

DLR-IB-RM-OP-2016-310

Entwicklung einer verstellbaren
Dämpfer-Einheit für elastische
Roboter-Aktoren

Bachelorarbeit

Thorolf Winter

Autor Thorolf Winter



DLR

Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt

Bachelor-Thesis

von Thorolf Winter
Matrikel-Nr.: 575011209824

Wintersemester 2015/2016

Entwicklung einer verstellbaren Dämpfer-Einheit für elastische Roboter-Aktoren

in Kooperation mit dem Institut für Robotik und Mechatronik des Deutschen
Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR)



Fachbereich Mechatronik und Maschinenbau der Hochschule Bochum

Erstprüfer : Prof. Dr.-Ing Peter Neumann

Zweitprüfer : Dipl.-Ing. Florian Loeffl

Abgabe : 11.01.2016

1 Aufgabenstellung



Entwicklung einer verstellbaren Dämpfer-Einheit für elastische Roboter-Aktoren

Robotersysteme mit elastischer Kopplung zwischen Antrieb und Gelenk stehen aktuell stark im Fokus der Forschung am Deutschen Institut für Luft und Raumfahrt. Sogenannte SEA (Serial Elastic Actuator) oder, falls die mechanische Steifigkeit der elastischen Kopplung verstellbar ist auch VIA (Variable Impedance Actuator) genannte Antriebskonzepte werden eingesetzt um, Robotersysteme robuster gegenüber stoßartiger Belastungen und unbekannter Einsatzumgebungen zu machen oder auch in zyklischen Tasks mechanische Energie effizienter speichern zu können. Ungünstiger Weise kann die sich aus Massenverteilung und Steifigkeit der elastischen Elemente ergebende Eigenschwingform, die mit geeigneten Regelalgorithmen bei zyklischen Tasks genutzt werden kann nicht, oder bei Einsatz von VI Antrieben nur langsam und unter beträchtlichem Energieeinsatz verändert werden. Ein weiteres zu lösendes Problem ist die Minimierung / Kontrolle des unvermeidlichen Einfederns bei stoßartigen Laständerungen. Ändert sich die Last, so federn die elastischen Elemente ein, dies muss durch die Motoren ausgeglichen werden, was nur mit einer begrenzten Geschwindigkeit und dem entsprechenden Energieaufwand erfolgen kann.

Diese Probleme gilt es für den derzeit am Institut für Robotik und Mechatronik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt im Entwicklungsstadium befindlichen Fortbewegungsapparates eines humanoiden Roboters zu lösen.

Im Einzelnen wird für die Bearbeitung folgende Vorgehensweise empfohlen:

- Studium der Literatur
- Analyse der Menschlichen Fortbewegung
- Bionischer Transfer von der Anatomie in eine technik-
- konstruktive Umsetzung in Form eines Prototypen

2 Eidesstattliche Erklärung

Erklärung gemäß BPO § 25 Absatz 1

Ich versichere, dass ich die Arbeit selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt, sowie Zitate kenntlich gemacht und die Regelung der geltenden Prüfungsordnung zu Versäumnis, Rücktritt, Täuschung und Ordnungsverstoß zur Kenntnis genommen habe.

Thorolf Winter

Sperrvermerk

Das vorliegende Bachelorprojekt enthält vertrauliche Daten des Deutschen Institutes für Luft- und Raumfahrt. Eine Veröffentlichung, Einsicht und Weitergabe dieser Arbeit ist nur mit ausdrücklicher schriftlicher Genehmigung des Unternehmens zulässig.

3 Abstract

Diese Thesen beschäftigt sich mit dem wichtigsten Element der Stoßdämpfung und der Kraftspeicherung des menschlichen Beins und dessen bionischer Umsetzung in die Technik. Anhand von Interpretationen grundlegender technischer Begrifflichkeiten und der menschlichen Anatomie wird der Muskel als wichtigstes Funktionselement dieser Aufgabenbereiche identifiziert und durch eine Ganganalyse dessen genauer Einsatzbereich eruiert. Die restlichen Rahmenbedingungen werden über die Biokinematik und den schon existierenden Prüfstand definiert. Mit Hilfe verschiedener Kreativitäts- und Analysetechniken wird die Verbindung zwischen der Technik und Anatomie erörtert. Die Lösung der Teilaufgaben Kraftspeicherung, Stoßdämpfung und variable Steifigkeitseinstellung werden über eine Kombination aus regelbarem Fluidvolumenstrom und einstellbarer Luftdruckfeder, bestehend aus einer Unter- und Überdruckkammer realisiert. Die konstruktive Umsetzung des 3D-Prototypen erfolgt durch ein CAD-Programm, anhand dessen zusätzlich diverse Festkörpersimulationen zur Bestimmung der Belastungsgrenzen durchgeführt werden. Abschließend wird über den Einsatz des Programms „Matlab“ ein mathematisches Gesamtmodell der gesammelten Daten und Fakten der Konstruktion erstellt, woraus detaillierte Rückschlüsse über das spätere Funktionsspektrum und der zu erwartenden Reaktionskräfte gezogen und abgeleitet werden können.

4 Danksagung

An dieser Stelle möchte ich die Möglichkeit nutzen und den Mitarbeitern des Deutschen Institutes für Luft- und Raumfahrt, die mir immer mit Rat und Tat zur Seite standen, für ihre Hilfe sowie die kollegiale Unterstützung bedanken.

Besonderen Dank möchte ich meinen beiden Betreuern, Sebastian Wolf und Florian Loeffl aussprechen. Beide haben mich in der ganzen Praktikumsphase intensiv begleitet, hatten jederzeit ein „offenes Ohr“ für meine Anliegen und unterstützten meine Bachelorarbeit mit konstruktiven Ratschlägen.

Ebenfalls bedanken möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr. Neumann, der mich durch seine Vorlesungen aus der Antriebstechnik- und Konstruktionssystematik an die spannenden Thematiken der Bionic herangeführt hat.

5 Inhaltsverzeichnis

1	AUFGABENSTELLUNG	1
2	EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG	2
3	ABSTRACT	3
4	DANKSAGUNG	4
5	INHALTSVERZEICHNIS	5
6	EINLEITUNG	8
7	PROBLEMSTELLUNG	9
8	GRUNDLAGEN	10
	8.1 Definition Stoßdämpfung	10
	8.2 Definition Energiespeicherung.....	11
	8.3 Grundlagen Anatomie	11
	8.3.1 Geometrie:.....	12
	8.3.1.1 Die Sagittalebene:	12
	8.3.1.2 Die Frontalebene:.....	12
	8.3.1.3 Die Transversalebene:.....	12
	8.3.2 Das menschliche Bein	13
	8.3.2.1 Passiver Bewegungsapparat im Bein:.....	13
	8.3.2.2 Aktiver Bewegungsapparat im Bein:	13
	8.3.3 Körperproportionen:.....	14
	8.3.4 Muskelfunktion anhand einer Bewegung:	14
	8.3.4.1 Sprunggelenk:	17
	8.3.4.2 Kniegelenk:.....	17
	8.3.4.3 Hüftgelenk:	18
	8.3.4.4 Becken:	18
	8.4 Grundlagen Mechanik	19
	8.5 Prüfstand.....	24
	8.5.1 Sehnensystem:.....	25
	8.5.2 Aktorik:	25
	8.5.3 Sensorik:.....	25

9	KONSTRUKTION	27
9.1	Anforderungen.....	27
9.1.1	Regelbare Kraftspeicherung und -abgabe:	27
9.1.2	Regelbare Kraftdämpfung:.....	27
9.1.3	Maximalbelastung:.....	27
9.1.4	Variable Steifigkeit:	28
9.1.5	Anforderungsliste:.....	28
9.2	Lösungsmöglichkeiten.....	28
9.2.1	Variante 1 (Blau markiert):	29
9.2.2	Variante 2 (Grün markiert):	31
9.3	Auswahl.....	32
9.4	Vorüberlegung.....	33
9.5	Druckfeder.....	35
9.6	Zwischenfazit	36
9.7	Luftfeder.....	36
9.8	Zusammenbaukonzept.....	42
9.9	Zylindereinheit	43
9.9.1	Zylinderrohre (Anhang E, I; Abb. 23):.....	43
9.9.2	Kolben (Anhang C, J; Abb. 24):	44
9.9.3	Kolbenstange (Anhang K):	45
9.9.4	Zylinderdeckel: (Anhang D)	47
9.9.5	Zylinderboden (Anhang B; Abb. 27):	48
9.9.6	Anschlagrohr:	49
9.10	FEM Analyse.....	49
9.10.1	Zylinderdeckel:	49
9.10.1.1	Randbedingungen:	49
9.10.1.2	Lastfälle:	50
9.10.1.3	Ergebnis:.....	51
9.10.2	Zylinderboden:	52
9.10.2.1	Randbedingungen:	52
9.10.2.2	Lastfälle:	52
9.10.2.3	Ergebnis:	53
9.11	Auswahl Öl.....	53

9.12 Drosselsystem.....	54
9.12.1 Drosselstelle:.....	54
9.12.1.1 Krümmerverluste:.....	56
9.12.1.2 Rohrreibungsverluste:.....	57
9.12.2 Drosselrohr:.....	58
9.12.3 Kupplung (Anhang L; Abb. 38):.....	62
9.12.4 Motorenwahl:.....	62
9.12.4.1 Leistungskennwert:.....	62
9.12.4.2 Drehzahl:.....	63
9.12.4.3 Axiallast:.....	63
9.12.4.4 Positionsbestimmung:.....	63
9.12.5 Lagerblech (Anhang G; Abb. 39):.....	65
9.13 Dichtungssystem.....	65
9.13.1 Dichtungsberechnung:.....	66
9.13.1.1 Motoreinheit:.....	66
9.13.1.2 Gesamtsystem:.....	66
9.14 Sicherheitsventil.....	67
9.15 Befestigungsmechanismus.....	70
9.16 Sensorik.....	70
9.17 Luftkammerbefüllung (Abb. 44).....	71
9.18 Entlüftung.....	72
9.19 Fazit.....	75
10 LITERATURVERZEICHNIS.....	I
11 ABBILDUNGSVERZEICHNIS.....	II
12 TABELLENVERZEICHNIS.....	IV
13 ANHANGSVERZEICHNIS.....	IV

6 Einleitung

"Wenn jedes Werkzeug auf Geheiß, oder auch vorausahnend, das ihm zukommende Werk verrichten könnte, ..., so bedürfte es weder für den Werkmeister der Gehilfen, noch für die Herren den Sklaven." Aristoteles (*384 v.Chr.; † 322 v. Chr.) beschrieb in diesem Satz jenen Menschheitstraum, der es dem Menschen ermöglichen soll, die eigene Arbeit ohne menschliches Zutun verrichten zu lassen.

1979 definierte das *Robot Institute of America* „ein Roboter ist ein umprogrammierbares, multifunktionales Manipulationswerkzeug, das dazu dient, Materialien, Teile, Werkzeuge oder spezialisierte Geräte anhand verschiedener vorprogrammierter Bewegungsabläufe zu bewegen, um eine Reihe an Aufgaben zu erledigen“.

Zwischen Aristoteles und dem Robot Institute of America liegen mehr als 2.000 Jahre, in denen die Erfüllung dieses Menschheitstraums nur sehr schleppend umgesetzt werden konnte. In den letzten Jahrzehnten jedoch hat sich diese Entwicklung geradezu dramatisch beschleunigt. Die Kombination aus Werkzeug- und Computertechnik lässt den Menschheitstraum immer mehr zur Realität werden.

In unserem heutigen Informationszeitalter spielt die Robotertechnik eine immer entscheidendere Rolle. Der Einfluss der Robotertechnik entwickelt sich weg vom traditionellen, ausführenden Industrie-Roboter hin zum autonom interagierenden, systemintegrierten Roboter. Speziell der Bereich der Humanoiden erlebte in den letzten 2 Jahrzehnten einen außerordentlichen Fortschritt in den Feldern der Automatisierung und Mehrkörperdynamik. Diese Entwicklung wird maßgeblich durch die raschen Fortschritte der Aktoren- und Computertechnik beeinflusst.

Da der Mensch die Welt seit Jahrtausenden nach seinen Maßstäben sowie körperlichen und geistigen Möglichkeiten formt und gestaltet, liegt es nahe auch einem dem Menschen ähnlichen Roboter, dem sogenannten „humanoiden Roboter“ zu konstruieren. Der große Vorteil dieser humanoiden Roboter ist, dass sie durch ihre äußere Form und Agilität perfekt an die von uns geformte Umwelt angepasst sind. Somit können sie sich mit der gleichen Dynamik im Alltag fortbewegen, wie wir, das Vorbild Mensch. Dies ermöglicht den Systemen ein sehr breites Spektrum an Einsatzmöglichkeiten und stellt Techniker gleichzeitig vor ganz neue Herausforderungen. Ein Allrounder als Roboter wird gesucht, der nicht nur zu vielen Problemen die richtige Entscheidung treffen kann, sondern diese auch mit Hilfe seiner technischen Fähigkeiten bestmöglich umsetzt. Einen positiven Nebeneffekt, welcher oftmals in den Hintergrund rückt, ist meiner Meinung nach jedoch eine bedeutende Rolle in der zukünftigen Mensch-Roboter-Interaktion einnehmen wird, ist der psychologische Effekt, den ein solcher Humanoide auf uns ausübt. Eine dem Menschen nachempfundene Gestalt, in Mimik und in Sprache macht es uns Individuen leichter einen Roboter in (fast) jeder erdenklichen Alltagssituation zu akzeptieren. All diese Punkte machen das expandierende Feld des Service-Roboters zum vielversprechenden Bereich der humanoiden Technik.

Da der menschliche Aufbau ein hochspezialisierter, über Jahrtausende perfektionierter Mechanismus ist, stellt er die Technik vor einige neue Aufgabengebiete. Um einen zweibeinigen Roboter zu entwickeln, der sehr nah an dem Original ist, bedarf es deshalb noch einiger herausragender Entwicklungen in den Gebieten der Sprachanalyse, der Sprachsynthese, der Regelungstechnik, der Computer-Vision, der Systemintegration und der zweibeinigen Fortbewegung. Die Vision eines humanoiden Roboters hat schon jetzt einige überragende technische Entwicklungen in diesen Feldern hervorgebracht und wird auch in der Zukunft zu weiteren Neuerungen führen. Die Thematik meiner Bachelorarbeit beschäftigt sich aufgrund des aktuellen Bestrebens des Institutes für Robotik und Mechatronik der Deutschen Luft- und Raumfahrt im Bereich der zweibeinigen Fortbewegung mit dem Teilgebiet des Kraftspeichers und der Dämpfungsmechanismen eines menschlichen Beins.

7 Problemstellung

Die bis heute entwickelten Roboter mit zweibeiniger Fortbewegung funktionieren auf Basis einer absoluten Positionierung. Dies bedeutet, der Roboter berechnet und nutzt zu jeder Zeit aktiv Aktoren und Regelungsprozesse, um einen Fuß vor den Anderen setzen zu können. Daraus resultiert der typisch abgehackte Robotergang. Wohingegen der Mensch eine im Ablauf ähnlich aussehende, aber doch grundverschiedene Fortbewegungsstrategie verfolgt. Vereinfachend formuliert kann man den menschlichen Bewegungsablauf als ein kontrolliertes Fallen, Abfangen, Abrollen und Schwingen beschreiben. Der große Vorteil der vorhergehenden beschriebenen menschlichen Bewegungsstrategie gegenüber dem der Roboter ist dessen Energieeffizienz. Da energiesparende Bewegungszyklen, wie zum Beispiel das Schwingen oder das kontrollierte Fallen bei Systemen der absoluten Positionierung unberücksichtigt bleiben.

Im Grunde genommen hat sich der menschliche Körper im Laufe der Evolution die freie, fast immer wirkende Energiequelle der Schwerkraft durch einfache Mechanismen und einem mechanischen Skelett aufgebaut aus Knochen, Gelenken, Muskeln, Sehnen, Bändern, Weichgewebe und Fluiden bestmöglich zu Nutze gemacht. In richtig koordinierter Kombination und einem optimalen Zusammenspiel ermöglichen sie eine effiziente und flüssige Fortbewegung. Unter dem Punkt anatomische Grundlagen werden einige in Verbindung mit dem Thema stehende Mechanismen erläutert und analysiert.

Aufgrund einer diversifizierten Palette an „Alltagssituationen“ auf die unsere Beine reagieren müssen, sind diese mit einer variablen Steifigkeit ausgestattet. Eingestellt werden kann die Steifigkeit über das Muskelskelett. Bildlich gesprochen kann man sich das Bein als eine große Sprungfeder vorstellen, die je nach Aufgabenstellung dynamisch angepasst und ausgerichtet werden kann (Heuser 1975). Diese imaginäre Sprungfeder hat die Fähigkeit stoßartige

Krafteinwirkungen zum Schutz der Organe und vor allem des Gehirns schwingungsfrei zu kompensieren. Damit können von außen einwirkende Kräfte wie die der Schwerkraft in Form von Spannungsenergie gespeichert und im Laufe des Bewegungszyklus gezielt eingesetzt werden. Diesen, über Jahrtausende ausgeklügelten Mechanismus gilt es im Folgenden genau zu analysieren und den Transfer in die heutige Technik zu finden. Um diese Strategien begreifen und kopieren zu können sind zuvor einige grundlegende anatomische und kinematische Grundlagen zu schaffen.

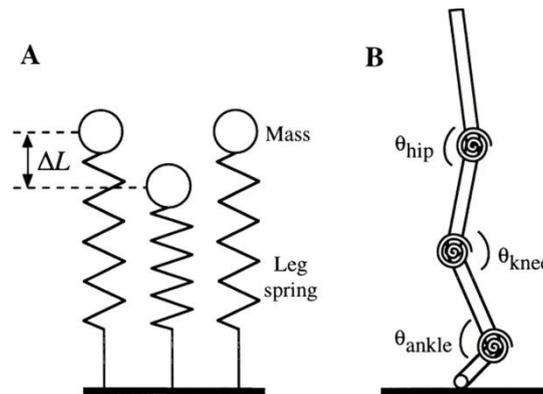


Abbildung 1: Menschliches Bein als Druckfeder assoziiert (Heuser 1975)

8 Grundlagen

Der menschliche Körper besitzt eine Vielzahl von Dämpfungs- und Kraftspeicherelementen. In dieser frühen Entwicklungsphase des Roboterbeins und um den Rahmen dieser Bachelorarbeit nicht zu überansprechen, gilt es nur den wichtigsten dieser Mechanismen zu analysieren und sich im Hinblick auf die konstruktive Umsetzung darauf zu konzentrieren.

8.1 Definition Stoßdämpfung

Häufig wird die Dämpfung oder auch Stoßdämpfung als eine Erscheinung in der Physik beschrieben bei dem die Amplitude eines schwingfähigen Systems über einen bestimmten Zeitraum abnimmt oder je nach Intensität der Dämpfung überhaupt keine Schwingung auftritt. Die Energie verschwindet allerdings nicht einfach, sie kann nur in einen anderen Zustand umgewandelt werden. Eine Dämpfung ist also nichts anderes als ein Prozess bei dem eine Energieform in eine andere Energieform irreversibel dissipiert (umgewandelt) wird. Sie kann nach der Umwandlung nicht mehr in den Ausgangszustand zurückgesetzt werden.

8.2 Definition Energiespeicherung

Bei einer Energiespeicherung passiert im Grunde genommen genau dasselbe, wie bei einer Stoßdämpfung. Eine Energieform wird in eine andere Energieform umgewandelt. Wie exemplarisch am Beispiel eines Federkraftspeichers gut zu erkennen. Hier wird eine Bewegungs- oder kinetische Energie in eine Spannungs- bzw. potentielle Energie umgewandelt. Der große Unterschied zwischen der Dämpfung und der Speicherung ist allerdings, dass bei einem Energiespeicher die zugeführte Energie teilweise reversibel ist. Um diese Reversibilität zu erreichen, nutzt das Energiespeicherelement eines der Gesetze der Physik, nachdem jedes System den energetisch günstigsten Zustand anstrebt. Das bedeutet am konkreten Beispiel der Feder: sobald Druck- oder Zugkräfte auf die Feder einwirken, staucht oder dehnt sich die Gitterstruktur des Materials. Das heißt: die Gitteratome vergrößern oder verkleinern den Abstand zueinander. Da sie aber unbelastet schon den energetisch günstigsten Zustand erreicht hatten, ist dieser durch die erneute Positionsänderung nicht mehr gegeben. Sie, die Atome, versuchen also bildlich gesprochen mit aller Energie ihre Nachbaratome wieder auf die alte Position zu drücken bzw. sie in die Ausgangslage zu ziehen. Je näher sie dabei ihrem direkten Nachbarn kommen bzw. sie sich von diesem entfernen, desto stärker versuchen beide, sich von dem Nachbarn wieder zu entfernen bzw. diesen anzuziehen. Dabei entsteht eine der äußeren Energieeinwirkung entgegengesetzte Energieform, diese wird in diesem speziellen Fall Spannung genannt. Bis zu dem Punkt, an dem die Atome so viel Energie aufbringen, dass ein neues Gleichgewicht entsteht. Das führt wiederum in Verbindung mit einer Masse und anderen physikalischen Faktoren zu einem Schwingungsverhalten. Werden die Atome allerdings durch einen Mechanismus daran gehindert ihren alten Platz ein zu nehmen, wird die Spannungsenergie in dem Material gespeichert und kann nach Bedarf aktiv genutzt werden. Bei dem Beispiel der Feder würde die potentielle Energie bei Bedarf wieder in kinetischer Form vorliegen.

Überträgt man diese Erkenntnis über Dämpfung und Kraftspeicherung auf die zu bearbeitende Problemstellung wird deutlich, dass die scheinbar exorbitant hohe Vielzahl an infrage kommenden Funktionselementen eines menschlichen Beins auf eine sehr begrenzte Anzahl Energie belastende Elemente vereinfacht werden kann, da nur diese in der Lage sind Energie aufzunehmen bzw. zu dämpfen. Das Hauptaugenmerk dieser Bachelorarbeit liegt auf dem Schlüsselement der humanoiden Dämpfung und Speicherung. Daher wird aus dieser begrenzten Anzahl an Elementen nur das energetisch höchst belastete Element näher analysiert und bestimmt.

8.3 Grundlagen Anatomie

Der menschliche Körper stellt ein „Gesamtkunstwerk“ von äußerster Komplexität dar. Verschiedene Körpersysteme und deren Einzelteile ermöglichen durch ihr ständiges Zusammenspiel die Funktionen, die unser Leben bestimmen. Damit dieses Zusammenspiel

intakt ist, müssen die einzelnen Organe bildhaft gesprochen „wie die Zahnrädchen und Bauteile in einer Maschine“ - direkt oder indirekt miteinander verbunden sein. Auf einen Teilbereich dieses hochkomplexen Mechanismus werde ich in meiner Bachelorarbeit eingehen.

8.3.1 Geometrie:

Zunächst nachfolgend Erklärungen einiger geometrischen Grundbegriffe.

Der Körper bewegt sich in drei aufeinander senkrecht stehenden Bezugsebenen. Der Sagittal-, Frontal- und Transversalebene (Abb.2) und den dazugehörigen Sagittal-, Transversal-, Longitudinalachsen, wie sie in der Anatomie genannt werden.

8.3.1.1 Die Sagittalebene:

Sie ist eine vertikale Ebene, die sich vom Kopf zum Becken und vom Rücken zum Bauch zwischen der Longitudinal- und Transversalachse (Abb.2) erstreckt. Beim senkrechten Blick auf eine Sagittalebene sieht man eine seitliche Ansicht des Körpers. Das dazugehörige Adjektiv heißt „sagittal“ und entspricht der Bedeutung „von vorne nach hinten verlaufend“.

8.3.1.2 Die Frontalebene:

Als Frontalebene (auch Coronalebene genannt) bezeichnet man die bei einer Vorderansicht des Menschen sichtbare Bewegungsebene, die vertikal in Vorder- und Rückseite teilt. (Abb.2) Bewegungen in dieser Ebene finden von links nach rechts oder von oben nach unten statt.

8.3.1.3 Die Transversalebene:

Eine Transversalebene (Horizontalebene oder Transaxialebene) ist eine Ebene die senkrecht zur Längsachse verläuft, im stehenden Menschen also eine horizontale Ebene beschreibt. Die Transversalebene teilt den Körper in oben und unten. In dieser Ebene werden die Bewegungen (Drehungen) um die eigene Längsachse durchgeführt.

(Abb.2)

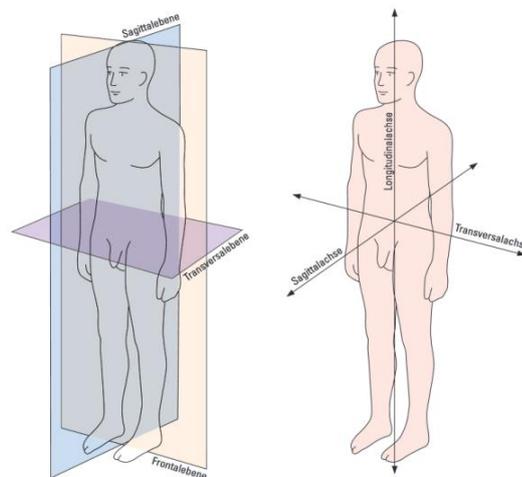


Abbildung 2: Anatomische Körperebenen (Götz-Neumann 2003)

8.3.2 Das menschliche Bein

Das menschliche Bein besteht aus Oberschenkel, Unterschenkel und Fuß sowie den dazugehörigen Gelenken. Einfach dargestellt ist es in 2 Hauptgruppen unterteilbar:

1. dem passive Bewegungsapparat:

auch Stützapparat genannt, umfasst alle formgebenden Teile (z.B. Knochen, Gelenke, Bänder, Bandscheiben) (Abb.3)

2. der aktive Bewegungsapparat:

umfasst alle in bewegungserzeugende und -übertragende Teile wie Muskeln, Sehnen und Faszien (Abb.3)

Die Fortbewegung ist nur durch ein Zusammenspiel aller Komponenten möglich, der passive sowie der aktiver Bewegungsapparat übernehmen anteilig die Aufgabe der Dämpfung.

8.3.2.1 Passiver Bewegungsapparat im Bein:

An den instabilen Übergängen zwischen verschiedenen Skelettelementen kommen Bänder zum Einsatz, die die Aufgabe der Stabilisation und Verbindung tragen. Gelenke gibt es in unterschiedlichen Ausführungen. Man unterscheidet sie grundsätzlich in einfache und zusammengesetzte Gelenke (Buckup 2005). Einfache Gelenke verbinden zwei aufeinander treffende Skelettelemente miteinander, zusammengesetzte Gelenke hingegen bestehen aus mehr als zwei Knochenelementen. In den Gelenken befinden sich an unterschiedlichen Stellen Knorpel, die durch ihre elastischen Materialeigenschaften mit Gummipuffern vergleichbar sind. Sie tragen einen wichtigen Teil der Stoßdämpfung bei, da sie verhindern, dass die Skelettelemente aus hartem Material aufeinanderprallen. Das Knochenskelet dient in erster Linie der Aufrechterhaltung der Körperform. Bei sehr starken Belastungen übernehmen die Knochen teilweise durch Verbiegen und Stauchen einen Teil der Dämpfungsarbeit (Faller et al. 1999).

8.3.2.2 Aktiver Bewegungsapparat im Bein:

Die Verbindung zwischen passivem und aktivem Bewegungsapparat übernehmen die Sehnen. Sie übertragen die Kontraktionsbewegung der Muskeln auf die Knochen, sowie die Flexionsbewegung der Knochen auf die Muskeln. Der aktive Bewegungsapparat ist der treibende Motor jedes Lebens. Hauptsächlich besteht er aus dem Muskelskelet. Über chemische Reaktionen in den Muskelfasern wird ein Teil der durch Nahrungsaufnahme gewonnen Energie in Kontraktionsbewegung und Körperwärme umgewandelt. Der Sehnenapparat, der die Verbindung zwischen Muskeln und Skelet bildet, leitet dann die Kontraktionsbewegung stoffschlüssig in das Knochenskelet. Das menschliche Bein kann, wie Eingangs beschrieben, mit einer Sprungfeder verglichen werden. Der Muskel solitär betrachtet übernimmt die Funktion des Federdrahtes. Genau wie beim Federstahl besitzt dieser Muskel die Fähigkeit von außen wirkende Kräfte in Form von Spannungsenergie bzw.

potentieller Energie zu speichern und reversibel wieder zu verwenden. Betrachtet man die Leistungskurve eines Beines (Abb. 7) während einer Bewegungsform, ist daran deutlich zu erkennen, dass nahezu die gesamten auftretenden Kräfte von der Muskulatur erzeugt oder aufgenommen werden. (Abb. 9 und Abb. 10) Er nimmt mit diesen herausragenden Eigenschaften eine Schlüsselfunktion im Stoßdämpfungsapparat des menschlichen Beins ein (Faller et al. 1999).



Abbildung 3: Aktiver und Passiver Bewegungsapparat
(http://www.akupunkturinhamburg.de/wp-content/uploads/2013/05/Fotolia_44952366_L.jpg)

8.3.3 Körperproportionen:

Ein durchschnittlicher ausgewachsener Mensch ist 7-7,5 Kopflängen groß. Unsere Körpergröße ist zu gleichen Teilen in Unter- und Oberkörper aufgeteilt. 25% bezogen auf die Gesamtlänge nimmt hierbei der Oberschenkel ein. 22% der Unterschenkel und 3% die Fusshöhe, klar zu unterscheiden von der Fusslänge die 14% einnimmt. Das durchschnittliche Gewicht eines Beins nimmt dabei 19% des Gesamtgewichtes ein (Kramers et al. 2008).

8.3.4 Muskelfunktion anhand einer Bewegung:

Wie zuvor bei den anatomischen Grundlagen erklärt, ist der Muskel der Hauptträger der zu verrichtenden Speicher- und Dämpfungsarbeit. Um später diese kraftspeichernde und dämpfende Funktion des Muskels bestmöglich in die Technik kopieren zu können, muss man sich seine Aufgabe anhand eines alltäglichen Bewegungsablaufes verbildlichen.

Der Bewegungsablauf ist für den Menschen nach einer Lernphase von 2-3 Jahren eine Selbstverständlichkeit. In der Praxis bedeutet das allerdings ein komplexes Zusammenspiel aus dem passiven und aktiven Bewegungsapparat in den zuvor erwähnten Körperebenen. Der Mensch besitzt eine Vielzahl von Bewegungsarten, grundsätzlich unterteilt in Stehen, Gehen und Laufen. Um den gesetzten Rahmen für diese Bachelorarbeit nicht über Gebühr zu beanspruchen analysieren wir im Folgenden die am häufigsten angewandte Bewegungsart: die normale Gehbewegung.

Der Gangzyklus ist durch einen festen Zeitraum definiert, der in diesem speziellen Fall durch den initialen Fußkontakt der Ferse mit dem Untergrund (0% Punkt) eingeleitet und durch den Zeitpunkt des nächsten Fersenkontakts (100% Punkt) desselben Beines wieder beendet wird. Synchron hierzu bewegt sich auch das andere Bein, nur um einen halben Gangzyklus verschoben. Vereinfacht kann dieser Zyklus in eine Standphase (62%) und eine Schwungphase (38%) unterschieden werden. Die Standphase beschreibt die Periode in der der Fuß Kontakt mit dem Boden hat. Das heißt den Zeitraum von Fersenkontakt bis zum Anheben der Fußspitze welcher 62 % des Gesamtzyklus bedeutet. Die Schwungphase wird mit dem Abheben und Nach-vorneSchwingen des Fußes eingeleitet und endet durch den erneuten Fersenkontakt mit dem Boden. Diese beiden Perioden unterteilen sich wiederum in 5 Standphasen und 3 Schwungphasen, die die Aufgaben der Vorwärtsbewegung, dem Einbeinstand und der Gewichtsübernahme erfüllen, wie in Abbildung 4 und Abbildung 5 nochmals grafisch dargestellt.

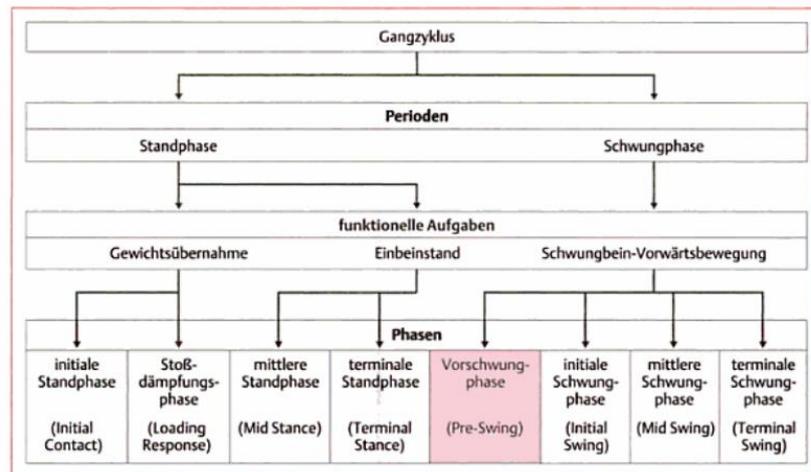


Abbildung 4: Aufgeschlüsselter Gangzyklus (Götz-Neumann 2003)

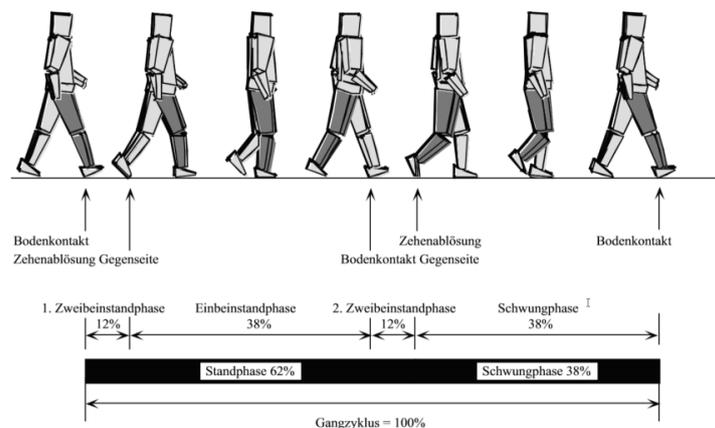


Abbildung 5: Bewegungsablauf des Gangzyklus (Kramers et al. 2008)

Die Kraftspeicherung und -dämpfung erfolgt innerhalb der 5 Standphasen. Die Schwungphase dient hauptsächlich zur Vorwärtsbewegung. Da in der Schwungphase keine zu dämpfenden und speichernden Kräfte auftreten, wird sich im Folgenden zielgerichtet mit den Standphasen und auch hier nur mit den auftretenden Kraftspitzen beschäftigt. Wie aus der Grafik (Abb.6) abzuleiten, gibt es 2 Krafthöhepunkte in der gesamten Standphase. Zu diesen Zeitpunkten ist die Beinmuskulatur am aktivsten. Der erste Kraftauschlag ist zu Beginn der Standphase, in den ersten 20% des Gangzykluses, verursacht durch das Zusammenspiel von Körpermasse und Schwerkraft. Zum Ende der Standphase (30-63%) kurz vor der Schwungphase ist der zweite Kurvenauschlag zu sehen.

Zu diesem Zeitpunkt findet der Lastwechsel von dem einen auf das andere Bein statt. Diese beiden Teilabschnitte gilt es näher zu untersuchen, um zu verstehen welche Aufgaben die einzelnen Muskeln dabei übernehmen.

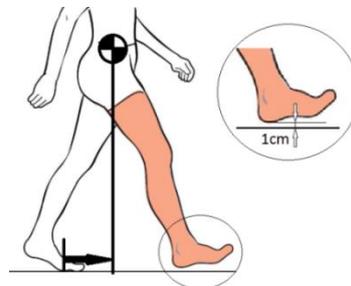


Abbildung 6: Körperstellung am Ende der Schwungphase

Kurz vor der ersten Kraftspitze befindet sich der Körperschwerpunkt deutlich vor seiner Unterstütsungsfläche. Die Ferse ist ca. 1cm über dem Boden positioniert, was ein nach vorne Fallen des Oberkörpers bedeutet. Das Standbein ist in Position um die initiale Berührung der Ferse mit dem Boden abzufangen. Das bedeutet eine stoßartige vertikale Belastung des Standbeines um den Faktor 1,2 bis 1,3 des Körpergewichtes und einer weitaus geringere Horizontalbelastung. Abhängig von der Ganggeschwindigkeit und der Körpermaße (Kramers et al. 2008; Götz-Neumann 2003) (Abb.7).

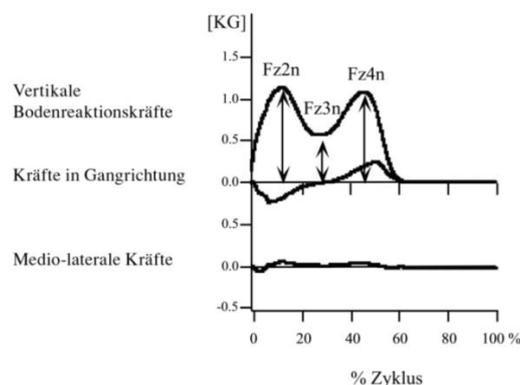


Abbildung 7: Bodenreaktionskräfte während des Normalen Gangs (Kramers et al. 2008)

Diese Kräfte werden jetzt in unterschiedlichen Teilen durch Flexion des Sprung-, Knie- und Hüftgelenks auf die Beinmuskulatur verteilt.

Was passiert im Detail in den einzelnen Gelenken und welche Aufgaben übernehmen dabei die Muskel?

