



# **Konstruktion eines Prüfstands zur Untersuchung von tribologischen Effekten an einem Hydraulikmotor**

## **Masterarbeit**

ausgeführt zum Zweck der Erlangung des akademischen Grades

## **Diplom-Ingenieur**

der Studienrichtung Maschinenbau

unter der Leitung von

**Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Franz Haas**

betreut durch **Dipl.-Ing. Dr.techn. Jörg Edler**

**Institut für Fertigungstechnik**

Eingereicht an der Technischen Universität Graz  
Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

von

**Felix Baumgartner, BSc**

**01331951**

Graz, Mai 2021

---

## Eidesstattliche Erklärung

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

## Statutory Declaration

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

Graz, am.....

(Datum/date)

.....

(Unterschrift/signature)

## Vorwort

Mit dem Abschluss meiner Masterarbeit an der TU Graz geht auch der Beginn eines neuen Lebensabschnittes einher. Rückblickend war die Studienzeit durch viele schöne, lustige, interessante, lehrreiche aber auch einige stressige und kräfteaubende Momente geprägt. Dabei stellte auch die Durchführung der Masterarbeit keine Ausnahme dar. Für die entgegenkommende und kompetente Betreuung meiner Masterarbeit möchte ich Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Jörg Edler und seitens der Firma Schwing GmbH Herrn Dipl.-Ing. Daniel Kriegl ein großes Dankeschön aussprechen. Sie hatten bei Fragen stets ein offenes Ohr und teilten mit mir ihr Wissen.

Ferner möchte ich mich bei all meinen Freunden, sei es in Graz oder in der Heimat, sowie meiner Familie, die mich während meiner Masterarbeit unterstützt haben, bedanken. Besonderer Dank gilt meinen Eltern, die mir ermöglicht haben meine Ziele zu verfolgen und meinen Weg zu gehen. Linda danke ich für die vielen aufbauenden Worte, die Geduld und die Unterstützung in allen Lebenslagen.

## Kurzfassung

Die Verbesserung und Feinadaptierung von neuentwickelnden Maschinen ist unter anderem durch eine Analyse von versuchstechnisch erfassten Maschinendaten möglich. Viele Weiterentwicklungsansätze dienen der Wirkungsgrad- und Lebensdauerverbesserung einer Maschine. Bei der zu untersuchenden Maschine handelt es sich um einen neuartigen Hydraulikmotor, welcher von der Firma Schwing GmbH in Kooperation mit der Technischen Universität Graz entwickelt wurde.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist, einen Prüfstand zu konstruieren, der im Anschluss eine Untersuchung der tribologischen Effekte des genannten Hydraulikmotors ermöglicht und so eine Verbesserung des Tribologieverhaltens zulässt. Die in der Arbeit angewandte Methodik umfasst die Berechnung und Konstruktion des Prüfstands.

Der Hydraulikmotor wird in den Gelenkstellen des Verteilermasts von Autobetonpumpen als Schwenkantrieb eingesetzt. Die Besonderheit des neuen Motors ist die spezielle schraubflächige Form der ineinandergreifenden Planverzahnungspaare. Durch eine gegenläufige lineare Bewegung der rotationssymmetrisch achsmittig zeigenden Verzahnungsflächen entsteht gleichzeitig eine Rotationsbewegung um die Achse. Unter Verwendung von zwei wegabhängig gekoppelten Verzahnungspaaren entsteht durch eine hydraulisch gesteuerte Linearbewegung der Verzahnungsbauteile eine endlose und richtungsumkehrbare Drehbewegung des Motors. Der reale Kontaktvorgang des Verzahnungspaars ist jener tribologische Teilbereich des Motors, der mit Hilfe des Prüfstands erforscht werden soll. Die Möglichkeit der Untersuchung der tribologischen Auswirkungen von radialem und winkeligem Achsversatz der Verzahnungskomponenten auf die Zahnflächen sind wesentliche Anforderungen an den Prüfstand.

Durch die Analyse von 3D-Modellen zeigte sich, dass eine Vereinfachung der schraubförmigen Zahnflanken zu einer ebenen Fläche zulässig ist. Weiters wird lediglich ein Verzahnungspaar und nicht die ganze Verzahnungskomponente untersucht. Mit diesen Annahmen wurden erste Konzepte für den Prüfstand erstellt. Die Entwicklung des Prüfstands durchlief mehrere Iterationsschritte, dabei erwies sich die freie Einstellbarkeit der Zahnflächen zueinander als essentieller Bereich des Prüfstandsaufbaus. Hierfür mussten geeignete Einstellmechanismen vorgesehen werden. Ferner war es aufgrund der messtechnischen Erfassung der Reibkräfte notwendig, alle weiteren Bewegungsvorgänge des Prüfstands nahezu reibungsfrei zu gestalten. Anhand der Gegebenheiten des realen Motors und der aufzubringenden Kräfte des Prüfstands fiel die Wahl auf ein hydraulisches Antriebs- und Lagerungssystem. Die Bewegungsvorgänge des Verzahnungspaars werden durch zwei hydrostatische Zylinder, die auch gleichzeitig als Aufnahme der Zähne fungieren, nachgebildet.

Aufbauend auf den im Rahmen der Arbeit entwickelten Prüfstand können zukünftig Versuche zur Untersuchung des tribologischen Verhaltens des Motors durchgeführt werden und in weiterer Folge Adaptierungen zur Erhöhung des Wirkungsgrads und der Lebensdauer erfolgen.

## Abstract

The improvement and fine-tuning of newly developed machines is possible among other things by analyzing machine data recorded by testing. Many development approaches serve to improve the efficiency and the durability of a machine. The examined machine is a new type of hydraulic motor, which was developed by the company Schwing GmbH in cooperation with the Technical University of Graz.

The aim of the present thesis is to construct a test bench, which subsequently enables an investigation of the tribological effects of the mentioned hydraulic motor and thus allows an improvement of the tribological behaviour. The methodology used in this work includes the design and engineering of the test bench.

The hydraulic motor is used as a pivot drive in the articulation points of the boom of boom concrete pumps. The specialty of the new motor is the special helical shape of the interlocking face gear pairs. A counter-rotating linear movement of the axially symmetrically pointing toothed surfaces creates at the same time a rotational movement around the axis. Using two pairs of teeth that are coupled in a path-dependent manner, a hydraulically controlled linear movement of the teeth components results in an endless and reversible rotational movement of the motor. The real contact process of the gear pair is that tribological sub-area of the engine that is to be researched with the help of the test bench. The possibility of investigating the tribological effects of radial and angular offset of the gear components on the tooth surfaces are essential requirements for the test bench.

The analysis of 3D models showed that a simplification of the helical tooth flanks to a flat surface is permissible. Furthermore, only one pair of gears and not the entire gearing component is examined. With these assumptions, the first concepts for the test bench were drawn up. The development of the test bench went through several iteration steps, with the ability to freely adjust the tooth surfaces to one another proved to be an essential part of the test bench design. Suitable adjustment mechanisms had to be provided for this. Furthermore, due to the detection of the frictional forces, it was necessary to design all further movement processes of the test bench almost free of friction. Based on the conditions of the real engine and the forces to be applied on the test bench, a hydraulic drive and bearing system was chosen. The movement processes of the toothed pair are simulated by two hydrostatic cylinders, which also act as receptacles for the teeth.

Based on the developed test bench, tests to investigate the tribological behavior of the engine can be carried out in the future and adaptations to increase the efficiency and durability can then be made.

# Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung .....	1
1.1.	Aufgabenstellung .....	1
1.2.	Funktionsprinzip Hydraulikmotor .....	2
1.3.	Verwendung Hydraulikmotor .....	5
2.	Theoretische Grundlagen .....	8
2.1.	Grundlagen Hydraulik.....	8
2.1.1.	Druckflüssigkeiten .....	10
2.1.2.	Filterung .....	13
2.1.3.	Blenden.....	14
2.2.	Grundlagen Hydrostatische Lagerung .....	16
2.2.1.	Aufbau .....	16
2.2.2.	Berechnung.....	17
2.2.3.	Vordrosselungsarten .....	19
2.3.	Grundlagen Tribologie.....	23
2.3.1.	Tribologisches System .....	23
2.3.2.	Oberflächen .....	24
2.3.3.	Reibungsarten.....	25
2.3.4.	Schmierung.....	27
3.	Anforderungen an den Prüfstands Aufbau .....	29
3.1.	Abbildung der Schraubfläche .....	29
3.2.	Messung der Reibkräfte .....	30
3.3.	Untersuchung des Zahnspalts.....	30
3.4.	Verschleißauswirkung durch Achsversatz .....	30
4.	Entwurfskonzepte.....	32
4.1.	Konzept A .....	32
4.2.	Konzept B .....	33
4.3.	Konzept C .....	34
4.4.	Bewertung und Entscheidung.....	34
5.	Berechnung und Auslegung .....	36
5.1.	Lagerstellen unbelastet .....	36
5.2.	Blende.....	37
5.3.	Lagerstelle belastet .....	38
5.4.	Abstützlager .....	39

5.5.	Druckzylinder .....	40
5.6.	Klemmmoment Lagerböcke.....	41
6.	Aufbau des Prüfstands .....	42
6.1.	Weitere Detailierung des Prüfstands .....	42
6.1.1.	Lagerung.....	42
6.1.2.	Verdrehsicherung der Kolbenstange .....	43
6.1.3.	Justiermöglichkeiten.....	43
6.2.	Historie der Konstruktion .....	44
6.2.1.	Iteration 1 .....	44
6.2.2.	Iteration 2 .....	46
6.3.	Finale Iteration .....	47
6.4.	Hydraulikplan .....	48
6.5.	Baugruppe Querzylinder .....	50
6.5.1.	Eigenschaften Querzylinder .....	50
6.5.2.	Lagerung Kolbenstange .....	52
6.5.3.	Justiermöglichkeit Kolbenstange .....	53
6.5.4.	Justierung Drehplatte .....	53
6.5.5.	Abstützführung.....	53
6.5.6.	Versteifung.....	54
6.6.	Baugruppe Druckzylinder .....	55
6.6.1.	Eigenschaften Druckzylinder .....	55
6.6.2.	Abstützführung.....	56
6.6.3.	Justierung Druckzylinder .....	57
6.6.4.	Zahnaufnahme .....	57
6.7.	Sensoren.....	58
6.7.1.	LVDT Sensor.....	58
6.7.2.	Wirbelstromsensor .....	61
6.7.3.	Kraftmessdose .....	63
7.	Montage .....	65
8.	Fazit .....	67
9.	Weiterführung des Projekts und Ausblick .....	68
	Literaturverzeichnis .....	69
	Abbildungsverzeichnis.....	70
	Tabellenverzeichnis.....	73
	Anhang A .....	74

---

Formelverzeichnis MATLAB.....	74
Berechnung MATLAB .....	81
Berechnung Klemmmoment Lagerböcke .....	93
Anhang B .....	94
Stückliste .....	94
Zeichnungen.....	98
Anhang C .....	131

# Formelzeichen, Bezeichnungen und häufig verwendete Abkürzungen

## Lateinische Formelzeichen

$A_0$	mm <sup>2</sup>	Blendenströmungsquerschnitt
$A_{eff}$	mm <sup>2</sup>	effektive Lagertaschenfläche
$A_{Kmin}$	mm <sup>2</sup>	minimale Kolbenfläche
$A_{K,tat}$	mm <sup>2</sup>	Tatsächliche Kolbenfläche
$A_P$	m <sup>2</sup>	Plattenfläche
$b$	m	Abströmbreite
$b_a$	m	Abströmbreite in axialer Richtung
$B_e$	m	effektive Lagertaschenbreite
$B_{real}$	m	reale Lagertaschenbreite
$b_u$	m	Abströmbreite in Umfangsrichtung
$d_D$	m	Drosseldurchmesser
$d_{Ka}$	mm	Außendurchmesser Kolbenfläche
$d_{Ka,gew}$	mm	gewählter Außendurchmesser Kolbenfläche
$d_{KF}$	mm	Klemmfugendurchmesser
$d_{Ki}$	mm	Innendurchmesser Kolbenfläche
$d_{mZ}$	m	mittlerer Verzahnungsdurchmesser
$F_N$	N	Normalkraft
$F_P$	N	Kraft auf Platte
$F_R$	N	Reibkraft
$F_T$	N	Lagertaschenkraft
$F_V$	N	Vorspannkraft der Klemmschraube
$F_{ZN}$	N	Druckkraft je Zahn
$F_{ZN,max}$	N	maximale Druckkraft des Druckzylinders
$g$	m/s <sup>2</sup>	Erdbeschleunigung
$h$	m	Lagerspalthöhe
$h_0$	m	Lagerspalthöhe im unbelasteten Zustand
$h_{geo}$	m	geodätische Höhe

$h_p$	m	Abstand der Platten
$l$	m	Steglänge
$l_1$	m	Abstand zwischen Schlitz und Fugenmitte
$l_2$	m	Abstand zwischen Schlitz und Schraubenmitte
$l_a$	m	Steglänge in axialer Richtung
$l_D$	m	Wirklänge Drossel
$L_e$	m	effektive Lagertaschenlänge
$L_{real}$	m	reale Lagertaschenlänge
$l_u$	m	Steglänge in Umfangsrichtung
$M_{Kerf}$	Nm	erforderliches Klemmmoment
$M_{Kvor}$	Nm	vorhandenes Klemmmoment
$M_M$	Nm	maximales Motor Drehmoment
$\Delta p$	bar	Differenzdruck
$p$	bar	Druck
$p_0$	bar	Atmosphärendruck
$p_T$	bar	Lagertaschendruck
$p_{T0}$	bar	Lagertaschendruck im unbelasteten Zustand
$p_V$	bar	Versorgungsdruck
$Q$	m <sup>3</sup> /s	Volumenstrom
$r_D$	m	Drosselradius
$S_L$	-	Sicherheitsfaktor
$u$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
$v_P$	m/s	Geschwindigkeit der Platte
$\frac{d\dot{x}}{dy}$	m/s	Geschwindigkeitsgradient in y-Richtung
$Z_Z$	-	Zähnezahl des Motors

### Griechische Formelzeichen

$\alpha_D$	-	Durchflusskoeffizient
$\alpha_K$	-	Kontraktionskoeffizient
$\alpha_Z$	°	Zahnflankenwinkel

$\eta$	Ns/m <sup>2</sup>	dynamische Viskosität
$\mu$	-	Reibungskoeffizient
$\mu_{KF}$	-	Reibkoeffizient in der Klemmfuge
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\tau_P$	N/mm <sup>2</sup>	Scherspannung des Fluids

## Abkürzungen

TU Technische Universität

LVDT Linear Variable Differential Transformer

# 1. Einleitung

Die Entwicklung und Konstruktion neuer Maschinen und Antriebe ist ein langwieriger Prozess, bis am Ende ein serienreifes Produkt auf den Markt kommt. Es wird meist ein stufenweiser Prozess durchlaufen, der durch mehrere Iterationsschritte geprägt ist. Nach Erstellung von Konzepten und Plänen können erste Prototypen gefertigt und die realen Eigenschaften getestet werden. Die Ist-Eigenschaften werden evaluiert und mit den Soll-Eigenschaften verglichen. Die Funktionalität, die Handhabung und der Wirkungsgrad bzw. die Tribologie sind meist Teilaspekte, die betrachtet werden. Um Einflüsse auf diese Eigenschaften einzeln untersuchen zu können, werden dafür oft eigens entwickelte Prüfstände gebaut. Diese Aufbauten machen es möglich, verschiedene Betriebsbedingungen zu simulieren und geben so Aufschluss über mögliche Adaptierungen an den vorhandenen Konstruktionen.

Im Falle dieser Arbeit und folgender Untersuchungen steht die Verbesserung des Wirkungsgrades, sprich die Verringerung der Reibung und die Erhöhung der Lebensdauer, im Fokus der Adaptierungen. Da bei dem zu untersuchenden Hydraulikmotor der Firma Schwing GmbH im Betrieb keine Einsicht zu den Verschleißteilen gegeben ist und eine Überwachung der Vorgänge während des Betriebs nur schwer realisierbar ist, machen es diese Umstände notwendig, einen geeigneten Prüfstand für die Untersuchung der tribologischen Effekte zu konstruieren.

## 1.1. Aufgabenstellung

Basierend auf der Forschungsfrage „Wie kann das Tribologieverhalten des Hydraulikmotors messtechnisch erfasst werden?“ wird im Zuge der Diplomarbeit ein geeigneter Prüfstand konstruiert, mit dem die tribologischen Effekte des vorliegenden Hydraulikmotors weiterführend erforscht werden können. Bei dem zu untersuchenden Hydraulikmotor handelt es sich um eine Neuentwicklung der Firma Schwing GmbH in Kooperation mit der Technischen Universität (TU) Graz. Die Funktionsweise dieses Hydraulikmotors wird in Kapitel 1.2 näher beschrieben. Die Untersuchungen werden insbesondere auf einen Teilbereich, „das Verzahnungspaar“, beschränkt. Aufgabe ist es, ungünstige Zustände der im Motor verbauten Verzahnungspaare am Prüfstand nachzubilden, verwertbare Messwerte zu ermitteln und Einblicke in das Verschleißverhalten der Bauteile zu erhalten. Vorwiegend sollen die Auswirkungen nachfolgender Punkte untersucht werden:

- Schiefstellung der Drehachsen
- radialer Versatz der Drehachsen

Die daraus resultierenden Folgen, wie erhöhter Verschleiß, wachsende Reibungswiderstände und etwaige Bruchschäden an den Bauteilen, sollen durch den Prüfstand näher untersucht werden können. Weiters sollen von demontierten Testmotoren vorhandene Verschleißspuren (siehe Abbildung 1.1) mit den unter definierten Testbedingungen entstanden Verschleißspuren verglichen werden. Der Abgleich dieser Spuren lässt im Umkehrschluss Aussagen über die vorhandenen Fehlstellungen des Testmotors zu. Um die Versuchsbedingungen möglichst nah an denen des realen Motors zu halten, sollen für den Aufbau die originalen Abmessungen der Verzahnungen sowie auch die auftretenden Betriebskräfte verwendet werden. Hinsichtlich der Verzahnung wird jedoch nur ein Verzahnungspaar mit einer Kontaktfläche untersucht. Ein weiterer wichtiger Punkt ist die Nachbildung des realen Zahneingriffs des Motors, dieser ist in Hinblick auf die Regelbarkeit des Antriebssystems zu beachten.



Abbildung 1.1: Verschleißspuren am Testmotor, Quelle: eigene Darstellung.

## 1.2. Funktionsprinzip Hydraulikmotor

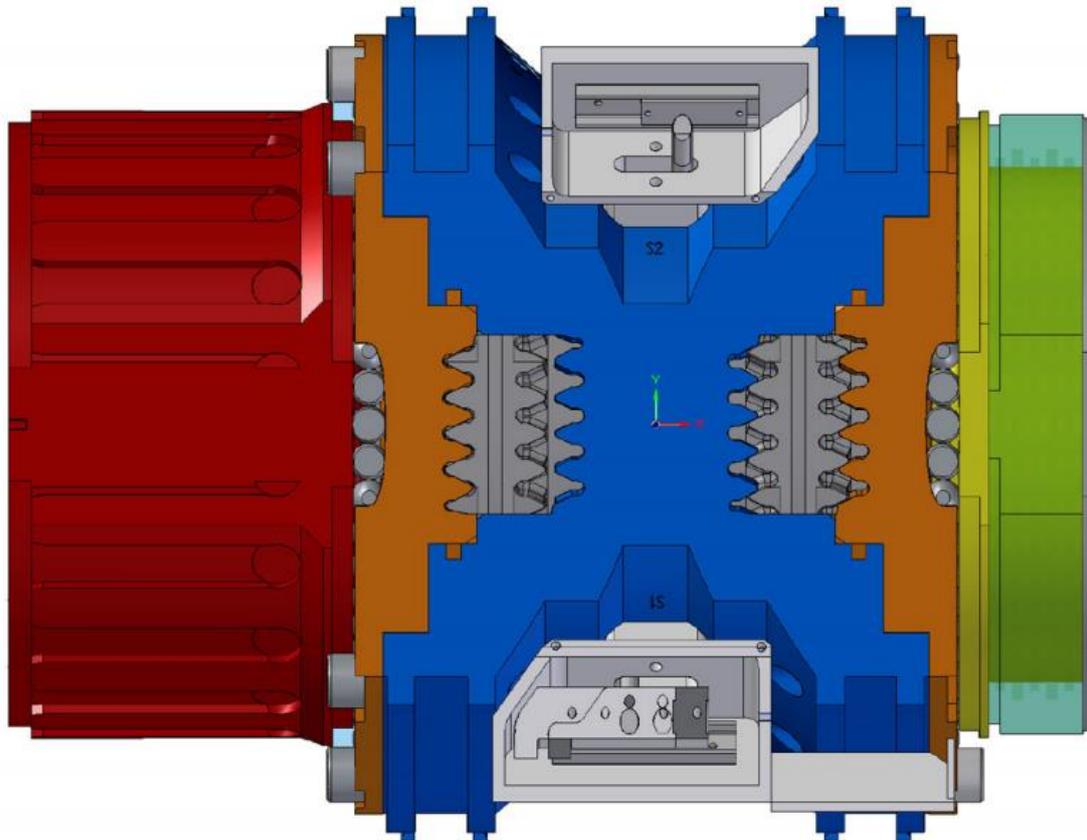
Der in dieser Arbeit thematisierte Hydraulikmotor hat bereits mehrere Entwicklungsstufen durchlaufen, hinsichtlich der grundlegenden und essentiellen Funktion sind aber keine wesentlichen Änderungen vorgenommen worden. Um das Arbeitsprinzip des Hydraulikmotors zu verstehen, sind vor allem die folgenden Hauptkomponenten von Abbildung 1.2 ausschlaggebend:

- ein Gehäuse mit zwei Innenverzahnungsreihen
- zwei Verzahnungsbuchsen mit jeweils einer Innenverzahnungsreihe
- zwei Kolben mit je zwei Außenverzahnungsreihen
- eine Keilwelle mit Lagerdeckel



Abbildung 1.2: Hauptkomponenten Hydraulikmotor, Quelle: Kriegel (2018) S. 4.

Der Zusammenbau der erwähnten Komponenten ist in Abbildung 1.3 dargestellt. Zur besseren Veranschaulichung ist der Hydraulikmotor entlang der Verzahnungsebene geschnitten abgebildet. Folgend wird auf die für diese Arbeit essentielle Verzahnungsgeometrie und die konstruktive Abhängigkeit der Bauteile zueinander eingegangen.



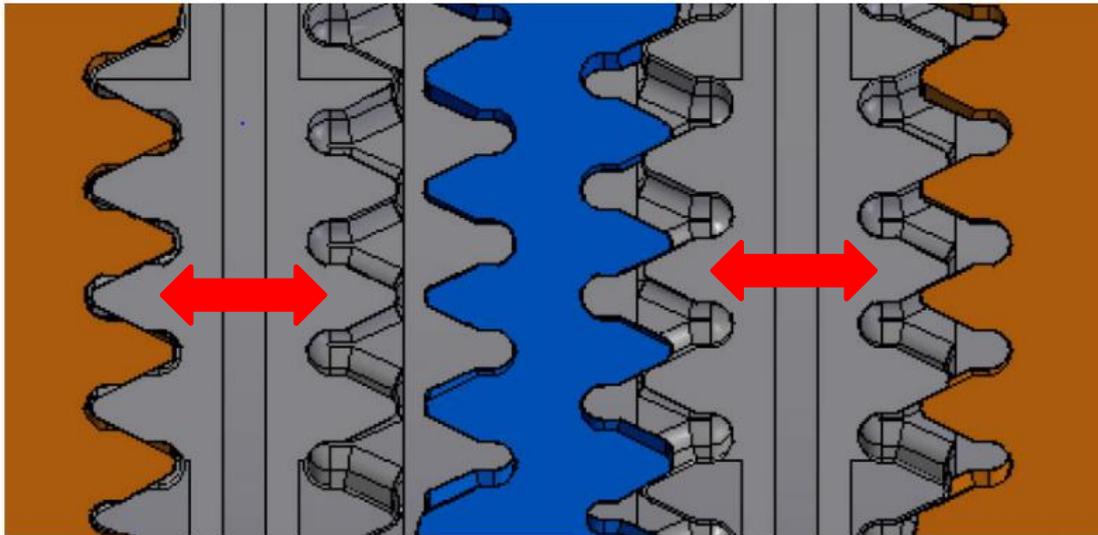
**Abbildung 1.3: Motor in Schnittdarstellung, Quelle: Kriegel (2018) S. 5.**

Die jeweiligen Verzahnungen der Komponenten sind als sogenannte Planverzahnungen ausgeführt, das heißt, die Zähne weisen in Richtung der Drehachse der Bauteile. Eine Besonderheit dieser Verzahnung ist die Form der Zahnflanken. Die Zahnflanken sind nicht parallel zur Bauteilachse ausgerichtet, es handelt sich um gerade geschlossene Schraubflächen mit einer Erzeugenden, welche die Schraubenachse schneidet und rechtwinkelig auf sie steht.<sup>1</sup>

Die zwei Kolben sind über die Keilwelle geführt und drehstarr miteinander verbunden. Somit sind die Kolben in ihrer Winkellage voneinander abhängig. Die Keilverzahnung der beiden Kolben ist so gewählt, dass in den beiden Kolbenräumen des Motors nie ein symmetrischer Bewegungszustand auftreten kann. Die Asymmetrie der Verzahnung wird so festgelegt, dass sich ein Kolben in Mittelstellung befindet, wenn der andere eine seiner Endpositionen einnimmt, wie in Abbildung 1.4 erkennbar ist. Die Kolben, hier grau eingefärbt, führen zwischen den orangefarbenen Verzahnungsbuchsen und dem blauen Gehäuse eine oszillierende Bewegung aus.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Kriegel (2018), S. 3.

<sup>2</sup> Kriegel (2018), S. 3.



**Abbildung 1.4: Kolbenräume, Quelle: Kriegel (2018) S. 9. (leicht modifiziert)**

Den Kolbenraum bilden, wie erwähnt, die Innverzahnung des Gehäuses und eine Verzahnungsbuchse. Die Verzahnungen auf dem Kolben sind symmetrisch angeordnet, die Verzahnung der Verzahnungsbuchse ist um einen halben Zahn zur Gehäuseverzahnung versetzt ausgerichtet. Ein Kolbenhub entsteht durch eine Verschiebung des Kolbens auf der Keilwelle, somit zwischen den Innenverzahnungen. Aufgrund der besonderen Form der Zahnflanke entsteht beim Verschieben des Kolbens bei fixiertem Gehäuse eine Rotationsbewegung der Kolben bzw. der formschlüssig verbundenen Keilwelle. Aufgrund der gewählten Geometrien des Motors ist, wie beschrieben, immer ein Kolben im Eingriff mit einer Verzahnung, somit gibt es keine Stellung des Motors, bei der er die formschlüssige Kraftübertragung verlässt. Diese Eigenschaft des Motors dient als Sicherheit gegen ein unfreiwilliges Absenken des Verteilermasts bei etwaigen Ansteuerungsstörungen. Bei richtiger Ansteuerung der Kolbenräume entsteht eine „Zickzack“-Bewegung der Kolben und somit eine Rotation des Verbunds von Kolben und Keilwelle um die Drehachse. Im Betrieb ermöglicht diese eine fortlaufende endlose Drehbewegung in beliebige Drehrichtung, unabhängig vom anliegenden Lastmoment. In Abbildung 1.5 ist der schematische Bewegungsverlauf der Kolben ersichtlich. Im Bild sind die Fahrwege der Kolben über die Zeit aufgetragen, ferner ist die Richtungsumkehr der Kolben sowie auch deren Wegabhängigkeit voneinander erkennbar. Eine detailliertere Beschreibung des Bewegungszyklus des Motors sind in den fachlich vorangegangenen Arbeiten von Kriegel (2018) und Ulbing (2016) gegeben.<sup>3</sup>

---

<sup>3</sup> Kriegel (2018), S. 3.

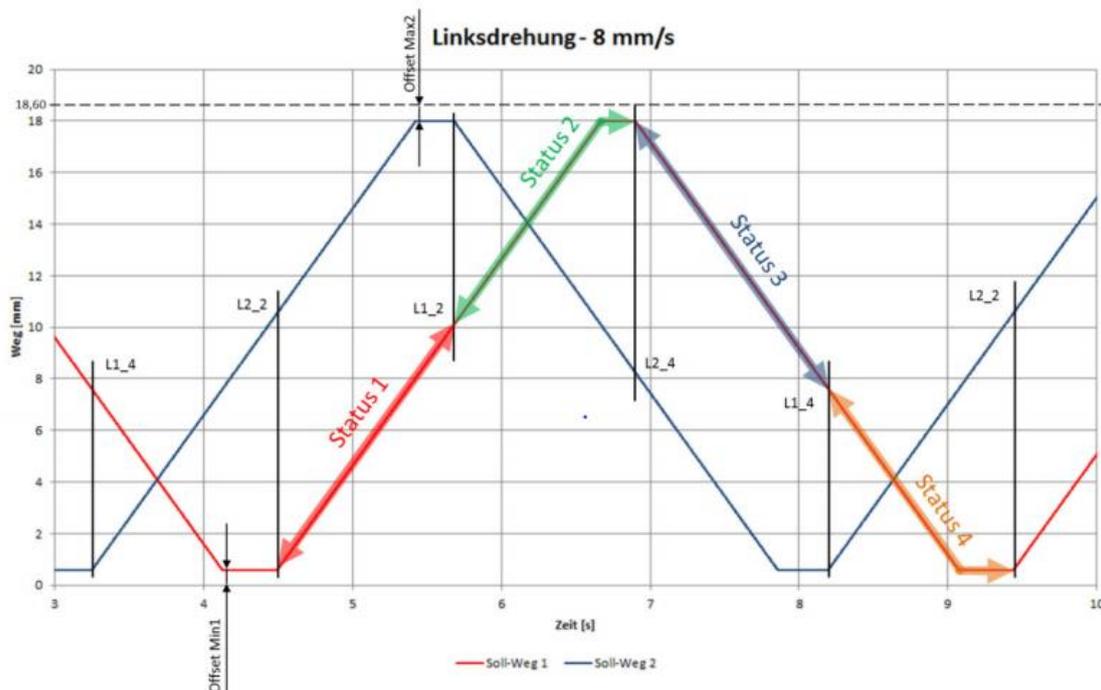


Abbildung 1.5: Bewegungsverlauf der Kolben, Quelle: Ulbing (2016), S. 98.

### 1.3. Verwendung Hydraulikmotor

Anwendung findet der beschriebene Hydraulikmotor in mobilen Betonförderanlagen, sogenannten Autobetonpumpen der Firma Schwing GmbH, wo er unter dem Produktnamen „Direct Drive“ geführt wird. Mit Hilfe von Autobetonpumpen kann der Beton auf Baustellen einfacher und zielgerichteter verteilt werden. Wichtigste Komponenten eines solchen Fahrzeugs sind das Betonventil in Kombination mit der Betonpumpe, welche die Betonförderung und Steuerung des Betonflusses übernehmen, und der bis zu 60 Meter lange Verteilmast, durch den der Beton zu den gewünschten Stellen fließt. Um ein Schwenken des Verteilmasts zu ermöglichen, ist dieser über einen Zahnkranz auf einem Lastkraftwagen montiert. In Abbildung 1.6 ist der Lastkraftwagen mit dem gesamten beschriebenen Aufbau dargestellt. Der Verteilmast besteht meist aus vier Teilarmen, die über Gelenke miteinander verbunden sind und einzeln angesteuert werden können. Um mit dem Ausleger an sehr exponierte Stellen zu gelangen, ist es erforderlich, eine möglichst hohe Drehfreiheit der Arme zu gewährleisten.<sup>4</sup>

<sup>4</sup> Ulbing (2016), S.1 ff.



**Abbildung 1.6: Autobetonpumpe Schwing S36X, Quelle: Schwing GmbH: S36X Direct Drive, Onlinequelle [15.03.2021]**

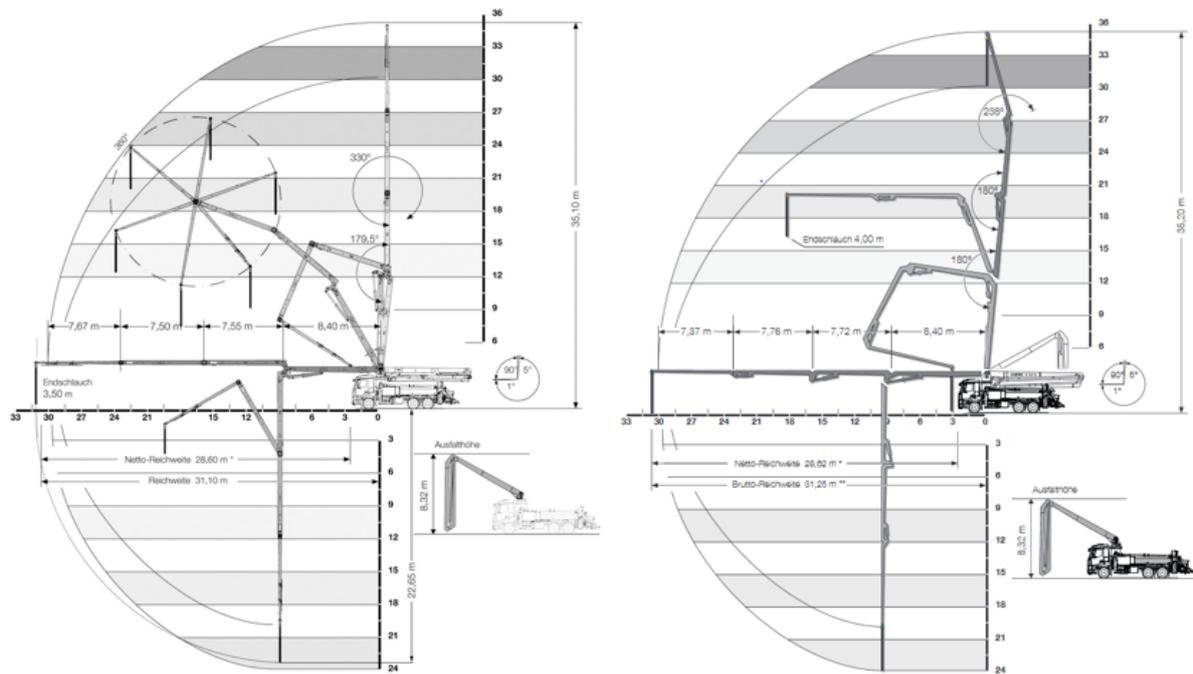
Herkömmliche Autobetonpumpen bewegen den Verteilermast mit linearen Hydraulikzylindern, diese haben den Nachteil, dass sie nur über einen begrenzten Hub verfügen und die Krafteinleitung der Hydraulikzylinder in vielen Betriebspunkten unbefriedigend ist. In Abbildung 1.7 sind die unterschiedlichen Schwenkbereiche der klassischen Autobetonpumpe rechts und jener mit neuer „Direct Drive“-Technologie links gegenübergestellt. Bei den äußeren beiden Drehgelenken besitzt der Verteilermast mit „Direct Drive“-Technologie einen wesentlich größeren Schwenkbereich. Besonders hervorzuheben ist die Möglichkeit, den letzten Arm endlos drehen zu können. Darüber hinaus erfordern die Anbindungen der Zylinder sowie auch die notwendigen Stahlbauteile erhöhten Konstruktionsaufwand.

Um diese negativen Eigenschaften zu eliminieren, ist seitens der Firma Schwing GmbH in Zusammenarbeit mit der TU Graz der zu untersuchende Hydraulikmotor entwickelt worden. Durch Verwendung des neuen Motors sollten keine Nachteile hinsichtlich maximalem Drehmoment, Gewicht bzw. maximaler Baugröße, Robustheit, Lebensdauer oder Wartbarkeit entstehen. Hier konnte durch die stufenweise Entwicklung ein gutes Ergebnis erzielt werden. Die neuen Motoren sind in den letzten beiden Gelenkstellen des Verteilermasts verbaut, wobei es zwei unterschiedliche Motorbaugrößen gibt, die nach der Anordnung am Verteilermast unterschieden werden. Die Eckdaten der beiden Motorbaugrößen sind in Tabelle 1.1 angeführt. Durch die neue Technologie können deutlich größere Drehwinkel der Knickarme erzielt werden und demzufolge noch komplexer zu erreichende Ziele des Verteilermasts angesteuert werden.<sup>5</sup>

**Tabelle 1.1: Eckdaten Motortypen, Quelle: eigene Darstellung.**

Motortype	Type C	Type D
Max. Antriebsmoment	45 kNm	~ 110 kg
Gewicht	210 kNm	~ 170 kg
Anzahl Zähne	52	60

<sup>5</sup> Ulbing (2016), S.3 f.



**Abbildung 1.7: Vergleich Schwenkbereiche Autobetonpumpe S36X Direct Drive und S36X, Quelle: Schwing GmbH, Onlinequelle [15.03.2021]**

## 2. Theoretische Grundlagen

### 2.1. Grundlagen Hydraulik

Die Hydraulik hat ein breites Anwendungsgebiet, angefangen von Stationärhydraulik über Mobilhydraulik und Flugzeughydraulik. In der Stationärhydraulik werden hydraulische Anlagen vor allem in Werkzeugmaschinen und Pressen oder auch im Prüfwesen zur Kraftübertragung und Lagerung eingesetzt.<sup>6</sup> Die Arbeitsprinzipien der Energieübertragung können wie folgt unterteilt werden:

- hydrostatisches Arbeitsprinzip
- hydrodynamisches Arbeitsprinzip

Beim hydrostatischen Arbeitsprinzip wird die Energie durch einen statischen Druck weitergeleitet, wohingegen in der Hydrodynamik die Energie durch die in der bewegten Flüssigkeit gespeicherten kinetischen Energie übertragen wird.<sup>7</sup> In der vorliegenden Arbeit werden nur Systeme nach dem hydrostatischen Arbeitsprinzip verwendet. Dieses Prinzip folgt dem Gesetz von Pascal, welches besagt, dass sich der Druck, der auf eine zur Gänze umschlossene Flüssigkeit wirkt, gleichförmig und allgegenwärtig ausbreitet. In Abbildung 2.1 ist das Gesetz von Pascal anhand einer hydraulischen Kraftübersetzung nach Formel 2.1 bildlich veranschaulicht<sup>8</sup>.

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad 2.1$$

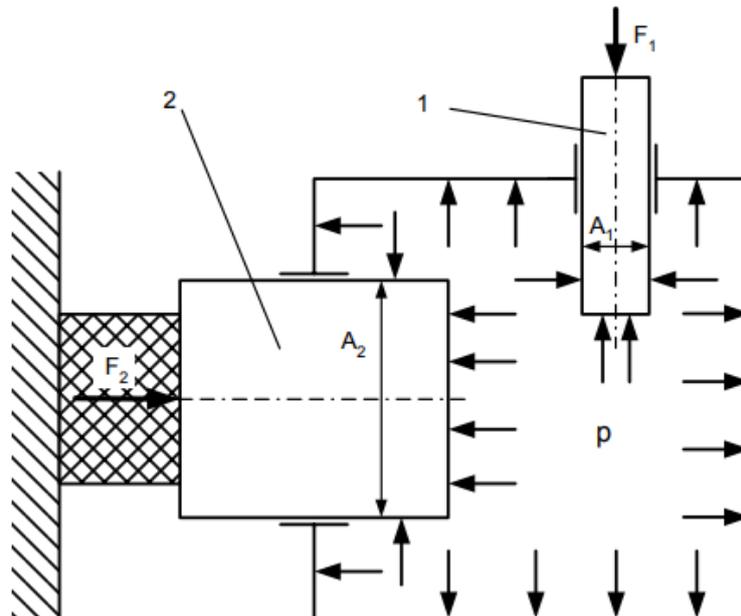


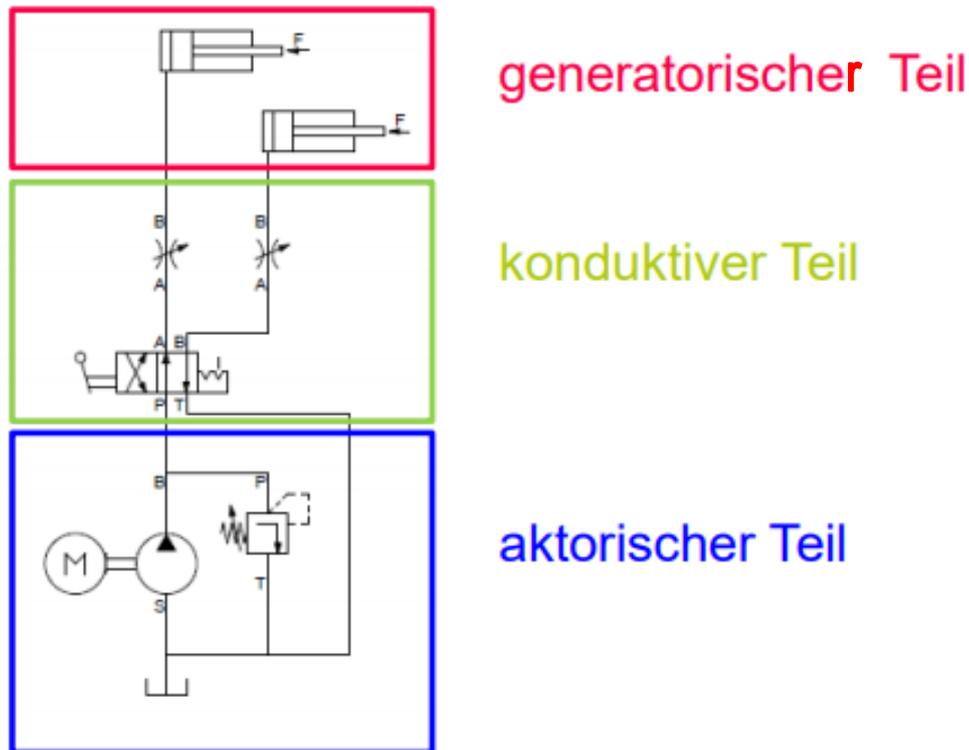
Abbildung 2.1: Hydrostatisches Prinzip, Quelle: Will/Gebhart/Ströhl (Hrsg.) (2006), S. 41.

<sup>6</sup> Hochleitner (2010), S. 8.

<sup>7</sup> Hochleitner (2010), S. 6.

<sup>8</sup> Findeisen (2006), S. 149.

Ein hydraulisches System besteht prinzipiell aus einem generatorischen, aktorischen und konduktiven Teil. Der generatorische Teil befasst sich mit der Umwandlung von mechanischer in hydraulische Energie sowie der Speicherung. Der aktorische Teil behandelt das Gegenteil, die Umwandlung von hydraulischer in mechanische Energie, hierzu zählen Motoren und Zylinder. Der verbindende konduktive Teil beinhaltet Elemente wie Leitungen und Ventile, welche für die Energieübertragung und -steuerung verantwortlich sind.<sup>9</sup>



**Abbildung 2.2: Teilbereiche eines hydraulischen Systems, Quelle: VO Fluidtechnik 2021, Kap. 1, S. 6.**

In Tabelle 2.1 sind allgemein die Vor- und Nachteile verschiedener Energieformen bei der Kraftübertragung veranschaulicht. Es zeigt sich, dass die Hydraulik vorwiegend Vorteile in einer hohen Kraftdichte bei gleichzeitig guter Steuerbarkeit und Flexibilität aufweist. Darüber hinaus sind auch die Leistungsdichte und das Zeitverhalten als positive Eigenschaften der Hydraulik hervorzuheben. Auch die Selbstschmierung der hydraulischen Komponenten durch die Druckflüssigkeit und der simple Überlastschutz durch eine Druckbegrenzung sind Argumente für hydraulische Systeme. Als Punkte, welche gegen den Einsatz von Hydraulik sprechen, sind die hohe Fertigungsgenauigkeit der Bauelemente, die Temperaturabhängigkeit der Druckflüssigkeit und die Kompressibilität des Fluids zu nennen. Im Vergleich zu mechanischen Systemen bewirken die Verluste durch Leckagen und Flüssigkeitsreibung in den Rohrleitungen einen wesentlich schlechteren Wirkungsgrad.<sup>10</sup>

<sup>9</sup> Hochleitner (2010), S. 6.

<sup>10</sup> Bauer (2016), S. 5 f.

Tabelle 2.1: Vergleich verschiedener Energieformen, Quelle: Edler (2021), Kap. 1, S. 12.

Beurteilungskriterium	Übertragungsart		
	Mechanisch	elektrisch	fluidisch
Kraftdichte	sehr gut	schlecht	gut
Übertragbarkeit über mittlere Entfernungen	schlecht	sehr gut	gut
Steuerbarkeit	schlecht	gut	gut
Sicherheit	etwa alle gleich		
Wirkungsgrad	gut	gut	schlecht
Flexibilität im Aufbau Angebot von Bauteilen	schlecht (teuer)	Sehr gut (billig)	gut (teuer)

Um ein besseres Verständnis für hydraulische Systeme zu erhalten, sei hier die Analogie zu elektrischen Systemen erwähnt, welche in Tabelle 2.2 veranschaulicht ist. Der Bezug zur Elektrik hilft bei der mathematischen Modellierung von Systemen und dient zur einfacheren Bestimmung des Betriebsverhaltens sowie auch der Systemfunktionalität.<sup>11</sup>

Tabelle 2.2: Analogie elektrischer und hydraulischer Systeme, Quelle: Matthies/Renius (2011), S. 7.

Größe	Elektrisch	Hydraulisch
Strom	elektrischer Strom $I$	Volumenstrom $Q$
Spannung	elektr. Spannung $U$	hydrostat. Druck $p$
Widerstand	el. Widerstand $R = \frac{U}{I}$	hydr. Widerst. $R = \frac{\Delta p}{Q}$
Kapazität	$C = \frac{\text{Ladung}}{\text{Spannung}} = \frac{\int I dt}{U}$	$C = \frac{Q}{dp/dt} = \frac{\Delta V}{\Delta p} = \frac{V_0}{K}$
Induktivität	$L = \frac{U}{dI/dt}$	$L = \frac{\Delta p}{dQ/dt}$

### 2.1.1. Druckflüssigkeiten

Prinzipiell hat die Druckflüssigkeit die Aufgabe, potentielle oder kinetische Energie vom generatorischen zum aktorischen Teil zu übertragen. Darüber hinaus hat die Druckflüssigkeit noch Aufgaben wie Verschleißschutz, Korrosionsschutz und Wärmeabfuhr. Für die zur Energieübertragung verantwortliche Druckflüssigkeit existiert eine Vielzahl an Auswahlmöglichkeiten, grundlegend können sie in die folgenden Untergruppen unterteilt werden:

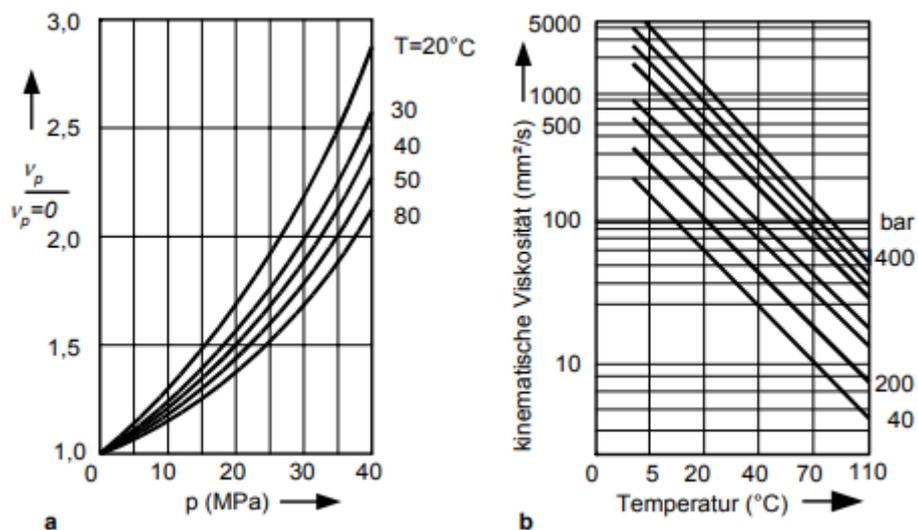
- Druckflüssigkeiten auf Mineralölbasis
- Druckflüssigkeiten auf Basis von Estern und Silikonölen
- schwer entflammbare Druckflüssigkeiten

<sup>11</sup> Matthies/Renius (2011), S. 6.

- umweltverträgliche Druckflüssigkeiten

Jede der Druckflüssigkeiten weist andere Eigenschaften auf, so gibt es für jeden Anwendungsbereich eine Flüssigkeit mit der erforderlichen Beschaffenheit. Wesentliche Merkmale einer Druckflüssigkeit sind die Viskosität, das Kälteverhalten, die Betriebsgrenzen, das Luftlöseverhalten, das Alterungsverhalten sowie das Verschleißverhalten. Die Eigenschaften der Druckflüssigkeiten können durch verschiedene Additive beeinflusst werden, so können diverse Zusätze zur Variation der Viskosität, zur Verbesserung der Alterungsbeständigkeit oder des Korrosionsschutzes beitragen.<sup>12</sup>

Besonders die Viskosität, welche stark temperaturabhängig ist, hat großen Einfluss auf das Verhalten von hydraulischen Anlagen. Die Viskosität stellt ein Maß für die Fließfähigkeit bzw. die innere Reibung eines Fluid dar. Mit steigender Temperatur sinkt die Viskosität, andererseits lässt ein höherer Druck die Viskosität anwachsen, wobei der Einfluss der Temperatur deutlich höher ist.<sup>13</sup> Das beschriebene Verhalten der Viskosität ist in Abbildung 2.3 dargestellt.



**Abbildung 2.3: Einflussgrößen auf die Viskosität, Quelle: Will/Gebhart/Ströhl (Hrsg.) (2006), S. 19.**

Unterschieden wird zwischen dynamischer und kinetischer Viskosität  $\nu$ . Die dynamische Viskosität  $\eta$  kann aus der Schubspannung und dem Geschwindigkeitsgefälle berechnet werden. In Abbildung 2.4 ist ein theoretischer Aufbau zur Bestimmung der dynamischen Viskosität skizziert. Zwei durch eine Newtonsche Flüssigkeit getrennte Platten, mit der Fläche  $A_p$ , bewegen sich unter einer Krafteinwirkung  $F_p$  mit einer Geschwindigkeit  $v_p$  gegeneinander und haben dabei den konstanten Abstand  $h_p$ .<sup>14</sup>

<sup>12</sup> Matthies/Renius (2011), S. 18 f.

<sup>13</sup> Bauer (2016), S. 51 f.

<sup>14</sup> Hochleitner (2010), S.11 ff.

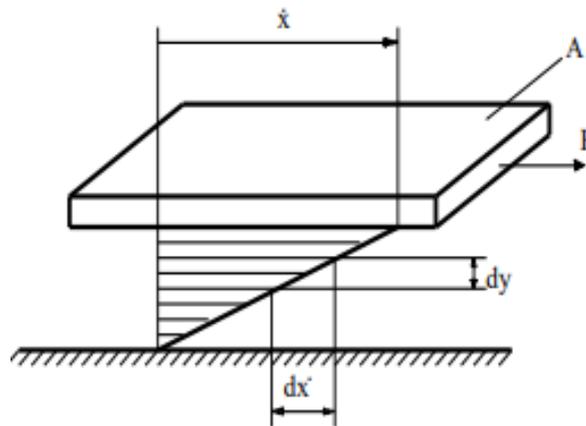


Abbildung 2.4: Schlepplösung, Quelle: Hochleitner (2010), S. 27.

$$\eta = \frac{\tau}{\frac{d\dot{x}}{dy}} \quad 2.2$$

$$\eta = \frac{F_P * h_P}{A_P * v_P} \quad 2.3$$

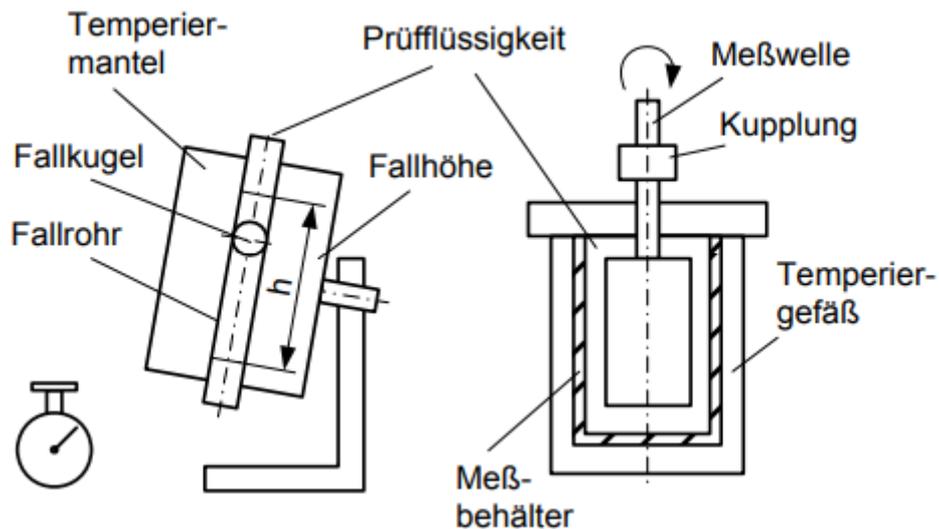
Die Formel 2.2 kann durch Annahme von kleinen Spaltenhöhen  $h_P$  zu Formel 2.3 mit hinreichender Genauigkeit vereinfacht werden. Die kinematische Viskosität hat einen dichtebezogenen Zusammenhang mit der dynamischen Viskosität und kann nach Formel 2.4 berechnet werden.<sup>15</sup>

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad 2.4$$

In der Praxis wird die dynamische Viskosität mit Hilfe eines Kugelfall- oder eines Rotations-Viskosimeters gemessen. In Abbildung 2.5 ist der schematische Aufbau der beiden Messeinrichtungen dargestellt. Eine Änderung der Viskosität hat einen maßgeblichen Einfluss auf das Systemverhalten der Anlage, speziell auf den Verschleiß und die Leistungsverluste<sup>16</sup>. Daher sind vor dem Einsatz einer Druckflüssigkeit die Betriebsgrenzen des Fluides mit den vorhandenen Betriebsbedingungen der Anlage abzugleichen.

<sup>15</sup> Hochleitner (2010), S. 12.

<sup>16</sup> Will/Gebhardt/Ströhl (Hrsg.) (2006), S. 19.



**Abbildung 2.5: Schematischer Aufbau des Kugelfall- und Rotations-Viskosimeters, Quelle: Will/Gebhart/Ströhl (Hrsg.) (2006), S. 17.**

### 2.1.2. Filterung

Für die einwandfreie Funktion von hydraulischen Anlagen ist eine geeignete Filterung des Öls von großer Bedeutung. Besonders in Hinblick auf die hydrostatischen Lagerungen bedarf es eines geeigneten Filterungskonzepts, um etwaige Verstopfungen durch Kontaminationen in den Drosselstellen und somit einen Ausfall der Lagerstellen zu vermeiden. Die benötigte Ölreinheitsklasse kann durch Arbeits- und BelüftungsfILTER, welche in der Regel immer notwendig sind, sichergestellt werden. Schutzfilter sind optional als zusätzliche Sicherheit vor kritischen Komponenten verwendbar. Für die passende Filterwahl sind Aspekte wie die Filterfeinheit, die Abscheideleistung, die Schmutzaufnahmekapazität, die Reinigungsmöglichkeit und der Druckverlust bei voller Verschmutzung ausschlaggebend<sup>17</sup>. Arbeitsfilter können sowohl als Haupt- als auch Nebenstromfilter verbaut werden. Eine systemunabhängige Filtration, kleine und günstige Filter, geringe Wartungszeiten und ein Filterwechsel ohne Abschaltung der Anlage sind Vorteile der Nebenstromfilterung. Ein Nachteil der Nebenstromfilterung ist, dass nicht der ganze Ölstrom gleichzeitig gefiltert wird. Daher besteht die Gefahr, dass Verschmutzungen mehrmals die Anlage durchlaufen, bevor sie herausgefiltert werden. Weiters kann bei den Filteraufbauten zwischen Oberflächenfilter, Tiefenfilter, Magnetfilter und elektrostatischem Filter unterschieden werden.<sup>18</sup>

In Abbildung 2.6 ist abgebildet, wo und wie Verschmutzungen in das hydraulische System gelangen können und welche Folgen sie haben. Anzumerken ist, dass auch Neuöl nicht frei von Kontaminationen ist und vor Gebrauch einer Filterung unterzogen werden muss. Die häufigsten Ausfälle hydraulischer Anlagen werden entweder in der Anfangsphase, durch Verschmutzungen der Fertigung oder der Montage, oder in der Endphase der Lebensdauer durch zunehmenden Verschleiß festgestellt.

<sup>17</sup> Bauer (2016), S. 69.

<sup>18</sup> Hochleitner (2010), S. 171 ff.

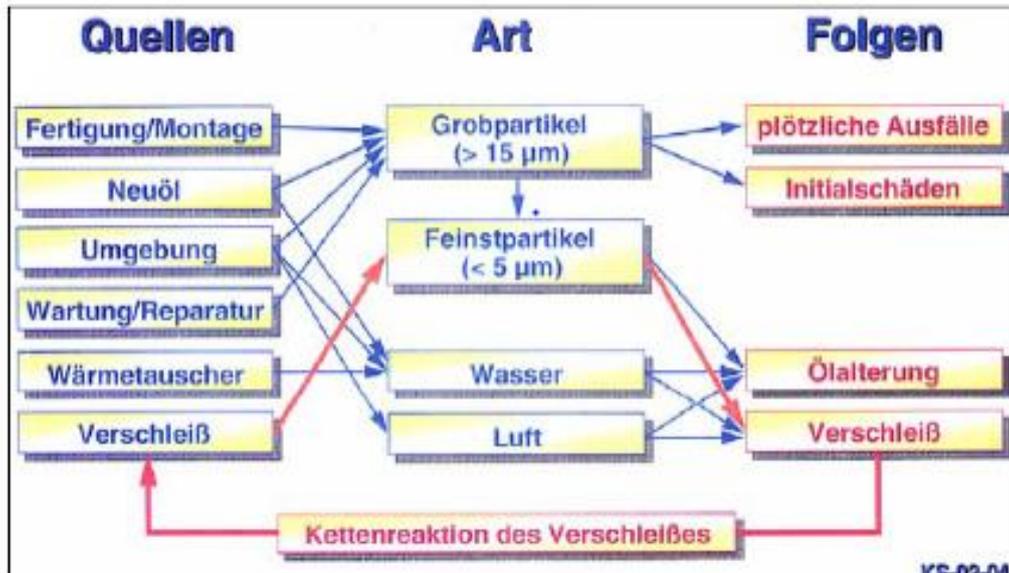


Abbildung 2.6: Verschmutzungen hydraulischer Anlagen, Quelle: Hochleitner (2010), S. 159.

### 2.1.3. Blenden

Da im späteren Verlauf mehrfach Blenden und Drosseln beim Prüfstandsaufbau verwendet werden, wird im folgenden Abschnitt die Herleitung der Blendengleichung beschrieben. Blenden zeichnen sich dadurch aus, dass ihre Wirklänge viel kleiner als der Blendendurchmesser ist.

Die Gleichung für den Volumenstrom  $Q$  durch eine Blende lautet:

$$Q = \alpha_D * A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} * \Delta p} \quad 2.5$$

Um diese zusammengefasste Formel zu erhalten, werden zunächst einige Grundlagen der Hydraulik benötigt, angefangen von der Kontinuitätsgleichung, welche die Massenerhaltung bzw. die Volumenstromerhaltung von näherungsweise inkompressiblen Fluiden bei stationärer Strömung beschreibt. Somit ist für dichteunabhängige Fluide in einem beliebigen Strömungsquerschnitt entlang eines geschlossenen Körpers die Formel 2.6 gültig.

$$Q = A * u = const. \quad 2.6$$

$A$  stellt den Strömungsquerschnitt,  $u$  die Strömungsgeschwindigkeit und  $Q$  den Volumenstrom im betrachteten Querschnitt dar. Die Bernoulli-Gleichung beschreibt die Energieerhaltung entlang eines Stromfadens. Mit den vereinfachenden Annahmen von Reibungsfreiheit, stationärer Strömung sowie Inkompressibilität des Fluids kann die Gleichung in der Druckform wie folgt angeführt werden:

$$\frac{\rho u^2}{2} + \rho g h_{geo} + p = const. \quad 2.7$$

Diese drei Terme beschreiben den kinetischen, den geodätischen und den statischen Druck.<sup>19</sup> Der geodätische Druck ist in der Ölhydraulik zu vernachlässigen und somit ergibt sich:

$$\frac{\rho u^2}{2} + p = \text{const.} \quad 2.8$$

Unter Verwendung von Formel 2.7 und Formel 2.8 kann ein Zusammenhang zwischen den beiden Druckmessstellen für  $p_1$  und  $p_2$ , die in Abbildung 2.7 veranschaulicht sind, hergestellt werden.

