



Entwicklung eines reibungsarmen Hydraulikzylinders zur dynamischen Prüfung von Blechpaketen

Masterarbeit

Christoph Zahalka

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Beurteilerin:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Katrin Ellermann

Betreuer:

Dipl.-Ing. Mathias Mair

Institut für Mechanik

Graz, November 2015

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

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 indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Graz, am _____
Datum

Unterschrift

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei jenen Personen bedanken, die mich bei der Durchführung meiner Masterarbeit unterstützt haben und mir mein Studium ermöglicht haben.

Ein großer Dank gebührt meinem Betreuer, DI Mathias Mair (Institut für Mechanik) bei dem ich mich jederzeit mit Fragen melden konnte, worauf hin er mir sofort weitergeholfen hat. Des Weiteren bedanke ich mich bei den Mitarbeitern des Institutes für Leichtbau für den zur Verfügung gestellten Arbeitsplatz und der Beantwortung meiner Fragen. Insbesondere möchte ich mich hier bei Herrn DI Hauke Miorini bedanken, der mir bei der Konstruktion und Fertigung des Hydraulikzylinders mit seiner Erfahrung zur Seite gestanden hat.

Ebenfalls bedanke ich mich bei den Mitarbeitern der Werkstatt der Schwingprüfhalle, die mich beim Zusammenbau des Hydraulikzylinders unterstützt haben. Für das Schleifen der Bauteile möchte ich mich bei Herrn Fritz Wieser (Institut für Fertigungstechnik) bedanken. Ein weiterer Dank gilt Walter Höger und Thomas Berl, Mitarbeiter der Firma Henkel, für die Hilfestellung bei der Berechnung, Auslegung und beim Kleben der Klebverbindung.

Ein großer Dank geht an meine Eltern, Monika und Helmuth Zahalka, die mir meine Ausbildung finanziell ermöglicht haben und immer für mich da waren.

Bei meiner langjährigen Freundin Raphaela bedanke ich mich für die mentale Unterstützung während der Studienzeit.

Kurzfassung

Ziel dieser Arbeit ist es, einen hochdynamischen Hydraulikzylinder zu entwickeln, welcher zur dynamischen Prüfung von geschichteten Blechpaketen verwendet wird. Der Zylinder soll an einem vorhandenen Prüfstand verbaut werden, mit dem der Dämpfungsparameter in Abhängigkeit der Vorspannung bestimmt werden kann. Die Kräfte werden über den Hydraulikzylinder oszillierend in lateraler Richtung auf das System aufgeprägt. Aus der gemessenen Verlustarbeit kann somit die Dämpfung bestimmt werden. Um die oszillierende Kraft aufbringen zu können, muss die Reibung zwischen den bewegten und den stehenden Bauteilen des Zylinders auf ein Minimum reduziert werden. Dies wird mit dem Konzept einer Ringspaltichtung realisiert.

Des Weiteren wird die Zylinderregelung in das vorhandene Messsystem implementiert. Dadurch wird eine synchrone Datenaufzeichnung gewährleistet.

Abstract

In this thesis, a highly dynamic hydraulic cylinder is developed as an extension of an existing test stand: The purpose of the test stand is to determine the dynamic behavior of laminated steel sheets, mainly the damping parameters: The damping can be determined from the inner friction losses when a stack of sheets is loaded with oscillating lateral forces. In this setup the cylinder is used to supply the forces. Friction within the cylinder must be reduced to a minimum. This is realized with an annular seal. In addition, the control of the cylinder is implemented in the existing measurement system. This guarantees synchronized data recording.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Beschreibung des statischen Prüfstands	2
1.2	Aufgabenstellung	3
1.3	Stand der Technik	4
1.3.1	Experimentelle Untersuchung der Strukturdämpfung in Blechpaketen	4
1.3.2	Reibungsarme Hydraulikzylinder	5
1.4	Vorgehensweise	6
2	Grundlagen zur Entwicklung eines reibungsarmen Hydraulikzylinders	7
2.1	Konstruktionsmethodik nach VDI 2222	7
2.2	Hydraulikzylinder	10
2.2.1	Bauart	10
2.2.2	Dynamische Dichtungen	13
2.2.3	Führungselemente	22
2.2.4	Endlagendämpfung	22
2.2.5	Befestigungsart	23
2.3	Kleben	23
2.3.1	Aufbau einer Klebverbindung	23
2.3.2	Bindungskräfte	24
2.3.3	Klebstoffarten	25
2.3.4	Kleben einer Welle-Nabe Verbindung	26
3	Berechnungen	28
3.1	Kräfte in der Ringspaltichtung	28
3.1.1	Spaltverlauf	29
3.1.2	Berechnen des Druckverlaufs	32
3.1.3	Berechnung der Zentrierkraft	34
3.1.4	Berechnung des Leckölstroms durch den Ringspalt	36
3.1.5	Zusammenfassung der Ergebnisse	38
3.2	Berechnung der Klebverbindung zwischen Kolben und Kolbenstange	39
4	Entwicklung des Hydraulikzylinders	40
4.1	Effektebene	41
4.2	Gestaltebene	43
4.2.1	System: Kolben und Kolbenstange	43
4.2.2	Kolbendichtung	46

4.2.3	Kolbenoberfläche	47
4.2.4	Stangendichtung	49
4.2.5	Ringspaltichtung	50
4.2.6	Stangenführung	56
4.2.7	Gehäuse	58
4.3	Weitere Bauteile	60
4.3.1	Endlagendämpfung	60
4.3.2	Befestigungsarten	60
4.3.3	Dichtungen	61
4.4	Zusammenbau und Explosionsansicht	62
5	Gesamtaufbau	65
5.1	Prüfstand	65
5.2	Regelungssystem	67
5.3	Messsystem	68
5.3.1	Messaufbau	68
5.3.2	Software	69
5.4	Zusammenbau	73
6	Zusammenfassung und Ausblick	75
7	Anhang	76
	Literaturverzeichnis	83
	Abbildungsverzeichnis	84
	Tabellenverzeichnis	86

1 Einleitung

Am Institut für Mechanik ist ein Prüfstand zur experimentellen Untersuchung des Strukturverhaltens eines Blechpakets vorhanden. Um mit diesem Prüfstand dynamische Messungen durchführen zu können, wird für die Kraftaufbringung ein reibungsarmer Hydraulikzylinder benötigt. Die geringe Reibung ist notwendig, um die dynamischen Anforderungen an die Messung zu erfüllen.

Das Ziel dieser dynamischen Messungen ist es, eine Hystereseurve von der Kraft über den Weg aufzunehmen, um daraus die Dämpfung zwischen den Blechen berechnen zu können. Da die Dämpfung sehr stark von den Verschiebungsgeschwindigkeiten der Bleche abhängt, muss der Verlauf der Hystereseurve bei möglichst vielen verschiedenen Frequenzen aufgenommen werden.

Die Kraftaufbringung auf das Blechpaket erfolgt über zwei Hydraulikzylinder, wobei nur einer davon dynamisch betrieben wird. Die Hauptaufgabe dieser Arbeit liegt darin, den benötigten dynamischen Hydraulikzylinder so zu konstruieren, dass dieser möglichst verlustfrei arbeitet. Dadurch soll es möglich sein die erforderlichen Axialgeschwindigkeiten zu bewältigen. Das Messsystem wird so programmiert werden, dass direkt aus den bekommen Messwerten die Hystereseurve dargestellt werden kann. Das Programm dazu wird mithilfe von LabVIEW[©] (National Instruments) geschrieben.

Die statischen Messungen der Blechpakete wurden mit einem anderen Prüfstand durchgeführt. Dieser soll im nächsten Abschnitt erklärt werden, damit die dabei entstandenen Probleme aufgezählt werden können und daraus die Aufgabenstellung an den dynamischen Prüfstand, beziehungsweise dem Hydraulikzylinder abgeleitet werden können.

1.1 Beschreibung des statischen Prüfstands

Der statische Prüfstand besteht aus zwei Führungsplatten in welche das Blechpaket eingebaut wird. Über eine Vorrichtung kann eine Torsionsbeanspruchung auf das Blechpaket aufgebracht werden. Die Einrichtung zum Aufbringen einer Axialkraft befindet sich an der gegenüberliegenden Seite.

Die Verspannungseinheit besteht aus zwei Platten, zwei Blechpaketen und einer Zwischenplatte, welche mithilfe der vier Gewindestangen verspannt wird. Die Klemmkraft wird über vier Kraftmessdosen gemessen. Die Axialkraft wird über die Zwischenplatte in das Blechpaket eingeleitet.

Durchführen einer Messung:

Zuerst werden die Bleche exakt übereinander ausgerichtet, mit besonderem Augenmerk auf die Seite, an der das Messsystem angebracht ist, denn dort sollte eine plane, senkrechte Fläche entstehen. Dies ist notwendig um die Kamera für alle zu messenden Bleche gleichzeitig scharfstellen zu können. Der Vorgang ist aufgrund des geringen Freiraums zwischen Gehäuse und Blechpaket aufwendig. Die Kameras befinden sich am Messsystem und sind normal auf das Blechpaket ausgerichtet.

Nach dem Ausrichten der Bleche kann durch die vier vertikalen Gewindestangen die gewünschte Vorspannkraft auf das Blechpaket aufgebracht werden. Dabei wird die Kraft mit je einer Kraftmessdose an jeder Gewindestange gemessen. Die Einstellung der Gesamtkraft ist, aufgrund der Wechselwirkung zwischen den einzelnen Stangen, schwierig. Nach der Einstellung der Vorspannkraft wird auf der in der Mitte des Blechpakets befindlichen Platte eine linear ansteigende Axialkraft eingeleitet, bis die Bleche zu rutschen beginnen.

Es ergeben sich folgende Probleme:

- Das manuelle Aufbringen der Axialkraft ist für große Flächenpressungen nicht mehr möglich.
- Nur statische Messungen sind können durchgeführt werden.
- Die Einstellung des Prüfstandes (Ausrichten der Bleche, Aufbringen der Vorspannkraft) vor jeder Messung ist aufwendig.

1.2 Aufgabenstellung

Aufgrund der sich aufgetretenen Probleme war es notwendig einen neuen Prüfstand zu bauen, um dynamische Messungen durchführen zu können. Aus den bisher durchgeführten statischen und den noch benötigten dynamischen Messungen ergeben sich die Anforderungen an den Prüfstand:

- Verschiebungen der Zwischenplatte von max. 2 mm in horizontaler Richtung
- Frequenzen bis zu ca. 30 Hz
- Axialkraft von max. 25 kN
- Aufbringen von Zug- und Druckkräften
- leichtere Aufsichtung des Blechpaketes
- definierte Krafteinleitung

Die ersten vier Anforderungen können durch eine geschickte Konstruktion des Hydraulikzylinders erreicht werden. Die anderen beiden werden von dem Prüfstandsaufbau verwirklicht.

1.3 Stand der Technik

In diesem Abschnitt wird zuerst auf den Stand der Technik bei der experimentellen Untersuchung der Strukturdämpfung in Blechpaketen eingegangen. Danach werden einige am Markt verfügbare reibungsarme Hydraulikzylinder beschrieben und analysiert.

1.3.1 Experimentelle Untersuchung der Strukturdämpfung in Blechpaketen

Die Prüfstände werden grundsätzlich dahingehend unterschieden, ob die Strukturdämpfung bei der Dilatation oder der Abscherung berechnet wird.

Als Beispiel für die Berechnung der Strukturdämpfung bei Einwirkung von Druckkräften wird auf einen Prüfstand von Willner K. und Luchscheider V. eingegangen. Bei diesem werden runde Blechscheiben, sogenannte "Samples" mithilfe der Plunger mit einer oszillierenden Kraft beaufschlagt. Die vertikalen Verschiebungen der "Samples" werden mithilfe zweier Extensometer gemessen. Die Strukturdämpfung wird aus der beaufschlagten Kraft und den Verschiebungen berechnet. Die Ergebnisse werden mit vorangegangenen Simulationen verglichen und ausgewertet. [1]

Mit den nächsten beiden Prüfständen ist es möglich, die Strukturdämpfung bei Einwirkung von Scherkräften zu bestimmen.

Beim ersten Prüfstand wird ein Blechpaket mithilfe von Klemmen zusammen gehalten und durch einen elektrodynamischen Shaker angeregt. Die Beschleunigung wird an den einzelnen Blechpaketen gemessen. Aus der Beschleunigung kann die Differenz der Erregerfrequenz und der gemessenen Frequenz sowie die Phasenverschiebung bestimmt werden. Daraus kann die Strukturdämpfung berechnet werden. [2]

Der Prüfstand zur experimentellen Bestimmung der Strukturdämpfung besteht aus drei starren Massen, zwischen welchen jeweils ein Blechpaket angeordnet ist. Bei der Messung wird auf die mittlere Masse eine oszillierende Kraft $F(t)$ ausgeübt, die Beschleunigungen der drei starren Massen werden gemessen. Durch zweimalige Integration des Messsignals werden die Verschiebungen bestimmt. Anhand dieser Verschiebungen und der aufbrachten Querkraft kann die Hystereseurve abgebildet werden. Die Fläche innerhalb der Hystereseurve entspricht der Strukturdämpfung bei der Abscherung. [3]

1.3.2 Reibungsarme Hydraulikzylinder

Reibungsarme Hydraulikzylinder sind sehr gut im Prüfbetrieb einsetzbar, weil bei einem Betrieb dieser Zylinder im hochfrequenten Bereich kaum Wärme entsteht. Aufgrund der niedrigen Absatzzahlen gibt es nur wenige Hersteller von reibungsarmen Hydraulikzylindern. Momentan am Markt verfügbare reibungsarme Hydraulikzylinder werden von Hänchen, FORM + TEST und Zwick gebaut.

Dabei werden grundsätzlich zwei unterschiedliche Prinzipien verwendet:

Zum einen gibt es das Dichtungsprinzip der Ringspaltichtung, dabei wird mithilfe eines auf einer Kolbenstange schwimmenden Rings der Druckraum gegenüber der Umgebung abgedichtet. Die unvermeidbare Leckage wird über eine Leckölleitung abgeführt. Damit diese Leckage nicht in die Umgebung kommt, wird ein Abstreifer und eine Stangendichtung verwendet. Der Hydraulikzylinder von Hänchen mit dem Servofloat®-Prinzip ist einer der wenigen am Markt verfügbaren Hydraulikzylinder mit Ringspaltichtung.

Zum anderen gibt es das Prinzip des hydrostatischen Lagers. Dabei wird die Kolbenstange durch externes Zuführen von Öl in die Lagertaschen mittig in der Lagerstelle zentriert. Zusätzlich wirkt das hydrostatische Lager als berührungsfreie Dichtung.

In Abbildung 1.1 ist links eine Ringspaltichtung und rechts eine hydrostatische Lagerung dargestellt. Im linken Bild ist die Leckagebohrung zu sehen, über diese Öffnung wird das Lecköl abgeführt. Links neben dieser Bohrung ist zuerst eine Stangendichtung und dann ein Abstreifer positioniert. Diese sind notwendig damit das Lecköl nicht in die Umgebung fließt.

Es ist möglich nur einen Abstreifer zu verwenden, dann müsste aber eine Leckölpumpe verwendet werden. Denn der Abstreifer verhindert, dass Schmutz in den Zylinder gelangen kann, kann aber nicht als Dichtung gegenüber der Umgebung genutzt werden. Der Vorteil bei dieser Variante ist die niedrigere Reibung aufgrund des Verzichts auf die Stangendichtung.

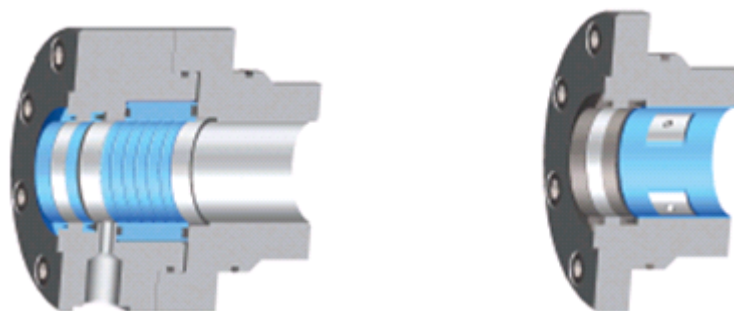


Abbildung 1.1: Hänchen Prüfzylinder links: Ringspaltichtung rechts: Hydrostatische Lagerung [4]

1.4 Vorgehensweise

Zu Beginn werden die Ergebnisse einer Literaturrecherche über bereits vorhandene Prüfstände zur Messung des Strukturverhaltens von Blechpaketen dargestellt. Des Weiteren werden die am Markt erhältlichen reibungsarmen Hydraulikzylinder analysiert. Dabei wird besonders auf das Grundprinzip der Dichtung und die Abmessungen des Zylinders geachtet.

Bevor mit der Entwicklung des Hydraulikzylinders begonnen wird, werden die Grundlagen von Hydraulikzylinder beschrieben. Dabei wird besonders auf die Arten von berührungsfreien Dichtungen eingegangen.

Daraufhin wird mit der Entwicklung des benötigten Hydraulikzylinders begonnen. Das Lösungskonzept zur Konstruktion des Hydraulikzylinders wird mithilfe der VDI 2222 entwickelt. Diese Konstruktionsmethodik arbeitet mit Variantenbildung und führt die Arbeit vom Groben ins Detail. Das wichtigste bei dieser Methodik ist das Bilden von Varianten und das Arbeiten vom Groben ins Detail.

Nachdem das Lösungskonzept bestimmt wurde, wird ein dreidimensionales Modell mit der Software NX Siemens© erstellt. Auf Basis dieses Modells können die Einzelteilzeichnung erstellt werden, welche zur Fertigung benötigt werden. Während die Bauteile gefertigt werden, kann bereits die Messsoftware programmiert werden. Sind die einzelnen Bauteile des Zylinders gefertigt, wird mit dem Zusammenbau und in Folge mit den Tests begonnen.

2 Grundlagen zur Entwicklung eines reibungsarmen Hydraulikzylinders

Zur Entwicklung und Konstruktion eines reibungsarmen Hydraulikzylinders sind einige Grundlagen notwendig. Das Wichtigste ist es, eine geeignete Konstruktionsmethodik zu verwenden, damit die beste Lösung gefunden werden kann. Dazu wurde die Entwicklungsmethodik, welche in der VDI 2222 beschrieben ist, gewählt. Die bei dieser Methodik essentielle Variantenbildung kann nur erfolgreich durchgeführt werden, wenn auch die Grundlagen und der Aufbau von Hydraulikzylindern verstanden wurde. Nachdem das Lösungskonzept gefunden wurde, werden noch einige für diesen Zylinder spezifische Berechnungen benötigt.

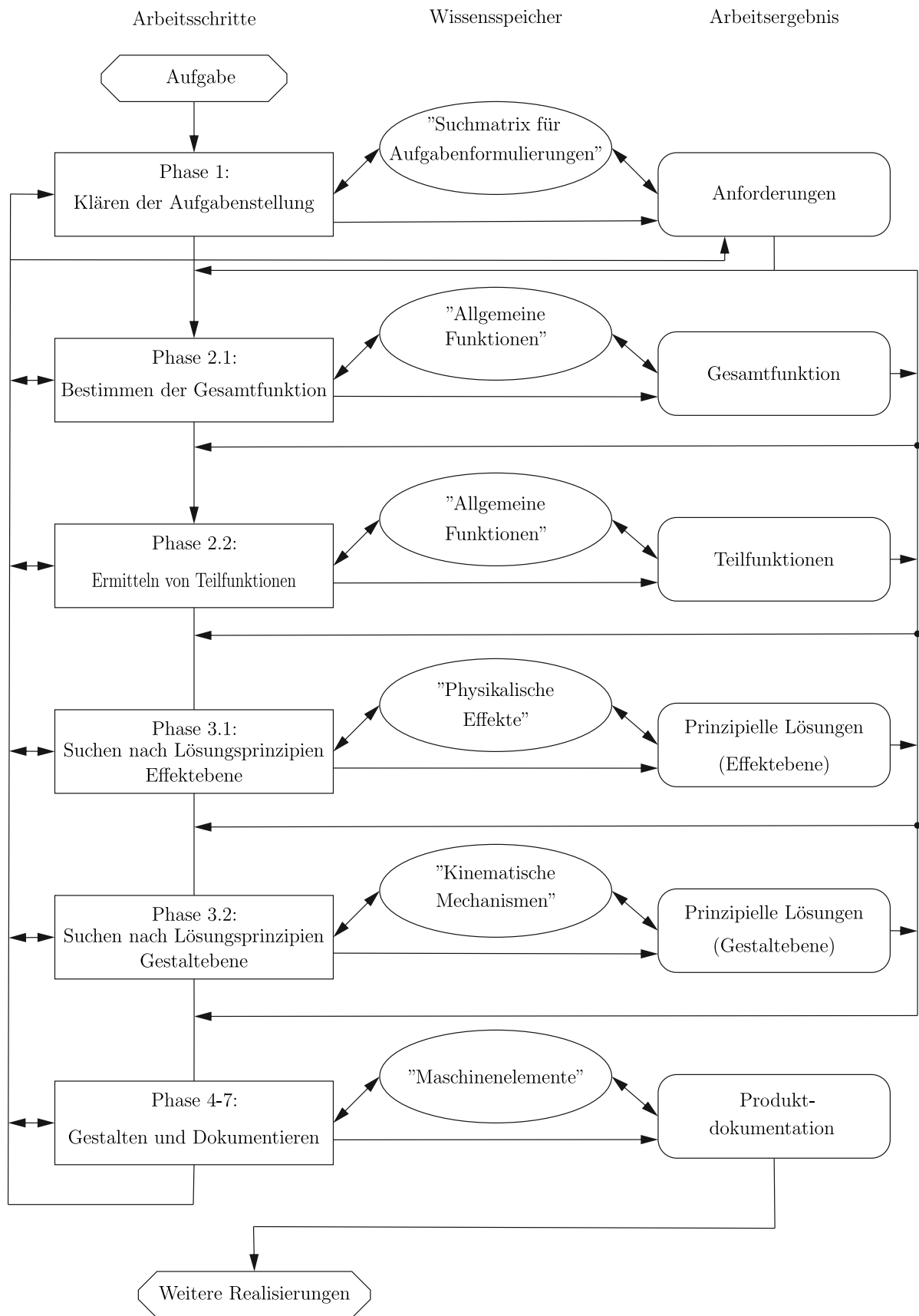
2.1 Konstruktionsmethodik nach VDI 2222

Durch Verwendung dieser Methodik soll vermieden werden, dass einige mögliche Lösungsvarianten erst gar nicht gefunden werden. Ansonsten besteht die Gefahr, dass die realisierte Lösung nicht die bestmögliche Variante ist. Um das zu vermeiden, ist ein schrittweises Vorgehen sehr wichtig. In Abbildung 2.1 ist eine Übersicht der VDI2222 dargestellt.

Das gesamte Vorgehen kann in sieben Phasen unterteilt werden. Die ersten drei Phasen sind dabei ausschlaggebend für das Gesamtergebnis, denn dort fällt die Entscheidung, welches Grundprinzip verwendet wird und welche grundlegenden Entscheidungen bei den wichtigsten Konstruktionsdetails zum Tragen kommen. In den Phasen vier bis sieben erfolgt die detaillierte Konstruktion.

Phase 1: Klären der Aufgabenstellung

Der erste Arbeitsschritt bei der Entwicklung eines Produktes ist eine detaillierte Problemanalyse, um, aufbauend auf dieser, die Aufgabenstellung formulieren zu können. Dabei ist besonders darauf zu achten, nicht nur die Hauptaufgabe genau zu formulieren, sondern auch über die Zusatzaufgaben nachzudenken. Falls am Beginn ein Detail vergessen wird, kann es später zu großen Problemen kommen.[5, S.5]



Bevor die Phase zwei beschrieben wird, muss noch der Unterschied zwischen "prinzipieller Lösung" und Funktion erläutert werden.

- Funktionen beschreiben das Verhalten von Produkten, oder Teilen des Produkts, vorzugsweise in Form eines Zusammenhangs zwischen Eingangs- und Ausgangsgröße [5, S.6]
- prinzipieller Lösung beschreiben unscharfe bzw. grobe aber funktionsbestimmende Vorstellungen zur Realisierung von Produkten und sind durch die Einbeziehung von Effekten gekennzeichnet [5, S.6]

Phase 2: Ermitteln von Funktionen und deren Strukturen

Aus der in Phase eins erhaltenen Aufgabenstellung kann die Grundfunktion des Produktes bestimmt werden. Die Grundfunktion beschreibt das wichtigste Verhalten eines Produktes. Im Falle eines Wagenhebers wäre es beispielsweise das Erreichen der geforderten Hubarbeit. Weiters werden auch die Teilfunktionen bestimmt, sofern sie in dieser Phase der Entwicklung bereits bestimmbar sind. Teilfunktionen werden in Pflichtfunktionen und Wunschfunktionen unterteilt. Pflichtfunktionen sind Funktionen, die erfüllt werden müssen und Wunschfunktionen müssen nur erfüllt werden, wenn es die Umstände erlauben, es besteht jedoch keine Notwendigkeit zur Erfüllung von Wunschfunktionen. Im Falle des Wagenhebers könnte eine Pflichtfunktion sein, dass das Bedienen des Wagenhebers nur mit Handkraft erfolgen soll. Eine Wunschfunktion könnte sein, dass der Wagenheber leichter als 5 kg sein soll.

Teilfunktionen des Produktes können erst bestimmt werden, nachdem das Grundprinzip festgelegt wurde. [5, S.15]

Phase 3: Suchen nach Lösungsprinzipien und deren Strukturen

In Phase drei sollen Lösungsprinzipien gefunden werden, welche die vorher festgelegten Funktionen erfüllen. Das Wichtigste dabei ist ein schrittweises Vorgehen. Dabei wird mit dem Grundprinzip des Produktes begonnen. Wenn dieses feststeht, können die Lösungsprinzipien für die wichtigsten Konstruktionsdetails bestimmt werden.

Das Vorgehen zum Finden der besten Variante läuft bei jedem Schritt gleich ab. Zuerst werden möglichst viele denkbare Varianten bestimmt und danach in einer Bewertungstabelle miteinander verglichen. In dieser Tabelle werden die einzelnen Funktionen je nach ihrer Priorität gewichtet. Die Summe aller Gewichte ist 100. Die Varianten werden bezüglich der Erfüllung dieser Funktionen mit den Noten 1-10 benotet, 10 ist hier die bestmögliche Note. Durch Multiplikation der Gewichte mit der Note und anschließender Summierung aller Funktionen kommt jede Variante auf eine bestimmte Punktezahl. Ausgewählt wird die Variante mit der höchsten Punktezahl. [5, S.15]

Am Ende dieser drei Phasen ist das Grundkonzept des Produktes bestimmt, es erfolgt die detaillierte Konstruktion.

2.2 Hydraulikzylinder

Arbeitszylinder wandeln hydraulische in mechanische Leistung um. Die Kraft entsteht durch den Druck des Öles auf den Kolben, sie ist vom Druck und der Kolbenfläche abhängig. Die Arbeitsgeschwindigkeit wird vom Volumenstrom und von der Kolbenfläche beeinflusst. [6, S.157] Hydraulikzylinder werden nach unterschiedlichen Faktoren unterteilt:

- Bauart
- Dichtungsart
- Führungselement
- Endlagendämpfung
- Befestigungsart

2.2.1 Bauart

Im Allgemeinen können die Bauarten aufgeteilt werden in einfachwirkende und doppelwirkende Hydraulikzylinder. Die doppelwirkenden Zylinder werden in Differentialzylinder und Gleichgangzylinder unterteilt.

Einfachwirkende Zylinder

Die Charakteristik einfachwirkender Zylinder besteht darin, dass sie Kräfte nur in eine Richtung übertragen können. Die Rückstellung des Kolbens erfolgt über eine Rückholfeder oder eine von außen einwirkende Kraft (z.B. Gewichtskraft). Zu diesen Bauarten zählen unter anderem der Plungerzylinder mit Rückholfeder, der Differentialzylinder mit nur einem Anschluss und der Teleskopzylinder.[7, S.170] Beim Plungerzylinder wird die Kolbenstange gleichzeitig auch als Kolben verwendet, siehe Abbildung 2.2. Durch Erhöhung des Öldrucks in der Zylinderkammer kann die Kolbenstange ausgefahren werden. Eingefahren wird der Zylinder durch die Rückholfeder, die an der Kolbenstange und dem Zylinderboden befestigt ist.

Wird bei einem doppelwirkenden Zylinder nur eine Zylinderkammer angeschlossen, liegt das Prinzip eines einfachwirkenden Zylinders vor. Hier kann die Kolbenstange allerdings nur mehr in eine Richtung bewegt werden.