Die nachfolgenden 3 Bewegungsmuster erfolgen fast zum selben Zeitpunkt, alle Belastungsangaben sind Resultate aus einer Elektromyografie:

8.3.4.1 Sprunggelenk:

Das zuerst belastete Gelenk ist das Sprunggelenk, welches eine Plantarflexionsbewegung um ca. 5° bis 10° vollzieht, wie in Abbildung 9 zusehen. Dabei bewegt sich der Vorderfuß im freien Fall in Richtung Boden und wird durch den vorderen Tibialis-Muskel (Schienbein) abgefangen. In diesem Moment wird der Muskel mit dem 0,6-fachen Körpergewicht belastet und „gesperrt“. Es entsteht also keine Verkürzung oder Verlängerung der Muskelstränge. Die Fall-Energie des Fußes wird dadurch zur Nutz-Energie, die das Schienbein nach vorne zieht. Bildlich ausgedrückt kann man das mit einem Schaukelstuhl assoziieren, der über die Ferse abrollt und die Stuhllehne (das Schienbein) mit nach vorne zieht. (Abb.8) Aufgrund dieser Vorwärtsbewegung des Schienbeines wird das Abknicken des Kniegelenks initiiert (Kramers et al. 2008; Götz-Neumann 2003).

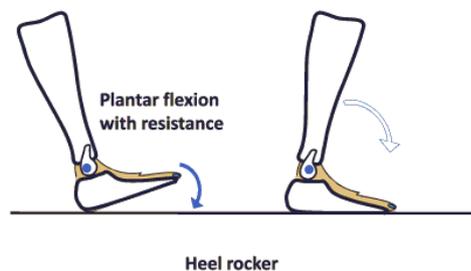


Abbildung 8: Heel Rocker Mechanismus
(<http://www.esciencecentral.org/journals/CRFAimages/2329-910X-2-136-g002.html>)

8.3.4.2 Kniegelenk:

Beim ersten Bodenkontakt ist das Kniegelenk fast durchgestreckt und knickt aufgrund des „Heel-Rocker-Mechanismus“ im Sprunggelenk in einem Winkel von 20° bis 25° Grad ab. Auch das wieder in Abhängigkeit von der Schrittgeschwindigkeit. (Abb.9) Hierbei werden anteilig die größten Kräfte vom Vastus Latissimus und Medialis im vorderen Bereich des Oberschenkels mit einer 0,8-fachen Belastung des Körpergewichtes kompensiert und teilweise gespeichert (Kramers et al. 2008).

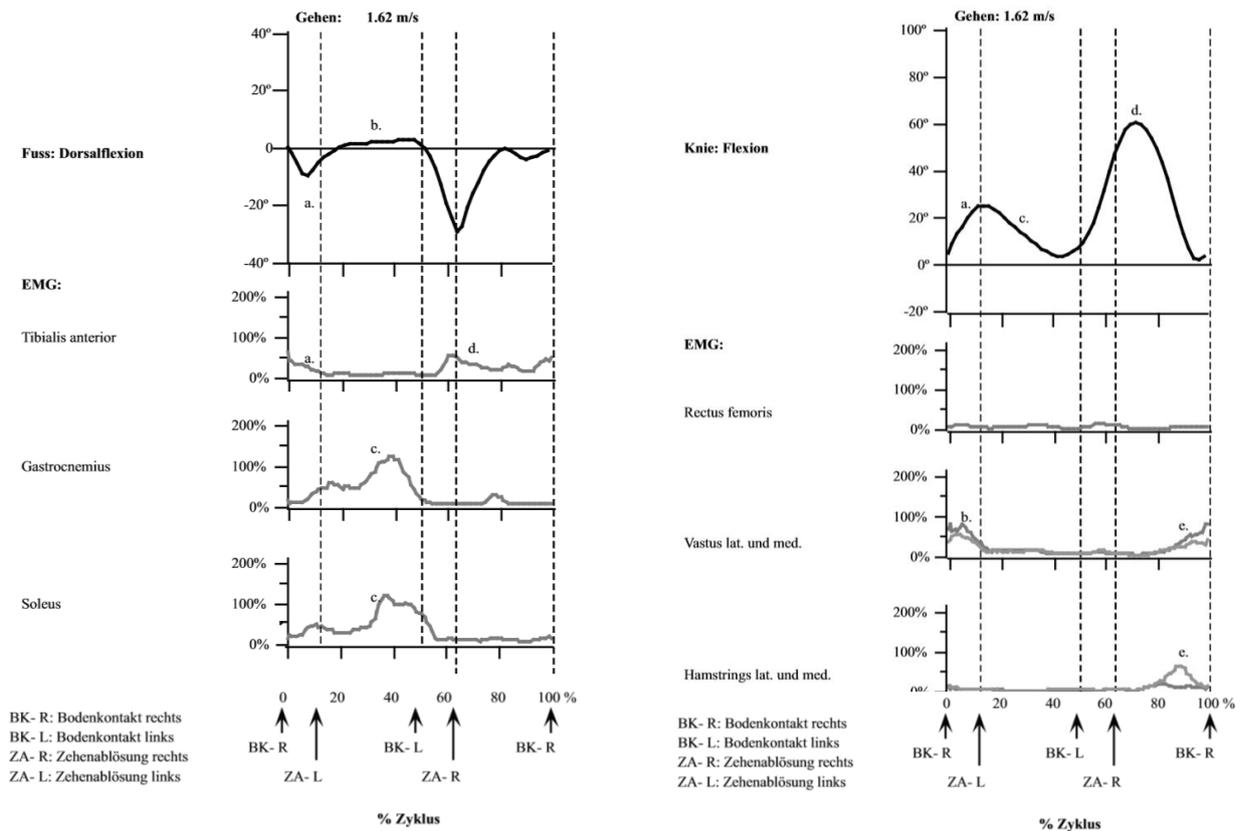


Abbildung 9: Bewegungskurve des Sprung- und Kniegelenks. Muskelaktivität normalisiert zu einem maximalen isometrischen Muskeltest (Kramers et al. 2008)

8.3.4.3 Hüftgelenk:

Durch die Pendelbewegung des Unterbeins am Ende der Schwungphase (99%) ist die Hüfte beim ersten Bodenkontakt (0%) schon um ca. 40° Grad gebeugt. Der Beugungsmechanismus ist direkt mit dem Becken gekoppelt, sodass hier nicht nur die Gehgeschwindigkeit die Flexion beeinflusst. Im Bereich der ersten Belastungsphase wird der Glutaeus Maximus mit dem 0,4-fachen Körpergewicht belastet und ist somit anteilig am wenigsten belastet (Abb.10). Genau wie im Knie werden in dieser Phase die auftretenden Stoßkräfte kompensiert und teilweise gespeichert (Kramers et al. 2008).

8.3.4.4 Becken:

Das Becken ist das einzige Gelenk das nicht in der Sagittalebene knickt. Beim Auftreten des Fußes wird dieses um 5 bis 6 Grad in der Frontalebene seitlich abgekippt und verbleibt in dieser Position bis zum Lastwechsel (Abb.10). Mit dem Glutaeus Minimus nimmt das Becken im Laufe des ersten Zyklus kurzzeitig das 0,5-fache Körpergewicht auf und speichert einen Teil dieser Kraft (Kramers et al. 2008).

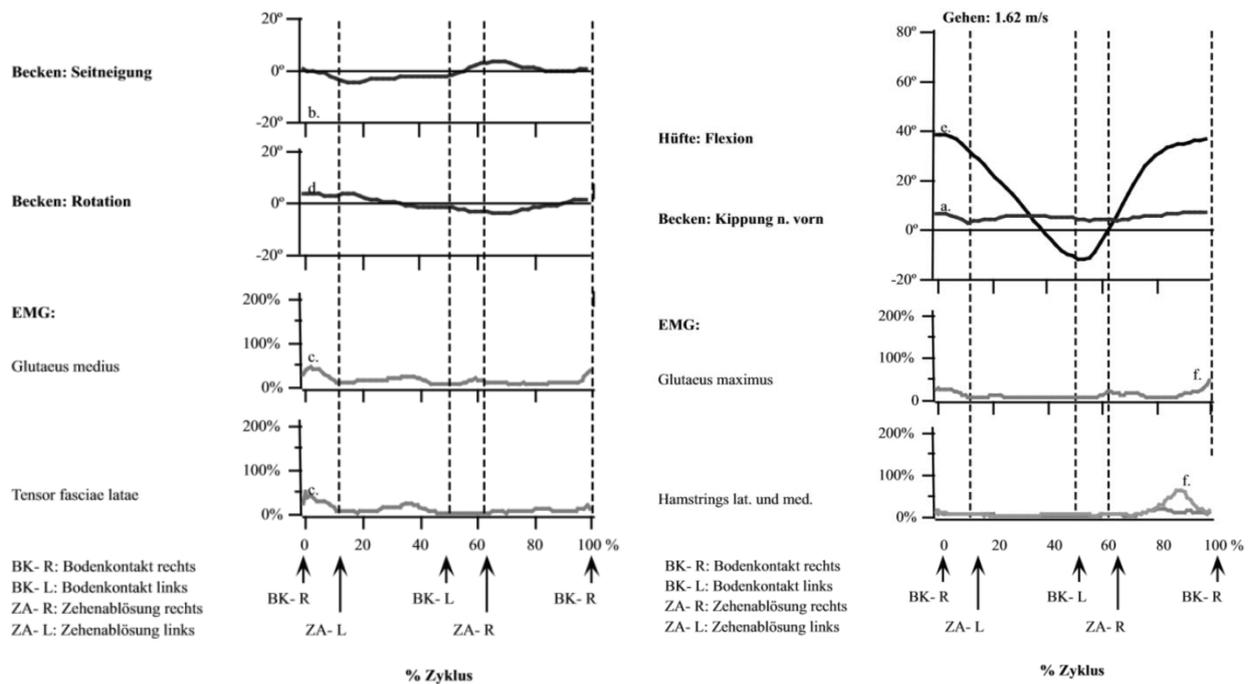


Abbildung 10: Bewegungskurve des Becken- und Hüftgelenks. Muskelaktivität normalisiert zu einem maximalen isometrischen Muskeltest (Kramers et al. 2008)

Das bedeutet, dass der Oberkörper im ersten Krafthöhepunkt von der Beinmuskulatur, aus dem freien Fall abgefangen wird und die Möglichkeit hat dabei einen Teil der Fallenergie in Form von Spannung zu speichern. Im weiteren Bewegungsablauf der Standphase hebt der Fuß nicht mehr vom Boden ab. Der Fuß wird in einer rollenden Bewegung über den Boden abgerollt. Daraus kann geschlossen werden, dass keine zu dämpfenden Kraftstöße mehr auftreten. Aus diesem Grund kann davon ausgegangen werden, dass das Bein in der darauf folgenden Belastungsphase die Körpermaße vom der Untergrundebene weg beschleunigt. Für die Muskulatur bedeutet das in dieser Phase, das Entladen gespeicherter Energie und Verrichten von Arbeit.

Zusammenfassend kann man aus dem Gehzyklus feststellen, dass die Aufgabe der Muskeln sich auf laden, entladen, übertragen und aufbringen von Energie konzentriert.

8.4 Grundlagen Mechanik

Um später das Modell des menschlichen Beins in die Technik transferieren zu können ist es von Vorteil, die oben beschriebenen Bewegungszyklen anhand eines mechanischen Modells zu verbildlichen. Um den Bezug zu der Aufgabenstellung nicht zu verlieren wird sich hierbei auf den Drehmoment und die Leistungen der Muskeln beschränkt. Der menschliche Körper ist genau wie jeder andere Mechanismus den physikalischen Gesetzmäßigkeiten unterworfen. Daher unterscheidet er sich im Grundprinzip nicht allzu sehr von den Mechanismen, die wir schon seit Jahrhunderten nutzen, um unserem Alltag zu bewältigen.

„Zur Berechnung denkt man sich das Bein in 3 starre, durch Scharniergelenke verbundene Segmente: Oberschenkel, Unterschenkel und Fuß (Abb.11). Die Bewegungsgleichungen der Mechanik beinhalten, dass die Translations- und Drehbewegung jedes Segments durch die Summe der Kräfte und Drehmomente bewirkt wird, die auf das Segment einwirken. Kräfte, die eine beschleunigte Translationsbewegung bewirken, und Drehmomente, die eine beschleunigte Drehbewegung bewirken, können auf die Segmente nur von den Nachbarsegmenten her übertragen werden. So können im Fall des Unterschenkels Kräfte und Drehmomente vom Fuß sowie vom Oberschenkel her eingeleitet werden. Zusätzlich wirkt immer die Schwerkraft. Sie greift am Schwerpunkt jedes Segments an und weist senkrecht nach unten.

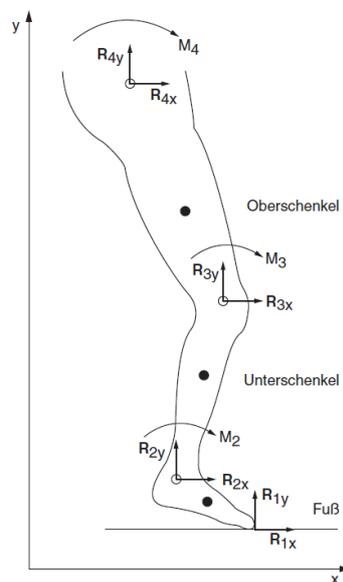


Abbildung 11: Modell des Beins zur Berechnung der zwischen den Segmenten Fuß, Unter- und Oberschenkel sowie Rumpf übertragenen Kräfte und Drehmomente. Die offenen Kreise bezeichnen die Drehpunkte der Gelenke. Die geschlossenen Kreise die Lage der Schwerpunkte (Brinckmann et al. 2012)

Nehmen wir an, die Masse des Unterschenkels, die Lage seines Schwerpunktes und das Trägheitsmoment um seinen Schwerpunkt seien bekannt. Wenn die translatorische Beschleunigung des Schwerpunktes und die Winkelbeschleunigung gemessen werden, kann man auf die Summe der Kräfte und Drehmomente zurück schließen, die die beobachtete Bewegung verursachen. Es würde jedoch wenig Sinn machen, eine solche Messung und Berechnung isoliert für den Unterschenkel auszuführen. Wir wüssten dann nur die Summe aller einwirkenden Kräfte und Drehmomente. Welcher Anteil dieser Summe vom Oberschenkel (über das Knie) oder vom Fuß (über das Sprunggelenk) eingeleitet wurde, bliebe unbekannt. Aus diesem Grunde beginnt die Analyse der Kräfte und Drehmomente stets an einem Ende der Gliederkette der Segmente, vorteilhafterweise am Segment „Fuß“. Kraft

und Drehmoment, die vom Fußboden auf den Fuß eingeleitet werden, lassen sich mit einer Kraftmessplattform messen. Hat man aus der Bewegungsvermessung mit Hilfe der inversen dynamischen Methode die Summe aller auf den Fuß einwirkenden Kräfte und Drehmomente bestimmt, können durch Differenzbildung die Anteile der Kraft und des Drehmoments bestimmt werden, die vom Unterschenkel über das Sprunggelenk auf den Fuß einwirken. Das Vorgehen wird jetzt in analoger Weise für das Segment Unterschenkel fortgesetzt. Aus den Bewegungsdaten des Unterschenkels berechnet man die gesamte einwirkende Kraft und das gesamte einwirkende Drehmoment. Mit Kenntnis der Kraft und des Drehmoments, welche vom Fuß auf den Unterschenkel einwirken, bestimmt man Kraft und Drehmoment, die vom Oberschenkel über das Kniegelenk auf den Unterschenkel einwirken. Geht man anschließend eine Stufe höher, so erhält man Kraft und Drehmoment, die vom Rumpf über das Hüftgelenk auf den Oberschenkel übertragen werden.

Im Prinzip könnte man die Analyse auch am anderen Ende der Kette der Segmente beginnen. Dazu würde man mit den Segmenten Kopf und Arme anfangen, zum Segment Rumpf fortschreiten, Kraft und Drehmoment vom Rumpf auf den Oberschenkel ermitteln, und Segment für Segment bis zum Fuß fortschreiten. Auf Kopf, Arme und Rumpf wirken außer der Schwerkraft keine äußeren Kräfte. Da der Rumpf jedoch eine große Masse besitzt, und da er nur in grober Näherung als starrer Körper beschrieben werden kann, sind die Ergebnisse einer solchen Messung und Rechnung nicht so genau.“ (Brinckmann et al. 2012)

Das Vorgehen im Einzelnen Schritt:

1. Eine Kraftmessplattform misst in der Standphase den Vektor R_1 der Kraft mit Komponenten R_{1x} und R_{1y} , die vom Fußboden auf den Fuß wirkt, die so genannte Bodenreaktionskraft (Abb. 11). Da zwischen Fuß und Boden nur Druck- aber keine Zugkräfte übertragen werden, ist das Drehmoment M_1 zwischen Fußboden und Fuß gleich Null. Mit Kenntnis der Beschleunigung des Schwerpunktes des Fußes und der Winkelbeschleunigung um den Schwerpunkt sowie der Masse und des Trägheitsmoments werden die gesamte auf den Fuß wirkende Kraft und das gesamte Drehmoment berechnet. Zieht man von der gesamten Kraft den Vektor R_1 und die Gewichtskraft ab, so erhält man die Kraft R_2 und das Drehmoment M_2 , die vom Unterschenkel über das Sprunggelenk auf den Fuß übertragen werden.
2. Das gleiche Vorgehen wird jetzt auf das Segment Unterschenkel angewandt. Aus Gründen des mechanischen Gleichgewichts sind Kraft und Drehmoment, die vom Fuß auf den Unterschenkel übertragen werden, entgegengesetzt gleich groß wie Kraft und Drehmoment vom Unterschenkel auf den Fuß, d.h. $-R_2$ und $-M_2$. Mit Kenntnis der Masse des Unterschenkels, der linearen Beschleunigung seines Schwerpunktes, des Trägheitsmoments des Unterschenkels und der Winkelbeschleunigung um den Schwerpunkt werden die gesamte auf den Unterschenkel wirkende Kraft und das

gesamte Drehmoment berechnet. Zieht man von der gesamten Kraft den Vektor $-R_2$ und die Gewichtskraft des Unterschenkels ab, und vom gesamten Drehmoment das Drehmoment $-M_2$, so erhält man Kraft R_3 und Drehmoment M_3 , die über das Kniegelenk auf den Unterschenkel übertragen werden.

3. Das gleiche Vorgehen wird jetzt auf das Segment Oberschenkel angewandt. Eingangsdaten der Rechnung sind die in Schritt 2 bestimmte Kraft $-R_3$ und das Drehmoment $-M_3$, die vom Unterschenkel auf den Oberschenkel wirken, die Masse und das Trägheitsmoment des Oberschenkels sowie seine Linear- und Winkelbeschleunigung. Als Ergebnis der Rechnung erhält man Kraft R_4 und Drehmoment M_4 , die vom Rumpf über das Hüftgelenk auf den Oberschenkel übertragen werden.

Die auf diese Weise berechneten Drehmomente sind jeweils die Summen aller Drehmomente der einzelnen Muskeln und Sehnen, die das betrachtete Gelenk überspannen. (Brinckmann et al. 2012)

Wie aus den anatomischen Grundlagen hervorgeht wird im Gehzyklus die größte Kraft über das Kniegelenk in den Vastus Latissimus und Vastus Medialis übertragen. Aus diesem Grund wird im Folgenden nur auf die Belastung des femoro-tibialen und des femoro-patellaren Gelenks also dem Kniegelenk näher eingegangen.

„Abbildung 12 zeigt die Kräfte der Muskelgruppen Quadrizeps, ischiokrurale Muskulatur und Gastrocnemius, die in der Sagittalebene wirkenden Drehmomenten das Gleichgewicht halten.

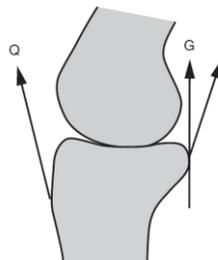


Abbildung 12: Das Kniegelenk wird von Quadrizeps (Q), Gastrocnemius (G) und der ischiokruralen Muskulatur überbrückt (nach Schipplein u. Mitarb. 1991) (Brinckmann et al. 2012)

Als Beispiel für die Schätzung der Belastung des femoro-tibialen Gelenks sei eine Haltung mit gebeugtem Knie und aufrechtem Oberkörper betrachtet (Abb. 13). Der Abstand zwischen der Projektion des Körperschwerpunktes, an dem die Schwerkraft angreift und der Unterstützungsfläche unter den Fußballen, ist gleich L_1 .

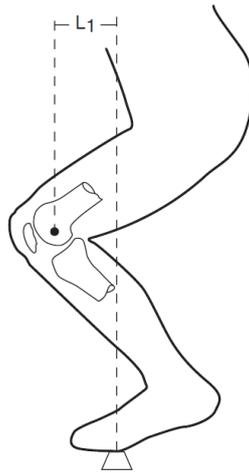


Abbildung 13: Darstellung des Hebelarms der Gewichtskraft der Körpermasse in Bezug auf die Drehachse des Kniegelenks (Brinckmann et al. 2012)

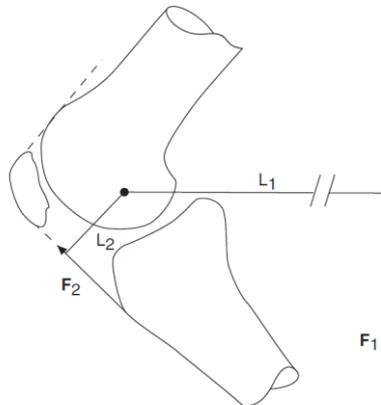


Abbildung 14: Hebelarm L1 der Bodenreaktionskraft F1 und Hebelarm L2 der Patellarsehnenkraft F2 in Bezug auf die Drehachse des Kniegelenks (Brinckmann et al. 2012)

(Begründung: In einem stabilen Zustand befindet sich der Schwerpunkt senkrecht oberhalb der Unterstützungsfläche.) Die Kraft F_1 ist vom Boden auf den Fuß gerichtet (Abb. 14). Das Gleichgewicht wird gehalten durch die Kraft F_2 der Patellarsehne mit Hebelarm L_2 . Die Größe der Kraft F_2 beträgt folglich $F_2 = F_1 \times L_1/L_2$. Eine Haltung wie in Abbildung 13 wird beim Besteigen einer Treppenstufe eingenommen. Dabei ist beim Stand auf einem Bein die Größe der Kraft F_1 näherungsweise gleich der Körpergewichtskraft (Gewichtskraft von Unterschenkel und Fuß vernachlässigt). Bei genügend großem Hebelarm L_1 , d.h. bei genügend hoher Stufe und folglich bei genügend starker Beugung des Kniegelenks, kann die Kraft F_2 ein Mehrfaches der Körpergewichtskraft betragen. Betrachtet man ohne Berücksichtigung weiterer Muskel oder der Kreuzbänder das Kräftegleichgewicht an der Tibia (Abb. 15), erkennt man, dass die vom Femur auf die Tibia wirkende Kraft F_4 in jedem Fall größer ist als die Kraft F_2 der Patellarsehne. Wenn also in bestimmten Haltungen die

Patellarsehne mit einem Mehrfachen des Körpergewichts belastet wird, so gilt dies entsprechend für die Kraft zwischen Femur und Tibia“ (Brinckmann et al. 2012).

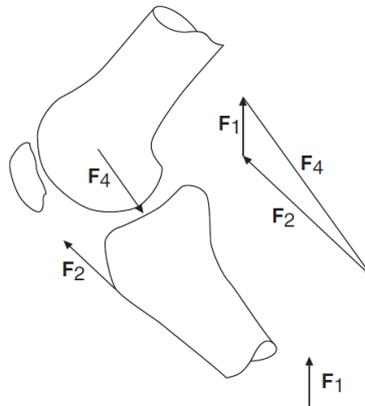


Abbildung 15: Kräftegleichgewicht an der Tibia unter der Annahme der Wirkung von lediglich 3 Kräften (Brinckmann et al. 2012)

8.5 Prüfstand

Der Prüfstand besteht aus 3 Hauptsegmenten, dem Fuß, dem Unterschenkel und dem Oberschenkel (Abb. 17). Wie schon in der Mechanik erklärt, sind diese Segmente über Gelenke zwischen Fuß und Unterschenkel, Unterschenkel-Oberschenkel, Oberschenkel und Torso verbunden. Die Bewegungen finden bei dem vorliegenden Prüfaufbau ausschließlich in sagittaler Ebene statt. Der Bewegungsspielraum beträgt dabei -120° bis 35° am Hüftgelenk, von 1° bis 145° am Kniegelenk und von -45° bis einschließlich 70° am Sprunggelenk. Verstellt werden die Gelenkwinkel über das Zusammenspiel von Aktoren und Sensoren. Genau wie beim menschlichen Bein werden die entstehenden Kräfte der Aktorik über ein System aus Sehnen und Umlenkrollen in die einzelnen Teilsegmente übertragen. Die Aufgabe der Dämpfung übernimmt dabei zurzeit noch eine Werkzeugfeder, die zwischen den Sehnen, wie auf dem Abbildung 16 und Abbildung 17 zusehen, positioniert ist. Jedes Hauptsegment besitzt stellvertretend für die Muskel einen Aktor und ein dazugehöriges Sehnenpaar, jedes Sehnenpaar ist ausgestattet mit zwei Druckfedern und wird über drei Rollen umgelenkt.

Insgesamt hat der komplette Prüfaufbau des humanoiden Beins eine Länge von 0,87m und ein Gesamtgewicht von 23,99kg. Der Fuß nimmt dabei eine Länge von 0,17m, Höhe von 0,07m und ein Gewicht von 1,31kg, der Unterschenkel eine Länge von 0,4m und ein Gewicht von 5,42kg, der Oberschenkel eine Länge von 0,4m und ein Gewicht von 5,46kg und die Hüfte ein Gewicht von 11,08kg ein.

8.5.1 Sehnensystem:

Das Sehnensystem hat die Aufgabe die Stellkraft der Aktoren in eine Bewegung des Beins umzuformen. Dreht der Elektromotor im Uhrzeigersinn, wie auf dem Bild 16 zu sehen, spannt sich die rechte Druckfeder über die Rotationsbewegung der Umlenkrolle 2. Diese Spannkraft der Feder erzeugt über die Umlenkrolle 3 ein Drehmoment gegen den Uhrzeigersinn um die Kniegelenkachse. In diesem Fall würde das eine Streckung des Beins bedeuten. Dreht man den Motor in entgegengesetzter Richtung spannt sich nach genau demselben Prinzip die linke Feder was eine Beugung des Kniegelenks initiiert.

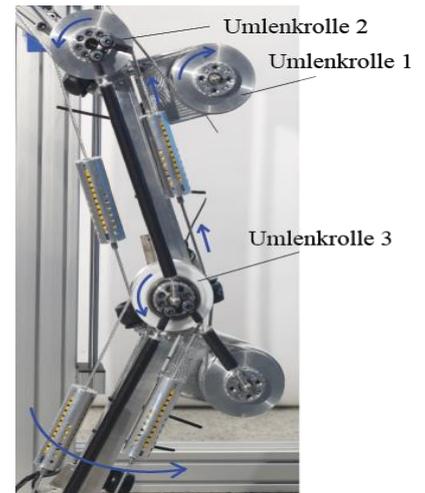


Abbildung 16: Funktionsweise des Sehnensystem im Prüfaufbau

8.5.2 Aktorik:

Die Aktoren haben die Aufgabe elektrische Signale in physikalische Größen umzuformen. In diesem Fall bildet die Aktorik ein am Zentrum für Deutsche Luft- und Raumfahrt entwickelter Elektromotor ILM85 mit einer Antriebsleistung von 1,35kW. In Verbindung mit einer Harmonik Drive CPL-32, das eine Untersetzung von 1:80 besitzt, ergibt sich somit ein Drehmoment von 145Nm bei einer Stellgeschwindigkeit von 49,8 U/min. an jedem der drei Gelenke.

8.5.3 Sensorik:

Aufgabe der Sensorik ist es physikalische Messgrößen quantitativ aufzunehmen, in elektrische Signale umzuformen und an entsprechende Ausgabe- oder Steuergeräte weiterzuleiten. Insgesamt besteht die Messeinheit des Prüfstandes aus 3 Drehmomentsensoren, 6 Positionssensoren und 3 Kraftsensoren.

Die in den Gelenken auftretenden Drehmomente, werden mittels eines von Benchmark Drives entwickelten Torsionsensor der Baureihe „NCTE“ aufgenommen und in ein analoges 16bit Signal weiterverarbeitet. Der Sensor besitzt bei einem Drehmoment von 400Nm eine Auflösung von 13 Bit, dabei eine Genauigkeit von 2,5% und eine Bandbreite von 100Hz.

Die genaue Positionsbestimmung und -regelung jedes einzelnen Segmentes wird über die Kombination zweier Encoder in den jeweiligen Antriebseinheiten und den Gelenkachsen realisiert. Ein Singelturn Drehgeber des Modells EBI1023 der Firma Heidenhain mit einer Auflösung von 23 Bit, einer Genauigkeit von $\pm 60''$, einer Übertragungszeit von $< 5\mu s$ und einem EnDat 2.2 Interface ist dabei in den Gelenkachsen vorgesehen. Der Motorenwinkel wird mit einem Heidenhain multiturn Drehgeber des Modells ECI1135 überprüft. Dieser besitzt eine Auflösung von 18bit, eine Genauigkeit von $\pm 120''$, einer Berechnungszeit von $< 6\mu s$ und eine EnDat2.2 Schnittstelle.

Die auftretenden Bodenreaktionskräfte bei bestimmten Bewegungsabläufen werden über drei Kraftsensoren im Fuß Segment gemessen. Der von der Firma Optoforce entwickelte 3D Kraft Sensor OMD-50-SA-1500N mit einer Auflösung von 16 Bit und einer Genauigkeit von 2% bei einer Maximallast von 1500N bildet die Ferse des Fuß Segmentes. Zwei 3D Kraftsensoren des Models OMD-30-SA-600N derselben Firma mit einer Auflösung von 16bit und einer Genauigkeit von 2% bei einer Maximallast von 600N bilden die Fußballen im Bereich des Vorderfußes.

Geführt wird das Prüfstandbein von einem Itemgestell mit 2 Schienensystemen.

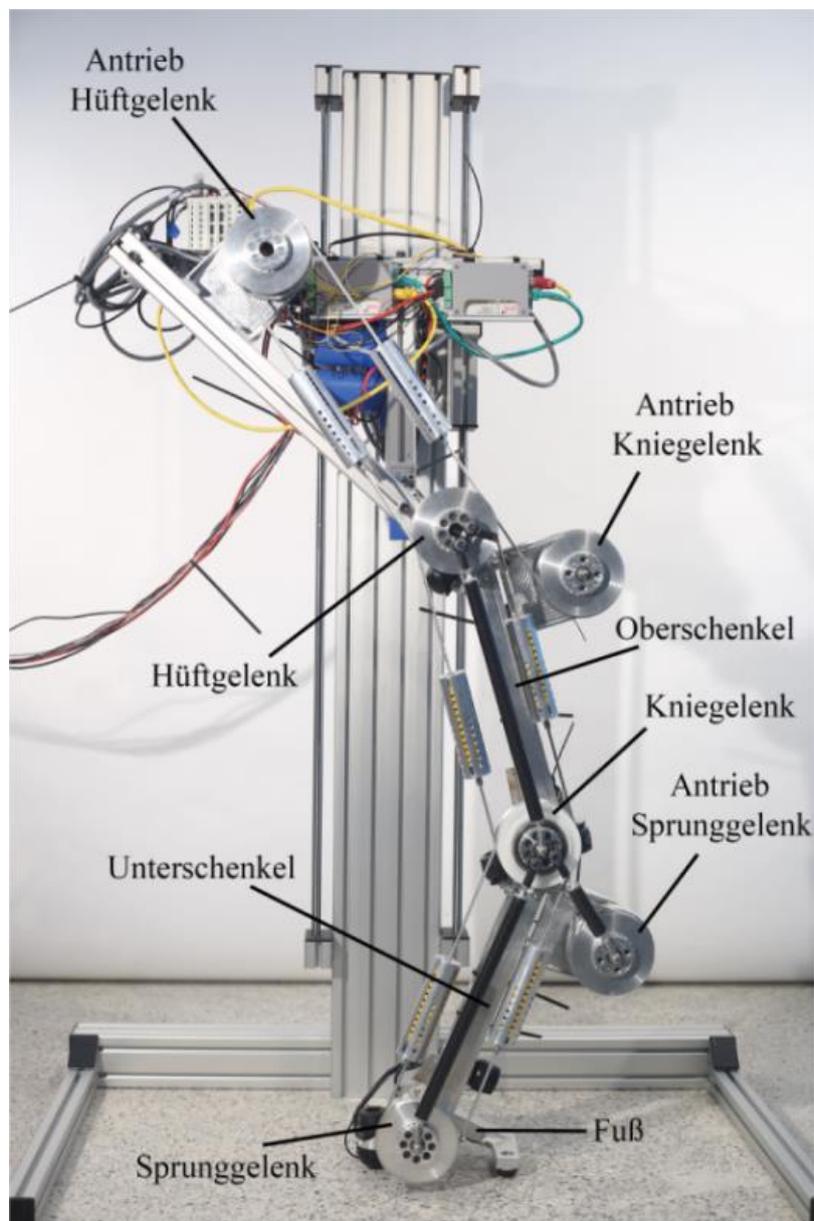


Abbildung 17: Kompletter Prüfaufbau

9 Konstruktion

9.1 Anforderungen

Aus den vorab gesammelten Informationen der Grundlagen können nun alle nötigen Anforderungen an das zu konstruierende variabel einstellbare Feder-Dämpfer Element abgeleitet werden.

9.1.1 Regelbare Kraftspeicherung und -abgabe:

Unter dem Punkt Grundlagen der Muskelfunktionen wurde der Anforderungsbereich der an das Feder-Dämpfer Element gestellt wird anhand des Gehzyklus genau analysiert und interpretiert. Ergebnis war, dass das Element während der gesamten Standphase (0-63%) aktiv genutzt wird. In dieser Phase auftretende Kräfte werden zu Beginn des Gehzyklus in den ersten 20% der Standphase vom Muskelement zum Teil aufgenommen bzw. gespeichert und zum Ende der Standphase (30%-63%) beim Abstoßen des Körpers von der Bodenebene als unterstützende Kraft abgegeben. Das setzt eine regelbare Kraftspeicherung und -abgabe des Elements voraus.

9.1.2 Regelbare Kraftdämpfung:

Unser Bein ist in seiner Gesamtheit mit einer Druckfeder vergleichbar und wird im Alltag mit den unterschiedlichsten Untergrundbeschaffenheiten und Belastungen konfrontiert. Um das im Prinzip schwingfähige System bei diesen wechselnden Belastungsintensitäten schwingungsfrei zu gestalten folgt zwangsläufig auch eine in der Intensität regelbare Kraftdämpfung.

9.1.3 Maximalbelastung:

Die Maximalbelastung lässt sich über ein Transferwissen aus den mechanischen Grundlagen ableiten. Im Anfangsstadium des Prüfstandes wird ausschließlich von „normalen“ Bewegungsabläufen ausgegangen. Spezielle Situationen, wie z.B. ein Sprung aus großer Höhe, werden zunächst vernachlässigt.

Wie aus dem Berechnungsbeispiel zu erkennen, werden die Sehnenbelastungen und damit gleichzeitig die Belastungen im Muskel über einfache Hebelgesetzte abgeleitet. Je größer der Hebel desto größer die auftretenden Kräfte an der Sehne. Daraus kann man schließen, dass die Bewegungsform mit der größten resultierenden Sehnenkraft die Kniebeuge bis hin zur Horizontalstellung des Oberschenkels ist. Im konkreten Fall des Prüfaufbaus geht man von einem Torsogewicht von 50kg aus. Über die Oberschenkelsegmentlänge von 0,4m ergibt sich so ein wirkender Moment von 200Nm im Kniegelenk.

Mit dem Durchmesser der Umlenkscheibe von 0,1m lässt sich eine resultierende Maximalkraft von 4000N an der Stahlsehne errechnen.

$$\frac{200Nm}{0,05m} = 4000N \quad (\text{Gl. 1})$$

9.1.4 Variable Steifigkeit:

Aus Vorsimulationen der Regelungstechnik ergeben sich über verschiedene Verfahren, Gelenkbelastungen im Bereich von $200 \frac{Nm}{rad}$ bis $800 \frac{Nm}{rad}$. Abhängig von den Gelenkflexionen die unter diesen Belastungen entstanden, wurde ein Steifigkeitsbereich von $87 \frac{N}{mm}$ bis $380 \frac{N}{mm}$ der Gelenke ermittelt. Wie aus der Prüfstandsbeschreibung ersichtlich, verfügt jedes Gelenk über ein Sehnenpaar und jedes Sehnenpaar über 2 Druckfedern die durch 2 Feder-Dämpfereinheiten ersetzt werden. Die bedeutet: jedes Feder-Dämpferelement sollte in einem Belastungsbereich von 2000N bis 4000N einen Steifigkeitsbereich von $43,5 \frac{N}{mm}$ bis $190 \frac{N}{mm}$ abdecken.

Zusätzlich zu den erläuterten Anforderungen wurde im Hinblick auf die Dynamik der Gesamtkonstruktion des Beins ein Maximalgewicht von 2kg, maximale Außenmaße von Höhe = 135mm, Durchmesser = 60mm, bei geöffneter Drossel eine maximale Drosselkraft von 1000N und aus sicherheitstechnischen Gründen eine Integration eines Überdrucksicherheitsmechanismus festgelegt.

Vereinfacht wird im Folgenden ein Elementtyp für alle Teilmuskelabbildungen entwickelt und konstruktiv umgesetzt. Dieser Elementtyp sollte das komplette Anforderungsspektrum abdecken.

9.1.5 Anforderungsliste:

- Regelbare Kraftspeicherung und -Abgabe
- Regelbare Kraftdämpfung
- Maximalbelastung von 4000N
- Bei einer Belastung von 2kN eine variable Steifigkeit von $43,5 \frac{N}{mm}$ bis $190 \frac{N}{mm}$
- Maximale Außengeometrie Höhe = 135mm, Durchmesser = 60mm
- Gewicht 2kg
- Maximale Drosselkraft bei geöffneter Drosselstellung 1000N
- Komplette Entladung bei geöffneter Drosselstellung in 0,046s
- Überdrucksicherheitsmechanismus

9.2 Lösungsmöglichkeiten

Um die komplexen Lösungsmöglichkeiten in der Gesamtheit zu überblicken und vorurteilslos die optimale Lösung zu finden, wird eine Kreativitätstechnik nach dem Schweizer Astrophysiker Fritz Zwicky angewendet; dem Morphologischen Kasten. Abb.18

Zusätzlich zu den in der Anforderungsliste aufgeführten Bedingungen sind die Lösungskriterien hinsichtlich des Zeitplans, der Reproduzierbarkeit und der Einfachheit der Konstruktionsbauteile in Punkt 5 Fertigung gewählt.