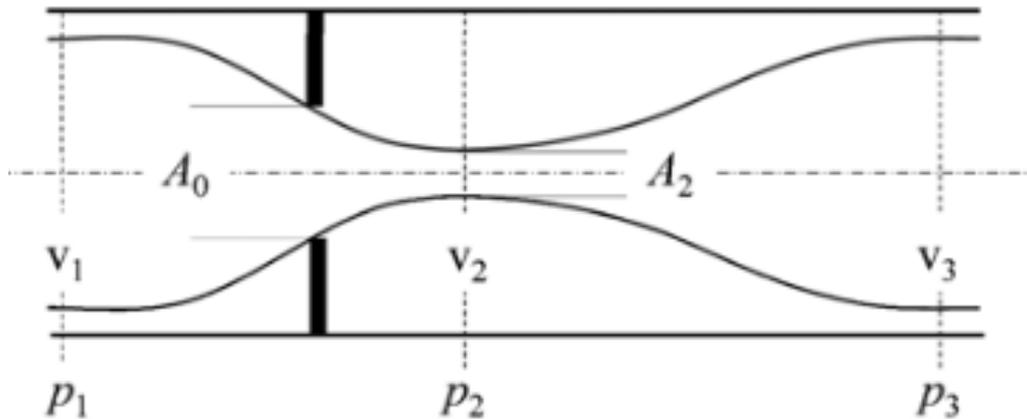


Abbildung 2.7: Blendenmessstellen, Quelle: Bauer/Niebergall (2020), S.281.

Mit Hilfe des Kontraktionskoeffizienten  $\alpha_K$  kann die Gleichung wie folgt angeschrieben werden:

$$Q = \alpha_K A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad 2.9$$

$$\alpha_K = \frac{A_2}{A_0} \quad 2.10$$

Durch Einführung des Durchflusskoeffizienten  $\alpha_D$  werden neben den Strömungsverlusten der Strömungszustand, die Form der Steuerkanten und die Durchströmungsrichtung ebenfalls berücksichtigt.<sup>20</sup> Dies führt schlussendlich auf die am Beginn erwähnte Formel 2.5. Dabei ist ersichtlich, dass der Volumenstrom nicht von der Viskosität abhängig ist und demnach nur eine Funktion des Drucks darstellt.

Drosseln haben im Vergleich ein deutlich größeres Verhältnis von Wirklänge  $l_D$  zu Durchmesser  $d_D$  als Blenden. Dies hat auch zur Folge, dass der Volumendurchfluss

<sup>19</sup> Bauer (2016), S. 281 ff.

<sup>20</sup> Bauer/Niebergall (2020), S. 282.

maßgeblich von der Viskosität abhängig ist. Der Volumenstrom durch eine Drossel kann für kreisförmige Querschnitte nach Gleichung 2.11 bestimmt werden.<sup>21</sup>

$$Q = \frac{\Delta p \pi r_D^4}{8 \eta l_D} \quad 2.11$$

Der Öldurchfluss von Drosselstellen, die durch Dichtspalte oder Lagerspalte ausgebildet werden, wird mit Hilfe des Gesetzes von Hagen-Poiseulle nach Formel 2.12 berechnet. Eine genauere Erläuterung der Gleichung ist in Kapitel 2.2.2 angeführt.

$$Q = \frac{p_T h^3 b}{12 \eta l} \quad 2.12$$

## 2.2. Grundlagen Hydrostatische Lagerung

Lagerungen haben die wichtige Aufgabe, Bauteile zu führen, Kräfte aufzunehmen und die Bewegungsfreiheit auf die erlaubten Freiheitsgrade zu reduzieren. Das Grundprinzip von hydrostatischen Lagern ist die Trennung der beiden bewegten Bauteile durch einen permanenten Flüssigkeitsfilm. Der Gleitfilm wird durch ein externes Drucksystem erzeugt. Im Vergleich zu anderen Lagerungen, wie Wälzlagern, tritt bei hydrostatischen Lagern beinahe keine Reibung auf. Darüber hinaus werden an Lager generell folgende Anforderungen gestellt:

- Vermeidung vom Stick-Slip Effekt
- geringe Reibung
- geringer Verschleiß und Sicherheit gegen Fressen
- hohe Steifigkeit und Spielfreiheit
- gute Dämpfung in Trag- und Bewegungsrichtung

Eine hohe Steifigkeit und Spielfreiheit sind notwendig, damit Vorgänge präzise wiederholt und Messfehler vermieden werden können. Die Reduktion von Verschleißerscheinungen ist für die Garantie einer hohen Laufgenauigkeit der Maschine über eine lange Lebensdauer essentiell. Eine geringe Reibung sowie die Vermeidung von Stick-Slip Effekten sind Voraussetzungen für eine präzise Positionierung der Komponenten. Hydrostatische Lager weisen viele dieser positiven Eigenschaften auf, darüber hinaus benötigen sie nur eine geringe Bauhöhe. Ein Verschleiß der Gleitflächen ist bei ständiger Aufrechterhaltung des Pumpendruckes unmöglich, ferner ist bei ausreichend großer Taschenfläche und geeignetem Pumpendruck eine hohe Steifigkeit der Lager gegeben. Nachteilig sind die höheren Herstellkosten und der hinzukommende Fertigungsaufwand von hydrostatischen Lagern im Vergleich zu Wälzlagern zu nennen.<sup>22</sup>

### 2.2.1. Aufbau

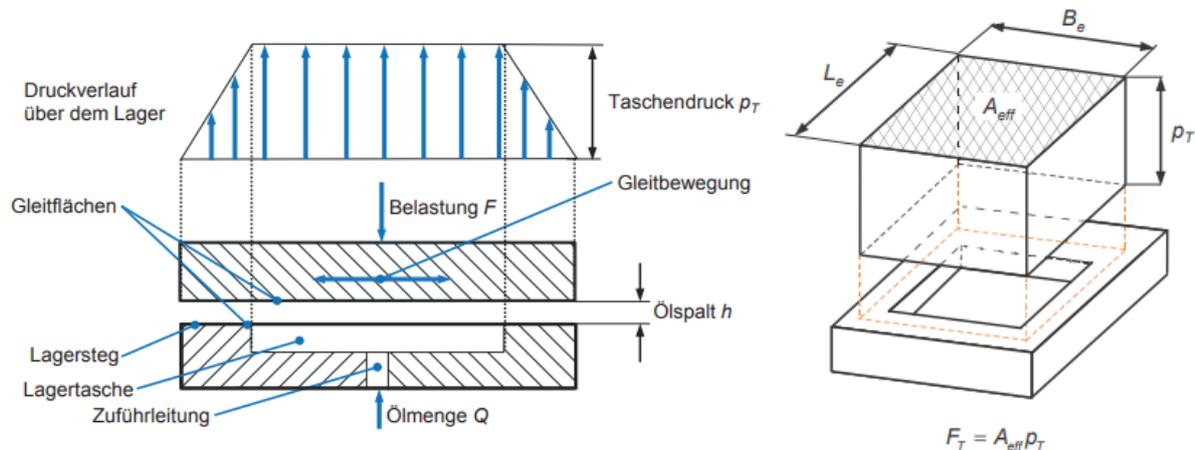
Beim Aufbau von hydrostatischen Lagern wird zwischen Radial- und Axiallager unterschieden. Für die Auslegung und Berechnung können aber die gleichen allgemeinen Gleichungen und

---

<sup>21</sup> Mörwald (2016), S. 18.

<sup>22</sup> Weck/Brecher, S. 4.

Abbildungen verwendet werden. In Abbildung 2.8 ist der schematische Aufbau einer hydrostatischen Lagerung ersichtlich, welcher nachfolgend genauer beschrieben wird.



**Abbildung 2.8: Schematischer Aufbau Lagertasche, Quelle: Weck/Brecher (2006), S. 41.**

In einem der zu lagernden Körper befindet sich eine Ausnehmung, die sogenannte Lagertasche. Üblicherweise befindet sich die Tasche im kürzeren und beweglichen Bauteil. Die Lagertasche ist durch eine Ölbohrung mit dem Druckversorgungsnetz verbunden. Die beiden Gleitflächen sind durch den Ölspalt voneinander getrennt, dieser hat üblicherweise im unbelasteten Zustand eine Höhe von 10  $\mu\text{m}$  bis 60  $\mu\text{m}$ . Der Taschenenddruck  $p_T$  ist über die gesamte Taschenfläche gleich und nimmt über die Steglänge  $l$  näherungsweise konstant bis zum Umgebungsdruck hin ab. Das Öl in der Tasche strömt durch den Spalt allseitig und kontinuierlich aus. Durch die geringe Spalthöhe entsteht eine Drosselstelle und somit ein hydraulischer Widerstand, der einen Druckaufbau in der Tasche ermöglicht. Die zur weiteren Berechnung erforderlichen Abmessungen sind unter anderem die effektive Taschenbreite  $B_e$  und die effektive Taschenlänge  $L_e$ , diese berechnen sich aus der realen Taschenlänge bzw. Taschenbreite und der Steglänge.<sup>23</sup>

$$B_e = B_{real} + l \quad 2.13$$

$$L_e = L_{real} + l \quad 2.14$$

### 2.2.2. Berechnung

Die Abmessungen der Tasche werden an die Anforderungen der Maschine angepasst und konstruktiv festgelegt. Die effektive Taschenfläche  $A_w$  kann mit Gleichung 2.15 bestimmt werden.

$$A_{eff} = B_e * L_e \quad 2.15$$

Mit Hilfe des vorgegebenen Taschenenddrucks kann die vorhandene Taschenkraft  $F_T$  berechnet werden.

$$F_T = A_{eff} * p_T \quad 2.16$$

<sup>23</sup> Weck/Brecher (2006), S. 41.

Bei den weiteren Berechnungen wird mehrmals das in Formel 2.17 gezeigte Strömungsverhältnis verwendet. Es berechnet sich aus dem Quotienten von Abströmbreite  $b$  und der Abströmlänge bzw. Steglänge  $l$ . Die Abströmbreite ist der Umfang der effektiven Taschenfläche, welche senkrecht zur Spaltströmungsrichtung steht.

$$\text{Strömungsverhältnis} = \frac{b}{l} \quad 2.17$$

$$b = 2B_e + 2L_e \quad 2.18$$

Bei Radiallagern wird zusätzlich zwischen axialem und radialem Strömungsverhältnis unterschieden, welche sich analog unter Einbezug der relevanten Längen in axialer oder radialer Richtung mit der Gleichung 2.19 ermitteln lassen. Es ist darauf zu achten, dass die Strömungsverhältnisse in radialer und axialer Richtung möglichst gleich ausgelegt werden. Die axiale Abströmlänge  $b_a$  und die radiale Abströmbreite  $b_u$  sind ebenfalls gleich mit den Formeln 2.20 und 2.21 zu ermitteln.<sup>24</sup>

$$\frac{b}{l} = \frac{b_a}{l_a} = \frac{b_u}{l_u} \quad 2.19$$

$$b_a = 2L_e \quad 2.20$$

$$b_u = 2B_e \quad 2.21$$

Die erwähnten geometrischen Abmessungen sind in Abbildung 2.9 anhand eines Radiallagers nochmal veranschaulicht. Hier sind auch axiale Öl-abführnuten dargestellt, die mit  $l_1$  bemast sind. Die Nuten sind erforderlich, um einen Druckausgleich zwischen den Lagertaschen sicherzustellen, ansonsten könnten sich zwei Taschen gegenseitig beeinflussen. Wie abgebildet sind mehrere Lagertaschen, mindestens drei, notwendig, um ein Bauteil bestimmt lagern zu können.

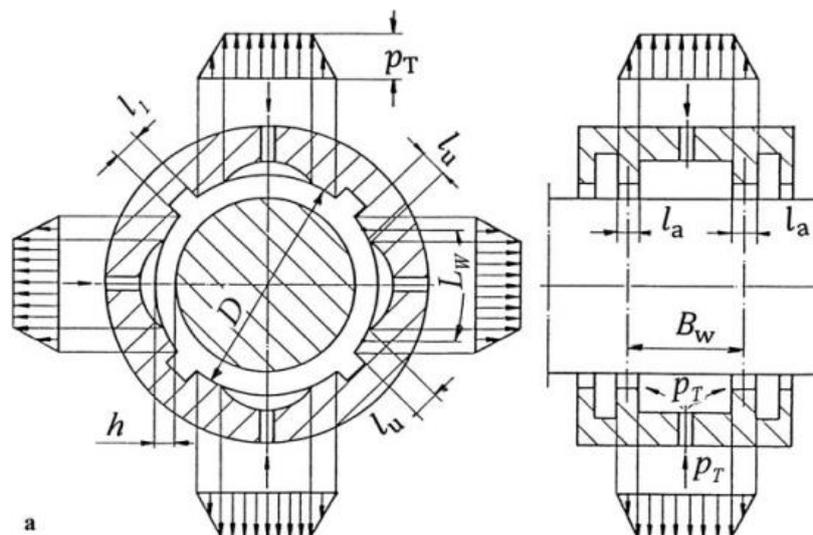


Abbildung 2.9: Aufbau Radiallager, Quelle: Perovic (2012), S.20.

<sup>24</sup> Perovic (2012), S. 4 ff.

Ziel der Lagerauslegung ist es, eine stabile Höhe des Lagerspalts, auch unter Belastung, zu gewährleisten, hierfür fehlt noch eine wichtige Kenngröße von hydrostatischen Lagern, die Durchflussmenge  $Q$ . Anhand der Durchflussmenge der Lagerstellen werden die Vordrosselstellen sowie auch das Versorgungssystem ausgelegt. Die Durchflussmenge wird durch die Gleichung 2.22 mit Hilfe des Gesetzes von Hagen-Poiseulle berechnet. Als treibende Druckkraft wird vereinfacht der Taschendruck  $p_T$  angenommen, da der atmosphärische Umgebungsdruck vernachlässigt wird. Die gekrümmten Lagerstellen werden zur Vereinfachung in die Ebene abgewickelt. Bei unterschiedlichen Strömungsverhältnissen in axialer und radialer Richtung müssen beide Richtungskomponenten einzeln berechnet werden.<sup>25</sup>

$$Q = \frac{p_T h^3 b}{12 \eta l} \quad 2.22$$

### 2.2.3. Vordrosselungsarten

Bei ungleicher Belastung der Lagerstellen ist es notwendig, dass jede Lagertasche aufgrund der Gleichgewichtsbedingungen einen anderen Druck aufbauen kann. Zur Erfüllung dieser Anforderung muss die Ölzuführung jeder Tasche unbeeinflusst von den anderen Lagertaschen sein. Dazu gibt es mehrere Konzepte, die nachfolgend kurz vorgestellt werden.

#### 2.2.3.1. Konstanter hydraulischer Vorwiderstand

Als Erstes wird das System in Abbildung 2.10 mit einer Versorgungspumpe und konstanten hydraulischen Vorwiderständen behandelt.

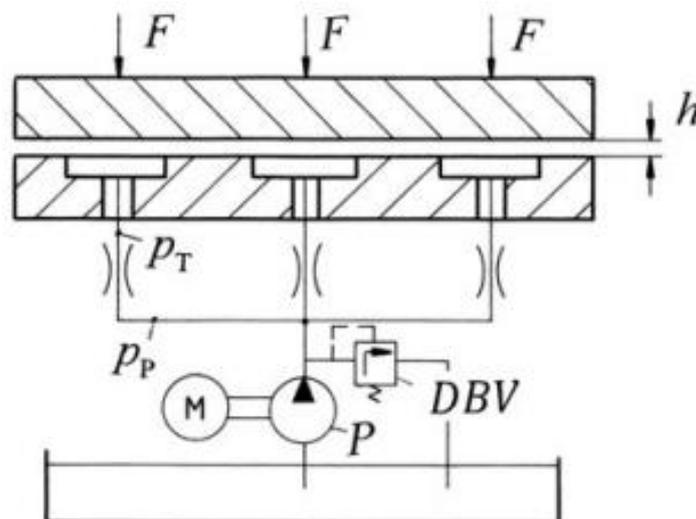


Abbildung 2.10: System „eine Pumpe und Vordrosseln“, Quelle: Perovic (2012), S.9.

Dabei bleibt der Pumpendruck annähernd konstant, die Durchflussmenge und somit auch die Spalthöhe sinken jedoch bei ansteigender Lagerbelastung. Der Taschendruck nimmt bis zum Maximum, dem Pumpendruck, zu. Dabei ist zu beachten, dass es durch eine Überbelastung zum Kontakt der beiden Körper kommen kann und somit zum Fressen der Bauteile. Grundlegende Vorteile dieses Systems sind der simple Aufbau und die geringen Kosten. Als

<sup>25</sup> Weck/Brecher (2006), S. 244 ff.

Widerstände können entweder Kapillardrosseln oder Blenden verwendet werden. Der Vorteil von Drosseln gegenüber Blenden ist, dass sie in Bezug auf die Viskosität die gleiche Abhängigkeit wie der Lagerspalt aufweisen.<sup>26</sup> Anhand Abbildung 2.11 zeigt sich der zuvor beschriebene Verlauf des Lagerspalts unter steigender Lagerbelastung. Links ist der Spaltverlauf einer Blende und rechts jener einer Drossel ersichtlich. Die strichpunktierte Linie markiert den optimalen Verlauf der Lagerspalthöhe. Die Auslegung der hydraulischen Widerstände erfolgt anhand des unbelasteten Zustands der Lagerung. Der Durchfluss einer Kapillardrossel kann nach Gleichung 2.11 und jener durch eine Blende mit Hilfe von Gleichung 2.9 berechnet werden.

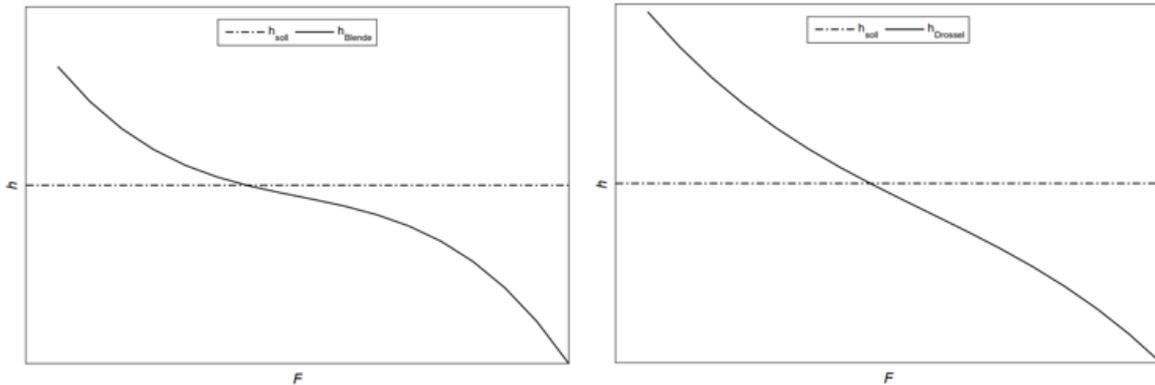


Abbildung 2.11: Spaltverlauf beim Einsatz von Blende und Drossel, Quelle: Mörwald (2016), S. 29.

### 2.2.3.2. Konstantvolumenstrom

Wie der Name schon andeutet, ist der Volumenstrom der Lagertasche bei diesem System konstant. Dieses Verhalten wird durch eine separate Versorgung jeder Tasche mit einer eigenen Pumpe erzielt. Die Drehzahl der Pumpe ist regelbar und somit auch der geförderte Volumenstrom. In Abbildung 2.12 sind der schematische Aufbau sowie die Verläufe von Volumenstrom  $Q$ , Spalthöhe  $h$  und Lagersteifigkeit  $K$  über die Belastung skizziert.

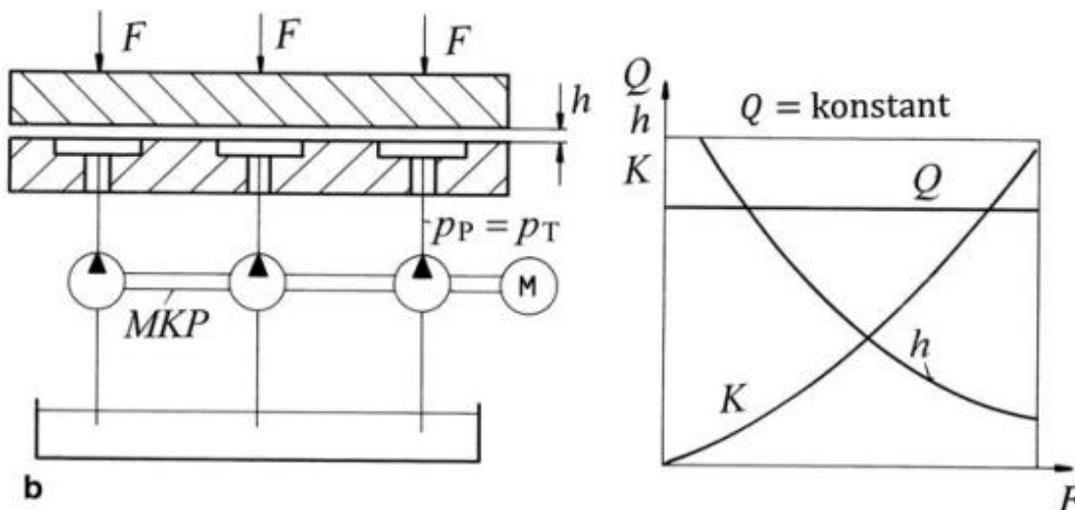
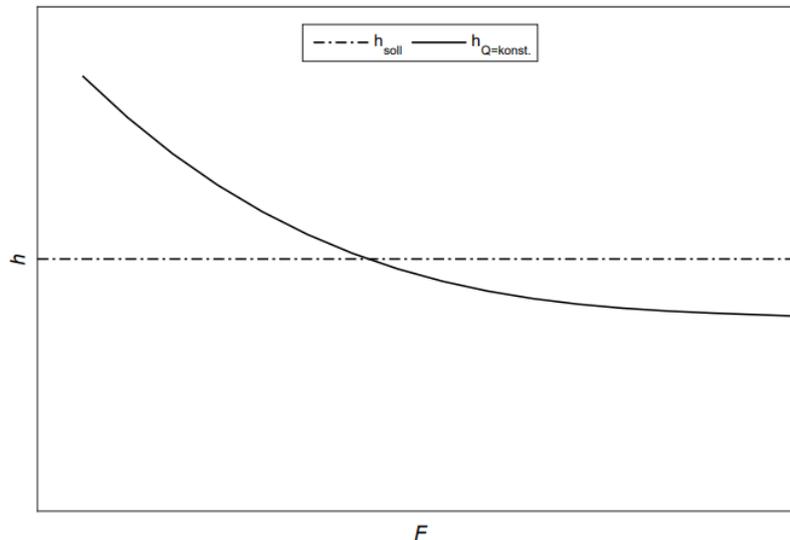


Abbildung 2.12: System „eine Pumpe je Lagertasche“, Quelle: Perovic (2012), S. 22.

<sup>26</sup> Mörwald (2016), S. 29.

Vorteile dieses Systems sind unter anderem, dass bis zum Erreichen des maximalen Betriebsdrucks, der durch die Pumpe begrenzt wird, immer ein Lagerspalt vorhanden ist. Des Weiteren wird eine effizientere Energienutzung erzielt, da keine Druckenergie in Vorwiderständen vernichtet wird. Die Steifigkeit des Lagers ist darüber hinaus auch höher als bei jenen Systemen mit Blenden oder Drosseln. Nachteilig sind die sehr hohen Kosten – falls mehrere Lagertaschen vorhanden sind – und die starke Abhängigkeit von der Viskosität.<sup>27</sup> In Abbildung 2.13 ist wiederum der Verlauf des realen Lagerspalts im Vergleich zur idealisierten Spalthöhe ersichtlich. Es zeigt sich, dass bei höheren Belastungen die tatsächliche Spalthöhe nur gering vom Optimum abweicht.



**Abbildung 2.13: Lagerspalt beim System Konstantvolumenstrom, Quelle: Mörwald (2016), S.23.**

### 2.2.3.3. Membrandrossel

Das zuletzt diskutierte Versorgungskonzept geht vom Einsatz einer gemeinsamen Pumpe mit nachgeschalteten Membrandrosseln aus. Ein schematischer Aufbau dieses Konzepts ist in Abbildung 2.14 dargestellt. Dieses System ist im Unterschied zu den vorangegangenen Konzepten ein lastabhängiges, was bedeutet, dass sich der Öldurchfluss der anliegenden Belastung anpasst. Bei einer hohen Belastung des Lagers steigt der Druck in der Lagertasche, dadurch steigt über die Verbindungsleitung auch der Druck auf die Membran der Drossel. Der Versorgungsdruck der Pumpe wird konstant gehalten. Die Membran biegt sich mit zunehmendem Druck stärker durch. Aufgrund dessen vergrößert sich der Spalt an der Drosselfläche, was wiederum zu einem wachsenden Volumenstrom der Lagertasche führt. Demnach passt sich der Volumenstrom des hydrostatischen Lagers relativ gut den auftretenden Belastungen an und es entsteht dadurch eine vergleichsweise gute Annäherung an die konstante Lagerspalthöhe (siehe Abbildung 2.15). Sollte eine exakte Einhaltung des Lagerspalts über ein breites Lastkollektiv notwendig sein, ist die Verwendung von Membrandrosseln unabdingbar. Hinsichtlich der Kosten gestaltet sich auch dieses System als nachteilig. Es sei erwähnt, dass noch andere Möglichkeiten existieren, die Versorgung von hydrostatischen Lagern zu gewährleisten.

<sup>27</sup> Mörwald (2016), S. 30.

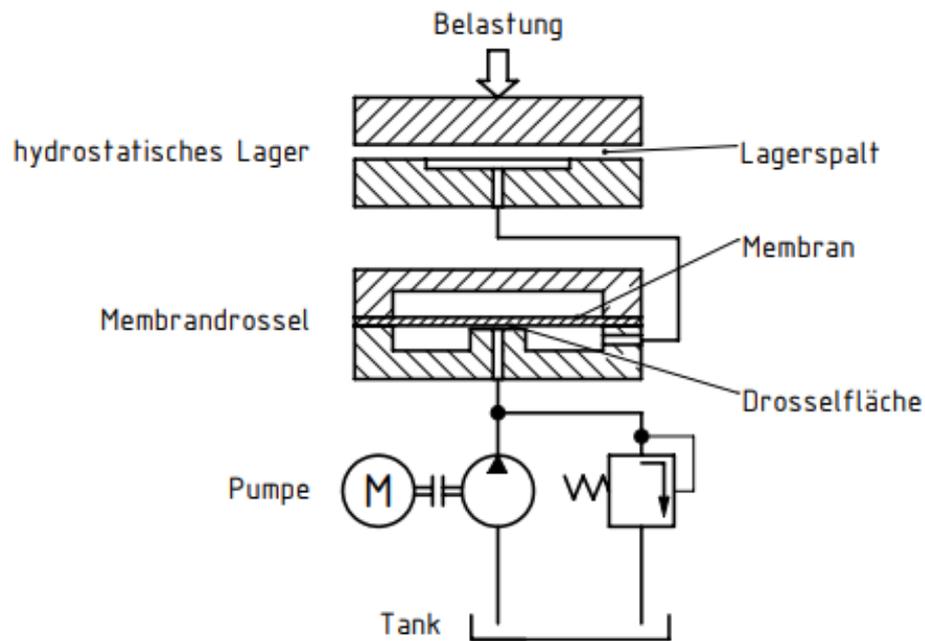


Abbildung 2.14: System „eine Pumpe und Membrandrossel“, Quelle: Mörwald (2016), S. 31.

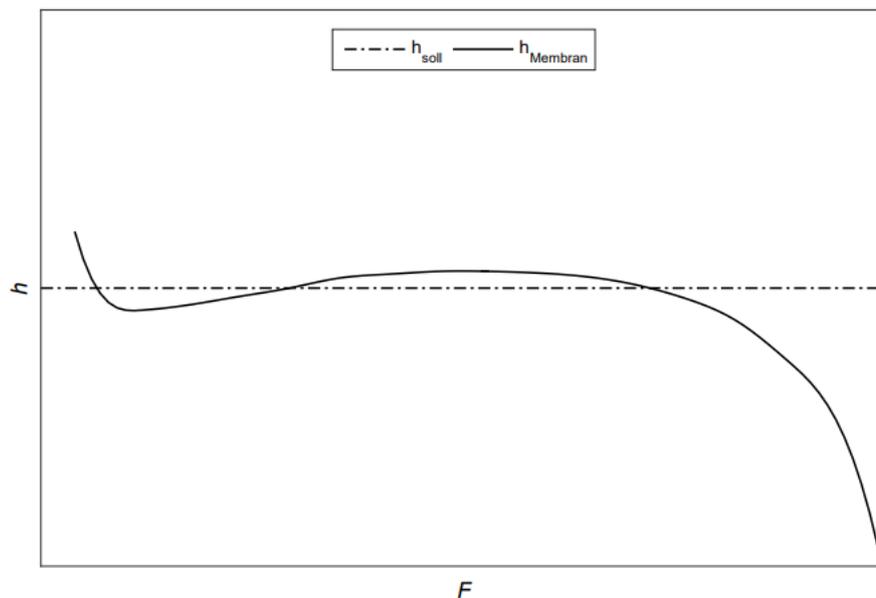


Abbildung 2.15: Lagerspalthöhe Membrandrossel, Quelle: Mörwald (2016), S. 34.

Aufgrund der hohen Anzahl von 22 Lagertaschen wird aus wirtschaftlichen Aspekten die Variante mit konstantem hydraulischem Vorwiderstand für die Versorgung der Lagertaschen des Prüfstands ausgewählt. Ferner fällt die Entscheidung auf Einschraubblenden, da diese hinsichtlich des geringen Bauvolumens deutliche Vorteile im Vergleich zu Kapillardrosseln aufweisen. Um eine möglichst gute Annäherung an eine konstante Spalthöhe zu erzielen und ein Durchdrücken des Lagerspalts zu vermeiden, werden die Lagerstellen deutlich überdimensioniert ausgeführt.

## 2.3. Grundlagen Tribologie

Die Tribologie oder auch Reibungslehre kann als Zusammenspiel der Fachbereiche Chemie, Physik, Werkstoffwissenschaften und dem Ingenieurwesen aufgefasst werden.<sup>28</sup> Unter den Überbegriff Tribologie fallen die Teilbereiche Reibung, Verschleiß sowie Schmierung. Grundlegend kommt die Tribotechnik dort zum Einsatz, wo Wirkflächen in Relativbewegung zueinanderstehen. Dies trifft auf den Großteil technischer Anwendung zu, sei es bei:

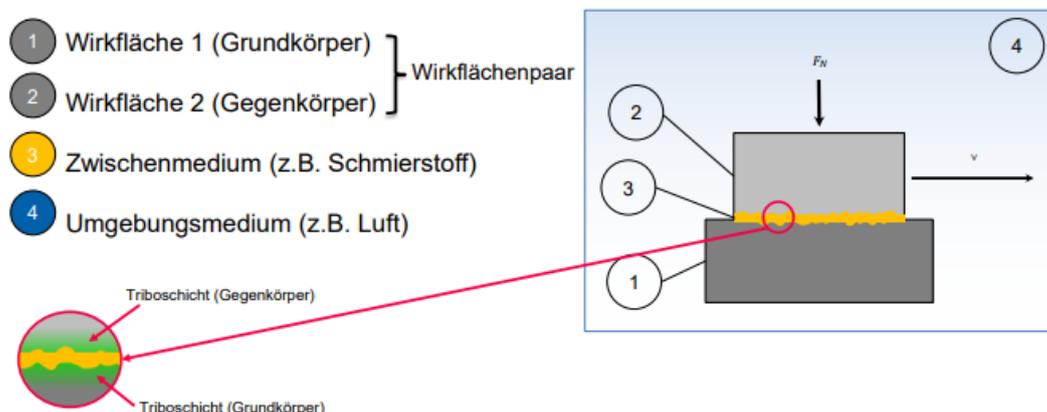
- Arbeit: Übertragung, Umwandlung mechanischer Energie
- Kinematik: Bewegungserzeugung, Bewegungsübertragung
- Dynamik: Kraftübertragung über Kontakt-Grenzflächen
- Transportvorgänge: Stofftransport fester, flüssiger oder gasförmiger Medien
- Formgebung: Spanende und spanlose Fertigung

Bei all diesen Bereichen ist das Thema der Tribologie allgegenwärtig. Folgende Punkte sind Ziele bzw. Nutzen der Tribotechnik:

- Erhöhung von Leistung und Wirkungsgrad
- Verbesserung der Produktqualität
- Steigerung der Zuverlässigkeit
- längere Gebrauchsdauer
- Energie- und Materialeinsparung
- Vermeidung von Umweltbelastungen<sup>29</sup>

### 2.3.1. Tribologisches System

Jedes Reibungspaar kann als sogenanntes Strukturelement abgebildet werden. Abbildung 2.16 zeigt ein Strukturelement, bei dem die einzelnen Bestandteile des Elements genauer erklärt sind.



**Abbildung 2.16: Strukturelement der Tribologie, Quelle: Hick (2021), Kap. 2, S. 4.**

Die Eigenschaften der Elemente haben wesentlichen Einfluss auf das Reibverhalten der Körper. Für das Verhalten der Wirkflächen sind einerseits die Werkstoffeigenschaften, wie Härte, Festigkeit, Zusammensetzung, Werkstoffstruktur sowie Elastizitätsmodul, maßgebend.

<sup>28</sup> Czichos/Habig (2020), S. 35.

<sup>29</sup> Hick (2021), Kap. 1, S.14.

Andererseits sind die geometrischen Eigenschaften, wie Topographie, Form, Oberflächenmorphologie und Traganteil, von Bedeutung. Beim Zwischenmedium hat neben dem Aggregatzustand auch die Zusammensetzung, die Feuchtigkeit, die Viskosität und die Menge – um nur einige der vielen einfließenden Eigenschaften zu nennen – Einfluss auf die auftretende Reibung. Auch das Umgebungsmedium beeinflusst das Triboelement durch den Typ, die Menge, den Wassergehalt und die Zusammensetzung.<sup>30</sup>

Die Systemstruktur des Wirkflächenpaars kann entweder geschlossen oder offen sein. Bei geschlossener Struktur, welche eine dauernde oder zeitweise Beanspruchung aufweisen kann, gibt es eine Unterteilung nach der Funktion in Bewegungsübertragung, Kraftübertragung, Energieübertragung und Signalübertragung. Unter offenem System wird eine stoffintermittierende Beanspruchung, wie sie bei Fördersystemen oder Fertigungssystemen auftreten kann, verstanden.

Es zeigen sich eine Vielzahl teils komplexer Vorgänge auf Makro-, Mikro- und sogar Nanometerebene. In der Nanotribologie laufen atomare Effekte und chemische Prozesse wie Korrosion ab. Der Einfluss von Gefügeveränderungen, Ausbildung von Eigenspannungen und plastischen Deformationen wird durch die Mikrotribologie beschrieben. Die Makrotribologie beschäftigt sich mit folgenden Punkten:

- Realisierung technischer Bewegungsfunktionen über Wirkflächenpaare
- Belastungskollektiv (Kräfte, Momente, Geschwindigkeiten, Temperaturen)
- Dynamische Eigenschaften (thermische Ausdehnung, Eigenfrequenzen, Bauteilsteifigkeit)
- Reibungs- und verschleißbedingte Energie- und Materialverluste

Reibung und Verschleiß können somit als Funktion von Systemstruktur und Beanspruchungskollektiv gesehen werden.<sup>31</sup>

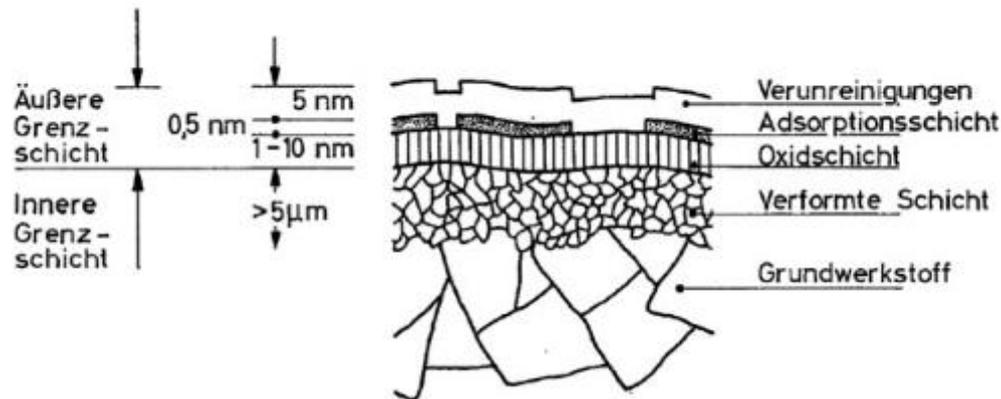
### 2.3.2. Oberflächen

Reale Oberflächen von Reibungspaaren sind trotz Bearbeitung nicht eben und glatt, sondern haben eine Oberflächenstruktur und einen inhomogenen Schichtaufbau. In Abbildung 2.17 ist der Aufbau einer technischen Oberfläche dargestellt. Es zeigt sich, dass es deutliche Unterschiede hinsichtlich der chemischen Zusammensetzung, des Gefüges und der Härte zwischen dem Grundwerkstoff und den äußeren Randschichten gibt. Besonders die Oberflächenhärte kann sich durch äußere Einflüsse von der Härte im Werkstoffkern unterscheiden. Beispielsweise kann durch Einsatzhärten, Nitrieren, Oberflächenhärten oder durch entstehende Metalloxide eine höhere Härte vorherrschen.

---

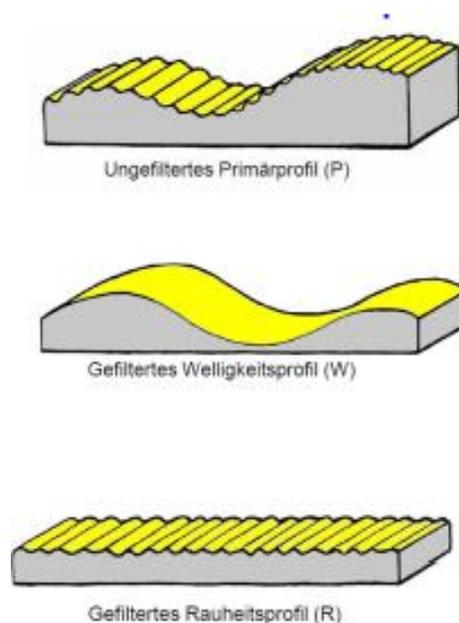
<sup>30</sup> Hick (2021), Kap.2, S. 6.

<sup>31</sup> Czichos/Habig (2020), S. 49 ff.



**Abbildung 2.17: Aufbau einer metallischen Oberfläche, Quelle: Czichos/Habig (2020), S. 58.**

Ein weiterer wichtiger Punkt ist die Oberflächenrauigkeit der Wirkungsflächen. Um sie messen zu können, werden häufig optische oder taktile Messverfahren eingesetzt, bei denen anschließend eine Trennung der Formabweichung und der Rauheit vorgenommen wird. In Abbildung 2.18 ist ein derartiges Vorgehen schematisch dargestellt. Die Rauheit selbst kann durch diverse Messgrößen angegeben werden. Hier ist der durch statistische Kenngrößen wie  $R_a$  oder  $R_z$  einhergehende Informationsverlust nicht zu vernachlässigen. Abhilfe schafft hierbei die sogenannte Abbott-Kurve, die auch das Oberflächenprofil berücksichtigt.



**Abbildung 2.18: Trennung Formabweichung und Rauheit, Quelle: Hick (2021), Kap. 3, S. 11.**

Der Aspekt der Wirtschaftlichkeit sollte jedoch im Hinterkopf behalten werden. Erzielen gute Oberflächenqualitäten einerseits bessere tribologische Eigenschaften, steigen die Kosten andererseits mit zunehmender Feinheit stark an.

### 2.3.3. Reibungsarten

Grundsätzlich tritt beim Aufeinandertreffen von Wirkflächen unabdingbar Reibung auf, dabei kann aber je nach Relativgeschwindigkeit, Kontaktfläche und Art des Trennmediums zwischen verschiedenen Reibungsarten unterschieden werden. Befinden sich beide Körper in Ruhe, muss zunächst die Haftreibung überwunden werden, damit eine Relativbewegung entstehen

kann. Während der Bewegung wirkt je nach Art des Reibungspaares entweder die Gleit-, Roll- oder Wälzreibung entgegen der Bewegungsrichtung. Bei der Gleitreibung von hydrodynamischen Gleitführungen sind je nach Relativgeschwindigkeit verschiedene Formen existent, welche durch die in Abbildung 2.19 gezeigte Stribeck-Kurve veranschaulicht sind. Hierbei sind die Zustände von Festkörperreibung, Mischreibung und Flüssigkeitsreibung zu unterscheiden.<sup>32</sup>

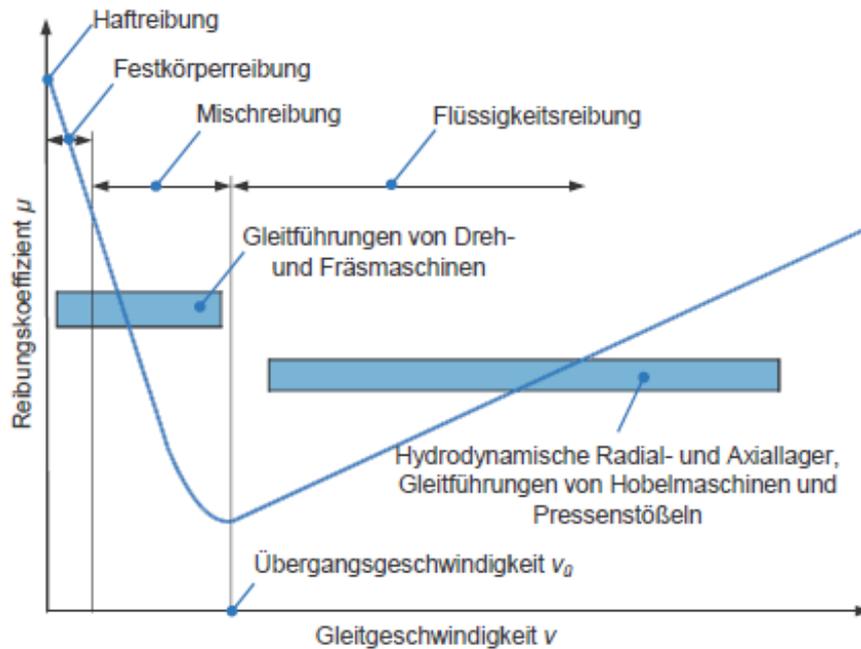
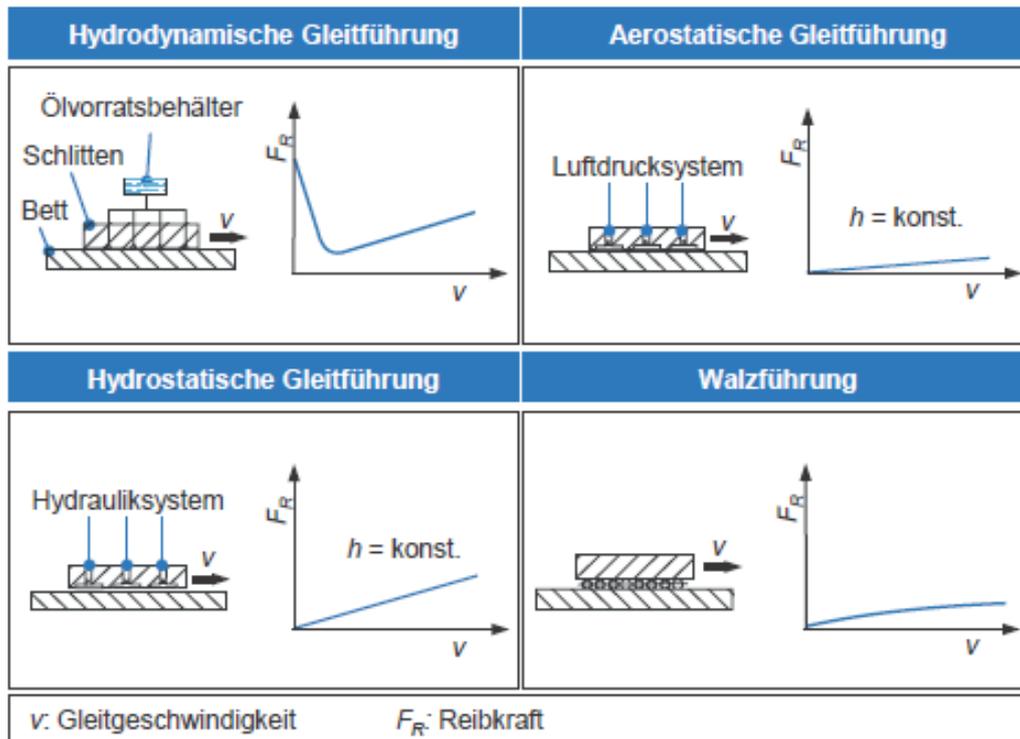


Abbildung 2.19: Stribeck-Kurve, Quelle: Weck/Brecher (2006), S. 217.

Andere Lagerungstypen weisen abweichende Verläufe von Geschwindigkeit und Reibkraft auf. In Abbildung 2.20 ist ersichtlich, dass zum Beispiel bei hydrostatischen Gleitführungen bei niedrigen Geschwindigkeiten fast keine Reibkraft entsteht und die Zustände von Mischreibung und Festkörperreibung nicht auftreten.

<sup>32</sup> Hick (2021), Kap. 6, S. 17 ff.



**Abbildung 2.20: Zusammenhang Reibkraft und Geschwindigkeit diverser Führungen; Quelle: Weck/Brecher (2006), S. 218.**

Rollreibung wird beim Abrollen rotationssymmetrischer Bauteile wie beispielsweise Wälzlagern und Rädern erzeugt. Dort entsteht im Kontaktbereich eine elastische Verformung, welche die Reibungsverluste verursacht. Hinsichtlich der Wälzreibung addiert sich zur Rollreibung noch ein Gleitanteil, z. B. beim Abwälzen von Zahnrädern.

Werden die Kontaktflächen der Reibkörper näher untersucht, zeigt sich, dass eine Berührung nur in diskreten Mikrokontakten auftritt. Atomare und molekulare Wechselwirkungen sowie auch mechanische Wechselwirkungen sind Formen der Kontaktvorgänge. Letztere gehen mit einer Deformation des Kontakts, der Ausbildung der realen Kontaktgeometrie und der Übertragung von Energie einher.

Neben der Coulomb'schen Reibung, die durch die Gleichung 2.23 beschrieben wird, gibt es zudem die innere Reibung, welche durch das Newton'sche Schubspannungsgesetz berechnet wird. Die innere Reibung tritt bei fließfähigen Stoffen auf und ist, wie in Kapitel 2.1.1 erläutert, wesentlich von der Viskosität abhängig. Die Reibkraft  $F_R$  nach Coulomb ist das Produkt aus der Normalkraft  $F_N$  und dem Reibungskoeffizienten  $\mu$ .

$$F_R = F_N * \mu \quad 2.23$$

### 2.3.4. Schmierung

Auch der Bereich Schmierung gehört zur Gesamtheit der Tribologie, deshalb werden nachfolgend die wichtigsten Punkte dazu erläutert. In erster Linie dient die Schmierung der Verringerung von Reibung und Verschleiß, zusätzlich hat sie aber die Aufgabe der Wärmeableitung, des Korrosionsschutzes, des Schutzes gegen Verunreinigungen und der Sicherung der Kraftübertragung.

Es gibt eine Vielzahl an Schmierstoffen, die generell nach ihrem Aggregatzustand in vier Gruppen unterteilt werden. Dazu zählen gasförmige, flüssige, konsistente und feste Schmierstoffe.

Flüssige Schmierstoffe basieren meist auf Mineralölbasis, es werden aber auch synthetische sowie natürlich vorkommende Schmierstoffe eingesetzt. Unter konsistenten Gleitmitteln werden Schmierfette verstanden, die durch Mischung von Ölen mit Verdickern und Additiven erzeugt werden. Sie zeichnen sich durch eine höhere Temperaturbeständigkeit aus. Bei den Festschmierstoffen gibt es wiederum folgende Arten:

- Oxide und Fluoride
- Kunststoffe
- weiche Metalle
- Gleitbeschichtungen, Gleitlacke

Das Zusammenspiel aller Teilbereiche der Tribologie wird in Abbildung 2.21 nochmal zusammengefasst.



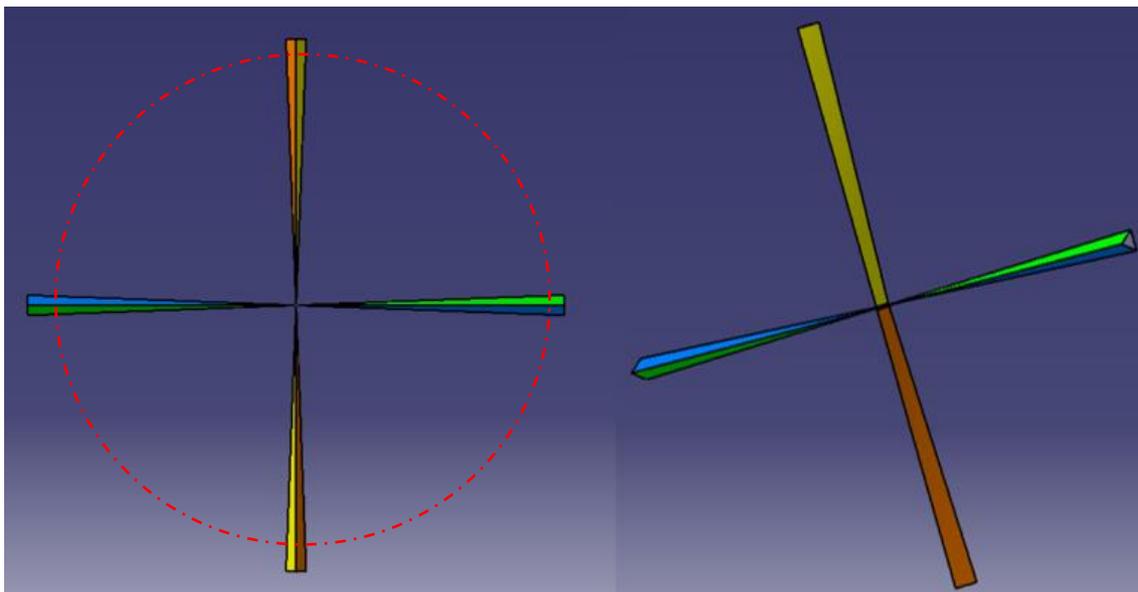
Abbildung 2.21: Einflussfaktoren Tribologie, Quelle: Weck/Brecher (2006), S. 222.

### 3. Anforderungen an den Prüfstands Aufbau

In den nachfolgenden Kapiteln werden wichtige Anforderungen an den Prüfstand näher beleuchtet, um dadurch Anhaltspunkte für die weitere konstruktive Vorgehensweise des Projekts zu erhalten.

#### 3.1. Abbildung der Schraubfläche

Wie schon in Kapitel 1.2 erläutert, handelt es sich bei den Zahnflanken um Schraubflächen. Zum besseren Verständnis sind in Abbildung 3.1 die Zahnflanken durch ein farbiges 3D-Modell veranschaulicht. Im linken Bild sind die Zahnflanken in Blickrichtung der Motorachse dargestellt. Bei diesem Modell werden exemplarisch vier symmetrische Zahnflanken bis zur Drehachse des Motors erweitert, um zu zeigen, dass sich die Zahnflächen entlang der Drehachse schneiden und damit der Verlauf der Flanke besser erkennbar ist. Jede unabhängige Fläche wird unterschiedlich eingefärbt. Zudem ist anzumerken, dass bei nicht symmetrischer Verteilung der Zähne die gedachte Zahnflanke nur bis zur Drehmitte verläuft. Die Ausdehnung der realen Zahnflanken in Richtung der Drehachse wird näherungsweise durch den rot strichlierten Kreis markiert.



**Abbildung 3.1: Schraubflächendarstellung, Quelle: eigene Darstellung.**

Diese Besonderheit der Zahnflanke hätte maßgebliche Auswirkungen auf den Aufbau des Prüfstands. Anstatt einer linearen Bewegung der beiden Zahnflankenpaare gegeneinander, wäre eine lineare und rotatorische Bewegung zu realisieren. Um den realen Bewegungsablauf nachzubilden, würde ein deutlich erhöhter Konstruktionsaufwand entstehen.

Bei der Analyse von 3D-Modellen eines Zahnpaars zeigt sich, dass es aufgrund der sehr hohen Gewindesteigung der Schraubflächen von 2500 mm bei Schrägstellung der Achsen oder radialem Versatz keinen validen Unterschied der Kontaktflächen zu einer ebenen Zahnflanke gibt. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse erlauben die Annahme, dass die Schraubflächenform der Zahnflanken keinen wesentlichen Einfluss auf das Reibungsverhalten der Zahnpaare hat. Des Weiteren wird folgend auf die Schraubfläche als Zahnflankenform verzichtet und lediglich von einer rein linearen Bewegung zwischen den ebenen Zähnen ausgegangen.

Konstruktiv hat diese Vereinfachung grundlegenden Einfluss auf die Gestaltung des Prüfstands, da sich der Bewegungsvorgang demzufolge nur in einer Ebene abspielt. Die Zähne sollen jedoch trotzdem die gleichen geometrischen Abmessungen wie die realen Zahnflanken des Motors aufweisen.

### 3.2. Messung der Reibkräfte

Um aus dem Versuchsaufbau quantitativ aussagekräftige Ergebnisse zu erhalten, ist es erforderlich, Absolutkräfte messen zu können. Hierfür müssen einige Punkte berücksichtigt werden. Es ist notwendig, die Versuche mit realen Betriebsbelastungen durchzuführen. Die benötigten Kräfte werden aus dem maximal übertragbaren Drehmoment des Hydraulikmotors berechnet. Weiters muss auch das Ein- und Ausfahren der Zahnflanken simulierbar sein, hier ist besonders darauf zu achten, dass der Anpressdruck bei Kontakteingriff der Zahnflanken geregelt werden kann. Damit ausschließlich die Reibung zwischen den zwei Zähnen gemessen wird, ist es essentiell, alle anderen Reibungseinflüsse des Prüfstands auf ein Minimum zu reduzieren. Jegliche Auswirkungen von Anfahrvorgängen oder dergleichen auf den Reibungswiderstand sind zu vermeiden. Folglich wird es relevant sein, eine möglichst reibungsfreie Lagerung der bewegten Teile zu finden.

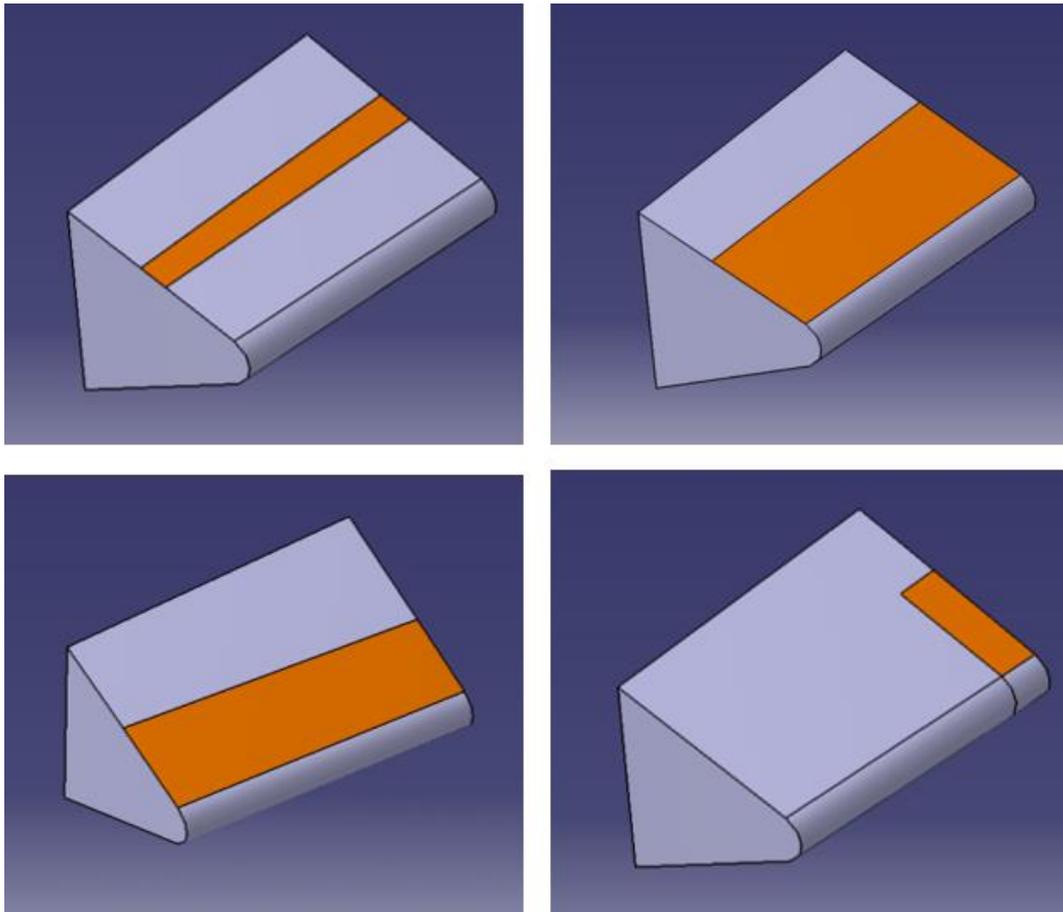
Des Weiteren ist angedacht, Messungen am unbelasteten Prüfstand durchzuführen, damit wird eine Art Kalibrierung der Reibkräfte durchgeführt. Dies ermöglicht bei Tests mit Belastungen ein noch genaueres Versuchsergebnis.

### 3.3. Untersuchung des Zahnspalts

Da die Zahnflanken im realen Motor nicht oder nur unter komplexen Voraussetzungen für Messungen zugänglich sind, ist es von Interesse, wie sich der im Öl befindliche Zahnspalt während des Zahneingriffs verhält. Diese Messungen sind vorrangig für die Untersuchung der Verschleißmechanismen von Bedeutung, da hier mögliche Rückschlüsse auf Haft-, Misch- und Gleitreibung zwischen den Zähnen gezogen werden können. Aufgrund der geringen Höhe des Ölspalts von wenigen Hundertstel Millimetern besteht für die Fertigung des Prüfstands eine große Herausforderung, geeignete Toleranzen einzuhalten. Um valide Messergebnisse zu erhalten, wird es folglich nötig sein, auch Einstellmöglichkeiten zur Ausrichtung der Zähne vorzusehen.

### 3.4. Verschleißauswirkung durch Achsversatz

Testmotoren, die durch Feldversuche erprobt werden, weisen bei Wartungsarbeiten Verschleißspuren an verschiedenen Stellen des Zahns auf. Da nicht genau festgestellt werden kann, durch welche Einflüsse die unterschiedlichen Verschleißarten auftreten, muss am Prüfstand getestet werden können, wie der Verschleiß zu Stande kommt. Ein wesentlicher Grund für den Verschleiß wird der radiale und winkelige Achsversatz zwischen Kolben und Gehäuse sein. Um diesen nachzubilden, ist es notwendig, die Flächen der Zahnflanken separat einstellen zu können. Mit Hilfe von 3D-Modellen der Zähne konnten die veränderten Kontaktflächen der Flanken bei Achsversatz simuliert werden. Hiermit werden auch Erkenntnisse bezüglich konstruktiver Erfordernisse des Prüfstands und möglicher Versuchsparameter gewonnen. In Abbildung 3.2 sind verschiedene Zahnstellungen des Modells dargestellt. Die orange Fläche stellt die Kontaktfläche zwischen den beiden Zähnen dar. Zur besseren Übersichtlichkeit ist nur ein Zahn abgebildet. Im rechten oberen Bild ist der ideale Zahneingriff mit einer Zahnüberlappung von 10 mm dargestellt.



**Abbildung 3.2: Zahnfehlstellungen, Quelle: eigene Darstellung.**

Das linke obere Bild zeigt eine Fehlstellung mit einem Winkelversatz entlang der Drehachse. Dabei ist ersichtlich, dass es trotz gleicher Zahnüberlappung zu einer Verkleinerung der Berührfläche kommt und im Extremfall Linienkontakt auftritt. Im Ausschnitt rechts unten ist ein vertikaler Achsversatz simuliert, auch hier kommt es zur Reduzierung der Kontaktfläche und im schlechtesten Fall zum Linienkontakt auf der Außenkante des Zahns. Das Bild links unten zeigt eine Kontaktfläche, die durch eine Kombination der Fehlstellungen hervorgerufen wird. Hier wird jedoch nicht der Zahn der gleichen Position wie zuvor betrachtet, sondern der um  $180^\circ$  versetzte. Somit ist ersichtlich, dass durch die Fehlstellungen im Motor je Zahnposition andere Kontaktflächen entstehen, diese variieren von reduzierten Flächenkontakten bis hin zu den Extrema Linien- und Punktkontakt. Die Kontaktfläche im realen Motor wird jedoch durch die geometrische Abhängigkeit der Verzahnung immer wieder versuchen sich entlang der Zahnflächen auszurichten, daher sind wahrscheinlich nicht alle Kontaktszenarien exakt gleich im Motor vorzufinden.

