steuerkantenüberdeckung

Nach Rücksprache mit dem Ventilhersteller wurde eine Steuerkantenüberdeckung von 6mm bekannt gegeben. Die große Profilüberdeckung macht sich vor allem bei Frequenzen über 0,1Hz bemerkbar. Um eine Prüfung ohne diese Profilüberdeckung vorzunehmen ist ein

Bypass mit einem Volumenstrom von ca. 25 l/min bei einem Einstelldruck von 270bar zwischen Ventil und Zylinder gelegt worden. Der Bypass wurde durch eine verstellbare Drossel realisiert. Um den Volumenstrom über die Drossel einzustellen ist eine Messturbinen verwendet worden. Der Bypass bewirkt eine Verschiebung des Arbeitspunktes (**Abbildung 6-3**).



Werte für  $p_v$  gelten bei  $p_y = 0$  bar

**Abbildung 6-3: Verschieben des Arbeitsbereiches durch Bypass**

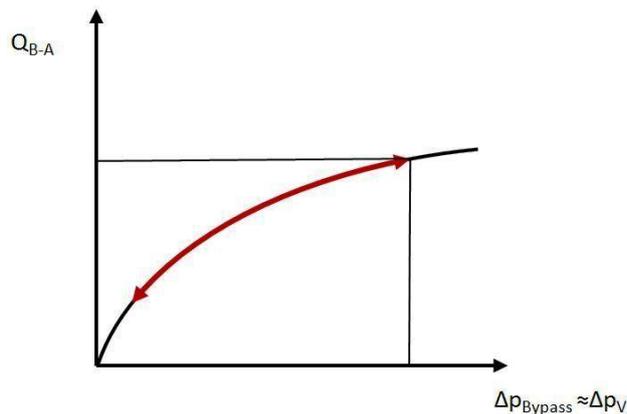
Das Ventil arbeitet jetzt nur mehr in seiner Druckminderfunktion (**Abbildung 6-3**).

#### Arbeitsweise des Ventils mit Bypass:

Wenn theoretisch ein Verbraucherdruck von 0bar eingestellt ist, so ist der Proportionalmagnet nicht bestromt. Am Anschluss B des Ventils steht der eingestellte Druck des Konstantdrucksystems an. Da das Ventil in seiner Ausgangslage geöffnet ist und am Kolben der Hauptstufe ein Kräftegleichgewicht herrschen muss, nimmt das Ventil nach der Einregelzeit eine bestimmte Position ein. In der Gleichgewichtslage stellt sich ein bestimmter Volumenstrom von B nach A ein. Der Volumenstrom ist von der Druckdifferenz abhängig, die durch den Steuervolumenstrom von A nach X über die Düse beim Öffnen des Vorsteuerkegels entsteht. Deshalb ist es nicht möglich einen Druck von 0bar einzustellen. Es muss sich immer ein gewisser Druck im Anschluss A aufbauen, um die Druckdifferenz zu erzeugen. Somit ist es für das Arbeiten des Ventils notwendig, dass ein Volumenstrom von B nach A fließt. Des Weiteren bewirkt der Volumenstrom einen zusätzlichen Druck am Verbraucheranschluss A, der von der Drossel im Bypass sowie von den Rohrleitungswiderständen in der Tankleitung bestimmt wird. In **Abbildung 11-21** ist zu sehen, dass sich bei einem eingestellten Wert von 0bar ein Druck von ca.10bar und ein Volumenstrom von ca. 1l/min einstellt.

Für ein gutes Einregelverhalten ist es daher besser den niedrigsten Druck möglichst höher als 10 bar zu wählen.

Wird nun der Vorgabewert erhöht, regelt der Ventilkolben nach, bis sich wieder eine Gleichgewichtslage einstellt und der Verbraucherdruck erreicht ist. Je nachdem wie groß dieser Verbraucherdruck ist, bewirkt dieser nun einen bestimmten Volumenstrom über die Drossel im Bypass (**Abbildung 6-4**).



**Abbildung 6-4: Zusammenhang zwischen Verbraucherdruck und Volumenstrom**

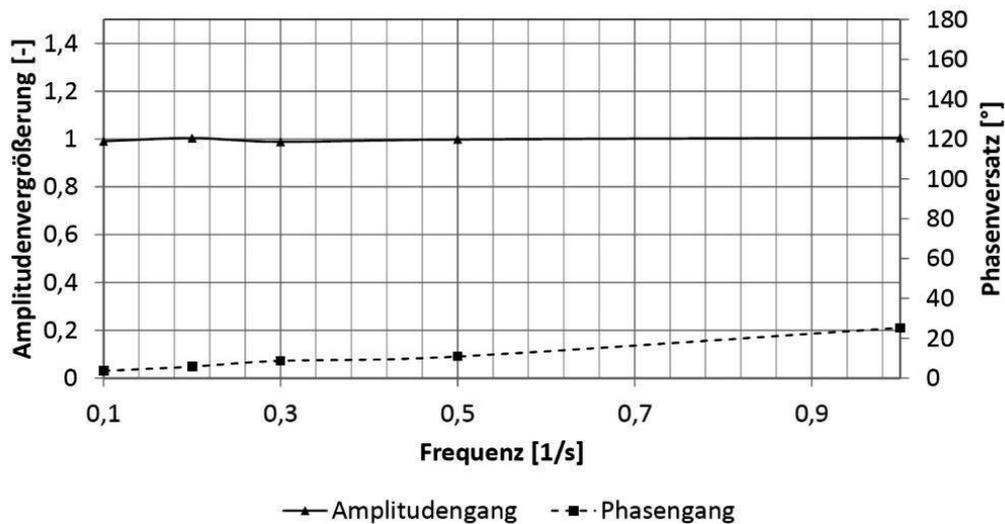
Dieser durch den Bypass ständig fließende Volumenstrom sorgt dafür, dass das Ventil nur mehr in seiner Druckminderfunktion arbeitet und somit die Profilüberdeckung für diesen Betrieb nicht mehr relevant ist.

Es konnte eine starke Verbesserung des Verhaltens festgestellt werden (**Abbildung 11-24**). In der Sprungantwort (**Abbildung 11-22**) ist zu sehen, dass der Bypass eine Erhöhung der Steifigkeit der Regelstrecke sowie eine geringere Latenz bewirkt. Eine Verbesserung ist auch bei den statischen Eigenschaften des Ventils zu sehen. Die  $p_v$ - $I$ -Kennlinien in **Abbildung 11-26** wurden mit einem Sinus von 0,1Hz aufgenommen (sehr langsam). Es ist zu erkennen, dass der Bypass eine Reduzierung der Hysterese bewirkt. Die Aussagekraft der Kennlinie ist jedoch begrenzt, da durch die dynamischen Eigenschaften der Regelstrecke bzw. des Steuergeräts die Hysterese mit höheren Frequenzen zunimmt (**Abbildung 11-26**).

### 6.2.8 Eigenschaften der Regelstrecke

In **Abbildung 11-23** ist ein Sprung mit Vorgabewert und Magnetstrom aufgezeichnet worden. Zwischen Vorgabewert und Magnetstrom und Magnetstrom und Druck sind Totzeiten zu sehen. Wobei die Totzeit zwischen Vorgabewert und Magnetstrom durch das dynamische Verhalten des PWM-Messumformers verfälscht wird und daher etwas kleiner anzunehmen ist. Die Totzeit zwischen Vorgabewert und Druck entspricht jedoch annähernd der Realität. Wie bereits in Kapitel 3.9.5 aufgezeigt, ist es, bedingt durch die geringe Abtastzeit des Steuergeräts schwierig, einen solchen Sprung durch einen geschlossenen Regelkreis regelungstechnisch zu beeinflussen.

Wenn die Amplitudenabnahme und die Phasenverschiebung bei steigenden Frequenzen (Bode-Diagramm) abnehmen, kann man das dynamische Verhalten der Regelstrecke darstellen. **Abbildung 6-5** zeigt die Auswertung dieser Werte. Es ist zu sehen, dass keine maßgebende Amplitudenänderung zu sehen ist, jedoch ist bereits bei diesen geringen Frequenzen eine stetig steigende Phasenverschiebung zu beobachten.



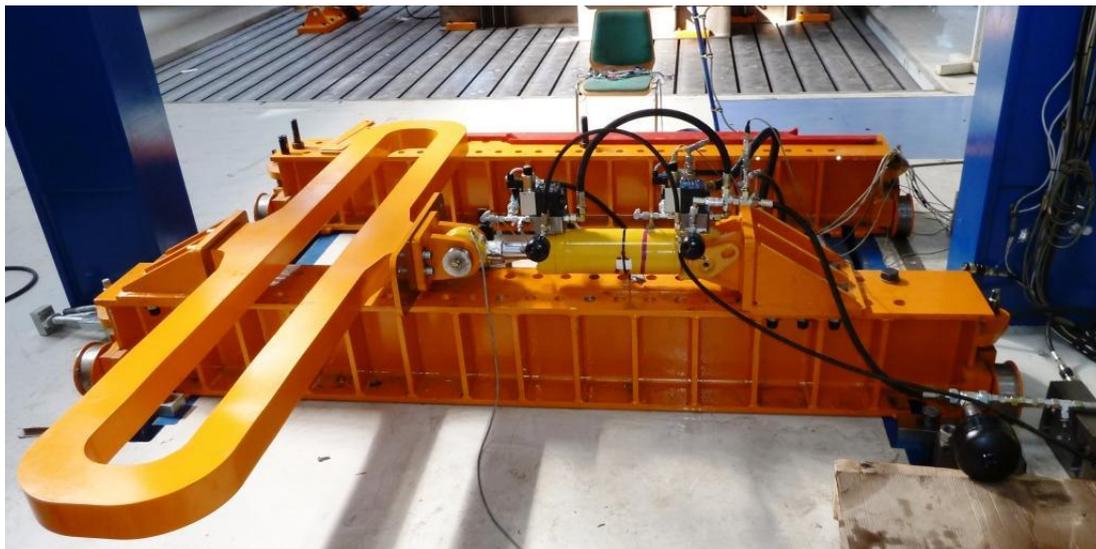
**Abbildung 6-5: Amplitudengang und Phasengang von der Strecke des Ventilttestprüfaufbaus**

Die Steuerung eines einachsigen Schwingprüfstandes mit diesen Streckeneigenschaften ist somit ohne weiteres möglich. Der Phasen- und Amplitudengang weisen zusätzlich eine Abhängigkeit vom Druck und Volumenstrom auf, was bei einer Steuerung eines mehrachsigen Prüfstands je nach einzustellenden Größen zu Fehlern führen wird. Somit ist ein geschlossener Regelkreis notwendig.

### 6.3 Blattfedertest

**Abbildung 6-6** zeigt den Aufbau des Blattfederprüfstandes. Er setzt sich aus den in Kapitel 5.2.1 aufgezeigten Komponenten zusammen.

Die Messwerte wurden größtenteils mit dem Steuergerät aufgenommen, da dieses die Aufnahme der Führungsgröße ermöglicht. Die auf der CF-Karte gespeicherten Messwerte sind anschließend mit Excel ausgewertet worden.



**Abbildung 6-6: Blattfederprüfstand**

### 6.3.1 Verformung der Blattfeder

Während der Versuche zeigte sich eine Verformung der Blattfeder (**Abbildung 11-32**) im warmgelaufenen Zustand von 7,6mm bei 200kN anstatt 9,5mm, wie in **Abbildung 5-9** dargestellt und berechnet wurde. Das entspricht einer Abweichung von ca. 20%.

#### Ursachen

- Fehler durch Fertigungstoleranzen. Durch Kontrolle der Abmessungen und der Berücksichtigung der Maßabweichungen im Berechnungsmodell, kann man hier einen Fehler von 6,5% zuordnen.
- Möglicher Fehler durch statistische Streuung des E-Moduls von Stahl. Wenn das E-Modul von 210 000N/mm<sup>2</sup> auf 245 000N/mm<sup>2</sup> streut, ist der gemessene Wert möglich.
- Möglicher Fehler durch Abhängigkeit des E-Moduls von der Walzrichtung des Blechs. Hier kann das E-Modul für S380MC im Mittelwert bis zu 5% je nach Belastungsrichtung unterschiedlich sein (**Abbildung 6-7**).

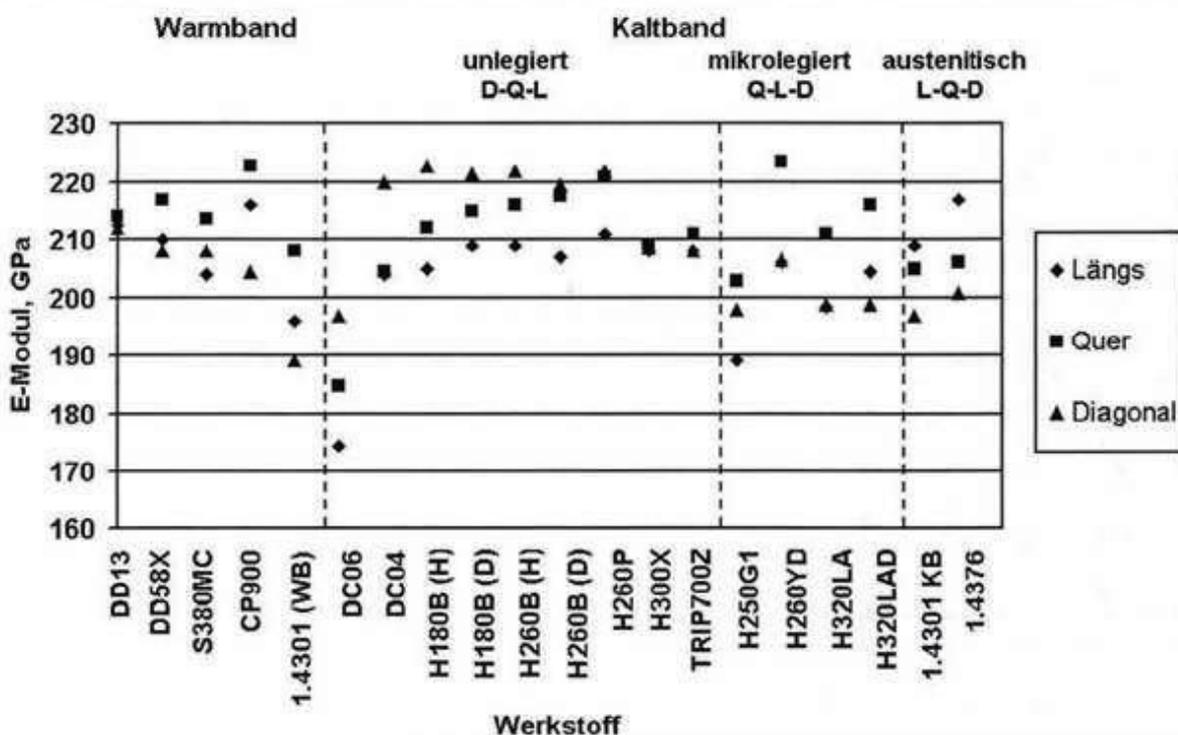


Abbildung 6-7: Einfluss der Walzrichtung auf das E-Modul [18]

### 6.3.2 Einfluss des Dithersignals auf die Kraft

Um den Einfluss des Dithersignals auf die Kraft zu bestimmen, sind die Kraft sowie der Druck mit dem Hydrotechnik-Messgerät aufgenommen worden. Wie in **Abbildung 11-25** ersichtlich ist kein Einfluss der höheren Frequenz des Dithersignals an der Kolbenstange zu verzeichnen.

### 6.3.3 Reibung durch die Zylinder

Die Reibkraft wird aus der Differenz der gemessenen Kraft über die DMS-Messstelle und der Kraft zufolge der Drücke in der Stangen- und Kolbenseite errechnet. Die **Abbildung 11-28** zeigt die Auswirkung der Reibung. Es ist ein „Stick-Slip-Effekt“ in der Bewegung des Zylinders zu sehen. Dieser wirkt sich vor allem beim Entspannen der Blattfeder aus.

### Vorgang beim Entspannen der Blattfeder

Die Blattfeder ist gespannt und die Ölsäule auf der Kolbenseite ist komprimiert. Nun wird Druck durch das Ventil abgebaut. Um die Kolbenstange in Bewegung zu versetzen muss die Haftreibung überwunden werden. Die Ölsäule wird dementsprechend entspannt, ohne dass sich die Kolbenstange bewegt. Wenn die Kraft durch den Druck der Ölsäule mit der Federkraft der Blattfeder der Haftreibung entspricht, setzt sich die Kolbenstange in Bewegung. Zwischen Kolbenstange und Gehäuse des Zylinders wirkt entsprechend der Stribeck-Kurve nur mehr eine kleine Reibkraft. Die Feder und die Kolbenstange werden durch die gespeicherte Energie der Blattfeder beschleunigt, bis der Druck der komprimierten Ölsäule auf der Kolbenseite diese zum Stehen bringt. Zusätzlich macht das Ventil durch die Druckerhöhung eine Regelbewegung, bis der Steuerkolben wieder im Gleichgewicht ist. Nun wiederholt sich der Vorgang wieder und es muss die Haftreibung erneut überwunden werden.

Wenn man die Ergebnisse mit denen aus dem Ventilttest im Bypass-Betrieb vergleicht, sind Unterschiede in der Güte des Druckverlaufes zu sehen. Die Reibung des Zylinders wirkt sich schlecht auf das Regelverhalten des Druckminderventils (hydraulischer p-Regler) aus. Weiters ist zu sehen, dass der Einfluss der Zylinderreibungskräfte im Gegensatz zu den Ergebnissen vom Ventilttest eine Temperaturabhängigkeit aufweist.

## 6.3.4 Einfluss der Temperatur

### Stationäre Temperatur

Die stationäre Temperatur stellt einen Gleichgewichtszustand zwischen zugeführter und abgeführter Wärme dar. Die Messungen haben ergeben, dass sich dieser Zustand nach einem Betrieb von ca. 100 (**Abbildung 6-8**) einstellt (**Abbildung 11-27**). Der Hydrauliktank der Radlader-Hydraulik erreicht dabei eine stationäre Temperatur von 80°C (lt. Temperaturanzeige in der Kabine). Die Radladerhydraulik wird über einen Lüfter gekühlt. Der Lüfter wird nicht direkt über den Dieselmotor angetrieben, sondern über einen Hydromotor in Kombination mit einer Pumpe, welche wiederum vom Dieselmotor angetrieben wird. Da der Radlader im Prüfstandbetrieb mit Leerlaufdrehzahl arbeitet und für das Regeln des Lüfters auf die maximale Lüfterdrehzahl eine Motordrehzahl von mindestens 1400U/min benötigt wird, ist die Kühlleistung des Lüfters für eine Herabkühlung des Prüfaufbaus zu gering. Die Temperatur von 80°C stellt jedoch noch keinen überkritischen Zustand des Ölkreislaufes eines Radladers dar, da dieser auf eine maximal zulässige Temperatur im Ölbehälter von 95°C ausgelegt wird.

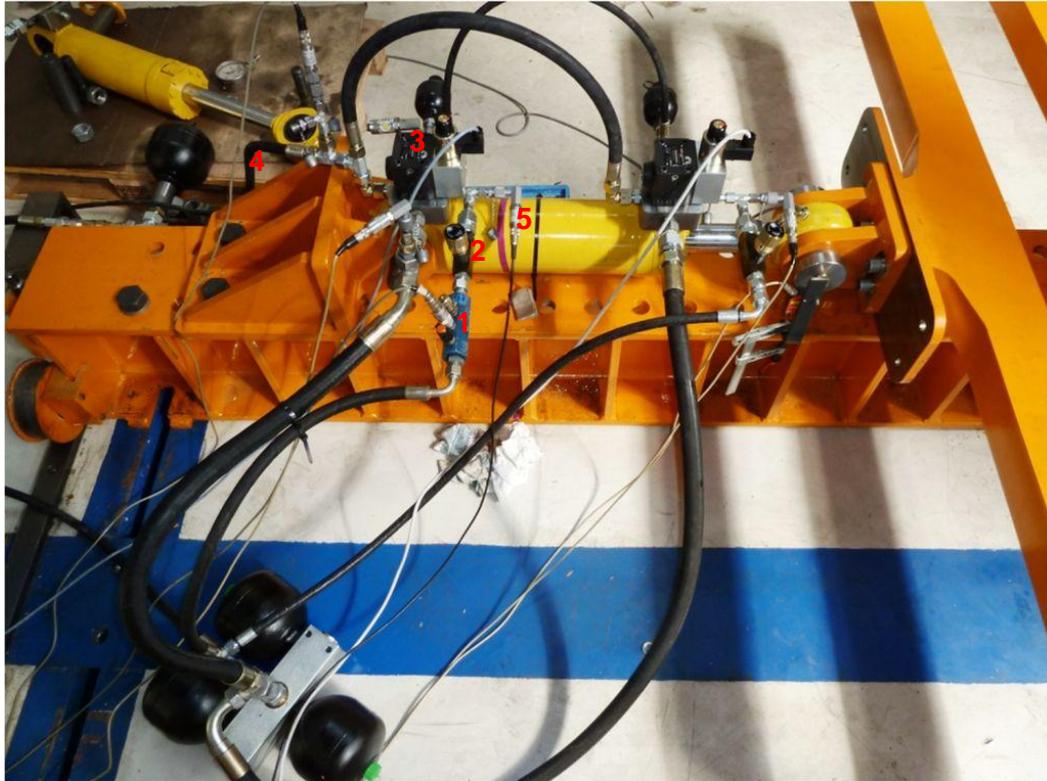
Für einen Dauereinsatz im Prüfstandbetrieb ist sie jedoch zu hoch.

Für Hydraulikanlagen gelten folgende Richtwerte [9]:

Stationäre Anlagen: 25°-55° im Ölbehälter

Mobile Anlagen: 35°-65° im Ölbehälter

Der Ölbehälter müsste mit einem zusätzlichen Kühler ausgerüstet werden. Während des Betriebs wurde zusätzlich mit einem Infrarot-Temperatur-Handmessgerät an interessanten Punkten gemessen. Hier zeigte sich die höchste Temperatur direkt auf der Messturbine (1) hinter der Drossel (2) mit ca. 78°C (**Abbildung 6-8**). An der Oberfläche des Ventils (3) konnte eine Temperatur von 75°C gemessen werden. In der Zuleitung (4) stellte sich eine Temperatur von ca. 60°C ein.