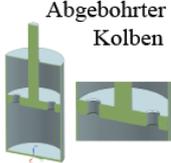
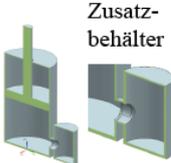
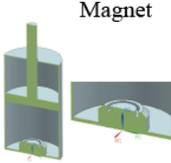
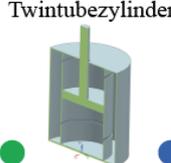
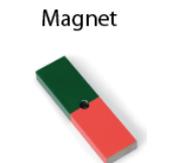
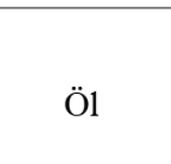
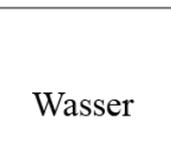
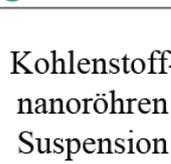
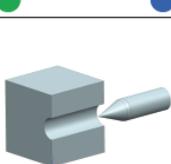
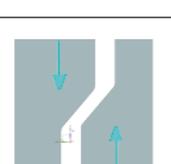
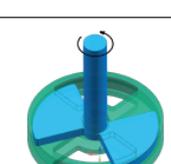
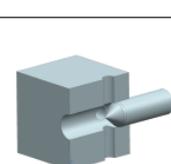
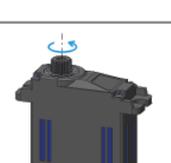
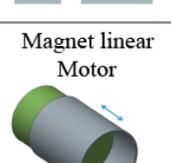
		Lösungen				
Teilfunktion		1	2	3	4	5
1	Drosselsystem	Abgebohrter Kolben 	Zusatzbehälter 	Magnet 	Twintubezylinder 	
2	Federsystem	Magnet 	Kompressible Festkörper & Öl 	Druckfeder 	Luftfeder 	
3	Dämpfungsfluid	Öl 	Wasser 	Magneto-rheologische Flüssigkeit 	Kohlenstoffnanoröhren Suspension 	
4	Drosseltyp					
5	Antrieb		Magnet linear Motor 			

Abbildung 18: Morphologischer Kasten aller Teilfunktionen und Lösungsmöglichkeiten

Anhand der Lösungskriterien und der morphologischen Matrix ergeben sich folgende sinnvolle Lösungsansätze.

9.2.1 Variante 1 (Blau markiert):

Eine Kombination aus Twintube-Hydraulikzylinder umschlossen von einer Werkzeugfeder, die in einer druckgeregelten Kammer positioniert ist. Das Drosselsystem besteht aus einem drehbaren Kugelhahn und einer Motoreinheit zum justieren des Kugelmechanismus. Als Überdruckventil fungiert eine Kombination aus Feder, Kugel und Gewindestift (Abb. 18):

Der doppelwandige Hydraulikzylinder dient als Krafrichtungswechsler und Spannsystem der Werkzeugfeder. Wird der innere Kolben über die Kolbenstange mit der Nutzlast beaufschlagt, bewegt dieser sich in Richtung der Krafteinwirkung und verdrängt dabei ein Ölvolumen in Abhängigkeit des Hubweges. Das verdrängte

Fluid strömt daraufhin mit einer Geschwindigkeit v von der inneren Zylinderkammer über das Drosselsystem in die äußere Zylinderkammer. Der sich hier befindliche Kolben wird durch die Volumenverschiebung verdrängt und spannt die in der Luftdruckkammer befindliche Druckfeder.

Die mit einem Durchgangsloch versehene Kugel, positioniert im Bereich der Drosselstelle, kann über einen Stellmotor um die eigene Achse rotiert werden. Dadurch ist die Einstellung des Drosselquerschnittes bis hin zur kompletten Sperrung der Strömung realisiert. Dieser Stellmechanismus dient der Dämpfung großer stoßartiger Nutzlasten, der Schwingungsdämpfung initiiert durch die Werkzeugfeder und dem Halten der in der Werkzeugfeder gespeicherten Spannenergie.

Eine Variation an Federsteifigkeiten erreicht man zum einen durch den manuellen Austausch der Werkzeugfeder durch eine Druckfeder höherer oder niedrigerer Steifigkeit, zum anderen durch gezieltes bedrücken der Kammer in der sich die Stahlfeder befindet. Der aufgebrauchte Druck wirkt unterstützend in Richtung der Federkraft und versteift so das Gesamtsystem. Das Bedrücken der Kammer ist allerdings nur eingeschränkt möglich, da sich Druck eines idealen Gases nach dem Gesetz des Boyle-Mariotte

$$p * V = konstant \quad (\text{Gl. 2})$$

immer umgekehrt proportional zum Volumen verhält. Dies bedeutet bei einer Halbierung des Volumens eine Verdopplung des Drucks! Daraus folgt zwangsläufig eine stark progressiv ansteigende Kraftkurve beim Komprimieren idealer Gase [Abb. 19]. Zusätzlich ergibt sich über das Gesetz von Gay-Lussac

$$\frac{V}{T} = konstant \quad (\text{Gl. 3})$$

eine starke Abhängigkeit von der Temperatur des Gases. Die Temperaturänderung im Gas entsteht hauptsächlich durch Reibung zwischen den Gasatomen beim komprimieren bzw. expandieren des Gases. Die Temperatur schwankt demnach je nach Beanspruchungsgrad und verändert dadurch kontinuierlich das Leistungsverhalten der Feder. Im Hinblick auf die Regelungstechnik sollte eine solche nicht lineare schwankende Kraftkurve weitestgehend vermieden werden.

Durch die Funktionsweise der Konstruktion ist ein einfach wirkendes Überdruckventil von der Innen- zur Außenkammer ausreichend. Hierfür ist eine simple Kombination aus Kugel, Feder und Anschlagschraube vorgesehen.

Tabelle 1: Vor- und Nachteile der ersten Lösungsvariante

Vorteile	Nachteile
Platzsparende Konstruktion	Relativ hohes Gewicht durch die Feder
Lineares Verhalten der Feder $F_{Feder} = c * s$	Veränderung der Federsteifigkeit mit hohem Aufwand verbunden
Gute Regelbarkeit	Wenige einstellmögliche
	Thermische Abhängigkeit

9.2.2 Variante 2 (Grün markiert):

Eine Kombination aus Twintube-Hydraulikzylinder umschlossen von einer Luftfeder bestehend aus zwei gegenläufigen Druckkammern. Als Drosselsystem dient ein Magnetgesteuerter Linearmotor, das Sicherheitssystem bildet eine Kombination aus Feder, Kugel und Anschlag (Abb. 18):

Der doppelwandige Hydraulikzylinder dient auch hier als Krafrichtungswechsler und Spannsystem der Luftfeder. Die Luftfederung besteht aus einer Überdruck- und einer gegenläufigen Unterdruckkammer und übernimmt die Aufgabe der Kraftdämpfung und -speicherung. Wie bereits –oben beschrieben verhält sich der Luftdruck, wenn Luft als ideales Gas angenommen wird, nach dem Boyle-Mariotte-Gesetz umgekehrt proportional zum Volumen und erzeugt eine progressiv ansteigende Kurve. Denkt man sich nun die in dieser Konstruktion eingesetzten, zwei konträr wirkenden Druckkammern, ergibt sich folgendes Verhalten: eine der Kammern expandiert und erzeugt eine progressiv abfallende Kraftkurve (Abb. 19). Die andere Kammer wird komprimiert und erzeugt eine progressiv steigende Kraftkurve (Abb. 19). In Kombination kompensieren sich allerdings die Kräfte durch ihre Gegenläufigkeit gegeneinander, daraus resultieren Kräfte, die sich auf einer halbwegs linearen Kraftlinie bewegen (Abb. 19). Abgesehen von ein paar Linearitätsabweichungen ist ein Luftfedersystem somit gut regelbar.

Da es sich hierbei um zwei zuwiderlaufende Luftkammern handelt und diese zugleich örtlich nur über ein Zylinderrohr getrennt sind, kann das System idealisiert mit einem synchronen Temperaturanstieg angenommen werden. Mit dieser Bauart würde das temperaturabhängige Leistungsverhalten entfallen.

Einstellmöglichkeiten ergeben sich durch Variation der Drücke in den jeweiligen Druckkammern und Steigerung des Ölolumens. Dabei minimiert sich parallel das Volumen der beiden Luftdruckkammern und es entsteht eine progressivere Steigung der Kraftlinie. Eine diesbezügliche Beschreibung des Sachverhaltes folgt im Laufe dieser Arbeit. Wie auch in dem zuvor genannten Lösungsansatz strömt das Fluid bei Auslenkung einer der beiden Kolben durch eine Drosselstelle. Bei dieser

Lösungsvariante wird der Volumenstrom durch einen Magnet gesteuerten Linearmotor, wie die Firma Enfield Technologies herstellt, in Verbindung mit einem Drosselrohr geregelt.

Wie auch in Variante 1 ist durch das Funktionsprinzip dieser Konstruktion ein einfach wirkender Überdruckmechanismus ausreichend. Dieser besteht aus einer Kombination aus Anschlag, Feder und Kugel.

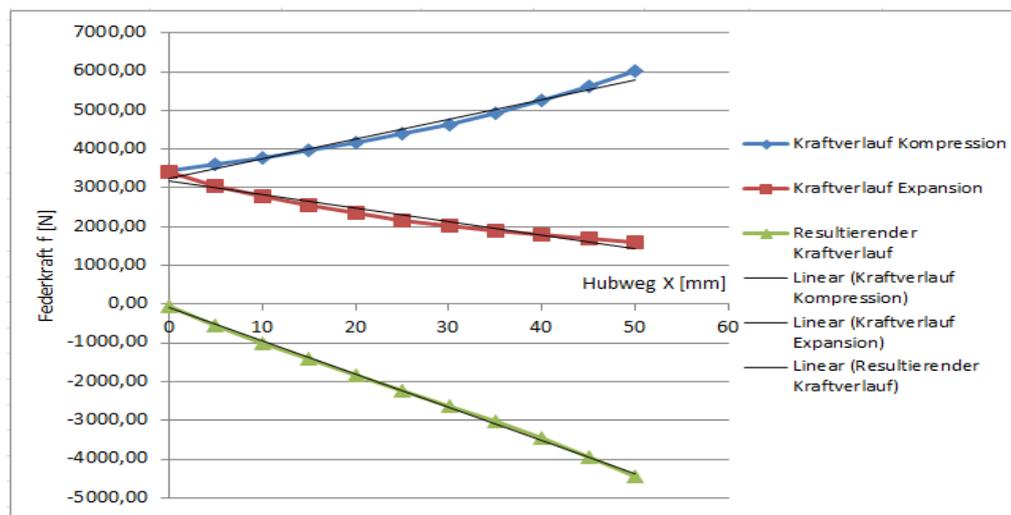


Abbildung 19: Kraftverlauf einer Überdruck- und Unterdruckluftkammer mit resultierendem Kraftverlauf bei Gegenläufigkeit

Tabelle 2: Vor- und Nachteile der zweiten Lösungsvariante

Vorteile	Nachteile
Leichte Einstellbarkeit der Steifigkeit über das Druckverhältnis	Kleine Abweichungen in der Linearität
Platzsparende Konstruktion	Eingeschränkte Thermische Abhängigkeit
Geringes Gewicht aufgrund der Luft als Federelement	Relativ hoher Arbeitsdruck
Viele Einstellmöglichkeiten	Eingeschränkte Regelbarkeit

9.3 Auswahl

Vergleicht man die beiden Lösungsansätze miteinander besticht sowohl die erste Variante mit herausragenden Eigenschaften, Einfachheit in der konstruktiven Umsetzung und optimalen Regelbarkeit. Als auch die zweite Variante mit einer ganzen Palette an Justiermöglichkeiten und geringem Gewicht. Nach gründlicher Abwägung aller Vor- und Nachteile und Rücksprache mit Spezialisten aus der Regelungstechnik ist die zu bevorzugende Lösung Variante 1. Im folgenden Verlauf der Thesis wird deshalb die Lösungsvariante 1 weiter ausgearbeitet.

9.4 Vorüberlegung

Für eine strukturierte Umsetzung der Theorie in die Praxis ist es hilfreich, im Vorfeld ein Konstruktionskonzept zu erstellen. Mit dem Konzept verschafft man sich vor Beginn der eigentlichen konstruktiven Arbeit an einem CAD-Programm einen Überblick über alle Einzelteile und Unterbaugruppen der Gesamtkonstruktion und deren gegenseitigen Auswirkungen aufeinander. Das ist nötig um den Anfangspunkt der konstruktiven Arbeit zu eruieren und sich danach anhand eines definierten Leitfadens bis zur Fertigstellung zu orientieren. Im Vorfeld des Konstruktionskonzeptes wurde aus Gründen der Prioritäten ein Schaltplan über alle essentiellen Funktionen und Aufgaben der Gesamtbaugruppe erstellt. Wie auf dem Schaltplan zu erkennen wird zur optimalen Regelung zusätzlich zu den im Vorfeld erwähnten Mechanismen, Druckregler an den verschiedenen Druckkammern benötigt. Wie unter Punkt *Werkzeugfeder* näher erläutert ist eine Umsetzung über eine Werkzeugfeder unmöglich. Daher bildet das in Abb. 20 dargestellte Schaubild das endgültige Umsetzungsprinzip über den Einsatz einer Luftfeder ab.

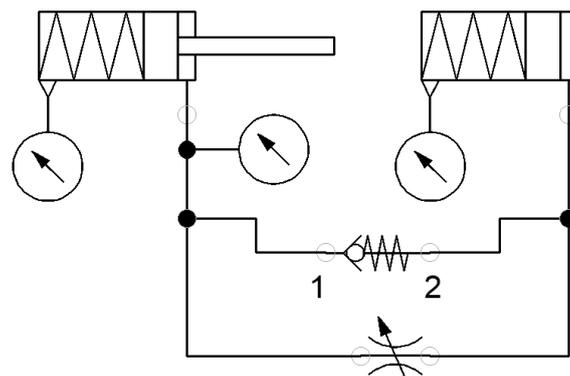


Abbildung 20: Hydraulikschaltplan des Gesamtkonzeptes

Konstruktionskonzept

Der komplette Mechanismus ist eine Baugruppe, aufgebaut aus Kauf- und Fertigungsteilen. Alle Einzelteile haben zwangsläufig eine Auswirkung in Beschaffenheit und geometrischer Form aufeinander. Zum Beispiel kann ein Kolbendurchmesser nicht bestimmt werden ohne zu wissen, mit welchen Zylinderrohren gearbeitet wird. Deshalb ist die Frage, die sich zu Beginn einer Konstruktion stellt, welche der Baugruppen den Anfang aller Abhängigkeiten bildet. Folgt man dem in Abbildung 21 dargestellten Kraftfluss wird deutlich, dass fast alle Bauteile nach dem vorherrschenden Arbeitsdruck auszulegen sind. Der erforderliche Druck ist wiederum abhängig vom Federmechanismus, der sich nach der Intensität der Nutzlast richtet. Die Nutzlast ist mit einem Maximalwert von 4000N bekannt. Vor Beginn der Konstruktion ist demzufolge vorrangig die Federung zu klären. Die sich daraus ergebenden Resultate definieren, mit welchem Betriebsdruck das Gesamtsystem arbeitet. Dementsprechend können

die Konstruktionsteile angepasst und ausgelegt werden. Darauf aufbauend gilt es schrittweise den zur Verfügung stehenden Platz jedes einzelnen Elementes zu bestimmen und teilweise übergreifende Anpassungen vorzunehmen. Hierbei wurde von außen nach innen konstruiert. Dies bedingt, dass die geometrisch größten Bauteile zuerst nach den in der Anforderungsliste angegebenen maximalen geometrischen Abmaßen modelliert werden. Die Entwicklungsreihenfolge ergibt sich demnach von Groß nach Klein. Dadurch kann jedes Bauteil direkt an den für ihn verfügbaren Platz angepasst werden. Durch diese Vorgehensweise minimieren sich Konstruktionsanpassungen, da jedes Bauteil entsprechend seinem verfügbaren Platz effektiv konstruiert wird.

Die geometrisch größten Bauteile befinden sich in der Oberbaugruppe Hydraulikzylinder. Diese Baugruppe besteht aus den Zylinderrohren, dem inneren und äußeren Kolben, der Kolbenstange, dem Anschlagrohr, dem Zylinderdeckel und dem Zylinderboden. Sind diese Bauteile eindeutig in ihrer geometrischen Form festgelegt steht gleichzeitig fest welcher Platzbedarf für die restlichen Einzelteile zur Verfügung steht. Somit kann das Drosselsystem, das Sicherheitsventil, die Befestigungsmechanismen und das Dichtungssystem in die bestehende Geometrie eingepasst werden.

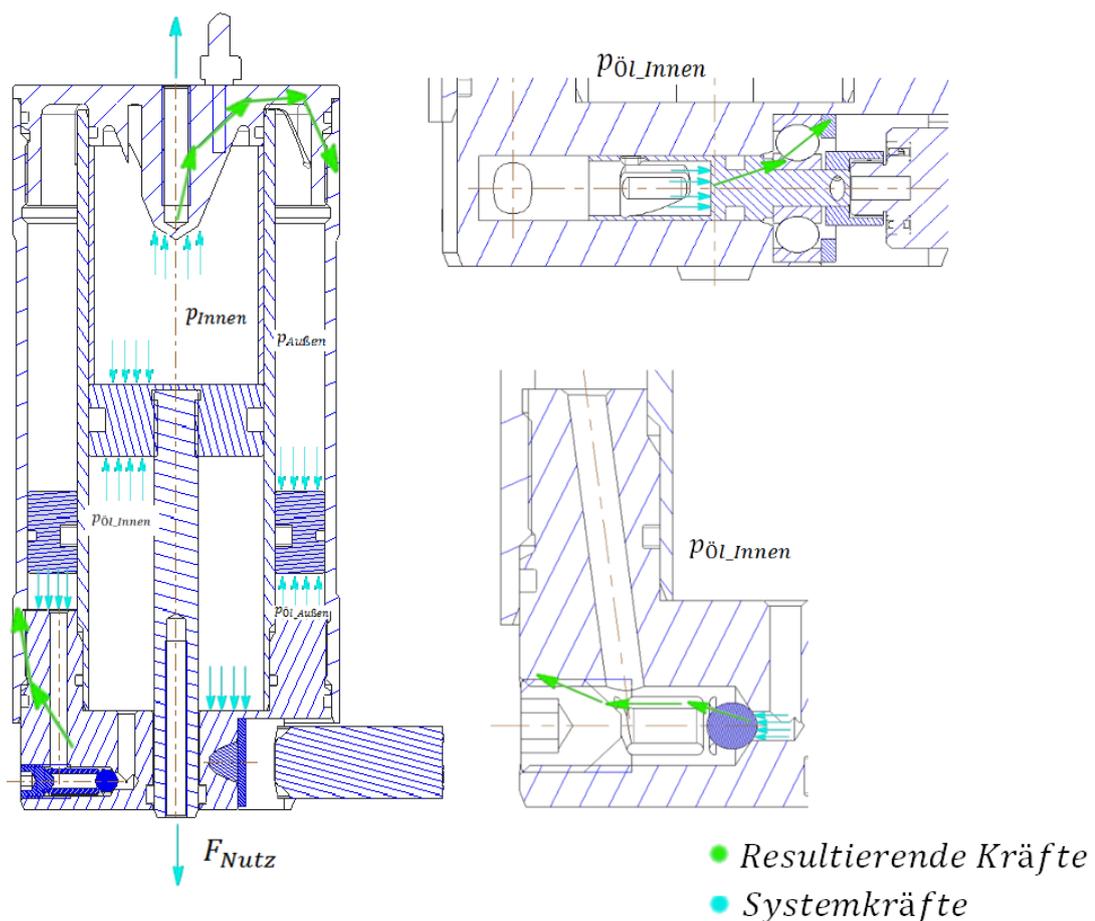


Abbildung 21: Kraftflussverlauf aller auftretender Systemkräfte beim Einsatz einer Luftdruckfeder

9.5 Druckfeder

Druckfedern gehören zu den Schraubenfedern und übertragen und speichern Energie durch Formänderung. Im Allgemeinen haben sie eine zylindrische Bauform mit linearer Federkennlinie. Um eine möglichst große Hubbewegung zu erreichen ist die rechteckige Federdrahtform der Werkzeugfeder gegenüber der runden oder ovalen Drahtform zu bevorzugen. Die Federkraftberechnung wird aus dem Hookischen Gesetz abgeleitet und kann über die Formel

$$F_{Feder} = c_{Feder} * X_{Hub} \quad (Gl. 4)$$

mathematisch beschrieben werden. Dabei ist $c_{Feder} \left[\frac{N}{mm} \right]$ die Federkonstante oder auch Federrate genannt und X_{Hub} der Hubweg der Feder. Über die konstante Federrate ergibt sich ein proportionales Verhalten zwischen Federkraft und Hubweg.

Für diese Konstruktion ist die Druckfeder im Außendurchmesser durch die Anforderungen auf kleiner-gleich $\geq \varnothing 60mm$ und in der Länge auf $135mm$ – *Zylinderboden* – *Zylinderdeckel* $\sim 105mm$ begrenzt. Aus der Anforderungsliste geht außerdem hervor dass die Feder in ihrer weichsten Einstellung von $43,5 \frac{N}{mm}$ einer wirkenden Nutzlast von mindestens 2000N aufnehmen muss. Betrachtet man das System im Detail stellt man fest, dass die einzusetzende Feder nicht einer Federrate von $43,5 \frac{N}{mm}$ entsprechen muss, da zwischen der inneren und äußeren Zylinderkammer ein Übersetzungsverhältnis eingestellt werden kann. Am einfachsten lässt sich dieser Sachverhalt anhand einer Prinzipskizze beschreiben (Abb. 22).

Allerdings ergab sich aus der nachfolgenden Marktforschung, dass der Einsatz einer Werkzeugfeder nicht zum gewünschten Ziel führt. Daher wird an dieser Stelle auf eine detaillierte Beschreibung der erstellten Berechnungen verzichtet.

Das Hauptproblem erschließend aus den Nachforschungen ist, dass das Übersetzungsverhältnis nicht frei gewählt werden kann. Selbiges wird von der geometrischen Form der Werkzeugfeder bestimmt welches als Zukaufteil geplant ist. Eine Feder kann jedoch nicht beliebig nach Vorstellungen und Ansprüchen gefertigt werden, da das Material bei der Fertigung in seine endgültige Spiralförmigkeit gebogen wird und daher aufgrund seiner Materialeigenschaften nur bedingt belastbar ist. Die geometrischen Grenzen sind also durch den Herstellungsablauf einer Werkzeugfeder gerahmt.

Das Grundmaterial einer solchen Druckfeder ist ein formgewalztes Stangenprofil, welches erhitzt und über eine spezielle Biegetechnik in die endgültige Federgeometrie umgeformt wird. Die Dicke und Breite dieses Ausgangsmaterials definiert über spezifische Materialkennwerte wie Dauerstandfestigkeit, Dehngrenze und Streckgrenze den minimalen Biegeradius. Wird das Profil unter diesem Minimalradius verformt entstehen durch Überschreitung der Streckgrenze Fehlstellungen wie Risse in der Gitterstruktur des Materials, die bei späterer Beanspruchung zum Bruch der Feder führen können. Resultierend folgt für

jede Drahtdicke ein ganz spezifisches Verhältnis zwischen Hülsen- und Dorn Durchmesser der Druckfeder. Aus der Marktforschung ergeben sich die aus der Tabelle 3 folgenden möglichen Übersetzungsverhältnisse für die Umsetzung der Konstruktion.

Der Tabelle ist zu entnehmen, dass in diesem Zusammenhang zusätzlich zum Übersetzungsverhältnis die Federrate und der Hubweg, den die Druckfeder in Abhängigkeit des Verhältnisses erfüllen muss, mit berechnet wurden.

Leider kommt man nach der strukturierten Auflistung aller Möglichkeiten sehr schnell zu dem Ergebnis, das eine Feder die den gewünschten Anforderungen entsprechen soll, technisch und physikalisch nicht möglich ist. Selbst spezialangefertigte Druckfedern kommen dabei über die Grenzen der Belastbarkeit.

Tabelle 3: Mögliche Übersetzungsverhältnisse durch Resultate der Marktforschung

HülsenØ [mm]	DornØ [mm]	Übersetzungsverhältnis	Res. Federrate [N/mm]	Res. Federweg [mm]
Werkzeugfeder				
60,00	30,00	0,26	168,24	11,89
55,00	40,50	1,00	43,39	46,10
40,00	20,00	0,20	212,30	9,42
38,30	25,70	0,59	73,21	27,32
32,00	16,00	0,16	276,05	7,25
Druckfeder				
50,00	36,00	0,88	49,15	40,69
50,00	41,00	1,74	24,97	80,09
48,00	42,40	3,03	14,33	139,57
46,00	34,00	0,97	44,66	44,78
46,00	32,00	0,74	58,46	34,21
42,00	31,00	0,94	46,31	43,19
39,00	27,00	0,68	63,63	31,43
39,00	25,60	0,55	79,36	25,20

9.6 Zwischenfazit

Durch die oben beschriebenen Gegebenheiten wird deutlich, dass eine Lösungsvariante mit Stahlfeder aufgrund der physikalischen Grenzen des Federmaterials unmöglich ist. Daher wird als neuer Konstruktionsansatz eine Kombination aus Variante 1 und 2 gewählt. Die neue Lösungsstrategie sieht die im Lösungsansatz 2 beschriebene Luftfeder als Federsystem vor. Der Rest der Konstruktion bleibt, wie unter Variante 1 zu lesen, bestehen.

9.7 Luftfeder

Die Luftfeder ist eine pneumatische Feder bei der die Federkraft durch Kompression von unter Hochdruck stehendem Gas bereitgestellt wird. Betrachtet man Luft als ein ideales Gas kann dieses mit dem Avogadro'schem Gesetz folgendermaßen beschrieben werden:

$$p * V = n * R * T \quad (\text{Gl. 5})$$

Die linke Seite der Gleichung setzt sich aus dem Druck p [bar] und dem Volumen V [m³] zusammen. Die rechte Seite aus der Molaren Masse n $\left[\frac{\text{kg}}{\text{mol}}\right]$, der allgemeinen Gaskonstante R $\left[\frac{\text{J}}{\text{mol K}}\right]$ und der Temperatur T [°C].

Das System der hier vorliegenden Luftfederung sieht eine Unterdruckkammer im Innenzylinder und eine Überdruckkammer im Außenzylinder vor. Wie zuvor bereits ausgeführt, überlagern sich durch die Gegenläufigkeit der Kammern die beiden Kraftkurven des komprimierenden und expandierenden Gases. Die dabei resultierende Kraft ist annähernd linear ansteigend (Abb. 19). Um diese Linearität zu erreichen müssen die beiden Kammern in einem bestimmten Verhältnis von Anfangsvolumengröße V_0 und Hubweg X zueinander stehen. Zusätzlich müssen die Anfangsdrücke p_0 so eingestellt werden, dass sie zusammen einen variablen Steifigkeitsbereich von $43,5 \frac{N}{mm}$ bis $190 \frac{N}{mm}$ bei einer Belastung von 2000N abdecken. Ferner muss das Federsystem einer Belastungsgrenze von 4000N standhalten. Die Einstellung, Auslegung und Berechnung der beiden Kammern beginnt mit der Anwendung des Avogadro'schen Gesetzes, um den Zusammenhang zwischen Außen- und Innenkammer herzustellen. Damit ergibt sich folgende Gleichgewichtsbedingung:

$$\frac{p_{0 \text{ Außen}} * V_{0 \text{ Außen}}}{T_{0 \text{ Außen}} * R} = \frac{p_{0 \text{ Innen}} * V_{0 \text{ Innen}}}{T_{0 \text{ Innen}} * R} \quad (\text{Gl. 6})$$

Aufgrund der direkten Nähe der beiden Kammern zueinander kann davon ausgegangen werden, dass eine Änderung der Temperatur der beiden Volumen gleichermaßen stattfindet. Somit ist die Temperatur beider Kammern als konstant anzusehen, wodurch sich die Gleichung wie folgt vereinfachen lässt:

$$p_{\text{Außen}} * V_{\text{Außen}} = p_{\text{Innen}} * V_{\text{Innen}} \quad (\text{Gl. 7})$$

Zur Berechnung der Luftfeder für diesen speziellen Anwendungsfall erscheint es angebracht, sich einen Überblick anhand einer Prinzipskizze über die wirkenden Gegebenheiten zu verschaffen.

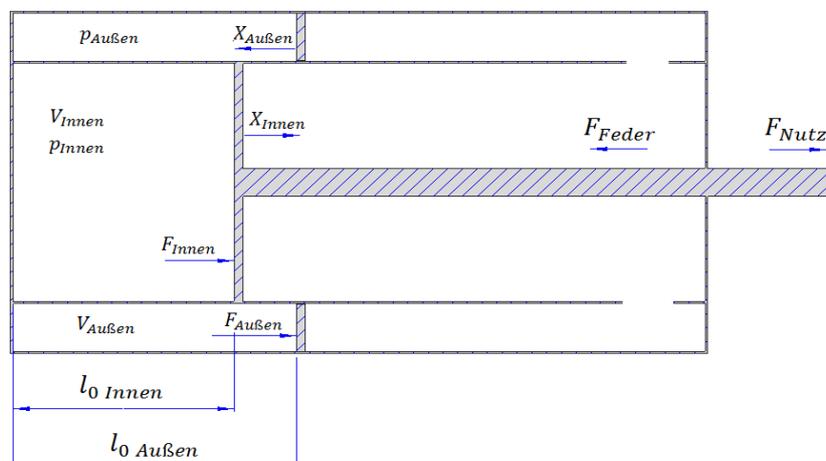


Abbildung 22: Prinzipskizze beim Einsatz einer Luftdruckfeder

Ziel der Berechnung ist die resultierende Federkraft F_{Feder} in Abhängigkeit der Kolbenauslenkung darzustellen. Über die Formel

$$c_{Feder} = \frac{F_{Feder}}{X_{Hub}} \quad (Gl. 8)$$

lässt sich dann die Federsteifigkeit ableiten.

Anfangsbedingung:

In der Ruhelage muss die innere Kraft F_{Innen} und die äußere Kraft $F_{Außen}$ vom Betrag gleich groß sein.

$$F_{Außen} = F_{Innen} \quad (Gl. 9)$$

Die Anfangsvolumen der beiden Kammern $V_{0\ Innen}, V_{0\ Außen}$ werden über die Anfangslängen $l_{0\ Innen}, l_{0\ Außen}$ und den Flächeninhalten der jeweiligen Kolben berechnet.

$$V_{0\ Innen} = l_{0\ Innen} * A_{Innen} \quad (Gl. 10)$$

$$V_{0\ Außen} = l_{0\ Außen} * A_{Außen} \quad (Gl. 11)$$

Bewegungsbedingung in Abhängigkeit vom Hubweg $X_{Innen}, X_{Außen}$:

Wird der innere Kolben ausgelenkt, vergrößert sich das Volumen $V_{0\ Innen}$ in Abhängigkeit des Hubweges X_{Innen} .

$$V_{Innen}(X_{Innen}) = (l_{0\ Innen} + X_{Innen}) * A_{Innen} \quad (Gl. 12)$$

Gleichzeitig bewegt sich der äußere Kolben je nach Übersetzungsverhältnis der inneren ölseitigen Kolbenfläche (Gl. 13) zur äußeren ölseitigen Kolbenfläche (Gl. 14) um die Hublänge $X_{Außen}$ und komprimiert damit das Anfangsvolumen $V_{0\ Außen}$ der äußeren Kammer. (Gl. 15)

$$A_{\text{öl_Innen}} = A_{Innen} - A_{Kolbenstange} \quad (Gl. 13)$$

$$A_{\text{öl_Außen}} = A_{Außen} \quad (Gl. 14)$$

$$V_{Außen}(X_{Außen}) = (l_{0\ Außen} - X_{Außen}) * A_{Außen} \quad (Gl. 15)$$

Betrachtet man nun die beiden Kammern für den Fall der Kolbenauslenkung separiert voneinander ergeben sich die Gleichungen:

$$p_{0\ Innen} * V_{0\ Innen} = p_{Innen}(X_{Innen}) * V_{Innen}(X_{Innen}) \quad (Gl. 16)$$

$$p_{0\ Außen} * V_{0\ Außen} = p_{Außen}(X_{Außen}) * V_{1\ Außen}(X_{Außen}) \quad (Gl. 17)$$

Ergänzt man nun die Gleichungen 16, 17 mit den Gleichungen 10, 11, 12 und 15 für die Volumina folgt:

$$p_{0\text{Innen}} * l_{0\text{Innen}} * A_{\text{Innen}} = p_{\text{Innen}}(X_{\text{Innen}}) * (l_{0\text{Innen}} + X_{\text{Innen}}) * A_{\text{Innen}} \quad (\text{Gl. 18})$$

$$p_{0\text{Außen}} * l_{0\text{Außen}} * A_{\text{Außen}} = p_{\text{Außen}}(X_{\text{Außen}}) * (l_{0\text{Außen}} + X_{\text{Außen}}) * A_{\text{Außen}} \quad (\text{Gl. 19})$$

Durch eine Umformung dieser beiden Gleichungen nach $p_{\text{Innen}}(X_{\text{Innen}})$ bzw. $p_{\text{Außen}}(X_{\text{Außen}})$ ergibt eine mathematische Beschreibung des Innen- und Außendrucks in Abhängigkeit der Auslenkungslänge X_{Innen} , $X_{\text{Außen}}$.

$$p_{\text{Innen}}(X_{\text{Innen}}) = \frac{p_{0\text{Innen}} * l_{0\text{Innen}}}{l_{0\text{Innen}} + X_{\text{Innen}}} \quad (\text{Gl. 20})$$

$$p_{\text{Außen}}(X_{\text{Außen}}) = \frac{p_{0\text{Außen}} * l_{0\text{Außen}}}{l_{0\text{Außen}} - X_{\text{Außen}}} \quad (\text{Gl. 21})$$

Über den allgemeinen Zusammenhang zwischen Druck und Kraft lassen sich somit die Federkräfte der beiden Kammern in Abhängigkeit vom Hubweg X beschreiben.

$$F_{\text{Innen}} = A_{\text{Innen}} * p_{\text{Innen}}(X_{\text{Innen}}) \quad (\text{Gl. 22})$$

$$F_{\text{Außen}} = A_{\text{Außen}} * p_{\text{Außen}}(X_{\text{Außen}}) \quad (\text{Gl. 23})$$

Wie im Lösungsansatz 2 schon beschrieben müssen aufgrund der Gegenläufigkeit der beiden Kräfte zur Bestimmung der resultierenden Federkraft F_{Feder} diese voneinander subtrahiert werden.

$$F_{\text{Feder}} = F_{\text{Außen}} - F_{\text{Innen}} \quad (\text{Gl. 24})$$

Zusammenfassend stellt sich die Federkraft F_{Feder} der Zweikammer-Luftdruckfeder wie folgt dar:

$$F_{\text{Feder}} = A_{\text{Außen}} * \frac{p_{0\text{Außen}} * l_{0\text{Außen}}}{l_{0\text{Außen}} - X_{\text{Außen}}} - A_{\text{Innen}} * \frac{p_{0\text{Innen}} * l_{0\text{Innen}}}{l_{0\text{Innen}} + X_{\text{Innen}}} \quad (\text{Gl. 25})$$

Alle Variablen dieser Formel sind unbekannt, deshalb müssen einige Vorentscheidungen getroffen werden bevor diese formelmäßigen zusammenhänge in einer Excel Tabelle mit konkreten Zahlenwerten dargestellt und berechnet werden können. Der Hub des inneren Kolbens ist dabei der erste Anhaltspunkt. Er wird aus dem Hookeschen Gesetz für die Federkraft (Gl. 4) abgeleitet und beträgt 46mm. Daraus folgt das der innere Kolben in der Ruhelage schon um mindestens 46mm über dem Zylinderboden platziert sein muss. Bildet man daraus die Differenz zur maximalen zulässigen Gesamtlänge des Systems ergeben sich $135\text{mm} - 46\text{mm} = 89\text{mm}$ verbleibende Länge. Geht man davon aus das der

Zylinderdeckel, Zylinderboden und die Kolbendicke rund 55mm in Anspruch nehmen kommt man auf eine verbleibende Anfangslänge $l_{0\text{Innen}}$ von 34mm .

Aus dem Gesetz der umgekehrten Proportionalität von Volumen und Druck bei idealen Gasen lässt sich schließen, dass die äußere Kammer für eine möglichst lineare Federkennlinie annähernd doppelt so groß wie der zu verrichtenden Hub gewählt werden sollte. Dies würde bei einem Übersetzungsverhältnis von 1:1 der beiden Kammern eine Kammerlänge $l_{0\text{Außen}}$ von $2 * 46\text{mm} = 92\text{mm}$ angeben. Anders wie beim Innenkolben kann die Ruhelage des Außenkolbens frei bestimmt werden, da die Außenkammer eine Kompression erfährt. Zieht man also den Platzbedarf von Zylinderdeckel, Zylinderboden und Kolbendicke von der Gesamtlänge ab ergibt sich eine verfügbare Anfangslänge $l_{0\text{Außen}}$ von 80mm . Eine gewünschte Kammerlänge von 92mm ist geometrisch nicht möglich. Daraus kann man schlussfolgern, dass das Übersetzungsverhältnis $\frac{A_{\text{Innen}}}{A_{\text{Außen}}} < 1$ gewählt werden sollte. Damit

verkürzt sich der Hub des äußeren Kolbens. Hierzu wird eine Übersetzung von $\frac{A_{\text{Innen}}}{A_{\text{Außen}}} = 0,5$ angenommen. Dieser Wert wird am Ende, je nach Berechnungsergebnis, nachträglich angepasst. Der Hub des Außenkolbens beträgt nach dieser Annahme $46\text{mm} * 0,5 = 23\text{mm}$. Die Länge $l_{0\text{Außen}}$ wird damit im ersten Berechnungsschritt mit 50mm bestimmt.