## 4. Entwurfskonzepte

Nachdem die spezifischen Anforderungen an den Prüfstand genau definiert wurden, erfolgte die Erstellung von ersten überschlägigen Konzepten für die konstruktive Gestaltung. Diese Phase diente der Ideenfindung von grundlegenden Ansätzen, wie die definierten Anforderungen erfüllt werden können. In den nachfolgenden Kapiteln werden verschiedene Konzepte vorgestellt und bewertet. In dieser Konzeptphase werden keine Details, wie zum Beispiel die Justierbarkeit der Zahnflanken oder die genaue Lagerauslegung, geplant. Die weitere Detaillierung erfolgt erst nach Auswahl eines der Konzepte.

Jedoch wird bereits die Art der Energieübertragung bestimmt. Da sich das Verzahnungspaar – gleich dem realen Motor – während des Bewegungsvorgangs in einem Ölbad befindet, bietet es sich an, die Krafteinbringung mittels eines Hydraulikzylinders zu gestalten. Ein Hydraulikzylinder bringt weiters die Vorteile mit sich, dass die Kraft und die Fahrgeschwindigkeit stufenlos regelbar sind. Daher wird in den folgenden Konzepten von einer hydraulischen Antriebsform ausgegangen.

### 4.1. Konzept A

Ausgangspunkt des Konzepts A ist der Miteinbezug der schraubflächigen Zahnflanke, was weiterführend bedeutet, dass sowohl eine translatorische als auch eine rotierende Bewegung der beiden Zähne durch eine geeignete Konstruktion zu realisieren ist. Der geplante Aufbau des Prüfstands ist in Abbildung 4.1 dargestellt.

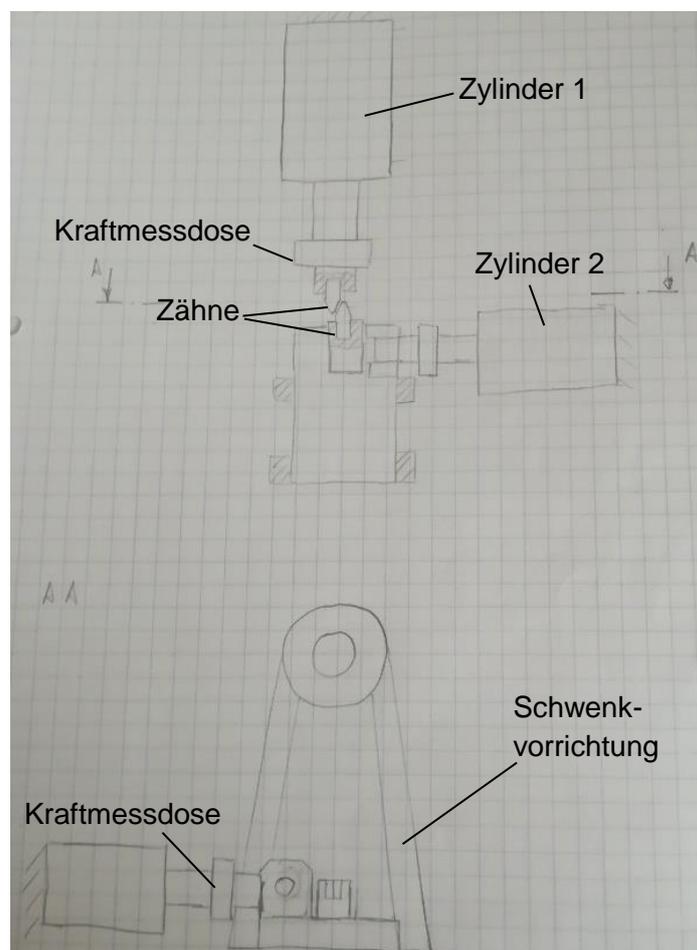


Abbildung 4.1: Konzept A, Quelle: eigene Darstellung.

Die translatorische Bewegung erfolgt durch den vertikal ausgerichteten Zylinder 1. Auf der Kolbenstange des Zylinders 1 ist ein Zahn festmontiert. Zwischen dem Zahn und dem Zylinder ist eine Kraftmessdose vorgesehen, um die auftretenden Kräfte zu messen. Der horizontal ausgerichtete Zylinder 2 ermöglicht eine Drehbewegung. Der Zylinder 2 ist mit einer drehbar gelagerten Vorrichtung verbunden, diese erlaubt das Schwenken des zweiten Zahns um die gedachte Achse des realen Verzahnungspaares des Hydraulikmotors. Die auftretenden Kräfte auf diesen Zahn werden wiederum mit Hilfe einer Kraftmessdose eruiert. Durch die Hydraulikzylinder 1 und 2 werden die erforderlichen Kräfte generiert. Konstruktiv ist dieses Konzept mit einem erheblichen Aufwand verbunden, sei es aufgrund der möglichst steifen Ausführung der Drehvorrichtung oder deren reibungsfreien Lagerungen. Auch hinsichtlich der Verbindungsstelle zwischen Zylinder 2 und der Drehvorrichtung ist das Thema der auftretenden Reibung nicht vernachlässigbar. Ferner bringt die Steuerung der Zylinder für eine korrekte Nachbildung des realen Bewegungsablaufes des Motors komplexe Aspekte mit sich.

## 4.2. Konzept B

Grundlage für das zweite Konzept ist die Vereinfachung der Zahnflanke zu einer ebenen Fläche. Somit ergeben sich für die Fahrwege der Zylinder in Folge lineare Bewegungen in einer Ebene. Wie in Abbildung 4.2 ersichtlich, werden die Zähne so positioniert, dass die Zahnflanken parallel bzw. rechtwinkelig zum Zylinder stehen. Das erleichtert die Messung bzw. die Auswertung der auftretenden Kräfte. Der vertikale Zylinder, folgend als Druckzylinder bezeichnet, hat die Aufgabe, das auftretende Drehmoment des Motors durch eine Druckkraft zu simulieren. Der horizontale Zylinder, folgend Querzylinder genannt, führt die gesamte Gleitbewegung des Zahnpaars aus und muss in Bewegungsrichtung nur die auftretenden Reibkräfte überwinden. Der Druckzylinder wird als Gleichgangzylinder konstruiert, auf dessen Kolbenstange eine Kraftmessdose sowie auch ein Zahn montiert sind. Der Querzylinder wird ebenfalls als Gleichgangzylinder realisiert, bei dem sich nicht die Kolbenstange, sondern das Kolbengehäuse bewegt. Als Gleichgangzylinder werden Hydraulikzylinder bezeichnet, bei denen die Kolbenstange beidseitig über das Gehäuse hinausragt. Damit ergeben sich die gleichen Kolbenflächen in den beiden Zylinderkammern. Durch die Bauform und die Anbindung des Querzylinders wird eine gleichmäßigere Belastung der Lagerstellen und eine geringere Durchbiegung der Kolbenstange erreicht. Am Gehäuse des Querzylinders ist der zweite Zahn montiert. Des Weiteren werden mögliche Positionen für die notwendigen Sensoren eingezeichnet.

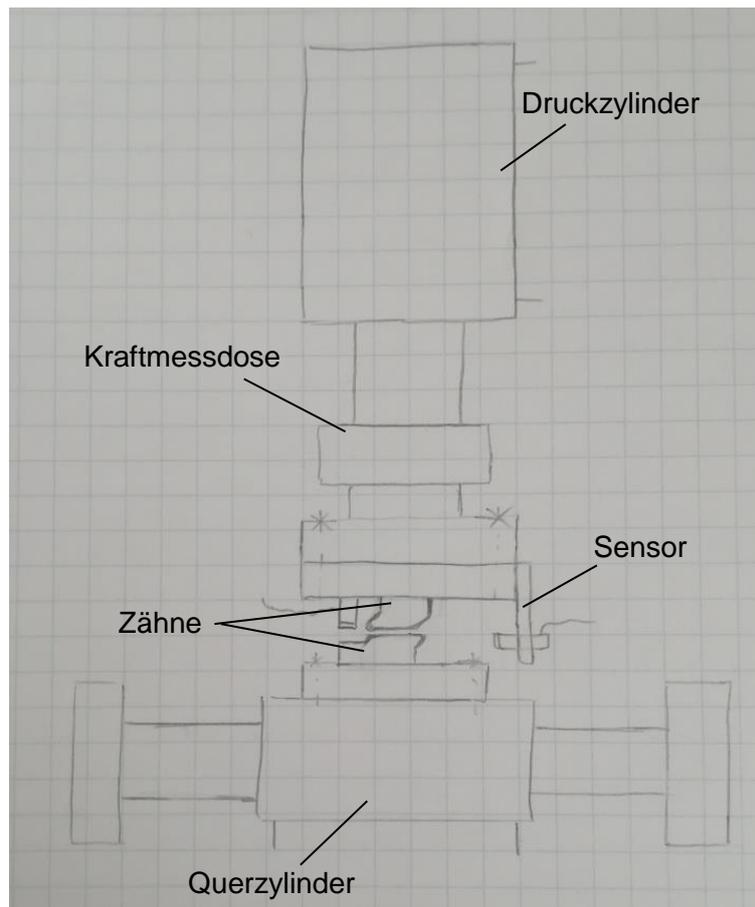


Abbildung 4.2: Konzept B, Quelle: eigene Darstellung.

### 4.3. Konzept C

Das dritte Konzept ähnelt sehr stark dem Konzept B, wesentlicher Unterschied besteht darin, dass die Belastung am Querzylinder auskragend und nicht wie bei Konzept B mittig angreift. Dabei wird der Querzylinder gleich wie der Druckzylinder über das Gehäuse gelagert. Die anderen Komponenten sind in gleicher Weise wie in Konzept B angeordnet. Bedingt durch die einseitige Ausdehnung des Querzylinders nehmen die Grundabmessungen des Prüfstands deutlich zu. Zudem ist auch die Durchbiegung des Querzylinders im Vergleich zu Konzept B größer.

### 4.4. Bewertung und Entscheidung

Für die Detaillierung des Prüfstands ist es notwendig, eines der vorgestellten Konzepte weiter zu verfolgen. Nachfolgend sind nochmal die wesentlichen Vor- und Nachteile der einzelnen Konzepte angeführt. Aus Tabelle 4.1 geht hervor, dass das Konzept B deutliche Vorteile gegenüber den beiden anderen Konzepten aufweist. Daher wird für die weitere Gestaltung des Prüfstands dem Konzept B nachgegangen.

Tabelle 4.1: Konzepteigenschaften, Quelle: eigene Darstellung.

	Konzept A	Konzept B	Konzept C
<b>Vorteile</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ reale Flankenform verwendbar</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ geringer konstruktiver Aufwand</li> <li>+ geringe Durchbiegung der Kolbenstange</li> <li>+ geringe bauliche Ausdehnung</li> <li>+ steife Konstruktion</li> <li>+ einfacher Bewegungsablauf</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ wenig konstruktiver Aufwand</li> <li>+ steife Konstruktion</li> <li>+ einfacher Bewegungsablauf</li> </ul>
<b>Nachteile</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- aufwendige Konstruktion</li> <li>- geringe Steifigkeit</li> <li>- große bauliche Ausdehnung</li> <li>- komplexer Bewegungsablauf</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- ebene Zahnflanken</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- ebene Zahnflanken</li> <li>- große bauliche Ausdehnung</li> <li>- Durchbiegung des Querzylinders</li> </ul>

## 5. Berechnung und Auslegung

Die richtige Auslegung der Lagerstellen und der kritischen Bauteile ist ein wesentlicher Aspekt bei der Konstruktion von Maschinen. Wie schon in Kapitel 2.2 erwähnt, ist besonders bei der Berechnung von hydrostatischen Lagern eine gesicherte Tragfähigkeit zu beachten. Dabei ist eine ausreichende Sicherheit gegen das Durchdrücken des Ölspalts vorzusehen, da es ansonsten zu Beschädigungen der gleitenden Bauteile kommt. Nachfolgend wird näher auf die Auslegung der Lagerstellen, der Blenden, der Antriebe und der Klemmungen eingegangen. Die Berechnungen und Auswertungen der Lagerstellen werden mit dem Programm MATLAB durchgeführt.

### 5.1. Lagerstellen unbelastet

Prinzipiell ist jeder Hydraulikzylinder durch zwei Lagerstellen definiert gelagert. Dabei umfasst eine Lagerstelle jeweils vier um den Umfang der Kolbenstange symmetrisch angeordnete Lagertaschen. Die Lage der Taschen kann, wie in Abbildung 5.1 ersichtlich, mit Lastrichtung zur Stegmitte oder zur Taschenmitte ausgerichtet werden. Die Variante mit Lastrichtung zur Stegmitte hat den Vorteil, dass die relative Auslenkung der Kolbenstange bei einer Belastung geringer ist als jene bei der zweiten Variante. Somit wird eine bessere Laufgenauigkeit des Zylinders erzielt. Deshalb wird für die Ausrichtung der Lagertaschen bei allen Lagerstellen die Variante mit der Lastrichtung zur Stegmitte verwendet. Die Art der Positionierung ist für die weiteren Auslegungsschritte ausschlaggebend.

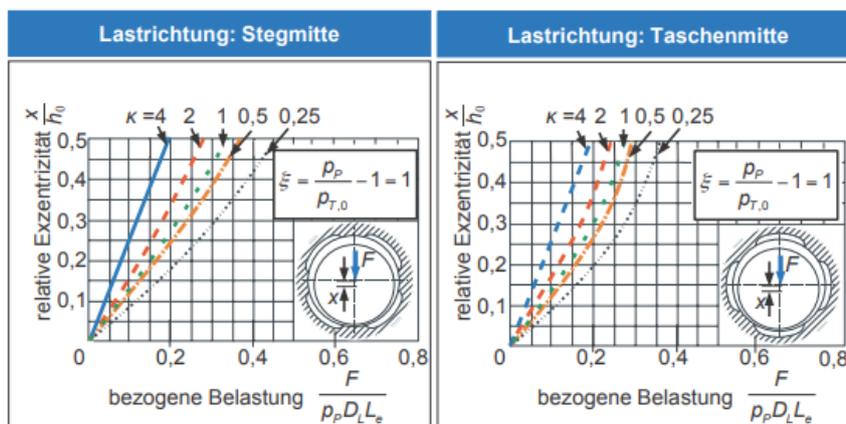


Abbildung 5.1: Ausrichtung Lagertaschen, Quelle: Weck und Brecher, S.273.

Die auftretenden Betriebsbelastungen werden aus dem maximalen Motordrehmoment berechnet. Hier sei nochmals erwähnt, dass es mehrere Motorgrößen mit unterschiedlichen Spezifikationen gibt. Es wurde der Motortyp C für die Auslegung des Prüfstands verwendet. Dieser Motor hat folgende Eckdaten:

- max. Drehmoment  $M_M$ : 210 kNm
- Anzahl der Zähne  $z_Z$ : 60
- mittlerer Verzahnungsdurchmesser  $d_{mZ}$ : 171,7 mm
- Zahnflankenwinkel  $\alpha_Z$ : 46,7 °

Aus den Daten wird mit Hilfe von Formel 5.1 die maximale Druckkraft je Zahn berechnet, welche einen Wert von rund 18.715 N aufweist.

$$F_{ZN} = \frac{2 M_M}{z_Z d_{mZ}} \cos \alpha_Z \quad 5.1$$

Für die spezifizierte Auslegung der Lager wurden folgende Annahmen getroffen:

- Maximaler Versorgungsdruck  $p_V$ : 250 bar
- Taschendruck im unbelasteten Zustand  $p_{T0}$ : 150 bar
- Spalthöhe im unbelasteten Zustand  $h_0$ : 20  $\mu\text{m}$
- Sicherheitsfaktor gegen Durchdrücken  $S_L$ : 10

Bei der verwendeten Druckflüssigkeit handelt es sich um ein auf Mineralölbasis produziertes Hydrauliköl mit der Spezifikation HLP 46 mit einer Dichte von 879 kg/m<sup>3</sup> und einer kinematischen Viskosität von 46 mm<sup>2</sup>/s bei einer Temperatur von 40°C. Mit Hilfe von Formel 2.4 kann die dynamische Viskosität berechnet werden.

Auf Grundlage dieser Eckdaten kann der Durchfluss der unbelasteten Lagerstellen mit Formel 2.22 berechnet werden. Es ergibt sich im unbelasteten Fall eine Gesamtdurchflussmenge aller Lagerstellen von rund 19,2 Liter pro Minute.

## 5.2. Blende

Die zuvor ermittelte Durchflussmenge der Lagertaschen dient als Basis für die Auslegung der Einschraubblende. Wie schon in Kapitel 2.2.3 erwähnt, ist es nötig, einen unabhängigen Druckaufbau je Lagertasche zu gewährleisten. Da die Variante mit einer Blende als konstanter hydraulischer Widerstand gewählt wird, soll die Auslegung dieser näher beschrieben werden.

Ziel ist die Bestimmung des Blendenquerschnitts  $A_0$ . Ausgangspunkt ist ein unbelasteter Zustand der Lagertasche. Folglich wird der Durchfluss der Blende mit jenem der Lagertasche gleichgesetzt. Der erforderliche Blendenquerschnitt errechnet sich mittels Umformung der Gleichungen 2.5 und 2.22 (siehe Formel 5.2). Für die Berechnung wird ein Durchflusskoeffizient  $\alpha_D$  von 0,6 angenommen.<sup>33</sup>

$$A_0 = \frac{p_{T0} h_0^3 b}{12 \eta l \alpha_D} \sqrt{\frac{\rho}{2 (p_V - p_{T0})}} \quad 5.2$$

Somit kann für jede Lagerstelle eine Blende mit passendem Durchflussquerschnitt ausgelegt werden. Es kommen aufgrund der verschiedenen Lagergrößen vier unterschiedliche Einschraubblenden zum Einsatz. Bei allen Lagertaschen eines hydrostatischen Zylinders werden die gleichen Einschraubblenden verbaut. Daher gibt es für den Quer- sowie für den Druckzylinder eine eigene Blende mit abgestimmtem Durchflussquerschnitt. Die jeweiligen Abstützungen der Kolbenstangen verfügen ebenfalls über angepasste Einschraubblenden. Die diversen Blenden werden als Zukaufteil von der Firma HA-Stocker bezogen. Da die berechneten Durchflussdurchmesser der Blenden nicht exakt den wählbaren Bohrungsreihen entsprechen, wird immer der nächstliegende Bohrungsdurchmesser gewählt. Dadurch entsteht eine Änderung des angenommenen Taschendrucks der unbelasteten Lagerstellen.

---

<sup>33</sup> Hochleitner (2010), S. 78.

Die tatsächlichen Drücke der Lagertaschen weichen beim Querzylinder um ca. 7 % und bei den anderen Taschen um ca. 1-3 % von der Annahme von 150 bar ab.

### 5.3. Lagerstelle belastet

Wird eine Lagerstelle durch äußere Kräfte belastet, verändern sich die Drücke in den Lagertaschen und eine Verschiebung der geführten Komponente aus der Mittellage entsteht. Um die Auslenkung möglichst gering zu halten, werden die Lagerstellen des Prüfstands stark überdimensioniert, weshalb die zuvor angeführte Sicherheit  $S_L$  von 10 angenommen wird.

Um zu analysieren wie sich eine Beaufschlagung mit einer Last auf ein Lager auswirkt, werden die Drücke in den Taschen unterhalb und oberhalb der horizontalen Lagerachse bei Variation des Lagerspalts untersucht. Dabei wird für die unteren Taschen der Ölspalt von der Spalthöhe im unbelasteten Zustand bis zum Kontakteintritt stufenweise verringert. Durch die steigenden Drücke entsteht im Lager eine resultierende Kraft entgegen der Belastung. Dem folgt eine belastungsabhängige Veränderung der Spalthöhe. Diese wird darüber hinaus, wie in Abbildung 5.2 dargestellt, mit der Spalthöhe im unbelasteten Zustand und der maximal auftretenden Kraft normiert. Exemplarisch ist hier das Verhalten der Lagerstellen des Querzylinders dargestellt. Es zeigt sich, dass bei maximal auftretender Kraft eine Verschiebung von nur ca. 2,5 % der Spalthöhe  $h_0$  eintritt. Selbst bei 10-facher Überbelastung weist diese Lagerstelle lediglich eine Auslenkung von rund 29 % aus der Mittellage auf.

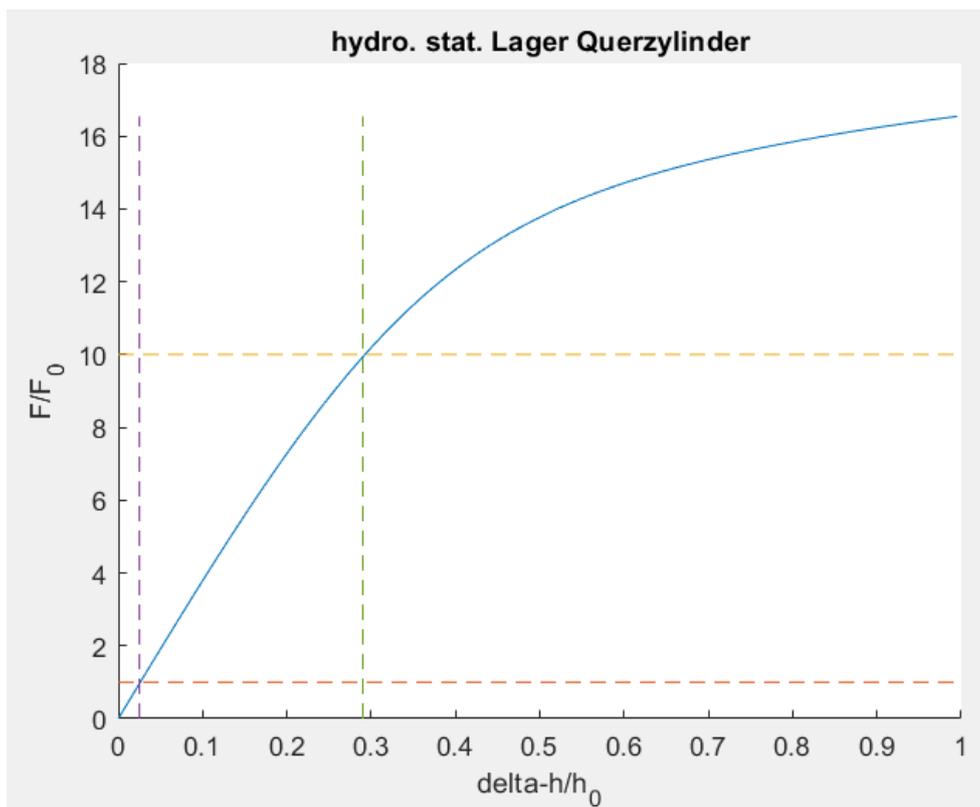


Abbildung 5.2: Spaltänderung bei Belastung, Abstützung Druckzylinder, Quelle: eigene Darstellung.

Des Weiteren sei auch auf die Veränderung des Durchflusses der Lagertaschen verwiesen. Taschen, deren Spalt sich verkleinert bzw. deren Taschendruck steigt, weisen einen reduzierten Durchfluss auf. Dieser sinkt bei Erreichen des Versorgungsdrucks bis auf null. Hingegen wächst der Durchfluss bei den oberen Lagertaschen stark an, da hier die Spalthöhe bis zum doppelten Abstand ansteigt. Somit ergibt sich bei maximaler Schrägstellung der Lager

im Vergleich zum unbelasteten Zustand eine Erhöhung der Durchflussmenge aller Lagerstellen um rund 50 % auf ca. 30,4 Liter pro Minute. In Abbildung 5.3 ist der Verlauf des Durchflusses über den Taschendruck bei den Lagertaschen des Querzylinders veranschaulicht. Der Taschendruck ist durch den Versorgungsdruck und die Durchflussmenge durch jene im unbelasteten Zustand normiert. Eine detaillierte Berechnung aller Lagerstellen findet sich im Anhang A.

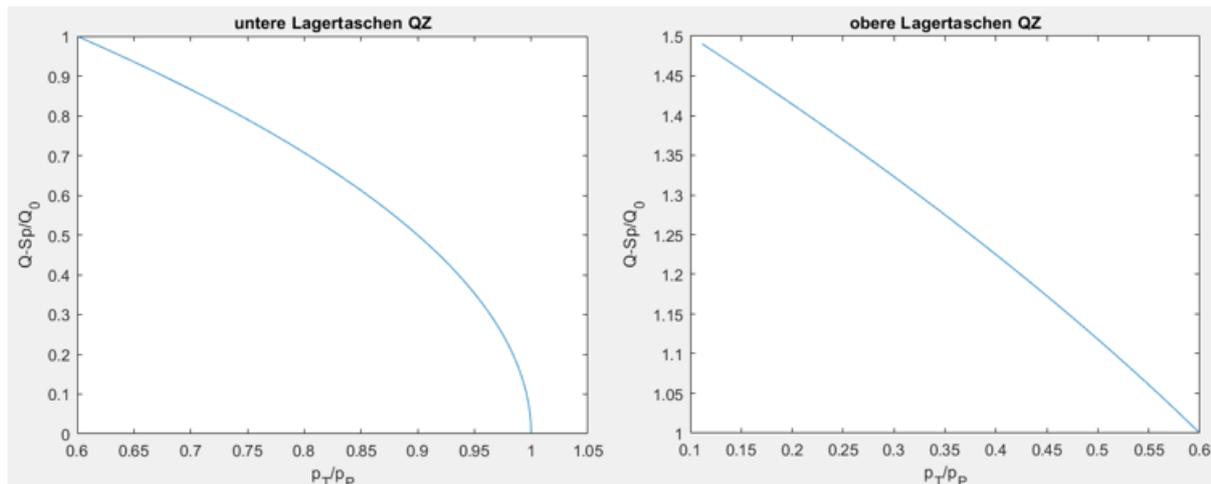


Abbildung 5.3: Verändertes Durchflussverhalten der Lagertaschen, Quelle: eigene Darstellung.

## 5.4. Abstützlager

Eine Verdrehung der Kolbenstange entsteht, wenn eine außermittige Kraft auf der Zahnfläche angreift. Um dies zu verhindern, ist eine Abstützung erforderlich. Da auch in diesem Fall die Vermeidung von Reibung im Fokus steht, wird diese Abstützung ebenfalls hydrostatisch ausgeführt. Die Auslegung dieser Lagerstellen erfolgt ähnlich jener der Zylinderlagerung. Unterschied ist, dass es nur zwei Lagertaschen je Lagerstelle gibt. Die maximal auftretende Kraft sowie die größtmögliche Exzentrizität sind durch die Zahnkraft  $F_{ZN}$  und die Zahngeometrie gegeben. Die Berechnung des hydraulischen Vorwiderstands gleicht jener Berechnung, die in Kapitel 5.2 beschrieben wurde. In Abbildung 5.4 ist wiederum der Verlauf des Lagerspalts über die Belastung skizziert. Bei der hier gezeigten Lagerstelle handelt es sich um das Abstützlager des Druckzylinders. Auch bei den Abstützlagern wird der Sicherheitsfaktor  $S_L$  gegen das Durchdrücken des Lagerspalts berücksichtigt. In Abbildung 5.4 ist erkennbar, dass bei maximaler Belastung eine Außermittigkeit der Lagerstelle von ca. 2,5 % der Spalthöhe im unbelasteten Zustand auftritt und überdies bei zehnfacher Überbelastung nur eine Auslenkung von ca. 24 % stattfindet.

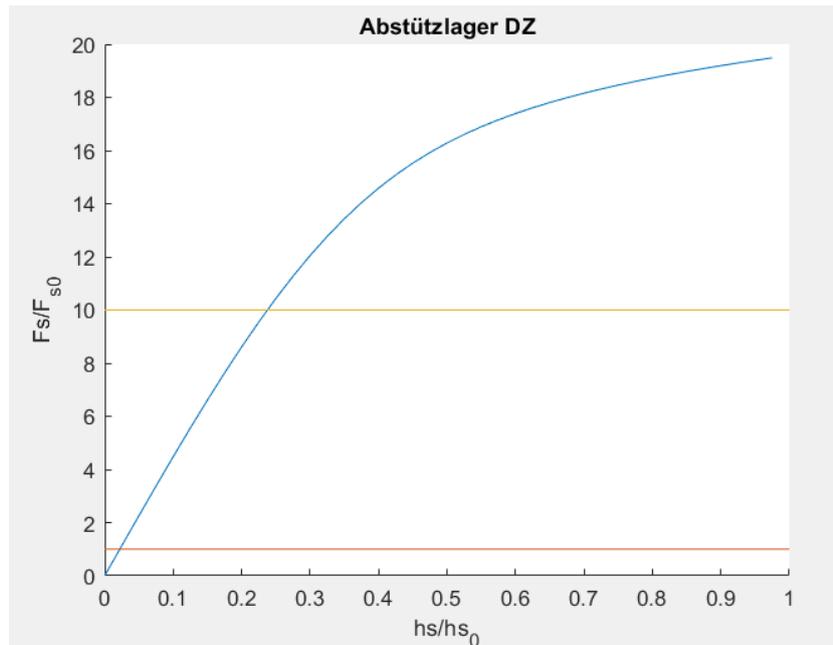


Abbildung 5.4: Verlauf Lagerspalt über Belastung, Abstützung Druckzylinder, Quelle: eigene Darstellung.

## 5.5. Druckzylinder

Die erforderliche Druckkraft auf den Zahn wird durch einen Hydraulikzylinder erzeugt. Auf Grundlage der Zahnkraft  $F_{ZN}$  und des maximalen Versorgungsdrucks  $p_V$  ergibt sich für die minimale Kolbenfläche  $A_{Kmin}$  die Gleichung 5.3.

$$A_{Kmin} = \frac{F_{ZN}}{p_V} = \frac{18715}{25} \cong 1248 \text{ mm}^2 \quad 5.3$$

Da aufgrund der hydrostatischen Lagerung bereits der Kolbenstangeninnendurchmesser  $d_{Ki}$  festgelegt ist, muss weiters der äußere Durchmesser der Kolbenstange  $d_{Ka}$  berechnet werden. Es zeigt sich, dass durch den sehr großen Innendurchmesser eine sehr kleine Ringfläche nötig ist, damit die erforderliche Kraft aufgebracht werden kann.

$$d_{Ka} = \sqrt{\frac{4 * A_{Kmin}}{\pi} + d_{Ki}^2} = \sqrt{\frac{4 * 1248}{\pi} + 60^2} = 72,03 \text{ mm}^2 \quad 5.4$$

Um bei einer möglichen Änderung der Betriebsanforderungen eine ausreichende Sicherheit der Druckzylinderkraft zu haben, wird die Kolbenfläche ca. um den Faktor zwei überdimensioniert. Der Außendurchmesser der Kolbenfläche wird mit  $d_{Ka\_gew} = 75 \text{ mm}$  gewählt. Daraus ergibt sich eine maximale Druckkraft  $F_{ZN\_max}$  von:

$$F_{ZN\_max} = A_{K\_tat} * p_V = \frac{d_{Ka\_tat}^2 - d_{Ki}^2}{4} * \pi * p_V = \frac{75^2 - 60^2}{4} * \pi * 25 = 39760 \text{ N} \quad 5.5$$

Die Druckkraft des Zylinders ist durch eine geeignete Regelung an den realen Kraftverlauf des Motors anzupassen.

Beim Querzylinder sind lediglich sehr kleine Kräfte zu überwinden, hier werden die Kolbendurchmesser so gewählt, dass sie für die geometrischen Anforderungen der Anbauteile günstig sind.

## 5.6. Klemmmoment Lagerböcke

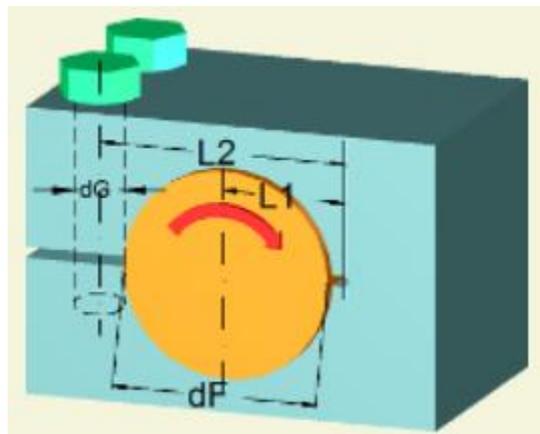
Die Baugruppen Druckzylinder und Querzylinder werden durch Klemmvorrichtungen auf den Lagerböcken in Position gehalten. Um sicher zu gehen, dass kein unfreiwilliges Verdrehen der jeweiligen Baugruppen möglich ist, wird mit Hilfe von Formel 5.6 das vorherrschende Klemmmoment  $M_{Kvor}$  mit dem erforderlichen Klemmmoment  $M_{Kerf}$  verglichen. Die Kräfte, die ein Verdrehen der Zylinder hervorrufen, werden bereits im vorherigen Kapitel 5.4 erläutert. Eine detaillierte Berechnung der Kräfte ist im Anhang A zu finden.

$$M_{Kvor} = \frac{F_V d_{KF} \mu_{KF} l_2}{l_1} \geq M_{Kerf} * S_K \quad 5.6$$

Zur Klemmung der Zylinder wird jeweils eine Schraube mit einer maximalen Vorspannkraft  $F_V$  von rund 102 kN gewählt. Zusätzlich sind folgende Angaben zur Berechnung erforderlich.

- Abstand zwischen Schlitz und Fugenmitte  $l_1$
- Abstand zwischen Schlitz und Schraubenmitte  $l_2$
- Reibwert in der Klemmfuge  $\mu_{KF}$
- Klemmfugendurchmesser  $d_{KF}$

In Abbildung 5.5 ist der schematische Aufbau einer Klemmung skizziert.



**Abbildung 5.5: Klemmung, Quelle: <https://www.schweizer-fn.de/maschinenelemente/klemmverbindung/klemmverbindung.php> [23.03.2021].**

Wiederum ist festzustellen, dass basierend auf den großen Klemmdurchmessern keine Gefahr der Winkelveränderung besteht. Es errechnen sich Sicherheiten  $S_K$  größer 10. Eine derartig hohe Sicherheit wird gewählt, um mögliche Auswirkungen der Kräfte durch den Druckzylinder auszugleichen.

Eine festigkeitsmäßige Berechnung der Bauteile ist nicht vorgesehen, da aufgrund der generellen Überdimensionierung keine Gefahr besteht, kritische Bereiche der Bauteilfestigkeit zu erreichen.

## 6. Aufbau des Prüfstands

In den nachfolgenden Kapiteln wird näher auf die Details des Prüfstands und deren konstruktive Gestaltung und Entwicklung eingegangen. Darüber hinaus werden der Aufbau und die Funktionsweise ausführlich erklärt.

### 6.1. Weitere Detaillierung des Prüfstands

#### 6.1.1. Lagerung

Ein wesentlicher Gesichtspunkt für die Minimierung der Reibung ist die Lagerung der bewegten Teile. Es existieren unterschiedliche Möglichkeiten, eine Lagerung auszuführen, die gängigsten Arten sind in Abbildung 6.1 angeführt. In den einzelnen Bewertungen der Abbildung 6.1 ist zu erkennen, dass eine hydrostatische Lagerung viele Vorteile mit sich bringt. Einerseits sind eine hohe Steifigkeit, eine hohe Dämpfung, eine sehr gute Laufgenauigkeit sowie eine geringe Reibung gewährleistet. Andererseits ist für die Kraftaufbringung bereits ein Hydrauliksystem vorgesehen. Demzufolge lassen sich die Bereiche der Lagerung und der Krafterbringung kombinieren. Zudem könnten bei Verwendung von Wälzlagern Schwingungen auftreten, die sich negativ auf die Messergebnisse auswirken. Die Kombination eines hydraulischen Zylinders mit einer hydrostatischen Lagerung wird als hydrostatischer Zylinder bezeichnet.

	Wälz- lager	Hydrodyn. Lager	Hydrost. Lager	Aerostat Lager	Magnet. lager
Hoher Drehzahlkennwert $n_{\text{eff},m}$	1)				
Hohe Lebensdauer					
Hohe Laufgenauigkeit			2)	2)	2)
Hohe Dämpfung					
Hohe Steifigkeit					
Aufwand für Schmierung und Schmiersysteme	3)				4)
Geringe Reibung					
Kosten (Beschaffung, Wartung)	3)				

sehr günstig ungünstig

- 1) abhängig von Schmiersystem und Wälzlagerart  
 2) Lebensdauer unbegrenzt bei störungsfreiem Betrieb  
 3) Mittel bei Ölschmierung 4) Hoher Regelungsaufwand

Abbildung 6.1: Lagerarten, Quelle: Weck und Brecher (2006), S. 210.

### 6.1.2. Verdrehsicherung der Kolbenstange

Unter Berücksichtigung der auftretenden Reibkräfte und der Anforderung auf eine Schrägstellmöglichkeit der Zahnflächen wird es unweigerlich zu Verdrehungen der Kolbenstangen bzw. des Kolbengehäuses kommen. Um die Verdrehung zu verhindern, müssen konstruktive Gestaltungsmaßnahmen eingeleitet werden. Hierfür gibt es für die Umsetzung zwei Ideenansätze:

- formangepasste Kolbenstange, die ein Verdrehen verhindert
- eine externe Abstützung

Grundlegend ist die Querschnittsform der Kolbenstange eines hydrostatischen Zylinders kreisförmig. Diese Tatsache hat, wie zuvor bereits erwähnt, den Nachteil, dass keine Sicherheit gegen Verdrehung gegeben ist, daher müsste die Kolbenstange auf eine Ellipsen- oder Rechteckform geändert werden. Eine Rechteckform ist nur durch einen Zusammenbau aus mehreren Komponenten möglich. Die engen Toleranzfelder der hydrostatischen Lager lassen dieses Vorgehen nicht zu. In der Pneumatik werden häufiger elliptische Kolbenstangen verwendet. Die zugehörigen Gehäuse werden zum Großteil durch Strangpressverfahren hergestellt. Ein derartiges Fertigungsverfahren ist für eine Anwendung in der Hydraulik aufgrund der engen Toleranzen und der hohen auftretenden Kräfte nicht geeignet. Ein elliptisches Gehäuse ist durch Innenunrundsleifen fertigbar. Erfahrungswerte in diesem Bereich sind bisher nicht vorhanden.

Bei einer externen Abstützung ist auf die Reibungsfreiheit zu achten. Vorteilhaft ist, dass die Kolbenstange wie üblich gefertigt werden kann und eine gesicherte Kolbenstangenlage gegeben ist. Nach Rücksprache mit den zuständigen Personen des Werkzeugbaus der TU Graz wird die Variante mit der externen Abstützung gewählt.

### 6.1.3. Justiermöglichkeiten

Die Einstellmöglichkeiten des Prüfstands sind ein wichtiger Bestandteil der Konstruktion. Mit den Justiermechanismen ist es möglich, die in Kapitel 3.4 beschriebenen, gewollten Fehlstellungen der Zahnflanken zu generieren bzw. auch ungewollte Fertigungsungenauigkeiten auszugleichen. Hierfür wird es nötig sein, durch geeignete Vorrichtungen Einstellmöglichkeiten für alle sechs Freiheitsgrade zu gewährleisten. In Abbildung 6.2 sind die erwähnten Freiheitsgrade anhand des Prüfstands schematisch skizziert. Von Relevanz ist, sowohl die translatorische als auch die rotative Bewegungsfreiheit der drei eingezeichneten Achsen durch geeignete Vorrichtungen einstellbar zu gestalten. Die translatorischen Verschiebungen entlang der rot und blau eingezeichneten Achse werden durch die beiden Zylinder sichergestellt. In Richtung der zur Grundplatte senkrecht stehenden Achse ist vorgesehen, die Ausrichtung der Zahnflächen zueinander durch Einlage von unterschiedlich dicken Blechstreifen bei Bedarf zu verändern. Die Blechstreifen werden direkt bei der Zahnaufnahme beigelegt und lagegesichert.

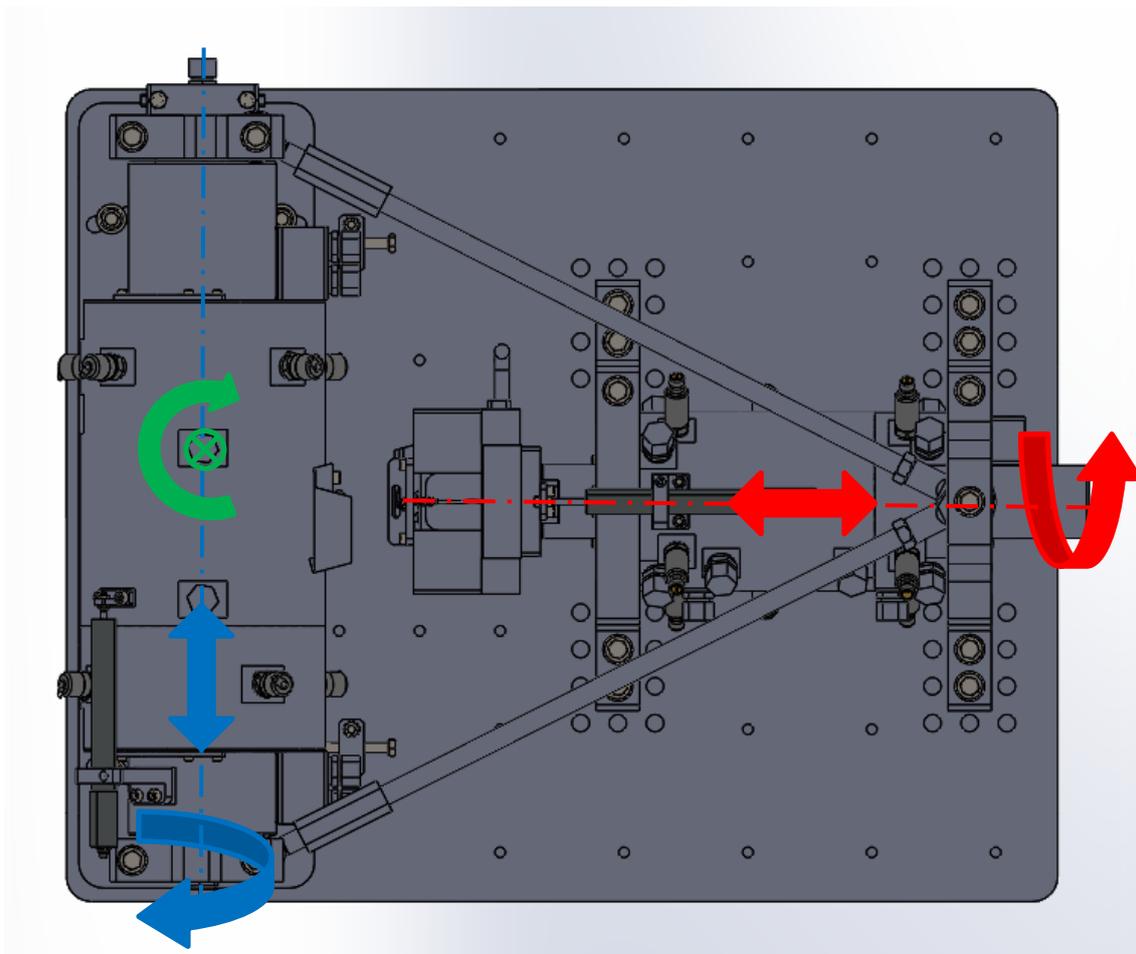


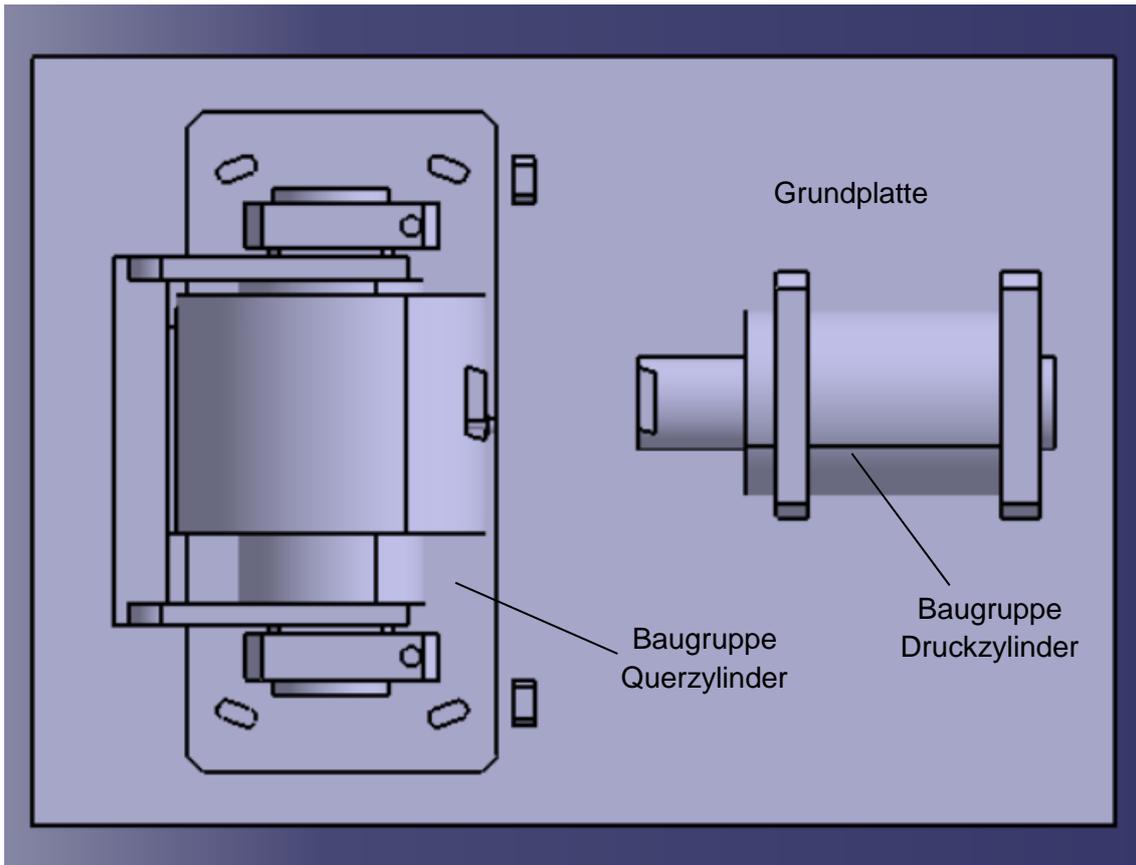
Abbildung 6.2: Freiheitsgrade Prüfstand, Quelle: eigene Darstellung.

## 6.2. Historie der Konstruktion

Wie schon in der Einleitung erwähnt, ist die Konstruktion von Maschinen meist ein iterativer Prozess, bei dem Ideenfindung, Ideenverwerfung, Änderungen und Verbesserungen ständiger Begleiter sind. Nachfolgend sind die groben Konstruktionsstufen des Prüfstands aufgelistet.

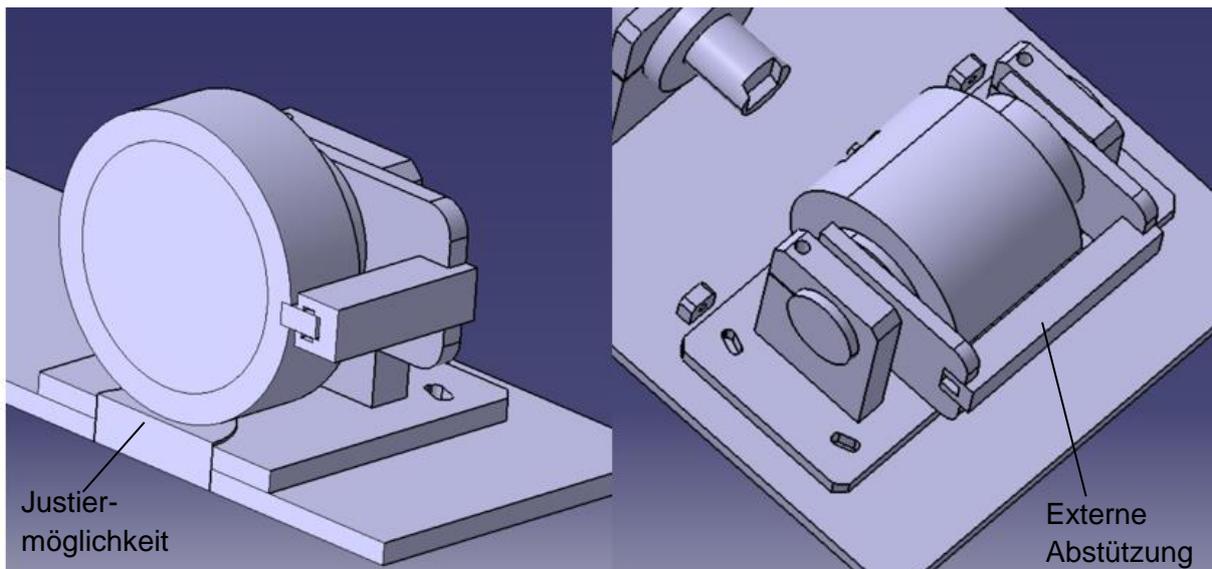
### 6.2.1. Iteration 1

In Kapitel 4.4 wurden die verschiedenen Entwurfskonzepte zusammengefasst und die Entscheidung fiel auf das Entwurfskonzept B. Die in Kapitel 6.1 beschriebenen Detaillierungen werden ebenfalls in die Konstruktion eingebunden. Das erste 3D-Modell, das in Abbildung 6.3 ersichtlich ist, wird mit dem Programm CATIA erstellt. Prinzipiell wird das gewählte Konzept B modelliert und durch einige Details erweitert.



**Abbildung 6.3: Erstes 3D-Modell Prüfstand, Quelle: eigene Darstellung.**

In Abbildung 6.4 ist die erste Idee zur Verdrehsicherung der Kolbenstange bei der Querzylinderbaugruppe dargestellt. Hierbei wird durch zwei Anbauteile eine Führungsschiene mit der Kolbenstange drehstarr verbunden. Wie im linken Bild der Abbildung gezeigt, wird das Gegenstück auf dem Zylindergehäuse montiert. Da sich diese Teile relativ zueinander bewegen, wird diese Abstützung ebenfalls als hydrostatisches Lager ausgeführt.



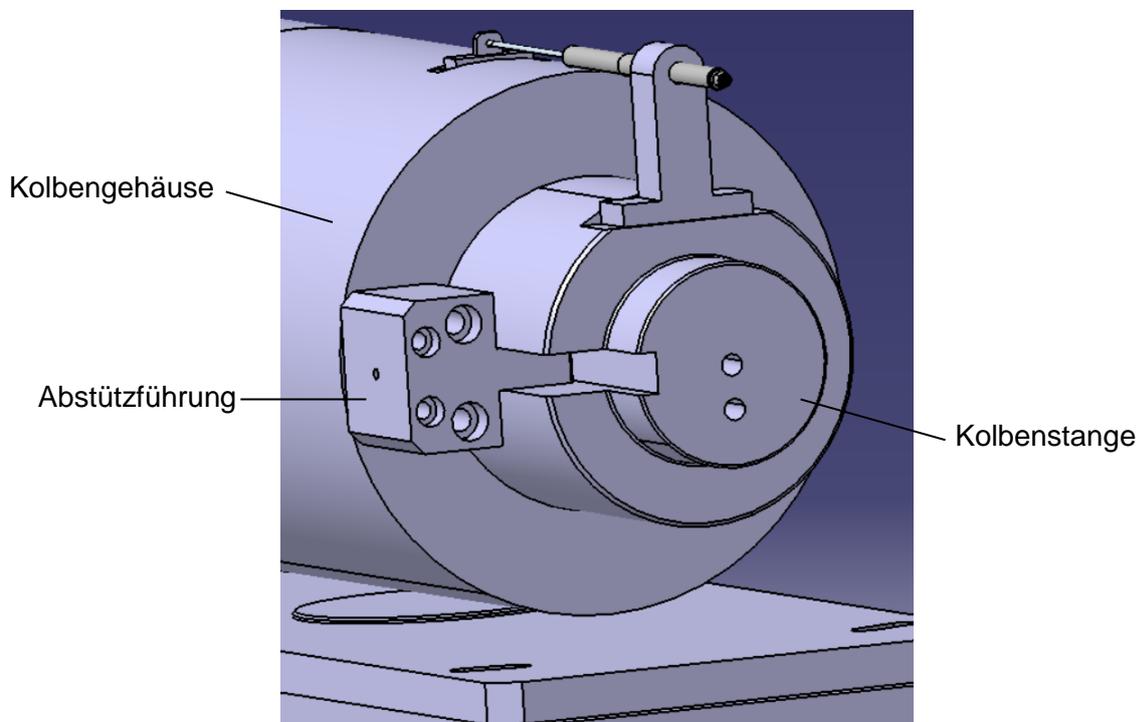
**Abbildung 6.4: Justiermöglichkeit und externe Abstützung, Quelle: eigene Darstellung.**

Des Weiteren wird bereits eine Einstellmöglichkeit um die Achse senkrecht zur Grundplatte realisiert. Die Ausführung erfolgte mit einer simplen Drehlagerung der gesamten

Querzylinderbaugruppe um einen Bolzen. Die Baugruppe kann nach gewünschter Ausrichtung durch eine Verschraubung auf der Grundplatte fixiert werden. Die Anbindungen der Sensoren werden in dieser Phase noch nicht auskonstruiert. Die vorgenommenen Detaillierungen beschränken sich vorerst auf die Querzylinderbaugruppe.

### 6.2.2. Iteration 2

Der erste Iterationsentwurf wird hinsichtlich der Fertigbarkeit und der Anforderungen reflektiert. Es zeigt sich, dass die externe Abstützung durch die mehreren vorhandenen Passungen zu viel Spielraum für eine Fehlstellung der hydrostatischen Lagerung bietet. Die engen Lagerspalte lassen es nicht zu, dass beteiligte Lagerkomponenten nicht definiert ausgerichtet werden können. Daher wird für die externe Abstützung ein anderes Konzept entwickelt. In Abbildung 6.5 ist die neue konstruktive Gestaltung der Verdrehsicherung abgebildet. Ein Bauteil, folglich als Abstützführung bezeichnet, wird mit dem Zylindergehäuse verschraubt. In der Kolbenstange ist eine Führungsnut vorhanden, in welcher die Abstützführung durch eine hydrostatische Lagerung geführt ist.



**Abbildung 6.5: Externe Abstützung Iteration 2, Quelle: eigene Darstellung.**

Der gesamte Aufbau des Prüfstands wird in der zweiten Iterationsstufe weiter verfeinert. So wurden Befestigungen und Positionen für die notwendigen Sensoren miteingeplant. Die Anbindung der Zähne wird durch eine geeignete Vorrichtung gewährleistet. Die in Kapitel 6.1.3 erwähnten Justiermöglichkeiten werden weitestgehend auskonzipiert. Für die Messung der Reaktionskräfte am Verzahnungspaar ist eine Kraftmessdose der Firma Kistler, welche eine dreiachsige Detektion von Kräften ermöglicht, vorgesehen. In Abbildung 6.6 ist der Prüfstand in der zweiten Iterationsstufe dargestellt. Wie ersichtlich ist, fehlen noch Details wie Hydraulikanschlüsse, Schrauben usw.

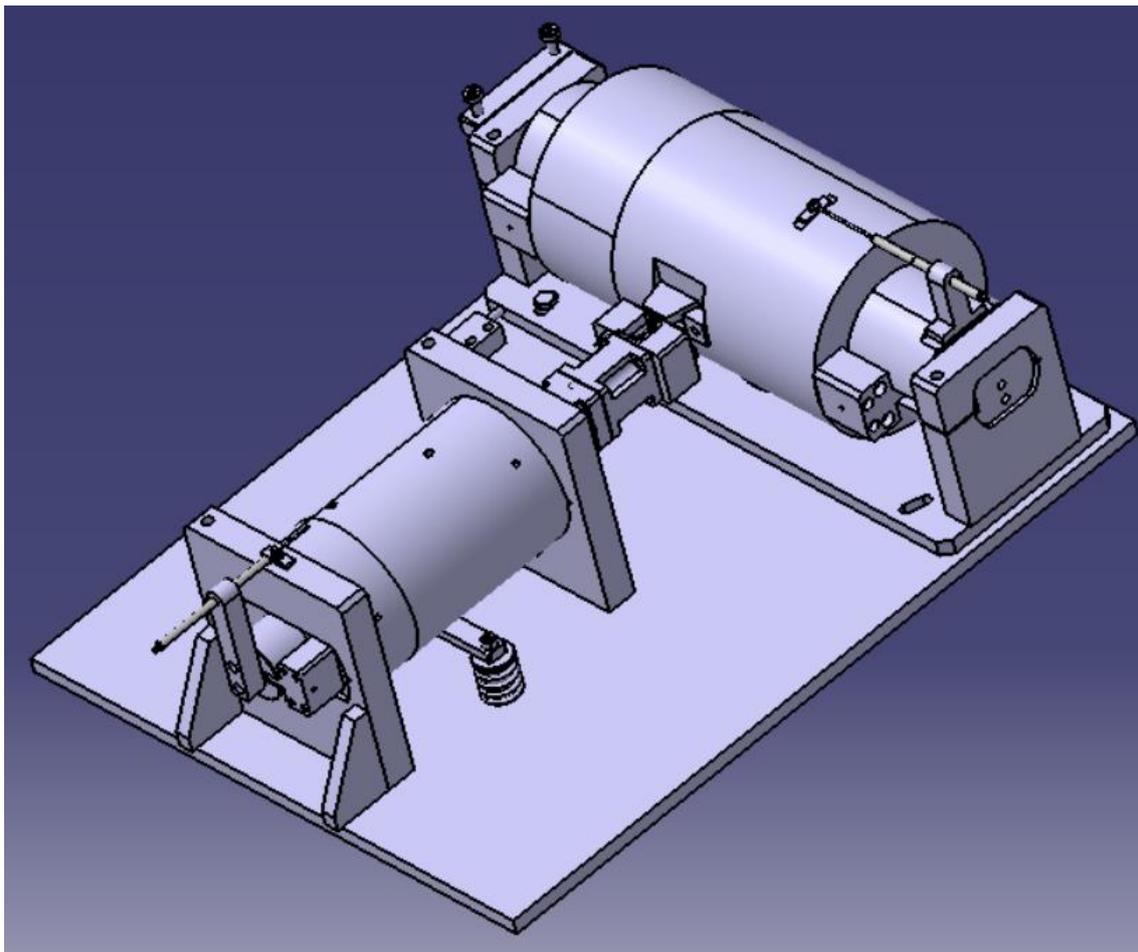


Abbildung 6.6: Prüfstand Iterationsstufe 2, Quelle: eigene Darstellung.

### 6.3. Finale Iteration

Die finale Iteration wird mit dem Programm SolidWorks erstellt. Die Umstellung der Zeichensoftware wird zur besseren Kompatibilität mit den Ressourcen der mechanischen Fertigung der TU Graz vorgenommen. Grundlegende Eigenschaften des Prüfstands werden nachfolgend beschrieben, detailliertere Erläuterungen von ausgewählten Baugruppen finden sich in den nächsten Kapiteln.

Der gesamte Prüfstandsaufbau ist auf einer Grundplatte montiert, welche durch montierbare Ringschrauben einfach manövriert werden kann. Da es erforderlich ist, dass die Zahnflanken während des Bewegungsvorgangs von Öl umgeben sind, wird der gesamte Aufbau in einer geeigneten Blechwanne platziert. Die Wanne wird bis zu einem Füllstand, der die Zähne überragt, mit Öl gefüllt. Durch die Gegebenheit, dass der Prüfstand durch ein Behältnis eingehaust ist, werden für die hydrostatischen Lager keine speziellen Abdichtungen und Absaugungen benötigt. Das austretende Öl fließt einfach in die Blechwanne, von wo aus es wiederum in den Hydraulikkreislauf rückgeführt wird. Vor der Rückführung ist eine geeignete Filterung des Öls notwendig. Der gesamte Ölvolumenstrom der hydrostatischen Lager im unbelasteten Zustand beläuft sich auf rund 19,2 Liter pro Minute. Befinden sich die Lagerstellen in ihrer ungünstigsten Auslenkung, erhöht sich die Durchflussmenge auf ca. 30,4 Liter pro Minute. Diese Daten sind bei der Auslegung des Ölversorgungssystems zu berücksichtigen. Um ein etwaiges Aufschaukeln des Öls in der Wanne durch die Hin- und Herbewegung der hydrostatischen Zylinder zu verhindern, ist auf der Grundplatte ein Bohrungs raster vorhanden, um bei Bedarf Unterbrechungsbleche zu montieren. Wie in

Abbildung 6.7 ersichtlich, sind alle Details des fertigen Prüfstands auskonstruiert. Die Anschlüsse zur Versorgung und Überwachung der Lagerstellen sind vorhanden. Anbindungen von Sensoren und Justiermöglichkeiten sind in die Konstruktion eingebunden.