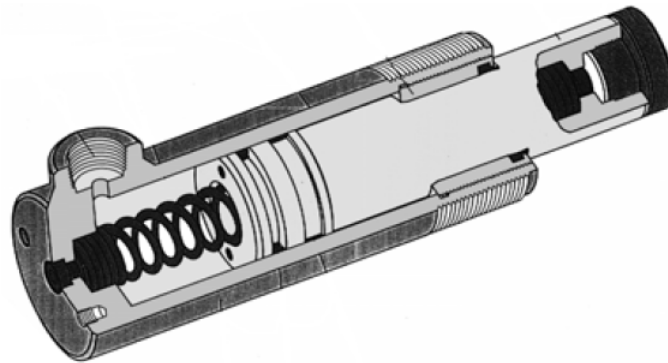


Abbildung 2.2: Plungerzylinder mit Rückholfeder [7, S.170]

Der einfachwirkende Teleskopzylinder wird vor allem in der Mobilhydraulik (z.B LKW) oder bei Aufgaben, bei denen große Hübe erforderlich sind, verwendet. Wird der Zylinder mit Druck beaufschlagt, so fahren die Zylinderrohre nacheinander, mit dem größten beginnend, aus. Damit steigt der benötigte Druck mit jeder Stufe, da bei gleichbleibender Belastung die wirksame Fläche kleiner wird.

In Abbildung 2.3 ist ein fünfstufiger Teleskopzylinder dargestellt. Bei dieser Zylinderart werden besonders niedrig bauende Dichtungen verwendet, um das Bauvolumen zu optimieren. Der maximale Hub bei solchen Zylindern liegen bei etwa 50 m.

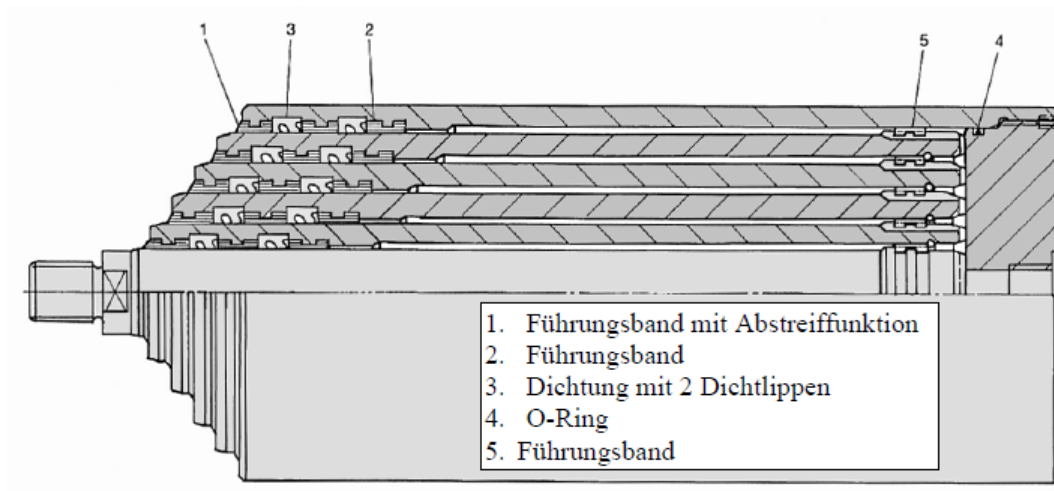


Abbildung 2.3: Fünfstufiger Teleskopzylinder [7, S.185]

Doppeltwirkender Zylinder

Bei dieser Zylinderbauart können beide Seiten des Kolbens angesteuert werden, somit sind Zug- und Druckkräfte übertragbar. Durch den Volumenstrom \dot{Q}_1 kann der Druck p_1 in der linken Zylinderkammer erhöht werden und der Kolben bewegt sich nach rechts. Gleiches gilt auch für die rechte Zylinderkammer.

Bei doppeltwirkenden Zylinder erfolgt die Unterscheidung in Differential- und Gleichgangzylinder.[8, S.130]

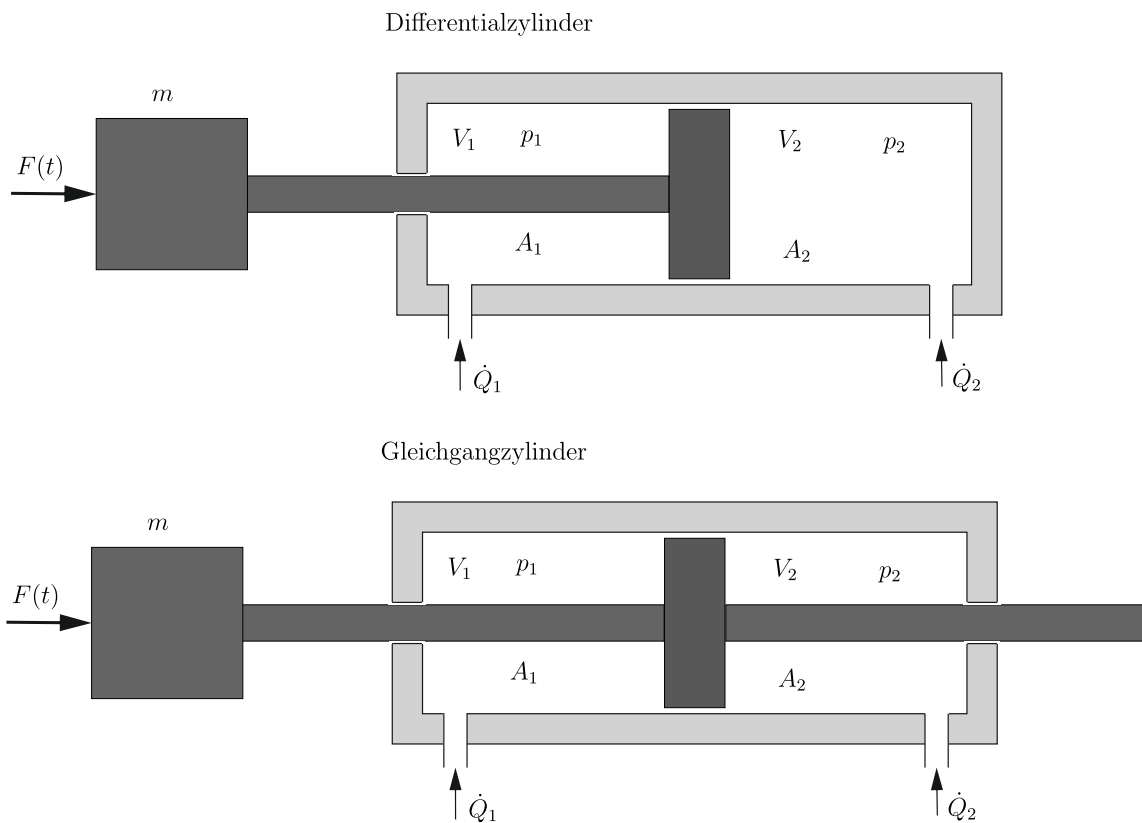


Abbildung 2.4: Doppeltwirkender Zylinder: Unterschied zwischen Gleichgang- und Differentialzylinder

Differentialzylinder

Der Differentialzylinder hat keine durchgehende Kolbenstange und somit zwei unterschiedlich große Wirkflächen ($A_1 \neq A_2$) für den Druck am Kolben. Wie in Abbildung 2.4 ersichtlich ist, ist beim Einfahren die kleinere Fläche wirksam und beim Ausfahren die größere Fläche. Dies hat bei vorgegebenem Volumenstrom \dot{Q} eine erhöhte Geschwindigkeit und kleinere Kraft zur Folge [7, S.171]. Die Differentialzylinder sind dynamisch mit einem standard Servoventil, aufgrund der unterschiedlich großen Kolbenflächen, nicht regelbar. Um diesen Zylinder dynamisch regeln zu können wird ein Servoventil benötigt, welches das gleiche Flächenverhältnis wie der Zylinder hat.

Gleichgangzylinder

Im Gegensatz zum Differentialzylinder hat der Gleichgangzylinder eine durchgehende Kolbenstange und damit zwei gleich große Wirkflächen ($A_1 = A_2$) für die Zug- und Druckkraft. Diese Zylinderbauart kann dynamisch mit einem standardmäßig erhältlichen Servoventil geregelt werden. Die durchgehende Kolbenstange wirkt sich allerdings nachteilig auf die Baulänge aus.

2.2.2 Dynamische Dichtungen

Einer der wichtigsten Faktoren für den Wirkungsgrad eines Zylinders ist die verwendete dynamische Dichtung, denn der Wirkungsgrad eines Hydraulikzylinders hängt sehr stark von der Reibung zwischen der Kolbenstange und dem Gehäuse ab. An dieser Stelle muss allerdings auch die Zylinderkammer gegenüber der Umgebung abgedichtet werden. Wird dafür eine nicht geeignete Dichtung verwendet, entsteht entweder viel Wärme oder eine große Leckage. Beide Fälle bewirken einen schlechten Wirkungsgrad oder sogar den Ausfall des Zylinders. Ein weiterer Faktor für die Gesamtreibung des Zylinders, ist die Reibung zwischen dem Kolben und dem Zylinderrohr.

Prinzipiell werden berührende und berührungsfreie Dichtungen unterschieden.

Berührende Dichtungen

In den Standardzylindern werden in der Regel berührende Dichtungen eingebaut, da bei den meisten praktischen Anwendungen (z.B. Baumaschine) die Robustheit wichtiger ist, als einen hohen Wirkungsgrad zu erzielen.

Diese dynamischen Dichtungen werden zum einen zwischen Kolbenstange und Gehäuse und zum anderen zwischen Kolben und Zylinderrohr verwendet.

Infolge der Gleitbewegung heben die Gleitdichtflächen voneinander ab. Es entsteht ein sehr enger dynamischer Dichtspalt, in dem sich laminare Strömung ausbildet. Mit der Bewegung setzt Undichtheit ein. Bei Vorlaufbewegung wird infolge der Schlepplströmung stets ein dünner, an der Stange haftender, Flüssigkeitsfilm unter der Dichtung mitgenommen, der nach außen gelangt. Anpressung der Dichtung, Viskosität der Hydraulikflüssigkeit und Gleitgeschwindigkeit bestimmen die Dicke des Schmierfilms. Das gilt auch für den Rückhub, wenn auch unter geänderten Verhältnissen. [9, S.532]

Die kritische Dichtstelle beim Hydraulikzylinder befindet sich auf der Kolbenstange, da dort von außen durch die Bewegung der Stange Schmutz in den Zylinder kommen kann. Des Weiteren ist es wichtig, dass es zu keinem Leckölfluss kommt, d.h. der Zylinder muss dicht sein. Diese beiden Gegebenheiten kommen beim Kolben so nicht zum Tragen. Daher wird an der Kolbenstange zusätzlich zur Stangendichtung ein Abstreifer eingebaut. Dieser hat die Aufgabe, den Zylinder von außen nach innen abzudichten, ihn also gegen

den Eintritt von Schmutz zu schützen.

In Abbildung 2.5 sind vier grundsätzliche Arten von Hydraulikdichtungen und ihre Wirkungsweise dargestellt. Der große Vorteil von berührenden Dichtungen liegt in ihrer hohen Funktionssicherheit. Der Nachteil dieser Dichtungsart ist die durch die Berührung entstehende Reibung, welche zu Verlusten führt. Diese Reibung verhält sich proportional zum Betriebsdruck. Bei dynamischem Betrieb kann die Dichtung leicht überhitzen und in Folge ausfallen.[9, S.533]

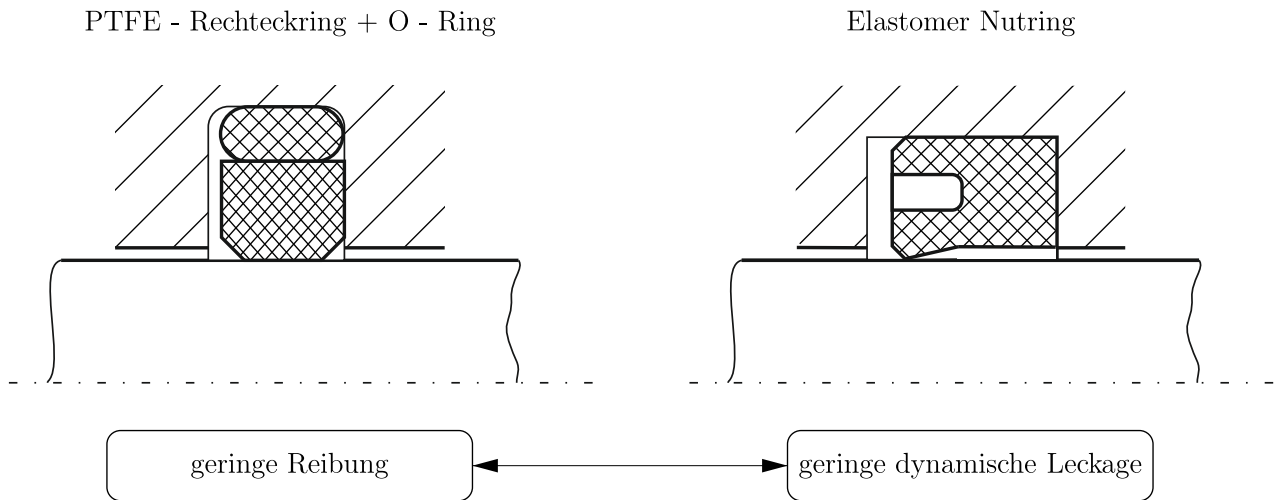


Abbildung 2.5: Wirkungsweise von Hydraulikdichtungen

Berührungsfreie Dichtungen

Berührungsfreie Dichtungen kommen bei Zylindern zum Einsatz, an welche hohe Anforderungen an den Wirkungsgrad gestellt werden, wie zum Beispiel bei Prüfständen. Da die Dichtung berührungsfrei ist, entsteht wenig Reibung (Flüssigkeitsreibung), es kommt somit zu keinem nennenswerten Wärmeeintrag, dies ermöglicht Geschwindigkeiten bis zu 5 m/s.

Als berührungslose Dichtungen kommen nur Spaltdichtungen in Frage. Dabei wird der Druck in einem sehr kleinen Spalt von maximalem Druck auf Umgebungsdruck abgebaut. Es wird zwischen einer hydrostatischen Lagerung, einer Ringspaltdichtung und einer Keilspaltdichtung unterschieden.

Hydrostatische Lagerung

Die hydrostatische Lagerung in der Abbildung 2.6 besteht aus vier am Umfang verteilten Lagertaschen. Zwischen diesen Lagertaschen befinden sich die Ablaufnuten mit der

Damit das Öl aus der Sammelnut nicht als Leckage austritt, wird am Ende des Zylinders entweder eine Stangendichtung angebracht oder eine Leckölpumpe verwendet.

Der Vorteil der hydrostatischen Lagerung ist die niedrige Reibung aufgrund des Ölfilms zwischen Kolbenstange und Gehäusebohrung. Weiters kann diese Lagerung aufgrund des Druckaufbaus in den Lagertaschen auch hohe Querkräfte aufnehmen.

Die Einstellung der Drossel für die Druckverteilung in den Lagertaschen ist aufwendig.

Ringspaltichtung

Bei Ringspaltichtungen wird der Öldruck in einem sehr schmalen (ca. 30-50 μm) und langen Spalt abgebaut, ohne dabei einen großen Leckageverlust zu erzeugen. Um das genaue Prinzip einer Ringspaltichtung zu verstehen, muss der Druckverlauf bekannt sein, vergleiche Abschnitt 2.2.2. In Abbildung 2.7 ist die prinzipielle Konstruktion eines Hydraulikzylinders mit Ringspaltichtung dargestellt. Die Kolbenstange muss gegenüber dem Gehäuse abgedichtet werden. Dies funktioniert mithilfe der Ringspaltichtung. Vor dieser Dichtung befindet sich ein Führungsband, um die Querkräfte die über die Kolbenstange eingeleitet werden aufnehmen zu können. Damit die Leckage in die dafür vorgesehen Bohrung geht und nicht in die Umgebung abgeführt wird, befinden sich ganz links ein Abstreifer und eine Stangendichtung. Der gleiche Aufbau befindet sich auch auf der rechten Seite des Hydraulikzylinders. Für die Funktion der Ringspaltichtung ebenfalls notwendig ist die Abdichtung an der Außenseite des Ringes, damit der Leckagestrom durch den schmalen Spalt zwischen Kolbenstange und Ringspaltichtung fließt. Diese Abdichtung ist in der Prinzipskizze nicht dargestellt, da mehrerer Varianten möglich sind.

Der Vorteil einer solchen Bauweise ist die geringe Reibung zwischen Kolbenstange und Ringspaltichtung. Im Vergleich zur hydrostatischen Lagerung ist die Ringspaltichtung einfach einzustellen, weil diese sie sich mit der Kolbenstange radial mitbewegt und daher auch keine Querkräfte aufnimmt. Die Größe des Leckölstromes hängt sehr stark von der Breite des Spalts ab.

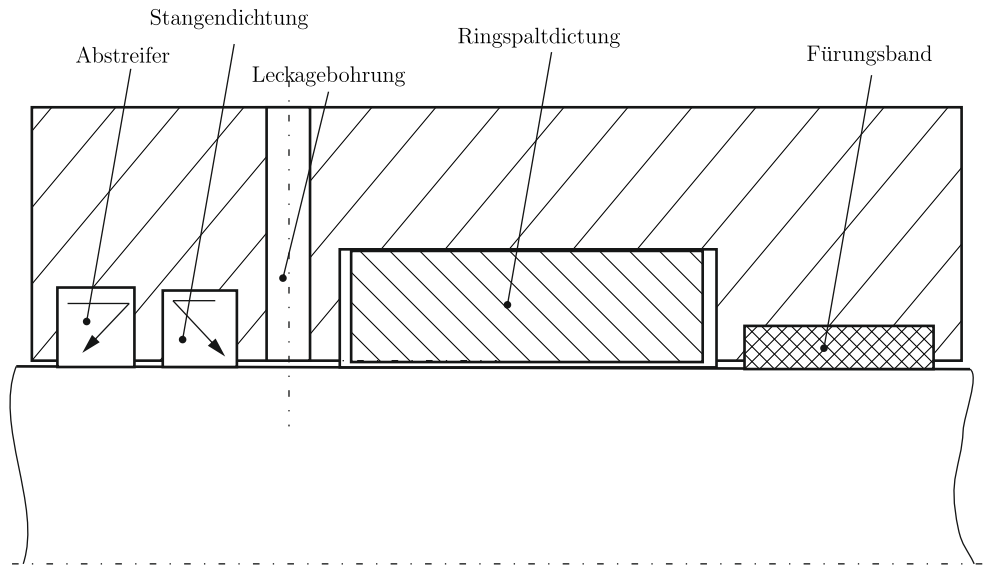


Abbildung 2.7: Prinzipskizze einer Ringspaltichtung

Berechnung des Druckverlaufs in einem Ringspalt

Um die Konstruktion des Zylinders durchführen zu können, ist die Bestimmung der Druckverteilung im Ringspalt enorm wichtig. Die dazu benötigte Gleichung wird aus den zwei Definitionen der Schubspannung τ hergeleitet.

1.Definition:

$$\tau = \frac{dF}{dA} \quad (2.2)$$

2.Definition:

$$\tau = \eta \cdot \frac{du}{dy} \quad (2.3)$$

Wobei F die Kraft, A die Fläche, η dynamische Viskosität, du die infinitesimale Geschwindigkeit in Richtung x und dy ein infinitesimales Stück in Richtung y ist.

Durch Abwicklung des Ringspalts entsteht ein Quader mit trapezförmiger Grundfläche, siehe Abbildung 2.8.

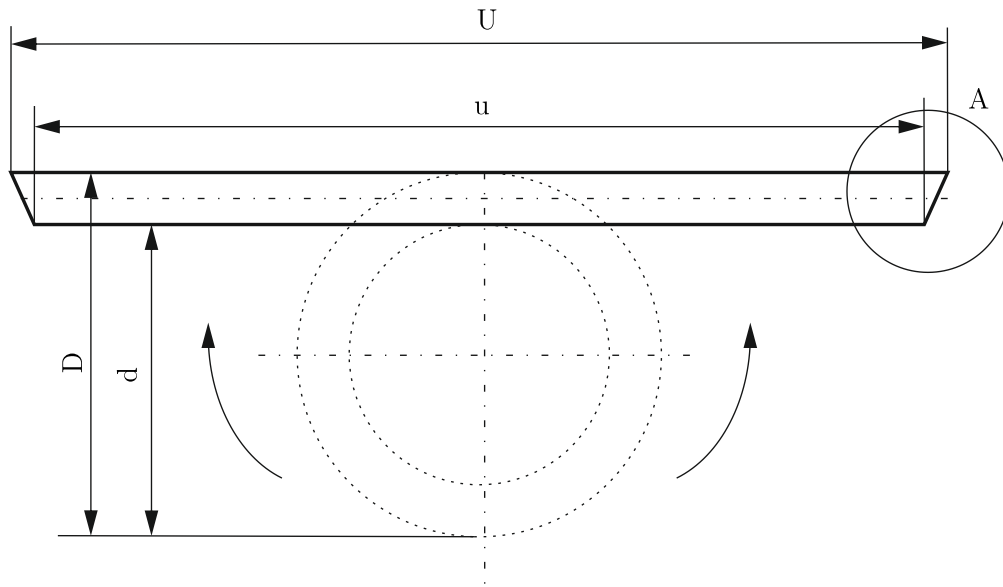


Abbildung 2.8: Abwicklung des Ringspalts

Da die Höhe h des Ringspalts im Verhältnis zum Umfang u sehr klein ist, kann das Trapez durch ein Rechteck mit Länge U_m und Breite h angenähert werden, dargestellt in Abbildung 2.9 oben. Weil die Flächen A_1 und A_2 gleich groß sind, ändert sich nichts am Gesamtvolumen des Quaders.

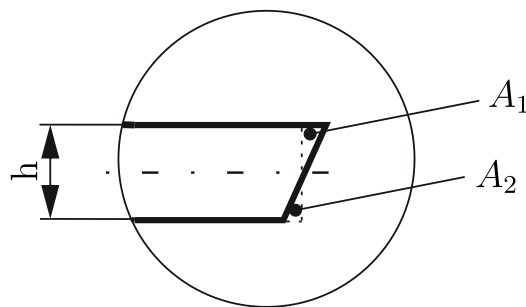


Abbildung 2.9: Annäherung des Ringspalts Trapez - Rechteck

Zur weiteren Berechnung wird ein infinitesimaler Quader aus dem Strömungsquerschnitt des Ringspalts geschnitten. Die infolge des Druckes entstehende Kraft dF ist durch

$$dF = dp \cdot dz \cdot y \quad (2.4)$$

gegeben, wobei dp die Druckdifferenz und dz ein infinitesimales Stück in Richtung z ist.

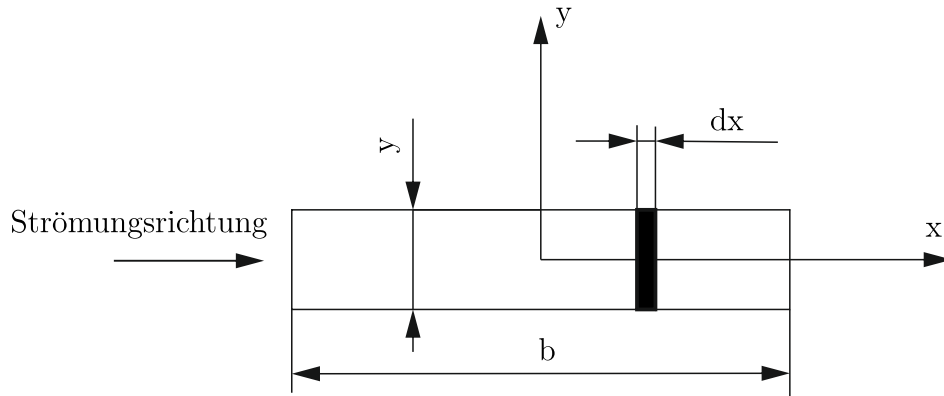


Abbildung 2.10: Querschnitt durch den Ringspalt

Da der Druckverlauf unabhängig von der z -Richtung ist, kann für dz der Umfang des mittleren Durchmessers d_m eingesetzt werden. Damit wird aus der Gleichung (2.4):

$$dF = dp \cdot d_m \cdot \pi \cdot y. \quad (2.5)$$

Aus den Seiten dx und dz ergibt sich die Fläche dA zur Bildung der Schubspannungen

$$dA = dx \cdot dz = dx \cdot d_m \cdot \pi. \quad (2.6)$$

Die Gleichung (2.6) wird in die 1. Definition der Schubspannung eingesetzt, es ergibt sich

$$\tau = \frac{dp \cdot y}{dx}. \quad (2.7)$$

Durch Gleichsetzen der Gleichungen (2.7) und (2.3) folgt

$$\frac{dp \cdot y}{dx} = \eta \cdot \frac{du}{dy}. \quad (2.8)$$

Durch Trennung der Variablen kann die Gleichung (2.8) integriert werden zu

$$u = \frac{dp}{dx \cdot \eta} \cdot \int_{-h/2}^y y \cdot dy = \frac{dp}{dx \cdot \eta} \cdot \left(\frac{y^2}{2} - \frac{h^2}{8} \right). \quad (2.9)$$

Der Volumenstrom eines inkompressiblen Fluids durch einen Ringspalt ist durch nachstehende Gleichung gegeben

$$d\dot{Q} = A \cdot u = d_m \cdot \pi \cdot dy \cdot u. \quad (2.10)$$

Danach wird der Zusammenhang für die Strömungsgeschwindigkeit aus Gleichung (2.9) in Gleichung (2.10) eingesetzt und es ergibt sich

$$\dot{Q} = d_m \cdot \pi \cdot \int_{-h/2}^{h/2} \frac{dp}{dx \cdot \eta} \cdot \left(\frac{y^2}{2} - \frac{h^2}{8} \right) \cdot dy. \quad (2.11)$$

Durch Integration und Umformen ergibt sich

$$dp = - \frac{12 \cdot \eta \cdot \dot{Q}}{d_m \cdot \pi \cdot h^3} \cdot dx. \quad (2.12)$$

Damit kann der Druckverlauf innerhalb des Ringspalts berechnet werden. Mithilfe des Druckverlaufes kann die Rückstellkraft des Dichtungsringes bestimmt werden. Das genaue Vorgehen, um die Kraft zu bestimmen, wird in Kapitel 3.1 beschrieben.

Keilspaltdichtung

Bei Keilspaltdichtungen wird die Radialkraft zur Zentrierung des Kolbens im Zylinderrohr ausgenutzt, die bei einem konischen Spalt entsteht. Diese wirkt, im Falle eines vom großen zum kleinen Druck hin schmaler werdenden Spalts, zentrierend, vergleiche Abschnitt 3.1.

In Abbildung 2.11 ist eine Keilspaltdichtung, welche als Stangendichtung verwendet wird dargestellt. Damit diese funktionieren kann, muss der Lagerdruck p_E immer größer als der Druck p_1 im Zylinderrohr sein. Andernfalls wäre der Konus zwischen Lager und Zylinder in die falsche Richtung geneigt und die Kolbenstange würde an die Dichtung gedrückt werden. Für diese Art der Dichtung wird also ein sehr hoher Druck benötigt. Der Vorteil des hohen Drucks ist, dass auch die Kraft groß wird, deshalb werden bei geringen Querbelastungen keine Führungsbänder benötigt.

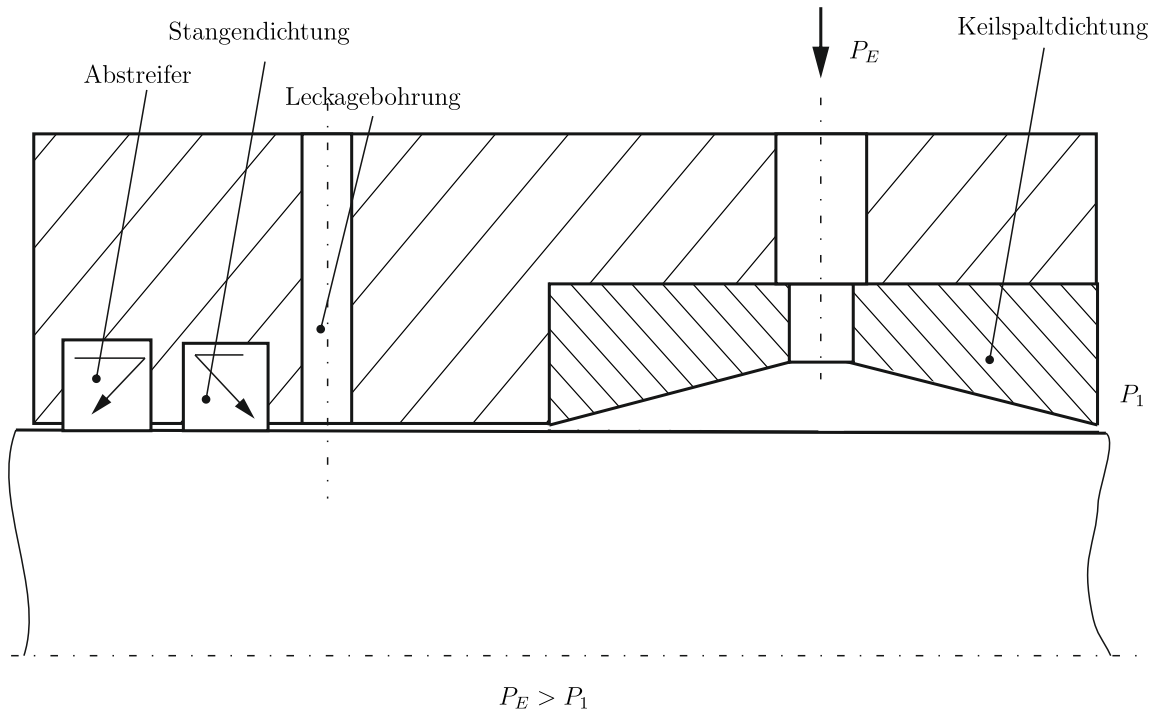


Abbildung 2.11: Keilspaltdichtung als Stangendichtung

In der Abbildung 2.12 ist die Keilspaltdichtung als Kolbendichtung dargestellt. Für die Funktion der Kolbendichtung wird kein externer Druck benötigt. In der Mitte des Kolbens befindet sich die Leckagebohrung, damit wirkt hier der Umgebungsdruck. Der Druck in der Leckagebohrung ist immer geringer als der Druck in den beiden Zylinderkammern, die entstehende Kraft wirkt somit als Zentrierung.

