



Maximilian Auer, BSc

Untersuchungen zur Realisierbarkeit von tubulären Inchworm-Aktuatoren mit piezoelektrischer Betätigung

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

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

Institut für Fertigungstechnik

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

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

Datum

Unterschrift

Abstract

The present thesis deals with the development of a linear drive, which should represent an alternative to current, high-resolution, electromotive spindle drives. Piezoelectric motors are drives, which are performing their movement based on the inverse piezoelectric effect with a larger range than a single actor. These motors are used for fine-positioning in production engineering and measuring applications with an accuracy below one micrometer. The inchworm motor is a linear drive, which executes a movement that resembles an inchworm in nature by actuating multiple actors sequentially. Within the scope of this study, different possibilities for the realization of an inchworm drive are described and evaluated on the basis of the researched literature. In the course of this evaluation an inchworm motor which fits different defined requirements is developed. This motor has a compact tubular design and a positioning accuracy of 1 nm. The necessary calculations are done with the help of analytical and numerical methods. As a result of this development topics like the preload of the actors, thermostability of the preload, choice of materials and construction of the essential components are covered.

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Entwicklung eines Linearantriebs, welcher eine Alternative zu gegenwärtigen, hochauflösenden, elektromotorischen Spindeltrieben darstellen soll. Piezoelektrische Motoren sind Antriebe, welche durch den inversen piezoelektrischen Effekt eine Bewegung ausführen die größer ist, als die eines einzelnen Piezoaktors. Diese Antriebe dienen der Feinpositionierung im Sub-Mikrometerbereich in der Produktions- und Messtechnik. Der Inchworm-Antrieb ist ein Linearantrieb, welcher durch sequentielle Ansteuerung mehrerer verschalteter Piezoaktoren eine Bewegung ausführt, die an eine Raupe in der Natur erinnert. Im Rahmen dieser Arbeit werden verschiedene Möglichkeiten zur Realisierung eines Inchworm-Antriebs dargestellt und anhand der Literatur bewertet. Im Zuge dieser Evaluierung soll ein Design entwickelt werden, welches neben einer Positionsgenauigkeit von 1 nm und einer möglichst kompakten Bauform weitere definierte Anforderungen erfüllt. Ein tubulärer Inchworm-Antrieb wird mittels analytischen und numerischen Methoden entwickelt und auf Machbarkeit überprüft. Infolge dieser Entwicklung werden Themen wie Vorspannung der Piezoaktoren, Thermostabilität der Vorspannung, Werkstoffwahl und Konstruktion der notwendigen Komponenten zur Reproduktion des gewünschten Bewegungsablaufs behandelt.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Zielstellung	2
1.3	Aufbau der Arbeit	3
2	Grundlagen	4
2.1	Physikalische Grundlagen der Piezoelektrizität	4
2.2	Piezoaktorik	7
2.2.1	Auslenkungsarten von Piezoaktoren	8
2.2.2	Arbeitsdiagramm der Piezoaktoren	9
2.3	Piezomotorik	12
2.4	Nachgiebige Bauteile	21
2.4.1	Gebräuchliche Werkstoffe von Festkörperstrukturen	23
2.5	Finite Elemente Methode	25
2.5.1	Vorgehensweise im Finite-Elemente-Programm	26
3	Inchworm-Konzeptauswahl	30
3.1	Vorstellung der Inchworm-Konzepte	30
3.2	Anforderung an den Antrieb	34
3.3	Konzeptfindung zur weiteren Entwicklung	35
4	Entwicklung des Axialaktors	42
4.1	Auslegung der Vorspannung des Axialaktors	42
4.1.1	Auslegung des Vorspannelements	43
4.1.2	Thermostabilität der Vorspannung	44
4.1.3	Ausgleichselement	47
4.2	Konstruktion & Simulation des Vorspannelements	59
4.2.1	Steifigkeitsermittlung mittels FEM-Simulation	60
4.2.2	Spannungsauswertung mittels FEM-Simulation	64
4.2.3	Vergleich der Analytischen Lösung mit der FEM Lösung	69
4.3	Einstellung der Vorspannkraft	71

5	Entwicklung des Lateralaktors	75
5.1	Auslegung des Brückenmechanismus	78
5.1.1	Analytische Betrachtung des Brückenmechanismus	81
5.1.2	Auswahl des Zylinderrohrs	87
5.2	Lateralaktor mit Innenfeder	88
5.3	FEM-Simulation des Lateralaktors	90
5.3.1	Grundlagensimulationen	90
5.3.2	Simulation des Brückenmechanismus	98
5.3.3	FEM Simulation des Lateralaktors mit Innenfeder	102
6	Baugruppenintegration	109
6.1	Montage des Antriebs	110
7	Zusammenfassung und Ausblick	114
	Abbildungsverzeichnis	116
	Tabellenverzeichnis	119
	Literaturverzeichnis	121
A	Anhang	123
A.1	Datenblatt Physikinstrumente P-080	123
A.2	Datenblatt 1.4548	126
A.3	Datenblatt Invar 36	128
A.4	Datenblatt Mahr Führungsbuchse	132
A.5	Datenblatt Physikinstrumente PD0xx	135

1 Einleitung

Die Anforderungen an moderne Prüf- und Messsysteme steigen mit der Verfügbarkeit hochgenauer Fertigungsmaschinen an. Dabei müssen die Messsysteme eine Größenordnung genauer sein als die Fertigungsmaschinen, um aussagekräftige Ergebnisse zu liefern. Aus diesem Grund zeigt sich ein Trend zu hohen Genauigkeiten in der Antriebstechnik. In der hochgenauen Lineartechnik werden überwiegend Antriebe mit elektrischen Motoren in Kombination mit mechanischen Einheiten, wie Spindeln und Getrieben, eingesetzt. Diese sind jedoch immer reibungsbehaftet und neigen deshalb zum sogenannten Ruckgleiten (Stick-Slip-Effekt). Als Alternative zu diesen Antrieben bringt die Piezotechnologie eine Vielzahl von Vorteilen mit, welche den Nachteilen konventioneller Antriebe entgegenwirkt.

1.1 Motivation

Die Auflösung von Piezoaktoren liegt im Sub-Nanometerbereich bei großem Kräfteerzeugungspotential. Außerdem arbeiten Piezoaktoren reibungsfrei, da diese ihre Eigenverformung zur Bewegungserzeugung nutzen. Die Verfahrwege entstehen durch Spannungsbeaufschlagung der Piezokristalle und liegen im Bereich weniger Mikrometer, weshalb zur Erzeugung größerer Verstellwege motorische Konzepte notwendig sind. Diese motorischen Konzepte funktionieren durch sequentiellen Betrieb diverser verschalteter Piezoaktoren und machen dadurch Verstellwege im Millimeterbereich möglich.

Ein von der Natur abgeleitetes Antriebsprinzip ist der sogenannte Inchworm-Antrieb, welcher durch eine entsprechende Konstellation von Lateral- und Axialstellgliedern, nach dem Vorbild einer Raupe, eine lineare Fortbewegung ermöglicht. Mit diesem Antrieb ist durch seinen Bewegungsablauf ein theoretisch unendlich hoher Stellweg möglich. Im Unterschied zu anderen Linearverstellern auf Basis von Hydraulik, Pneumatik oder elektrischen Antrieben ist ein ruckfreies Anfahren durch den fehlenden Stick-Slip-Effekt möglich. Außerdem ist der Inchworm durch verschiedene Maßnahmen spielfrei zu betreiben.

In der Antriebstechnologie ist dieses Konzept noch nicht etabliert, hat jedoch aufgrund der hohen Leistungsdichte, der hohen Dynamik, der guten Regelbarkeit und der hohen Positioniergenauigkeit für viele Anwendungen großes Potential.

Obwohl sich Wissenschaft und Forschung schon länger mit piezoelektrischen Inchwormantrieben beschäftigen (Sulemann¹, Li², Lobontiu und Garcia³, etc.), wurde bisher kein kommerzieller Antrieb für industrielle Anwendungen entwickelt. Diese Antriebe wurden meist in einer planaren Ausführung umgesetzt. Ein zylindrischer Aufbau, wie ihn auch elektromotorische Spindelantriebe, Hydraulikzylinder oder tubuläre Linearmotoren aufweisen, kann die Stabilität unter thermische Einflüssen und Querkräften verbessern.

Bei der Entwicklung eines neuartigen Antriebskonzepts müssen definierte Anforderungen berücksichtigt werden, um den Industrieinsatz zu ermöglichen. Das Anforderungsprofil wird bisher von keinem am Markt verfügbaren Antrieb erfüllt.

1.2 Zielstellung

Ziel dieser Arbeit ist es, die Machbarkeit eines auf Piezotechnologie basierenden Inchworm-Antriebs zu überprüfen, welcher sich durch ein rotationssymmetrisches Design von bisher bekannten planaren Ausführungen unterscheidet. Darüber hinaus ist der Linearversteller so auszulegen, dass die für seine Lageregelung erforderliche Längenmessung entlang der Symmetrieachse durchgeführt werden kann, wodurch Messfehler durch Kippen minimiert werden sollen. Querkräfte können bei planaren Konzepten in der Regel nur in einer Richtung aufgenommen werden. Bei vielen Anwendungen ist die Richtung der Belastung nicht vorhersehbar, was einen rotationssymmetrischen Antrieb universeller einsetzbar macht und somit eine Alternative zur Hydraulik darstellen kann, mit dem Vorteil ruck- und medienfrei zu verstellen. Dies ist in Rein- bzw. Messräumen von besonderer Bedeutung. Außerdem soll der entwickelte Antrieb die Eigenschaft haben, bei Spannungsausfall in seiner aktuellen Lage zu verweilen und dabei die wirkende Belastung zu halten. Alle Anforderungen an den Antrieb, müssen innerhalb eines definierten Betriebstemperaturspektrum eingehalten werden können, ohne die Positionsgenauigkeit im Submikrometerbereich zu beeinträchtigen.

Um diese Zielstellung auf Realisierbarkeit zu überprüfen, entstehen folgende Fragen, welche behandelt werden müssen.

- i Worin bestehen die Unterschiede bekannter Inchworm-Konzepte und welches wäre für die Realisierung eines tubulären piezoelektrischen Konzepts am besten geeignet?

¹Vgl. Suleman 2004, S. 567ff.

²Vgl. Li 2005, S. 652ff.

³Lobontiu und Garcia 2003.

- ii Welche piezoelektrischen Aktoren eignen sich für die Realisierung der sequentiellen Bewegungsabfolge?
- iii Unter welchen Voraussetzungen lässt sich eine Fail-Safe-Funktion für einen piezoelektrischen Inchworm-Antrieb realisieren?
- iv Welche Auswirkung haben thermische Einflüsse auf die Funktion des Inchworm-Antriebs und durch welche Maßnahmen lässt sich die thermische Stabilität verbessern?

1.3 Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit ist in die Kapitel *Grundlagen, Konzeptfindung des Inchworm-Antriebs, Entwicklung des Axialaktors, Entwicklung des Lateralaktors, Baugruppenintegration* sowie *Zusammenfassung und Ausblick* gegliedert.

Im *Grundlagen*-Kapitel wird auf die physikalischen Vorgänge der Piezoelektrizität eingegangen. Es wird Basiswissen über Piezoaktorik und -motorik aufgebaut um anschließend Untersuchungen in diesen Bereichen vornehmen zu können. Im Zuge dessen werden verschiedene Piezomotoren vorgestellt. Außerdem wird auf nachgiebige Mechanismen eingegangen und um diese numerisch betrachten zu können wird die Finite-Elemente-Methode grundsätzlich erläutert.

Im Kapitel *Konzeptfindung des Inchworm-Antriebs* werden aus der Literatur vorgeschlagene Inchworm-Konzepte dokumentiert und gegenübergestellt. Dies soll als Entscheidungsgrundlage dienen um ein für diese Arbeit geeignetes Konzept auszuwählen auf welchem die weiterführende Entwicklung aufbaut.

In den darauffolgenden Kapitel *Entwicklung des Axialaktors* und *Entwicklung des Lateralaktors* werden die Hauptbestandteile des Antriebs mittels analytischer und numerischer Betrachtung entwickelt.

Kapitel *Baugruppenintegration* dient der Veranschaulichung des gesamten Antriebs und der Koppelstellen zwischen Axial- und Lateralaktoren. Die Montage des Antriebs wird ebenso in diesem Kapitel beschrieben.

Im Kapitel *Zusammenfassung und Ausblick* werden die Erkenntnisse zusammengefasst, und weitere Untersuchungen in Ausblick gestellt.

2 Grundlagen

2.1 Physikalische Grundlagen der Piezoelektrizität

1880 entdeckten Jaques und Pierre Curie, dass bestimmte Kristalle in der Lage sind, mechanische in elektrische Energie zu transformieren. Außerdem erkannten sie den proportionalen Zusammenhang zwischen mechanischer Belastung und elektrischer Ladung. Dieses Phänomen kennt heute jeder aus Piezofeuern, welche den elektrischen Funken, den das Gas zum Entzünden braucht mittels Piezoeffekt erzeugen. Dieses Prinzip funktioniert auch umgekehrt und wird inverser piezoelektrische Effekt genannt. Hierbei kommt es bei Anlegen einer elektrischen Ladung zu elastischen Spannungen im Kristall, welche den Aktor proportional zur angelegten Spannung verlängern oder verkürzen.⁴

Der physikalische Vorgang des Piezoeffekts lässt sich Anhand einer Bariumtitanat-Elementarzelle erklären, welche aus einem zweifach positiven Bariumion, einem vierfach positiven Titanion und einem zweifach negativen Sauerstoffion besteht. Wie in Abbildung 2.1 ersichtlich, fallen die Ladungsschwerpunkte von positiver und negativer Ladung oberhalb der Curie-Temperatur (a) zusammen. Unterhalb der Curie-Temperatur, bildet sich aus energetischen Gründen aus der kubischen Elementarzelle ein tetragonaler Zustand, in dem die Ladungsschwerpunkte nicht mehr zusammenfallen (b). Dadurch entsteht in jeder Elementarzelle ein Dipol, welche sich gegenseitig beeinflussen und zu sogenannten weissschen Bezirke ausrichten (siehe 2.1 b). Aufgrund der makroskopisch statistischen Verteilung vieler weissscher Bezirke entsteht noch kein Dipolmoment nach außen hin. Um diese weissschen Bezirke einheitlich auszurichten, muss der Bauteil mit einer Spannung polarisiert werden. Dadurch werden die Dipole ausgerichtet und es kommt zu einer Verlängerung des Bauteils in Polarisationsrichtung.⁵

⁴Vgl. Ruschmeyer 1995, S. 1.

⁵Vgl. Ruschmeyer 1995, S. 2f.

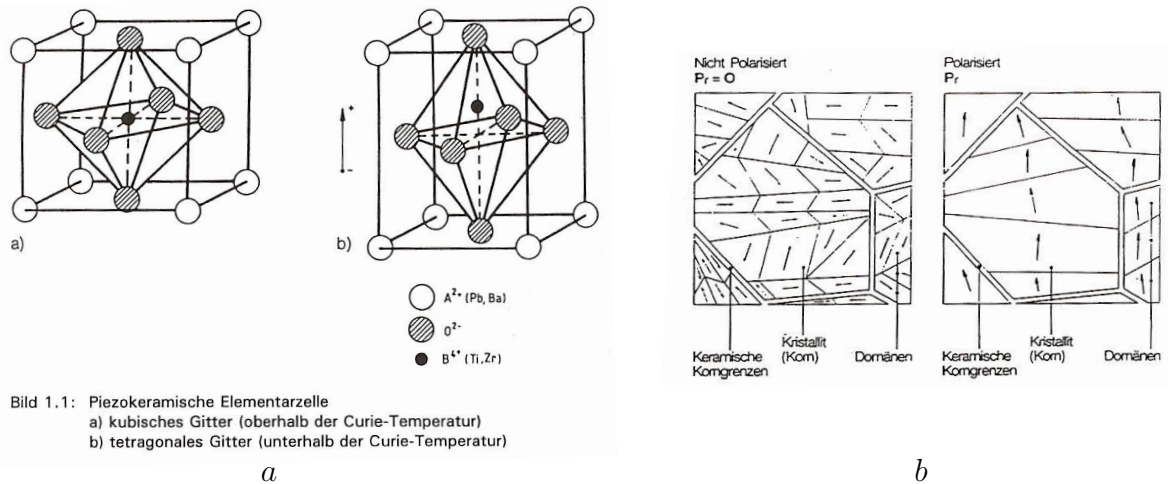


Abbildung 2.1: Physikalische Grundlagen des Piezoeffekt, Quelle: Ruschmeyer u.a. (1995), S.38 ff.

Die üblichen piezoelektrischen Keramiken bestehen aus zweiwertigen (z.B.: Barium, Calcium, Magnesium, Strontium, Blei) und vierwertigen Ionen (z.B.: Titan, Zirkonium, Zinn).⁶ Durch das Mischen dieser Grundbestandteile entstehen unter anderem Keramiken wie: Bariumtitanat, Kalziumtitanat oder Blei-Zirkonat-Titanat (PZT-Keramiken). Die in der Aktorik üblichen PZT-Keramiken weisen die in Tabelle 2.1 ersichtlichen physikalischen Eigenschaften auf.

Tabelle 2.1: Werkstoffkenndaten PZT-Keramiken, Quelle: Sinapius 2018, S. 65.

Dichte	$\rho \approx 7,8 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$
Elastizitätsmodul	$E \approx 40 \dots 80 \text{ GPa}$
Zugfestigkeit	$R_{m,z} \approx 40 \dots 80 \text{ MPa}$
Druckfestigkeit	$R_{m,d} \approx 600 \text{ MPa}$
Energiedichte	$W_E \approx 5 \dots 10 \text{ kJ/m}^3$
Thermischer Ausdehnungskoeffizient	$\alpha_3 \approx -4 \dots -6 \cdot 10^{-6} / \text{K}$ $\alpha_1 \approx 4 \dots 8 \cdot 10^{-6} / \text{K}$

PZT-Keramiken verfügen über eine relativ hohe Druckfestigkeit von ungefähr 600 MPa, wobei die Zugfestigkeit im Vergleich bei 40 bis 80 MPa niedrig angesiedelt ist. Deshalb gilt es, Zugbelastungen weitgehend zu vermeiden um eine Beschädigung der Keramik zu

⁶Vgl. Ruschmeyer 1995, S. 44.

verhindern.

Der thermische Ausdehnungskoeffizient α_1 gilt orthogonal zur Polungsrichtung, α_3 wirkt in Polungsrichtung (siehe Abbildung 2.2). Das bedeutet, dass sich bei einer Erhöhung der Temperatur der piezokeramische Bauteil in Richtung der Polarisationsachse verkürzt und orthogonal dazu vergrößert.

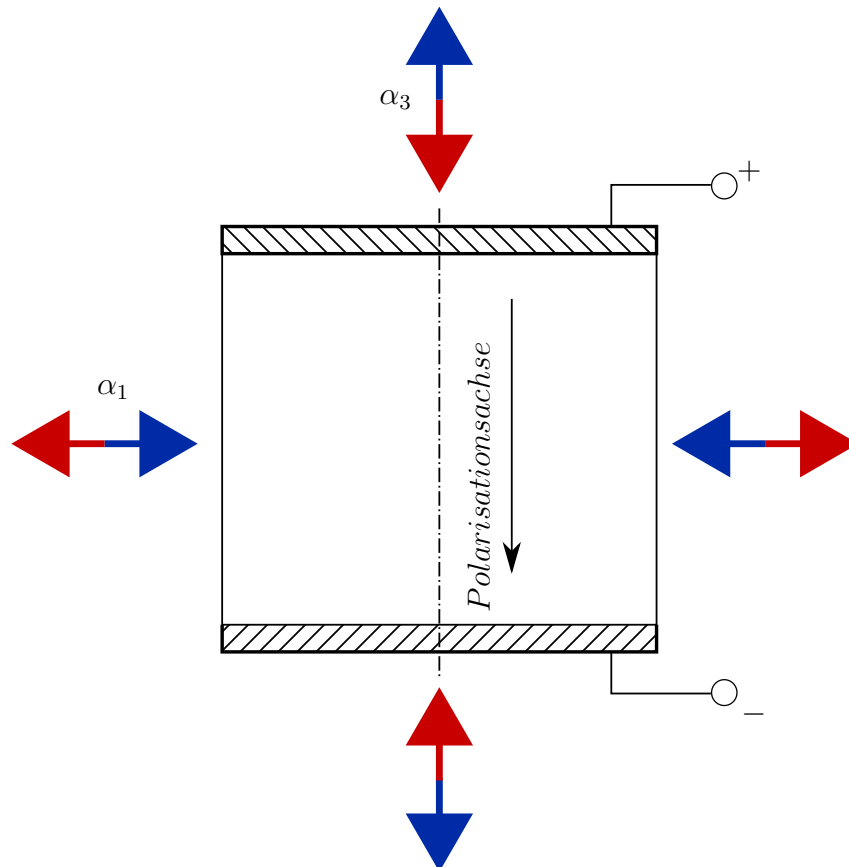


Abbildung 2.2: Wärmeausdehnungskoeffizienten eines Piezoaktors, Quelle: Eigene Darstellung

Es gibt auch piezoelektrische Bauteile aus Polymeren, welche meist aus Polyvinylidenfluorid (PVDF) bestehen. Im Unterschied zu keramischen Aktoren erfahren Aktoren aus PVDF eine Kontraktion in Polarisationsrichtung, wenn sie mit Spannung beaufschlagt werden. PVDF als Aktormaterial ist nicht von sehr großer Bedeutung, da das Material aufgrund des niedrigen Elastizitätsmodul ($E = 2 \text{ GPa}$) eine geringe Energiedichte ($W_E = 0,1 \text{ kJ/m}^3$) aufweist. Außerdem sind bei gleicher Auslenkung im Vergleich zu keramischen Aktoren viel höhere Feldstärken notwendig.⁷

⁷Vgl. Sinapius 2018, S. 70ff.

2.2 Piezoaktorik

Ein Aktor bildet das Gegenstück zum Sensor. Der Aktor wandelt ein elektrisches Signal, unter Verwendung verschiedener Prinzipien, in eine mechanisch messbare Größe um. Abbildung 2.3 zeigt Beispiele, zu den verschiedenen Wirkprinzipien von Sensoren und Aktoren.⁸ Die in dieser Arbeit behandelten Aktoren werden als Piezoaktoren bezeichnet, da sie den inversen piezoelektrischen Effekt zur Umwandlung von elektrischer Spannung in eine Verschiebung bzw. Kraft nutzen.

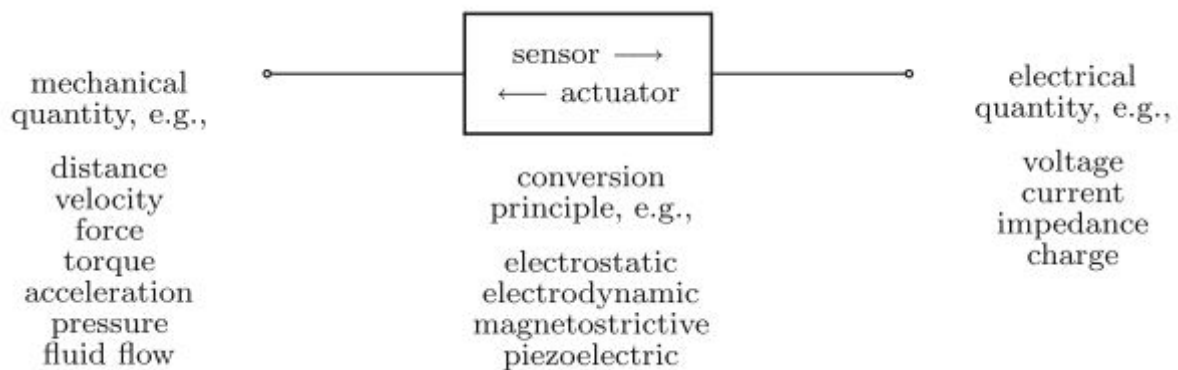


Abbildung 2.3: Umwandlungsprinzipien sowie Eingangs und Ausgangsgrößen von Aktoren bzw. Sensoren, Quelle: Rupitsch (2019), S. 2.

Der Stellweg eines Piezoaktors ist abhängig von der Baulänge, während die zu erzeugende Kraft vom Aktorquerschnitt abhängt. Daraus geht hervor, dass das Arbeitsvermögen eines Aktors proportional zu dessen Volumen ist.⁹

Piezoaktoren werden hinsichtlich ihrer maximalen Betriebsspannung in Hochvoltaktoren (HV-Aktoren, bis 1000 V) und Niedervoltaktoren (NV-Aktoren, bis 200 V) eingeteilt. Ausschlaggebend dafür ist die minimale Schichtdicke die bei der Herstellung von piezokeramischen Bauteilen erzielt werden kann. Die maximale Betriebsfeldstärke ist mit zirka 2kV/mm beschränkt. Die Betriebsfeldstärke muss durch Anpassen der Schichtdicke mit der Betriebsspannungen erreicht werden um den Aktor bestmöglich zu nutzen. Somit wird bei einer Ansteuerung mit 200 V eine Schichtdicke von 0,1 mm angestrebt. Bei einem HV-Aktor, mit 1000 V Betriebsspannung reicht hingegen eine Schichtdicke von 0,5 mm aus, um die Betriebsfeldstärke voll zu nutzen. Diese Schichtdicken dürfen nicht unterschritten werden, da es sonst zu einem Ladungsaustausch (Durchschlag) kommen kann. Zu große Schichtdicken senken wiederum die Feldstärke und verlängern den Aktor unnötig.¹⁰

⁸Vgl. Rupitsch 2019, S. 1.

⁹Vgl. Piezomechanik GmbH 2010, S. 1.

¹⁰Vgl. Piezomechanik GmbH 2010, S.12 f.

Um HV-Aktoren herzustellen, werden die Rohstoffe in Pulverform vermischt und danach trocken verpresst um die sogenannten *Grünlinge* für das Sintern zu erhalten. Eine Alternative um Schichtdicken im Bereich unter 0,2 mm für dünne Röhren oder Folien herzustellen ist es, das trockene Pulver anzufeuchten. Die leicht formbare Masse kann somit zu Rohren und Folien stranggepresst oder vergossen werden. Diese feuchte Masse muss anschließend in Form gestanzt und getrocknet werden, um sie sintern zu können. Nach dem Sintern können die ausgehärteten Bauteile miteinander verklebt werden, wobei dünne Elektroden zwischen die Schichten eingelegt werden.¹¹

Die Schichtdicken von NV-Aktoren liegen unter 0,1 mm, was mit den oben genannten Fertigungsverfahren nicht möglich ist. Deshalb werden bei der Herstellung von NV-Aktoren andere Verfahren, wie beispielsweise das Foliengießen oder Folienziehen verwendet, wodurch Schichtstärken von wenigen hundertstel Millimeter herstellbar sind. Die dünnen Schichten werden von der Trägerfolie abgelöst und mit metallischen Elektroden bedruckt. Anschließend werden die Folienstücke gestapelt und im Ganzen gesintert, was den Hauptunterschied zu HV-Aktoren ausmacht. Die Endflächen der so entstandenen Vielschichtaktoren (engl.: Multilayeraktoren) werden planparallel verschliffen und der Aktor wird durch Anlegen der Polarisationsspannung polarisiert.¹²

Im Bereich der Aktorik und Sensorik haben sich für die meisten Anwendungen vielschichtige Piezostapel durchgesetzt, da das weiche, noch nicht gesinterte Material sehr einfach formbar ist und somit Aktoren in kleinen Baugrößen einfacher herzustellen sind. Bei Betrachtung der erzielbaren Ausdehnung und Krafterzeugung gibt es bei gleicher Baugröße keine Unterschiede zwischen Hochvolt- und Niedervoltaktor.¹³ Durch das Sintern im Verbund gibt es keine Verklebungen wie beim HV-Aktor, welche Schwachstellen darstellen. Aus diesem Grund wird das Gefüge als *PZT-monolitisch* bezeichnet.

Piezokeramische Bauelemente gibt es in den verschiedensten Formen und Größen. Je nach Anforderung an die Geometrie wählt man unter anderem zwischen Scheiben, Platten, Ringen, Blöcken und Rohren.

2.2.1 Auslenkungsarten von Piezoaktoren

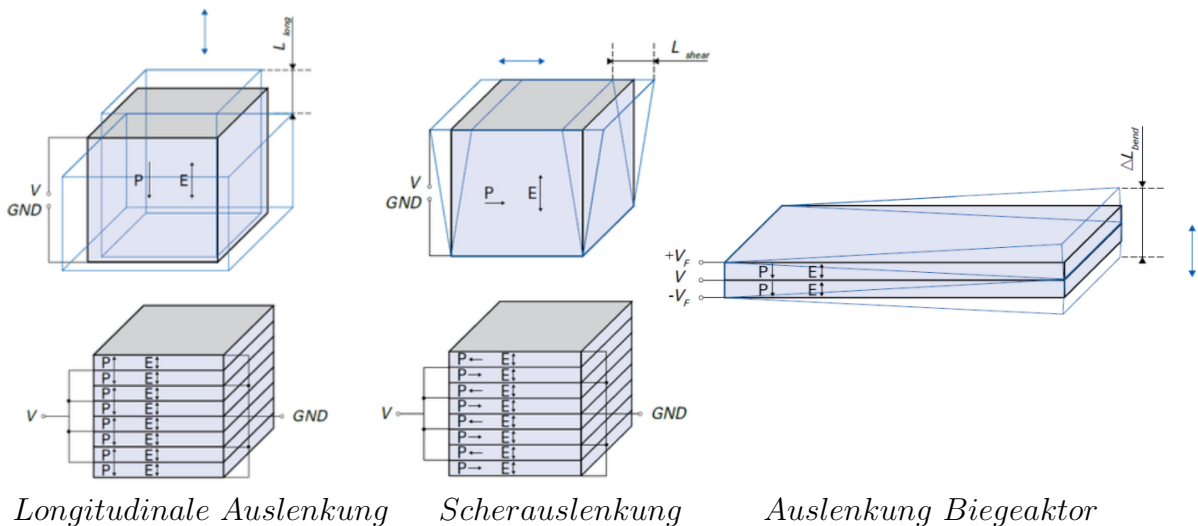
Piezoaktoren werden auch hinsichtlich der vorrangig genutzten Auslenkungsart unterschieden. Durch den Effekt, dass sich der Aktor bei elektrischer Ansteuerung parallel zur

¹¹Vgl. Ruschmeyer 1995, S.44 ff.

¹²Vgl. Ruschmeyer 1995, S.62 ff.

¹³Vgl. Piezomechanik GmbH 2010, S. 12.

Polarisationsrichtung auch in diese Richtung ausdehnt und quer zu dieser Richtung kontrahiert (transversaler piezoelektrischer Effekt), können wie in Abbildung 2.4 gezeigt, verschiedene Auslenkungen erzeugt werden. Der am häufigsten verwendete Longitudinalaktor funktioniert nach diesem beschriebenen Prinzip. Bei Scheraktoren erfolgt die elektrische Ansteuerung quer zur Polarisationsrichtung, wodurch eine Scherbewegung in Polarisationsrichtung erzeugt wird. Biegeaktoren nutzen den transversalen piezoelektrischen Effekt, indem ein Kontraktor mit einer zweiten Schicht verbunden wird. Die geringe transversale Verformung erzeugt ein Biegemoment, welches den Aktor relativ hoch (bis in den Millimeterbereich) verformt. Durch diese Wegübersetzung können jedoch nur mehr geringe Kräfte mit einem Biegeaktor realisiert werden. Als mehrachsiger Piezoaktor wird die Kombination von Aktoren mit verschiedenen Auslenkungsarten bezeichnet (meist: Longitudinal- und Scheraktor).¹⁴



Longitudinale Auslenkung Scherauslenkung Auslenkung Biegeaktor

Abbildung 2.4: Auslenkungsarten von Piezoaktoren, Quelle: Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG (2020), S.37 ff.

2.2.2 Arbeitsdiagramm der Piezoaktoren

Das Potential eines Piezoaktors hinsichtlich Stellweg und erzeugbarer Kraft, lässt sich anhand des Arbeitsdiagramms sichtbar machen. Um dieses Diagramm zu erstellen, entnimmt man die Blockierkraft F_{Block} und den Nominalstellweg ΔL_0 den Datenblättern des gewünschten Aktors. Der Nominalstellweg ΔL_0 ist der Weg, der bei maximal zulässiger elektrischer Spannung und ohne Einwirken einer äußeren Kraft gemessen werden kann. Die Blockierkraft F_{Block} ist jene Kraft, die aufgebracht werden muss, um den voll ausgefahrenen, nicht belasteten Aktor auf seine Ausgangslänge zu verkürzen. Durch Verbinden

¹⁴Vgl. Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG 2009, S. 37ff.

der beiden Werte, wie in Abbildung 2.5 gezeigt, erhält man das Arbeitsdiagramm. Die Arbeitslinie bei maximaler Betriebsspannung kann parallel verschoben werden, um das Verhalten des Aktors bei niedrigeren Spannungen zu beurteilen. Dieses Diagramm gilt für unipolare Ansteuerung, d.h. der Ausgangszustand ist der spannungslose Zustand und wird nur in eine Richtung (positiv oder negativ) mit der elektrischen Spannung beaufschlagt.¹⁵

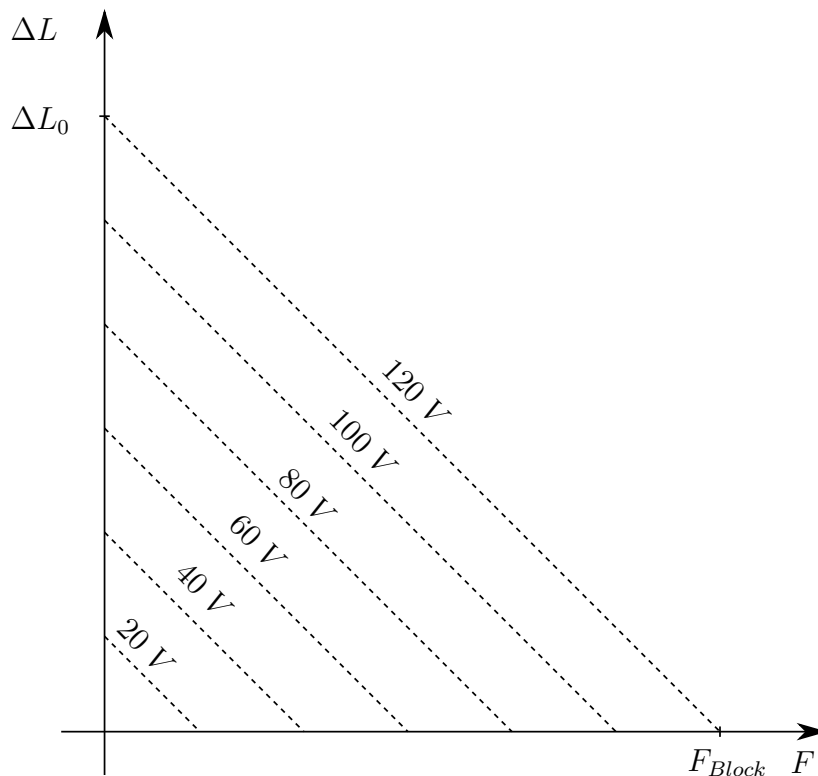


Abbildung 2.5: Arbeitsdiagramm Piezoaktor, In Anlehnung an: Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG (2020), S. 51.

Um den Stellweg eines Piezoaktors für eine spezielle Anwendung aus diesem Arbeitsdiagramm zu ermitteln, muss zwischen verschiedenen Lastfällen unterschieden werden. Im Rahmen dieser Arbeit sind folgende Lastfälle relevant¹⁶:

Aktor mit Vorspannung durch konstante Last

Durch das Aufbringen einer konstanten Last auf den Aktor wird dieser entgegen seiner Aktorstifigkeit verformt. Der resultierende Stellweg $\Delta L'_0$, weicht in diesem Lastfall nur geringfügig vom Nominalstellweg ΔL_0 ab.

$$\Delta L'_0 \approx \Delta L_0 \quad (2.1)$$

¹⁵Vgl. Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG 2009, S. 50ff.

¹⁶Vgl. Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG 2009, S. 51ff.

Wie in Abbildung 2.6 ersichtlich wird der relative Stellweg in Bezug auf die verspannte Ausgangslage des Aktors ($\Delta L'_0/L'$) größer. Das Arbeitsdiagramm rückt um die Verformung des Aktors nach unten und um die Vorspannkraft F_V nach rechts. Gemäß des statischen Kräftegleichgewichts muss die im Piezoaktor erzeugte Kraft gleich der aufgebracht Gewichtskraft F_V sein.

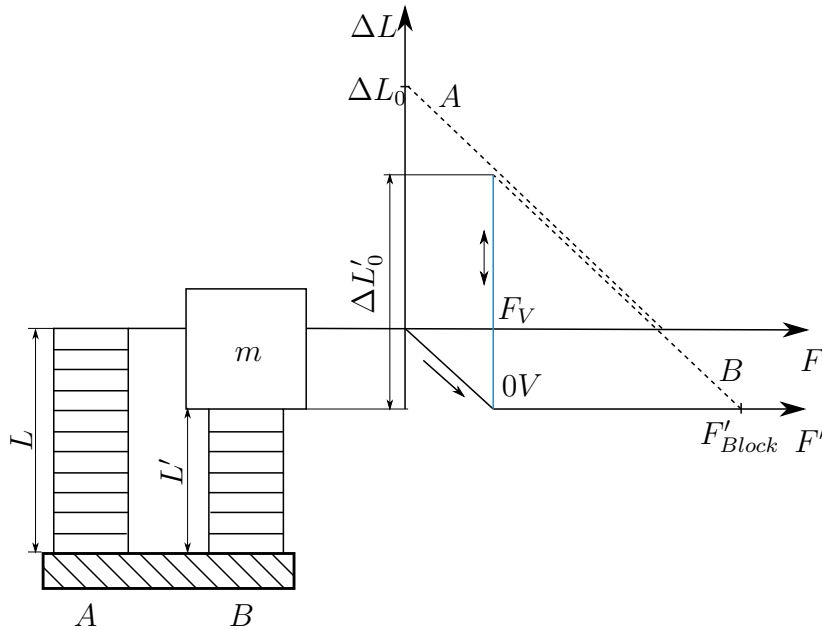


Abbildung 2.6: Lastfall: konstante Last, in Anlehnung an: Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG (2020), S. 52.

Aktor mit Vorspannung durch Feder

Durch das Vorspannen des Aktors mit einer Feder, erfährt der Aktor ebenfalls eine Verformung relativ zur Ausgangslänge. Jedoch erhöht sich die Federkraft mit der Auslenkung, wodurch sich der resultierende Stellweg $\Delta L'_0$ zusätzlich verkleinert. Um die Reduktion des Stellwegs möglichst klein zu halten, ist es sinnvoll die Steifigkeit der Last k_L um ein vielfaches kleiner als die Aktorsteifigkeit k_A zu wählen.

Herstellerempfehlung:

$$\left(\frac{k_A}{k_L}\right) \sim 10 \quad (2.2)$$

Der Zusammenhang 2.2 ergibt sich aus Formel 2.3. Um noch 90 % des Nominalstellweges erreichen zu können, darf die Laststeifigkeit k_L ein Zehntel der Aktorsteifigkeit k_A nicht

überschreiten.¹⁷:

$$\Delta L' \approx \Delta L_0 \left(\frac{k_A}{k_A + k_L} \right) \quad (2.3)$$

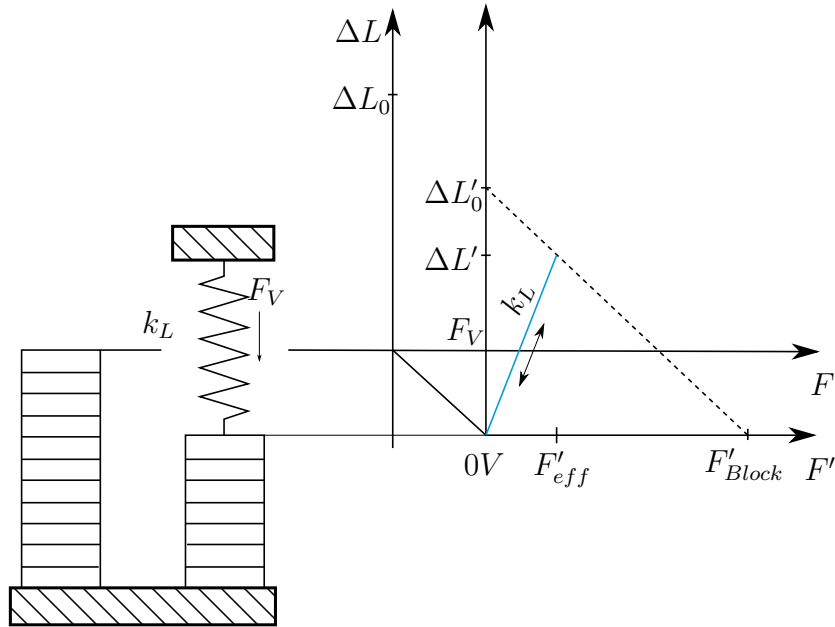


Abbildung 2.7: Lastfall: Federvorspannung, In Anlehnung an: Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG (2020), S. 53.

Im Arbeitsdiagramm wird die Verformung des Aktors aufgrund der Vorspannkraft F_V und der Aktorstefigkeit k_A eingezeichnet, wodurch der neue 0V-Zustand entsteht. Von diesem Punkt aus, wird die Laststefigkeit k_L aufgetragen und mit der entsprechenden Arbeitslinie geschnitten (siehe Abbildung 2.7). Somit erhält man den neuen Stellweg $\Delta L'$ und die effektive Kraft F'_{eff} .

2.3 Piezomotorik

Viele Anwendungen im Bereich der Fertigungs- und Prüftechnik erfordern lineare Antriebssysteme zur präzisen Positionierung über einen breiten Stellbereich. Piezoaktoren erfüllen diese Forderung im Allgemeinen nicht, da deren Stellwege von wenigen Mikrometern zu klein sind. Abhilfe schafft hier die Piezomotorik, welche durch verschiedene Funktionsprinzipien und kinematischer Verkettung einzelner Piezoaktoren prinzipiell unbegrenzte Stellwege bei Erhalt der piezotypischen Präzision erzielt. Solche Systeme werden

¹⁷Vgl. Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG 2009, S. 51.

Piezomotoren genannt.

Ein großes Potential vom Einsatz der Piezotechnologie in der Antriebstechnik liegt unter anderem in der hohen Leistungsdichte von Piezoaktoren. Als gravimetrische Leistungsdichte bezeichnet man das Leistungsvermögen pro Masseneinheit, welches die Technologie aufbringen kann. Dies bedeutet, dass leichte Piezoaktoren vergleichsweise viel Leistung verrichten können. Piezoelektrische Antriebe liegen im Bereich von 1 kW/kg bis $1 \cdot 10^6 \text{ kW/kg}$ (siehe Abbildung 2.8). Zum Vergleich schafft ein hydraulischer Antrieb $1 \cdot 10^2 \text{ kW/kg}$. Ein Mensch leistet kurzzeitig bis zu $18,5 \text{ W/kg}$.

Die hohen spezifischen Leistungen von piezoelektrischen Antrieben ergeben sich aus den hohen Betriebsfrequenzen bis in den Kilohertz-Bereich. Thermobimetall-Aktoren (oder Formgedächtnis-Aktoren) ähneln Piezoaktoren in ihrer Leistungsdichte und Auflösung. Sie haben jedoch einen sehr kleinen Wirkungsgrad, da eine Abkühlung bzw. Erwärmung zum Verstellen notwendig ist.¹⁸

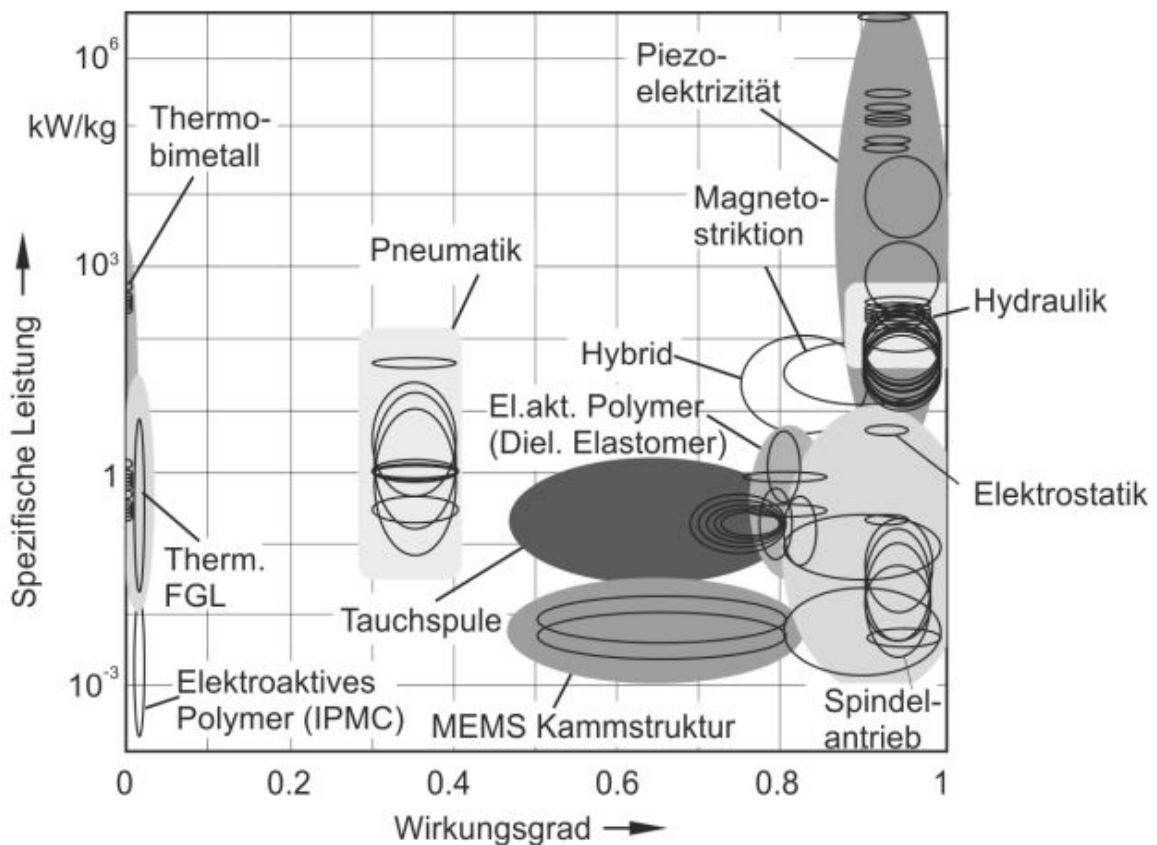


Abbildung 2.8: Leistungsdichten verschiedener Aktorfamilien, Quelle: Janocha (2013), S. 19

¹⁸Vgl. Janocha 2013, S.19.

Wie in Abbildung 2.8 ersichtlich haben Antriebskonzepte wie Spindelantriebe, magnetostruktive, hydraulische oder elektrostatische Antriebe eine geringere spezifische Leistung bei annähernd gleichem Wirkungsgrad im Vergleich zur Piezoelektrizität.