Da zu diesem Zeitpunkt noch keine Aussage über die entstehenden Drücke getroffen werden können wird für die erst Berechnung außerdem von einer 1mm Zylinderwandstärke ausgegangen. Daraus folgt ein außen Durchmesser des außen Kolbens von $\text{max. } \varnothing 60\text{mm} - 2 * 1\text{mm} = \varnothing 58\text{mm}$. Die innere und äußere Kolbenfläche stehen über die im vorrangegangen festgelegt Übersetzung in Abhängigkeit voneinander. Zusätzlich ist die innere Kolbenfläche fluidseitig $A_{\text{Innen_fluid}}$ von der Kolbenstange über die Beziehung (Gl. 26) abhängig.

$$A_{\text{Innen_fluid}} = A_{\text{Innen}} - A_{\text{Kolbenstange}} \quad (\text{Gl. 26})$$

Die Kolbenstange ist im Hinblick auf den Befestigungsmechanismus des Stahlseils und der Materialstreckgrenze R_e bei Belastung mit einem Durchmesser $> 7\text{mm}$ zu wählen. Detaillierte Informationen dazu sind unter dem Kapitel Kolbenstange zu finden. Um eine Sicherheit für eventuelle Zusatzbelastungen zu erreichen wird die Kolbenstange mit einem Durchmesser von $\varnothing 8\text{mm}$ (bzw. $\varnothing 8,4\text{mm}$, um mit der Übersetzung von 0,5 an den Zylinderrohrdurchmessern gerade Zahlen zu erreichen) gewählt. Über das Übersetzungsverhältnis ergibt sich eine Außenfläche von 1652mm^2 und dementsprechend eine Innenfläche von 826mm^2 .

Zusammenfassend bedeutet das für die nachfolgende Excel Berechnung:

$$\begin{aligned}
l_{0 \text{ Außen}} &= 50\text{mm} \\
l_{0 \text{ Innen}} &= 34\text{mm} \\
X_{\text{Innen}} &= 46\text{mm} \\
A_{\text{Innen}} &= 826\text{mm}^2 \\
A_{\text{Außen}} &= 1652\text{mm}^2 \\
X_{\text{Außen}} &= 23\text{mm}
\end{aligned}$$

$$\text{Übersetzungsverhältniss} \frac{\text{Innen}}{\text{Außen}} = 0,5$$

Um einen besseren Überblick über die Vielzahl an Gleichungen zu erhalten und das Gedankenspiel anhand von konkreten Werten zu analysieren ist hierzu eine Berechnungstabelle mit dem Programm Microsoft Excel erstellt worden. Damit das Modell später mit wenigen intelligenten Änderungen dynamisch anpassen werden kann werden im Vorfeld einige weitere formelmäßige Vereinfachungen getroffen.

$$A_{\text{Innen}} = A_{\text{Außen}} * \text{Übersetzungsverhältniss} \quad (\text{Gl. 27})$$

$$X_{\text{Außen}} = X_{\text{Innen}} * \text{Übersetzungsverhältniss} \quad (\text{Gl. 28})$$

$$p_{0 \text{ Außen}} = p_{0 \text{ Innen}} * \text{Übersetzungsverhältniss} \quad (\text{Gl. 29})$$

$$A_{\text{Außen}} = \frac{D_{A \text{ Außen}}^2 * \pi}{4} - \frac{D_{A \text{ Innen}}^2 * \pi}{4} \quad (\text{Gl. 30})$$

$$D_{I \text{ Außen}} = D_{A \text{ Innen}} - \text{Zylinderwandstärke} \quad (\text{Gl. 31})$$

$$D_{\text{Kolbenstange}} = \sqrt{\left(\frac{\pi * D_{I \text{ Außen}}^2}{4} - A_{\text{Innen}}\right) * \frac{4}{\pi}} \quad (\text{Gl. 32})$$

$$l_{0 \text{ Außen}} = l_{0 \text{ Innen}} * \text{Übersetzungsverhältniss} \quad (\text{Gl. 33})$$

$$F_{\text{Außen}} = F_{\text{Innen}} * \text{Übersetzungsverhältniss} \quad (\text{Gl. 34})$$

Zur Bestimmung der Anfangsdrücke wird die Bewegungsbedingung (Gl. 25)

$$F_{\text{Feder}} = A_{\text{Außen}} * \frac{p_{0 \text{ Außen}} * l_{0 \text{ Außen}}}{l_{0 \text{ Außen}} - X_{\text{Außen}}} - A_{\text{Innen}} * \frac{p_{0 \text{ Innen}} * l_{0 \text{ Innen}}}{l_{0 \text{ Innen}} + X_{\text{Innen}}} \quad (\text{Gl. 25})$$

und nach $p_{0 \text{ Innen}}$ umgestellt.

$$p_{0 \text{ Innen}} = \frac{F_{\text{Feder}}}{A_{\text{Außen}} * \frac{\text{Übersetzungsverhältniss} * l_{0 \text{ Außen}}}{l_{0 \text{ Außen}} - X_{\text{Außen}}} - A_{\text{Innen}} * \frac{p_{0 \text{ Innen}} * l_{0 \text{ Innen}}}{l_{0 \text{ Innen}} + X_{\text{Innen}}}} \quad (\text{Gl. 35})$$

Die Excel Berechnung ist unter dem Anhang O zu finden.

Der Tabelle kann entnommen werden, dass zusätzlich zu dem oben beschriebenen Berechnungsziel die Linearitäts- und Steifigkeitsabweichungen der Idealgeraden berechnet wurden. Diese Werte sind in dem Zusammenhang sinnvoll zu bestimmen, um ein Gefühl für

die Nicht-Linearitäten, mit denen die Regelungstechniker später arbeiten müssen, zu bekommen.

Aus den Ergebnissen wird ersichtlich, dass bei einer Belastung von 2000N eine Steifigkeit von $43,5 \frac{N}{mm}$ erreicht wird. Um eine Steifigkeit von $190 \frac{N}{mm}$ unter der Last von 4kN zu erreichen muss der Druck der äußeren Kammer auf 70 bar und gleichzeitig der Druck der inneren Kammer auf 140bar erhöht werden. Im Hinblick auf das spätere Befüllen der Kammern wäre ein niedrigerer Druck in den Kammern vorteilhaft. Durch geringe Anpassung der Übersetzung auf 0,6 erreicht man bei derselben Steifigkeit und Belastung einen Wert von 100bar in der inneren Kammer, mit welchem gut gearbeitet werden kann.

Wirft man allerdings einen Blick auf die Prinzipskizze (Abb. 22) erkennt man, dass der Arbeitsdruck der Luftfeder nicht gleich dem maximal herrschenden Druck ist. Geht man von dem Fall aus, das man die Situation einer geschlossenen Drossel, einer Maximalbelastung an der Kolbenstange von 4000N und einen maximalen Betriebsdruck der Feder hat, ergibt sich für die ölseitige Innenkammer einen Gesamtdruck von

$$p_{max} = 100bar + \frac{4000N}{754mm^2} * 10 = 153bar \quad (Gl. 36)$$

Nun gilt es alle anderen Bauteile nach den vorherrschenden Maximaldrücken auszulegen und die Excel-Tabelle mit den entsprechenden Werten zu ergänzen. Im Folgenden werden die Auslegungen aller Bauteile mit den analysierten Daten erläutert und berechnet. Durch verschiedene Anpassungen der Excel-Tabelle wurde letzten Endes die perfekte Kombination aller variablen eruiert und umgesetzt. Die Excel-Tabelle der Luftfeder, mit allen angepassten Werten ist im Anhang N zu finden.

9.8 Zusammenbaukonzept

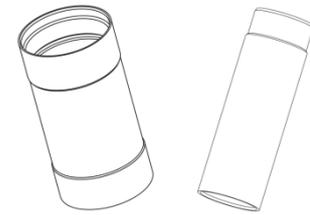
Bevor mit der Auslegung der restlichen Konstruktionsteile begonnen werden kann, muss ein Konzept entwickelt werden, mit dessen Hilfe sich die Einzelteile später einfach und funktionsbezogen zu einer Gesamtbaugruppe fügen lassen.

Möglichkeiten diese miteinander zu verbinden gibt es viele. Es sollte jedoch immer im Hinterkopf behalten werden jedes Part so einfach wie möglich konstruiert und fertig zu können. Eine einfache Montage und Demontage muss zu einem späteren Zeitpunkt gegeben sein. Das Konzept sieht eine Gesamtbaugruppe bestehend aus insgesamt 32 Einzelteilen vor, die über Steck- und Gewindeverbindungen gefügt werden. Wie auf der Zusammenbauzeichnung im Anhang M zu sehen, besteht das Feder-Dämpfer-Element aus: Innenzylinderrohr, Außenzylinderrohr, Anschlagrohr, Innenkolben, Außenkolben, Kolbenstange, Zylinderboden, Zylinderdeckel, Drucksensoren, Ventile, Drosseleinheit und Sicherheitssystem.

Im Außenrohr befindet sich jeweils ein Innengewinde an der Unter- und Oberseite, passend zu den Außengewinden im Zylinderdeckel und -boden. Das Zylinderinnenrohr wird durch ein

Übergangspassungssystem zwischen Deckel und Boden geklemmt. Der Innenkolben und die dazugehörige Zylinderstange werden aufgrund der Materialersparnis im Fertigungsprozess in 2 Teile aufgesplittet und über ein Normgewinde miteinander verbunden. Das Drossel- und Sicherheitssystem werden in den Zylinderboden integriert.

9.9 Zylindereinheit



9.9.1 Zylinderrohre (Anhang E, I; Abb. 23):

Abbildung 23: Innen- und Außenzylinderrohr

Die Konstruktion benötigt ein Außen- und Innenzylinderrohr, um die inneren und äußeren Druckkammern voneinander zu trennen. Auf den beiden Innenflächen der Zylinderrohre sowie auf der Außenfläche des inneren Zylinderrohrs gleiten die Dichtungsringe der jeweiligen Zylinderkolben. Deshalb muss die Oberflächengüte und Formtoleranz gemäß dem im Punkt Dichtungssystem beschriebenen Anforderungen entsprechen. Die Genauigkeit der Formtoleranzen und Oberflächengüte von Rohr-Innendurchmessern stellt allerdings hinsichtlich einfach herzustellender Einzelteile ein erhebliches Problem dar. Diese müssten über die komplette Länge mit einem Innenmeißel feingedreht (Ra0,2-0,4) werden, was ohne größeren Aufwand selten zu der geforderten Genauigkeit führt. Abhilfe schaffen auf dem Markt erhältliche Hydraulikrohre, die im Bereich des Innendurchmessers den verlangten Ansprüchen entsprechen.

Unter dem Punkt Luftfeder wurden für die Geometrie der Innen- und Aussenkammern vorläufige Abmaße von:

1. Innenzylinderrohr: Innendurchmesser = 33,5mm; Außendurchmesser = 35mm;
2. Außenzylinderrohr: Innendurchmesser = 58mm; Außendurchmesser = 60mm;

festgelegt.

Resultierend aus der Marktforschung wird deutlich, dass die aus der Luftfederberechnung ermittelten Durchmesser nicht dem Markt typischen Standardabmaßen entsprechen. Die beste Auswahl bieten kaltgezogenen Rohrprofile mit einer Oberflächengüte von Ra0,4 und einer Bohrungstoleranz von H8. Die Auswahl fällt hierbei auf einen Innendurchmesser von 54H8 für das Außenrohr und 32H8 das Innenrohr. Beide Rohre werden aufgrund guter Materialeigenschaften aus St52 BK+S gedreht.

Das Fertigen von Außendurchmessern stellen mit den heutigen Dreh- und Schleiftechniken kein Problem dar und wird deshalb gemäß dem in der Luftfederberechnung festgelegten Übersetzungsverhältnisses von 0,6 zwischen Innen- und Aussenkammer angepasst. Die Anpassung der Druckfederberechnung ist unter dem Anhang N zu finden.

Berechnung:

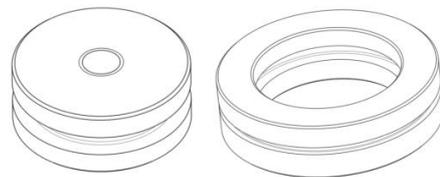
Für die Berechnung der Mindestwandstärke unter Druck stehender Zylinderrohre existieren fertige Behälterformeln.

$$t = \frac{D_A \cdot p_e}{2 \cdot \frac{K}{S}} \quad (\text{Gl. 37})$$

Dabei repräsentiert t die Wandstärke in [mm], D_A den Manteldurchmesser [mm], p_e [bar] den Betriebsdruck, K den Festigkeitskennwert des Werkstoffes [$\frac{N}{mm^2}$] und S den Sicherheitsbeiwert. Setzt man nun die soeben ermittelten Werte und einen Festigkeitskennwert R_e von $480 \frac{N}{mm^2}$, ausgelesen aus dem Datenblatt für St52 BK+S ein, ergibt sich eine Wandstärke von 2,09mm für das Außenrohr und 1,27 für das Innenrohr bei einer gewählten Sicherheit von 3,5.

Passungswahl:

Dynamische beanspruchte Dichtungsflächen erhalten eine Spielpasspaarung H/f , alle statischen Dichtflächen die Übergangspassung H/h .



9.9.2 Kolben (Anhang C, J; Abb. 24):

Abbildung 24:
Innen- und Außenkolben

Die beiden Kolben erfüllen im Zusammenspiel mit dem Zylinderdeckel, -boden und den -rohren die Aufgabe der Volumenverkleinerung bzw. -vergrößerung je nach Betrachtungsrichtung. Mit Hilfe eines inkompressiblen Fluides lassen sich so Kräfte zwischen der Innen- und Außenkammern übertragen. Zusätzlich trennen die Kolben in diesem speziellen Fall die Ölkammern von den Luftkammern.

Am Innenkolben, wie im Zusammenbaukonzept beschrieben, ist die Kolbenstange über ein Feingewinde M8x0,75 befestigt. Da die Zylinderrohre aus ST52 BK+S gefertigt werden, ist es sinnvoll einen passenden Kunststoff mit guten Gleiteigenschaften für die Kolben zu wählen. Das erspart einen zusätzlichen Konstruktionsaufwand für entsprechende Gleitringe. Gleitringe müssten aus dem Grund des „Materialfressens“ zwischen zwei metallische Werkstoffe vorgesehen werden. „Fressen“ von Material umschreibt das Kaltverschweißen von zwei ständig unmittelbar aufeinander reibenden Metallen. Zwischen Metall/Kunststoff ist das Kaltverschweißen ausgeschlossen.

Aufgrund der Verbindung zwischen Innenkolben und Kolbenstange durch ein Gewinde muss besonderes Augenmerk auf die Festigkeitskennwerte des Kunststoffes gelegt werden. Da die Gewindeverbindung nur über eine geringe Auflagefläche verfügt und somit ein abscheren der Gewindegänge in Betracht gezogen werden muss. Die Tragfähigkeit des Gewindes wurde vereinfacht über den tragenden mittleren Querschnitt des Gewindes überschlagen. Dabei berechnet man die Querschnittsfläche eines Gewindegangs am mittleren Gewindedurchmesser $6,54 \text{ mm}^2$, multipliziert diesen mit der Anzahl tragender Gewindegängen, in diesem Fall 9 und dividiert 4000N mit diesem Ergebnis, so erhält man eine wirkende Durchschnittsspannung von $67,96 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ im Material. Ist dieser Spannungskennwert mit einem gewissen Sicherheitsfaktor kleiner dem Dauerfestigkeitskennwert des gewählten Materials kann davon ausgehen werden, dass das gewählte Material den Lastbedingungen standhält.

Passungswahl:

Im Punkt Zylinderrohre erwähnt, fällt aufgrund der dynamischen Beanspruchung und des verwendeten Dichtprinzips die Passungswahl auf eine Spielpassung H/f. Auch die Nutgründe, in denen sich später die Dichtringe befinden, sind nach dem technischen Datenblatt mit H für Bohrungsdurchmesser bzw. h für Wellendurchmesser zu wählen.

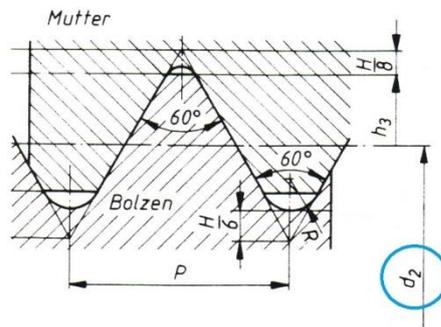


Abbildung 25: Zeichnung eines Metrischen
(Gewindes http://www.fachlexika.de/technik/mechatronik/gewinde_metrisch.jpg)

9.9.3 Kolbenstange (Anhang K):

Die Kolbenstange hat die Aufgabe der Kraftübertragung. Sie verbindet den Innenkolben mit dem Stahlseil, an dem die Nutzlast angreift. Aus gewichtstechnischen Gründen wurde für dieses Bauteil die Aluminiumlegierung 7075 ausgewählt. 7075 ist eine hochfeste Aluminiumlegierung bestehend aus: Aluminium, Zink und Magnesium. Die wichtigsten Festigkeitskennwerte sind die Dauerfestigkeit $= 159 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, Zugfestigkeit $R_e = 503 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ und die Bruchfestigkeit $R_M = 572 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Über den Dauerfestigkeitskennwert und der maximal wirkenden Nutzlast von 4000N , lässt sich relativ einfach über die Formel der Zugspannung,

die minimal zulässige Kolbenstangenfläche $A_{Min_Kolbenstange}$ von $25,5mm^2$ und dem daraus resultierende Kolbenstangendurchmesser von mindestens $\varnothing 5,7mm$ bestimmen.

$$\sigma_{Zug} = \frac{F_{Nutz}}{A_{Kolbenstange}} \quad (Gl. 38)$$

$$A_{Min_Kolbenstange} = \frac{\pi \cdot d_{Kolbenstange}^2}{4} \quad (Gl. 39)$$

Allerdings wird der gewählte Befestigungsmechanismus des Stahlseils durch ein M4 Innengewinde mit der Kolbenstange verbunden. Nenndurchmesser einer M4 Bohrung ist 4mm. Somit ergibt sich eine resultierende Stangenfläche $A_{Kolbenstange} = A_{Min_Kolbenstange} + A_{M4_Gewinde} = 37,7mm^2$ und damit ein Durchmesser von mindestens $7mm$.

$$A_{Kolbenstange} \geq A_{Min_Kolbenstange} \quad (Gl. 40)$$

$$A_{Kolbenstange} = \frac{\pi \cdot (d_{Kolbenstange}^2 - d_{Bohrung}^2)}{4} \quad (Gl. 41)$$

Am gegenüberliegenden Ende des Stangenprofils ist ein M8x0,75 Außengewinde zum Verbinden des Innenkolbens mit der Kolbenstange. Da der Nenndurchmesser eines M8 Außengewindes $\varnothing 8mm$ entspricht, wird der komplette Kolbenstangendurchmesser auch mit dem Durchmesser 8mm ohne Abstufung bestimmt und nicht nach dem Mindestdurchmesser 7mm. Dies erspart Zeit und Geld bei der Fertigung.

Da die Kolbenstange ein ständig bewegtes Teil ist und damit permanent über den im Kapitel Dichtungssysteme beschriebenen Stützring aus PTFE des Zylinderbodens gleitet, muss die Oberfläche vor Abrasion mittels spezieller Vorbehandlung geschützt werden. Für diesen Fall wurde eine Eloxidschicht von $20\mu m$ vorgesehen. Eloxieren ist ein elektrolytisches Oxidieren von Aluminiumwerkstoffen und dient als zusätzliche Schutzschicht auf der Oberfläche. Überdies verbessert diese künstlich hergestellte Oxidschicht die Gleiteigenschaften des Materials.

Passungswahl:

Auch hier ist der Außendurchmesser eine dynamisch beanspruchte Dichtfläche, was eine f Passung nach sich zieht.

9.9.4 Zylinderdeckel: (Anhang D)

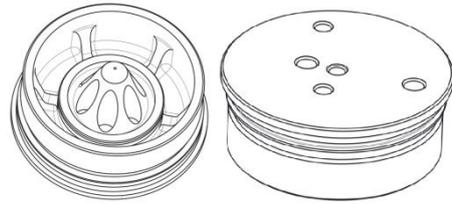


Abbildung 26: Zylinderdeckel

Der Zylinderdeckel stellt die Verbindung zwischen Stahlseil und Federdämpfungselement über eine zentrisch abgebohrte M5 Gewindebohrung sicher. Zusätzlich zentriert er das Innenrohr und dichtet die beiden Druckkammern über einen statischen Quadring gegeneinander ab. Die außergewöhnliche geometrische Beschaffenheit des Deckels beruht auf der hohen zentrischen Belastung durch Zugkräfte des Stahlseiles und Druckkräfte der beiden Luftdruckkammern. Zur Verteilung der hauptsächlich zentrisch wirkenden Kräfte über die komplette Deckelgeometrie wurde der mittlere Durchmesser sehr massiv gestaltet und der äußere Bereich durch Rippen verstärkt. Die fünf Sacklochbohrungen $\varnothing 6\text{mm}$ dienen der Gewichtsersparnis und der Volumenvergrößerung der Unterdruckkammer. Auf die spezielle Form- und Festigkeitsberechnung verschiedener Varianten wird im Punkt FEM Analyse näher eingegangen. Auch bei diesem Konstruktionsteil fällt die Wahl des Materials auf die hochfeste Aluminiumlegierung 7075. Im Innen- und Außenkammerbereich sind jeweils $\frac{1}{16}$ Zoll NPD Gewinde, als universeller Pneumatik Anschluss zum Befüllen und M5 Gewinde zur Druckmessung der Kammern vorgesehen. Die zerstörungsfreie Verbindung des Deckels mit dem Zylinderaußenrohr bildet ein M55x0,75 Sondergewinde.

Auch hier wurde nach der unter dem Punkt Zylinderkolben beschriebene Vorgehensweise das Gewinde auf dessen Belastungsgrenzen berechnet. Ergebnis der Berechnung ist eine Tragfähigkeit von 105,6kN auf Dauerstandsfestigkeit. Durch die hohe Belastung und die unterschiedliche Materialpaarung Aluminium/Stahl des Deckels und Außenrohrs, können in der Gewindezone Kaltverschweißungen auftreten. Als vorbeugende Maßnahme wurde auch dieses Bauteil mit einer Schichtdicke von 20 μm eloxiert. Die beiden Nuten im Bereich der Passungsdurchmesser sind Dichtnuten für das hier verwendete Dichtsystem.

Passungswahl:

Respektive zu den in den Zylinderrohren gewählten Passdurchmessern im statischen Dichtbereich, sind die gewählten Passungen aus der H-Passungsfamilie. Alle anderen Passungen sind mit h9 für die Nutgründe aus dem technischen Datenblatt des Dichtsystems entnommen.

9.9.5 Zylinderboden (Anhang B; Abb. 27):

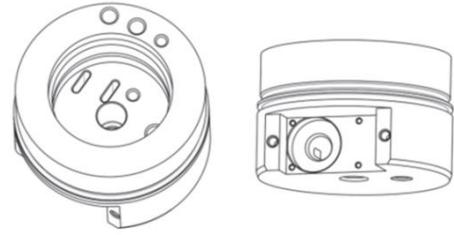


Abbildung 27: Zylinderboden

Der Zylinderboden hat die Aufgabe die beiden Ölkammern von der Umgebung zu trennen und diese über ein Drosselsystem zu verbinden. Zusätzlich beinhaltet dieser auf Grund des zur Verfügung stehenden Platzes das Sicherheitssystem. Seine Form ergibt sich aus dem Platzbedarf der Druckfeder, der integrierten Elemente und den in der Anforderungsliste aufgeführten maximalen geometrischen Abmessungen. Den Innenkammerbereich bildet der große Innendurchmesser $\text{Ø}36\text{mm}$. In der darauf folgenden Passungsbohrung $\text{Ø}34\text{H}7$ wird das Zylinderinnenrohr zentriert und das Dichtsystem in Form einer Nut integriert. Die Langlöcher, die im Innenbereich zu sehen sind, stellen die Verbindung zwischen Innenkammer und Drosselbohrung dar. Die zentrierte Durchgangsbohrung $\text{Ø}8,4\text{mm}$ ist zur Führung der Kolbenstange. Da auch Ölseitig eine Nachfüllmöglichkeit und Drucküberwachung nötig ist, siehe Hydraulikschaltplan Abbildung 20, wird zusätzlich eine Durchgangsbohrung mit einem $\frac{1}{16}$ Zoll NPD Gewinde für entsprechende Anschlusselemente vorgesehen. Die noch nicht beschriebene Bohrung dieses Bereiches ist der Zulaufkanal des Sicherheitssystems.

Der Außenkammerbereich ist eingegrenzt durch den inneren Durchmesser $\text{Ø}36$ und dem äußeren Sondergewinde $\text{M}55 \times 0,75$. Hier sind drei Sacklochbohrungen zusehen. Die zwei größeren nebeneinander liegenden Bohrungen dienen, wie die Langlöcher des Innenbereichs, der Verbindung zwischen Außenkammer und Drosselbohrung. Die dritte Bohrung ist als Ablaufkanal für das Sicherheitsventil gedacht. Das auf dem außen liegenden Durchmesser eingezeichnete Sondergewinde $\text{M}55 \times 0,75$ dient der zerstörungsfreien Verbindung zwischen Zylinderaußenrohr und Zylinderdeckel. Über diese Verbindung wird, wie im Kraftflussmodell Abbildung 21 dargestellt, die auf den Zylinderboden wirkenden Druckkräfte in das Außenrohr in Form von Zugspannungen übertragen. Genau wie beim Zylinderdeckel wurde auch hier aus Gründen der Kaltverschweißung im Bereich des Gewindes eine Eloxid-Oberflächenbehandlung des gesamten Bodens festgelegt.

Im unteren Bereich des Zylinderbodens liegen zwei große Horizontalbohrungen, die zum einen für das Drosselrohr und zum anderen für die Feder, Kugel und Gewindestift des Sicherheitssystems vorgesehen sind. Die gewindelose Bohrung ist hierbei das der Drossel. Vor der Drosselbohrung befinden sich eine weiträumig angelegte Aussparung und eine zusätzliche Bohrungserweiterung auf den Durchmesser $\text{Ø}16\text{H}7$. In dieser Aussparung sitzt später die Motoreinheit, befestigt über die 2 außenliegenden $\text{M}3$ Gewindebohrungen. Die Bohrungserweiterung ist für das im Kapitel Motoreinheit beschriebene Rillenkugellager. Um dieses Kugellager kraftschlüssig in der Bohrung zu fixieren ist es über die

übriggebliebenen 4 Gewindebohrungen mittels eines Haltebleches gesichert. An den beiden innenliegenden Bohrungen 34H7, 8,4H7 und auf der äußersten Umfangsfläche sind Nuten für den Sitz der Dichtsysteme vorgesehen.

Passungswahl:

Alle Passungen an diesem Part sind mit dem Buchstaben groß H für die Bohrung bzw. dem Buchstaben klein h für den Wellendurchmesser gewählt.

9.9.6 Anschlagrohr:

Die grundsätzliche Aufgabe des Anschlagrohrs ist es, den Innenkolben in einem vorbestimmten Abstand von 46mm über dem Zylinderboden zu positionieren. Es besitzt einen Außendurchmesser von 32mm und eine Zylinderwandstärke von 1mm. Um das Rohr mit möglichst wenig Zerspanarbeit fertigen zu können wurde hierfür ein PFC Elektronikrohr mit einem Innendurchmesser von 29mm und einen Außendurchmesser von 32mm aus Internetrecherchen gewählt.

9.10 FEM Analyse

Die Finite Elemente Methode ist ein mathematisches Verfahren zur Lösung von Differentialgleichungen. Im Ingenieurwesen wird auf Basis dieses mathematischen Verfahrens die Festkörpersimulation bzw. die sogenannte Finite Elemente Analyse durchgeführt. Zur Analyse des Verformungs- und Spannungsverhaltens einiger 3D-Prototypen wurde die Software PTC Creo Simulate, eine Erweiterung für PTC Creo Parametric verwendet.

9.10.1 Zylinderdeckel:

Ziel der Simulation ist es, das Verformungsverhalten des 3D Prototypen unter Maximalbelastung zu bestimmen, zu analysieren und falls nötig konstruktive Maßnahmen vorzunehmen. Ein kritischer Bereich ist in diesem Bauteil, die Verbindung des Zylinderdeckels mittels eines Feingewindes M55x0,75 mit den Zylinderaußenrohr. Die relativ starke Belastung im Innenkammerbereich, verursacht durch die Zugkraft des Stahlseils und die Druckkraft der Innerkammer, führen zu einer Ausbeulung des zentralen Bereichs und damit zu einem Abkippen des Gewindes in Z und X-Richtung. Bedeutet im schlimmsten Fall, bei der geringen Gewindetiefe von 0,46mm ein übereinandergleiten der Gewindegänge. Dies führt zu einer Beeinträchtigung bis hin zum kompletten Verlust der Verbindungsfunktion und damit zum Funktionsausfall der Gesamten Einheit.

9.10.1.1 Randbedingungen:

Als Randbedingung wurde eine feste Einspannung gewählt. Wie auf dem Bild 28 zu sehen, wurde die zentral liegende M5 Bohrung in X, Y und Z Richtung gesperrt. Vergleicht man die gewählten Randbedingungen mit den real herrschenden Bedingungen dieses Bauteils fällt

auf, dass die gewählten Parameter nicht korrekt gewählt sind. Unter Realbedingungen müsste eine feste Einspannung für das M55x0,75 Sondergewinde gewählt werden. Allerdings würde dies für die Simulation ein unverformtes Gewinde bedeuten, welches wiederum der Intention dieser Analyse widerspricht. Um dem Bauteil und den kritischen Flächen ausreichend Bewegungsspielraum zu bieten, wurden daher die beschriebenen Randbedingungsparameter gewählt.

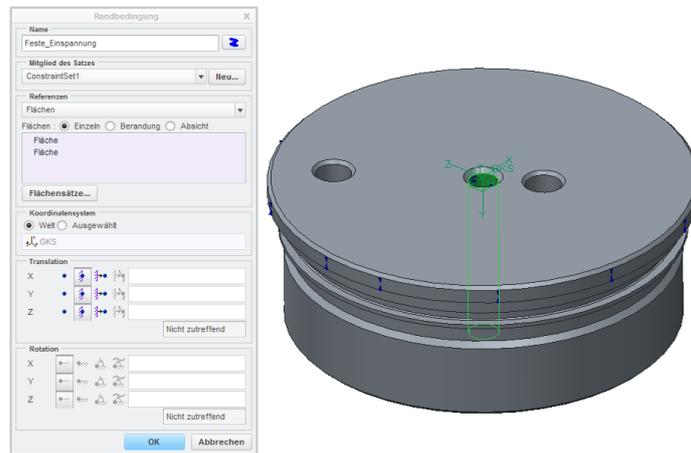


Abbildung 28: Randbedingungen des Zylinderdeckels

9.10.1.2 Lastfälle:

Wie in Abbildung 29 zu erkennen wurden zum einen der Innen- und Außenkammerbereich des Zylinderdeckels vereinfacht und mit dem gleichen Arbeitsdruck von 100bar belastet. Zum anderen wurde das M5 Gewinde für den Befestigungsmechanismus mit einer Zugkraft von 4000N in negativer Z-Richtung beaufschlagt, da das Stahlseil ausschließlich Zugkräfte überträgt. Durch die gewählten Randbedingungen würden diese Lastfälle allerdings zu keinem Ergebnis führen daher wird die Summe dieser Kräfte auf das außenliegende M55x0,75 Sondergewinde übertragen.

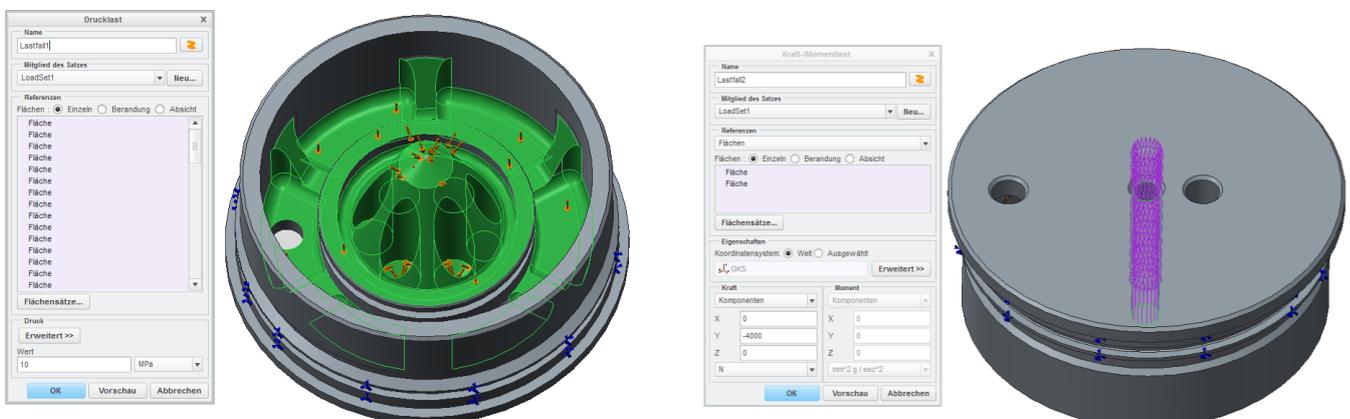


Abbildung 29: Lastfälle des Zylinderdeckels

9.10.1.3 Ergebnis:

Die Ergebnisgrafiken (Abb. 30, Abb. 31) zeigen die Verformung in Z-Richtung. Es ist deutlich zu erkennen, dass die starken Verformungen des Innenbereichs über die kegelige Geometrie im Bereich der zentrischen Befestigungsbohrung und die Rippenverstärkungen des Außenbereichs auf die komplette Zylinderdeckelfläche verteilt werden. Vergleicht man die Abbildung 30 mit dem unverstärkten Bauteil in Abbildung 31 wird auf den ersten Blick deutlich, welche Auswirkungen die Kegolverstärkung und die Rippen bewirken. Um trotz Stabilität ein Augenmerk auf Gewicht und Volumengröße der Innendruckkammer zu legen, wurde im inneren Bereich überflüssiges Material mittels $\varnothing 6\text{mm}$ Sacklochbohrungen entfernt. So entsteht auch im inneren Bereich eine Art Rippengeometrie zur Kraftverteilung. Richtet man den Blick auf den Flächenbereich des M55x0,75 Gewindes wird durch die dunkelblaue und gelbe Einfärbung an den Rippenanbindungen eine Verformung von maximal 0,042mm deutlich. Bei einer Gewindetiefe von 0,46mm liegt eine solche Verformung absolut im Bereich der Toleranz. Das unverstärkte Bauteil hingegen verformt sich bis zu 0,14mm im Bereich des Sondergewindes.

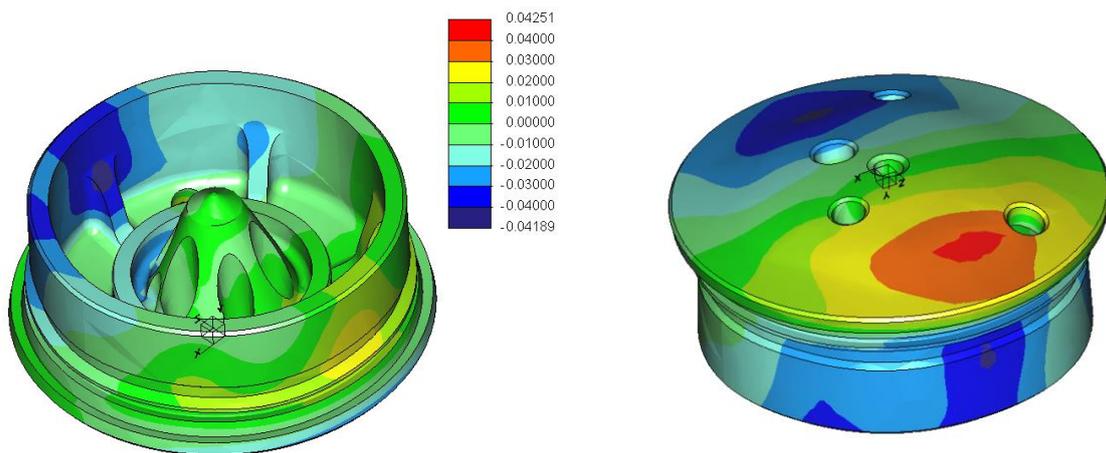


Abbildung 30: Verformungsergebnis in der Z-Achse des rippenverstärkten Zylinderdeckels in [mm]

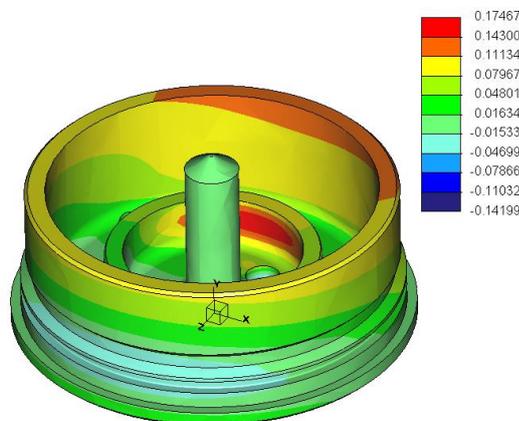


Abbildung 31: Verformungsergebnis des unverstärkten Zylinderdeckels in [mm]

9.10.2 Zylinderboden:

Bei der Finite-Elemente-Analyse des Zylinderbodens ist weniger die Verformung des Bauteiles das Ziel der Berechnung, da durch die Geometriegebung einer Verformungsbewegung in den wichtigen Bereichen ausreichend entgegengewirkt wurde. Allerdings entstehen in dem einen oder anderen Geometriebereich sehr dünne Wandstärke. In der Fertigungszeichnung sind diese Bereiche im Feld I/5 und C/6 zu finden. Deshalb ist speziell für dieses Bauteil die Spannungsanalyse nach Mises gewählt worden.