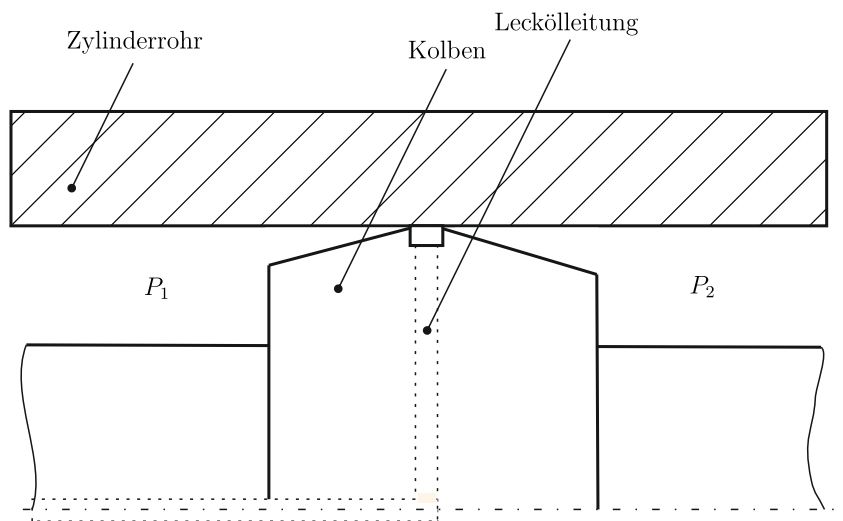


Abbildung 2.12: Keilspaltdichtung als Kolbendichtung

Aufgrund der entstehenden Zentrierkraft kann die Keilspaltdichtung Querkräfte aufnehmen. Ein großer Nachteil ist die externe Zuführung eines Öldruckes der größer ist als der Arbeitsdruck im Zylinder. Weiters muss die Leckage, welche bei der Kolbendichtung entsteht, über die Kolbenstange abgeführt werden.[9, S.528]

2.2.3 Führungselemente

Jeder Hydraulikzylinder benötigt Elemente zur Führung der Kolbenstange im Gehäuse und des Kolbens im Zylinderrohr. Die einzige Ausnahme bildet ein Zylinder mit einer hydrostatischen Lagerung, denn diese übernimmt gleichzeitig die Abdichtung des Druckraumes gegenüber der Umgebung und die Führung der Kolbenstange im Gehäuse.

Bei Hydraulikzylindern wird als Führungselement zumeist ein Führungsband verwendet. Dabei handelt es sich um ein Kunststoffband, dessen Kontaktfläche eine reibungsminimierende Beschichtung hat und hohe Flächenpressungen ertragen kann.

2.2.4 Endlagendämpfung

Die Endlagendämpfung bzw. -bremsung, die ein weiches Anfahren des Kolbens in die Endlage ermöglicht, dient dem Schutz des Zylinders sowie der gesamten Anlage.[6, S.174] Die Aufgabe der Endlagendämpfung ist es, die kinetische Energie kurz vor dem Hubende zu drosseln und damit zu verhindern, dass der Kolben mit der maximalen Geschwindigkeit in den Anschlag fährt. Diese stoßartige Belastung könnte zu große Schäden am gesamten Zylinder führen. Die vorhandene Energie E im System kann mithilfe Gleichung

$$E = 0,5 \cdot m \cdot v^2 \pm m \cdot g \cdot s \cdot \sin(\alpha) \quad (2.13)$$

berechnet werden. Die setzt sich aus der kinetischen und potentiellen Energie im System zusammen. Die kinetische Energie wird aus der Masse m und der Kolbengeschwindigkeit v berechnet. Die potentielle Energie berechnet sich aus der Masse m , der Erdbeschleunigung g , der Dämpfungslänge und dem Winkel α zwischen der Kraftwirkungslinie und der senkrechten Einbaulage.

Die kinetische Energie kann reduziert werden durch Verengung der Ölleitung. Damit kann das Öl nicht schnell entweichen und die Kolbenstange wird gebremst.

2.2.5 Befestigungsart

Die verschiedenen Anwendungsfälle für den Einbau und die Verwendung von Hydraulikzylinder fordern unterschiedliche Befestigungsarten. Es wird unterschieden zwischen Bodenbefestigung, Flanschbefestigung, Fußbefestigung, Schwenkaugenbefestigung und Schwenkzapfenbefestigung.

Bei der Wahl der Befestigung muss besonders darauf geachtet werden, dass der Kraftfluss möglichst einfach verläuft und die Querkraft auf die Kolbenstange klein ist.

2.3 Kleben

Aus dem täglichen Sprachgebrauch sind zur Beschreibung klebender Substanzen verschiedene Ausdrücke, wie z.B. Leim, Kleister, Kleber oder sonstige Namen, die ihren Ursprung zum Teil in alten Zunfttraditionen oder Anwendungsmöglichkeiten haben, bekannt. Als einheitlichen Oberbegriff, der die anderen gebräuchlichen Begriffe für die verschiedenen Klebstoffarten einschließt, definiert DIN EN 923 einen Klebstoff als einen "nichtmetallischen Stoff, der Füge­teile durch Flächenhaftung und innere Festigkeit (Adhäsion und Kohäsion) verbinden kann".[11, S.3]

2.3.1 Aufbau einer Klebverbindung

Eine Klebverbindung ist wie ein Verbundsystem aufgebaut und besteht aus verschiedenen Schichten (siehe Abbildung 2.13). Zwischen dem Füge­teil und der Klebschicht bildet sich eine sogenannte Grenzschicht aus.

Wie in jedem Verbundsystem mit verschiedenen Gliedern ist auch bei Klebverbindungen die Gesamtfestigkeit durch das schwächste Glied vorgegeben [11, S.315]. Die zulässige Spannung in der Klebverbindung beschreibt also die maximale Beanspruchung, bis in einer der Schichten ein Bruch eintritt.

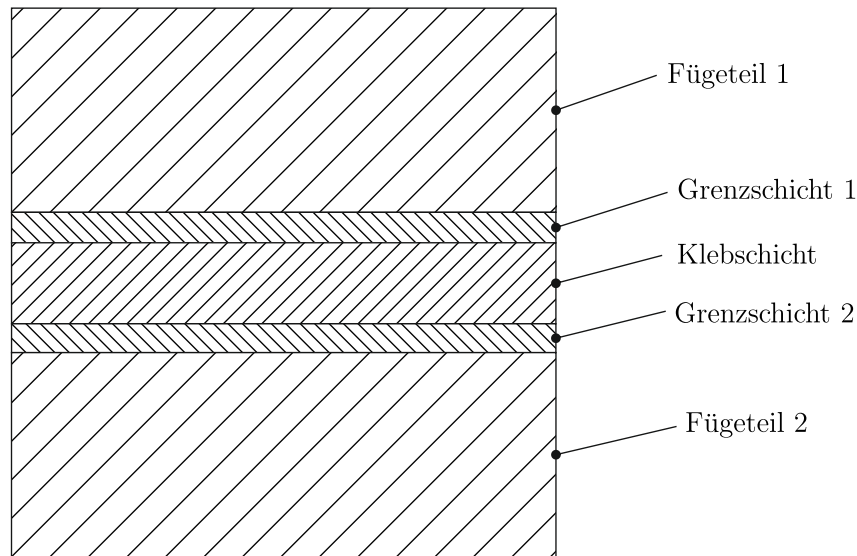


Abbildung 2.13: Aufbau einer Klebverbindung

2.3.2 Bindungskräfte

Bei den meisten Klebverbindungen ist die Festigkeit der Fügeteile deutlich größer als die der Grenzschrift und der Klebschicht. Daher werden zur Festigkeitsberechnung auch nur diese beiden Schichten betrachtet. Die bestimmenden Bindungskräfte in der Grenzschrift sind die Adhäsionskräfte, in der Klebschicht sind die Kohäsionskräfte vorherrschend. In diesem Kapitel diese beiden Kräfte genauer betrachtet.

Adhäsionskräfte

Unter Adhäsion werden die Bindungskräfte zwischen zwei unterschiedlichen Stoffen verstanden, im Falle einer Klebverbindung handelt es sich um die Bindungskräfte zwischen Fügeteil und Klebstoff. Die Adhäsion setzt sich aus der spezifischen Adhäsion, mechanische Adhäsion und der Autohäsion.

Die Stärke der Bindungskräfte in der Grenzschrift von Metallklebverbindungen sind zum größten Teil von der spezifische Adhäsion abhängig. Hierunter werden die auf chemische, physikalische und thermodynamische Gesetzmäßigkeiten beruhenden Adhäsionserscheinungen verstanden. Der Wirkungsbereich liegt bei ca. 0,2-1nm [11, S.325]

Aufgrund der sehr geringen Breite der Grenzschrift zwischen Fügeteiloberfläche und Klebschicht ist es kaum mehr möglich, diese messtechnisch zu erfassen. Daher werden die Grenzschriftphänomene durch viele verschiedenen Theorien beschrieben.

Für die Erzielung optimaler Adhäsionskräfte ist die Aktivierung der Oberfläche Voraussetzung. Durch diesen Vorgang, der auf mechanischem oder chemischen Wege durchgeführt werden kann, erfolgt das Freilegen oder Erzeugen physikalisch oder chemisch reaktiver Stellen an der Oberfläche als Voraussetzung für die den Adhäsionskräften zugrundeliegenden atomaren und molekularen Wechselwirkungen. [11, S.326]

Bei Betrachtung dieser Zusammenhänge ergibt sich somit in dem Bereich der spezifischen Adhäsion ein dreidimensionales Modell der mechanischen Adhäsion im Mikrobereich durch einen sogenannten "mikromechanischen Formschluss" [11, S.326].

Die thermodynamische Berechnung ist aufgrund der Tatsache, dass der Benetzungsvorgang zwischen Klebstoff und Oberfläche irreversibel ist, nicht möglich. Im thermodynamischen Sinne besteht wegen der durch die Chemisorption gegebenen chemischen Bindungen keine "reine" Phasengrenze, die Grenzschicht ist "thermodynamisch verwischt" und nach der Trennung sind beide Partner an ihren Phasengrenzen nicht wieder in ihrem ursprünglichen Zustand [11, S.326].

Die Betrachtung der Theorien der spezifischen Adhäsion lässt den Schluss zu, dass es sich hier um einen sehr komplexen und von sehr vielen Faktoren abhängigen Vorgang handelt. Daher ist die exakte Berechnung der vorhandenen Bindungskräfte in dieser Schicht nicht möglich.

Mechanische Adhäsion

Die mechanische Adhäsion entsteht dadurch, dass der Klebstoff in Poren und Hinterschnidungen fließt und dort aushärtet. Der dadurch entstehende Formschluss erhöht die Bindungskraft der Klebverbindung. Diese Art der Adhäsion hat aber fast keine Bedeutung im Bereich der Metallklebeverbindungen.

Kohäsionskräfte

Im Gegensatz zur Adhäsion beschäftigt sich die Kohäsion mit den Bindungskräften innerhalb eines Stoffes. Die Kohäsionsfestigkeit ist eine werkstoff- und temperaturabhängige Größe, sie ist bei Metallen wesentlich größer als bei Flüssigkeiten. Quantitative Anhaltspunkte für die Kohäsionsfestigkeit erhält man über die Zugfestigkeit und das Dehnungsvermögen der Werkstoffe. [11, S.334]

2.3.3 Klebstoffarten

Klebstoffe werden nach verschiedenen Kriterien unterteilt. Sie können in Reaktionsklebstoffe und Physikalisch abbindende Klebstoffe unterteilt werden. Die Reaktionsklebstoffe härten durch eine chemische Reaktion aus, dagegen härten die physikalisch abbindenden

Klebstoffe ohne chemische Reaktion aus.

Reaktionsklebstoffe werden weiter in Polyadditionsklebstoffe, Polymerisationsklebstoffe und Polykondensationsklebstoffe unterteilt. Diese Aufteilung chemisch reagierender Klebstoffe ist in Abbildung 2.14 dargestellt.

2.3.4 Kleben einer Welle-Nabe Verbindung

Zum Kleben einer Welle-Nabe Verbindung wird meist ein anaerober Klebstoff verwendet. Dieser gehört zu der Gruppe der Polymerisationsklebstoffe. Kennzeichnendes Merkmal von Einkomponenten-Polymerisationsklebstoffe ist ein Aushärtemechanismus, der in Abwesenheit von Sauerstoff stattfindet (anaerob: aus der Biologie stammende Bezeichnung für ohne Sauerstoff lebender Mikroorganismen). [11, S.23ff]

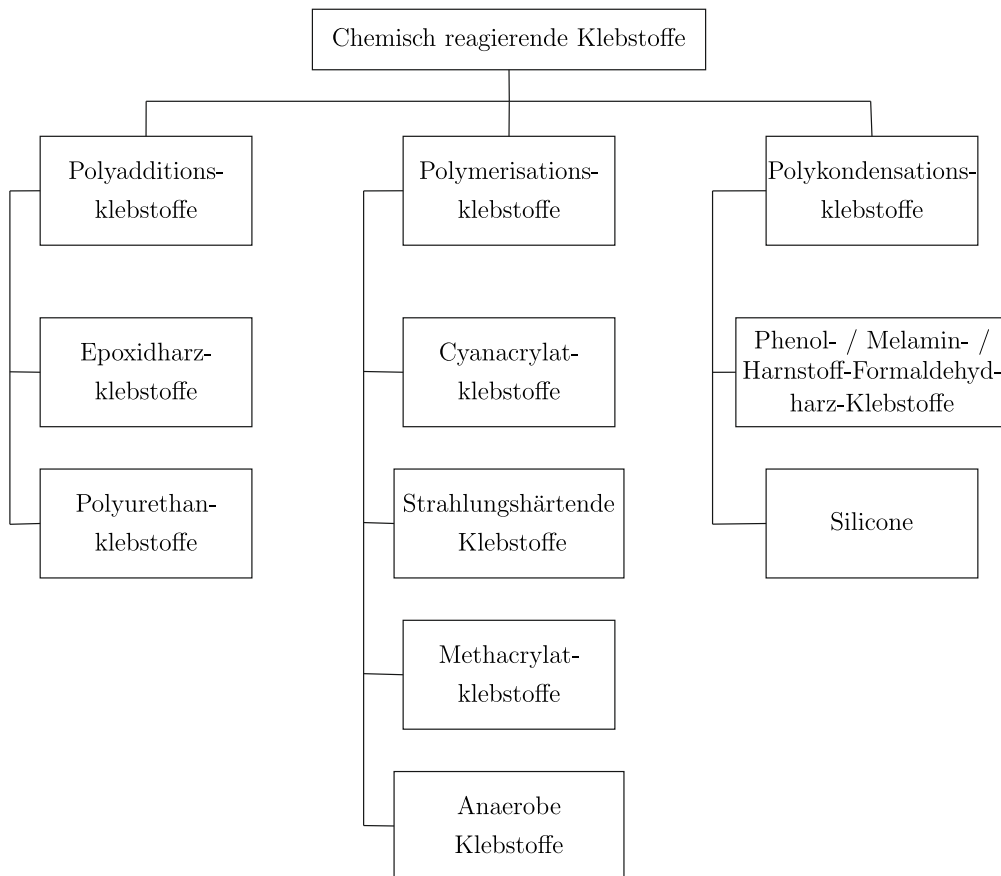


Abbildung 2.14: Einteilung wichtiger Reaktionsklebstoffe nach Art ihrer Polymerbildung

Grundsätzlich kommen zum Kleben einer Welle-Nabe-Verbindung zwei verschiedene Möglichkeiten in Frage:

Zum einen die Klebeverbindung mit Spielpassung, dabei sollte der Spalt zwischen den beiden Fügeteilen nicht größer als $50 \mu\text{m}$ sein, aber auch nicht zu knapp ausgeführt sein, um ein einfaches Fügen zu ermöglichen.

Um die Festigkeit der Klebverbindung zu steigern, wird ein Querpressverband erzeugt. Der Aufwand des Klebens ist hier größer, da die Nabe zuerst erwärmt werden muss, um das Kleben im erhitzten Zustand durchzuführen. Die Abkühlung der Welle sollte auf jeden Fall vermieden werden, um Wassereinschlüsse durch die Bildung von Kondensat zu verhindern.

Eine weitere Möglichkeit zur Herstellung einer Klebverbindung besteht in der Kombination der beiden erklärten Verfahren. Die Spielpassung sollte einen Spalt zwischen $20\text{-}30 \mu\text{m}$ aufweisen, vor dem Fügen wird die Nabe auf etwa 40°C erhitzt. Durch Abkühlen der Nabe nach dem Kleben werden ungewünschte Lufteinschlüsse aus dem Spalt gedrückt, um die Homogenität der Klebschicht zu steigern. Diese Art zur Herstellung der Klebverbindung ist mit geringem Aufwand machbar.

Berechnung einer geklebten Spielpassung

Aufgrund der beschriebenen Schwierigkeiten der Berechnung von vorhandenen Bindungskräften erfolgt die Auslegung der Klebverbindung zum größten Teil über Faktoren. Die Berechnung des Abminderungsfaktors f_{ges} erfolgt laut Gleichung .

$$f_{ges} = \prod_{i=1}^8 f_i \quad (2.14)$$

Er ist nötig, um die zulässige Spannung in der Klebverbindung zu minimieren. Mithilfe des Abminderungsfaktors werden die maximal übertragbare Axialkraft F_{max} sowie das maximal übertragbare Drehmoment M_{tmax} berechnet. Diese beiden Größen werden durch die Gleichungen

$$F_{max} = \tau_D \cdot A_K \cdot f_{ges} \quad (2.15)$$

$$M_{tmax} = \frac{\tau_D \cdot A_K \cdot D \cdot f_{ges}}{2} \quad (2.16)$$

berechnet. Wobei τ_D die Druckscherfestigkeit des Klebstoffes, A_K die Klebefläche und D der Durchmesser der Kolbenstange.

3 Berechnungen

In diesem Kapitel werden die beiden wichtigsten Bauteile in diesem Kapitel berechnet und analysiert. Das ist zum einen die Ringspалtdichtung. Diese ist der entscheidende Faktor, ob der Hydraulikzylinder reibungsarm ist oder nicht. Wird sie falsch ausgelegt kann sie auch eine bremsende Wirkung haben. Der wichtigste Teil zur Kraftübertragung vom Öl auf die Kolbenstange ist der Kolben. Darum wird auch die Klebeverbindung von Kolben und Kolbenstange berechnet.

3.1 Kräfte in der Ringspалtdichtung

Die Ringspалtdichtung gehört zur Gruppe der berührungslosen Dichtungen. Die Abdichtung erfolgt ausschließlich durch einen sehr schmalen Spalt. Durch die Druckdifferenz vor und nach der Ringspалtdichtung ist eine Leckage nicht zu vermeiden. Die Dichtung wird so ausgelegt, dass der Leckölstrom minimal wird und es in weiterer Folge im Betrieb zu keiner Berührung zwischen der Dichtung und der Kolbenstange kommt.

Der Leckagestrom wird mithilfe der Formel (2.12), die in Abschnitt 2.2.2 hergeleitet wurde, berechnet. Für die Berechnung des Leckagestroms werden folgende Vereinfachungen getroffen:

- zweidimensionale Strömung, Tangentialströmungen werden nicht berücksichtigt
- keine Relativgeschwindigkeit zwischen Kolbenstange und Ringspалtdichtung
- die Achsen der Ringspалtdichtung und Kolbenstange sind parallel
- konstante Druckdifferenz

Die beispielhafte Berechnung erfolgt für eine Ringspалtdichtung mit 50 mm Durchmesser, 40 mm Länge und 50 μm Spaltbreite.

Die radiale Druckverteilung wird durch die Integration der Gleichung 2.12 gelöst.

$$p(\varphi, e_z) = p_0 - \frac{12 \cdot \eta \cdot Q}{d_m \cdot \pi} \cdot \int_0^l \frac{dx}{h(x, \varphi, e_z)^3} \quad (3.1)$$

Zur Lösung dieser Gleichung muss der Spaltverlauf h bestimmt werden.

3.1.1 Spaltverlauf

Der Spaltverlauf h ist abhängig von der Position x , dem Winkel φ und der Exzentrizität e_z . Es wird angenommen, dass es sich bei der Ringspaltverdichtung um einen konusförmigen Spalt handelt. Die Spaltbreite wird zum größeren Druck hin breiter, es stellt sich ein konvergenter Verlauf ein.

Der Spalt wird in zwei Abschnitte unterteilt, in einen Konusspalt $h_1(x)$ und in einen parallelen Spalt $h_2(e_z, \varphi)$. Diese Aufteilung ist in der Abbildung 3.1 dargestellt. Der erste Teil wird durch den Konus bestimmt und der zweite durch die exzentrische Lage zwischen Kolbenstange und Ringspaltverdichtung.

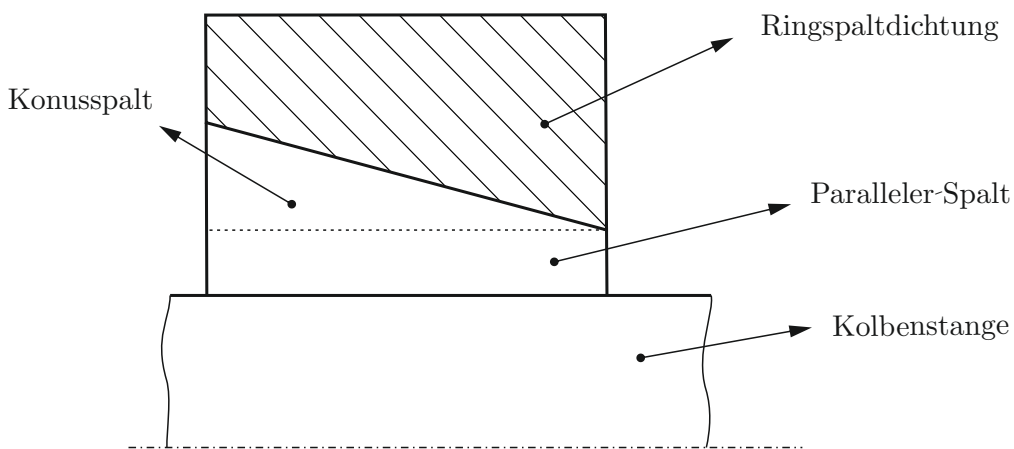


Abbildung 3.1: Spaltaufteilung in einen parallelen Spalt und in einen Konusspalt

Der Konusspalt wird mit drei unterschiedlichen Funktionen durchgeführt, um den Einfluss des Spaltverlaufs auf den Druckverlauf festzustellen. Dazu werden eine lineare, eine konkave und eine konvexe Funktion verwendet. Für die Aufweitung des Konus der linearen Funktion wird der bei der FE-Berechnung erhaltene Wert genutzt. Damit die drei Verläufe miteinander verglichen werden können, soll das Spaltvolumen immer gleich groß sein

$$A = \int_{-l}^0 h_a(x) dx = \int_{-l}^0 h_b(x) dx = \int_{-l}^0 h_c(x) dx. \quad (3.2)$$

Die Strömungsrichtung wird in positiver x -Richtung angenommen. In Abbildung 3.2 sind die drei Funktionen in einem Koordinatensystem eingezeichnet.

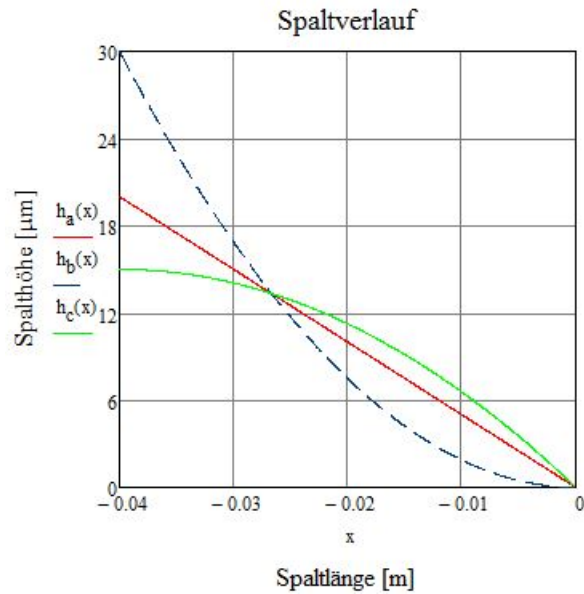


Abbildung 3.2: Spaltverlauf infolge des Konus (a=linear , b=konvex , c=konkav)

Sobald die Achse der Kolbenstange exzentrisch gegenüber der vom Ringspaltelement ist, ergibt sich am Umfang ein unterschiedlich breiter Spalt, so wie es in Abbildung 3.3 auf der linken Seite dargestellt wird. Damit die Funktion der Spaltbreite berechnet werden kann, muss das rote Dreieck betrachtet werden. Dieses Dreieck ist in der Abbildung 3.3 auf der rechten Seite dargestellt.

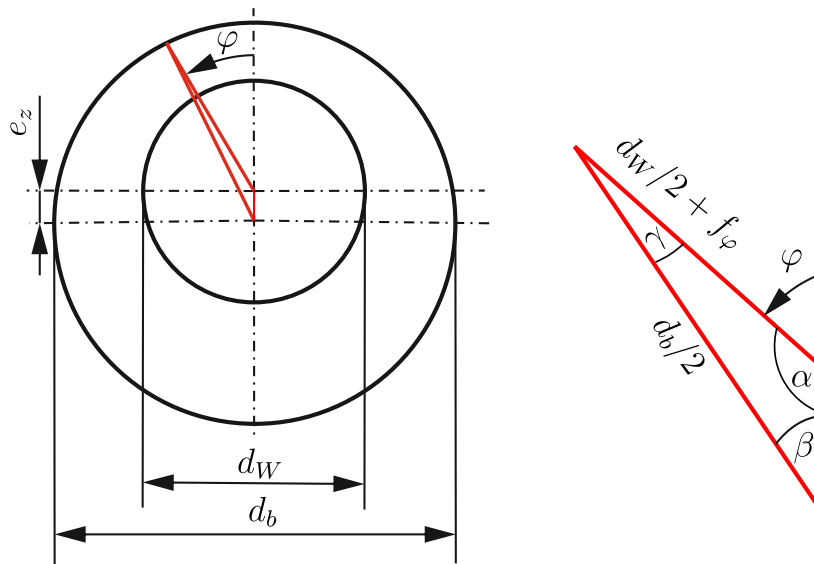


Abbildung 3.3: Spaltbreite in Abhängigkeit von der Exzentrizität e_z

Anhand dieses Dreiecks erkennt man folgenden Zusammenhang:

$$\alpha = \pi - \varphi \quad (3.3)$$

Mithilfe des Sinussatzes und der Gleichung (3.3) werden die restlichen Winkel in Abhängigkeit von φ bestimmt.

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{e_z \cdot 2 \cdot \sin(\pi - \varphi)}{D_B}\right) \quad (3.4)$$

Durch Einsetzen des trigonometrischen Zusammenhangs

$$\sin(\pi - \varphi) = \sin(\varphi) \quad (3.5)$$

ergibt sich

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{e_z \cdot 2 \cdot \cos(\varphi)}{D_B}\right). \quad (3.6)$$

Aus der Winkelsumme des Dreiecks folgt

$$\beta = \pi - \alpha - \gamma = \varphi - \gamma = \varphi - \arcsin\left(\frac{e_z \cdot 2 \cdot \cos(\varphi)}{D_B}\right). \quad (3.7)$$

Durch Anwendung des Kosinussatzes kann die Funktion des Spaltverlaufes in Abhängigkeit von φ und der Exzentrizität e_z beschrieben werden.

$$h_2(\varphi, e_z) = \sqrt{\left(\frac{d_B}{2}\right)^2 + e_z^2 - d_B \cdot e_z \cdot \cos(\beta(\varphi))} - \frac{d_w}{2} \quad (3.8)$$

Bestimmen der Spaltfunktion

Die Gesamtfunktion des Spaltverlaufes kann durch Überlagerung der beiden Teilfunktion $h_1(x)$ und $h_2(x)$ bestimmt werden. In Abbildung 3.4 sind die drei verschiedenen Spaltformen in abgewickelter Form dargestellt. Bei den Randkurven ist die jeweilige Konusform (linear, konkav oder konvex) in x-Richtung zu sehen. In der φ -Richtung ist eine Sinusform zu erkennen diese kommt von der exzentrischen Lage der Kolbenstange. Insgesamt ist die Spaltfunktion also von der Richtung x und dem Winkel φ abhängig.