**Abbildung 6-8: Messstellen mit dem Handmessgerät: Messturbine(1), Drossel (2), Oberfläche des Ventils(3), Zuleitung (4), Manteloberfläche des Zylinders(5) (in Position des Kolbens)**

#### Einlaufphase

Es konnte eine Einlaufphase der hydraulischen Achse festgestellt werden. Nach einer Einlaufzeit von ca. 15 Minuten und bei einer Temperatur von ca. 30°C an der Kolbenmantelfläche ist eine Verbesserung der Qualität des Signals zu sehen, nach ca. 30 Minuten und einer Temperatur von ca. 46°C ist keine merkliche Verbesserung der Qualität zu sehen. (**Abbildung 11-29 bis Abbildung 11-32**).

### **6.3.5 Einfluss der Vorspannung**

Der Vorspanndruck auf der Gegenseite ist notwendig um nicht in den instabilen Druckbereich des Ventils zu kommen. Durch die Vorspannung ist es möglich auch wechselnde Kräfte mit nur einem geregelten Ventil zu erzeugen. Theoretisch können auch schwellende Zugkräfte bis in Höhe der geforderten Prüfkraft (200kN) aufgebracht werden. Der höhere Systemdruck ist jedoch mit Nachteilen wie einer massiveren Auslegung der Hydraulikkomponenten, höheren Kompressionsvolumina, einem höheren Energiebedarf sowie höheren Energieverlusten verbunden.

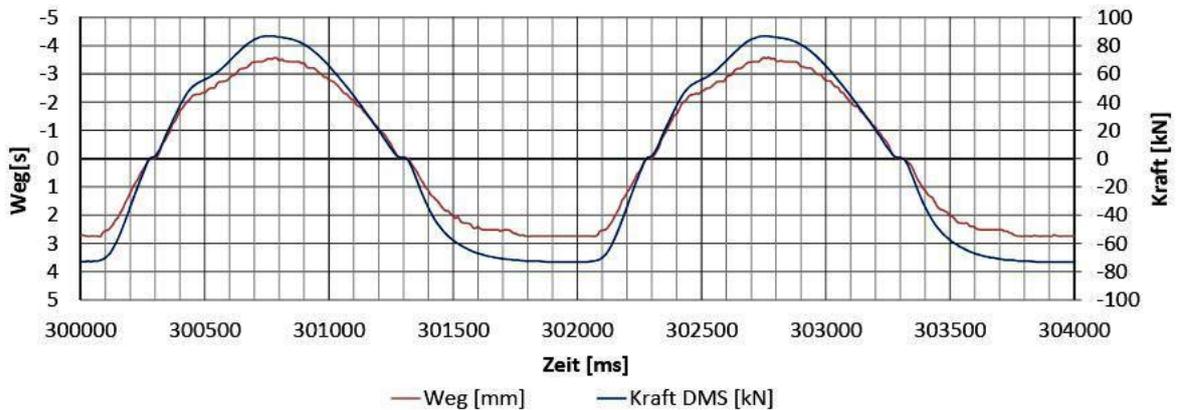
### **6.3.6 Einfluss des Spiels**

#### Problematik

Die Kraftregelung einer hydraulischen Achse mit Spiel stellt ein großes Problem dar, da beim Durchfahren des Spiels die Regelgröße kurzzeitig zu Null wird. Das hat zur Folge, dass der Regler eine sehr große Stellgröße erzeugt und somit ein plötzliches Aufsteuern des Ventilschiebers bewirkt, was nach überwundenem Spiel zu Druckspitzen bzw. Kraftspitzen führt.

Eine mögliche Lösung dieses Problems wäre die Umschaltung beim Durchfahren des Spiels auf eine Wegregelung. Eine weitere Möglichkeit könnte darin bestehen, kurzzeitig auf einen

gesteuerten Betrieb umzuschalten. Wie in **Abbildung 6-9** zu sehen ist, ist im gesteuerten Betrieb beim Durchfahren des Spiels von 0,5mm und einer Frequenz von 0,5Hz mit keinen Kraftspitzen zu rechnen.



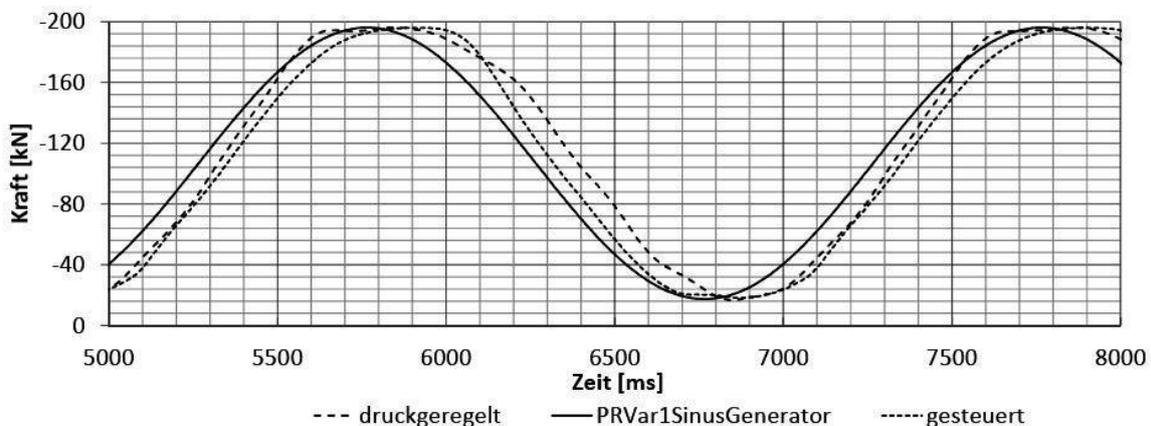
**Abbildung 6-9: Wechselnde Belastung**

### 6.3.7 Einfluss der Regelparameter

Die Suche nach den richtigen Regelparametern stellte sich zu Beginn als sehr schwierig heraus. Durch mehrere Versuche konnten schlussendlich kleine Erfolge erzielt werden.

Mit der Methode nach Ziegler und Nichols war anfangs kein positives Ergebnis zu erzielen. Der Grund dafür liegt im Verhalten des gewählten Ventils, da dieses vor allem im unteren Druckbereich zum Schwingen neigt. Bei der Parameterfindung wurde immer von einem Vorgabewert und einer Regelgröße, die von Null weg startet, ausgegangen. Somit ist das Ventil mit der Schwingmethode nach Ziegler und Nichols bereits viel früher in den Grenzbereich der Stabilität gekommen. Der PID-Regler wurde dadurch falsch parametrierd. Für den fast quasistatischen Zustand bei einem Sinus von 0,1Hz passten die Regelparameter noch einigermaßen. Jedoch schon bei leichter Erhöhung der Frequenz wurde die Qualität des Sinussignals schlechter. Des Weiteren machte sich zusätzlich eine Amplitudenabnahme sowie eine große Phasenverschiebung bemerkbar.

Erst ein Versuch mit einem Ausgangswert des Vorgabewertes und der Regelgröße von 100bar führte zu einem einigermaßen guten Ergebnis. **Abbildung 6-10** zeigt einen Vergleich zwischen gesteuertem und geregelterm Betrieb.



**Abbildung 6-10: Gegenüberstellung: gesteuert und druckgeregelt**

Beim Druck-/Kraftaufbau ist das Nachregeln gegenüber dem gesteuerten Betrieb zu erkennen. Beim Druck-/Kraftabbau hingegen weniger. Hier verhält sich die Regelstrecke anscheinend anders. Die eingestellten Regelparameter müssten beim Druckabbau schärfer eingestellt werden.

Zur Einstellung der Regelparameter sind einige Versuche unternommen worden, es wurde jedoch keine merkbare Verbesserung der (**Abbildung 6-10**) Regelgüte erreicht.

Beim Versuch mit der Kraft aus dem DMS-Signal zu regeln erwies sich das Finden der richtigen Parameter als schwierig. Im Bereich der Regelung sind noch einige Versuche notwendig, um das volle Potential der Komponenten auszuschöpfen. Aufgrund der fortgeschrittenen Zeit wurde ab hier ein Ende dieser Arbeit beschlossen.

## **7 Schlussbetrachtung**

## 7.1 Erkenntnisse

Anhand der Versuche konnten wichtige Erkenntnisse, die für das weiterlaufende Projekt genutzt werden können, gewonnen werden. Es wurden einige unerwartete wie auch klassische Probleme bei elektrohydraulischen Antrieben aufgezeigt. Weiters konnten die Systemgrenzen für die im Prüfaufbau verwendeten bzw. noch vorgesehenen Komponenten enger gezogen werden. Nachfolgend sollen die wichtigsten Erkenntnisse aufgezeigt werden.

- Die Versuche haben gezeigt, dass es grundsätzlich möglich ist, mit den verwendeten Komponenten einen einachsigen Schwingprüfstand mit einfachen Sollwertvorgaben und einer Prüffrequenz von bis zu 0,5Hz zu realisieren.
- Das gewählte Ventil stellt vor allem durch seine große Profilüberdeckung von 6mm für einen dynamischen Betrieb ( $>0,1\text{Hz}$ ) ein Problem dar. Mit der Standardeinbindung in das hydraulische Netz ohne Bypass sind daher keine zufriedenstellenden Ergebnisse erreicht worden. Durch den Bypass arbeitet das Ventil, bis auf den unteren Druckbereich relativ stabil. Diese Variante stellt jedoch keine zufriedenstellende Lösung dar, da durch den Bypass und die zusätzliche Vorspannung an der gegenüberliegenden Kolbenstangenseite, sehr hohe Leistungsverluste entstehen.
- Eine Aussage über den Einfluss des Steuergerätes auf die Regelung kann nicht eindeutig getroffen werden. Einerseits ist die Dynamik eines Druckminderventils durch seinen konstruktiven Aufbau größtenteils vorgegeben (hydraulischer P-Regler), andererseits kann die schlechte Dynamik auf die max. 100Hz Prozesszeit des Steuergeräts zurückfallen.
- Das Spiel würde im gesteuerten Betrieb kein allzu großes Problem darstellen, im geregelten Betrieb ist es jedoch zu vermeiden. Für eine genaue Aussage müssten weiter Untersuchungen angestellt werden.
- Die gewählten Liebherrstandardzylinder sind für einen Prüfstandbetrieb prinzipiell geeignet. Bei ihnen ist jedoch eine längere Einlaufzeit vorzusehen um Reibungseinflüssen entgegenzuwirken. Eine genaue Aussage über einen Langzeitbetrieb kann hingegen noch nicht getroffen werden.
- Die Messung bzw. die Regelung der Kraft mittels DMS und dem verwendeten Messverstärker (RM4220) hat schlussendlich überraschend gute Ergebnisse geliefert. Mit der 1000Hz Filtereinstellung des Messverstärkers ist nur eine kleine Hysterese bzw. ein im Verhältnis zur Prüfkraft kleiner absoluter Fehler gegeben. Mit Berücksichtigung der unterschiedlichen Steigung der Kennlinie auf Zug bzw. Druckbelastung kann die DMS-Vollbrückenmessstelle in einem Prüfstandbetrieb verwendet werden. Eine Aussage über die Anwendung in einem Langzeitbetrieb kann jedoch nicht getroffen werden.

## 7.2 Offene Probleme

Der komplette Prüfumfang des Blattfederprüfstands konnte aufgrund der Schwierigkeiten beim Steuern bzw. Regeln des Ventils nicht abgearbeitet werden, da für den vollen Prüfumfang des Konzeptes vier Proportional-Ventile notwendig sind. Der Ventiltest hat jedoch gezeigt, dass die Aufstockung auf vier Ventile, bedingt durch die beschriebenen Probleme, nicht sinnvoll ist. Somit sind nicht alle gewünschten Erkenntnisse aus den Prüfungen hervorgegangen. Vor allem im Bereich der Regelungstechnik sind einige Optimierungsschritte bzw. Grundlagenuntersuchungen ausgeblieben. Im Folgenden werden die wichtigsten, offengebliebenen Fragen aufgelistet:

- Es ist noch keine exakte Aussage über den Phasenversatz und die Amplitudenfehler zweier gleichzeitig arbeitender Zylinder möglich.

- Es ist noch keine exakte Aussage über die Auswirkung des Spiels im geregelten Betrieb möglich.
- Es sind keine zufriedenstellenden Regelparameter für die Kraftregelung gefunden worden.

### 7.3 Handlungsempfehlung

Im weiteren Vorgehen ist es sinnvoll Versuche mit einem Ventil besserer Eigenschaften durchzuführen. Dieses sollte, wenn es möglich ist, eine Null-Überdeckungscharakteristik aufweisen. Das Ventilkonzept mit dem Druckminderventil kann derzeit aufgrund der niedrigen dynamischen Anforderungen beibehalten werden. Für eine längerfristige Betrachtungsweise sollte jedoch auch die Verwendung von Regelventilen bzw. von Servoventilen in Betracht gezogen werden. Damit kann das Ventil als Fehlerquelle im geschlossenen Regelkreis großteils ausgeschlossen werden.

Um der Prüfstands-Philosophie der Liebherr-Versuchsabteilung treu zu bleiben, sind für das Liebherrsteuergerät mögliche Ansteuermöglichkeiten qualitativ hochwertigerer Ventile, welche fast ausschließlich mit Ventilelektronik ausgestattet sind, zu überprüfen. Dafür wird jedoch ein zusätzlicher Signalumformer benötigt, um das 0- 1300mA PWM-Signal in ein 4-20mA oder  $\pm 10V$  Signal umzuwandeln. Die Signalumformung durch eine entsprechende Elektronik hat, bedingt durch das PWM-Signal, eine Tiefpass-Charakteristik. Somit ist darauf zu achten, dass dieser zusätzliche Signalumformer die Trägheit bzw. das zeitliche Verhalten des ohnehin schon eingeschränkten Reglers nicht zu sehr beeinflusst (Wie in **Abbildung 11-23** gezeigt, ist das System durch eine gewisse Latenz vorbehaftet).

Je nach gewonnenen Erkenntnissen ist die Verwendung eines schnelleren Reglers in Betracht zu ziehen. Die Wahl eines schnelleren Reglers ist auch von den Anforderungen an die Regelung abhängig. Um diese jedoch in einem Zahlenwert festhalten zu können, ist eine Schädigungsbetrachtung des Hinterwagens durch eine FEM-Berechnung sinnvoll.

## 8 Quellenverzeichnis

[1]	DÖRR H, u.a.: Der Hydrauliktrainer Band 2, Proportional- und Servoventil-Technik, Mannesmann Rexroth GmbH, 1986
[2]	EIDEN, H.: Hydrocontrol – Servohydraulische Ausrüstung für die Prüftechnik, O+P, 39, 1995, Nr.4
[3]	EXNER H. (u.a.): Hydraulik, Grundlagen und Komponenten, Der Hydraulik Trainer, Band 1, 3. Auflage, Rexroth Bosch Group, 2004
[4]	FINDEISEN D.: Ölhydraulik, Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik, 5. Auflage, Springer, 2006
[5]	FORSTER I.: Elektrohydraulische Lastsimulation, Doktorarbeit an der TU Aachen, 1988,
[6]	GÄNGER R.: Hydraulik, Übungen für Auszubildende, 8. Auflage, BIBB, 1993
[7]	GEBHARDT, N.: Fluidtechnik in Kraftfahrzeugen, Springer 2010
[8]	GREINER, R., UNTERWEGER H., LECHNER A.: Skript der Vorlesung: "Auslegung und Berechnung Schweißtechnischer Konstruktionen", TU Graz 2011
[9]	HOCHLEITNER, H.G.: Skript der Vorlesung: „Fluidtechnik 1“, TU Graz, Februar 2010
[10]	HOCHLEITNER, H.G.: Skript der Vorlesung: „Fluidtechnik 2“, TU Graz, Februar 2011
[11]	HOCHLEITNER, H. G.: Skript der Vorlesung: „Proportional- und Servotechnik 1“, Version 1 TU Graz 2009
[12]	HOCHLEITNER, H. G.: Skript der Vorlesung von Prof. Hochleitner: „Proportional- und Servotechnik 2“, TU Graz 2010
[13]	KIEGERL CH., Konzeptentwicklung eines sensorgesteuerten Ladevorgangs für Radlader, Diplomarbeit, FH Joanneum, 2006
[14]	KÜNNE B.: Köhler/Rögnitz Maschinenelemente 1, 10. Auflage, Teubner Verlag, Februar 2007
[15]	KWAS, H.: Prüfstandsrechner für Servohydraulische Prüfanlagen, Diplomarbeit an der TU Graz 1985, S.8
[16]	LAIBLE M.: Unterlagen vom Vortrag: „Anwenden von Dehnungsmeßstreifen in der experimentellen Spannungsanalyse“, in Nellingen, 1995
[17]	LANDSCHÜTZER CH., WOLFSCHLUCKNER A.: Skript der Vorlesung „3D-CAD Maschinenkonstruktion“, TU Graz WS 2009/10
[18]	MÜNSTERMANN S., FAT Schriftenreihe Nr.182: „Einflußgrößen auf den Elastizitätsmodul von Stählen für den Fahrzeugbau“
[19]	Russel C. Hibbeler : Technische Mechanik2, Festigkeitslehre, Pearson Studium 2006

[20]	TC: Version 6.1, Handbuch zur Temperaturmessung mit Thermoelementen und Widerstandsthermometern, Die praktische Referenz zur elektrischen Temperaturmessung, 2010
[21]	WENDT L.: Taschenbuch der Regelungstechnik mit MATLAB und Simulink, 7. Auflage, Verlag Harri Deutsch, 2007
[22]	WILL D., GEBHARDT N. (Hrsg.): Hydraulik, Grundlagen, Komponenten, Schaltungen, 5. Auflage, Springer 2011
[23]	ATOS: <a href="http://www.atos.com/deutsch/technical_tables/deutsch/F001.pdf">http://www.atos.com/deutsch/technical_tables/deutsch/F001.pdf</a> , Stand: 15.06.2012
[24]	BS-WIKI: <a href="http://www.bs-wiki.de/mediawiki/index.php?title=Datei:Stribek_Einfach.jpg">http://www.bs-wiki.de/mediawiki/index.php?title=Datei:Stribek_Einfach.jpg</a> , Stand: 07.09.2012
[25]	CFM SCHILLER: <a href="http://www.cfm-schiller.de">http://www.cfm-schiller.de</a> , Stand: 22.08.2012
[26]	FELJC: <a href="http://staff.itam.lu/feljc/school/asser/2_Regelstrecken.pdf">http://staff.itam.lu/feljc/school/asser/2_Regelstrecken.pdf</a> , Stand:
[27]	HAWE HYDRAULIK: <a href="http://212.227.48.144/lexikon/index.php?&amp;alfa=a&amp;id=1052">http://212.227.48.144/lexikon/index.php?&amp;alfa=a&amp;id=1052</a> , Stand : 28.06.2012
[28]	HAWE HYDRAULIK: <a href="http://212.227.48.144/lexikon/index.php?&amp;alfa=a&amp;id=2412">http://212.227.48.144/lexikon/index.php?&amp;alfa=a&amp;id=2412</a> , Stand: 28.06.2012
[29]	HBM: <a href="http://www.hbm.com.pl/pdf/a0633.pdf">http://www.hbm.com.pl/pdf/a0633.pdf</a> , Stand: 25.02.2012
[30]	HBM: <a href="http://www.hottinger.sk/Prospekty/Sila/C6A/p_C6A_d.pdf">http://www.hottinger.sk/Prospekty/Sila/C6A/p_C6A_d.pdf</a> , Stand: 25.02.2012
[31]	HBM: Bedienungsanleitung RM4220, A1091-4.0 en/de
[32]	HBM: Für optimal Messdaten MGCplus, das ultimative, modulare, erweiterbare und konfigurierbare System, Prospekt von HBM
[33]	<a href="http://www.herion-systemtechnik.de/uploads/images/pdf/hs_d_1249_ng_10_3-wege_proportional_druckminderventil.pdf">http://www.herion-systemtechnik.de/uploads/images/pdf/hs_d_1249_ng_10_3-wege_proportional_druckminderventil.pdf</a> , Stand: 25.01.2012
[34]	HOFFMANN K.: <a href="http://www.hbm.com.pl/pdf/w1188.pdf">http://www.hbm.com.pl/pdf/w1188.pdf</a> , Stand: 15.03.2012
[35]	HYDROTECHNIK: <a href="http://www.hydrotechnik.com/download/pdf/MS5060_BAL_DEU.pdf">http://www.hydrotechnik.com/download/pdf/MS5060_BAL_DEU.pdf</a>
[36]	HYDROTECHNIK: <a href="http://www.eigenbrodt.se/Global/Produktprogram/Hydrotechnik/Hydrotechnik%20Produktinfo/MultiXtend%20UI.pdf">http://www.eigenbrodt.se/Global/Produktprogram/Hydrotechnik/Hydrotechnik%20Produktinfo/MultiXtend%20UI.pdf</a> , Stand: 28.10.2012
[37]	HYDROTECHNIK: <a href="http://www.hydrotechnik.fr/PDF/capteurs/CAPTEURS_en.pdf">http://www.hydrotechnik.fr/PDF/capteurs/CAPTEURS_en.pdf</a>
[38]	ISOTILDAM: <a href="http://www.isotildam.de/">http://www.isotildam.de/</a> , Stand: 22.08.2012
[39]	JUMO: <a href="http://lehrer.schule.at/hi/download/Regelungstechnik_JUMO.pdf">http://lehrer.schule.at/hi/download/Regelungstechnik_JUMO.pdf</a> , Stand: 15.05.2012