9.10.2.1 Randbedingungen:

Wie auf dem Bild 32 zu erkennen, wurde die Geometriefläche in dem sich das Feingewinde M55 befindet (Grün markiert), in allen Freiheitsgraden gesperrt. Somit ist eine Bewegung egal in welche Richtung des Koordinatensystems unmöglich.

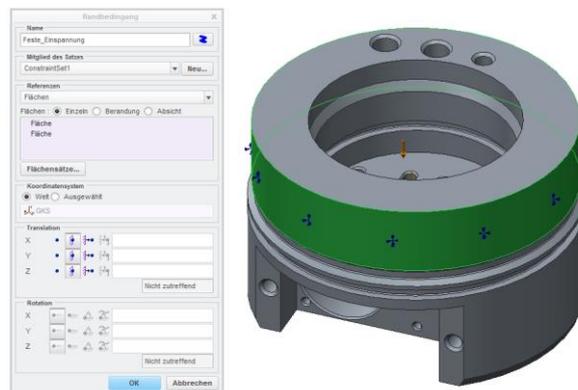


Abbildung 32: Randbedingungen des Zylinderbodens

9.10.2.2 Lastfälle:

Aufgrund der dünnen Wandstärke zwischen Innenbereich und Aussparung für den Servomotor wurde die Innenkammer mit dem Maximaldruck von 153bar belastet. Eine zweite dünnwandige Geometrie ergibt sich im Bereich der Langlöcher wie auf dem Bild 33 zusehen. Alle anderen Teilbereiche sind unkritisch und müssen nicht extra simuliert werden.

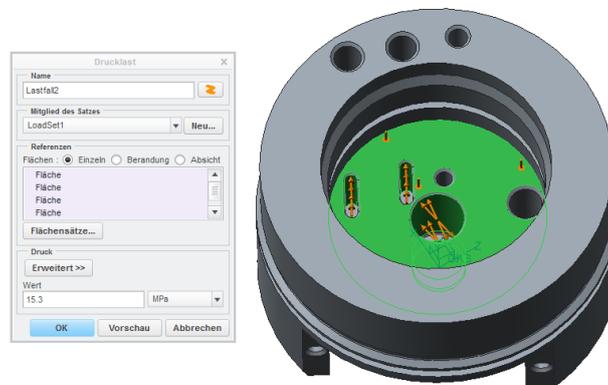


Abbildung 33: Lastfälle des Zylinderbodens

9.10.2.3 Ergebnis:

In den kritischen Bereichen (hellblau eingefärbt) ist ein Spannungsmaximum von 140,5 bis 175,6 MPa anhand der Farblegende zu erkennen. Da der Zylinderboden aus hochfestem Aluminium 7075 gefertigt wird, welches eine Dauerfestigkeit von 159MPa und eine Streckgrenze von 503 MPa besitzt, sind alle auftretenden Materialspannungen unbedenklich. Es bedarf daher keiner weiteren konstruktiven Maßnahmen zum entlasten einzelner Bereiche.

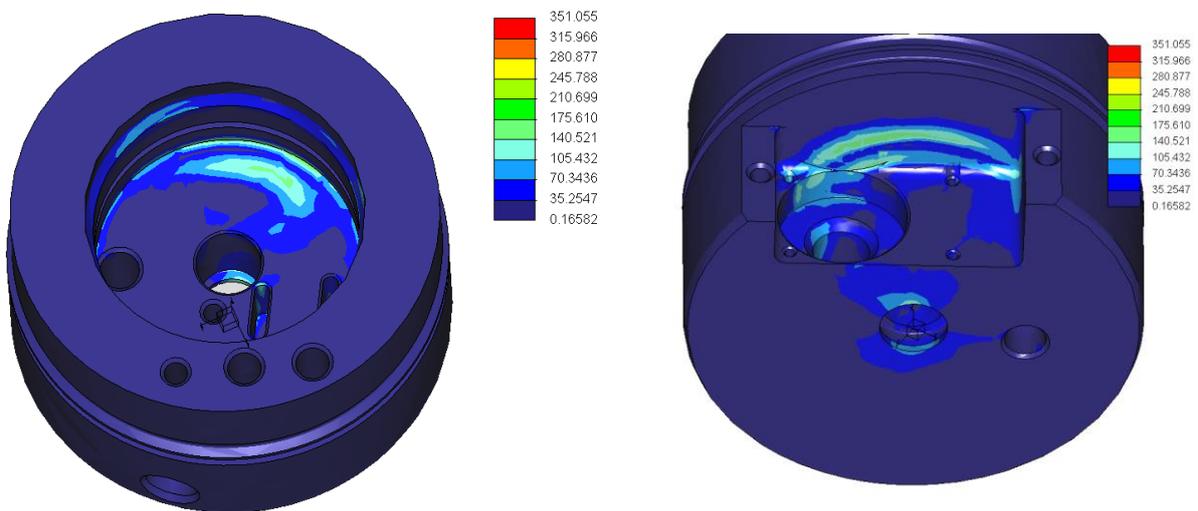


Abbildung 34: Materialspannungsergebnis nach Mises des Zylinderbodens in [MPa]

9.11 Auswahl Öl

Bevor das Drosselsystem berechnet werden kann muss das für die Kraftübertragung zwischen den beiden Kammern zuständige Fluid gewählt werden. Die Anforderungen an das Öl sind zum einen hohe Fließgeschwindigkeit und zum anderen hohe thermische Unabhängigkeit. Bedeutet, ein Öl mit niedriger Viskosität aber hohem Viskositätsindex. Hier bietet sich das Öl HPX R5 der Firma Putoline an. Es besitzt einen Viskositätsindex von 162, eine kinematische Viskosität bei 20°C von $\nu = 49,6 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$ und eine Dichte von $\rho_{\text{öl}} = 0,882 \frac{\text{kg}}{\text{l}}$ bei 15°C. Daraus ergibt sich eine dynamische Viskosität bei 20°C von $\eta = 0,044 \frac{\text{kg}}{\text{m*s}}$

$$\eta = \nu * \rho_{\text{öl}} \quad (\text{Gl. 42})$$

9.12 Drosselsystem

Das Drosselsystem dient der Volumenstromregelung und bildet damit eine Schlüsselfunktion des Gesamtsystems.

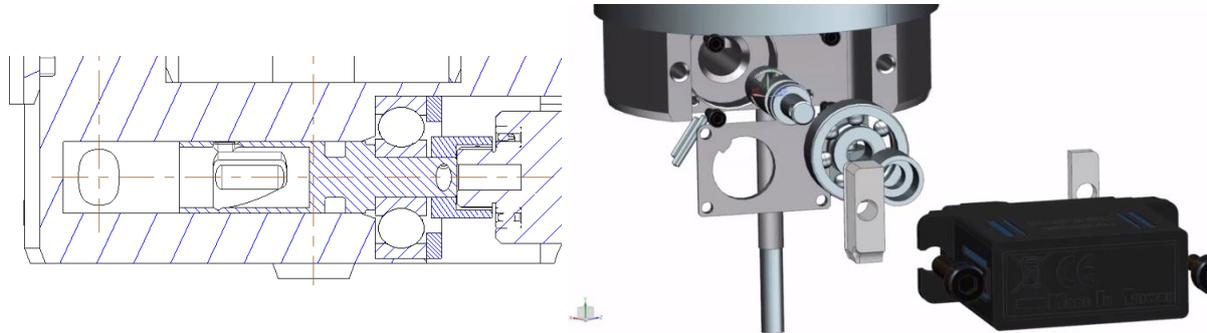


Abbildung 35: Drosselsystem umfassend der Drosselstelle im Zylinderboden, Drosselrohr, Rillenkugellager 634, Lagerblech, Kupplung, Servomotor

9.12.1 Drosselstelle:

Eine Drossel ist ein plötzlich verengter Durchflussquerschnitt und bildet damit einen örtlichen Strömungswiderstand. Nach dem Energiesatz von Bernoulli entsteht dabei eine in dieser Zone erhöhte Strömungsgeschwindigkeit. Die daraus resultierende Druckdifferenz, vor und nach dem Leitungsquerschnitt, kann über die Drosselgleichung für den Volumenstrom

$$Q_{Drossel} = \frac{\pi * r_{Drossel}^4}{8 * \eta * l_{Drossel}} * dp_{Drossel} \quad (Gl. 43)$$

berechnet werden. In diesem Fall gilt der Volumenstrom $Q_{Drossel} \left[\frac{m^3}{s} \right]$, die Länge $l_{Drossel} [mm]$ des Drosselkanals und die dynamische Viskosität $\eta \left[\frac{kg}{ms} \right]$ als konstant. Die anderen Bestandteile der Formel bildet der Drosselradius $r_{Drossel}$ und die Druckdifferenz $dp_{Drossel}$ der Drosselstelle. Der Druckunterschied vor und nach der Drosselstelle führt bei dem gewählten Konstruktionsprinzip zu Energieverlusten. Energieverluste in dem Sinn, dass eine Querschnittsverengung eine Kraft gegen die Strömungsrichtung erzeugt, auch Drosselkraft genannt und damit die Strömungskraft vermindert. Als Folge dessen kann diese „verlorene“ Strömungskraft nicht mehr zum Spannen der Luftfeder genutzt werden. Allerdings ist eine Drosselkraft nötig, um das im Prinzip schwingfähige System der Luftfeder schwingungsfrei zu gestalten. Unter dem Punkt Grundlagen wurden die Einsatzphasen der Drossel genauer analysiert und interpretiert. Ergebnis hiervon, das Drosselsystem wird während der gesamten Standphase des Gehzykluses aktiv genutzt. In dieser Phase muss: zum einen, eine möglichst verlustfreie Entladung der gespeicherten Spannenergie ermöglichen werden, bedeutet eine möglichst große Drosselfläche, zum anderen der Drosselquerschnitt so gewählt werden, dass

eine optimale Einstellung und schnelle Sperrung des Volumenstroms, zum Halten der gespeicherten Spannenergie, durch den Stellmechanismus ermöglicht wird.

Die Hauptaufgabe der Drosselstelle ist es, eine regelbare Strömungsgeometrie bei gleichzeitig geringen Druckverlusten zu erzeugen. Um die optimale Geometrie zu finden, ist es im Vorfeld notwendig, hinsichtlich der maximal zulässigen Drosselkraft eine Abschätzung über den minimal nötigen Drosselquerschnitt zu treffen.

Die maximal zulässige Drosselkraft ist in der Anforderungsliste mit $F_{Drossel} = 1000N$ angegeben. Über die Ölseitige Kolbenfläche A_{Innen_fluid} ergibt sich daraus die erlaubte Druckdifferenz des Drosselsystems von 13,3bar.

$$dp_{Drossel_max} = \frac{F_{Drossel}}{A_{Innen_fluid}} = 13,3bar \quad (Gl. 44)$$

Der Drosselquerschnitt muss daher genau so groß oder klein gewählt werden, dass dabei $\leq 13,3bar$ Druckunterschied zwischen Drosselein und -ausgang herrscht. Wie eingangs bei Drosselgleichung (Gl. 43) zu erkennen, kann der Querschnittsradius $r_{Drossel}$ durch Umstellung dieser bestimmt werden.

$$r_{Drossel} = \sqrt[4]{\frac{Q_{Drossel} * 8 * \eta * l_{Drossel}}{\pi * dp_{Drossel}}} \quad (Gl. 45)$$

Die Länge $l_{Drossel}$ ergibt sich zwangsläufig aus der Konstruktionsumsetzung. In diesem Fall beträgt die Länge $l_{Drossel} = 60,1mm$.

Der Volumenstrom $Q_{Drossel}$ der durch das Drosselsystem fließt ist anhand der Kolbengeschwindigkeit einfach zu ermitteln.

$$Q_{Drossel} = v_{Kolben} * A_{Innen_fluid} \quad (Gl. 46)$$

Wie aus den Anforderungen zu entnommen werden kann, muss die Kraft während der Absprungphase innerhalb von 0,046s bei komplett geöffneter Drossel abgegeben werden. Da der innere Kolben eine Hubbewegung von 46mm verfährt, bedeutet dies eine resultierende Kolbengeschwindigkeit von $v_{Kolben} = 1 \frac{m}{s}$.

Aus diesen Werten lässt sich ein vorläufiger Drosselradius $r_{vor_Drossel}$ errechnen. Diese Abschätzung ist allerdings nur ein Näherungswert, da sich der Druckunterschied aus zwei weiteren Teilen zusammensetzt. Zusätzlich zu den Energieverlusten durch die Querschnittsverengung entstehen innerhalb der Drossellänge, Energieverluste aufgrund von Strömungsumlenkungen und Rohrreibungen. Da der Drosselquerschnitt aber den ausschlaggebenden Einflussfaktor für eine Vielzahl von Berechnungsvariablen darstellt, kann eine minimale Drosselfläche nicht ohne größeren Rechenaufwand exakt berechnet werden.

Deshalb beschränkt man sich hierbei auf einen Flächenbereich in dem sich der Querschnitt befinden muss.

9.12.1.1 Krümmerverluste:

Bei der Strömungsumlenkung entstehen Energieverluste durch Strömungsablösungen und Überlagerung von Sekundärströmungen. (Prof. Dr.-Ing. E. Beese WS-2011) Da das Drosselsystem in den Zylinderboden integriert wird, und das Drosselrohr wie im folgenden Kapitel *Drosselrohr* näher erläutert, eine spezielle symmetrische Nutengeometrie besitzt, gibt es eine Richtungsänderung der Strömung an vier Stellen um 90°. Vereinfacht wird hierbei ein runder Bohrungsquerschnitt und ein Radius der neutralen Faser R_N von 3mm angenommen. Aus diesen Annahmen lassen sich die Druckverluste über die Krümmerformel

$$dp_{Krümmer} = \vartheta_K * \frac{\rho_{\text{öl}}}{2} * v_{\text{Strömung}}^2 \quad (\text{Gl. 47})$$

aus der Fluidmechanik bestimmen. $\rho_{\text{öl}}$ ist dabei die Dichte des Fluides, $v_{\text{Strömung}}$ repräsentiert die Strömungsgeschwindigkeit und ϑ_K ist die Widerstandszahl.

Die Strömungsgeschwindigkeit lässt sich aus der Volumenstromformel berechnen.

$$Q_{\text{Drossel}} = v_{\text{Strömung}} * A_{\text{vor_Drossel}} \quad (\text{Gl. 48})$$

Der vorläufige Drosselquerschnitt $A_{\text{vor_Drossel}}$ berechnet sich mit aus dem vorläufigen Drosselradius $r_{\text{vor_Drossel}}$ und der Volumenstrom ist über die Gleichung 46 bekannt. Resultierend daraus ergibt sich eine Strömungsgeschwindigkeit $v_{\text{Strömung}}$.

Die Widerstandszahl ϑ_K ist stark von der Reynolds-Zahl und der Oberflächenbeschaffenheit abhängig und setzt sich deshalb aus zwei Anteilen zusammen:

$$\vartheta_K = \vartheta_{KRe} * \vartheta_{KU} \quad (\text{Gl. 49})$$

Der Anteil ϑ_{KRe} beschreibt den Einfluss der Reynolds-Zahl, während ϑ_{KU} den Einfluss der Krümmung und Reibung mit berücksichtigt.

Mithilfe der Tafeln 8-3 des Skriptes Fluidmechanik von Herrn Prof. Dr.-Ing. Eckard Beese, können diese beiden Werte ermittelt werden. Zuvor müssen allerdings noch einige notwendige Variablen berechnet werden.

Zum bestimmen des ϑ_{KRe} – Wert wird die Reynolds-Zahl benötigt:

$$Re = \frac{v_{\text{Strömung}} * l_{\text{Drossel}}}{\nu} \quad (\text{Gl. 50})$$

Diese setzt sich aus der Strömungsgeschwindigkeit $v_{\text{Strömung}}$, der charakteristischen Länge l_{Drossel} der Drossel und der kinematischen Viskosität ν zusammen. Alle Bestandteile der

Formel sind bekannt. Damit lässt sich dann aus der Tafel ein Widerstandsbeiwert ϑ_{KRe} bestimmen.

Der ϑ_{KU} Anteil berücksichtigt die Oberflächenbeschaffenheit innerhalb der Krümmung und die Stärke der Krümmung über das Verhältnis von Radius der Neutralen Faser R_N zum Querschnittsdurchmesser $d_{Drossel}$:

$$\frac{R_N}{d_{Drossel}} \quad (Gl. 51)$$

Bei der Oberflächenbeschaffenheit wird von einer hydraulisch glatten Oberfläche ausgegangen. Damit lässt sich aus der Tafel 8-3 ein Wert für ϑ_{KU} bestimmen. Setzt man nun die ermittelten Werte in die erweiterte Krümmerformel ein

$$dp_{Krümmer} = \vartheta_{KRe} * \vartheta_{KU} * \frac{\rho_{\text{Öl}}}{2} * v_{\text{Strömung}}^2 \quad (Gl. 52)$$

und multipliziert diesen mit 4, da die Strömung an vier Stellen umgelenkt wird, ergibt sich eine vorläufige Druckdifferenzen $dp_{vor_Krümmer}$. Vergleicht man dieses Ergebnis mit der maximal zulässigen Druckdifferenz $dp_{Drossel_max}$ die an der Drossel wirken darf ergibt sich meist ein unverhältnismäßig hohe Ergebnis und macht deutlich, dass der vorausgewählte Minimalradius $r_{vor_Drossel}$ wie erwartet unzureichend groß bestimmt wurde. Für die Folgeberechnungen wird deshalb eine um einen realistischen Faktor größere Drosselfläche angenommen.

Die endgültige Drosselgeometrie erzeugt eine Druckdifferenz durch Krümmungen $dp_{Krümmer}$ von 2,63bar.

9.12.1.2 Rohrreibungsverluste:

Die Druckverluste durch Rohrreibung entstehen durch die Oberflächenrauigkeit des Materials und können abhängig vom vorliegenden Strömungstypen über mehrere Gleichungen bestimmt werden. Da die Reynolds-Zahl in diesem Fall größer (>) 2300 ist, handelt es sich bei dieser Anwendung um eine turbulenten Strömungstyp. Damit reduziert sich die Auswahl der Rohrreibungsformeln auf

$$dp_{\text{Reibung}} = \left[\frac{Q_{Drossel}}{\pi * r_{Drossel}^2 * \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{Öl}} * \lambda * \frac{l_{Drossel}}{2 * r_{Drossel}}}}} \right]^2 \quad (Gl. 53)$$

Die einzige unbekannte in dieser Formel ist die Rohrreibungszahl λ . Berechnen lässt sich dieser Beiwert nach dem Gesetz von Blasius:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (\text{Gl. 54})$$

Die endgültige Drosselgeometrie erzeugt Rohreibungsverluste $dp_{Reibung}$ von 1,3bar.

Summiert man nun die gesamten internen Druckdifferenzen mit der externen Druckdifferenz aus Gleichung 43 ergibt sich ein Gesamtwert der im Idealfall kleiner als die zulässige Druckdifferenz $dp_{Drossel,max}$ sein sollte, falls nicht wurde der angepasste Querschnitt zu klein gewählt. Ist der Gesamtwert kleiner als $dp_{Drossel,max}$ weiß man das der Drosselquerschnitt im Bereich der zuerst abgeschätzten Drosselfläche und der nachträglich angepassten Fläche liegen oder größer als diese sein muss.

Auf der Grundlage dieses Wissens und den Erkenntnissen aus dem Punkt Drosselrohr wurde, wie in der Zeichnung des Anhangs 2 des Zylinderbodens zu sehen, die spezielle Doppelkanaldrosselgeometrie, bestehend aus 2 Langlöchern und 3 Sacklochbohrungen, entwickelt. Die endgültige geometrische Anpassung in den Zylinderboden ergibt eine maximal mögliche Fläche der Drosselstelle von $28,28\text{mm}^2$. Wie im Matlabmodell ausführlich berechnet und nachzulesen, erzeugt die Drosselstelle damit bei maximaler Kolbengeschwindigkeit $v_{Kolben} = 1 \frac{m}{s}$ eine Druckdifferenz von 4,57bar.

9.12.2 Drosselrohr:

Der im Morphologischen Kasten beschriebene Drosselmechanismus ist aufgebaut aus einer Antriebseinheit, die über die Abtriebswelle einen Kugelhahn verdreht, und somit den Durchflussquerschnitt kontrolliert. Im Verlauf der Entwicklungsphase wird allerdings deutlich, dass eine solche Konstruktion mit einem erheblichen Platzaufwand verbunden ist. Da die Kugel immer von einer Seite mit dem Arbeitsdruck, der bis zu 153bar betragen kann, belastet wäre, würde das zu erheblichen Haft- und Gleitreibungskräften im Kugelsitz führen. Diese Reibungskräfte müssen über die Motoreinheit kompensiert und bei Verdrehung überwunden werden, woraus sich eine große Leistungsanforderung und dem entsprechendem großen Bauraum des Antriebs schlussfolgern lässt. Ein besserer Lösungsansatz ist ein Drosselrohr mit symmetrisch ausgefrästen Nuten zur Regelung des Durchflusses. (Anhang H) Positioniert man das Rohr nun so im Zylinderboden, dass es von der inneren und äußeren Zylinderkammer jeweils beidseitig mit dem Fluid bedrückt wird, gleichen sich die Drücke idealerweise gegenseitig aus. Daraus folgt, dass die Antriebsleistung nur in Abhängigkeit der Dichtreibung des Quadrings gewählt werden muss. Der Nachteil eines Drosselrohrs wird aus dem Kraftflussdiagramm (Abb. 21) deutlich. Das Rohr wird durch den Druck wie ein Korken aus einer Sektflasche in axialer Richtung aus dem Drosselkanal gedrückt.

$$F_{Drosselrohr_axial} = p_{Drosselkanal} * A_{Drosselrohr} \quad (\text{Gl. 55})$$

Diese Kraft muss von der Motoreinheit abtriebsseitig aufgenommen und kompensiert werden. Nähere Informationen zu diesem Sachverhalt sind im Punkt Motorwahl aufgeführt.

Das Drosselrohr kann mit einer einstellbaren Blende innerhalb des Drosselquerschnittes verglichen und berechnet werden. Das Wirkprinzip einer Blende ist das einer Drossel, mit dem Unterschied einer vernachlässigbaren kurzen Drossellänge. Eine plötzliche Querschnittsverengung führt zu einer erhöhten lokalen Strömungsgeschwindigkeit und damit über das Energiegesetz von Bernoulli zu einer Druckdifferenz. Aufgrund der sehr kurzen Länge dieser Verengung unterscheidet sich der formelmäßige Aufbau der Blende jedoch von dem der Drossel:

$$Q_{Blende} = \alpha * A_{Blende} * \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{öl}}}} * \sqrt{dp_{Blende}} \quad (\text{Gl. 56})$$

Q_{Blende} ist auch hier der Volumenstrom, α repräsentiert den Verlustbeiwert abhängig von der Beschaffenheit der Blende, A_{Blende} ist der Blendenquerschnitt, $\rho_{\text{öl}}$ die Dichte des Fluides und dp_{Blende} die Druckdifferenz vor und nach der Blende. In diesem Fall ist der Volumenstrom Q_{Blende} , der einheitslose Verlustbeiwert α und die Dichte $\rho_{\text{öl}}$ als konstant zu betrachten. Stellt man die Formel nach dp_{Blende} um

$$dp_{Blende} = \left(\frac{Q_{Blende}}{\alpha * A_{Blende} * \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{öl}}}}} \right)^2 \quad (\text{Gl. 57})$$

wird die Abhängigkeit von der Blendenfläche deutlich. In Worte gefasst bedeutet das: wenn der Blendenquerschnitt A_{Blende} gegen Unendlich strebt, strebt die Druckdifferenz dp_{Blende} gegen 0. Tritt der umgekehrte Fall z.B. beim Sperren der Drossel, strebt der Querschnitt A_{Blende} gegen 0 und die Druckdifferenz dp_{Blende} gegen unendlich.

Um zusätzlich eine gute Regelbarkeit des Fluidstroms beim Verdrehen des Drosselrohrs zu erreichen, sollten die gefrästen Nuten eine dafür optimale geometrische Form besitzen. Optimal bedeutet, eine langsam linear ansteigende Vergrößerung der Querschnittfläche beim Öffnen bzw. eine langsame lineare Verkleinerung beim Schließen. Erreichbar durch die gewählte Geometrie, siehe Zeichnung (Anhang H).

Zur bestmöglichen Regelung des Durchflusses muss diese Geometrie mathematisch in Abhängigkeit des Drehwinkels dargestellt werden.

Die gefräste Geometrie lässt sich in 2 Bestandteile unterteilen, dargestellt in Abbildung 36, in eine Dreiecks- und eine Quaderform.

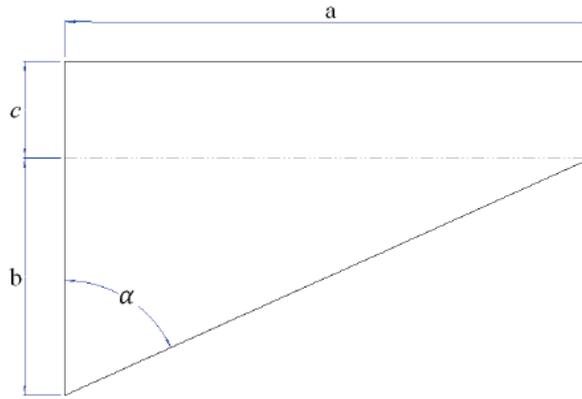


Abbildung 36: Geometrische Form des Blendenquerschnittes

Der Flächeninhalt eines Dreieckes lässt sich mit der Länge a und b wie folgt berechnen:

$$A_{Dreieck} = \frac{a * b}{2} \quad (\text{Gl. 58})$$

Ist die Drossel geschlossen ist der Fluid durchströmte Flächeninhalt des Nutenquerschnitts Null. Wird die Drossel durch radiales verdrehen des Drosselrohrs vergrößert sich der Querschnitt in Abhängigkeit des Verdrehwinkels. Für eine bessere Übersicht werden für die Überschneidungslängen dieselben Buchstaben mit zusätzlicher Fußnote, wie in der Skizze zu sehen, gewählt. Eine Verdrehung bewirkt also entlang der Länge b eine Überschneidungslängen $b_{\ddot{u}1}$ mit der Zulaufbohrung und entlang der Strecke a eine Überschneidungslänge $a_{\ddot{u}1}$. Die Länge $b_{\ddot{u}1}$ kann dabei durch den Verdrehwinkel folgendermaßen beschrieben werden:

$$b_{\ddot{u}1} = \frac{U_{Drosselrohr}}{360^\circ} * \text{Verdrehwinkel}_1 \quad (\text{Gl. 59})$$

mit

$$U_{Drosselrohr} = 2 * \pi * r_{Drosselrohr} \quad (\text{Gl. 60})$$

Der Radius der Drossel ist durch die Festlegung des Drosselquerschnittes auf $28,28\text{mm}^2$ und des vorherrschenden Drucks im Drosselrohr von maximal 100bar mit einem Durchmesser von 7mm bestimmt.

Die Länge a kann über die Winkelfunktionen in Abhängigkeit von b beschrieben werden:

$$a_{\ddot{u}1} = b_{\ddot{u}1} * \tan(\alpha) \quad (\text{Gl. 61})$$

$$A_{Dreieck1} = \frac{\tan(\alpha) * \left(\frac{2 * \pi * r_{Drosselrohr} * Verdrehwinkel_1}{360^\circ} \right)^2}{2} \quad (\text{Gl. 62})$$

Wird die Flächenformel für das Dreieck erweitert (Gl. 62) erhält man eine Beschreibung des Dreieckes in Abhängigkeit des Verdrehwinkels. Diese Flächenformel gilt allerdings nur für den Fall $b_{\ddot{u}1} \leq \text{Nutbreite der Zuflussbohrung}$.

Sobald die Länge $b_{\ddot{u}1}$ gleich der Nutbreite der Zuflussbohrung ist, schließt sich ein Teil der Dreiecksfläche um die Fläche $A_{Dreieck2}$ wieder, während sich auf der gegenüberliegenden Seite der Querschnitt $A_{Dreieck1}$ weiter vergrößert:

$$A_{G1} = A_{Dreieck1} - A_{Dreieck2} \quad (\text{Gl. 63})$$

$$A_{Dreieck2} = \frac{\tan(\alpha) * \left(\frac{\pi * r_{Drosselrohr} * Verdrehwinkel_2}{360^\circ} \right)^2}{2} \quad (\text{Gl. 64})$$

Überschreitet der Wert $b_{\ddot{u}1}$ die Länge $b=6mm-c$ schließt sich weiterhin die Fläche A_{G1} mit $A_{Dreieck2}$,gleichzeitig öffnet sich die Quaderfläche A_{Quader} :

$$A_{G2} = (A_{G1} - A_{Dreieck2}) + A_{Quader} \quad (\text{Gl. 65})$$

A_{Quader} wird simultan zur Dreiecksfläche $A_{Dreieck1}$ berechnet. Allerdings greift hier eine konstante Länge a :

$$A_{Quader} = a * \frac{U_{Drosselrohr}}{360^\circ} * Verdrehwinkel_3 \quad (\text{Gl. 66})$$

Setzt man nun die Flächen $A_{Dreieck1}$, A_{G1} , A_{G2} für die verschiedenen Fälle in die Gleichung 57 für den Flächeninhalt A_{Blende} ein, erhält man die Druckdifferenz dp_{Blende} in Abhängigkeit des Verdrehwinkels. Der Wert der in dieser Anwendung allerdings wirklich interessiert ist die Kraft die diese Druckdifferenz auf den Innenkolben entgegen der Verfahrriichtung ausübt. Diese erhält man indem man die Druckdifferenz mit der Kolbenfläche des Innenkolbens multipliziert wie in Abb.37 mit einer konstanten Verfahrgeschwindigkeit von v_{Kolben} graphisch dargestellt.

$$F_{Blende} = dp_{Blende} * A_{Innen_fluid} \quad (\text{Gl. 67})$$

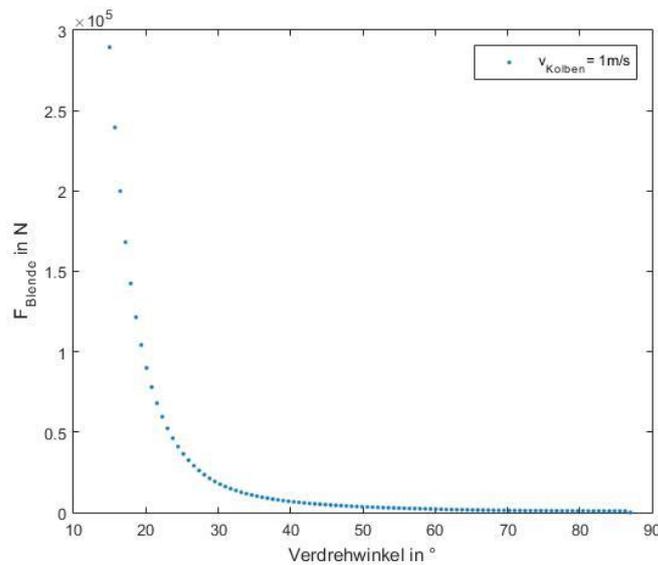


Abbildung 37: Blendenverhalten bei einer Innenkolbenhubgeschwindigkeit von 1m/s

9.12.3 Kupplung (Anhang L; Abb. 38):



**Abbildung 38:
Kupplung**

Die Kupplung stellt zum einen die Verbindung zwischen der Motoreinheit und dem Drosselrohr dar, zum anderen bildet es zusammen mit dem Lagerblech einen Anschlagpunkt an dem das Drosselventil komplett geöffnet ist. Aufgrund der ausschließlich radial wirkenden Kräfte in diesem Bereich des Drosselsystems sind die Verbindung zwischen Drosselrohr-Kupplung und Kupplung-Motorantrieb ausschließlich über eine Passtiftverbindung realisiert.

9.12.4 Motorenwahl:

Für die Auswahl eines geeigneten Motorelementes müssen im Vorfeld einige Kenndaten festgelegt und ermittelt werden.

9.12.4.1 Leistungskennwert:

Da die Konstruktion des Drosselrohrs so gewählt wurde, dass eine symmetrische Drucklast herrscht, entstehen Verlustleistungen in radialer Richtung nur durch den Haftreibungskennwert des verwendeten Dichtrings. Dieser ergibt einen Widerstand von 6,825N. Berechnungsformel hierzu ist unter dem Punkt *Dichtsystem* näher beschrieben und aufgelistet. Rechnet man diesen Haftreibungswiderstand der Dichtung über den Außenradius des Drosselrohrs in eine im Motorenbau übliche Leistung Kennzahl von Nm um ergibt sich eine minimale Antriebsleistung von 0,019Nm. Hinsichtlich einer flüssigen Verstellbarkeit

und eventuell unberücksichtigten Verlustleistungen des Drosselrohrs ist die Antriebsleistung des Verstellmotors mindestens um den Faktor 2 höher zu wählen.

9.12.4.2 Drehzahl:

Um eine ausreichend schnelle Sperrung und Entsperrung der Drosselstelle zu gewährleisten wurde für den Motor eine Drehzahl von $35\frac{1}{min}$ festgelegt. Das bedeutet 0,43s von komplett geschlossener Drosselstellung bis hin zur kompletten Öffnung der Drossel.

9.12.4.3 Axiallast:

Zusätzlich zu den radialen Kräften erzeugt der am Drosselrohr anliegende Druck eine Kraft mit axialer Wirkrichtung, ähnlich dem Druck der auf den Korken in einer Sektflasche wirkt. Folgt man dem Kraftfluss (Abb. 21) muss diese Axialkraft abtriebsseitig von der Motoreinheit aufgenommen werden. Daher sollte die Antriebseinheit in der Lage sein eine Axialkraft von 385N kompensieren zu können:

$$F_{Drosselrohr_axial} = p_{Drosselkanal} * A_{Drosselrohr} \quad (Gl. 68)$$

9.12.4.4 Positionsbestimmung:

Die Positionsbestimmung ist ein wesentlicher Teil der späteren Regelbarkeit der Drossel, da über die genaue Position des Motortriebes direkte Rückschlüsse auf die Stellung des Drosselrohrs und damit den Öffnungswinkel der Blende gezogen werden können. Hierfür wird ein Absolutencoder oder auch Absolutwertgeber genannt vorgesehen. Dabei handelt es sich um Winkel- oder Streckenmessgeräte die auf Basis absoluter Positionswerte arbeiten. Durch den starken Bedarf aus der Wirtschaft gibt es eine große Auswahl von verschiedenen Genauigkeitsklassen und Übertragungsraten für jeden beliebigen Anwendungsfall. Eine Winkelmessgenauigkeit von $\pm 0,1^\circ$ mit einer Übertragungsrate von 13Bit ist für den hier verlangten Anwendungsfall ausreichend.

Durch den relativ kleinen Maßstab in dem sich diese Konstruktion bewegt, kann die Vielzahl an Motorenhersteller auf einige wenige qualitativ gute Anbieter eingegrenzt werden. Interessante Antriebskonzepte hinsichtlich der geometrischen Form und dem Leistungsumfang bietet die Schweizer Firma *Maxon Motor* und die taiwanische Firma *Blue Bird* mit ihren Modelbau Servomotoren.

Die Firma *Maxon Motor* hat sich für diesen Zweck eine raffiniertes und sehr übersichtliches Baukastenprinzip ausgedacht. Auf der Firmen Webseite www.maxonmotor.de kann man über die Kennwertangaben selbst komplette Module bestehend aus Antrieb, Getriebe und Messeinheit zusammenstellen. Allerdings führt die strickte Reihenschaltung der Einzelmodule bei diesem Anwendungsfall zu einer sehr langen und damit geometrisch suboptimale Antriebseinheit.

Die Firma Blue Bird bietet dagegen eine überschaubare Anzahl an fertigen Antriebsmodulen. Die verwendete Kastenbauform der Servomotoren ermöglicht allerdings eine idealere Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Bauraumes im Zylinderboden. Aus diesem Grund wird eine Antrieblösung der Firma *Bluebird* bevorzugt eingesetzt.

Hinsichtlich der gerade beschriebenen Leistungsanforderungen und dem zur Verfügung stehenden Platzes wurde das Modell *BMS-390 DMH* ausgewählt. Dieses Modell arbeitet auf Basis eines sogenannten „coreless“ Motors – bedeutet, dass der Anker des Motors neben der Welle im Gegensatz zu anderen Motorbauformen nur aus einer zylinderförmigen Wicklung, einem Rückschluss aus Eisen und dem oft vergoldeten Kommutator besteht. In Form gehalten wird die Wicklung durch Kunstharz. Die daraus resultierende Gewichtsersparnis ermöglicht eine ruhigeres Laufverhalten des Motors und einen geringeren Anlaufmoment. Bei einer Bestromung von 6V besitzt der Motor ein Antriebsmoment von $0,054Nm$, und eine Stellgeschwindigkeit von $0,11 \frac{sec}{60^\circ} \cong 39,6 \frac{1}{min}$. Die Stellgenauigkeit des Motors wird leider aus Geheimhaltungsgründen nicht vom Hersteller bekannt gegeben. Allerdings wird die geforderte Genauigkeit von $\pm 0,1^\circ$ vom Hersteller zugesichert. Die genaue Bauform ist aus dem im Anhang beigefügten Daten Blattes (Anhang A) ersichtlich.