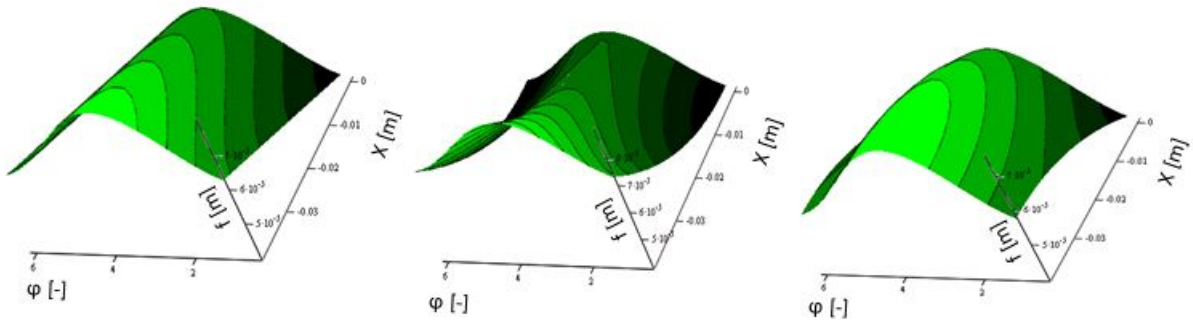


Abbildung 3.4: Spaltbreite in Abhängigkeit von der Spaltlänge x und dem Winkel φ (links: linear; Mitte: konvex; rechts: konkav)

3.1.2 Berechnen des Druckverlaufs

Durch Einsetzen der Spaltfunktion $h(x)$ in die Gleichung (2.12) entsteht eine Differentialgleichung, die durch Trennung der Variablen lösbar ist. Nach der Integration werden die beiden Randbedingungen $p(0) = 0$ und $p(-40\text{mm}) = 300\text{ bar}$ eingesetzt. Dabei kommt es zu einer Korrektur der Leckage \dot{Q} , die am Beginn mithilfe der Näherungsformel

$$\dot{Q} = \frac{\Delta p \cdot \pi \cdot d_m \cdot h^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \quad (3.9)$$

für einen parallelen Spalt angenommen wurde. Dabei ist Δp die Druckdifferenz, d_m der mittlere Durchmesser, h die Spaltbreite, l die Spaltlänge und η die dynamische Viskosität.

Der somit erhaltene Druckverlauf ist allerdings nicht nur von der Spaltlänge x anhängig, sondern auch von der Exzentrizität e_z , dem Winkel φ und der allgemeinen Spaltform. Die Abhängigkeit von der Spaltform ist in Abbildung 3.5 dargestellt.

Der Vergleich der Druckfunktion durch Veränderung der Exzentrizität wird anhand des linearen Verlaufes erläutert.

Die Abbildung 3.6 zeigt die Druckverläufe bei drei unterschiedlichen Exzentrizitäten ($0\mu\text{m}$, $15\mu\text{m}$, $30\mu\text{m}$). Die beiden Verläufe mit der gleichen Farbe werden bei zwei unterschiedlichen Spaltpositionen, aber der gleichen Exzentrizität berechnet. Die durchgezogene Linie ist an der schmalsten Stelle des Spalts und der strichlierte Verlauf an der breitesten. Dabei ist zu erkennen, dass die beiden Verläufe bei zentrischer Lage identisch sind. Die Fläche zwischen den beiden Kurven bestimmt die Größe und Richtung der entstehenden Kraft. Ist der Druck im schmalen Spalt größer als im breiten, wirkt die Kraft in die Richtung des großen Spalts. Bei einem konvergenten Spalt wirkt eine zentrierende Kraft auf die Ringspaltichtung.

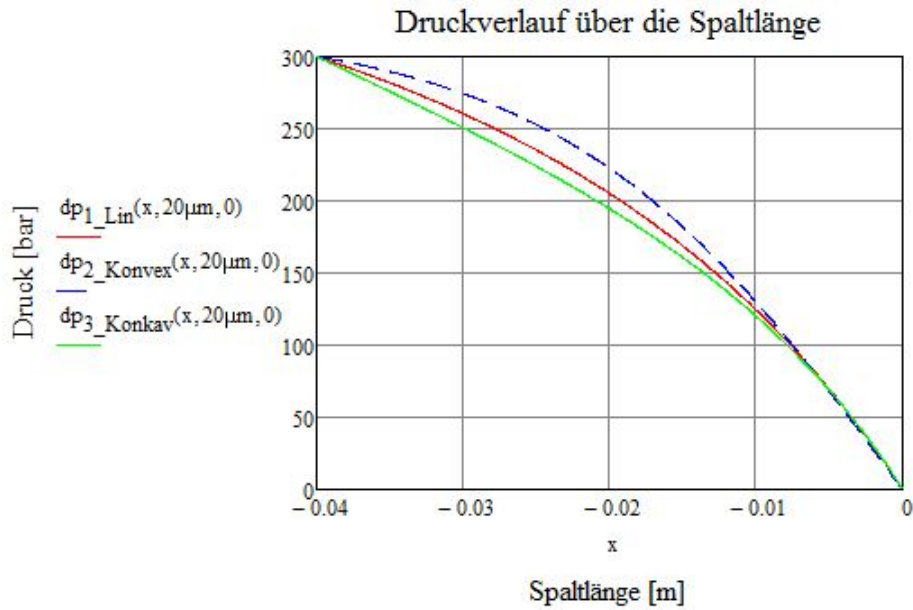


Abbildung 3.5: Druckverlauf über die Spaltlänge bei den unterschiedlichen Spaltformen

Die Druckverläufe werden durch die Steigerung der Exzentrizität immer stärker gekrümmt, damit wird die Fläche zwischen den Funktionen größer und dadurch auch die wirkende Kraft.

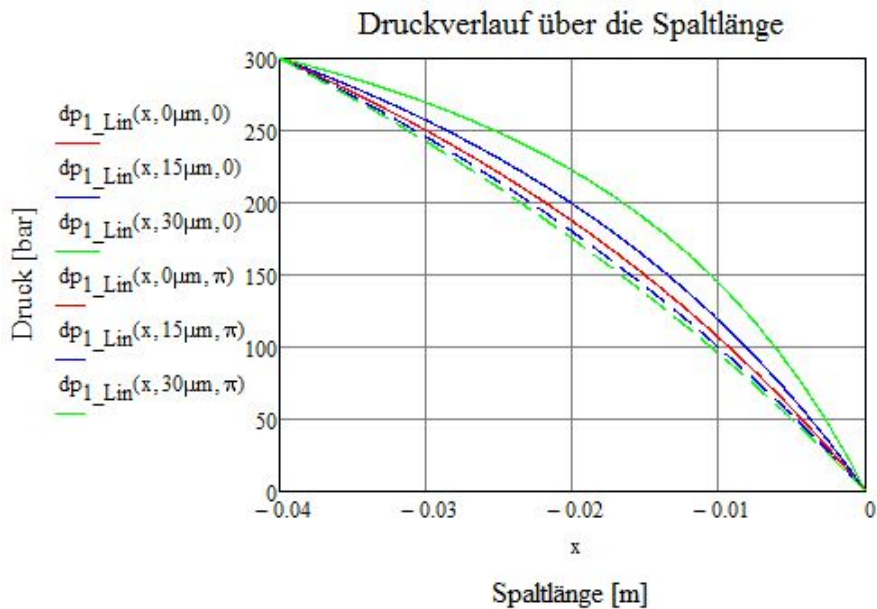


Abbildung 3.6: Druckverlauf über die Spaltlänge bei unterschiedlichen Exzentrizitäten und Winkel

Zur Evaluierung der berechneten Druckfunktion wird diese mit der Formel [12, S.5]

$$p(x) = \frac{\lambda^2(2 + (\lambda - 1)\frac{x}{L})\frac{x}{L}}{(\lambda + 1)(1 + (\lambda - 1)\frac{x}{L})^2}(p_1 - p_2) + p_2 \quad (3.10)$$

mit $\lambda = h_1/h_2$

für einen konischen nicht exzentrischen Spalt aus der Literatur verglichen. In der Formel ist L die Länge des Spalts, p_1 der Druck am Eintritt, p_2 der Druck am Austritt, h_1 die Spaltbreite am Eintritt und h_2 die Spaltbreite am Austritt. Der Verlauf ist in Abbildung 3.6 dargestellt. Die beiden Funktionen liegen genau übereinander, also die berechnete Gleichung stimmt.

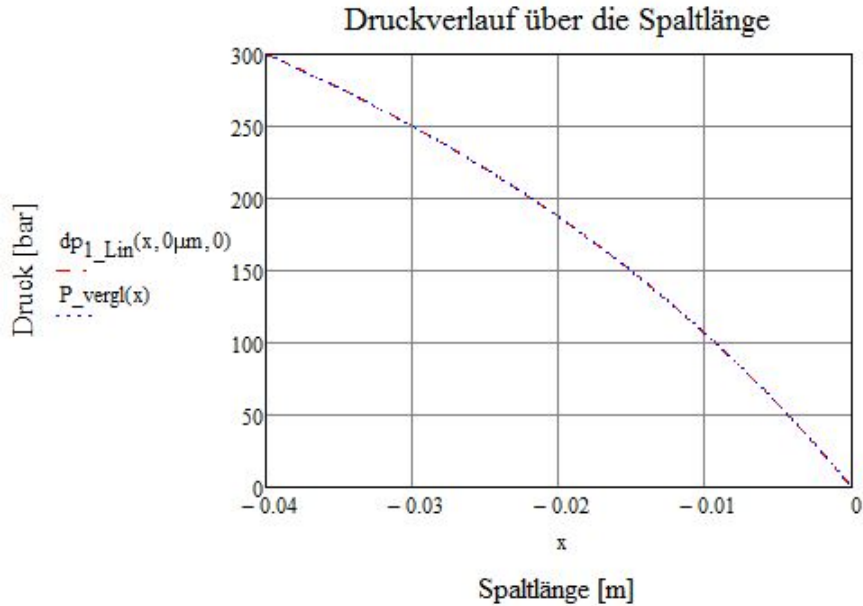


Abbildung 3.7: Vergleich des Druckverlauf Rechnung/ Formel eines konischen nicht exzentrischen Spalts

3.1.3 Berechnung der Zentrierkraft

Die Zentrierkraft kann durch Integration der Gleichung (3.11) berechnet werden.

$$F = \int_0^A p(x, e_z, \varphi) \cos(\varphi) dA = \int_{-0.04}^0 \int_0^{2\pi} p(x, e_z, \varphi) \frac{d_W + 2h_1(x, e_z, \varphi)}{2} \cos(\varphi) dx d\varphi \quad (3.11)$$

Da sich der horizontale Anteil der Zentrierkraft aufgrund der Symmetrie aufhebt, wird nur der vertikale Teil also der Cos-Anteil der Kraft berücksichtigt.

3 Berechnungen

Es stellt sich also eine Selbstzentrierung ein, denn die Kraft wird mit steigender Exzentrizität größer, solange, bis sich ein Gleichgewicht einstellt. Die Kolbenstange wird nie genau zentrisch sein, aber es kommt auch zu keiner Berührung mit der Ringspaltabdichtung.

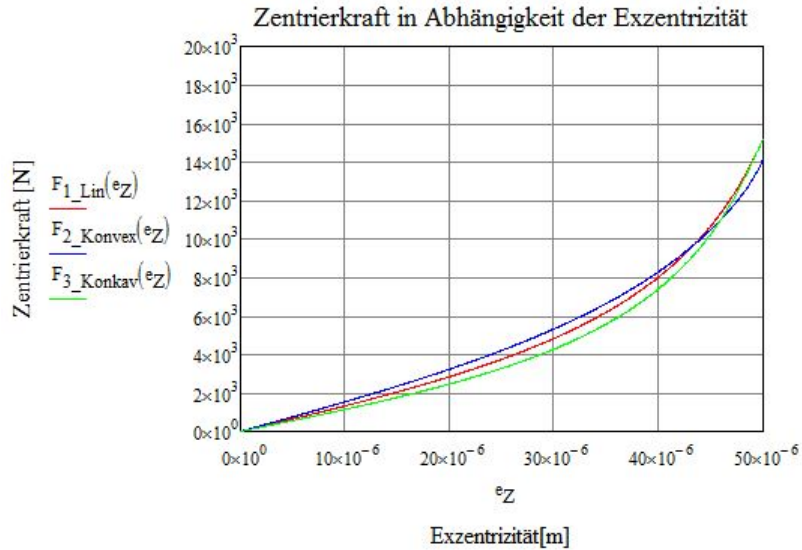


Abbildung 3.8: Zentrierkraft bei unterschiedlichen Spaltformen

Problematisch wird es, wenn sich ein divergenter Spalt einstellt, denn dann ist der Druck im schmalen Spalt kleiner als im breiteren. Dadurch wirkt die Kraft in Richtung des schmalen Spalts und die Ringspaltabdichtung wird auf die Kolbenstange gedrückt. Zu sehen sind diese Verläufe in der Abbildung 3.9.

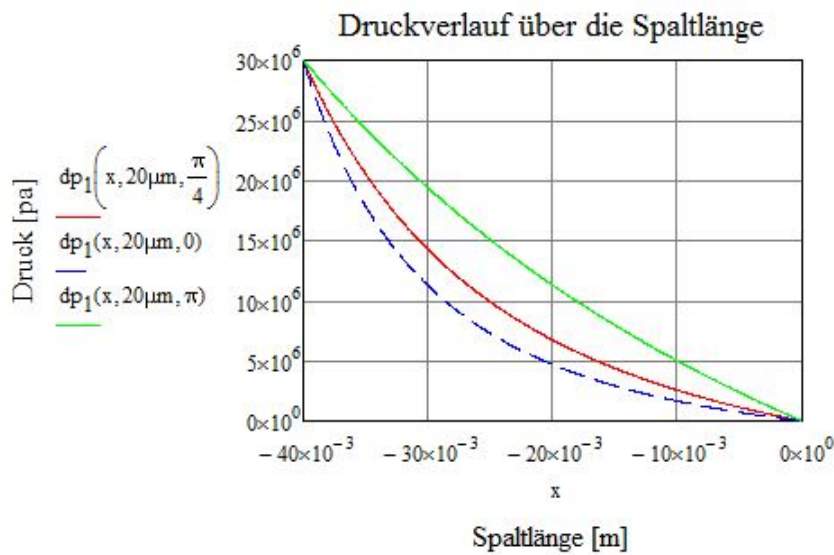


Abbildung 3.9: Druckverlauf bei divergentem Spalt

Es muss auf jeden Fall sichergestellt werden, dass sich keinesfalls ein divergender Spalt einstellt.

Die Funktion wird mit einer Formel aus der Literatur verglichen, um ihre Richtigkeit zu beweisen. Diese Formel gilt für einen linearen exzentrischen Spalt, wobei e die Exzentrizität ist. [6, S.89]

$$\Delta F = d_m \cdot l \cdot 0,2 \cdot \frac{e}{h} \quad (3.12)$$

Die Vergleichsfunktion ist eine Näherungsformel. Daher erklärt sich auch die Abweichung zwischen den beiden Funktionen (siehe Abbildung 3.10).

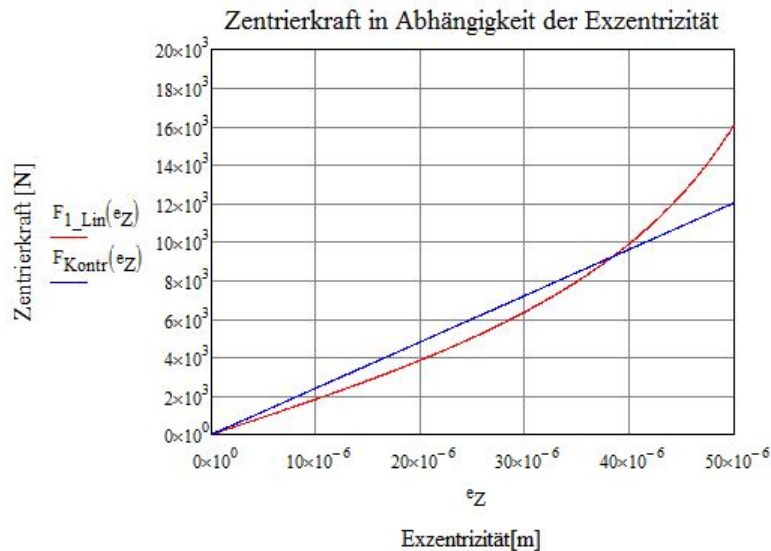


Abbildung 3.10: Vergleich der Zentrierkraft mit der Literatur

3.1.4 Berechnung des Leckölstroms durch den Ringspalt

Wie bei der Berechnung des Druckverlaufes erwähnt wurde, wurde dort die Leckage korrigiert und ist damit auch eine Funktion in Abhängigkeit der Exzentrizität, dem Winkel φ und der Koordinate x . In Abbildung 3.11 wird der Volumenstrom über der Exzentrizität dargestellt. Der Leckölstrom nimmt mit steigender Exzentrizität exponentiell zu.

Diese Funktion kann ebenfalls mit einer Formel aus der Literatur verglichen werden. [12, S.6]

$$Q = \frac{\pi \cdot D \cdot \Delta p \cdot h_2^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \cdot \left(\frac{2 \cdot \lambda^2}{1 + \lambda} + (1 + \lambda) \cdot \frac{3}{4} \cdot \epsilon^2 \right) \quad (3.13)$$

3 Berechnungen

mit $\lambda = h_1/h_2$ und $\epsilon = e/h_2$

Dabei ist D der Bohrungsdurchmesser und e die Exzentrizität. Diese Gleichung gilt für einen linearen, konischen Ringspalt. In Abbildung 3.12 ist der Vergleich zwischen der Gleichung (3.13) und der berechneten Leckage dargestellt. Die Funktionen stimmen überein.

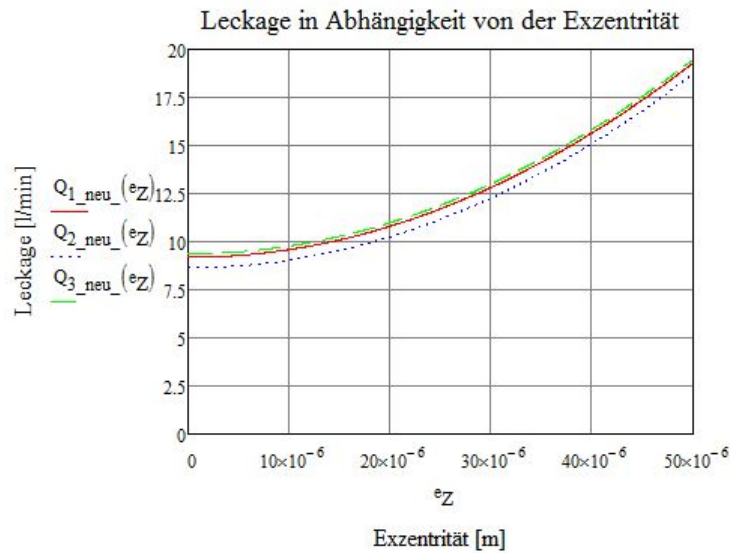


Abbildung 3.11: Leckage in Abhängigkeit der Exzentrizität und des Spaltverlaufs

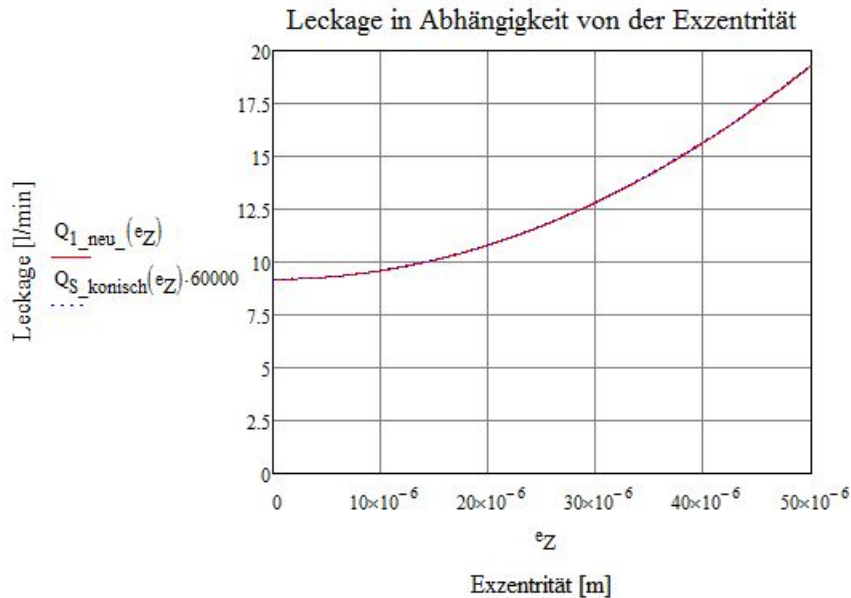


Abbildung 3.12: Vergleich des Leckölstroms mit der Literatur

3.1.5 Zusammenfassung der Ergebnisse

- Einfluss der Spaltform

Obwohl die drei berechneten Spaltformen deutlich unterschiedlich aussehen, siehe Abbildung 3.2, hat die Spaltform auf die drei Verläufe (Druck, Leckage und Kraft) keinen Einfluss. Daher wird nicht näher darauf eingegangen, wie die Verläufe im Betrieb aussehen werden.

- Zentrierung

Die Zentrierung ist ein wichtiger Punkt für die Funktionssicherheit der Ringspалtdichtung und in weiterer Folge vom Hydraulikzylinder. Solange sich ein konvergenter Spalt einstellt, kommt es immer zu einer Selbstzentrierung, eine Berührung der Ringspалtdichtung mit der Kolbenstange ist auszuschließen. Bildet sich allerdings ein divergenter Spalt aus, kommt es sofort zu einer Berührung von Kolbenstange und Dichtungsring. Dabei entstehen sehr große Reibungskräfte, welche die Ringspалtdichtung letztlich zerstören.

- Kontrolle der Berechnung

Zur Kontrolle der gesamten Berechnung wurden die drei Verläufe mit Gleichungen aus der Literatur verglichen. Der Druckverlauf und der Verlauf der Leckage stimmen mit der Literatur identisch überein. Da es für die Zentrierkraft nur eine Näherungsformel gibt, sind die Verläufe aus Literatur und Gleichung mit geringen Abweichungen nicht ident.

- Auswertung der Leckageberechnung

Spaltbreite

Der schwerwiegendste Einfluss auf die Leckage und die Zentrierkraft ist mit Sicherheit die Spaltbreite. Wenn die Breite des Spalts gegen Null geht, steigt die Kraft theoretisch gegen unendlich. Das Problem dabei ist, dass die Kraft mit steigender Spaltbreite am Beginn sehr stark abnimmt. Dagegen verhält es sich bei der Leckage genau umgekehrt, diese nimmt exponentiell mit der Spaltbreite zu. Aus den erläuterten Gründen ist erkenntlich, wie wichtig ein möglichst schmaler Spalt ist.

Aufweitung des Konus

Durch den Druckunterschied kommt es zur Aufweitung des Konus. Mit der Ausbildung eines kleinen Konus stellt sich eine Zentrierkraft ein, damit ist die Funktion der Ringspалtdichtung gegeben. Die Leckage steigt linear mit der Konusaufweitung.

Spatlänge

Es genügt ein sehr kurzer Spalt, um die Leckage gering zu halten. Die Zentrierkraft steigt linear mit der Länge des Spalts.

Druck

Das Verhältnis von Zentrierkraft und der auf die Ringspaldichtung wirkenden Axialkraft ist nicht vom Druck abhängig. Das bedeutet, dass die Zentrierung bei kleinem und großem Druck gleich gut funktioniert. Die Leckage nimmt mit steigendem Druck linear zu.

3.2 Berechnung der Klebverbindung zwischen Kolben und Kolbenstange

Die Welle-Nabe Verbindung wird als geklebte Spielpassung ausgeführt. Die Berechnung der maximal übertragbaren Axialkraft erfolgt mit der bereits im Abschnitt 2.3.4 beschriebenen Formel

$$F_{max} = \tau_D \cdot A_K \cdot f_{ges}. \quad (3.14)$$

Der gesamte Abminderungsfaktor wird mit der Formel

$$f_{ges} = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6 \cdot f_7 \cdot f_8 \quad (3.15)$$

berechnet. Die einzelnen Faktoren können aus [11] entnommen werden. Der gesamte Abminderungsfaktor ergibt sich zu 0,12, das bedeutet die Scherfestigkeit des Klebstoffes wird auf 12% seines ursprünglichen Wertes verringert. Damit ergibt sich bei dem Klebstoff Loctite 603 eine maximale Axialkraft von 42,2kN.

Um die Berechnung zu kontrollieren, hat die Firma Henkel dieselbe Berechnung mit dem Programm "RetCalc" durchgeführt, bei dieser Berechnung ergab sich eine Axialkraft von 46,5 kN.

4 Entwicklung des Hydraulikzylinders

In diesem Kapitel wird der Weg ausgehend von der Problemstellung bis hin zum fertigen Lösungskonzept zur Entwicklung des Hydraulikzylinders beschrieben. Dazu wird die Konstruktionsmethodik nach VDI2222, vergleich Abschnitt 2.1, angewandt. Diese Methodik wird in sieben Phasen unterteilt, wobei zur Entwicklung eines Produktes die ersten drei maßgebend sind. Daher werden hier auch nur die ersten drei beschrieben.

Die erste Phase dieser Methodik wurde zum größten Teil schon im Kapitel 1 beschrieben. Die Anforderung an den Hydraulikzylinder sind eine Verschiebung der Zwischenplatte von maximal 2 mm in horizontaler Richtung, eine Frequenz vom bis zu 30 Hz, eine Axialkraft von maximal 25 kN und die Aufbringung von Zug- und Druckkräften.

In der zweiten Phase werden aus der Anforderungsliste die benötigten Funktionen des Hydraulikzylinders ermittelt. Diese werden aufgeteilt in Grundfunktion und Teilfunktionen. Wobei in späteren Produktphasen auch noch weitere Teilfunktionen dazukommen werden.

Die Grundfunktion des Hydraulikzylinders ist, dass der Hydraulikzylinder mindestens einen Hub von 2 mm, eine Frequenz von 30 Hz und eine Kraft von 25 kN hat.

Die Teilfunktionen werden in Pflichtfunktionen und Wunschfunktionen unterteilt.

Tabelle 4.1: Teilfunktionen des Hydraulikzylinders

Pflichtfunktionen	Wunschfunktionen
Flanschbefestigung an der Vorderseite	Flanschbefestigung an der Rückseite
Zug- und Druckkräfte	Fußbefestigung
kostengünstig	Demontage möglich
	modularer Aufbau
	leichte Regelbarkeit
	kurze Baulänge

In der dritten Phase dieser Konstruktionsmethodik werden Lösungskonzepte ausgearbeitet und danach in einer Bewertungstabelle miteinander verglichen.

Dazu wird das gesamte Vorgehen in zwei Ebenen unterteilt, in die Effektebene und in die Gestaltebene. In der Effektebene wird das Grundprinzip des Hydraulikzylinders festgelegt und in der Gestaltebene werden danach die Konstruktionsdetails bestimmt. In der Abbildung 4.1 ist eine Übersicht dieser Ebenen dargestellt.

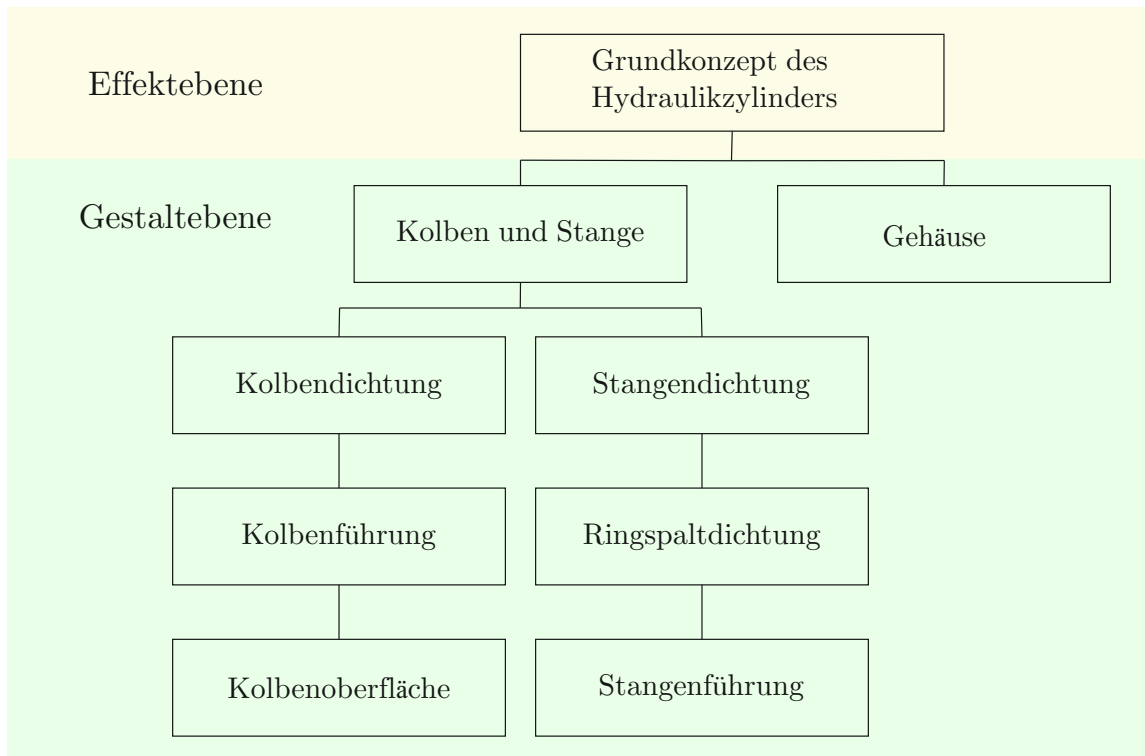


Abbildung 4.1: Ebenen bei der Konstruktionsmethodik

4.1 Effektebene

Zu Beginn wird das Grundprinzip des Hydraulikzylinders bestimmt. Dazu werden als erstes die für diese Projektphase relevanten Funktionen bestimmt.