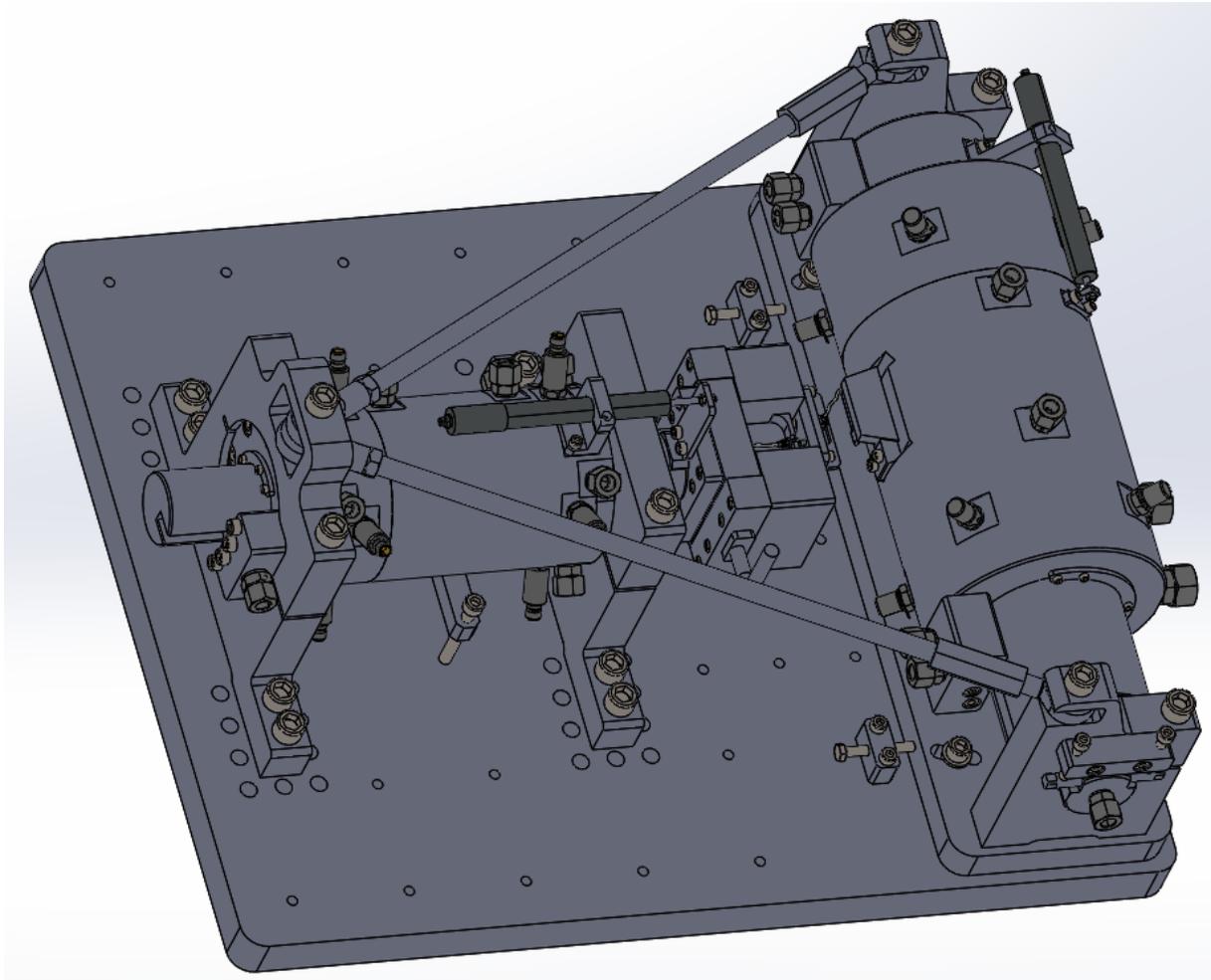


Abbildung 6.7: Prüfstand, Quelle: eigene Darstellung.

## 6.4. Hydraulikplan

Die hydraulische Anbindung der Zylinder und Lagerstellen ist durch den nachfolgenden Hydraulikplan schematisch dargestellt. Eine genaue Auswahl der Ventile und Filter wird noch nicht vorgenommen. Zur Erstellung des in Abbildung 6.8 skizzierten Hydraulikplans wird das Programm „Rexroth Scheme Editor“ der Firma Bosch Rexroth verwendet. Die beiden Gleichgangzylinder und die hydrostatischen Lager werden über eine regelbare Pumpe mit einem Druck von 250 bar versorgt. Vor der Pumpe ist ein Saugfilter und nach der Pumpe ein Druckfilter mit einer Bypassschaltung verbaut. Um etwaige Druckschwankungen der gesamten Anlage ausgleichen zu können, ist der Pumpe ein 5 Liter Druckspeicher nachgeschaltet. Als Sicherheitsventil ist nach dem Druckfilter ein einstellbares Druckbegrenzungsventil mit einem Auslösedruck von 260 bar verbaut. Die hydrostatischen Zylinder werden mittels Servoventil angesteuert. Somit können die Fahrwege und die Fahrgeschwindigkeiten der Zylinder genau geregelt werden. Vor den Servoventilen sind Druckminderventile verbaut, um die maximale Kraft der Zylinder zu begrenzen. Weiters sind Druckspeicher vor den Servoventilen installiert, um Druckschwankungen auszutarieren.

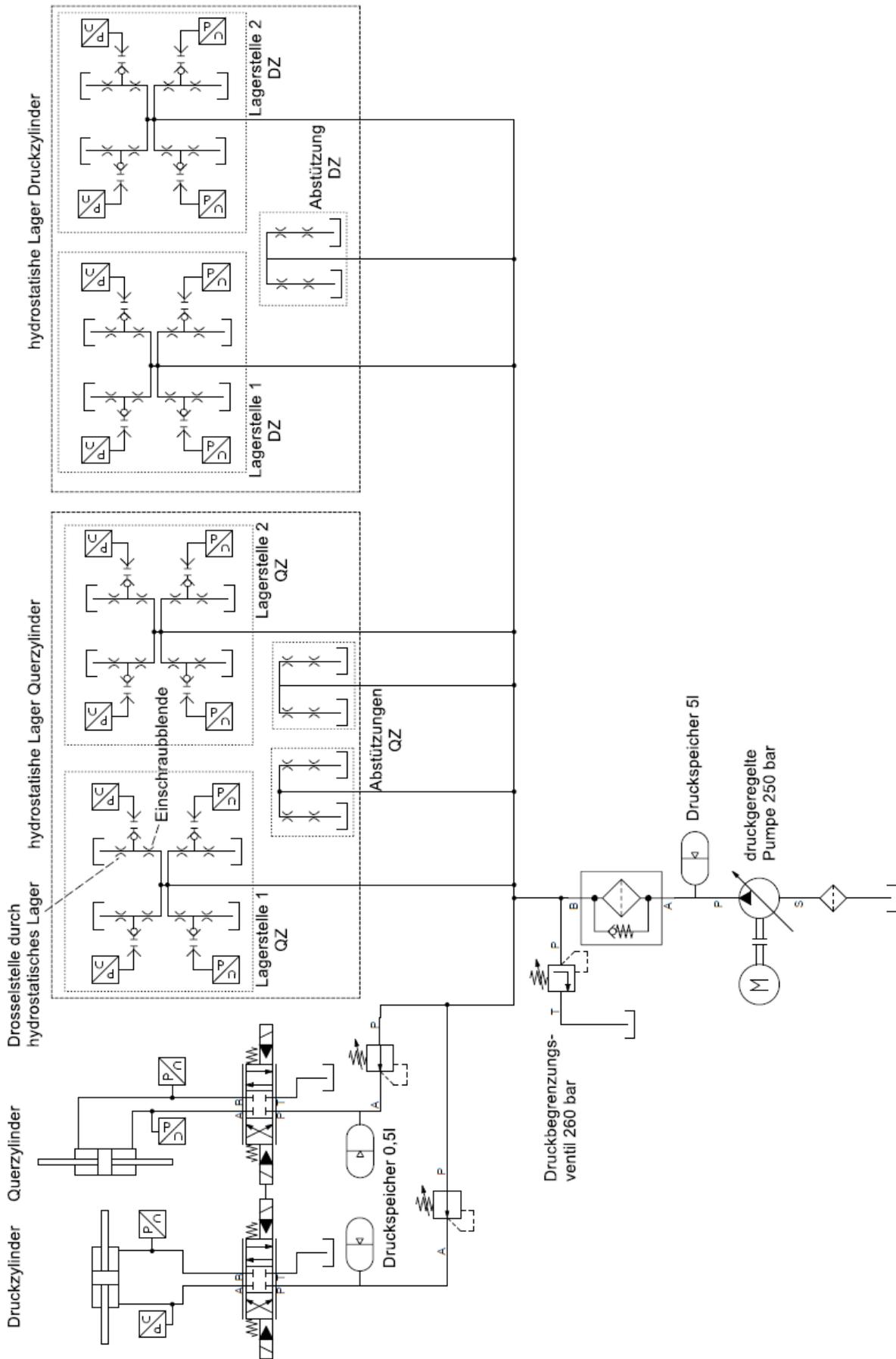


Abbildung 6.8: Hydraulikplan des Prüfstands, Quelle: eigene Darstellung.

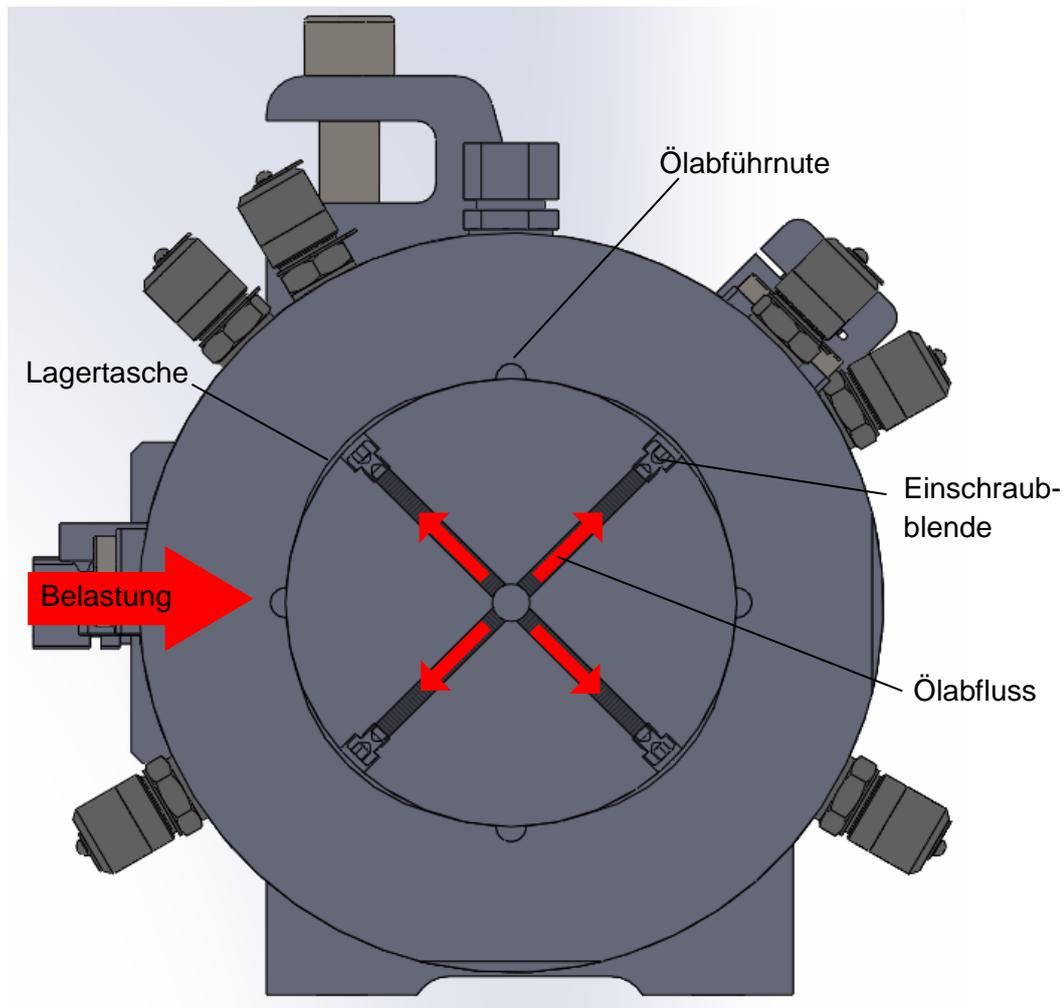
Die hydrostatischen Lager werden durch zwei Drosselstellen symbolisch dargestellt. Die erste Drosselstelle bildet die Einschraubblende, die zweite wird durch die Lagerstelle des hydrostatischen Lagers verursacht. Zwischen den Drosselstellen ist ein Schnellkuppelanschluss für die Aufnahme eines Drucksensors verbaut. Bei den hydrostatischen Lagern der Abstützungen wird aus konstruktiven Gründen keine Drucküberwachung vorgenommen.

## 6.5. Baugruppe Querzylinder

Die Baugruppe Querzylinder besteht neben dem Querzylinder aus den zwei Lagerböcken, den Abstützfürungen, dem Sensor, der Drehplatte und einigen kleineren Komponenten. Der Querzylinder ist als hydrostatischer Gleichgangzylinder ausgeführt. Das bedeutet, der Hydraulikzylinder verfügt über eine beidseitige Kolbenstange und ist hydrostatisch gelagert. Die Baugruppe ist nicht fix mit der Grundplatte verbunden, sondern kann um einen Bolzen, der sich in der Mitte der Drehplatte befindet, auf der Grundplatte geschwenkt werden. Die Lagerböcke sind mit der Drehplatte verschraubt und lagern die Kolbenstange. Die Kolbenstange samt dem rotationsabhängig verbundenen Gehäuse kann um ihre Längsachse durch eine Justiermöglichkeit verdreht werden. Ein LVDT Sensor (Linear Variable Differential Transformer) ist für die Wegmessung des Zylinders installiert.

### 6.5.1. Eigenschaften Querzylinder

Die Besonderheit dieser Baugruppe ist der zuvor bereits erwähnte hydrostatische Zylinder. Der Zylinder ist nicht wie üblicherweise über das Gehäuse gelagert, sondern über die Kolbenstange. Somit steht die Kolbenstange still und das Gehäuse führt bei Druckbeaufschlagung der Zylinderkammern eine Bewegung entlang der Achse aus. Der Querzylinder verfügt über einen maximalen Hub von 50 mm, dieser Parameter ist für die Auswahl des LVDT Sensors zu berücksichtigen. Die Lagertaschen des Hydrostats sind so angeordnet, dass die Belastung in Richtung der Stegmitte zeigt. Die Vorteile der Anordnung werden in Kapitel 5.1 näher erklärt. Ein außergewöhnliches Detail ist ferner die Versorgung der Lagertaschen, die von der Kolbenstangenseite realisiert ist (siehe Abbildung 6.9). Hierfür wird beidseitig eine Versorgungsleitung je Lagerstelle gebohrt, welche durch je vier weitere Bohrungen mit den Taschen verbunden ist und diese mit Öldruck versorgt. Deutlich erkennbar sind vor jeder Tasche die Einschraubblenden in den Versorgungsbohrungen, die eine belastungsunabhängige Versorgung jeder Lagertasche garantieren. Um die gegenseitige Beeinflussung zweier Lagertaschen zu vermeiden, sind Ölabbföhrnuten vorgesehen. Es befinden sich auch in axialer Richtung vor und nach den Lagertaschen Ringnuten, die zur Abföhrung des Öls dienen. Speziell die Ringnut zwischen Lagertasche und Zylinderkammer hat die zusätzliche Funktion eines Druckausgleichs zwischen den beiden Bereichen. Zur einfacheren Rückföhrung des Öls sind in den Ringnuten Absaugbohrungen vorhanden.



**Abbildung 6.9: Querzylinder, Lagertaschenversorgung, Quelle: eigene Darstellung.**

Wie schon mehrfach erwähnt, ist eine Berührung der bewegten Flächen auszuschließen, deshalb ist pro Lagertasche eine Bohrung zur Drucküberwachung durch einen Drucksensor vorgesehen. Dadurch kann der Prüfstand bei Druckabfall einer Lagertasche automatisch abgeschaltet werden. Der Lagerspalt zwischen Kolbenstange und Gehäuse beträgt nach konstruktiver Auslegung lediglich  $20\ \mu\text{m}$ . Dies hat einen geringen Öldurchfluss des Lagers, aber auch sehr hohe Anforderungen an die Fertigungsgenauigkeit zur Folge.

Da die auftretenden Kräfte in Bewegungsrichtung des Zylinders relativ klein sind, werden somit keine hohen Ansprüche an den Hydraulikzylinder gestellt. Die äußere Lauffläche der Zylinderkolbenstange ist mit Nuten versehen, durch die ein Druckausgleich über den Umfang des Kolbens erfolgt. Demzufolge ist eine Selbstzentrierung des Kolbens gewährleistet.

Das Gehäuse besteht aus zwei Teilen, welche durch eine rotationssymmetrische Verschraubung miteinander verbunden sind. Die Abdichtung der beiden Komponenten ist durch eine O-Ringdichtung mit Stützring sichergestellt. In jedem der Bauteile befindet sich eine Lagerstelle, daher ist die präzise konzentrische Ausrichtung der Achsen der beiden Gehäuseteile essentiell. In einem Gehäuseteil befindet sich ebenfalls die Aufnahmevorrichtung für einen Zahn. Diese ist als eine Art Schwalbenschwanzführung ausgeführt, sodass das Montieren bzw. Wechseln der Zähne so einfach wie möglich gestaltet wird. In Abbildung 6.10 ist die Aufnahmevorrichtung im Detail dargestellt. Der Zahn, der über zwei schräge Aufnahmeflächen verfügt, wird mit Hilfe eines Spanprismas mit gegenläufiger Fläche auf dem Gehäuse ausgerichtet und fixiert.

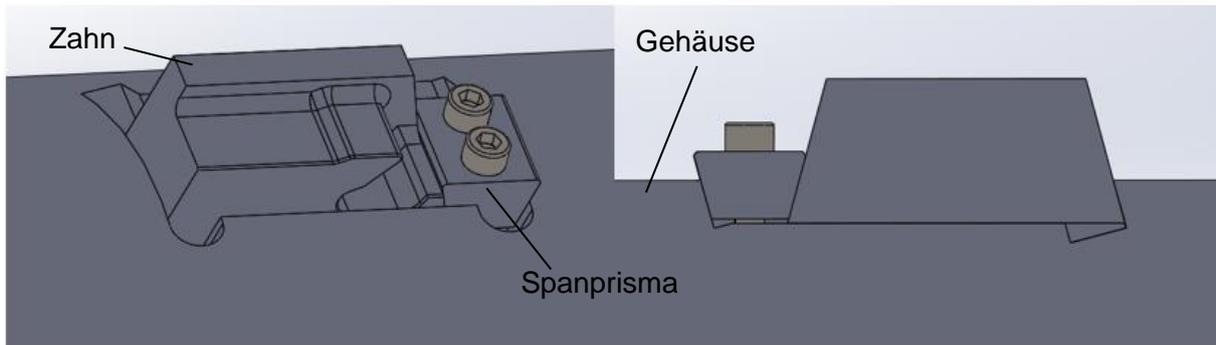


Abbildung 6.10: Aufnahmevorrichtung Zahn, Quelle: eigene Darstellung.

### 6.5.2. Lagerung Kolbenstange

Die Lagerung der Kolbenstange übernehmen zwei gegenüberliegende Lagerböcke, die mit der Drehplatte verschraubt sind. Die Verbindung der Komponenten wird durch eine Klemmung erreicht, welche in Abbildung 6.11 veranschaulicht ist.

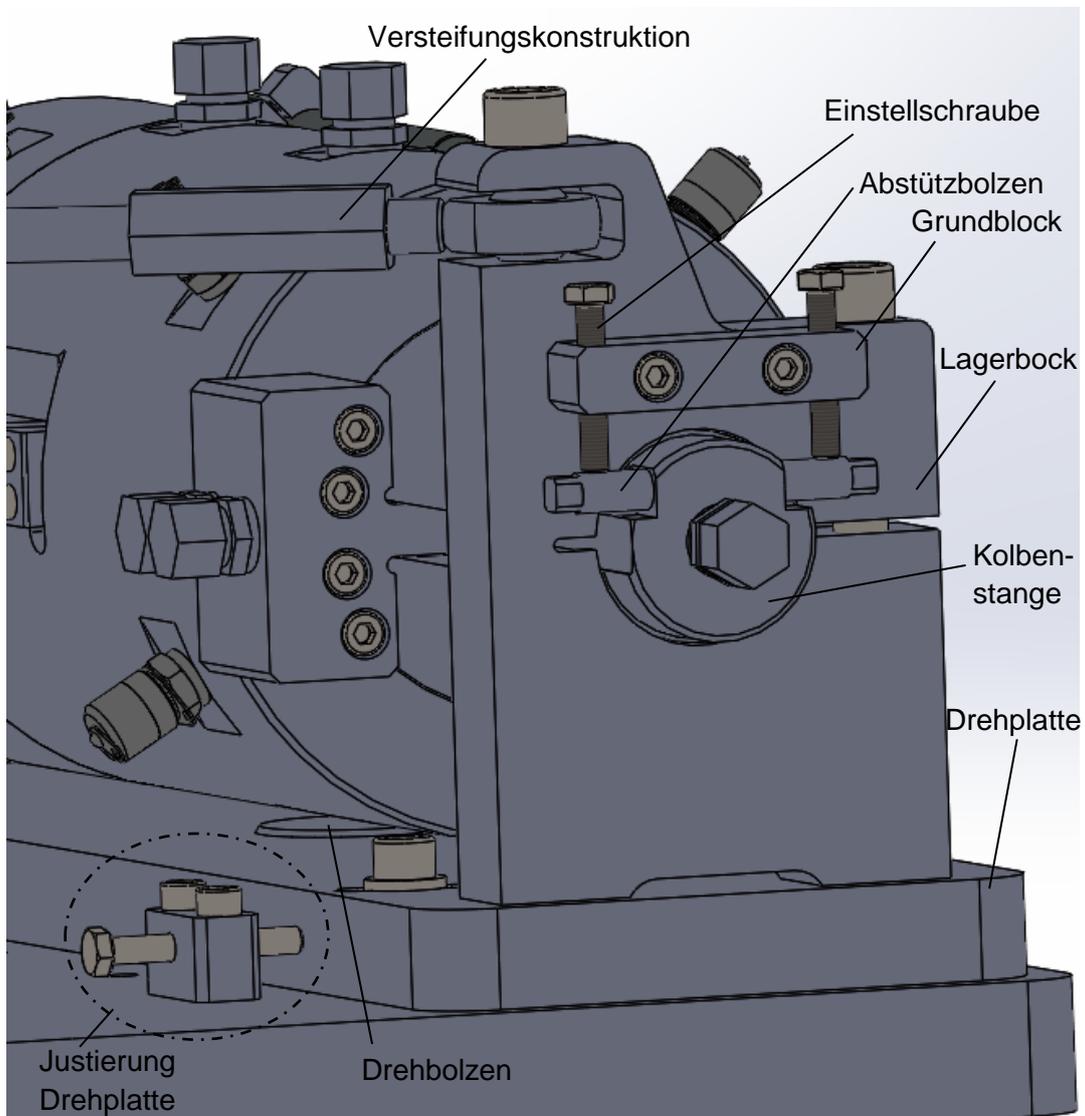


Abbildung 6.11: Lagerbock und Justiermöglichkeiten, Quelle: eigene Darstellung.

Eine Klemmverbindung ist von Vorteil, da eine nachträgliche stufenlose Einstellung der Winkelposition der Kolbenstange möglich sein muss. Eine weitere Funktion des Lagerbocks ist die Aufnahme der Versteifungskonstruktion. Diese wird im Abschnitt 6.5.6 genauer erklärt.

### **6.5.3. Justiermöglichkeit Kolbenstange**

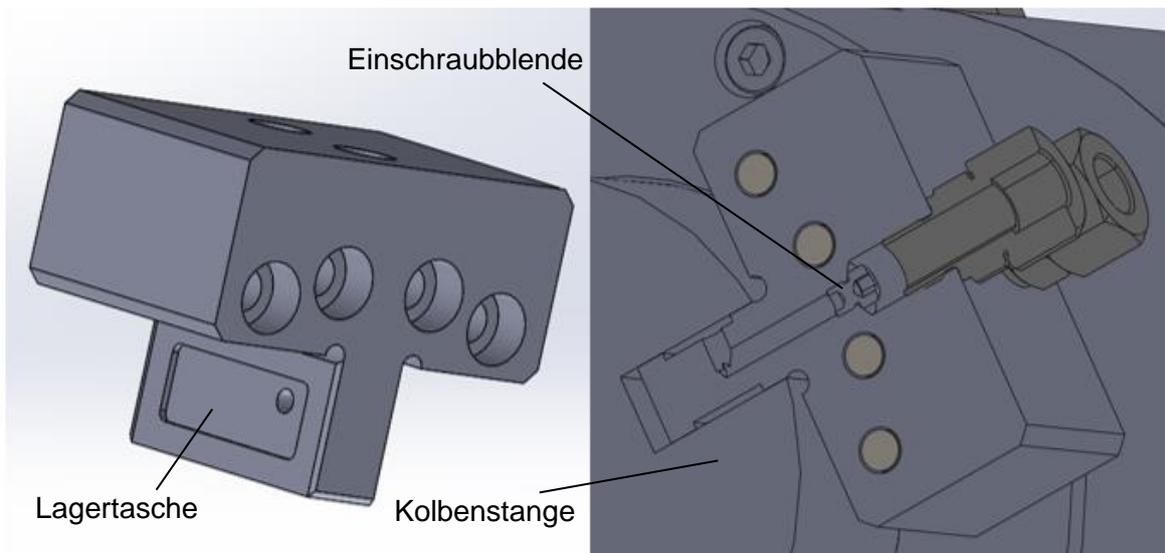
Die angesprochene Verdrehmöglichkeit der Kolbenstange wird durch den Justiermechanismus, welcher an der Außenseite eines Lagerbocks montiert ist, sichergestellt. In Abbildung 6.11 ist der Mechanismus im Detail dargestellt. Er besteht aus einem mit dem Lagerbock verschraubten Grundblock, zwei Einstellschrauben und zwei Abstützbolzen, die in der Kolbenstange verbaut sind. Durch gegengleiches Ein- bzw. Ausdrehen der Einstellschrauben wird bei geöffneter Klemmung der Lagerböcke ein Moment auf die Abstützbolzen eingeleitet, welches eine Drehbewegung des Verbunds Kolbenstange-Gehäuse-Zahn zur Folge hat. Dieser Justiermechanismus deckt die in Kapitel 6.1.3 diskutierte rotative Einstellmöglichkeit um die blaue Achse ab.

### **6.5.4. Justierung Drehplatte**

Die Drehplatte wird durch einen Bolzen auf der Grundplatte positioniert und gelagert und dient als Verbindungskomponente der Querzylinderbaugruppe. In der Ebene besteht weiterhin ein Freiheitsgrad um die Achse normal zur Grundplatte. Die Justierung der Drehplatte erfüllt die in Kapitel 6.1.3 erwähnte notwendige Rotationsfreiheit um die grün eingezeichnete Achse. In zwei mit der Grundplatte verschraubten Blöcken befinden sich Einstellschrauben, durch die eine Ausrichtbewegung auf die Drehplatte ausgeübt werden kann. In Abbildung 6.11 ist ein Block mit der Einstellschraube dargestellt. Nach Ausrichtung der Querzylinderbaugruppe wird sie mit der Grundplatte fest verschraubt. Um eine Verdrehung der Drehplatte zu ermöglichen, sind in der Drehplatte bogenförmige Langlöcher angeordnet.

### **6.5.5. Abstützföhrung**

Wie schon bereits in Kapitel 6.1.2 erläutert, benötigt der hydrostatische Zylinder eine Verdrehsicherung, da ein außermittiger Kraftangriff am Zahn zur Verdrehung führt. Die finale Ausführung dieses Mechanismus bei der Querzylinderbaugruppe wird durch zwei Abstützföhrungen realisiert. Je eine dieser Föhrungen ist links bzw. rechts vom Gehäuse verbaut. Ziel ist es, eine drehstarre Verbindung zwischen Gehäuse und Kolbenstange bei einer gleichzeitig translatorischen Bewegungsfreiheit des Gehäuses entlang der Achse zu gewährleisten. Eine Herausforderung stellt die erforderliche Reibungsfreiheit bei der Gleitbewegung dar. Aufgrund des Aufbaus des Prüfstands ist es naheliegend, auch die Abstützföhrungen durch eine hydrostatische Lagerung zu föhren. Die Abstützföhrung wird als T-förmiger Block ausgeföhrt, der durch vier Durchgangsbohrungen mit dem Gehäuse verschraubt wird. Im linken Bild der Abbildung 6.12 ist die Abstützföhrung der Querzylinderbaugruppe ersichtlich.



**Abbildung 6.12: Abstützföhrung Querzylinder, Quelle: eigene Darstellung.**

Die eigentliche Föhrungsleiste ist beidseitig mit einer Lagertasche versehen. Jede Lagertasche wird durch eine separate Öbohrung versorgt. Die Anbindung an das Översorgungsnetz ist im rechten Bild der Abbildung 6.12 anhand einer Schnittdarstellung ersichtlich. Auch für diese Lagerstellen ist wiederum eine Einschraubblende notwendig. Das Gegenstück der Föhrungsleiste bildet eine Nut in der Kolbenstange. Hierbei war zu beachten, dass die Nut unterhalb einer axialen Öabföhrnut des Gehäuses angeordnet wird. Ansonsten kommt es beim Verfahren des Gehäuses zur Überschneidung der Föhrungsnut in der Kolbenstange und einer Lagertasche im Gehäuse. Dies hätte wiederum einen Zusammenbruch des Lagertäschendrucks und somit den Ausfall einer Lagerstelle zufolge. Der Lagerspalt zwischen der Abstützföhrung und der Kolbenstange wird mit  $40\ \mu\text{m}$  konstruktiv vorgegeben. Für die Einstellung des Lagerspalts ist geplant, die Abstützföhrung am Gehäuse vorerst nur handfest zu verschrauben. Danach werden die Lagertaschen mit Öldruck beaufschlagt, demnach richtet sich die Abstützföhrung selbstständig zentriert aus. Letztlich wird die Abstützföhrung fest verschraubt.

### 6.5.6. Versteifung

Die ausragenden Aufbauten auf der Grundplatte und die Richtung der auftretenden Zylinderkräfte bewirken unweigerlich eine Durchbiegung der Grundplatte. Aufgrund der präzisen Anforderungen an den Versuchsvorgang ist jegliche Durchbiegung zu vermeiden. Um dieser Erscheinung entgegenzuwirken, wird eine Versteifungskonstruktion in den Prüfstand eingebunden. Die zwei Lagerböcke der Querzylinderbaugruppe und der hintere Lagerbock der Druckzylinderbaugruppe dienen als Anbindungsstellen der Konstruktion. An den Lagerböcken werden, wie in Abbildung 6.13 dargestellt, Gelenkköpfe montiert. Bei jenen der Querzylinderbaugruppe sind Gelenkköpfe mit einem Außengewinde vorgesehen. Damit kann eine Verschraubung über eine Spannschlossmutter mit einer Gewindestange hergestellt werden, welche wiederum mit einem Gelenkkopf mit Innengewinde verschraubt wird. Durch die Baugruppe Gelenkkopf – Gewindestange – Spannschlossmutter - Gelenkkopf wird eine zugfeste Verbindung zwischen dem hinteren Lagerbock der Druckzylinderbaugruppe und dem rechten bzw. linken Lagerbock der Querzylinderbaugruppe hergestellt. Ein Einstellen bzw. Verspannen dieses Verbunds ist durch das Drehen der Spannschlossmutter möglich. Bei

auftretenden Kräften durch den Druckzylinder werden diese durch die Versteifungskonstruktion aufgenommen und somit wird ein Durchbiegen des Prüfstands verhindert.

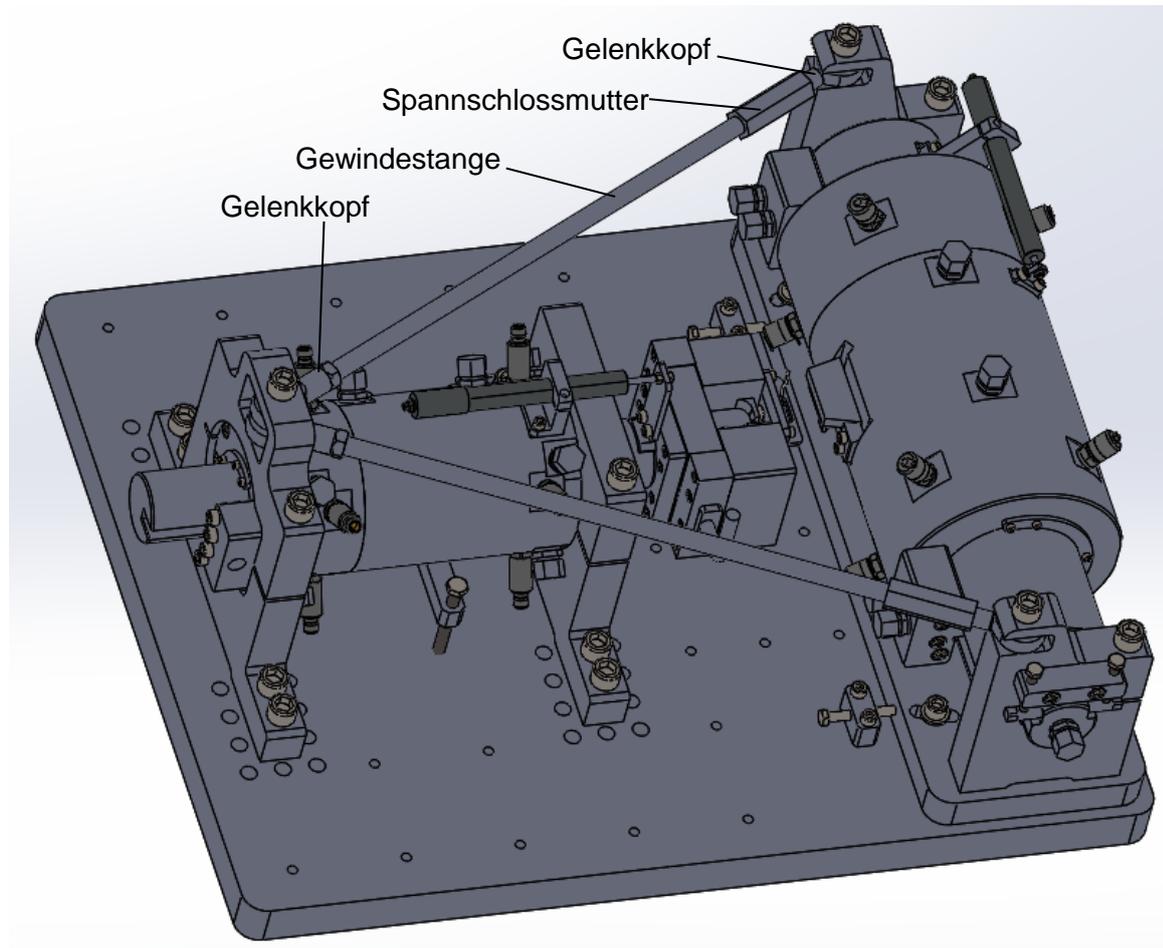


Abbildung 6.13: Versteifungskonstruktion, Quelle: eigene Darstellung.

## 6.6. Baugruppe Druckzylinder

Der Druckzylinder, die zwei Lagerböcke, die Abstützführung, die Zahnhalterung, die Kraftmessdose und die zugehörige Adapterplatte sind die Hauptkomponenten der Druckzylinderbaugruppe. Beim Druckzylinder handelt es sich wieder um einen hydrostatischen Gleichgangzylinder. Die Anbindung des Druckzylinders erfolgt über das Gehäuse des Zylinders durch eine Klemmverschraubung auf zwei Lagerböcken. Diese werden auf der Grundplatte fest verschraubt. Um für mögliche Änderungen des Zahns oder anderweitigem Einsatz des Prüfstands gerüstet zu sein, ist ein 30 mm mal 30 mm Bohrungsraaster zum Versetzen der Lagerböcke vorgesehen. Eine Verdrehung des Druckzylinders um die Rotationsachse kann durch einen Einstellmechanismus vorgenommen werden. Um eine winkelabhängige Lage von Kolbenstange und Druckzylindergehäuse sicherzustellen, ist eine Abstützführung vorgesehen. Im Bereich des Zahns sind zwei Wirbelstromsensoren verbaut, die zur genauen Messung des Zahnspalts dienen. Weiters ist auch ein LVDT Sensor zur Lagebestimmung des Druckzylinders montiert.

### 6.6.1. Eigenschaften Druckzylinder

Ähnlich wie bei der Baugruppe Querzylinder ist auch die Kolbenstange des Druckzylinders durch zwei Lagerstellen mit je vier Lagertaschen geführt. Hier bewegt sich jedoch die

Kolbenstange und nicht das Gehäuse. Darüber hinaus wird aus konstruktiven Gründen jede Lagertasche einzeln durch eine Ölbohrung von der Gehäuseaußenseite mit Drucköl versorgt. In jeder Ölbohrung befindet sich wieder eine Einschraubblende. Um die einwandfreie Funktion der hydrostatischen Lagerung sicherzustellen, kann jede Lagerstelle über eine zusätzliche Bohrung mittels Drucksensor überwacht werden. Die Anordnung der Lagertaschen ist so gewählt, dass eine Belastung durch die auftretende Reibkraft in Richtung der Stegmitte der Lagerstelle zeigt. Ölabfuhruten und Druckausgleichsnuten sind ident dem Querzylinder ausgeführt. Durch Ansteuerung der hinteren Zylinderkammer wird die gewünschte Prüfkraft auf die Zahnflächen aufgebracht. Eine geeignete Kraftregelung des Hydraulikzylinders ist vorzusehen. Der Druckzylinder verfügt über einen maximalen Hub von 50 mm. Das Gehäuse besteht gleich wie beim Querzylinder aus zwei Teilen, die durch eine um den Umfang gleichverteilte Verschraubung verbunden werden. Hierbei ist wieder auf die exakte konzentrische Ausrichtung der Achsen der beiden Komponenten zu achten, da nur ein Lagerspalt von 20 µm vorgesehen ist.

### 6.6.2. Abstützföhrung

Die mögliche exzentrische Einleitung der Reibkraft föhrt auch beim Druckzylinder zu einer Verdrehung der Kolbenstange, daher ist ebenso eine Sicherung gegen Winkelveränderungen notwendig. Aufgrund der niedrigeren Momente reicht eine Abstützföhrung, die am hinteren Ende des Gehäuses montiert wird, aus. Prinzipiell ist die Abstützföhrung gleich wie jene beim Querzylinder aufgebaut. Das heißt, es befindet sich links und rechts der Föhrungsleiste je eine hydrostatische Lagertasche, die eine annähernd reibungsfreie Bewegung der Kolbenstange ermöglicht. Die Abstützföhrung wird am Gehäuse verschraubt und durch eine Nut in der Kolbenstange geföhrt. In Abbildung 6.14 ist eine Schnittdarstellung der Abstützföhrung des Druckzylinders ersichtlich. Es ist erkennbar, dass die Ölzuföhrung über einen gemeinsamen Anschluss erfolgt. Die zwei Lagertaschen werden jedoch separat über zwei mit Einschraubblenden versehenen Ölkänen versorgt.

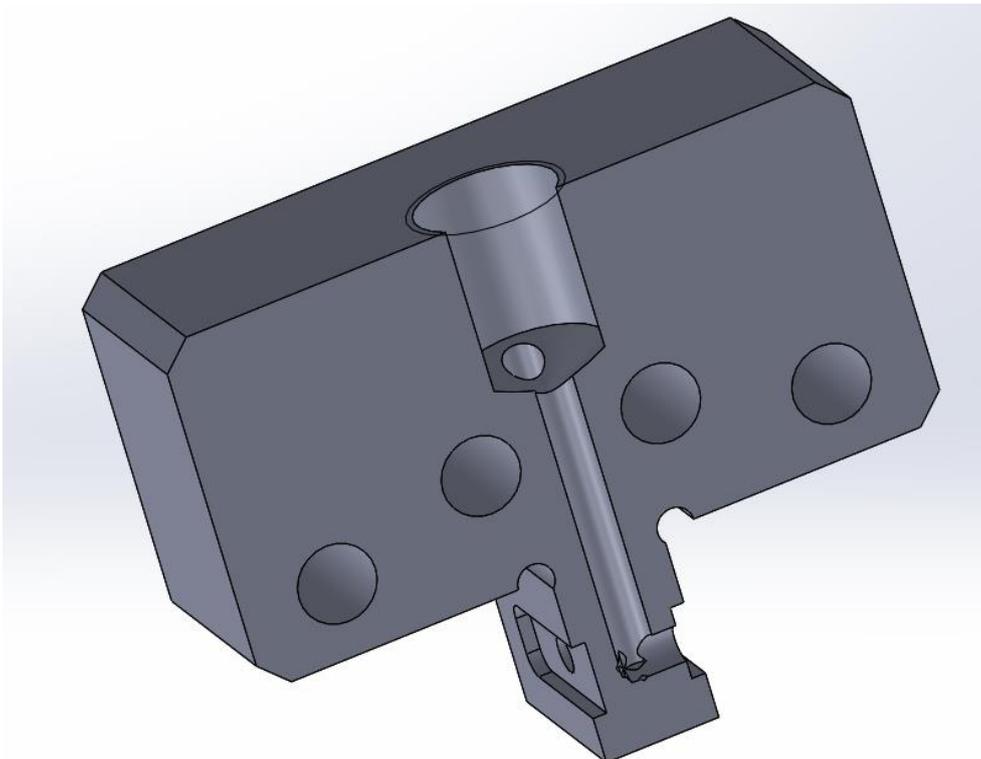


Abbildung 6.14: Schnittdarstellung Abstützföhrung Druckzylinder, Quelle: eigene Darstellung.

### 6.6.3. Justierung Druckzylinder

Um eine Einstellmöglichkeit um die Drehachse des Druckzylinders, welche in Bezug auf Kapitel 6.1.3 eine Rotation um die rote Achse erlaubt, zu bewerkstelligen, ist ein weiterer Justiermechanismus erforderlich. Der Druckzylinder wird über das Gehäuse mit Hilfe von Klemmverschraubungen auf Lagerböcken fixiert. Auf der Unterseite des Gehäuses ist ein Justierbalken montiert, in dem sich an den beiden Enden je eine Justierschraube befindet. Wie in Abbildung 6.15 ersichtlich ist, stützen sich die beiden Justierschrauben auf der Grundplatte ab und ermöglichen so durch gegengleiches Drehen der Schrauben bei geöffneter Lagerbockklemmung ein Verdrehen des Druckzylinders.

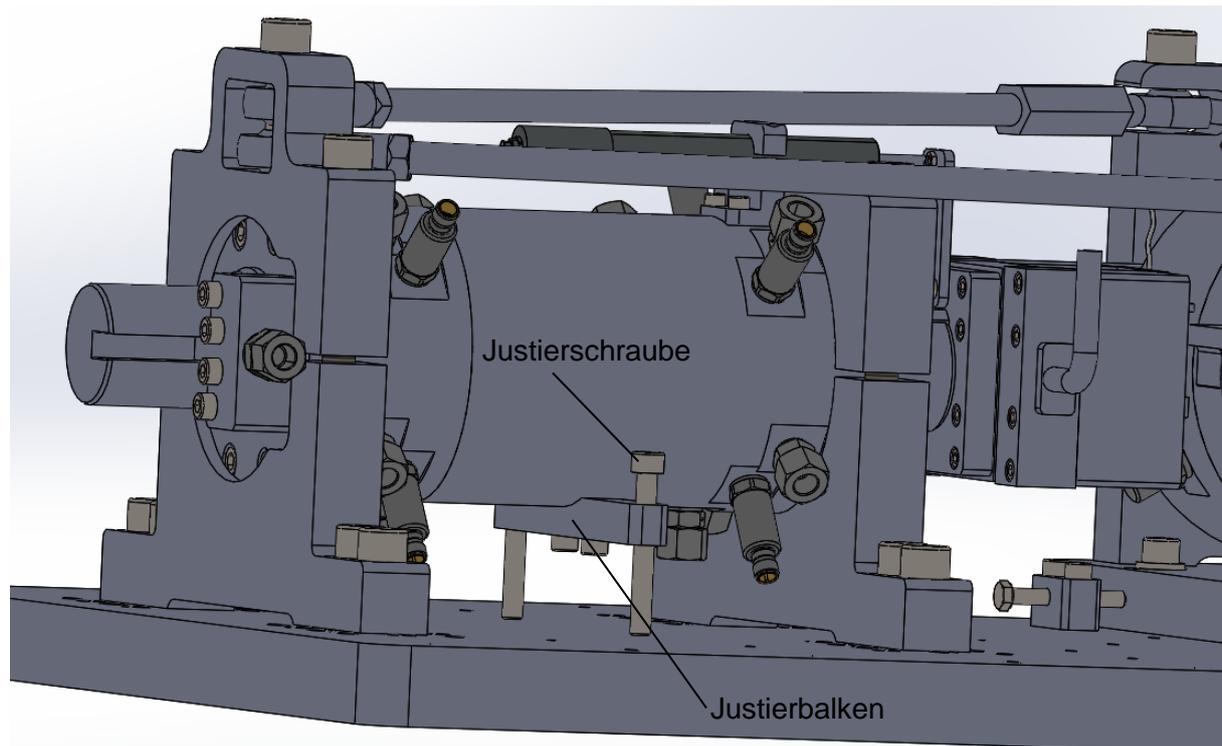


Abbildung 6.15: Justierung Druckzylinder, Quelle: eigene Darstellung.

### 6.6.4. Zahnaufnahme

Für den Zahn der Druckzylinderbaugruppe muss eine Anbindung an die Kolbenstange vorgesehen werden. Zwischen Zahn und Kolbenstange muss aber auch eine Aufnahme für eine Kraftmessdose, welche erforderlich ist, um die auftretenden Reaktionskräfte der Zähne zu messen, konstruiert werden. In Abbildung 6.16 ist die Konstruktion für die Zahnaufnahme ersichtlich. In Achsrichtung der Kolbenstange wird eine Adapterplatte zur Aufnahme der Kraftmessdose verbaut. Auf der Vorderseite der Kraftmessdose wird eine Aufnahmevorrichtung für den Zahn montiert. Die Anbindung des Zahns erfolgt – gleich wie beim Querzylinder – durch eine Schwalbenschwanzführung und ein Klemmprisma. Weiters sind die Anbindungsstellen der diversen Sensoren ersichtlich.

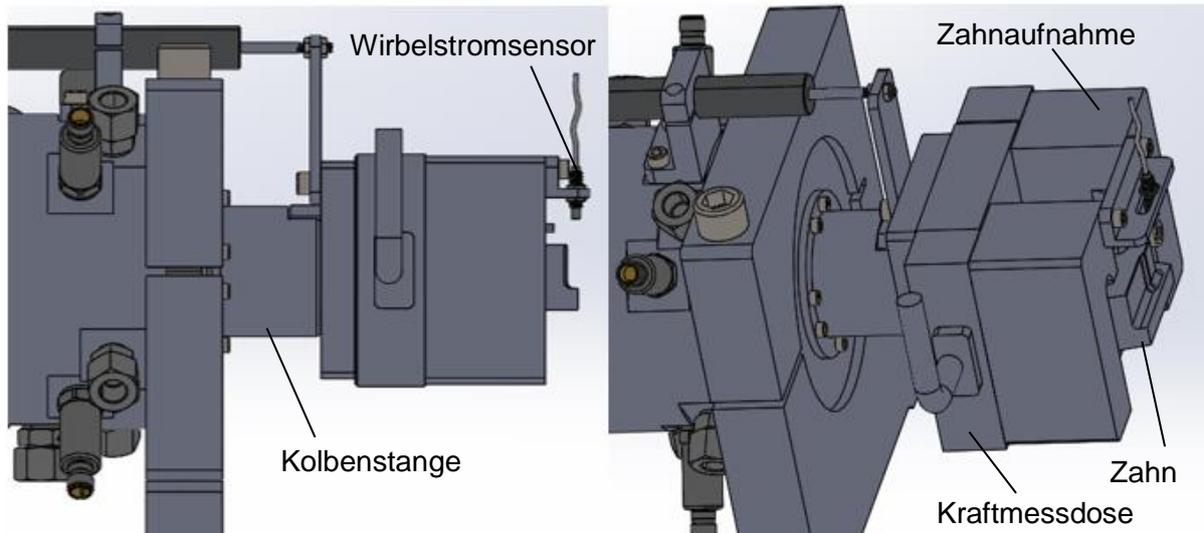


Abbildung 6.16: Zahnaufnahme, Quelle: eigene Darstellung.

## 6.7. Sensoren

Ein wesentlicher Bestandteil des Prüfstands sind die verbauten Sensoren. Sie dienen neben der Lagebestimmung der Zylinder und der Messung der Reaktionskräfte auch der Überwachung der Lagerstellen. Um eine exakte Wiederholbarkeit bzw. Auswertung der Versuche zu ermöglichen, ist es erforderlich, präzise Messinstrumente im Prüfstand zu implementieren. Generell gibt es eine Vielzahl an verschiedenen Sensoren und Prinzipien, welche zur Wegmessung oder Kraftmessung eingesetzt werden können. In den nachfolgenden Kapiteln werden die Eigenschaften der gewählten Sensoren näher beschrieben.

### 6.7.1. LVDT Sensor

Um den Abfolgezyklus des Motors, wie in Kapitel 1.2 beschrieben, nachzubilden, ist es erforderlich, die genaue Lage der beiden hydrostatischen Zylinder zu kennen. Hierfür sind Wegmesssysteme notwendig, die mit den Umgebungsbedingungen kompatibel sind und eine entsprechende Genauigkeit aufweisen. Prinzipiell kann zwischen Weg- und Abstandsensoren unterschieden werden. Wegsensoren besitzen im Gegensatz zu Abstandsensoren eine positionsgebende Komponente, durch die eine Lageänderung gemessen werden kann. Bei Abstandssensoren hingegen wird die Entfernung zwischen der Sensorfläche und einer Zielfläche gemessen. Je nach Verwendung haben beide Prinzipien ihre Vor- und Nachteile. In Tabelle 6.1 und Tabelle 6.2 sind die wichtigsten Sensorprinzipien mit den dazugehörigen Einsatzgebieten und Genauigkeiten aufgelistet.<sup>34</sup>

<sup>34</sup> Hering/Schönfelder (2012), S. 127.

Sensorprinzip	Weg	Abstand	absolut/inkremental	Mess-Strecke		Genauigkeitsklasse	Schnittstellen	Typische Applikationen
				Mess-Strecke maximal	Typische Marktanforderung*			
induktiv (LVDT)	X		a	2 mm bis 1.000 mm	4 mm bis 1.000 mm	2-3	analog	Messtaster, Hydraulik-Ventil
induktiv		X	a	0,1 mm bis 100 mm	0,1 mm bis 50 mm	4-3	analog	Spannwegkontrolle in Werkzeugmaschinen
kapazitiv		X	a	0 mm bis 20 mm	0 mm bis 10 mm	4-3	analog	Höhenkontrolle, Materialelektion
optisch Triangulation		X	a	20 mm bis 5.000 mm	20 mm bis 2.000 mm	7-5	analog digital Bus	Objekterkennung, Handling, Montage
optisch Lichtlaufzeit		X	a	0 mm bis 10.000mm	0 mm bis 4.000 mm	7	analog digital Bus	Roboterhandling, Lager, Logistik

**Tabelle 6.1: Sensorprinzipien zur Positionsbestimmung, Quelle: Hering/Schönfelder (2012), S. 127.**

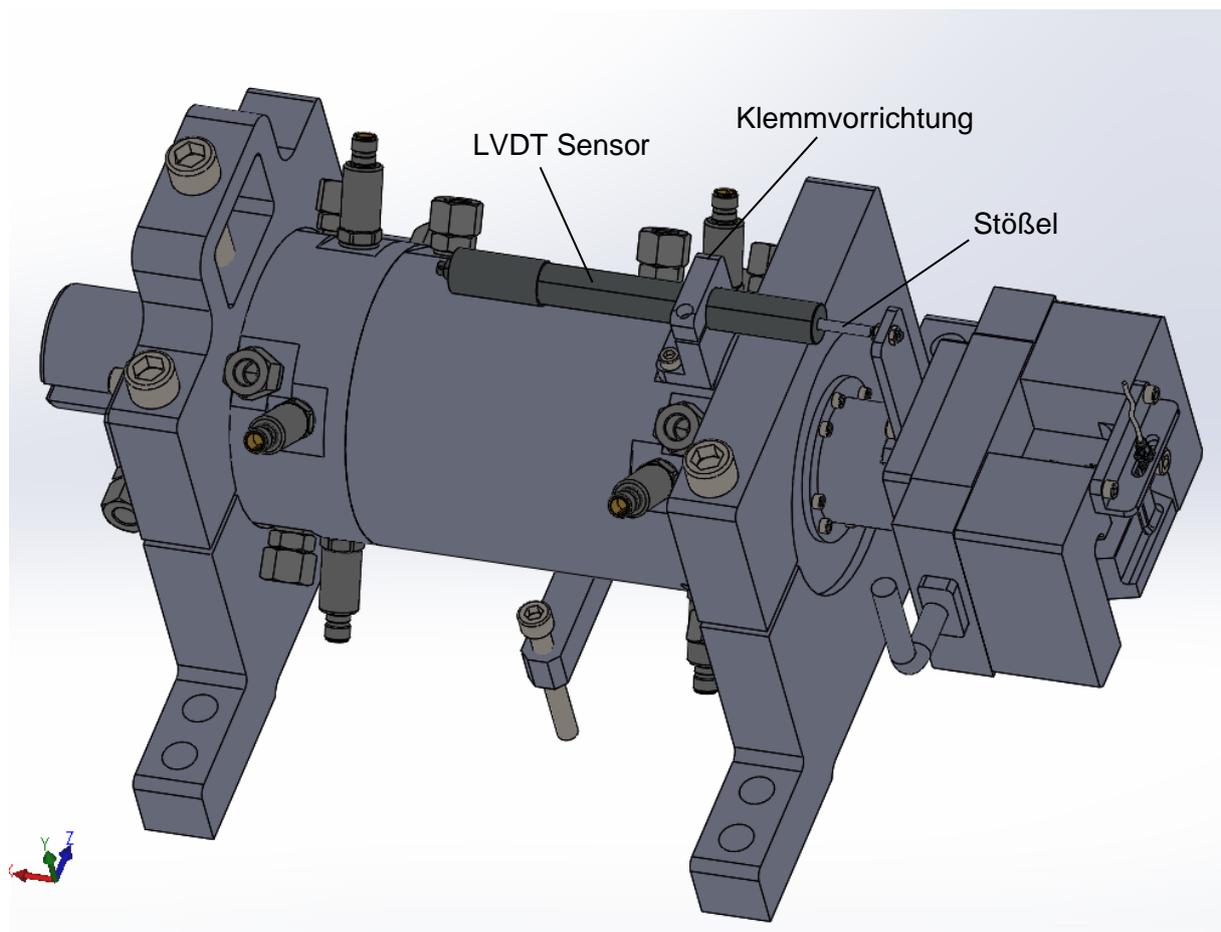
Sensorprinzip	Weg	Abstand	absolut/inkremental	Mess-Strecke		Genauigkeitsklasse	Schnittstellen	Typische Applikationen
				Mess-Strecke maximal	Typische Marktanforderung*			
optisch Interferometrie	X		i	0 mm bis $\infty$	0 mm bis 4.000 mm	1	digital Bus	Messmaschine, Qualitätskontrolle
fotoelektrische Abtastung	X		i, a	0 mm bis 10.000 mm	0 mm bis 1.000 mm	1-2	analog 1 Vss digital Bus	Geregelte Vorschubachse, Messtaster, Linearantriebe
Ultraschall		X	a	25 mm bis 8.000 mm	250 mm bis 4.000 mm	5-6	analog digital	Füllstandskontrolle, Abstandskontrolle, Höhenkontrolle
magnetoinduktiv	X		a	25 mm bis 300mm	0 mm bis 150 mm	4	analog	Spannwegskontrolle
magnetostriktiv	X		a	25 mm bis 8.000mm	25 mm bis 2.000 mm	3-2	-analog -digital -Bus	hydraulische Achsen, Automation u. Handling, Füllstandskontrolle
magneto elektrische Abtastung	X		i, a	0 mm bis endlos	10 mm bis 10.000 mm	2-1	-analog 1 Vss -digital -Bus	Linearantriebe, Automation u. Handling, Linearführungen
potenzio-metrisch	X		a	0 mm bis 5.000 mm	0 mm bis 1.000 mm	4-3	analog	Fahrzeugtechnik, Taster, hydraulische Achsen

**Tabelle 6.2: Fortsetzung Sensorprinzipien zur Positionsbestimmung, Quelle: Hering/Schönfelder (2012), S. 128.**

Genauigkeit	<1 $\mu$ m	<10 $\mu$ m	<50 $\mu$ m	<100 $\mu$ m	<500 $\mu$ m	<1 mm	<5 mm
Klasse	1	2	3	4	5	6	7

**Tabelle 6.3: Genauigkeitsklassen von Sensoren, Quelle: Hering/Schönfelder (2012), S. 128.**

Einige der genannten Prinzipien kommen aufgrund der Ölumgebung des Prüfstands nicht in Frage. Weiters sind die Messbereiche und der wirtschaftliche Faktor bei der Sensorwahl miteinzubeziehen. Unter Berücksichtigung aller Aspekte wird für die beiden hydrostatischen Zylinder je ein LVDT Sensor als Wegsensor ausgewählt. Diese Sensorart ist bestens für den Einsatz in einer Ölumgebung geeignet und bietet auch hinsichtlich der Messgenauigkeit, der Linearität, der Auflösung und der maximalen Messstrecke eine gute Lösung. Eine einfache Montage und Einrichtung des Sensors sowie eine lange Lebensdauer sind weitere Vorteile dieser Sensorart. In Abbildung 6.17 ist die Aufnahmevorrichtung des LVDT Sensors der Druckzylinderbaugruppe dargestellt. Der zylindrische Sensor wird durch eine Klemmvorrichtung am Gehäuse montiert. Der Stößel ist auf der beweglichen Kolbenstange befestigt. Nachfolgend wird das Wirkprinzip des LVDT Sensors näher erläutert.<sup>35</sup>



**Abbildung 6.17: LVDT Sensor Anbindung Baugruppe Druckzylinder, Quelle: eigene Darstellung.**

Grundsätzlich handelt es sich beim LVDT Sensor, oder auch Differentialtransformator Sensor genannt, um einen induktiven Wegsensor. Dieser besteht, wie in Abbildung 6.18 ersichtlich, aus einer Primärwicklung, zwei Sekundärwicklungen und einem magnetischen Kern, der auf einer nicht ferromagnetischen Führungsstange, welche auf dem bewegten Bauteil montiert ist, zwischen den Wicklungen geführt wird. Die Spulen sind symmetrisch angeordnet, dadurch entsteht bei Verschiebung des Kerns eine gegenläufige Änderung der Ausgangsspannung der

<sup>35</sup> Hering/Schönfelder (2012), S. 144.

Sekundärwicklungen. Aus den entstehenden Gegeninduktivitäten zwischen primären und sekundären Wicklungen kann auf die Positionsänderung rückgerechnet werden. Im Anhang C ist das Datenblatt mit den dazugehörigen technischen Daten des verwendeten Sensors von der Firma Inelta zu finden.<sup>36</sup>

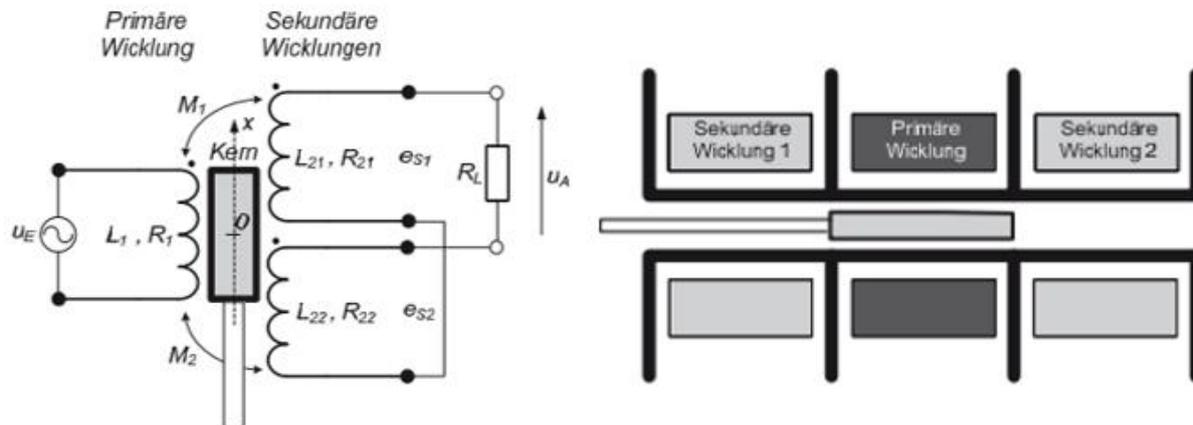


Abbildung 6.18: Schematischer Aufbau LVDT Sensor, Quelle: Hering/Schönfelder (2012), S. 141 f.