Piezoelektrische Motoren weisen eine Vielzahl von weiteren Vorteilen, gegenüber den anderen in der Antriebstechnik verwendeten Antrieben, auf. Diese werden in folgender Tabelle zusammengefasst.

Tabelle 2.2: Vorteile beim Einsatz von Piezotechnologie in Linearantrieben

Vorteil	Wertebereich
Hohe Leistungsdichte	$> 1 \text{ kW/kg}$
Hohes Miniaturisierungspotential	Aktoren ab 2 mm
Sehr feine Auflösung	$< 1 \text{ nm}$
Reibungsfreie Verstellung	
Gute Start/Stop-Eigenschaften	
Langsame Bewegung möglich	
Nicht-Magnetisch	

Der Vorteil der hohen Leistungsdichte (siehe Tabelle 2.2) ist, dass Piezoantriebe große Stell- und Haltekräfte auf relativ kleinem Bauraum realisieren können. Diese Aussage kann getroffen werden, da die PZT-Keramik und Stahl eine ähnliche Dichte aufweisen. Piezoelektrische Aktoren sind ab einem Außendurchmesser von 2 mm erhältlich und eignen sich deshalb sehr gut zur Miniaturisierung. Sie reagieren linear und sehr sensibel auf Spannungsänderung, welche durch moderne Leistungselektronik sehr genau eingestellt werden kann. Das Verstellen eines Aktors erfolgt reibungsfrei durch Längenänderung der Piezokeramik. Dadurch kommt es zu keinem Ruckgleiten, was sich in sehr guten Start/Stop-Eigenschaften bemerkbar macht. Um langsame Bewegungen realisieren zu können sind keine weiteren Getriebekomponenten notwendig, wodurch auch kein Umkehrspeil auftritt. Piezoaktoren erzeugen keine Magnetfelder und werden davon auch nicht beeinflusst. Diese Vorteile machen den Einsatz von Piezoaktoren in hochpräzisen Antrieben sehr interessant.

Arten von Piezomotoren

Grundsätzlich wird zwischen linearen und rotatorischen Piezomotoren unterschieden. Nachfolgende Auflistung zeigt einen Auszug diverser piezomotorischer Konzepte¹⁹:

- Lineare Piezomotoren

- Stick-Slip Antrieb/ Trägheitsmotor

Der Stick-Slip Antrieb nutzt die Trägheit des Läufers, wodurch das Kopplungselement bei der langsamen Vorschubbewegung am Läufer haftet und durch eine schnelle Kontraktion des Piezoaktors ins Gleiten übergeht (siehe Abb. 2.9 a). Vorschubgeschwindigkeit und Schubkraft sind mit dem Schreitantrieb mit Biegeaktoren vergleichbar. Dieser Antrieb ist auch in zylindrischer Ausführung mit einem ringartigen Aktor, welcher einen Stab umschließt, erhältlich (siehe Abb. 2.9 b).

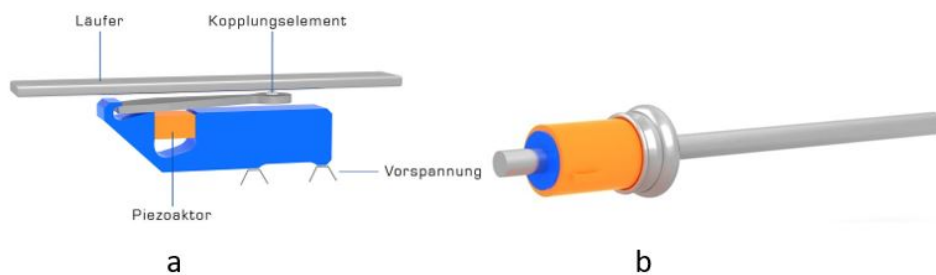


Abbildung 2.9: Stick-Slip Antriebe, Quelle: Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. (2020), Onlinequelle [23.10.2020].

- Ultraschall-Motor

Im Gegensatz zu den zuvor genannten Antrieben, welche mit wesentlich niedrigeren Frequenzen betrieben werden, wird beim Ultraschall-Motor der Piezoaktor durch hochfrequente Ansteuerung in Ultraschallschwingung (>16 kHz) versetzt. Dadurch kommt es zu einer Verwindung des Aktors, welche den Stator mit kleiner Amplitude, jedoch mit sehr hoher Vorschubgeschwindigkeit bewegt. Die Schubkraft dieser Antriebe ist hingegen vergleichsweise gering.

¹⁹Vgl. Rupitsch 2019, S.538 ff.

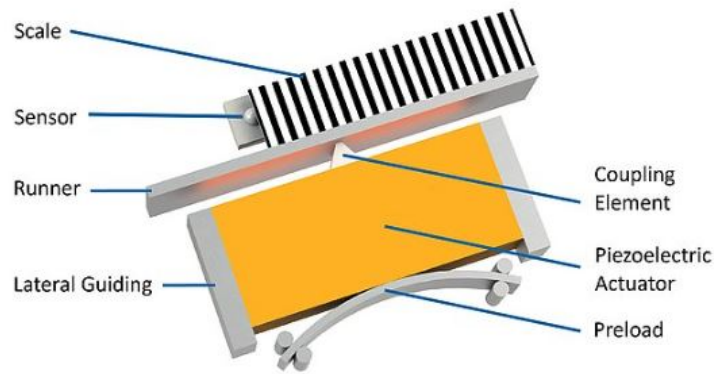


Abbildung 2.10: Ultraschall Motor, Quelle: Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. (2020), Onlinequelle [23.10.2020].

– Schreitantrieb

Schreitantriebe bestehen meist aus vier im Stator verbauten Biegeaktoren (siehe Abb. 2.11 a). In der Schreitbewegung sind immer zwei Aktoren mit dem Läufer in Kontakt, welche diesen durch eine Biegung der Aktoren verschieben. Nach Erreichen des maximalen Stellwegs zweier Aktoren, übernehmen die Aktoren, die zuvor nicht im Eingriff waren. Die Vorschubgeschwindigkeit liegt im Bereich von 10 mm/s bei einer Schubkraft von weniger als 10 N. Dieses Prinzip lässt sich auch mit einer Kombination von Longitudinal und Scheraktoren (siehe Abb. 2.11 b) umsetzen. Durch die hohe Anpresskraft der Longitudinalaktoren können somit sehr hohe Schubkräfte bis 1000 N erreicht werden. Dadurch sinkt jedoch die Vorschubgeschwindigkeit unter 1 mm/s.

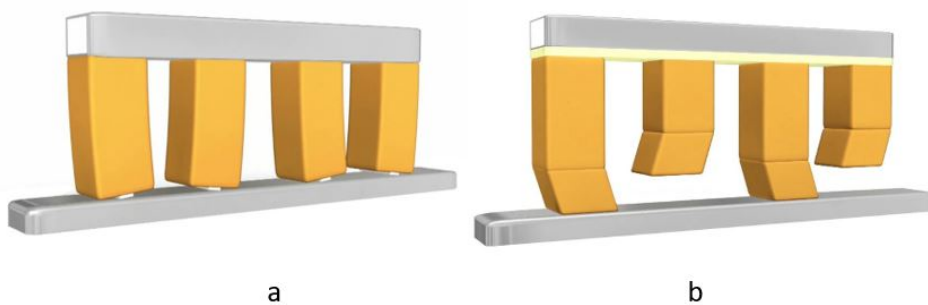


Abbildung 2.11: Schreitantriebe, Quelle: Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. (2020), Onlinequelle [23.10.2020].

– Inchworm-Antrieb

Der sogenannte Inchworm-Antrieb (deutsch: Inchworm=Raupe) erinnert durch seine Art der Verstellung an die Fortbewegung einer Raupe in der Natur. Er

zeichnet sich dadurch aus, dass die Linearbewegung sequentiell erfolgt und den verbauten Aktoren verschiedene Aufgaben zugewiesen sind. In der einfachsten Form besteht der Inchworm-Antrieb aus drei Longitudinalaktoren. Wobei zwei davon die Aufgabe des Lateralaktors ausführen und einer die Aufgabe des Axialaktors. Zusammen generieren sie die Raupenbewegung durch Reibschluss mit einem Stator (siehe Abb. 2.12). Die Baugruppe, bestehend aus den Piezoaktoren, wird als Läufer bezeichnet.

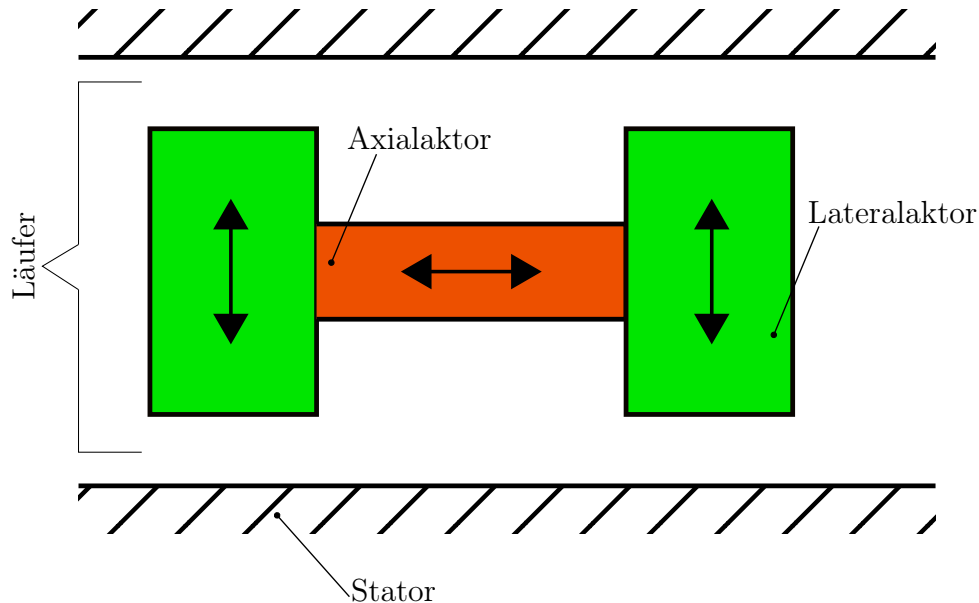


Abbildung 2.12: Grundsätzlicher Aufbau eines Inchworm-Antriebs, Quelle: Eigene Darstellung

- Rotatorische Piezomotoren

Es ist möglich rotatorische Bewegung mittels Piezotechnologie zu generieren. Für diese Arbeit sind rotatorische Motoren nicht von Relevanz und werden nur aufgrund der Vollständigkeit angeführt.

- Stehwellenmotor
- Wanderwellenmotor
- Kappel Motor

In folgender Tabelle werden einige kommerziell verfügbare lineare Piezomotoren gegenübergestellt:

Tabelle 2.3: Gegenüberstellung kommerziell verfügbarer Piezomotoren, Quelle: In Anlehnung an Physikinstrumente und Piezomotor

	Schreitantriebe		Slip-Stick Motor/ Trägheitsantriebe	Ultraschall Motor
Verwendete Aktoren:	Scheraktoren + Longitudinalaktoren	Biegeaktoren	Longitudinalaktoren	Longitudinalaktoren
Aktorenanzahl:	> 8 (jeweils 4)	> 4	1	1
Schubkraft:	bis 1000 N	bis 10 N	bis 10 N	bis 10 N
Geschwindigkeit:	< 1 mm/s	~ 10 mm/s	~ 10 mm/s	> 100 mm/s
Auflösung:	< 1 nm	< 1 nm	< 1 nm	< 1 μ m
Bauform:	prismatisch	zyl./ prismatisch	zyl./ prismatisch	prismatisch
max. Breite \perp zur Stellachse:	30-48 mm	20-54 mm	21-45 mm	35-42 mm
Führung notwendig:	Nein	Nein	Ja	Ja

Die Schubkraft ist in jedem Piezomotor durch die aufbringbare Reibkraft zwischen Läufer und Stator begrenzt. Bei Trägheitsantrieben und Ultraschallmotoren herrscht kurzzeitig nur Gleitreibung zwischen den Komponenten. Dadurch wird die Schubkraft zusätzlich verkleinert und es kann zu Rucken in der Vorschubbewegung kommen. Bei Schreitantrieben und Antrieben nach dem Inchworm-Prinzip herrscht zu jeder Zeit an mindestens einem Kontakt Haftreibung, somit können größere Kräfte im ruckfreiem Betrieb übertragen werden.

Aus Tabelle 2.3 ist ersichtlich, dass alle Antriebe mit der Auflösung eines einzelnen Piezoaktors (nm-Bereich) betrieben werden können. Nur der Ultraschall Motor verliert durch seine Betriebsart und die hohen Geschwindigkeiten an Genauigkeit, wodurch sich eine Auflösung im μ m-Bereich ergibt.

Der Großteil der piezoelektrischen Linearantriebe am Markt wird in einer prismatischen Bauweise ausgeführt. Hinsichtlich Thermostabilität sind zylindrische Antriebe im Vorteil, da sie sich radial gleichmäßig ausdehnen und somit weniger anfällig bezüglich Verziehen sind. Außerdem ist der räumliche Platzbedarf im Vergleich zu einer zylindrischen Bauweise größer.

Aktuell sind nur Varianten des Trägheitsmotor und des Schreitantriebs mit Biegeaktoren als kommerziell verfügbare zylindrische Linearantriebe bekannt. Der zylindrische Trägheitsmotor ist als Stabantrieb (siehe Abb. 2.9 b) ausgeführt und ist aufgrund seiner ver-

gleichsweise geringen Auflösung von 300 nm zu ungenau und somit für diese Arbeit nicht relevant.

Um die Größe der Antriebe vergleichbar zu machen, wird die maximale Breite, orthogonal zur Stellachse herangezogen. Dabei wird ersichtlich, dass der Schreitantrieb mit Scheraktoren und der Ultraschall Motor den größten Platzbedarf benötigen. Die anderen Antriebe gibt es in Ausführungen ab 20 mm Breite.

Um Querkräfte aufnehmen zu können, sind bei Trägheitsantrieben und Ultraschallmotoren zusätzliche Führungen notwendig. Diese Führungen sind bei Schreit- und Inchwormantrieben nicht notwendig, da sie durch ihre Konzepte selbstführend sind.

Potential des Inchworm-Prinzip gegenüber genannten Antrieben:

- hohe Schubkraft
 - Durch Trennung zwischen Klemm- und Stellbewegung ist immer ein Aktor im haftenden Kontakt mit dem Stator.
- zylindrische Bauweise
 - Konstruktion eines Antriebs in zylindrischer Bauweise denkbar
- Führung
 - Es werden keine zusätzlichen Führungselemente benötigt, da die Querkräfte vom geklemmten Aktor aufgenommen werden.
- feine Auflösung
 - Die Auflösung liegt, durch die reine Stellbewegung der Longitudinalaktoren, im Bereich eines einzelnen Piezoaktors.

Mit einem Inchwormkonzept ist die Kombination aus zylindrischer Bauweise und ständigem Haftreibungskontakt zwischen Stator und Läufer denkbar. Das Potential hinsichtlich Schubkraft liegt im Bereich der erhältlichen Schreitantriebe. Durch Verwendung eines hochgenauen Stator, in welchem sich die Aktoren bewegen ist eine zusätzliche Führung nicht notwendig.

Aktuell werden von keinem bekannten Hersteller piezoelektrische Inchwormmotoren vertrieben. In der Literatur findet man Leistungsdaten wodurch man verschiedene Herangehensweisen an die Konstruktion eines Inchwormmotors vergleichen kann.

Tabelle 2.4: Vergleich verschiedener Inchwormantriebe, Quelle: Li²⁰

Entwickler	Geschwindigkeit ohne Last [mm/s]	Haltekraft [N]	Schubkraft [N]	Jahr	Typ
Hsu	6.3–38			1966	Hybrid
Brisbane	50			1968	Walker
Burleigh	2		15	1975	Pusher
Takahara	0.29		9.3	1989	Pusher
Sekine	1.3	200	100	1990	Walker
Newton	0.22	50	2.5	1997	Pusher
Zhang	1.6		200	1997	Walker
Galante	6	200	40	1999	Hybrid
Roberts	0.073	45	22	1999	Walker
Frank	1	350	130	1999	Pusher
Canfield ²¹	90		10	1999	Walker
Park	0.33	450	10	2000	Pusher
Vaughan	5	170	90	2001	Walker
Kim	0.925		9	2002	Pusher
Li	0.8	320	160	2005	Pusher
J. Kim ²²	0.1		3.7	2005	Walker

Weitere Leistungsdaten aus Versuchen von prismatischen Piezoantrieben, wurden von Suleman zusammengefasst. Demnach schafften Pandell und Garcia eine Schubkraft von 13 N bei einer Vorschubgeschwindigkeit von 1 mm/s mit ihrem Antriebskonzept. Suleman selbst erreicht mit seinem Konzept eines Piezo-Inchwormantriebes 15,1 N Schubkraft bei einer Vorschubgeschwindigkeit von 0,2 mm/min.²³

In Tabelle 2.4 sind nur vier Antriebe in einer zylindrischen Bauform ausgeführt. Diese werden in Abbildung 2.13 zusammengefasst.

²³Vgl. Suleman 2004, S. 570ff.

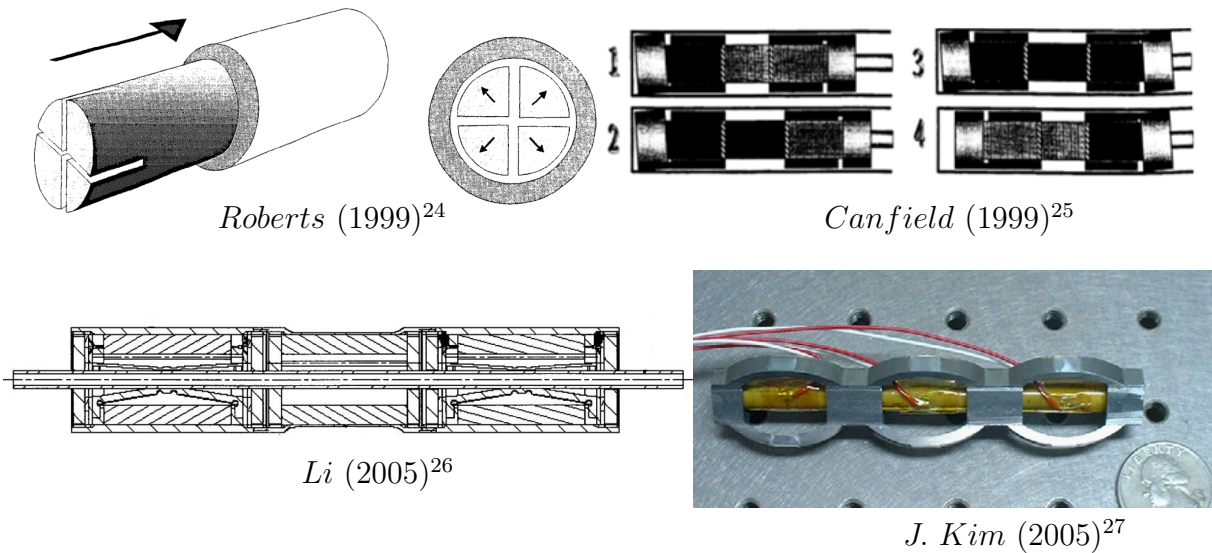


Abbildung 2.13: Zylindrische Antriebe

Die bekannten zylindrischen Antriebe haben diverse Nachteile, welche eine weitere konstruktive Entwicklung rechtfertigen. Die entwickelten Antriebe von Roberts und Canfield klemmen nur bei Spannungsbeaufschlagung und sind somit bei Stromausfall nicht fixiert. Der Inchworm Motor von Li ist als Pusher (wird in Kapitel 3 erklärt) ausgeführt, wodurch die Klemmkontakte einer aufwändigen Innenbearbeitung unterzogen werden müssen. Beim Linearmotor von Jaehwan Kim wird die Klemm- und Stellbewegung nicht voneinander getrennt wodurch, es zu einer geringen Blockierkraft von 3,7 N kommt.

2.4 Nachgiebige Bauteile

Um die verschiedenen Aufgaben, wie Vorspannung und Wegverstärkung, ohne Genauigkeitsverlust der Piezoaktoren zu bewältigen, braucht es spielfreie, nachgiebige Bauteile. Nachgiebigkeit ist ein Maß für die Fähigkeit zur Verformung eines Körpers unter Krafteinwirkung. Ein Mechanismus, welcher seine Bewegung hauptsächlich durch seine eigene Verformung durchführt, wird als *nachgiebiger Mechanismus* bezeichnet. Im Gegensatz zu *starrten Mechanismen*, welche form- oder kraftschlüssige Gelenke verwenden, bezeichnet man die Gelenke bei *nachgiebigen Mechanismen* als *stoffschlüssige Gelenke* oder *Festkörpergelenke*. Festkörpergelenke werden entweder durch lokale Schwächungen der Struktur konstruiert, oder es werden Materialien unterschiedlicher Nachgiebigkeit miteinander kombiniert.²⁸

²⁸Vgl. Lena Zentner 2014, S. 3ff.

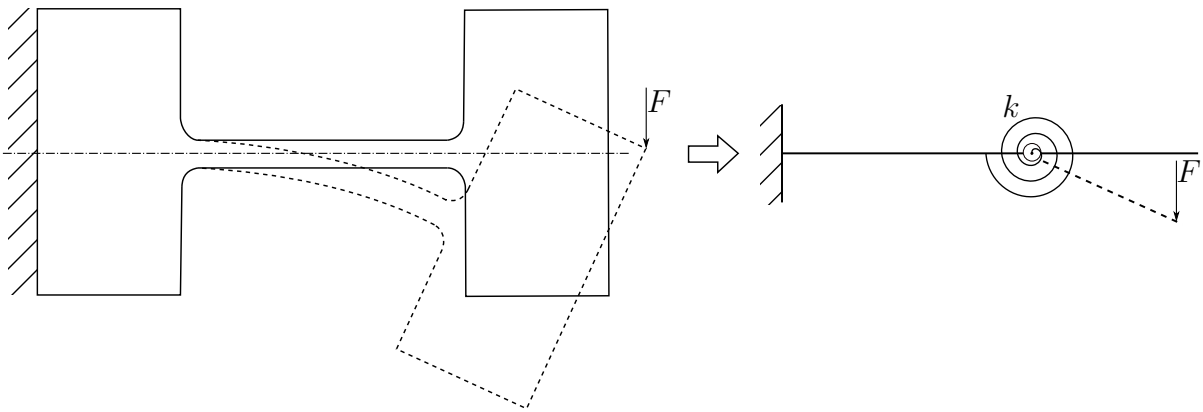


Abbildung 2.14: Festkörpergelenk mit Ersatz-Starrkörpermodell, Quelle: Eigene Darstellung

Wie in Abbildung 2.14 ersichtlich, sind beim Starrkörpermechanismus (rechts) ein kraft- oder formschlüssiges Gelenk und eine Drehfeder in Verbindung mit 2 Starrkörpern notwendig um dieselbe Bewegung wie der nachgiebige Mechanismus (links) durchzuführen. Die höhere Anzahl an Bauteilen und möglicherweise spielbehafteten Gelenken, ist ein großer Nachteil bei der Konstruktion von präzisen und möglichst kompakten Antrieben. Der nachgiebige Mechanismus besteht aus einem monolithischen Bauteil, welches aus einem Stück gefertigt werden kann. Dies macht es wesentlich einfacher den Mechanismus auf kleinem Bauraum spielfrei zu realisieren. Ein Nachteil von nachgiebigen Mechanismen ist die teilweise hohe Materialbelastung, welche durch Biegung der Festkörpergelenke auftritt. Durch diese Biegung wird Wärme erzeugt, woraus folgt, dass es zu Verlusten zwischen Eingangsleistung und Ausgangsleistung kommt. Diese Verluste gilt es durch Optimierung der Geometrie möglichst klein zu halten.

Tabelle 2.5: Vor- und Nachteile nachgiebiger Mechanismen gegenüber Starrkörpermechanismen, Quelle: In Anlehnung an Lena Zentner (2014), S.3.

Vorteile	Nachteile
+ keine Reibung bzw. Schmierung	– Verschiebung des Drehpunktes
+ gute Voraussetzungen zur Miniaturisierung	– Ermüdungserscheinungen bei großen Verformungen
+ keine Montage durch integrales Design	– teils komplizierte Fertigung
+ geringe Wartung	– Verluste durch Verformungsenergie
+ spielfreie Gelenke ohne zusätzliche Bauteile	– sehr kleine Verstellungen
+ Hysteresefrei	

Die Bewegungsabläufe von nachgiebigen Mechanismen sind oft kompliziert und können nicht einfach durch die Annahme von idealen Gelenken kinematisch nachvollzogen werden.

Die Verformung des Körpers muss mitberücksichtigt werden, was selbst bei relativ einfachen Geometrien die Verwendung numerischer Lösungsverfahren unumgänglich macht.

2.4.1 Gebräuchliche Werkstoffe von Festkörperstrukturen

Zur Orientierung bei der Materialauswahl für Festkörperstrukturen werden Werkstoffe, welche für sogenannte *machined springs* eingesetzt werden herangezogen. Als *machined springs* werden Rohrhülsen bezeichnet, die durch spanende Bearbeitung (z.B: Fräsen) geschwächt werden. Diese Schwächung führt zu einer Abnahme der Steifigkeit der Rohrhülse wodurch diese zum Festkörpergelenk wird.

Der Werkstoff einer *machined spring* muss frei von Eigenspannungen sein, da es sonst zu unerwünschten Verformung nach der Bearbeitung kommen kann. Um Eigenspannungen weitgehend zu vermeiden, ist darauf zu achten, dass die Wärmebehandlung des Stahls ohne darauffolgendes schnelles Abschrecken erfolgt. Werkstoffe welche diese Anforderungen erfüllen sind: Martensitische -Stähle bzw. -/Edelstähle, hochfeste Aluminium- und Titanlegierungen.

Gemäß Boehm²⁹ eignen sich folgende Werkstoffe zur Herstellung von *machined springs*:

- Edelstähle
 - 1.4548/1.4542
 - 1.4545
- Hochfeste Stähle
 - C300
- Andere Werkstoffe
 - 7075 – T6 Aluminium Legierung (hohe Festigkeit)
 - 7068 – T6511 Aluminium Legierung (sehr hohe Festigkeit)
 - 38644 Beta C Titan STA (sehr hohe Festigkeit und Korossionsbeständigkeit)

Grundsätzlich können alle Werkstoffe verwendet werden, die in einen eigenspannungsfreien Zustand gebracht werden können und sich durch die auftretenden Spannungen nicht

²⁹Vgl. Boehm 2016, S. 9.

plastisch verformen.³⁰

Um die zweite Anforderung aus Tabelle 3.1 zu erfüllen, kann es nützlich sein möglichst wenig Änderung der Geometrie über einen breiten Temperaturbereich aufzuweisen. Dies kann durch den Einsatz von speziellen thermostabilen Materialien erzielt werden, welche den vorgespannten Zustand möglichst konstant halten. Ein bekannter thermostabiler Werkstoff ist Invar. Wegen seiner vergleichsweise geringen Streckgrenze ist dieser hinsichtlich seiner Eignung als Konstruktionswerkstoff für den zu entwickelnden Antrieb zu überprüfen.

Invar

Invar ist ein metallischer Konstruktionswerkstoff, welcher im Vergleich zu gebräuchlichen Konstruktionswerkstoffen auf Eisen- oder Aluminiumbasis unter thermischen Schwankungen eine hohe Maßhaltigkeit gewährleistet. Es besteht in der gebräuchlichsten Form aus 64 % Eisen und 36 % Nickel und wird als *Invar 36* bezeichnet. *Invar* ist eine eingetragene Marke der Firma *Imphy Alloys*. Die physikalische Kennzahl, welche die Thermostabilität vergleichbar macht, ist der niedrige Wärmeausdehnungskoeffizient von $0,5$ bis $2,0 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$, wodurch der Werkstoff sehr interessant für den Einsatz in thermisch belasteten Präzisionsmaschinen ist.³¹

Eisen hat einen Wärmeausdehnungskoeffizient von $11,8 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ und Nickel $13,3 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$. Durch die Legierung dieser beiden Elemente entsteht ein Werkstoff welcher aufgrund des sogenannten *Invar-Effekts* einen Wärmeausdehnungskoeffizienten zwischen $0,5$ und $2 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ aufweist.

Tabelle 2.6: Gegenüberstellung verschiedener Konstruktionswerkstoffe, Quelle: Eigene Darstellung

Material	Einheit	Invar 36 (1.3912)	Rostfreier Stahl (1.4301)	Rostfreier Stahl (1.4548)	Aluminiumlegierung 7075 (3.4365)
Dichte	[kg/dm ³]	8,05	8,0	7,8	2,8
E-Modul	[GPa]	141	200	200	72
Querkontraktionszahl	[/]	0,26	0,26	0,27	0,33
Streckgrenze	[MPa]	310	190	1000	470
Wärmeausdehnungskoeffizient	[10^{-6} K^{-1}]	0,55 - 1,2 (folgend: 1)	14,7	10,9	21,6 - 25,2

³⁰Vgl. Boehm 2016, S. 9.

³¹Vgl. Gibb 2006, S. 2.

Wie in Tabelle 2.6 ersichtlich, besitzt Invar 36 einen um mindestens eine Potenz geringeren Wärmeausdehnungskoeffizient als Rostfreier Stahl. Der Elastizitätsmodul ist mit 141 GPa vergleichsweise klein, bei typischer Dichte für metallische Werkstoffe. Für hochbelastete Bauteile ist Invar aufgrund seiner niedrigen Streckgrenze von ca. 310 MPa nicht geeignet. Deshalb ist es bei belasteten Bauteilen aus Invar von besonderer Bedeutung die Spannungssituation zu kennen.

Unter Betrachtung der wirtschaftlichen Aspekte, sind beim Einsatz von Invar die vergleichsweise hohen Werkstoffkosten (4 mal teurer als 1.4301) und die schwierige Bearbeitung zu berücksichtigen.³²

2.5 Finite Elemente Methode

Bei der Berechnung von Bauteilen in der Praxis kann nur äußerst selten mit vorhandenen geschlossenen Lösungen (z.B: Durchbiegung eines Biegebalken) gearbeitet werden, da die Geometrien meist zu komplex sind, um diese vorhandenen Gleichungen anzuwenden. Aus diesem Grund werden komplexe Geometrien in viele kleine Elemente unterteilt von denen die Verformungen einfach bestimmbar sind. Diese kleinen Verformungen werden von Element zu Element, welche durch sogenannte Knoten miteinander verbunden sind, aufsummiert und es ergibt sich eine Lösung für das Gesamtsystem. Diese Vorgehensweise wird als Finite Elemente Methode (FEM) bezeichnet.³³

Die Grundgleichung der FEM ist die sogenannte Federgleichung, aus welcher ersichtlich ist, dass die Kraft F auf einen Körper proportional zur sich daraus ergebenden Verformung U ist. Die Steifigkeit K ist abhängig vom Elastizitätsmodul E und der Geometrie (Querschnittsfläche A , Länge L) des Körpers.

$$\mathbf{KU} = \mathbf{F} \tag{2.4}$$

Mit Gleichung 2.4 kann durch Vorgabe der äußeren Kraft die Verschiebung berechnet werden (*Verschiebungsgroessen-Verfahren*) oder die Kraft unter Vorgabe der Verschiebung (*Kraftgroessen-Verfahren*). In der Praxis arbeiten heute alle FEM-Systeme mit dem *Verschiebungsgroessen-Verfahren*. Dabei sind die Gesamtsteifigkeitsmatrix \mathbf{K} und die Ver-

³²Vgl. Gibb 2006, S. 13.

³³Vgl. Gebhardt 2014, 11 f.

schiebung \mathbf{U} die Unbekannten des Systems. Die Gesamtsteifigkeitsmatrix \mathbf{K} ist die Summe der Elementsteifigkeitsmatrizen \mathbf{K}_i :

$$\mathbf{K} = \sum_i \mathbf{K}_i \quad (2.5)$$

In der Gesamtsteifigkeitsmatrix \mathbf{K} werden die Randbedingungen aus dem vorliegenden System berücksichtigt, welche die Matrix wesentlich vereinfachen. Die Gesamtsteifigkeitsmatrix \mathbf{K} wird in die Gleichung 2.4 eingesetzt und kann nach den Verschiebungen aufgelöst werden. Die Element-Knotenkräfte erhält man durch Multiplikation der Elementsteifigkeitsmatrize \mathbf{K}_i mit der zugehörigen Verschiebung \mathbf{U}_i . Um die Spannungen zu erhalten, werden die Kräfte mit dem Hookeschen Gesetz umgelegt.³⁴

2.5.1 Vorgehensweise im Finite-Elemente-Programm

Im Rahmen dieser Arbeit wurde *ANSYS Workbench 2019 R3* als FEM-System verwendet.

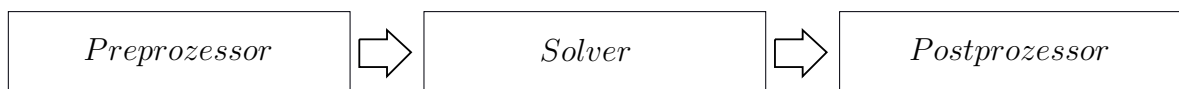


Abbildung 2.15: Ablauf FEM, Quelle: Eigene Darstellung

Folgend wird die programmunabhängige Vorgehensweise einer FE-Berechnung in Anlehnung an SELKE beschrieben³⁵:

- Preprozessor

Das Modell wird erstellt, indem man eine CAD-Geometrie im passenden Dateiformat in das FE-Programm lädt oder direkt im Preprozessor eine Geometrie erstellt.

- Vernetzung

Die Vernetzung kann bei einfachen Simulationen von Hand erfolgen oder mit dem automatischen Vernetzer. Die Art und Größe der Elemente hat großen Einfluss auf die Genauigkeit der Ergebnisse, deshalb erfordert es an Erfahrung das Netz durch verschiedene Korrektur- und Steuerungsmöglichkeiten zu optimieren.

³⁴Vgl. Rieg und Hackenschmidt 2003, 6 ff.

³⁵Vgl. Selke 2013, 235 ff.

- Randbedingungen

Das Bauteil, welches untersucht werden soll, muss freigeschnitten werden. Die angrenzenden Bauteile werden durch Lagerungen ersetzt und müssen den realen Einbauzustand möglichst genau widerspiegeln. Beim Aufbringen von Lasten ist zu beachten, dass es Punktlasten in der Realität nicht gibt und deshalb leicht Singularitätsstellen in der Spannungsauswertung vorkommen können. Außerdem muss das Simulationsmodell im Raum fixiert sein, da statisch unbestimmte Systeme im Gegensatz zu überbestimmten nicht berechnet werden können.

- Werkstoffdaten

Das FE-Programm benötigt für die Berechnung von Verformung und Spannung lediglich den Elastizitätsmodul E und die Querkontraktionszahl ν . Für die Berücksichtigung von Beschleunigungskräften wird die Dichte benötigt und für die Berücksichtigung von Temperaturänderungen auf die Geometrie der Wärmeausdehnungskoeffizient.

- Solver

- Bildung der Elementsteifigkeitsmatrizen und Aufsummieren zur Gesamtsteifigkeitsmatrix

- Erstellung des Gleichungssystem unter Einbindung der Randbedingungen und Lasten

- Lösen des Gleichungssystem nach Verschiebungen und Verdrehungen

- Berechnung von Verzerrungen, Spannungen und Kräften

- Postprozessor

Die Ergebnisse, welche dargestellt werden, müssen im Preprozessor definiert, im Solver gelöst und im Postprozessor ausgewertet werden. Die Darstellung der Ergebnisse erfolgt unter anderem durch Diagramme, Animationen und Farbflächen, welche den Spannungsverlauf visualisieren.

- Beurteilung

Da es durch Fehler in den vorhergegangenen Schritten zu falschen Ergebnissen kommen kann, ist eine Beurteilung dieser unbedingt notwendig. Diese Beurteilungen beruhen meist auf Erfahrung, Überschlagsrechnungen, praktischen Messungen und Vergleichen. Sie sind mittels notwendigem Wissen der Grundlagen durchzuführen.

– Bewertung

Die Bewertung der Ergebnisse erfolgt durch Abgleich mit Festigkeitsangaben der Werkstoffe oder funktionalen Bedingungen.

Um eine Aussage über die Güte der Vernetzung treffen zu können, ist es möglich, die Abweichung zwischen gemittelter und ungemittelter Vergleichsspannung zu betrachten. Ist die Differenz zwischen den Spannungen zu hoch, muss das Netz verdichtet werden. Durch diese Methode kann entschieden werden, ob das Netz ausreichend fein gewählt wurde.³⁶

Konvergenz/ Divergenz

Da der wahre Spannungsverlauf innerhalb eines Elements durch eine Ansatzfunktion angenähert wird, handelt es sich bei der FE Methode um ein Näherungsverfahren. Wenn es beim untersuchten Körper Bereiche mit hohen Gradienten der z.B. Spannung gibt, ist es notwendig das Netz in diesen Bereichen ausreichend fein zu wählen, um aussagekräftige Ergebnisse zu erhalten. Durch schrittweises Verdichten des Netzes, ergibt sich ein Spannungsverlauf, welcher sich einem Grenzwert annähert (siehe Abbildung 2.16). Diese Annäherung an einen Grenzwert, wird als Konvergenz bezeichnet. Im gewählten FE Programm ist es möglich, das Ergebnis mit einer durch einen Prozentwert definierten Konvergenz zu fordern. Dadurch wird das Netz solange verdichtet, bis sich zwei aufeinander folgende Ergebnisse um weniger als diesen Prozentwert unterscheiden. Wenn das Ergebnis konvergiert sagt dies nichts darüber aus, wie weit der Grenzwert vom physikalisch richtigem Ergebnis entfernt ist.³⁷

³⁶Vgl. Gebhardt 2014, S. 178.

³⁷Vgl. Gebhardt 2014, S. 16.

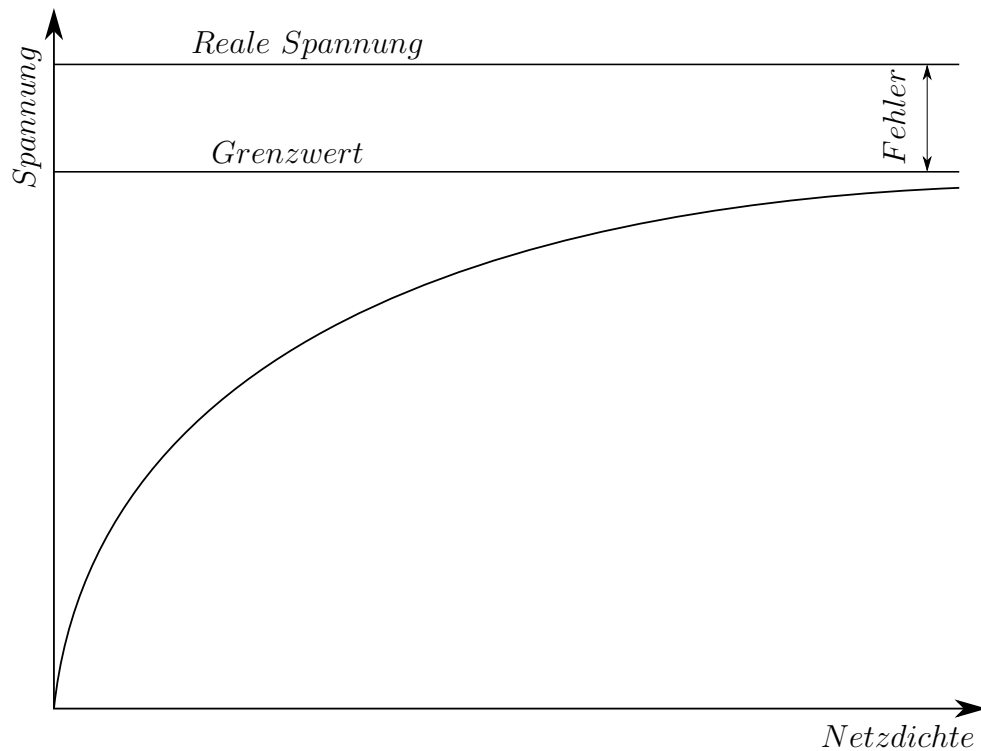


Abbildung 2.16: Konvergenz des Ergebnisses, Quelle: in Anlehnung an Gebhardt (2014), S. 16.

Wenn sich das Ergebnis keinem Grenzwert annähert sondern immer höher ansteigt, kommt es zur sogenannten Divergenz. Grund dafür kann sein, dass der Bauteil eine ideal scharfe Kerbe aufweist in welcher die Spannung theoretisch unendlich groß ist. In der Realität hat eine Kerbe immer eine Ausrundung. Bei einer Überschreitung der festigkeitstechnisch möglichen Spannungen würde der Werkstoff plastifizieren bzw. versagen und somit die Spannungen abbauen. Solche sogenannten Singularitätsstellen müssen entweder so abgeändert werden, dass realistische Ergebnisse berechnet werden können oder aus der Spannungsbeurteilung ausgenommen werden.³⁸

³⁸Vgl. Gebhardt 2014, S. 17.

3 Inchworm-Konzeptauswahl

Der Inchworm-Antrieb charakterisiert sich dadurch, dass die Vorschubbewegung und die Klemmbewegung getrennt voneinander erfolgt. Dadurch ist er immer an mindestens einer Stelle geklemmt, wodurch sich ein spielfreier Antrieb umsetzen lässt. Er besteht aus mindestens drei Aktoren, welchen verschiedene Aufgaben zugeteilt werden. Bei einem Linearantrieb dieser Art gibt es immer einen ortsfesten Teil (Stator) und einen dazu relativ bewegten Teil (Läufer). Die verwendeten Piezoaktoren sind in allen bekannten Varianten Longitudinalaktoren, welche entweder für die Vorschubbewegung oder für die Klemmung zuständig sind.

Durch Wiederholen der Bewegungsabfolge des Inchworm-Antriebs ist ein theoretisch unbegrenzter Stellweg realisierbar, wobei die Verstellung stets mit der hohen Auflösung des Linearaktors erfolgt.

Die Schubkraft des gesamten Antriebs wird durch die übertragbare Reibkraft zwischen Stator und Läufer begrenzt. Diese wiederum setzt sich gemäß dem Coulombschen Reibungsgesetz aus Normalkraft und Reibungskoeffizienten zusammen.

3.1 Vorstellung der Inchworm-Konzepte

Ein Inchworm-Antrieb kann auf verschiedene Weisen umgesetzt werden. Wobei die Aktoren welche zur Klemmung erforderlich sind Lateralaktoren und die Aktoren zur Vorschubbewegung Axialaktoren genannt werden. Man unterscheidet zwischen *Pusher*, *Walker* und *Hybrid* Konzept (siehe Abb. 3.1).

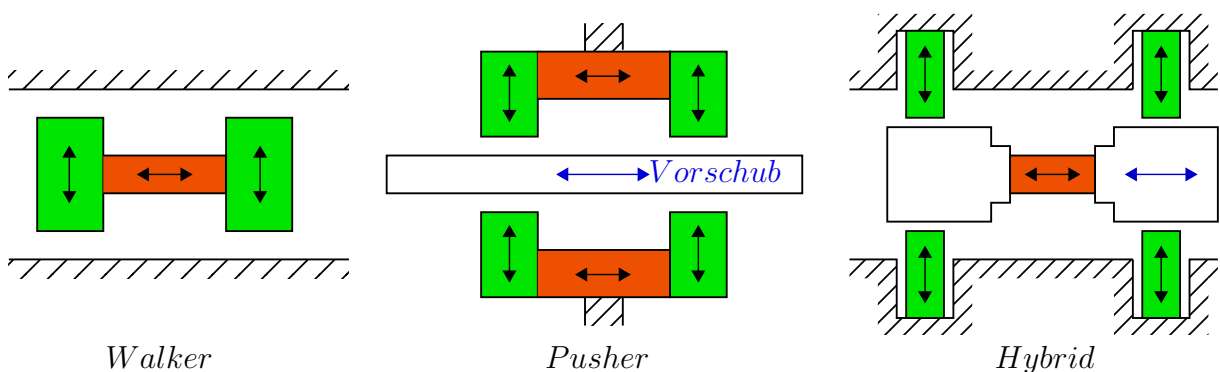


Abbildung 3.1: Inchworm Konzepte, Eigene Darstellung

Walker

Beim *Walker* besteht der Läufer aus mindestens drei Longitudinalaktoren, wobei zwei für die Klemmung und einer für den Vorschub zuständig ist. Der Stator besteht aus einem ortsfesten Bauteil, welches z.B. als Rohr ausgeführt werden kann.

Der Bewegungsablauf eines *Walkers* wird in folgender Abbildung 3.2 gezeigt:

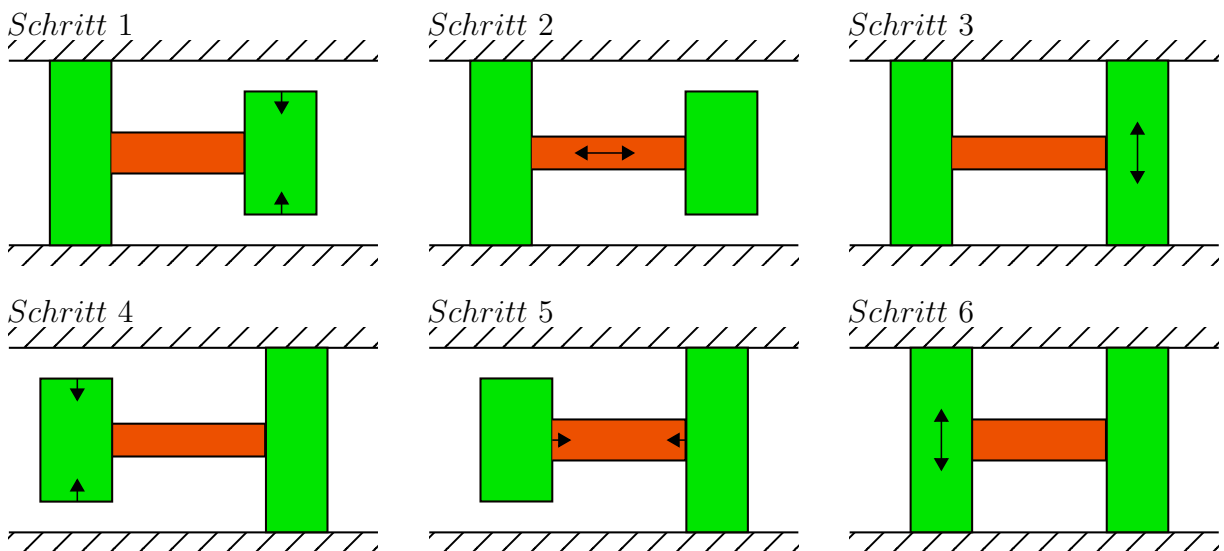


Abbildung 3.2: Bewegungszyklus Inchwormantrieb. Eigene Darstellung

- Schritt 1: Kontraktion des rechten Lateralaktors und Abheben vom Stator.
- Schritt 2: Vollständige Auslenkung des Axialaktors bei gleichzeitiger Mitnahme des rechten Lateralaktors.
- Schritt 3: Auslenkung des rechten Lateralaktors und erneute Herstellung des Kontaktes zum Stator.
- Schritt 4: Kontraktion des linken Lateralaktor und Abheben vom Stator.
- Schritt 5: Kontraktion des Axialaktor und Mitnahme vom linken Lateralaktor.
- Schritt 6: Auslenkung des linken Lateralaktor und erneute Herstellung des Kontaktes zum Stator.³⁹

Pusher

Beim *Pusher*-Konzept bilden die Aktoren den Stator und den Läufer beispielsweise ein Rohr, welches bewegt wird. Bei symmetrischer Bauweise besteht diese Konfiguration aus

³⁹Vgl. Rupitsch 2019, S. 540.

mindestens zwei Axialaktoren und vier Lateralaktoren. Der Bewegungsablauf erfolgt, ähnlich dem *Walker*, in sechs Schritten. Wobei hier der Läufer, wie der Namen vermuten lässt, geschoben wird.