Leider konnten die Leistungsbedingungen hinsichtlich der Axiallast weder von den Maxon-Motoren noch von den Bluebird-Motoren dieser Baugröße erfüllt werden. Hat zur Folge, dass die vorrangigere berechnete Axialkraft von 385N anderweitig aufgenommen werden muss. Als Abhilfe wurde ein Rillenkugellager der Firma *Schäffler GmbH* ausgewählt. Aufgrund der engen Rahmenbedingungen in den geometrischen Abmaßen muss hier ein Kompromiss aus kompakter Bauform und axialer Tragfähigkeit gefunden werden. Die Baureihe 634 nach DIN 625-1 bietet dafür einen geeigneten Ausgangspunkt. Das kleinste Rillenkugellager dieser Baureihe hat einen Außendurchmesser von $16mm$ und eine Breite von $4mm$, mit einer statischen Radialtragzahl von 700N. Befolgt man die auf der Webseite stehende Berechnungsformel für die axiale Tragfähigkeit in Abhängigkeit vom Axial/Radial Verhältnis

$$\frac{F_{Axial}}{F_{Radial}} > 0,8 \quad P = 0,6 * F_{Radial} + 0,5 * F_{Axial} \quad (Gl. 69)$$

$$F_{Radial} = 0 \quad P = 0,5 * F_{Axial} \quad (Gl. 70)$$

erhält man eine zulässige Axialbelastung von 350N. Alles über diese zulässige Axialbelastung vermindert die Lebensdauer und erhöht den Reibwert des Lagers. Da es sich bei dieser Konstruktion um einen Prototypen mit geringer Laufzeit handelt, liegt die Überschreitung der zulässigen Axialbelastung von 35N und die damit verbundene geringfügig verkürzte Lebensdauer des Lagers absolut im Rahmen der Toleranz.

9.12.5 Lagerblech (Anhang G; Abb. 39):

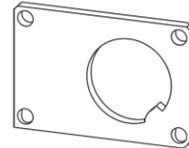


Abbildung 39: Lagerblech

Das Lagerblech fixiert das Rillenkugellager über vier M1,6 Verschraubungen in axialer Richtung. Normalerweise wäre an dieser Stelle ein speziell dafür erhältlicher Sicherungsring vorgesehen. Allerdings herrschen in dem Bereich der Drosselstelle, aufgrund anderer Elemente, sehr strenge geometrische Einschränkungen, welche den Einsatz eines solchen Sicherungsringes unmöglich gestaltet. Zum Bestimmen der komplett geöffneten Drosselstellung hat das Sicherungsblech zusätzlich, wie unter Punkt Kupplung beschrieben, einen Anschlagnippel. Durch die relativ komplexe geometrische Form und der geringen Wandstärke von 1,5mm wurde zum Fertigen dieses Bauteiles ein Laserschnitt gewählt.

9.13 Dichtungssystem

Das Dichtsystem hat die Aufgabe des lektagefreien Abdichtens der einzelnen Kammern gegeneinander und gegen den Umgebungsdruck. Zur Umsetzung wurde auf das Quadring-Dichtsystem der Firma Sahlberg zurückgegriffen, da diese eine sehr platzsparende und sowohl für dynamische als auch statische Dichtzwecke einsetzbare Lösungsmöglichkeit bietet. Die große Auswahl an verschiedensten Elastomerwerkstoffen ermöglicht die Abdichtung nahezu aller flüssigen und gasförmigen Medien. Alternativ wäre eine Abdichtung mit einfachen O-Ringen möglich. Allerdings sind die Reib- und Dichteigenschaften der Quadringform durch das 4 Lippensystem etwas besser im Vergleich zu der einfachen O-Ringgeometrie. Als Ringmaterial wird eine Mischung aus Nitril-Butadien-Kautschuk (NBR) und Fluor-Kautschuk (FKM) verwendet. Beide Materialien besitzen eine Härte von 70 Shore. Zulässige Betriebstemperatur bei NBR ist -30°C bis $+100^{\circ}\text{C}$, bei FKM -18°C bis 200°C . Alle konstruktiven Vorkehrungen an den Einzelteilen wurden gemäß den Konstruktionsvorschriften umgesetzt. Grob werden die Dichtvorschriften in dynamische und statische Anwendungszwecke unterteilt. Je nach Anwendungsfall gibt es hierbei verschiedene radiale Vorpressungen und Nuttiefen zu beachten. Die Nutengeometrie und der maximal einzuhaltende Dichtspalt sind unabhängig von Anwendungsfall zu wählen und werden hauptsächlich durch die verwendete Schnurdicke der Dichtung bestimmt. Alle Kanten müssen gratfrei und alle dichtungsüberschneidende Flächen mit einer Einführungsschräge gestaltet werden. Die Oberflächengüte der Nutflächen beträgt Ra1,6, dynamisch beanspruchte Dichtflächen Ra0,2 bis 0,4Ra. Der Nutgrund ist mit einer H9 Passung bei Bohrungen und mit einer klein h9 Passung bei Wellendurchmesser zu wählen. Im Bereich der Kolbenstangenzenzentrierung des Zylinderbodens wurde zusätzlich zur Quadringdichtung ein Stützring vorgesehen. Dieser ist aus einem PTFE Kunststoff gefertigt und übernimmt hier die

Funktion eines Gleittrings, um eine Berührung zwischen Zylinderboden und Zylinderstange und damit ein „Materialfressen“ zu verhindern.

9.13.1 Dichtungsberechnung:

Durch das Abdichten dynamischer Bauteile entsteht eine erhöhte Reibwirkung an den Kontaktflächen. Um die Motorleistung und die Verluste am Gesamtsystem abschätzen zu können, ist die Berechnung der maximal auftretenden Reibkräfte unabdingbar. Es gibt einige Formen von Reibung wie zum Beispiel Rollreibung, Gleitreibung, Haftreibung und Wälzreibung. Bei den meisten Arten treten vernachlässigbare kleine Verluste auf. Auch die bei dieser Konstruktion auftretenden Reibungen können zum größten Teil vernachlässigt werden. Allerdings nicht für die krafttechnisch aufwendigste Form der Reibung, die Haftreibung. Nach einer ausgiebigen Internetrecherchen und vielen Telefonaten mit diversen Dichtungsherstellern, wird deutlich das eine genaue Bestimmung der Reibeigenschaften für die spezielle Form der Quadingdichtung ohne größeren Rechenaufwand nicht möglich ist. Deshalb wird hier auf Ratschlag der Dichtungsspezialisten auf die artverwandte Haftreibungsberechnung der O-Ringe zurückgegriffen. Einflussfaktoren sind hierbei, wie im Diagramm (Abb. 40) zusehen, die Umfangslänge der Dichtung, die Härte des Materials und die Verpressung in %.

Alle eingesetzten Dichtringe dieser Konstruktion wurden mit eine Härte von 70 Shore und eine Verpressung von 0,2% gewählt. Damit ergibt sich für die Gesamtheit der Dichtungen einen Reibwert bezogen auf die Umfangslänge von $0,25 \frac{N}{mm}$ wie dem Diagramm (Abb. 40) zu entnehmen.

9.13.1.1 Motoreinheit:

Die an der Motoreinheit genutzte Dichtung hat eine Umfangslänge von 22mm:

$$U_{MD} = \pi * d_{Drosselrohr} \quad (\text{Gl. 71})$$

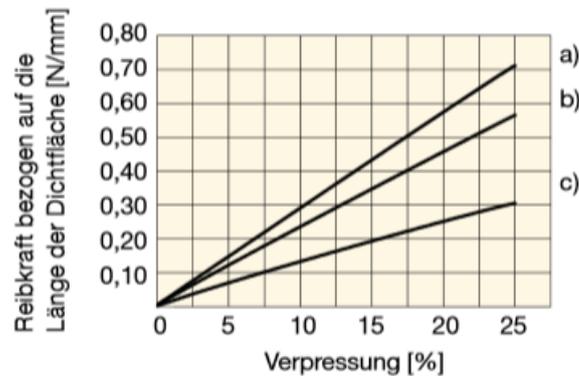
Daraus ergibt sich nach den Angaben des Datenblattes eine Haftreibungskraft von:

$$22mm * 0,25 \frac{N}{mm} = 5,5N \quad (\text{Gl. 72})$$

9.13.1.2 Gesamtsystem:

Im Gesamtsystem gibt es 5 dynamisch beanspruchte Dichtstellen. Darunter befinden sich alle Dichtungen in den jeweiligen Kolben der Innen- und Aussenkammer, eine Dichtstelle an der Kolbenstange und der soeben berechneten Dichtung am Drosselrohr. Die Reibewerte der Drossel können allerdings in der Berechnung der Reibverluste des Gesamtsystems vernachlässigt werden, da diese Kraft vom Servomotor aufgebracht wird und das System an sich keine Energie kostet. Zusammen ergeben die zu betrachtenden Reibkomponenten eine

Gesamtumfanglänge von $U_G = 408,41\text{mm}$ und eine dem entsprechende Dichtreibung von 102,1N.



a) Härte 90 Shore A b) Härte 80 Shore A c) Härte 70 Shore A

Abbildung 40: Diagramm zur Ermittlung der Reibkraft bezogen auf die Länge der Dichtfläche

9.14 Sicherheitsventil

Ein Sicherheitsventil ist ein Schutzmechanismus um druckbeaufschlagte Behälter vor einem unzulässigen Druckanstieg und der damit verbundenen Schädigung zu schützen. Bei dieser Konstruktion muss die Innenkammer bei geschlossener Drossel oder einer erhöhten Kolbengeschwindigkeit und damit verbundenen erhöhten Drosselkräften, vor einem Druckanstieg von über 153bar geschützt werden. Erreicht wird das durch einen Druckausgleich zwischen der inneren und äußeren Kammer. Das Sicherheitsventil stellt eine einfach wirkende Verbindung von der Innen- in die Außenkammer sicher. Aufgrund der geforderten sehr kleinen Bauform ist kein fertiges einfachwirkendes Ventil als Zukaufteil möglich. Eingesetzt wird deshalb ein kombiniertes System aus Druckfeder und Kugel, die in den Zylinderboden integriert werden. Eine Verbindungsbohrung zwischen Innen- und Außenkammer dient hierbei als Zu- und Ablaufkanal, ein Hydraulikgewindestift als Verschlussstutzen und Vorspannmechanismus der Druckfeder. Über verschiedene Vorspannungen können so auch unterschiedliche Ventilstärken eingestellt werden.

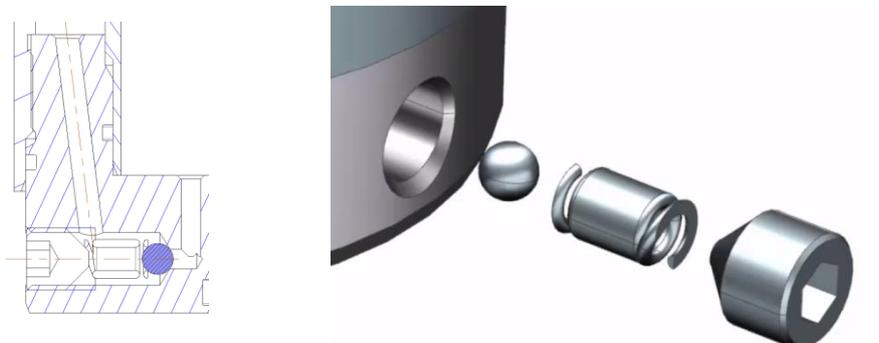


Abbildung 41: Sicherheitssystem bestehen aus Gewindestift, Druckfeder, Kugellagerkugel

Aus Berechnungen der Luftfeder wurde analysiert, dass bei steifster Federeinstellung die innere Luftdruckkammer mit einem Betriebsdruck von 100bar arbeitet. Ölseitig kommt bei geschlossener Drosselstellung zu diesem Arbeitsdruck noch zusätzlich der Belastungsdruck p_B von 53bar hinzu:

$$p_B = \frac{F_{Nutz}}{A_{Innen_fluid}} \quad (\text{Gl. 73})$$

Bedeutet, dass das Sicherheitsventil bei einem Gesamtdruck p_{max} von über 153bar öffnen muss. Die platzsparende Methode einer solchen Verbindung zwischen Außen- und Innenkammer ist ein Bohrsystem senkrecht auf der Mittelachse des Zylinderbodens. Aus diesem Grund sollte eine Maximallänge von 22mm des Gesamtsystems im Auge behalten werden.

Für die Konstruktionsumsetzung wird mit der Zulaufbohrung begonnen. Über den Querschnitt der Zulaufbohrung $A_{zBohrung}$ und dem maximal wirkenden Gesamtdruck p_{max} lässt sich die resultierende Kraft bestimmen, die auf das Sicherheitssystem wirkt. Eine solche Zulaufbohrung könnte als Drosselstelle bezeichnet werden, daher wird die Querschnittfläche $A_{zBohrung}$ auf mindestens $3,14mm^2$ festgelegt.

Internetrecherchen zeigen, dass Werkzeugfedern in dieser Größenordnung ungefähr 70N bei entsprechender Vorspannung aufnehmen können. Die Auswahl fällt hier auf eine Feder mit einer Federrate von $28,9 \frac{N}{mm}$, einer Länge von 10,8mm, einem Hülsendurchmesser 5mm und einem Dorndurchmesser von 3mm. Abhängig vom gewählten Zulaufbohrungsquerschnitt $A_{zBohrung}$ und der damit verbundenen Ölkraft muss die Feder dementsprechend über den Gewindestift vorgespannt werden.

Der Querschnitt der Zulaufbohrung wird mit $4,9 mm^2$ also ein Bohrungsdurchmesser von 2,5mm gewählt. Für die zu verwendende Kugel bedeutet dies einen Durchmesser von mindestens 3mm. Hierfür wurde aus Kostengründen eine randschichtgehärtete Kugellagerstahlkugel mit einer Einheitsgröße von 4mm gewählt. Um den Durchflussquerschnitt der Zulaufbohrung nicht weiter zu reduzieren, muss die Bohrung in der sich das Sicherheitssystem befindet, so groß gewählt werden dass zwischen Hülsendurchmesser der Feder und Bohrungswand mindestens eine additive Fläche von $4,9 mm^2$ erreicht wird. Daraus lässt sich ein minimaler Bohrungsquerschnitt von $24,53 mm^2$ ableiten. Die nächst größerer Normgröße der Gewindestifte ist damit M8. In der kürzesten Ausführung hat dieser eine Länge von 8mm.

Um die Druckkraft von 74,97N zu erreichen muss die Druckfeder um die Länge $L_4 = 2,6mm$ vorgespannt werden. Für eine exakte Vorspannung wird eine tolerierte Bohrungslänge vorgesehen. Die Bohrungslänge ergibt sich aus der Differenz der in Reihe geschalteten Ventilelementlängen und der Vorspannungslänge. Allerdings können die

Nettolängen der einzelnen Elemente nicht einfach zu einer Bohrungsgesamtlänge addiert werden, da die Feder einen Hülsendurchmesser besitzt. Damit überschneiden sich die Längen der Sperrkugel und des Gewindestiftes mit der Feder.

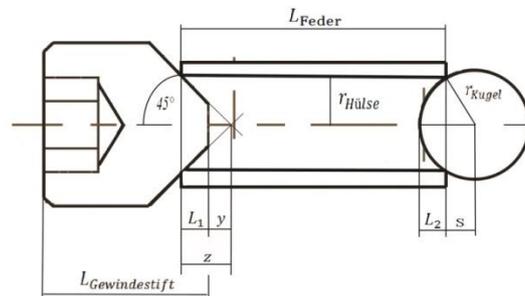


Abbildung 42: Zeichnung der Sicherheitsventilkomponenten und Zusammensetzung

Überschneidungslänge Feder-Gewindestift:

Der Federstift hat am Gewindeauslauf eine konisch zulaufende Spitze. Aus dem Datenblatt kann entnommen werden, dass es sich hierbei um eine 45° Grad Fase handelt. Damit ragt der Gewindestift um die Länge L_1 in den Hülsendurchmesser der Feder. Berechnet werden kann dies über den Tangenssatz:

$$z = \frac{r_{Hülse}}{\tan(45^\circ)} \quad (\text{Gl. 74})$$

Der Radius 1,5mm des Hülsendurchmessers $r_{Hülse}$ repräsentiert die Gegenkathete, die Länge z die Ankathete und der halbe Winkel der konisch zulaufende Form 45° den Tangentialwinkel. Damit ergibt sich für z der Wert 1,5mm. Durch Subtraktion der im Datenblatt vermerkten Länge $y = 1\text{mm}$ ergibt sich die gesuchte Überschneidungslänge L_1 mit 0,5mm. Daraus folgt eine Nettolänge der $L_{Feder} + L_{Gewindestift}$ von 18,3mm.

Überschneidungslänge Feder-Kugel:

Auf der anderen Seite der Feder sitzt die Kugel zum Abdichten der Zulaufbohrung. Durch die runde Form der Kugel überschneiden sich die beiden Längen der Feder und der Kugel um die Länge L_2 . Bildet man den Hülsendurchmesser der Feder auf dem Durchmesser der Kugel ab ergibt sich ein Dreieck aus Radius r_{Kugel} der Kugel, der die Hypotenuse beschreibt, dem Radius der Hülse als Kathete und die zu berechnende Länge s als Kathete. Bildet man daraus den Satz von Pythagoras ergibt sich für die Länge s der Wert 1,32mm. Die Strecke, die in diesem Fall gesucht wird, ist allerdings die Überschneidungslänge L_2 . Diese ist nun sehr einfach über die Subtraktion der Länge s vom Kugelradius r_{Kugel} zu berechnen. Damit ergibt sich ein Wert für L_2 von 0,68mm.

Überschneidungslänge Zulaufbohrung-Kugel:

Exakt nach demselben Prinzip der Überschneidungslänge Feder-Kugel, wird die Überschneidungslänge L_3 , die die Kugellänge in die abzudichtende Zulaufbohrung ragt, berechnet. Dabei ergibt sich ein Wert von $L_3 = 0,44\text{mm}$.

Additiv erhält man so eine Gesamtlänge der Bohrung, in der sich die Elemente befinden, von $21,18\text{mm}$. Für das Endergebnis reduziert man nur noch die Länge $L_4 = 2,62\text{mm}$ um die die Feder vorgespannt werden muss. Ergibt eine endgültige Länge der Bohrung von $18,56\text{mm}$.

9.15 Befestigungsmechanismus

Der Befestigungsmechanismus hat die Aufgabe die schon vorhandenen Stahlsehnen des Roboterprüfstandes mit der variablen Feder-Dämpfereinheit zu verbinden und dessen Kräfte zu übertragen. Befestigt wird das Stahlseil am Zylinderdeckel und an der Kolbenstange. Die Firma *CarlStahl Architektur* stellt für diesen speziellen Zweck eine Vielzahl an unterschiedlichsten Befestigungsmöglichkeiten zur Auswahl. Hinsichtlich der geometrischen Anforderung ist die platzsparenste Möglichkeit zu bevorzugen. Das schon existierende Stahlseil hat einen Durchmesser von 4mm und überträgt eine Belastung von 4000N , was die Auswahl auf eine überschaubare Anzahl an Optionen eingrenzt.

Gewählt wird eine Schraubenverbindung mit einem M5 Außengewinde für den Zylinderdeckel und einem M4 Außengewinde für die Zylinderstange wie in Abbildung 43 zu sehen. Alle anderen Optionen würden eine zusätzliche Verlängerung der Einheit und eine Störkontur mit den Mess- und Befüllungsventilen des Zylinderdeckels verursachen.



Abbildung 43: Befestigungsmechanismus

9.16 Sensorik

Die Drucküberwachung ist wie in Abbildung 20 zusehen jeweils an der Überdruck-, Unterdruck- und Ölkammer vorgesehen. Sie dient der genauen Überwachung des Luftfederhaltens und der Maximalbelastungen. Der Druck der Kammern ist ebenfalls ein wichtiges Indiz zur Steuer- und Regelungstechnik, daher von großer Bedeutung. Realisiert wird dies über die zwei, im Zylinderdeckel zusätzlich vorgesehen M5 Bohrungen und der Befüllungsbohrung $\frac{1}{16}$ “ Zoll NPT im Zylinderboden. Als Sensor dient ein Druckaufnehmer

der Firma Althen in Miniaturbauform mit einem Messbereich von 0-700bar, in diesem speziellen Fall einem Nenndruck von 100bar und einem 4,5V Ausgangssignal.

9.17 Luftkammerbefüllung (Abb. 44)

Um ein optimales Federverhalten zu erreichen müssen Über- und Unterdruckkammern des Luftfedersystems, wie im Vorrangegangenen beschrieben, unabhängig voneinander mit unterschiedlichen Drücken befüllt und entlüftet werden. In Zusammenarbeit mit der Firma Swagelok wurde hierfür ein platz- und gewichtsparendes Konzept bestehend aus Kugelhahn, Befüllungsventil, Rohrsystem, Druckminderer und 200bar Stickstofftank entwickelt. Um jede Kammer einzeln anzusteuern kommt der 3-Wege Kugelhahn zum Einsatz. Eingangsseitig wird der Hochdruckschlauch vom Druckminderer ausgehend angeschlossen, ausgangsseitig jeweils über ein Rohrsystem das Befüllungsventil der Innen- und Außenkammer.

Zur Befüllung der Druckkammern wird der Stickstofftank geöffnet, der erforderliche Druck wird mit dem am Tank angebrachten Druckminderer geregelt und über einen Hochdruckschlauch an den 3-Wege Kugelhahn geleitet. Die Befüllung der Kammern wird über die Position des Kugelhahns gesteuert, ein regulieren des Kammerdrucks auf ein niedrigeres Niveau funktioniert ähnlich jedoch in umgekehrter Richtung, da ein geplantes Entlüften über das zusätzliche Entlüftungsventil mit Manometeranzeige im Druckminderer erreicht wird. Bedeutet, am Druckminderer wird der erforderliche Druck, welcher in der Kammer verbleiben sollte, eingestellt sowie den Kugelhahn in die gewünschte Stellung gedreht, um die Entlüftung der entsprechenden Druckkammer zu erreichen. Der hieraus resultierende Druck muss nochmals über den im Punkt *Sensorik* erläuterten Druckregler überprüft werden, da über das zurückbleibende Füllvolumen im Rohr- und Schlauchleitungssystem mit zusätzlichen Verlustdrücken in den Druckkammern gerechnet werden muss. Die im Betrieb störende Verbindung zum Stickstofftank kann je nach Belieben, Eingangsseite des Kugelhahns an- und abgeschraubt werden.



Abbildung 44: Druckkammerbefüllung

9.18 Entlüftung

Beim Befüllen eines Hydrauliksystems sind Rückstände von Luft in der Ölkammer nicht zu vermeiden. Diese Luftbläschen führen zu den unterschiedlichsten Beschädigungen innerhalb des Ölkreislaufes, da Gase unter großem Druck eine abrasive Wirkung entfalten. Hauptsächlich werden dabei Beschädigungen des Dichtsystems und der Dichtflächen beobachtet. Um dieser Abrasivwirkung vorzubeugen muss ein unter Druck stehendes Hydrauliksystem entlüftet werden. Die Entlüftung bei der vorliegenden Konstruktion ist durch die Mess- und Befüllungsbohrung im Zylinderboden realisiert. Um eine gasfreie Atmosphäre zu gewährleisten muss die Befüllung nach einer vorgeschriebenen Schrittabfolge durchgeführt werden.

1. Schritt:

Abfüllen eines vorbestimmten Ölolumens berechnet aus:

$$\begin{aligned}V_{\text{Innenkammer}} &= 34683\text{mm}^3 \\V_{\text{Drossel}} &= V_{\text{Langlöcher}} + V_{\text{Drosselbohrung}} + V_{\text{Aussenkammerbohrung}} - V_{\text{Drosselrohr}} \\V_{\text{Langlöcher}} &= 297\text{mm}^3 \\V_{\text{Drosselbohrung}} &= 1533\text{mm}^3 \\V_{\text{Drosselrohr}} &= 275\text{mm}^3 \\V_{\text{Aussenkammerbohrung}} &= 878,4 \\V_{\text{Drossel}} &= 2433,4\text{mm}^3 \\V_{\text{Sicherheitssystem}} &= 586,5\text{mm}^3 \\V_{\text{Messbohrung}} &= 324,1\text{mm}^3 \\V_{\text{Kolbenstange Führungsbohrung}} &= 69\text{mm}^3 \\V_{\text{Gesamt}} &= 38096\text{mm}^3\end{aligned}$$

2. Schritt:

Vormontage des Ober- und Unterbaus.

Oberbau:

Zu Beginn wird, wie in der Zusammenbauzeichnung zu sehen, der obere Teil der Gesamtkonstruktion bestehend aus: Zylinderdeckel, Zylinderaußenrohr, Zylinderinnenrohr, Anschlagrohr, Messanschlüsse, Befüllungsventile, Kugelhahn Halterung, Kugelhahn, Stützband Innen- und Außenkolben inklusive Kolbenstange zusammengesetzt.

Unterbau:

Die zweite Baugruppe besteht aus dem Zylinderboden, dem Befüllungsventil bzw. Drucksensor, dem Sicherheitssystem und dem Drosselsystem.

3. Schritt:

Der Oberbau wird mit der Öffnung nach oben gedreht. Automatisch fährt dabei der Außenkolben bis zum Anschlag an den Zylinderdeckel.

4. Schritt:

Die Außenkammer mit dem im Schritt 1 abgemessene Ölvolumen befüllen

5. Schritt:

Den Unterbau in das im Außenrohr vorgesehene M55x0,75 Feingewinde einschrauben

6. Schritt:

Die fertig montierte Baugruppe um 180° drehen, mit einer leichten Schrägstellung wobei Servomotor nach unten zeigen muss. Damit füllt sich das Ventil vollständig mit Öl während die Luft in den Außenkammerbereich wandert.



Abbildung 45: Mechanismusposition beim Befüllungsschritt 6

7. Schritt:

Rotieren der Gesamtbaugruppe bis hin zu einer horizontalen Liegeposition.



Abbildung 46: Mechanismusposition beim Befüllungsschritt 7

8. Schritt:

Die äußere Luftkammer wird über das im Deckel vorgesehene Befüllungsventil bedrückt. Damit wandert der Außenkolben bis in die Anschlagposition am Zylinderboden. Im Zuge seiner Bewegung zwingt er das Öl und die in dieser Kammer befindliche Luft durch das Drosselsystem in die Innenkammer. Dabei sammelt sich ein Rest der Lufteinschlüsse in der Drosselbohrung.

9. Schritt:

Langsames Drehen des Gesamtsystems um 270° in entgegengesetzter Richtung des Servomotors. Dadurch wandert die noch im Drosselsystem befindliche Luft in den Innenkammerbereich.

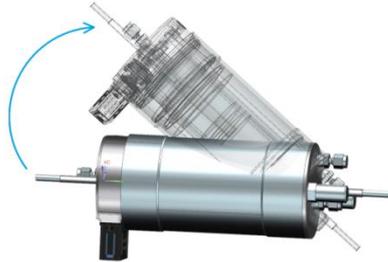


Abbildung 47: Mechanismusposition beim Befüllungsschritt 9

10. Schritt:

Drehen der Einheit um 180° in Richtung der im Zylinderboden befindlichen Messbohrung. Mit dieser Bewegung füllt sich die im Zylinderboden befindliche Messbohrung mit den Lufteinschlüssen. Ansetzen der Entlüftungsspritze an das Befüllungsventil des Zylinderbodens.



Abbildung 48: Mechanismusposition beim Befüllungsschritt 10

11. Schritt:

Befüllen der Entlüftungsspritze mit 5ml Öl. Dieses Ölvolumen hat einzig die Aufgabe beim zurückdrücken des entwichenen Öls im Schritt 14 weitere Lufteinschlüsse zu verhindern.

12. Schritt:

Entziehen der Luft durch ansaugen der Entlüftungsspritze. Dabei entweicht über den Spritzkörper Öl- und Luftvolumen.

13. Schritt:

Warten bis die Luft aus dem Öl-Luftgemisch in der Spritze diffundiert ist.

14. Schritt:

Das im Spritzzylinder befindliche Öl vorsichtig durch Drücken des Spritzkolbens in die Innenkammer, bis auf einen Rest von 5ml, zurückbefördern.

15. Schritt:

Um sicher zu stellen, dass die kompletten Lufteinschlüsse aus den Kammern entfernt wurden, wird empfohlen den Entlüftungsvorgang ab Schritt 6 mindestens einmal zu wiederholen.

9.19 Fazit

Zu Beginn dieser Thesis wurde das menschliche Bein und dessen grundlegende Aufgabe der Fortbewegung im Hinblick auf die zu bearbeitende Problemstellung, der Übertragung des Kraftdämpfung- und Speichermechanismus, näher analysiert und teilweise interpretiert. Ergebnis war, dass der Hauptanteil dieser Aufgaben über die Beinmuskulatur realisiert wird und somit eine bionischen Kopie des Teilaufgabenbereichs der Muskelstruktur zur Lösung der Problemstellung führt. Anhand einer alltäglichen Bewegungsstrategie wurden im Weiteren die Einsatzbereiche und das genaue Funktionsspektrum des Beinmuskels näher betrachtet und anhand dieser eine Anforderungsliste an die technische Konstruktion definiert. Daraufhin wurde die Vielzahl an technischen Lösungsmöglichkeiten mit Hilfe der morphologischen Matrix auf die zielführendsten Varianten eingegrenzt und über eine Abwägung der Vor- und Nachteile die beste Lösung gewählt. Anhand der unter Abbildung 50 und Anhang M dargestellten Explosionsdarstellung der Gesamtkonstruktion und dem unter Abbildung 49 grafisch dargestellten mathematischen Model ist sehr übersichtlich zu erkennen, dass sowohl die Zielsetzung in Bezug auf die Geometrie, als auch das funktionale Bestreben realisiert wurden.

Das mathematische Model des Mechanismus (Anhang S, T) wurde mit Hilfe des Programms „Matlab“ grafisch dargestellt (Abb. 49) und umfasste die unter dem Kapitel *Luftfeder* erläuterten Federreaktionskräfte, resultierend aus Über- und Unterdruckkammer, die Druckdifferenz verursacht durch die Querschnittsverengung, Rohrreibungs- und Krümmerverluste der Drosselstelle, die Druckdifferenz der Blende in Abhängigkeit des Stellwinkels und die Verlustleistungen durch die Haftreibungskräfte des Dichtsystems.

Die Z-Achse beschreibt die resultierenden Kräfte an der Kolbenstange bzw. Stahlsehne, dabei ist sehr gut zu erkennen das die Luftdruckfeder einen nahezu linearen Kraftverlauf entlang der Y-Achse, die den verfahrenen Hubweg des Innenzylinderkolbens präsentiert, erzeugt. Die X-Achse bildet die verschiedenen Geschwindigkeiten von $0 \frac{m}{s}$ bis $1 \frac{m}{s}$ mit denen sich der Innenkolben auf und ab bewegt, an. Da die Luftfederkraft bei einer Innenkolbenauslenkung von 0mm auch 0N beträgt, kann durch den Kraftverlauf in der Z-X-Ebene am Nullpunkt der Y-Achse ein detaillierter Rückschluss auf das Dosselverhalten gezogen werden. Die verschiedenen Farbabstufungen, repräsentieren dabei jeweils eine Drosselstellung in einem bestimmten Öffnungswinkel. Die Extremwerte „komplett geschlossen“ (rot) und „komplett geöffnet“ (gelb) beweisen, in dieser idealisierten Annahme unter der das mathematische Modell entworfen wurde, dass das zu Beginn angestrebte Ziel einer fast verlustfreien

Dämpfung und einer kompletten Sperrung des Gesamtsystems erreicht wurde. Die Anforderung einer maximalen Drosselkraft von 1000N bei kompletter Öffnung wurde sogar mit 293,17N übertroffen. Das Modell wurde für die Graphik auf eine maximale Drosselkraft von 4000N begrenzt um die wichtigen Drosselverhalten besser erkennen und nachvollziehen zu können.

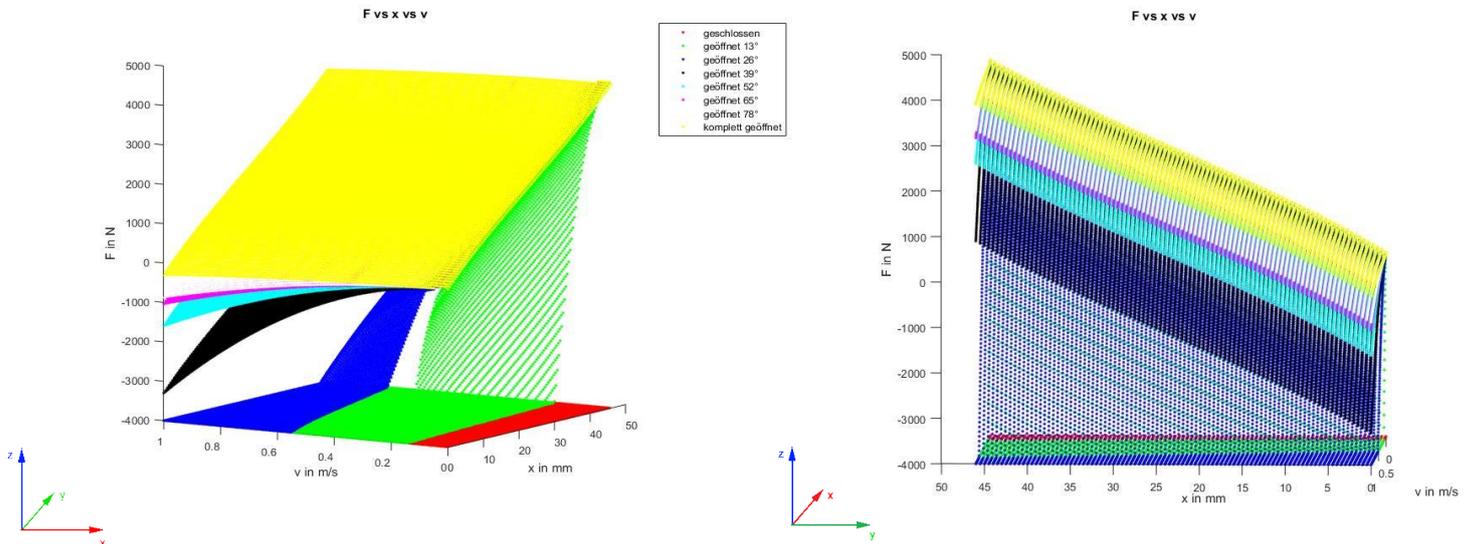


Abbildung 49: Matlabmodell des mathematischen Gesamtsystemverhaltens

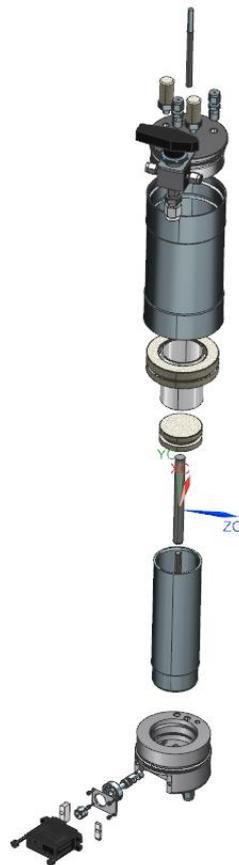


Abbildung 50: Explosionsdarstellung des Gesamtsystems

10 Literaturverzeichnis

- Brinckmann, Paul; Forbin, Wolfgang; Leivseth, Gunnar; Drerup, Burkhard (Hg.) (2012): Orthopädische Biomechanik. Mit 23 Tabellen ; mit einem Verzeichnis der Fachausdrücke der Orthopädischen Biomechanik Englisch-Deutsch. 2., erw. Aufl. Münster: Verl.-Haus Monsenstein und Vannerdat (MV Wissenschaft, 2).
- Buckup, Klaus (2005): Klinische Tests an Knochen, Gelenken und Muskeln. Untersuchungen - Zeichen - Phänomene. 3., erw. und aktualisierte Aufl. Stuttgart: Thieme.
- Faller, Adolf; Schünke, Michael; Schünke, Gabriele (1999): Der Körper des Menschen. Einführung in Bau und Funktion. 13., komplett überarb. und neu gest. Aufl. Stuttgart: Thieme.
- Götz-Neumann, Kirsten (2003): Gehen verstehen. Ganganalyse in der Physiotherapie ; 18 Tabellen. Stuttgart: Thieme.
- Heuser, D. (1975): Proceedings: Ion activities on the surface of pial vessels following intravenous vasoactive drugs. In: *Arzneimittel-Forschung* 25 (10), S. 1673.
- Kramers, Inés; Stüssi, Edgar; Stacoff, Alex (2008): Ganganalyse beim gehen und Laufen. In: *Sportmedizin und Sporttraumatologie* 2008 (56 (2)), S. 35–42.
- Prof. Dr.-Ing. E. Beese (WS-2011): Fluidmechanik. Skript. Hochschule Bochum, Bochum. Fachbereich Mechatronik und Maschinenbau, zuletzt geprüft am 12.12.2015.
- Herr, Hugh; Wilkenfeld, Ari (2003): User-adaptive control of a magnetorheological prosthetic knee. In: *Industrial Robot* 30 (1), S. 42–55. DOI: 10.1108/01439910310457706.
- Noguchi, T.; Nakatani, M.; Minatogawa, Y.; Okuno, E.; Kido, R. (1975): Cerebral aromatic aminotransferase. In: *Journal of neurochemistry* 25 (5), S. 579–582.
- Hebbel, Matthias (2009): Evolutionäre Algorithmen zur Optimierung von Modellen für laufende Roboter. Doktorarbeit. Technische Universität Dortmund, Dortmund. Institut für Roboterforschung. Online verfügbar unter <http://dx.doi.org/10.17877/DE290R-8296>.
- Kim, Jong-Hwan; Yang, Weimin; Jo, Jun; Sincak, Peter; Myung, Hyun (Hg.) (2015): Robot Intelligence Technology and Applications 3. Results from the 3rd International Conference on Robot Intelligence Technology and Applications. Cham, s.l.: Springer International Publishing (Advances in Intelligent Systems and Computing, 345). Online verfügbar unter <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-16841-8>.