### 6.7.2. Wirbelstromsensor

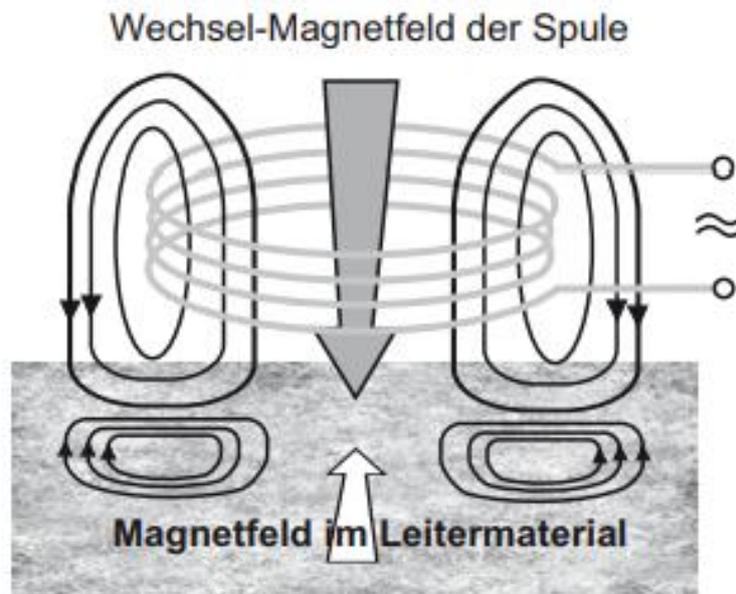
Die Lagebestimmung der Zähne in der Ebene parallel zur Grundplatte ist bereits durch die verwendeten LVDT Sensoren sichergestellt. Diese geben jedoch keinen Aufschluss über die exakte Winkellage der Zahnflächen zueinander und die Höhe des auftretenden Schmierfilmspalts beim Zahneingriff. Zur Messung dieser Parameter werden zwei Sensoren mit einer sehr hohen Auflösung benötigt. Aufgrund der Ölumgebung bietet es sich wieder an, ein induktives Sensorsystem zu verbauen. Ein kapazitiver Sensor würde beispielsweise durch die Ölumgebung beeinflusst werden. Der Aufbau des Prüfstands und die genannten Anforderungen führen zur Wahl von Wirbelstromsensoren. Da diese berührungslos funktionieren und bei einer elektrisch leitfähigen Messfläche keine Anbauteile benötigen, handelt es sich bei Wirbelstromsensoren um Abstandssensoren. Generelle Vorteile von berührungslosen induktiven Abstandssensoren sind die hohe Zuverlässigkeit, die Schmutzunempfindlichkeit, die Robustheit, die kompakte Bauweise, die elektrische Stabilität und das gute Preis-Leistungs-Verhältnis. Nachfolgend wird das Prinzip des Sensors näher erläutert.<sup>37</sup>

Der Sensor besteht in der Regel aus einer Spule mit einem Kern, der die Messrichtung des Sensors vorgibt. Die Spule wird mit einem hochfrequenten Wechselstrom versorgt und produziert so ein magnetisches Feld. Das magnetische Feld der Spule reagiert bei Überlappung mit dem leitenden Material der Messfläche und induziert Wirbelströme. Dieses Verhalten beruht auf dem Wirbelstrom-Effekt, welcher in Abbildung 6.19 dargestellt ist. Dabei wird durch ein generiertes magnetisches Feld einer Spule Strom im Leitermaterial induziert, welcher als Wirbelstrom bezeichnet wird. Der Wirbelstrom erzeugt wiederum ein weiteres

<sup>36</sup> Hering/Schönfelder (2012), S. 140 f.

<sup>37</sup> Hering/Schönfelder (2012), S. 130.

Magnetfeld im Leitermaterial. Dieses wirkt nach der Lenz'schen Regel entgegen der Bewegungsrichtung des ursprünglichen Magnetfelds der Spule.<sup>38</sup>



**Abbildung 6.19: Wirbelstrom-Effekt, Quelle: Hering/Schönfelder (2012), S. 52.**

Die Wirbelstromverluste in der Messfläche sind von der Ausprägung des magnetischen Felds, den Materialeigenschaften der Messstelle und vor allem vom Abstand des Sensors zur Messfläche abhängig. Anhand der Verluste kann durch eine geeignete Auswerteelektronik der exakte Abstand von Sensor und Messfläche bestimmt werden.<sup>39</sup>

In Abbildung 6.20 sind die Aufnahmen der beiden Wirbelstromsensoren ersichtlich. Das linke Bild zeigt zur besseren Veranschaulichung der Messflächen eine Schnittdarstellung der Montagestellen. Der Sensor 1 ist für die Messung des Ölspalts zwischen den Zähnen verantwortlich, der Sensor 2 wird zur Bestimmung der Winkellage der beiden Zahnflächen eingesetzt. Die Sensoren sind über ihr Außengewinde mit Hilfe von zwei Muttern stufenlos höhenverstellbar. Dies ist aufgrund des geringen Messbereichs von maximal 0,8 mm erforderlich. Die weiteren technischen Daten des Wirbelstromsensors der Firma Waycon sind im Anhang C hinterlegt.

<sup>38</sup> Hering/Schönfelder (2012), S. 52.

<sup>39</sup> Hering/Schönfelder (2012), S. 52.

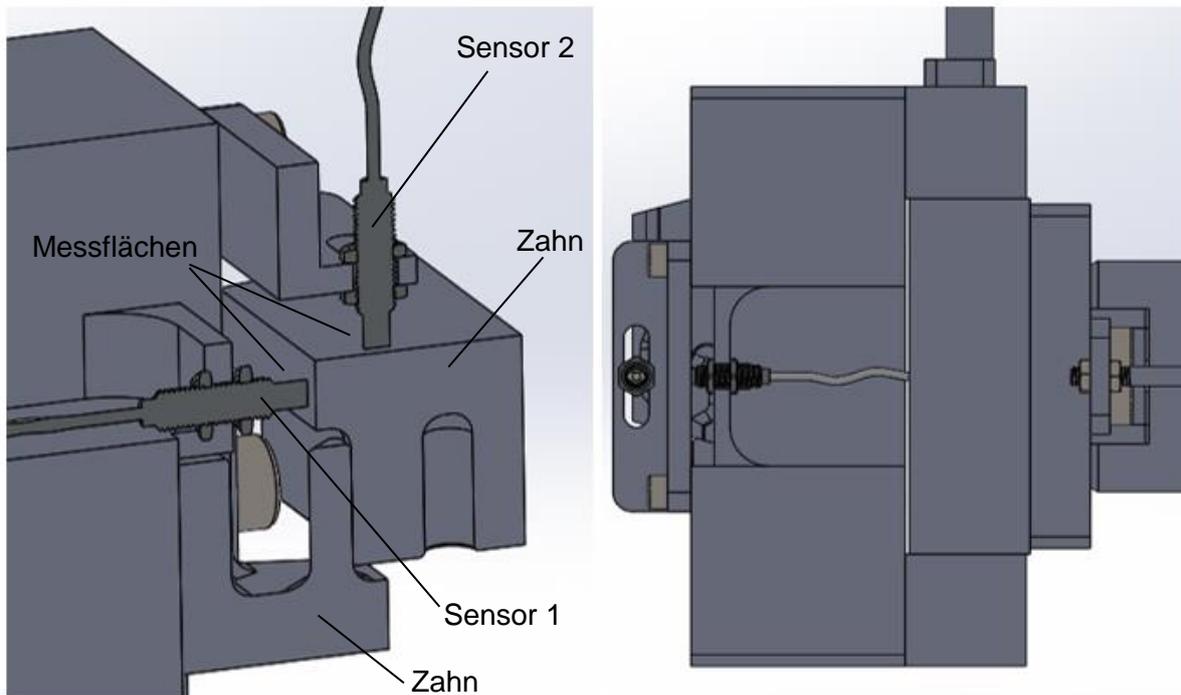


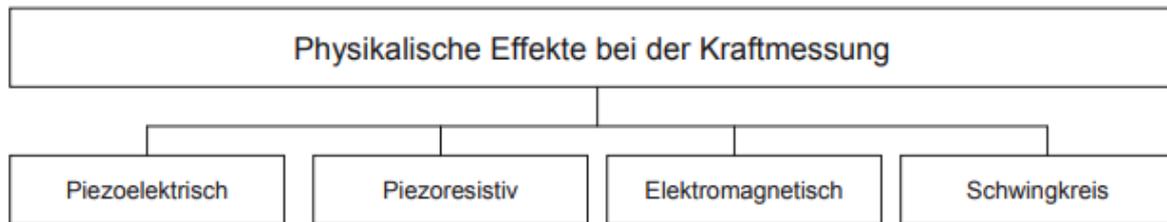
Abbildung 6.20: Anbindung Wirbelstromsensoren, Quelle: eigene Darstellung.

### 6.7.3. Kraftmessdose

Der Einbau einer Kraftmessvorrichtung ist für die Untersuchung des Tribologieverhaltens der Zahnflächen maßgebend. Damit können unterschiedliche Versuchsparameter erprobt und das exakte Verhalten der Reibungskräfte aufgezeichnet werden. Zusätzlich zur Reibkraft soll auch die Anpresskraft der Zähne ermittelt werden. Die beiden zu messenden Kräfte stehen normal zueinander, dies führt dazu, dass bei Verwendung einer Kraftmessdose je Krafrichtung jeder Sensor die Belastung der anderen Richtung als Querkraft aufnehmen muss. Besonders für die Messung der Reibkraft, die im Vergleich zur normalstehenden Druckkraft sehr gering ist, würde das eine deutliche Überdimensionierung der Kraftmessdose erfordern. Neben eindimensionalen Kraftmessdosen gibt es auch Systeme mit dreidimensionaler Kraftmessung. Somit wird der Einfluss der Querkraft umgangen, da es nur mehr eine Kraftmessvorrichtung gibt. Am Institut für Fertigungstechnik der TU Graz ist bereits eine solche Kraftmessplattform der Firma Kistler vorhanden. Die Messbereiche dieser Plattform reichen jedoch nur aus, um ca. die halbe maximale Prüfstandsbelastung erfassen zu können. Aus Kostengründen wird die Kraftmessplattform vorerst trotzdem verwendet. Die genauen Eckdaten der Messplattform sind im Anhang C zu finden.

Bei der Kraftmessung wird prinzipiell die direkte und indirekte Kraftmessung unterschieden. Zudem erfolgt eine Unterteilung nach dem physikalischen Effekt der Messung. Die direkte Bestimmung der Kraft hat den Nachteil, dass der Bauteil aufgetrennt werden muss, um den Sensor anzubringen. Ferner ist sie eher für kleine Kräfte in Verwendung. Bei der indirekten Kraftmessung wird der Sensor im Kraftfluss der Komponenten implementiert, dadurch wird nur ein Anteil der tatsächlichen Kraft gemessen. Daher muss eine Kalibrierung des Sensors

erfolgen, die durch die Auswerteelektronik miteinbezogen wird. Hinsichtlich des physikalischen Prinzips erfolgt, wie in Abbildung 6.21 ersichtlich, eine Unterteilung in vier Gruppen.<sup>40</sup>



**Abbildung 6.21: Physikalische Prinzipien der Kraftmessung, Quelle: Hering/Schönfelder (2012), S. 317.**

Eine weit verbreitete Methode ist das piezoelektrische Messprinzip, dieses zeichnet sich durch eine rasche Reaktionszeit von Belastungsänderungen aus. Grund dafür ist, dass die anliegende Kraft am Sensor eine direkt proportionale Spannung nach dem piezoelektrischen Effekt erzeugt. Weiters sind diese Sensoren über einen weiten Temperatur- und Messbereich verwendbar. Der piezoresistive Effekt oder auch Widerstands-Dehnungs-Effekt kommt bei sogenannten Dehnmess-Streifen zum Einsatz. Hierbei wird die Änderung des elektrischen Widerstands bei Verlängerung bzw. Dehnung eines Leiters durch eine Verformung des Bauteils aufgrund einer Kraft gemessen. Die richtige Anbringung von Dehnmess-Streifen auf die zu untersuchenden Komponenten ermöglicht eine Kraftmessung in verschiedene Richtungen. Die beiden anderen Prinzipien kommen bei Sonderlösungen und sehr kleinen Kräften zum Einsatz. Die verwendete Kraftmessplattform der Firma Kistler nutzt eine indirekte Messung nach dem piezoelektrischen Prinzip.

---

<sup>40</sup> Hering/Schönfelder (2012), S. 317.

## 7. Montage

Die Montage des Prüfstands ist der letzte Abschnitt der vorliegenden Arbeit und wird je nach zeitlichem Ablauf der Teilefertigung noch mitbegleitet. Nachfolgend werden die wesentlichen Montageschritte des Prüfstands erläutert. Zur besseren Verständlichkeit wird anschließend auf die Positionsnummern der Zusammenstellungszeichnung (Seite 98) verwiesen. Nach der Herstellung der konstruierten Komponenten und der Beschaffung aller Norm- und Zukaufteile wird mit dem Zusammenbau des Prüfstands begonnen. Die beiden hydrostatischen Zylinder werden nach dem gleichen Prinzip zusammengefügt. Nachfolgend wird anhand des Querzylinders die Montage beschrieben.

Vor dem Zusammenbau des Zylinders werden in die Versorgungsleitungen der Kolbenstange (Pos. Nr. 35) die passenden Einschraubblenden (Pos. Nr. 79) eingebaut. Die Laufflächen der Kolbenstange werden mit Öl geschmiert und in das Gehäuse (Pos. Nr. 33) eingeführt. Weiters werden der O-Ring (Pos. Nr. 66) und der Stützring (Pos. Nr. 67) in die vorgesehene Gehäusenut eingelegt. Wichtig hierbei ist, dass von der Gehäusedeckelseite blickend zuerst der Stützring verbaut wird und beim Einbau eine Beschädigung des O-Rings vermieden wird. Der Gehäusedeckel (Pos. Nr. 34) wird behutsam auf die zweite Lauffläche der Kolbenstange und im Anschluss auf den Wellenansatz des Gehäuses geschoben und anhand des Bohrungsmusters ausgerichtet. Bei der Positionierung ist weiters darauf zu achten, dass die Aufnahmebohrungen für die Abstützfürungen und die Nuten der Kolbenstange gleich ausgerichtet sind. Das Festziehen der Verschraubung des Zylinders sollte über Kreuz erfolgen. Links und rechts vom Gehäuse wird eine Spritzschutzabdeckung (Pos. Nr. 46) montiert. Die Kolbenstange des Querzylinders wird anschließend in die Lagerböcke (Pos. Nr. 36 & 37) eingelegt und durch Klemmung derselben fixiert. Von der Unterseite der Drehplatte (Pos. Nr. 53) werden die Lagerböcke fest auf dieser verschraubt. Der Zusammenbau dieses Bauteilverbunds erfolgt vorzugsweise bei aufliegenden Querzylindergehäuse.

Die Baugruppe wird nachfolgend mit der parallel ausgerichteten Drehplatte auf die Grundplatte (Pos. Nr. 54) gestellt und mittels Drehbolzen (Pos. Nr. 60) auf der Grundplatte positioniert. Die Grundplatte befindet sich bereits in einer geeigneten Blechwanne, in der auch die späteren Versuche durchgeführt werden. Die Aufnahme des Zahns zeigt in Richtung der Druckzylindermontagegestelle. Zur Ölversorgung bzw. Drucküberwachung der Lagerstellen und der Zylinderkammern werden Hydraulikanschlüsse in den zwei Gehäuseteilen und der Kolbenstange montiert. Um einen exakten Einbau der Abstützfürungen (Pos. Nr. 39) vornehmen zu können, müssen zuerst die Lagerstellen des hydrostatischen Zylinders mit Drucköl beaufschlagt werden. Anschließend können die Abstützfürungen in die Nuten der Kolbenstange eingeführt, an den beiden Seiten des Gehäuses handfest vorverschraubt und mit den Ölanschlüssen ausgestattet werden. Hier müssen wieder zuerst die vorgesehenen Einschraubblenden (Pos. Nr. 80) verbaut werden. Die exakt mittige Ausrichtung der Abstützfürung in der Führungsnut erfolgt am einfachsten durch eine Druckbeaufschlagung der beiden Lagertaschen der Abstützfürung. Durch die auftretenden Druckkräfte der Lagertaschen positioniert sich die Verdrehsicherung automatisch symmetrisch in der Nut. Die Abstützfürungen werden nach dem Ausrichtvorgang fest verschraubt. Hinsichtlich der Spritzschutzabdeckungen ist zu überprüfen, ob eine kontaktlose Bewegung entlang der Kolbenstange gegeben ist, andernfalls ist dies aufgrund der geforderten Reibungsfreiheit sicherzustellen.

Als Nächstes erfolgt der Einbau der Justiermöglichkeit des Querzylinders. Es werden die zwei Abstützbolzen (Pos. Nr. 42) in der Kolbenstange verschraubt. Der Justierblock (Pos. Nr. 41)

wird auf der Außenseite des Lagerbocks angebracht. In diesem werden zwei Justierschrauben (Pos. Nr. 75) eingedreht. Der Zahn (Pos. Nr. 40) wird in die vorgesehene Aufnahme am Gehäuse eingeschoben und mittels Spannprisma (Pos. Nr. 38) mit dem Gehäuse verbunden.

Die Halterung für den LVDT Sensor (Pos. Nr. 43) sowie die Stößelhalterung (Pos. Nr. 44) werden am Querzylinder angebaut. Beim Einbau des LVDT Sensors (Pos. Nr. 18) ist darauf zu achten, dass sich der Zylinder und der Sensor in derselben Endlagenposition befinden, das heißt, beide bei maximaler oder minimaler Wegposition. Der Sensor wird mittels Klemmung der Halterung fixiert und der Sensorstößel an der dazugehörigen Halterung verschraubt. Auf der Grundplatte werden zwei Einstellmechanismen, die aus einem Prisma (Pos. Nr. 59) mit einer Einstellschraube (Pos. Nr. 64) bestehen, verschraubt.

Die Montage des Druckzylinders läuft gleich wie beim Querzylinder ab. Vor der Anbindung der Hydraulikanschlüsse sind die Einschraubblenden (Pos. Nr. 13) in die Gehäuseteile des Zylinders zu verbauen. Hinsichtlich des Einbaus der Hydraulikanschlüsse ist zu beachten, dass die Schnellkuppelanschlüsse bzw. Drucksensoren in jenen Bohrungen montiert werden, die keine Einschraubblende aufweisen. Anschließend werden wieder Spritzschutzabdeckungen (Pos. Nr. 24 & 25) auf den beiden Gehäuseseiten montiert. Der Druckzylinder wird über das Gehäuse mittels Klemmungen mit den Lagerböcken (Pos. Nr. 4 & 8) verbunden. Die Baugruppe wird in der mittigen Position des Bohrungsrastrers auf der Grundplatte ausgerichtet und verschraubt. Bei der Positionierung der Abstützführung (Pos. Nr. 5) ist ebenfalls nach dem gleichen Prinzip wie beim Querzylinder vorzugehen. Für die Aufnahme des Zahns wird zuerst die Adapterplatte (Pos. Nr. 12) auf der Kolbenstange (Pos. Nr. 3) montiert. Auf dieser wird wiederum die Kraftmessplattform (Pos. Nr. 11) verschraubt. Die Zahnaufnahmevorrichtung (Pos. Nr. 7) wird über die Kraftmessplattform mit der Druckzylinderbaugruppe verbunden. Der Zahn (Pos. Nr. 6) wird wie zuvor durch ein Spannprisma (Pos. Nr. 9) in der Aufnahmevorrichtung fixiert. Die Halterung des LVDT Sensors (Pos. Nr. 15) wird am Gehäuse und jene der Stößelstange (Pos. Nr. 16) auf der Adapterplatte montiert. Hinsichtlich des Einbaus des Sensors ist gleich wie beim Querzylinder vorzugehen. Die beiden Wirbelstromsensoren (Pos. Nr. 76) werden auf der Aufnahmevorrichtung des Zahns angebracht. Es ist ratsam, die Sensoren erst nach der Berührung der Zähne zu montieren, da es sonst vorab zu Beschädigungen kommen könnte. Auf der Unterseite des Druckzylindergehäuses wird ein Balken (Pos. Nr. 14) mit zwei Einstellschrauben (Pos. Nr. 74) verbaut, die zur Justierung des Druckzylinders um seine Achse dienen.

Die Versteifungskonstruktion wird als Letztes installiert. Es wird vorab an einem Ende der Versteifungsstange (Pos. Nr. 56) ein Gelenkkopf mit Innengewinde (Pos. Nr. 57) und am anderen Ende eine Spannschlossmutter (Pos. Nr. 55) und ein Gelenkkopf mit Außengewinde (Pos. Nr. 58) montiert. Die erforderliche Länge dieser Baugruppe kann durch das Drehen der Spannschlossmutter variiert werden. Sind beide Versteifungsstangen an den Aufnahmestellen der Lagerböcke montiert, wird der Prüfstand bei Betrieb durch diese Konstruktion verspannt.

Das Andrücken des Druckzylinders auf den Querzylinder stellt eine einfache Methode zur exakten parallelen Ausrichtung der Zahnflächen dar. Um ein selbstständiges Positionieren der Zahnflächen zu ermöglichen, müssen alle Klemmungen der Lagerböcke sowie der Justiermöglichkeiten gelockert sein.

## 8. Fazit

Nach Durchführung der vorliegenden Arbeit kann festgehalten werden, dass die Untersuchung tribologischer Effekte ein komplexer Themenbereich des Maschinenbaus ist. Hinsichtlich der messtechnischen Systeme muss auf eine ausreichende Genauigkeit sowie eine Störungsfreiheit durch äußere Einflüsse geachtet werden.

Der Aufbau des Prüfstands hat höchste Anforderungen an die Reibungsfreiheit der gesamten gelagerten Bewegungsabläufe. Durch die konzipierten hydrostatischen Lagerungen der Zylinder als auch der Abstützungen wird eine minimale Verfälschung der Messergebnisse sichergestellt. Die Entwicklung des Prüfstands brachte Herausforderungen bezüglich der Abbildung des Bewegungszyklus des tatsächlichen Motors mit. Dennoch konnte ein geeignetes Konzept für die Erfüllung der Prüfstandsanforderungen gefunden werden.

Der konstruierte Prüfstand verfügt über passende Justiermechanismen, um die geforderten Testbedingungen simulieren zu können. Zudem wird mit Hilfe des Prüfstands die Messung der tatsächlichen Reibkräfte sowie die Untersuchung der Verschleißmechanismen der Zahnflanken unter realen Betriebsbedingungen ermöglicht. Die Konstruktion und das Zusammenwirken der einzelnen Baugruppen und Komponenten unterliefen während der Erstellung einigen Iterationsschritten. Die spezifischen Anforderungen des Prüfstands erwiesen sich teilweise als konstruktiv aufwändig und erforderten neue Lösungsansätze. Hinsichtlich der Fertigung der Bauteile ist der hohe Genauigkeitsanspruch der Komponenten und der miteinhergehende zusätzliche Aufwand durch die mechanische Bearbeitung bekannt. Die konstruktive Gestaltung des Prüfstands erfordert jedoch diese präzise Herstellung der Bauteile.

Für kommende Versuche bietet der entwickelte Prüfstand die besten Voraussetzungen, um neue Erkenntnisse im Bereich des tribologischen Verhaltens der Verzahnungen des zu untersuchenden Hydraulikmotors zu erlangen.

## 9. Weiterführung des Projekts und Ausblick

Mit der Fertigstellung der vorliegenden Arbeit sind die Bereiche der Entwicklung und der Konstruktion des Prüfstands abgeschlossen. Als nächster Schritt folgt die Fertigung der entworfenen Bauteile des Prüfstands. Die Fertigung erfolgt zum Teil durch das Institut für Fertigungstechnik der TU Graz sowie durch die Firma Schwing GmbH. Aufgrund der Maschinenressourcen produziert die Firma Schwing GmbH jene Bauteile, die durch Trennschneidverfahren hergestellt werden. Alle weiteren Drehteile und Frästeile mit dazugehörigen Schleifarbeiten werden durch die TU Graz bereitgestellt. Die Montage des Prüfstands wird auf der TU Graz vorgenommen und je nach zeitlicher Fertigstellung der Bauteile noch selbst durchgeführt bzw. begleitet. Nach erfolgreicher Montage können alle Lagerstellen und Zylinderkammern an das Ölversorgungsnetz angeschlossen werden. Eine separate Ansteuerung der hydrostatischen Zylinder ist durch geeignete Ventile ebenfalls möglich, jedoch ist derzeit noch an keine genaue Nachbildung des realen Bewegungszyklus des Motors zu denken.

Für die Inbetriebnahme und Ansteuerung des Prüfstands und der anschließenden Versuche wird eine weitere Masterarbeit notwendig sein. Die Ansteuerung der Hydraulikzylinder wird ein essentieller Aspekt sein, da schon die vorangegangenen Arbeiten zu diesem Thema von Kriegel (2018) und Ulbing (2016) den nicht trivialen Berührungsvorgang der Zahnflächen aufzeigten. Besonders hinsichtlich der Anpresskraft während des Eingriffsvorgangs wird es vertiefte Untersuchungen erfordern. Die exakte Simulierung des Motorzyklus am Prüfstand ist Voraussetzung, um Rückschlüsse bezüglich des tribologischen Verhaltens des realen Motors zu erhalten. In der ersten Versuchsphase sollen Tests mit optimaler Ausrichtung der Zahnflanken durchgeführt werden. Die Testresultate dienen aufgrund ihrer idealisierten Randbedingungen als Vergleichswerte für nachfolgende Versuchsreihen. Darüber hinaus ist angedacht, eine Art Leermessung ohne Berührung der Zahnflanken durchzuführen. Damit sollen Störeinflüsse, wie die Strömungskräfte auf Grund des Ölflusses, bei späteren Messungen herausgefiltert werden können. Weiters wird, wie bereits in Kapitel 6.7.3 erwähnt, eine vorhandene Kraftmessplattform vom Institut für Fertigungstechnik der TU Graz verwendet. Die maximalen Messbereiche reichen jedoch nicht für die Grenzwerte des Prüfstands aus. Daher werden die ersten Testreihen nicht mit voller Belastung durchlaufen. Das Reibverhalten der jeweiligen Fehlstellungen der Zahnflanken kann anhand der gewonnenen Daten analysiert werden. Die absoluten Messwerte bei halber Belastung können auf eine Reibkraft bei fiktiver Maximalbelastung hochskaliert werden. Das tatsächliche Verschleißverhalten der Zahnflanken bei Spitzenlast des Prüfstands kann nach Ausbau der Kraftmessplattform durch weitere Tests erforscht werden.

Nach Abschluss der Versuchsreihen soll es möglich sein, die tribologischen Effekte des realen Motors im Detail zu verstehen und geeignete Maßnahmen zur Verbesserung des Verhaltens herzuleiten. Angedacht ist unter anderem die Erprobung von neuen Oberflächenbeschichtungen der Zähne bzw. auch die Wärmebehandlung der Verzahnungskomponenten.

## Literaturverzeichnis

- Mörwald, G. (2016): *Methodik zur Auslegung einer geometrisch definierten Mechanik zur Regelung von hydrostatischen Lagerungen*, Hochschulschrift Technische Universität Graz, Graz.
- Perovic, B. (2012): *Hydrostatische Führungen und Lager*; Grundlagen, Berechnung und Auslegung von Hydraulikplänen, in: Springer Verlag Berlin Heidelberg, Berlin.
- Weck, M. und C. Brecher (2006): *Werkzeugmaschinen 2*; Konstruktion und Berechnung, in: Springer Vieweg, Wiesbaden.
- Bauer, G. und Niebergall, M. (2020): *Ölhydraulik*; Grundlagen, Bauelemente, Anwendungen, Auflage 12, in: Springer Verlag Berlin Heidelberg, Berlin.
- Bauer, G. (2016): *Ölhydraulik*; Grundlagen, Bauelemente, Anwendungen, Auflage 11, in: Springer Verlag Berlin Heidelberg, Berlin.
- Findeisen, D. (2006): *Ölhydraulik*; Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik, Auflage 5, in: Springer Verlag Berlin Heidelberg, Berlin.
- Hochleitner, H. G. (2010): *Skript Fluidtechnik I*, Technische Universität Graz.
- Matthies, H. J. und Renius, K. T. (2011): *Einführung in die Ölhydraulik*, Auflage 7, in: Vieweg+Teubner | Springer Fachmedien, Wiesbaden.
- Kriegel, D. (2018): *Inbetriebnahme- und Regelungskonzept eines zyklengesteuerten Hydraulikmotors*, Hochschulschrift Technische Universität Graz, Graz.
- Ulbing, M. (2016): *Entwicklung und Erprobung des Regelungskonzeptes eines Hydraulikmotors*, Hochschulschrift Technische Universität Graz, Graz.
- Czichos, H. und Habig, K. H. (2020): *Tribologie-Handbuch*, Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik, Auflage 5, in: Springer Vieweg, Wiesbaden.
- Hick, H. (2021): *Vorlesung Tribologie*, Technische Universität Graz, Graz.
- Edler, J. (2021): *Vorlesung Fluidtechnik*, Technische Universität Graz, Graz.
- Hering, E. und Schönfelder, G. (Hrsg.) (2012): *Sensoren in Wissenschaft und Technik*, Funktion und Einsatzgebiete, Auflage 1, in: Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden
- Will, D., Gebhardt, N. und Ströhl, H. (Hrsg.) (2006): *Hydraulik*, Grundlagen, Komponenten, Schaltungen, Auflage 3, in: Springer Verlag Berlin Heidelberg, Berlin

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Hauptkomponenten Hydraulikmotor, Quelle: Kriegel (2018) S. 4. ....	2
Abbildung 1.2: Kolbenräume, Quelle: Kriegel (2018) S. 9. (leicht modifiziert) .....	4
Abbildung 1.3: Bewegungsverlauf der Kolben, Quelle: Ulbing (2016), S. 98.....	5
Abbildung 1.4: Autobetonpumpe Schwing S36X, Quelle: Schwing GmbH: S36X Direct Drive, Onlinequelle [15.03.2021].....	6
Abbildung 1.5: Vergleich Schwenkbereiche Autobetonpumpe S36X Direct Drive und S36X, Quelle: Schwing GmbH, Onlinequelle [15.03.2021] .....	7
Abbildung 2.1: Hydrostatisches Prinzip, Quelle: Will/Gebhart/Ströhl (Hrsg.) (2006), S. 41.....	8
Abbildung 2.2: Teilbereiche eines hydraulischen Systems, Quelle: VO Fluidtechnik 2021, Kap1. S. 6. ....	9
Abbildung 2.5: Einflussgrößen auf die Viskosität, Quelle: Will/Gebhart/Ströhl (Hrsg.) (2006), S. 19.....	11
Abbildung 2.6: Schlepplager, Quelle: Hochleitner (2010), S. 27.....	12
Abbildung 2.7: Schematischer Aufbau des Kugelfall- und Rotations-Viskosimeters, Quelle: Will/Gebhart/Ströhl (Hrsg.) (2006), S. 17. ....	13
Abbildung 2.8: Verschmutzungen hydraulischer Anlagen, Quelle: Hochleitner (2010), S. 159. .....	14
Abbildung 2.9: Blendenmessstellen, Quelle: Bauer/Niebergall (2020), S.281. ....	15
Abbildung 2.10: Schematischer Aufbau Lagertasche, Quelle: Weck/Brecher (2006), S. 41..	17
Abbildung 2.11: Aufbau Radiallager, Quelle: Perovic (2012), S.20. ....	18
Abbildung 2.12: System „eine Pumpe und Vordrosseln“, Quelle: Perovic (2012), S.9. ....	19
Abbildung 2.13: Spaltverlauf beim Einsatz von Blende und Drossel, Quelle: Mörwald (2016), S. 29.....	20
Abbildung 2.14: System „eine Pumpe je Lagertasche“, Quelle: Perovic (2012), S. 22. ....	20
Abbildung 2.15: Lagerspalt beim System Konstantvolumenstrom, Quelle: Mörwald (2016), S.23.....	21
Abbildung 2.16: System „eine Pumpe und Membrandrossel“, Quelle: Mörwald (2016), S. 31. .....	22
Abbildung 2.17: Lagerspalthöhe Membrandrossel, Quelle: Mörwald (2016), S. 34.....	22
Abbildung 2.18: Strukturelement der Tribologie, Quelle: Hick (2021), Kap. 2, S. 4. ....	23
Abbildung 2.19: Aufbau einer metallischen Oberfläche, Quelle: Czichos/Habig (2020), S. 58. .....	25
Abbildung 2.20: Trennung Formabweichung und Rauheit, Quelle: Hick (2021), Kap. 3, S. 11. .....	25
Abbildung 2.21: Stribeck-Kurve, Quelle: Weck/Brecher (2006), S. 217.....	26

Abbildung 2.22: Zusammenhang Reibkraft und Geschwindigkeit diverser Führungen; Quelle: Weck/Brecher (2006), S. 218. ....	27
Abbildung 2.23: Einflussfaktoren Tribologie, Quelle: Weck/Brecher (2006), S. 222. ....	28
Abbildung 3.1: Schraubflächendarstellung, Quelle: eigene Darstellung. ....	29
Abbildung 3.2: Zahnfehlstellungen, Quelle: eigene Darstellung. ....	31
Abbildung 4.1: Konzept A, Quelle: eigene Darstellung.....	32
Abbildung 4.2: Konzept B, Quelle: eigene Darstellung.....	34
Abbildung 5.1: Ausrichtung Lagertaschen, Quelle: Weck und Brecher, S.273. ....	36
Abbildung 5.2: Spaltänderung bei Belastung, Abstützung Druckzylinder, Quelle: eigene Darstellung. ....	38
Abbildung 5.3: Veränderter Durchfluss der Lagertaschen, Quelle: eigene Darstellung. ....	39
Abbildung 5.4: Verlauf Lagerspalt über Belastung, Abstützung Druckzylinder, Quelle: eigene Darstellung. ....	40
Abbildung 5.5: Klemmung, Quelle: <a href="https://www.schweizer-fn.de/maschinenelemente/klemmverbindung/klemmverbindung.php">https://www.schweizer-fn.de/maschinenelemente/klemmverbindung/klemmverbindung.php</a> [23.03.2021]. ....	41
Abbildung 6.1: Lagerarten, Quelle: Weck und Brecher (2006), S. 210.....	42
Abbildung 6.2: Freiheitsgrade Prüfstand, Quelle: eigene Darstellung. ....	44
Abbildung 6.3: Erstes 3D-Modell Prüfstand, Quelle: eigene Darstellung.....	45
Abbildung 6.4: Justiermöglichkeit und externe Abstützung, Quelle: eigene Darstellung.....	45
Abbildung 6.5: Externe Abstützung Iteration 2, Quelle: eigene Darstellung. ....	46
Abbildung 6.6: Prüfstand Iterationsstufe 2, Quelle: eigene Darstellung.....	47
Abbildung 6.7: Prüfstand, Quelle: eigene Darstellung.....	48
Abbildung 6.8: Hydraulikplan des Prüfstands, Quelle: eigene Darstellung. ....	49
Abbildung 6.9: Querzylinder, Lagertaschenversorgung, Quelle: eigene Darstellung. ....	51
Abbildung 6.10: Aufnahmevorrichtung Zahn, Quelle: eigene Darstellung. ....	52
Abbildung 6.11: Lagerbock und Justiermöglichkeiten, Quelle: eigene Darstellung.....	52
Abbildung 6.12: Abstützföhrung Querzylinder, Quelle: eigene Darstellung. ....	54
Abbildung 6.13: Versteifungskonstruktion, Quelle: eigene Darstellung. ....	55
Abbildung 6.14: Schnittdarstellung Abstützföhrung Druckzylinder, Quelle: eigene Darstellung. ....	56
Abbildung 6.15: Justierung Druckzylinder, Quelle: eigene Darstellung. ....	57
Abbildung 6.16: Zahnaufnahme, Quelle: eigene Darstellung. ....	58
Abbildung 6.17: LVDT Sensor Anbindung Baugruppe Druckzylinder, Quelle: eigene Darstellung.....	60
Abbildung 6.18: Schematischer Aufbau LVDT Sensor, Quelle: Hering/Schönfelder (2012), S. 141 f.....	61
Abbildung 6.19: Wirbelstrom-Effekt, Quelle: Hering/Schönfelder (2012), S. 52.....	62

---

Abbildung 6.20: Anbindung Wirbelstromsensoren, Quelle: eigene Darstellung.....	63
Abbildung 6.21: Physikalische Prinzipien der Kraftmessung, Quelle: Hering/Schönfelder (2012), S. 317. ....	64

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 4.1: Konzepteigenschaften, Quelle: eigene Darstellung. ....	35
Tabelle 6.1: Sensorprinzipien zur Positionsbestimmung, Quelle: Hering/Schönfelder (2012), S. 127. ....	59
Tabelle 6.2: Fortsetzung Sensorprinzipien zur Positionsbestimmung, Quelle: Hering/Schönfelder (2012), S. 128. ....	59
Tabelle 6.3: Genauigkeitsklassen von Sensoren, Quelle: Hering/Schönfelder (2012), S. 128. ....	59

## Anhang A

### Formelverzeichnis MATLAB

a	m	max. Abstand Lagerstelle und Kraftangriff, Querzylinder
A_Blende_DZ	m <sup>2</sup>	Blendenquerschnitt, Druckzylinder
A_Blende_QZ	m <sup>2</sup>	Blendenquerschnitt, QZ
A_Blende_stDZ	m <sup>2</sup>	Blendenquerschnitt, Abstützung DZ
A_Blende_stQZ	m <sup>2</sup>	Blendenquerschnitt, Abstützung QZ
alpha	°	Winkel zwischen den Zahnflächen
alpha_D_DZ	-	Durchflusskoeffizient, DZ
alpha_D_QZ	-	Durchflusskoeffizient, QZ
alpha_D_stDZ	-	Durchflusskoeffizient, Abstützung DZ
alpha_D_stQZ	-	Durchflusskoeffizient, Abstützung QZ
Aw_DZ	m <sup>2</sup>	wirksame Taschenfläche, DZ
Aw_QZ	m <sup>2</sup>	wirksame Taschenfläche, QZ
Aw_stDZ	m <sup>2</sup>	wirksame Taschenfläche, Abstützung DZ
Aw_stQZ	m <sup>2</sup>	wirksame Taschenfläche, Abstützung QZ
B_DZ	m	tatsächliche Taschenbreite, DZ
B_QZ	m	tatsächliche Taschenbreite, QZ
B_stDZ	m	tatsächliche Taschenbreite, Abstützung DZ
B_stQZ	m	tatsächliche Taschenbreite, Abstützung QZ
Bw_DZ	m	wirksame Taschenbreite, DZ
Bw_QZ	m	wirksame Taschenbreite, QZ
Bw_stDZ	m	Wirksame Taschenbreite, Abstützung DZ
Bw_stQZ	m	wirksame Taschenbreite, Abstützung QZ
d_Blende_DZ	m	Blendendurchmesser, DZ

d_Blende_DZ_gew	m	gewählter Blendendurchmesser, DZ
d_Blende_QZ	m	Blendendurchmesser, QZ
d_Blende_QZ_gew	m	gewählter Blendendurchmesser, QZ
d_Blende_stDZ	m	Blendendurchmesser, Abstützung DZ
d_Blende_stDZ_gew	m	gewählter Blendendurchmesser, Abstützung DZ
d_Blende_stQZ	m	Blendendurchmesser, Abstützung QZ
d_Blende_stQZ_gew	m	gewählter Blendendurchmesser, Abstützung QZ
d_k_DZ	m	Kolbenstangendurchmesser, DZ
d_k_QZ	m	Kolbenstangendurchmesser, DZ
da	-	Hilfsvariabel
db	-	Hilfsvariabel
dd	-	Hilfsvariabel
de	-	Hilfsvariabel
delta_h_DZh	m	variable Spalthöhe, DZ Lagerstelle vorne
delta_h_DZv	m	variable Spalthöhe, DZ Lagerstelle hinten
delta_h_QZ	m	variable Spalthöhe, QZ
delta_h_stDZ	m	variable Spalthöhe, Abstützung DZ
delta_h_stQZ	m	variable Spalthöhe, Abstützung QZ
dg	-	Hilfsvariabel
e	m	Abstand Zahnangriff bis Achsmittle, QZ
eta	Ns/m <sup>2</sup>	Dynamische Viskosität des Öls
f	m	Abstand Abstützlager bis Achsmittle, QZ
F_DZh	N	resultierende Druckkraft des Lagers, DZ Lagerstelle vorne
F_DZv	N	resultierende Druckkraft des Lagers, DZ Lagerstelle hinten
F_QZ	N	resultierende Druckkraft des Lagers, QZ

F_R	N	Reibkraft
F_Sicherheit_DZ	N	Hilfvariabel für Plot
F_Sicherheit_QZ	N	Hilfvariabel für Plot
F_Sicherheit_stDZ	N	Hilfvariabel für Plot
F_Sicherheit_stQZ	N	Hilfvariabel für Plot
F_st_0_lineDZ	N	Hilfvariabel für Plot
F_st_0_lineQZ	N	Hilfvariabel für Plot
F_st_0DZ	N	Belastung in Folge der Reibkraft auf Abstützung
F_st_0QZ	N	Belastung in Folge der Druckkraft Abstützung
F_stDZ	N	resultierende Druckkraft des Lagers, Abstützung DZ
F_stQZ	N	resultierende Druckkraft des Lagers, Abstützung QZ
F_zN	N	Zahnnormalkraft
F_zN_line_QZ	N	Hilfvariabel für Plot
F_zU	N	Zahnkraft in Umfangsrichtung des Motors
FLh_DZ	N	Lagerreaktionskraft, DZ Lagerstelle hinten
FLh_DZ_line_DZ	N	Hilfvariabel für Plot
FLv_DZ	N	Lagerreaktionskraft, DZ Lagerstelle vorne
FLv_DZ_line_DZ	N	Hilfvariabel für Plot
g	m	Abstand Zahnangriff bis Achsmitte, DZ
h	m	Abstand Abstützlager bis Achsmitte, DZ
h_0_DZ	m	Spalthöhe, unbelastet DZ
h_0_QZ,	m	Spalthöhe, unbelastet QZ
h_0_stDZ,	m	Spalthöhe, unbelastet Abstützung DZ
h_0_stQZ,	m	Spalthöhe, unbelastet Abstützung QZ
h_real_DZh	m	tatsächliche Spalthöhe, belastet DZ Lagerstelle hinten

h_real_DZv	m	tatsächliche Spalthöhe, belastet DZ Lagerstelle hinten
h_real_line_DZh	m	Hilfvariabel für Plot
h_real_line_DZv	m	Hilfvariabel für Plot
h_real_line_QZ	m	Hilfvariabel für Plot
h_real_QZ	m	tatsächliche Spalthöhe, belastet QZ
h_S_DZh	m	tatsächliche Spalthöhe, mit 10-facher Belastung DZ Lagerstelle hinten
h_S_DZv	m	tatsächliche Spalthöhe, mit 10-facher Belastung DZ Lagerstelle vorne
h_S_line_DZ	m	Hilfvariabel für Plot
h_S_line_QZ	m	Hilfvariabel für Plot
h_S_QZ	m	tatsächliche Spalthöhe, mit 10-facher Belastung QZ
i	-	Hilfsvaribel
j	m	Abstand Lagertaschenmitte zu Lagertaschenmitte, DZ
k	m	Abstand Reibkraftangriff bis zur Lagertaschenmitte, DZ
K_A	-	Konstante
K_B	-	Konstante
K_D	-	Konstante
K_E	-	Konstante
K_F	-	Konstante
K_G	-	Konstante
K_H	-	Konstante
K_J	-	Konstante
L_DZ	m	tatsächliche Taschenlänge, DZ
L_QZ	m	tatsächliche Taschenlänge, QZ

L_stDZ	m	tatsächliche Taschenlänge, Abstützung DZ
L_stQZ	m	tatsächliche Taschenlänge, Abstützung QZ
la_DZ	m	Steglänge in Achsrichtung, DZ
la_QZ	m	Steglänge in Achsrichtung, QZ
la_stDZ	m	Steglänge in Achsrichtung, Abstützung DZ
la_stQZ	m	Steglänge in Achsrichtung, Abstützung QZ
lu_DZ	m	Steglänge in Umfangsrichtung, DZ
lu_QZ	m	Steglänge in Umfangsrichtung, QZ
lu_stDZ	m	Steglänge in Umfangsrichtung, Abstützung DZ
lu_stQZ	m	Steglänge in Umfangsrichtung, Abstützung QZ
Lw_DZ	m	wirksame Taschenlänge, DZ
Lw_QZ	m	wirksame Taschenlänge, QZ
Lw_stDZ	m	wirksame Taschenlänge, Abstützung DZ
Lw_stQZ	m	wirksame Taschenlänge, Abstützung QZ
M_max	Nm	maximales Motormoment
mue	-	Reibungskoeffizient
nu	m <sup>2</sup> /s	Kinematische Viskosität
p_0_DZ	N/m <sup>2</sup>	Taschendruck, unbelastet DZ
p_0_DZ_tat	N/m <sup>2</sup>	tatsächlicher Taschendruck, unbelastet DZ
p_0_QZ	N/m <sup>2</sup>	Taschendruck, unbelastet QZ
p_0_QZ_tat	N/m <sup>2</sup>	tatsächlicher Taschendruck, unbelastet QZ
p_0_stDZ	N/m <sup>2</sup>	Taschendruck, unbelastet Abstützung DZ
p_0_stDZ_tat	N/m <sup>2</sup>	tatsächlicher Taschendruck, unbelastet Abstützung DZ
p_0_stQZ	N/m <sup>2</sup>	Taschendruck, unbelastet Abstützung QZ
p_0_stQZ_tat	N/m <sup>2</sup>	tatsächlicher Taschendruck, unbelastet Abstützung QZ

$p_{Pmax}$	$N/m^2$	maximaler Versorgungsdruck der Pumpe
$p_{T1o\_QZ}$	$N/m^2$	Taschendruck, belastet QZ obere Lagertaschen
$p_{T1o\_stDZ}$	$N/m^2$	Taschendruck, belastet obere Abstützung DZ
$p_{T1o\_stQZ}$	$N/m^2$	Taschendruck, belastet obere Abstützung QZ
$p_{T1oh\_DZ}$	$N/m^2$	Taschendruck, belastet DZ obere hintere Lagertaschen
$p_{T1ov\_DZ}$	$N/m^2$	Taschendruck, belastet DZ obere vordere Lagertaschen
$p_{T1u\_QZ}$	$N/m^2$	Taschendruck, belastet QZ untere Lagerstellen
$p_{T1u\_stDZ}$	$N/m^2$	Taschendruck, belastet untere Abstützung DZ
$p_{T1u\_stQZ}$	$N/m^2$	Taschendruck, belastet untere Abstützung QZ
$p_{T1uh\_DZ}$	$N/m^2$	Taschendruck, belastet DZ untere hintere Lagertaschen
$p_{T1uv\_DZ}$	$N/m^2$	Taschendruck, belastet DZ untere vordere Lagertaschen
Phi	-	Traganteil
$Q_{Blende\_DZ}$	$m^3/s$	Blendendurchfluss, DZ
$Q_{Blende\_QZ}$	$m^3/s$	Blendendurchfluss, DZ
$Q_{gesamt\_unbela}$	$m^3/s$	Durchfluss gesamt, unbelastet
$Q_{gesamt\_Worstcase}$	$m^3/s$	Durchfluss gesamt, max. belastet
$Q_{Sp\_DZ}$	$m^3/s$	Lagerspaldurchfluss, DZ
$Q_{Sp\_DZ\_tat}$	$m^3/s$	tatsächlicher Lagerspaldurchfluss, DZ
$Q_{Sp\_QZ}$	$m^3/s$	Lagerspaldurchfluss, QZ
$Q_{Sp\_QZ\_tat}$	$m^3/s$	tatsächlicher Lagerspaldurchfluss, QZ
$Q_{Sp\_stDZ}$	$m^3/s$	Lagerspaldurchfluss, Abstützung DZ
$Q_{Sp\_stDZ\_tat}$	$m^3/s$	tatsächlicher Lagerspaldurchfluss, Abstützung DZ
$Q_{Sp\_stQZ}$	$m^3/s$	Lagerspaldurchfluss, Abstützung QZ
$Q_{Sp\_stQZ\_tat}$	$m^3/s$	tatsächlicher Lagerspaldurchfluss, Abstützung QZ

Q_va_o_QZ	m <sup>3</sup> /s	variabler Durchfluss, QZ obere Lagertaschen
Q_va_oh_DZ	m <sup>3</sup> /s	variabler Durchfluss, DZ obere hintere Lagertaschen
Q_va_ov_DZ	m <sup>3</sup> /s	variabler Durchfluss, DZ obere vordere Lagertaschen
Q_va_u_QZ	m <sup>3</sup> /s	variabler Durchfluss, QZ untere Lagertaschen
Q_va_uh_DZ	m <sup>3</sup> /s	variabler Durchfluss, DZ untere hintere Lagertaschen
Q_va_uv_DZ	m <sup>3</sup> /s	variabler Durchfluss, DZ untere vordere Lagertaschen
Qges_DZ	m <sup>3</sup> /s	Durchfluss gesamt DZ, unbelastet
Qges_QZ	m <sup>3</sup> /s	Durchfluss gesamt QZ, unbelastet
Qges_vah_DZ	m <sup>3</sup> /s	Gesamter variabler Durchfluss, DZ hintere Lagertaschen
Qges_vav_DZ	m <sup>3</sup> /s	Gesamter variabler Durchfluss, DZ vordere Lagertaschen
r_m	m	mittlerer Verzahnungsdurchmesser
roh	kg/m <sup>3</sup>	Dichte des Öls
S_L	-	Sicherheitsfaktor
Str_Ver_DZ	-	Strömungsverhältnis, DZ
Str_Ver_QZ	-	Strömungsverhältnis, QZ
Str_Ver_stDZ	-	Strömungsverhältnis, Abstützung DZ
Str_Ver_stQZ	-	Strömungsverhältnis, Abstützung DZ
y	-	Hilfsvariable
y1	-	Hilfsvariable
y2	-	Hilfsvariable
z	-	Hilfsvariable
z1	-	Hilfsvariable
z2	-	Hilfsvariable

z_L_DZ	-	Anzahl Lagertaschen je Lagerstelle, DZ
z_L_QZ	-	Anzahl Lagertaschen je Lagerstelle, DZ
z_z	-	Anzahl Zähne

## Berechnung MATLAB

```

%Berechnung der Zahnkraft
%Angaben und Annahmen:
M_max=210*10^3; %max. aufzubringendes Drehmoment vom Motor
r_m=171.7*10^-3; %mittlerer Verzahnungsdurchmesser
z_z=60; %Anzahl Zähne
alpha=46.68; %Winkel der Zähne durch die Steigung der Schraubfläche
vorgegeben
Phi=1; %Traganteil der Verzahnung

F_zU=M_max/z_z/r_m; %Kraft in Umfangsrichtung je Zahn

F_zN=F_zU*cos(alpha/180*pi/2); %Kraft normal auf die Zahnfläche
disp(F_zN);

%Berechnung hydrostatisches Lager Querzylinder
%Angaben und Annahmen:
p_Pmax=2.5*10^7; %max. Versorgungsdruck von Pumpe
p_0_QZ=150*10^5; %Taschendruck im unbelasteten Zustand; Vorgabe
d_k_QZ=120*10^-3; %Durchmesser der Kolbenstange auf der sich die
Lagerstelle befindet
a=145*10^-3; %max. Lagerabstand zum Angriffspunkt am Zahn
z_L_QZ=4; %Anzahl der Lagertaschen je Lagerstelle
h_0_QZ=0.02*10^-3; %Höhe des Lagerspalts unbelastet
S_L=10; %Sicherheitsfaktor gegen Überbelastung

nu=46*10^-6; %kinematische Viskosität des Öls
roh=879; %Dichte des Öls kg/m^3
eta=nu*roh; %dynamische Viskosität des Öls

la_QZ=10.5*10^-3;%Stegbreite in Axialrichtung
lu_QZ=15.85*10^-3;%Stegbreite in Umfangsrichtung
L_QZ=54.55 *10^-3; %tatsächliche Länge der Lagertasche in
Umfangsrichtung, Annahme
B_QZ=60*10^-3; %tatsächliche Länge der Lagertasche in Axialrichtung,
Annahme
Lw_QZ=L_QZ+la_QZ; %Wirksame Länge der Lagertasche in
Umfangsrichtung, Annahme
Bw_QZ=B_QZ+lu_QZ; %Wirksame Länge der Lagertasche in Axialrichtung,
Annahme

Aw_QZ=Bw_QZ*Lw_QZ; %Wirksame Taschenfläche

%Berechnung des Spaltvolumenstroms, unbelastet
Str_Ver_QZ=2*(Bw_QZ/La_QZ+Lw_QZ/lu_QZ); %Strömungsverhältnis QZ

Q_Sp_QZ=h_0_QZ^3/12/eta*Str_Ver_QZ*(p_0_QZ); %Durchfluss pro
Lagertasche im unbelasteten Zustand

```

```

Qges_QZ=Q_Sp_QZ*2*z_L_QZ; %gesamter Durchfluss im unbelasteten
Zustand für beide Lagerstellen

%Berechnung Einschraubblende
alpha_D_QZ=0.6; %Durchflusskoeffizient Annahme: 0,6

A_Blende_QZ=Q_Sp_QZ/alpha_D_QZ*(roh/2/(p_Pmax-p_0_QZ))^(1/2);
%Blendenquerschnitt

d_Blende_QZ=(A_Blende_QZ/pi*4)^(1/2); %Blendenlochdurchmesser

Q_Blende_QZ=A_Blende_QZ*alpha_D_QZ*(2/roh*(p_Pmax-p_0_QZ))^(1/2);
%Blendendurchfluss

%Änderung der Spalthöhe bei Belastung
delta_h_QZ=0:10^-7:h_0_QZ; %Variation der Spalthöhe
K_A=alpha_D_QZ*A_Blende_QZ*(2/roh)^(1/2); %Konstante
K_B=Str_Ver_QZ/12/eta; %Konstante
p_T1o_QZ=((K_A^4+4*K_A^2*K_B^2*(h_0_QZ+delta_h_QZ).^6*p_Pmax).^(1/2)
-K_A^2)/2/K_B^2./(h_0_QZ+delta_h_QZ).^6; %Änderung des Taschendrucks
der oberen Lagertaschen
p_T1u_QZ=((K_A^4+4*K_A^2*K_B^2*(h_0_QZ-
delta_h_QZ).^6*p_Pmax).^(1/2)-K_A^2)/2/K_B^2./(h_0_QZ-
delta_h_QZ).^6; %Änderung des Taschendrucks der unteren Lagertaschen

F_QZ=2*(2*p_T1u_QZ*Aw_QZ*sin(45/180*pi)-
2*p_T1o_QZ*Aw_QZ*sin(45/180*pi)); %resultierende Druckkraft durch
hydrostatisches Lager (beide Lagerstellen)

F_zN_line_QZ=linspace(F_zN,F_zN,201); %Hilfsvariable für Plot
F_Sicherheit_QZ=linspace(S_L*F_zN,S_L*F_zN,201);%Hilfsvariable für
Plot

Q_va_u_QZ=(h_0_QZ-delta_h_QZ).^3*Str_Ver_QZ/12/eta.*p_T1u_QZ;%
veränderliche Durchflussmenge untere Lagertasche
Q_va_o_QZ=(h_0_QZ+delta_h_QZ).^3*Str_Ver_QZ/12/eta.*p_T1o_QZ;%
veränderliche Durchflussmenge obere Lagertasche

da=F_QZ<=F_zN&F_QZ>0; %Logikverknüpfung um genaue Spalthöhe bei
Belastung zu ermitteln
h_real_QZ=delta_h_QZ(da);%Logikverknüpfung um genaue Spalthöhe bei
Belastung zu ermitteln
h_real_QZ(end);
z=h_real_QZ(end);
h_real_line_QZ=linspace(z,z,201);%Hilfsvariable für Plot

db=F_QZ<=F_zN*10&F_QZ>0; %Logikverknüpfung um genaue Spalthöhe zu
ermitteln
h_S_QZ=delta_h_QZ(db);%Logikverknüpfung um genaue Spalthöhe zu
ermitteln
h_S_QZ(end);
y=h_S_QZ(end);
h_S_line_QZ=linspace(y,y,201);%Hilfsvariable für Plot

%Plot Konfigurationen
figure(1);%hydro. stat. Lager Querzylinder
hold on

```

```

%yyaxis left
plot(delta_h_QZ/h_0_QZ,F_QZ/F_zN)
plot(delta_h_QZ/h_0_QZ,F_zN_line_QZ/F_zN,'--')
plot(delta_h_QZ/h_0_QZ,F_Sicherheit_QZ/F_zN,'--')
ylabel('F/F_0');
title('hydro. stat. Lager Querzylinder');
plot(h_real_line_QZ/h_0_QZ,F_QZ/F_zN,'--')
plot(h_S_line_QZ/h_0_QZ,F_QZ/F_zN,'--')
xlabel('\Delta h/h_0');

hold off

figure(2);%Plot Durchfluss untere Lagertasche QZ über Druckanstieg
plot(p_Tlu_QZ/p_Pmax,Q_va_u_QZ/Q_Sp_QZ)
ylabel('Q-Sp/Q_0');
xlabel('p_T/p_P');
title('untere Lagertaschen QZ');
figure(3);%Plot Durchfluss obere Lagertasche QZ über Druckanstieg
plot(p_Tlo_QZ/p_Pmax,Q_va_o_QZ/Q_Sp_QZ)
ylabel('Q_Sp/Q_0');
xlabel('p_T/p_P');
title('obere Lagertaschen QZ');

%Berechnung Hydrostatische Lagerung Abstützung Querzylinder
%Angaben und Annahmen:
e=8.5*10^-3; %Abstand der Zahnnormalkraft von der Mittellinie
f=46*10^-3; %Abstand der Stützkraft von der Mittellinie
p_0_stQZ=150*10^5; %Taschendruck bei der Abstützlagerung ohne
Belastung
h_0_stQZ=40*10^-6; %Spalthöhe bei der Abstützlagerung ohne Belastung

F_st_0QZ=F_zN*e/f/2;%Abstützkraft infolge von Reaktionskräften
L_stQZ=43*10^-3; %tatsächliche Länge der Lagertasche in Achsrichtung
B_stQZ=16*10^-3;%tatsächliche Länge der Lagertasche in Querrichtung

la_stQZ=8*10^-3;%Stegbreite in Achsrichtung
lu_stQZ=6*10^-3;%Stegbreite in Querrichtung

Lw_stQZ=L_stQZ+la_stQZ;%wirksame Länge der Lagertasche in
Achsrchtung
Bw_stQZ=B_stQZ+lu_stQZ;%wirksame Länge der Lagertasche in
Querrichtung

Aw_stQZ=Lw_stQZ*Bw_stQZ;%wirksame Taschenfläche der Abstützlagerung
Str_Ver_stQZ=2*(Bw_stQZ/la_stQZ+Lw_stQZ/lu_stQZ);%Strömungsverhältnis

Q_Sp_stQZ=h_0_stQZ^3/12/eta*Str_Ver_stQZ*(p_0_stQZ); %Durchfluss pro
Lagertasche im unbelasteten Zustand

%Berechnung Blende
alpha_D_stQZ=0.6; %Durchflusskoeffizient Annahme: 0,6

A_Blende_stQZ=Q_Sp_stQZ/alpha_D_stQZ*(roh/2/(p_Pmax-
p_0_stQZ))^(1/2); %Blendenquerschnitt

d_Blende_stQZ=(A_Blende_stQZ/pi*4)^(1/2); %Blendenlochdurchmesser

```

```

%Änderung der Spalthöhe
delta_h_stQZ=0:10^-6:h_0_stQZ; %Variation der Spalthöhe
K_E=alpha_D_stQZ*A_Blende_stQZ*(2/roh)^(1/2); %Konstante
K_D=Str_Ver_stQZ/12/eta; %Konstante
p_Tlo_stQZ=((K_E^4+4*K_E^2*K_D^2*(h_0_stQZ+delta_h_stQZ).^6*p_Pmax).
^(1/2)-K_E^2)/2/K_D^2./(h_0_stQZ+delta_h_stQZ).^6; %Änderung des
Drucks der oberen Tasche
p_Tlu_stQZ=((K_E^4+4*K_E^2*K_D^2*(h_0_stQZ-
delta_h_stQZ).^6*p_Pmax).^(1/2)-K_E^2)/2/K_D^2./(h_0_stQZ-
delta_h_stQZ).^6; %Änderung des Drucks der unteren Tasche

F_stQZ=Aw_stQZ*(p_Tlu_stQZ-p_Tlo_stQZ); %resultierende Druckkraft
auf hydrostatisches Lager

F_st_0_lineQZ=linspace(F_st_0QZ,F_st_0QZ,41); %Hilfsvariable für
Plot
F_Sicherheit_stQZ=linspace(S_L*F_st_0QZ,S_L*F_st_0QZ,41);%Hilfsvariab
le für Plot

%Q_va_u=(h_0-delta_h).^3*Str_Ver/12/eta.*p_Tlu;% veränderliche
Durchflussmenge untere Lagertasche
%Q_va_o=(h_0+delta_h).^3*Str_Ver/12/eta.*p_Tlo;% veränderliche
Durchflussmenge obere Lagertasche

figure(4);%Plot Abstützlager: Spalthöhe über Belastung
hold on
plot(delta_h_stQZ/h_0_stQZ,F_stQZ/F_st_0QZ)
plot(delta_h_stQZ/h_0_stQZ,F_st_0_lineQZ/F_st_0QZ,'--')
plot(delta_h_stQZ/h_0_stQZ,F_Sicherheit_stQZ/F_st_0QZ,'--')
ylabel('F_s/F_s_0');
xlabel('h_s/h_s_0');
title('Abstützlager QZ');
hold off

%Berechnung hydrostatisches Lager Druckzylinder
%Angaben und Annahmen:
p_Pmax=2.5*10^7; %max. Versorgungsdruck von Pumpe
p_0_DZ=150*10^5; %Taschendruck im unbelasteten Zustand; Vorgabe
d_k_DZ=60*10^-3; %Durchmesser der Kolbenstange auf der sich das
Lager befindet
j=219*10^-3; %Lagerabstand von Mitte zu Mitte von vorderen zu
hinteren Lager
k=196*10^-3; %Abstand Kraftangriff von Zahn bis zur Mitte der
vorderen Lagertaschen
z_L_DZ=4; %Anzahl der Lagertaschen je Lagerstelle
h_0_DZ=0.02*10^-3; %Höhe des Lagerspalts unbelastet
S_L=10; %Sicherheitsfaktor gegen Überbelastung
mue=0.1; %Reibungskoeffizient

F_R=F_zN*mue;%auftretende max. Reibkraft

FLv_DZ=F_R*(j+k)/j; %Lagerreaktionskräfte
FLh_DZ=FLv_DZ-F_R; %Lagerreaktionskräfte

nu=46*10^-6; %kinematische Viskosität
roh=879; %Dichte des Öls kg/m³