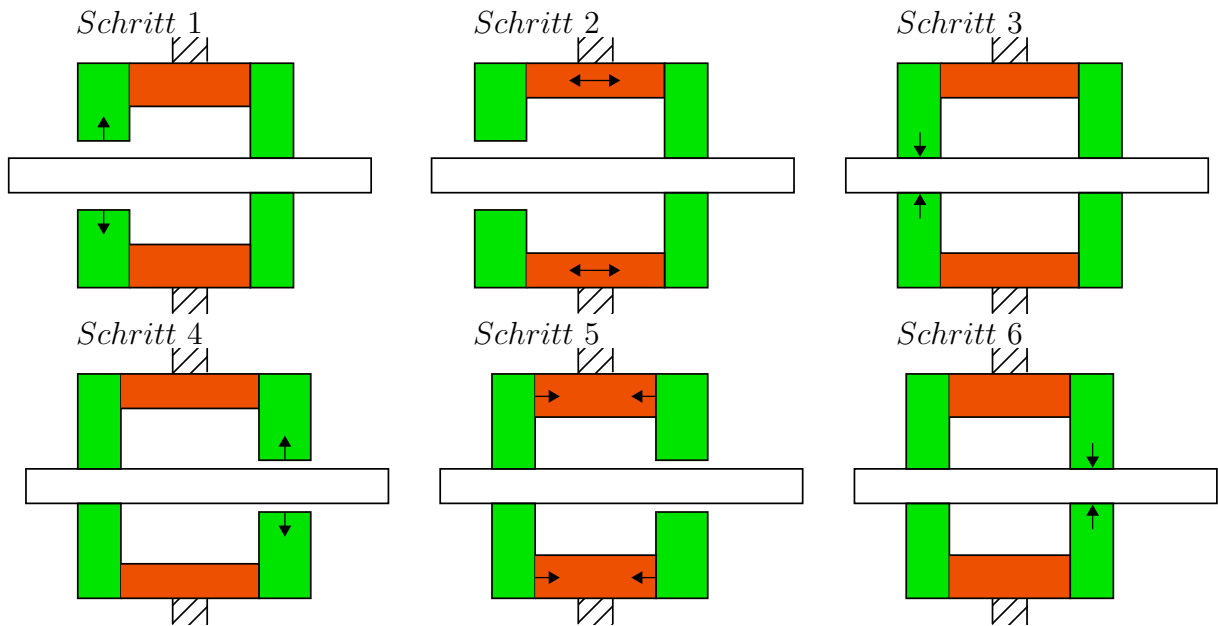


Abbildung 3.3: Bewegungsablauf Pusher, Eigene Darstellung

Bei diesem Konzept muss bedacht werden, dass der Axialaktor so im Stator gelagert wird, damit er beim Verstellen frei beweglich bleibt um Spannungen in der PZT-Keramik zu vermeiden. Diese Konfiguration wäre auch als asymmetrische Konstruktion denkbar, indem man die untere Aktorpartie des Antriebs durch eine Gleitlagerung ersetzt. Somit wäre dieser Antrieb jedoch nicht mehr verschleißfrei und wird in dieser Arbeit nicht näher behandelt.

Hybrid

Bei *Hybrid*-Konzepten sind im Stator und im Läufer Aktoren verbaut. Lateral- und Axialaktor werden voneinander getrennt.⁴⁰ Bei der gezeigten Variante aus Abbildung 3.4 sind die Lateralaktoren im ortsfesten Stator verbaut. Der Läufer besteht aus einem Axialaktor mit zwei Klemmstücken an den Enden, welche die Kräfte der Lateralaktoren aufnehmen. Der Bewegungsablauf erfolgt ebenfalls in sechs Schritten und ist dem des *Walker* sehr Nahe.

⁴⁰Vgl. Li 2005, S. 652.

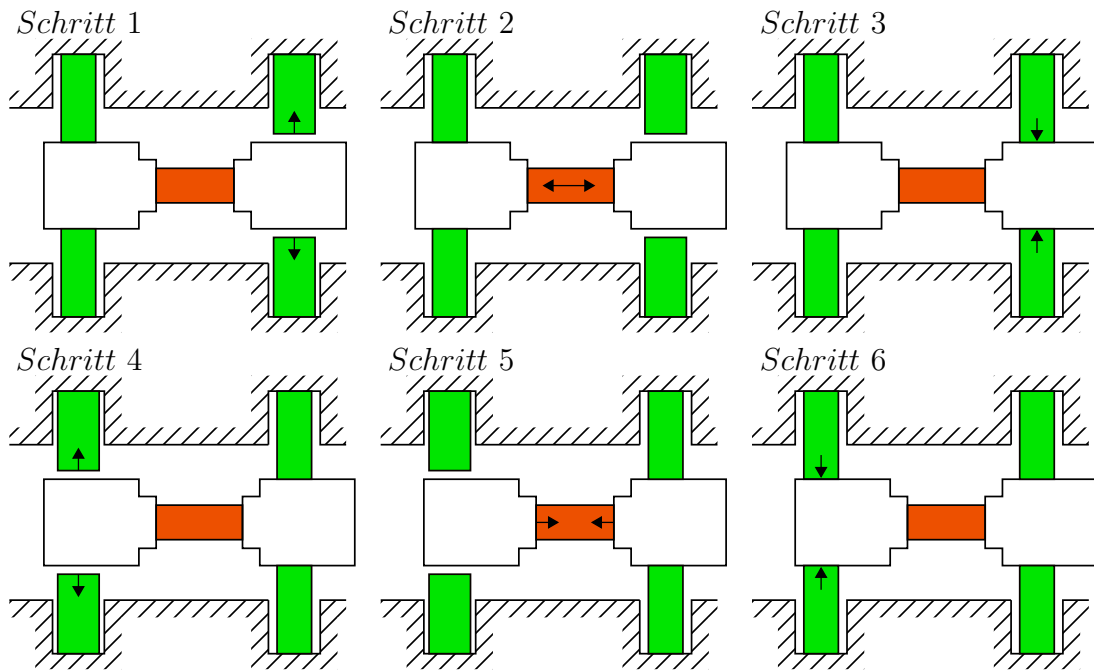


Abbildung 3.4: Bewegungsablauf Hybrid, Eigene Darstellung

Auch hier ist eine asymmetrische Bauweise vorstellbar, in der die Lateralaktoren auf einer Seite weggelassen werden und die Klemmung direkt gegen den Stator erfolgt. Anders als bei den anderen Konfigurationen ist hier der Stellweg durch die Länge des Klemmstücks begrenzt.

3.2 Anforderung an den Antrieb

Um den Antrieb für den fertigungs- und messtechnischen Einsatz nutzbar zu machen, muss dieser einigen Anforderungen gerecht werden. Der Nachweis der Erfüllung dieser Anforderungen, wird mittels analytischen und numerischen Berechnungen getätigt.

Tabelle 3.1: Anforderungen an den Antrieb, Quelle: Eigene Darstellung

Nr.	Name	Beschreibung	Wert
1	Genauigkeit	Der Antrieb muss die geforderte Positionsgenauigkeit, Auflösung und Schrittweite im Stell- und Regelbetrieb erreichen.	Positionsgenauigkeit: +/- 1 nm Auflösung: +/- 0,1 nm Schrittweite im Stellbetrieb: +/- 5 µm Stellweite im Regelbetrieb: +/- 2 µm
2	Thermostabilität	Der Antrieb muss im Betriebstemperaturbereich alle Anforderungen erfüllen.	-20 °C bis 80 °C
3	Kompakte Bauweise	Es ist darauf zu achten eine möglichst kompakte Bauweise umzusetzen.	Länge: < 100 mm Durchmesser: < 30 mm
4	Schubkraft	Die statische Last $F_{stat.}$ ist die Zuladung, welche auf den Aktor wirkt und die dynamische Last $F_{dyn.}$ ist jene, welche durch Beschleunigung der statischen Last zusätzlich aufgebracht wird. F_{max} ist folgend die Schubkraft, die der Antrieb mindestens halten und verstellen können muss.	$F_{max} = F_{stat.} + F_{dyn.} = 10 + 5 = 15 \text{ N}$
5	Fail-Safe	Beim Ausfall der Spannungsversorgung, muss der Antrieb im letzten Zustand blockieren.	
6	rotationssymmetrische Bauweise	Um den begrenzten Bauraum möglichst effizient zu nutzen, wird eine kompakte, zylindrische Bauweise gefordert.	
7	Hohlwelle als Läufer	Der Antrieb ist mit einer durchgehenden Innenbohrung auszuführen.	Innendurchmesser: 5 mm
8	Verstellweg	Der Antrieb muss den geforderten Stellweg erreichen.	16 mm bis 20 mm
9	Trennung von Klemm- und Stellbewegung	Um eine ruckfreie Verstellung des Antriebes zu gewährleisten ist die Klemm- und Stellbewegung voneinander zu trennen.	

3.3 Konzeptfindung zur weiteren Entwicklung

Um die Anforderungen an den Antrieb aus Tabelle 3.1 zu erfüllen, müssen verschiedene konstruktive Lösungen gefunden werden.

Aktorkonfiguration

Der Inchworm-Antrieb in seiner einfachsten Form besteht aus zwei Lateralaktoren und einem Axialaktor. Dieser Aufbau lässt sich jedoch erweitern, wodurch es zu Vorteilen im Betrieb kommt. Abbildung 3.5 zeigt diese möglichen Erweiterungen anhand des *Walker*-Konzepts. Diese Erweiterungen sind jedoch auch für *Pusher* und *Hybrid* denkbar, worauf noch eingegangen wird.

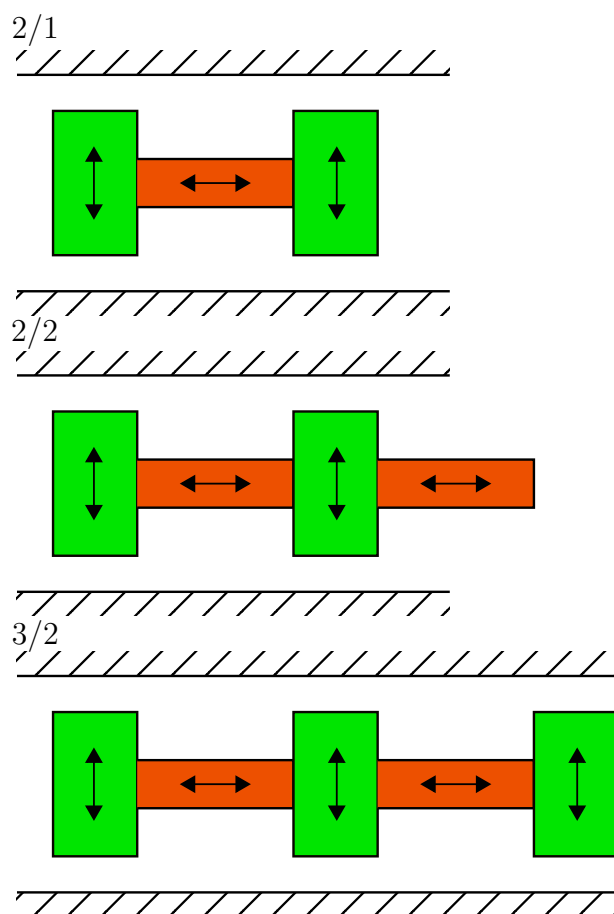


Abbildung 3.5: Aktorkonfigurationen, Quelle: Eigene Darstellung

Die schon aus Kapitel 2.3 bekannte Konfiguration wird als 2/1-Konfiguration bezeichnet. Wird ein weiterer Axialaktor angebracht (siehe Mitte Abb.: 3.5 rechter Aktor) entsteht die 2/2-Konfiguration. Die 3/2-Konfiguration besteht aus drei Lateralaktoren und zwei Axialaktoren.

Die 3/2 Konfiguration ist im Regelbetrieb und im Stellbetrieb immer an zwei Stellen geklemmt und hat deshalb eine hohe Biegesteifigkeit, jedoch ist diese Konfiguration um 25 % länger als die 2/2 Konfiguration. Diese bietet einen guten Kompromiss, da sie kürzer baut als die 3/2 Konfiguration und im Regelbetrieb an zwei Stellen geklemmt ist (siehe Abb.: 3.8), was bei der 2/1 Konfiguration nicht der Fall ist. Aus diesem Grund wird die 2/2 Konfiguration gewählt.

Die 2/1-Konfiguration schafft es schon, potentiell unbegrenzt zu verfahren und eine sogenannte Stellbewegung auszuführen. Um möglichst schnell die benötigte Position *nachregeln* zu können, wird ein zusätzlicher Axialaktor angebracht (2/2-Konfiguration), welcher die Aufgabe der Feinpositionierung des Antriebs innerhalb seines Stellwegpotentials übernimmt. Diese Feinpositionierung wird folgend als Regelbewegung bezeichnet.

Aktorauswahl

Um eine durchgängige Bohrung umzusetzen, kann der Lateralaktor nicht wie in Abbildung 3.5 betrieben werden. Durch die Anordnung normal zur Verstellachse würde sich keine Durchgangsbohrung realisieren lassen. Der Läufer muss laut Anforderungen als Hohlwelle ausgeführt werden. Deshalb wird der Lateralaktor coaxial zum Axialaktor verbaut. Für die Klemmung in radialer Richtung wird eine Kinematik verwendet, welche den axialen Stellweg radial umwandelt. Um den Läufer als Hohlwelle auszuführen und gleichzeitig ein zylindrisches Gehäuse zu konstruieren, müssen die Aktoren zwischen Innenbohrung und Gehäuse angeordnet werden. Dafür gibt es zwei Möglichkeiten, welche in Abbildung 3.6 ersichtlich sind. diese Abbildung stellt den Querschnitt eines Axialaktors vereinfacht dar. Der äußerste Kreis ist die Zylinderinnenwand und der innerste Kreis die geforderte Innenbohrung.

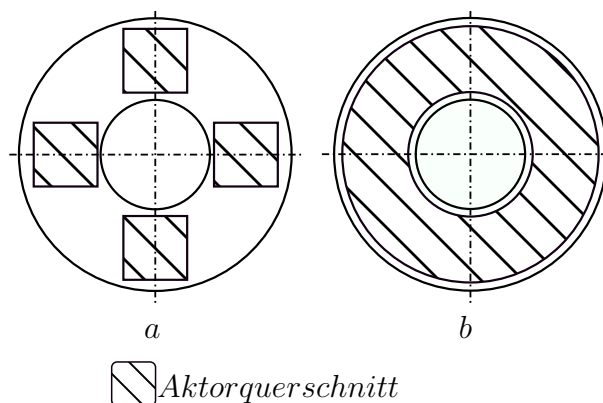


Abbildung 3.6: Aktorauswahl, Quelle: Eigene Darstellung

In Abbildung 3.6a wird die axiale Verstellung durch vier quadratische Piezoaktoren vorgenommen. In 3.6b erfolgt diese mittels einem Ringaktor.

Aufgrund der geringeren Anzahl an Aktoren, und dem einfacheren Aufbau, welcher sich dadurch ergibt werden am Markt verfügbare Ringaktoren verwendet. Außerdem ist es ungünstig vier verschiedene Aktoren welche eine Längentoleranz aufweisen, zu verspannen und simultan zu betreiben.

Gegenüberstellung der verschiedenen Inchworm-Konzepte in der 2/2-Konfiguration

In Abbildung 3.7 kommt es zum Vergleich verschiedener Inchworm-Konzepte unter Berücksichtigung der zuvor getroffenen Entscheidungen. Die Federelemente um die Axialaktoren dienen der Vorspannung und werden in weiterer Folge noch genauer behandelt. Der Lateralaktor wird mit einer Kinematik umgesetzt, welche diesen gleichzeitig vorspannt und bei koaxialem Einbau die radiale Verstellung umsetzt. Dies ist ebenfalls Thema eines späteren Kapitel.

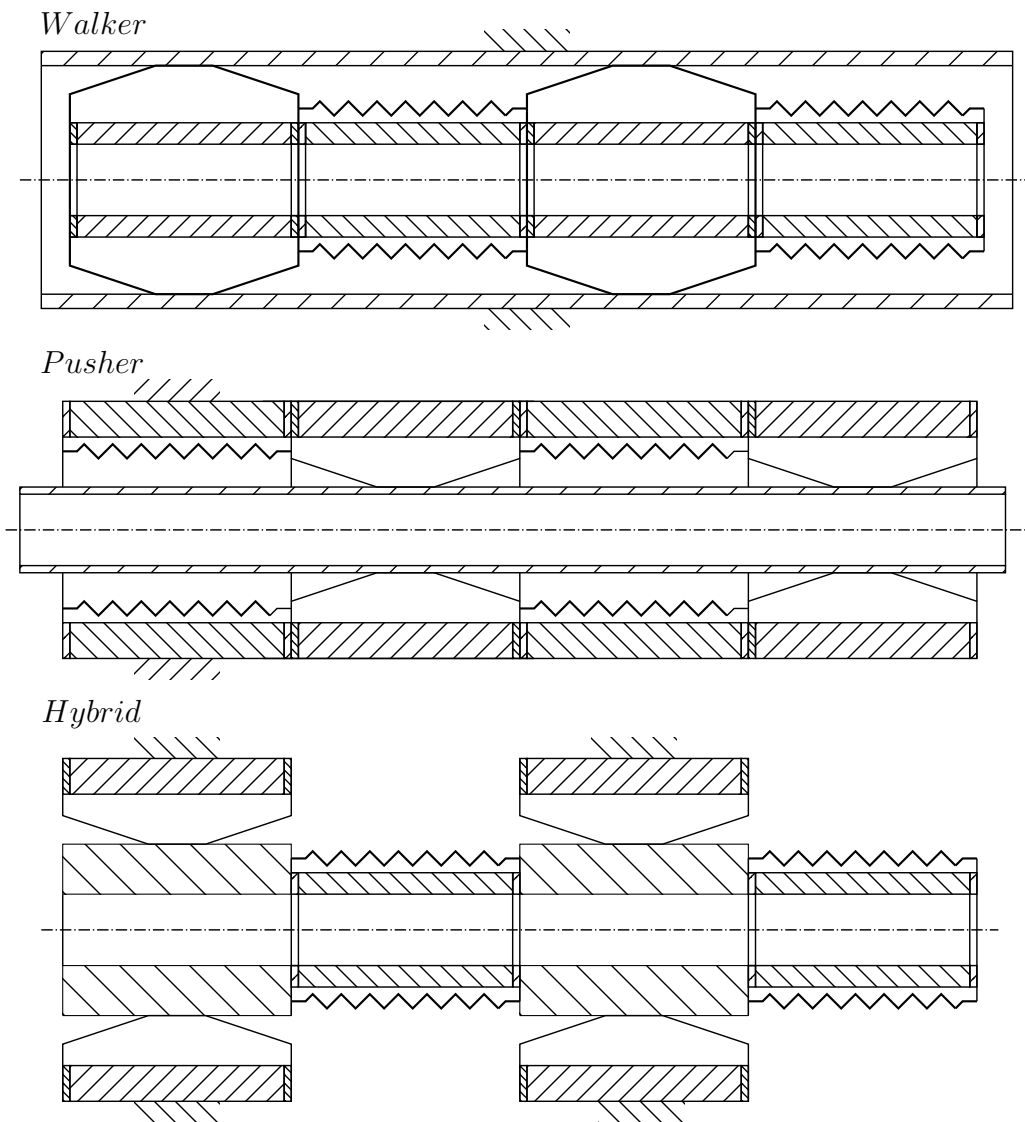


Abbildung 3.7: Vergleich der Konzepte, Quelle: Eigene Darstellung

Beim *Walker* wird der Stator als Zylinderrohr ausgeführt. Die äußeren Schraffierungen in Abbildung 3.7 zeigen die statische Einspannung der Antriebe.

Um beim *Pusher* Konzept eine 2/2-Konfiguration umzusetzen, wird nur der Regelaktor ortsfest eingespannt. Dieser kann in jedem Betriebszustand innerhalb seines Stellwegpotentials nachgeregelt werden. Der Mechanismus zur lateralen Klemmung aktuiert im Gegensatz zum *Walker* nach innen.

Das *Hybrid* Konzept ist dem *Pusher* ähnlich, jedoch wird mit den ortsfesten Lateralaktoren gegen Klemmstücke am Läufer geklemmt. Der Regelaktor befindet sich am Läufer.

Da aufgrund der geringen Stellwege der einzelnen Piezoaktoren auch der laterale Stellweg nicht beliebig groß übersetzt werden kann, ist anzunehmen, dass die Klemmflächen der Lateralaktoren einer Präzisionsbearbeitung unterzogen werden müssen. Wie aus Ab-

bildung 3.7 ersichtlich, kommt es deshalb beim *Walker* zu einer Außenbearbeitung und bei *Pusher* und *Hybrid* zu einer Innenbearbeitung der Klemmflächen. Außendurchmesser können wesentlich genauer hergestellt werden als Innendurchmesser. Dies lässt sich dadurch begründen, dass bei Außendurchmessern große und steife Werkzeuge verwendet werden können, wobei dies bei Innendurchmesser meist nicht möglich ist. Dies lässt sich anhand des praktischen Beispiels einer Passstiftverbindung zeigen. Der Passstift wird mit einem *m6* tolerierten Außendurchmesser in eine *H7* Bohrung gefügt. Aus diesem Grund ist aus fertigungstechnischer Betrachtung der *Walker* vorzuziehen.

Hinsichtlich Biegesteifigkeit ist ebenfalls das *Walker* Konzept im Vorteil, da die Klemmung an einem größeren Durchmesser erfolgt als die axiale Krafteinleitung am Läufer. Dadurch ergeben sich bessere Führungseigenschaften.

Aus den genannten Gründen wird der Antrieb als *Walker* festgelegt. Das heißt die Aktoren bilden zusammen den bewegten Läufer des Antriebs. Der Läufer bewegt sich in einem zylindrischen Rohr (Stator) und besteht aus Lateral- und Axialaktoren.

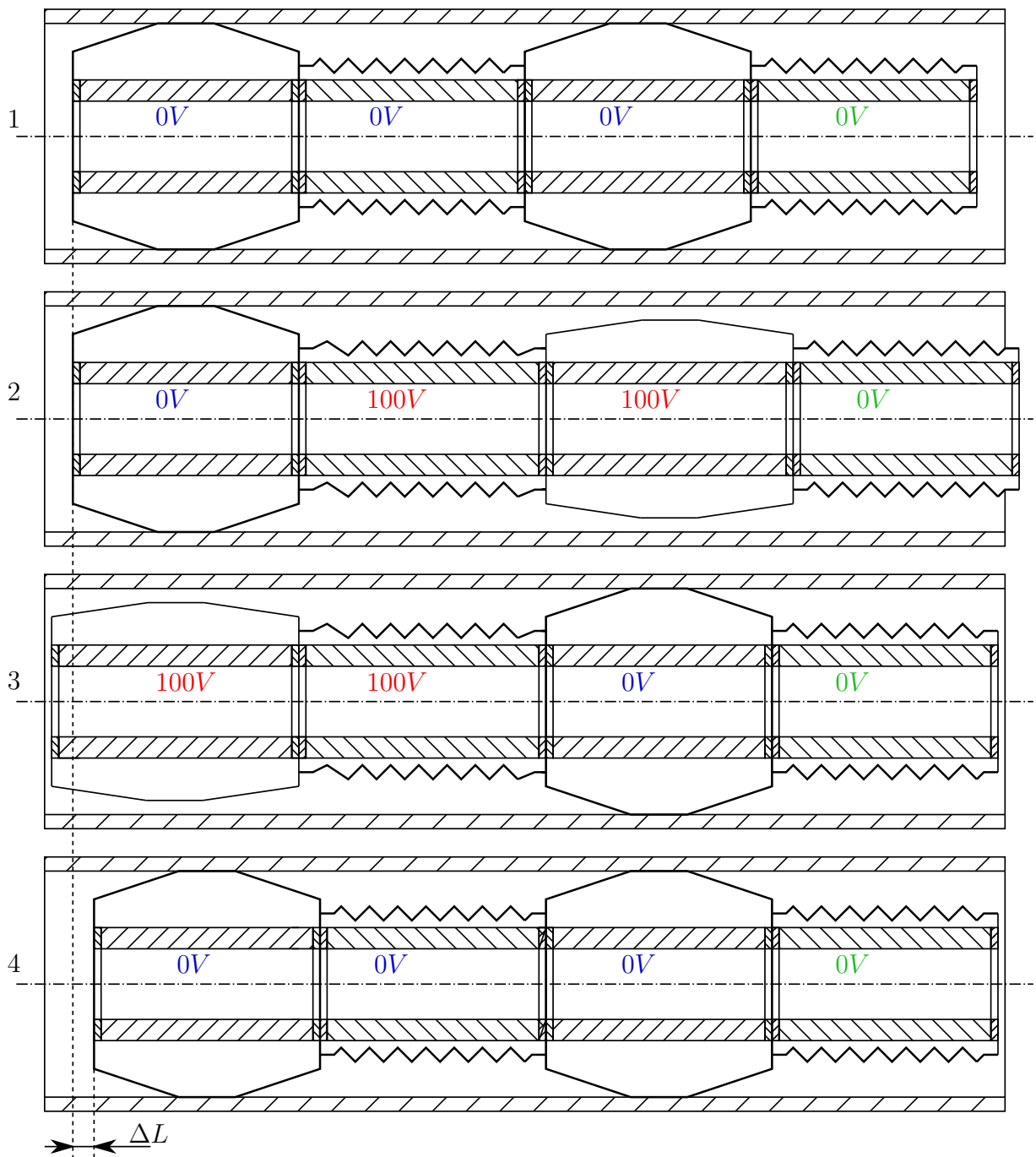
Bewegungsablauf

Abbildung 3.8: Bewegungsablauf Inchworm, Quelle: Eigene Darstellung

Der Bewegungsablauf der Aktoren aus Abbildung 3.8 ist vom Grundgedanken derselbe wie zuvor beschrieben (siehe Abb.: 3.2). Der Unterschied ist, dass Lateral- und Axialaktoren koaxial verbaut werden. Somit ergibt sich durch die Fail-Safe-Anforderung, dass die Lateralktoren bei der Expansion frei sind und beim Kontrahieren klemmen.

Im Zustand 1 sind alle Aktoren spannungsfrei und der Antrieb ist durch Klemmung fixiert. Durch Spannungsbeaufschlagung des rechten Lateralaktors wird dieser gelöst und durch

Aktuierung des linken Axialaktors kommt es zu einer Vorschubbewegung in Zustand 2. Im Zustand 3 wird die Spannung am rechten Lateralaktor weggenommen und der linke Lareralaktor wird gelöst. Durch spannungsfrei Schalten des Antriebs werden die linken zwei Aktoren nachgezogen und der Vorschubweg eines Arbeitsspiels ΔL wird sichtbar. Dieser Ablauf stellt die Stellbewegung dar. Die Regelbewegung wird nur vom rechten Axialaktor durchgeführt und erfolgt im Arbeitsbereich eines einzelnen Piezoelements.

Die Vorspannung der Axialaktoren erfolgt durch ein Federelement, welches den Piezoaktor umschließt, wodurch der Vermessungskanal frei gehalten wird. Der Lateralaktor wird von einem nachgiebigen Mechanismus umgeben, welcher durch Expansion des Piezoaktors gelöst wird. Beim Kontrahieren kommt der Lateralaktor wieder mit dem Zylinderrohr in Kontakt und geht somit eine reibschlüssige Verbindung ein. Bei ungewolltem Spannungsabfall im Betrieb kontrahiert der Piezoaktor und der Antrieb bleibt in der aktuellen Position stehen (Fail-Safe-Anforderung).

4 Entwicklung des Axialaktors

Der Axialaktor übernimmt die Funktion des linearen Vorschubs und die Feinpositionierung im Regelbetrieb des Antriebs. Die zu positionierende Last, ist die maximal auf den Aktor wirkende Kraft F_{max} (siehe Gleichung aus Tabelle 3.1) und wird auch als Schubkraft bezeichnet.

4.1 Auslegung der Vorspannung des Axialaktors

Der Piezoaktor muss vorgespannt werden, da die spröde Piezokeramik nicht auf Zug belastet werden darf.

Ein weiterer Grund einen Piezoaktor vorzuspannen ist es, einer Verkippung der Endflächen vorzubeugen. Diese Verkippung kommt z.B. durch Materialinhomogenitäten zustande, wodurch sich der Aktor ungleich verformt.⁴¹ Bei Vorspannung kommt es zu einer Vorverformung, welche diesem Szenario entgegenwirkt.

Außerdem gewährleistet eine richtige Vorspannung einen spielfreien Betrieb des Piezoaktors, welcher für die präzise Verstellung des Antriebs notwendig ist.

Häufig wird bei ringförmigen Aktoren eine Schraube durch die Bohrung geführt um den Aktor mit einer Mutter vorzuspannen.⁴²

Diese Methode kann nicht gewählt werden, da laut Anforderungen (siehe Tabelle 3.1) die Innenbohrung des Piezoaktors frei bleiben muss um den Einbau eines coaxialen Messsystems zu ermöglichen. Die Vorspannung soll dagegen über ein den Piezoaktor umschließendes Federelement erfolgen. Diese Feder wird als Zugfeder ausgeführt, da diese durch Umschließen des Piezoaktors die Gesamtlänge nicht wesentlich ändert. Eine genormte Zugfeder erfüllt die hohen Anforderungen an Steifigkeit und Anbindungsmöglichkeiten nicht und kann deshalb nicht verwendet werden. Aus diesem Grund wird auf sogenannte *machined springs* zurückgegriffen. Dadurch ergeben sich viele Anbindungsmöglichkeiten der Feder an angrenzende Strukturen, beispielsweise durch Schraubverbindungen, sowie Freiheit bei der Werkstoffwahl.

Durch die Entwicklung eines Vorspannelements welches zerspanend gefertigt werden kann,

⁴¹Vgl. Piezomechanik GmbH 2010, S. 22.

⁴²Vgl. Suleman 2004, S. 573.

ist es möglich die vom Hersteller geforderte Federsteifigkeit konstruktiv einzustellen. Die Größe und Form der Schwächungen, welche aus einem Rohr eine Feder machen, wird in Kapitel 4.2 festgelegt. Diese *machined spring* wird in weiterer Folge als Vorspannelement bezeichnet.

4.1.1 Auslegung des Vorspannelements

Vorspannung laut Hersteller

Als Piezoaktor wird das Modell $P - 080.311$ der Firma Physikinstrumente gewählt, da es in der benötigten Ringbauweise ausgeführt ist und einen kleinen Bauraum aufweist. Außerdem erreicht dieses den nötigen Stellweg von $5\ \mu\text{m}$ (siehe Tabelle 4.1) und weist eine ausreichend hohe Stellkraft auf. Die Vorspannung wird unter Berücksichtigung der vom Hersteller empfohlenen Parameter ausgelegt.

Tabelle 4.1: Herstellerdaten Piezoaktor, Quelle: Physik Instrumente (2020), Onlinequelle [23.03.2020].

	P-080.311	Einheit
Abmessungen OD x ID x L	8 x 4,5 x 8,5	mm
Nominalstellweg	5,5 +/- 20%	μm
Blockierkraft	800	N
Steifigkeit	145	N/ μm
Elektrische Kapazität	0,86	μF
Resonanzfrequenz	135 +/- 20%	kHz

Um den Aktor vor unerwünschten Zugkräften durch den dynamischen Betrieb zu schützen, wird vom Hersteller eine Vorspannung mit 15 MPa empfohlen. Dies ergibt bei einer Querschnittsfläche des Piezoaktors von $34,36\ \text{mm}^2$, eine Vorspannkraft von 515,42 N. Die Steifigkeit des Vorspannelements soll nicht mehr als 10 % der Aktorsteifigkeit betragen, um den Stellweg nicht zu reduzieren (siehe Gleichung 2.2). Dadurch ergibt sich eine maximale Steifigkeit für das Vorspannelement k_{Vmax} von $14,5\ \text{N}/\mu\text{m}$.⁴³

Da bei hoher Steifigkeit die Spannungen bei gleicher Kraft am niedrigsten sind (Hookesches Gesetz), wird die Steifigkeit des Vorspannelements an das vom Hersteller empfohlene Maximum angepasst. Außerdem gilt es, die Biegesteifigkeit des gesamten Antriebes

⁴³Vgl. Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG 2009, 5 ff.

hoch zu halten, wobei eine hohe axiale Steifigkeit von Vorteil ist. Um ein Abheben des Vorspannelements vom Piezoaktor zu verhindern, ist es notwendig, die Vorspannkraft in jedem Betriebszustand höher, als die maximal auf den Antrieb wirkende Kraft zu halten.

4.1.2 Thermostabilität der Vorspannung

Für den Antrieb ist ein Bereich der Betriebstemperatur von $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ gefordert. Entsprechend sind die einzelnen Funktionsbaugruppen thermostabil auszuführen. Dies bedeutet, dass die Schwankung der Umgebungstemperatur keinen Einfluss auf die Genauigkeit und Funktion des Aktors haben soll.

Tabelle 4.2: Wärmeausdehnungskoeffizienten der verwendeten Werkstoffe, Quelle:
Eigene Darstellung

	10^{-6} K^{-1}
α_{Piezo}	-4
$\alpha_{VE\ 1.4548}$	10,9
$\alpha_{VE\ Invar36}$	1

Aufgrund des negativen Wärmeausdehnungskoeffizienten des Piezowerkstoffes und dem positiven des Vorspannelement-Werkstoff (siehe Tabelle 4.2), kommt es zu gegensätzlichen Bewegungen bei Temperaturänderung zwischen diesen Bauteilen. Somit sinkt die Vorspannung bei Erhöhung der Temperatur, da sich das Vorspannelement ausdehnt und der Piezoaktor zusammenzieht. Bei Abnahme der Temperatur kommt es zu einem Anstieg der Vorspannkraft, da sich das Vorspannelement zusammenzieht und der Piezoaktor ausdehnt. Um diese Aussage zu beweisen wird folgend eine analytische Berechnung durchgeführt.

Aus dieser analytischen Betrachtung wird die Änderung der Vorspannung über dem geforderten Betriebstemperaturbereich sichtbar.

Analytische Berechnung der Vorspannkraft unter Temperatureinfluß

$$\varepsilon_{Zug/Druck} = \frac{\sigma}{E} \quad (4.1)$$

$$\varepsilon_T = \alpha \Delta T \quad (4.2)$$

Durch Superposition des Hookeschen Gesetzes 4.1 und der Wärmedehnung 4.2 kommt man auf eine Gesamtdehnung 4.3 zufolge Zug- bzw. Druckkräften und Temperaturänderungen.

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \alpha \Delta T = \frac{F}{EA} + \alpha \Delta T = \frac{\Delta l}{l} \quad (4.3)$$

Dieser Zusammenhang auf die Längenänderung Δl umgeformt ergibt:

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA} + \alpha \Delta T l = \frac{F}{k} + \alpha \Delta T l \quad (4.4)$$

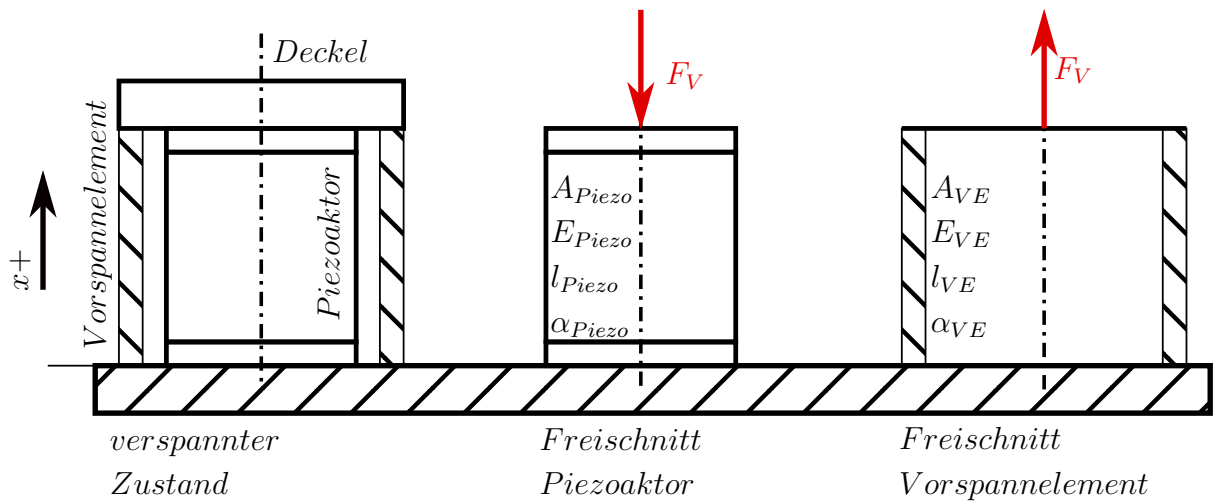


Abbildung 4.1: Verspannungszustand, Quelle: Eigene Darstellung

Die Längenänderungen von Piezoaktor und Vorspannelement können somit anhand der Freischnitte aus Abbildung 4.1 folgend angeschrieben werden:

$$\Delta l_{Piezo} = -\frac{F_V}{k_{Piezo}} + \alpha_{Piezo} \Delta T l_{Piezo} \quad (4.5)$$

$$\Delta l_{VE} = \frac{F_V}{k_{VE}} + \alpha_{VE} \Delta T l_{VE} \quad (4.6)$$

Da im verspannten Zustand die Längen von Piezoaktor und Vorspannelement in jedem Zustand gleich sind, ergibt sich:

$$l_{VE} + \Delta l_{VE} = l_{Piezo} + \Delta l_{Piezo} \quad (4.7)$$

Die Gleichungen 4.5 und 4.6 in Gleichung 4.7 eingesetzt:

$$l_{VE} + \frac{F_V}{k_{VE}} + \alpha_{VE} \Delta T l_{VE} = l_{Piezo} - \frac{F_V}{k_{Piezo}} + \alpha_{Piezo} \Delta T l_{Piezo} \quad (4.8)$$

Durch umformen von Gleichung 4.8 auf die Vorspannkraft F_V erhält man folgenden Zusammenhang:

$$F_V = \frac{l_{Piezo} - l_{VE} + \Delta T(\alpha_{Piezo} \cdot l_{Piezo} - \alpha_{VE} \cdot l_{VE})}{\frac{1}{k_{VE}} + \frac{1}{k_{Piezo}}} \quad (4.9)$$

Für den Deckel (siehe Abb.: 4.1) sollte ein Werkstoff mit ähnlichen Ausdehnungsverhalten eingesetzt werden, um etwaige thermisch bedingte Verformungen in der Fügestelle zwischen Deckel und Vorspannelement zu verhindern.

Durch Verwendung von Gleichung 4.9 ergibt sich folgender Vorspannungskraftverlauf über den Betriebtemperaturbereich:

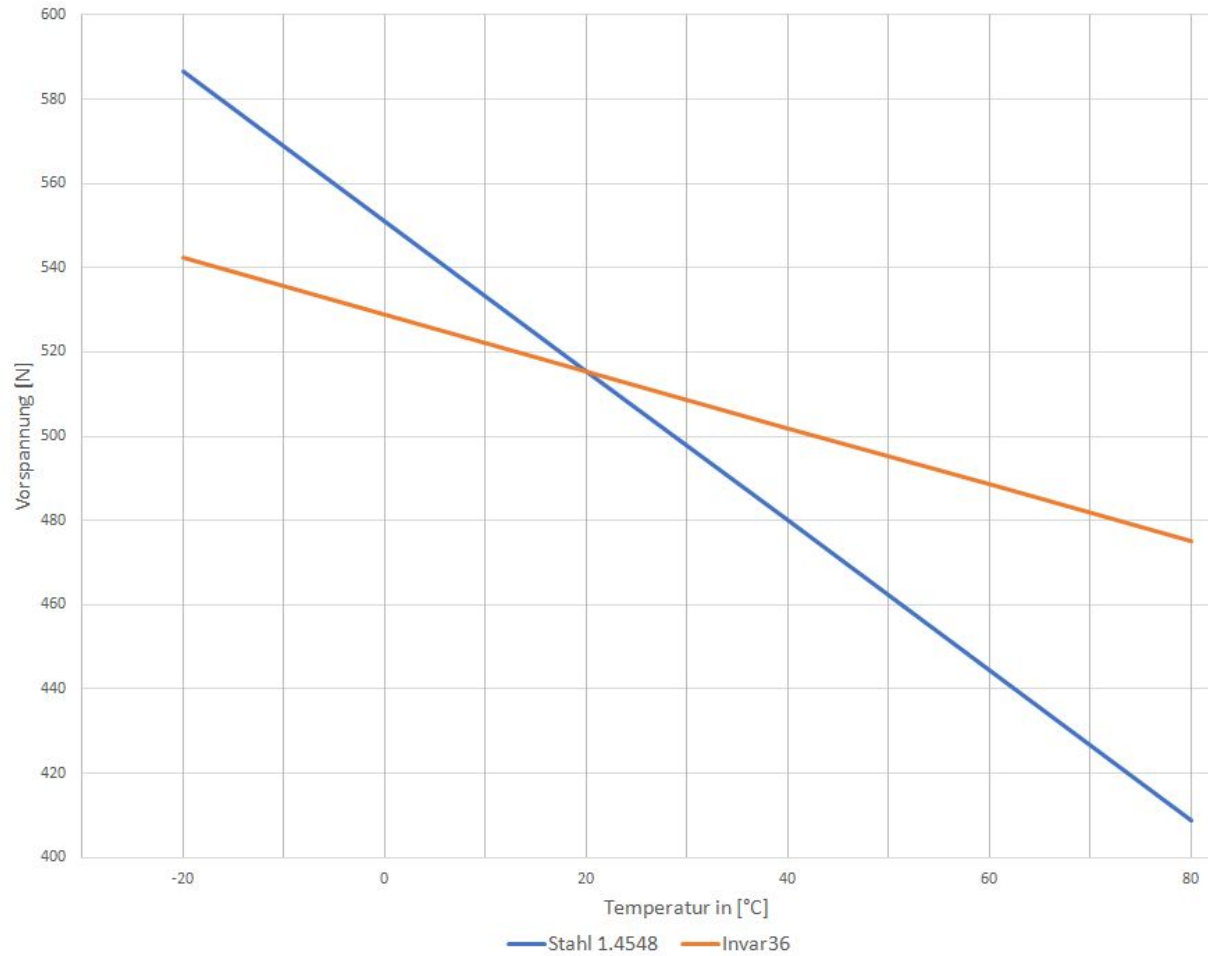


Abbildung 4.2: Vorspannungskraftverlauf Herstellerempfehlung von Stahl und Invar, Quelle: Eigene Darstellung.

Aus dem Diagramm 4.2 ist ersichtlich, dass bei 20° für beide Werkstoffe die selbe Vorspannkraft von 515,42 N eingestellt wird. So wie zuvor angenommen sind die Vorspannungsmaxima bei der niedrigsten und die Minima bei der höchsten Betriebstemperatur angesiedelt. Das Vorspannelement aus Stahl sinkt von 586,45 N auf 408,86 N ab. Das Vorspannelement aus *Invar 36* schwankt zwischen 542,29 N und 475,11 N.

4.1.3 Ausgleichselement

Um die Schwankung der Vorspannkraft zu reduzieren, entsteht die Idee ein Ausgleichselement zwischen Piezoaktor und Vorspannelement zu schalten, welches den verspannten Zustand möglichst konstant hält (siehe Abbildung 4.3). Die gegengleichen Vorzeichen der Wärmedehnungskoeffizienten von Piezokeramik und Vorspannelement sollen ausgeglichen werden, indem das Ausgleichselement bei steigender Temperatur den Längenverlust der Piezokeramik und die Verlängerung des Vorspannelementes kompensiert. Dies bedeu-

tet, dass das Ausgleichselement einen größeren Wärmeausdehnungskoeffizienten als das Vorspannelement benötigt. Als Material für das Ausgleichselement wird Aluminium gewählt, da es im Vergleich zu Stahl einen relativ hohen Wärmeausdehnungskoeffizienten von $\alpha_{AE} = 23 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ aufweist und somit nur ein relativ kurzes Stück zwischengeschaltet werden muss.

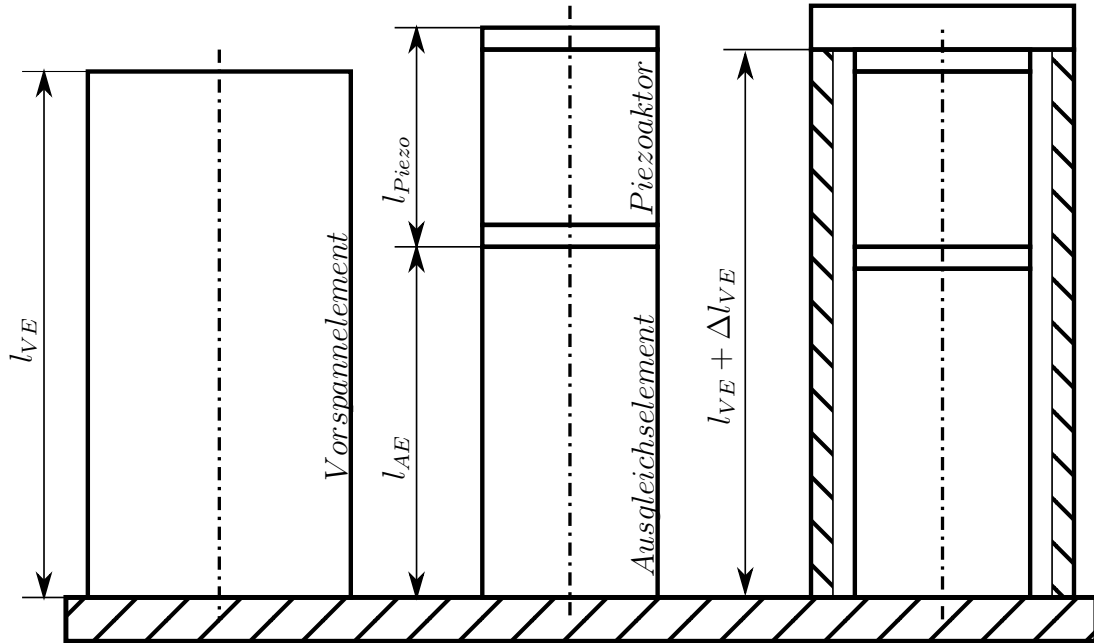


Abbildung 4.3: Vorspannung mit Ausgleichselement, Quelle: Eigene Darstellung

Herleitung der Vorspannkraft durch Längenänderung der verschiedenen Komponenten:

Die Gleichungen 4.10, 4.11 und 4.12 werden analog hergeleitet wie die Formeln 4.5 und 4.6. Das Vorspannelement (VE) wird durch die Vorspannung gedehnt und erhält deshalb ein positives Vorzeichen. Der Piezoaktor (Piezo) und das zusätzliche Ausgleichselement (AE) werden gestaucht und werden deshalb mit einem negativen Vorzeichen versehen.

$$\Delta l_{VE} = \frac{F_V l_{VE}}{E_{VE} A_{VE}} + \alpha_{VE} \Delta T l_{VE} = \frac{F_V}{k_{VE}} + \alpha_{VE} \Delta T l_{VE} = \frac{F_V}{k_{VE}} + C_{VE} \quad (4.10)$$

$$\Delta l_{AE} = -\frac{F_V}{k_{AE}} + \alpha_{AE} \Delta T l_{AE} = -\frac{F_V}{k_{AE}} + C_{AE} \quad (4.11)$$

$$\Delta l_{Piezo} = -\frac{F_V}{k_{Piezo}} + \alpha_{Piezo} \Delta T l_{Piezo} = -\frac{F_V}{k_{Piezo}} + C_{Piezo} \quad (4.12)$$

Da im zusammengebauten Zustand das Vorspannelement die selbe Länge wie der Pie-

zoaktor und das Ausgleichselement zusammen hat, ergibt sich folgende Formel:

$$l_{VE} + \Delta l_{VE} = (l_{AE} + \Delta l_{AE}) + (l_{Piezo} + \Delta l_{Piezo}) \quad (4.13)$$

Die Gleichungen 4.10, 4.11 und 4.12 in Gleichung 4.13 eingesetzt:

$$l_{VE} + \frac{F_V}{k_{VE}} + C_{VE} = (l_{AE} - \frac{F_V}{k_{AE}} + C_{AE}) + (l_{Piezo} - \frac{F_V}{k_{Piezo}} + C_{Piezo}) \quad (4.14)$$

Die Gleichung 4.14 umgeformt ergibt folgenden Zusammenhang für die Vorspannkraft F_V :

$$F_V = \frac{l_{Piezo} + l_{AE} - l_{VE} + C_{Piezo} + C_{AE} - C_{VE}}{\frac{1}{k_{VE}} + \frac{1}{k_{AE}} + \frac{1}{k_{Piezo}}} \quad (4.15)$$

Mit dieser Formel kann der Verlauf der Vorspannung in einem definierten Temperaturbereich errechnet werden. Außerdem ist es möglich unterschiedliche Materialien zu berücksichtigen, um Aussagen über die Funktion der Vorspannung zu treffen.