Tabelle 4.2: Teilfunktionen in der Effektebene

Pflichtfunktionen	Wunschfunktionen
Zug- und Druckkräfte	leichte Regelbarkeit
	kurze Baulänge

Das Hauptaugenmerk in der Effektebene liegt darin, das Grundprinzip des Hydraulikzylinders festzulegen. Das bedeutet, dass die Bauart des Zylinders festgelegt werden soll, dafür gibt es die folgenden drei Möglichkeiten:

- Einfachwirkender Zylinder
- Doppeltwirkender Gleichgangzylinder
- Doppeltwirkender Differentialzylinder

Die Eigenschaften und Vor- und Nachteile der einzelnen Bauarten sind in Abschnitt 2.2.1 beschrieben.

In der Bewertungstabelle 4.3 werden die verschiedenen Bauarten der Zylinder miteinander verglichen. Dabei werden die Pflichtfunktionen stärker gewichtet als die Wunschfunktionen.

Tabelle 4.3: Bewertungsübersicht in der Effektebene

<i>Funktionen</i>		<i>Lösungsvarianten</i>					
		Einfachwirkender Zylinder		Doppeltwirkender Gleichgangzylinder		Differentialzylinder	
		n	g · n	n	g · n	n	g · n
Zug- und Druckkräfte	50	0	0	10	500	8	400
Regelbarkeit	30	10	300	8	240	5	150
Baulänge	20	10	200	3	60	5	100
<i>Summe:</i>	100		500		800		650

Die Entscheidung fällt auf den doppeltwirkenden Gleichgangzylinder, weil dieser die gestellten Anforderungen in Summe am besten erfüllt. Der einzige Kompromiss, der dabei eingegangen werden muss, ist die große Baulänge des Zylinders.

4.2 Gestaltebene

In der Gestaltebene werden zwei unterschiedliche Systeme betrachtet. Wie in Abbildung 4.1 zu sehen ist, handelt es sich dabei einerseits um das System "Kolben und Kolbenstange" und andererseits um das Konzept der Gehäusekonstruktion.

4.2.1 System: Kolben und Kolbenstange

Für die Funktion des Hydraulikzylinders ist es von Bedeutung, dass das System Kolben und Kolbenstange ordnungsgemäß funktioniert. Beim System Kolben und Kolbenstange sollten alle Bauteile koaxial zueinander sein. Liegen die Bauteile nicht koaxial zueinander, so kommt es im Betrieb zu großen Verlusten, im schlimmsten Fall folgt ein Ausfall des Zylinders. Damit die Dichtungen funktionieren, muss die Oberfläche der Kolbenstange hart, verschleißfest und glatt ausgeführt sein.

Aus den genannten Anforderungen ergeben sich folgende Funktionen:

Tabelle 4.4: Teilfunktionen für das System Kolben und Kolbenstange

Pflichtfunktionen	Wunschfunktionen
koaxiale Lage	Demontage möglich
kostengünstig	modularer Aufbau
harte und glatte Oberfläche	

Variante 1: Verschraubung

Bei dieser Variante wird die Einheit aus zwei Kolbenstangen und einem Kolben zusammengebaut. Dabei wird von jeder Seite eine Kolbenstange in den Kolben eingeschraubt und über eine Passfläche zentriert. Um ein Eintreten des Öls in das Gewinde aufgrund des Öldrucks zu verhindern, wird auf jeder Seite des Kolbens ein O-Ring eingebaut. Die genaue Konstruktion ist in Abbildung 4.2 zu sehen. Für die beiden Kolbenstangen können Halbzeuge verwendet werden, welche bereits geschliffen und hartverchromt sind.

Der größte Vorteil bei dieser Variante ist es, dass für die Montage keine Wärmeeinbringung notwendig ist. Allerdings kann die koaxiale Lage zwischen den beiden Kolbenstangen nicht gewährleistet werden, aufgrund des Spiels im Gewinde.

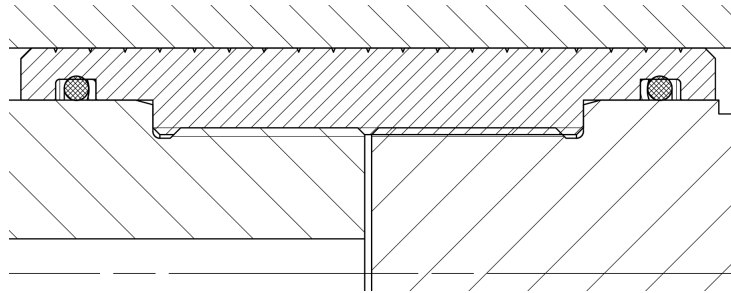


Abbildung 4.2: Variante 1: Verschraubung der Kolbenstange

Variante 2: Kleben

Auf eine durchgehende hartverchromte Kolbenstange wird ein Kolben aufgeklebt. Um die Festigkeit der Klebverbindung zu steigern, wird die Chromschicht durch Rundschleifen vor dem Kleben entfernt. Die Konstruktion ist in Abbildung 4.3 dargestellt.

Die Klebverbindung wird mithilfe von Abminderungsfaktoren ausgelegt, die genaue Beschreibung dazu befindet sich im Abschnitt 2.3. Um zu verhindern, dass im Betrieb Öl zwischen Kolben und Kolbenstange kommt, wird die Verbindung nach dem Kleben versiegelt.

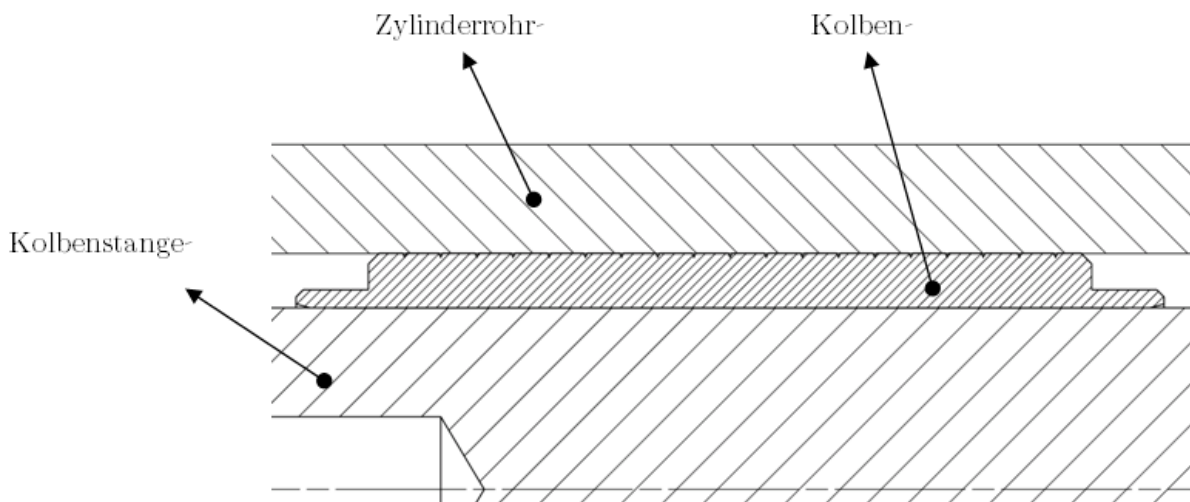


Abbildung 4.3: Variante 2: Kleben der Kolbenstange

Bei der Klebeverbindung wird ebenfalls keine Wärmeeinbringung benötigt, dazu kommt der Vorteil der coaxialen Lage zwischen allen Bauteilen. Dies ist durch rundschleifen des Kolbens nach dem Kleben möglich. Als Nachteil kann die Auslegung der Klebeverbindung angeführt werden, denn diese erfolgt nur über Faktoren.

Variante 3: Schweißen

Die Konstruktion erfolgt wie bei Variante zwei, allerdings wird die Verbindung zwischen Kolben und Kolbenstange mit zwei rundum geschweißten Kehlnähten hergestellt. Problematisch beim Schweißen ist die lokale Wärmeeinbringung, wodurch es zu Eigenspannungen und Verzug kommt. Der Vorteil beim Schweißen liegt in den hohen erreichbaren Festigkeitswerten und der genauen Auslegung einer solchen Verbindung.

Variante 4: Querpressverband

Die Konstruktion bei Variante vier ist ident derer der Varianten zwei und drei. Anstatt der Spielpassung wird hier eine Übermaßpassung gefertigt. Das Fügen der Bauteile erfolgt durch Erhitzen der Nabe und Abkühlen der Welle. Insgesamt muss eine berechnete Temperaturdifferenz erreicht werden, um die beiden Bauteile fügen zu können. Durch diese partielle Erwärmung kommt es zu einem leichten Verzug des Kolbens. Der maximal übertragbare Axialkraft eines Querpressverbandes kann gut berechnet werden.

Variante 5: Drehen

Bei diesem Lösungsprinzip wird die Kolbenstange aus einem Teil gedreht. Zum Drehen kann kein Halbzeug verwendet werden, daher muss die Kolbenstange nach dem Drehen gehärtet und geschliffen werden. Der Fertigungsaufwand ist im Vergleich zu den anderen Varianten wesentlich höher, der Vorteil beim Drehen ist, dass Koaxialität erreicht wird.

Tabelle 4.5: Bewertungsübersicht beim System Kolben und Kolbenstange

		<i>Lösungsvarianten</i>									
		Einschraub		Kleben		Schweißen		Querpressverband		Drehen	
<i>Funktionen</i>	<i>Gewichte</i>	n	g·n	n	g·n	n	g·n	n	g·n	n	g·n
Koaxialität	25	2	50	8	200	3	75	9	225	10	250
Kosten	25	9	225	10	250	6	150	8	200	5	125
harte Oberfläche	15	10	150	10	150	10	150	10	150	7	105
glatte Oberfläche	15	10	150	10	150	10	150	10	150	7	105
Demontage	10	10	100	0	0	0	0	4	40	10	100
modularer Aufbau	10	10	100	10	100	10	100	10	100	4	40
<i>Summe:</i>	100	0	775	0	850	0	625	0	815	0	735

Wie aus Tabelle 4.5 hervorgeht, haben die Varianten Kleben und Querpressverband in der Bewertung nahezu gleich viele Punkte. Die Entscheidung fällt auf die Klebverbindung, da die Pflichtfunktionen erfüllt werden müssen.

Bei größeren, auftretenden Belastungen sind Kombinationen aus beiden Welle-Nabe Verbindungen möglich, beschrieben in Abschnitt 2.3.4.

4.2.2 Kolbendichtung

Die wichtigste Aufgabe des Kolbens ist es, die beiden Druckkammern voneinander zu trennen, daher ist die Auslegung der Kolbendichtung von Bedeutung. Es sollte möglichst wenig Reibung zwischen Kolben und Zylinderrohr entstehen, um die Verluste zu senken. Allerdings soll auch die Leckage zwischen den beiden Druckkammern klein sein. Zwischen diesen beiden Forderungen muss ein Optimum gefunden werden.

Aufgrund der geforderten hohen Frequenzen und der daraus folgenden Geschwindigkeiten ist die geringe Reibung wichtiger als die Leckage. Daraus ergeben sich folgende Funktionen für die Kolbendichtung.

Tabelle 4.6: Teilfunktionen für die Kolbendichtung

Pflichtfunktionen	Wunschfunktionen
geringe Reibung	geringe Leckage
	geringe Baulänge

Im Wesentlichen stehen dafür drei Varianten zur Auswahl.

Variante 1: Standardkolbendichtung

Dabei erfolgt die Dichtung mit einer Hydraulikdichtung, welche speziell für die Abdichtung zwischen Kolben und Zylinderrohr entwickelt wurden. Der große Nachteil an dieser Dichtung ist, dass es sich um eine berührende Dichtung handelt. Durch die entstehende große Reibung ist diese Art der Dichtung nicht für hohe Geschwindigkeiten geeignet. Von diesen Kolbendichtungen gibt es verschiedene Varianten, das Grundprinzip ist bei allen dasselbe.

Variante 2: Spaltdichtung

Diese Variante gehört zur Kategorie der berührungslosen Dichtungen. Die Abdichtung erfolgt über einen langen schmalen Spalt, der Leckagestrom hängt von der Breite und Länge des Spalts und der Druckdifferenz zwischen den beiden Ölkammern ab.

Variante 3: Keilspaltdichtung

Die Keilspaltdichtung ist ebenfalls eine berührungslöse Dichtung, allerdings wird durch den konvergenten Konus der Kolben im Zylinderrohr zentriert. Das Prinzip zur Berechnung der Entstehung dieser Kraft wird in Abschnitt 3.1 erklärt. Der Nachteil dieser Variante ist die benötigte Leckölleitung von der Mitte des Kolbens zum Lecköltank. In Abbildung 2.12 ist diese Variante dargestellt.

Tabelle 4.7: Bewertungsübersicht der Kolbendichtung

		<i>Lösungsvarianten</i>					
		Standard Kolbendichtung		Spaltdichtung		Keilspaltdichtung	
<i>Funktionen</i>	<i>Gewichte</i>	n	g·n	n	g·n	n	g·n
Reibung	50	1	50	10	500	10	500
Leckage	25	10	250	5	125	3	75
Baulänge	25	10	250	5	125	5	125
<i>Summe:</i>	100	0	550	0	750	0	700

Sowohl die Spaltdichtung als auch die Keilspaltdichtung erfüllen die Pflichtfunktion der geringen Reibung, für die Keilspaltdichtung ist aber ein hoher konstruktiver Aufwand notwendig, daher fällt die Entscheidung auf die Spaltdichtung.

4.2.3 Kolbenoberfläche

Die beiden Druckkammern werden durch einen Spalt zwischen Kolben und Zylinderinnenwand abgedichtet. Dadurch kann es zu einer Berührung der beiden Bauteile kommen. Zusätzlich entsteht im Spalt eine Kraft normal auf die Achsrichtung, diese kann entweder zentrierend (konvergenter Spalt) oder nicht zentrierend (divergenter Spalt) wirken. Damit es zu keiner Beschädigung kommt, werden Ausgleichsrillen auf die Kolbenoberfläche gedreht. Diese verringern die radiale Kraft auf etwa 15% der Kraft, die auf einen glatten Kolben wirken würde.

Aufgrund der möglichen Berührung zwischen Kolben und Zylinderrohr wird besonderes Augenmerk auf die Eigenschaften der Oberfläche gelegt. Zusätzlich soll der Koaxialitätsfehler durch Rundschleifen ausgeglichen werden, daher muss die Oberfläche nach der Wärmebehandlung noch schleifbar sein. Daraus ergeben sich die folgenden Ziele:

Tabelle 4.8: Teilfunktionen für die Kolbenoberfläche

Pflichtfunktionen	Wunschfunktionen
gute Notlaufeigenschaften	kostengünstig
harte Oberfläche	
schleifbar	

Variante 1: Lichtbogenbronze

Bei diesem Verfahren werden zwei elektrisch leitende Drähte aus der gleichen Legierung verwendet. Diese beiden Drähte sind elektrisch entgegengesetzt geladen. Durch die Berührung der beiden Drähte entsteht ein Lichtbogen und damit genügend Wärme um die Drähte aufschmelzen zu können. Das geschmolzene Metall wird anschließend mit Druckluft auf die zu beschichtende Oberfläche gespritzt. [13]

Die Oberflächenbeschichtung mit Lichtbogenbronze hat gute Notlaufeigenschaften und kann eine Schichtdicke von bis zu 2 mm haben. Die Bronzebeschichtung kann nachträglich leicht bearbeitet werden. Allerdings ist Kupfer schlecht für die Beständigkeit des Hydrauliköls.

Variante 2: Molybdän

Durch eine Molybdänbeschichtung wird die Oberfläche sehr hart (60-65 HRC) und weist gute Notlaufeigenschaften auf. Das Problem harter Oberflächen ist, dass sie nicht nachbearbeitet werden können. Ein weiterer Nachteil dieser Beschichtung ist, dass es sich um eine teures Verfahren handelt.

Variante 3: Gasnitrieren

Beim Gasnitrieren wird die Randschicht des Kolbens durch Einbringen von Stickstoff in einer Schutzgasatmosphäre gehärtet. Durch die Anreicherung der Randschicht mit Stickstoff entsteht eine Verbindungsschicht aus Nitriden und gegebenenfalls Carbonitriden. Die damit entstehende Oberfläche ist Verschleißfest und hat einen niedrigeren Reibungsbeiwert als der unbehandelte Stahl. Die Einhärtetiefe ist stark vom verwendeten Werkstoff abhängig. Beim Werkstoff 42CrMo4 kommt es zu einer Nitrierhärtetiefe von etwa 0,4 mm. Diese Beschichtung hat keine Notlaufeigenschaften, ist dafür aber ein günstiges Verfahren.[14]

Tabelle 4.9: Bewertungsübersicht der Kolbenoberfläche

<i>Funktionen</i>	<i>Gewichte</i>	<i>Lösungsvarianten</i>					
		Lichtbogenbronze		Molybdän		Gasnitrieren	
		n	g·n	n	g·n	n	g·n
Notlauf- eigenschaften	30	10	300	10	300	1	30
Härte	30	4	120	10	300	8	240
kostengünstig	30	2	60	1	30	10	300
schleifbar	10	10	100	0	0	8	80
<i>Summe:</i>	100	0	580	0	630	0	650

Die Molybdänbeschichtung hat die besten mechanischen Eigenschaften, ist aber sehr teuer und kann aufgrund der großen Härte nicht nachbearbeitet werden. Daher fällt die Entscheidung auf die günstigste Variante, dem Gasnitrieren des Kolbens. Das Zylinderrohr wird nicht gehärtet, daher wird es sich im Vergleich zum Kolben wesentlich leichter abnutzen. Der Hintergrund dieser Entscheidung ist, dass das Zylinderrohr im Vergleich zum Kolben günstiger ist und leichter ausgetauscht werden kann.

4.2.4 Stangendichtung

Für die Stangendichtung werden ähnliche Ziele wie bei der Kolbendichtung formuliert, mit der Ausnahme, dass hier keine Leckage auftreten darf.

Tabelle 4.10: Teilfunktionen für die Stangendichtung

Pflichtfunktionen	Wunschfunktionen
geringe Reibung	keine Leckage
kostengünstig	geringe Baulänge

Bei der Stangendichtung sind die folgenden Lösungsvarianten möglich.

- Stangendichtungen
- Hydrostatische Lagerung
- Ringspaltdichtung
- Keilspaltdichtung

Die Beschreibungen der einzelnen Varianten ist im Abschnitt 2.2.2 erfolgt.

Tabelle 4.11: Bewertungsübersicht der Stangendichtung

		<i>Lösungsvarianten</i>							
		Stangen- dichtung		Hydrostatische Lagerung		Ringspalt- dichtung		Keilspalt- dichtung	
<i>Funktionen</i>	<i>Gewichte</i>	n	g·n	n	g·n	n	g·n	n	g·n
Reibung	50	0	0	10	500	8	400	9	450
kostengünstig	25	10	250	1	25	6	150	4	100
Leckage	15	10	150	1	15	4	60	2	30
Baulänge	10	10	100	2	20	4	40	2	20
<i>Summe:</i>	100	0	500	0	560	0	650	0	600

Alle drei berührungslosen Dichtungen erfüllen das wichtigste zu erreichende Ziel - geringe Reibung. Daher fällt die Entscheidung auf die kostengünstigste Variante, der Ringspaltdichtung. Die unvermeidliche Leckage wird über eine Leckölleitung abgeführt, der Zylinder wird mit einem Stangendichtsatz abgedichtet.

4.2.5 Ringspaltdichtung

In diesem Abschnitt wird bestimmt, wie das Herzstück des Zylinders, die Ringspaltdichtung, aussehen soll. Um die Orte der auftretenden Kräfte und Verformungen zu lokalisieren, muss zuerst das genaue Prinzip der Ringspaltdichtung verstanden werden. Dies ist im Abschnitt 3.1 hergeleitet und erklärt.

Es gibt verschiedene Möglichkeiten, um die Ringspaltdichtung zu konstruieren. Ein großes, sich ergebendes, Problem ist die Abdichtung zwischen der Ringspaltdichtung und dem Gehäuse. Die Ringspaltdichtung muss die Möglichkeit haben, sich radial und axial bewegen zu können, damit die Bewegungen der Kolbenstange ausgeglichen werden können.

Für die Zentrierung der Kolbenstange ist es ideal, wenn sich durch eine günstige Verformung infolge des Druckes ein konvergenter Spalt einstellt. Ein weiterer wichtiger Punkt ist die Funktionssicherheit, es darf keinesfalls zu einer Bremswirkung zwischen Ringspaltdichtung und Kolbenstange kommen.

Tabelle 4.12: Teilfunktionen für die Ringspaltabdichtung

Pflichtfunktionen	Wunschfunktionen
Funktionssicherheit	Baulänge
	Konusgröße

Variante 1

Hier erfolgt die Abdichtung an der druckabgewandten Stirnseite durch einen O-Ring. Damit liegt an der kompletten Außenseite der Ringspaltabdichtung der maximale Öldruck an.

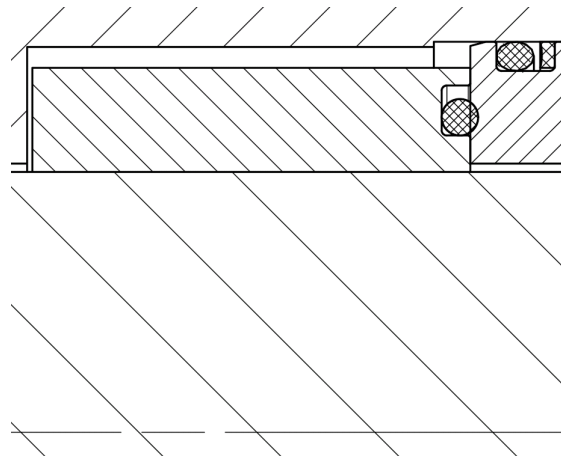


Abbildung 4.4: Variante 1: Ringspaltabdichtung mit stirnseitiger Abdichtung

Der Druck kommt von links auf die Außenseite der Ringspaltabdichtung bis zu den beiden O-Ringen. Im Spalt zwischen Ringspaltabdichtung und Kolbenstange wird der Druck bis auf einen Leckagedruck von ca. 2-4 bar abgebaut. Durch diese Kräfteverhältnisse kommt es zur Ausbildung eines konvergenten Konus. Die Größe des so entstehenden Konus kann mit einer FE-Berechnung abgeschätzt werden.

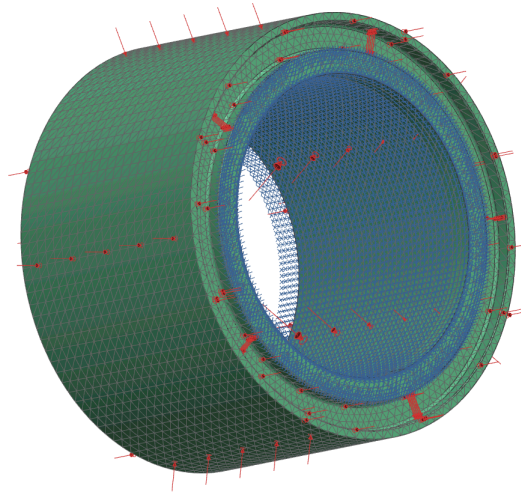


Abbildung 4.5: Variante 1: FE-Modell

Die Lagerung im FE-Modell wird zylindrisch ausgeführt. Dabei sind nur radiale Verformungen möglich. Der Druckabbau im Ringspalt wird linear angenommen. Das FE-Modell ist in Abbildung 4.5 dargestellt.

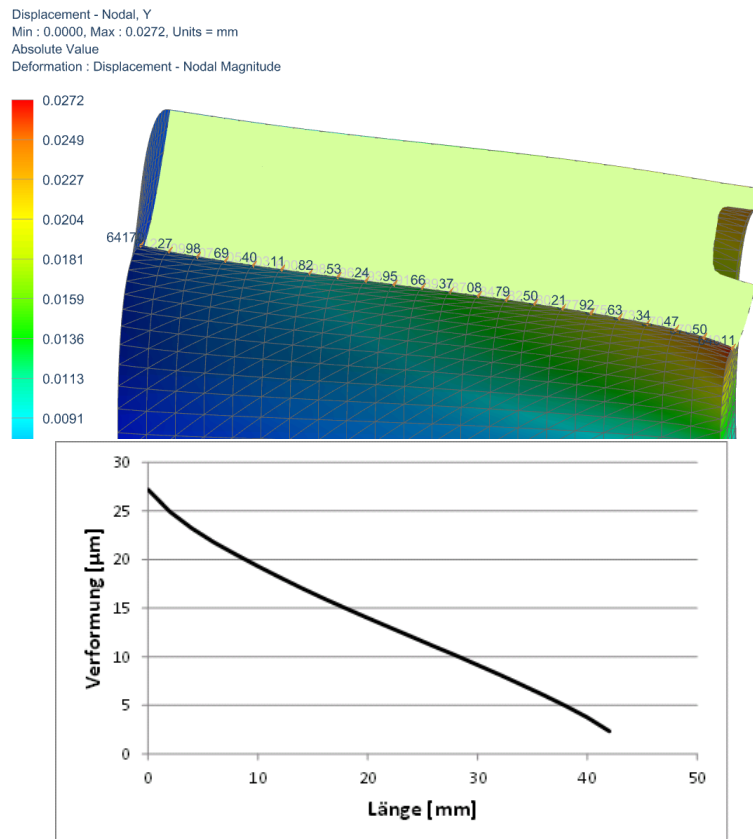


Abbildung 4.6: Variante 1: FE-Ergebnis

Im Simulationsergebnis (Abbildung 4.6) ist der ausgebildete Konus sehr gut zu erkennen. Dieser entsteht im Betrieb mit einer maximalen Verengung von ca. $25\ \mu\text{m}$.

Das große Problem bei dieser Variante ist, dass der Konus aufgrund der verengten Dichtung entsteht und damit ist es sehr schwer einen optimalen Spalt einzustellen. Ist der Spalt zu klein, kommt es im Betrieb zu einer Verklemmung von Kolbenstange und Ringspalt-dichtung, es tritt Reibung auf. Ein weiteres Problem ist die Funktionssicherheit des O-Rings auf der Ringspalt-dichtung, denn falls der Spalt zu groß wird, kommt der gesamte Öldruck in die Leckölleitung.

Der Vorteil bei dieser Variante ist der große konvergente Konus, allerdings auf Kosten der Baulänge.

Variante 2

Bei der zweiten Variante ist die Dichtung kürzer ausgeführt, damit der Zylinder insgesamt kleiner wird. Dabei wird der Betriebsdruck auf der Außenseite des Ringspalt-elements gegenüber dem Gehäuse mit einer Stangendichtung abgedichtet. Die genaue Konstruktion ist in Abbildung 4.7 dargestellt.

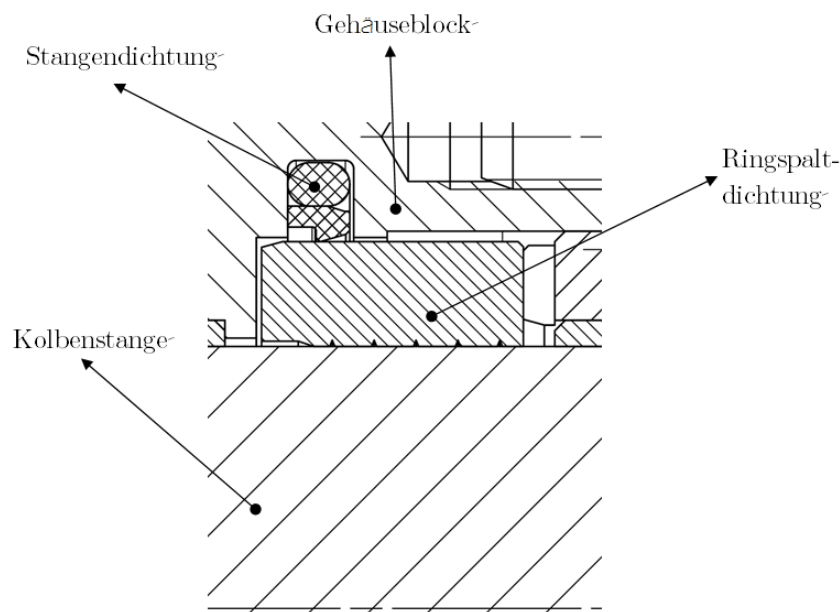


Abbildung 4.7: Variante 2: Abdichtung an der Außenseite

Da nun der maximale Druck nicht mehr an der gesamten Außenseite der Ringspalt-dichtung anliegt, sondern nur bis zur Stangendichtung reicht, ergibt sich eine etwas andere Verformung. Diese Verformung wird mithilfe eines FE-Modell berechnet. Wie in Abbildung 4.8 dargestellt ist, wirkt der Druck an der Außenseite nur auf einer kleinen

Teilfläche. Die Dichtung ist am Beginn etwas freigestellt, um den an der Außenseite wirkenden Druck auszugleichen.