```

```

eta=nu*roh; %dynamische Viskosität

L_DZ=23.5 *10^-3; %tat. Wirksame Länge der Lagertasche in
Umfangsrichtung, Annahme
B_DZ=40*10^-3; %tat. länge der Lagertasche in Axialrichtung, Annahme

la_DZ=10*10^-3;%Stegbreite in Axialrichtung
lu_DZ=8.5*10^-3;%Stegbreite in Umfangsrichtung
Lw_DZ=L_DZ+la_DZ; %Wirksame Länge der Lagertasche in
Umfangsrichtung, Annahme
Bw_DZ=B_DZ+lu_DZ; %Wirksame Länge der Lagertasche in Axialrichtung,
Annahme

Aw_DZ=Bw_DZ*Lw_DZ; %Wirksame Taschenfläche

Str_Ver_DZ=2*(Bw_DZ/la_DZ+Lw_DZ/lu_DZ);%Strömungsverhältnis

%Berechnung Spaltströmung, unbelastet
Q_Sp_DZ=h_0_DZ^3/12/eta*Str_Ver_DZ*(p_0_DZ); %Durchfluss pro
Lagertasche im unbelasteten Zustand
Qges_DZ=Q_Sp_DZ*2*z_L_DZ; %gesamter Durchfluss im unbelasteten
Zustand für beide Lagerstellen

%Berechnung Blende
alpha_D_DZ=0.6; %Durchflusskoeffizient Annahme: 0,6

A_Blende_DZ=Q_Sp_DZ/alpha_D_DZ*(roh/2/(p_Pmax-p_0_DZ))^(1/2);
%Blendenquerschnitt

d_Blende_DZ=(A_Blende_DZ/pi*4)^(1/2); %Blendenlochdurchmesser

Q_Blende_DZ=A_Blende_DZ*alpha_D_DZ*(2/roh*(p_Pmax-p_0_DZ))^(1/2);
%Blendendurchfluss

%Änderung der Spalthöhe bei Belastung Lagertaschen vorne
delta_h_DZv=0:10^-7:h_0_DZ; %Variation der Spalthöhe
K_H=alpha_D_DZ*A_Blende_DZ*(2/roh)^(1/2); %Konstante
K_J=Str_Ver_DZ/12/eta; %Konstante
p_Tlov_DZ=((K_H^4+4*K_H^2*K_J^2*(h_0_DZ+delta_h_DZv).^6*p_Pmax).^1/
2)-K_H^2)/2/K_J^2./(h_0_DZ+delta_h_DZv).^6; %Änderung des oberen
Taschendrucks
p_Tluv_DZ=((K_H^4+4*K_H^2*K_J^2*(h_0_DZ-
delta_h_DZv).^6*p_Pmax).^1/2)-K_H^2)/2/K_J^2./(h_0_DZ-
delta_h_DZv).^6; %Änderung des unteren Taschendrucks

F_DZv=2*(2*p_Tluv_DZ*Aw_DZ*sin(45/180*pi)-
2*p_Tlov_DZ*Aw_DZ*sin(45/180*pi)); %resultierende Druckkraft auf
hydrostatisches Lager

FLv_DZ_line_DZ=linspace(FLv_DZ,FLv_DZ,201); %Hilfsvariable für Plot
F_Sicherheit_DZ=linspace(S_L*FLv_DZ,S_L*FLv_DZ,201);%Hilfsvariable
für Plot

Q_va_uv_DZ=(h_0_DZ-delta_h_DZv).^3*Str_Ver_DZ/12/eta.*p_Tluv_DZ;%
veränderliche Durchflussmenge untere Lagertasche
Q_va_ov_DZ=(h_0_DZ+delta_h_DZv).^3*Str_Ver_DZ/12/eta.*p_Tlov_DZ;%
veränderliche Durchflussmenge obere Lagertasche
Qges_vav_DZ=4*(Q_va_uv_DZ+Q_va_ov_DZ);

```

```

de=F_DZv<=FLv_DZ&F_DZv>0; %Logikverknüpfung um genaue Spalthöhe zu
ermitteln
h_real_DZv=delta_h_DZv(de);%Logikverknüpfung um genaue Spalthöhe zu
ermitteln
h_real_DZv(end);
z1=h_real_DZv(end);
h_real_line_DZv=linspace(z1,z1,201);

dd=F_DZv<=FLv_DZ*10&F_DZv>0; %Logikverknüpfung um genaue Spalthöhe
zu ermitteln
h_S_DZv=delta_h_DZv(dd);%Logikverknüpfung um genaue Spalthöhe zu
ermitteln
h_S_DZv(end);
y1=h_S_DZv(end);
h_S_line_DZ=linspace(y1,y1,201);

figure(6);%Plot hydro. stat. Lager Druckzylinder vorne
hold on
yyaxis left
plot(delta_h_DZv/h_0_DZ,F_DZv/FLv_DZ)
plot(delta_h_DZv/h_0_DZ,FLv_DZ_line_DZ/FLv_DZ,'--')
plot(delta_h_DZv/h_0_DZ,F_Sicherheit_DZ/FLv_DZ,'--')
ylabel('F/F_0');
title('hydro. stat. Lager Druckzylinder vorne');
plot(h_real_line_DZv/h_0_DZ,F_DZv/FLv_DZ,'--')
plot(h_S_line_DZ/h_0_DZ,F_DZv/FLv_DZ,'--')
%yyaxis right
%plot(delta_h_DZv/h_0_DZ,Q_va_uv_DZ/Qges_DZ)
%plot(delta_h_DZv/h_0_DZ,Q_va_ov_DZ/Qges_DZ)
%plot(delta_h_DZv/h_0_DZ,Qges_vav_DZ/Qges_DZ)
xlabel('\Delta h/h_0');
ylabel('Q/Q_g_e_s');
hold off

%Änderung der Spalthöhe bei Belastung Lagertaschen hinten
%Angaben und Annahmen:
delta_h_DZh=0:10^-7:h_0_DZ; %Änderung der Spalthöhe
K_H=alpha_D_DZ*A_Blende_DZ*(2/roh)^(1/2); %Konstante
K_J=Str_Ver_DZ/12/eta; %Konstante
p_Tloh_DZ=((K_H^4+4*K_H^2*K_J^2*(h_0_DZ+delta_h_DZh).^6*p_Pmax).^(1/
2)-K_H^2)/2/K_J^2./(h_0_DZ+delta_h_DZh).^6; %Änderung des oberen
Taschendrucks
p_Tluh_DZ=((K_H^4+4*K_H^2*K_J^2*(h_0_DZ-
delta_h_DZh).^6*p_Pmax).^(1/2)-K_H^2)/2/K_J^2./(h_0_DZ-
delta_h_DZh).^6; %Änderung des unteren Taschendrucks

F_DZh=2*(2*p_Tluh_DZ*Aw_DZ*sin(45/180*pi)-
2*p_Tloh_DZ*Aw_DZ*sin(45/180*pi)); %resultierende Druckkraft auf
hydrostatisches Lager

FLh_DZ_line_DZ=linspace(FLh_DZ,FLh_DZ,201); %Hilfsvariable für Plot
F_Sicherheit_DZ=linspace(S_L*FLh_DZ,S_L*FLh_DZ,201);%Hilfsvariable
für Plot

Q_va_uh_DZ=(h_0_DZ-delta_h_DZh).^3*Str_Ver_DZ/12/eta.*p_Tluh_DZ;%
veränderliche Durchflussmenge untere Lagertasche

```

```

Q_va_oh_DZ=(h_0_DZ+delta_h_DZh).^3*Str_Ver_DZ/12/eta.*p_T1oh_DZ;%
veränderliche Durchflussmenge obere Lagertasche
Qges_vah_DZ=4*(Q_va_uh_DZ+Q_va_oh_DZ);

dg=F_DZh<=FLh_DZ&F_DZh>0; %Logikverknüpfung um genaue Spalthöhe zu
ermitteln
h_real_DZh=delta_h_DZh(dg);%Logikverknüpfung um genaue Spalthöhe zu
ermitteln
h_real_DZh(end);
z2=h_real_DZh(end);
h_real_line_DZh=linspace(z2,z2,201);

dd=F_DZh<=FLh_DZ*10&F_DZh>0; %Logikverknüpfung um genaue Spalthöhe
zu ermitteln
h_S_DZh=delta_h_DZh(dd);%Logikverknüpfung um genaue Spalthöhe zu
ermitteln
h_S_DZh(end);
y2=h_S_DZh(end);
h_S_line_DZ=linspace(y2,y2,201);

figure(7);%Plot hydro. stat. Lager Druckzylinder vorne
hold on
yyaxis left
plot(delta_h_DZh/h_0_DZ,F_DZh/FLh_DZ)
plot(delta_h_DZh/h_0_DZ,FLh_DZ_line_DZ/FLh_DZ,'--')
plot(delta_h_DZh/h_0_DZ,F_Sicherheit_DZ/FLh_DZ,'--')
ylabel('F/F_0');
title('hydro. stat. Lager Druckzylinder hinten');
plot(h_real_line_DZh/h_0_DZ,F_DZh/FLh_DZ,'--')
plot(h_S_line_DZ/h_0_DZ,F_DZh/FLh_DZ,'--')
%yyaxis right
%plot(delta_h_DZh/h_0_DZ,Q_va_uh_DZ/Qges_DZ)
%plot(delta_h_DZh/h_0_DZ,Q_va_oh_DZ/Qges_DZ)
%plot(delta_h_DZh/h_0_DZ,Qges_vah_DZ/Qges_DZ)
xlabel('\Delta h/h_0');
ylabel('Q/Q_g_e_s');
hold off

%Berechnung Hydrostatische Lagerung Abstützung Druckzylinder
%Angaben und Annahmen:
g=8.5*10^-3; %Abstand der Zahnnormalkraft von der Mittellinie
h=22*10^-3; %Abstand der Stützkraft von der Mittellinie
p_0_stDZ=150*10^5; %Druck bei der Abstützlagerung ohne Belastung
h_0_stDZ=40*10^-6; %Spalthöhe bei der Abstützlagerung ohne Belastung

F_st_0DZ=F_zN*mue*g/h/2;%Abstützkraft infolge der Reibkraft
L_stDZ=20*10^-3; %tatsächliche Taschenlänge in Achsrichtung
B_stDZ=8*10^-3; %tatsächliche Taschenlänge in Querrichtung

la_stDZ=5.5*10^-3;%Steglänge in Achsrichtung
lu_stDZ=4.5*10^-3;%Steglänge in Querrichtung
Lw_stDZ=L_stDZ+la_stDZ;%wirksame Taschenlänge in Achsrichtung
Bw_stDZ=B_stDZ+lu_stDZ;%wirksame Taschenlänge in Querrichtung

Aw_stDZ=Lw_stDZ*Bw_stDZ;%wirksame Taschenfläche
Str_Ver_stDZ=2*(Bw_stDZ/la_stDZ+Lw_stDZ/lu_stDZ);%Strömungsverhältnis

```

```

Q_Sp_stDZ=h_0_stDZ^3/12/eta*Str_Ver_stDZ*(p_0_stDZ); %Durchfluss pro
Lagertasche im unbelasteten Zustand

%Berechnung Blende
alpha_D_stDZ=0.6; %Durchflusskoeffizient Annahme: 0,6

A_Blende_stDZ=Q_Sp_stDZ/alpha_D_stDZ*(roh/2/(p_Pmax-
p_0_stDZ))^(1/2); %Blendenquerschnitt

d_Blende_stDZ=(A_Blende_stDZ/pi*4)^(1/2); %Blendenlochdurchmesser

%Änderung der Spalthöhe
%Angaben und Annahmen:
delta_h_stDZ=0:10^-6:h_0_stDZ; %Änderung der Spalthöhe
K_F=alpha_D_stDZ*A_Blende_stDZ*(2/roh)^(1/2); %Konstante
K_G=Str_Ver_stDZ/12/eta; %Konstante
p_T1o_stDZ=((K_F^4+4*K_F^2*K_G^2*(h_0_stDZ+delta_h_stDZ).^6*p_Pmax).
^(1/2)-K_F^2)/2/K_G^2./(h_0_stDZ+delta_h_stDZ).^6; %Änderung des
oberen Taschendrucks
p_T1u_stDZ=((K_F^4+4*K_F^2*K_G^2*(h_0_stDZ-
delta_h_stDZ).^6*p_Pmax).^(1/2)-K_F^2)/2/K_G^2./(h_0_stDZ-
delta_h_stDZ).^6; %Änderung des unteren Taschendrucks

F_stDZ=Aw_stDZ*(p_T1u_stDZ-p_T1o_stDZ); %resultierende Druckkraft
auf hydrostatisches Lager

F_st_0_lineDZ=linspace(F_st_0DZ,F_st_0DZ,41); %Hilfsvariable für
Plot
F_Sicherheit_stDZ=linspace(S_L*F_st_0DZ,S_L*F_st_0DZ,41);%Hilfvariab
le für Plot

%Q_va_u=(h_0-delta_h).^3*Str_Ver/12/eta.*p_T1u;% veränderliche
Durchflussmenge untere Lagertasche
%Q_va_o=(h_0+delta_h).^3*Str_Ver/12/eta.*p_T1o;% veränderliche
Durchflussmenge obere Lagertasche

figure(5);%Plot Abstützlager Druckzylinder
hold on
plot(delta_h_stDZ/h_0_stDZ,F_stDZ/F_st_0DZ)
plot(delta_h_stDZ/h_0_stDZ,F_st_0_lineDZ/F_st_0DZ,'--')
plot(delta_h_stDZ/h_0_stDZ,F_Sicherheit_stDZ/F_st_0DZ,'--')
ylabel('Fs/F_s_0');
xlabel('hs/hs_0');
title('Abstützlager DZ');
hold off

%Gesamter Ölvolumenstrom der Lagerstellen, unbelastet
Q_gesamt_unbela=Qges_QZ+Qges_DZ+Q_Sp_stDZ*2+Q_Sp_stDZ*4;

%im Worstcase auftretender Ölvolumenstrom, Lagerschiefstellung
Q_gesamt_Worstcase=8*A_Blende_QZ*alpha_D_QZ*(2/roh*(p_Pmax))^(1/2)+8
*A_Blende_DZ*alpha_D_DZ*(2/roh*(p_Pmax))^(1/2)+4*A_Blende_stDZ*alpha
_D_stDZ*(2/roh*(p_Pmax))^(1/2)+2*A_Blende_stDZ*alpha_D_stDZ*(2/roh*(
p_Pmax))^(1/2);

%tatsächlicher Volumenstrom durch Einschraubblenden, aufgrund gewählter
Bohrungsdurchmesser

```

```

d_Blende_DZ_gew=2.5*10^-4; %gewählter Blendendurchmesser bei
Druckzylinder
d_Blende_QZ_gew=3*10^-4;%gewählter Blendendurchmesser bei
Querzylinder
d_Blende_stDZ_gew=6.5*10^-4;%gewählter Blendendurchmesser bei
Druckzylinder Abstützung
d_Blende_stQZ_gew=8*10^-4;%gewählter Blendendurchmesser bei
Querzylinder Abstützung

Q_Sp_DZ_tat=(d_Blende_DZ_gew^2*pi/4)*alpha_D_DZ*(2/roh*(p_Pmax-
p_0_DZ))^(1/2);% tatsächlicher Durchfluss, unbelastet
i=1;%Konstante
%Iterationsschleife
while(i<100)
    p_0_DZ_tat=Q_Sp_DZ_tat*12*eta/Str_Ver_DZ/h_0_DZ^3;% tatsächlicher
Taschendruck, unbelastet
    Q_Sp_DZ_tat=(d_Blende_DZ_gew^2*pi/4)*alpha_D_DZ*(2/roh*(p_Pmax-
p_0_DZ_tat))^(1/2); % tatsächlicher Durchfluss, unbelastet
    i=i+1;
end

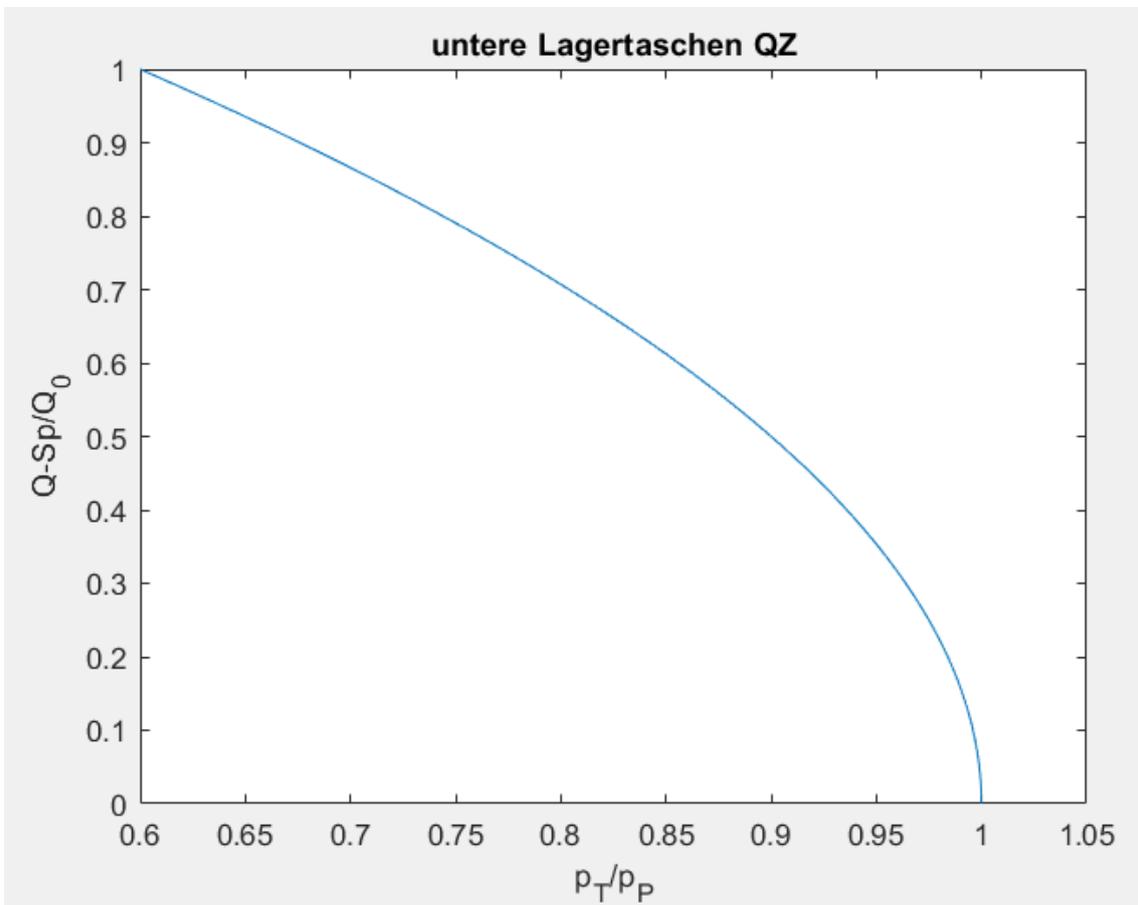
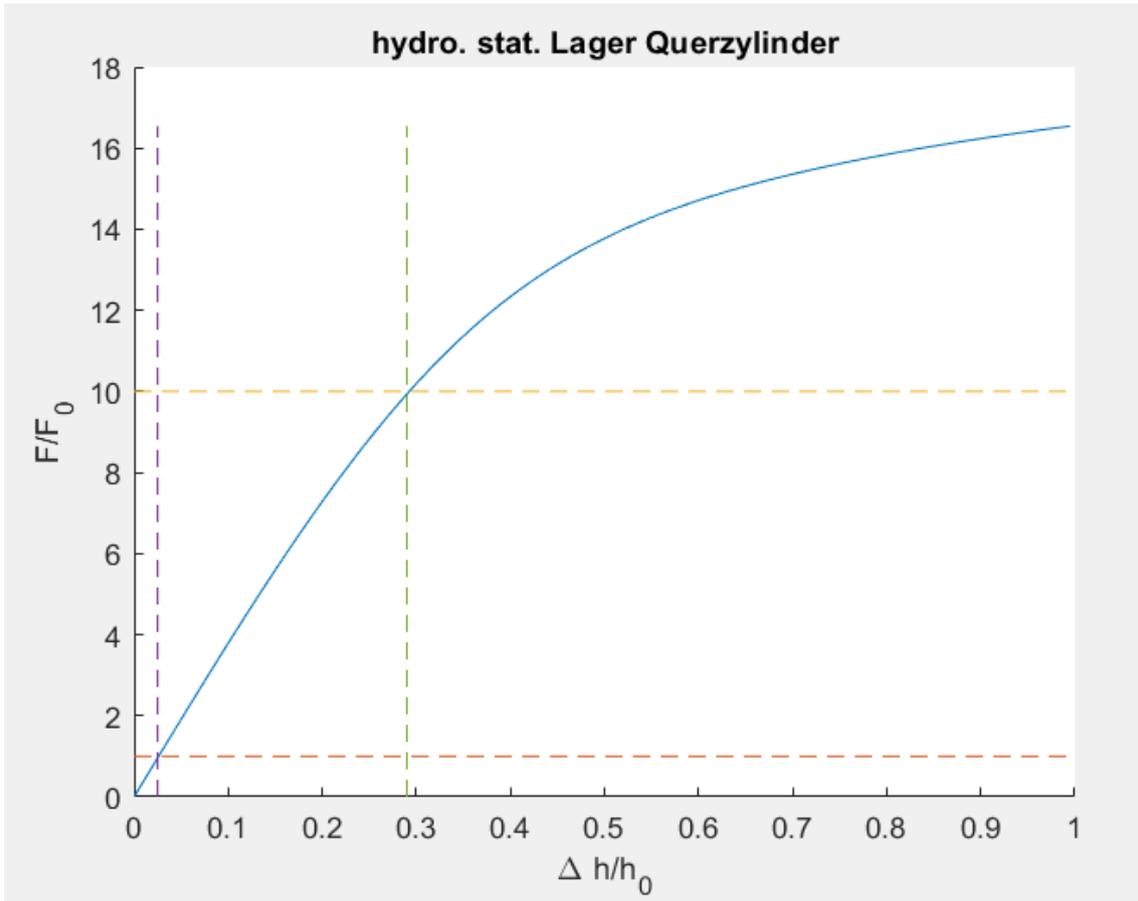
Q_Sp_QZ_tat=(d_Blende_QZ_gew^2*pi/4)*alpha_D_QZ*(2/roh*(p_Pmax-
p_0_QZ))^(1/2);% tatsächlicher Durchfluss, unbelastet
i=1;%Konstante
%Iterationsschleife
while(i<100)
    p_0_QZ_tat=Q_Sp_QZ_tat*12*eta/Str_Ver_QZ/h_0_QZ^3;% tatsächlicher
Taschendruck, unbelastet
    Q_Sp_QZ_tat=(d_Blende_QZ_gew^2*pi/4)*alpha_D_QZ*(2/roh*(p_Pmax-
p_0_QZ_tat))^(1/2); % tatsächlicher Durchfluss, unbelastet
    i=i+1;
end

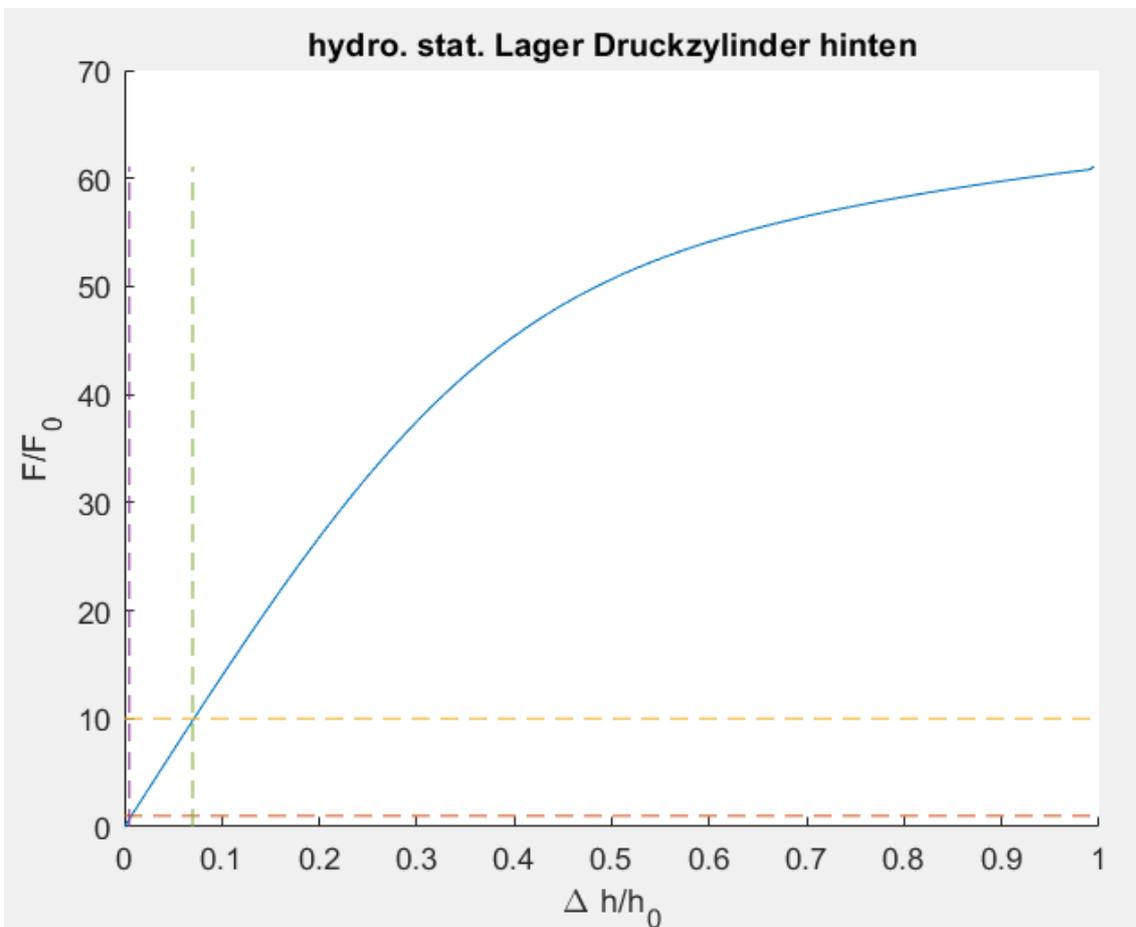
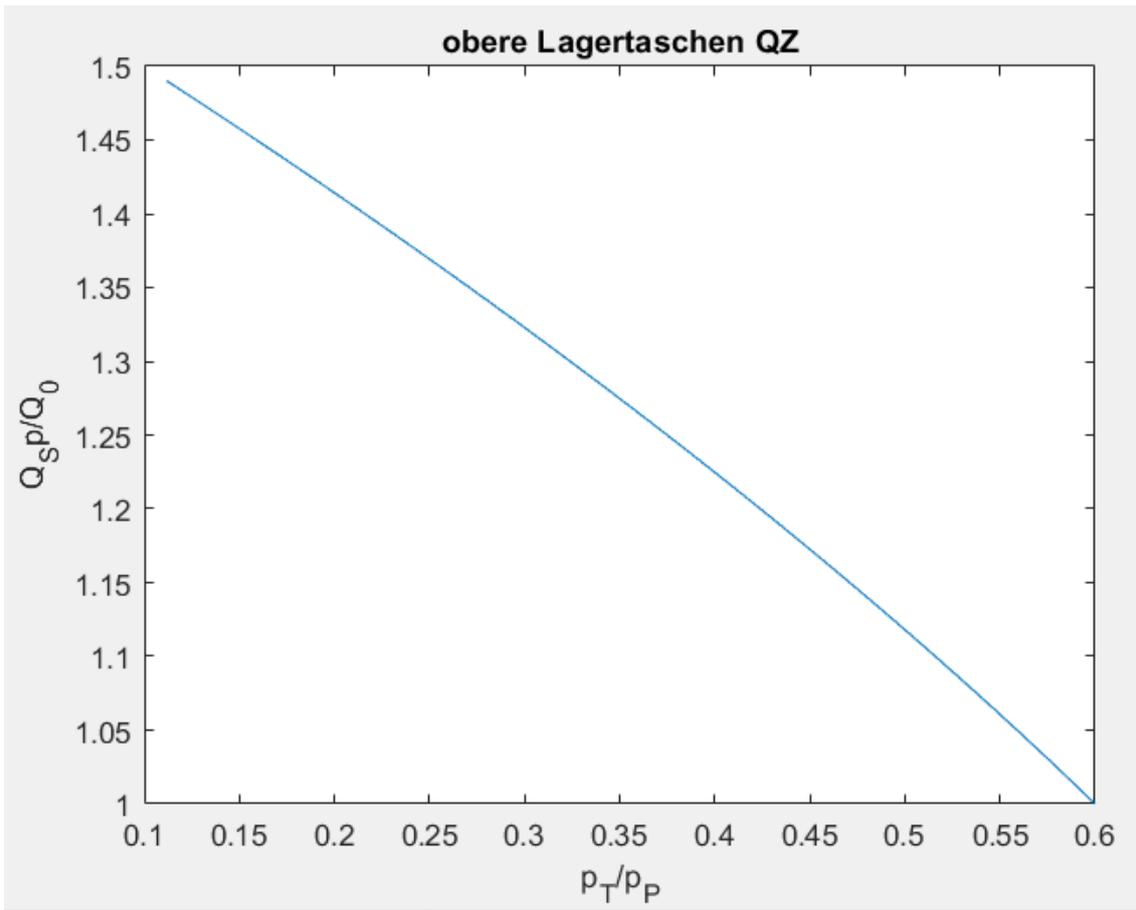
Q_Sp_stDZ_tat=(d_Blende_stDZ_gew^2*pi/4)*alpha_D_stDZ*(2/roh*(p_Pmax-
p_0_stDZ))^(1/2);% tatsächlicher Durchfluss, unbelastet
i=1;%Konstante
%Iterationsschleife
while(i<100)
    p_0_stDZ_tat=Q_Sp_stDZ_tat*12*eta/Str_Ver_stDZ/h_0_stDZ^3;%
tatsächlicher Taschendruck, unbelastet

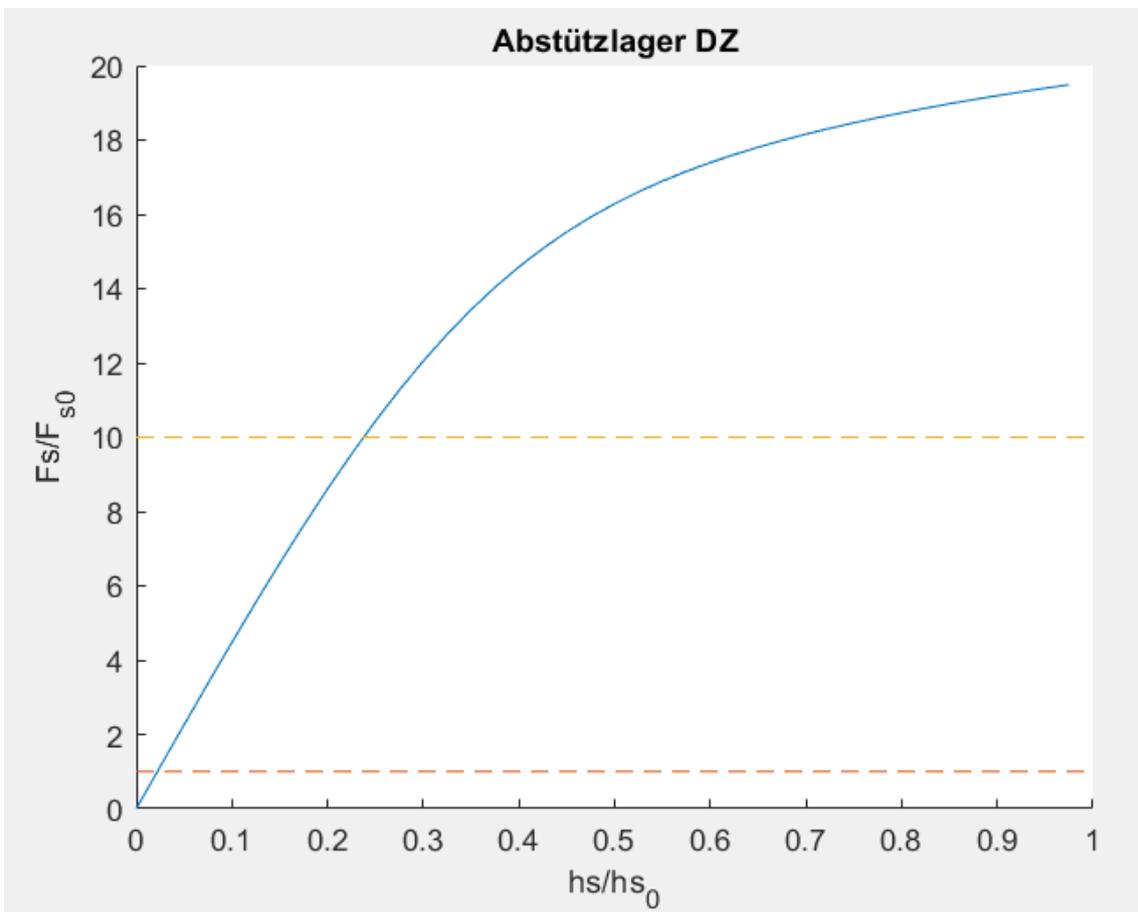
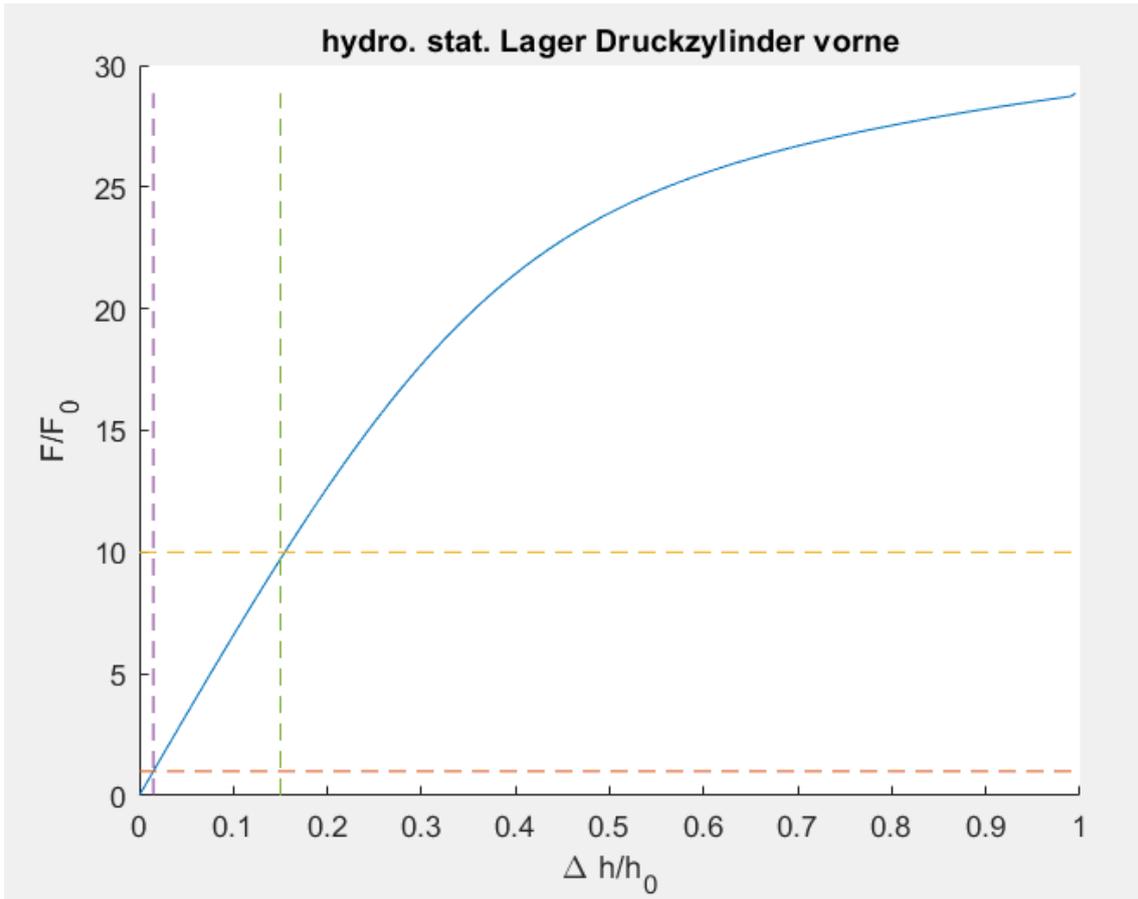
Q_Sp_stDZ_tat=(d_Blende_stDZ_gew^2*pi/4)*alpha_D_stDZ*(2/roh*(p_Pmax-
p_0_stDZ_tat))^(1/2); % tatsächlicher Durchfluss, unbelastet
    i=i+1;
end

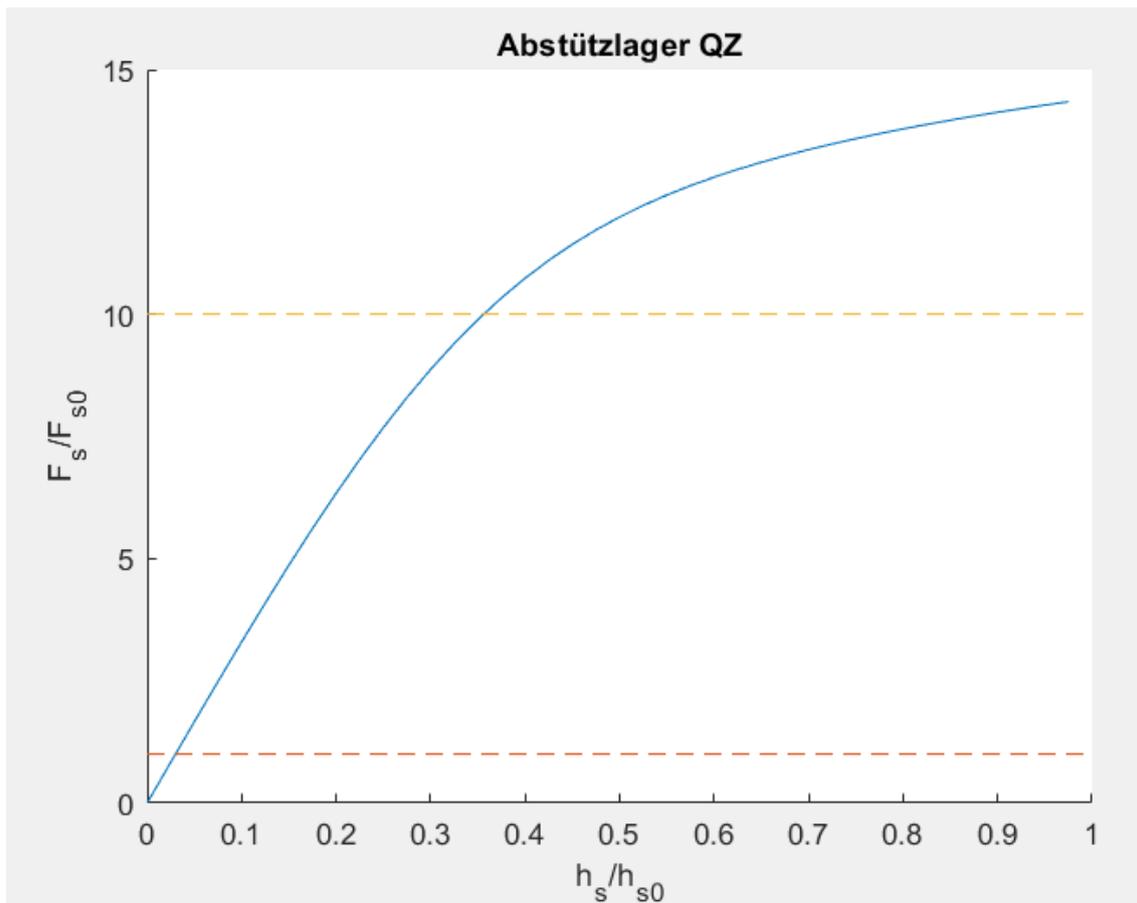
Q_Sp_stQZ_tat=(d_Blende_stQZ_gew^2*pi/4)*alpha_D_stQZ*(2/roh*(p_Pmax-
p_0_stQZ))^(1/2);% tatsächlicher Durchfluss, unbelastet
i=1;%Konstante
%Iterationsschleife
while(i<100)
    p_0_stQZ_tat=Q_Sp_stQZ_tat*12*eta/Str_Ver_stQZ/h_0_stQZ^3;%
tatsächlicher Taschendruck, unbelastet
    Q_Sp_stQZ_tat=(d_Blende_stQZ_gew^2*pi/4)*alpha_D_stQZ*(2/roh*(p_Pmax-
p_0_stQZ_tat))^(1/2); % tatsächlicher Durchfluss, unbelastet
    i=i+1;
end

```









## Berechnung Klemmmoment Lagerböcke

Zur Klemmung der Zylinder wurde jeweils eine Schraube pro Lagerbock mit einer maximalen Vorspannkraft  $F_V$  von rund 102 kN gewählt. Zusätzlich sind folgende Angaben zur Berechnung erforderlich.

- Abstand zwischen Schlitz und Fugenmitte  $l_1$
- Abstand zwischen Schlitz und Schraubenmitte  $l_2$
- Reibwert in der Klemmfuge  $\mu_{KF}$
- Klemmfugendurchmesser  $d_{KF}$

$$M_{Kerf_{QZ}} = F_{ZN} * e = 18715 * 0,0085 \cong 159 \text{ Nm}$$

$$M_{Kerf_{DZ}} = F_{ZN} * \mu * g = 18715 * 0,1 * 0,0085 \cong 15,9 \text{ Nm}$$

Die Abstände  $e$  und  $g$  sind die Abstände von der Drehachse zum außermittigen Kraftangriffspunkt des jeweiligen Zahns.

$$M_{Kvor_{QZ}} = \frac{2 * F_V * d_{KF_{QZ}} * \mu_{KF} * l_{2_{QZ}}}{l_{1_{QZ}}} = \frac{2 * 102000 * 74 * 0,1 * 102}{45} \cong 3422 \text{ Nm}$$

$$M_{Kvor_{DZ}} = \frac{2 * F_V * d_{KF_{DZ}} * \mu_{KF} * l_{2_{DZ}}}{l_{1_{DZ}}} = \frac{2 * 102000 * 145 * 0,1 * 160}{80} \cong 5916 \text{ Nm}$$

Das vorhandene Klemmmoment  $M_{Kvor}$  der Lagerböcke übersteigt wie ersichtlich das erforderliche  $M_{Kerf}$  sehr deutlich, daher besteht keine Gefahr der Verdrehung.

## Anhang B

### Stückliste

POS-NR.	BENENNUNG	BESCHREIBUNG	STK.
1	Gehaeuse DZ	02-00-001	1
2	Gehaeusedeckel DZ	02-00-003	1
3	Kolbenstange DZ	02-00-006	1
4	Lagerbock hinten DZ	02-00-007	1
5	Verdrehsicherung DZ	02-00-014	1
6	Zahn DZ	02-00-015	1
7	Zahnhalterung DZ	02-00-016	1
8	Lagerbock vorne DZ	02-00-008	1
9	Spannprisma DZ	02-00-011	1
10	Sensorhalterungsplatte Wirbelstromsensor	02-00-009	1
11	Kraftmessdose	Kistler Typ 9129AA	1
12	Adapterplatte Kraftmessdose	02-00-001	1
13	Einschraubblende M6 D0,25	HA-Stocker Düsen Type S M6, D 0,25	8
14	Justierbalken DZ	02-00-005	1
15	Halterung LVDT DZ	02-00-004	1
16	Sensorstoesselhalterung DZ	02-00-010	1
17	EN ISO 4762 M16 x 120 - 44C	Innensechskantschraube M16 x 120-8.8	2
18	LVDT Sensor	Inelta LVDT-IEDL L50-S	2
19	Stoesselstange LVDT	Inelta Lx 94	2
20	DIN 912 M8 x 45 --- 28N	Innensechskantschraube M8 x 45-8.8	4
21	DIN 912 M16 x 70 --- 44N	Innensechskantschraube M16 x 70-8.8	1

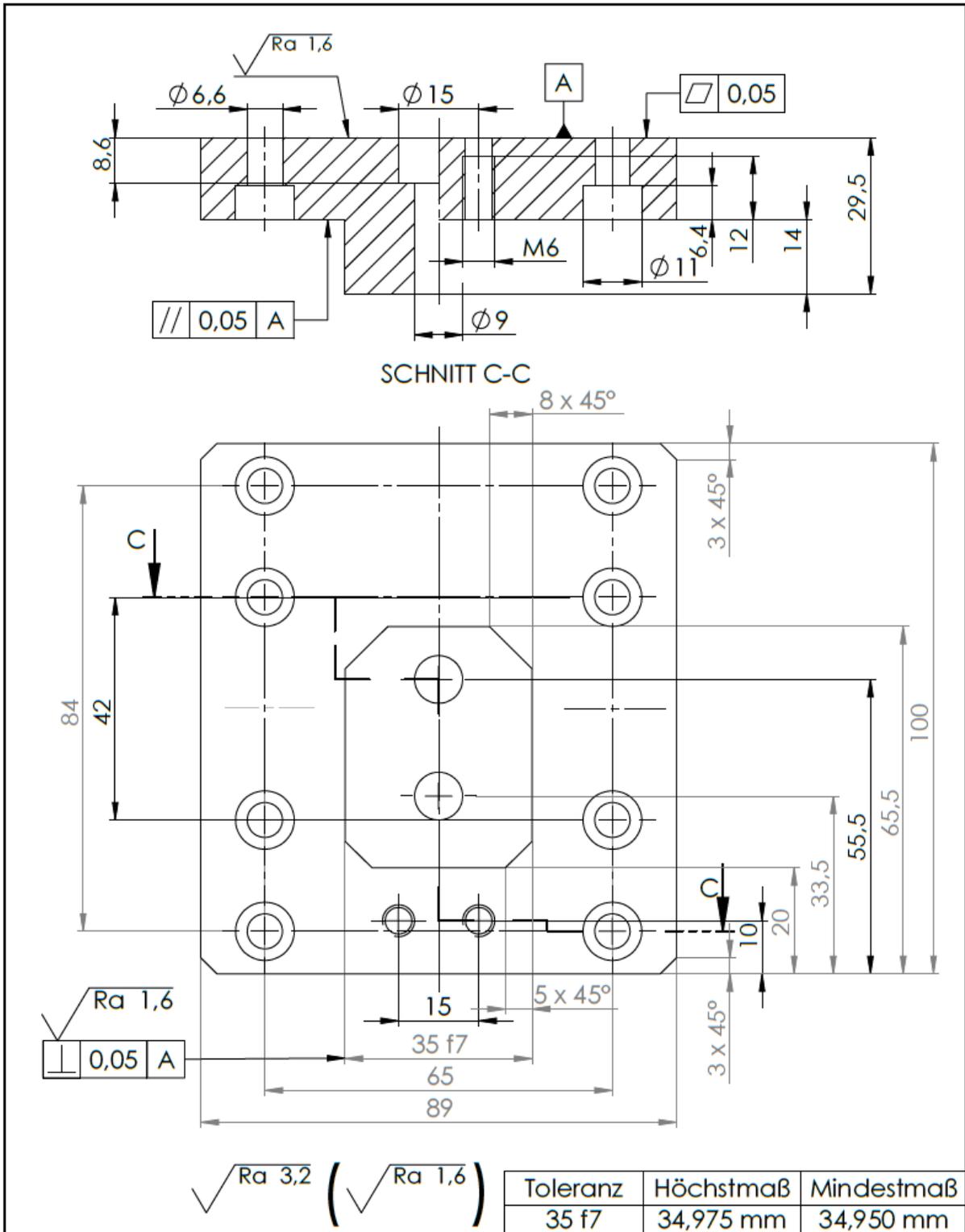
POS-NR.	BENENNUNG	BESCHREIBUNG	STK.
22	DIN 912 M8 x 30 --- 30N	Innensechskantschraube M8 x 30-8.8	5
23	DIN 912 M5 x 12 --- 12N	Innensechskantschraube M5 x 12-8.8	2
24	Spritzschutz DZ halb	02-00-013	1
25	Spritzschutz DZ ganz	02-00-012	1
26	DIN 912 M10 x 90 --- 32N	Innensechskantschraube M10 x 90-8.8	8
27	DIN 912 M6 x 16 --- 16N	Innensechskantschraube M6 x 16-8.8	10
28	DIN 912 M6 x 35 --- 24N	Innensechskantschraube M6 x 35-8.8	8
29	DIN 912 M8 x 35 --- 35N	Innensechskantschraube M8 x 35-8.8	6
30	DIN 912 M6 x 12 --- 12N	Innensechskantschraube M6 x 12-8.8	6
31	DIN 912 M4 x 10 --- 10N	Innensechskantschraube M4 x 10-8.8	26
32	Drucksensor	ifm PT 5500	8
33	Gehaeuse QZ	03-00-002	1
34	Gehausedeckel QZ	03-00-003	1
35	Kolbenstange QZ	03-00-007	1
36	Lagerbock links QZ	03-00-008	1
37	Lagerbock rechts QZ	03-00-009	1
38	Spannprisma QZ	03-00-011	1
39	Verdrehsicherung QZ	03-00-013	2
40	Zahn QZ	03-00-014	1
41	Justierblock QZ	03-00-005	1
42	Justierbolzen QZ	03-00-006	2
43	Halterung LVDT QZ	03-00-004	1

POS-NR.	BENENNUNG	BESCHREIBUNG	STK.
44	Sensorstoesselhalterung QZ	03-00-010	1
45	EN ISO 4762 M8 x 65 - 28C	Innensechskantschraube M8 x 65-8.8	8
46	Spritzschutz QZ	03-00-012	2
47	ISO 4035 - M5 - N	niedrige Sechskantmutter M5-8	4
48	DIN 912 M16 x 80 --- 44N	Innensechskantschraube M16 x 80-8.8	2
49	DIN 912 M16 x 50 --- 55N	Innensechskantschraube M16 x 50-8.8	2
50	DIN 912 M6 x 25 --- 25N	Innensechskantschraube M6 x 25-8.8	2
51	Minimesskupplung Einschraubung	Minimess Reihe 1620 - M16 x 2	8
52	Minimesskupplung Kappe	Minimess Reihe 1620 - M16 x 2	8
53	Drehplatte QZ	03-00-001	1
54	Grundplatte	01-00-002	1
55	Spannschlossmutter DIN 1479	SP-M16-SW24-8	2
56	Versteifungsstange	M16 x 520	2
57	Genlenkkopf Innengewinde	DIN12240-4-M16	2
58	Genlenkkopf Aussengewinde	DIN12240-4-M16	2
59	Justierblock Grundplatte	01-00-003	2
60	Drehbolzen Grundplatte	01-00-001	1
61	EN ISO 4762 M16 x 55	Innensechskantschraube M16 x 55 8.8	8
62	DIN 125-12	Scheibe 12-300 HV	4
63	DIN 912 M12 x 50 --- 50N	Innensechskantschraube M12 x 50-8.8	4
64	DIN EN 24014 - M8 x 60	Innensechskantschraube M8 x 60-8.8	2
65	Einschraubblende M5 D0,65	HA-Stocker Düsen Type G M5, D 0,65	2

POS-NR.	BENENNUNG	BESCHREIBUNG	STK.
66	O-Ring d155	149,4 x 3,55 -N-NBR 90	1
67	Stützring d155	149,68 x 155,68 x 1,5	1
68	Stützring d85	79,53 x 85,53 x 1,5	1
69	O-Ring d85	79,4 x 3,55 -N-NBR 90	1
70	ISO 4762 M8 x 105	Innensechskantschraube M8 x 105-8.8	12
71	Einschraubverschraubung G3/8	Art. Nr.: PE-GE12-PL/R3/8	1
72	Einschraubverschraubung G1/4	Art. Nr.: PE-GE12-PL/R1/4	22
73	Einschraubverschraubung G1/2	Art. Nr.: PE-GE15-PL/R1/2	3
74	DIN 912 M10 x 80 --- 80N	Innensechskantschraube M10 x 80-8.8	2
75	DIN 912 M8 x 50 --- 50N	Innensechskantschraube M8 x 50-8.8	2
76	Wirbelstromsensor	Waycon WST-0.8	2
77	ISO 4035 M6	niedrige Sechskantmutter M6-8	4
78	DIN 912 M16 x 40 --- 40N	Innensechskantschraube M16 x 40-8.8	4
79	Einschraubblende M6 D0,3	HA-Stocker Düsen Type S M6, D 0,3	8
80	Einschraubblende M6 D0,8	HA-Stocker Düsen Type S M6, D 0,8	4
81	DIN 912 M4 x 16 --- 16N	Innensechskantschraube M4 x 16-8.8	2
82	Verschlussschraube 1/2"	DIN 908 G1/2"	3

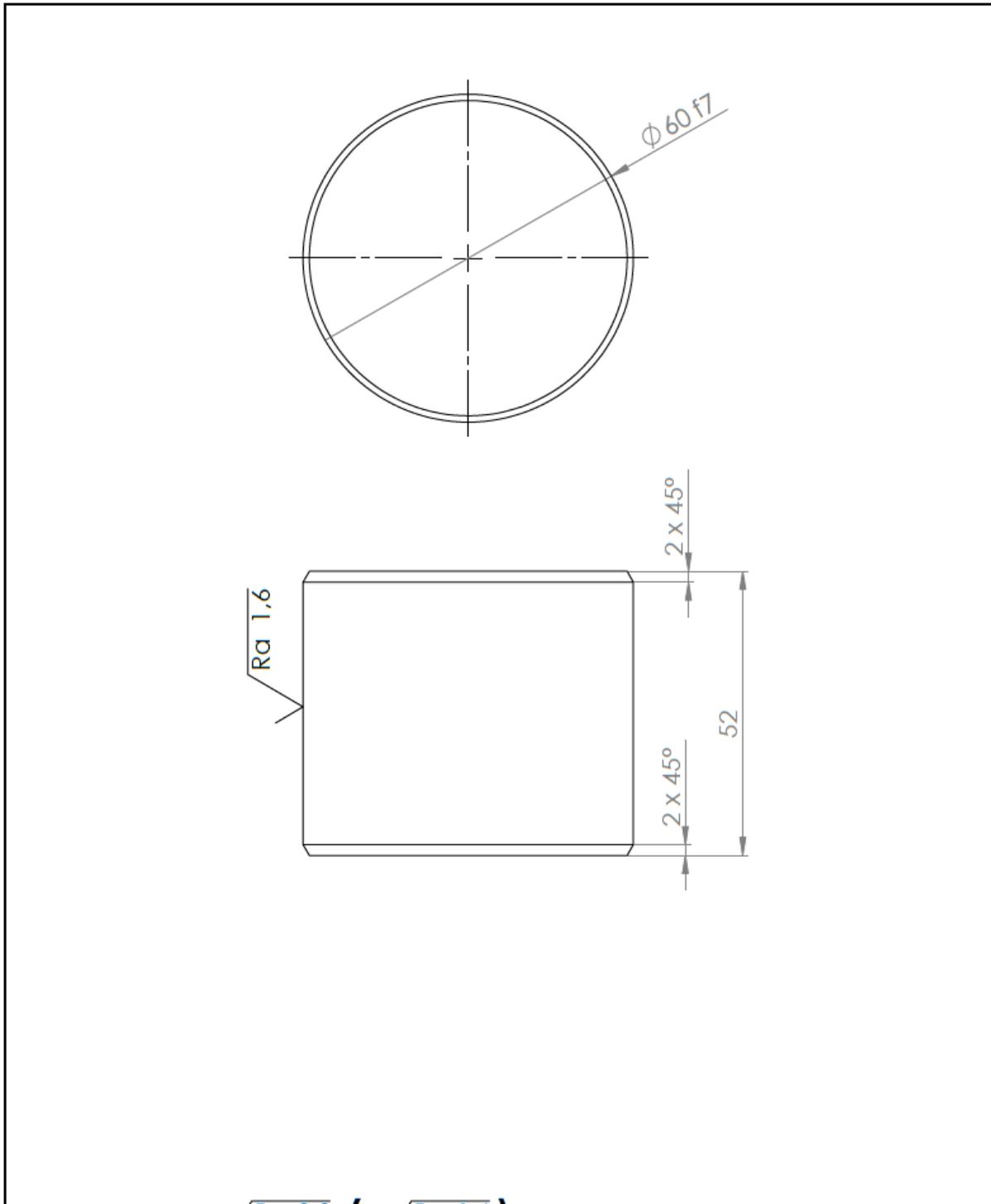
# Zeichnungen

Pos.	Bezeichnung	Menge	Material	Pos.	Bezeichnung	Menge	Material
1	Wellenbohrung	1	St 50	42	Wellenbohrung	1	St 50
2	Wellenbohrung	1	St 50	43	Wellenbohrung	1	St 50
3	Wellenbohrung	1	St 50	44	Wellenbohrung	1	St 50
4	Wellenbohrung	1	St 50	45	Wellenbohrung	1	St 50
5	Wellenbohrung	1	St 50	46	Wellenbohrung	1	St 50
6	Wellenbohrung	1	St 50	47	Wellenbohrung	1	St 50
7	Wellenbohrung	1	St 50	48	Wellenbohrung	1	St 50
8	Wellenbohrung	1	St 50	49	Wellenbohrung	1	St 50
9	Wellenbohrung	1	St 50	50	Wellenbohrung	1	St 50
10	Wellenbohrung	1	St 50	51	Wellenbohrung	1	St 50
11	Wellenbohrung	1	St 50	52	Wellenbohrung	1	St 50
12	Wellenbohrung	1	St 50	53	Wellenbohrung	1	St 50
13	Wellenbohrung	1	St 50	54	Wellenbohrung	1	St 50
14	Wellenbohrung	1	St 50	55	Wellenbohrung	1	St 50
15	Wellenbohrung	1	St 50	56	Wellenbohrung	1	St 50
16	Wellenbohrung	1	St 50	57	Wellenbohrung	1	St 50
17	Wellenbohrung	1	St 50	58	Wellenbohrung	1	St 50
18	Wellenbohrung	1	St 50	59	Wellenbohrung	1	St 50
19	Wellenbohrung	1	St 50	60	Wellenbohrung	1	St 50
20	Wellenbohrung	1	St 50	61	Wellenbohrung	1	St 50
21	Wellenbohrung	1	St 50	62	Wellenbohrung	1	St 50
22	Wellenbohrung	1	St 50	63	Wellenbohrung	1	St 50
23	Wellenbohrung	1	St 50	64	Wellenbohrung	1	St 50
24	Wellenbohrung	1	St 50	65	Wellenbohrung	1	St 50
25	Wellenbohrung	1	St 50	66	Wellenbohrung	1	St 50
26	Wellenbohrung	1	St 50	67	Wellenbohrung	1	St 50
27	Wellenbohrung	1	St 50	68	Wellenbohrung	1	St 50
28	Wellenbohrung	1	St 50	69	Wellenbohrung	1	St 50
29	Wellenbohrung	1	St 50	70	Wellenbohrung	1	St 50
30	Wellenbohrung	1	St 50	71	Wellenbohrung	1	St 50
31	Wellenbohrung	1	St 50	72	Wellenbohrung	1	St 50
32	Wellenbohrung	1	St 50	73	Wellenbohrung	1	St 50
33	Wellenbohrung	1	St 50	74	Wellenbohrung	1	St 50
34	Wellenbohrung	1	St 50	75	Wellenbohrung	1	St 50
35	Wellenbohrung	1	St 50	76	Wellenbohrung	1	St 50
36	Wellenbohrung	1	St 50	77	Wellenbohrung	1	St 50
37	Wellenbohrung	1	St 50	78	Wellenbohrung	1	St 50
38	Wellenbohrung	1	St 50	79	Wellenbohrung	1	St 50
39	Wellenbohrung	1	St 50	80	Wellenbohrung	1	St 50
40	Wellenbohrung	1	St 50	81	Wellenbohrung	1	St 50
41	Wellenbohrung	1	St 50	82	Wellenbohrung	1	St 50