Auswertung

Es werden folgende Konfigurationen ausgewertet:

Tabelle 4.3: Varianten der Vorspannung, Quelle: Eigene Darstellung

Variante	Material Vorspannelement	Ausgleichselement	l_{VE} [mm]
1	1.4548	Nein	8,5
2	Invar 36	Nein	8,5
3	1.4548	Ja	20,0
4	Invar 36	Ja	10,9

Um mit Gleichung 4.15 die aktuelle Vorspannkraft zu berechnen, muss zuvor eine passende Federsteifigkeit k_{VE} für das Vorspannelement gewählt werden. Danach müssen die theoretischen Verkürzungen der Bauteile errechnet werden, bei welchen die gewünschte Vorspannkraft, aufgrund der Steifigkeiten entsteht. Elastizitätsmodul und Wärmeausdehnungskoeffizient, müssen wiederum gemäß Tabelle 4.3 an die entsprechenden Konfigurationen angepasst werden. Für *Variante 1* und *Variante 3* wird für das Vorspannele-

ment, 1.4548 aus Kapitel 2.4.1 mit einem Elastizitätsmodul von 200 GPa und einem Wärmeausdehnungskoeffizienten von $10,9 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$, gerechnet. Die Materialdaten von Invar (*Variante 2* und *Variante 4*) werden Tabelle 2.6 entnommen. Für die Varianten mit Ausgleichselement aus Aluminium (*Variante 3* und *Variante 4*) wird mit einem Elastizitätsmodul von 70 GPa und einem Wärmeausdehnungskoeffizienten von $23 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ gerechnet, wobei die Steifigkeit des Ausgleichselements an die entsprechende Länge angepasst wird. Die Materialdaten des Piezoaktors sind dem Datenblatt im Anhang zu entnehmen. Im nächsten Schritt wird die Umgebungstemperatur $T_{Umgebung}$ variiert.

$$\Delta T = T_{Bezug} - T_{Umgebung} \quad (4.16)$$

Als Bezugstemperatur T_{Bezug} wird $20 \text{ }^\circ\text{C}$ gewählt. Die Umgebungstemperatur $T_{Umgebung}$ wird in $20 \text{ }^\circ\text{C}$ -Schritten von $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ auf $80 \text{ }^\circ\text{C}$ erhöht. Die Vorspannung wird bei der Bezugstemperatur $T_{Bezug} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ eingestellt. Die Länge des Ausgleichselements muss iterativ angepasst werden, sodass die Schwankung von F_V über den Temperaturbereich möglichst gering ist. Somit ergibt sich eine optimale Länge l_{AE} für das Ausgleichselement. Auch Varianten ohne Ausgleichselement können berechnet werden, indem man die entsprechenden Längen und Steifigkeiten anpasst.

Die Vorspannkraft F_V wird wie empfohlen, mit $515,42 \text{ N}$ gewählt. Die Steifigkeit des Vorspannelement k_{VE} wird ideal mit $14,5 \text{ N}/\mu\text{m}$ angenommen. Es wird das Verhalten des verspannten Zustandes bei Verwendung verschiedener Materialien und Konfigurationen untersucht (siehe Tabelle 4.3).

Wie in Tabelle 4.3 ersichtlich wird bei *Variante 1* und *2* kein Ausgleichselement verwendet. Für die *Variante 3*, Vorspannelement aus Stahl, ergibt sich eine optimale Länge für das Ausgleichselement von $11,5 \text{ mm}$ und für die *Variante 4*, Vorspannelement aus Invar, $2,4 \text{ mm}$. Durch das Verbauen von Ausgleichselementen wird der Axialaktor in seiner Baulänge größer. Die Baulänge entspricht der Länge des Vorspannelements l_{VE} . Somit ergibt sich für die *Variante 3* eine Baulänge von $20,0 \text{ mm}$, wodurch der Axialaktor mehr als doppelt so lang wird. *Variante 1* wird um 22% auf $10,9 \text{ mm}$ verlängert.

In Tabelle 4.4 sind die Extremwerte der Vorspannung zu sehen.

Tabelle 4.4: Extremwerte der Vorspannung, Quelle: Eigene Darstellung

Var.	min. Vorspannung [N]	max. Vorspannung [N]	max. Verlust [N]	max. Anstieg [N]	Verlust [%]	Anstieg [%]
1	408,863	586,454	106,55	71,036	20,67	13,78
2	475,112	542,288	40,31	26,870	7,82	5,21
3	515,245	515,817	0,17	0,4	0,03	0,08
4	515,261	515,607	0,16	0,189	0,03	0,04

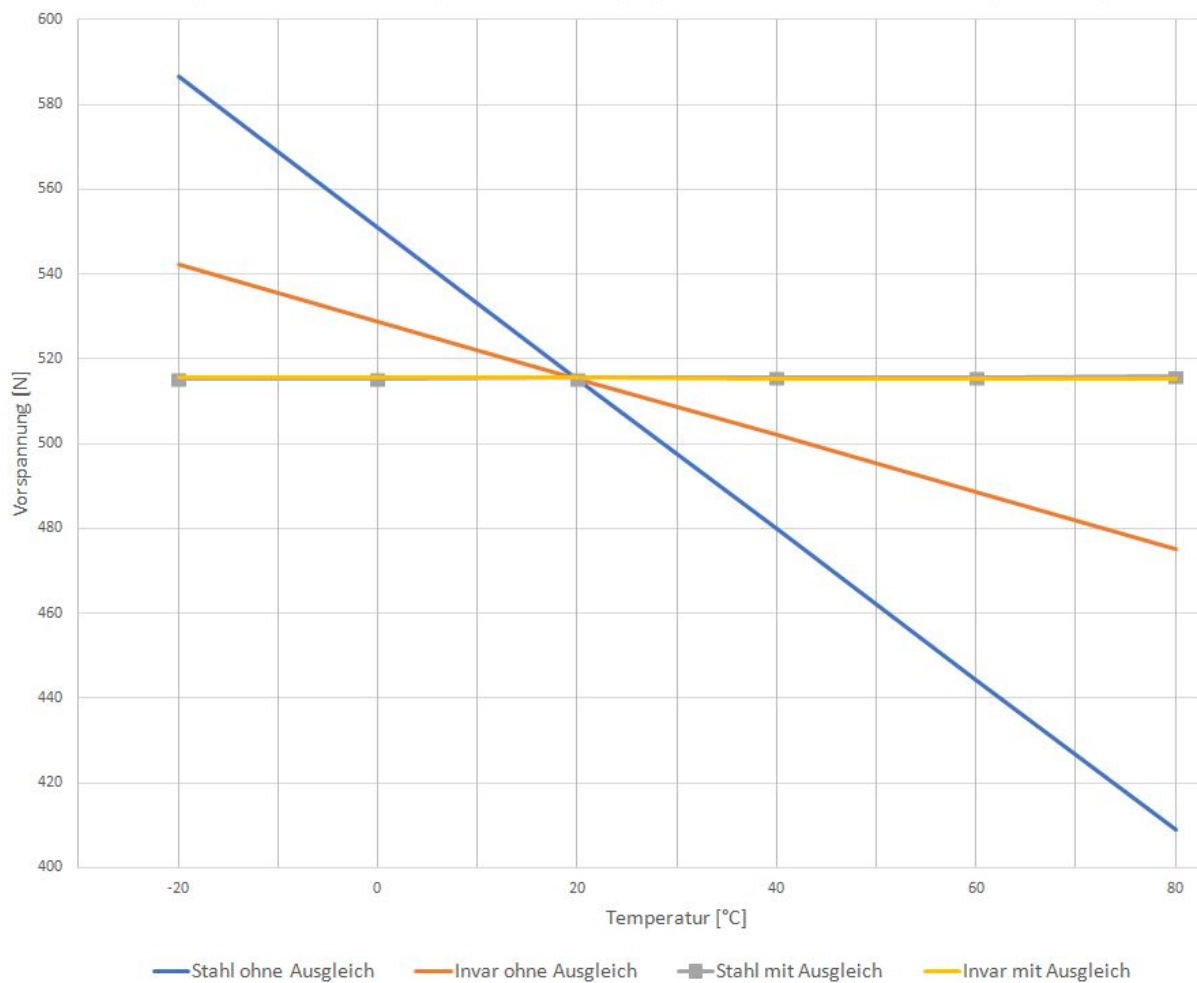


Abbildung 4.4: Vorspannungsverhalten bei empfohlener Vorspannkraft, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 4.4 ist zu erkennen, dass alle Varianten bei der Bezugstemperatur dieselbe Vorspannkraft aufweisen, da die Montage und somit die Einstellung der Vorspannung bei Raumtemperatur erfolgt.

Die Vorspannkraft steigt in Richtung tieferer Temperaturen an. Dies geschieht, da das

Vorspannelement aufgrund der positiven Wärmeausdehnungskoeffizienten von Stahl und Invar mit abnehmender Temperatur kontrahiert. Der Piezoaktor expandiert jedoch, da dieser einen negativen Wärmeausdehnungskoeffizient aufweist. Somit kommt es zu einer zusätzlichen Verspannung der Komponenten. Mit zunehmender Temperatur kommt es zum gegenteiligen Effekt und die Vorspannkraft sinkt auf ein Minimum ab.

Es ist zu erkennen, dass die Änderung der Vorspannkraft bei der Variante des Festkörpergelenks aus Stahl und ohne Ausgleichselement (*Variante 1*) am höchsten ist. Durch den Einsatz des thermostabilen Materials *Invar 36* wird der Anstieg der Vorspannkraft von 71,036 N auf 26,870 N reduziert und der Verlust sinkt von 13,78 N auf 5,21 N. Dies bedeutet eine Verringerung der Varianz der Vorspannkraft um 62 %. Durch Verwendung von Ausgleichselementen (*Variante 3 & 4*) bleibt die Vorspannkraft konstant, wobei die Variante mit dem Vorspannelement aus Invar (*Variante 4*), aufgrund der kürzeren Baulänge im Vorteil ist.

Spannungsabschätzung

Durch das *Hookesche Gesetz* erfolgt eine erste einfache Spannungsabschätzung des Vorspannelements. Diese Spannungen sind nur vom Elastizitätsmodul E des Werkstoffs, von der Baulänge des Vorspannelement l_{VE} , der Steifigkeit des Vorspannelement k_{VE} und der Vorspannkraft F_V abhängig.

$$\sigma = \frac{F}{A} = E * \frac{\Delta l}{l} = E * \frac{F}{k * l} \quad (4.17)$$

Daraus folgt ein Ersatzquerschnitt:

$$A_{ers} = \frac{k l}{E} \quad (4.18)$$

Mit diesem Ersatzquerschnitt A_{ers} kann durch Annahme eines Innendurchmesser ein Auswenddurchmesser D_a für einen Ersatzzylinder errechnen. Der Innendurchmesser D_i wird mit 11 mm angenommen, da der Piezoaktor laut Datenblatt für die Verkabelung mindestens 10,5 mm Durchmesser benötigt.

$$D_a = \sqrt{\frac{4 A_{ers}}{\pi} + D_i^2} \quad (4.19)$$

Tabelle 4.5: Ersatzquerschnitt der Varianten, Quelle: Eigene Darstellung

	k_{VE} [N/ μm]	l_{VE} [mm]	E_{VE} [GPa]	A_{ers} [mm ²]	D_a [mm]	t [mm]
Variante 1	14,5	8,5	200	0,616	11,036	0,018
Variante 2	14,5	8,5	141	0,874	11,050	0,025
Variante 3	14,5	20,0	200	1,450	11,084	0,042
Variante 4	14,5	10,9	141	1,121	11,065	0,032

Mit diesem Ersatzzylinder kann nun mit den maximalen Kräften aus Diagramm 4.4 eine Spannung für die verschiedenen Varianten errechnet werden.

Tabelle 4.6: Spannungsabschätzung der Varianten, Quelle: Eigene Darstellung

	F_{Vmax} [N]	Streckgrenze [MPa]	Spannung [MPa]
Variante 1	586,45	1000	952
Variante 2	542,29	310	620
Variante 3	515,82	1000	356
Variante 4	515,61	310	460

Wie in Tabelle 4.6 ersichtlich kommt es bei den maximalen Vorspannkräften, welche bei -20°C auftreten zu hohen Spannungen im Vorspannelement. Bei der Verwendung von *Invar*36 ist es nicht möglich den Axialaktor ohne Ausgleichselement auszuführen, da die Spannung die Streckgrenze übersteigt (Variante 2). Die Variante 4 mit Ausgleichselement liegt ebenfalls 49% über der Streckgrenze und ist deshalb ebenfalls nicht möglich.

Die Varianten aus Stahl (Variante 1 & 3) liegen beide unter der Streckgrenze. Die Version ohne Ausgleichselement (Variante 1) liegt jedoch nur 5% unter der Streckgrenze, was hinsichtlich Dauerfestigkeit kritisch zu bewerten ist.

Der hier betrachtete einachsige Spannungszustand zeigt, dass die Vorspannung über eine Zylinderhülse aufgrund der hohen Spannungen nicht möglich ist. Außerdem sind die notwendigen Wandstärken aus Tabelle 4.5 fertigungstechnisch nicht realistisch umsetzbar. Durch Modellierung eines nachgiebigen Mechanismus mit größerer Wandstärke und gezielten Schwächungen entsteht ein mehrachsiger Spannungszustand, wodurch die axiale Verformung erhöht und die Spannungen reduziert werden. Die Berechnung dieses mehrachsigen Spannungszustand erfolgt mit Hilfe der FE-Methode. Die hier durchgeführte

Modellierung dient als Anhalt für die Auslegung des nachgiebigen Mechanismus.

Außerdem muss diese hohe Vorspannkraft bei der Montage aufgebracht werden. Dies ist aufgrund der relativ kleinen Bauteile äußerst unpraktikabel, wenn die Kraft durch entsprechende Gewichte aufgebracht werden soll. Bei einer Vorspannkraft von 515,42 N muss der Piezoaktor beispielsweise mit einem Gusseisenwürfel ($\rho_{GG} = 7,25 \text{ kg dm}^{-3}$) mit einer Kantenlänge von 195 mm beschwert werden (siehe Abb.: 4.5). Das Volumen des Gewichts ist somit um das $1,7 \cdot 10^3$ -fache größer als das des Piezoaktors und somit sehr unhandlich bei der Assemblierung.

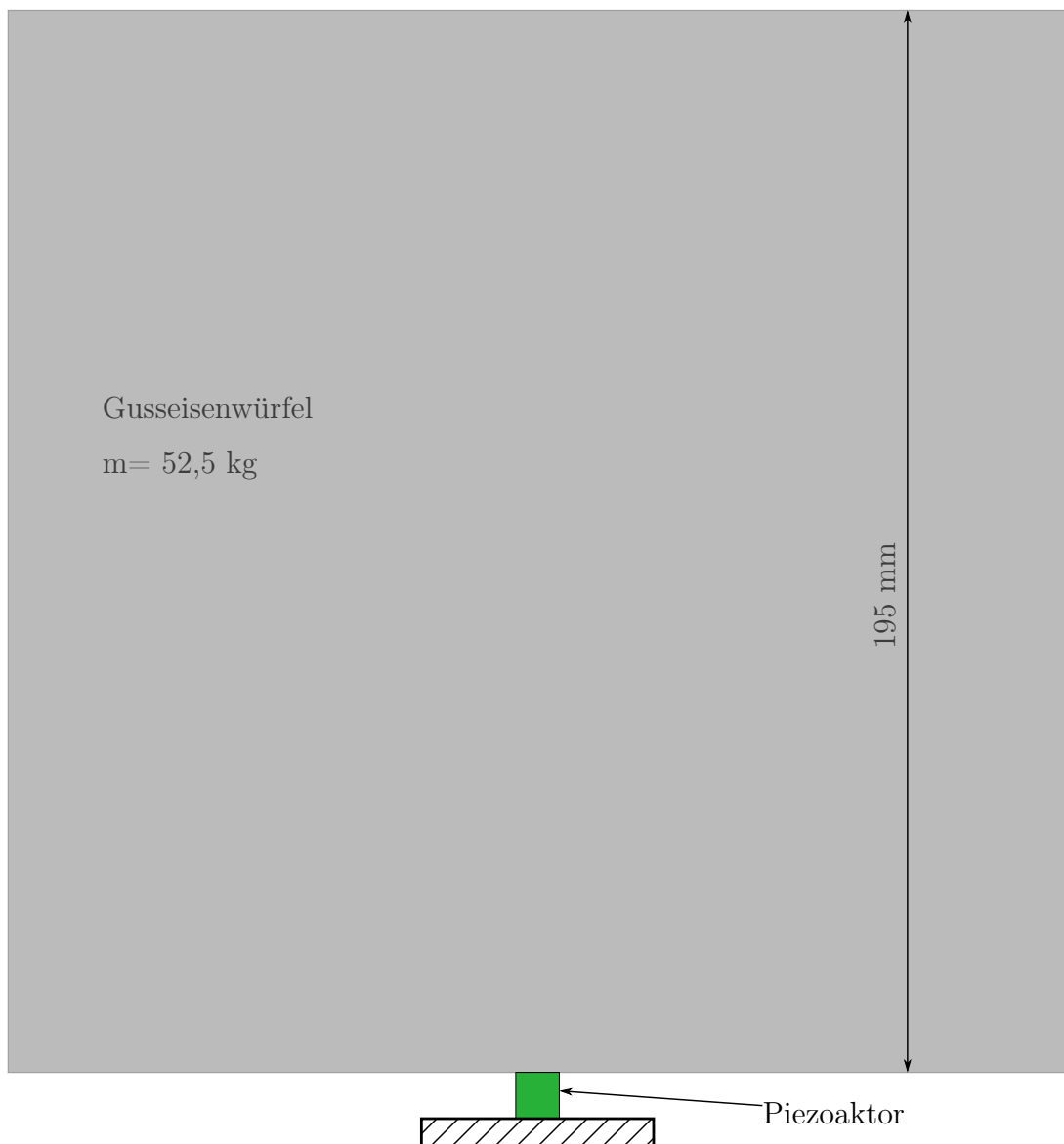


Abbildung 4.5: 15 MPa Vorspannung durch Gusseisengewicht, Quelle: Eigene Darstellung

Bei der Vorspannung des Axialaktors mit 15 MPa entstehen folgende Hauptprobleme:

- Hohe Spannungen im Vorspannelement
- Unpraktikable Montage

Aus diesen Gründen gilt es zu prüfen, ob es wirklich notwendig ist mit den empfohlenen 15 MPa vorzuspannen oder ob das Vorspannniveau herabgesetzt werden kann.

Untersuchungen zur Herabsetzung des Vorspannungsniveau

Die Vorspannung dient zum Schutz vor unerwünschten Zugkräften auf die Keramik. Außerdem kann ein Piezoaktor, welcher mit mindestens seiner Belastung vorgespannt wird sofort Weg erzeugen und muss nicht erst diese Kraft aufbauen. Um die äußeren Zugkräfte auf den Aktor zu kompensieren muss die minimale Vorspannkraft F_{Vmin} , welche bei 80 °C auftritt, immer größer sein als die maximal auf den Antrieb wirkende Zugkraft F_{max} (siehe Abbildung 4.6).

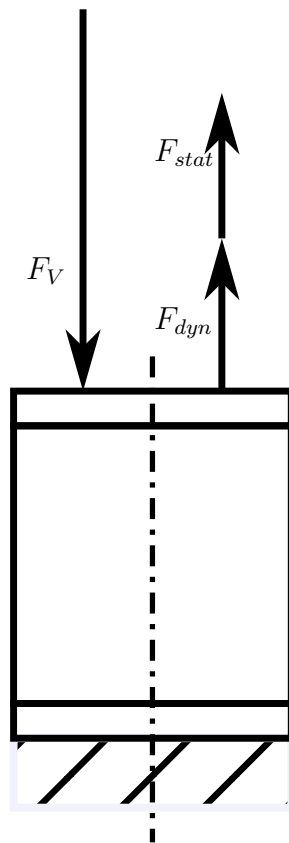


Abbildung 4.6: Minimale Vorspannung, Quelle: Eigene Darstellung

$$F_{Vmin} \stackrel{!}{>} (F_{stat} + F_{dyn}) S \quad (4.20)$$

$$F_{Vmin} \stackrel{!}{>} F_{max} S \quad (4.21)$$

$$F_{Vmin} \stackrel{!}{>} 15 * 1,67 \quad (4.22)$$

$$F_{Vmin} \stackrel{!}{>} 25 \text{ N} \quad (4.23)$$

Daraus folgt, dass die verschiedenen Varianten so hoch vorgespannt werden müssen, um bei 80 °C mindestens $F_V = 25 \text{ N}$ aufweisen zu können (siehe Gleichung 4.23).

Für die Steifigkeit des Vorspannelement wird trotzdem der vom Hersteller angegebene Maximalwert ($k_{VE} = 14,5 \text{ N}/\mu\text{m}$) gewählt, um die Axialsteifigkeit und damit auch die Biegesteifigkeit des gesamten Antriebs möglichst hoch zu halten.

Durch die zuvor entwickelte Gleichung 4.15 für die Vorspannkraft, kann analytisch ermittelt werden, wie hoch initial bei 20 °C vorgespannt werden muss, um die Bedingung aus 4.23 zu erfüllen. Wie in Abbildung 4.7 zu sehen, ergeben sich für die diversen Varianten unterschiedliche initiale Vorspannkraft bei Raumtemperatur. Bei Kenntnis der auf den Aktor wirkenden Kräfte ist es nicht notwendig höher als diese vorzuspannen wodurch die auftretenden Spannungen deutlich sinken.

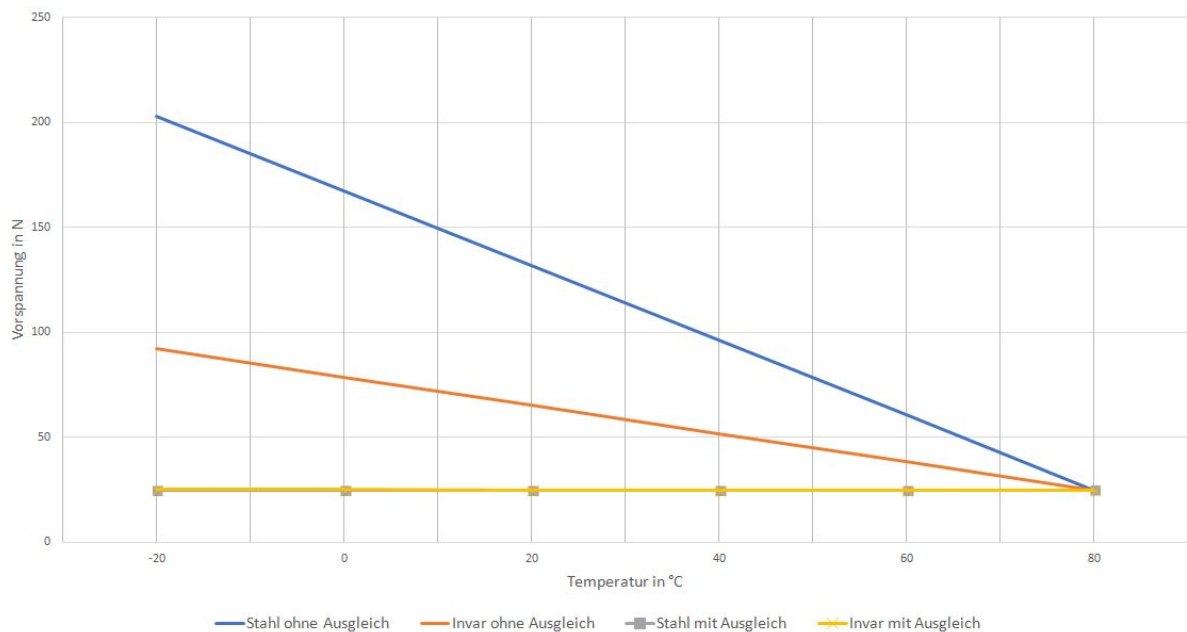


Abbildung 4.7: Vorspannungsverhalten bei reduzierter Vorspannkraft, Quelle: Eigene Darstellung.

In Tabelle 4.7 sind die analytisch ermittelten initialen Vorspannkraften für die verschiedenen Varianten aufgelistet. Hier wird ersichtlich, dass sich die notwendigen Vorspannkraften zwischen 25 N und 131,8 N befinden. Diese Kräfte sind um ein vielfaches geringer als die vom Hersteller empfohlene Vorspannkraft und lässt sich auch bei der Montage leichter bewerkstelligen.

Tabelle 4.7: Analytische initiale Vorspannung, Quelle: Eigene Darstellung

	Initiale Vorspannung [N]
Variante 1	131,8
Variante 2	65,2
Variante 3	25
Variante 4	25

Tabelle 4.8: Extremwerte der Vorspannung optimiert, Quelle: Eigene Darstellung

Var.	min. Vorspannung [N]	max. Vorspannung [N]	max. Verlust [N]	max. Anstieg [N]	Verlust [%]	Anstieg [%]
1	24,995	203,003	106,81	71,203	81,04	54,02
2	24,868	92,088	40,33	26,888	30,60	20,40
3	24,983	25,010	0,02	0,01	0,01	0,01
4	24,762	25,166	0,24	0,166	0,18	0,13

Die in Tabelle 4.8 ersichtlichen maximalen Vorspannkraften müssen zusätzlich zur höchsten auftretenden Belastung des Antriebes F_{max} aufgenommen werden können. Hier treten jedoch wesentlich geringere Spannungen, als bei der vorhergegangenen Variante auf (siehe Tabelle 4.9), wodurch eine Verwendung von Invar möglich wird.

Tabelle 4.9: Spannungsabschätzung mit reduzierten Vorspannkraften, Quelle: Eigene Darstellung

Var.	Streckgrenze [MPa]	$F_{V \max}$ [N]	$F_{V \max} + F_{\max}$ [N]	Spannung [MPa]
1	1000	203,00	218,00	354
2	310	92,10	107,10	123
3	1000	25,00	40,00	28
4	310	25,20	40,20	36

Aus dieser Sichtweise ist es nicht notwendig, die Vorspannkraft möglichst konstant zu halten um einen funktionierenden Antrieb zu entwickeln. Die Vorspannkraft darf variieren, jedoch nicht verloren gehen. Darum gilt es zu entscheiden, ob der Einsatz eines Ausgleichselement sinnvoll ist. Dafür werden Vor und Nachteile des Ausgleichselement gegenübergestellt.

Tabelle 4.10: Vor- & Nachteile des Ausgleichselement, Quelle: Eigene Darstellung

Vorteile	Nachteile
+ konstante Vorspannkraft	- zusätzlicher Bauteil
+ niedrige initiale Vorspannkraft	- erhöhte Baulänge
+ Möglichkeit zur Verwendung als Einstellbauteil	

Wie in Tabelle 4.10 ersichtlich hat ein Axialaktor mit Ausgleichselement die Vorteile konstant mit niedriger Vorspannung zu funktionieren, wodurch sich eine geringere Bauteilbelastung ergibt. Außerdem ist es möglich das Ausgleichselement bei der Assemblierung als Einstellbauteil des Vorspannpaltes zu nutzen, indem es auf Maß geschliffen wird. Demgegenüber wird ein zusätzlicher Bauteil benötigt, welcher die Baugruppe komplexer macht und eine weitere Fehlerquelle darstellt. Die Baugröße möglichst kompakt zu halten ist eine Anforderung an den Antrieb. Da die Vorspannung nicht konstant gehalten werden muss, wird die kürzere Variante ohne Ausgleichselement bevorzugt. Die Ansprüche, hinsichtlich Festigkeit, werden auch ohne Ausgleichselement durch das Herabsetzen der Vorspannkraft erfüllt. Der Effekt, welchen das Ausgleichselement erzielt, kann bei Anwendungen im Bereich Nahe dem Bauteilversagen entscheidend sein. Das Wirkprinzip, die relativen Wärmedehnungen bei verspannten Bauteilen auszugleichen, findet mit hoher Wahrscheinlichkeit bei verschiedensten Problemen Anwendung.

4.2 Konstruktion & Simulation des Vorspannelements

Wie bereits beschrieben, muss das Vorspannelement ein rohrartiges Design aufweisen, da es rotationssymmetrisch sein muss und den Piezoaktor nur umschließen kann. Tabelle 4.5 zeigt die Wandstärken, welche ein Rohr haben müsste, um die gewünschte Steifigkeit zu erreichen. Für die Varianten ohne Ausgleichselement liegen die Wandstärken im Bereich von 0,02 mm. Die Umsetzung solch dünner Bauteile ist fertigungstechnisch nicht sinnvoll und stellt ein Problem hinsichtlich Anbindung (Gewinde etc.) an den restlichen Antrieb dar. Aus diesem Grund gilt es, aus einer Rohrhülse mit höherer Wandstärke durch definierte Schwächungen einen nachgiebigen Mechanismus zu gestalten.

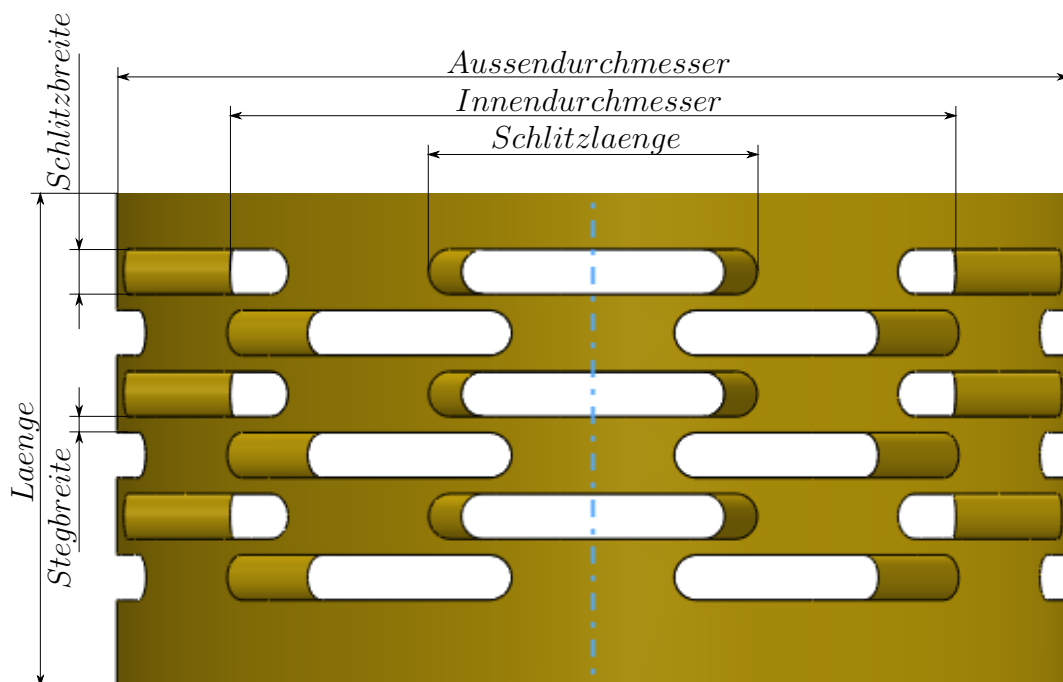


Abbildung 4.8: Geometrie Vorspannelement, Quelle: Eigene Darstellung

Abbildung 4.8 zeigt eine Möglichkeit der gezielten Schwächung eines Rohres um die axiale Nachgiebigkeit zu erhöhen. Wie dargestellt, ist die Rohrmantelfläche in mehreren Ebenen geschlitzt. Die Schlitze sind dabei wechselweise so zueinander positioniert, dass an den Überlappungsstellen eine biegeelastische Nachgiebigkeitsstelle (Festkörpergelenk) entsteht. Über die Anzahl und Länge der Schlitze lässt sich die Nachgiebigkeit des Bauelements verändern. Bei sehr schmalen Schlitzen wird die Fräsbearbeitung auf Grund der kleinen Werkzeugdurchmesser immer herausfordernder, weshalb eine minimale Schlitzbreite von 1 mm festgelegt wurde.

Um die Verformung großflächig zu verteilen, werden möglichst viele Schlitzebenen über die Länge der Rohrhülse angeordnet. Was bei einer Länge von 8,5 mm und einer Schlitzbreite

von 1 mm zu sechs Ebenen führt, um noch eine praktikable Stegbreite aufzuweisen. Bei der Anzahl an Schlitzen pro Ebene ist ein Kompromiss zu treffen zwischen Kraftaufteilung auf Verformbarkeit. Weniger Schlitze ergeben einen größeren Hebel und damit eine größere axiale Verformbarkeit. Eine hohe Anzahl an Schlitzen erhöht die Anzahl der Festkörpergelenke, somit werden die Kräfte auf viele Gelenke verteilt. Hier wird die Variante mit sechs Schlitzen pro Ebene gewählt, wobei die Anordnung der Schlitze von Ebene zu Ebene um 30° um die Symmetrieachse verdreht wird. Dies ergibt eine sogenannte 30° -Rotationssymmetrie.

Der Außendurchmesser des Vorspannelements ergibt sich konstruktiv, da der Antrieb in einem Zylinderrohr mit 24 mm Innendurchmesser läuft. Das im Vergleich zum Piezoaktor große Zylinderrohr wird für den Lateralaktor benötigt, worauf folgend noch genauer eingegangen wird. Um den vorhandenen Platz zu nutzen, wird ein Außendurchmesser des Vorspannelements von 21 mm gewählt. Ein größerer Außendurchmesser verbessert die Biegesteifigkeit des Aktors, da die Radien im Flächenträgheitsmoment quadratisch eingehen. Der Innendurchmesser des Vorspannelement beeinflusst die Steifigkeit und wird im Punkt 4.2.1 festgelegt. Die Wandstärke sollte jedoch 3 mm nicht überschreiten um fertigungstechnische Probleme bei der Fräsbearbeitung zu vermeiden. Außerdem ist das Angebot an 1 mm Schaftfräsern über einer Länge von 3 mm sehr eingeschränkt.

Für eine Berechnung der auftretenden Spannungen, welche auch die Geometrie des Vorspannelement berücksichtigt, wird ein Vorspannelement mit der gewünschten Steifigkeit modelliert. Der variable Parameter um die Steifigkeit im FE-Programm einzustellen ist die Schlitzlänge.

4.2.1 Steifigkeitsermittlung mittels FEM-Simulation

Da es zur Entscheidung gekommen ist den Axialaktor ohne Ausgleichselement auszuführen, erfolgt die Steifigkeitseinstellung nur für die kurzen Vorspannelemente aus Stahl und Invar 36 (*Variante 1 & Variante 1*).

Durch die 30° -Symmetrie des Vorspannelements, ist es möglich die FE-Simulation am 1/12-Modell durchzuführen. Dies reduziert die benötigte Rechnerleistung und somit die Simulationszeit. Außerdem wird die Kantenanzahl reduziert, wodurch die Vernetzung erleichtert wird. Die Steifigkeit wird ermittelt, indem die Unterseite des Vorspannelements fixiert gelagert und an der Oberseite eine definierte Kraft aufgebracht wird. In der Auswertung wird die Verschiebung der Oberseite ausgegeben, mit welcher die Steifigkeit errechnet

werden kann. Der Innendurchmesser des Vorspannelements beträgt 16,2 mm. Durch die parametrisierte Schlitzlänge kann die gewünschte Steifigkeit eingestellt werden.

Als Werkstoff wird der Chrom-Nickel Stahl (1.4548) aus Kapitel 2.4.1 mit einem Elastizitätsmodul von 200 GPa und einem Wärmeausdehnungskoeffizienten von $10,9 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ in den technischen Daten von Ansys erstellt und dem Vorspannelement zugewiesen. Im darauffolgenden Schritt, muss die Steifigkeit auch für das Vorspannelement aus *Invar 36*, aufgrund des unterschiedlichen E-Modul ($E = 141 \text{ GPa}$) eingestellt werden.

Randbedingungen

An den Schnittstellen des 1/12-Modell werden reibungsfreie Kontakte definiert, welche als Symmetriebedingung verwendet werden.⁴⁴ Das Vorspannelement wird an einer Fläche im oberen Bereich fixiert (siehe Abbildung 4.9 Lagerung D). Eine externe Kraft von 25 N, welche am ganzen Modell 300 N ergibt, greift an der Piezo-Auflagefläche an und zieht das Vorspannelement auf. Der zuvor definierte Parameter *Schlitzlaenge*, wird in einer Parameterstudie angepasst, um den gewünschten Steifigkeitswert von $14,5 \text{ N}/\mu\text{m}$ möglichst nahe zu kommen.

⁴⁴Vgl. Gebhardt 2014, S. 195.

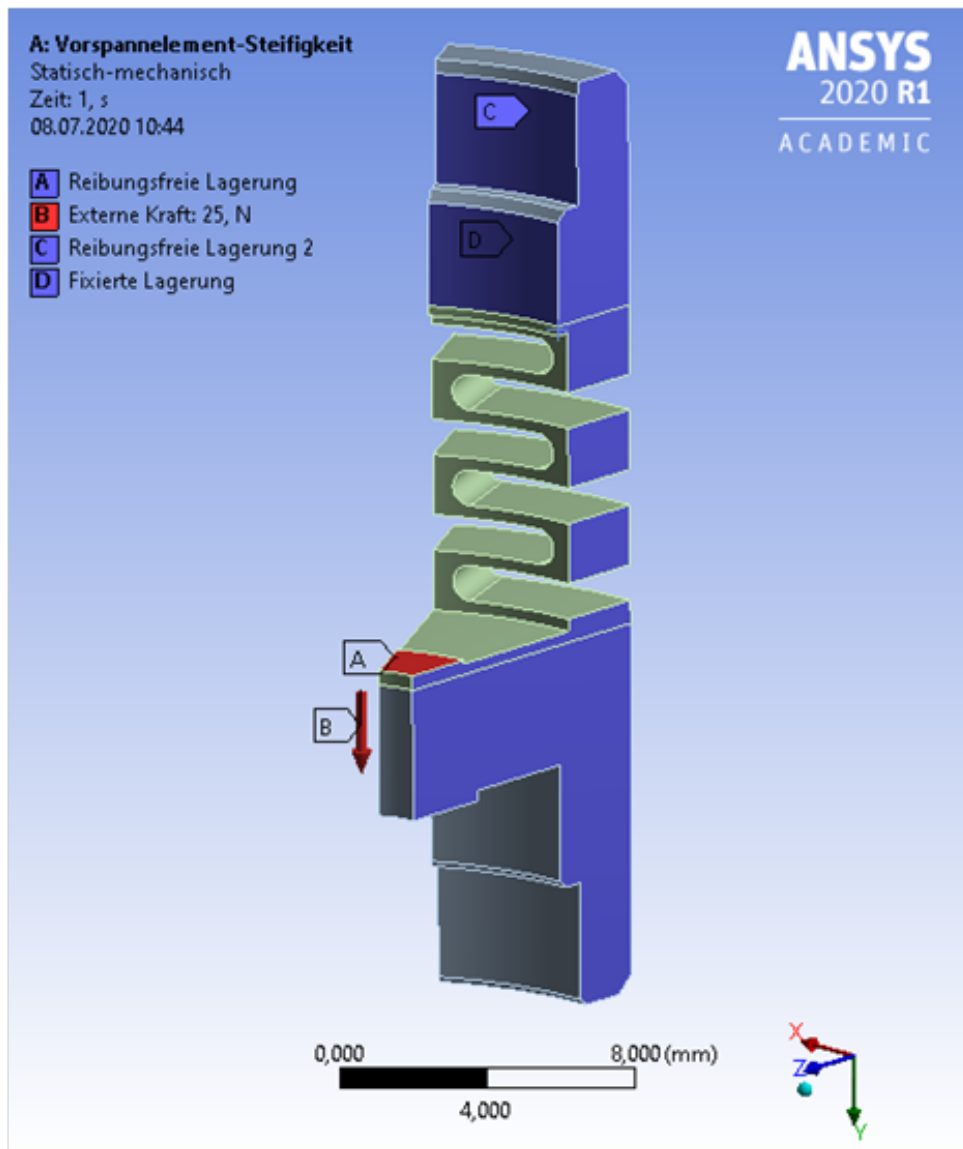


Abbildung 4.9: Randbedingungen der Steifigkeitermittlung, Quelle: Eigene Darstellung.

Vernetzung

Das Netz wird allgemein mit einer Elementgröße von 0,3 mm definiert. Im kritischen Bereich der nachgiebigen Struktur wird das Netz feiner gestaltet, um hier eine Aussage über die Spannungen treffen zu können. In Abbildung 4.10 erkennt man, dass den Innenflächen des Zylinders und den Schnittkanten der Schlitze eine Elementgröße von 0,1 mm und der Auslaufrundung der Schlitze eine Elementgröße von 0,04 mm zugewiesen ist.

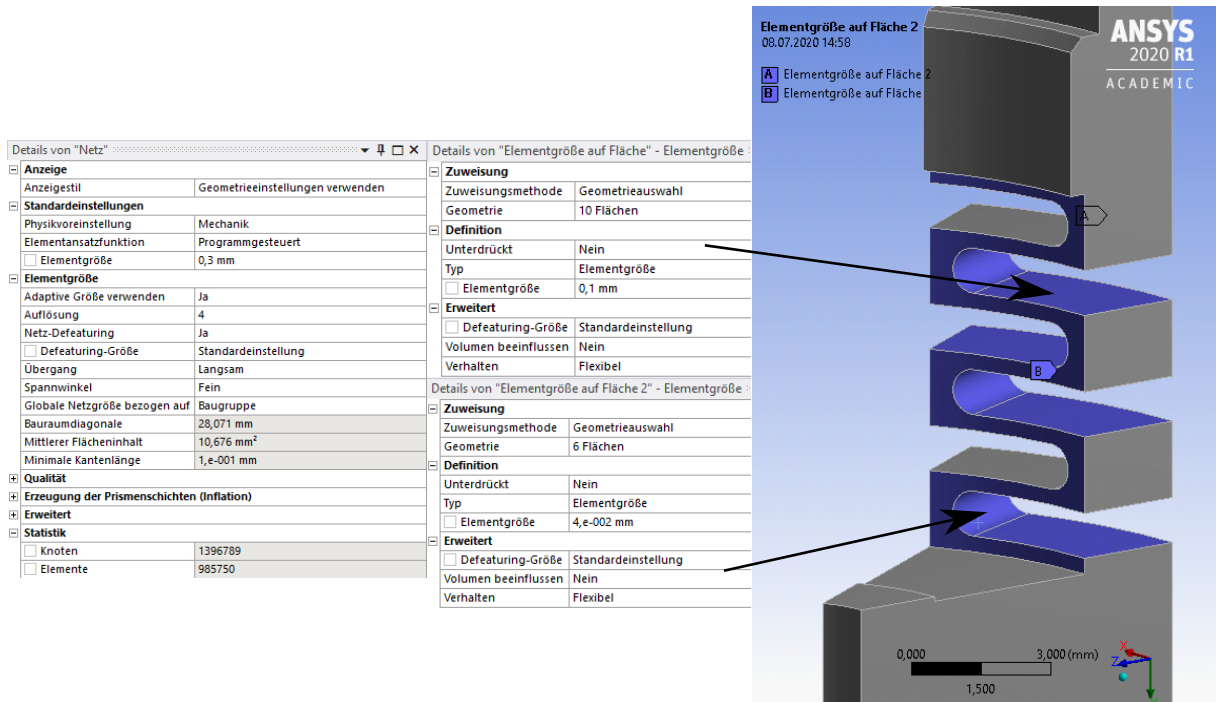


Abbildung 4.10: Vernetzung, Quelle: Eigene Darstellung

Die Qualität des Netzes wurde durch die Methode, welche in Kapitel 2.5.1 beschrieben wurde überprüft. Es kommt zu einer Abweichung von gemittelter zu ungemittelter Mises-Vergleichsspannung von unter 1%. Dies spricht dafür, dass das Netz ausreichend fein gewählt wurde.

Ergebnisse

In Abbildung 4.11 ist zu erkennen, dass die Verformung der Kraftangriffsfläche nicht gleichmäßig stattfindet. Es kommt zu einer Verbiegung dieser Fläche. Aus diesem Grund wird die Verschiebung über die Angriffsfläche gemittelt.

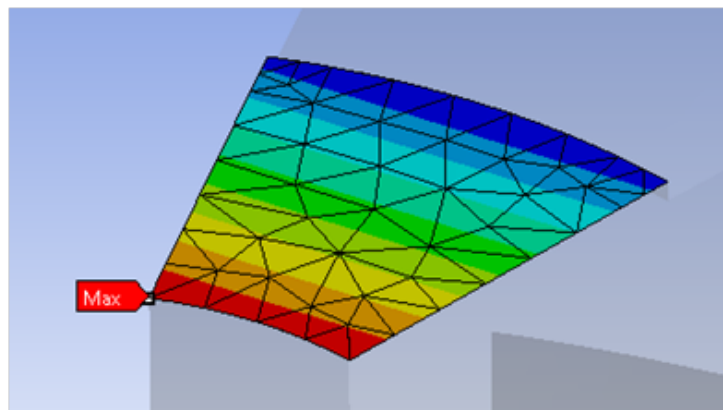


Abbildung 4.11: Verformung der Kraftangriffsfläche: Eigene Darstellung.