[40]	MicroEpsilon: <a href="http://www.micro-epsilon.de/displacement-position-sensors/laser-sensor/optoNCDT_1302/index.html">http://www.micro-epsilon.de/displacement-position-sensors/laser-sensor/optoNCDT_1302/index.html</a> , Stand: 1.10.2012
[41]	ROBOTERNETZ: <a href="http://www.rn-wissen.de/index.php/Regelungstechnik">http://www.rn-wissen.de/index.php/Regelungstechnik</a> , Stand: 10.05.2012
[42]	SAMSON: <a href="http://www.samson.de/pdf_de/l102de.pdf">http://www.samson.de/pdf_de/l102de.pdf</a> , Stand: 15.05.2012
[43]	SCHAEFFER: <a href="http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/catalogue_1/downloads_6/238_de_de.pdf">http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/catalogue_1/downloads_6/238_de_de.pdf</a> Stand: 15.09.2012
[44]	TU DRESDEN: <a href="http://tu-dresden.de/die_tu_dresden/fakultaeten/fakultaet_forst_geo_und_hydrowissenschaften/fachrichtung_wasserwesen/ifhm/meteorologie/studium_lehre/grdlmessen/grundlagen_des_messens_teil2.pdf">http://tu-dresden.de/die_tu_dresden/fakultaeten/fakultaet_forst_geo_und_hydrowissenschaften/fachrichtung_wasserwesen/ifhm/meteorologie/studium_lehre/grdlmessen/grundlagen_des_messens_teil2.pdf</a> , Stand: 15.09.2012
[45]	TR-SYSTEMTECHNIK: <a href="http://www.tr-systemtechnik.de/trgroup/Dokumente/Prospekte/IFK_2008_TR-Systemtechnik.pdf">http://www.tr-systemtechnik.de/trgroup/Dokumente/Prospekte/IFK_2008_TR-Systemtechnik.pdf</a> , Stand: 05.06.2012
[46]	UNIVERSITÄT STUTTGART: <a href="http://www.isd.uni-stuttgart.de/lehre/diplom/skripte/versuchstechnik/VT_K6.pdf">http://www.isd.uni-stuttgart.de/lehre/diplom/skripte/versuchstechnik/VT_K6.pdf</a> , Stand: 12.02.2012
[47]	WALTERBAI: <a href="http://www.walterbai.com/Bauteilpruefung/Gelenke.html">http://www.walterbai.com/Bauteilpruefung/Gelenke.html</a> , Stand: 15.07.2012
[27]	WIKIPEDIA: <a href="http://de.wikipedia.org/wiki/Schwingungsisolierung">http://de.wikipedia.org/wiki/Schwingungsisolierung</a> , Stand: 22.07.2012
[48]	WIKIPEDIA: <a href="http://de.wikipedia.org/wiki/Stetigventil">http://de.wikipedia.org/wiki/Stetigventil</a> , Stand: 09.09.2012
[49]	ZHAW: <a href="https://home.zhaw.ch/~wil/Modul-RT2.pdf">https://home.zhaw.ch/~wil/Modul-RT2.pdf</a> , Stand: 07.09.2012
[50]	ZWICK & ROELL: <a href="http://www.zwick.de/de/produkte/dynamische-und-ermuedungspruefmaschinen/servohydraulische-komponenten">http://www.zwick.de/de/produkte/dynamische-und-ermuedungspruefmaschinen/servohydraulische-komponenten</a> , Stand: 23.12.2011

## 9 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Entwicklungsprozess .....	3
Abbildung 2-1: Unterteilung nach Betriebsart .....	5
Abbildung 2-2: Prinzip eines Schwingprüfstandes .....	6
Abbildung 2-3: Prinzip Servoventil mit mechanischer Rückführung [12] .....	8
Abbildung 2-4: hydrostatischer Prüfzylinder [3] [50] .....	9
Abbildung 2-5: spielfreies Kugelgelenk (links); spielfreies Kardangelenk (rechts) [47] .....	10
Abbildung 2-6: Anschlusseinheit [50] .....	11
Abbildung 2-8: links, Empfängerisolation; rechts, Quellenisolation .....	11
Abbildung 2-7: CFM Schwingfundament [25] .....	11
Abbildung 2-9: Amplitudenfrequenzgang einer Schwingungsisolierung [27] mit verschiedenen Dämpfungen .....	12
Abbildung 2-10: Anordnung von Luftfedern der Baureihe GRB durch CFM, niederfrequente Luftfedern für hochdynamische Anwendung [25] .....	13
Abbildung 2-11: Beispiele von Schwingprüfständen, oben: Prüfung eines Raupenbagger-Unterwagens; Mitte und unten: Prüfung eines Bagger-Monoblockauslegers .....	14
Abbildung 3-1: Baugruppen eines typischen Radladers .....	16
Abbildung 3-2: Ermüdungsfestigkeit [8] .....	18
Abbildung 3-3: Wöhlerlinie .....	19
Abbildung 3-4: Klassiermethoden; links: Rain-Flow-Verfahren; rechts: Reservoir-Verfahren [8] .....	21
Abbildung 3-5: Y-Ladespiels [13] .....	21
Abbildung 3-6: Geradeausfahren ohne Nutzlast .....	22
Abbildung 3-7 :Geradeausfahren mit Nutzlast .....	22
Abbildung 3-8: Losbrechen .....	23
Abbildung 3-9: Eingraben .....	23
Abbildung 3-10: Lastzyklus der Hinterachsenkräfte anhand eines Y-Ladespiels .....	25
Abbildung 3-11: Lastzyklus der Lenkkräfte durch die Lenkzylinder anhand eines Y-Ladespiels .....	25
Abbildung 3-12: Grundlegende vereinfachte Schaltungskonzepte [4] .....	27
Abbildung 3-13: Ausführungsbeispiele einer Steuerkante [22] .....	30
Abbildung 3-14: Überdeckungsverhältnisse [4] .....	31
Abbildung 3-15: Hysterese [27] .....	32
Abbildung 3-16: Dither-Signal [11] .....	32
Abbildung 3-17: Ansprechempfindlichkeit [11] .....	32
Abbildung 3-18: Umkehrspanne [11] .....	32
Abbildung 3-19: Wiederholgenauigkeit [28] .....	33
Abbildung 3-20: Linearität [11] .....	33

Abbildung 3-21: Ansprechzeit [23].....	34
Abbildung 3-22: Phasenverschiebung .....	34
Abbildung 3-23: Amplitudenfrequenzgang und Phasengang eines Servoventils [23].....	35
Abbildung 3-24: Ausführung eines Proportionalmagneten [11] .....	36
Abbildung 3-25: Hubgesteuerter Proportionalmagnet ohne Lageregelung [11].....	37
Abbildung 3-26: Kraftgesteuerter Proportionalmagnet [11] .....	38
Abbildung 3-27: 2-Wege-Druckminderventil [6].....	39
Abbildung 3-28: 3-Wege-Druckminderventil [6].....	39
Abbildung 3-29: Vorgesteuertes 3-Wege-Druckminderventil [9].....	40
Abbildung 3-30: $\Delta p_{min}$ -Q-Kennlinie [3].....	41
Abbildung 3-31: $p_A$ -Q-Kennlinie [3] .....	42
Abbildung 3-32: Membranspeicher - Gasventil (1), Membran (2), Speichergehäuse (3), flüssigkeitsseitiger Anschluss (4) [22].....	43
Abbildung 3-33: p-V-Diagramm mit Kenngrößen für einen Hydrospeicher [4].....	44
Abbildung 3-35: Abhängigkeit des Adiabaten-Exponenten von Stickstoff und Helium vom Druck bei 0 und 100°C [3].....	46
Abbildung 3-34: richtige Anordnung zur Dämpfung der Druckpulsation des Pumpenförderstroms.....	46
Abbildung 3-36: Wirkschema eines Sensors [22].....	48
Abbildung 3-37: Messglieder einer Messkette in einem Messsystem [44] (aktiver Sensor)....	48
Abbildung 3-38: Prinzipieller Aufbau eines Folien-DMS [46].....	49
Abbildung 3-39: Dauerschwingdiagramm von DMS, Nullpunktdrift und Schadensbereich als Funktion von Amplitude und Lastspielzahl [16] .....	50
Abbildung 3-40: Wheatstone'sche Brückenschaltung [46] .....	51
Abbildung 3-41: Mögliche DMS-Brückenschaltungen [34] ( $U_E = U_B$ ).....	52
Abbildung 3-42: Gewählte Schaltung (Nummer 11, (Abbildung 3-41)).....	53
Abbildung 3-43: Nullpunktgleich .....	54
Abbildung 3-44: Kraftaufnehmer (HBM) [29].....	54
Abbildung 3-45: Verschiedene Temperaturprofile ergeben die gleiche resultierende Thermospannung $U_T$ .....	56
Abbildung 3-46: Thermopaare in verschiedenen Temperaturprofilen.....	56
Abbildung 3-48: Seebeck-Koeffizient für verschiedene Thermopaare [20].....	57
Abbildung 3-47: Anbindung der Thermoleitungen.....	57
Abbildung 3-49: Zweileiter Temperaturtransmitter .....	58
Abbildung 3-50: links: Stromadapter der Firma Hydrotechnik; rechts: Messbereich.....	58
Abbildung 3-51: Liebherr-Steuergerät.....	59
Abbildung 3-52: Offene Steuerkette.....	61
Abbildung 3-53: Geschlossener Regelkreis .....	61
Abbildung 3-54: Digitaler Regelkreis.....	62
Abbildung 3-55: Kenngrößen der Sprungantwort einer P-Regelstrecke.....	63

Abbildung 3-57: Umformen von Signalfussstrukturen .....	64
Abbildung 3-56: Beispiele für die Darstellung von Übertragungsblöcken .....	64
Abbildung 3-58: P0-Strecke.....	65
Abbildung 3-59: Totzeitglied .....	65
Abbildung 3-61: PT <sub>2</sub> -Strecke .....	66
Abbildung 3-60: PT <sub>1</sub> -Strecke .....	66
Abbildung 3-62: I-Strecke .....	67
Abbildung 3-63: D-Strecke .....	67
Abbildung 3-65: Vereinfachtes Modell eines Zylinders.....	68
Abbildung 3-66: Linearisiertes Modell eines Zylinders .....	68
Abbildung 3-64: Linearisierung im Arbeitspunkt.....	68
Abbildung 3-67: Vereinfachtes Modell eines 2-Wege-DMV .....	69
Abbildung 3-68: Linearisiertes Modell eines 2-Wege-DMV .....	70
Abbildung 3-69: P-Regler .....	71
Abbildung 3-70: D-Regler .....	71
Abbildung 3-71: I-Regler.....	71
Abbildung 3-72: PI-Regler .....	72
Abbildung 3-73: PID-Regler.....	72
Abbildung 4-1: Differentialzylinder .....	77
Abbildung 4-2: Ventilkonzepte .....	80
Abbildung 4-3: Verluste an Hydropumpen [22] .....	83
Abbildung 4-4: Stribeck-Diagramm [24] .....	84
Abbildung 4-5: Leckvolumenstromverluste durch Überdeckungsverhältnisse [11] .....	85
Abbildung 4-6: Aufspannkonzep Draufsicht .....	88
Abbildung 4-7: Aufspannkonzep Schnitt A-A .....	88
Abbildung 4-9: Aufspannkonzep Schnitt B-B .....	89
Abbildung 4-8: Aufspannkonzep Schnitt C-C .....	89
Abbildung 4-10: Kontaktpunkte am Hinterwagen .....	90
Abbildung 4-11: Kontaktpunkte am Hinterwagen .....	91
Abbildung 4-12: Radialgelenklager [43] .....	92
Abbildung 4-13: Abschätzen der Lagerspiele .....	92
Abbildung 4-14: Zusammenhang im Wöhler-Diagramm .....	94
Abbildung 4-15: Vereinfachtes Modell zur Abschätzung der kritischen Beschleunigungskräfte, hervorgerufen durch die Prüffrequenz .....	94
Abbildung 4-16: Vereinfachtes Modell zur Abschätzung der Eigenfrequenz .....	95
Abbildung 4-17: Steifigkeit des Zylinder mit zwei wirksamen Ölsäulen .....	96
Abbildung 4-19: gemessene Elastizitätsmodule an ölgefüllten Schläuchen [22] .....	97
Abbildung 4-18: Steifigkeit des Zylinder mit einer wirksamen Ölsäule .....	97

Abbildung 4-20: Steifigkeit eines Zylinder mit zwei wirksamen Ölsäulen mit Zuleitungen .....	98
Abbildung 4-21: Ersatzsystems des Hinterwagens .....	98
Abbildung 4-22: Federsteifigkeit des Prüfaufbaus über die Kolbenposition .....	99
Abbildung 4-23: Eigenfrequenz des Prüfaufbaus über die Kolbenposition .....	100
Abbildung 4-24: Einfluss des Kraftverlaufs auf die Schädigung .....	102
Abbildung 4-25: Einfluss des Kraftbereichs auf die Schädigung .....	102
Abbildung 4-26: Mittelspannungseinfluss auf die Ermüdungsfestigkeit .....	103
Abbildung 4-27: Fälle der Krafteinleitung .....	103
Abbildung 4-29: links: $p_v$ -I-Kennlinie; rechts: $p_v$ -Q-Kennlinie [33] des gewählten Ventils; ....	106
Abbildung 4-28: Herionventil, Schaltsymbol des Ventils [33] .....	106
Abbildung 4-30: $\Delta p_v$ -Q-Kennlinie; [33] .....	107
Abbildung 4-31: Nutzvolumen eines 2l-Speichers in Abhängigkeit vom Vorfülldruck (mit $p_2=265\text{bar}$ , $p_1=255\text{bar}$ , $V_0=2\text{l}$ ) .....	108
Abbildung 5-1: Ideen für den Lastrahmen des Vorprüfstandes .....	111
Abbildung 5-2: Blattfederprüfstand, mechanischer Aufbau; Konsole1(1), Konsole2(2), I-Träger(7), Blattfeder(4), Anschlusselement(5), Differentialzylinder(6), Stützfeder(7) .....	112
Abbildung 5-3: Detail Ventilblock; Differentialzylinder(6), Ventilblock(8), Ventilplatte(9) .....	112
Abbildung 5-4: Erster Entwurf, sehr hohe Kerbspannungen .....	113
Abbildung 5-5: Zweiter Entwurf, materialoptimiert .....	113
Abbildung 5-6: Dritter Entwurf, einfache Form .....	113
Abbildung 5-7: analytisches Rechenmodell der Blattfeder .....	114
Abbildung 5-8: Biegespannungsverlauf .....	115
Abbildung 5-9: Verformung der Blattfeder .....	115
Abbildung 5-10: Maximale Druckspannung .....	116
Abbildung 5-11: vertikaler Fehler durch Kreisbahn (bei einem Zylinderhub von 10mm) .....	117
Abbildung 5-12: Einfluss der Krafteinleitung: links: ohne Maßnahmen; rechts: mit Maßnahmen .....	117
Abbildung 5-13: Detail: Schraubenverbindungen; links: Verbindung der Konsole1 mit der Blattfeder; rechts: Verbindung der Blattfeder mit dem Anschlusselement .....	118
Abbildung 5-14: Vereinfachtes Modell der Belastung .....	119
Abbildung 5-15: Querschnitt: I-Träger .....	119
Abbildung 5-16: Verformung des Lastrahmens .....	120
Abbildung 5-17: grobe Analyse der Eigenmoden (erste Eigenfrequenz bereits bei 3,25Hz), ohne Stützfeder .....	121
Abbildung 5-18: Messaufbau des Blattfederprüfstandes: Kraft(1), Druckmessung(2), Volumenstrommessung(3), Temperaturmessung (4), Wegmessung(5) .....	122
Abbildung 5-19: Vereinfachtes Schaltschema des Blattfederprüfstandes bzw. des Ventiltests. Die strichlierten Linien stellen die Erweiterungen des Prüfstandes dar. Ölversorgung durch Radlader(1), DMV(2), Zylinder(3), Prüfling(4), 6l	

Speicherbatterie(5), 2l Speicher(6), 0,32l Speicher(7), einstellbare Drossel(8), Rückschlagventil(9); die gestrichelten Elemente zeigen den modifizierten Aufbau.....	123
Abbildung 5-20: DMS auf Zug kalibrieren .....	124
Abbildung 5-21: Vorrichtungen zum Kalibrieren der DMS auf Zug (oben) und auf Druck (unten).....	125
Abbildung 5-22: Messaufbau beim DMS-Kalibrieren .....	126
Abbildung 6-1: Vergleichsspannungsverteilung bei Zug- und Druckbeanspruchung.....	130
Abbildung 6-2: Ventilttest.....	131
Abbildung 6-3: Verschieben des Arbeitsbereiches durch Bypass .....	134
Abbildung 6-4: Zusammenhang zwischen Verbraucherdruck und Volumenstrom.....	135
Abbildung 6-5: Amplitudengang und Phasengang von der Strecke des Ventilttestprüfaufbaus .....	136
Abbildung 6-6: Blattfederprüfstand .....	136
Abbildung 6-7: Einfluss der Walzrichtung auf das E-Modul [18].....	137
Abbildung 6-8: Messstellen mit dem Handmessgerät: Messturbine(1), Drossel (2), Oberfläche des Ventils(3), Zuleitung (4), Manteloberfläche des Zylinders(5) (in Position des Kolbens).....	139
Abbildung 6-9: Wechselnde Belastung .....	140
Abbildung 6-10: Gegenüberstellung: gesteuert und druckgeregelt .....	140
Abbildung 11-1: Driften des DMS-Signals.....	164
Abbildung 11-2: Auswirkung auf die DMS-Kennlinie (mit HBM-Split als Messverstärker, Signal ist nicht kalibriert).....	164
Abbildung 11-3: Aufgenommene Signale während der Kalibrierung .....	165
Abbildung 11-4: DMS-Kennlinie, mit 1000Hz R4220 Messverstärkereinstellung.....	165
Abbildung 11-5: DMS-Kennlinie, mit 3Hz R4220 Messverstärkereinstellung .....	166
Abbildung 11-6: Druckaufnehmer-Kennlinie .....	166
Abbildung 11-7: relativer Fehler des DMS-Signals und des Druckaufnehmersignals.....	167
Abbildung 11-8: absoluter Fehler des DMS-Signals und des Druckaufnehmersignals.....	167
Abbildung 11-9: DMS-Kennlinie.....	168
Abbildung 11-10: Sprungaufnahme mit Standard-Liebherr-Einstellung für das Dithersignal .....	169
Abbildung 11-11: Sprungaufnahme mit 50Hz 60mA Dithersignaleinstellung.....	169
Abbildung 11-12: Sprungaufnahme mit 40Hz 200mA Dithersignaleinstellung.....	170
Abbildung 11-13: Sinus 0,5 Hz mit Standard-Liebherr-Einstellung für das Dithersignal (Speicher in der Versorgungleitung [ $V_0=2l$ , $p_0=100bar$ ]) .....	170
Abbildung 11-14: Sinus 0,1Hz mit 40Hz 200mA Dithersignaleinstellung (Speicher in der Versorgungleitung [ $V_0=2l$ , $p_0=100bar$ ]) .....	171
Abbildung 11-15: Sinus 0,1Hz mit 40Hz 200mA Dithersignaleinstellung (Speicher in der Versorgungleitung [ $V_0=2l$ , $p_0=100bar$ ]) .....	171
Abbildung 11-16: Sprung von 0 auf 180 bar ohne Speicher.....	172

Abbildung 11-17: Sprung von 0 auf 180 bar mit einem Speicher in der Versorgungsleitung ( $V_0=2l$ , $p_0=100\text{bar}$ ).....	172
Abbildung 11-18: Sprung mit 6l-Speicherbatterie ( $p_0=1,5\text{bar}$ ) in der Tankleitung .....	173
Abbildung 11-19: Sprung mit 0,32l Speicher ( $p_0=1\text{bar}$ ) .....	173
Abbildung 11-20: Sinus 0,5 Hz mit allen Maßnahmen für eine gute Einbettung des Ventils	174
Abbildung 11-21: Sprungaufnahme mit Bypass .....	174
Abbildung 11-22: Ventiltest: Sprung mit Bypass und ohne Bypass .....	175
Abbildung 11-23: Totzeit.....	175
Abbildung 11-24: Ventiltest mit Bypass .....	176
Abbildung 11-25: Kraftsignal mit 1000Hz abgetastet .....	176
Abbildung 11-26: $p_v$ -I-Kennlinien; oben: mit und ohne Bypass; unten: mit Bypass bei verschiedenen Frequenzen.....	177
Abbildung 11-27: Temperatur an der Mantelfläche des Zylinders .....	178
Abbildung 11-28: Zylinderreibung .....	178
Abbildung 11-29: Einfluss der Temperatur auf die Drücke (gesteuerter Betrieb).....	178
Abbildung 11-30: Einfluss der Betriebstemperatur auf die Kraft (gesteuerter Betrieb) .....	179
Abbildung 11-31: Einfluss der Temperatur auf die Reibung (gesteuerter Betrieb).....	179
Abbildung 11-32: Einfluss der Temperatur auf den Federweg (gesteuerter Betrieb).....	180

## 10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1: Lastkollektiv anhand eines Y-Ladespiels (30 Sekunden) .....	24
Tabelle 3-2: Gegenüberstellung - Proportionalventile vs. Servoventile [11] .....	35
Tabelle 3-3: Einstellen der Abtastzeit mit Kenngrößen der Regelstreckensprung-antwort. ...	63
Tabelle 3-4: Wahl eines geeigneten Reglers bei gegebener Strecke.....	73
Tabelle 3-5: Einstellen mit Werten der Stabilitätsgrenze.....	74
Tabelle 4-1: Summe der Spiele bedingt durch Lagerluft und Spiele der einzelnen Komponenten im Aufspannkonzert an der jeweiligen Krafteinleitungsstelle ..	93

## 11 Anhang

<b>Anhang A: Berechnungen .....</b>	<b>156</b>
<b>Anhang B: Diagramme .....</b>	<b>164</b>
<b>Anhang C: Fertigungszeichnungen / Stücklisten / Datenblätter .....</b>	<b>181</b>

## Anhang A: Berechnungen

### Energiemethoden

Die Arbeit ist durch die Verschiebung einer Kraft bzw. Verdrehung eines Momentes, die in die gleiche Richtung wie die Verschiebungsrichtung bzw. Verdrehungsrichtung verläuft, definiert [19]. Bei linear elastischem Materialverhalten (Hook'sches Gesetz) ist die Kraft proportional zur Verschiebung bzw. das Moment proportional zur Verdrehung (lineare Feder). Äußere Lasten, die an einem Körper angreifen, bewirken Deformationen. Wenn diese äußere Arbeit nicht in Form von Wärme verloren geht, ist sie gleich der inneren Arbeit, welche auch Formänderungsenergie genannt wird. Diese Formänderungsenergie ist die Ursache von Spannungen im Körperinneren.