11 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Menschliches Bein als Druckfeder assoziiert (Heuser 1975)	10
Abbildung 2: Anatomische Körperebenen (Götz-Neumann 2003)	12
Abbildung 3: Aktiver und Passiver Bewegungsapparat	14
Abbildung 4: Aufgeschlüsselter Gangzyklus (Götz-Neumann 2003)	15
Abbildung 5: Bewegungsablauf des Gangzyklus (Kramers et al. 2008).....	15
Abbildung 6: Körperstellung am Ende der Schwungphase.....	16
Abbildung 7: Bodenreaktionskräfte während des Normalen Gangs (Kramers et al. 2008)	16
Abbildung 8: Heel Rocker Mechanismus	17
Abbildung 9: Bewegungskurve des Sprung- und Kniegelenks. Muskelaktivität normalisiert zu einem maximalen isometrischen Muskeltest	18
Abbildung 10: Bewegungskurve des Becken- und Hüftgelenks. Muskelaktivität normalisiert zu einem maximalen isometrischen Muskeltest (Kramers et al. 2008)	19
Abbildung 11: Modell des Beins zur Berechnung der zwischen den Segmenten Fuß, Unter- und Oberschenkel sowie Rumpf übertragenen Kräfte und Drehmomente. Die offenen Kreise bezeichnen die Drehpunkte der Gelenke. Die geschlossenen Kreise die Lage der Schwerpunkte (Brinckmann et al. 2012).....	20
Abbildung 12: Das Kniegelenk wird von Quadrizeps (Q), Gastrocnemius (G) und der ischiokruralen Muskulatur überbrückt (nach Schipplein u. Mitarb. 1991) (Brinckmann et al. 2012).....	22
Abbildung 13: Darstellung des Hebelarms der Gewichtskraft der Körpermasse in Bezug auf die Drehachse des Kniegelenks (Brinckmann et al. 2012).....	23
Abbildung 14: Hebelarm L1 der Bodenreaktionskraft F1 und Hebelarm L2 der Patellarsehnenkraft F2 in Bezug auf die Drehachse des Kniegelenks (Brinckmann et al. 2012).....	23
Abbildung 15: Kräftegleichgewicht an der Tibia unter der Annahme der Wirkung von lediglich 3 Kräften (Brinckmann et al. 2012).....	24
Abbildung 16: Funktionsweise des Sehnensystem im Prüfaufbau	25
Abbildung 17: Kompletter Prüfaufbau	26
Abbildung 18: Morphologischer Kasten aller Teilfunktionen und Lösungsmöglichkeiten.....	29
Abbildung 19: Kraftverlauf einer Überdruck- und Unterdruckluftkammer mit resultierendem Kraftverlauf bei Gegenläufigkeit.....	32
Abbildung 20: Hydraulikschaltplan des Gesamtkonzeptes	33
Abbildung 21: Kraftflussverlauf aller auftretender Systemkräfte beim Einsatz einer Luftdruckfeder.....	34
Abbildung 22: Prinzipskizze beim Einsatz einer Luftdruckfeder.....	37
Abbildung 23: Innen- und Außenzylinderrohr.....	43
Abbildung 24: Innen- und Außenkolben.....	44
Abbildung 25: Zeichnung eines Metrischen	45
Abbildung 26: Zylinderdeckel.....	47
Abbildung 27: Zylinderboden	48
Abbildung 28: Randbedingungen des Zylinderdeckels	50
Abbildung 29: Lastfälle des Zylinderdeckels	50

Abbildung 30: Verformungsergebnis in der Z-Achse des rippenverstärkten Zylinderdeckels in [mm]	51
Abbildung 31: Verformungsergebnis des unverstärkten Zylinderdeckels in [mm]	51
Abbildung 32: Randbedingungen des Zylinderbodens.....	52
Abbildung 33: Lastfälle des Zylinderbodens.....	52
Abbildung 34: Materialspannungsergebnis nach Miseses des Zylinderbodens in [MPa]	53
Abbildung 35: Drosselsystem umfassend der Drosselstelle im Zylinderboden, Drosselrohr, Rillenkugellager 634, Lagerblech, Kupplung, Servomotor	54
Abbildung 36: Geometrische Form des Blendenquerschnittes	60
Abbildung 37: Blendenverhalten bei einer Innenkolbenhubgeschwindigkeit von 1m/s.....	62
Abbildung 38: Kupplung	62
Abbildung 39: Lagerblech.....	65
Abbildung 40: Diagramm zur Ermittlung der Reibkraft bezogen auf die Länge der Dichtfläche	67
Abbildung 41: Sicherheitssystem bestehen aus Gewindestift, Druckfeder, Kugellagerkugel	67
Abbildung 42: Zeichnung der Sicherheitsventilkomponenten und Zusammensetzung.....	69
Abbildung 43: Befestigungsmechanismus.....	70
Abbildung 44: Druckkammerbefüllung	71
Abbildung 46: Mechanismusposition beim Befüllungsschritt 6.....	73
Abbildung 47: Mechanismusposition beim Befüllungsschritt 7.....	73
Abbildung 48: Mechanismusposition beim Befüllungsschritt 9.....	74
Abbildung 49: Mechanismusposition beim Befüllungsschritt 10	74
Abbildung 50: Matlabmodell des mathematischen Gesamtsystemverhaltens.....	76
Abbildung 51: Explosionsdarstellung des Gesamtsystems	76

12 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Vor- und Nachteile der ersten Lösungsvariante	31
Tabelle 2: Vor- und Nachteile der zweiten Lösungsvariante	32
Tabelle 3: Mögliche Übersetzungsverhältnisse durch Resultate der Marktforschung	36

13 Anhangsverzeichnis

Anhang A: Technisches Datenblatt Bluebird Servomotor	V
Anhang B: Technische Zeichnung "Zylinderboden"	VI
Anhang C: Technische Zeichnung "Innenkolben"	VII
Anhang D: Technische Zeichnung "Zylinderdeckel"	VIII
Anhang E: Technische Zeichnung "Außenrohr"	IX
Anhang F: Technische Zeichnung "Anschlagrohr"	X
Anhang G: Technische Zeichnung "Halteblech"	XI
Anhang H: Technische Zeichnung "Drosselrohr"	XII
Anhang I: Technische Zeichnung "Innenrohr"	XIII
Anhang J: Technische Zeichnung "Außenkolben"	XIV
Anhang K: Technische Zeichnung "Kolbenstange"	XV
Anhang L: Technische Zeichnung "Kupplung"	XVI
Anhang M: Zusammenbauzeichnung	XVII
Anhang N: Federberechnung Excel-Tabelle fertig	XVIII
Anhang O: Federberechnung Exceltabelle vorläufig	XIX
Anhang P: Druckaufnehmer	XX
Anhang Q: Druckaufnehmer	XXI
Anhang R: Gewindestift	XXII
Anhang S: Matlabmodell	XXIII
Anhang T: Matlab Plot	XXIV

Anhang A: Technisches Datenblatt Bluebird Servomotor

Particular Specification

Electrical Specification (Function Of The Performance)

Torque at 4.8V	4.6 kg-cm / 64 oz-in
Torque at 6.0V	5.4 kg-cm / 75 oz-in
Speed at 4.8V	0.14 sec/60° at no load
Speed at 6.0V	0.11 sec/60° at no load

Apply Environmental Condition

Operating Voltage Range	4.8V to 6.0V
Operating Temperature Range	-20°C ~ +60°C (-4°F ~ +140°F)

Control Specification

Dead Bend Width	2us
-----------------	-----

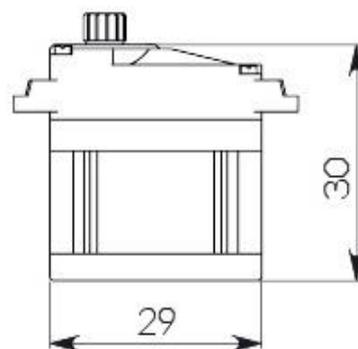
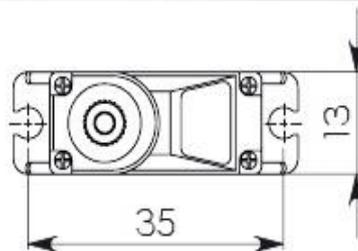
Mechanical Specification

Ball Bearing	Yes. Dual
Metal Gears	Yes
Motor Type	Coreless Motor
Horn / Gear Spline	25 Teeth

Outline Drawing

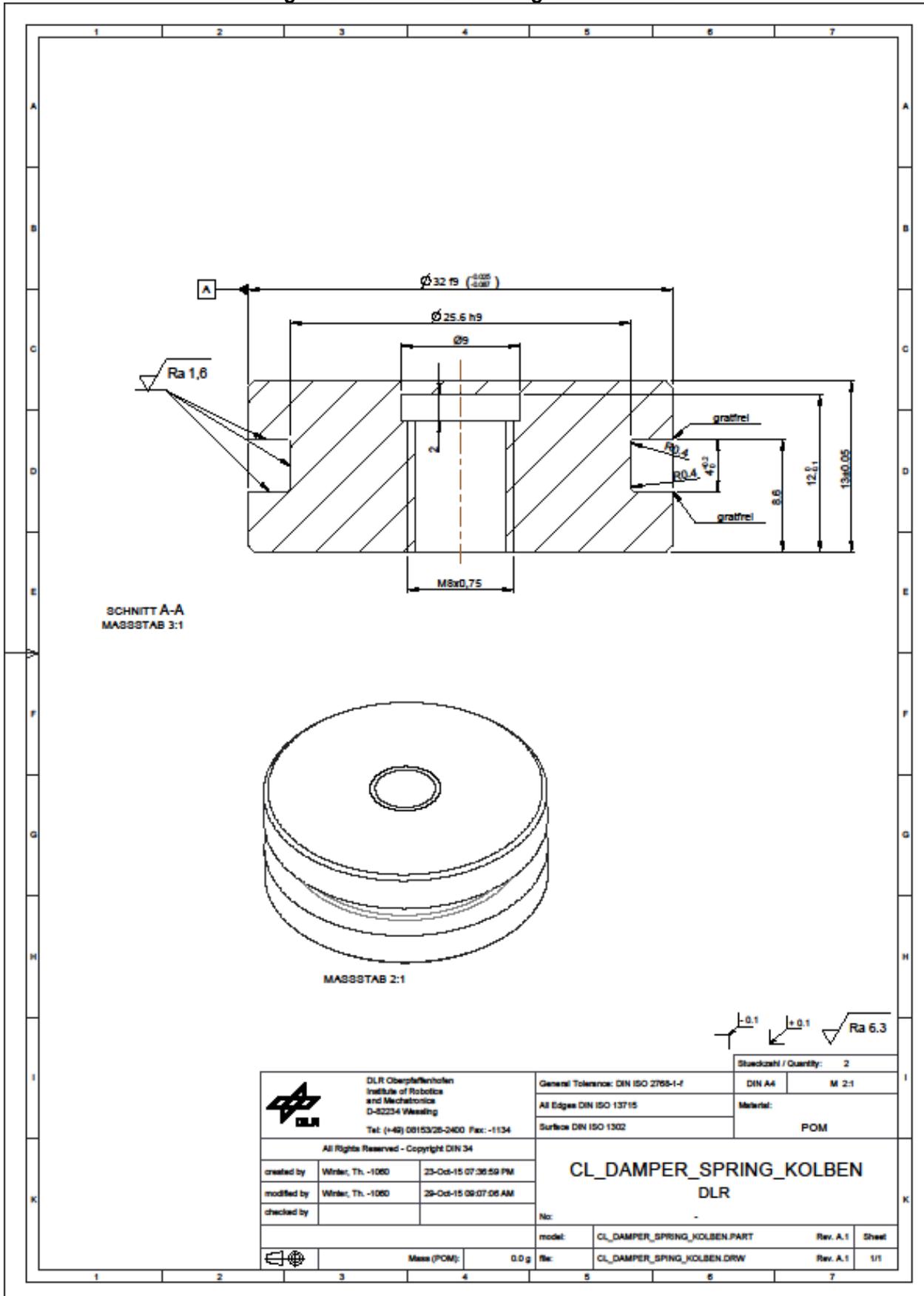
Weight (gram)	22.5 g / 0.79 oz
Size (mm)	29 X 13 X 30 mm / 1.14 x 0.51 x 1.18 in

Product Picture / Dimension Sketch

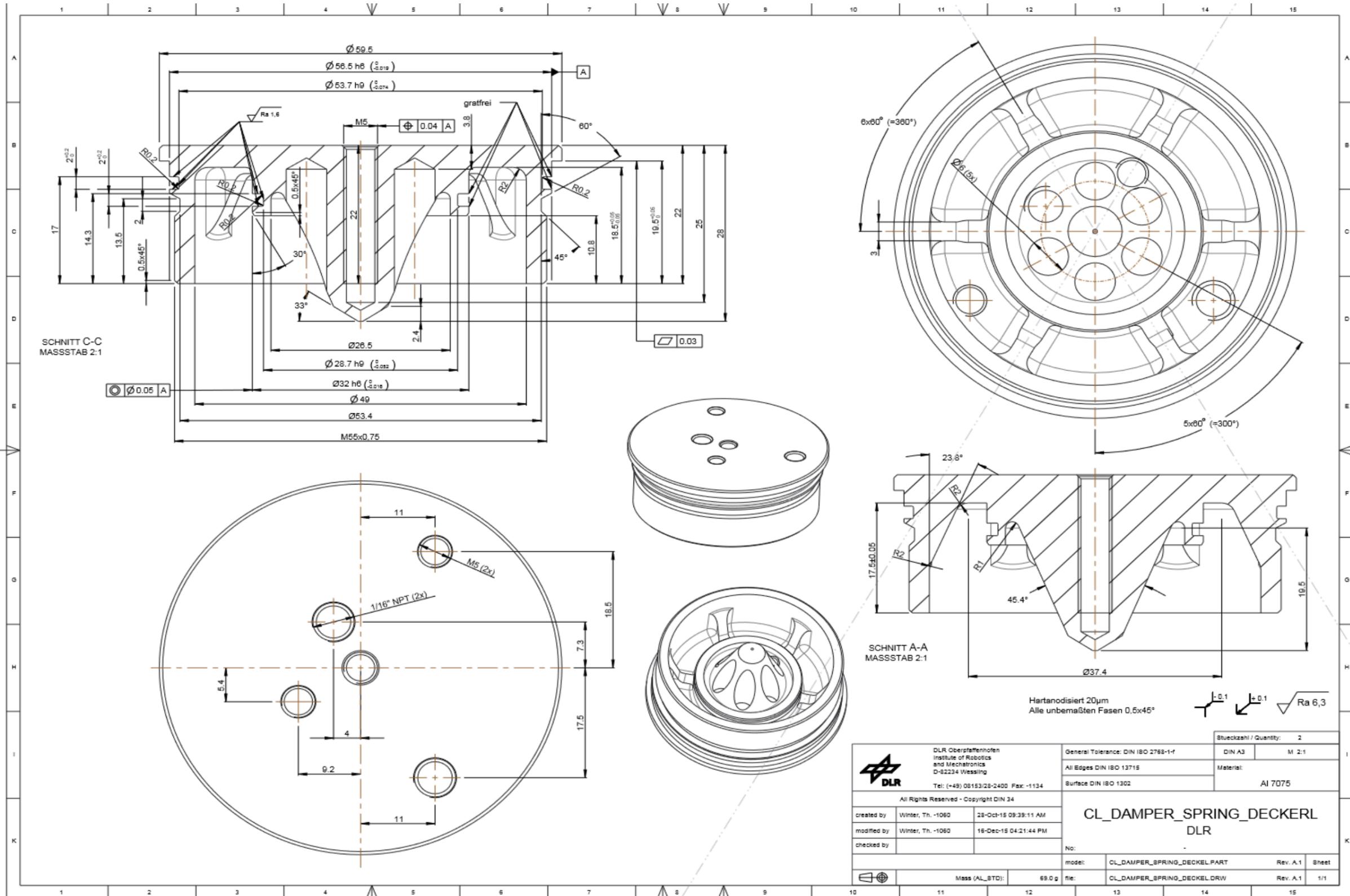


(Unit:mm)

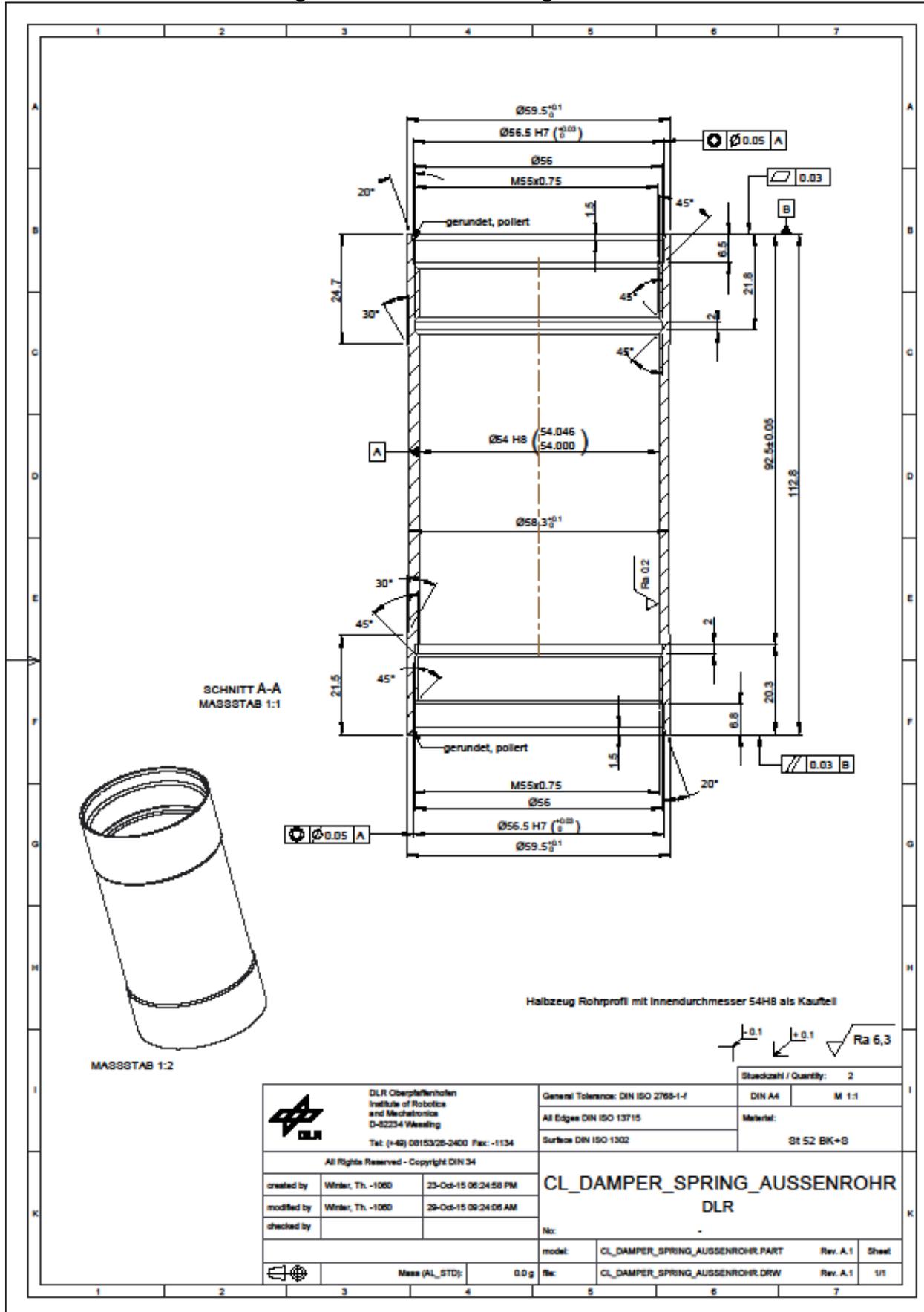
Anhang C: Technische Zeichnung "Innenkolben"



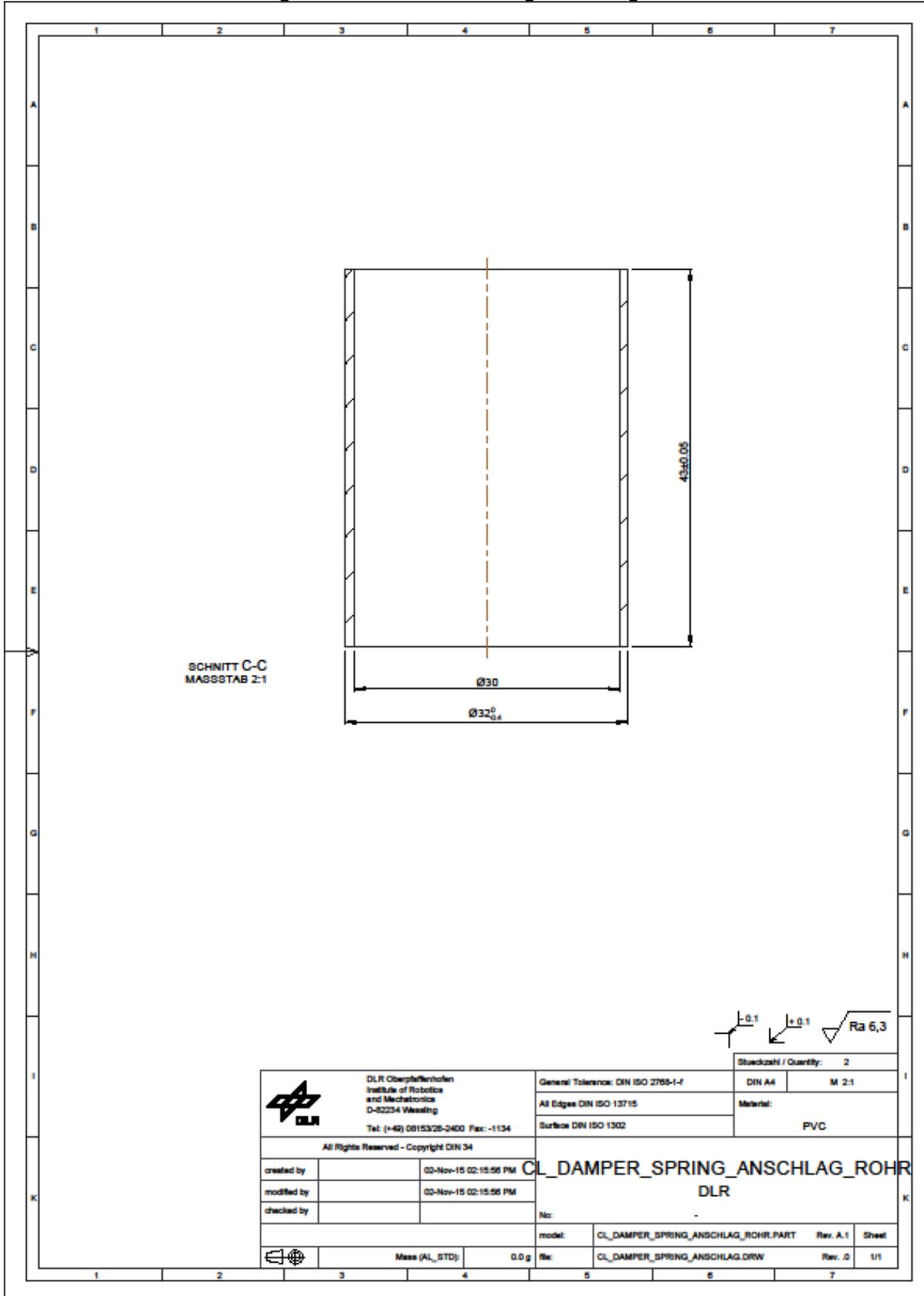
Anhang D: Technische Zeichnung "Zylinderdeckel"



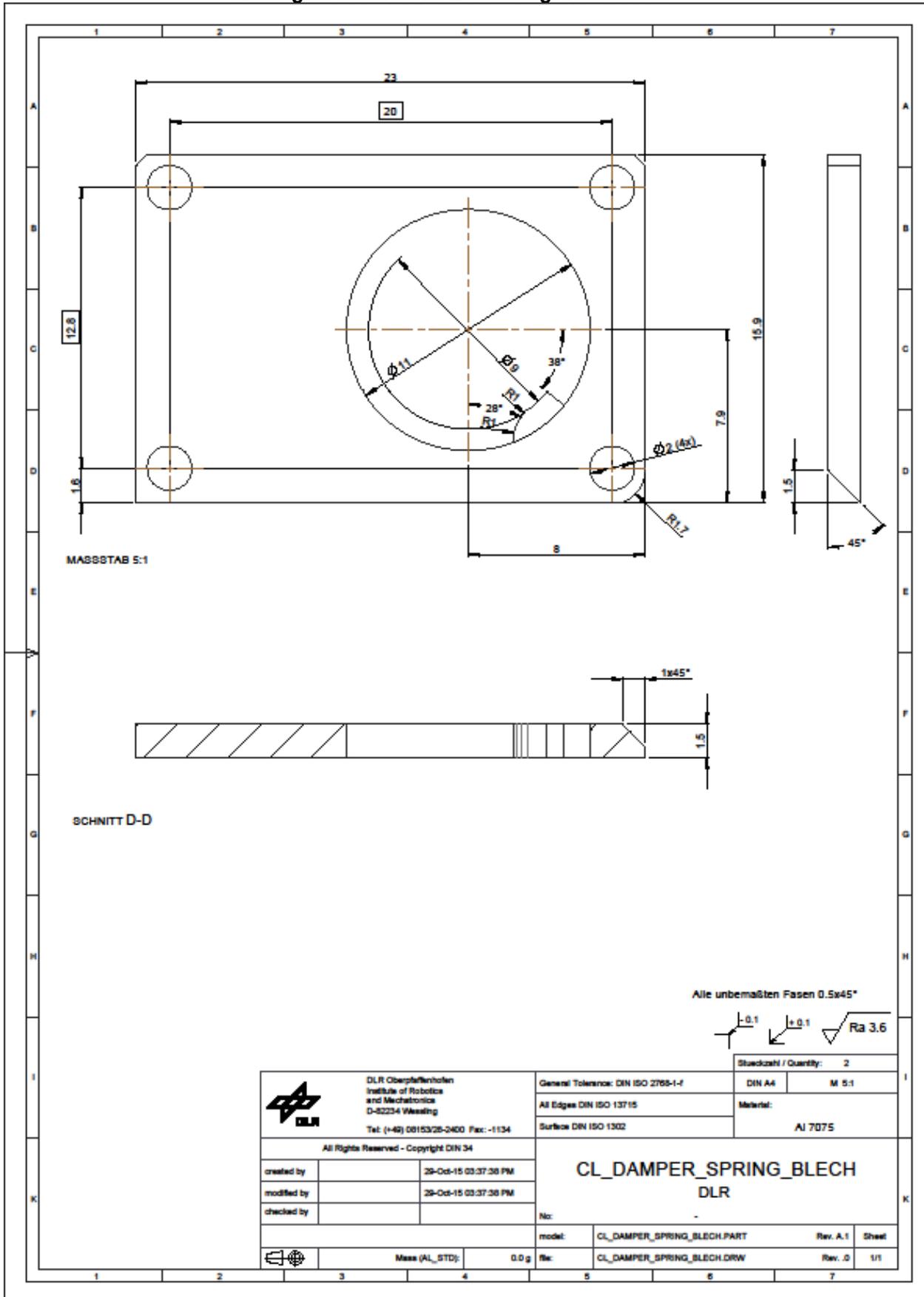
Anhang E: Technische Zeichnung "Außenrohr"



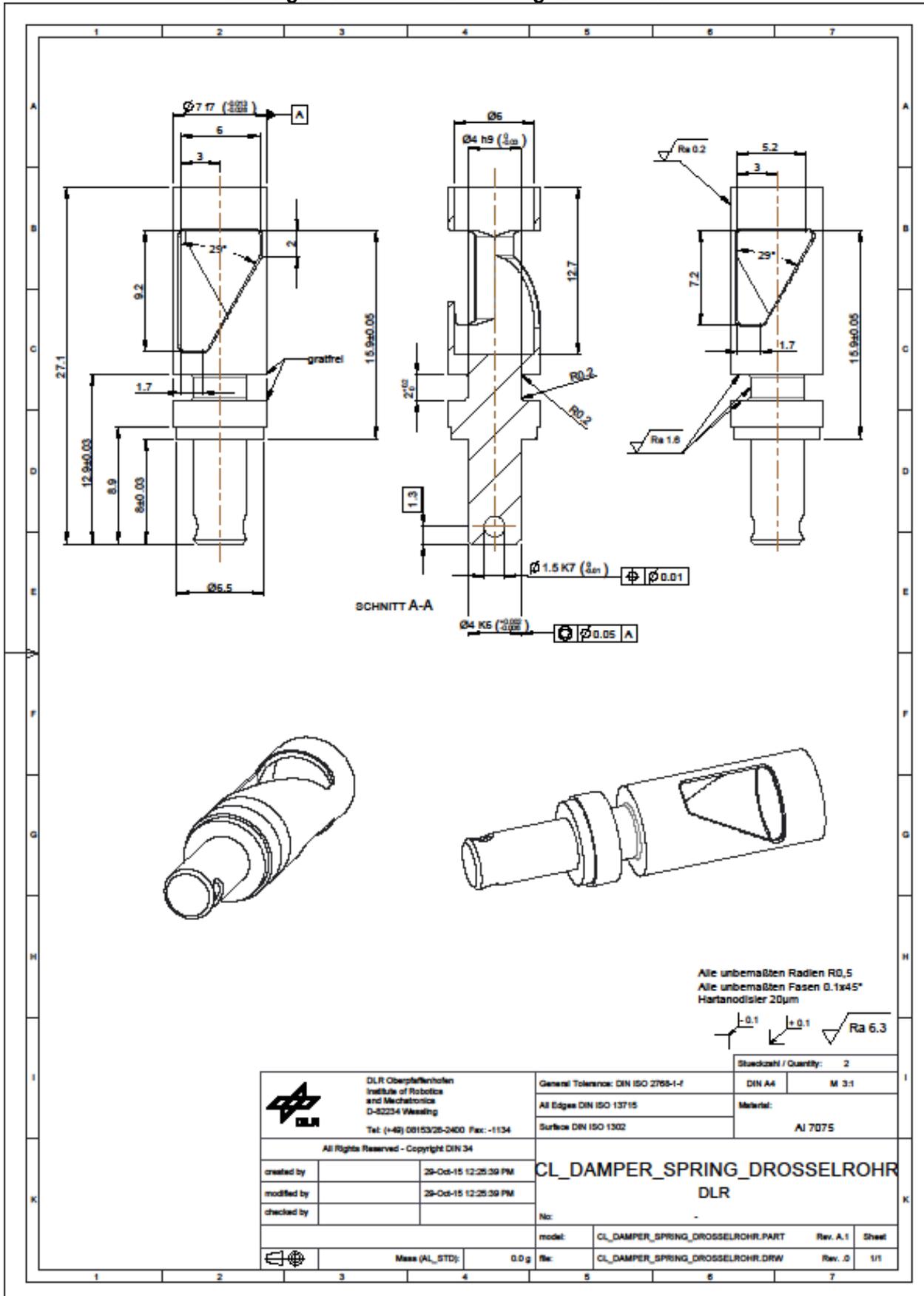
Anhang F: Technische Zeichnung "Anschlagrohr"



Anhang G: Technische Zeichnung "Halteblech"



Anhang H: Technische Zeichnung "Drosselrohr"

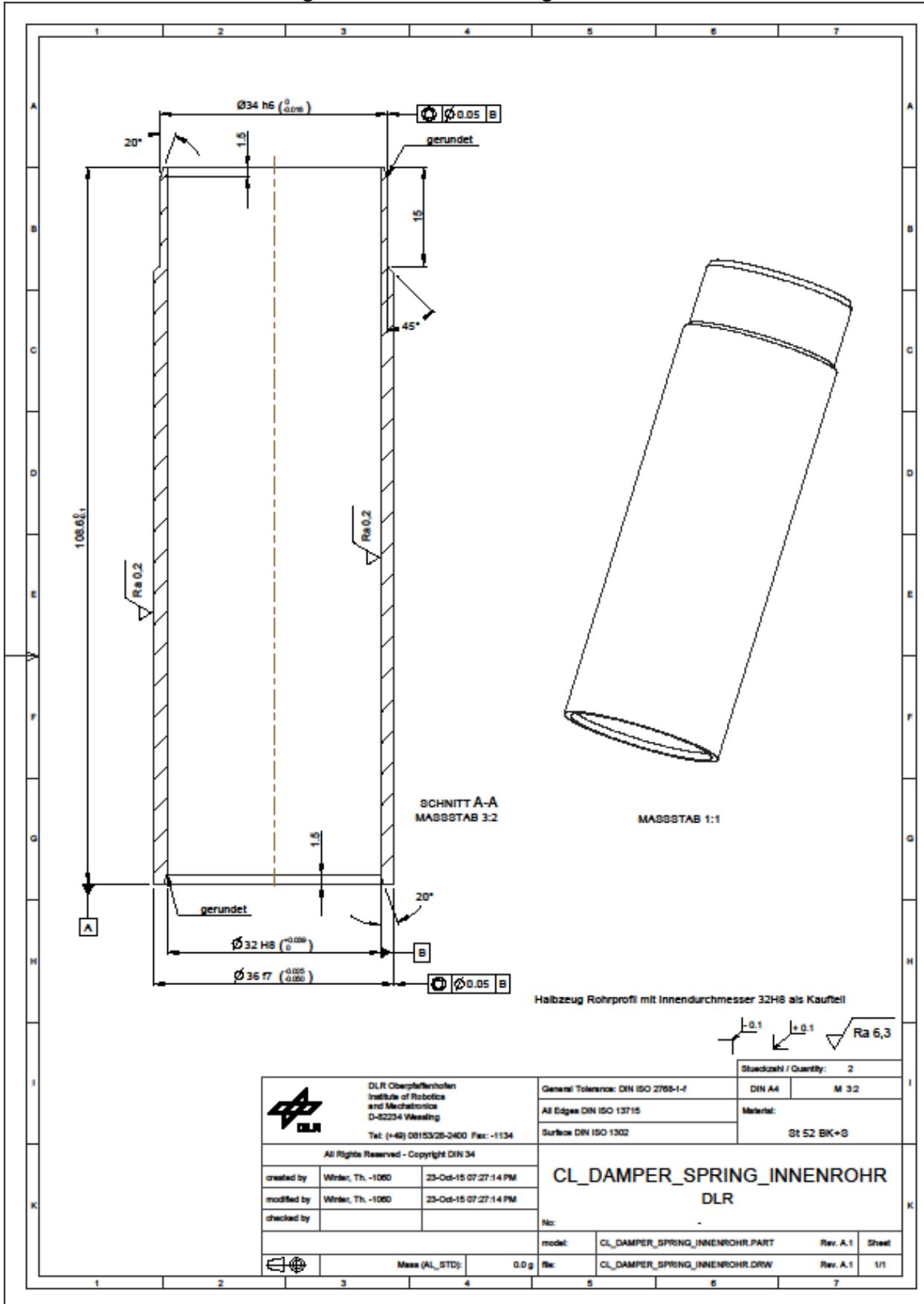


Ale unbemaßten Radien R0,5
 Ale unbemaßten Fasen 0.1x45°
 Hartanodisier 20µm

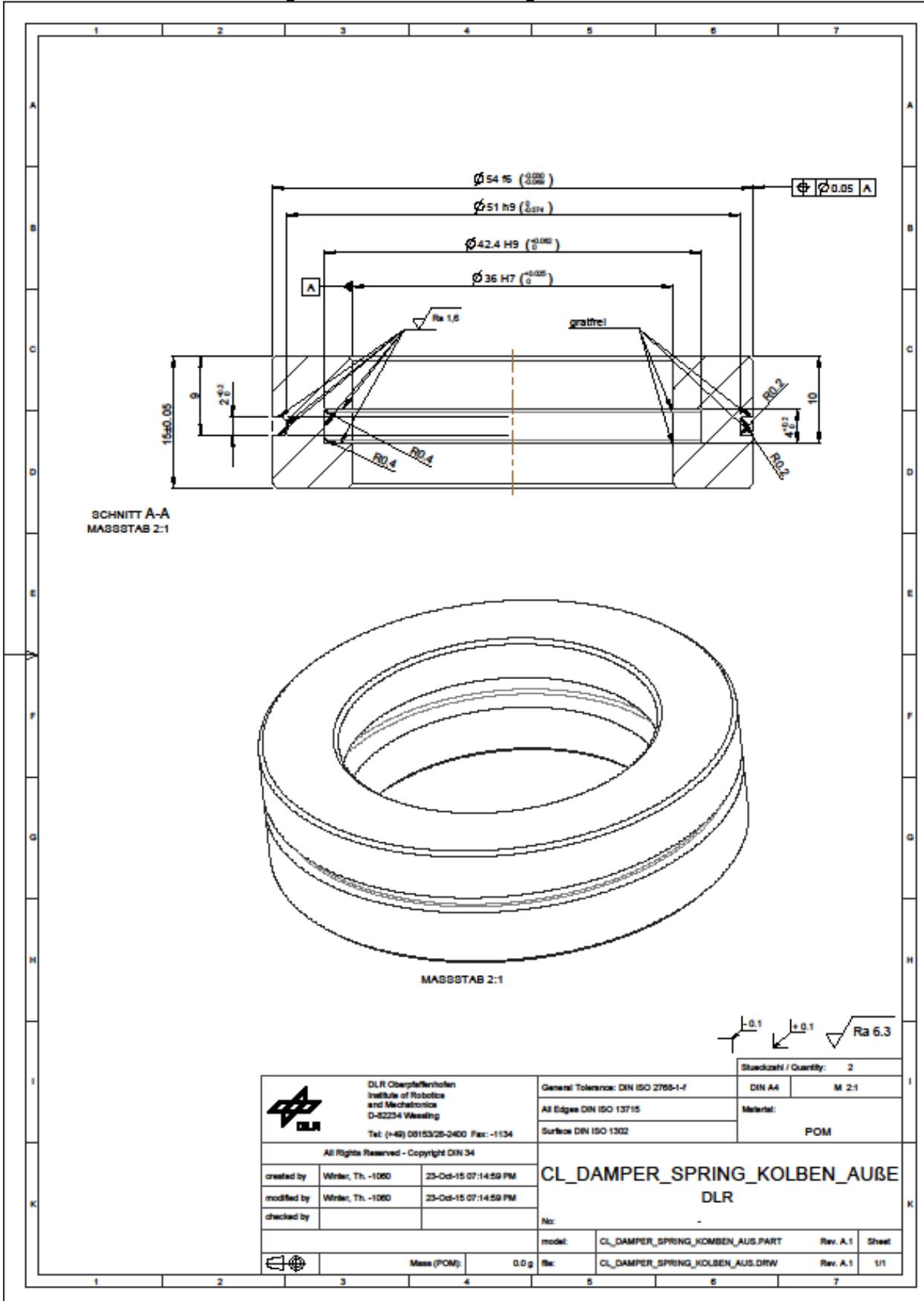
± 0.1 ± 0.1 $\sqrt{Ra 6.3}$

 DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Weising Tel: (+49) 0815328-2400 Fax: -1134	General Tolerance: DIN ISO 2768-1-f		Stückzahl / Quantity: 2		
	All Edges DIN ISO 13715		DIN A4 M 3:1		
Surface DIN ISO 1302		Material: AI 7075			
All Rights Reserved - Copyright DIN 34					
created by		29-Oct-15 12:25:39 PM	CL_DAMPER_SPRING_DROSSELROHR DLR		
modified by		29-Oct-15 12:25:39 PM			
checked by					
		No:			
		model:	CL_DAMPER_SPRING_DROSSELROHR.PART	Rev. A.1	Sheet
		file:	CL_DAMPER_SPRING_DROSSELROHR.DRW	Rev. 0	1/1
 Mass (AL_STD):		0.0 g			