Zur Berechnung der Steifigkeit wird das arithmetische Mittel der maximalen und minimalen Verschiebung der Kraftangriffsfläche errechnet. Beim Vorspannelement aus Stahl erreicht man so, bei einer Schlitzlänge von 6,05 mm eine Steifigkeit von $14,524 \text{ N}/\mu\text{m}$.

Beim Vorspannelement aus Invar ist eine Schlitzlänge von 5,81 mm notwendig, um eine Steifigkeit von $14,557 \text{ N}/\mu\text{m}$ einzustellen. Diese Abweichungen vom Wunschwert sind vernachlässigbar klein ($\ll 1\%$), wodurch der Vergleich mit der analytischen Lösung, welche ideale Werte verwendet möglich gemacht wird.

4.2.2 Spannungsauswertung mittels FEM-Simulation

Um eine Spannungsauswertung des Vorspannelement über den gesamten Temperaturbereich auszuführen, wird der Axialaktor im assemblierten Zustand simuliert. Wie in Abbildung 4.12 ersichtlich wird das Modell des Axialaktors vereinfacht, indem der Deckel und das Vorspannelement als monolithischer Bauteil betrachtet wird. Die Modellierung der Vorspannung erfolgt durch ein konstruiertes Untermaß des Vorspannelements gegenüber der Länge des Piezoaktors. Das Untermaß wird durch Parameterstudie so eingestellt, dass die Bedingung aus Kapitel 4.1.3 erfüllt wird. Diese Parameterstudie ergibt die sogenannte initiale Vorspannkraft, welche bei 20°C eingestellt wird. Um die Spannungsabschätzung aus Kapitel 4.1.3 zu überprüfen wird auch die empfohlene Vorspannkraft ($515,42 \text{ N}$) auf das Vorspannelement aus Stahl aufgebracht, da die Kraft für das Vorspannelement aus Invar zu hoch ist.

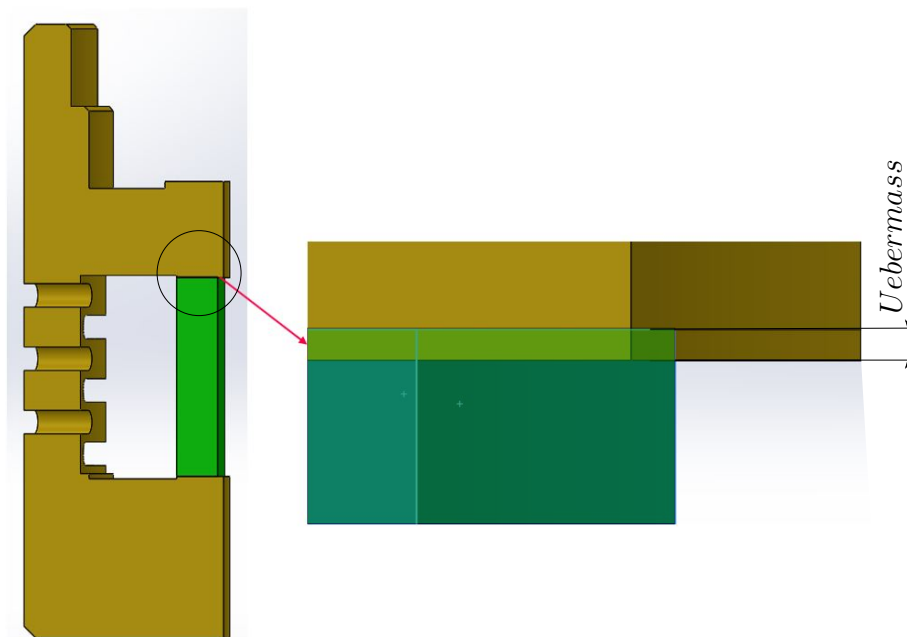


Abbildung 4.12: Übermaß, Quelle: Eigene Darstellung

In Tabelle 4.11 sind die Simulationen aufgelistet, welche zur Spannungsauswertung durchgeführt werden. Es wird die initiale Vorspannkraft eingestellt, wodurch die Reaktionskräfte und Spannungen unter Berücksichtigung, einer auf das Modell wirkenden thermischen Last, ausgewertet werden können.

Tabelle 4.11: Durchgeführte Simulationen, Quelle: Eigene Darstellung

Simulation	Vorspannelement	initiale Vorspannkraft [N]	Anmerkung
1	Stahl (Variante 1)	515,42	Herstellerempfehlung
2	Stahl (Variante 1)	129,86	Parameterstudie FEM
3	Invar 36 (Variante 2)	52,95	Parameterstudie FEM

Randbedingungen

Wie schon zuvor, wird das volle Modell durch ein 1/12-Modell in Kombination mit *reibungsfreier Lagerung* nachgebildet. An der Verbindungsstelle zwischen Axial- und Lateralaktor wird eine zylindrische Lagerung gewählt, welche die axiale Verschiebung sperrt, um das Modell vollständig zu definieren (siehe Abbildung 4.14). Die Kontakte zwischen Piezoaktor und Vorspannelement werden als *reibungsfrei* definiert, wodurch ein Abheben des Kontaktes möglich ist.

In Anlehnung an Gebhardt wird der Kontakt durch den *Augmented Lagrange* Algorithmus modelliert, welcher eine hohe Genauigkeit liefert und zusätzlich die Durchdringung prüft. Die Kontaktsteifigkeit wird dabei bei jedem Iterationsschritt aktualisiert.⁴⁵

⁴⁵Vgl. Gebhardt 2014, 162 f.

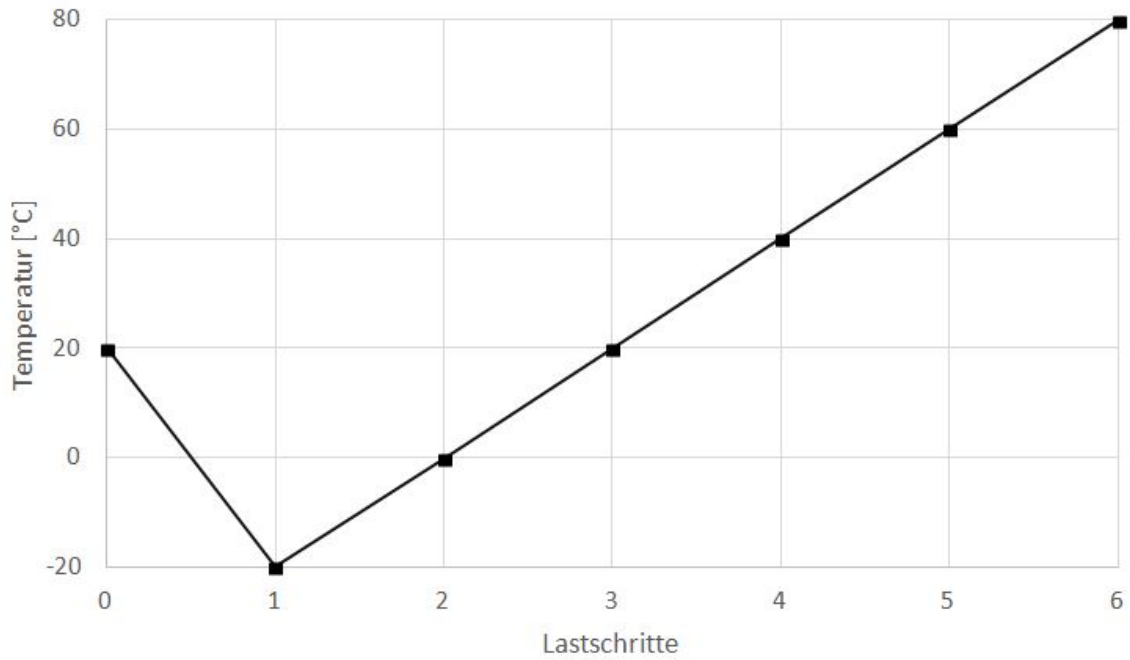


Abbildung 4.13: Temperaturverlauf, Quelle: Eigene Darstellung.

Die thermische Last wird gemäß dem zeitlichen Verlauf aus Abbildung 4.13, auf alle Komponenten aufgebracht. Die Starttemperatur liegt bei 20 °C, da die Vorspannung bei Raumtemperatur eingestellt wird. Anschließend wird die Temperatur auf -20 °C abgesenkt um den Temperaturbereich linear steigend in 20 °C-Schritten auf 80 °C zu erhöhen.

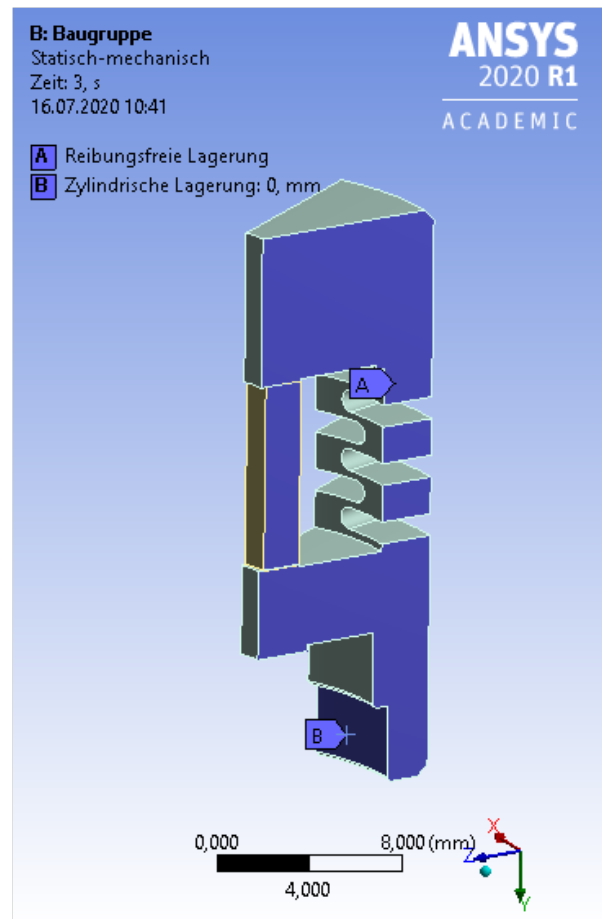


Abbildung 4.14: Randbedingungen der Spannungsbetrachtung, Quelle: Eigene Darstellung.

Vernetzung

Um das Netz an den relevanten Stellen zu verfeinern, wird der gemittelten Vergleichsspannung ein Konvergenzkriterium von 1% zugewiesen. Dadurch wird das Netz solange verfeinert, bis sich zwei aufeinander folgende Ergebnisse um weniger als 1% unterscheiden.

Ergebnisse

Als Vorspannkraft wird die Kraft in einem der beiden reibungsfreien Kontakte ausgewertet.

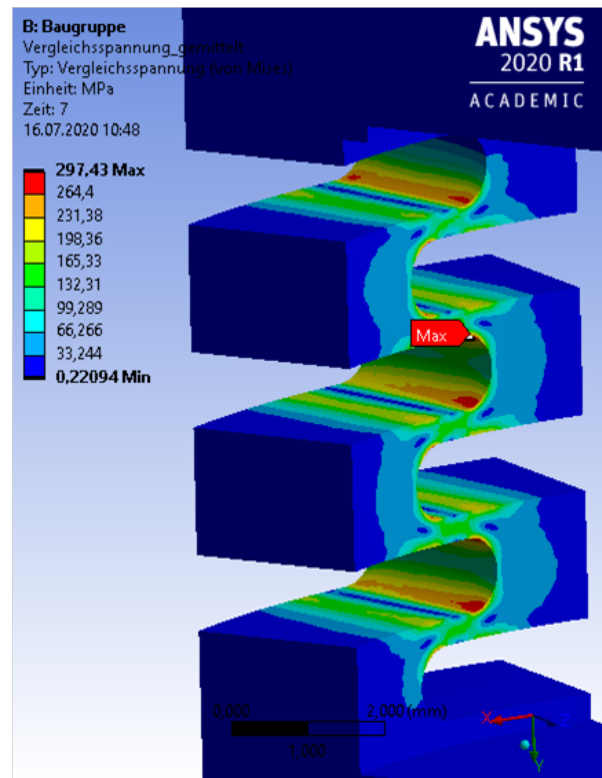


Abbildung 4.15: Spannungsbetrachtung Ansys, Quelle: Eigene Darstellung.

Wie in Abbildung 4.15 ersichtlich, treten die höchsten Spannungen an den Enden der Schlitz auf, mit Konzentration auf die Rohrinnenseite. Eine geometrische Anpassung zur Entlastung der Schlitzenden, beispielsweise durch Vergößerung der Eckenradien ist wegen der dünnen Stege nicht möglich.

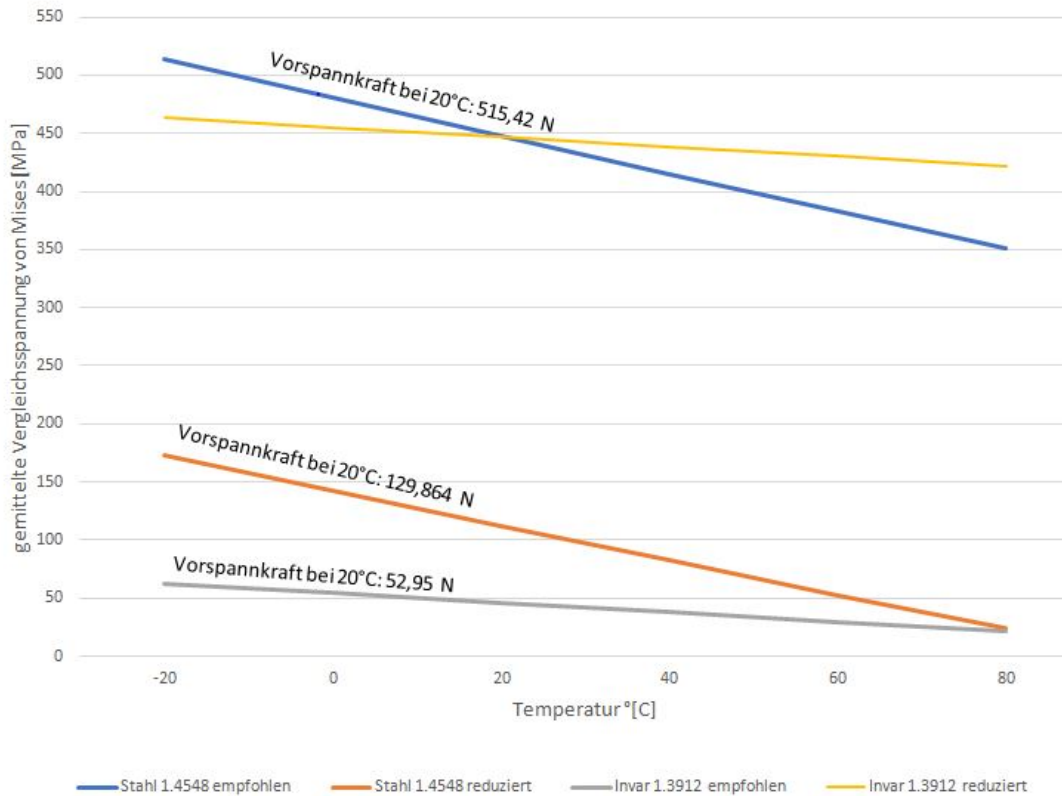


Abbildung 4.16: Spannungsverlauf über Temperatur, Quelle: Eigene Darstellung.

Tabelle 4.16 zeigt die numerisch ermittelten Spannungsverläufe von Stahl- und Invar-Vorspannelement bei verschiedenen initialen Vorspannungen.

4.2.3 Vergleich der Analytischen Lösung mit der FEM Lösung

Abbildung 4.17 zeigt die analytisch und numerisch ermittelten Vorspannkraft-Verläufe der verschiedenen Varianten.

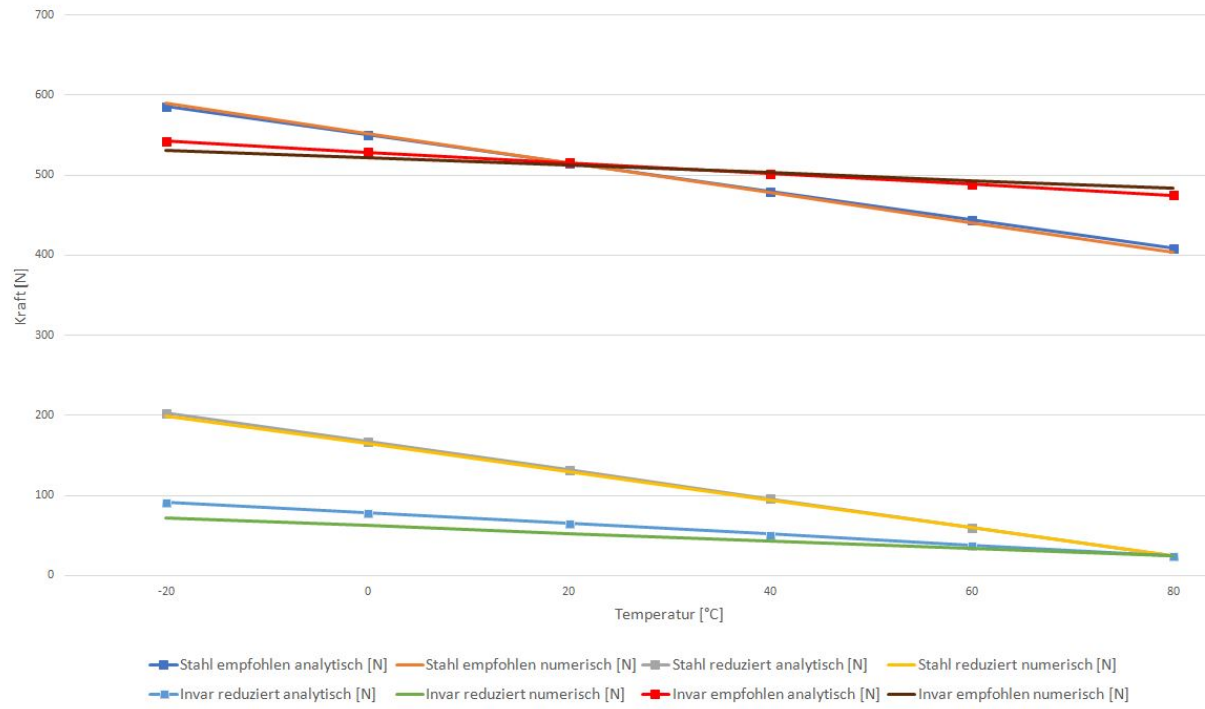


Abbildung 4.17: Kraftverlauf FEM vs. analytisch, Quelle: Eigene Darstellung.

Wenn man für den Fall des Stahl-Vorspannelements mit hoher Vorspannkraft, die Spannungen aus der FEM-Berechnung (siehe Diagramm 4.16) mit der analytischen Spannungsabschätzung aus Kapitel 4.1.3 vergleicht, sieht man in Tabelle 4.12, dass die Spannungen laut FEM wesentlich geringer ausfallen als in der analytischen Abschätzung.

Tabelle 4.12: Vergleich von analytischer und numerischer Lösung, Quelle: Eigene Darstellung

Vorspannelement	F_{Vmax} analytisch [N]	F_{Vmax} FEM [N]	σ_{max} analytisch [MPa]	σ_{max} FEM [MPa]
Stahl	586	590	952	513
Stahl	203	200	324	175
Invar 36	542	531	620	463
Invar 36	92	72	105	63

Wie in Tabelle 4.12 ersichtlich, weichen die Werte für die maximale Vorspannkraft F_{Vmax} zwischen analytischer und numerischer nur geringfügig voneinander ab. Bei den Vorspannelementen aus *Invar 36* ist der Unterschied größer. Dies liegt möglicherweise an der numerischen Steifigkeitsermittlung des Vorspannelements.

4.3 Einstellung der Vorspannkraft

Die Vorspannkraft wird durch das Aufziehen des Vorspannelements erzeugt und muss auf den Piezoaktor aufgebracht werden. Die Einstellung der Vorspannkraft kann auf verschiedene Arten erfolgen.

Einstellen der Vorspannung durch Übermaß

Im Folgendem geht es um die Vorspannungseinstellung durch ein Übermaß des Aktors zum Vorspannelement. Dieses Übermaß x hängt dabei von der benötigten Vorspannkraft F_V , von der Federsteifigkeit des Vorspannelement k_{VE} und der Nachgiebigkeit des Aktors k_{Piezo} ab (siehe Formel 4.25). Dieses Übermaß wird anhand eines Spalts (siehe Abbildung 4.18) sichtbar und wird mittels Gewinde überwunden, um eine definierte Vorspannkraft einzustellen. Das benötigte Übermaß x kann aus Gleichung 4.9 errechnet werden, indem man den Temperaturterm streicht und die Länge des Vorspannelements l_{VE} durch folgende Gleichung ersetzt:

$$l_{VE} = l_{Piezo} - x \quad (4.24)$$

Diese Gleichung wird in Gleichung 4.9 eingesetzt und auf das Übermaß x umgeformt. Somit ergibt sich folgende Formel:

$$x = F_V \left(\frac{1}{k_{VE}} + \frac{1}{k_{Piezo}} \right) \quad (4.25)$$

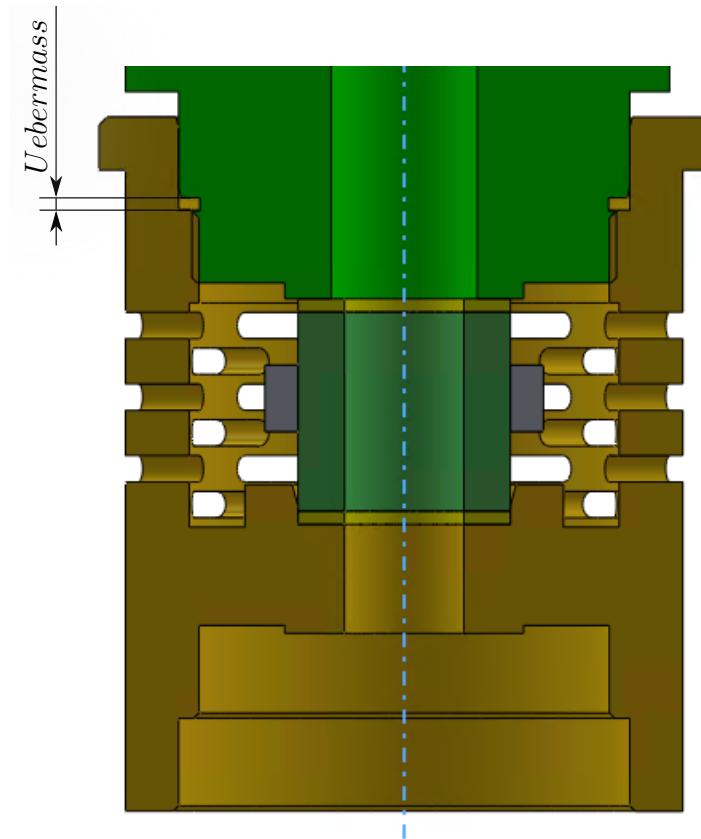


Abbildung 4.18: Spaltvorspannung, Quelle: Eigene Darstellung

Durch Einsetzen der idealen Steifigkeiten von Vorspannelement und Piezoaktor ($k_{VE} = 14,5 \text{ N}/\mu\text{m}$, $k_{Piezo} = 145 \text{ N}/\mu\text{m}$) ergibt sich für die Variante aus Stahl ein Übermaß von $9,9 \mu\text{m}$ und für die Variante aus Invar $4,0 \mu\text{m}$, bei welchem sich die gewünschte Vorspannkraft einstellt.

Tabelle 4.13: Übermaß der Varianten, Quelle: Eigene Darstellung

Variante	Vorspannelement	initiale Vorspannkraft [N]	Übermaß [μm]
1	Stahl	515,42	39,1
1	Stahl	129,86	9,9
2	Invar 36	52,95	4,0

Unter der Annahme, dass dieses Spaltmaß auf $\pm 0,01 \text{ mm}$ genau hergestellt wird, kann durch Umformen der Gleichung 4.25 eine Vorspannungsschwankung aufgrund von

Fertigungsgenauigkeit errechnet werden.

$$\Delta F_V = \frac{x}{\left(\frac{1}{k_{VE}} + \frac{1}{k_{Piezo}}\right)} = \frac{10}{\left(\frac{1}{14,5} + \frac{1}{145}\right)} = 131,82 \text{ N} \quad (4.26)$$

Um diese Schwankung auszugleichen, muss wiederum um 131,82 N höher vorgespannt werden als vorher ermittelt, was zu Festigkeitsproblemen führen kann. Die Steifigkeit muss von jedem Vorspannelement überprüft werden, um das Spaltmaß dementsprechend anzupassen. Außerdem werden durch das Einschrauben des Deckels Schubspannungen in den Piezoaktor induziert, wodurch dieser zerstört werden kann. Aufgrund der genannten Nachteile, ist diese Variante in der Praxis sehr schwer umsetzbar, da extrem enge Fertigungstoleranzen gefordert werden. Deshalb ist eine Konstruktion welche von Fertigungstoleranzen unabhängig ist vorzuziehen.

Einstellen der Vorspannung durch Dehnmessstreifen

Eine weitere Variante die Vorspannung einzustellen wäre durch Messung der Piezodehnung mittels Dehnmessstreifen. Diese werden häufig als Messsystem auf Piezoaktoren appliziert um eine Positionsregelung zu ermöglichen.

Einstellen der Vorspannung durch Gewicht

Das Vorspannelement wird bei der Montage mit einer definierten Masse vorgespannt. Das Übermaß muss nicht fertigungstechnisch eingestellt werden, sondern ergibt sich aus dem Verhältnis der Gewichtskraft zur Steifigkeit des Vorspannelements. Somit ergibt sich immer die gleiche Vorspannkraft ohne Abhängigkeit von der Steifigkeit des Vorspannelement. Für die Variante aus Stahl, wird ein Gewicht mit 13,238 kg verwendet und für die Variante aus Invar 5,398 kg. Dadurch ist eine Montage einfach umsetzbar.

Wie in Abbildung 4.19 ersichtlich, stützt sich das Vorspannelement mit dem größten Außendurchmesser an einer sogenannten Montageplatte ab und kann somit aufgezo- gen werden. Die Einleitung der Kraft wird durch einen Montagedorn vorgenommen, welcher durch den Axialaktor geführt wird und am Piezoaktor aufliegt vorgenommen. Somit wirkt das Gewicht, welches am herausragendem Ende des Dorns angehängt wird, am Piezoaktor, komprimiert diesen und zieht das Vorspannelement auf. Dieser Zustand wird durch Einschrauben des Deckels eingefroren, das Gewicht wird weggenommen und der Dorn ent-

fernt. Durch diese Art der Montage kommt es unter Annahme, dass der Deckel unendlich steif ist, nach dem Entlasten nicht zum nachfedern.

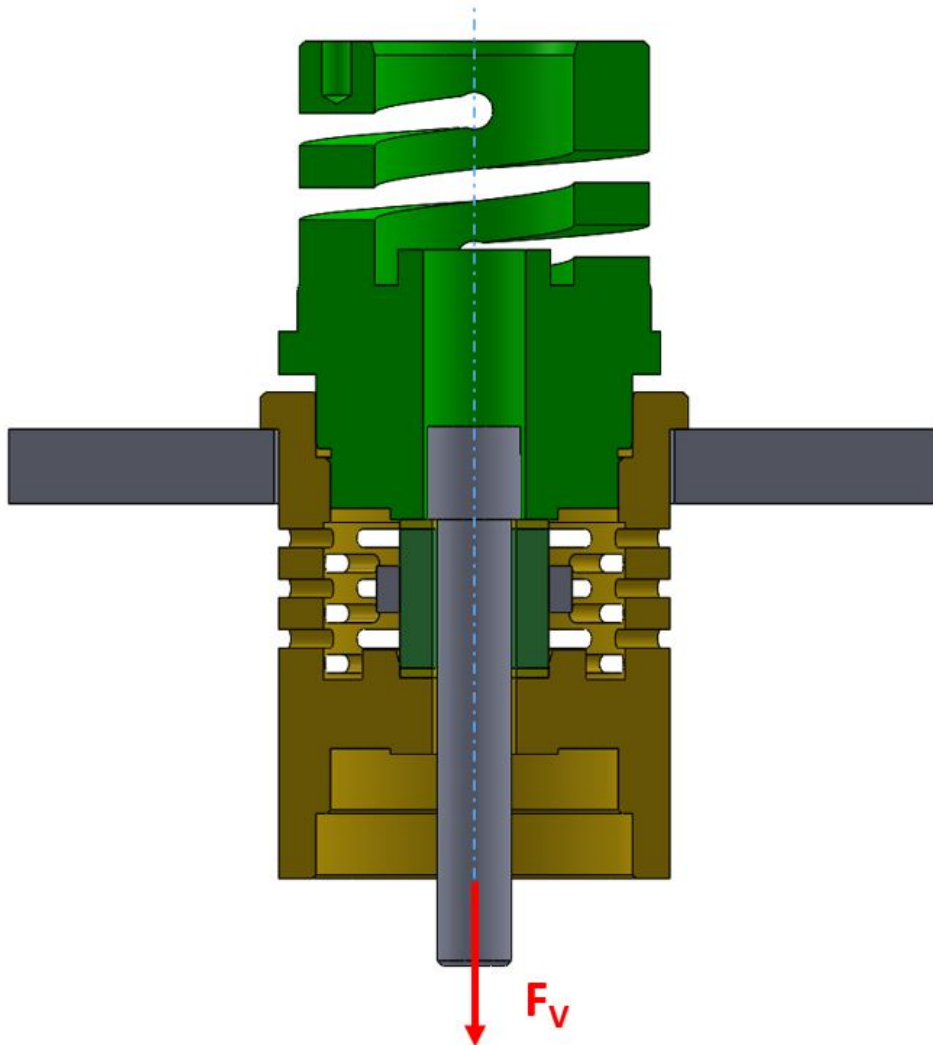


Abbildung 4.19: Montage Axialaktor, Quelle: Eigene Darstellung.

In der Realität ist voraussichtlich eine geringfügig höhere Vorspannkraft, als analytisch berechnet notwendig, da der Deckel als unendlich steif angenommen wurde. Den Vorspannungsverlust durch die Nachgiebigkeit des Deckels gilt es durch Versuche mittels DMS-Sensor zu ermitteln. Somit kann das Vorspanngewicht angepasst werden.

5 Entwicklung des Lateralaktors

Der Lateralaktor ist für die Erzeugung der Hub- bzw. Haltekraft zuständig. Dieser muss die maximal wirkende Axialkraft auf den Antrieb, durch Aufbringung einer Normalkraft auf das Zylinderrohr mit Hilfe der Reibung halten können. Um den Antrieb rotations-symmetrisch zu halten und die Forderung eines Hohlwellenläufers zu erfüllen, wird ein piezoelektrischer Ringaktor, welcher den Lateralaktor betätigt, koaxial zum Zylinderrohr verbaut. Somit muss die axiale Bewegung des Piezoaktors x_{in} in eine radiale Bewegung x_{out} umgewandelt werden. Außerdem ist der Lateralaktor für die Umsetzung der *Fails-Safe*-Anforderung ausschlaggebende, da dieser die Klemmkraft auch ohne elektrische Spannung aufbringen muss. Ein Mechanismus, welcher dies möglich macht, ist der in Abbildung 5.1 ersichtliche Brückenmechanismus.

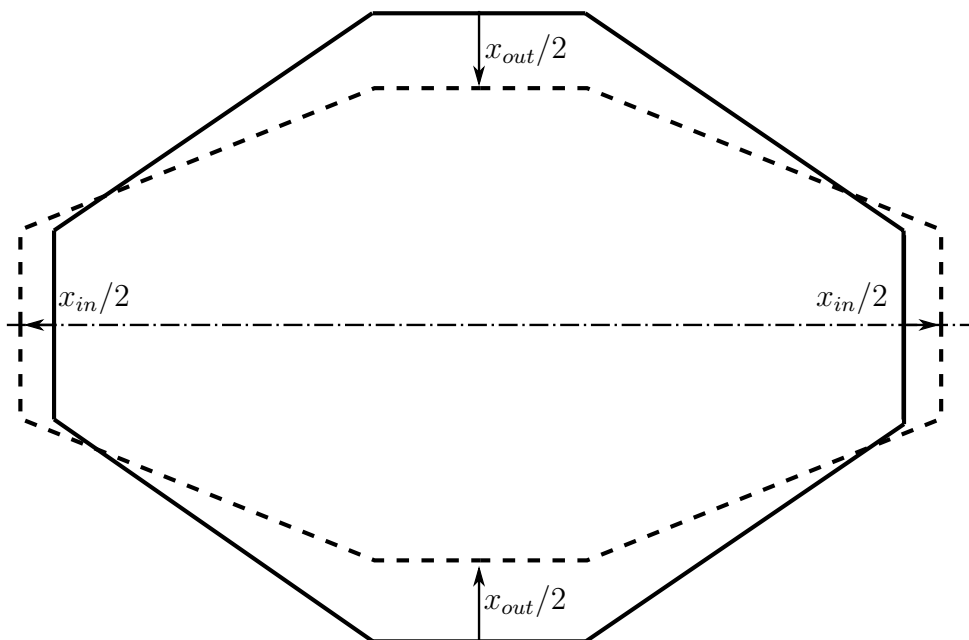


Abbildung 5.1: Brückenmechanismus, Quelle: Eigene Darstellung

Ein weiterer Vorteil des Brückenmechanismus ist es, dass die axiale Bewegung durch die richtige Wahl der Geometrie des Mechanismus radial übersetzt werden kann. Die Normalkraft, welche durch Reibung die Haltekraft des Antriebes erzeugt, soll nur über die Steifigkeit und die notwendige radiale Verformung des Brückenmechanismus aufgebracht werden. Das Übermaß, welches zur Aufbringung der Normalkraft notwendig ist, wird zwischen

dem Innendurchmesser des Zylinderrohr und dem Außendurchmesser des Brückenmechanismus eingestellt und als Klemmweg bezeichnet. Der Piezoaktor dient im Grunde nur dem Lösen des reibschlüssigen Kontaktes zwischen Zylinderrohr und Lateralaktor. Durch das Ansteuern des Piezoaktor muss der Klemmweg und ein für den Freilauf notwendiger Spalt, überwunden werden.

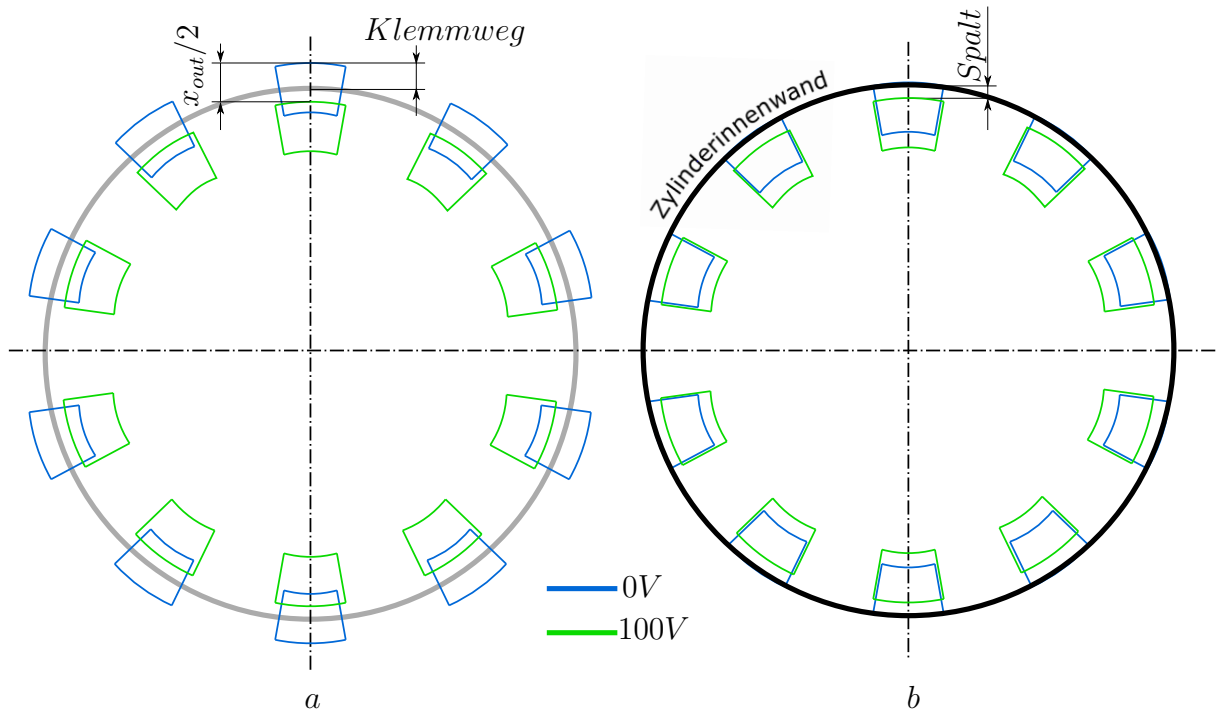


Abbildung 5.2: Querschnitt des Lateralaktors, Quelle: Eigene Darstellung

Die Darstellung in Abbildung 5.2a zeigt den Lateralaktor ohne Zylinderrohr. Um den Klemmweg sichtbar zu machen, ist die Zylinderinnenwand in grau angedeutet. Bei Erhöhung der Piezospannung von 0 V auf 100 V werden sowohl der Klemmweg wie auch das Spaltmaß überwunden und der Lateralhebel somit um den radialen Stellweg $x_{out}/2$ verformt.

Abbildung 5.2 zeigt rechts die Zustände des Lateralaktors im Zylinderrohr. Bei einer Aktorspannung von 0 V liegt der Brückenmechanismus nun an der Zylinderinnenwand an und erzeugt auf diese eine Normalkraft. Somit wird die *Fail-Safe* Anforderung umgesetzt, da es bei Spannungsabfall zur Klemmung des Antriebs kommt. Durch Spannungsbeaufschlagung des Piezoaktor mit z.B. 100 V wird ein Spalt erzeugt, wodurch der Lateralaktor frei ist und der Antrieb sich fortbewegen kann.

Der radial zu überwindende Weg des Lateralaktors $x_{out}/2$, setzt sich somit aus *Klemmung* und *Spalt* zusammen. Der Klemmweg muss vom Aktor nur virtuell überwunden werden,

da der Lateralaktor im geklemmten Zustand an der Innenwand des Zylinderrohrs anliegt. Dieser virtuelle Weg stellt die laterale Verformung des Brückenmechanismus auf Grund der wirkenden Klemmkraft dar. Klemmkraft und virtueller Klemmweg zusammen ergeben die Klemmarbeit.

$$x_{out}/2 = \text{Klemmung} + \text{Spalt} \quad (5.1)$$

Der radiale Verstellweg kann nicht beliebig hoch übersetzt werden, da sowohl Kraft wie auch Weg erzeugt werden muss. Es ist ein Kompromiss zwischen Weg- und Kraftübersetzung zu finden, um sowohl die notwendigen Klemmkraft wie auch ein aus fertigungstechnischem Gesichtspunkt herstellbares Spaltmaß zu erreichen. Auf diesen Kompromiss wird in Folge noch ausführlicher eingegangen. Der radiale Verstellweg ist trotz der Übersetzung relativ klein, deshalb muss das Übermaß zum Zylinderrohr sehr genau eingestellt werden können. Um den Einfluss von fertigungstechnischen Toleranzen möglichst gering zu halten wird ein Zylinderrohr gefordert, welches möglichst enge Toleranzen aufweist. Diese Auswahl wird in Abschnitt 5.1.2 getroffen.

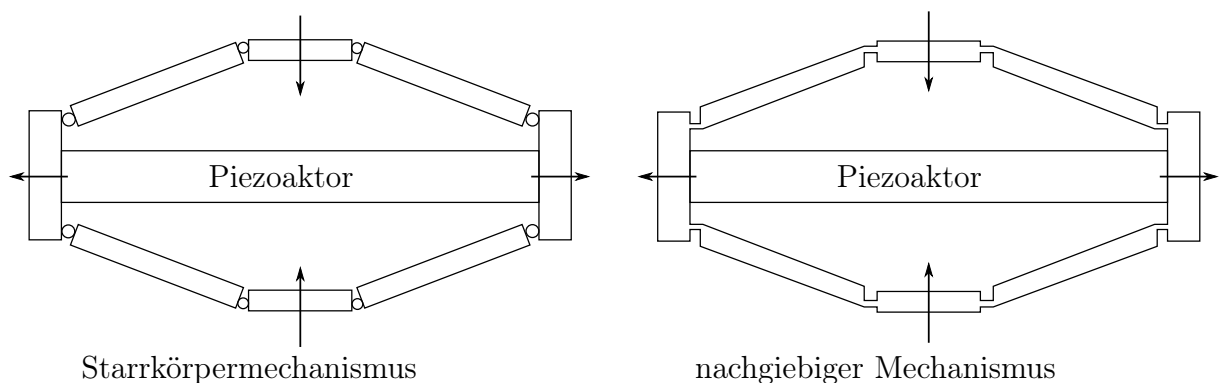


Abbildung 5.3: Brückenmechanismus als Starrkörpermechanismus und nachgiebiger Mechanismus, Quelle: Eigene Darstellung

Abbildung 5.3 zeigt den Vergleich zweier Brückenmechanismen mit unterschiedlichen Gelenken. Die linke Darstellung ist ein Brückenmechanismus aus acht starren Bauteilen, welche durch Drehgelenke miteinander verbunden sind. Der rechte Mechanismus ist aus einem Stück gefertigt und wird durch Festkörpergelenke zu einem nachgiebigen Brückenmechanismus. Die Vor- und Nachteile dieser Varianten wurden bereits in Tabelle 2.5 erläutert, jedoch wird anhand dieses Vergleichs nochmals sichtbar, dass der nachgiebige Mechanismus hinsichtlich Miniaturisierung klar im Vorteil ist. Die Gelenke beim nachgiebigen Mechanismus sind keine eigenen Bauteile, welche an die Starrkörper angebaut

werden müssen, sondern werden fertigungstechnisch aus dem vollen Material erstellt und sind deshalb nur von den Werkzeugabmessungen begrenzt. Außerdem ist die Spielfreiheit der Festkörpergelenke bei kleinen Verstellwegen im Mikrometerbereich von großer Bedeutung. Diese Punkte geben Anlass dazu, den notwendigen Brückenmechanismus mittels Festkörpergelenken umzusetzen, was im folgenden Abschnitt näher behandelt wird.

5.1 Auslegung des Brückenmechanismus

Abbildung 5.4 zeigt das statische Modell eines planaren Brückenmechanismus nach Mottard und St-Amant.⁴⁶ Dieses Modell wird zur analytischen Auslegung des Lateralaktors verwendet. Der vorliegende Lateralaktor ist jedoch zylindrisch ausgeführt, wodurch die Ergebnisse lediglich als erste Näherung zu verstehen sind und die Auslegung endgültig durch FEM-Simulation erfolgt.

Wie in Abbildung 5.4 ersichtlich, besitzt der Brückenmechanismus zwei Steifigkeiten. Die Eingangssteifigkeit k_{in} ist jene Steifigkeit, gegen welche der Piezoaktor axial wirkt. Die Ausgangssteifigkeit k_{out} ist die Steifigkeit wodurch die Normalkraft am Zylinderrohr radial erzeugt wird. Das statische Modell in Abbildung 5.4 (rechts) erweckt den Anschein, dass die beiden Steifigkeiten unabhängig voneinander wählbar sind. Dies ist jedoch nicht der Fall, da beide Steifigkeiten von der Formgebung der Festkörpergelenke und den Hebellängen a und b abhängig sind.

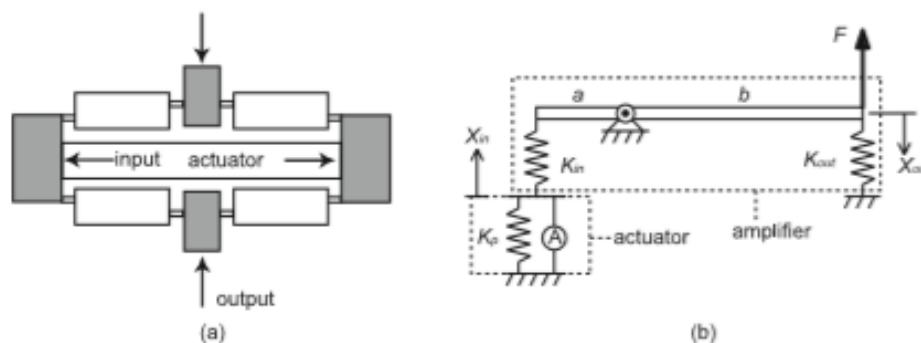


Abbildung 5.4: Brückenmechanismus mit statischen Modell, Quelle: Mottard und St-Amant 2009

Üblicherweise können Niedervolt-Piezoaktoren nur sehr kleine Auslenkungen (ca. 1 ‰ der Aktorlänge) im einstelligen Mikrometerbereich erreichen. Um die Klemmung im Zylinderrohr zu lösen, muss jedoch ein Weg überwunden werden, welcher aufgrund von Fer-

⁴⁶Vgl. Mottard und St-Amant 2009, S. 2.

tigungstoleranzen und der notwendigen Vorspannung erheblich größer ist. Deshalb muss über eine Art Hebel die Auslenkung verstärkt bzw. übersetzt werden.

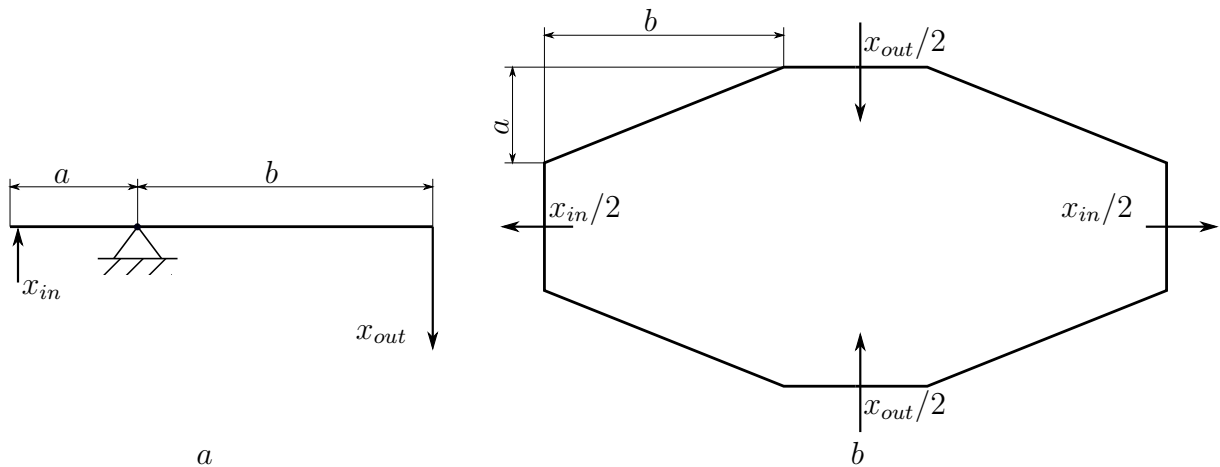


Abbildung 5.5: Übersetzung/ Wegverstärkung, Quelle: Eigene Darstellung

Die ideale Stellwegsverstärkung i_{ideal} des statischen Modell ist das Verhältnis der beiden Hebelarme b und a (siehe Abbildung 5.5a). Das heißt, der Stellweg des Piezoaktors x_{in} wird durch den Brückenmechanismus auf den Ausgangstellweg x_{out} um i_{ideal} vergrößert. Diese Hebelarme sind auch im Brückenmechanismus zu finden. Hier erfolgt die Wegübersetzung wie in Abbildung 5.5b ersichtlich. Der Verstellweg des Piezoaktors x_{in} wird auf die linke und rechte Seite des Brückenmechanismus aufgeteilt, wodurch sich eine Verstellung x_{out} im Durchmesser ergibt. Somit gilt folgende Formel für beide Mechanismen.

$$i_{ideal} = \frac{x_{out}}{x_{in}} = \frac{b}{a} \quad (5.2)$$

Abbildung 5.6 zeigt ein CAD-Modell für einen nachgiebigen Brückenmechanismus. Die Parameter a und b legen hier die Position der nachgiebigen Drehgelenke fest. Dieser Hebel wird wie aus Abbildung 5.2 bekannt zehnmal koaxial um die Aktorachse angeordnet. Dies hat eine Aufteilung der gesamten Klemmkraft auf zehn Hebel zur Folge.