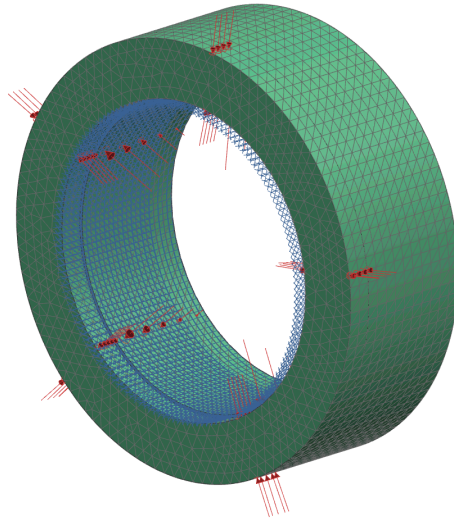


Abbildung 4.8: Variante 2: FE-Modell

Im Vergleich zur ersten Variante kommt es hier zu einem kleineren Konus, es stellt sich eine Aufweitung von $2-3\mu\text{m}$ auf einer Länge von 20 mm ein. Am Beginn des Dichtspalts bildet sich tendenziell ein divergenter Konus aus, erst ab ca. 4 mm beginnt der konvergente Dichtspalt. Aus diesem Grund ist diese Variante mit Freistellung ausgeführt. Der Vorteil bei dieser Variante ist die sehr kurze Bauweise. Der Spaltbreite kann sehr klein gewählt werden, weil er im Betrieb größer wird. Daher ist die Gefahr einer Verklemmung nicht gegeben. Der Nachteil ist die kleine Konusaufweitung.

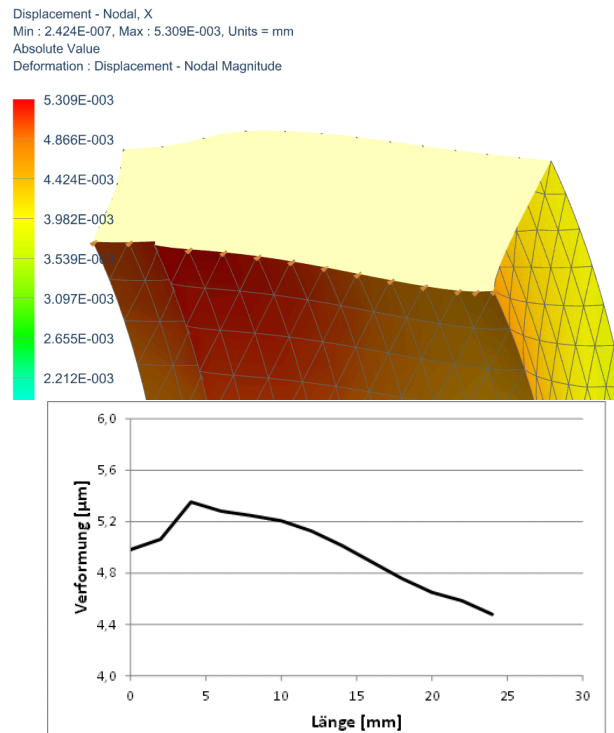


Abbildung 4.9: Variante 2: FE-Ergebnis

Tabelle 4.13: Bewertungsübersicht der Ringspaltichtung

<i>Funktionen</i>	<i>Gewichte</i>	<i>Lösungsvarianten</i>			
		Variante 1		Variante 2	
		n	g·n	n	g·n
Funktionsicherheit	50	2	100	10	500
Konusgröße	30	10	300	4	120
Baulänge	20	3	60	8	160
<i>Summe:</i>	100	0	460	0	780

Aufgrund der Bewertung in Tabelle 4.13 fällt die Entscheidung auf Variante 2. Der Nachteil des sehr kleinen Konus wird dadurch ausgeglichen, dass mehrere radiale Rillen auf die Innenseite der Ringspaltichtung gedreht werden. Dadurch wird die Druckdifferenz im Betrieb am Umfang des Spalts immer wieder ausgeglichen. Es wird auf die Selbstzentrierung der Ringspaltichtung verzichtet, damit im Falle eines divergenten Konus keine Verklemmung entstehen kann. Bei diesen kleinen Verformungen ist es möglich, dass der vorhandene Konus nach der Fertigung größer ist, als die Verformungen der Ringspaltichtung im Betrieb.

Wie in Variante 2 beschrieben, wird dennoch versucht, im Betrieb einen konvergen-ten Konus zu erzeugen. Idealerweise soll die restliche Kraft zentrierend wirken und die Dichtung nicht auf die Kolbenstange drücken.

4.2.6 Stangenführung

Um die sehr kleinen Spaltmaße zwischen Kolben und Zylinder realisieren zu können, muss eine exakte Führung garantiert werden. Dazu kann entweder ein Führungsband oder eine Gleitlagerbuchse verwendet werden.

Tabelle 4.14: Teilfunktionen für die Stangenführung

Pflichtfunktionen	Wunschfunktionen
Führungsgenauigkeit	kostengünstig
geringe Reibung	Flächenpressung

Hier werden die verschiedenen Führungselemente beschrieben und verglichen.

PTFE-Führungsband

Bei dieser Art von Führungselement gibt es viele unterschiedlichen Werkstoffzusammen-setzungen. Grundsätzlich besteht ein Führungsband aus PTFE (Polytetrafluorethylen), dieser Kunststoff sorgt für einen niedrigen Reibungskoeffizienten ($\mu \approx 0,05$). Um die nied-rigen zulässigen Flächenpressungen zu erhöhen, wird PTFE mit einem anderen Werkstoff kombiniert. Ein paar dieser Kombinationen sind in Tabelle 4.15 dargestellt.

Die meisten Führungsbänder weisen eine Dickentoleranz von $-0,02 \div -0,07$ mm auf.

Der Vorteil von PTFE-Führungsbändern sind der einfache Einbau und die guten Gleit-eigenschaften.

Tabelle 4.15: PTFE-Füllstoffe [15]

Füllstoffe	Menge (Gewicht %)	Einfluss des Füllstoffes	
Glasfasern	5-25 %, max. 40 % auch in Kombination mit Graphit, Molybdänsulfid und Kohle	+	Steigerung der Druck- und Verschleißfestigkeit
		+	Reduzierung vom Kaltfluss
		+	beständig gegen organische Lösungsmittel
		-	nicht alkali-/säurebeständig
Kohle	5-25 %, max. 35 % auch in Kombination mit Graphit, Molybdänsulfid und Bronze	+	Steigerung der Druck- und Verschleißfestigkeit
		+	gesteigerte Härte
		+	gute Trockenlaufeigenschaften
		+	Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit
		-	angreifbar durch stark oxidierende Medien
Bronze	bis max. 60 % Füllstoffanteil Graphit, Molybdänsulfid und Kohle	+	Steigerung der Druck- und Verschleißfestigkeit
		+	gesteigerte Härte
		+	Reduzierung von Kaltfluss
		-	bedingt chemikalienbeständig
		-	angreifbar durch stark oxidierende Säuren
Graphit	bis max. 15 % auch in Kombination mit Graphit, Kohle und Glas und Kohle	+	Verbesserung der Gleiteigenschaften
		+	geringerer Abrieb bei weichen Gegenaufläichen
		-	angreifbar durch stark oxidierende Säuren

Phenolharzring

Dieser Führungsring besteht aus einem Baumwollgewebe, das in Phenolharz getränkt ist. Der Faserverbundwerkstoff hat sehr hohe zulässige Flächenpressungen, allerdings sind seine Gleiteigenschaften etwas schlechter als die des PTFE-Rings. Die Dickentoleranzen sind gleich wie beim PTFE-Ring.

Gleitlagerbuchse

Als Alternative zu den standardmäßig verwendeten Führungselementen kann auch eine Gleitlagerbuchse verwendet werden. Die Buchse besteht aus Stahl und ist auf der Innenseite, für optimale Gleiteigenschaften mit PTFE beschichtet. Zusätzlich können sehr kleine Spaltmaße realisiert werden.

Tabelle 4.16: Bewertungsübersicht die Stangenführung

		<i>Lösungsvarianten</i>					
		PTFE		Phenolharzring		Gleitlagerbuchse	
<i>Funktionen</i>	<i>Gewichte</i>	n	g·n	n	g·n	n	g·n
Führungsgenauigkeit	50	5	250	5	250	10	500
Reibung	20	9	180	7	140	4	80
Flächenpressung	20	5	100	6	120	9	180
kostengünstig	10	10	100	10	100	8	60
<i>Summe:</i>	100	0	630	0	610	0	820

Aufgrund der Notwendigkeit einer sehr genauen Führung, um den Spalt zwischen Kolben und Zylinderrohr möglichst klein zu halten, fällt die Entscheidung auf die Gleitlagerbuchse.

4.2.7 Gehäuse

Nachdem bereits in der Effektebene das Grundkonzept des Hydraulikzylinders gefunden wurde, soll jetzt das Konzept zur Konstruktion des Gehäuses bestimmt werden. Zuerst werden die Ziele betrachtet und darauf eingegangen.

Tabelle 4.17: Teilfunktionen für das Gehäuse

Pflichtfunktionen	Wunschfunktionen
kostengünstig	Demontage möglich
genaue Führung der Kolbenstange	modularer Aufbau

Jetzt werden die möglichen Gehäusevariationen beschrieben und bewertet. Aufgrund dieser Bewertung wird anschließend das optimale Konzept für die Konstruktion des Gehäuses gewählt.

Variante 1: Geschweißtes Gehäuse

Die beiden Gehäuseblöcke, das Zylinderrohr und die Halterung für das Wegmesssystem werden miteinander verschweißt. Die beiden Gehäusedeckel werden verschraubt, damit die Dichtungen und die Kolbenstange eingebaut werden können. Der große Nachteil an dieser Konstruktion ist die Wärmeeinbringung beim Schweißen. Der damit verbundenen Verzug wirkt sich negativ auf die korrekte Führung der Kolbenstange aus.

Variante 2: Gusskonstruktion

Das gesamte Gehäuse wird aus einem Teil gegossen, danach werden die Anschlussstellen und das Zylinderrohr nachbearbeitet, um die Funktion des Zylinders zu gewährleisten.

Variante 3: Einteiliges Gehäuse

Das einteilige Gehäuse könnte als ein großes Dreh- bzw. Frästeil ausgeführt werden. Der Fertigungsaufwand dafür ist groß und unwirtschaftlich.

Variante 4: Zuganker

Die Zugankerbauweise ist der geschweißten Variante sehr ähnlich, die Verbindung erfolgt anstatt einer Schweißnaht jedoch über einen sogenannten Zuganker. Das bedeutet, dass die beiden Gehäuseblöcke über Gewindestangen miteinander verschraubt sind.

Tabelle 4.18: Bewertungsübersicht des Gehäuses

		<i>Lösungsvarianten</i>							
		Schweißen		Guß		Einteilig		Zuganker	
<i>Funktionen</i>	<i>Gewichte</i>	n	g·n	n	g·n	n	g·n	n	g·n
Kosten	35	8	280	2	70	5	175	10	350
Führung	35	5	175	7	245	8	280	9	315
Demontage	15	3	45	2	30	2	30	8	120
modularer Aufbau	15	8	120	2	30	2	30	10	150
<i>Summe:</i>	100	0	620	0	375	0	515		935

Die Entscheidung fällt auf die Zugankerbauweise, da sie mit Abstand die meisten Vorteile aufweist.

4.3 Weitere Bauteile

4.3.1 Endlagendämpfung

Wie im Abschnitt 2.2.4 beschrieben ist, kann es zu großen Schäden kommen, wenn im Bereich der Endlage des Kolbens keine Endlagendämpfung eingebaut ist. Diese kann auf die verschiedene Arten realisiert werden, auf jeden Fall muss der Querschnitt der Ölleitung vermindert werden, um die Durchflussmenge und damit die Geschwindigkeit des Kolbens zu senken. In diesem Fall verkleinert der Kolben die Abflussleitung, wie es in Abbildung 4.10 dargestellt ist.

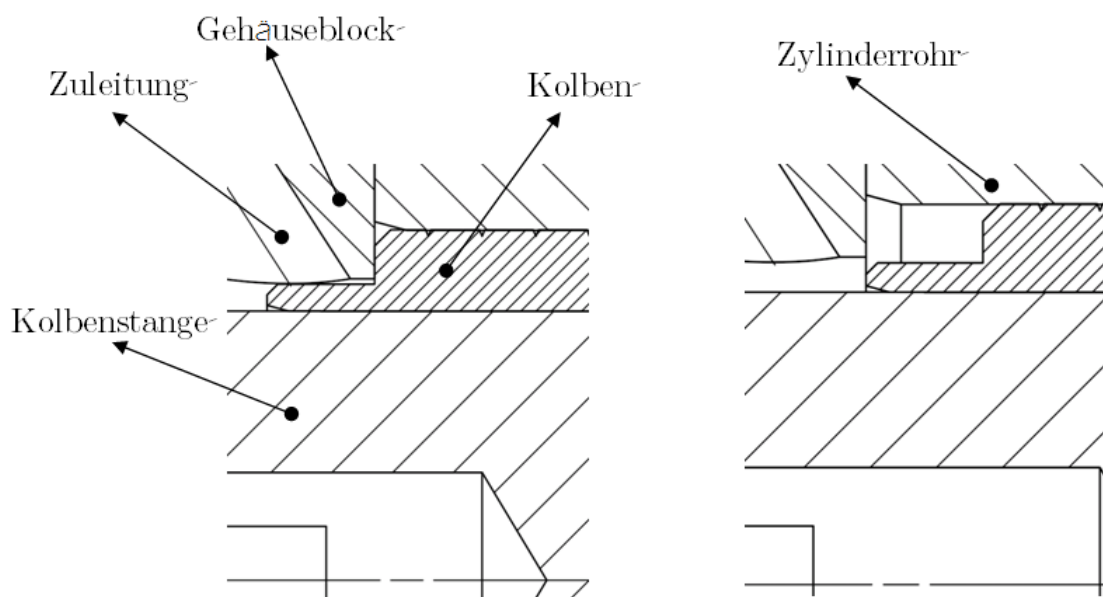


Abbildung 4.10: Endlagendämpfung (links: In der Endlage, rechts: Kurz vor der Endlage)

4.3.2 Befestigungsarten

Für die Verwendung des Hydraulikzylinders beim Prüfstand muss nur ein Befestigungsflansch an der Vorderseite des Zylinders vorhanden sein. Allerdings ist unklar, wie und ob der Zylinder nach der experimentellen Untersuchung des Strukturverhaltens eines definierten Blechpakets weiterverwendet wird.

Aus diesem Grund ist beim Zylinder zusätzlich eine Fußbefestigung und ein Flansch auf der Rückseite angebracht. Die Bohrungen auf den beiden Flanschen haben den gleichen Lochkreis. Es sind sowohl vier Durchgangsbohrungen als auch vier Gewindebohrungen vorhanden.

Sowohl der vordere Befestigungsflansch als auch der Fuß muss nur dann montiert werden, wenn er auch in Verwendung ist. Zu sehen sind die drei Befestigungsarten in der Isometrieansicht (Abbildung 4.12) des Zylinders.

4.3.3 Dichtungen

Statische Dichtungen

Im gesamten Zylinder werden für die statischen Anwendungen nur O-Ringe verwendet. Bei der Abdichtung gegenüber dem größten Druck werden zusätzlich noch Stützringe verwendet, um Spaltextrusionen zu verringern.

Dynamische Dichtungen

Dynamische Dichtungen sind notwendig, um den Spalt zwischen Kolbenstange und Gehäuse abzudichten. Dabei liegt an der Innenseite nur der Leckagedruck, also ca. 2 bar an. Die einzige Ausnahme bildet die Stangendichtung an der Außenseite der Ringspalt-dichtung, dort muss der maximale Öldruck gegenüber dem Leckagedruck abgedichtet werden.

Die Abdichtung zwischen Kolbenstange und Gehäuse ist auf beiden Seiten gleich ausgeführt. Sie besteht aus einer Stangendichtung und einem Abstreifer. Damit die Reibung möglichst klein wird, bestehen Stangendichtung und Abstreifer aus PTFE. Im Betrieb wird der Dichtungssatz nur mit dem Leckagedruck beaufschlagt, damit ist die Reibung vernachlässigbar klein. In Abbildung 4.11 wird exemplarisch die Konstruktion der Dichtung an der Vorderseite dargestellt.

An der Innenseite der Ringspalt-dichtung wird der Arbeitsdruck des Öls auf den Leckagedruck abgebaut. Damit das Öl nicht über die Außenseite des Ringspaltelementes ausweichen kann, muss dort eine Dichtung eingebaut werden. Dabei wird eine Stangendichtung verwendet, siehe Abbildung 4.7.

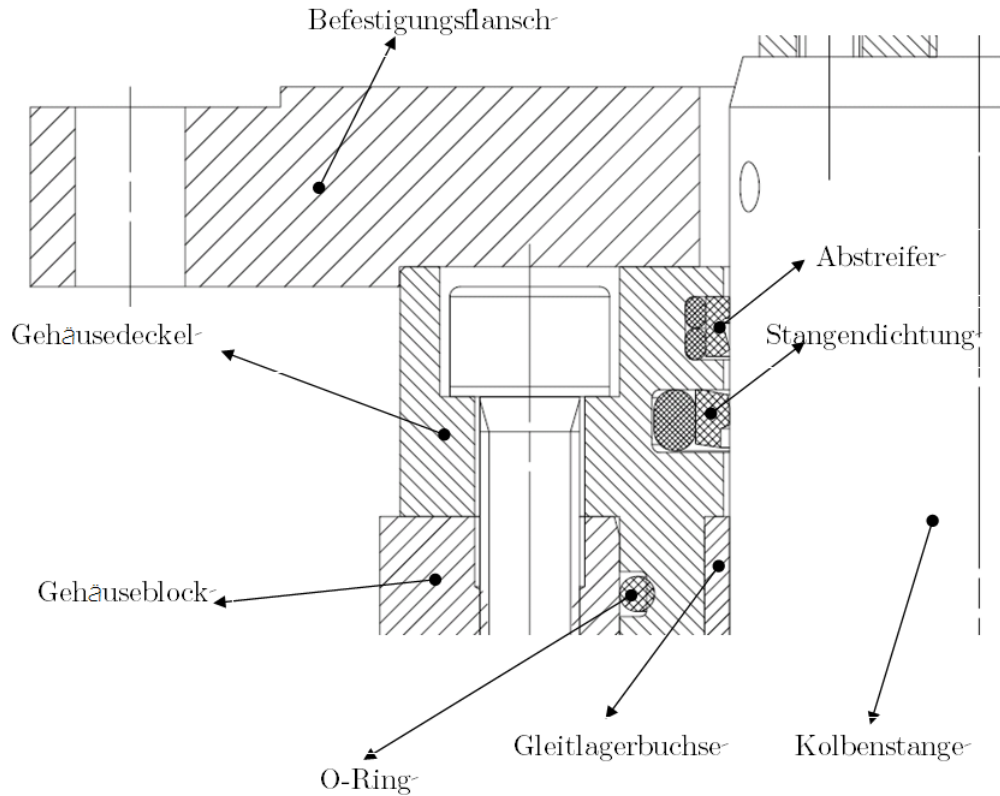


Abbildung 4.11: Dichtung zwischen Gehäuse und Kolbenstange

4.4 Zusammenbau und Explosionsansicht

Um einen Gesamtüberblick zu bekommen, ist in Abbildung 4.12 eine Isometrieansicht des gesamten Hydraulikzylinders zu sehen. Der Hydraulikzylinder besteht aus zwei Gehäuseblöcken welche mit vier Gewindestangen miteinander verschraubt sind. Am hinteren Teil des Zylinders ist das Wegmesssystem angebracht, welches sich innerhalb des Rohres befindet. Die Ölzufuhr erfolgt vom Servoventil über die Ventilplatte in die beiden Gehäuseblöcke. Seitlich am Zylinder ist die Leckölleitung angebracht.

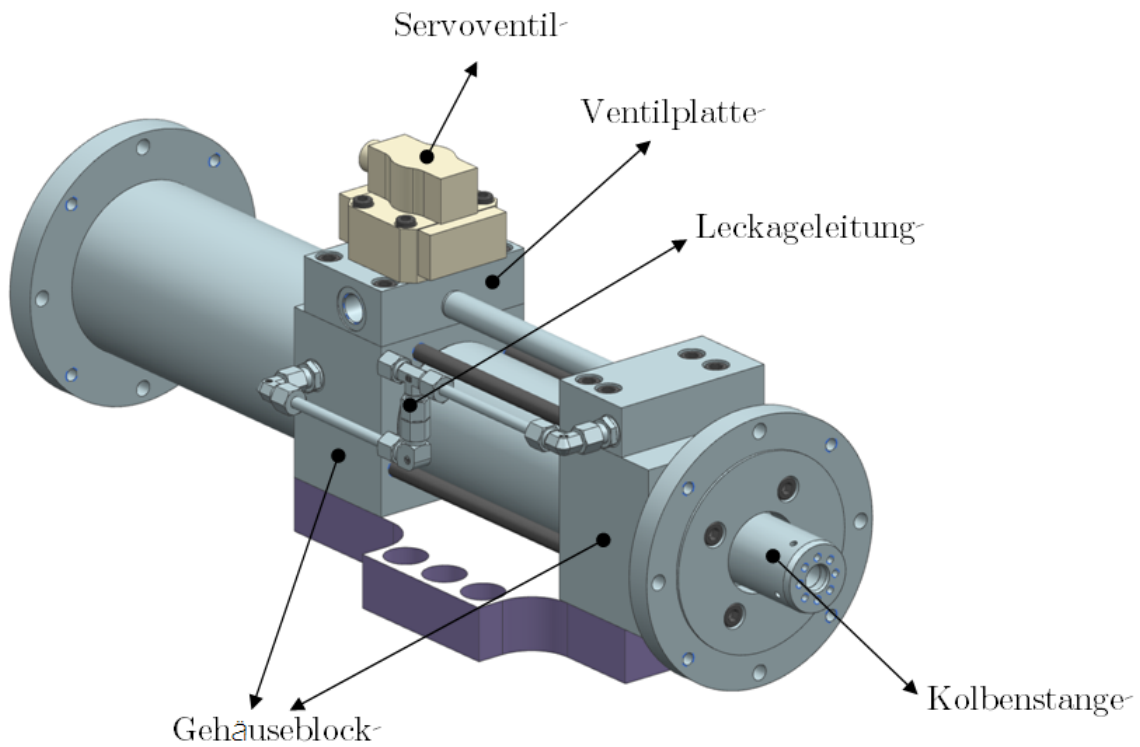


Abbildung 4.12: Isometrieansicht des Hydraulikzylinders

Das Innenleben des Zylinders wird in der Explosionsansicht (Abbildung 4.13) dargestellt. Die einfache Montage wird durch die Zentrierungen von allen Flanschen sichergestellt. Durch den modularen Aufbau ist es möglich jedes Bauteil auszutauschen, wenn es beschädigt ist. Dadurch kann der Hydraulikzylinder im Schadensfall leicht repariert werden.

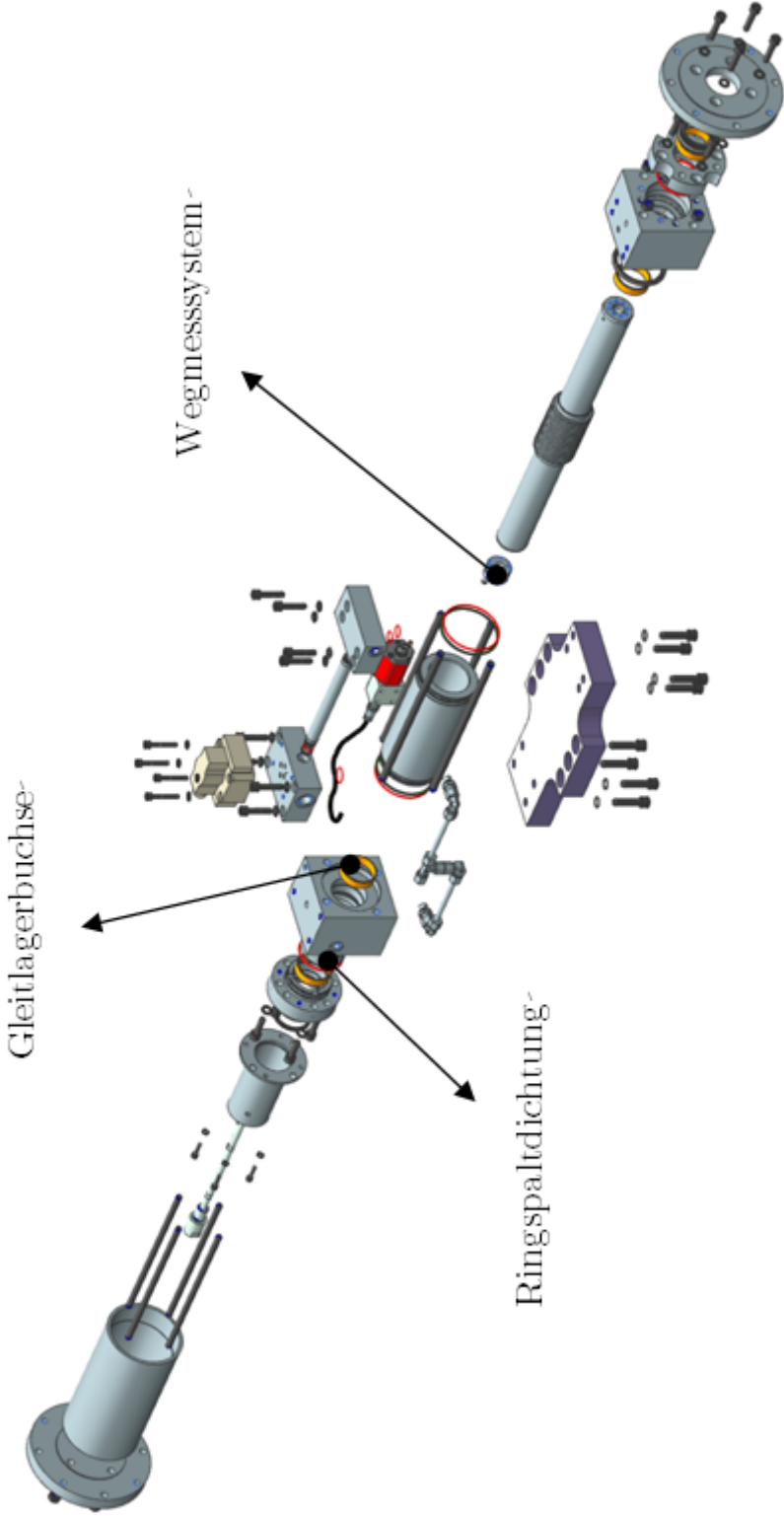


Abbildung 4.13: Explosionsansicht des Hydraulikzylinders

5 Gesamtaufbau

Nachdem im vorigen Kapitel detailliert auf den Hydraulikzylinder eingegangen wurde, folgt eine Beschreibung der anderen Bauteile des Prüfstandaufbaus. Dieser setzt sich aus dem Hydraulikzylinder, dem Prüfstand, dem Regelungssystem und dem Messsystem zusammen.

5.1 Prüfstand

In diesem Abschnitt wird die grundsätzliche Funktionsweise des Prüfstands beschrieben. Der Prüfstand und die Benennung der Bauteile ist in den Abbildungen 5.1 und 5.2 zu sehen.

Führungsstangen

Im Wesentlichen besteht dieser Prüfstand aus einem geschweißten Rahmen, in welchen die vier Führungsstangen eingebaut sind. Diese sind notwendig, um die Druckplatte gleichmäßig nach oben und unten verschieben zu können. Die Führungen befinden sich im Kraftfluss zwischen den geschichteten Blechen und der Kraftmessdose, die Verluste in den Führungen werden also mitgemessen. Sollte es zu einer leichten Verklemmung kommen, würde eine zu große Kraft gemessen werden.

Schieber

Zur Schichtung des Blechpakets vor jeder neuen Messung sind zwei Schieber vorgesehen. Diese werden in der Grundplatte über ein Feder-Nut System geführt. Während der Messung können sie dann ausreichend weit weg geschoben werden, um diese nicht zu beeinflussen.