Zum Beispiel bewirkt eine Zugkraft, welche an einem Stab angreift, eine Zugspannung im Inneren des Stabes.

$$U_a = \int_0^{\Delta l} F * dx = \int_0^{\Delta l} \frac{F * x}{l} dx = \frac{1}{2} * F * g \quad (11.1)$$

$$dU_i = \frac{1}{2} * dN * dg \quad (11.2)$$

$$dN = \sigma * dA = \sigma_z * dz * dy \quad (11.3)$$

$$d\Delta l = \epsilon_x * dx \quad (11.4)$$

$$dU_i = \frac{1}{2} * \sigma_z * \epsilon_x * dV \quad (11.5)$$

$$\epsilon_x = \frac{\sigma_z}{E} \quad (11.6)$$

$$U_i = \int_0^l \frac{\sigma_z^2}{2 * E} * A * dx = \int_0^l \frac{N^2}{2 * E * A} dx \quad (11.7)$$

### Formänderungsenergie

$$U_i = \int_0^l \frac{N^2}{2 * E * A} dx + \int_0^l \frac{M^2}{2 * E * I} dx + \int_0^l \frac{Q^2}{2 * G * A_s} dx + \int_0^l \frac{M_T^2}{2 * G * J} dx \quad (11.8)$$

Die Energiemethoden beruhen auf dem Energiegleichgewicht. Des Weiteren wird in dieser Arbeit nur die mechanische Energie berücksichtigt und es wird davon ausgegangen, dass die Belastung auf den zu betrachtenden Körper hinreichend langsam erfolgt und somit die kinetische Energie vernachlässigt werden kann.

Die äußere Belastung verrichtet eine äußere Arbeit, welche in Form von Formänderungsenergie im Inneren des Körpers gespeichert wird. Bei einer Entlastung wird die gespeicherte Formänderungsenergie wieder freigegeben und der Körper nimmt seine Ursprungsform wieder ein (keine plastische Verformung).

Deshalb kann man mathematisch formulieren:

$$U_i = U_a \quad (11.9)$$

### Virtuelle Kräfte

Das Prinzip der virtuellen Kräfte dient dazu den Neigungswinkel und die Verschiebung an jedem Punkt eines Bauteils zu bestimmen. Eine virtuelle Kraft oder ein virtuelles Moment ist

eine gedachte Kraft bzw. ein gedachtes Moment. Diese virtuellen Lasten rufen bei einer Verformung oder Verschiebung eine virtuelle Arbeit hervor.

$$\delta U_i = \delta F * \Delta l \quad (11.10)$$

Prinzip:

Im folgenden Bauteil, welches realen Lasten ausgesetzt und unverschiebbar gelagert ist, interessiert uns die Verschiebung  $g$  an einem bestimmten Punkt zufolge dieser realen Lasten. Da uns die Verschiebung an einem Punkt interessiert, in welchem keine äußere Last angreift, erscheint hier die unbekannte Verschiebung nicht als eine äußere Arbeit verrichtender Anteil in der Gleichung. Somit muss hier um die Verschiebung zu ermitteln, eine äußere virtuelle Kraft  $\delta F$ , welche in die gleiche Richtung wie die Verschiebung wirkt, am Punkt A des Körpers angesetzt werden. Diese äußere virtuelle Kraft ruft eine innere virtuelle Schnittgröße  $\delta S$  hervor. Aufgrund der Gleichgewichtsverbindung stehen  $\delta F$  und  $\delta S$  miteinander in Beziehung und der ganze Körper erfährt eine virtuelle Verschiebung durch die virtuelle Kraft. Die Erhaltung der virtuellen Energie wird durch folgenden Sachverhalt beschrieben:

$$\delta U_i = \delta U_a \quad (11.11)$$

$$\delta F * g = \sum \delta S * dL \quad (11.12)$$

Die rechte Seite repräsentiert die innere virtuelle Arbeit. Da von einem linear elastischen Materialverhalten ausgegangen wird, lässt sich die virtuelle Arbeit durch die Formeln für die elastische Formänderungsenergie ableiten. Bei der Formänderungsenergie wird davon ausgegangen, dass die Schnittgrößen  $N$ ,  $Q$ ,  $M$  oder  $M_T$  langsam von Null beginnend auf den jeweiligen Endwert vergrößert werden. Daher ist die durch die Schnittgröße verrichtete Arbeit die Hälfte des Produktes der Schnittgröße und deren Verschiebung.

Bei der virtuellen Arbeit wird jedoch davon ausgegangen, dass die volle virtuelle Belastung bereits vorhanden ist, wenn die realen Belastungen zusammenfallende Verschiebungen verursachen. Deshalb ist die innere virtuelle Arbeit nur das Produkt der inneren virtuellen Schnittgröße und der zugehörigen realen Verschiebung. Da die virtuelle Schnittgröße im linear elastischen Fall proportional zur äußeren virtuellen Last ist, gilt:

$$\delta N = \bar{N} * \delta F \quad (11.13)$$

$$\delta Q = \bar{Q} * \delta F \quad (11.14)$$

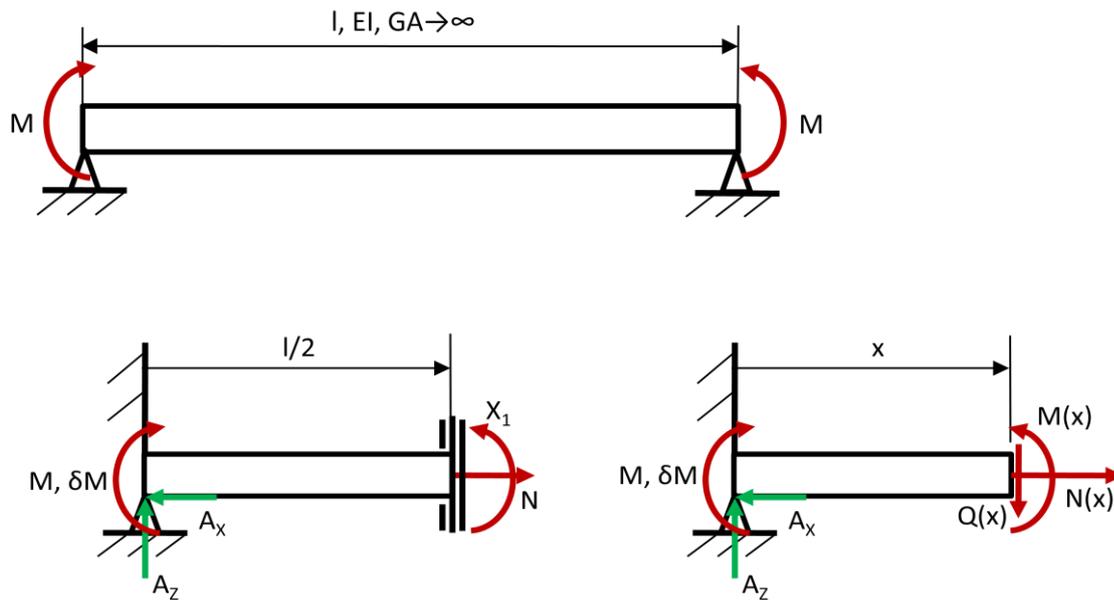
$$\delta M = \bar{M} * \delta F \quad (11.15)$$

$$\delta M_T = \bar{M}_T * \delta F \quad (11.16)$$

Somit kann das Prinzip der virtuellen Arbeit für einen Körper eingesetzt werden.

$$g * \delta F = \int_0^l \frac{N * \bar{N} * \delta F}{E * A} dx + \int_0^l \frac{M * \bar{M} * \delta F}{E * I} dx + \int_0^l \frac{Q * \bar{Q} * \delta F}{G * A_S} dx + \int_0^l \frac{M_T * \bar{M}_T * \delta F}{G * J} dx \quad (11.17)$$

## Beispiel: Balken unter Momenten-Belastung



Lagerreaktionen:

$$\sum F_x = A_x - N \quad (11.18)$$

$$\sum F_z = 0 = A_z \quad (11.19)$$

$$\sum M_A = 0 = M + \delta M - X_1 \quad (11.20)$$

$$A_x = N \quad (11.21)$$

$$M + \delta M = X_1 \quad (11.22)$$

Schnittkräfte:

$$M(x) = M + \delta M \quad (11.23)$$

Gleichung der virtuellen Arbeit

$$\alpha = \int_0^{l_{LR}} \frac{M * \bar{M} * \delta M}{E * I_{yy}} dx = \int_0^{l_{LR}} \frac{M}{E * I_{yy}} dx \quad (11.24)$$

$$\alpha = \frac{M * l_{LR}/2}{E * I_{yy}} \quad (11.25)$$

**Satz von Castigliano bzw. Menabrea**

Der erste Satz von Castigliano besagt, dass für die Bestimmung der Verschiebung oder des Neigungswinkels an einem beliebigen Punkt des Körpers die Verschiebung bzw. Verdrehung gleich der ersten partiellen Ableitung der Formänderungsenergie im Körper bezüglich der an diesem Punkt angreifenden Kraft bzw. des Momentes in Richtung der Verschiebung bzw. Verdrehung ist.

$$g = \frac{\partial U_i}{\partial F} \quad (11.26)$$

$$g = \frac{\partial}{\partial F} \left( \sum \left( \int_0^l \frac{N^2}{2 * E * A} dx + \int_0^l \frac{M^2}{2 * E * I} dx + \int_0^l \frac{Q^2}{2 * G * A_S} dx + \int_0^l \frac{M_T^2}{2 * G * J} dx \right) \right) \quad (11.27)$$

Es ist einfacher bei der Auswertung die Differentiation gegen die Summation zu vertauschen. Somit folgt:

$$g = \sum \left( \int_0^l \left( \frac{\partial N}{\partial F} \right) \frac{N}{E * A} dx + \int_0^l \left( \frac{\partial M}{\partial F} \right) \frac{M}{E * I} dx + \int_0^l \left( \frac{\partial Q}{\partial F} \right) \frac{Q}{G * A_S} dx + \int_0^l \left( \frac{\partial M_T}{\partial F} \right) \frac{M_T}{G * J} dx \right) \quad (11.28)$$

Eine interessante Anwendung des ersten Satzes von Castigliano ist die Anwendung auf Systeme, bei denen die Verschiebung in Lastrichtung null ist. Solche Lasten sind im allgemeinen Reaktionskräfte.

$$\frac{\partial U_a}{\partial F} = 0 \quad (11.29)$$

Diese Anwendung wird als **Satz von Menabrea** bezeichnet.

Die im vorigen Kapitel beschriebene Methode zur Ermittlung der Verschiebung bzw. Verdrehung mit der virtuellen Arbeit unterscheidet sich durch die Terme

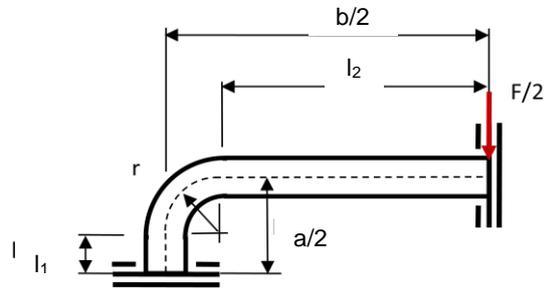
$$\bar{N} \text{ und } \frac{\partial N}{\partial F}, \bar{Q} \text{ und } \frac{\partial Q}{\partial F}, \bar{M} \text{ und } \frac{\partial M}{\partial F}, \bar{M}_T \text{ und } \frac{\partial M_T}{\partial F}.$$

Sie repräsentieren jedoch das Gleiche. Der Unterschied besteht in der Anwendung für Systeme mit statisch unbestimmten (überbestimmten) Systemen. Für solche Systeme werden der erste Satz von Castigliano und der Satz von Menabrea angewendet. Hierzu müssen zur Berechnung der Lagerreaktionen zusätzliche Verformungsbedingungen aufgestellt werden. Anstatt der Lagerreaktionen müssen an entsprechenden Punkten Lasten angebracht werden, um ein gleichwertiges im Gleichgewicht befindliches System zu bekommen. Diese Lasten sind zunächst unbekannt. Da an dieser Stelle eigentlich nicht verschiebbare Lager vorliegen, kann der Satz von Menabrea angewendet werden. Je nach Unbestimmtheit liegen somit zusätzliche Gleichungen vor.

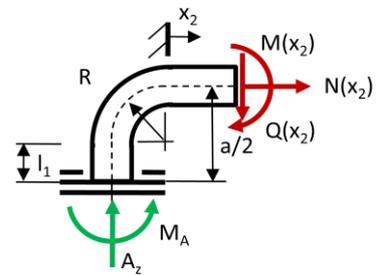
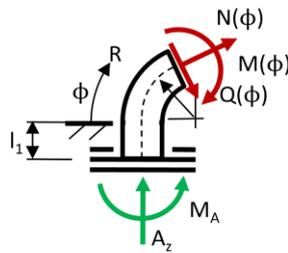
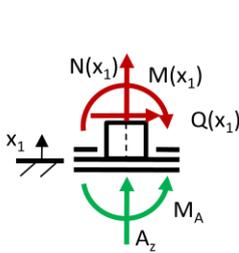
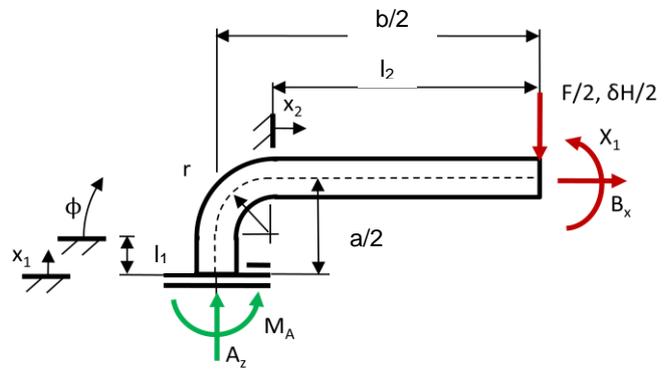
$$\frac{\partial U_i}{\partial F_j} = 0 \quad (11.30)$$

**Blattfederberechnung:**

Statisch unbestimmtes System:



Statisch bestimmtes Ersatzsystem mit der Hilfsgröße  $X_1$ :



Lagerreaktionen:

$$\sum F_x = 0 \tag{11.31}$$

$$\sum F_z = 0 = \frac{F}{2} + \delta H - A_z \tag{11.32}$$

$$\sum M_A = 0 = \frac{F}{2} * \frac{b}{2} + \frac{\delta H}{2} * \frac{b}{2} - M_A - X_1 \tag{11.33}$$

$$A_z = \frac{F}{2} + \delta H \tag{11.34}$$

$$M_A = \frac{F}{2} * \frac{b}{2} + \frac{\delta H}{2} * \frac{b}{2} - X_1 \tag{11.35}$$

Schnittkräfte:

$$0 \leq x_1 < l_1$$

$$M(x_1) = M_A = \frac{F}{2} * \frac{b}{2} + \frac{\delta H}{2} * \frac{b}{2} - X_1 \tag{11.36}$$

$$Q(x_1) = 0 \tag{11.37}$$

$$N(x_1) = -A_z = -\frac{F}{2} - \delta H \tag{11.38}$$

$$0 \leq \Phi < 90^\circ$$

$$M(\Phi) = M_A - A_Z * R * (1 - \cos \Phi) \quad (11.39)$$

$$M(\Phi) = \frac{F}{2} * \frac{b}{2} + \frac{\delta H}{2} * \frac{b}{2} - X_1 - \left( \frac{F}{2} + \delta H \right) * R * (1 - \cos \Phi) \quad (11.40)$$

$$Q(\Phi) = A_Z * \sin \Phi = \left( \frac{F}{2} + \delta H \right) * \sin \Phi \quad (11.41)$$

$$N(\Phi) = -A_Z * \cos \Phi = \left( \frac{F}{2} + \delta H \right) * \cos \Phi \quad (11.42)$$

$$0 \leq x_2 < l_2$$

$$M(x_2) = M_A - A_Z * (R + x_2) = \frac{F}{2} * \frac{b}{2} + \frac{\delta H}{2} * \frac{b}{2} - X_1 - \left( \frac{F}{2} + \delta H \right) * (R + x_2) \quad (11.43)$$

$$Q(x_2) = A_Z = \frac{F}{2} + \delta H \quad (11.44)$$

$$N(x_2) = 0 \quad (11.45)$$

Berechnung der statisch unbestimmten Kräfte bzw. Momente  $X_1$  des Systems unter Verwendung des Satzes von Menabrea. Hier kann die vorab eingeführte Hilfskraft  $\delta H$  weggelassen werden.

$$\frac{\partial U}{\partial X_1} = 0 \quad (11.46)$$

Maple Berechnung:

```
> g[1] := [1/(E)]*(1/I_1*(Int((M1(x1, X1))*Diff(M1(x1, X1), X1), x1=0..l1))+1/I_2*
Int((M2(phi, X1))*Diff(M2(phi, X1), X1))*R, phi=0..alpha)+1/I_3*(Int((M3(x2, X1))
*Diff(M3(x2, X1), X1), x2=0..l2)));
```

$$\varepsilon_l = \left[ \frac{1}{E} \right] \left( \frac{\int_0^{l_1} \left( \frac{1}{4} F b - X_1 \right) \left( \frac{\partial}{\partial X_1} \left( \frac{1}{4} F b - X_1 \right) \right) dx_1}{I_1} + \frac{\int_0^{\alpha} \left( \frac{1}{4} F b - X_1 - \frac{1}{2} F R (1 - \cos(\phi)) \right) \left( \frac{\partial}{\partial X_1} \left( \frac{1}{4} F b - X_1 - \frac{1}{2} F R (1 - \cos(\phi)) \right) \right) R d\phi}{I_2} + \frac{\int_0^{l_2} \left( \frac{1}{4} F b - X_1 - \frac{1}{2} F (R + x_2) \right) \left( \frac{\partial}{\partial X_1} \left( \frac{1}{4} F b - X_1 - \frac{1}{2} F (R + x_2) \right) \right) dx_2}{I_3} \right)$$

```

> X1:=solve(g1,X1);
> F:=200000;l1:=.1875;
> l2:=1.320;alpha:=evalf(Pi)/2;
> b:=.139;R:=.100;
> I_1:=.125^3*.100/12;I_2:=.125^3*.100/12;I_3:=.125^3*.100/12;
> X1:=evalf(subs(X1));

```

```

F = 200000
l1 = .1875
l2 = 1.320
alpha = 1.570796327
b = .139
R = .100
I_1 = .00001627604167
I_2 = .00001627604167
I_3 = .00001627604167
X1 = -53660.37535

```

>

Berechnung der Verformung an der Kräfteinleitungsstelle unter Verwendung des Satzes von Castigliano.

$$g = \frac{\partial U_i}{\partial \frac{\delta H}{2}} \quad (11.47)$$

Maple Berechnung:

```

> g11:=-Int((M1(x1,0)*Diff(M1(x1,H),H)),x1=0..l1);g12:=-Int((M2(phi,0)*Diff(M2(phi,H),H))*R,phi=0..alpha);g13:=-Int((M3(x2,0)*Diff(M3(x2,H),H)),x2=0..l2);g14:=-Int((N1(x1,0)*Diff(N1(x1,H),H)),x1=0..l2);g15:=-Int((N2(phi,0)*Diff(N2(phi,H),H))*R,phi=0..alpha);

```

$$g_{11} = \int_0^{l1} \left( \frac{1}{4} F b - Xl \right) \left( \frac{\partial}{\partial H} \left( \frac{1}{4} F b + \frac{1}{4} H b - Xl \right) \right) dx1$$

$$g_{12} = \int_0^{\alpha} \left( \frac{1}{4} F b - Xl - \frac{1}{2} F R (1 - \cos(\phi)) \right) \left( \frac{\partial}{\partial H} \left( \frac{1}{4} F b + \frac{1}{4} H b - Xl - \left( \frac{1}{2} F + \frac{1}{2} H \right) R (1 - \cos(\phi)) \right) \right) R d\phi$$

$$g_{13} = \int_0^{l2} \left( \frac{1}{4} F b - Xl - \frac{1}{2} F (R + x2) \right) \left( \frac{\partial}{\partial H} \left( \frac{1}{4} F b + \frac{1}{4} H b - Xl - \left( \frac{1}{2} F + \frac{1}{2} H \right) (R + x2) \right) \right) dx2$$

$$g_{14} = \int_0^{l2} -\frac{1}{2} F \left( \frac{\partial}{\partial H} \left( -\frac{1}{2} F - \frac{1}{2} H \right) \right) dx1$$

$$g_{15} = \int_0^{\alpha} -\frac{1}{2} F \cos(\phi) \left( \frac{\partial}{\partial H} \left( -\left( \frac{1}{2} F + \frac{1}{2} H \right) \cos(\phi) \right) \right) R d\phi$$

>  $g_l := [1/E] * (1/I_1 * g_{l1} + 1/I_2 * g_{l2} + 1/I_3 * g_{l3}) + 1/E * (1/A_1 * g_{l4} + 1/A_2 * g_{l5}) - g;$

$$g_l = \left[ \frac{1}{E} \right] \left( \frac{\int_0^{l_1} \left( \frac{1}{4} F b - Xl \right) \left( \frac{\partial}{\partial H} \left( \frac{1}{4} F b + \frac{1}{4} H b - Xl \right) \right) dx_1}{I_1} \right. \\ + \frac{\int_0^{\alpha} \left( \frac{1}{4} F b - Xl - \frac{1}{2} F R (1 - \cos(\phi)) \right) \left( \frac{\partial}{\partial H} \left( \frac{1}{4} F b + \frac{1}{4} H b - Xl - \left( \frac{1}{2} F + \frac{1}{2} H \right) R (1 - \cos(\phi)) \right) \right) R d\phi}{I_2} \\ + \frac{\int_0^{l_2} \left( \frac{1}{4} F b - Xl - \frac{1}{2} F (R + x_2) \right) \left( \frac{\partial}{\partial H} \left( \frac{1}{4} F b + \frac{1}{4} H b - Xl - \left( \frac{1}{2} F + \frac{1}{2} H \right) (R + x_2) \right) \right) dx_2}{I_3} \right) \\ + \frac{\int_0^{l_2} -\frac{1}{2} F \left( \frac{\partial}{\partial H} \left( -\frac{1}{2} F - \frac{1}{2} H \right) \right) dx_1}{A_1} + \frac{\int_0^{\alpha} -\frac{1}{2} F \cos(\phi) \left( \frac{\partial}{\partial H} \left( -\left( \frac{1}{2} F + \frac{1}{2} H \right) \cos(\phi) \right) \right) R d\phi}{A_2} \right) - g$$

>

>  $F := 200000; l_1 := .1875; Xl := -53660.37535; E := 210000 * 10^6; A_1 := .1 * .125; A_2 := .1 * .125;$