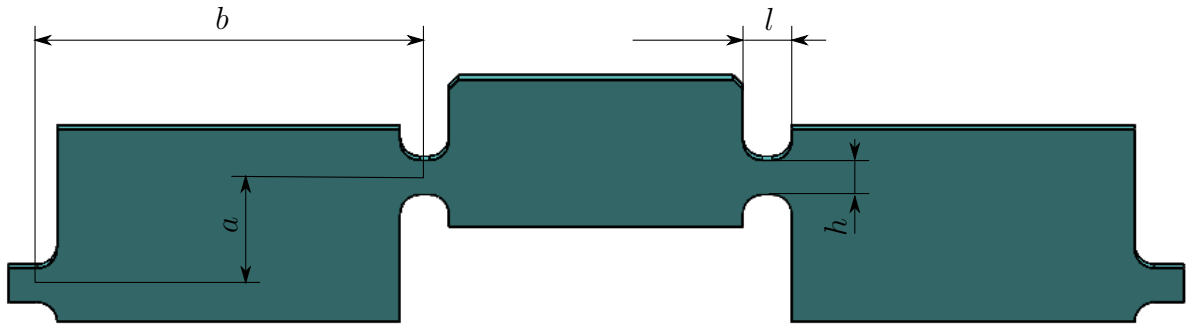


Abbildung 5.6: Geometrie Verstärker, Quelle: Eigene Darstellung

Es ist zu beachten, dass die Steifigkeit des Aktors mit dem Quadrat der Stellwegsverstärkung abnimmt⁴⁷. Dies kann durch Freischneiden des statischen Modell aus Abbildung 5.4 bewiesen werden. Durch Verstellen des Piezoaktors wird die Eingangsfeder mit Eingangsteifigkeit k_{in} um den Piezostellweg x_{in} gestaucht. Dadurch entsteht eine Druckkraft F_{in} auf den Hebel. In weiterer Folge wird die Ausgangsfeder mit Ausgangsteifigkeit k_{out} ebenfalls zusammengedrückt, wodurch wieder eine Druckkraft F_{out} auf den Hebel entsteht.

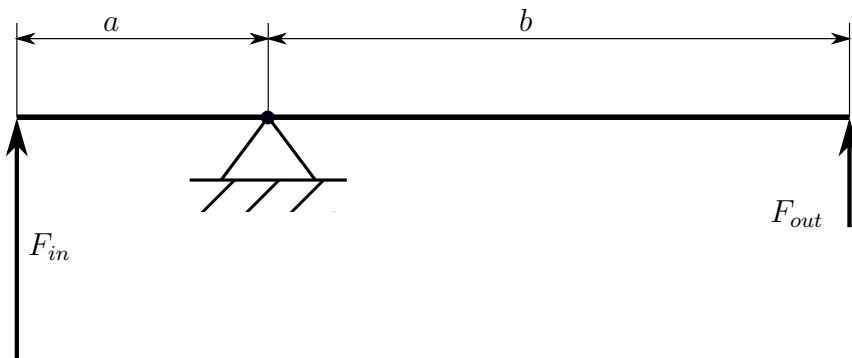


Abbildung 5.7: Freischnitt des statischen Modells, Quelle: Eigene Darstellung

Durch Bildung des Momentengleichgewichts um die Lagerung aus Abbildung 5.7 ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\sum M_{Lagerung} = 0 = F_{in}a - F_{out}b \quad (5.3)$$

$$0 = x_{in}k_{in}a - x_{out}k_{out}b \quad (5.4)$$

$$0 = x_{in}k_{in}a - x_{in}\frac{b}{a}k_{out}b \quad (5.5)$$

⁴⁷Vgl. Janocha 2013, S. 39.

$$\Rightarrow k_{in} = \left(\frac{b}{a}\right)^2 k_{out} = i_{ideal}^2 k_{out} \quad (5.6)$$

$$\Rightarrow k_{out} = k_{in} \frac{1}{i_{ideal}^2} \quad (5.7)$$

Wie schon von Janocha beschrieben, zeigt 5.7 dass die Ausgangsteifigkeit k_{out} mit dem Quadrat der Verstärkung i_{ideal} abnimmt. Außerdem ist ersichtlich, dass sich bei gegebener Verstärkung i_{ideal} und Eingangsteifigkeit k_{in} eine Ausgangsteifigkeit k_{out} ergibt, womit diese unmittelbar voneinander abhängig und von der Geometrie des Brückenmechanismus bestimmt sind.

Das Momentengleichgewicht aus Formel 5.3 stellt eine Näherung dar. Da ein Teil der aufgebrachten Kraft in Verformungsenergie übergeht. Zusätzlich kommt es zu Verlusten, welche durch Biegung verursacht und in Wärme umgewandelt werden. Außerdem wird der ideale Stellweg $x_{out\ ideal}$ nicht erreicht, da der Brückenmechanismus keinen ortsfesten Drehpunkt aufweist und sich dadurch die Übersetzung ändert. Dadurch wird die Verstärkung in der Realität kleiner.

In der Literatur wurden Ansätze zur analytischen Berechnung der Wegübersetzung von realen Brückenmechanismen beschrieben. Hierbei werden unter anderem rein geometrische Ansätze, Balkentheorie 2.Ordnung (z.B: Mottard St.Amand) oder der Satz von Castigliano (Lobontiu und Garcia) verwendet⁴⁸. Bei diesen Ansätzen handelt es sich jedoch immer um zweidimensionale Geometrien, welche für zylindrische Ausführungen nicht direkt anwendbar sind. Aus diesem Grund ist eine FE-Berechnung unerlässlich.

5.1.1 Analytische Betrachtung des Brückenmechanismus

Wie aus Kapitel 3.2 bekannt, werden 15 N Schubkraft für den Antrieb gefordert. Durch eine konservative Annahme des Reibwertes μ von Lateralaktor zu Zylinderinnenwand von 0,1, ergibt sich eine notwendige Normalkraft von 150 N um die Schubkraft übertragen zu können. Diese Normalkraft wird von 10 Hebeln aufgebracht, wodurch sich eine Normalkraft pro Hebeln von 15 N ergibt.

Aus Gründen der Einfachheit soll angenommen werden, dass für den Lateralaktor derselbe Piezoaktor eingesetzt werden kann, welcher bereits bei der Auslegung des Axialaktors verwendet wurde. Bekräftigt wird diese Annahme dadurch, dass die vom Hersteller emp-

⁴⁸Vgl. Mottard und St-Amant 2009, S. 1.

fohlenen Vorspannkraft bereits ein Vielfaches der erforderlichen Klemmkraft aufweist. Die Funktion der Klemmung könnte damit auch bei einer Kraftumsetzung durch den Brückenmechanismus erreicht werden, wodurch wiederum der nominelle Stellweg von $5\ \mu\text{m}$ um denselben Betrag übersetzt würde. Als Eingangssteifigkeit kann entsprechend der Herstellerempfehlung die nominelle Laststeifigkeit von $14,5\ \text{N}/\mu\text{m}$ angenommen werden.

Wie aus Gleichung 5.7 bekannt, sinkt die Ausgangssteifigkeit k_{out} quadratisch mit zunehmender Wegverstärkung. Um die Ausgangssteifigkeit hoch zu halten, wird die Verstärkung möglichst klein gewählt. Ein radialer Verstellweg von $0,01\ \text{mm}$ wird jedoch mindestens gefordert. Dieser kann mit einer Verstärkung i_{ideal} von 4 erreicht werden, womit sich nach Gleichung 5.7 für die Ausgangssteifigkeit k_{out} ergibt:

$$k_{out} = k_{in} \frac{1}{i_{ideal}^2} = 14,5 \frac{1}{4^2} = 0,91\ \text{N}/\mu\text{m} \quad (5.8)$$

Mit der angenommenen Konfiguration ist eine Ausgangssteifigkeit k_{out} von $0,91\ \text{N}/\mu\text{m}$ erzielbar. Um mit dieser Steifigkeit eine Kraft von $150\ \text{N}$ aufzubringen, müsste mit $165\ \mu\text{m}$ vorgespannt werden. Dies bedeutet eine radiale Vorspannung/Klemmung von $0,082\ \text{mm}$. Dieser Weg lässt sich mit einer Wegverstärkung von 4 und dem Stellweg des Piezoaktors von $5\ \mu\text{m}$ nicht realisieren, womit ein Lösen der Klemmung nicht erfolgt.

Folglich muss eine Lösung gefunden werden, um die notwendige Klemmkraft aufzubringen ohne die Baugröße wesentlich zu erhöhen.

Ansatz: Lösen der Klemmung durch Steifigkeitserhöhung des Hebels

Der minimale radiale Verstellweg von $0,01\ \text{mm}$ soll in erster Annahme zu gleichen Teilen auf Klemmung und Spalt aufgeteilt werden. Um die notwendige Kraft über eine radiale Klemmung von $5\ \mu\text{m}$ aufzubringen, ist eine Ausgangssteifigkeit k_{out} von $20\ \text{N}/\mu\text{m}$ erforderlich. Daraus ergibt sich bei einer Verstärkung von 4 eine Eingangssteifigkeit k_{in} von $320\ \text{N}/\mu\text{m}$.

$$k_{in} = k_{out} i_{ideal}^2 = 20 \cdot 4^2 = 320\ \text{N}/\mu\text{m} \quad (5.9)$$

Um einen Brückenmechanismus mit dieser Steifigkeit und den gewünschten Verstellwegen zu betreiben, gibt es verschiedenen Methoden welche folgend erläutert werden.

Variante: Piezoquerschnittserhöhung

Der Piezoaktor soll gleich lang bleiben, muss jedoch eine um das zehnfache höhere Steifigkeit k_{Piezo} gegenüber der Eingangssteifigkeit k_{in} aufweisen, um $5\ \mu\text{m}$ Verstellweg zu schaffen. Diese Steifigkeitserhöhung ist durch eine Querschnittsvergrößerung des Aktors möglich, welche jedoch den Stellweg nicht erhöht. Um die erforderliche Querschnittsvergrößerung zu errechnen wird der Ersatzelastizitätsmodul E_{Piezo} des bekannten Piezoaktor ($P - 080.311$) bestimmt.

$$E_{Piezo} = \frac{k l}{A} = \frac{145000 \cdot 8,5}{34,4} = 35\,828,5\ \text{N/mm}^2 \quad (5.10)$$

Daraus kann ein erforderlicher Querschnitt bei gewünschter Steifigkeit des Aktors bestimmt werden.

$$A_{erf} = \frac{10 \cdot k_{in} l}{E_{Piezo}} = \frac{3200000 \cdot 8,5}{35828,5} = 759,2\ \text{mm}^2 \quad (5.11)$$

Um möglichst kompakt zu bleiben, soll wiederum ein Ringaktor mit Innendurchmesser d_i von $4,5\ \text{mm}$ angenommen werden. Gemäß Formel 5.12 folgt für den Außendurchmesser d_a des Piezoaktors mit einer Steifigkeit k_{Piezo} von $3200\ \text{N}/\mu\text{m}$ ($10 \cdot k_{in}$):

$$d_a = \sqrt{\frac{4 A_{erf}}{\pi} + d_i^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 759,2}{\pi} + 4,5^2} = 31,4\ \text{mm} \quad (5.12)$$

Durch einen Aussendurchmesser von $31,4\ \text{mm}$ wird die Anforderung an die Abmessungen aus Kapitel 3.2 bereits durch den Piezoaktor überschritten, was diese Variante ausschließt. Außerdem ist dieser Aktor eine Sonderanfertigung, wodurch es zu hohen Kosten kommt.

Variante: Piezoverlängerung

Eine weitere Variante ist es, den Piezoaktor zu verlängern. Durch Verlängern des Piezoaktors wird der Nominalstellweg erhöht, die Blockierkraft bleibt jedoch gleich. Dies bedeutet, dass die Steifigkeit des Aktors sinkt. Es wird versucht, den Piezoaktor soweit zu verlängern, dass dieser trotz der Stellwegsverkürzung durch die hohe Eingangssteifigkeit k_{in} die gewünschten $5\ \mu\text{m}$ schafft. Diese Variante kann mit am Markt verfügbaren Piezoelementen umgesetzt werden, indem einzelne Elemente miteinander verklebt werden. Gewählt werden die Piezoaktoren $PD080.3x$ der Firma Physikinstrumente, da diese mit den selben Durchmessern wie der Aktor für die Axialaktoren verfügbar sind.

PD080.3x	
Außendurchmesser [mm]	8
Innendurchmesser [mm]	4,5
Höhe [mm]	2,5
Stellweg [μm]	2
Blockierkraft [N]	>1000

Tabelle 5.1: Herstellerangaben PD080.3x

Unter der Annahme das 20 Elemente dieses Typs miteinander verklebt werden, ergibt sich bei einer Blockierkraft F_{Block} von 1000 N ein nominaler Stellweg von $40 \mu\text{m}$. Somit errechnet sich die Aktorstefigkeit wie folgt:

$$k_A = \frac{F_{Block}}{\Delta L_0} = \frac{1000}{40} = 25 \text{ N}/\mu\text{m} \quad (5.13)$$

Mit diesem Nominalstellweg ΔL_0 und dieser Aktorstefigkeit k_A , kann mit der geforderten Laststefigkeit ($k_{in} = 320 \text{ N}/\mu\text{m}$) ein reduzierter Stellweg $\Delta L'$ mit Formel 2.3 errechnet werden.

$$\Delta L' \approx \Delta L_0 \left(\frac{k_A}{k_A + k_L} \right) = 40 \left(\frac{25}{25 + 320} \right) = 2,9 \mu\text{m} \quad (5.14)$$

Aus Formel 5.14 ist ersichtlich, dass selbst mit 20 Elementen des Typs *PD080.3x* der gewünschte Stellweg von $5,5 \mu\text{m}$ nicht erreichbar ist. Außerdem hätte dieser Aktor eine Länge von 50 mm, wodurch die Ansprüche an die Kompaktheit nicht erfüllt werden.

Variante: Kompromiss zwischen Verlängerung und Querschnittserhöhung

Um einen Kompromiss zwischen Erhöhung des Aktorquerschnittes und Aktorverlängerung zu finden, wird der größte verfügbare Ringaktor *PD160.3x* am Markt betrachtet.

PD160.3x	
Außendurchmesser [mm]	16
Innendurchmesser [mm]	8
Höhe [mm]	2,5
Stellweg [μm]	2
Blockierkraft [N]	>4400

Tabelle 5.2: Herstellerangaben PD160.3x

Es werden fünf Elemente dieses Typs miteinander verklebt, wodurch sich ein nominaler Stellweg ΔL_0 von $10 \mu\text{m}$, bei einer Blockierkraft F_{Block} von 4400 N ergibt.

$$k_A = \frac{F_{Block}}{\Delta L_0} = \frac{4400}{10} = 440 \text{ N}/\mu\text{m} \quad (5.15)$$

Wie aus Gleichung 5.16 ersichtlich, wäre mit diesem Aktor eine Auslenkung von $5,8 \mu\text{m}$ möglich.

$$\Delta L' \approx \Delta L_0 \left(\frac{k_A}{k_A + k_L} \right) = 10 \left(\frac{440}{440 + 320} \right) = 5,8 \mu\text{m} \quad (5.16)$$

Der Aktor hätte somit eine Länge von $12,5 \text{ mm}$.

Als Nachteile dieser Lösung sind zu nennen:

- Der Piezoaktor wäre um 4 mm länger, als der Piezoaktor, welcher im Axialaktor verbaut ist.
- Um den Piezoaktor zu fertigen, müssen fünf Piezoelemente miteinander verklebt werden. Diese Verklebungen müssen von hoher Qualität sein, da es durch ungleiche Klebeschichten beim Vorspannen zu Spannungsspitzen im Aktor kommen kann, welche die Keramik beschädigen.
- Eine Eingangssteifigkeit k_{in} von $320 \text{ N}/\mu\text{m}$ erfordert einen ausgesprochen steifen Brückenmechanismus. Bei hohen Steifigkeiten tritt die Verformung nicht mehr vorwiegend in den Festkörpergelenken auf, sodass sich die Bewegung in lateraler Richtung verkleinert. Außerdem werden durch die höherer Steifigkeit die Spannungen im Mechanismus höher, da die Verformung x_{in} annähernd ($5,8 \mu\text{m}$) gleich bleibt.

Aufgrund dieser Nachteile wird eine weitere Lösung gesucht, einen Brückenmechanismus mit niedrigerer Eingangssteifigkeit k_{in} realisieren, wobei gleichermaßen die erforderliche Klemmkraft aufgebracht werden kann.

5.1.2 Auswahl des Zylinderrohrs

Die Anforderungen an den Innendurchmesser des Zylinderrohrs bezüglich Maßgenauigkeit, Rundheit und Zylindrizität sind aufgrund der Anforderung an ein radiales Spaltmaß von $5\ \mu\text{m}$ aus fertigungstechnischer Sicht sehr hoch. Die Zylindrizität ist von Bedeutung um Verklemmen des Läufers durch kegelige oder krumme Form zu vermeiden. Die Rundheit soll eine hohe Homogenität der Normalkräfte über den Umfang des Rohres garantieren, indem die Spaltmaße möglichst konstant gehalten werden. Die Genauigkeit des Maßes ist für die Ermittlung des notwendigen Übermaß des Läufers wichtig.

Da die Fertigung solcher genauen Bauteile sehr aufwendig und kostenintensiv ist, wird auf kommerziell verfügbare Teile zurückgegriffen. Die Firma *Mahr* bietet Führungsbuchsen für hochgenaue Kugelführungen an, welche sehr enge Toleranzen aufweisen. Es wird die *Führungsbuchse offen N550* mit einem Innendurchmesser von 24 mm gewählt (siehe Abbildung 5.8). Der Innendurchmesser ist feinstgehont und hat eine ISO-Toleranz IT 3. Die Rundheit wird innerhalb $1/3\ \text{ISO} - \text{IT}\ 3$ angegeben und die Zylindrizität liegt innerhalb IT 1. Als Standardwerkstoff wird der Wälzlagerstahl 100 Cr 6 angeführt. Da die benötigte Länge der Führungsbuchse nicht verfügbar ist, wird eine Sonderanfertigung aus Wälzlagerstahl (1.2067) und der passenden Länge gewählt.⁴⁹

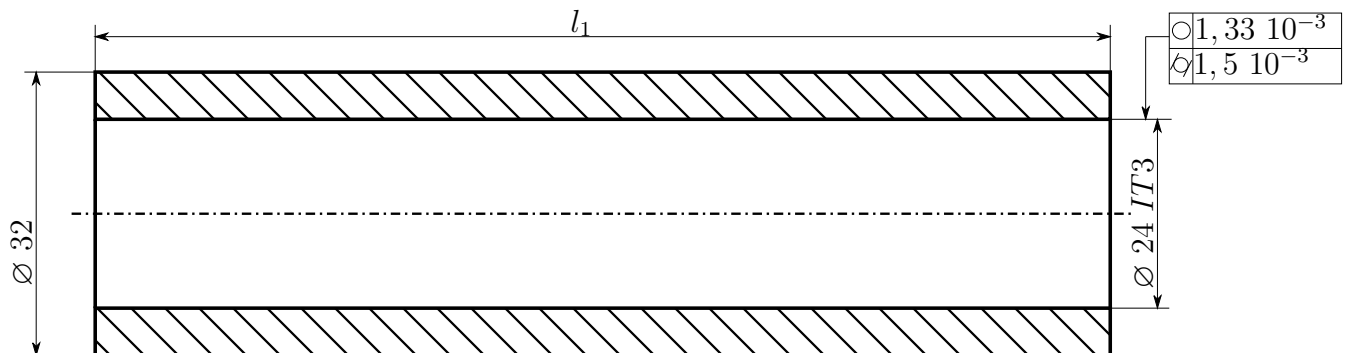


Abbildung 5.8: Zylinderrohr, Quelle: Eigene Darstellung

Nennmaßbereich [mm]	IT 3 [μm]	$1/3\ \text{IT}\ 3$ [μm]	IT 1 [μm]
18 - 30	4	1,33	1,5

Tabelle 5.3: Toleranzangaben des Zylinderrohres, Quelle: Eigene Darstellung

Wie in Tabelle 5.3 erkennbar, ergibt sich bei einem Innendurchmesser von 24 IT3 ein Toleranzfeld von $4\ \mu\text{m}$ und bei IT 1 entspricht es $1,5\ \mu\text{m}$. Das bedeutet für die Rundheit,

⁴⁹Vgl. Mahr GmbH 2020, Onlinequelle.

dass der Innendurchmesser in jeder Schnittebene zwischen zwei konzentrischen Kreisen mit $1,33\ \mu\text{m}$ Abstand liegen muss. Die Mantelfläche des Innendurchmessers muss zwischen zwei coaxialen Zylindern mit dem Abstand von $1,5\ \mu\text{m}$ liegen um die angegebene Zylindrizität einzuhalten.

5.2 Lateralaktor mit Innenfeder

In Anknüpfung an Abschnitt 5.1.1 soll ein weiterer Ansatz verfolgt werden, um die Klemmkraft an der Zylinderinnenwand beim vorliegenden Brückenmechanismus zu erhöhen. Hierbei soll der Mechanismus über eine vergleichsweise weiche Zugfeder axial vorgespannt werden. Diese Feder zieht den Brückenmechanismus zusammen und drückt den Ausgang gleichzeitig gegen die Zylinderinnenwand. Die Innenfeder umschließt den Piezoaktor zwischen Aktor und Brückenmechanismus, wodurch die Innenbohrung des Antriebs frei bleibt und der Platzbedarf des Lateralaktors axial nicht vergrößert wird.

Im nicht vorgespannten Zustand ist ein Spalt zwischen Zylinderinnenwand und Brückenmechanismus. Abbildung 5.9 zeigt diesen Spalt anhand des vereinfachten statischen Modells und am Brückenmechanismus. Durch Vorspannen der Innenfeder wird der Spalt geschlossen und es wird eine Klemmkraft erzeugt. Dadurch wird die Klemmkraft durch das Vorspannen der Innenfeder erzeugt und nicht durch die Steifigkeit des Mechanismus selbst.

Die Feder wird mit der notwendigen Kraft vorgespannt, um die erforderliche Klemmkraft aufzubringen.

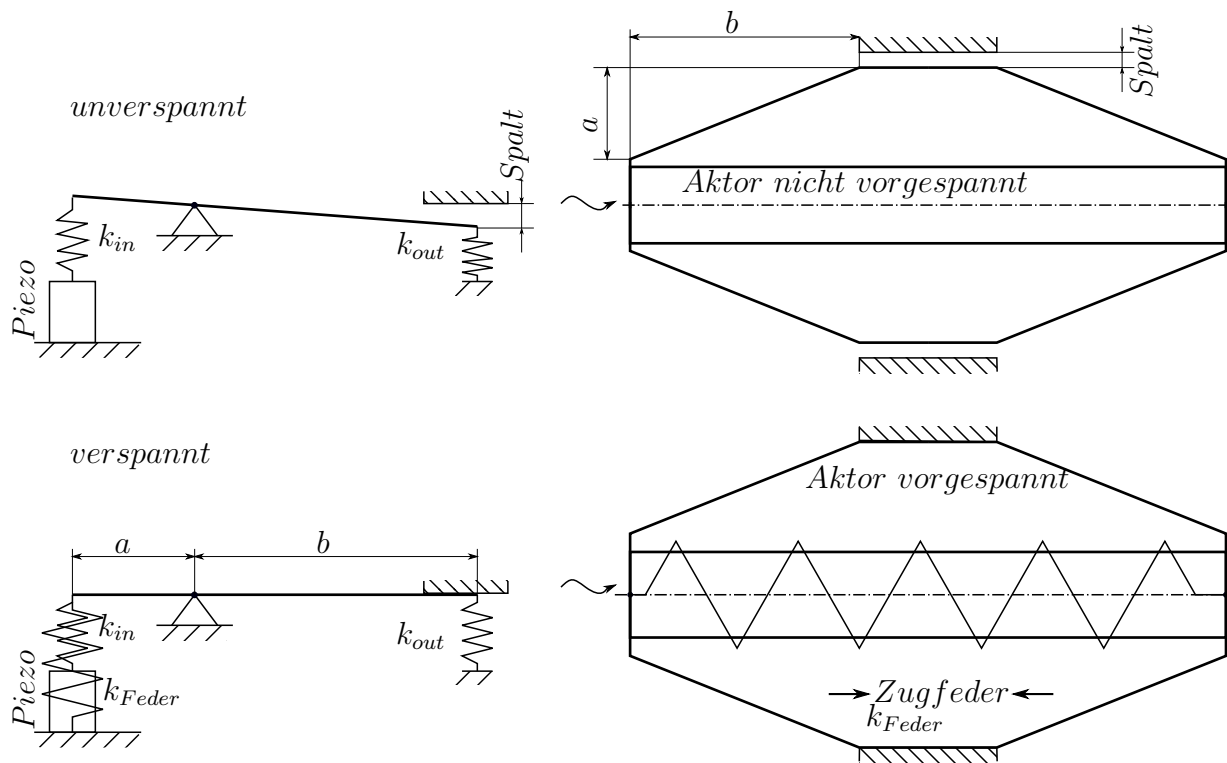


Abbildung 5.9: Innenfeder, Quelle: Eigene Darstellung

Der Brückenmechanismus will im verspannten Zustand wieder in seine Ausgangslage zurück. Somit muss der Piezoaktor beim Ausfahren nur mehr die Steifigkeit und die Vorspannung der Innenfeder überwinden.

Die Innenfeder muss den Piezoaktor kontrahieren um Kontakt zur Zylinderinnenwand aufzubauen. Diese Kontraktion ist gleichzeitig die Vorspannung des Aktors und darf nicht größer als dessen Stellweg sein. Anderenfalls kann durch das Ausfahren der nominale Spalt nicht mehr eingestellt werden.

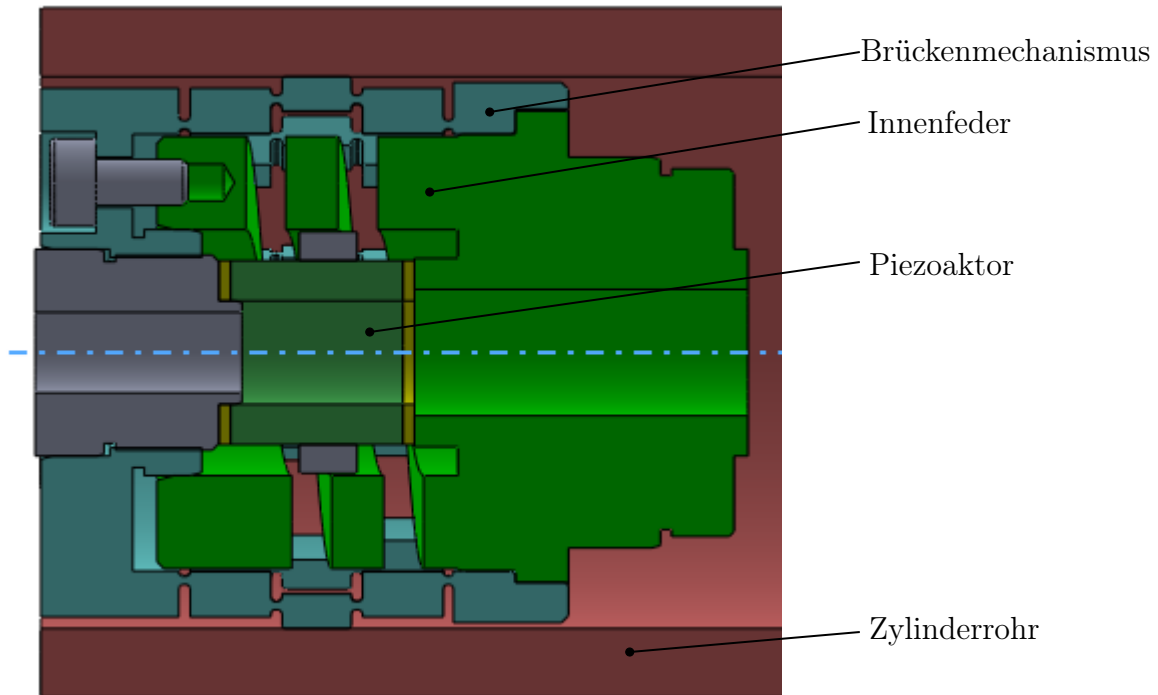


Abbildung 5.10: Lateralaktor mit entspannter Innenfeder, Quelle: Eigene Darstellung

Wie in Abbildung 5.10 ersichtlich, wurde für die Innenfeder ein Spiraldesign gewählt, da man sich an der Geometrie von Normfedern orientieren kann und weil eine sehr weiche Feder benötigt wird. Abbildung 5.10 zeigt die Innenfeder im entspannten Zustand. Diese kann durch drei Zylinderschrauben um einen definierten Weg aufgezogen werden. Dieser Weg wird von der notwendigen Vorspannkraft und der Steifigkeit der Feder vorgegeben.

5.3 FEM-Simulation des Lateralaktors

In diesem Kapitel geht es um die numerische Betrachtung des Lateralaktors. Zu Beginn wird eine Methode entwickelt um die Verstellung des Piezoaktors zu simulieren. Anschließend erfolgen die Simulationen des assemblierten Lateralaktors.

5.3.1 Grundlagensimulationen

Bevor der Lateralaktor als Baugruppe betrachtet wird, ist die Modellierung eines längenveränderlichen Piezoaktors in vereinfachten Grundlagensimulationen zu erproben und validieren. Dieser Piezoaktor wird anschließend in den Lateralaktor verbaut und dementsprechend aktuiert.

Aktorverstellung gegen freies Ende

Um den Piezoaktor definiert zu verstellen, wird das *Hookesche Gesetz mit Wärmedehnung* (Gleichung 5.17) zur Hilfe genommen. Die Aktorverstellung wird modelliert, indem eine thermische Last auf den Aktor aufgebracht wird, welche den Aktor genau um den Stellweg verformt. Der Aktor ist dabei an einem Ende eingespannt und am anderen Ende frei beweglich. Diese Variante wurde gewählt, da sie einfach umsetzbar ist und ohne Programmieraufwand im FE-Programm implementiert werden kann. Mit dem Wäremausdehnungskoeffizienten des Piezoaktors α_{Piezo} und dem nominalen Stellweg x_{in} aus dem Datenblatt kann die erforderliche Temperaturänderung ΔT wie folgt errechnet werden.

$$\sigma = E(\varepsilon - \alpha_{Piezo}\Delta T) \quad (5.17)$$

wobei : $\sigma = 0$ bei freiem Ende

$$\Delta T = \frac{\varepsilon}{\alpha_{Piezo}} = \frac{x_{in}}{l_0 \alpha_{Piezo}} = \frac{5,5 \cdot 10^{-3}}{8,5 * -4 \cdot 10^{-6}} = -161,77 \text{ K} \quad (5.18)$$

Die Simulation wird am Viertelmodell des Piezoaktor vorgenommen, weshalb eine reibungsfreie Lagerung an den Schnittflächen erforderlich ist. Als Starttemperatur der Simulation wird 22°C festgelegt. Diese Temperatur wird für die Dauer eines Lastschrittes gehalten und dannach um $161,77\text{K}$ reduziert. Somit ergibt sich eine Temperatur nach dem zweiten Lastschritt von $-139,77^\circ\text{C}$.

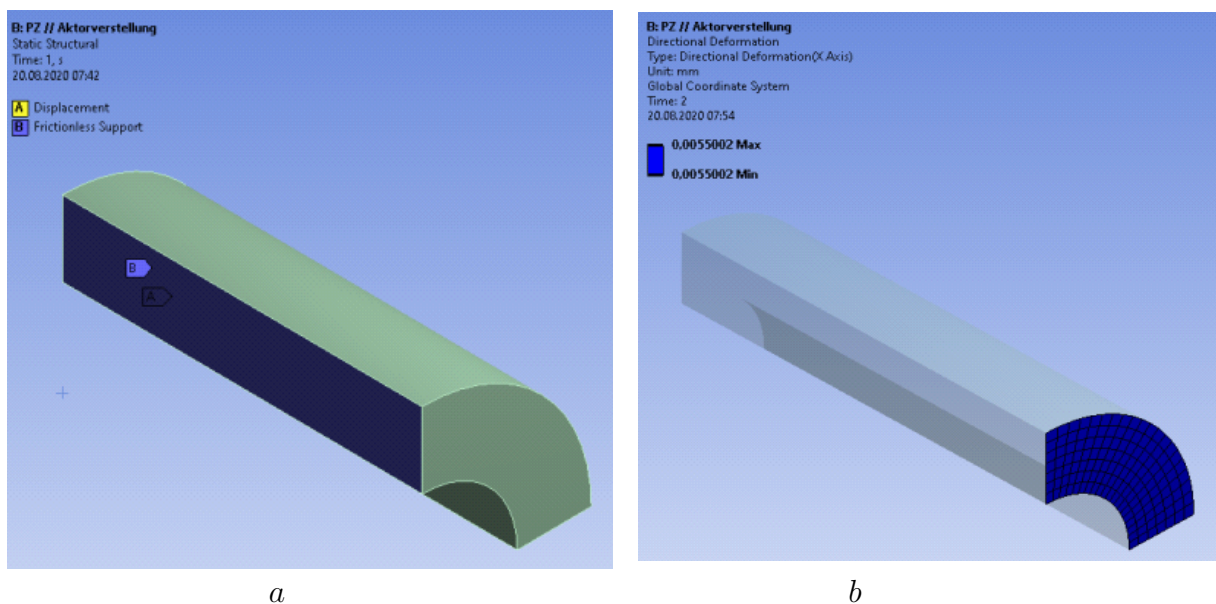


Abbildung 5.11: Simulation der Aktorverstellung, Quelle: Eigene Darstellung

Lastschritt	Zeit [s]	Temperatur [°C]	Verschiebung [μm]
1	0	22	0
1	1	22	0
2	2	-139,77	5,5002

Tabelle 5.4: Simulationsdaten der Aktorverstellung, Quelle: Eigene Darstellung

Die Ergebnisse der Simulation aus Tabelle 5.4 zeigen, dass sich die freie Endfläche des Piezoaktor im Lastschritt 2 bei einer Temperatur von $-139,77\text{ °C}$ um die geforderten $5,5\text{ }\mu\text{m}$ verschiebt. Somit konnte auch mit numerischen Methoden gezeigt werden, dass die nominelle Verstellung des Piezoaktors durch Aufbringen der nach Formel 5.18 ermittelten thermischen Last im Modell nachgebildet werden kann. Diese Methode zur Piezoverstellung gilt es noch unter Einwirkung mechanischer Lasten zu prüfen um ihre Zulässigkeit für die Gesamtsimulation des Lateralaktors abzusichern.

Aktorverstellung gegen starres Ende

Bei dieser Simulation wird der Aktor beidseitig unverschieblich eingespannt (siehe Abbildung 5.12a) und die vorher ermittelte thermische Last wird aufgebracht. Dies simuliert per Definition aus Kapitel 2.2.2 die Blockierkraft F_{Block} . Durch die Verstellung gegen ein starres Ende kommt es, wie in Abbildung 5.12a ersichtlich, zu einer Spannung an den Piezoendflächen, welche die Blockierkraft F_{Block} erzeugt.

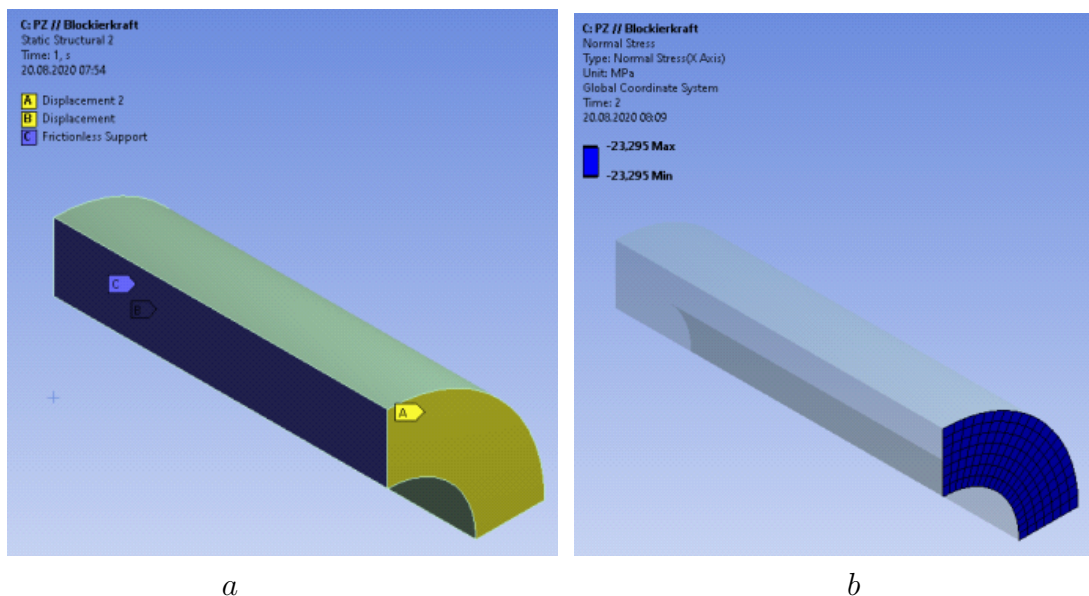


Abbildung 5.12: Simulation der Blockierkraft, Quelle: Eigene Darstellung

Lastschritt	Zeit [s]	Temperatur [°C]	Spannung [MPa]	Kraftreaktion [N]
1	0	22	0	0
1	1	22	0	0
2	2	-139,77	5,5002	-200,11

Tabelle 5.5: Ergebnisse der Blockierkraft, Quelle: Eigene Darstellung

In Abbildung 5.12b ist zu erkennen, dass eine Druckspannung von 23,295 MPa entsteht. Durch Multiplikation mit der Aktorquerschnittsfläche A_{Aktor} von 34,36 mm² ergibt sich eine Blockierkraft F_{Block} von 800,4 N. Dies stimmt mit dem Datenblatt des Piezoaktors überein. In Tabelle 5.5 ist aufgrund der Simulation am Viertelmodell eine Kraft von 200,11 N erkennbar.

Aktorverstellung gegen konstante Last

Um den Lastfall *Aktor mit Vorspannung durch konstante Last* aus Kapitel 2.2.2 zu simulieren, wird der Piezoaktor einseitig eingespannt und am anderen Ende eine Druckspannung von 15 MPa aufgebracht (siehe Abbildung 5.13). Im ersten Lastschritt wird der Aktor mit der konstanten Druckkraft vorgespannt. Die Aktorverstellung durch Temperaturlast unter gleichbleibender Vorspannung erfolgt im zweiten Lastschritt.

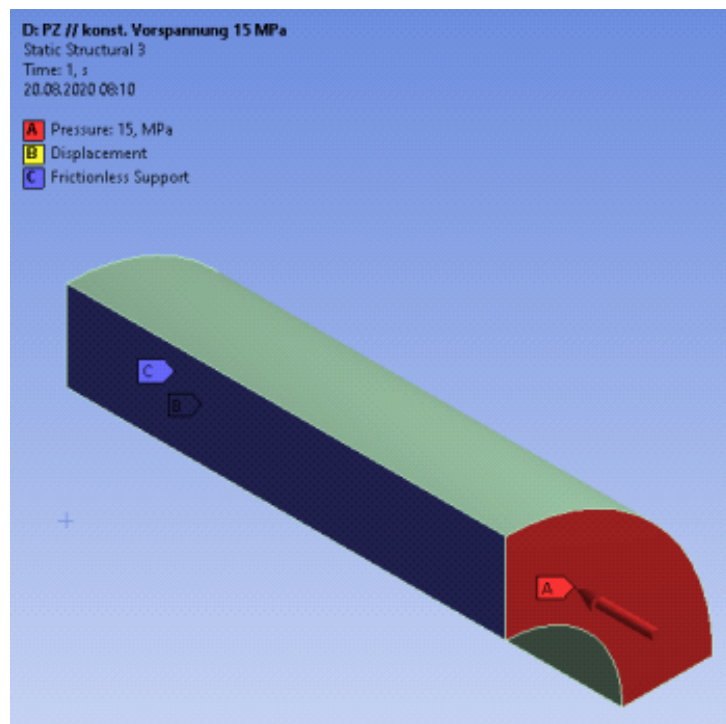


Abbildung 5.13: Simulation unter konstanter Vorspannung, Quelle: Eigene Darstellung

Lastschritt	Zeit [s]	Temperatur [°C]	Druck [MPa]	Verschiebung [μm]	Kraftreaktion [N]
1	0	22	0	-3,5417	0
1	1	22	15	-3,5417	128,85
2	2	-139,77	15	1,9585	128,85

Tabelle 5.6: Simulationsdaten der konstanten Vorspannung, Quelle: Eigene Darstellung

Wie in Tabelle 5.6 erkennbar ist, wird der Aktor im ersten Lastschritt durch die Vorspannung um $3,54\ \mu\text{m}$ kontrahiert. Durch Ausfahren des Piezoaktors entsteht eine Verschiebung zur ursprünglichen Nulllage von $1,96\ \mu\text{m}$. Diese Verschiebung ergibt in Summe $5,5\ \mu\text{m}$. Die Simulation bestätigt sich durch das Arbeitsdiagramm 2.6 indem gezeigt wird, dass sich unter gleichbleibender Vorspannkraft der gesamte Stellweg des Piezoaktors nicht ändert.

Aktorverstellung gegen Feder ohne Vorspannung

Um die Reduktion des Stellweges bei Verfahren gegen eine Feder mit der Federsteifigkeit k_L von $14,5\ \text{N}/\mu\text{m}$ zu simulieren wird der einseitig eingespannte Piezoaktor an das bewegliche Ende eines Federelements kontaktiert. Das andere Ende der Feder wird dagegen an raumfeste Koordinaten gebunden. Die Feder wird zwischen Piezoaktor und einer fixen Raumkoordinate, wie in Abbildung 5.14 ersichtlich, fixiert. Diese Einstellung heißt *Body-Ground* und kann in den Details der Feder unter dem Reiter *Scope* eingestellt werden.

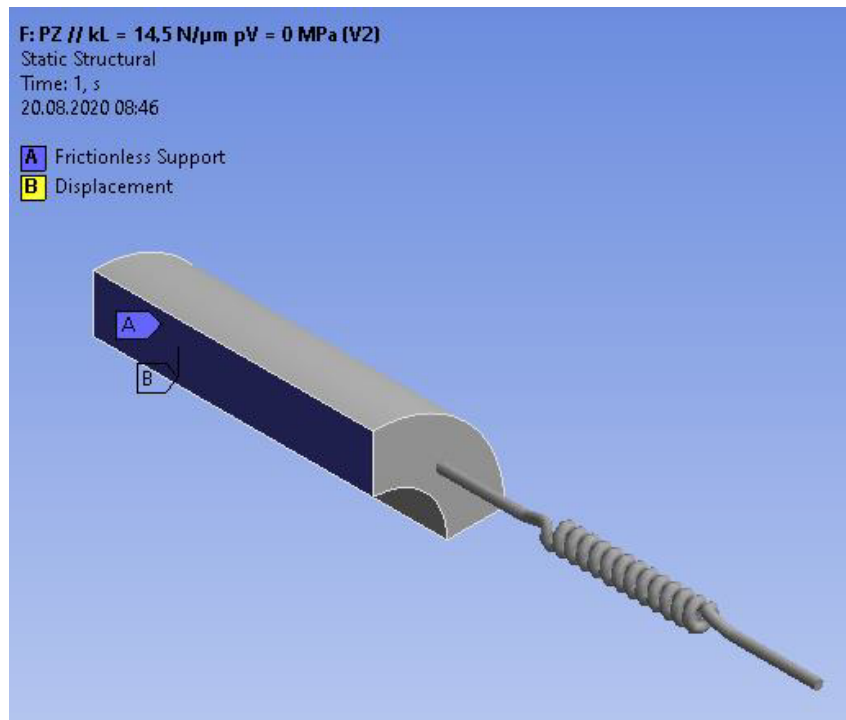


Abbildung 5.14: Simulation Verfahren gegen Feder, Quelle: Eigene Darstellung

Lastschritt	Zeit [s]	Temperatur [°C]	Verschiebung [µm]	Kraftreaktion [N]
1	0	22	0	0
1	1	22	0	0
2	2	-139,77	5,0017	18,132

Tabelle 5.7: Simulationsdaten beim Verfahren gegen Federlast, Quelle: Eigene Darstellung

In Tabelle 5.7 ist zu sehen was unter Kenntnis der Formel 2.3 zu erwarten war, wenn die Laststeifigkeit k_L ein Zehntel der Aktorsteifigkeit k_A beträgt.

$$\Delta L' \approx \Delta L_0 \left(\frac{k_A}{k_A + k_L} \right) = \Delta L_0 \left(\frac{k_A}{k_A + \frac{k_A}{10}} \right) = \Delta L_0 \frac{10}{11} = 5,5 \frac{10}{11} = 5 \mu\text{m} \quad (5.19)$$

Die Reaktionskraft von 18,132 N ergibt sich aus der simulierten Federsteifigkeit von 3,625 N/µm (= 14,5/4 N/µm) und dem möglichen Stellweg $\Delta L'$ von 5 µm. Dies entspricht den Werten der Simulation mit dem Viertelmodell.

Aktorverstellung gegen Feder mit Vorspannung

Indem die zuvor eingebaute Feder vorgespannt wird, wird der Lastfall *Aktor mit Vorspannung durch Feder* aus Abschnitt 2.2.2 simuliert. Zu erwarten ist ein Verhalten wie aus Arbeitsdiagramm 2.7 bekannt. Der Aktor wird durch die Vorspannung kontrahiert. Durch Verfahren wird diese Kontraktion und ein restlicher Weg über die unverspannte Nulllage überwunden. Insgesamt muss es zu einem Stellweg kommen, welcher auf die selbe Weise reduziert wurde wie aus Gleichung 5.19 bekannt.