Anhang I: Technische Zeichnung "Innenrohr"

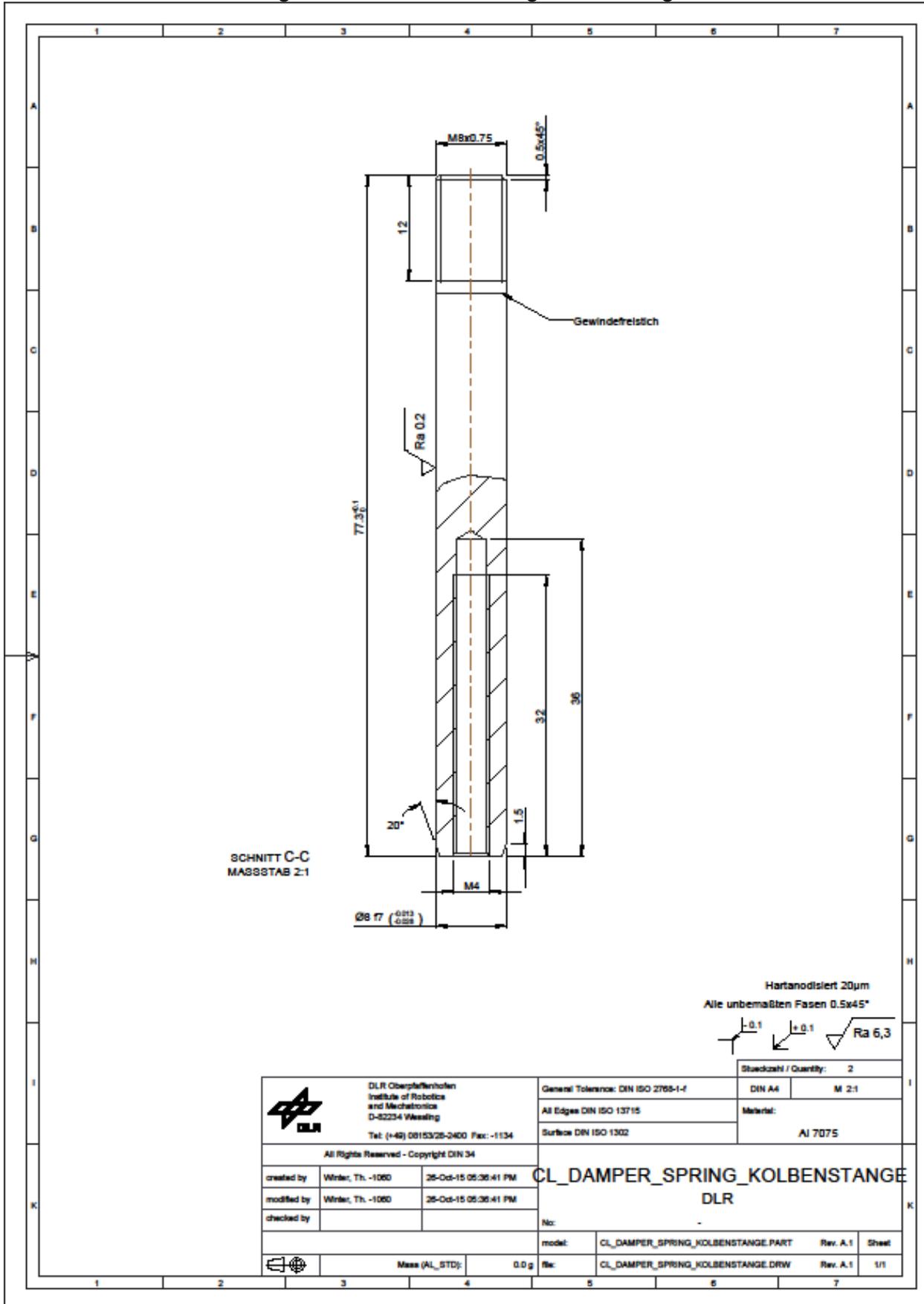


AnhangJ: Technische Zeichnung "Außenkolben"

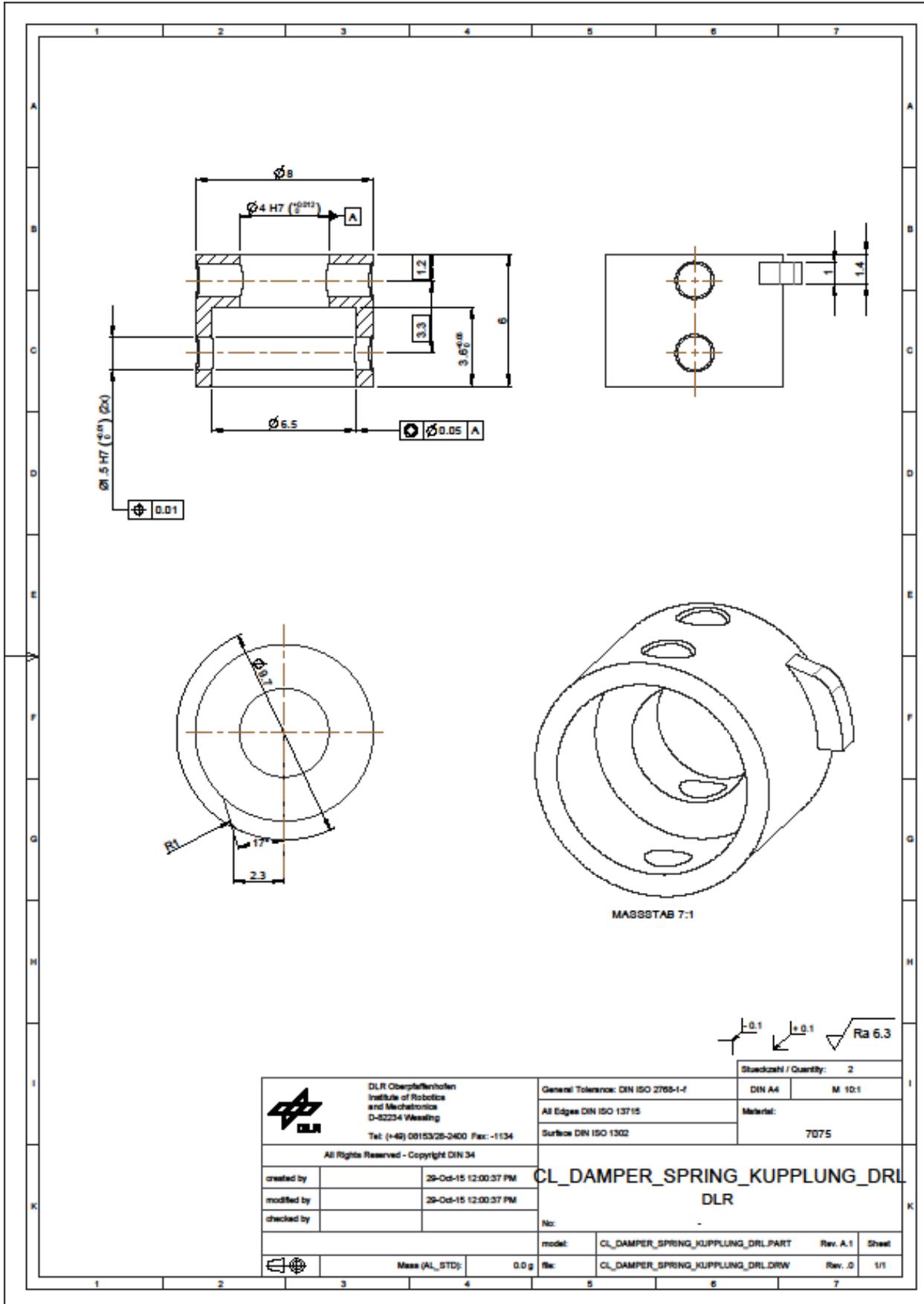


 DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Weising Tel: (+49) 0815328-2400 Fax: -1134	General Tolerance: DIN ISO 2768-1-f		Stückzahl / Quantity: 2	
	All Edges DIN ISO 13715		DIN A4	M 2:1
Surface DIN ISO 1302		Material: POM		
All Rights Reserved - Copyright DIN 34				
created by	Winter, Th. -1060	23-Oct-15 07:14:59 PM	CL_DAMPER_SPRING_KOLBEN_AUßE DLR	
modified by	Winter, Th. -1060	23-Oct-15 07:14:59 PM		
checked by				
		No:		
		model:	CL_DAMPER_SPRING_KOLBEN_AUS.PART	Rev. A.1 Sheet
		file:	CL_DAMPER_SPRING_KOLBEN_AUS.DRW	Rev. A.1 1/1
		Mass (POM):	0.0 g	

Anhang K: Technische Zeichnung "Kolbenstange"



Anhang L: Technische Zeichnung "Kuplung"



$\sqrt{-0.1}$ $\sqrt{+0.1}$ $\sqrt{Ra 6.3}$

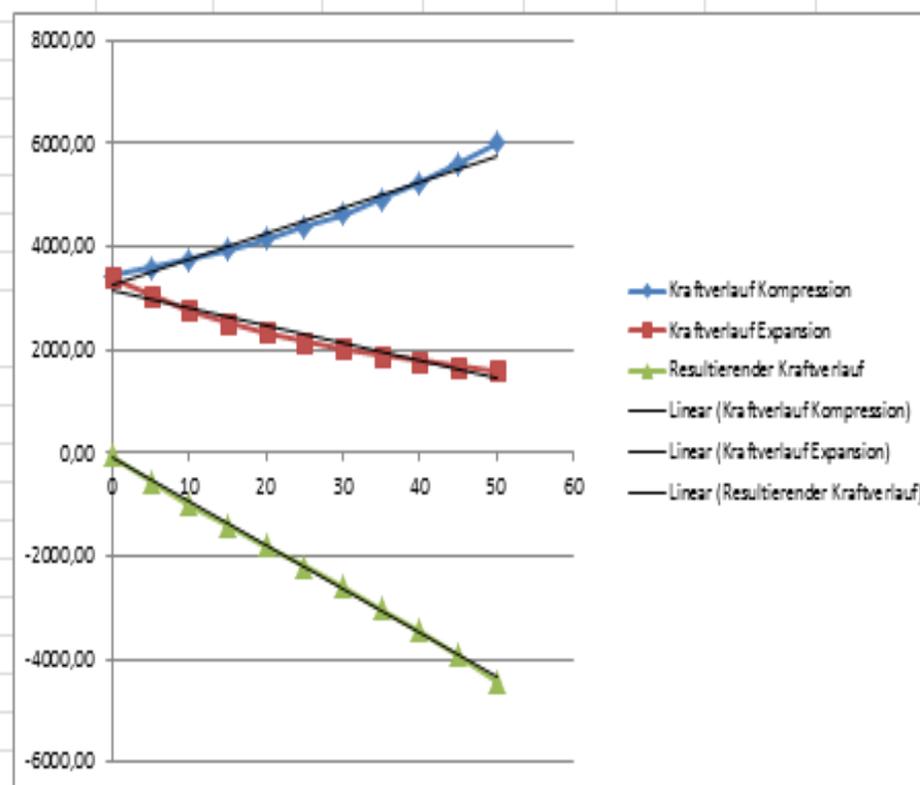
DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-52234 Weesling Tel: (+49) 0815326-2400 Fax: -1134 All Rights Reserved - Copyright DIN 34	General Tolerance: DIN ISO 2768-1-f All Edges DIN ISO 13715 Surface DIN ISO 1302	Stückzahl / Quantity: 2 DIN A4 M 10:1 Material: 7075
	CL_DAMPER_SPRING_KUPPLUNG_DRL DLR	
created by: 29-Oct-15 12:00:37 PM modified by: 29-Oct-15 12:00:37 PM checked by:	No:	
Mass (AL_STD): 0.0 g	model: CL_DAMPER_SPRING_KUPPLUNG_DRL.PART Rev. A.1 Sheet file: CL_DAMPER_SPRING_KUPPLUNG_DRL.DRW Rev. 0 1/1	

Anhang N: Federberechnung Excel-Tabelle fertig

x	F(x)	c(x)	p(x)	x	F_innen(x)	c(x)	p(x)	p0_innen	L0_innen	L0_außer	p0_außer	A_außer	A_innen	D_außen_i	d_außen_i
	[N]	[N/mm]	[N/mm ²]		[N]	[N/mm]	[N/mm ²]	[Mpa]	[mm]	[mm]	[Mpa]	[mm ²]	[mm ²]	[mm]	[mm]
0	3442,18		2,71	0	3399,76		4,51	4,51	44,00	70,00	2,71	1272,35	754,00	54,00	36,00
3	3596,31	53,78	2,83	5	3052,85	-62,96	4,05								
6	3764,88	58,96	2,96	10	2770,18	-51,74	3,67	D_innen_a	D_innen_i	Übersetzung	Kraft F am Kolben	X_innen	X_außen		
9	3950,04	64,91	3,10	15	2535,42	-43,28	3,36	[mm]	[mm]		[N]	[mm]	[mm]		
12	4154,35	71,82	3,27	20	2337,34	-36,75	3,10	32	8	0,6	4000	46	27,6		
15	4380,96	79,89	3,44	25	2167,97	-31,59	2,88								
18	4633,70	89,41	3,64	30	2021,48	-27,44	2,68								
21	4917,40	100,73	3,86	35	1893,54	-24,07	2,51								
24	5238,10	114,36	4,12	40	1780,83	-21,28	2,36								
27	5603,55	130,95	4,40	45	1680,78	-18,94	2,23								
30	6023,81		4,73	50	1591,38		2,11								

Gegengleiche Feder

f	X_außen f+	X_innen f-	c	Ersatzsteifigkeit	Linear	Linearitätsabweichung	Steifigkeitsabweichung
0	-42,42	0	3442,18	0	3399,76	-94,49	1%
5	-543,46	3	3596,31	5	3052,85	-95,23	12%
10	-994,71	6	3764,88	10	2770,18	-87,12	2%
15	-1414,63	9	3950,04	15	2535,42	-82,23	-4%
20	-1817,02	12	4154,35	20	2337,34	-79,84	-6%
25	-2212,99	15	4380,96	25	2167,97	-79,52	-7%
30	-2612,22	18	4633,70	30	2021,48	-81,09	-5%
35	-3023,86	21	4917,40	35	1893,54	-84,50	-1%
40	-3457,27	24	5238,10	40	1780,83	-89,89	5%
45	-3922,77	27	5603,55	45	1680,78	-97,52	14%
50	-4432,44	30	6023,81	50	1591,38	-4355,28	-2%

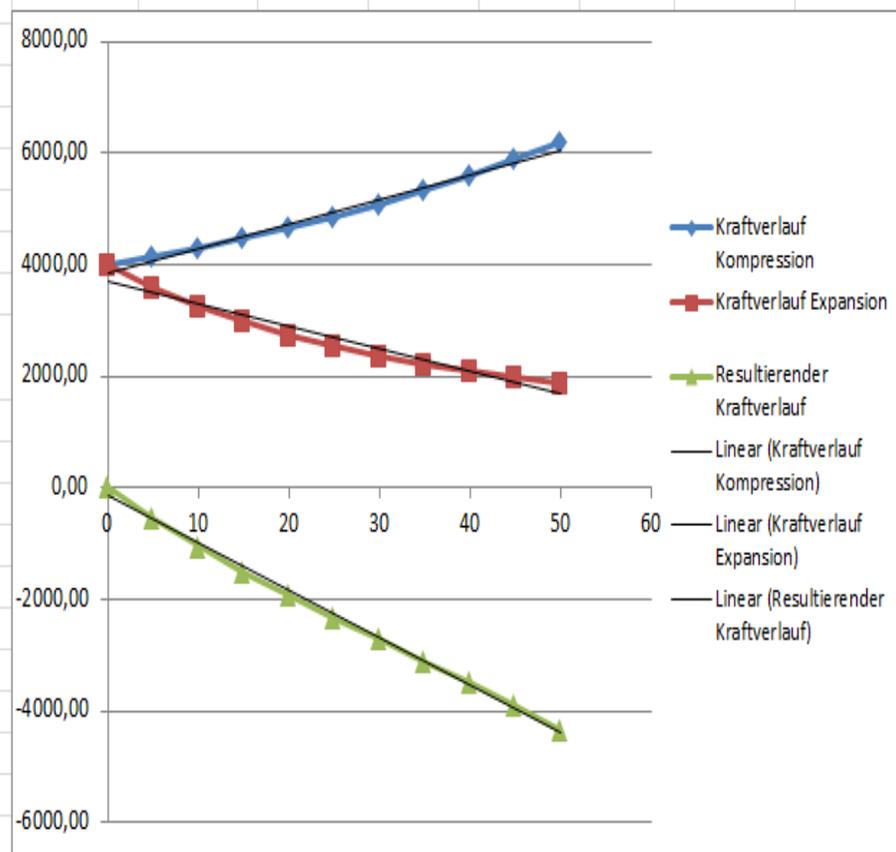


Anhang O: Federberechnung Exceltabelle vorläufig

x	F(x)	c(x)	p(x)	x	F_innen(x)	c(x)	p(x)	p0_innen	L0_innen	L0_außen	p0_außen	A_außen	A_innen	D_außen_a	d_außen_i
	[N]	[N/mm]	[N/mm ²]		[N]	[N/mm]	[N/mm ²]	[Mpa]	[mm]	[mm]	[Mpa]	[mm ²]	[mm ²]	[mm]	[mm]
0	3998,11		2,42	0	3998,11		4,84	4,84	44,00	70,00	2,42	1652,28	826,14	58	35,5
2,5	4146,19	61,51	2,51	5	3590,14	-74,04	4,35								
5	4305,66	66,34	2,61	10	3257,72	-60,85	3,94	D_innen_a	D_innen_i	Übersetzung	Kraft F am Kolben	X_innen	X_außen		
7,5	4477,88	71,76	2,71	15	2981,64	-50,90	3,61	[mm]	[mm]		[N]	[mm]	[mm]		
10	4664,46	77,88	2,82	20	2748,70	-43,21	3,33	33,5	8,3889809	0,5	4000	46	23		
12,5	4867,26	84,81	2,95	25	2549,52	-37,14	3,09								
15	5088,50	92,71	3,08	30	2377,25	-32,27	2,88								
17,5	5330,81	101,77	3,23	35	2226,80	-28,30	2,70								
20	5597,35	112,23	3,39	40	2094,25	-25,02	2,53								
22,5	5891,95	124,39	3,57	45	1976,59	-22,28	2,39								
25	6219,28		3,76	50	1871,46		2,27								

Gegengleiche Feder

f	X_außen	f+	X_innen	f-	c	Ersatz- steifigkeit	Linear	Linearitäts- abweichung	Steifigkeits- abweichung
0	0,00	0	3998,11	0	3998,11		-148,98	3%	
5	-556,05	3	4146,19	5	3590,14	-104,79	-572,19	0%	24%
10	-1047,94	5	4305,66	10	3257,72	-94,02	-995,40	-1%	11%
15	-1496,24	8	4477,88	15	2981,64	-86,78	-1418,61	-2%	3%
20	-1915,76	10	4664,46	20	2748,70	-82,15	-1841,82	-2%	-3%
25	-2317,74	13	4867,26	25	2549,52	-79,55	-2265,03	-1%	-6%
30	-2711,25	15	5088,50	30	2377,25	-78,63	-2688,23	-1%	-7%
35	-3104,02	18	5330,81	35	2226,80	-79,19	-3111,44	0%	-6%
40	-3503,11	20	5597,35	40	2094,25	-81,13	-3534,65	1%	-4%
45	-3915,36	23	5891,95	45	1976,59	-84,47	-3957,86	1%	0%
50	-4347,83	25	6219,28	50	1871,46		-4381,07	1%	



Anhang P: Druckaufnehmer



Druckaufnehmer EPRB-1

Datenblatt

bar

EPRB-1

Druckaufnehmer in Miniaturbauform mit integriertem Verstärker

- Messbereiche 0 ... 3,5 bar bis 0 ... 700 bar, Absolutdruck
- Komb. Fehler Linearität & Hysterese 0,25 %
- Ausgangssignal 0,5 ... 4,5 V
- Versorgungsspannung 8 ... 32 VDC, 5 VDC stab.



Der Druckaufnehmer EPRB-1 ist ein besonders klein gebauter Aufnehmer aus Edelstahl mit verstärktem Ausgangssignal. Er eignet sich besonders für den Einsatz in rauen Industrieumgebungen und für Anwendungen, die einen geringen Platzbedarf und ein geringes Gewicht voraussetzen.

Eigenschaften

- Flüssigkeiten und Gase kompatibel mit Edelstahl
- Gebrauchstemperatur bis 150 °C (300 °F)
- Gehäusedurchmesser 11 mm
- Robuste Ausführung

Anwendungen

Druckmessungen in:

- Getrieben
- Motoren (Öl, Kühlwasser, Treibstoff, Ansaugunterdruck etc.)
- Luftfahrt-Turbinen
- Bohrlochuntersuchung

Technische Daten

Nenndruck (bar)	Nenndruck (psi)	Druckart absolut (Typ 3)	Drucküberlast (Nenndruck)	Berstdruck (Nenndruck)
3,5	50	•	2 x	3 x
6	100	•	2 x	3 x
10	150	•	2 x	3 x
20	300	•	2 x	3 x
35	500	•	2 x	3 x
60	1k	•	2 x	3 x
100	1,5k	•	2 x	3 x
200	3k	•	2 x	3 x
350	5k	•	2 x	3 x
700	10k	•	1,5 x	2 x

CE-Konformität	
EN55022	Emissionen Klasse A & B
IEC61000-4-2	Störfestigkeit gegen die Entladung statischer Elektrizität (Kontakt 1kV)
IEC61000-4-3	Störfestigkeit gegen hochfrequente elektromagnetische Felder (3 V/m)
IEC61000-4-4	Störfestigkeit gegen schnelle transiente elektrische Störgrößen / Burst (1kV)

Spezifikationen (Alle Werte sind typisch bei einer Temperatur von 20 ±1 °C)

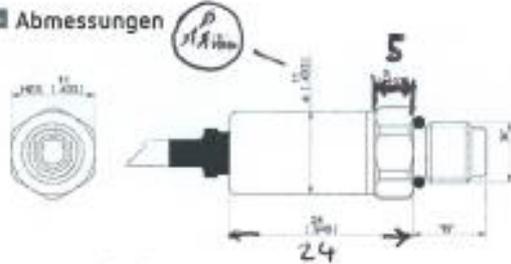
Parameter	Wert	Anmerkungen
Versorgungsspannung:	Version U: 8 ... 32 VDC; Version R: 5 VDC stabilisiert	
Max. Strom:	<8 mA	
Reproduzierbarkeit:	±0,05 % v.E. typ.	
Komb. Fehler Linearität & Hysterese:	±0,25 % v.E.	
Laufzeitstabilität:	Offset = 0,1 % Spanne / Jahr ; Spanne = 0,1 % / Jahr	
Bandbreite (-3 dB):	400 Hz	
Temperatureinfluss Nullpunkt:	±1 % v.E. /100 K (±2 % v.E. /100 K für Messbereiche ≤10 bar oder 150 psi)	

ALTHEN

Anhang Q: Druckaufnehmer

Temperatureinfluss Empfindlichkeit	±1 %/100 K (±1,5 %/100 K für Messbereiche ≤10 bar oder 150 psi)
Gebrauchstemperatur:	-40 ... +150 °C
Nenntemperatur:	0 ... +100 °C
Ausgang:	0,5 ... 4,5 V = 4 V ±50 mV
Nullabweichung bei 23 °C:	0,5 V ±50 mV (0,5 V ±100 mV für Messbereiche ≤10 bar oder 150 psi)
Max. Vibrationsbelastung:	2 g (10 ... 60 Hz) und 20 g (60 Hz ... 1 kHz)
Max. Schockbelastung (1/2 Sinus):	50 g (11 ms) und 200 g (6 ms)
Gewicht (ohne Kabel):	13 Gramm + 20 Gramm pro Meter Kabel
Schutzart:	IP66

Abmessungen



Maße in „mm“ [inch], alle Angaben sind Circa-Werte.
Diese Zeichnungen haben nur informellen Charakter und sind nicht als Konstruktionsgrundlage gedacht. Bitte fordern Sie hierfür die Detailzeichnung an.

Modell	Gewinde "A"	Gewinde-länge "B"	O-Ring	Empf. Installationsdrehmoment
N	M5x0,8	8,6 mm (0,31")	Ø3,5x1,5 FKM Fluorelastomer	1 Nm (2 Nm max.)
V	10-32 UNF-2A	8,6 mm (0,34")	Ø3,5x1,5 FKM Fluorelastomer	1 Nm (2 Nm max.)
S	M8x1	9,6 mm (0,38")	Ø6,35x1,6 FKM Fluorelastomer	2,5 Nm (5 Nm max.)
Q	5/16-24 UNF-2A	9,6 mm (0,38")	Ø6,35x1,6 FKM Fluorelastomer	2,5 Nm (5 Nm max.)

INSTALLATION

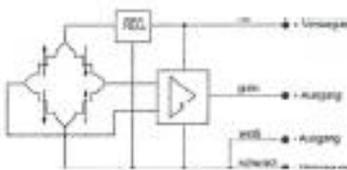
Empfohlene Bohrung

Gewinde "A"	Dim "B"	Dim "C"	Dim "D"
M5 x 0,8	3,8 mm	1,3 mm	0,2 mm
10-32 UNF-2A	0,22"	0,060"	0,01"
M8 x 1	8,8 mm	1,9 mm	0,4 mm
5/16-24 UNF-2A	0,35"	0,075"	0,015"

Toleranz = ±0,05 mm (0,002")



Anschlussbelegung



Standard: 1 m ungeschirmtes Kabel 3 x AWG24

Option SCDDM: geschirmtes Kabel 4 x AWG26
(Ersetzen Sie "00" mit der gewünschten Kabellänge)

Bestellinformation

EPRB-1	-	V	U	3	3	-	10B	-	/Z1/SCSM
Druckanschluss				Ausgangssignal	Druckart		Messbereich/Einheit		Optionen (Z1 ...)
N - M5x0,8				0 - 0,5 ... 4,5 V	g - absolute				
V - 10-32 UNF				Versorgungsspannung:					
S - M8x1				U = 8 ... 32 VDC					
Q - 5/16-24 UNF				± = 5 VDC stab.					

Beispiel: EPRB-1-V/33-10B-/Z1/SCSM

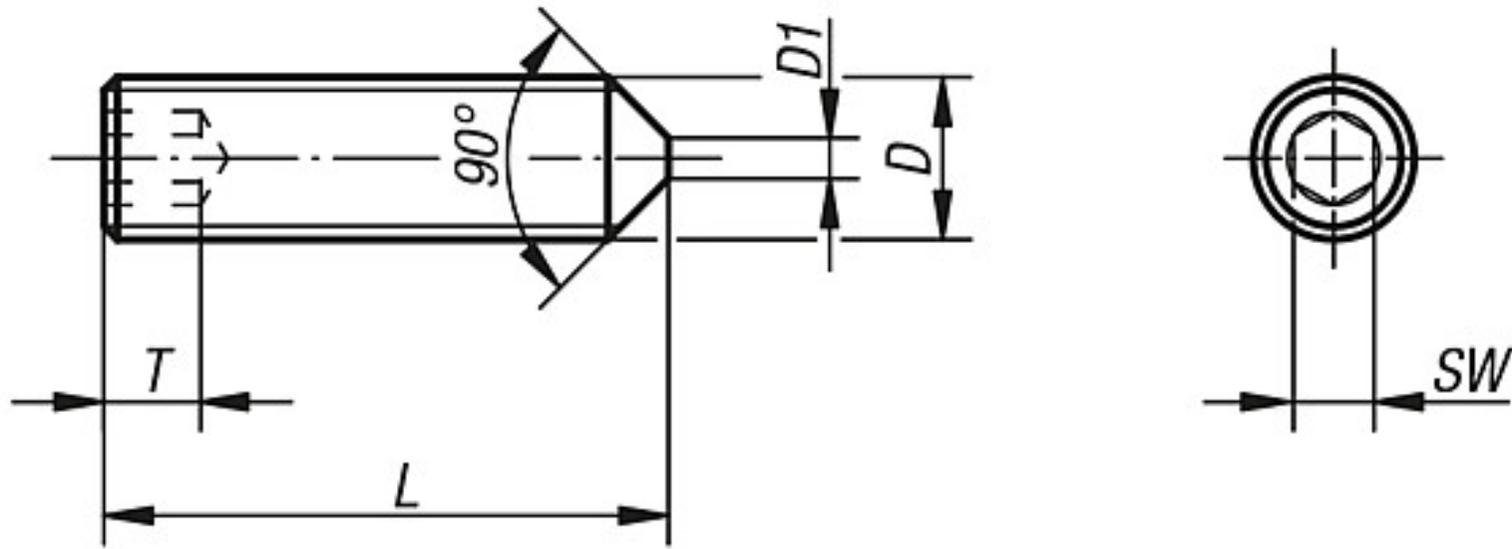
Optionen

Nenntemperaturbereich:	Standard = 0 ... +100 °C
	Z1 = -20 ... +40 °C
	Z3S = +20 ... +120 °C
Geschirmtes Kabel (4-adr. x AWG26):	SCDDM = Ersetzen Sie "00" mit der gewünschten Kabellänge
Acceptance Test Report:	ATR = Testbericht

Technische Änderungen und den Austausch von Werkstoffen, die der Verbesserung der Produkte dienen, behalten wir uns vor.

Seite 2/2
Version 24.07.2017

Anhang R: Gewindestift



▼ Artikelauswahl/-filter

» ARTIKEL

Bestellnummer	Material	M8	D	L	D1	T	SW	CAD
07166-08X8	Stahl	M8	8	2	3	4		

Anhang S: Matlabmodell

```

function [ F, FD, Ff, delta_pDg ] = Federdaempfungselement08_12_2015( x_i , v , p_i, verdrehwinkel )
% v [m/s], x_i [mm] 0 bis 46 , p_i [MPa] 4,7395 bis 10, verdrehwinkel [
% deg]

A_i = 754; % [mm^2] Innenflaeche_Kolben
uebersetzung = 0.6; % Uebersetzungsverhaeltniss von aussen zu innen
A_a = A_i / uebersetzung; % [mm^2] Aussenflaeche_kolben
A_D = 28.28; % [mm^2] Drosselflaeche
alpha_D = 0.7; % Blendenbeiwert
LO_i = 44; % [mm] Luftkammer innen
LO_a = 70; % [mm] Luftkammer aussen
x_a = x_i * uebersetzung; % [mm] Hub Aussenkolben
p_a = p_i * uebersetzung; % [MPa] Druck Aussenkammer
dichte = 882; % [kg/m^3] Dichte Plutoline HPX R5
l = 60.1; % [mm] laenge gerader "Rohr" durchfluss
d = 6; % [mm] durchmesser "Rohr" errohnet ueber den Drosselquerschnitt
k_viskos = 49.6; % [mm^2/s] kinematische Viskositaet
d_viskos = 0.044; % [kg/m*s] dynamische Viskositaet
verlustbeiwert_rundung = 0.3; % Krümmereverlustbewert aus diagramm
verlustbeiwert_Re = 0.7; % Reibungsverlustbeiwert in abhaengigkeit von Reynoldszahl
winkel_dreieck = 61; % [Grad] Winkel des Blendendreiecks

Q = A_i * 1e3 * abs(v); % [mm^3/s]
if verdrehwinkel <= 28.3
    dreieck = (tan(winkel_dreieck)*((pi*d)/360)*verdrehwinkel)^2/2;
    A_B = dreieck;
    delta_pB = ((Q*10^(-9)) / (alpha_D * (A_B*10^(-6)) * sqrt(2/dichte)))^2; % [N/m^2] Druckverlust Blende
elseif verdrehwinkel > 28.3 && verdrehwinkel <= 58.3
    dreieck_gross = (tan(winkel_dreieck)*(((pi*d)/360)*verdrehwinkel)^2/2;
    dreieck_geschlossen = ...
        (tan(winkel_dreieck)*(((pi*d)/360)*(verdrehwinkel-28.3))^2)/2;

    A_B = dreieck_gross - dreieck_geschlossen;
    delta_pB = ((Q*10^(-9)) / (alpha_D * (A_B*10^(-6)) * sqrt(2/dichte)))^2; % [N/m^2] Druckverlust Blende
elseif verdrehwinkel > 58.3 && verdrehwinkel <= 86.6
    dreieck_gross = (tan(winkel_dreieck)*(((pi*d)/360)*58.3)^2/2;
    dreieck_geschlossen = ...
        (tan(winkel_dreieck)*(((pi*d)/360)*(verdrehwinkel-28.3))^2)/2;
    viereck = 14.4*(((pi*d)/360)*(verdrehwinkel-58.3));
    A_B = dreieck_gross - dreieck_geschlossen;
    if A_B >= 0
        delta_pB = ((Q*10^(-9)) / (alpha_D * ((A_B+viereck)*10^(-6)) * sqrt(2/dichte)))^2; % [N/m^2] Druckverlust Blende
    else
        delta_pB = ((Q*10^(-9)) / (alpha_D * (viereck*10^(-6)) * sqrt(2/dichte)))^2; % [N/m^2] Druckverlust Blende
    end
elseif verdrehwinkel > 86.6
    delta_pB = 0; % [N/m^2] Druckverlust Blende
end
v_fluid_D = Q/A_D; % [mm/s] mittlere Fluidgeschwindigkeit durch Drosselquerschnitt
Re = (v_fluid_D*d)/ k_viskos; % Reynoldszahl
Rohrreibungsbeiwert = 0.3164 * Re^(-0.25); % Rohrreibungsbeiwert zwischen laminar und turbulenter Stroemung
verlustbeiwert_kruemmer = verlustbeiwert_rundung * verlustbeiwert_Re; % Verlustbeiwert Kruemmer mit der Annahme eines runden Querschnittes

delta_pKR = verlustbeiwert_kruemmer * (dichte/2) * ((v_fluid_D)*10^(-3))^2; % [N/m^2] Druckverlust durch Krümmung
if v_fluid_D == 0
    delta_pR = 0.;
else
    delta_pR = Rohrreibungsbeiwert * (1/d) * (dichte/2) * (v_fluid_D*10^(-3))^2; % [N/m^2] Druckverlust durch Rohrreibung
end
delta_pDR = delta_pR + (delta_pKR^4); % [N/m^2] Druckverlust im "Durchgangrohr"
delta_pD = ((Q*1e-09)*8*d_viskos*1*1e-03)/(pi*((d*1e-03)/2)^4); % [N/m^2] Druckverlust Drossel
delta_pDg = delta_pB + delta_pDR + delta_pD; % [N/m^2] Druckverlust an gesamter Drossel

if FD > FD_max || isnan(FD) || isinf(FD)
    FD = FD_max;
end

Ff = (A_a * ((p_a*LO_a)/(LO_a - x_a)) - (A_i * ((p_i*LO_i)/(LO_i+x_i))); % [N] resultierende Federkraft Ff=F_aussen - F_innen
Fh = 60.9; % [N] Haftreibungskraft

if v < 0.05
    F = Ff - sign(v)* FD + sign(v) * Fh; % [N] resultierende Kraft des Gesamtelements
else
    F = Ff - sign(v)* FD; % [N] resultierende Kraft des Gesamtelements
end
end

```

Anhang T: Matlab Plot

```
x_i = linspace(0.,46.);
F = zeros(size(x_i));
FD = zeros(size(x_i));
v=0.;
for idx = 1:length(x_i)
    [F(idx)] = Federdaempfungselement08_12_2015(x_i(idx),v,4.7,1.);
end

figure(1);
clf;
title('F vs x');
plot(x_i,F,'.');
xlabel('x in mm');
ylabel('F in N');

x_i = 0.:.5:46.;
v = 0.:0.005:1.;
p_d_values = 0.1:13:91.1;
color_map = {'.r', '.g', '.b', '.k', '.c', '.m', '.w', '.y'};

figure(2);
clf;
hold on;
title('F vs x vs v');
xlabel('x in mm');
ylabel('v in m/s');
zlabel('F in N');

% TODO: use legend
for p_idx = 1:length(p_d_values)
    p_d = p_d_values(p_idx);
    x_i_col = zeros(length(x_i)*length(v),1);
    v_col = zeros(length(x_i)*length(v),1);
    F = zeros(length(x_i)*length(v),1);
    idx = 1;
    for idx_x_i = 1:length(x_i)
        for idx_v = 1:length(v)
            x_i_col(idx) = x_i(idx_x_i);
            v_col(idx) = v(idx_v);
            [F(idx)] = Federdaempfungselement08_12_2015(x_i(idx_x_i),v(idx_v),4.8,p_d);
            idx = idx + 1;
        end
    end
    disp([color_map{p_idx}, ' with value ',num2str(p_d)]);
    plot3(x_i_col,v_col,F,color_map{p_idx});
    legend({'geschlossen','geöffnet 13°','geöffnet 26°','geöffnet 39°','geöffnet 52°','geöffnet 65°','geöffnet 78°','komplett geöffnet'},...
        'Location', 'NorthWestOutside',...
        'FontSize',9);
    legend boxoff
end
```