>  $l_2 := 1.320; \alpha := \text{evalf}(\text{Pi})/2;$

>  $b := .139; R := .100;$

>  $I_1 := .125^3 * .100/12; I_2 := .125^3 * .100/12; I_3 := .125^3 * .100/12;$

>

>  $f := \text{evalf}(\text{subs}(f));$

$$F = 200000$$

$$l_1 = .1875$$

$$Xl = -53660.37535$$

$$E = 210000000000$$

$$A_1 = .0125$$

$$A_2 = .0125$$

$$l_2 = 1.320$$

$$\alpha = 1.570796327$$

$$b = .139$$

$$R = .100$$

$$I_1 = .00001627604167$$

$$I_2 = .00001627604167$$

$$I_3 = .00001627604167$$

$$f = .005043497054$$

>

## Anhang B: Diagramme

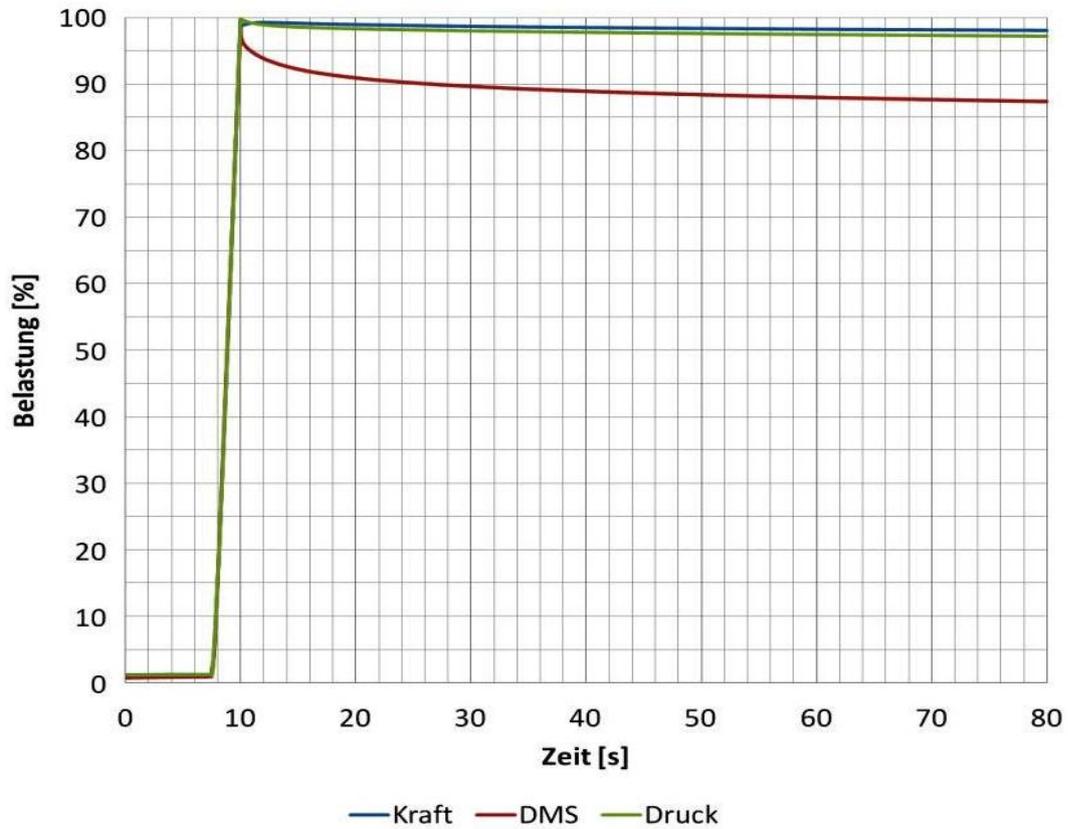


Abbildung 11-1: Driften des DMS-Signals

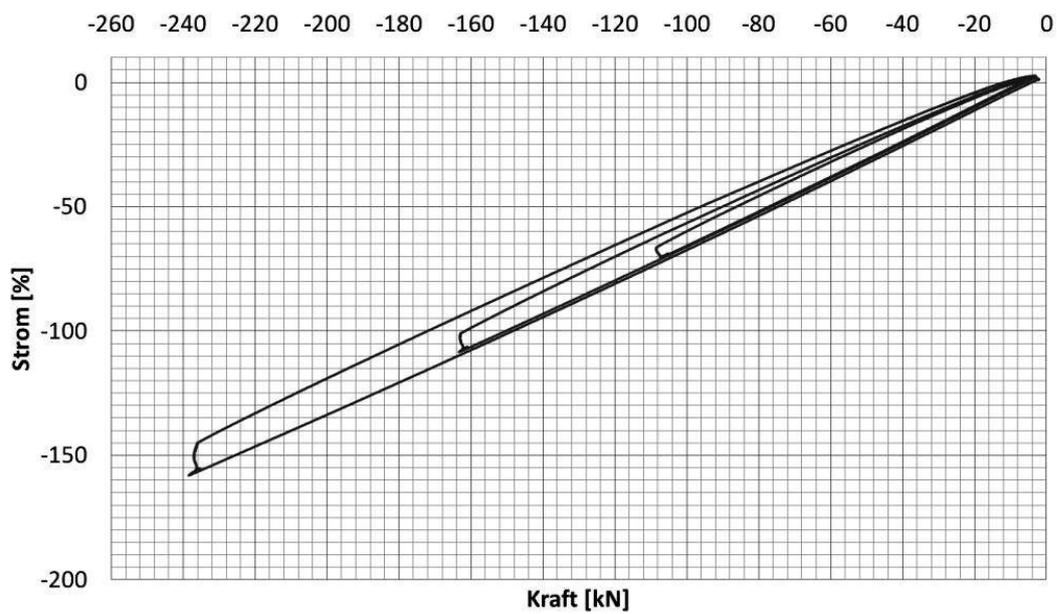


Abbildung 11-2: Auswirkung auf die DMS-Kennlinie (mit HBM-Split als Messverstärker, Signal ist nicht kalibriert)