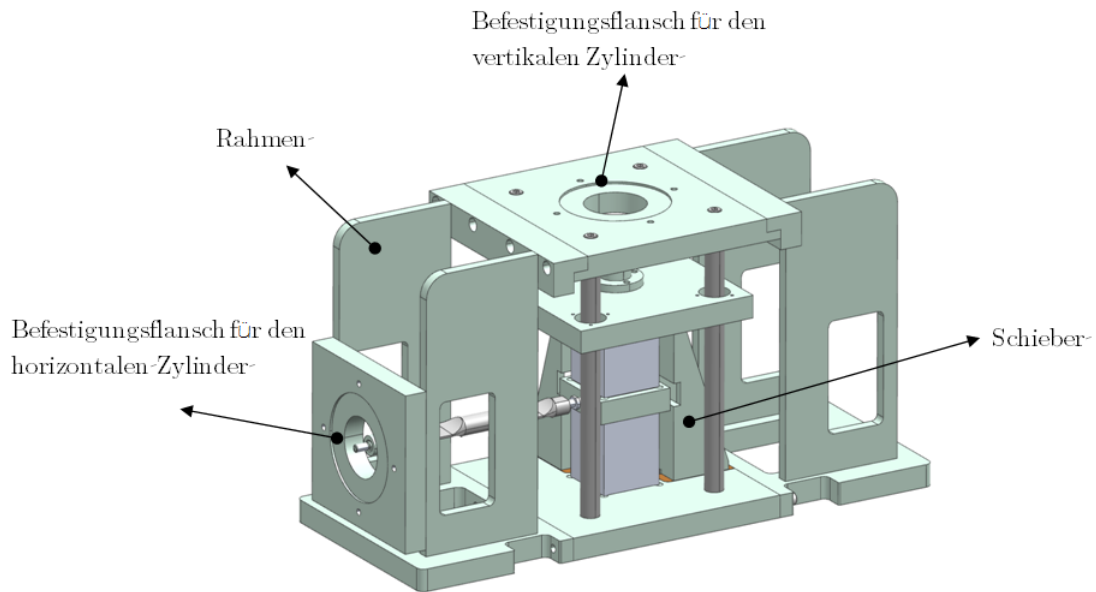


Abbildung 5.1: Isometrieansicht des Prüfstands

Querkraft auf die Kolbenstange

Zur Vermeidung der Querkrafteinbringung auf die Kolbenstange ist zwischen vertikalem Zylinder und der Druckplatte ein Kugelgelenk eingebaut. Dieses soll die leichten Schiefstellungen der Druckplatte ausgleichen. Aufgrund der Forderung des Auf- und Abfahrens der Druckplatte ist zusätzlich ein Mitnehmer vorgesehen.

Zum Ausgleich des Winkelversatzes beim horizontalen Zylinder wird ein Gelenkstab verwendet. Damit kann die Querkraft auf die Kolbenstange verringert werden.

Die im Abschnitt 1.2 gestellten Anforderungen wurden zum Teil bereits vom Hydraulikzylinder erfüllt, die restlichen Anforderungen sollen durch den Prüfstand realisiert werden.

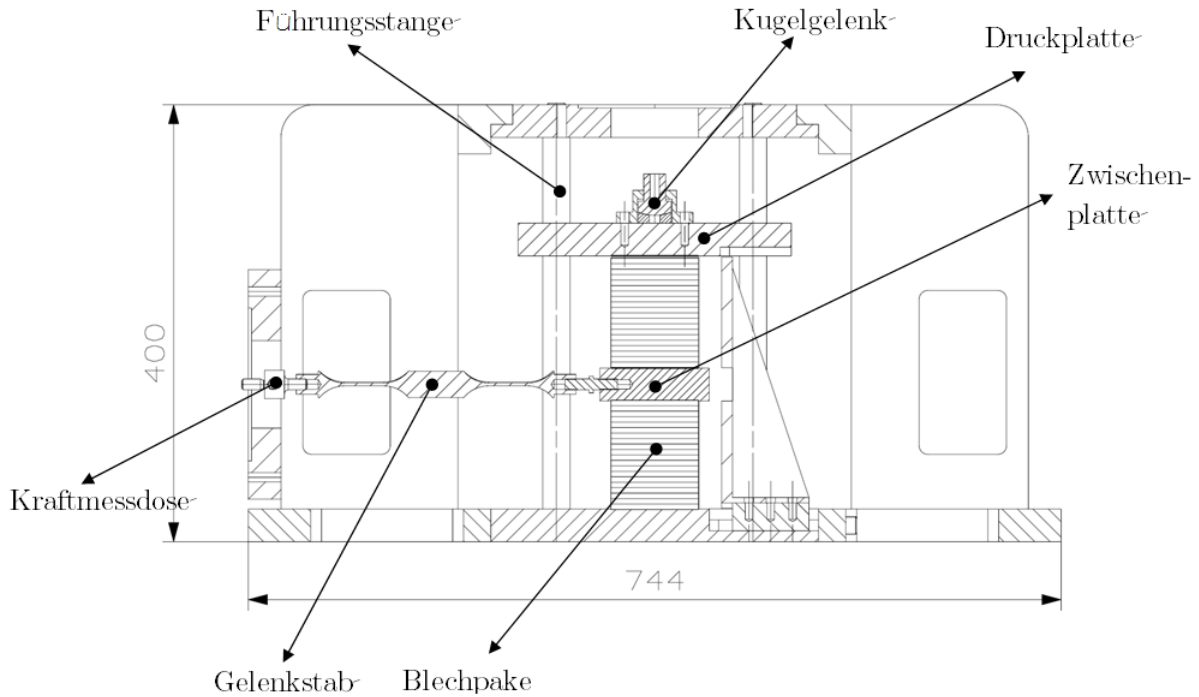


Abbildung 5.2: Schnittansicht des Prüfstandes

Leichte Aufschichtung des Blechpakets

Aufgrund der beiden Schieber ist es bei diesem Prüfstand sehr einfach, das Blechpaket neu zu schichten. Auch der Platz rund um die Bleche ist ausreichend groß.

Definierte Krafteinleitung

Die Vorspannkraft wird mit einem Hydraulikzylinder über die Druckplatte auf das Blechpaket aufgebracht. Gemessen wird die Kraft mit einer Kraftmessdose zwischen der Druckplatte und dem Hydraulikzylinder. Die Axialkraft wird über den entwickelten Reibungsarmen Hydraulikzylinder in das System eingebracht. Auch hier wird die Kraft mit einer Kraftmessdose gemessen.

5.2 Regelungssystem

Es wird ein am Institut für Leichtbau vorhandener Zweikanalregler verwendet. Die beiden Zylinderkräfte werden dem Regelungssystem zugeführt, damit können beide Zylinder kraftgeregelt betrieben werden. Zusätzlich haben beide Zylinder ein Wegmesssystem. Damit können beide Zylinder entweder weg- oder kraftgeregelt betrieben werden.

5.3 Messsystem

Der Aufbau des Messsystems zur Ermittlung der Verschiebungen einzelner Bleche wurde im Rahmen der Masterarbeit [16] von Clemens Halder entwickelt. Die Konstruktion des Messsystems kann für den neuen Prüfstand verwendet werden. Allerdings muss die Software so umgeschrieben werden, dass die Kraft aus dem Regelsystem gleichzeitig mit den Kamerabildern aufgenommen werden kann. Somit kann die Verschiebung zu jedem Zeitpunkt genau einer Kraft zugeordnet werden.

5.3.1 Messaufbau

Der Messaufbau (Abbildung 5.3) besteht aus dem Lasersystem und dem Kamerasystem.

Das Lasersystem aus dem Laser und der optischen Einheit, welche aus dem gebündelten Laserstrahl die beiden Speckle Muster erzeugt.

Das Kamerasystem besteht aus zwei Hochgeschwindigkeitskameras und je einem Objektiv. Die Bilder werden über einen USB 3.0 Anschluss auf den PC übertragen. Die beiden Kameras müssen an zwei unterschiedlichen USB 3.0 Karten angeschlossen sein, um gleichzeitig die Bilder zu laden.

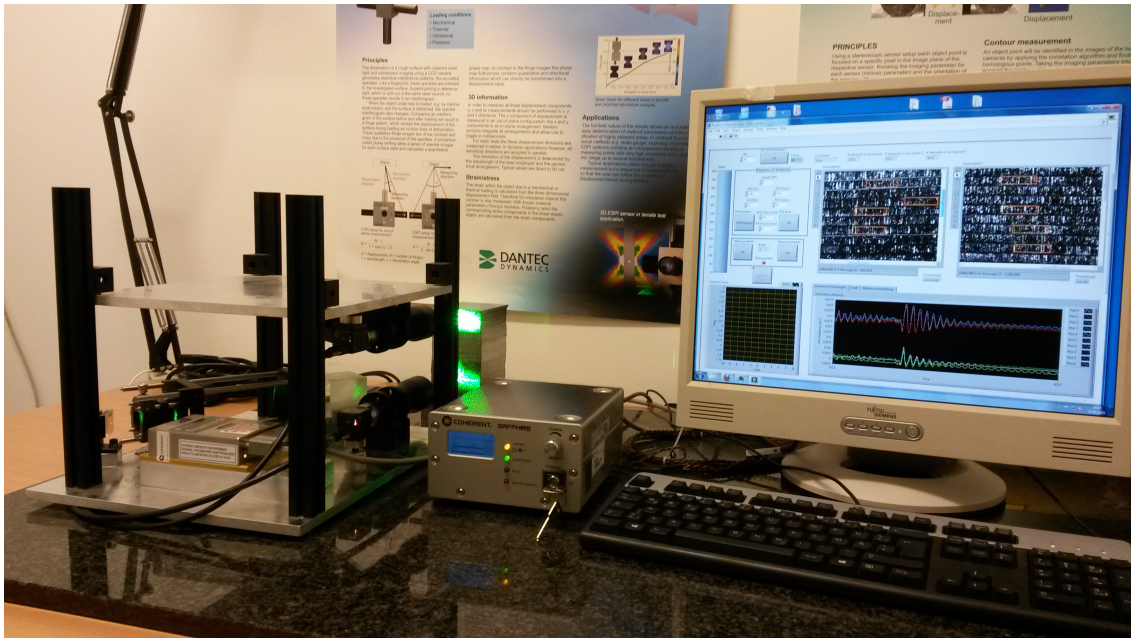


Abbildung 5.3: Messaufbau

5.3.2 Software

Damit die Veränderungen bei der Software beschrieben werden kann, muss zuerst ein Überblick über die vorhandene Software geschaffen werden.

Vorhandene Software

Die Implementierung der vorhandene Software ist in Abbildung 5.4 stark vereinfacht dargestellt.

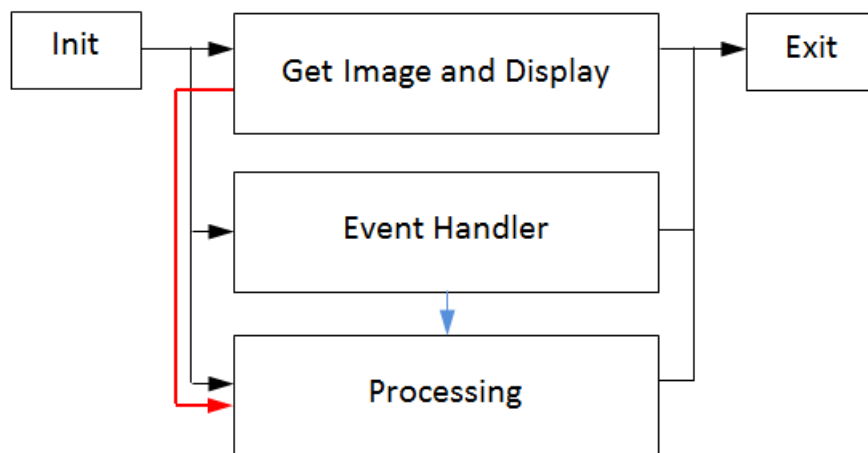


Abbildung 5.4: Implementierung der vorhandenen Software[16]

Die drei übereinander angeordneten Blöcke stellen jeweils eine Schleife dar, wobei diese nicht miteinander synchronisiert sind.

In der ersten Schleife werden die Bilddaten von den Kameras ausgelesen, und zusammen mit den entsprechenden Zusatzinformationen (Regions Of Interests, aktuelle Verschiebungswerte) in einen Buffer geschrieben (symbolisiert durch die rote Datenleitung in Abbildung 5.4). Der "Event Handler" der die zweite Schleife beinhaltet, verarbeitet die vom Benutzer getätigten Eingaben auf dem Front-Panel. Die Durchlaufzeit dieser Schleife ist relativ groß ($\approx 200\text{ms}$) um Rechenkapazität freizuhalten.[16]

Beim "Processing" werden die Kamerabilder aus dem Buffer entnommen und daraus die Verschiebungen berechnet.

Neue Software

Für diesen Prüfstand muss die vorhandene Software verändert werden. Diese Veränderung umfasst zum einen die Implementierung eines neuen Kanals zur Erfassung der beiden Kräfte benötigt wird. Zum anderen wird eine neue Schleife gebaut um den Speichervorgang aller Daten in ein TDMS-File zu ermöglichen. Die Veränderungen sind im Blockschaltbild (Abbildung 5.5) in grün dargestellt.

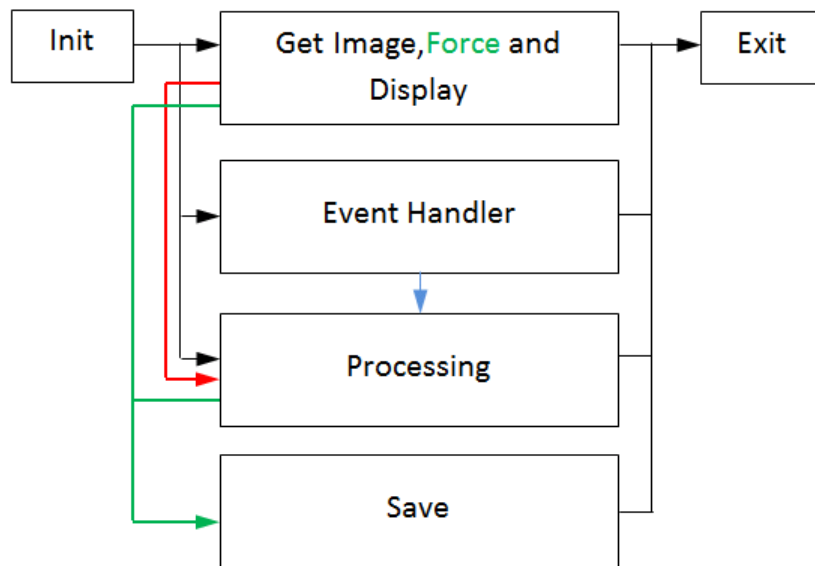


Abbildung 5.5: Implementierung der Software

Die Kraft wird jetzt ebenfalls in der ersten Schleife erfasst. Um später die Zuordnung zwischen der Verschiebung und der Kraft zu ermöglichen, wird die Kraft zusammen mit dem Zeitstempel des Bildes in einen Buffer gespeichert. Die Bilder mit dem Zeitstempel werden ebenfalls in einen Buffer gegeben. Aus diesem Buffer werden die Bilder in der "Processing"-Schleife entnommen und daraus werden die Verschiebungen der ROIs berechnet und wieder in einen Buffer geschrieben. In der zusätzlichen "Save"-Schleife kommen nun die Verschiebungen aus der "Processing"-Schleife und die Kräfte aus der ersten Schleife zusammen. Diese werden in einem TDMS-File gespeichert. Die Zuordnung erfolgt über den Zeitstempel der Bilder.

Der Start der Erfassung der Bilder und der Kräfte erfolgt nicht gleichzeitig. Es kann also sein, dass mehr Kräfte als Verschiebungen gemessen werden oder umgekehrt. Daher werden die Daten erst ab dem Zeitpunkt wo eine Kraft und eine Verschiebung vorhanden ist aufgezeichnet und gespeichert.

Die Erfassung der Kräfte und der Bilder erfolgt immer am Beginn des Schleifendurchlaufs. Damit erfolgt dies immer synchron, sodass die Daten später miteinander verknüpft werden können.

Bedienung

In diesem Abschnitt wird die Handhabung der Software erklärt. Bevor das Messprogramm gestartet wird, sollte überprüft werden, dass die Kommunikation zwischen den Kameras und dem Regler funktioniert. Dies geschieht mit dem Programm "NI MAX".

Nach dem Start des Programms werden zuerst die Daten, die zur Speicherung notwendig sind, eingegeben. Dieses Fenster ist in Abbildung 5.6 zu sehen. Dabei ist zu beachten, dass der Ordner entweder schon vorhanden ist. Falls dies nicht der Fall ist, wird er neu erstellt, im selben Verzeichnis, in dem die Software abgespeichert ist.

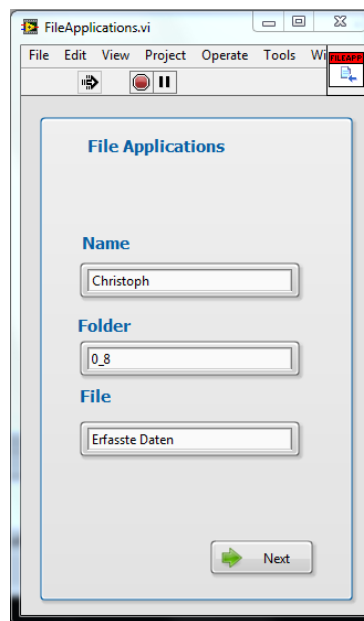


Abbildung 5.6: Speicherdaten

Nach der Bestätigung des ersten Fensters müssen die Belichtungszeit und die Verstärkung der beiden Kameras bestätigt werden. Dabei sind die Standardeinstellung in Abbildung 5.7 zu sehen.

Dann starten die parallelen Schleifen und es wird der Hauptbildschirm (Abbildung 5.8) angezeigt. Es folgt eine kurze Anleitung, wie bei einer Messung vorzugehen ist und auf welche Dinge geachtet werden muss.

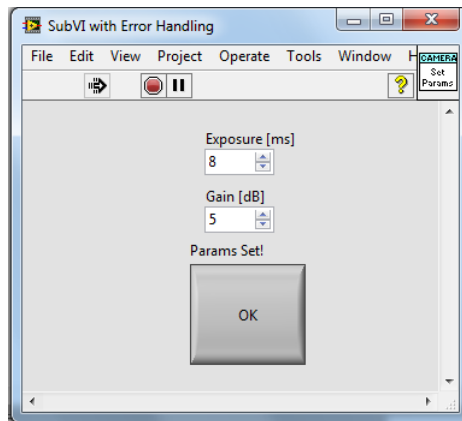


Abbildung 5.7: Standardeinstellungen der Kamera

Zu Beginn sollten beiden beiden Kamerabilder ein scharfes Bild der geschichteten Blechpakete zeigen. Ist dies der Fall, können die ROIs (Regions Of Interest) eingestellt werden. Die Standardgröße für genau ein Blech ist bereits voreingestellt. Durch Aktivieren des Buttons "ROI festlegen" wird die Einstellbarkeit der ROIs freigeschaltet.

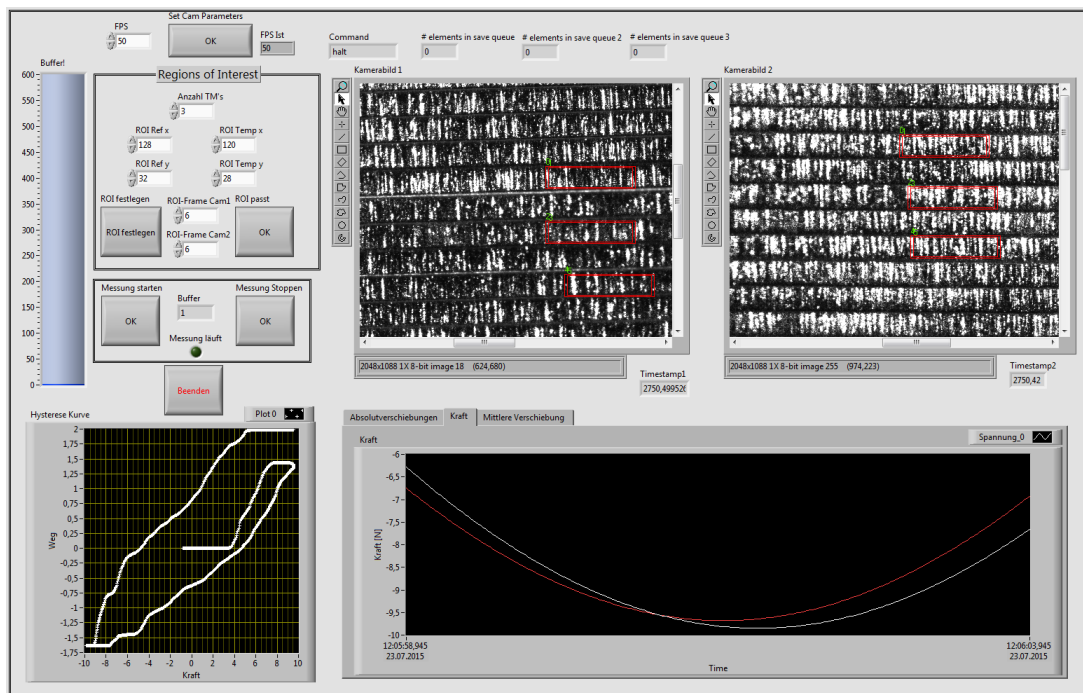


Abbildung 5.8: Hauptbildschirm

Zuerst wird über die Anzahl der TMs festgelegt, wie viele Verschiebungen gemessen werden. Die ROIs werden durch einen Klick auf die gewünschte Stelle am Kamerabild

erstellt. Dadurch erscheinen dort zwei übereinander liegende Rechtecke, wobei das größere der beiden Rechtecke die Referenz und das kleinere das Template ist. Die Referenzen sind mit einer geraden Zahl, die Templates mit einer ungeraden Zahl beschriftet. Am Ende ist die Auswahl mit OK zu bestätigen.

Bevor die Messung gestartet werden kann, sollten die FPS (Frames per Second) eingestellt werden. Die Messung wird mit dem Button "Messung starten" begonnen. Ab dem Zeitpunkt werden alle Verschiebungen der ROIs und die beiden Kräfte gespeichert. Die Messung muss mit der Schaltfläche "Messung stoppen" beendet werden, weil dadurch die Daten in das Messfile geschrieben werden. Es ist auch möglich, die Messung erneut durchzuführen, die Daten werden dann am Ende der alten Daten angehängt und nicht überschrieben.

5.4 Zusammenbau

In der folgenden Abbildung 5.9 ist der gesamte Prüfstand dargestellt. Der reibungsarme Hydraulikzylinder, welcher in dieser Arbeit entwickelt wurde, ist horizontal eingebaut. Der vertikale Zylinder wird nur statisch betrieben, deshalb kann dort ein Standardzylinder verwendet werden.

Der vertikale Zylinder wird über einen Flansch an der Vorderseite des Zylinders befestigt. Die Zentrierung erfolgt über eine Zentrieransatz am Flansch des Zylinders. Die mögliche Querkraft, welche durch eine nicht exakte Lage zwischen der Kolbenstange und dem Prüfstand entsteht, wird von einem Kugelgelenk aufgenommen.

Der reibungsarme Hydraulikzylinder wird ebenfalls über einen Flansch befestigt, allerdings ist dabei eine Distanzhülse notwendig um zwischen dem Gelenkstab und der Kolbenstange die Kraftmessdose montieren zu können.

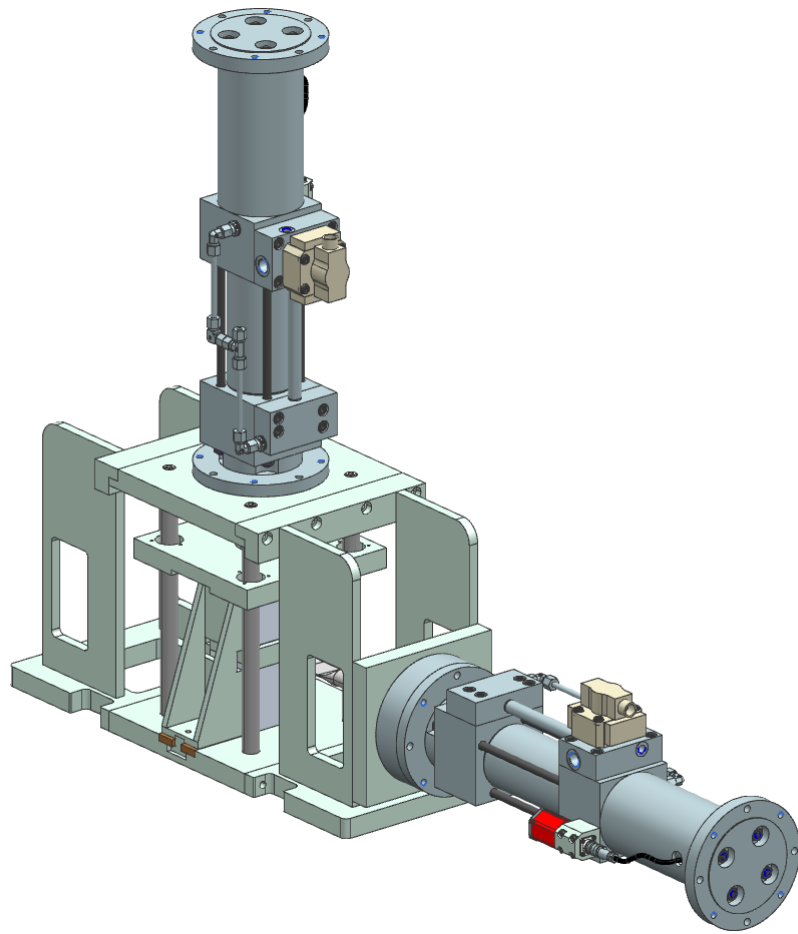


Abbildung 5.9: Isometrieansicht des Gesamtaufbaus

6 Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel dieser Arbeit war es, einen kostengünstigen Hydraulikzylinder zu entwickeln, der eine realistische Alternative zu den am Markt erhältlichen Zylindern darstellt. Besonderes Augenmerk wurde auf die Funktionssicherheit gelegt, da keine Zeit vorhanden war, um Tests durchzuführen.

Zuerst wurde im Rahmen einer Literaturrecherche ein Überblick geschaffen, welche reibungsarmen Hydraulikzylinder am Markt verfügbar sind und wie sie funktionieren. Zum Einsatz kommen Ringspalt dichtungen oder das Prinzip der hydrostatische Lagerung. Es wurde festgelegt, dass ein doppeltwirkender Differentialzylinder gebaut wird, damit konnten die konstruktiven Details der Kolbenstange und der Dichtungen bestimmt werden.

Als nächstes wurden die Kräfte im Ringspalt analysiert und berechnet. Besonderes Augenmerk wurde auf die Spaltform gelegt, denn davon ist die Richtung der entstehende Radialkraft abhängig. Nachdem alle Eckpunkte des Hydraulikzylinders bestimmt waren, konnte er konstruiert und gefertigt werden.

Im Verlauf der Arbeit wurde die Software so umprogrammiert, dass am vorhandenen Prüfstand dynamische Messungen durchgeführt und gespeichert werden können. Aus den erhaltenen Messwerten kann die Strukturdämpfung bei der Einwirkung von Scherkräften berechnet werden.

Zuletzt folgt ein Ausblick über die Verbesserungsmöglichkeiten.

Für die Optimierung des Hydraulikzylinders wären einzelne Komponententests notwendig. Die Funktion der Ringspalt dichtung könnte genauer untersucht werden. Mit dem aus der Untersuchung gewonnenen Wissen wäre es möglich, die Dichtung für die Funktionstüchtigkeit des Hydraulikzylinders zu optimieren. Bei dem hier gefertigten Hydraulikzylinder wurde die Ringspalt dichtung aus Sicherheitsgründen mit Rillen versehen. Nach Überprüfung durch Komponententests könnten die Rillen eventuell weggelassen werden, es würde sich eine selbst zentrierende Ringspalt dichtung einstellen.

Die Klebverbindung zwischen Kolben und Kolbenstange sollte genauer untersucht werden, da auf diesem Gebiet wenig Erfahrung vorhanden ist. Praktische Tests werden zeigen, wie gut die Klebverbindung ausgelegt ist, bzw. ob sie unter- oder überdimensioniert ist. Die Messsoftware könnte durch eine geeignete Triggerfunktion zwischen Kraft- und Wegmessung noch feiner synchronisiert werden. Dazu müsste das Messprogramm angepasst werden und sehr gute Hochleistungskameras verwendet werden.