Toleranz	Höchstmaß	Mindestmaß
35 f7	34,975 mm	34,950 mm

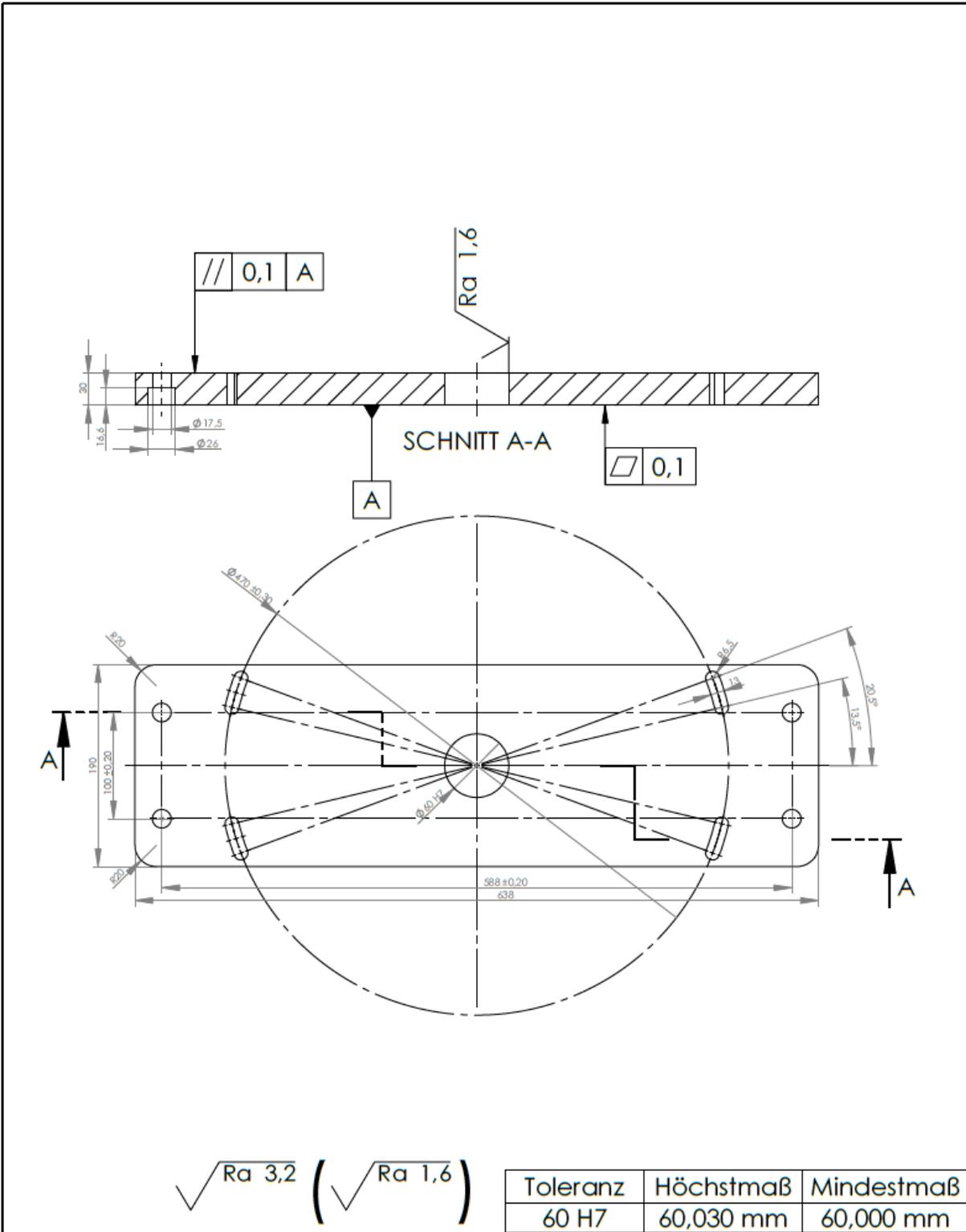
	Werkstückkanten nach ISO 13715	Allgemeintoleranz nach ISO 2768 fH-E	Oberflächenbehandlung	<b>Institut für Fertigungstechnik</b> Institute of Production Engineering	Werkstoff 42CrMo4	Gewicht kg
	Maße in mm	Tolerierung nach ISO 8015	Oberflächen nach ISO 1302			
Maßstab 1:1	Format A4			Benennung <b>Adapterplatte Kraftmessdose</b>		
Gezeichnet	Felix Baumgartner	Datum 25.03.2021	Signatur	Zeichnungsnummer 02-00-001		
Geprüft				Blatt 1 von 1		
Genehmigt						



$\sqrt{Ra 3,2}$  ( $\sqrt{Ra 1,6}$ )

Toleranz	Höchstmaß	Mindestmaß
60 f7	59,970 mm	59,940 mm

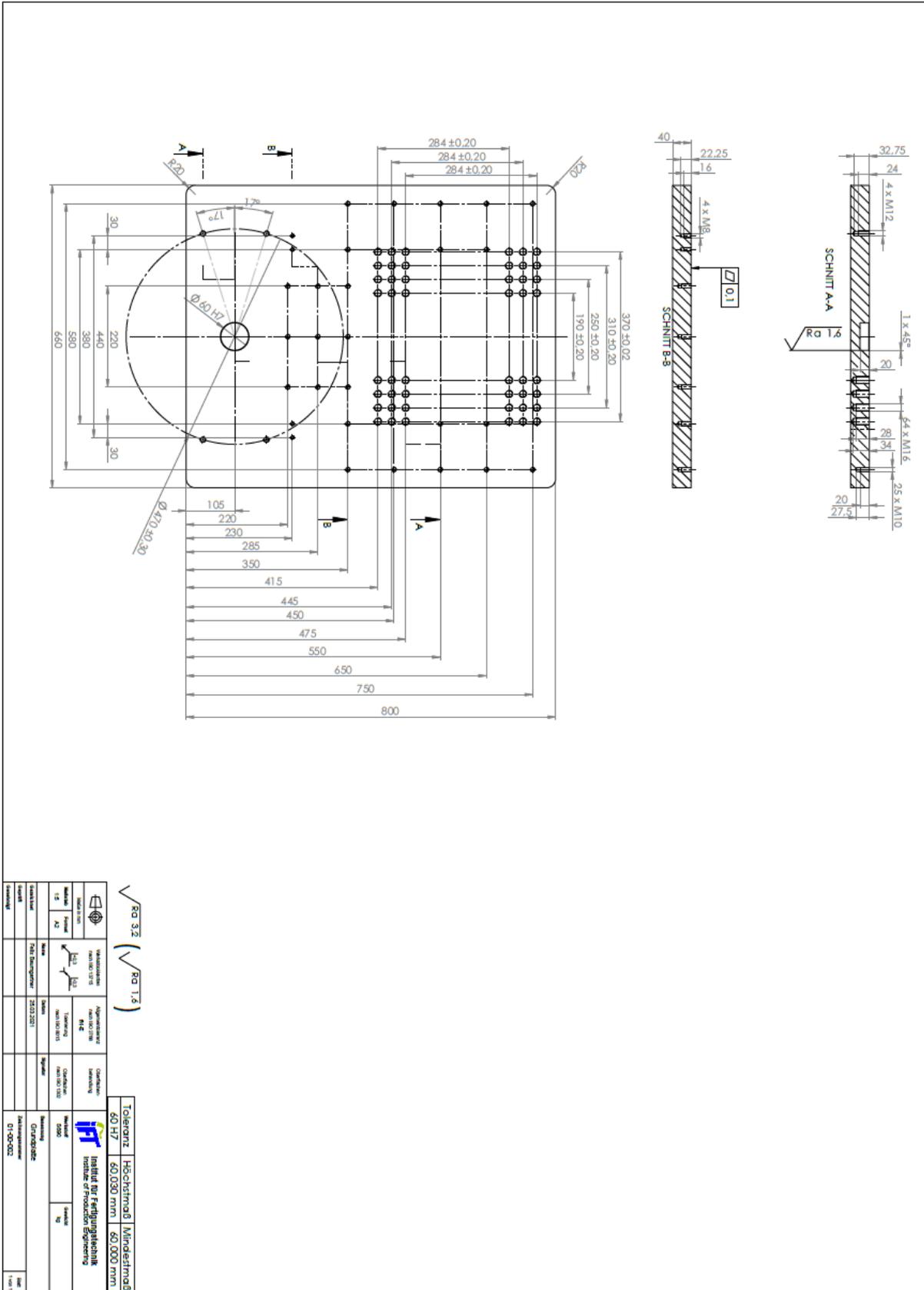
		Werkstückkanten nach ISO 13715	Allgemeintoleranz nach ISO 2768 <b>M-E</b>	Oberflächenbehandlung	Institut für Fertigungstechnik Institute of Production Engineering	
Maßstab	Format		Tolerierung nach ISO 8015	Oberflächen nach ISO 1302	Werkstoff	Gewicht
1:1	A4				Stahl	kg
		Name	Datum	Signatur	Benennung	
Gezeichnet		Felix Baumgartner	25.03.2021		Drehbolzen Grundplatte	
Geprüft					Zeichnungsnummer	
Genehmigt					01-00-001	Blatt 1 von 1

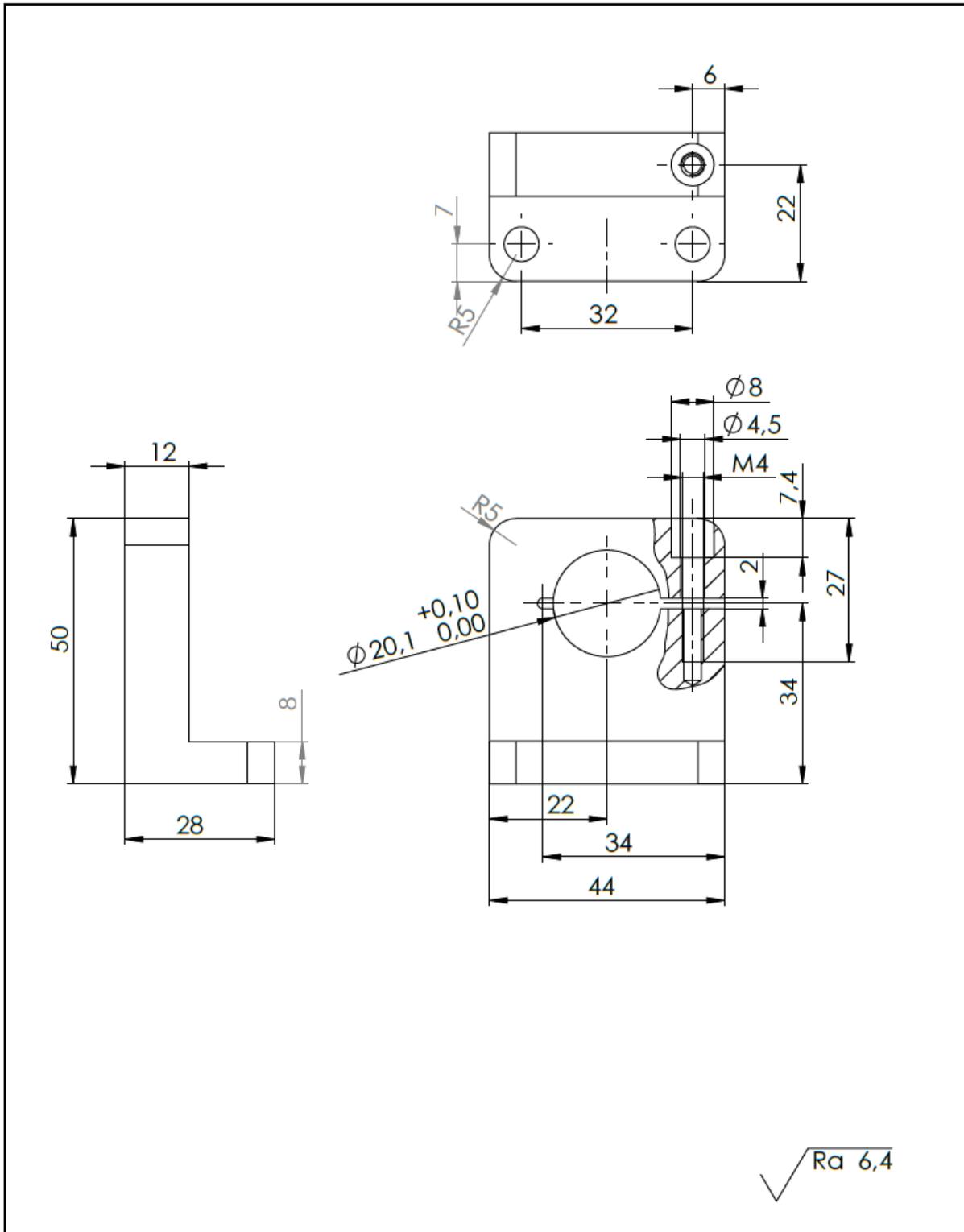


	Werkstückkanten nach ISO 13715	Allgemeintoleranz nach ISO 2768 <b>gH-E</b>	Oberflächenbehandlung	<b>Institut für Fertigungstechnik</b> Institute of Production Engineering	Werkstoff S690	Gewicht kg
Maße in mm	$\begin{matrix} +0,3 \\ -0,3 \end{matrix}$	Tolerierung nach ISO 8015	Oberflächen nach ISO 1302			
Maßstab 1:5	Format A4	Name	Datum	Signatur	Benennung	
		Felix Baumgartner	25.03.2021		Drehplatte QZ	
Geprüft					Zeichnungsnummer	Blatt 1 von 1
Genehmigt					03-00-001	

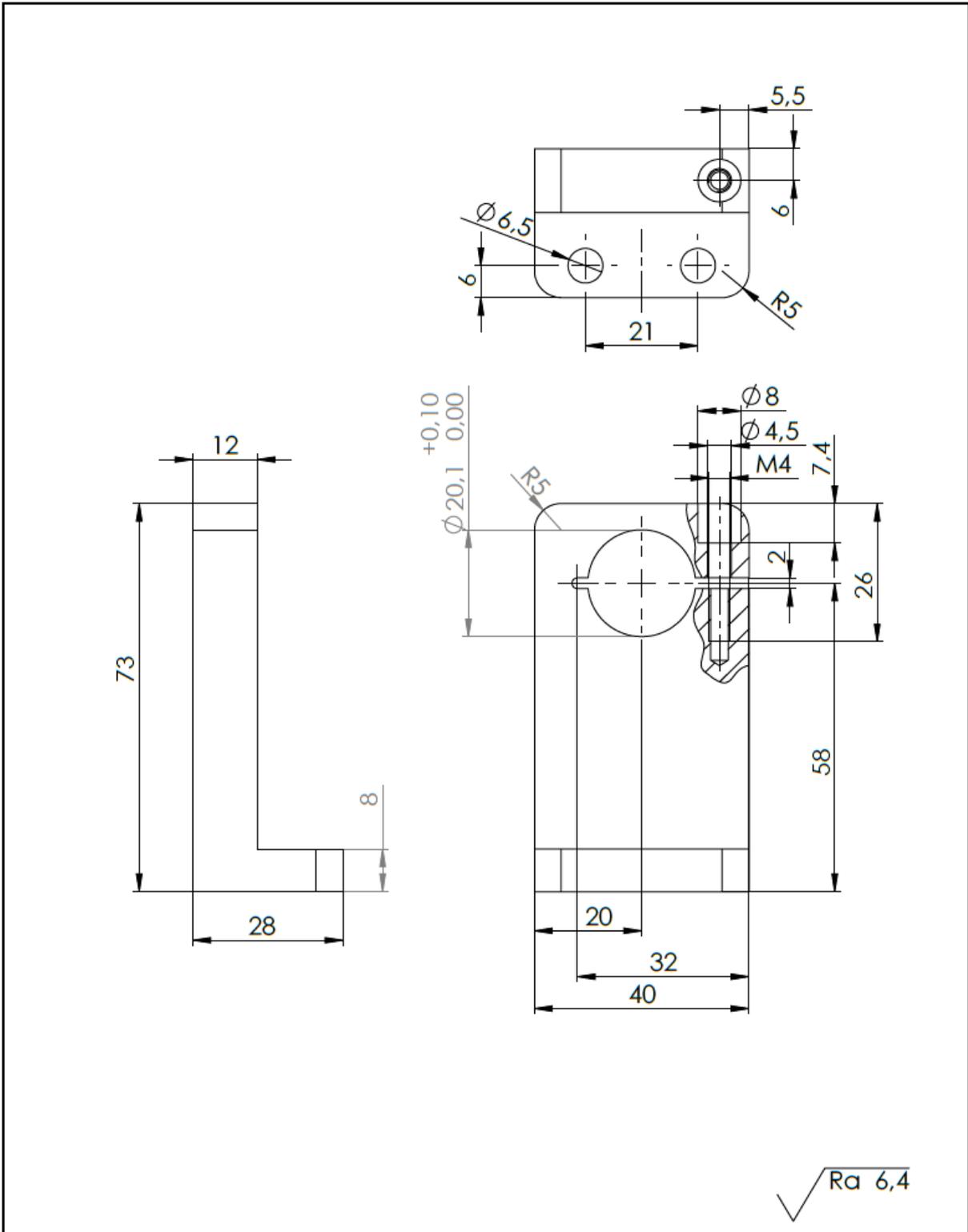




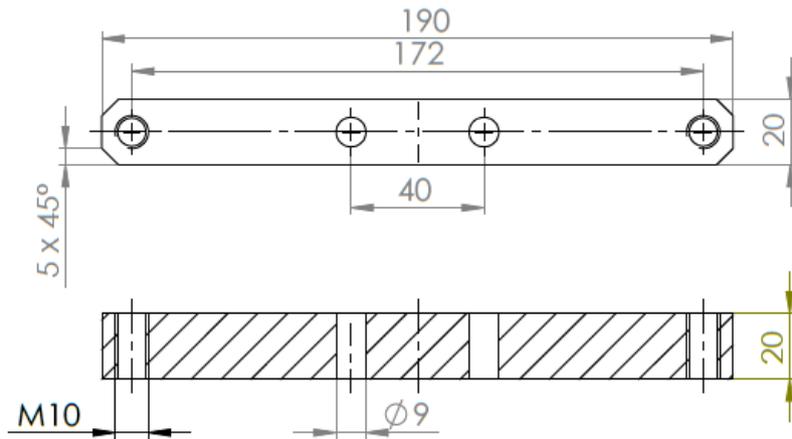




		Werkstückkanten nach ISO 13715	Allgemeintoleranz nach ISO 2768 <b>fH-E</b>	Oberflächenbehandlung	Institut für Fertigungstechnik Institute of Production Engineering	
Maße in mm			Tolerierung nach ISO 8015	Oberflächen nach ISO 1302	Werkstoff	Gewicht
Maßstab	Format				Stahl	kg
1:1	A4	Name	Datum	Signatur	Benennung	
Gezeichnet	Felix Baumgartner	25.03.2021			Halterung LVDT DZ	
Geprüft					Zeichnungsnummer	
Genehmigt					02-00-004	Blatt 1 von 1

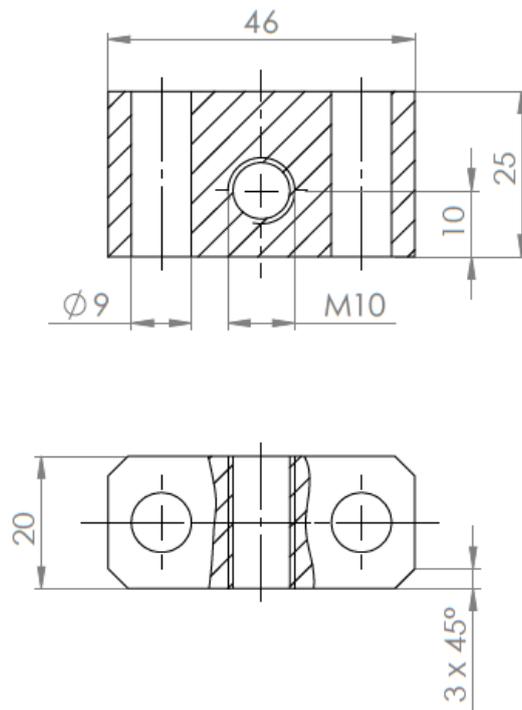


		Werkstückkanten nach ISO 13715	Allgemeintoleranz nach ISO 2768 <b>fH-E</b>	Oberflächenbehandlung	Institut für Fertigungstechnik Institute of Production Engineering	
Maße in mm			Tolerierung nach ISO 8015	Oberflächen nach ISO 1302	Werkstoff	Gewicht kg
Maßstab 1:1	Format A4				Stahl	
Name		Datum	Signatur	Benennung		
Gezeichnet Felix Baumgartner		25.03.2021		Halterung LVDT QZ		
Geprüft				Zeichnungsnummer		Blatt 1 von 1
Genehmigt				03-00-004		



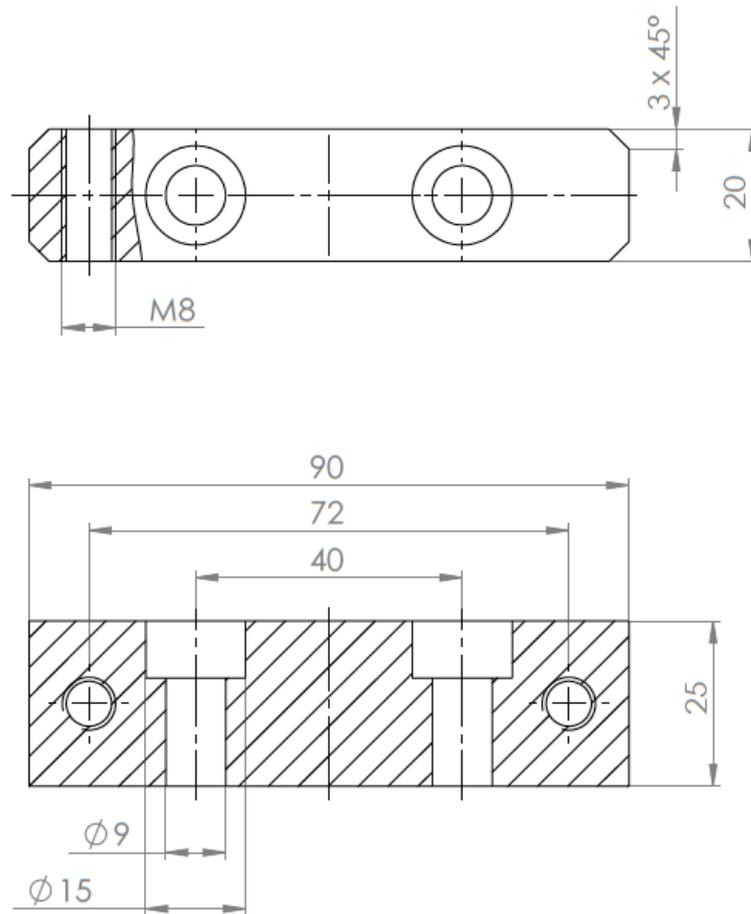
√ Ra 6,4

		Werkstückkanten nach ISO 13715	Allgemeintoleranz nach ISO 2768 <b>FH-E</b>	Oberflächenbehandlung	Institut für Fertigungstechnik Institute of Production Engineering	
Maße in mm			Tolerierung nach ISO 8015	Oberflächen nach ISO 1302	Werkstoff Stahl	Gewicht kg
Maßstab 1:2	Format A4		Name	Datum	Signatur	Benennung Justierbalken DZ
Gezeichnet	Felix Baumgartner	25.03.2021			Zeichnungsnummer 02-00-005	
Geprüft					Blatt 1 von 1	
Genehmigt						



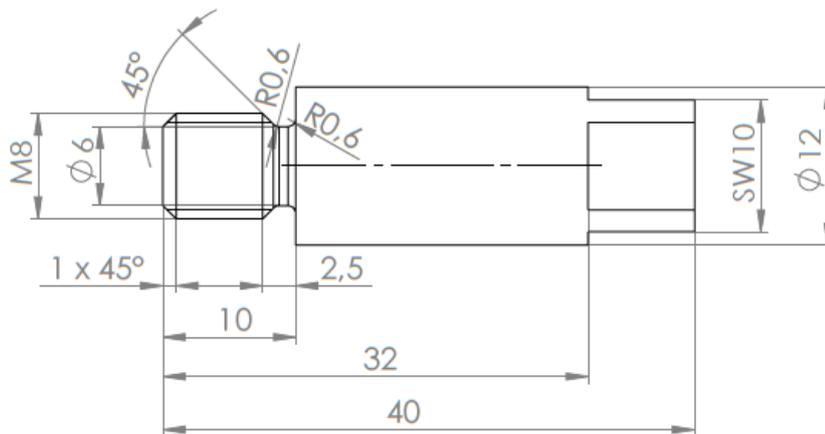
√ Ra 6,4

		Werkstückkanten nach ISO 13715	Allgemeintoleranz nach ISO 2768 <b>fH-E</b>	Oberflächen- behandlung	Institut für Fertigungstechnik Institute of Production Engineering	
Maße in mm			Tolerierung nach ISO 8015	Oberflächen nach ISO 1302	Werkstoff	Gewicht
Maßstab 1:1	Format A4				Stahl	kg
Name		Datum	Signatur	Benennung		
Gezeichnet		25.03.2021		Justierblock Grundplatte		
Geprüft				Zeichnungsnummer		Blatt 1 von 1
Genehmigt				01-00-003		



√ Ra 6,4

		Werkstückkanten nach ISO 13715	Allgemeintoleranz nach ISO 2768 <b>fH-E</b>	Oberflächen- behandlung	Institut für Fertigungstechnik Institute of Production Engineering	
Maße in mm			Tolerierung nach ISO 8015	Oberflächen nach ISO 1302	Werkstoff	Gewicht
Maßstab 1:1	Format A4				Stahl	kg
Name		Datum	Signatur	Benennung		
Gezeichnet		Felix Baumgartner	25.03.2021	Justierblock QZ		
Geprüft				Zeichnungsnummer		
Genehmigt				03-00-005		
						Blatt 1 von 1



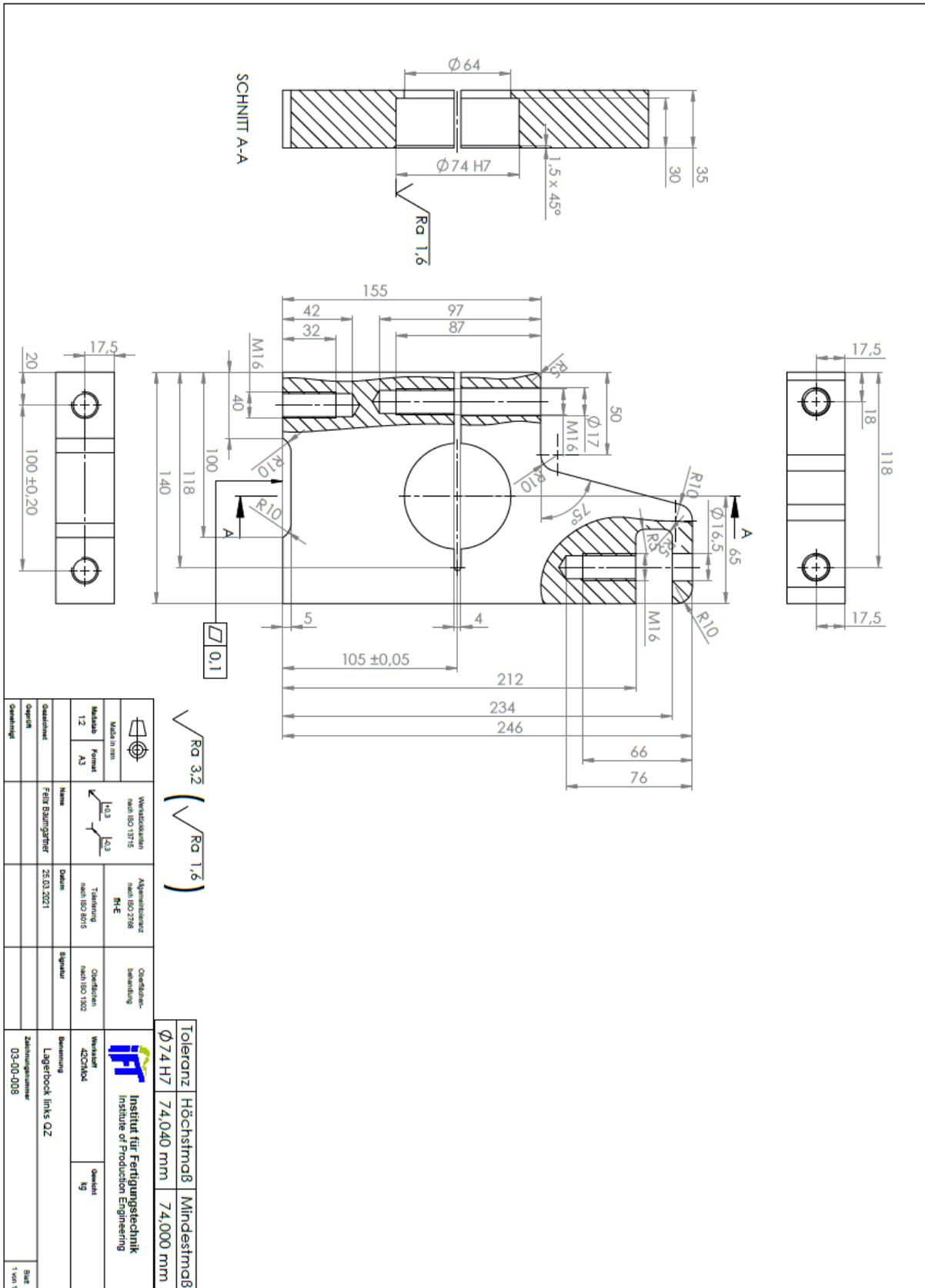
√ Ra 6,4

		Werkstückkanten nach ISO 13715	Allgemeintoleranz nach ISO 2768 <b>fH-E</b>	Oberflächenbehandlung	Institut für Fertigungstechnik Institute of Production Engineering	
Maßstab	Format		Tolerierung nach ISO 8015	Oberflächen nach ISO 1302	Werkstoff	Gewicht
2:1	A4				Stahl	kg
Name		Datum	Signatur	Benennung		
Gezeichnet		Felix Baumgartner	25.03.2021	Abstützbolzen QZ		
Geprüft				Zeichnungsnummer		Blatt 1 von 1
Genehmigt				03-00-006		

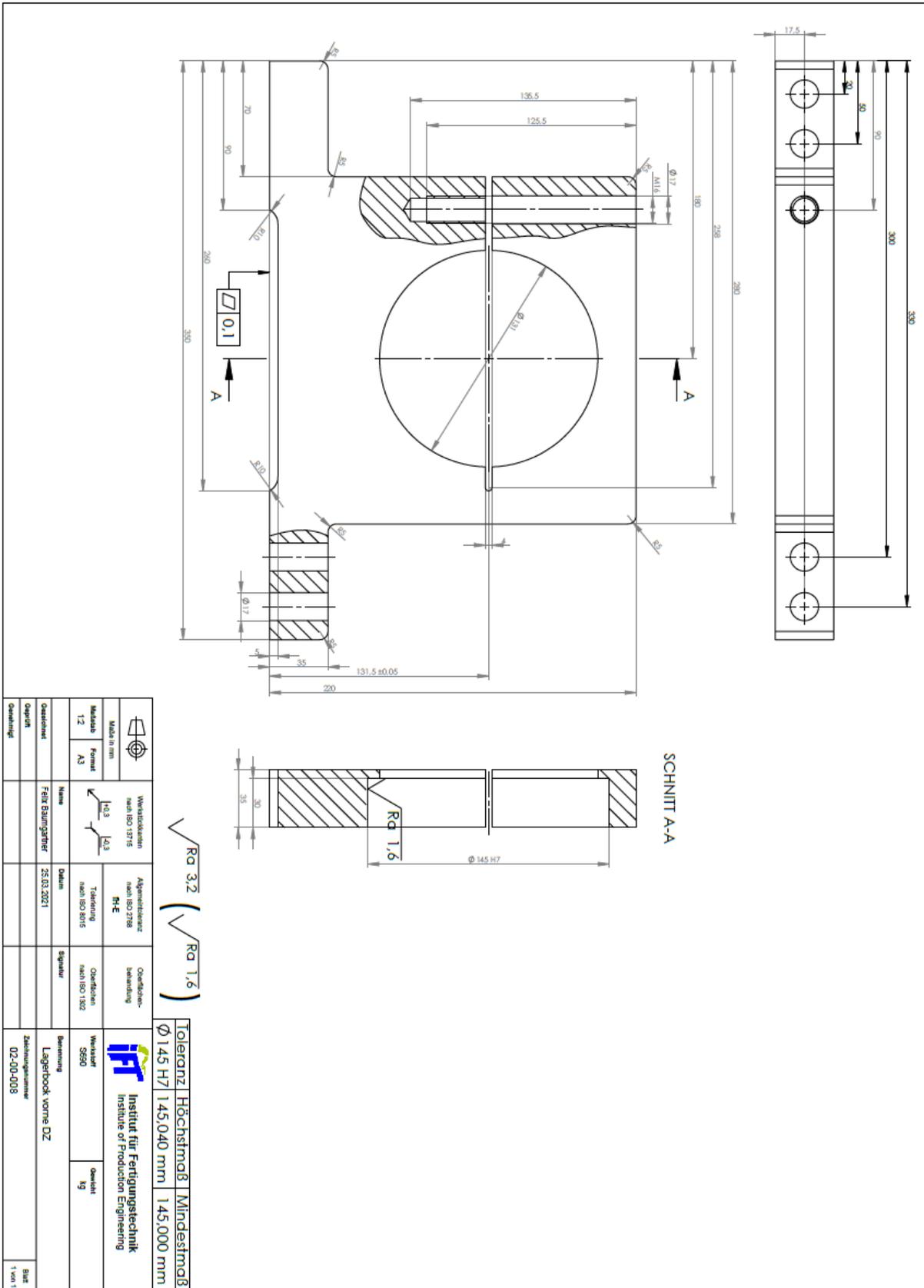


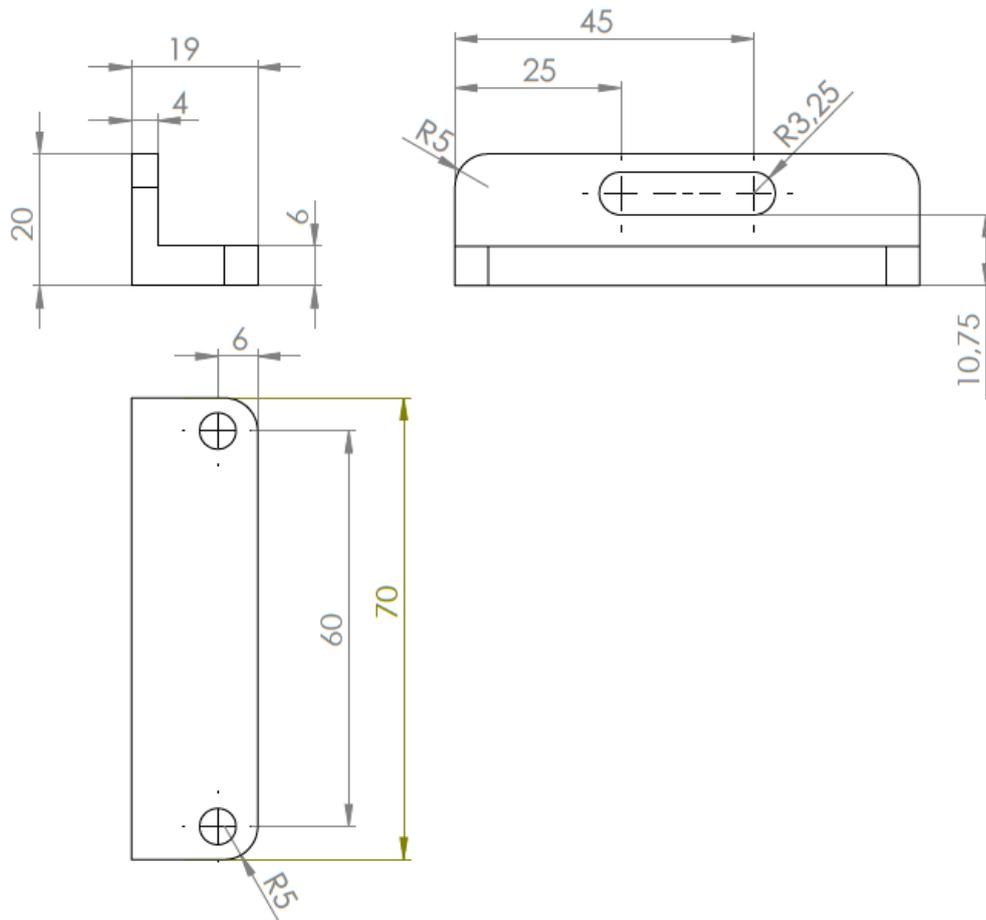




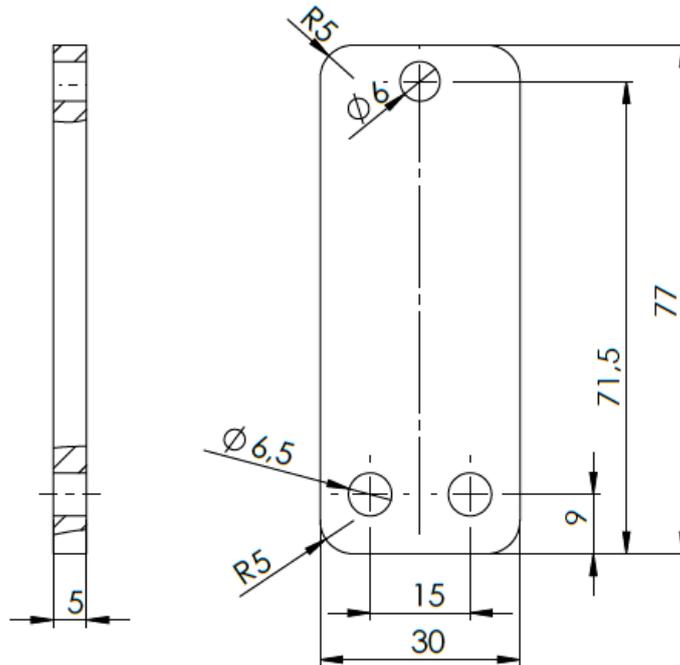






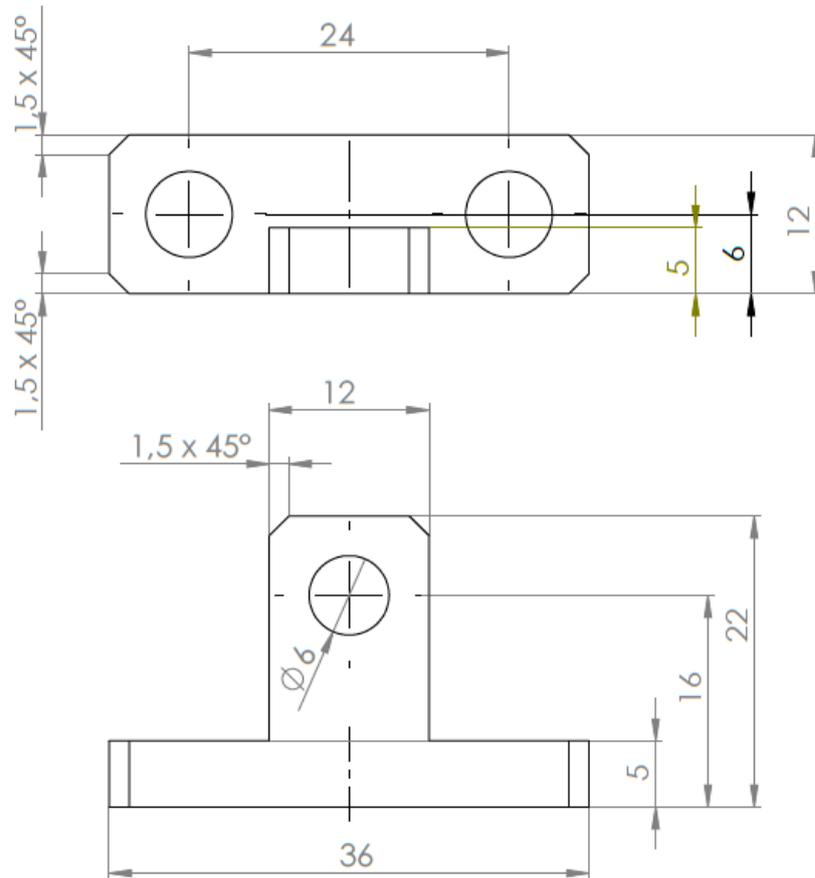


		Werkstückkanten nach ISO 13715	Allgemeintoleranz nach ISO 2768 <b>fH-E</b>	Oberflächenbehandlung	Institut für Fertigungstechnik Institute of Production Engineering	
Maße in mm			Tolerierung nach ISO 8015	Oberflächen nach ISO 1302	Werkstoff	Gewicht
Maßstab	Format				Stahl	kg
1:1	A4	Name	Datum	Signatur	Benennung	
Gezeichnet	Felix Baumgartner	25.03.2021			Wirbelstromsensorhalterung	
Geprüft					Zeichnungsnummer	
Genehmigt					02-00-009	Blatt 1 von 1



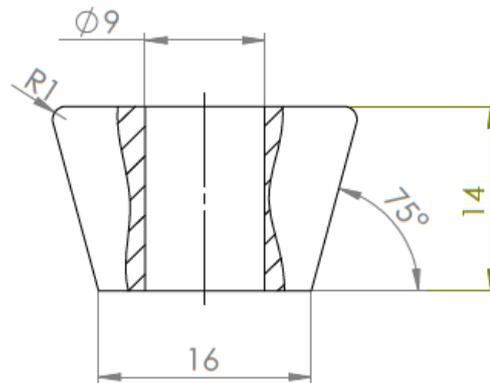
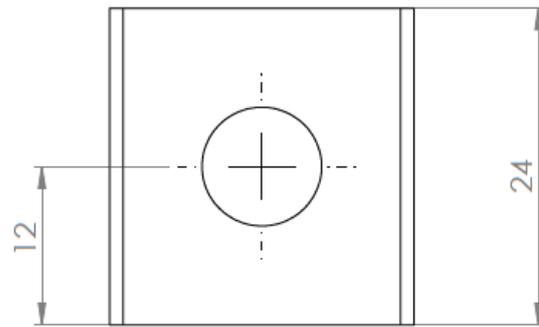
√ Ra 6,4

		Werkstückkanten nach ISO 13715	Allgemeintoleranz nach ISO 2768 <b>fH-E</b>	Oberflächen- behandlung	Institut für Fertigungstechnik Institute of Production Engineering	
Maße in mm			Tolerierung nach ISO 8015	Oberflächen nach ISO 1302	Werkstoff	Gewicht
Maßstab 1:1	Format A4				Stahl	kg
Name		Datum	Signatur	Benennung		
Gezeichnet		25.03.2021		Sensorstoesselhalterung DZ		
Geprüft				Zeichnungsnummer		Blatt 2 von 2
Genehmigt				02-00-010		



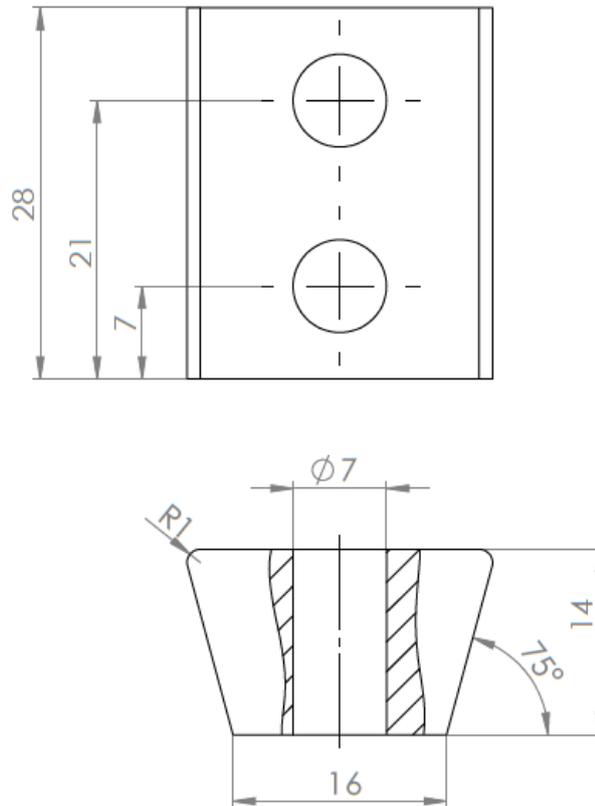
√ Ra 6,4

		Werkstückkanten nach ISO 13715	Allgemeintoleranz nach ISO 2768 <b>fH-E</b>	Oberflächenbehandlung	Institut für Fertigungstechnik Institute of Production Engineering	
Maße in mm			Tolerierung nach ISO 8015	Oberflächen nach ISO 1302	Werkstoff	Gewicht
Maßstab	Format				Stahl	kg
		Name	Datum	Signatur	Benennung	
Gezeichnet		Felix Baumgartner	25.03.2021		Sensorstoesselhalterung QZ	
Geprüft					Zeichnungsnummer	
Genehmigt					03-00-010	Blatt 1 von 1



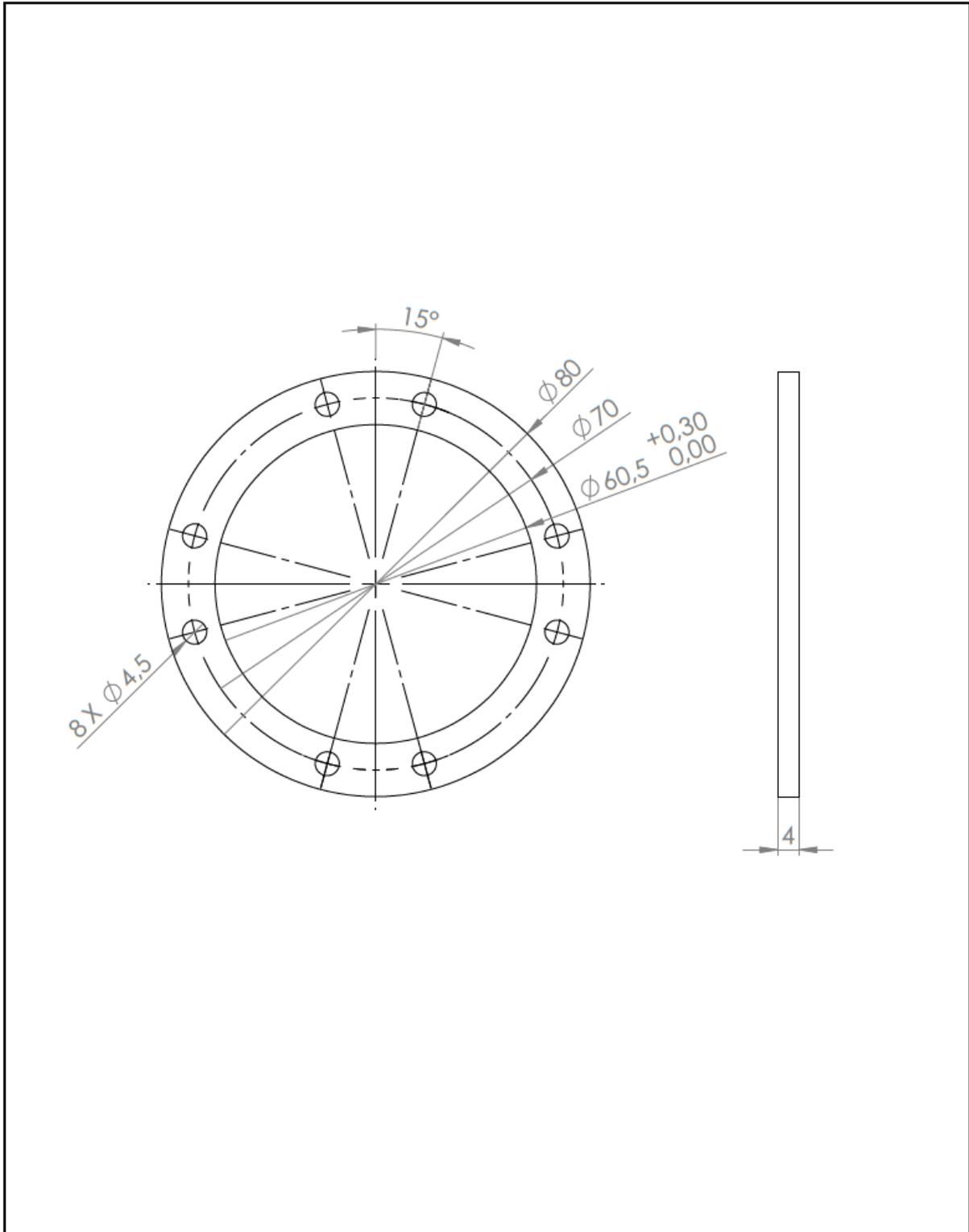
√ Ra 3,2

		Werkstückkanten nach ISO 13715	Allgemeintoleranz nach ISO 2768 <b>fH-E</b>	Oberflächenbehandlung	Institut für Fertigungstechnik Institute of Production Engineering	
Maße in mm			Tolerierung nach ISO 8015	Oberflächen nach ISO 1302	Werkstoff	Gewicht
Maßstab 2:1	Format A4				Stahl	kg
Name		Datum	Signatur	Benennung		
Gezeichnet		25.03.2021		Spannprisma DZ		
Geprüft				Zeichnungsnummer		Blatt 1 von 1
Genehmigt				02-00-011		

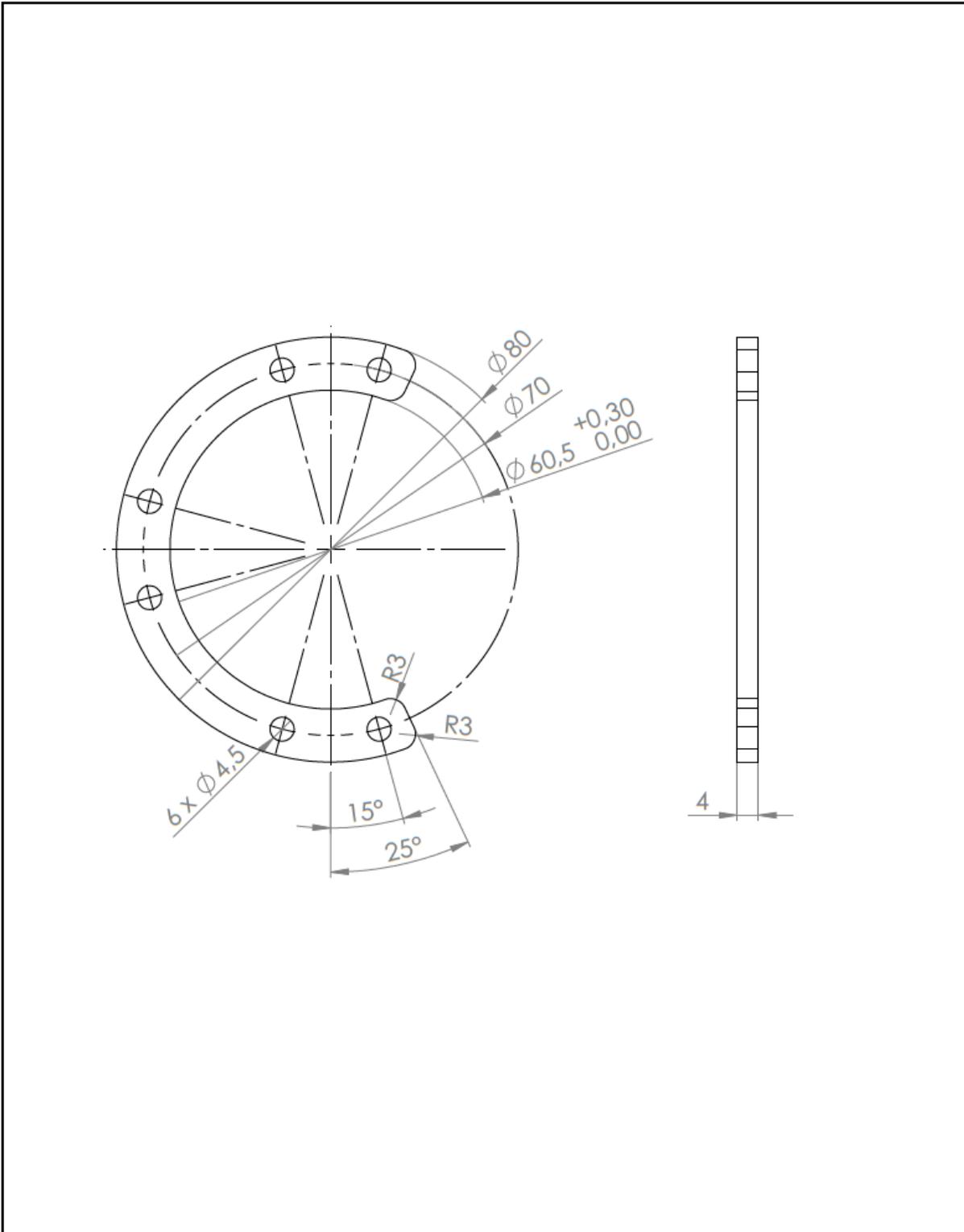


√ Ra 3,2

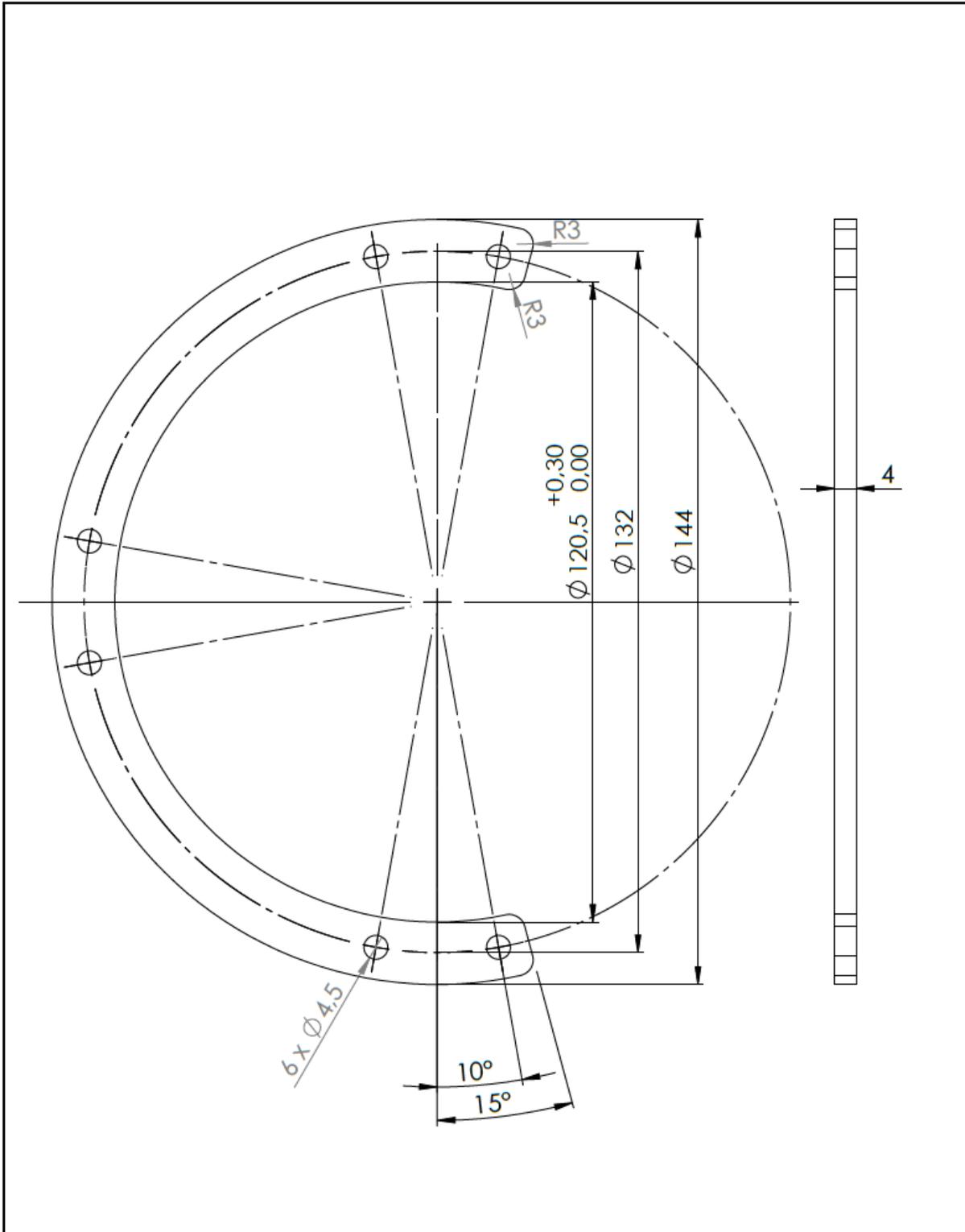
		Werkstückkanten nach ISO 13715	Allgemeintoleranz nach ISO 2768 <b>fH-E</b>	Oberflächenbehandlung	Institut für Fertigungstechnik Institute of Production Engineering	
Maße in mm			Tolerierung nach ISO 8015	Oberflächen nach ISO 1302	Werkstoff	Gewicht
Maßstab	Format				Stahl	kg
2:1	A4	Name	Datum	Signatur	Benennung	
Gezeichnet	Felix Baumgartner	25.03.2021			Spannprisma QZ	
Geprüft					Zeichnungsnummer	Blatt 1 von 1
Genehmigt					03-00-011	



		Werkstückkanten nach ISO 13715	Allgemeintoleranz nach ISO 2768 <b>fH-E</b>	Oberflächen- behandlung	Institut für Fertigungstechnik Institute of Production Engineering	
Maße in mm			Tolerierung nach ISO 8015	Oberflächen nach ISO 1302	Werkstoff	Gewicht
Maßstab 1:1	Format A4				POM	kg
Name		Datum	Signatur	Benennung		
Gezeichnet		25.03.2021		Spritzschutz DZ ganz		
Geprüft				Zeichnungsnummer		Blatt 1 von 1
Genehmigt				02-00-012		



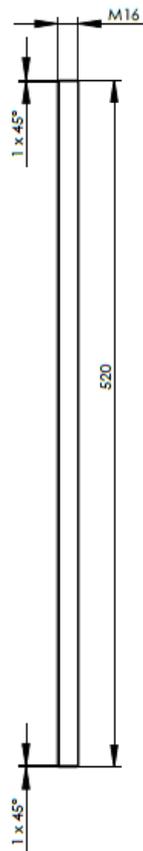
		Werkstückkanten nach ISO 13715	Allgemeintoleranz nach ISO 2768 <b>fH-E</b>	Oberflächen- behandlung	Institut für Fertigungstechnik Institute of Production Engineering	
Maßstab 1:2	Format A4		Tolerierung nach ISO 8015	Oberflächen nach ISO 1302	Werkstoff POM	Gewicht kg
Name Felix Baumgartner		Datum 25.03.2021	Signatur	Benennung Spritzschutz DZ halb		
Gezeichnet				Zeichnungsnummer 02-00-013	Blatt 1 von 1	
Geprüft						
Genehmigt						



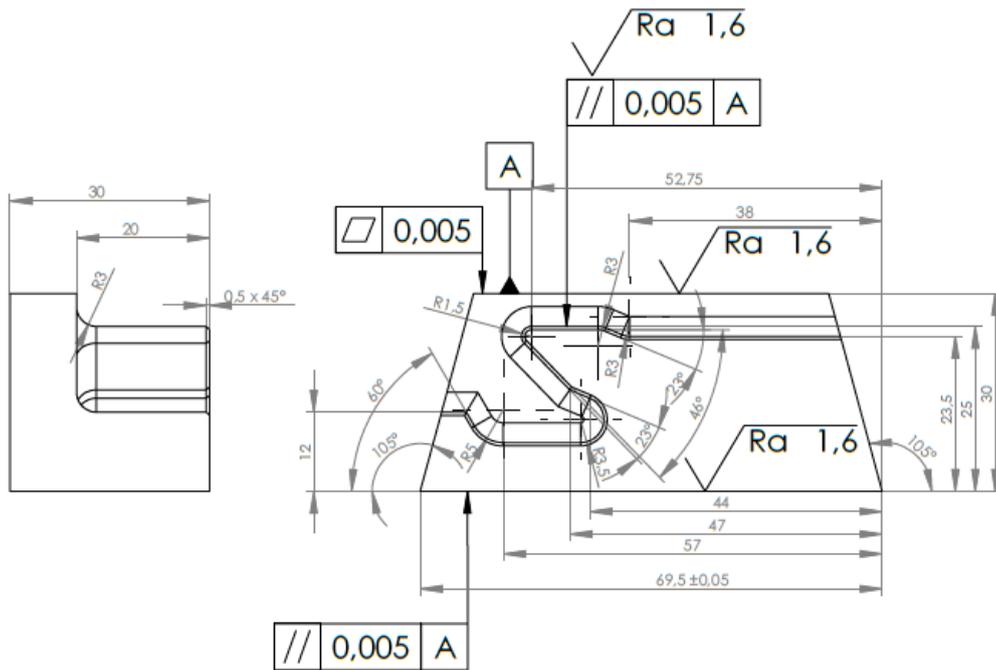
		Werkstückkanten nach ISO 13715	Allgemeintoleranz nach ISO 2768 <b>fH-E</b>	Oberflächenbehandlung	Institut für Fertigungstechnik Institute of Production Engineering	
Maße in mm			Tolerierung nach ISO 8015	Oberflächen nach ISO 1302	Werkstoff POM	Gewicht kg
Maßstab 1:1	Format A4				Benennung Spritzschutz QZ	
Gezeichnet	Name Felix Baumgartner	Datum 25.03.2021	Signatur	Zeichnungsnummer 03-00-012		
Geprüft				Blatt 1 von 1		
Genehmigt						