Um die gewünschte Federkraft F_{Feder} von 515,42 N einzustellen muss diese initial höher vorgespannt werden, da die Feder um die Verformung des Piezoaktors wieder entspannt wird. Diese initiale Federvorspannung $F_{Feder;initial}$ wurde iterativ ermittelt und beträgt 566,8 N, was bei dem Viertelmodell einer Kraft von 141,7 N entspricht.

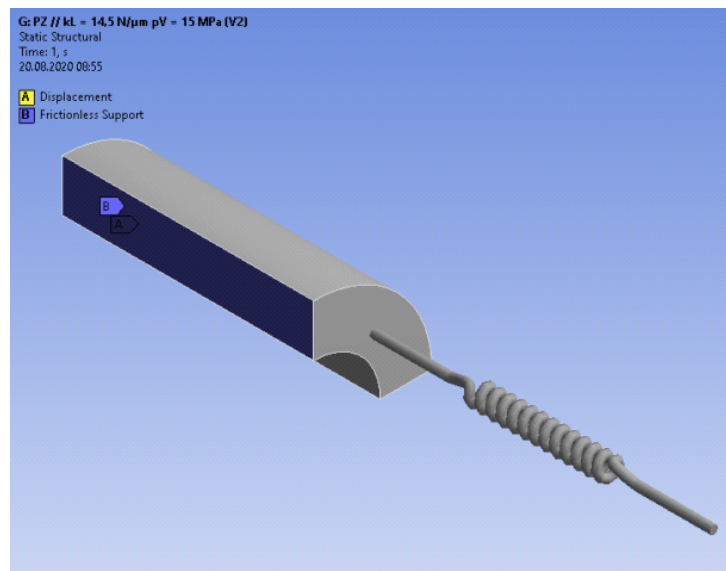


Abbildung 5.15: Simulation des Verfahren gegen Feder mit Vorspannung, Quelle: Eigene Darstellung

Lastschritt	Zeit [s]	Temperatur [°C]	Verschiebung [μm]	Kraftreaktion [N]
1	0	22	-3,5426	128,86
1	1	22	-3,5426	128,86
2	2	-139,77	1,4591	146,99

Tabelle 5.8: Simulationsdaten beim Verfahren gegen Feder mit Vorspannung, Quelle: Eigene Darstellung

Wie in Tabelle 5.8 erkennbar, wird der Aktor im ersten Lastschritt durch die Vorspannung um 3,54 μm kontrahiert. Durch Ausfahren des Piezoaktors entsteht eine Verschiebung zur

ursprünglichen Nulllage von $1,46\ \mu\text{m}$. Diese Verschiebung ergibt in Summe die erwarteten $5\ \mu\text{m}$. Die Charakteristik des Piezoaktors unter Vorspannung entspricht laut Simulation dem Arbeitsdiagramm 2.7. Die Validierung erlaubt die Modellierung der Aktorverstellung durch eine äquivalente thermische Last. Dies wurde hier an einem vereinfachten Modell, mit vergleichbaren Randbedingungen geprüft.

Aktorverstellung gegen konstante Last ohne Vorspannung

Die Frage entsteht, wie der Piezoaktor reagiert, wenn dieser unvorspannt eine Last anheben muss. Durch diese Methode könnte der Brückenmechanismus axial mit einer weichen Feder hoch vorgespannt werden und während der Piezoaktor im nicht bzw. nur leicht vorgespannten Zustand in den Brückenmechanismus eingesetzt werden könnte. Somit arbeitet der Piezoaktor gegen eine weiche Feder, wodurch der Stellweg möglicherweise nicht beeinflusst wird.

Um zu überprüfen, ob sich der Stellweg des Aktors bei dieser Konfiguration ändert wird eine Simulation durchgeführt. Der Piezoaktor drückt gegen ein Rohrstück, welches durch Auflager gelagert wird. Diese Auflager erlauben ein Abheben des Rohrstückes. Das Rohrstück wird mit einer konstanten Last gegen die Auflager belastet. Dieser Simulationsaufbau wird in Abbildung 5.16 vereinfacht dargestellt. Die konstante Last wird durch ein Gewicht abgebildet.

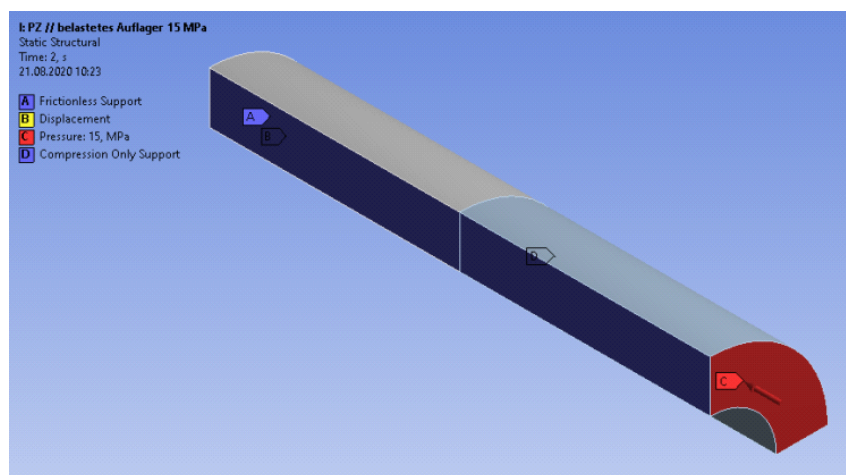


Abbildung 5.16: Unvorspannt gegen konstante Last, Quelle: Eigene Darstellung

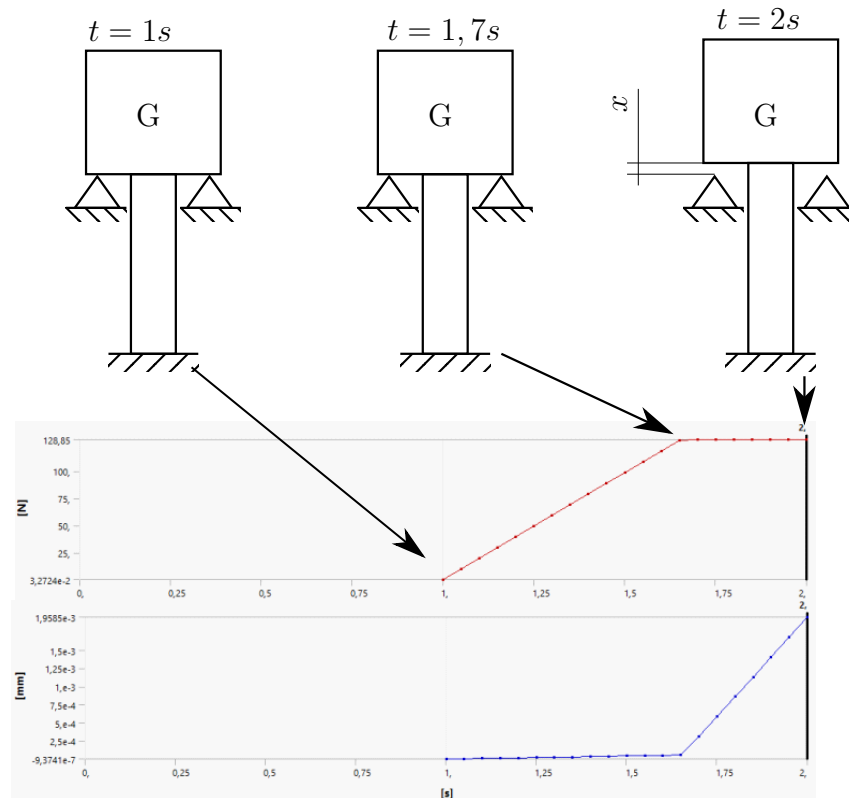


Abbildung 5.17: Simulationsdaten Unvorgespannt gegen konstante Last, Quelle: Eigene Darstellung

Aus dem Verschiebungsverlauf aus Abbildung 5.17 ist zu erkennen, dass es erst bei $t = 1,7\text{ s}$ zu einer Verschiebung zwischen Piezoaktor und Rohrstück kommt, obwohl bei $t = 1\text{ s}$ die Ansteuerung des Aktors beginnt. Bei $t = 2\text{ s}$ ist der Aktor voll ausgefahren und hat einen Weg von $1,96\text{ }\mu\text{m}$ zurückgelegt. Die Kraft, die beim Abheben des Rohrstückes wirkt, entspricht der aufgebrachten Last G . Der Piezoaktor muss somit zuerst die notwendige Kraft im Aktor aufbauen bevor er die Last G heben kann. Der nominale Stellweg reduziert sich um den Betrag der äquivalenten Stauchung des Piezoaktors, welche bei direkter Aufbringung der Last G auf die Piezokeramik erfolgen würde.

Wenn bei dieser Konfiguration, zusätzlich eine Federsteifigkeit gegen die Aktorbewegung wirkt, kommt es zu einer zusätzlichen Reduzierung des Verstellweges.

5.3.2 Simulation des Brückenmechanismus

Der Brückenmechanismus wird mit einer idealen Verstärkung i_{ideal} von 4 konstruiert. Die Maße des Mechanismus sind der Abbildung 5.18 bzw. Tabelle 5.9 zu entnehmen. Die Simulationen werden aufgrund der Symmetrie an einem halben 36° -Modell des Lateralaktors vorgenommen. Als Werkstoff wird der in Kapitel 2.4.1 für nachgiebige Mechanismen

empfohlene Chrom-Nickel-Edelstahl 1.4548 verwendet.

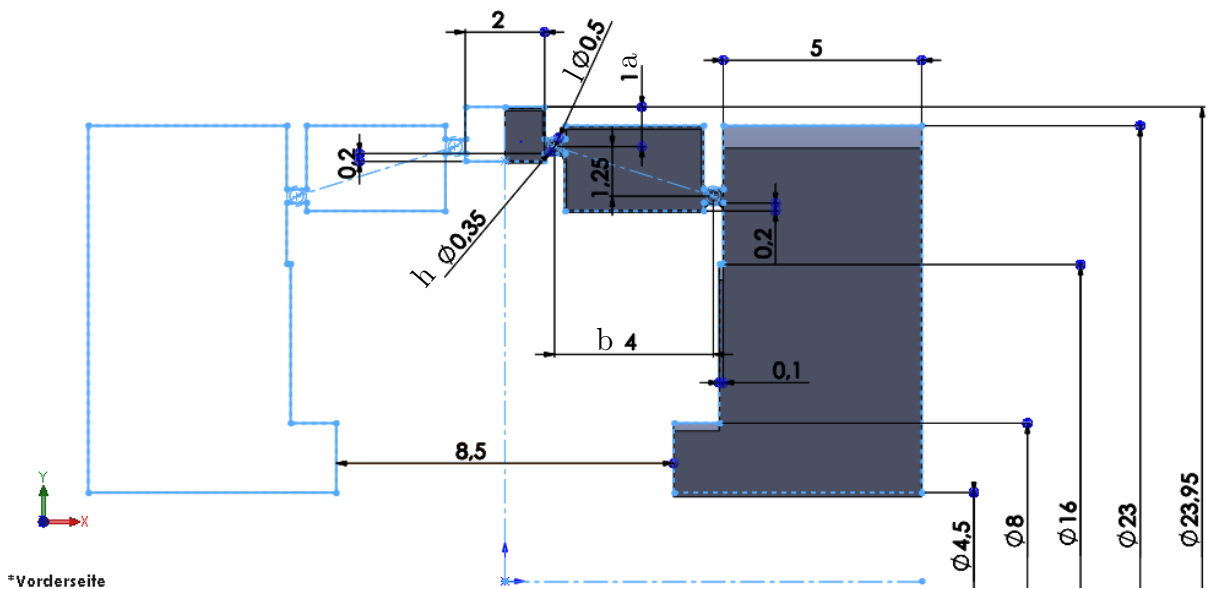


Abbildung 5.18: Geometrie des Brückenmechanismus, Quelle: Eigene Darstellung

Parameter	Maß [mm]
Hebel a	4
Hebel b	1
Gelenksbreite l	0,5
Gelenksdicke h	0,35
Gelenksradius r	0,2

Tabelle 5.9: Maße des Brückenmechanismus, Quelle: Eigene Darstellung

Um die Verstärkung bzw. Übersetzung des Mechanismus zu überprüfen, wird dieser wie in Abbildung 5.19 ersichtlich, reibungsfrei im Raum gelagert und eine axiale Verschiebung u_{axial} , die dem halben Stellweg des Piezoaktors entspricht, aufgebracht. Die daraus resultierende radiale Verschiebung u_{radial} der Klemmfläche wird ausgewertet und mit der axialen Verschiebung u_{axial} ins Verhältnisse gesetzt.

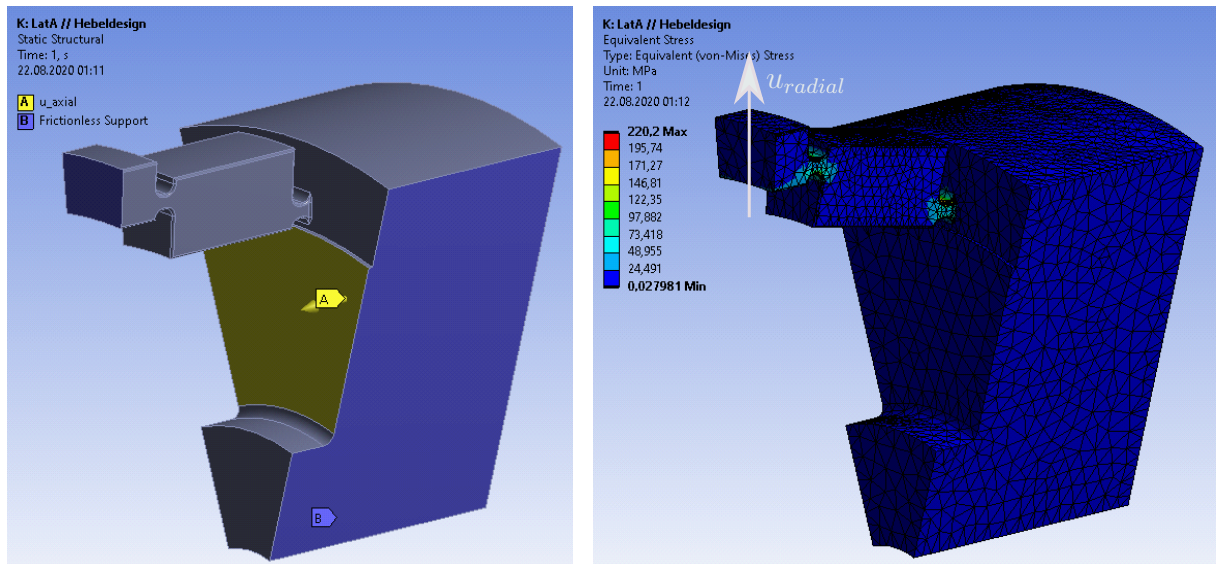


Abbildung 5.19: Simulation der Verstärkung, Quelle: Eigene Darstellung

	a [mm]	b [mm]	P3 u_{axial} [μm]	u_{radial} [μm]	max. Spannung [MPa]	Kraftreaktion [N]	Verstärkung []
DP 1	1	3	-2,75	9,82	220,20	13,23	3,563

Tabelle 5.10: Ergebnisse der Verstärkungssimulation, Quelle: Eigene Darstellung

$$i_{Fem} = \frac{x_{out}/2}{x_{in}/2} = \frac{u_{radial}}{u_{axial}} = \frac{9,82 \mu\text{m}}{2,75 \mu\text{m}} = 3,57 \quad (5.20)$$

Die Verstärkung aus der FE-Analyse i_{Fem} ist für DP 1 um 11% kleiner als die ideale Verstärkung i_{ideal} . Diese Reduzierung der Verstärkung entsteht, da Festkörpergelenke keine idealen Gelenke sind und Verformungsverluste durch das Verbiegen der Starrkörper entstehen. Aus Abbildung 5.20 ist zu erkennen, dass die maximale Vergleichsspannung bei 220,2 MPa liegt und somit unkritisch für das verwendete Material ist.

Die Simulation entspricht nicht der späteren Betriebssituation des Brückenmechanismus, da dieser im verbauten Zustand radial und axial nicht frei beweglich ist. Es kann jedoch gezeigt werden, welche Kräfte nur durch die Steifigkeit des Brückenmechanismus erzeugt werden können. Die Spannungen fallen durch die geringere Verformung kleiner als in Abbildung 5.19 aus.

Die Simulation aus Abbildung 5.19 ergibt eine Reaktionskraft auf die axiale Verschiebung von 13,23 N. Dies ergibt bei zehn Hebeln und dem vollen Stellweg eine Eingangssteifigkeit

$k_{in\ FEM}$ von $24,06\ \text{N}/\mu\text{m}$.

$$k_{in\ FEM} = \frac{13,23 * 10}{5,5} = 24,06\ \text{N}/\mu\text{m} \quad (5.21)$$

Die Ausgangssteifigkeit $k_{out\ FEM}$ wird ermittelt, indem eine Verschiebung von $10\ \mu\text{m}$ auf die Klemmfläche bei freien Enden aufgebracht wird. Mit der Kraftreaktion kann die gesamte Ausgangssteifigkeit des Mechanismus $k_{out\ FEM}$ berechnet werden.

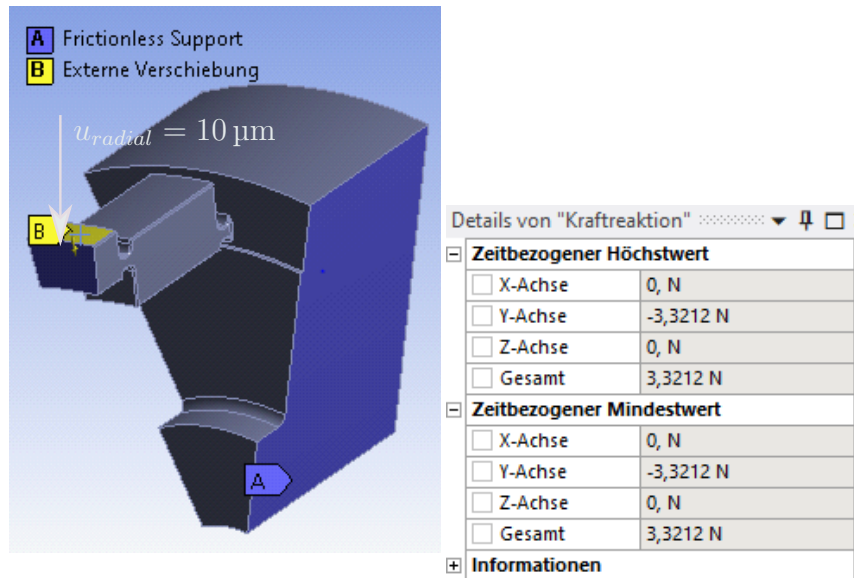


Abbildung 5.20: Ermittlung der Ausgangssteifigkeit, Quelle: Eigene Darstellung

Die Kraftreaktion auf die Verschiebung aus Abbildung 5.20 beträgt $3,32\ \text{N}$. Für einen ganzen Hebel ist diese gemäß der Symmetriebedingung zu verdoppeln. Somit kommt man auf eine Ausgangssteifigkeit $k_{out\ FEM}$ von $6,64\ \text{N}/\mu\text{m}$.

$$k_{out;FEM} = \frac{3,32 * 2 * 10}{10} = 6,64\ \text{N}/\mu\text{m} \quad (5.22)$$

Unter Annahme von $k_{in} = k_{in;FEM}$ ergibt sich für die ideale Ausgangssteifigkeit $k_{out;ideal}$ nach Formel 5.7:

$$k_{out;ideal} = k_{in} \frac{1}{i_{Fem}^2} = 24,06 \frac{1}{3,57} = 1,89\ \text{N}/\mu\text{m} \quad (5.23)$$

Der große Unterschied zwischen Ausgangssteifigkeit $k_{out;FEM}$ und idealer Ausgangssteifigkeit $k_{out;ideal}$ zeigt, dass das Verhalten des Brückenmechanismus mit diesem analytischen Ansatz nicht modelliert und somit eine FE-Analyse unerlässlich ist.

5.3.3 FEM Simulation des Lateralaktors mit Innenfeder

Um die Funktion der Innenfeder im Brückenmechanismus zu beurteilen, werden in diesem Abschnitt drei Simulationen durchgeführt. In *Simulation 1* wird das erforderliche Spaltmaß ermittelt um die Klemmkraft aufzubringen. In *Simulation 2* wird die erforderliche Federkraft, um die Klemmkraft bei gleichzeitiger Vorspannung des Piezoaktors aufzubringen, ermittelt. Diese Federkraft wird in *Simulation 3* verwendet, womit die vollständige Simulation der Funktion des Lateralaktors durch Einbezug der Piezoverstellung erfolgt.

Simulation 1: Einstellung der Klemmkraft

Zu Beginn muss ermittelt werden, wie groß der Spalt zwischen Lateralaktor und Zylinderinnenwand sein muss, um die notwendige Kraft aufzubringen. Wie in Abbildung 5.21 sichtbar wird der Brückenmechanismus durch eine Verschiebung u_{axial} vorgespannt. Dadurch wird der eingestellte Spalt zwischen Brückenmechanismus und Zylinderinnenwand überwunden und an der Klemmfläche kommt es zu einer Kontaktkraft F_y . Die Verschiebung u_{axial} entspricht dem Stellweg des Piezoaktors, da dieser den Brückenmechanismus somit wieder in seine Ausgangslage bringen und den initialen Spalt wieder herstellen kann.

Durch variieren des Spaltmaßes kann auf die wirkenden Klemmkraft Einfluss genommen werden, indem bei einer Vergrößerung des Spalts weniger Stellweg in die Klemmung des Lateralaktor eingeht. Der Spalt soll größtmöglich gewählt werden um einen Freilauf des Lateralaktors zu ermöglichen. Deshalb muss die minimale Haltekraft eingestellt werden um einen möglichst großen Spalt zu generieren.

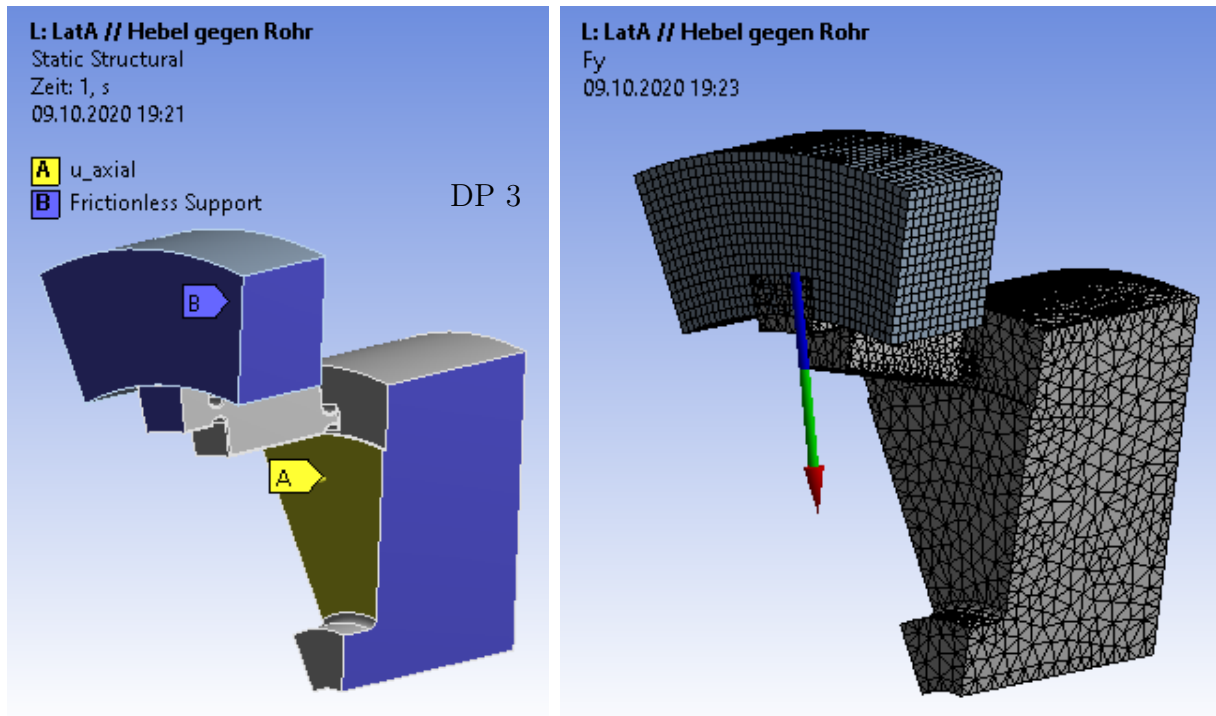


Abbildung 5.21: Simulation zur Klemmkrafteinstellung, Quelle: Eigene Darstellung

	Spalt	u_{axial}	u_{radial}	Spannung	F_x	F_y	F_H
Einheit	[μm]	[μm]	[μm]	[MPa]	[N]	[N]	[N]
DP 0	10	-2,76	5,19	270,77	-59,78	-13,03	26,05
DP 1	11	-2,76	5,67	258,84	-54,92	-11,66	23,33
DP 2	12	-2,76	6,15	251,06	-50,14	-10,32	20,64
DP 3	13	-2,76	6,63	251,26	-45,24	-8,95	17,91

Tabelle 5.11: Ergebnisse der Klemmkrafteinstellung, Quelle: Eigene Darstellung

In Tabelle 5.11 wird ersichtlich, dass bei einem durchmesserbezogenem Untermaß von 13 μm (radialer Spalt 6,5 μm) die notwendige Haltekraft F_H von 17,9 N erzeugt wird. Die Schub- bzw. Haltekraft F_H errechnet sich aus der Kontaktkraft F_y zwischen Lateralaktor und Zylinderinnenwand, der Reibzahl μ und der Hebelanzahl n . Da nur der halbe Hebel simuliert wird, muss die Hebelanzahl verdoppelt werden.

$$F_H = F_y * \mu * n * 2 = 8,951 * 0,1 * 10 * 2 = 17,9 \text{ N} \quad (5.24)$$

Somit wird die notwendige Schub- bzw. Haltekraft aus Tabelle 3.1 von 15 N erreicht. Aufgrund der hohen Ansprüche an den Lateralaktor wird hier auf eine zusätzliche Sicherheit

verzichtet.

Die notwendige Federkraft kann in dieser Simulation noch nicht bestimmt werden, da noch kein Piezoaktor verbaut ist.

Simulation 2: Auslegung der Vorspannung

In dieser Simulation wird durch das Zusammenziehen des Brückenmechanismus wie in Abbildung 5.22, mit dem Stellweg des Piezoaktors u_{axial} , der Lateralaktor im Zylinderrohr geklemmt und der Piezoaktor vorgespannt. Die Innenfeder darf den Brückenmechanismus um maximal den Stellweg des Piezoaktors zusammenziehen, da ansonst der initiale Spalt ohne Vorspannung durch den Piezoaktor nicht mehr hergestellt werden kann. Die Reaktionskraft auf diese Verschiebung muss durch die Innenfeder aufgebracht werden können und wird deshalb als Federkraft F_{Feder} bezeichnet. Diese Federkraft F_{Feder} erzeugt die Kontaktkraft F_y zur Klemmung und die am Aktor wirkende Piezokraft F_{PZ} zur Vorspannung.

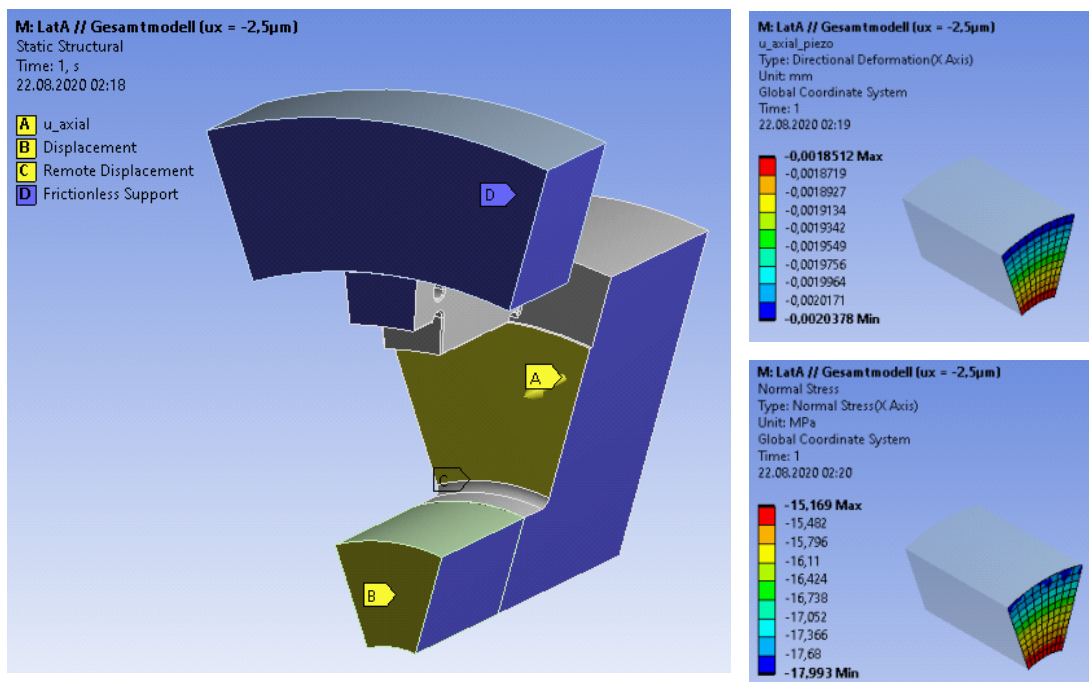


Abbildung 5.22: Klemmung und Aktorvorspannung, Quelle: Eigene Darstellung

Name	AD_{Piezo}	Haltekraft F_H	u_{axial}	u_{radial}	Spannung	1/10 Federkraft F_{Feder}	Kontaktkraft F_y	1/10 Piezokraft F_{PZ}
Einheit	[mm]	[N]	[μm]	[μm]	[MPa]	[N]	[N]	[N]
DP 0	8	26,05	-2,48	6,63	246,72	-104,19	-8,97	58,86
DP 1	10	23,33	-2,42	6,63	251,24	-148,58	-8,89	103,71
DP 2	12	20,64	-2,36	6,63	252,76	-200,70	-8,74	156,44
DP 3	16	17,91	-2,22	6,62	238,30	-316,90	-8,07	275,55

Tabelle 5.12: Ergebnisse der Klemmung und Aktorvorspannung, Quelle: Eigene Darstellung

Da die Piezokraft F_{PZ} (588,55 N) für den verwendeten Piezoaktor mit Aussendurchmesser AD_{Piezo} von 8 mm bereits Nahe der Blockierkraft F_{Block} (800 N) ist und durch Verfahren noch steigen wird, ist zu überprüfen, ob sich ein Aktor mit größerem Querschnitt und damit höherer Blockierkraft besser eignet. In der durchgeführten Parameterstudie wird dazu der Außendurchmesser gemäß der Baureihenabstufung schrittweise, wie in Tabelle 5.12 ersichtlich, erhöht. Die Blockierkraft F_{Block} des Aktors steigt bei Vergrößerung des Aussendurchmessers AD_{Piezo} und gleichbleibenden Innendurchmesser und Länge. Außerdem kann die Laststeifigkeit auf den Aktor erhöht werden, ohne Stellwegseinbussen zu erfahren. Obwohl nur der Piezoaktor mit Aussendurchmesser 8 mm kommerziell verfügbar ist und die anderen Varianten durch Verkleben von einzelnen Piezoelementen gefertigt werden müssen, wird überprüft ob diese Herangehensweise technisch möglich ist. Der Stellweg x der verschiedenen Piezoaktoren bleibt bei gleicher Länge l gleich.

Die Kontaktkräfte F_y aus Tabelle 5.12 erzeugen umgerechnet Haltekräfte F_H , welche größer als die geforderten 15 N sind. Somit erreichen alle *Design Points* (DP) die geforderte Haltekraft. Die Piezokräfte F_{PZ} und die Federkräfte F_{Feder} steigen mit zunehmenden Aussendurchmesser AD_{Piezo} , da die Verformung des Aktors gleich groß bleibt, dieser jedoch steifer wird. Die Piezokräfte F_{PZ} sind kleiner als die Federkräfte F_{Feder} da ein Teil der Federkraft in die Steifigkeit des Mechanismus und damit in die Klemmkrafterzeugung eingeht.

Die Blockierkräfte aus Tabelle 5.13 werden mit Formel 5.25 berechnet. Die Länge des Piezoaktors l bleibt bei 8,5 mm und somit auch der Stellweg x bei 5,5 μm .

$$F_{Block} = \frac{E_{Piezo} A x}{l} \quad (5.25)$$

AD_{Piezo} [mm]	ID_{Piezo} [mm]	Querschnittsfläche A [mm ²]	Blockierkraft F_{Block} [N]
8	4,5	34,36	800
10	4,5	62,64	1460
12	4,5	97,19	2260
16	4,5	185,16	4300

Tabelle 5.13: Blockierkräfte verschiedener Aktorgrößen, Quelle: Eigene Darstellung

Bei Vergleich der Blockierkräfte F_{Block} aus Tabelle 5.13 mit den Piezokräften F_{PZ} aus Abbildung 5.22 wird ersichtlich, dass die Piezokräfte F_{PZ} niedriger als die Blockierkräfte F_{Block} sind. Das bedeutet, dass grundsätzlich alle *Design Points* aus Tabelle 5.13 aktiviert werden können. Wie weit der wirkende Stellweg durch Wahl des Aktorquerschnitts beeinflusst wird, kann erst bei Simulation der Aktorverstellung veranschaulicht werden.

Simulation 3: Auslegung des Lösemechanismus

Bei dieser Simulation wird der geklemmte Lateralaktor durch den vorgespannten Piezoaktor gelöst. Die Federkraft F_{Feder} wird als konstante Last simuliert und deren Betrag aus vorhergegangener Simulation übernommen. Die Federkraft F_{Feder} kann in erster Näherung als konstant angenommen werden, da die Feder so weich ist, dass sie den Federweg um unter 0,5 % reduziert, wenn der Spannweg der Innenfeder mit 2 mm angenommen wird.

$$\Delta L_0 - \Delta L' [\%] = \left[1 - \left(\frac{k_A}{k_A + k_L} \right) \right] * 100 \quad (5.26)$$

AD_{Piezo} [mm]	k_{Piezo} [N/ μ m]	F_{Feder} [N]	k_{Feder} [N/ μ m]	$\Delta L_0 - \Delta L' [\%]$
8	145	1042	0,52	0,498
10	264	1486	0,74	0,498
12	410	2007	1,00	0,498
16	781	3169	1,58	0,498

Tabelle 5.14: Reduzierung des Stellweges durch Innenfeder, Quelle: Eigene Darstellung

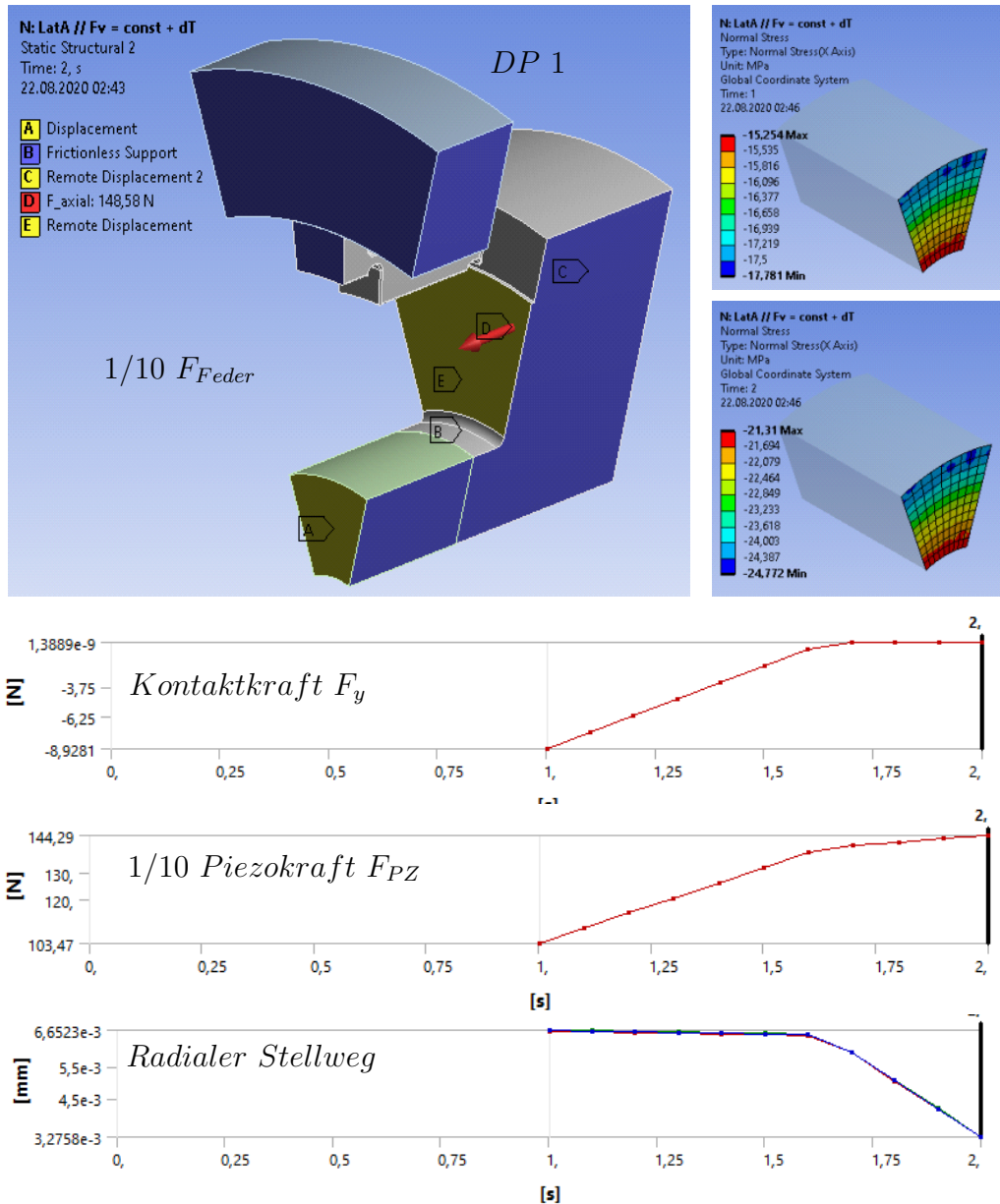


Abbildung 5.23: Klemmung, Aktorvorspannung und Verstellung, Quelle: Eigene Darstellung

Aus den Diagrammen aus Abbildung 5.23 ist zu erkennen, wann sich der Lateralaktor vom Zylinderrohr löst und einen radialen Stellweg erzeugt. Bei der Variante mit dem Außendurchmesser von 10 mm (DP 1) ergibt sich ein Radialer Stellweg von $3,3 \mu\text{m}$.

Name	Piezokraft F_{PZ}
Einheit	[N]
DP 0	968
DP 1	1443
DP 2	1980
DP 3	3162

Tabelle 5.15: Maximale Piezokräfte F_{PZ} beim Verfahren, Quelle: Eigene Darstellung

Durch die Aktorverstellung steigen die Piezokräfte F_{PZ} im Vergleich zur vorhergehenden Simulation an. Durch Vergleich der Piezokräfte F_{PZ} aus Tabelle 5.15 mit den Blockierkräften der Aktoren der Tabelle 5.13 ist zu erkennen, dass beim ursprünglichen Piezoaktor mit 8 mm Außendurchmesser ($DP\ 0$) die Blockierkraft überschritten wird. Somit ist dieser Aktor laut Hersteller für diesen Einsatz nicht geeignet, obwohl er einen Verstellweg von $2,88\ \mu\text{m}$ (siehe Tabelle 5.16) schaffen würde. Alle anderen *Design Points* aus Tabelle 5.15 weisen eine niedrigere Piezokraft F_{PZ} als ihre jeweilige Blockierkräfte F_{Block} auf und sind deshalb geeignet.

	AD_{Piezo}	u_{radial}	u_{radial}	Δu_{radial}	$u_{axial\ piezo}$	$u_{axial\ piezo}$	$\Delta u_{axial\ piezo}$	ΔL_{FEM}	F_H
Zeit [s]		1	2		1	2			1
Einheit	[mm]	[μm]	[μm]	[μm]	[μm]	[μm]	[μm]	[μm]	[N]
DP0	8	6,63	5,54	1,10	-2,01	-0,57	1,44	2,88	18,07
DP1	10	6,63	3,29	3,35	-1,94	0,04	1,98	3,97	17,86
DP2	12	6,63	2,12	4,51	-1,88	0,37	2,25	4,50	17,49
DP3	16	6,62	0,80	5,82	-1,72	0,77	2,49	4,99	16,14

Tabelle 5.16: Auswertung der Simulation mit Verstellung, Quelle: Eigene Darstellung

Tabelle 5.16 zeigt den reduzierten Stellweg ΔL_{FEM} der Piezoaktoren. Hier wird ersichtlich, dass die Simulation mit dem größten Außendurchmesser ($DP\ 3$) den höchsten Stellweg ΔL_{FEM} von $4,99\ \mu\text{m}$ schafft und dabei um den radialen Stellweg Δu_{radial} von $5,82\ \mu\text{m}$ vom Zylinderrohr abhebt. Die Haltekraft F_H nimmt mit steigendem Außendurchmesser leicht ab, liegt jedoch immer über den geforderten 15 N.

6 Baugruppenintegration

Aus Kapitel 4 gehen für die Materialwahl des Vorspannelements zwei mögliche Varianten hervor. Bei reduzierter Vorspannkraft und maximal hoher Steifigkeit ist es möglich, *Invar 36* und Chrom-Nickel Stahl (1.4548) zu verwenden. Da der Brückenmechanismus und die Innenfeder des Lateralaktors ebenfalls aus 1.4548 gefertigt werden sollen, ist diese Variante auch für das Vorspannelement vorzuziehen um zusätzliche Spannungen in den Fügstellen bei Temperaturänderung zu vermeiden.

Die Innenfeder muss hohe Federkräfte innerhalb eines vergleichsweise kurzem Federwegs aufbringen. Die Anforderungen an die Feder sind Tabelle 5.15 zu entnehmen. Beim Vergleich mit am Markt verfügbaren Stempelfedern zeigt sich, dass die Federkraft aus Tabelle 5.15 in dem vorhandenen Bauraum für die Version mit dem Piezoaußendurchmesser von 8 mm erzielbar ist, jedoch nicht mit der gewünschten Federrate von $0,52 \text{ N}/\mu\text{m}$ ($k_{H20 \times 25} = 0,3 \text{ N}/\mu\text{m}^{50}$). Es gilt zu ermitteln ob eine speziell angefertigte Feder, die geforderte Federrate aufweisen kann. Bei den Varianten mit höheren Piezoaktordurchmesser muss das Zylinderrohr vergrößert werden, wodurch sich mehr Platz für die Innenfeder ergibt. Der Antrieb aus Abbildung 6.1 zeigt die Version mit dem kleinsten Piezaktor.

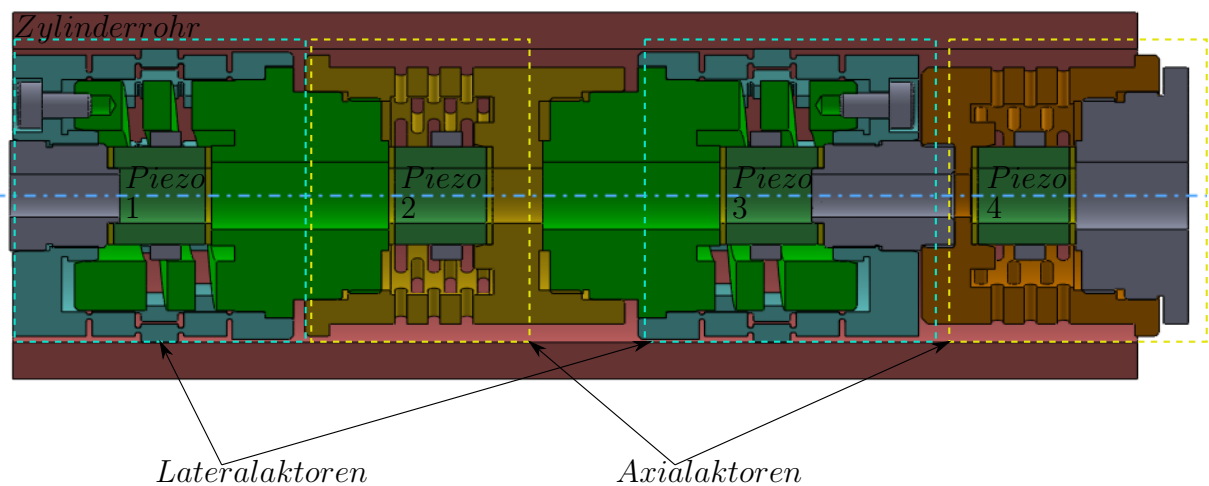


Abbildung 6.1: Konzept Inchworm, Quelle: Eigene Darstellung

Die Verbindung der Axial- und Lateralaktoren erfolgt durch eine Verschraubung, welche nach dem Vorbild einer Passschraube durch eine Übergangspassung geführt wird. Die Koppelung zwischen Lateralaktor 1 und Axialaktor 2 erfolgt über die Innenfeder (vgl.:

⁵⁰Vgl. Hennlich GmbH & Co KG 2016, S. 86.

grünes Bauteil Abbildung 6.1), welche gleichzeitig als Spanndeckel für den Axialaktor 2 dient. Axialaktor 2 und Lateralaktor 3 werden über die bereits erwähnte Passverschraubung verbunden. Die Anbindung des auskragenden Axialaktors 4 an den Lateralaktor 3 erfolgt über ein Verbindungsteil. Die Montage des Antriebs wird folgend noch genauer ausgeführt.

Eine 3/2 Konfiguration wäre mit dieser Bauweise umsetzbar, indem man den Passdeckel (siehe Abbildung 6.1 rechts außen) durch eine weitere Innenfeder ersetzt. Somit kann der Antrieb um einen dritten Lateralaktor erweitert werden, ohne neue Bauteile konstruieren zu müssen. Dies kann in der Testphase des Antriebs von Vorteil sein.

6.1 Montage des Antriebs

In diesem Abschnitt wird die Montage des Antriebs erläutert. Zuerst müssen die Axialaktoren assembliert werden. Anschließend kommt es zum Zusammenbau der Lateralaktoren, wobei die bereits assemblierten Axialaktoren benötigt werden. Alle vorhandenen Schraubverbindungen müssen mit flüssiger Schraubensicherung gegen Lockern gesichert werden. Die Montage muss bei einer Raumtemperatur von 20 °C erfolgen.

Montage der Axialaktoren

In dem vorliegenden Antrieb gibt es zwei Axialaktoren mit denselben Piezoaktoren, welche jedoch unterschiedliche Vorspannelemente und Deckel aufweisen. Zusätzlich wird eine Montageplatte, ein Montagedorn und ein Gewicht, welches der Vorspannkraft F_V entspricht, benötigt.