7 Anhang

```
=====
                        retcalc[plus]
=====

Version: 2.0
Entwickelt von Henkel Technologies R&D Engineering
Adhesives, GEC München, TTA European Automotive Technologies &
Services, and TIL European Technical Service & Engineering. Software-
Entwicklung durch FZG, Technische Universität München.
Stand: 30.11.2003

Dieses Programm dient zur überschlagsmäßigen Berechnung der zu über-
tragenden Lasten für eine Vielzahl von zylindrischen Fügeverbindungen.
Es erlaubt im Sinne einer Entwurfsberechnung die Abschätzung der Über-
tragungsfähigkeit einer Verbindung noch vor einer möglichen Versuchs-
phase. Es empfiehlt sich, die Ergebnisse als Näherungswerte anzusehen.
Die tatsächlichen Festigkeitseigenschaften sind nur durch experimentelle
Untersuchungen an Originalbauteilen oder geeigneten Versuchskörpern
exakt
bestimmbar.

Datum: 25.03.15
Uhrzeit: 13:26:31

Kunde: TU Graz Zahalka
Sachbearbeiter: Thomas Berl
Projektnummer: Diplomarbeit; version 3 - LT 603

Bemerkungen:

EINGABEDATEN:
=====

--- Verbindungsart / Produkt -----
Verbindungsart . . . . . Geklebter Schiebesitz
Klebstoff . . . . . 603
Druckscherfestigkeit . . . . . tau_b 26.000 N/mm2
Druckspannungseinflussfaktor . . . . fp 0.300 -

--- Fügeteilwerkstoffe Welle -----
Werkstoff Welle . . . . . Legierter Stahl
E-Modul . . . . . Eg 216000.000 N/mm2
Querkontraktionszahl . . . . . ng 0.300 -
Streckgrenze . . . . . Yg 750.000 N/mm2
Ausdehnungskoeffizient . . . . . ag 0.000012 1/K

--- Fügeteilwerkstoffe Nabe -----
Werkstoff Nabe . . . . . Stahl
```

E-Modul	Eg	210000.000	N/mm2
Querkontraktionszahl	ng	0.300	-
Streckgrenze	Yg	300.000	N/mm2
Ausdehnungskoeffizient	ag	0.000011	1/K
--- Fügeteilwerkstoffe -----			
Rauheit	Rz	1.000	um
Bearbeitungsverfahren		spanend	
--- Gestaltparameter -----			
Fügedurchmesser/kl. Kegeldurchmesser	DJ	50.000	mm
größter Kegeldurchmesser	DT	0.000	mm
Aufschubweg	aT	0.000	mm
Fügelänge	lJ	100.000	mm
Welleninnendurchmesser	Dgi	0.000	mm
Nabenaußendurchmesser	Dho	65.000	mm
Übermaß	I	0.000	mm
Reibbeiwert	fc	1.000	-
Spiel	Cd	0.010	mm
Fügetemperatur	Tass	0.000	°C
--- Lastparameter -----			
Statische Axialkraft	F	0.00	kN
Wechselnde Axialkraft	FD	0.00	kN
Statisches Drehmoment	T	0.00	Nm
Wechselndes Drehmoment	TD	0.00	Nm
Umlaufbiegemoment	Mb	0.00	Nm
--- Einsatzumgebung -----			
Spitzentemperatur	Tmax	80.00	°C
Dauereinsatztemperatur	Top	60.00	°C
Einsatzmedium		Automatikgetriebe-Öel	
OUTPUT DATA:			
=====			
Maximal zulässiges Übermaß	Imax	0.0000	mm
Übermaß bei Fügetemperatur	Iass	*****	mm
Fugendruck	p	0.00	N/mm2
Erforderliche Fügetemperatur	Treq	0.0	°C
Maximal zulässiger Aufschubweg	aTmax	0.00	mm
Effektiver Fugendruck während des Schrumpfvorgangs	peff	0.00	N/mm2
Klebstofffilmdicke	ha	0.0050	mm
Polares Flächenmoment Welle	Jpg	613592.31	mm4
Polares Flächenmoment Nabe	Jph	1138888.75	mm4
Schermodul Welle	Gg	83076.92	N/mm2
Schermodul Nabe	Gh	80769.23	N/mm2
Kritischer Abstand 1	z1	5.00	mm
Kritischer Abstand 2	z2	95.00	mm
Spannungsüberhöhung im Abstand 1	tauz1	4.71	-
Spannungsüberhöhung im Abstand 2	tauz2	-8.64	-
Effektive Scherfestigkeit	taueff	26.00	N/mm2
--- Übertragbare Lasten -----			
Statisch übertragbare Axialkraft	F0	310.32	kN
Statisch übertragbares Drehmoment	T0	2016.48	Nm
Übertragbares Umlaufbiegemoment	MOB	0.00	Nm


```

Statisch übertragbares Drehmoment bei gleichzeitig einwirkender
  Umlaufbiegung . . . . . T0B          0.00      Nm
Dynamisch übertragbare Axialkraft . . F0D          46.55     kN
Dynamisch übertragbares Drehmoment . T0D          302.47    Nm
Dyn. Drehmoment b. Umlaufbiegung . . T0DB         0.00      Nm

```

```

--- Sicherheitsfaktoren -----
Sicherheitsfaktor stat. Axialkraft . SAS          0.000000  -
Sicherheitsfaktor stat. Drehmoment . STS          0.000000  -
Sicherheitsfaktor dyn. Axialkraft . . SAD          0.000000  -
Sicherheitsfaktor dyn. Drehmoment . . STD          0.000000  -

```

KORREKTURFAKTOREN:
=====

```

Verbindungsart . . . . . F1          1.000     -
Werkstoffpaarung . . . . . F2          0.900     -
Spalt . . . . . F3          0.992     -
Gestaltfaktor (Axial) . . . . . F4A       0.989     -
Gestaltfaktor (Torsion) . . . . . F4T       0.253     -
Temperatureinfluss . . . . . F5          0.874     -
Wärmealterung . . . . . F6          1.000     -
Umgebungsmedium . . . . . F7          1.000     -
Bearbeitungsverfahren . . . . . F8F       1.000     -
Oberflächenrauheit . . . . . F8R       0.984     -
Dynamische Axiallast . . . . . FDA         0.150     -
Dynamische Torsionslast . . . . . FDT         0.150     -

```



Technisches Datenblatt

LOCTITE® 603

Dezember 2009

PRODUKTBEschREIBUNG

LOCTITE® 603 besitzt die folgenden Produkteigenschaften:

Technologie	Acrylat
Chemische Basis	Urethanmethacrylat
Aussehen (unausgehärtet)	Grün, flüssig ^{MS}
Fluoreszenz	Ja, unter UV-Licht ^{MS}
Komponenten	Einkomponentig - kein Mischen erforderlich
Viskosität	Niedrig
Aushärtung	anaerob
Sekundärhärtung	Aktivator
Anwendung	Fügen von Welle-Nabe-Verbindungen
Festigkeit	Hoch

LOCTITE® 603 wird zum Kleben von zylindrischen Fügeteilen besonders in solchen Fällen eingesetzt, wo saubere Oberflächen nicht immer gewährleistet werden können. Das Produkt härtet unter Luftabschluss zwischen enganliegenden Metallflächen aus und verhindert selbständiges Losdrehen und Undichtheiten durch Stöße und Vibrationen. Typische Anwendungen sind u.a. das Befestigen von Rollenlagern oder ölprägnierten Buchsen in Lagergehäuse.

NSF International

Freigegeben nach NSF Kategorie P1 für zum Einsatz als Dichtstoff in der Lebensmittelverarbeitung in Bereichen, wo kein Kontakt mit Lebensmitteln möglich ist. **Hinweis:** Dies ist eine regionale Freigabe. Wenn Sie weitere Klarstellung und Informationen benötigen, wenden Sie sich bitte an Ihren zuständigen technischen Service.

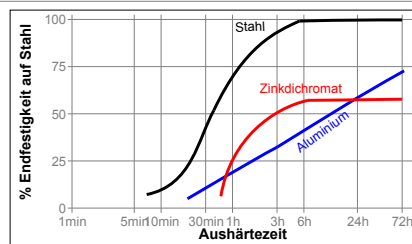
MATERIALEIGENSCHAFTEN

- Spez. Dichte bei 25 °C 1,1
- Flammpunkt - siehe Sicherheitsdatenblatt
- Viskosität, Brookfield - RVT, 25 °C, mPa·s (cP):
- Spindel 1, bei 20 U/min 100 bis 150^{MS}
- Viskosität, EN 12092 - MV, 25 °C, nach 180 s, mPa·s (cP):
- Schergeschwindigkeit 277 s⁻¹ 90 bis 180

TYPISCHE AUSHÄRTEEIGENSCHAFTEN

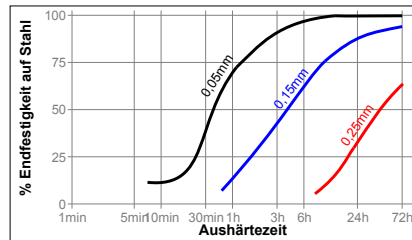
Aushärtegeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Material

Die Aushärtegeschwindigkeit ist abhängig von der verwendeten Materialoberfläche. Das folgende Diagramm zeigt die zeitliche Entwicklung der Scherfestigkeit bei Wellen und Naben aus Stahl verglichen mit anderen Materialien. Geprüft gemäß ISO 10123.



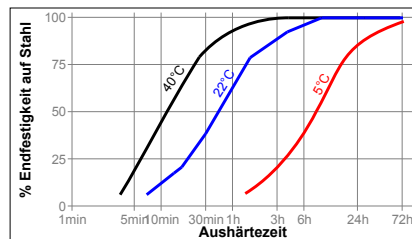
Aushärtegeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Spalt

Die Aushärtegeschwindigkeit ist abhängig vom Klebspalt. Das folgende Diagramm zeigt die zeitliche Entwicklung der Scherfestigkeit auf Wellen und Naben aus Stahl bei unterschiedlichen Spalten. Geprüft gemäß ISO 10123.

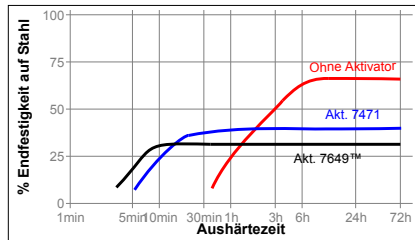


Aushärtegeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Temperatur

Die Aushärtegeschwindigkeit ist abhängig von der Temperatur. Das folgende Diagramm zeigt die zeitliche Entwicklung der Scherfestigkeit bei Wellen und Naben aus Stahl bei unterschiedlichen Temperaturen. Geprüft gemäß ISO 10123.



Aushärtengeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Aktivator
 Ist die Aushärtengeschwindigkeit zu langsam, oder sind große Spalten vorhanden, kann durch Einsatz eines Aktivators die Aushärtung beschleunigt werden. Das folgende Diagramm zeigt die zeitliche Entwicklung der Scherfestigkeit bei zinkchromatierten Stahlwellen und -naben unter Verwendung von Aktivator 7471 und 7649. Geprüft gemäß ISO 10123.



TYPISCHE EIGENSCHAFTEN IM AUSGEHÄRTETEN ZUSTAND

Physikalische Eigenschaften:
 Wärmeausdehnungskoeffizient, ASTM D 696, K⁻¹ 80×10⁻⁶
 Wärmeleitfähigkeitskoeffizient, ASTM C 177, W/(m·K) 0,1
 Spezifische Wärmekapazität, kJ/(kg·K) 0,3

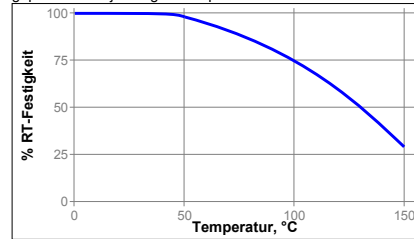
FUNKTIONSEIGENSCHAFTEN IM AUSGEHÄRTETEN ZUSTAND

Eigenschaften
 Nach 24 Stunden bei 22 °C
 Druckscherfestigkeit, ISO 10123:
 Wellen und Naben aus Stahl N/mm² ≥22,5^{MS}
 (psi) (3.260)
 Nach 30 Min bei 22 °C
 Druckscherfestigkeit, ISO 10123:
 Wellen und Naben aus Stahl N/mm² ≥13,5^{MS}
 (psi) (1.960)

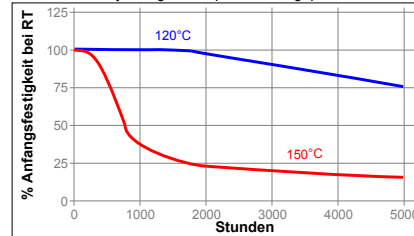
BESTÄNDIGKEIT GEGEN UMGEBUNGSEINFLÜSSE

Aushärtezeit 1 Woche bei 22 °C
 Druckscherfestigkeit, ISO 10123:
 Wellen und Naben aus Stahl

Temperaturfestigkeit
 geprüft bei der jeweiligen Temperatur



Wärmealterung
 Gealtert bei der jeweiligen Temperatur und geprüft bei 22 °C



Beständigkeit gegen Medien
 Alterungstest wie beschrieben und geprüft bei 22°C.

Medium	°C	% Anfangsfestigkeit		
		100 h	500 h	1000 h
Motoröl	125	100	100	100
Bleifreies Benzin	22	100	90	85
Bremsflüssigkeit	22	100	90	80
Wasser/Glycol 50/50	87	100	90	80
Ethanol	22	100	100	75
Aceton	22	90	90	90

ALLGEMEINE INFORMATION

Dieses Produkt ist nicht geeignet für reinen Sauerstoff und/oder sauerstoffangereicherte Systeme und sollte nicht als Dichtstoff für Chlor oder stark oxidierende Medien gewählt werden.

Sicherheitshinweise zu diesem Produkt entnehmen Sie bitte dem Sicherheitsdatenblatt.

Wenn die zu verklebenden Oberflächen vorher mit einem wässrigen Reinigungssystem gereinigt werden, ist darauf zu achten, dass die Verträglichkeit zwischen Reiniger und Kleb- bzw. Dichtstoff gegeben ist. In manchen Fällen können diese wässrigen Reiniger die Aushärtung bzw. die Eigenschaften des Klebstoffes beeinträchtigen.

Dieses Produkt wird nicht für Kunststoffe empfohlen (insbesondere bei thermoplastischen Materialien können

Henkel Americas
 +860.571.5100

Henkel Europe
 +49.89.9268.0

Henkel Asia Pacific
 +81.45.758.1810

Den direktesten Zugang zu Informationen und Unterstützung in kaufmännischen und technischen Fragen finden Sie im Internet unter: www.henkel.com/industrial

Spannungsrisse auftreten). Dem Anwender wird empfohlen, vorher die Verträglichkeit mit solchen Materialien zu prüfen.

Gebrauchshinweise

Montage

1. Zur Erzielung optimaler Ergebnisse alle Oberflächen (innen und aussen) mit einem Loctite® Reiniger reinigen und trocknen lassen.
2. Bei inaktiven Metalloberflächen oder zu langsamer Aushärtengeschwindigkeit Teile mit Aktivator 7471 oder 7649 besprühen und trocknen lassen.
3. **Für Schiebeseite** den Klebstoff ringförmig außen an der Vorderkante der Welle und auf die Innenseite der Nabe auftragen und Teile beim Zusammenfügen gegeneinander drehen, um eine optimale Verteilung des Klebstoffes zu gewährleisten.
4. **Für Presspassungen** den Klebstoff gleichmäßig auf beide Fügetflächen auftragen und Teile schnell und zügig fügen.
5. **Für Schrumpfverbindungen** die Welle mit Klebstoff benetzen und die Nabe erwärmen, damit ausreichend Spiel zum Fügen der Teile entsteht.
6. Die Teile sollten nicht bewegt werden, bis Handfestigkeit erreicht wird.

Demontage

1. die Verbindung lokal auf ca. 250 °C erwärmen. Im erwärmten Zustand demontieren.

Reinigung

1. Ausgehärtetes Produkt kann durch Anquellen mit einem Loctite Lösungsmittel und anschließende mechanische Bearbeitung z.B. mit einer Drahtbürste entfernt werden.

Loctite Material-Spezifikation LMS

LMS vom 1. Oktober 1995. Prüfberichte über die angegebenen Eigenschaften sind für jede Charge erhältlich. LMS-Prüfberichte enthalten ausgewählte, im Rahmen der Qualitätskontrolle festgelegte Prüfwerte, die als relevant für Kunden-Spezifikationen erachtet werden. Darüber hinaus sind umfassende Kontrollmaßnahmen in Kraft, die eine gleichbleibend hohe Produktqualität gewährleisten. Spezifikationen unter Berücksichtigung von speziellen Kundenwünschen können über die Qualitätsabteilung von Henkel koordiniert werden.

Lagerung

Produkt im ungeöffneten Behälter in trockenen Räumen lagern. Hinweise zur Lagerung können sich auf dem Etikett des Produktbehälters befinden.

Optimale Lagerung: 8 °C bis 21 °C Durch Lagerung unter 8 °C und über 28 °C können die Produkteigenschaften nachteilig beeinflusst werden.

Aus dem Gebinde entnommenes Produkt kann beim Gebrauch verunreinigt worden sein. Deshalb keine Produktreste in den Originalbehälter zurückschütten. Henkel kann keine Haftung für Material übernehmen, das verunreinigt oder in einer Weise gelagert wurde, die von den oben aufgeführten Bedingungen abweicht. Wenn Sie weitere Informationen benötigen, wenden Sie sich bitte an Ihren zuständigen technischen Service oder den Kundenbetreuer vor Ort.

Umrechnungsfaktoren

(°C x 1,8) + 32 = °F
 kV/mm x 25,4 = V/mil
 mm / 25,4 = inches
 µm / 25,4 = mil
 N x 0,225 = lb
 N/mm x 5,71 = lb/in
 N/mm² x 145 = psi
 MPa x 145 = psi
 N·m x 8,851 = lb·in
 N·m x 0,738 = lb·ft
 N·mm x 0,142 = oz·ft
 mPa·s = cP

Haftungsausschluss

Hinweis:

Die vorstehenden Angaben in diesem technischen Datenblatt (TDS), insbesondere Vorschläge für die Verarbeitung und den Einsatzbereich unserer Produkte, beruhen auf unseren derzeitigen Kenntnissen und Erfahrungen. Auf Grund der unterschiedlichen Einsatzmöglichkeiten und der außerhalb unseres Einflussbereiches liegenden Einsatz- und Arbeitsbedingungen übernehmen wir keine Haftung für die Eignung unserer Produkte für die relevanten Produktionsverfahren unter den konkreten Arbeitsbedingungen sowie die beabsichtigten Verarbeitungszwecke und Ergebnisse. Um eine solche Eignung sicherzustellen empfehlen wir in jedem Fall ausreichende vorherige Eigenversuche und Tests. Jede aus den Hinweisen in diesem technischen Datenblatt und jede aus sonstiger schriftlicher oder mündlicher Beratung für das vorliegende Produkt resultierende Haftung ist ausdrücklich ausgeschlossen, es sei denn, dass individualvertraglich etwas anderes vereinbart wurde, ein Fall der Verletzung von Leib, Leben oder Gesundheit vorliegt, uns Vorsatz oder grobe Fahrlässigkeit zur Last fällt oder eine Haftung nach zwingendem Produkthaftungsrecht besteht.

Bei Lieferung unserer Produkte durch Henkel Belgium NV, Henkel Electronic Materials NV, Henkel Nederland BV, Henkel Technologies France SAS und Henkel France SA beachten Sie bitte zusätzlich folgendes:

Für den Fall, dass Henkel dennoch, aus welchem Rechtsgrund auch immer, in Anspruch genommen wird, ist die Haftung von Henkel in jedem Fall beschränkt auf den Wert der jeweils betroffenen Lieferung.

Bei Lieferung unserer Produkte durch Henkel Colombiana, S.A.S. findet Folgendes Anwendung:

Die vorstehenden Angaben in diesem technischen Datenblatt (TDS), insbesondere Vorschläge für die Verarbeitung und den Einsatzbereich unserer Produkte, beruhen auf unseren derzeitigen Kenntnissen und Erfahrungen. Wir übernehmen keine Haftung für die Eignung unserer Produkte für die relevanten Produktionsverfahren unter den konkreten Arbeitsbedingungen sowie die beabsichtigten Verarbeitungszwecke und Ergebnisse. Um eine solche Eignung sicherzustellen empfehlen wir in jedem Fall ausreichende vorherige Eigenversuche und Tests. Jede aus den Hinweisen in diesem technischen Datenblatt und jede aus sonstiger schriftlicher oder mündlicher Beratung für das vorliegende Produkt resultierende Haftung ist ausdrücklich ausgeschlossen, es sei denn, dass individualvertraglich etwas anderes vereinbart wurde, ein Fall der Verletzung von Leib, Leben oder Gesundheit vorliegt, uns Vorsatz oder grobe Fahrlässigkeit zur Last fällt oder eine Haftung nach zwingendem Produkthaftungsrecht besteht.

Bei Lieferung unserer Produkte durch Henkel Corporation, Resin Technology Group, Inc. oder Henkel Canada Corporation, findet Folgendes Anwendung:

Die hierin enthaltenen Daten dienen lediglich zur Information und gelten nach bestem Wissen als zuverlässig. Wir können jedoch keine Haftung für Ergebnisse übernehmen, die von anderen erzielt wurden, über deren Methoden wir keine Kontrolle haben. Der Anwender selbst ist dafür verantwortlich, die Eignung von hierin erwähnten Produktionsmethoden für seine Zwecke festzustellen und Vorsichtsmaßnahmen zu ergreifen, die zum Schutz von Sachen und Personen vor den Gefahren angezeigt wären, die möglicherweise bei

Henkel Americas
+860.571.5100

Henkel Europe
+49.89.9268.0

Henkel Asia Pacific
+81.45.758.1810

Den direktesten Zugang zu Informationen und Unterstützung in kaufmännischen und technischen Fragen finden Sie im Internet unter: www.henkel.com/industrial

der Handhabung und dem Gebrauch dieser Produkte auftreten. **Dementsprechend lehnt die Firma Henkel im besonderen jede aus dem Verkauf oder Gebrauch von Produkten der Firma Henkel entstehende ausdrücklich oder stillschweigend gewährte Garantie ab, einschließlich aller Gewährleistungsverpflichtungen oder Eignungsgarantien für einen bestimmten Zweck. Die Firma Henkel lehnt im besonderen jede Haftung für Folgeschäden oder mittelbare Schäden jeder Art ab, einschließlich entgangener Gewinne.**

Die Tatsache, dass hier verschiedene Verfahren oder Zusammensetzungen erörtert werden, soll nicht zum Ausdruck bringen, dass diese nicht durch Patente für andere geschützt sind, bzw. unter Patenten der Firma Henkel lizenziert sind, die solche Verfahren oder Zusammensetzungen abdecken. Wir empfehlen jedem Interessenten, die von ihm beabsichtigte Anwendung vor dem serienmäßigen Einsatz zu testen und dabei diese Daten als Anleitung zu benutzen. Dieses Produkt kann durch eines oder mehrere in- oder ausländische Patente oder Patentanmeldungen geschützt sein.

Verwendung von Warenzeichen

Sofern nicht anderweitig ausgewiesen sind alle in diesem Dokument genannten Marken solche der Henkel Corporation in den USA und in anderen Ländern. Mit ® gekennzeichnet sind alle beim US- Patent- und Markenamt registrierte Marken.

Referenz 0.4

Henkel Americas
+860.571.5100

Henkel Europe
+49.89.9268.0

Henkel Asia Pacific
+81.45.758.1810

Den direktesten Zugang zu Informationen und Unterstützung in kaufmännischen und technischen Fragen finden Sie im Internet unter: www.henkel.com/industrial

Literaturverzeichnis

- [1] Willner K. Luchscheider V. Development of a model to describe the stiffness of an electric motor lamination stack. Technical report, University of Erlangen-Nuremberg, 07 2012.
- [2] Boltežar Miha Pirnat Miha, Čepon Gregor. Introduction of the linear contact model in the dynamic model of laminated structure dynamics: An experimental and numerical identification. Technical report, University of Ljubljana, 12 2011.
- [3] Gaul L. ; Westkämper E. Clappier M. Experimental determination of material properties in stacking direction of laminated stacks belonging to electrical machine rotors using a dilatation test. Technical report, University of Stuttgart, Graduate School of Excellence advanced Manufacturing Engineering, 07 2015.
- [4] Hänchen. Prüfzylinder. <http://www.haenchen.at/unternehmen/haenchenqualitaet.html#ausstattung>, 2015.08.13.
- [5] VDI-Richtlinie 2222. Methodisches entwickeln von lösungsprinzipien, 1993.
- [6] Dieter Will; Norbert Gebhardt. *Hydraulik Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008.
- [7] H.G. Hochleitner. Fluidtechnik 2, 2009.
- [8] Holger Watter. *Hydraulik und Pneumatik*. Vieweg+Teubner, 2008.
- [9] Dietmar Findeisen. *Olhydraulik Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [10] Božina Perović. *Hydrostatische Führungen und Lager; Grundlagen, Berechnung und Auslegung von Hydraulikplänen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012.
- [11] Gerd Habenicht. *Kleben; Grundlagen, Technologien, Anwendungen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 6. edition, 2009.
- [12] Heinz K. Müller; Bernard S. Nau. Fachwissen dichtungstechnik kapitel 16. http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de/Kapitel_PDFs_09_14/fw-dt_Kapitel16_09_14.pdf, 2015.06.19.
- [13] Oerlikon. Electric arc wire spray. <http://www.oerlikon.com/metco/en/products-services/coating-equipment/thermal-spray/processes/electric-arc-wire/>, 2015.06.27.

- [14] Dieter Kohtz. *Wärmebehandlung metallischer Werkstoffe: Grundlagen und Verfahren*. VDI Verlag, 1994.
- [15] Hoefert. Ptfе-compounds. <http://www.hoefert.de/PTFE-Compounds.pdf>, 2015.
- [16] Clemens Halder. *Entwicklung eines Laser-Speckle-Dehnungssensors zur örtlichen aufgelösten Dehnungsmessung*. Masterarbeit, Technische Universität Graz, 2014.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Hänchen Prüfzylinder links: Ringspaltichtung rechts: Hydrostatische Lagerung [4]	5
2.1	Vorgehensweise bei der Konstruktionsmethodik nach VDI2222	8
2.2	Plungerzylinder mit Rückholfeder [7, S.170]	11
2.3	Fünfstufiger Teleskopzylinder [7, S.185]	11
2.4	Doppeltwirkender Zylinder: Unterschied zwischen Gleichgang- und Differentialzylinder	12
2.5	Wirkungsweise von Hydraulikdichtungen	14
2.6	Hydrostatische Lagerung	15
2.7	Prinzipskizze einer Ringspaltichtung	17
2.8	Abwicklung des Ringspalts	18
2.9	Annäherung des Ringspalts Trapez - Rechteck	18
2.10	Querschnitt durch den Ringspalt	19
2.11	Keilspaltichtung als Stangendichtung	21
2.12	Keilspaltichtung als Kolbendichtung	21
2.13	Aufbau einer Klebverbindung	24
2.14	Einteilung wichtiger Reaktionsklebstoffe nach Art ihrer Polymerbildung	26
3.1	Spaltaufteilung in einen parallelen Spalt und in einen Konusspalt	29
3.2	Spaltverlauf infolge des Konus (a=linear , b=konvex , c=konkav)	30
3.3	Spaltbreite in Abhängigkeit von der Exzentrizität e_z	30
3.4	Spaltbreite in Abhängigkeit von der Spaltlänge x und dem Winkel φ (links: linear; Mitte: konvex; rechts: konkav)	32
3.5	Druckverlauf über die Spaltlänge bei den unterschiedlichen Spaltformen	33
3.6	Druckverlauf über die Spaltlänge bei unterschiedlichen Exzentrizitäten und Winkel	33
3.7	Vergleich des Druckverlauf Rechnung/ Formel eines konischen nicht exzentrischen Spalts	34
3.8	Zentrierkraft bei unterschiedlichen Spaltformen	35
3.9	Druckverlauf bei divergentem Spalt	35
3.10	Vergleich der Zentrierkraft mit der Literatur	36
3.11	Leckage in Abhängigkeit der Exzentrizität und des Spaltverlaufs	37
3.12	Vergleich des Leckölstroms mit der Literatur	37
4.1	Ebenen bei der Konstruktionsmethodik	41
4.2	Variante 1: Verschraubung der Kolbenstange	44

4.3	Variante 2: Kleben der Kolbenstange	44
4.4	Variante 1: Ringspaltichtung mit stirnseitiger Abdichtung	51
4.5	Variante 1: FE-Modell	52
4.6	Variante 1: FE-Ergebnis	52
4.7	Variante 2: Abdichtung an der Außenseite	53
4.8	Variante 2: FE-Modell	54
4.9	Variante 2: FE-Ergebnis	55
4.10	Endlagendämpfung (links: In der Endlage, rechts: Kurz vor der Endlage)	60
4.11	Dichtung zwischen Gehäuse und Kolbenstange	62
4.12	Isometrieansicht des Hydraulikzylinders	63
4.13	Explosionsansicht des Hydraulikzylinders	64
5.1	Isometrieansicht des Prüfstands	66
5.2	Schnittansicht des Prüfstandes	67
5.3	Messaufbau	68
5.4	Implementierung der vorhandenen Software[16]	69
5.5	Implementierung der Software	70
5.6	Speicherdaten	71
5.7	Standardeinstellungen der Kamera	72
5.8	Hauptbildschirm	72
5.9	Isometrieansicht des Gesamtaufbaus	74

Tabellenverzeichnis

4.1	Teilfunktionen des Hydraulikzylinders	40
4.2	Teilfunktionen in der Effektebene	41
4.3	Bewertungsübersicht in der Effektebene	42
4.4	Teilfunktionen für das System Kolben und Kolbenstange	43
4.5	Bewertungsübersicht beim System Kolben und Kolbenstange	45
4.6	Teilfunktionen für die Kolbendichtung	46
4.7	Bewertungsübersicht der Kolbendichtung	47
4.8	Teilfunktionen für die Kolbenoberfläche	48
4.9	Bewertungsübersicht der Kolbenoberfläche	49
4.10	Teilfunktionen für die Stangendichtung	49
4.11	Bewertungsübersicht der Stangendichtung	50
4.12	Teilfunktionen für die Ringspaltichtung	51
4.13	Bewertungsübersicht der Ringspaltichtung	55
4.14	Teilfunktionen für die Stangenführung	56
4.15	PTFE-Füllstoffe [15]	57
4.16	Bewertungsübersicht die Stangenführung	58
4.17	Teilfunktionen für das Gehäuse	58
4.18	Bewertungsübersicht des Gehäuses	59