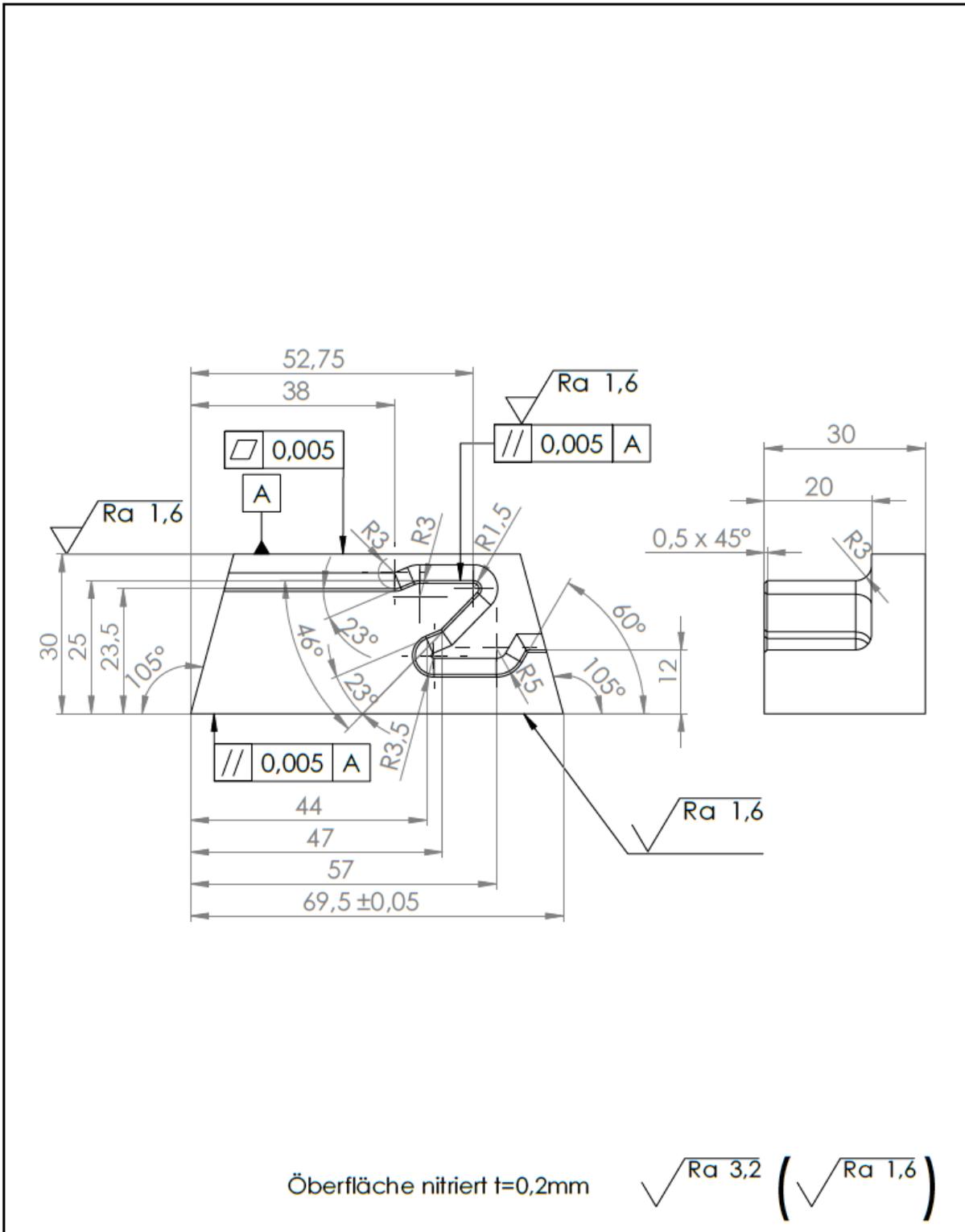
		Werkstückkanten nach ISO 13715	Allgemeintoleranz nach ISO 2768 <b>fH-E</b>	Oberflächenbehandlung	Institut für Fertigungstechnik Institute of Production Engineering	
Maße in mm			Tolerierung nach ISO 8015	Oberflächen nach ISO 1302	Werkstoff	Gewicht
Maßstab 1:5	Format A4				Stahl	kg
Name		Datum	Signatur	Benennung		
Gezeichnet		25.03.2021		Versteifungsstange		
Geprüft				Zeichnungsnummer		Blatt 1 von 1
Genehmigt				01-00-004		



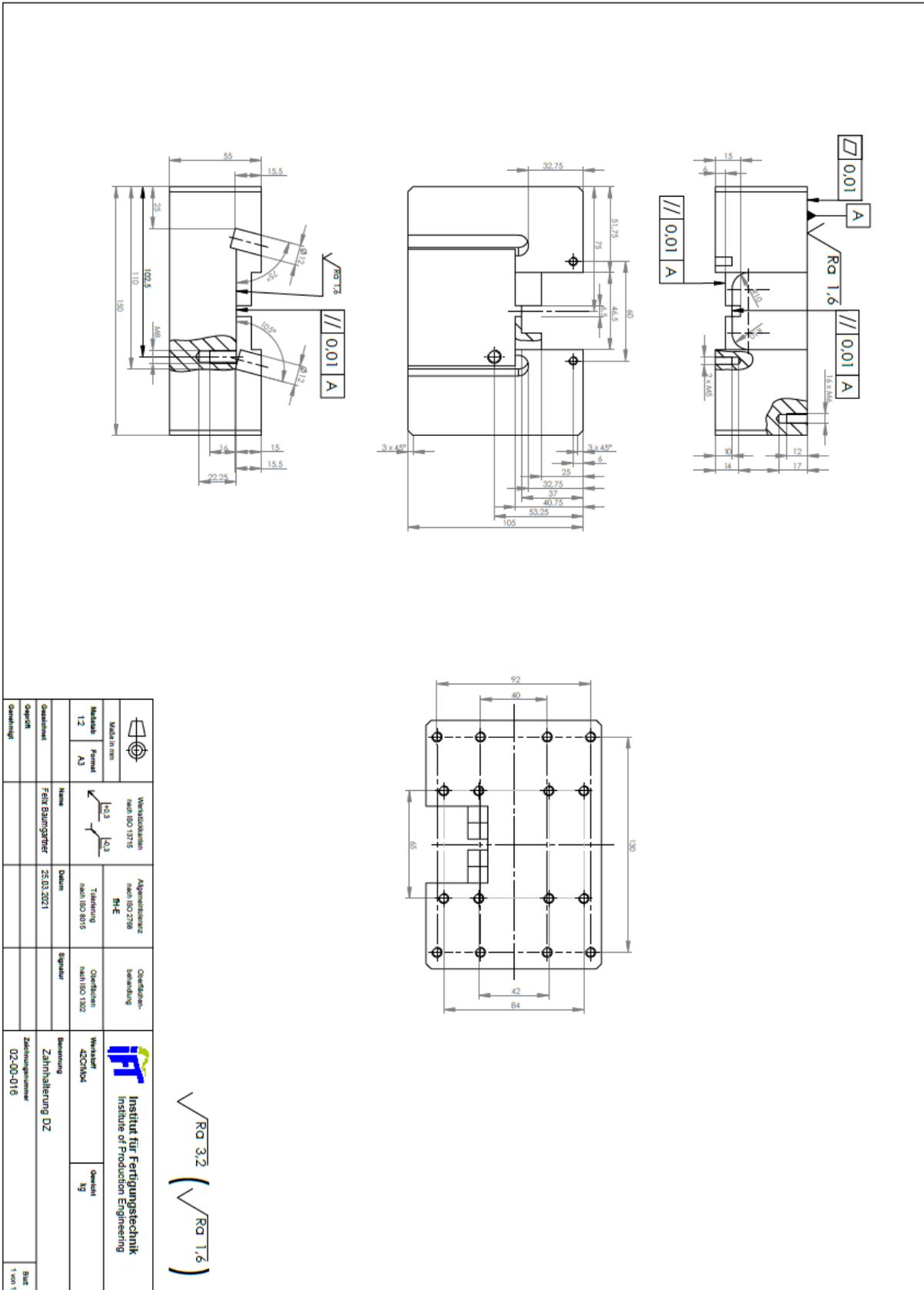
Oberfläche nitriert  $t=0,2\text{mm}$

$\sqrt{Ra\ 3,2}$  ( $\sqrt{Ra\ 1,6}$ )

		Werkstückkanten nach ISO 13715	Allgemeintoleranz nach ISO 2768 <b>fH-E</b>	Oberflächenbehandlung	Institut für Fertigungstechnik Institute of Production Engineering	
Maße in mm			Tolerierung nach ISO 8015	Oberflächen nach ISO 1302	Werkstoff S690	Gewicht kg
Maßstab 1:1	Format A4				Name Datum Signatur	
Gezeichnet	Felix Baumgartner	25.03.2021			Zeichnungsnummer 02-00-015	
Geprüft					Blatt 1 von 1	
Genehmigt						



		Werkstückanten nach ISO 13715	Allgmeintoleranz nach ISO 2768 <b>fH-E</b>	Oberflächen- behandlung	<b>Institut für Fertigungstechnik</b> Institute of Production Engineering	
Maße in mm			Tolerierung nach ISO 8015	Oberflächen nach ISO 1302	Werkstoff S690	Gewicht kg
Maßstab 1:1	Format A4					
Name		Datum	Signatur	Benennung		
Gezeichnet Felix Baumgartner		25.03.2021		Zahn QZ		
Geprüft				Zeichnungsnummer		Blatt
Genehmigt				03-00-014		1 von 1



# Anhang C

## Serie LVDT-IEDL

Induktiver Wegsensor / Displacement Sensor - Economy Series

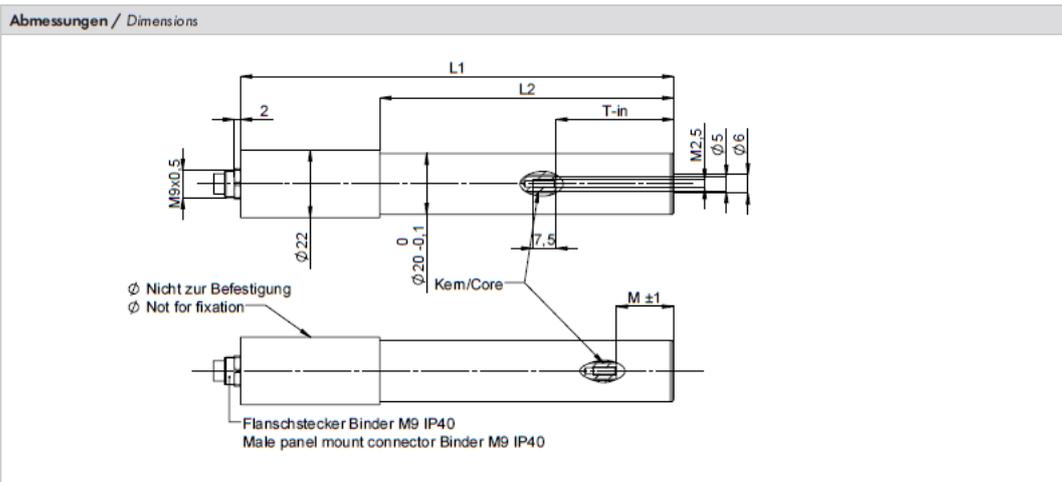


LVDT Wegsensoren arbeiten nach dem Prinzip des Differentialtransformators.

The displacement sensors operate according to the principle of the differential transformer.



- Economy Serie, Robuste Ausführung
  - Messweg von 2 mm bis 50 mm
  - Schutzart IP40
  - Gehäusedurchmesser 20 mm
- Economy version for rough environment
  - Displacement: 2mm up to 50mm
  - Protection degree IP40
  - Housing Diameter 20mm



Standardtypen / Standard types				Abmessungen / Dimensions [mm]			
Typ type	Kern Core	Messweg Displacement	Anschluss Connection	L 1	L 2	T-in Geberstange eingefahren Armature inner position	M Mitte Messweg Middle of stroke
IEDL-2-S-24XX	Ungeführter Kern Unguided armature	±1 (2mm)	Stecker Connector	76	31	19	9
IEDL-10-S-24XX		±5 (10mm)		101	56	31	15
IEDL-20-S-24XX		±10 (20mm)		140	95	38	18,5
IEDL-50-S-24XX		±25 (50mm)		185	140	65	32

Erstellt: 03.08.17 / Geändert: 18. Februar 2021, 11:07 AM / T70010\_inelta-datenblatt-LVDT-IEDL\_neu

## Serie LVDT-IEDL

Induktiver Wegsensor / Displacement Sensor - Economy Series



Elektrische Spezifikation / Electrical Specification					
Messweg Displacement	±2 (4)	±10 (20)	±20 (40)	±50 (100)	[mm]
Linearitätsabweichung Linearity deviation	< ±0,75 (< ±0,25 optional)				[% F.S.]
Versorgungsspannung Supply voltage	24 (±5%)				[VDC]
Stromaufnahme (ohne Last) Current consumption (no load)	< 50 (< 70 bei Stromausgang / current output)				[mA]
Ausgangssignal Output signal	0..10 V / 0..20 mA				
Lastwiderstand / Bürde Output load	>10 kOhm Spannungsausgang / <500 Ohm Stromausgang >10 kOhm voltage output / <500 Ohm current output				
Rauschen (Ripple) Output noise (Ripple)	<20				[mV RMS]
Grenzfrequenz (-3 dB) Cut off frequency (-3 dB)	100				[Hz]
Temperaturkoeffizient Temperature coefficient	±0,4				[% F.S./10K]

Mechanische Spezifikation / Mechanical Specification					
Gehäusematerial Housing material	Stahl vernickelt / Polyamid PA6 Steel nickeling plated / Polyamid PA6				
Kernmaterial Core material	Nickel-Eisen-Legierung Nickel-Iron-Alloy				
Gewicht (mit Stecker) Weight (with Plug)	85	120	175	240	[g]

Umgebungsbedingungen / Environments		
Nenntemperaturbereich Rated temperature range	0 .. +60	[°C]
Lagerungstemperaturbereich Storage temperature range	-30 .. +80	[°C]
Schutzart Degree of protection	IP40	
Schockfestigkeit Impact resistance	100g, 2ms	DIN IEC68T2-27
Vibrationsfestigkeit Vibration resistance	10g / 2 Hz .. 2 kHz	DIN IEC68T2-6

Anschlussbelegung / Connection		
Funktion Function	PIN PIN	
	1	
	2	
Signal Masse / Signal GND	3	
Ausgang / Output	4	
Versorgung Masse / Excitation GND	5	
Schirm / Shield	Schirm / Shield	

Emitt: 03.08.17 / Geändert: 18. Februar 2021, 11:07 AM / 170010\_inelta-datenblatt-LVDT-IEDL\_neu

## Serie LVDT-IEDL

Induktiver Wegsensor / Displacement Sensor - Economy Series



### Optionen / Options

- Bessere Linearitätstoleranz (< 0,25% / > 0,5% FS) / Improved linearity tolerance (< 0,25% / > 0,5% FS.)
- Erweiterter Temperaturbereich (-25°C .. +85°C) / Extended temperature range (-25°C .. +85°C)
- Schutzart IP67 / Degree of protection IP67
- Individuelle Kalibrierungen / Individual calibration service
- Kabelausgang mit Durchgangsbohrung (KD) / Cable connection with through hole (KD)
- Betätigung Taster / Operation spring return
- Weitere Optionen auf Anfrage / More options on request

### Bestellcode / Order code

Serie Series	Messweg [mm] Displacement	Anschluss Connection	Speisespannung Exec. Voltage	Ausgangssignal Output signal
IEDL	-20	-K	-24	-10
Standard Standard	2 = 2mm 10 = 10mm 20 = 20mm 50 = 50mm	K = Kabel/cable S = Stecker/ connector	24 = 24 VDC	10 = 0.10 VDC 20 = 0.20 mA 42 = 4.20 mA

### Mechanisches Zubehör / Mechanical Accessories

Montagebock für Ø 20 mm Mountingblock for Ø 20 mm	Klemmflansch für Ø 20 mm Mountingflange for Ø 20 mm	Kernverlängerung, Geberstange Extension for armature	Tastspitze Measuring pin
			



Inelta Sensortechnik GmbH & Co. KG  
Ludwig-Bölkow-Allee 22, D-82024 Taufkirchen / München

Phone +49 (0)89/45 22 45 - 0  
Fax +49 (0)89/45 22 45 -244

mailbox@inelta.de  
www.inelta.de

Erstellt: 03.08.17 / Geändert: 18. Februar 2021, 11:07 AM / T0010\_inelta-datenblatt-LVDT-IEDL\_neu

## Kraft

**KISTLER**  
measure. analyze. innovate.

# Mehrkomponenten-Dynamometer

Typ 9129AA

-10 ... 10 kN, Deckplatte 90x105 mm

Mehrkomponenten-Dynamometer zum Messen der drei Komponenten des resultierenden Kraftvektors, sowie der drei Komponenten des resultierenden Momentvektors.

- Kleine Bauhöhe
- Großer Messbereich
- Kleiner Temperaturfehler
- Für Zerspankraftmessungen
- Für allgemeine Mehrkomponenten-Kraftmessungen

### Beschreibung

Das Dynamometer besteht aus vier 3-Komponenten-Kraftsensoren, die unter hoher Vorspannung zwischen der Deckplatte und den beiden seitlichen Grundplatten eingebaut sind.

Durch den speziellen Einbau der Sensoren wird ein kleiner Temperaturfehler erreicht. Die Kraftsensoren enthalten je drei Kristallringe, wovon der eine auf Druck in y-Richtung und die beiden andern auf Schub in x- bzw. z-Richtung empfindlich sind. Die Kräfte werden praktisch weglos gemessen. Die Ausgänge der vier eingebauten Kraftsensoren sind an die 9-polige Flanschdose geführt. Es sind Mehrkomponenten-Kraft-Momentmessungen möglich.

Die vier Sensoren sind masseisoliert eingebaut. Damit werden Erdschleifenprobleme weitgehend vermieden.

Das Dynamometer ist korrosionsbeständig und gegen das Eindringen von Kühlschmierstoff geschützt. Zusammen mit dem Anschlusskabel Typ 1687B... oder Typ 1677A... ist das Dynamometer gemäß Schutzart IP67 dicht.

Mehrkomponenten-Dynamometer aus Quarz messen einfach, direkt und sehr genau.

### Anwendungsbeispiele

- Zerspankraftmessung
- Mehrkomponenten-Kraftmessung
- Kraftmessung bei engen Platzverhältnissen
- Messung der drei Schnittkräfte  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  beim Außen- und Innendrehen mit Drehmaschinen mit Werkzeugrevolver (siehe Datenblatt zu Typ 9129A...)



### Technische Daten

Max. zulässiger Messbereich (Kraftangriffspunkt an Deckplattenoberfläche)	$F_x, F_y, F_z$ $M_x, M_y, M_z$	kN N·m	-10 ... 10 -500 ... 500
Kalibrierter Messbereich 100 %	$F_x, F_y, F_z$	kN	0 ... 10
Kalibrierter Teilmessbereich 10 %	$F_x, F_y, F_z$	kN	0 ... 1
Kalibrierter Teilmessbereich 1 %	$F_x, F_y, F_z$	kN	0 ... 0,1
Überlast	$F_x, F_y, F_z$	%	20
Ansprechschwelle		N	<0,01
Empfindlichkeit nominal	$F_x$	pC/N	≈-8
	$F_y$	pC/N	≈-4,1
	$F_z$	pC/N	≈-8
Linearität, alle Bereiche	$F_x, F_y, F_z$	±%FSO	≤±0,3
Hysterese, alle Bereiche	$F_x, F_y, F_z$	%FSO	≤0,3
Übersprechen	$F_z \rightarrow F_x, F_y$	%	≤±2
	$F_x \leftrightarrow F_y$	%	≤±2
	$F_x, F_y \rightarrow F_z$	%	≤±2
Steifheit	$c_x, c_z$	N/μm	≈1 000
	$c_y$	N/μm	≈4 000
Eigenfrequenz (Typ 9129AA montiert auf steifer Unterlage)	$f_n(x)$	kHz	≈3,5
	$f_n(y)$	kHz	≈4,5
	$f_n(z)$	kHz	≈3,5
Betriebstemperaturbereich		°C	0 ... 70
Kapazität	$F_x, F_y, F_z$	pF	≈180
Isolationswiderstand		Ω	>10 <sup>13</sup>
Masseisolation		Ω	>10 <sup>8</sup>
Schutzart EN60529			IP67
Gewicht Dynamometer		kg	3,2
	Deckplatte	kg	2,0
Aufspannfläche		mm	90x105
Anschluss			Fischer-Flansch 9-pol. neg.

Seite 1/5

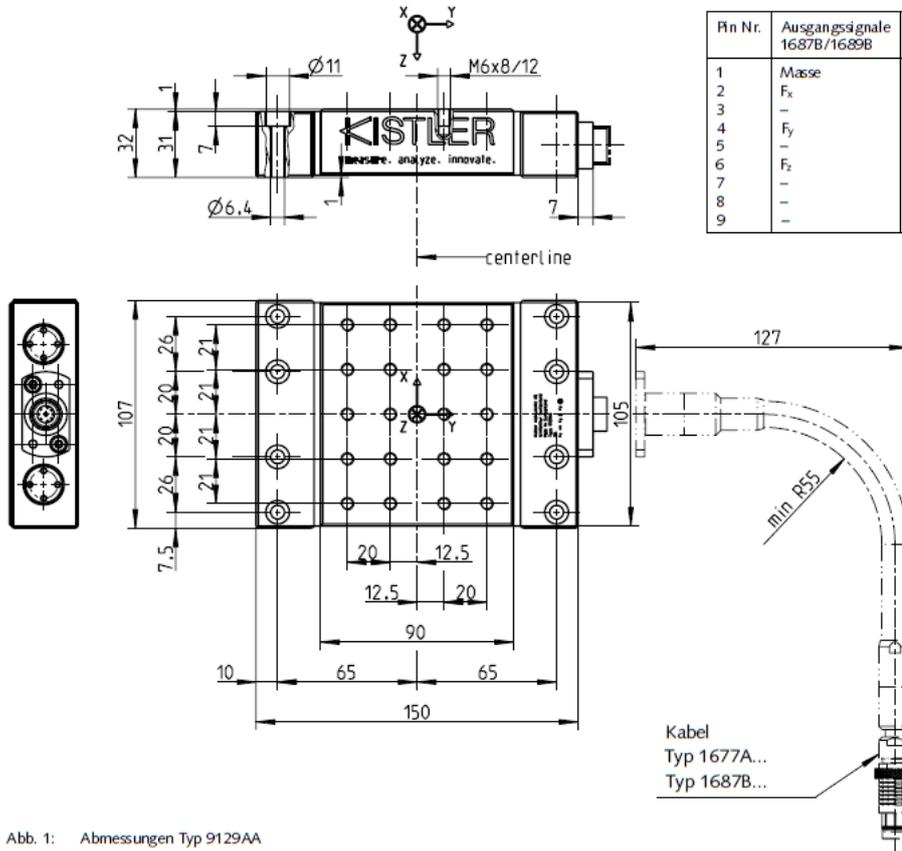
Die Informationen entsprechen dem aktuellen Wissensstand. Kistler behält sich technische Änderungen vor. Die Haftung für Folgeschäden aus der Anwendung von Kistler-Produkten ist ausgeschlossen.

© 2009 ... 2018 Kistler Gruppe, Eulachstrasse 22, 8408 Winterthur, Schweiz  
Tel. +41 52 224 11 11, info@kistler.com, www.kistler.com. Die Produkte der Kistler Gruppe sind durch verschiedene gewerbliche Schutzrechte geschützt. Mehr dazu unter www.kistler.com

Mehrkomponenten-Dynamometer, -10 ... 10 kN, Deckplatte 90x105 mm, Typ 9129AA

**KISTLER**  
measure. analyze. innovate.

**Abmessungen**



**Anschlussbelegung**

Pin Nr.	Ausgangssignale 1687B/1689B	Ausgangssignale 1677A/1679A
1	Masse	Masse
2	F <sub>x</sub>	F <sub>x1+2</sub>
3	-	F <sub>x3+4</sub>
4	F <sub>y</sub>	F <sub>y1+4</sub>
5	-	F <sub>y2+3</sub>
6	F <sub>z</sub>	F <sub>z1</sub>
7	-	F <sub>z2</sub>
8	-	F <sub>z3</sub>
9	-	F <sub>z4</sub>

Abb. 1: Abmessungen Typ 9129AA

**Montage**

Das Dynamometer kann mit Schrauben auf jede plangeschliffene, saubere Montagefläche, z.B. auf einen Werkzeugmaschinentisch, montiert werden. Eine Montage des Messgerätes auf einer Magnetplatte ist ebenfalls möglich. Es ist zu beachten, dass durch unebene Auflageflächen innere Verspannungen auftreten können, welche die einzelnen Messelemente zusätzlich stark belasten und das Übersprechen vergrößern können.

Zum Aufspannen der krafteinleitenden Teile, wie Werkstücke oder Werkzeughalter, stehen in der Deckplatte M6-Sackgewinde zur Verfügung. Die Auflageflächen der krafteinleitenden Teile müssen plangeschliffen sein, damit eine gute mechanische Ankopplung an die Deckplatte erreicht wird.

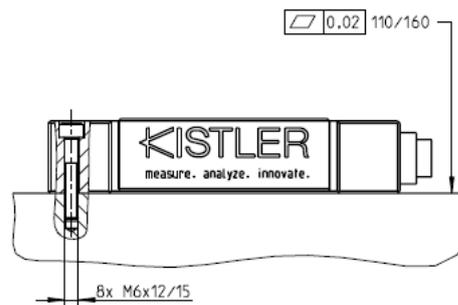


Abb. 2: Montage des Dynamometers

9129AA\_000-709d-08.18

Die Informationen entsprechen dem aktuellen Wissensstand. Kistler behält sich technische Änderungen vor. Die Haftung für Folgeschäden aus der Anwendung von Kistler-Produkten ist ausgeschlossen.

© 2009 ... 2018 Kistler Gruppe, Eulachstrasse 22, 8408 Winterthur, Schweiz  
Tel. +41 52 224 11 11, info@kistler.com, www.kistler.com. Die Produkte der Kistler Gruppe sind durch verschiedene gewerbliche Schutzrechte geschützt. Mehr dazu unter www.kistler.com

Mehrkomponenten-Dynamometer, -10 ... 10 kN, Deckplatte 90x105 mm, Typ 9129AA

**KISTLER**  
measure. analyze. innovate.

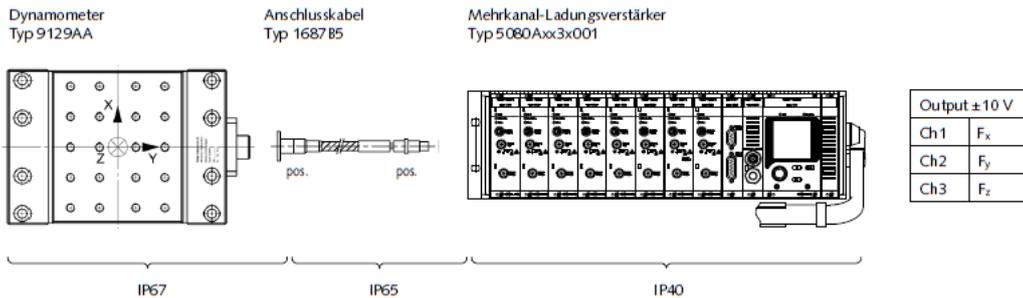
### Messsignalverarbeitung

Für das komplette Messsystem wird außerdem ein Mehrkanal-Ladungsverstärker (beispielsweise Typ 5080A...) benötigt. In den einzelnen Kanälen wird das Messsignal in eine elektrische Spannung umgewandelt. Der Messwert ist proportional zur wirkenden Kraft.

### Datenerfassung und -auswertung

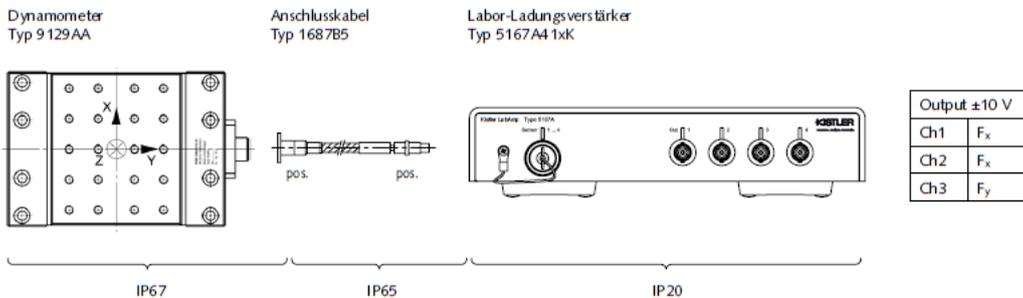
Kistler bietet mit dem DAQ-System Typ 5697A1 ein universelles und einfach zu bedienendes Paket bestehend aus einer Hardware zur Datenerfassung sowie der Software DynoWare. Details sind dem Datenblatt des 5697A\_000-745 zu entnehmen.

### 3-Komponenten-Kraftmessung $F_x, F_y, F_z$



Schutzart EN60529

Abb. 3: Messsystem für 3-Komponenten-Messung mit Mehrkanal-Ladungsverstärker



Schutzart EN60529

Abb. 4: Messsystem für 3-Komponenten-Messung mit Labor-Ladungsverstärker

9129AA\_000-709d-08\_18

Seite 3/5

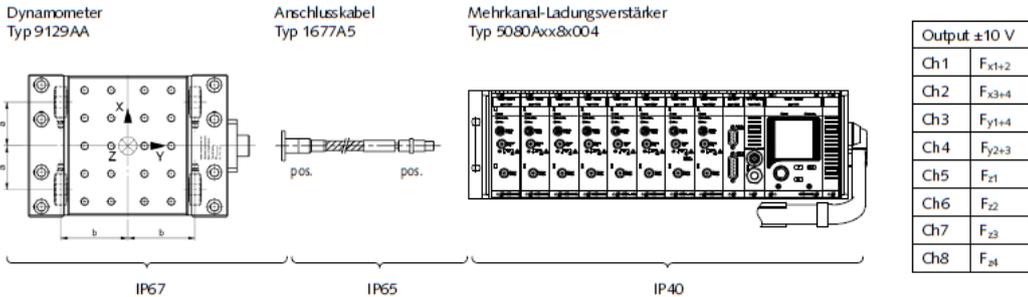
Die Informationen entsprechen dem aktuellen Wissensstand. Kistler behält sich technische Änderungen vor. Die Haftung für Folgeschäden aus der Anwendung von Kistler-Produkten ist ausgeschlossen.

© 2009 ... 2018 Kistler Gruppe, Eulachstrasse 22, 8408 Winterthur, Schweiz  
Tel. +41 52 224 11 11, info@kistler.com, www.kistler.com. Die Produkte der Kistler Gruppe sind durch verschiedene gewerbliche Schutzrechte geschützt. Mehr dazu unter [www.kistler.com](http://www.kistler.com)

Mehrkomponenten-Dynamometer, -10 ... 10 kN, Deckplatte 90x105 mm, Typ 9129AA

**KISTLER**  
measure. analyze. innovate.

**6-Komponenten-Messung  $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$**

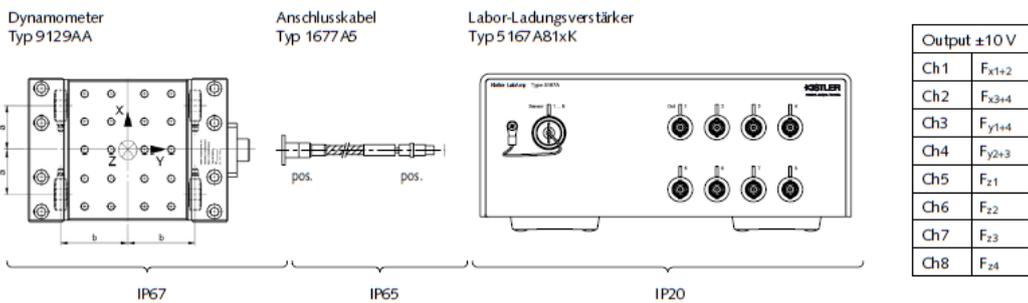


Schutzart EN60529

Abb. 5: Messsystem für 6-Komponenten-Messung mit Mehrkanal-Ladungsverstärker

Werte a,b für Typ 9129AA:

a	b
mm	mm
33	50,5



Schutzart EN60529

Abb. 6: Messsystem für 6-Komponenten-Messung mit Labor-Ladungsverstärker

Werte a,b für Typ 9129AA:

a	b
mm	mm
33	50,5

9129AA\_000-709d-08.18

Seite 4/5

Die Informationen entsprechen dem aktuellen Wissensstand. Kistler behält sich technische Änderungen vor. Die Haftung für Folgeschäden aus der Anwendung von Kistler-Produkten ist ausgeschlossen.

© 2009 ... 2018 Kistler Gruppe, Eulachstrasse 22, 8408 Winterthur, Schweiz  
Tel. +41 52 224 11 11, info@kistler.com, www.kistler.com. Die Produkte der Kistler Gruppe sind durch verschiedene gewerbliche Schutzrechte geschützt. Mehr dazu unter www.kistler.com

Mehrkomponenten-Dynamometer, -10 ... 10 kN, Deckplatte 90x105 mm, Typ 9129AA

**KISTLER**  
measure. analyze. innovate.

**Typische Messkette mit DAQ-System Typ 5697A1**

Dynamometer	Anschlusskabel, hochohmig	Ladungsverstärker	Verbindungskabel	DAQ system	Notebook (kundenseitig) mit DynoWare
Typ 9129AA	Typ 16xx	Typ 5080A	Typ 1700A111A2 Typ 1200A27	Typ 5697A1	

**Typische Messkette mit LabAmp System Typ 5167A...**

Dynamometer	Anschlusskabel, hochohmig	Ladungsverstärker mit integriertem DAQ	Notebook (kundenseitig) mit DynoWare
Typ 9129AA	Typ 16xx	Typ 5167A...	

Bestellbezeichnung	Typ/Art. Nr.	Zubehör (optional)	Typ/Art. Nr.
<ul style="list-style-type: none"> <li>Mehrkomponenten Dynamometer bis 4 kN, Deckplatte 90x105 mm</li> </ul>	<b>9129AA</b>	<b>Für 3-Komponenten Kraftmessung <math>F_x, F_y, F_z</math></b> <ul style="list-style-type: none"> <li>Anschlusskabel 3-adrig mit flexiblem Metallschlauch (L = 5 m)</li> <li>Anschlusskabel 3-adrig mit Edelstahlumflechtung, flexibel (L = 5 m)</li> <li>Verlängerungskabel 3-adrig hochisolierend (L = 5 m)</li> <li>Anschlusskabel 3-adrig mit flexiblem Metallschlauch und Winkelstecker (L = 5 m)</li> </ul>	<b>1687B5</b> <b>1687BQ02</b> <b>1688B5</b> <b>1689B5</b>
<b>Mitgeliefertes Zubehör:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>Montageschrauben M6x35 (8 Stück)</li> </ul>	65012770	<b>Für 6-Komponenten Kraft- und Momentmessung <math>F_x, F_y, F_z / M_x, M_y, M_z</math></b> <ul style="list-style-type: none"> <li>Anschlusskabel 8-adrig mit flexiblem Metallschlauch (L = 5 m)</li> <li>Anschlusskabel 8-adrig mit Edelstahlumflechtung, flexibel (L = 5 m)</li> <li>Verlängerungskabel 8-adrig hochisolierend (L = 5 m)</li> <li>Anschlusskabel 8-adrig mit flexiblem Metallschlauch und Winkelstecker (L = 5 m)</li> </ul>	<b>1677A5</b> <b>1677AQ02</b> <b>1678A5</b> <b>1679A5</b>

9129AA\_000-709d-08.18

Seite 5/5

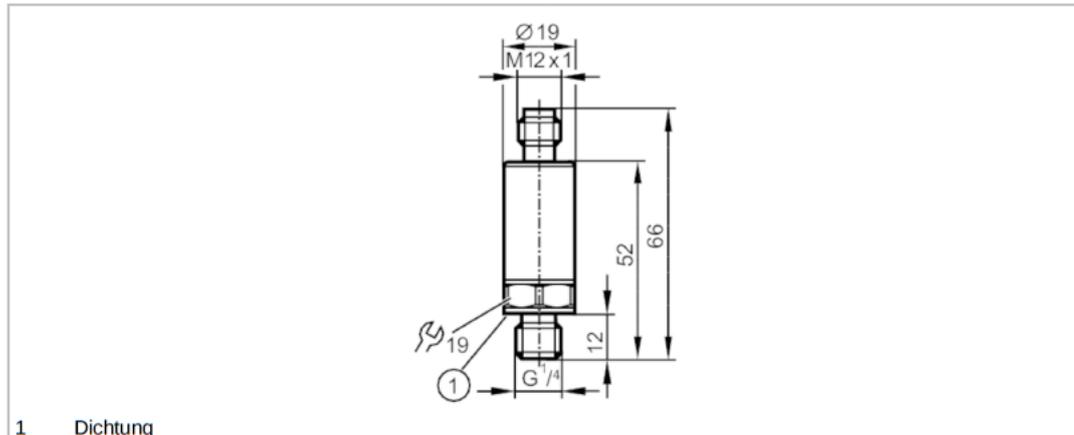
Die Informationen entsprechen dem aktuellen Wissensstand. Kistler behält sich technische Änderungen vor. Die Haftung für Folgeschäden aus der Anwendung von Kistler-Produkten ist ausgeschlossen.

© 2009 ... 2018 Kistler Gruppe, Eulachstrasse 22, 8408 Winterthur, Schweiz  
Tel. +41 52 224 11 11, info@kistler.com, www.kistler.com. Die Produkte der Kistler Gruppe sind durch verschiedene gewerbliche Schutzrechte geschützt. Mehr dazu unter www.kistler.com

# PT5500

## Drucktransmitter

PT-400-SEG14-A-ZVG/US



Produktmerkmale			
Ausgangssignal	Analogsignal		
Messbereich	0...400 bar	0...5800 psi	0...40 MPa
Prozessanschluss	Gewindeanschluss G 1/4 Außengewinde (DIN EN ISO 1179-2)		
Einsatzbereich			
Applikation	für den mobilen Einsatz		
Medien	Flüssige und gasförmige Medien		
Mediumtemperatur [°C]	-40...125		
Min. Berstdruck	1700 bar	24655 psi	170 MPa
Druckfestigkeit	1000 bar	14500 psi	100 MPa
Hinweis zur Druckfestigkeit	statisch		
Vakuumfestigkeit [mbar]	-1000		
Druckart	Relativdruck		
Elektrische Daten			
Betriebsspannung [V]	8...32 DC		
Min. Isolationswiderstand [MΩ]	100; (500 V DC)		
Schutzklasse	III		
Verpolungsschutz	ja		
Bereitschaftsverzögerungszeit [s]	< 0,1		
Ein-/Ausgänge			
Anzahl der Ein- und Ausgänge	Anzahl der analogen Ausgänge: 1		

# PT5500



## Drucktransmitter

PT-400-SEG14-A-ZVG/US

Ausgänge		
Gesamtzahl Ausgänge	1	
Ausgangssignal	Analogsignal	
Anzahl der analogen Ausgänge	1	
Analogausgang Strom [mA]	4...20	
Max. Bürde [Ω]	(Ub - 8 V) / 21,5 mA; @8V = 0 Ω; @12V max. 200 Ω; @24V max. 750 Ω	
Kurzschlussfest	ja	
Überlastfest	ja	
Mess-/Einstellbereich		
Messbereich	0...400 bar      0...5800 psi      0...40 MPa	
Genauigkeit / Abweichungen		
Wiederholgenauigkeit [% der Spanne]	< ± 0,05; (bei Temperaturschwankungen < 10 K)	
Kennlinienabweichung [% der Spanne]	< ± 0,8; (inkl. Einschraubdrift, Nullpunkt- und Spannenfehler, Nichtlinearität, Hysterese)	
Linearitätsabweichung [% der Spanne]	< ± 0,25 (BFSL) / < ± 0,5 (LS)	
Hystereseabweichung [% der Spanne]	< ± 0,2	
Langzeitstabilität [% der Spanne]	< ± 0,1; (pro 6 Monate)	
Temperaturkoeffizient Nullpunkt [% der Spanne / 10 K]	< ± 0,1 (0...80 °C); < ± 0,2 (-40...0 °C / 80...125 °C)	
Temperaturkoeffizient Spanne [% der Spanne / 10 K]	< ± 0,1 (0...80 °C); < ± 0,2 (-40...0 °C / 80...125 °C)	
Reaktionszeiten		
Sprungantwortzeit Analogausgang [ms]	2	
Umgebungsbedingungen		
Umgebungstemperatur [°C]	-40...100	
Lagertemperatur [°C]	-40...100	
Schutzart	IP 67; IP 69K	
Zulassungen / Prüfungen		
EMV	Konform mit UN ECE R10, Rev. 5	(E1-konform)
	ISO 11452-2	100 V/m
	DIN EN 61326-1	
Schockfestigkeit	DIN EN 60068-2-27	500 g (1 ms)
Vibrationsfestigkeit	DIN EN 60068-2-6	20 g (10...2000 Hz)
MTTF [Jahre]	704	
Druckgeräterichtlinie	Gute Ingenieurpraxis; verwendbar für Medien der Fluidgruppe 2; Medien der Fluidgruppe 1 auf Anfrage	

# PT5500

## Drucktransmitter

PT-400-SEG14-A-ZVGI/US



Mechanische Daten	
Gewicht [g]	59
Werkstoffe	1.4542 (17-4 PH / 630); 1.4404 (Edelstahl / 316L); PEI
Werkstoffe in Kontakt mit dem Medium	1.4542 (17-4 PH / 630)
Min. Druckzyklen	60 Millionen; (bei 1,2-fachem Nenndruck)
Anzugsdrehmoment [Nm]	25...35; (empfohlenes Drehmoment; Abhängig von Schmierung, Dichtung und Druckbelastung)
Prozessanschluss	Gewindeanschluss G 1/4 Außengewinde (DIN EN ISO 1179-2)
Dichtung Prozessanschluss	HNBR (nach DIN 3869)
Drosselement vorhanden	ja

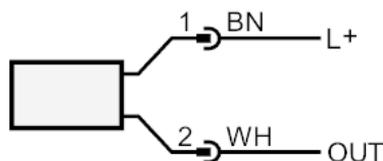
Bemerkungen	
Bemerkungen	BFSL = Best Fit Straight Line (KleinstwertEinstellung) LS = Grenzpunkteinstellung
Verpackungseinheit	1 Stück

### Elektrischer Anschluss

Steckverbindung: 1 x M12



### Anschluss



OUT            Analogausgang  
 Farbkennzeichnung nach DIN EN 60947-5-2  
 Adernfarben :

BN =            braun  
 WH =            weiß

# PT5500

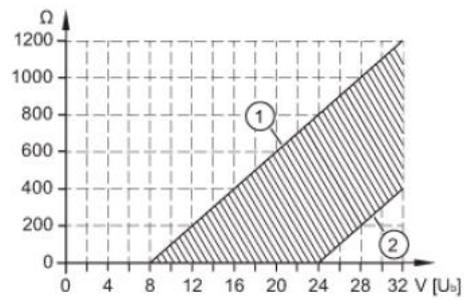
## Drucktransmitter

PT-400-SEG14-A-ZVG/US



### Diagramme und Kurven

Bürdenkennlinie Stromausgang



- 1: Max. Bürde
- 2: Min. Bürde

# WIRBELSTROMSENSOREN



## Inhalt:

Technische Daten	....2
Technische Zeichnung	....2
Elektrischer Anschluss	....3
Bestellcode	....4
Zubehör	....4

## Serie WST

### Key-Features:

- Berührungslose Messungen auf Metall
- Messung unempfindlich gegen Öl, Wasser und Staub
- Messbereiche von 0,8 bis 4 mm (weitere auf Anfrage)
- Linearität bis 1 %
- Auflösung bis 0,4  $\mu\text{m}$
- Messfrequenz bis 50 kHz
- Analogausgang: 0...10 V, 0...20 mA, 4...20 mA
- Arbeitstemperatur -20...+125 °C
- Schutzklasse bis IP65

18.03.21

**WayCon**  
Positionsmesstechnik

### TECHNISCHE DATEN SENSOREN

		WST-0.8	WST-1.25	WST-2.5	WST-3	WST-4
Messbereich <sup>1)</sup>	[mm]	0,8	1,25	2,5	3	4
Empfindlichkeit	[V/mm]	10	8	4	3,34	2,5
Auflösung typisch	[ $\mu$ m]	0,4	0,5	1		2
Temperaturstabilität typisch <sup>2)</sup>	[%/K]	0,02				
Schutzklasse		Sensor IP65, Stecker IP44 / optional IP65				
Arbeitstemperatur	[°C]	-20...+125				
Vibrationsresistenz		5...500 Hz, 5 g (IEC 68-2)				
Schockresistenz		40 g, 11 ms				
Anschluss		axialer Kabelausgang (1,5 m) mit Lemo-Stecker				
Gehäuse		Edelstahl (1.4571)				
Gewicht (mit Kabel)	[g]	24		30	36	42

<sup>1)</sup> Werte für Messungen auf Stahl (ST37). Messbereiche für Messungen auf Al, Cu, Ms und CFK  $\approx$  50 %. Messbereiche für Messungen auf Ti, Pb und VA  $\approx$  75 %

<sup>2)</sup> bei 50 % des Messbereich für den Temperaturbereich +10...+90 °C.

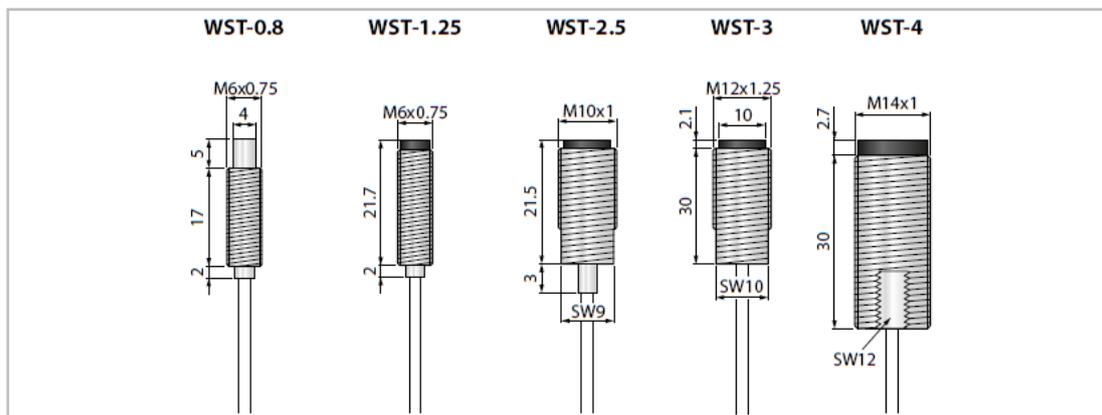
### TECHNISCHE DATEN MESSVERSTÄRKER

		WAT-10V	WAT-020A	WAT-420A
Ausgang		0...10V	0...20 mA <sup>2)</sup>	4...20 mA <sup>2)</sup>
Linearität max. <sup>1)</sup>	[%]	1		
Anfangsunlinearität	[%]	ca. 10		
Frequenz	[kHz]	5 / 20 / 50		
Versorgung	[VDC]	10...32		
Stromaufnahme max.	[mA]	300		
Lastwiderstand	[k $\Omega$ ]	>10	<0,5	
Restwelligkeit	[mV <sub>SS</sub> ]	$\leq$ 10		
Schutzklasse		IP40		
Arbeitstemperatur	[°C]	0...+50		
Anschluss		Schraubklemmen		
Gewicht	[g]	340		
Montage		Hutschiene		

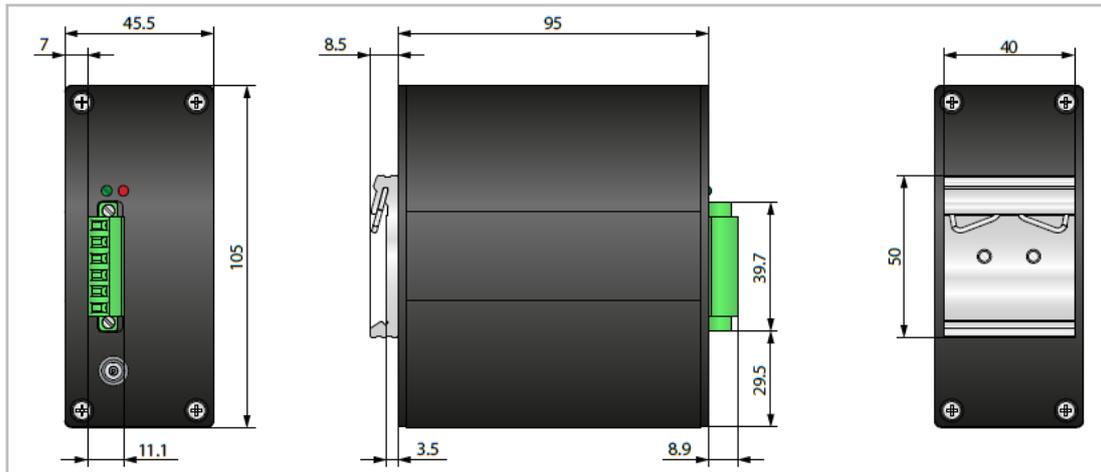
<sup>1)</sup> bezogen auf den Messbereich

<sup>2)</sup> die Varianten mit Stromausgang (0...20 mA bzw. 4...20 mA) beinhalten den Spannungsausgang (0...10 V)

### TECHNISCHE ZEICHNUNG SENSOREN



### TECHNISCHE ZEICHNUNG MESSVERSTÄRKER



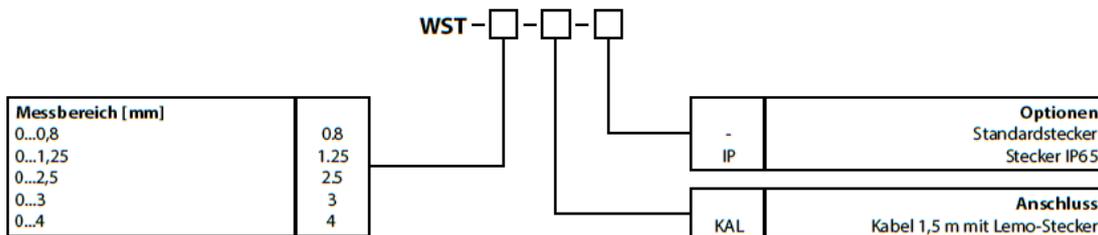
### ELEKTRISSCHER ANSCHLUSS

Klemme	Funktion
1	+V
2	GND
3	0...20 mA / 4...20 mA <sup>1)</sup>
4	0V <sup>1)</sup>
5	0...10V
6	0V

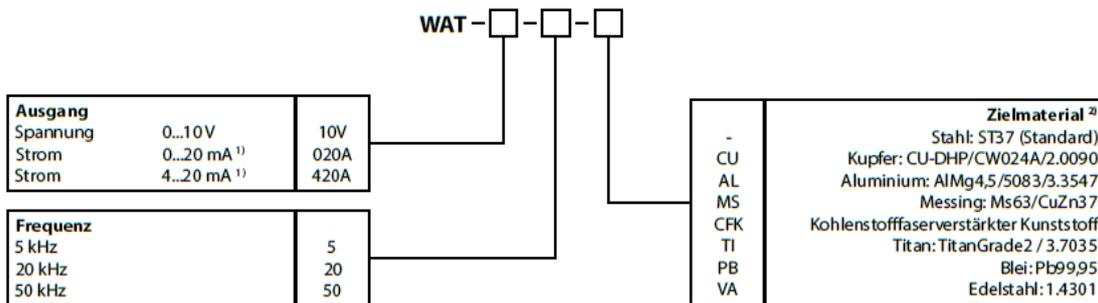
<sup>1)</sup> nur bei WAT-020A und WAT-420A



### BESTELLCODE SENSOR



### BESTELLCODE MESSVERSTÄRKER



<sup>1)</sup> die Varianten WAT-020A und WAT-420A verfügen zusätzlich über einen Spannungsausgang 0...10 V.

<sup>2)</sup> Messbereiche für Messungen auf Al, Cu, Ms und CFK ≈ 50 %. Messbereiche für Messungen auf Ti, Pb und VA ≈ 75 %. Weitere auf Anfrage.

### PREISE

Sensor mit Standardstecker			Sensor mit IP65-Stecker		
WST-0.8-KAL	Messbereich 0...0,8 mm	484 €	WST-0.8-KAL-IP	Messbereich 0...0,8 mm	507 €
WST-1.25-KAL	Messbereich 0...1,25 mm	426 €	WST-1.25-KAL-IP	Messbereich 0...1,25 mm	449 €
WST-2.5-KAL	Messbereich 0...2,5 mm	426 €	WST-2.5-KAL-IP	Messbereich 0...2,5 mm	449 €
WST-3-KAL	Messbereich 0...3 mm	426 €	WST-3-KAL-IP	Messbereich 0...3 mm	449 €
WST-4-KAL	Messbereich 0...4 mm	426 €	WST-4-KAL-IP	Messbereich 0...4 mm	449 €
Messverstärker			Optionen Messverstärker		
WAT-10V-5-...	Ausgang 0...10V	854 €	Option 20 kHz	Frequenz 20 kHz statt 5 kHz	120 €
WAT-020A-5-...	Ausgang 0...20 mA	964 €	Option 50 kHz	Frequenz 50 kHz statt 5 kHz	120 €
WAT-420A-5-...	Ausgang 4...20 mA	964 €	Zielmaterial CU, AL, MS, CFK, TI, PB oder VA		50 €

### ZUBEHÖR

K3.5L-MF	Kabel 3,5 m, Lemo-Stecker auf Lemo-Buchse	108 €	K3.5L-MF-IP65	Kabel 3,5 m, Lemo-Stecker auf Lemo-Buchse, IP65	146 €
----------	-------------------------------------------	-------	---------------	-------------------------------------------------	-------

Bitte verwenden Sie nur die hier angegebenen Verlängerungskabel. Beachten Sie, dass nicht mehr als zwei Verlängerungskabel pro Sensor verwendet werden sollten, da die Linearität sonst negativ beeinflusst wird.

Diese Daten können jederzeit ohne Vorankündigung geändert werden.

WayCon Positionsmesstechnik GmbH

email: info@waycon.de

internet: www.waycon.de

**WayCon**  
Positionsmesstechnik

Head Office

Mehlbeerstr. 4

82024 Taufkirchen

Tel. +49 (0)89 67 97 13-0

Fax +49 (0)89 67 97 13-250

Office Köln

Auf der Pehle 1

50321 Brühl

Tel. +49 (0)2232 56 79 44

Fax +49 (0)2232 56 79 45



## HA-STOCKER GMBH

Hydraulik • Pneumatik • Technik



DE | EN

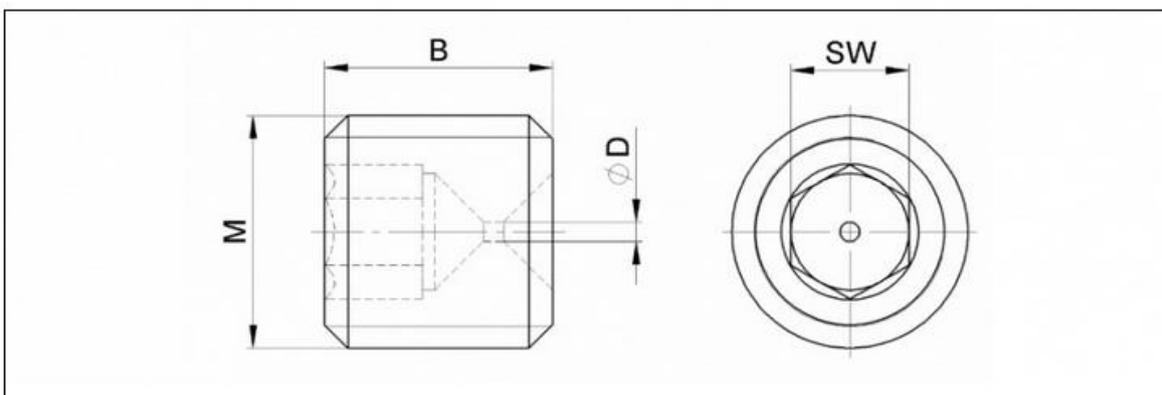
PRODUKTE • SERVICES • UNTERNEHMEN • TEAM • LASERN • REFERENZEN • AGB • KONTAKT



## DÜSEN TYP G - STAHL (1.0737) • M5



- Düse Typ: G
- Material: Automatenstahl (1.0737 / 11SMnPb37)
- Düsenbohrung ( $\varnothing D$ ): 0.05–2.4 (siehe Abstufungen unten)
- Regelgewinde (M): M5
- Länge (B): 5mm
- Schlüsselweite (SW): 2.5mm (Innensechskant)
- Betriebsdruck: bis 600 bar
- Gewicht: ca. 0.50g
- Ursprungsland: Schweiz
- Zolltarif Nr. Stahl: 8481.2090





**HA-STOCKER GMBH**  
Hydraulik • Pneumatik • Technik



DE | EN

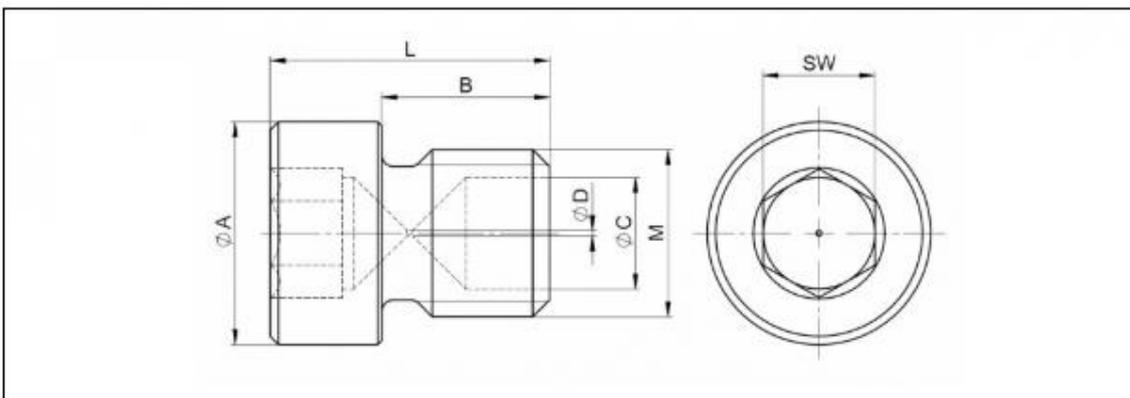
PRODUKTE • SERVICES • UNTERNEHMEN • TEAM • LASERN • REFERENZEN • AGB • KONTAKT



## DÜSEN TYP S • M6



- Düse Typ: S
- Material: Automatenstahl (1.0737 / 11SMnPb37)
- Düsenbohrung ( $\varnothing D$ ): 0,05–3,9 (siehe Abstufungen unten)
- Regelgewinde (M): M6
- Abmessungen:  $\varnothing A=8\text{mm}$  /  $L=10\text{mm}$  /  $B=6\text{mm}$  /  $\varnothing C=4\text{mm}$
- Schlüsselweite (SW): 4mm (Innensechskant)
- Betriebsdruck: bis 600 bar
- Gewicht: ca. 1,75g
- Ursprungsland: Schweiz
- Zolltarif Nr. Stahl: 8481.2090



### Standardbohrungen (Preis pro Stück)

von  $\varnothing 0.20$  bis  $\varnothing 1.0$ : Abstufung 0.05mm ( $\varnothing D \pm 0.01$ ) / von  $\varnothing 1.1$  bis  $\varnothing 2.9$ : Abstufung 0.10mm ( $\varnothing D \pm 0.02$ )

=> andere Abstufungen und Toleranzen auf Anfrage.

**Lieferzeit:** Innerhalb von 3-4 Arbeitstagen versandbereit.

	1-20 STK.	21-100 STK.	101-1000 STK.	AB 1001 STK.
Preis in CHF	1.90	1.60	1.40	1.20

### Kleinstbohrungen (Preis pro Stück)

Bohrungen von  $\varnothing 0.10$  bis  $\varnothing 0.19$  / Abstufung 0.01mm ( $\varnothing D \pm 0.01$ )

**Lieferzeit:** Innerhalb von 9-10 Arbeitstagen versandbereit.

	1-20 STK.	21-500 STK.	501-1000 STK.	AB 1001 STK.
Preis in CHF	4.70	4.10	3.30	3.10

### Mikrobohrungen (Preis pro Stück)

Bohrungen von  $\varnothing 0.05$  bis  $\varnothing 0.09$  / Abstufung 0.01mm ( $\varnothing D \pm 0.01$ )

**Lieferzeit:** Innerhalb von 10-12 Arbeitstagen versandbereit.

	1-100 STK.	AB 101 STK.
Preis in CHF	10.00	8.00