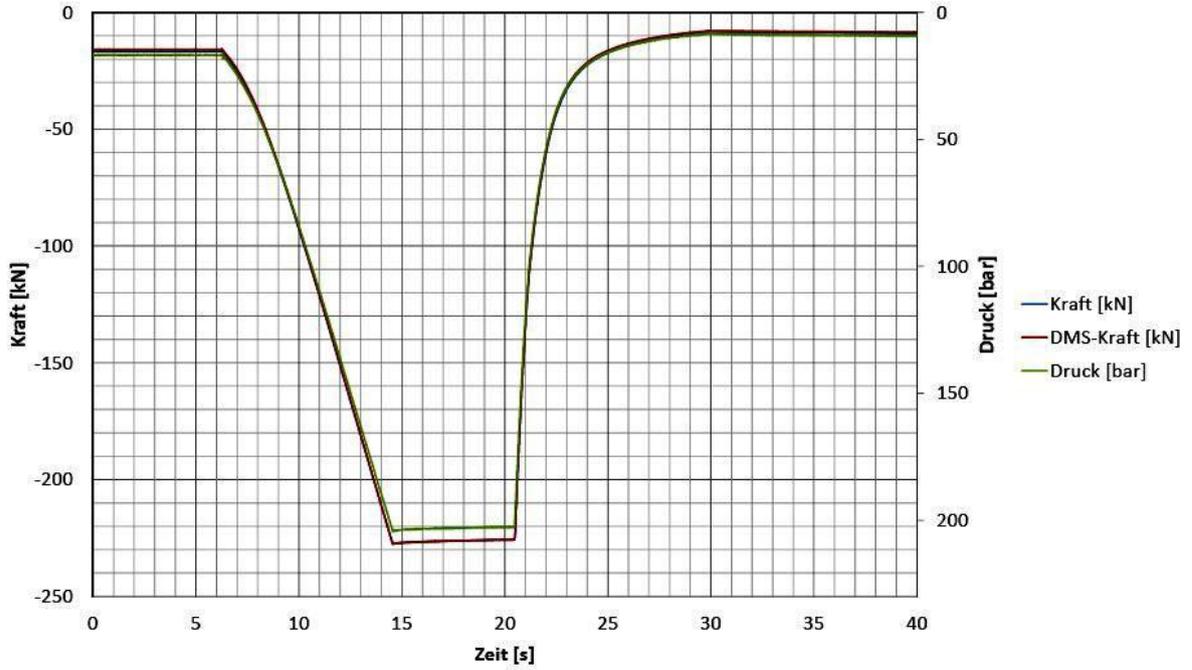


Abbildung 11-3: Aufgenommene Signale während der Kalibrierung

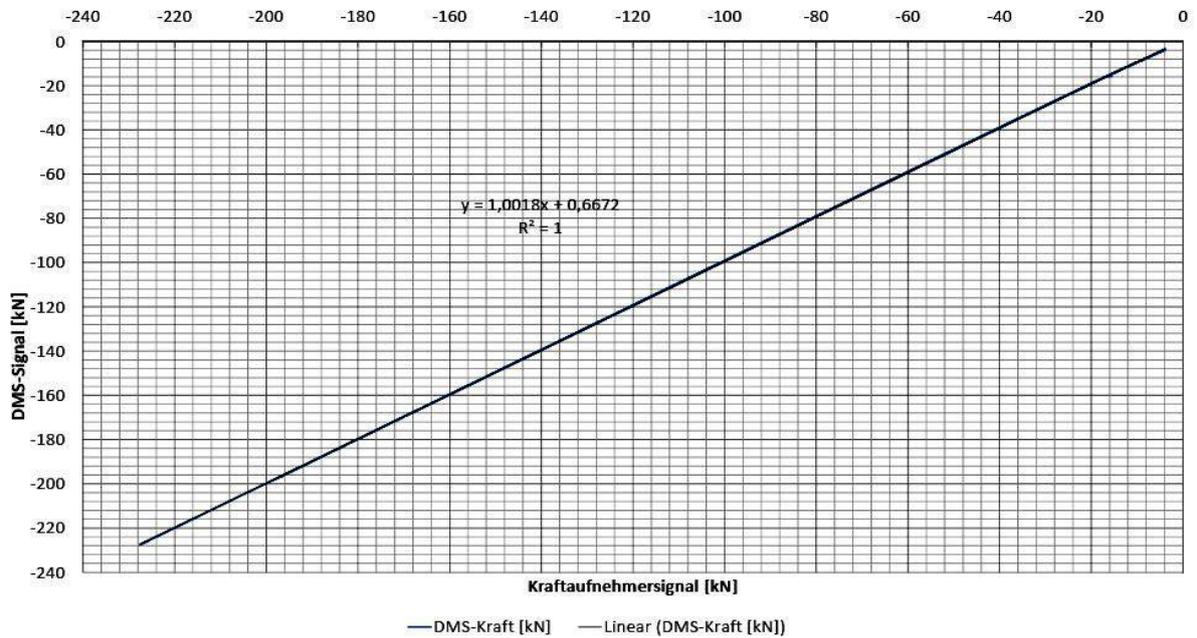


Abbildung 11-4: DMS-Kennlinie, mit 1000Hz R4220 Messverstärkereinstellung

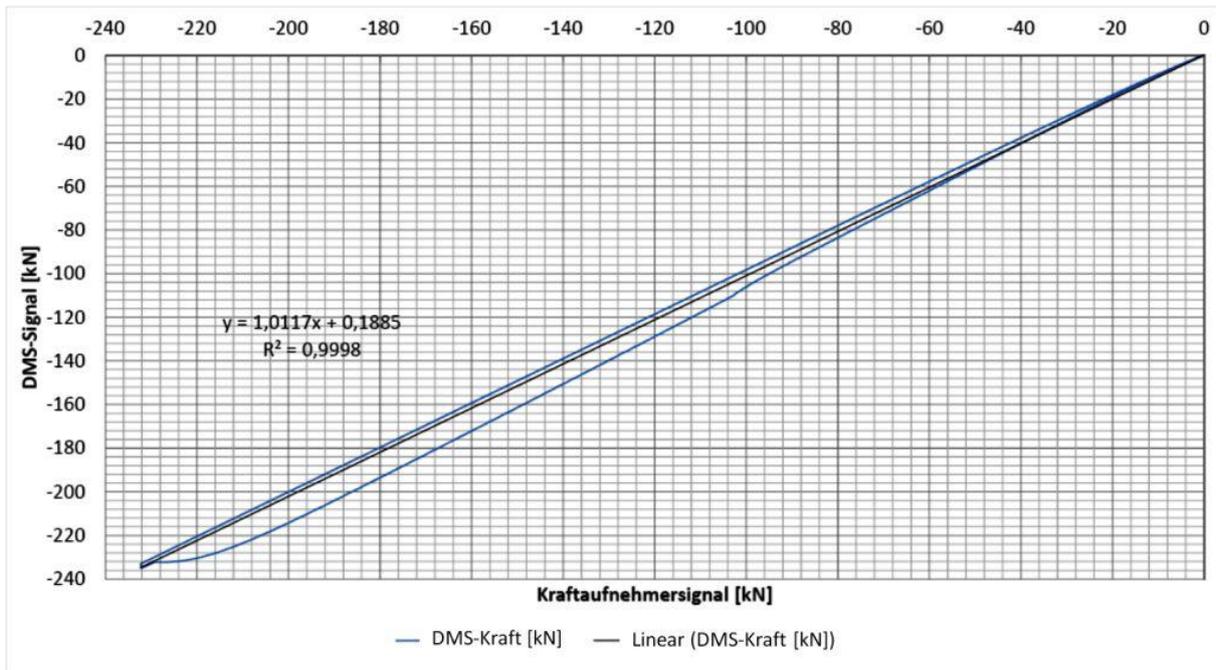


Abbildung 11-5: DMS-Kennlinie, mit 3Hz R4220 Messverstärkereinstellung

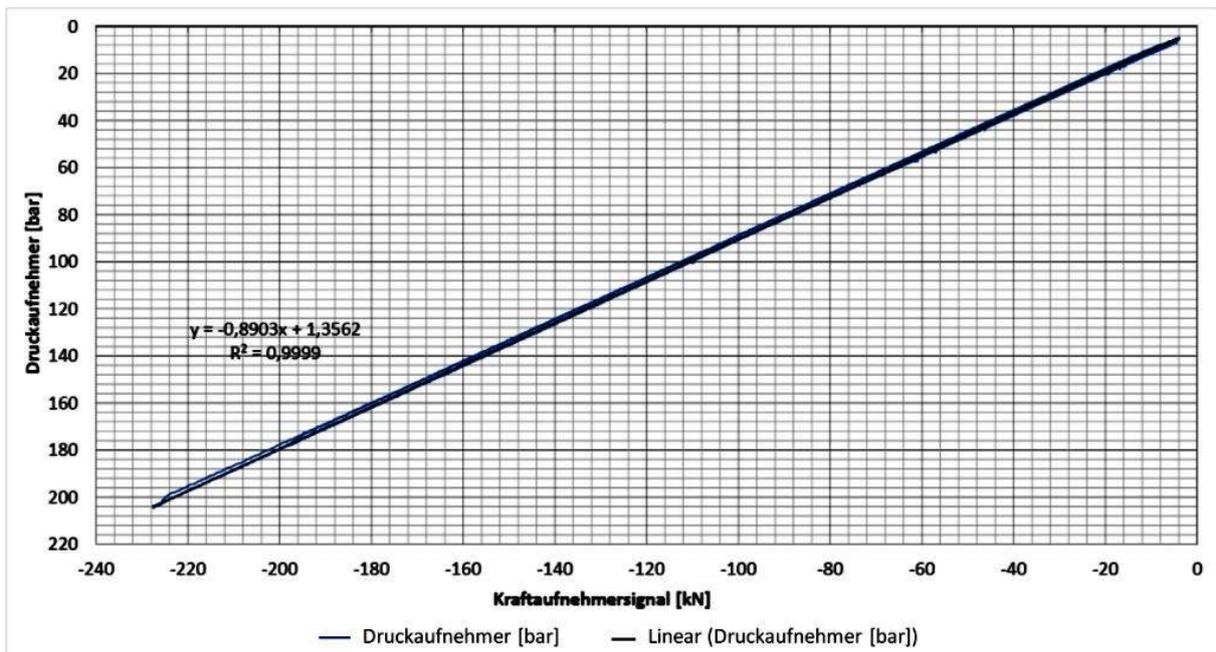


Abbildung 11-6: Druckaufnehmer-Kennlinie

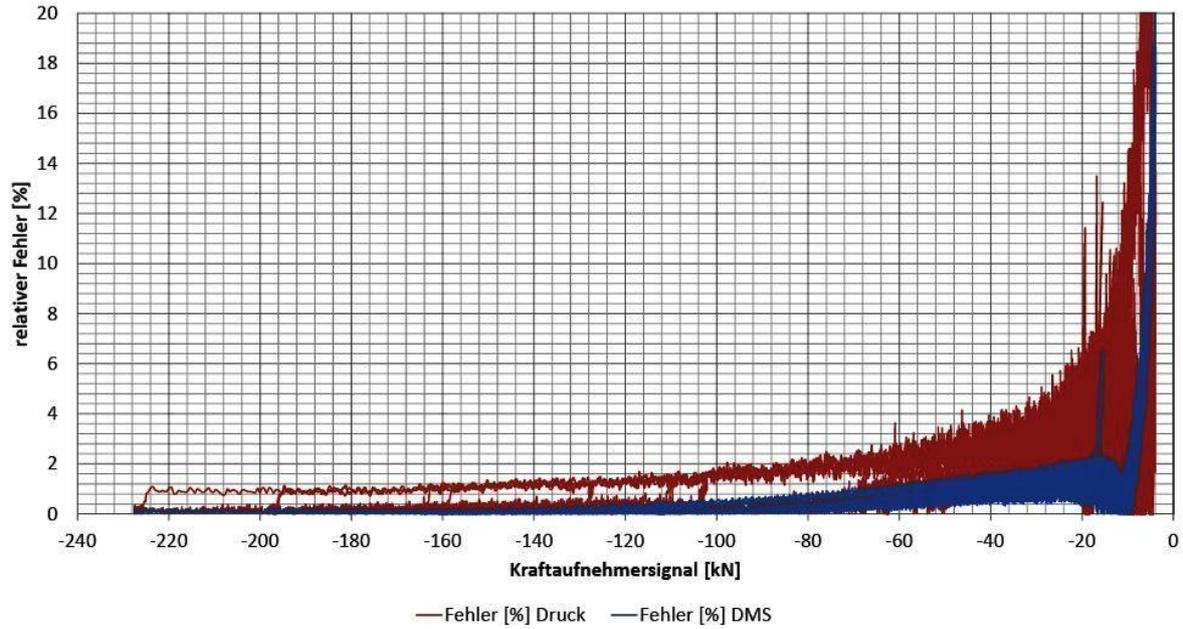


Abbildung 11-7: relativer Fehler des DMS-Signals und des Druckaufnehmersignals

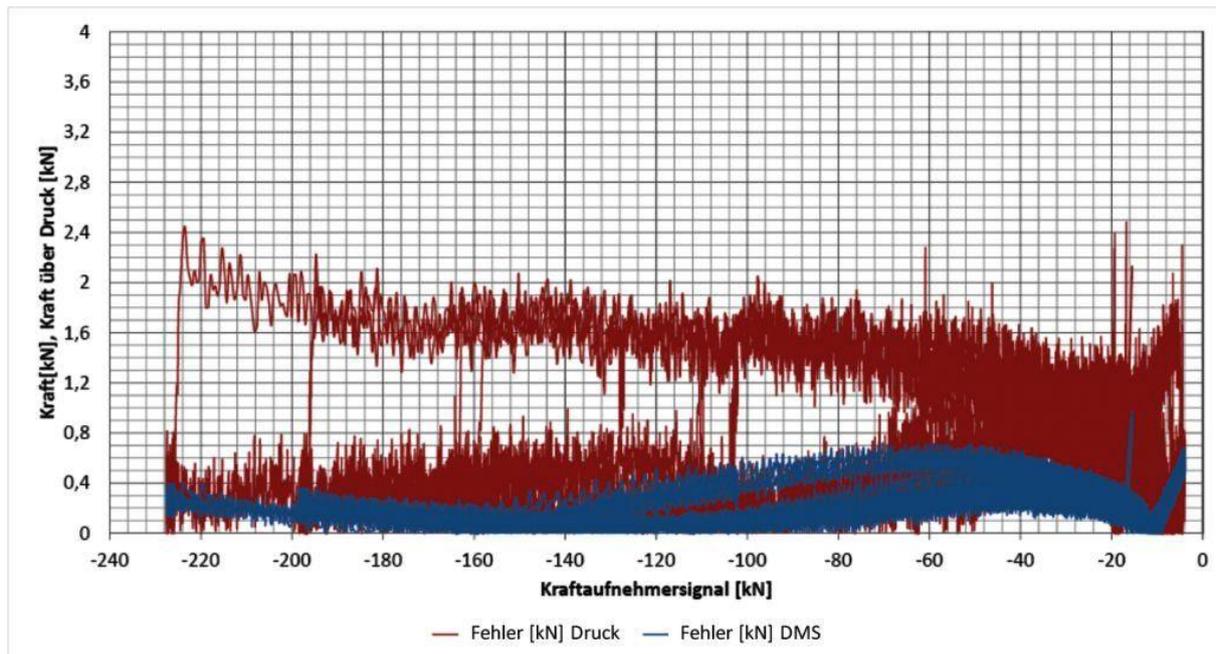


Abbildung 11-8: absoluter Fehler des DMS-Signals und des Druckaufnehmersignals

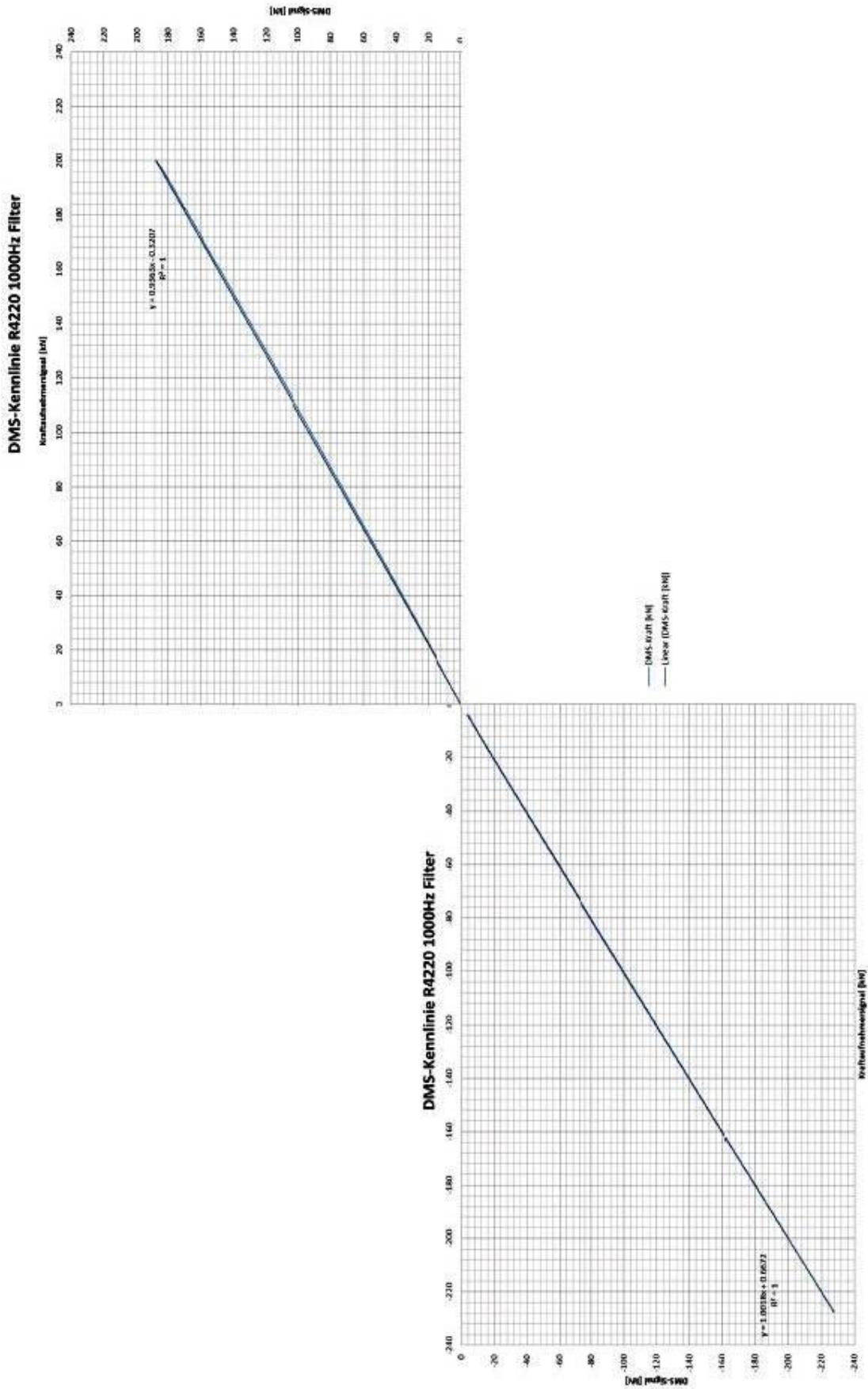
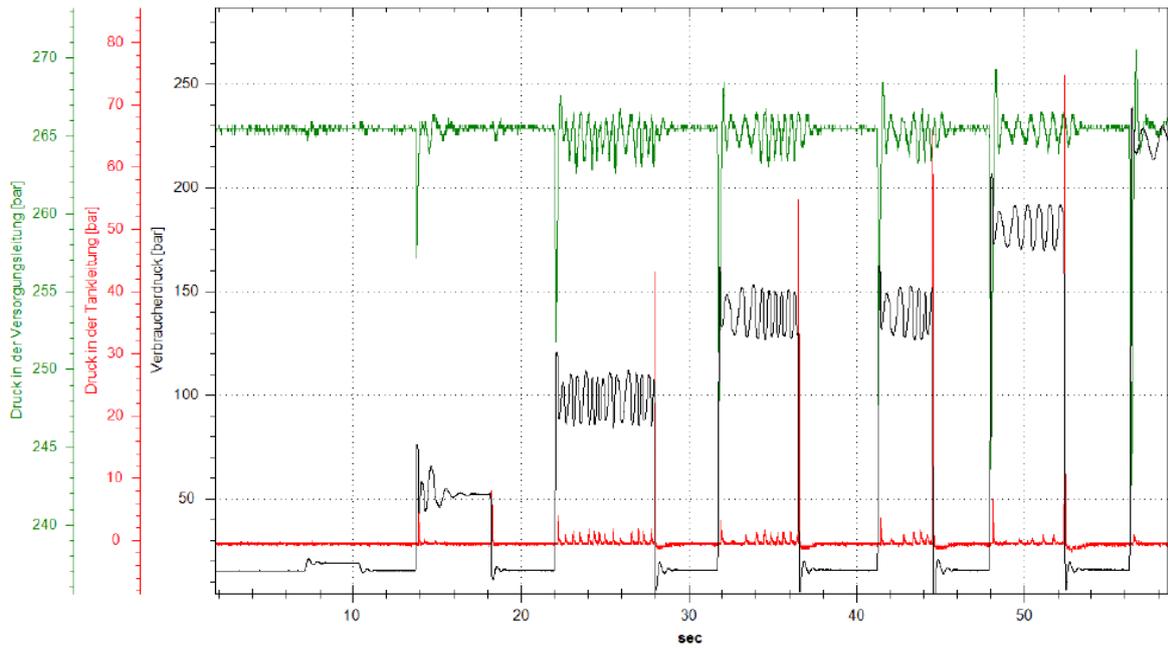
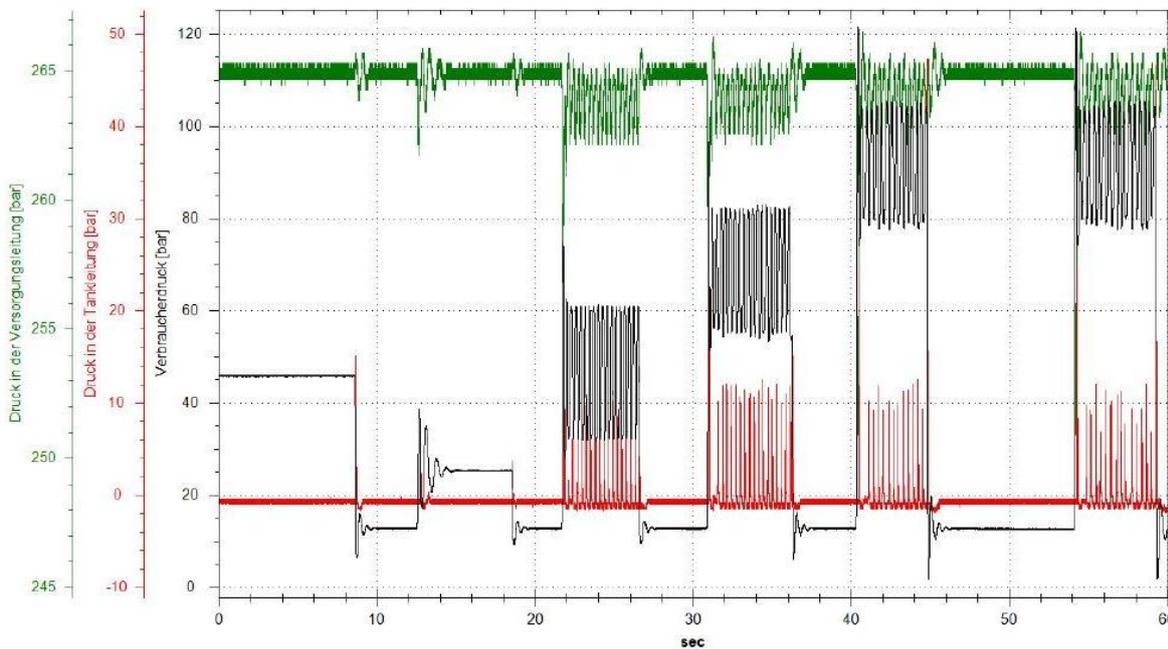


Abbildung 11-9: DMS-Kennlinie



**Abbildung 11-10: Sprungaufnahme mit Standard-Liebherr-Einstellung für das Dithersignal**



**Abbildung 11-11: Sprungaufnahme mit 50Hz 60mA Dithersignaleinstellung**

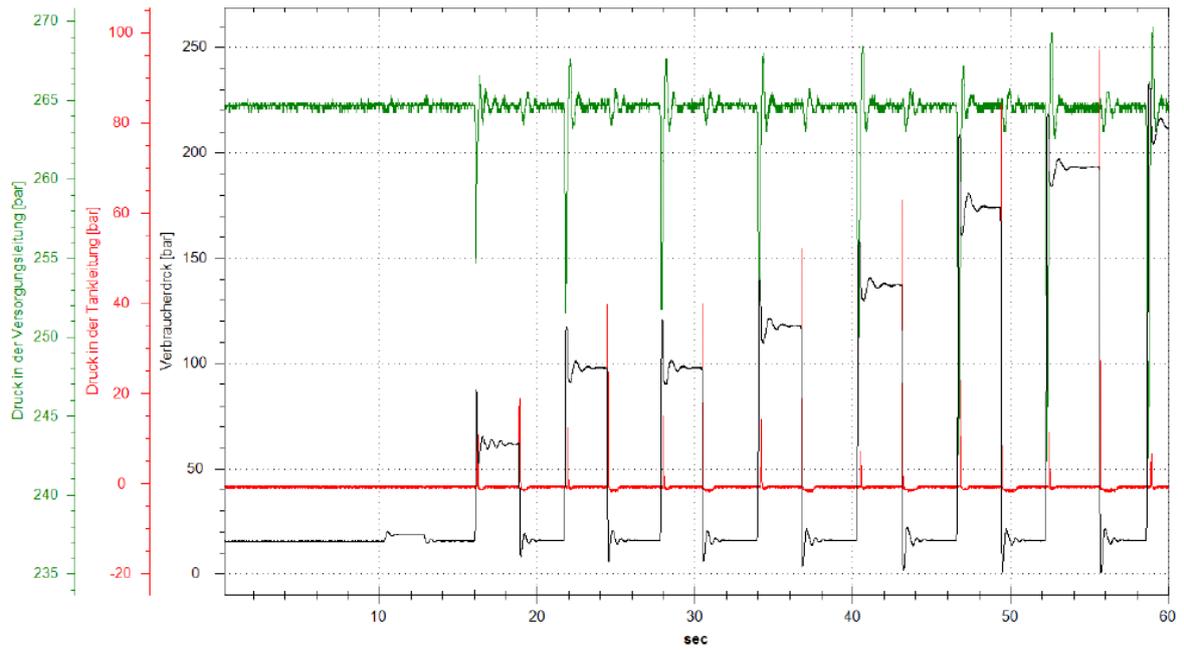


Abbildung 11-12: Sprungaufnahme mit 40Hz 200mA Dithersignaleinstellung

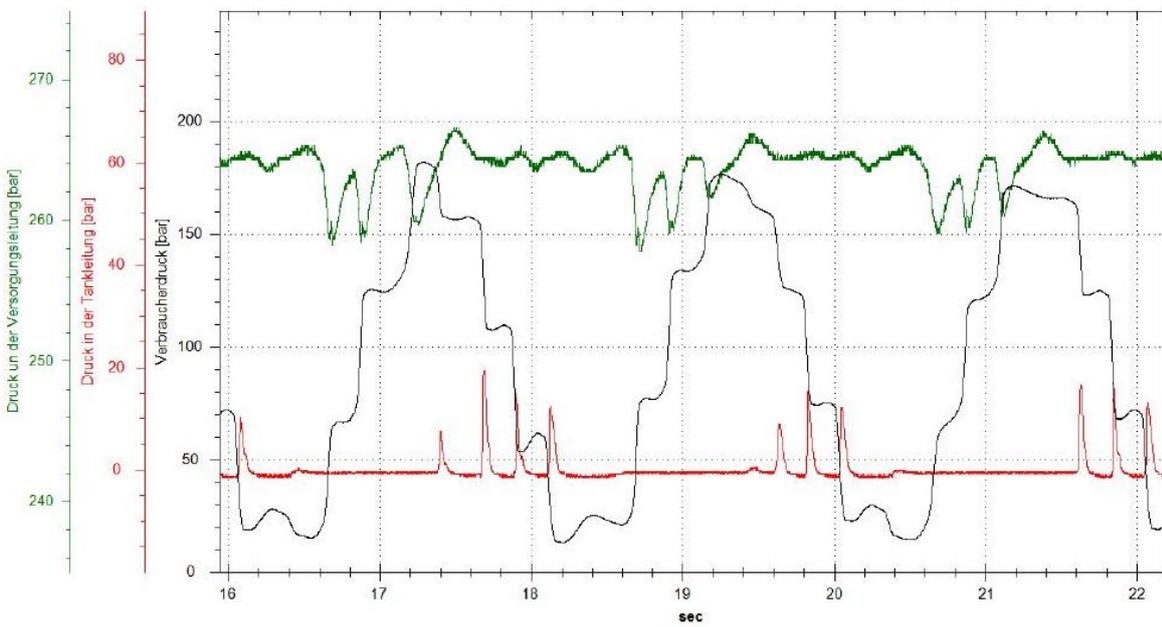


Abbildung 11-13: Sinus 0,5 Hz mit Standard-Liebherr-Einstellung für das Dithersignal (Speicher in der Versorgungsleitung [ $V_0=2l$ ,  $p_0=100\text{bar}$ ])

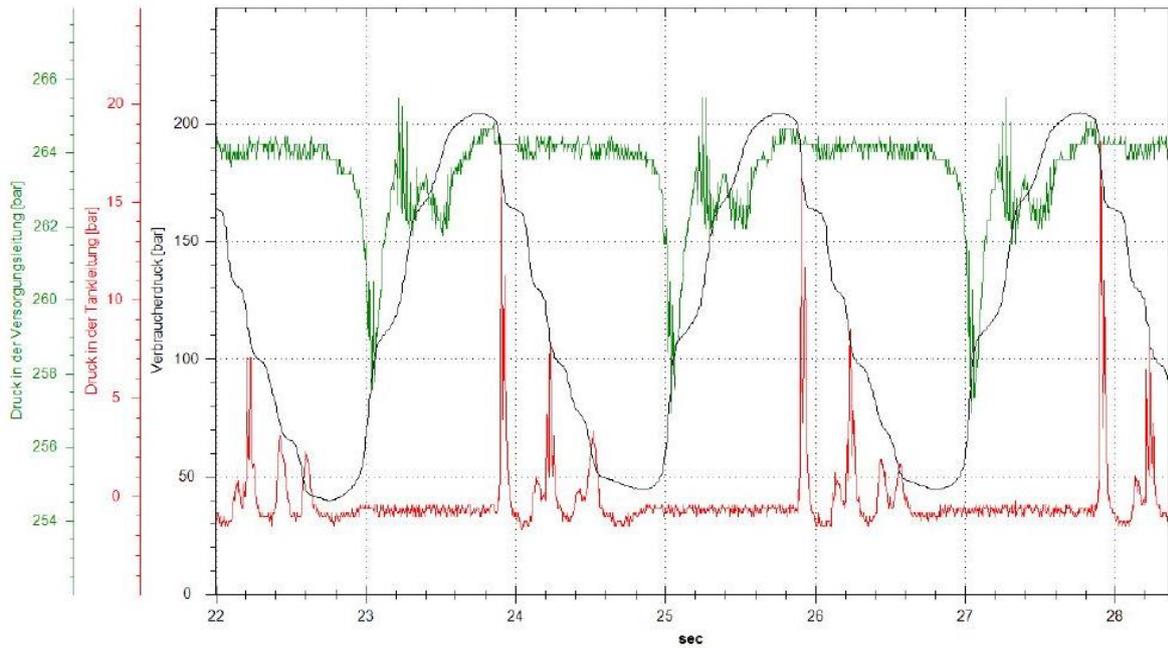


Abbildung 11-14: Sinus 0,1Hz mit 40Hz 200mA Dithersignaleinstellung (Speicher in der Versorgungsleitung [ $V_0=2l$ ,  $p_0=100\text{bar}$ ])

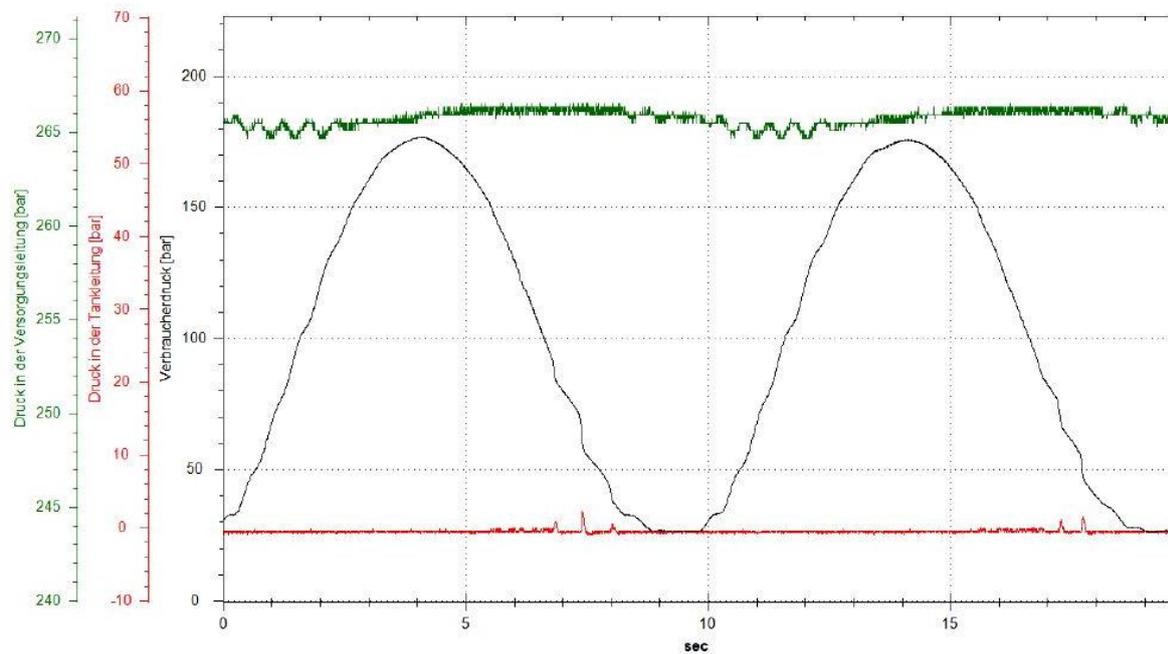


Abbildung 11-15: Sinus 0,1Hz mit 40Hz 200mA Dithersignaleinstellung (Speicher in der Versorgungsleitung [ $V_0=2l$ ,  $p_0=100\text{bar}$ ])

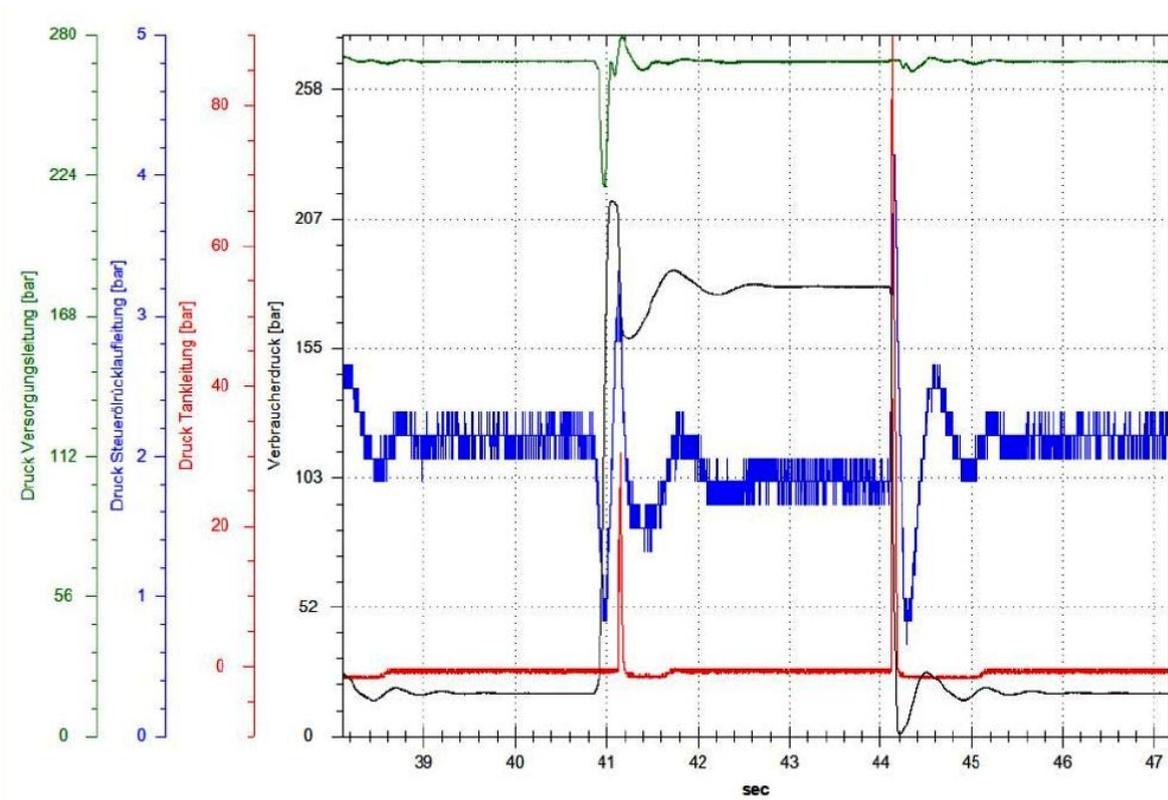


Abbildung 11-16: Sprung von 0 auf 180 bar ohne Speicher

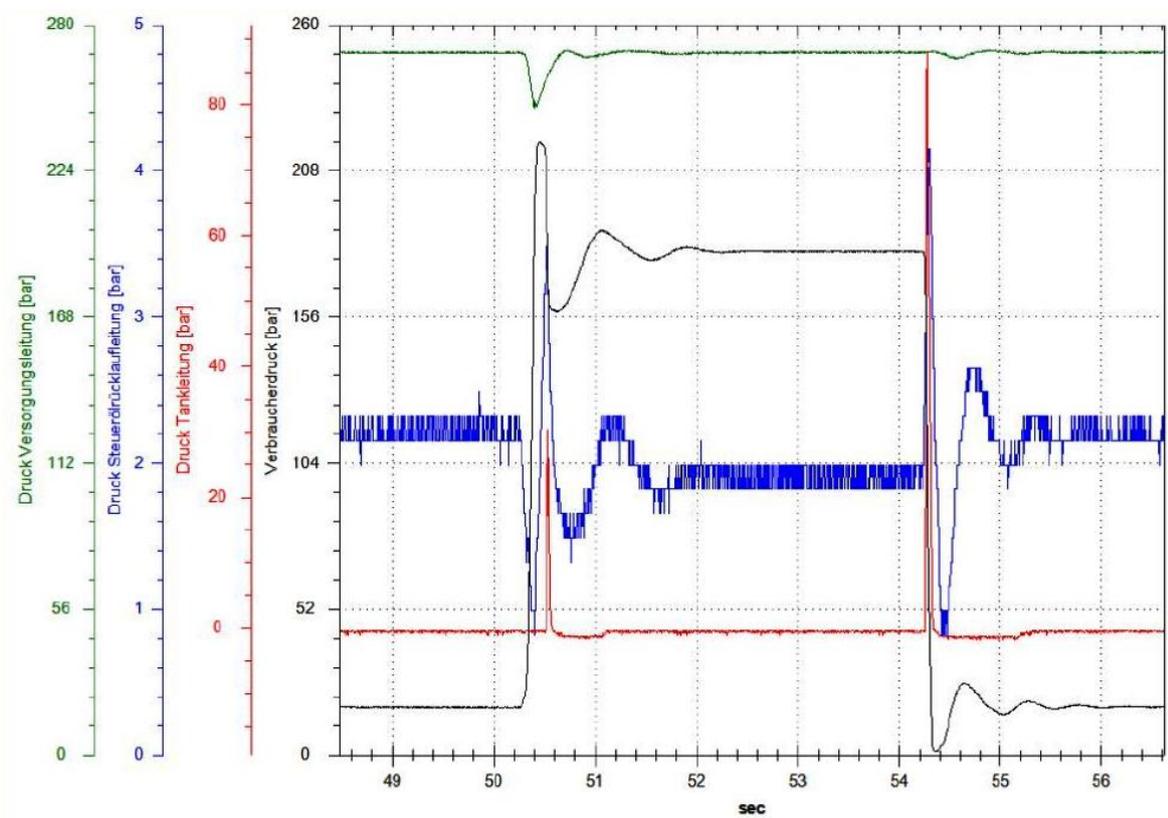


Abbildung 11-17: Sprung von 0 auf 180 bar mit einem Speicher in der Versorgungsleitung ( $V_0=2l$ ,  $p_0=100\text{bar}$ )

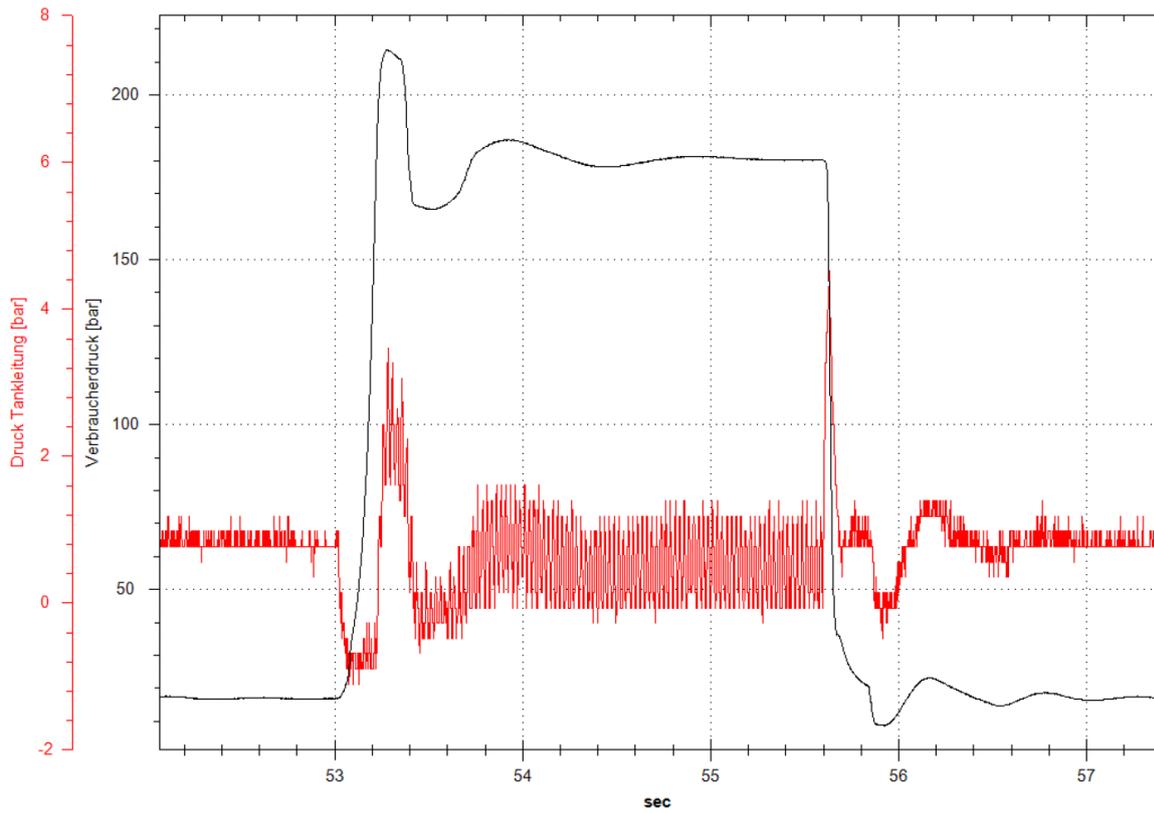


Abbildung 11-18: Sprung mit 6l-Speicherbatterie ( $p_0=1,5\text{bar}$ ) in der Tankleitung

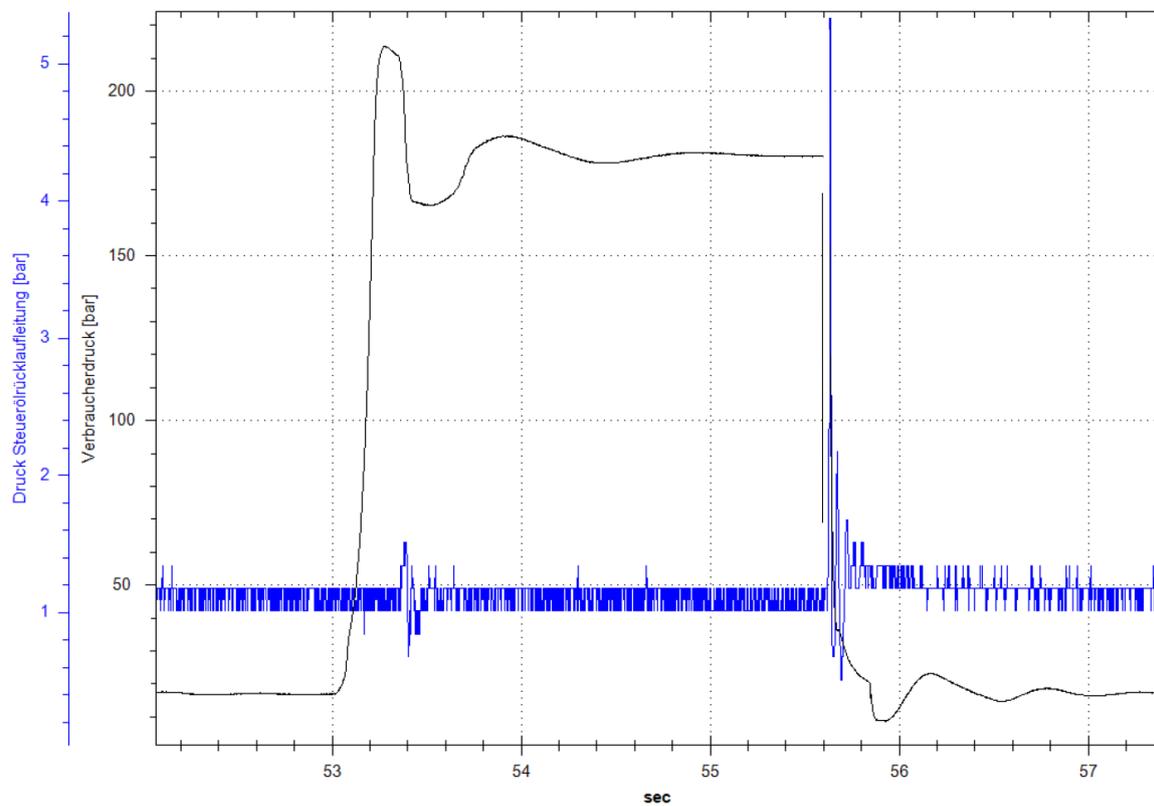


Abbildung 11-19: Sprung mit 0,32l Speicher ( $p_0=1\text{bar}$ )

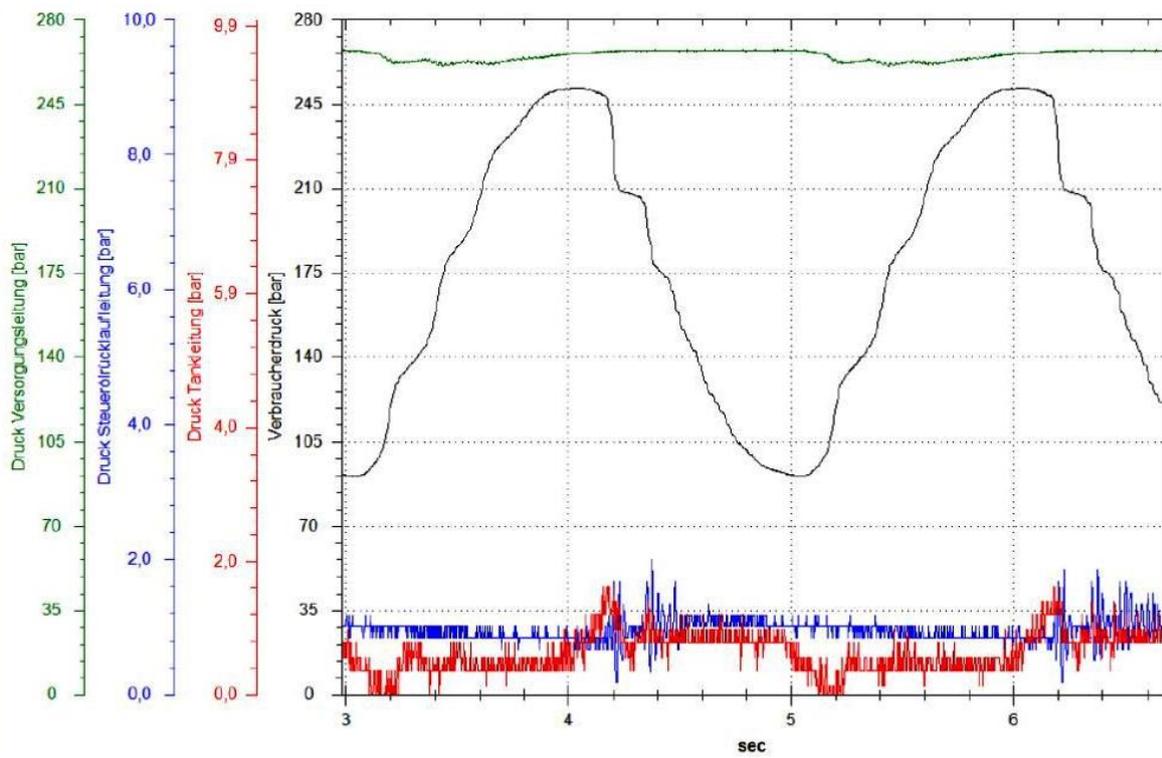


Abbildung 11-20: Sinus 0,5 Hz mit allen Maßnahmen für eine gute Einbettung des Ventils

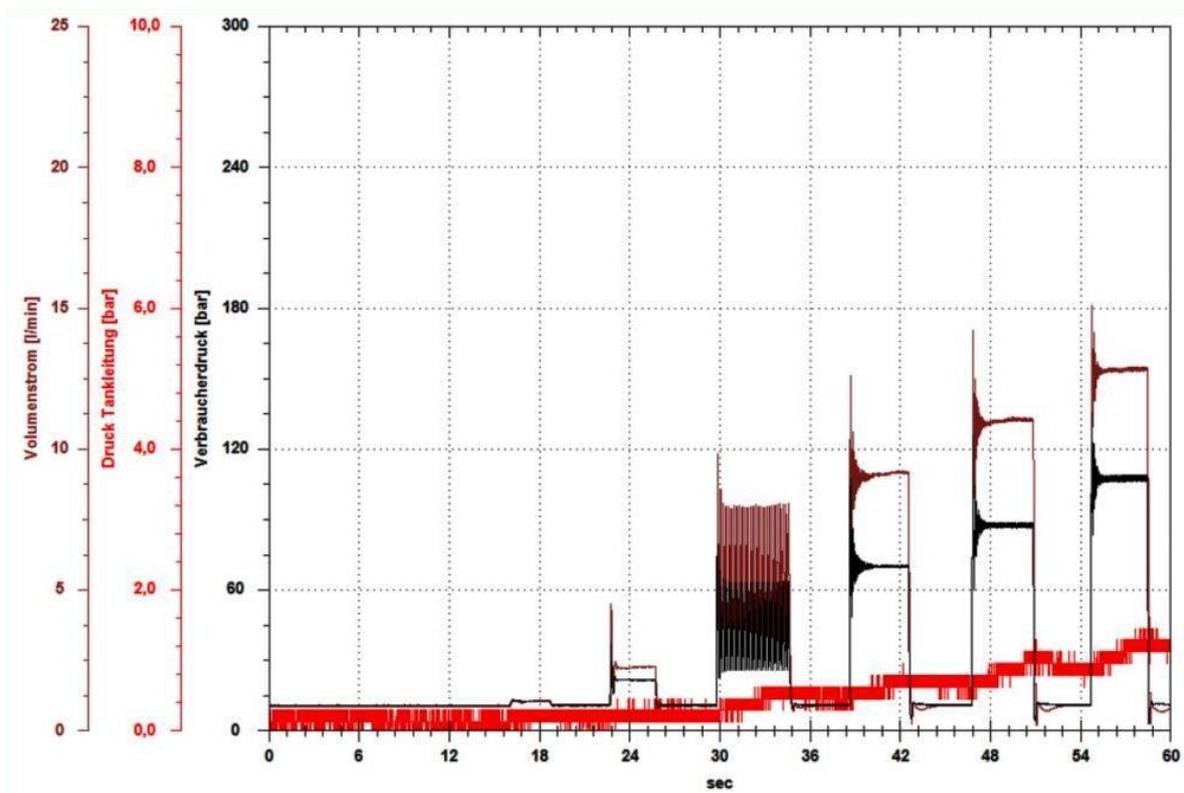


Abbildung 11-21: Sprungaufnahme mit Bypass

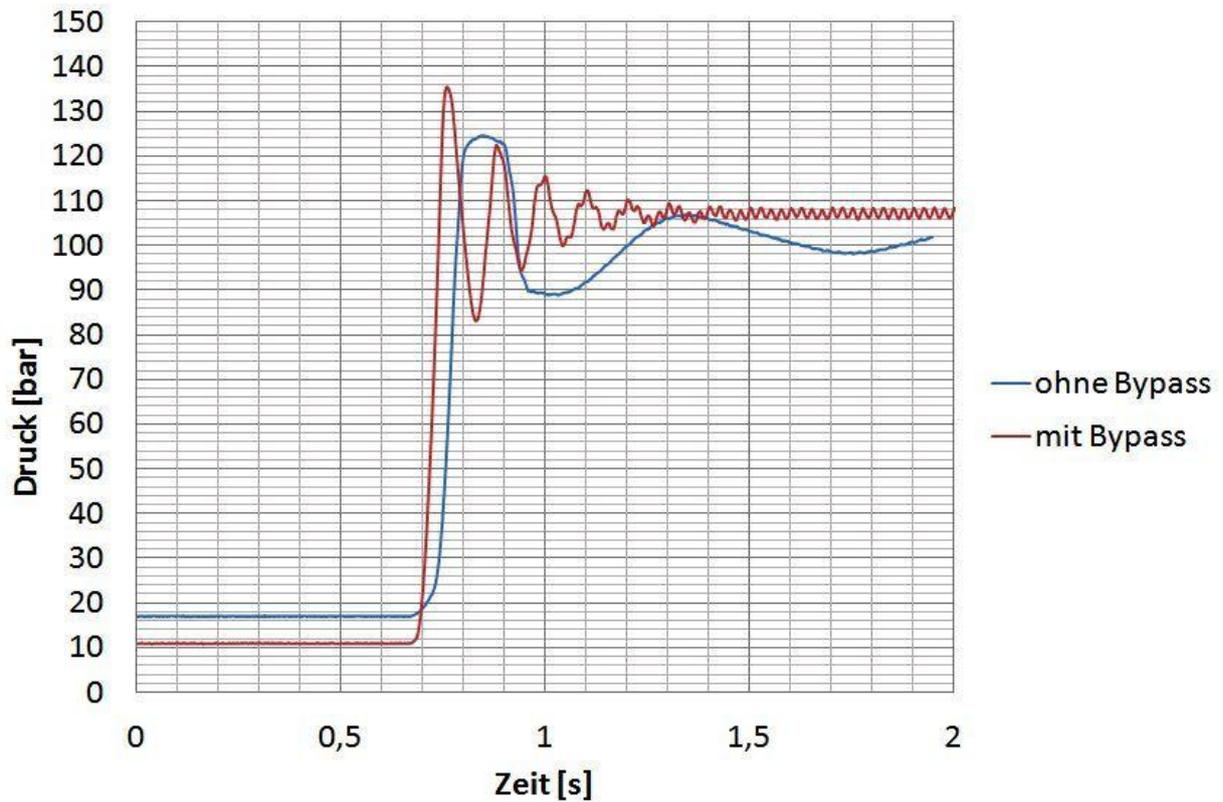


Abbildung 11-22: Ventiltest: Sprung mit Bypass und ohne Bypass

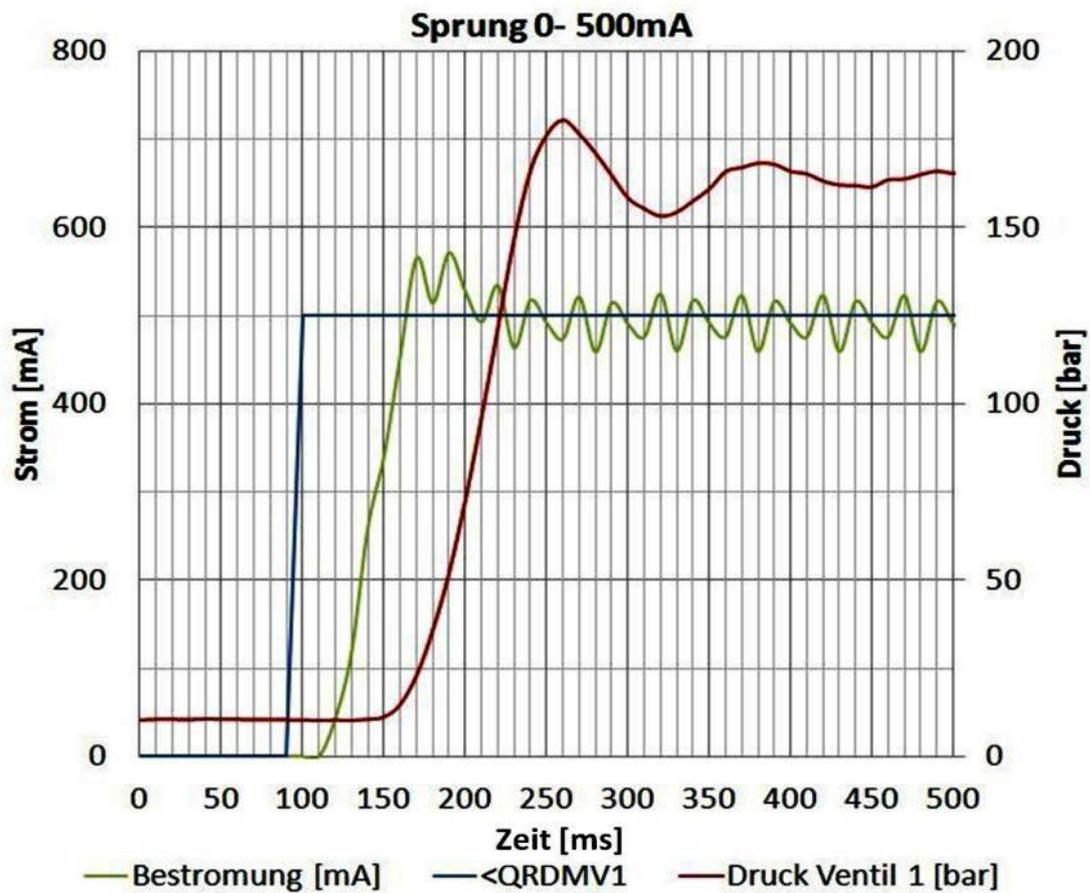


Abbildung 11-23: Totzeit

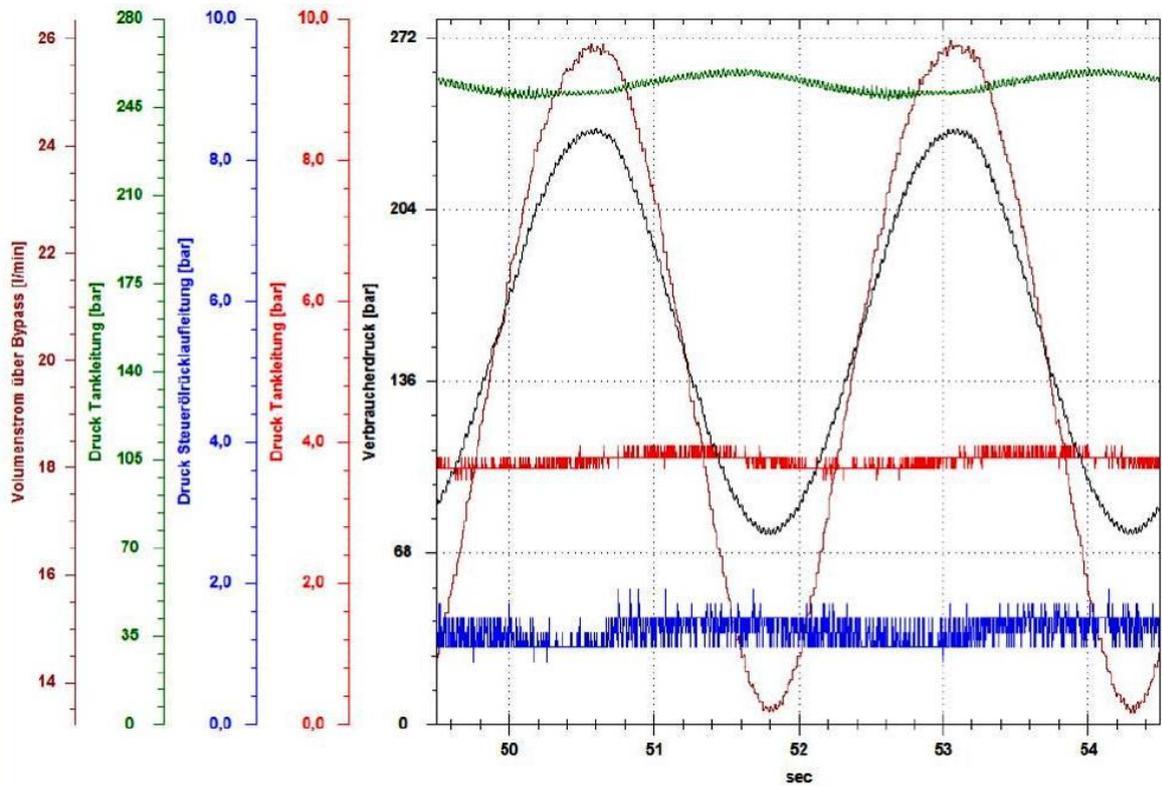


Abbildung 11-24: Ventiltest mit Bypass

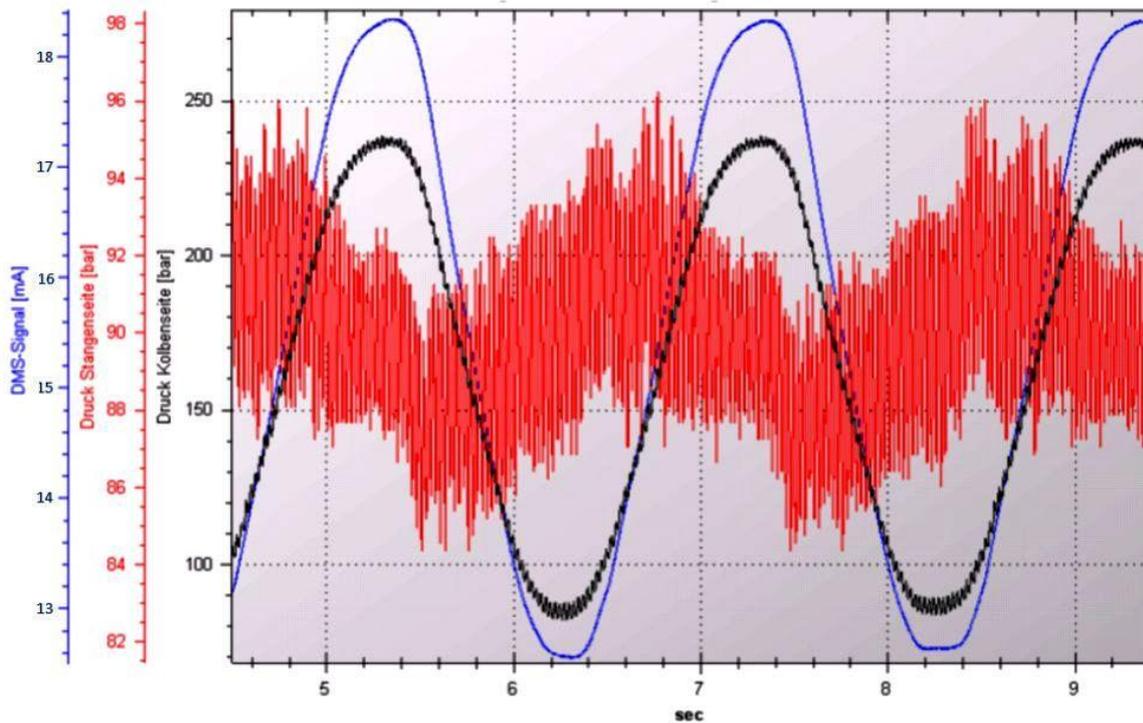
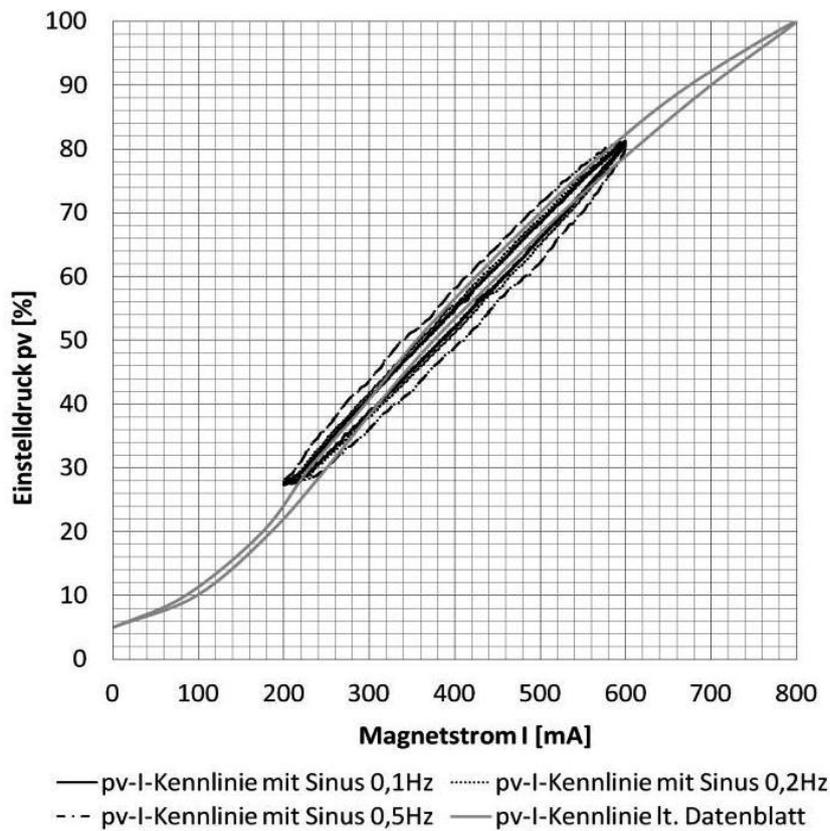
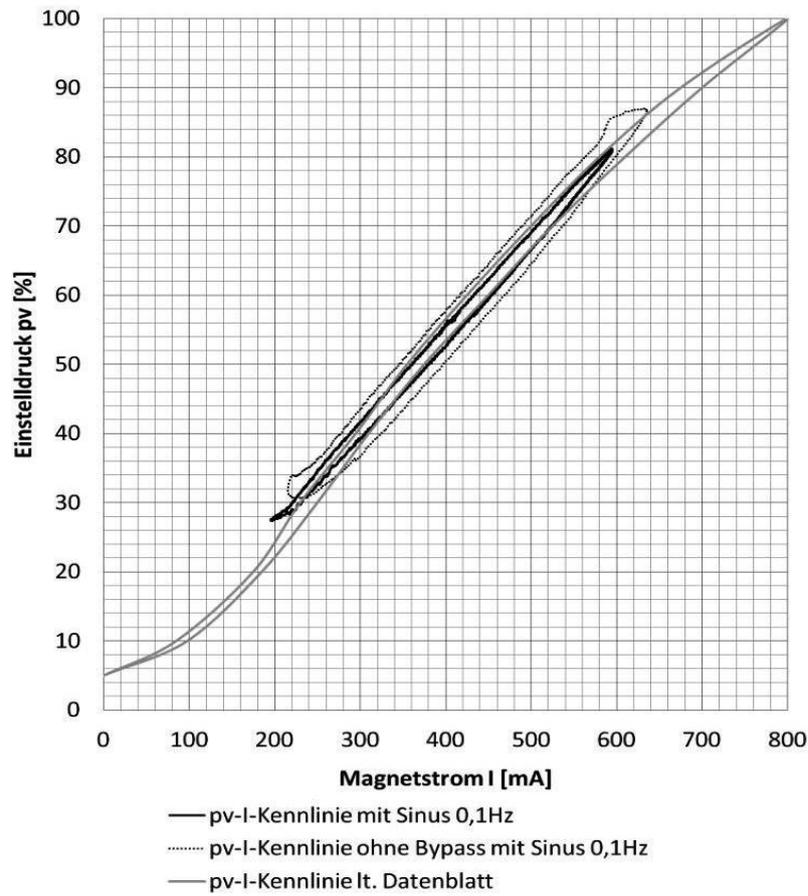


Abbildung 11-25: Kraftsignal mit 1000Hz abgetastet



**Abbildung 11-26:  $p_v$ -I-Kennlinien; oben: mit und ohne Bypass; unten: mit Bypass bei verschiedenen Frequenzen**

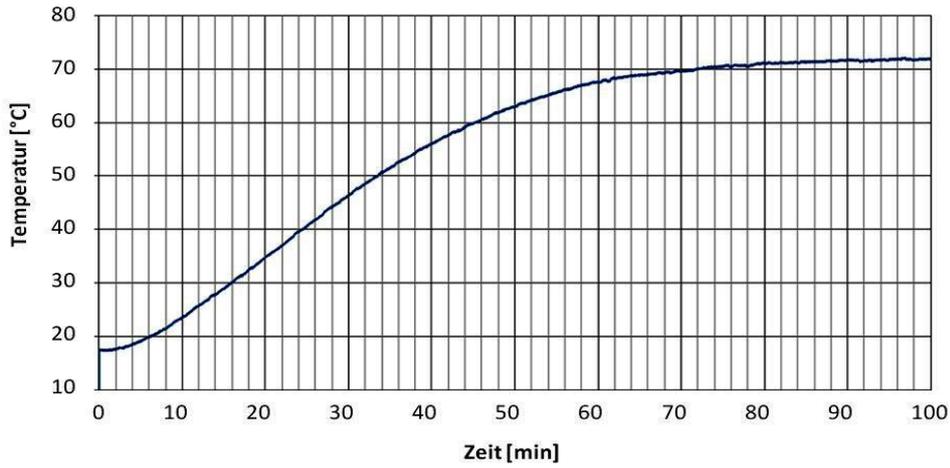


Abbildung 11-27: Temperatur an der Mantelfläche des Zylinders

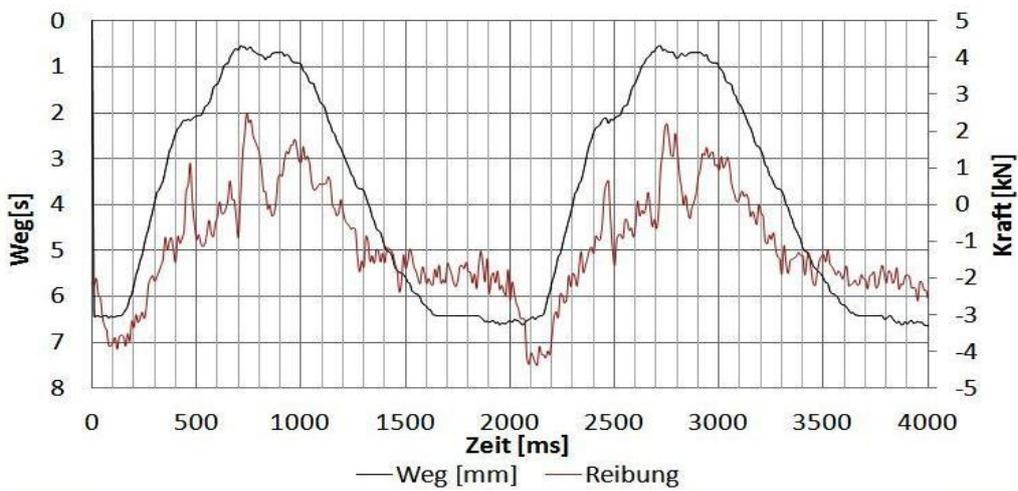


Abbildung 11-28: Zylinderreibung

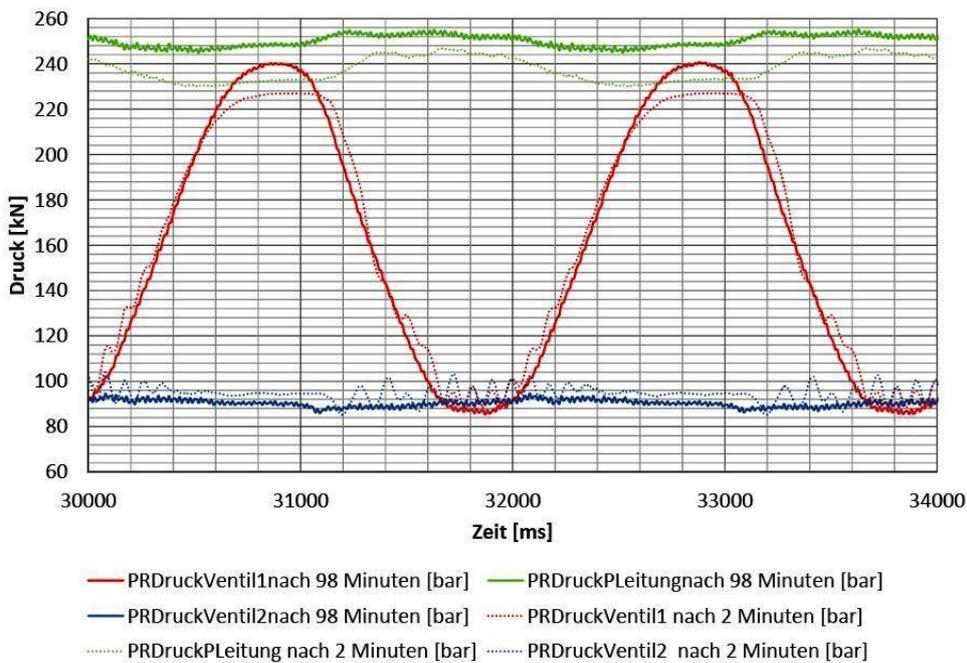
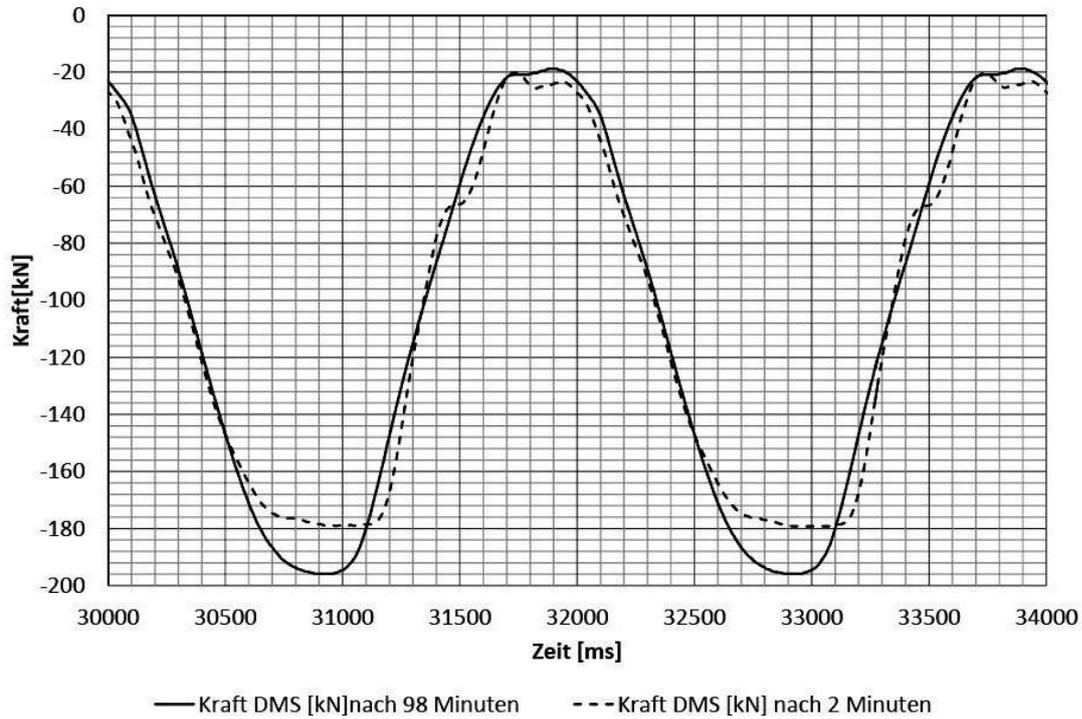
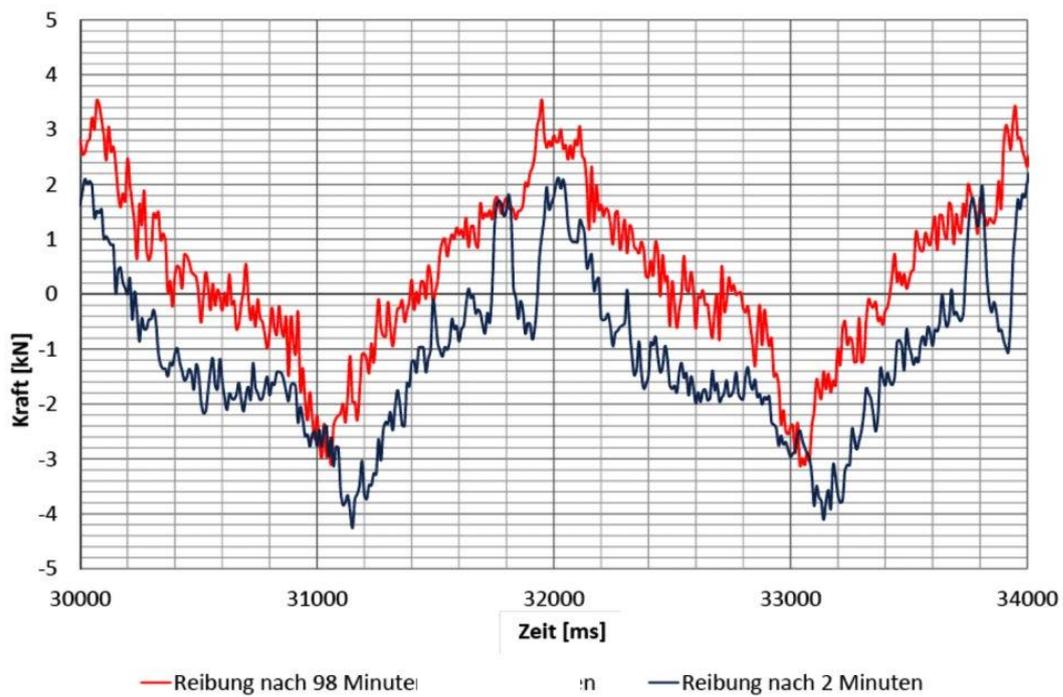


Abbildung 11-29: Einfluss der Temperatur auf die Drücke (gesteuerter Betrieb)



**Abbildung 11-30: Einfluss der Betriebstemperatur auf die Kraft (gesteuerter Betrieb)**



**Abbildung 11-31: Einfluss der Temperatur auf die Reibung (gesteuerter Betrieb)**

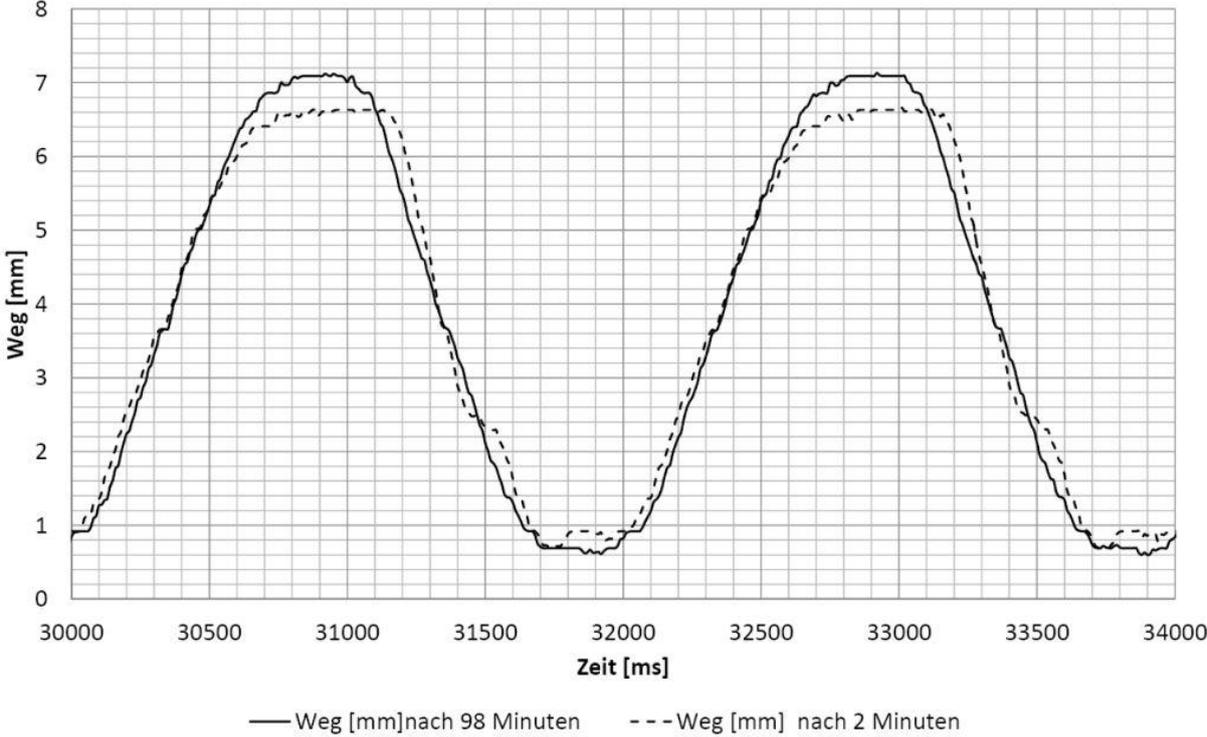


Abbildung 11-32: Einfluss der Temperatur auf den Federweg (gesteuerter Betrieb)

## **Anhang C: Fertigungszeichnungen / Stücklisten / Datenblätter**

Die Fertigungszeichnungen, die Stücklisten sowie die Datenblätter der verwendeten Sensorik bzw. des verwendeten Ventils von den Prüfaufbauten befinden sich in der Daten-CD.