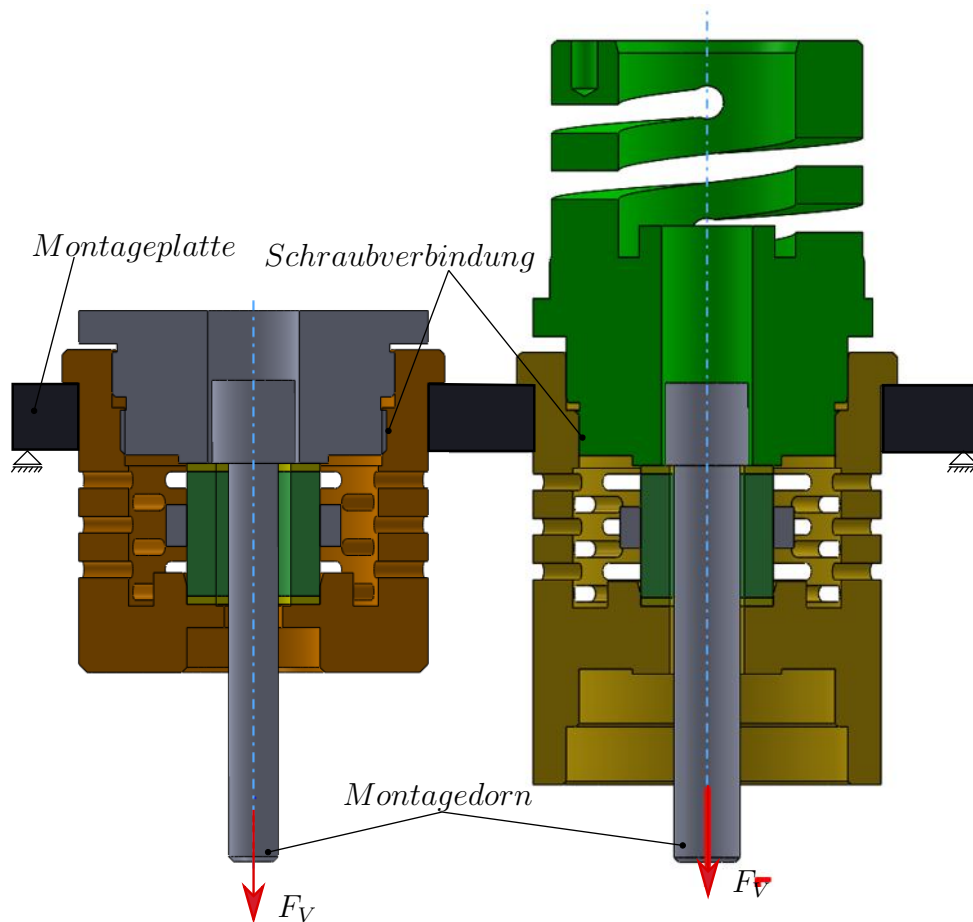


Abbildung 6.2: Montage der Axialaktoren, Quelle: Eigene Darstellung

Im ersten Schritt wird das Vorspannelement in die gelagerte Montageplatte eingesetzt. Dannach wird der Piezoaktor in die vorgesehene Zentrierung im Vorspannelement eingelegt. Anschließend wird der Deckel in das Vorspannelement bis zum Kontakt mit dem Piezoaktor eingeschraubt. Im nächsten Schritt wird der Montagedorn durch Deckel, Piezoaktor und Vorspannelement geführt. Danach wird das definierte Gewicht an den Montagedorn angeschraubt, wodurch dieses den Piezoaktor vorspannt und das Vorspannelement aufzieht. In diesem Zustand wird der Deckel *handfest* eingeschraubt und das Gewicht und der Montagedorn kann entfernt werden. Durch diese Methode wird die zuvor berechnete Vorspannkraft auf den Piezoaktor eingestellt. Die Montage erfolgt für beide Arten des Axialaktor aus Abbildung 6.2 gleich. Bei der rechten Variante ist der Deckel die Innenfeder, welche später in den Lateralaktor eingesetzt wird.

Montage der Lateralaktoren

In dem entwickelten Antrieb sind zwei Lateralaktoren verbaut, wobei der Aktor aus Abbildung 6.3a ein außenliegender Aktor ist und der Aktor aus Abbildung 6.3b bei der 2/2

Konfiguration von zwei Axialaktoren umgeben ist. Die Montage der beiden Lateralaktoren erfolgt in derselben Abfolge. Beim Lateralaktor aus Abbildung 6.3a ist an der Innenfeder bereits der Axialaktor aufgeschraubt, der Abschlussdeckel dient der Zentrierung des Piezoaktors. Beim Lateralaktor aus Abbildung 6.3b erfüllt das Verbindungsteil die Funktion des Abschlussdeckels. Die Montage wird folgend anhand des Lateralaktors aus Abbildung 6.3a erläutert.

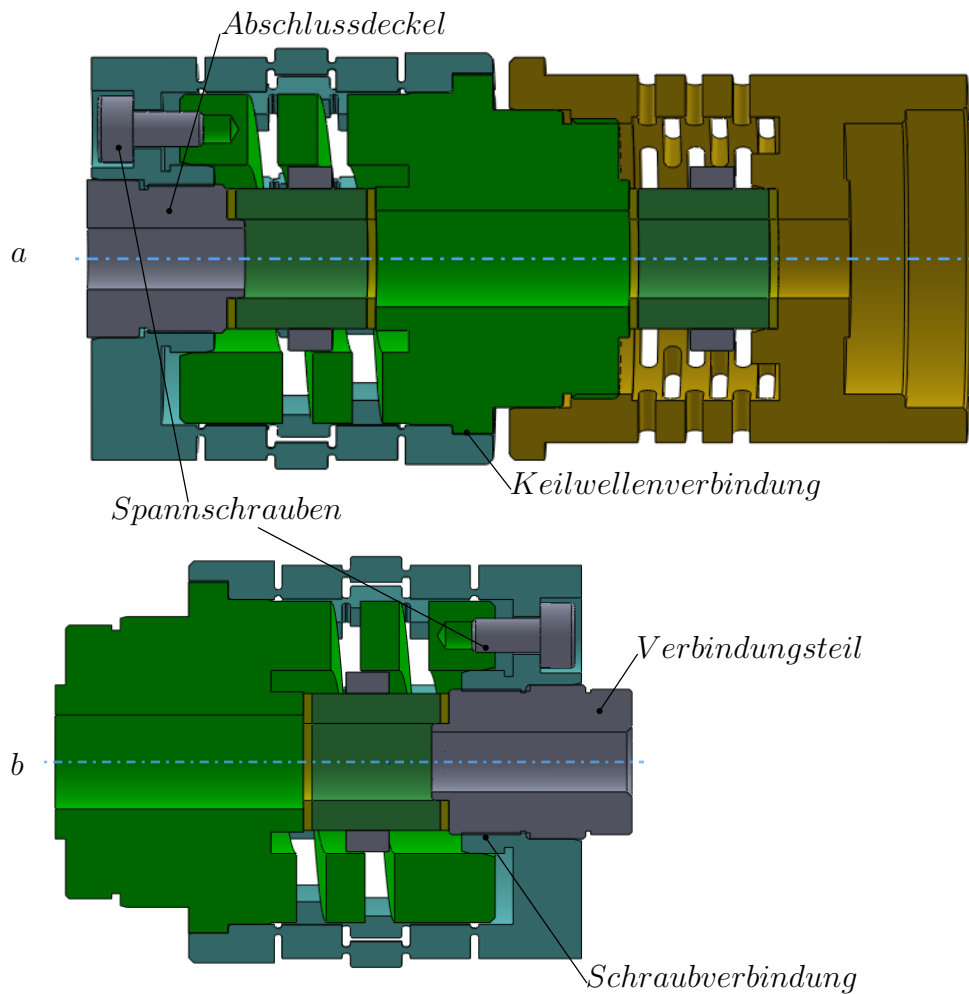


Abbildung 6.3: Montage der Lateralaktoren, Quelle: Eigene Darstellung

Zu Beginn wird der Brückenmechanismus über die Innenfeder geschoben und an der Keilwellenverbindung zentriert. Der Piezoaktor wird auf den Abschlussdeckel aufgesetzt und im Verbund bis zum Kontakt mit der Innenfeder, in den Brückenmechanismus eingeschraubt. Anschließend wird die Innenfeder mit drei Spannschrauben aufgezogen bis der Spalt zwischen Brückenmechanismus und Innenfeder geschlossen ist. Somit wird eine definierte Vorspannkraft eingestellt. Beim Lateralaktor aus Abbildung 6.3b erfolgt die Montage in derselben Abfolge mit dem Unterschied, dass der Abschlussdeckel durch das Verbindungsteil ersetzt wird.

Nach der Montage der einzelnen Aktoren können diese miteinander verbunden werden. Dafür wird der Lateralaktor aus Abbildung 6.3*b* von rechts in den Lateralaktor aus Abbildung 6.3*a* geschraubt. Anschließend kann der noch verbleibende Axialaktor auf das Verbindungsstück aufgeschraubt werden.

Im letzten Schritt, müssen die Piezoaktoren mit Spannung versorgt werden, um ein Untermaß zum Zylinderrohr herzustellen. Dadurch kann der assemblierte Läufer in das Zylinderrohr geschoben werden und der Inchworm-Antrieb ist fertig montiert.

7 Zusammenfassung und Ausblick

In Kapitel 3 wurden verschiedene Inchworm-Konzepte und deren Konfigurationen vorgestellt. Anhand der Anforderungen wurde ein Inchworm-Antrieb mit *Walker*-Konzept und einer 2/2 Konfiguration zur weiteren Entwicklung gewählt. Zu dieser Entscheidung kommt es unter anderem aufgrund der fehlenden hochgenauen Innenbearbeitung im Vergleich zu anderen Inchworm-Konzepten.

Der Inchworm-Antrieb wird in Axial- und Lateralaktor aufgeteilt und mit koaxial verbauten Ringaktoren betrieben, um die sequentielle Bewegungsabfolge ausführen zu können. Die Vorspannkraft der Piezoaktoren wird durch Kenntnis der wirkenden Belastung und des Einflusses der Temperaturschwankung auf die Vorspannungssituation, auf ein niedrigeres Niveau als vom Hersteller empfohlen gesenkt. Dadurch kommt es zu einer niedrigeren Bauteilbelastung und größerer Freiheit bei der Werkstoffwahl für das Vorspannelement.

Zur Umsetzung der Fail-Safe-Funktion wird der Lateralaktor mit einem Brückenmechanismus konstruiert, welcher im spannungslosen Zustand den Antrieb klemmt. Hierbei wird ersichtlich, dass das hohe Kraftpotential von einzelnen Piezoaktoren nicht direkt mit dem großen Stellweg von Piezomotoren gekoppelt werden kann. Die zu erzeugende Schubkraft ist immer von der erreichbaren Reibkraft zwischen Stator und Läufer abhängig. Um diese Reibkraft zu erhöhen ohne die Baugröße wesentlich zu verändern, wird der Brückenmechanismus mit einer Innenfeder vorgespannt. Die Anforderungen an diese Innenfeder wurden definiert und müssen zukünftig auf Machbarkeit überprüft werden. Ein anderer Parameter um die Reibkraft zu erhöhen ist der Reibungskoeffizient zwischen Stator und Läufer, welcher durch unterschiedliche Materialpaarungen und Oberflächenbehandlungen beeinflusst werden kann.

Der große geforderte Betriebstemperaturbereich von -20° bis 80° führt zu Wärmedehnungen, die in axialer Richtung Schwankungen der Vorspannkraft hervorrufen. Durch entsprechende Auslegung der Vorspannung können diese Schwankungen ausgeglichen werden, sodass die Funktion des Antriebs nicht beeinflusst wird. Der Längenänderung in axialer Richtung wird durch entsprechende Regelung des Antriebs entgegengewirkt. In radialer Richtung kann die Wärmedehnung zum Abfall der Schubkraft oder zum Verklemmen des Läufers führen. Hier kann als zukünftiger Ansatz ein thermisches Ausgleichselement (siehe Abbildung 7.1) vorgesehen werden, wie dies auch beim Axialaktor in Abschnitt 4.1.3

vorgeschlagen wurde. Dieses thermische Ausgleichselement soll das Spaltmaß im gelösten Zustand des Lateralaktors über den Betriebstemperaturbereich möglichst konstant halten. Gleichzeitig kann dadurch der Reibwert erhöht werden.

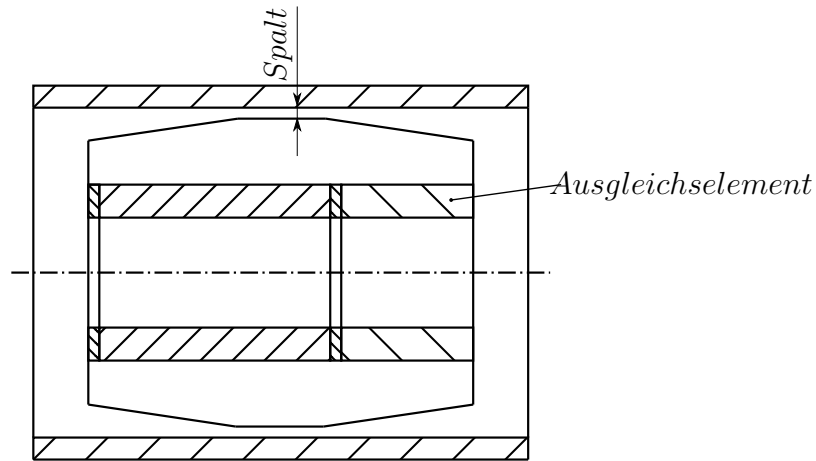


Abbildung 7.1: Radiales thermisches Ausgleichselement, Quelle: Eigene Darstellung

Die Bauteile die zur Umsetzung des vorliegenden Antriebs benötigt werden, sind aus fertigungstechnischer Sicht äußerst herausfordernd. Die Ansprüche an die Maßgenauigkeit sowie an die Form und Lage der komplexen Geometrien erfordern Präzisionsbearbeitung mit einer Kombination verschiedener Technologien. Hier besteht Potential zur fertigungstechnischen Optimierung der Konstruktion. Um die Funktion dieses Antriebs final bewerten zu können, ist es angebracht weitere Untersuchungen hinsichtlich Linearitätsabweichung und Biegesteifigkeit durchzuführen, was im Umfang dieser Arbeit nicht erfolgt ist.

Abbildungsverzeichnis

2.1	Physikalische Grundlagen des Piezoeffekt, Quelle: Ruschmeyer u.a. (1995), S.38 ff.	5
2.2	Wärmeausdehnungskoeffizienten eines Piezoaktors, Quelle: Eigene Darstellung	6
2.3	Umwandlungsprinzipien sowie Eingangs- und Ausgangsgrößen von Aktoren bzw. Sensoren	7
2.4	Auslenkungsarten	9
2.5	Arbeitsdiagramm Piezoaktor, In Anlehnung an: Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG (2020), S. 51.	10
2.6	Lastfall: konstante Last, in Anlehnung an: Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG (2020), S. 52.	11
2.7	Lastfall: Federvorspannung, In Anlehnung an: Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG (2020), S. 53.	12
2.8	Leistungsdichte	13
2.9	Stick-Slip Antriebe	15
2.10	Ultraschall-Motor	16
2.11	Schreitantriebe	16
2.12	Grundsätzlicher Aufbau eines Inchworm-Antriebs, Quelle: Eigene Darstellung	17
2.13	Zylindrische Antriebe	21
2.14	Festkörpergelenk mit Ersatz-Starrkörpermodell, Quelle: Eigene Darstellung	22
2.15	Ablauf FEM, Quelle: Eigene Darstellung	26
2.16	Konvergenz des Ergebnisses, Quelle: in Anlehnung an Gebhardt (2014), S. 16.	29
3.1	Inchworm Konzepte, Eigene Darstellung	30
3.2	Bewegungszyklus Inchwormantrieb. Eigene Darstellung	31
3.3	Bewegungsablauf Pusher, Eigene Darstellung	32
3.4	Bewegungsablauf Hybrid, Eigene Darstellung	33
3.5	Aktorkonfigurationen, Quelle: Eigene Darstellung	35
3.6	Aktorauswahl, Quelle: Eigene Darstellung	36
3.7	Vergleich der Konzepte, Quelle: Eigene Darstellung	38

3.8	Bewegungsablauf Inchworm, Quelle: Eigene Darstellung	40
4.1	Verspannungszustand, Quelle: Eigene Darstellung	45
4.2	Vorspannungskraftverlauf	47
4.3	Verspannung mit Ausgleichselement, Quelle: Eigene Darstellung	48
4.4	Vorspannungsverhalten empfohlen	51
4.5	15 MPa Vorspannung durch Gusseisengewicht, Quelle: Eigene Darstellung	54
4.6	Minimale Vorspannung, Quelle: Eigene Darstellung	55
4.7	Vorspannungsverhalten optimiert	56
4.8	Geometrie Vorspannelement, Quelle: Eigene Darstellung	59
4.9	Randbedingungen der Steifigkeitermittlung	62
4.10	Vernetzung, Quelle: Eigene Darstellung	63
4.11	Verformung der Kraftangriffsfäche	63
4.12	Übermaß, Quelle: Eigene Darstellung	64
4.13	Temperaturverlauf	66
4.14	Randbedingungen der Spannungsbetrachtung	67
4.15	Spannungsbetrachtung Ansys	68
4.16	Spannungsverlauf über Temperatur	69
4.17	Kraftverlauf FEM vs. analytisch	70
4.18	Spaltvorspannung, Quelle: Eigene Darstellung	72
4.19	Montage Axialaktor	74
5.1	Brückenmechanismus, Quelle: Eigene Darstellung	75
5.2	Querschnitt des Lateralaktors, Quelle: Eigene Darstellung	76
5.3	Brückenmechanismus als Starrkörpermechanismus und nachgiebiger Mechanismus, Quelle: Eigene Darstellung	77
5.4	Brückenmechanismus mit statischen Modell	78
5.5	Übersetzung/ Wegverstärkung, Quelle: Eigene Darstellung	79
5.6	Geometrie Verstärker, Quelle: Eigene Darstellung	80
5.7	Freischnitt des statischen Modells, Quelle: Eigene Darstellung	80
5.8	Zylinderrohr, Quelle: Eigene Darstellung	87
5.9	Innenfeder, Quelle: Eigene Darstellung	89
5.10	Lateralaktor mit entspannter Innenfeder, Quelle: Eigene Darstellung	90
5.11	Simulation der Aktorverstellung, Quelle: Eigene Darstellung	91
5.12	Simulation der Blockierkraft, Quelle: Eigene Darstellung	92
5.13	Simulation unter konstanter Vorspannung, Quelle: Eigene Darstellung	93

5.14	Simulation Verfahren gegen Feder, Quelle: Eigene Darstellung	95
5.15	Simulation des Verfahren gegen Feder mit Vorspannung, Quelle: Eigene Darstellung	96
5.16	Unvorgespannt gegen konstante Last, Quelle: Eigene Darstellung	97
5.17	Simulationsdaten Unvorgespannt gegen konstante Last, Quelle: Eigene Darstellung	98
5.18	Geometrie des Brückenmechanismus, Quelle: Eigene Darstellung	99
5.19	Simulation der Verstärkung, Quelle: Eigene Darstellung	100
5.20	Ermittlung der Ausgangssteifigkeit, Quelle: Eigene Darstellung	101
5.21	Simulation zur Klemmkrafteinstellung, Quelle: Eigene Darstellung	103
5.22	Klemmung und Aktorvorspannung, Quelle: Eigene Darstellung	104
5.23	Klemmung, Aktorvorspannung und Verstellung, Quelle: Eigene Darstellung	107
6.1	Konzept Inchworm, Quelle: Eigene Darstellung	109
6.2	Montage der Axialaktoren, Quelle: Eigene Darstellung	111
6.3	Montage der Lateralaktoren, Quelle: Eigene Darstellung	112
7.1	Radiales thermisches Ausgleichselement, Quelle: Eigene Darstellung	115

Tabellenverzeichnis

2.1	Werkstoffkenndaten PZT-Keramiken, Quelle: Sinapius 2018, S. 65.	5
2.2	Vorteile beim Einsatz von Piezotechnologie in Linearantrieben	14
2.3	Gegenüberstellung kommerziell verfügbarer Piezomotoren, Quelle: In Anlehnung an Physikinstrumente und Piezomotor	18
2.4	Vergleich verschiedener Inchwormantriebe, Quelle: Li ⁵¹	20
2.5	Vor- und Nachteile nachgiebiger Mechanismen gegenüber Starrkörpermechanismen, Quelle: In Anlehnung an Lena Zentner (2014), S.3.	22
2.6	Gegenüberstellung verschiedener Konstruktionswerkstoffe, Quelle: Eigene Darstellung	24
3.1	Anforderungen an den Antrieb, Quelle: Eigene Darstellung	34
4.1	Herstellerdaten Piezoaktor, Quelle: Physik Instrumente (2020), Onlinequelle [23.03.2020].	43
4.2	Wärmeausdehnungskoeffizienten der verwendeten Werkstoffe, Quelle: Eigene Darstellung	44
4.3	Varianten der Vorspannung, Quelle: Eigene Darstellung	49
4.4	Extremwerte der Vorspannung, Quelle: Eigene Darstellung	51
4.5	Ersatzquerschnitt der Varianten, Quelle: Eigene Darstellung	53
4.6	Spannungsabschätzung der Varianten, Quelle: Eigene Darstellung	53
4.7	Analytische initiale Vorspannung, Quelle: Eigene Darstellung	57
4.8	Extremwerte der Vorspannung optimiert, Quelle: Eigene Darstellung	57
4.9	Spannungsabschätzung mit reduzierten Vprspannkraften, Quelle: Eigene Darstellung	58
4.10	Vor- & Nachteile des Augleichelement, Quelle: Eigene Darstellung	58
4.11	Durchgeführte Simulationen, Quelle: Eigene Darstellung	65
4.12	Vergleich von analytischer und numerischer Lösung, Quelle: Eigene Darstellung	70
4.13	Übermaß der Varianten, Quelle: Eigene Darstellung	72
5.1	Herstellerangaben PD080.3x	84
5.2	Herstellerangaben PD160.3x	85

⁵¹Vgl. Li 2005, S. 655.

5.3	Toleranzangaben des Zylinderrohres, Quelle: Eigene Darstellung	87
5.4	Simulationsdaten der Aktorverstellung, Quelle: Eigene Darstellung	92
5.5	Ergebnisse der Blockierkraft, Quelle: Eigene Darstellung	93
5.6	Simulationsdaten der konstanten Vorspannung, Quelle: Eigene Darstellung	94
5.7	Simulationsdaten beim Verfahren gegen Federlast, Quelle: Eigene Darstel- lung	95
5.8	Simulationsdaten beim Verfahren gegen Feder mit Vorspannung, Quelle: Eigene Darstellung	96
5.9	Maße des Brückenmechanismus, Quelle: Eigene Darstellung	99
5.10	Ergebnisse der Verstärkungssimulation, Quelle: Eigene Darstellung	100
5.11	Ergebnisse der Klemmkrafteinstellung, Quelle: Eigene Darstellung	103
5.12	Ergebnisse der Klemmung und Aktorvorspannung, Quelle: Eigene Darstel- lung	105
5.13	Blockierkräfte verschiedener Aktorgrößen, Quelle: Eigene Darstellung . . .	106
5.14	Reduzierung des Stellweges durch Innenfeder, Quelle: Eigene Darstellung .	106
5.15	Maximale Piezokräfte F_{PZ} beim Verfahren, Quelle: Eigene Darstellung . .	108
5.16	Auswertung der Simulation mit Verstellung, Quelle: Eigene Darstellung .	108

Literatur

- Boehm, Gary L. (2016). *Wire Wound vs. Machined Springs A Comparison*. Hrsg. von Helical Products Co MW Industries, Inc. http://heli-cal.com/wp-content/uploads/2016/09/X10Machined-Springs-vs-Wire_16-Revised-for-2016.compressed.pdf[Stand 21.10.2020].
- Canfield et al. (1999). „Design of Piezoelectric Inchworm Actuator and Compliant End-Effector for Minimally Invasive Surgery“. In: *SPIE Proceedings* 3668, S. 835–843.
- Gebhardt, Christof (2014). *Praxisbuch FEM mit ANSYS Workbench: Einführung in die lineare und nichtlineare Mechanik*. 2., überarbeitete Auflage. München: Hanser.
- Gibb (2006). *An Introduction to Invar*. <https://wp.optics.arizona.edu/optomech/wp-content/uploads/sites/53/2016/10/GibbPresentation.pdf>[Stand 21.10.2020].
- Hennlich GmbH & Co KG (2016). *Hennlich Federtechnik*. Hrsg. von Hennlich GmbH & Co KG. https://www.hennlich.at/uploads/DE_Federnkatalog.pdf[Stand 21.10.2020].
- Janocha, Hartmut (2013). *Unkonventionelle Aktoren: Eine Einführung*. 2. Auflage. München: Oldenbourg Verlag.
- Kim, Jaehwan und Jin-Ho Lee (2005). „Self-moving cell linear motor using piezoelectric stack actuators“. In: *Smart Materials and Structures* 5, S. 934–940.
- Lena Zentner (2014). *Nachgiebige Mechanismen*. München: Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH.
- Li, u.a. (2005). „Design and development of a new piezoelectric linear Inchworm actuator“. In: *Mechatronics* 6, S. 651–681.
- Lobontiu, Nicolae und Ephrahim Garcia (2003). „Analytical model of displacement amplification and stiffness optimization for a class of flexure-based compliant mechanisms“. In: *Computers & Structures* 81.32, S. 2797–2810.
- Mahr GmbH (2020). *Online-Produktkatalog*. <https://motion.mahr.com/de/>[Stand 21.10.2020].
- Mottard, Patrick und Yves St-Amant (2009). „Analysis of flexural hinge orientation for amplified piezo-driven actuators“. In: *Smart Materials and Structures* 18.3, S. 035005.
- Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG (2009). *Piezoelektrische Aktoren: Bauelemente, Technologie, Ansteuerung: CAT128D*. https://www.piceramic.de/fileadmin/user_upload/pi_ceramic/files/catalog_CAT/PI_Piezoelektrische_Aktoren_CAT128D.pdf[Stand 21.10.2020].

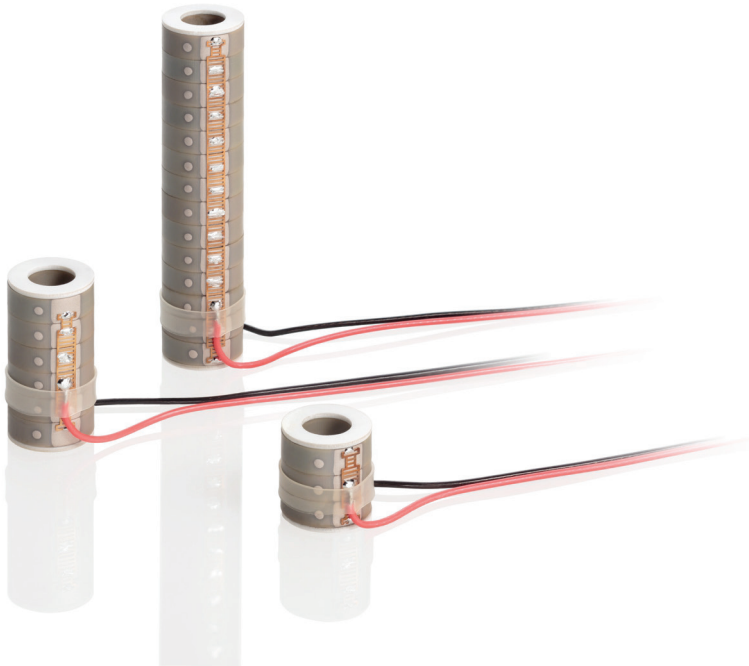
- Piezomechanik GmbH (2010). *Einstieg in die Piezomechanik*. https://www.piezomechanik.com/fileadmin/filestorage/Kataloge/de/Piezomechanik_Katalog_D_2010-05-05_web.pdf[Stand 21.10.2020]. München.
- Rieg, Frank und Reinhard Hackenschmidt (2003). *Finite Elemente Analyse für Ingenieure: Eine leicht verständliche Einführung ; 2., überarb. Aufl.* München: Hanser.
- Roberts, Donald (1999). „Development of a linear piezoelectric motor based on the inchworm model“. In: *SPIE Conference*, S. 705–716.
- Rupitsch, Stefan Johann (2019). *Piezoelectric Sensors and Actuators*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Ruschmeyer, Karl u.a. (1995). *Piezokeramik: Grundlagen, Werkstoffe, Applikationen*. Renningen-Malmsheim: Expert Verlag.
- Selke, Peter (2013). *Höhere Festigkeitslehre: Grundlagen und anwendung*. Munich, Germany: Oldenbourg Verlag.
- Sinapius, Johannes Michael (2018). *Adaptronik: Prinzipte - Funktionswerkstoffe - Funktionselemente - Zielfelder mit Forschungsbeispielen*. Berlin: Springer Vieweg.
- Suleman, u.a. (2004). „Design and modeling of an electrostrictive inchworm actuator“. In: *Mechatronics* 14.5, S. 567–586.

A Anhang

A.1 Datenblatt Physikinstrumente P-080

PICMA® Stack Multilayer-Ringaktor

Mit Innenbohrung



P-080

- Innenbohrung für Vorspannung oder als Durchgang für optische Anwendungen
- Überlegene Lebensdauer
- Ideal für den dynamischen Betrieb
- μ s-Ansprechzeit
- Sub-nm-Auflösung
- UHV-kompatibel bis 10^{-9} hPa

Gestapelte Multilayer-Piezoaktoren

Flexibel im Stellweg bis zu 30 μ m. Runder Querschnitt für einfache Integration. UHV-kompatibel bis 10^{-9} hPa, kein Ausgasen, hohe Ausheiztemperatur.

PICMA® Piezolinearaktoren

Niedrige Betriebsspannung -20 bis 100 V. Keramische Isolierung. Hohe Zuverlässigkeit, lange Lebensdauer.

Mögliche Modifikationen

Verschiedene Bauhöhen, schnell nach Kundenwunsch montierbar. Verschiedene Geometrien. Überschliffene Endflächen für verringerte Toleranzen.

Einsatzgebiete

Industrie und Forschung. Für Lasertuning, Mikrodosierung, Life Sciences.

Spezifikationen

	P-080.311	P-080.341	P-080.391	Einheit
Abmessungen OD × ID × L	8 × 4,5 × 8,5	8 × 4,5 × 16	8 × 4,5 × 36	mm
Nominalstellweg	5,5 ±20 %	11 ±20 %	25 ±10 %	µm
Blockierkraft	800	825	850	N
Steifigkeit	145	75	34	N/µm
Elektrische Kapazität	0,86	1,7	4,0	µF
Resonanzfrequenz	135 ±20 %	85 ±20 %	40 ±20 %	kHz

Alle Angaben bei 0 bis 100 V.

Axiale Resonanzfrequenz: Gemessen bei 1 V_{pp}, unbelastet, beidseitig frei. Bei einseitiger Einspannung halbiert sich der Wert.

Elektrische Kapazität: Gemessen bei 1 V_{pp}, 1 kHz, RT, Toleranz ±20 %.

Piezokeramik: PIC252. Keramikendflächen aus Al₂O₃.

Standardanschlüsse: PTFE-isolierte Anschlusslitzen, UHV-kompatibel, 100 mm, AWG 30, Ø 0,61 mm. Optional mit lötbaren Kontakten ohne Litzen erhältlich, dazu die letzte Ziffer der Produktnummer in 0 ändern (z. B. P-080.310).

Betriebsspannungsbereich: -20 bis 100 V.

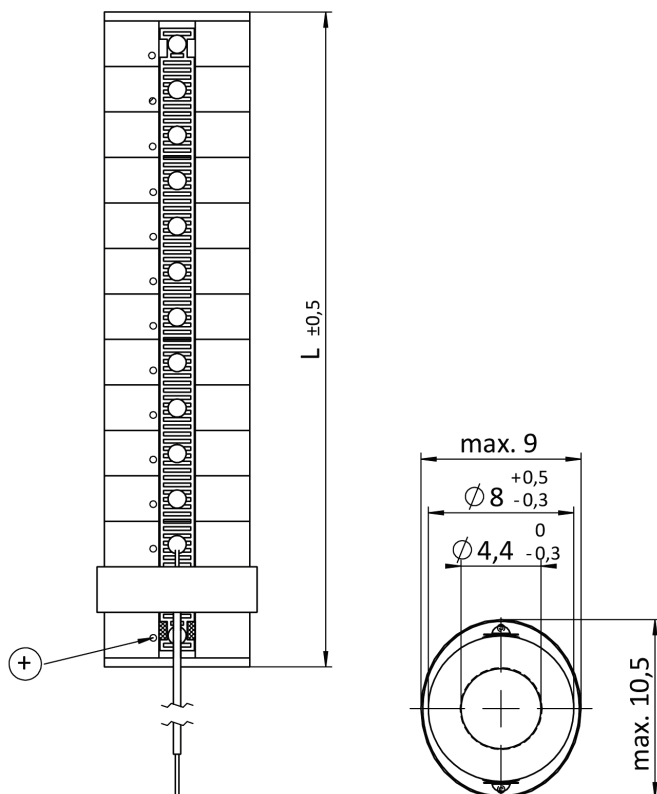
Betriebstemperaturbereich: -40 bis 150 °C.

Empfohlene Vorspannung für den dynamischen Betrieb: 15 MPa.

Maximale Vorspannung für konstante Kraftausübung: 30 MPa.

Sonderausführungen auf Anfrage.

Zeichnungen / Bilder



P-080 PICMA® Stack Multilayer-Ringaktor, Abmessungen in mm. Länge L siehe Datentabelle.

A.2 Datenblatt 1.4548

Normen	1.4542 1.4548	DIN WL	Nichtrostender martensitischer aushärtbarer Cr-Ni-Cu-Stahl mit hoher Festigkeit und Zähigkeit. Eine weitere Festigkeitssteigerung kann durch Kaltumformung mit anschließendem Auslagern erfolgen. Der Werkstoff wird als umgeschmolzene Güte (Elektroschlacke oder Vakuum) in der Luftfahrtindustrie eingesetzt. Gefüge im lösungsgeglühtem Zustand: Martensit + Austenit + Ferrit. Gefüge in ausscheidungsgehärtetem Zustand: Martensit + Austenit + Ferrit + intermetallische Phasen. Der Werkstoff ist magnetisierbar. Anwendung: Luft- und Raumfahrt, Raketenbau, Maschinenbau, Energietechnik, Mess- und Regeltechnik.
	X5CrNiCuNb16-4 / X5CrNi CuNb17-4-4	EN	
	5622/ 5643	AMS	
	A564, A564-M, F899	ASTM	
	17-4PH		
	S17400	UNS	
Lieferzustand	lösungsgeglüht 1.4542 bzw. WL1.4548.9 ausgehärtet: WL1.4548.4		*Die Einstellung und Bestätigung der Einzelwerte bedarf Einzelvereinbarung.

Richtanalyse (%)

C	Si	Mn	Cr	Ni	Cu	Nb
0,07	1,00	1,00	15,0-17,5	3,00-5,00	3,00-5,00	0,15-0,45

Physikalische Eigenschaften

Temperatur (°C)	20	100	200	300	400	500	600	700
Wärmeausdehnung [10 ⁻⁶ m/(m.K)]	10,90							
Wärmeleitfähigkeit [W/(m.K)]	16							
spezifische Wärme [J/(kg.K)]	500							
spez. elektr. Widerstand [Ohm.mm ² /m]	0,71							
E-Modul [10 ³ N/mm ²]	200							
Dichte [kg/dm ³]	7,80							

Mechanische Eigenschaften bei Raumtemperatur

Zustand	Produkt	Dimension	Härte*	Streckgrenze Rp 0,2 [N/mm ²]	Zugfestigkeit Rm [N/mm ²]	Dehnung A5% min.	Bruch- schnürung Z% min.	Kerbschlag- arbeit (ISO-V) J min.
L	St	d ≤ 200	max. 363 HB	-	-	-	-	-
LA 620 °C-M			255 HV	520	795	18	55	75
LA 620 °C			277 HV	725	930	16	50	41
LA 600 °C			302 HV	795	965	14	45	34
LA 580 °C			311 HV	860	1000	13	45	27
LA 550 °C			331 HV	1000	1070	12	45	20
LA 500 °C			375 HV	1070	1170	10	44	7
LA 480 °C			388 HV	1170	1310	10	40	-

L = lösungsgeglüht
LA = ausgehärtet
ST = Stabstahl

*Die Härte ist für die Abnahme nicht bindend, maßgebend ist die Zugfestigkeit.
Für andere Produkte oder Abmessungen sind die Werte zu vereinbaren.

Wärmebehandlung

Lösungsglühen		1025-1055 °C Luft oder Öl	
*Aushärten			
-	LA 620 °C C-M (H1150-M)	760 °C/ 2h/ Luft + 620 °C/ 4 h/ Luft	Geeignet bis -196 °C
-	LA 620 °C (~ H1150)	620 °C/ 4 h/ Luft	Geeignet bis -79 °C
~ WL 1.4548.3	LA 600 °C (~ H1100)	600 °C/ 4 h/ Luft	
~ WL 1.4548.3	LA 580 °C (~ H1075)	580 °C 4 h/ Luft	
WL 1.4548.4	LA 550 °C (~ H1025)	550 °C/ 4 h/ Luft	
WL 1.4548.5	LA 500 °C (~ H925)	500 °C/ 4 h/ Luft	Geeignet bis -18 °C. Ohne Anforderungen an Kerbschlagarbeit bis -196 °C möglich
WL 1.4548.6	LA 480 °C (~ H900)	480 °C/ 1 h/ Luft	Bei Zähigkeitsanforderungen sollte dieser Zustand nicht für tiefe Temperaturen eingesetzt werden

* Je nach Kundenspezifikation können die Aushärtetemperaturen abweichen.

A.3 Datenblatt Invar 36

Materialdatenblatt

Material Data Sheet



Fe-Alloy Invar 36[®] / 1.3912 ^[1]

Allgemeines

Invar 36[®] ist eine Eisenbasislegierung mit 36 % Nickel. Eine Besonderheit des Materials ist der extrem niedrige Wärmeausdehnungskoeffizient unterhalb seiner Curie-Temperatur von etwa 280 °C. Bauteile aus Invar 36[®] weisen gute mechanische Kennwerte bei tiefen Temperaturen sowie eine niedrige Kriechbeständigkeit auf. Anwendungsbereiche für Invar 36[®] sind Uhrenbauteile, Ventile in Motoren, Bimetalle, Komponenten für optische und Lasersysteme sowie Bauteile für die Luft- und Raumfahrt. Eine konventionelle Bearbeitung des Materials ist schwierig aufgrund seiner weichen und elastischen Materialeigenschaften. Aus diesem Grund ist eine Verarbeitung von Invar 36[®] mittels SLM[®], auch durch die Möglichkeit der Herstellung komplexe Geometrien, vorteilhaft.

General

Invar 36[®] is an iron-based alloy with 36 % nickel. A special feature of this material is its low coefficient of thermal expansion below its Curie temperature of 280 °C. Invar 36[®] also has excellent mechanical properties and a low tendency to fatigue in cryogenic environment. Fields of application are components that require both a high reliability and a high dimensional stability. For example, Invar 36[®] is used for space equipment, clocks, valves in engines, bimetallic thermostats, optic and laser systems, and precision instruments.

Materialaufbau

Bauteile aus Invar 36[®] weisen nach dem Aufbau mit dem SLM[®] Verfahren ein homogenes, nahezu porenfreies Gefüge auf, wodurch die mechanischen Kennwerte im Bereich der Materialspezifikation liegen. Durch eine anschließende Nachbehandlung wie Wärmebehandeln (z.B. Spannungsarmglühen, Weichglühen, Stabilisierungsglühen) können die Bauteileigenschaften an die individuellen Bedürfnisse angepasst werden.

Material Structure

SLM[®]-processed components out of Invar 36[®] show a homogenous, nearly void free structure, with mechanical characteristic values in the range of material specifications. By post processing like heat treatment (e.g. stress-relief annealing, soft annealing, stabilizing annealing), material properties can be adjusted to individual required conditions.

Fe-Alloy Invar 36® / 1.3912 [1]

Physikalische und chemische Eigenschaften Physical and Chemical Properties

Massendichte ^[2] Mass density ^[2]	8,1 g/cm ³		
Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C Thermal conductivity at 20 °C	12,8 W/(m·K)		
Wärmeausdehnungskoeffizient von 22 °C bis 100 °C Coefficient of thermal expansion from 22 °C to 100 °C	0,55 – 1,20·10 ⁻⁶ 1/K		
Schichtdicke Layer thickness	30 µm ^[3]		
Bauteildichte ^[4] Component density ^[4]	> 99,5 %		
Theoretische Aufbaurate je Laser ^[5] Theoretical build-up rate per laser ^[5]	10,0 cm ³ /h		
Chemische Zusammensetzung [Massenanteil in %] ^[6] Chemical composition [Mass fraction in %] ^[6]	Element	Min.	Max.
	Fe	Balance	Balance
	Ni	35,00	37,00
	Cr		0,50
	Mn		0,50
	Si		0,50
	C		0,10
	Other each		0,20
Other total		0,50	
Partikelgröße ^[6] Particle size ^[6]	10 – 45 µm		
Partikelform ^[7] Particle shape ^[7]	Sphärisch Spherical		

Fe-Alloy Invar 36® / 1.3912^[1]

Mechanische Kennwerte Mechanical Data

Schichtdicke 30 µm ^[3] Layer thickness 30 µm ^[3]	Wie gebaut As-built		Wärmebehandelt ^[11] Heat-treated ^[11]	
M: Mittelwert Mean SD: Standardabweichung Standard deviation	M	SD	M	SD

Zugprüfung^[8]

Tensile test^[8]

Zugfestigkeit Tensile strength	R _m [MPa]	0°	45°	90°	508	15	487	15	443	15	510	15	487	15	443	5
Dehngrenze Offset yield strength	R _{p0,2} [MPa]	0°	45°	90°	404	4	394	2	352	4	392	14	386	2	354	4
Bruchdehnung Elongation at break	A [%]	0°	45°	90°	31	5	33	5	35	5	33	5	32	5	34	5
Brucheinschnürung Reduction of area	Z [%]	0°	45°	90°	71	1	72	3	80	2	71	3	71	5	79	2
Elastizitätsmodul Young's modulus	E [GPa]	0°	45°	90°	153	11	125	17	131	8	138	13	151	13	126	5

Härteprüfung^[9]

Hardness test^[9]

Härte nach Vickers Vickers hardness	HV10				149	2					-					-
--	------	--	--	--	-----	---	--	--	--	--	---	--	--	--	--	---

Rauheitsmessung^[10]

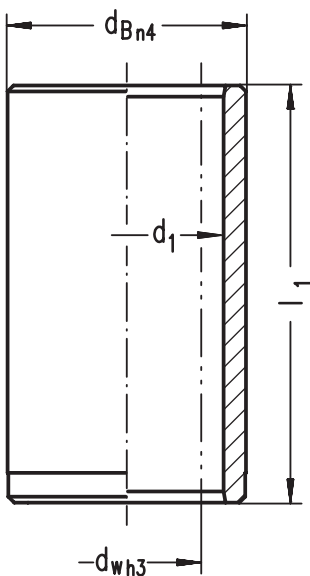
Roughness measurement^[10]

Mittenrauwert Roughness average	Ra [µm]				13	3					-					-
Gemittelte Rautiefe Mean roughness depth	Rz [µm]				82	21					-					-

A.4 Datenblatt Mahr Führungsbuchse

Führungsbuchse offen

N 550



Eignung

Offene Führungsbuchse beidseitig mit schlanken Innenfasen.

- Universell einsetzbar.
- In Kombination mit Wellendurchmesser d_w ISO-h3 ist Vorspannung der Kugelführung gewährleistet.
- Der Kugelkäfig kann aus der Führungsbuchse nach beiden Seiten herausragen, wodurch mit kurzen Führungsbuchsen in Kombination mit langen Kugelkäfigen größere Hubwege möglich werden (Mindesteingriffsstrecke beachten).

Merkmale

- Führungsdurchmesser d_1 feinstgehonnt auf ISO-Toleranz IT 3, R_z 0,5 – 1,5 μm durchmesserabhängig.
- Rundheit innerhalb 1/3 ISO-IT 3.
- Zylindrizität innerhalb IT 1.
- Rundlauf einer unter Vorspannung geführten Welle innerhalb 0,0005 mm.
- Beidseitig schlanke Innenfasen für stoßfreien Lauf.
- Außendurchmesser d_B n4 mit Rundlaufgenauigkeit innerhalb IT 4 zum Führungsdurchmesser d_1 geschliffen, einseitig mit Voreinführung.
- Hinweise zu Einbau und Wartung siehe Seite 37-41.

Werkstoff

- Wälzlagerstahl 100 Cr 6 (1.2067 bzw. 1.3505)
- sorgfältig wärmebehandelt, Härte HRC 60–64/HV 720–815

Sonderanfertigungen

Weitere Abmessungen oder Ausführungen sind nach Werkstück-Zeichnung lieferbar, auch aus nichtrostendem Stahl (1.4112).

Bestell-Text

Kugelführung bestehend aus:
 Führungsbuchse N 550/ d_w / d_1 / l_1
 Kugelkäfig N 501/ d_w / d_1 / l_2
 oder
 Kugelkäfig N 500/ d_w / d_1 / l_2
 oder
 Kugelkäfig N 511/ d_w / d_1 / l_2

Best.-Nr. 5002 . . .

Best.-Nr. 50010 . .

Best.-Nr. 50000 . .

Best.-Nr. 50011 . .

Führungsbuchse offen

N 550

d_w	d_1	d_B	l_1	Best.-Nr.	d_w	d_1	d_B	l_1	Best.-Nr.
4	7	10	12	5002002	24	30	38	45	5002030
			20	5002003				63	5002031
			30	5002068				70	5002032
6	10	14	16	5002004	25	31	38	45	5002034
			25	5002005				63	5002035
			40	5002071				70	5002036
			60	5002072				79	5002037
8	13	18	20	5002006	30	38	48	79	5002037
			30	5002007				132	5002089
			40	5002073				50	5002038
			65	5002074				75	5002039
10	15	20	25	5002008	32	40	48	90	5002040
			36	5002009				50	5002041
			50	5002075				63	5002042
			70	5002076				75	5002043
12	17	22	25	5002010	40	48	60	90	5002044
			36	5002011				145	5002090
			50	5002077				63	5002045
			75	5002078				80	5002046
14	20	25	33	5002012	50	60	72	90	5002047
			45	5002013				96	5002048
15	21	25	33	5002014	52	62	72	120	5002049
			45	5002015				172	5002091
16	22	28	25	5002016	42	50	60	80	5002051
			33	5002017				96	5002053
			45	5002018				80	5002054
			60	5002019				100	5002055
			92	5002081				80	5002057
18	24	30	42	5002082	63	73	90	100	5002058
			56	5002083				125	5002060
18	24	32	33	5002020	80	92	120	140	5002062
			56	5002021				100	5002063
			64	5002022					
19	25	32	33	5002023					
			56	5002024					
			64	5002025					
20	26	32	33	5002026					
			42	5002027					
			56	5002028					
			64	5002029					
			112	5002088					

A.5 Datenblatt Physikinstrumente PD0xx

Runde PICMA® Chip Aktoren

Miniatur Multilayer-Piezoaktoren mit und ohne Innenbohrung



PD0xx • PD1xx

- Überlegene Lebensdauer
- Ultrakompakt: ab 5 mm \varnothing
- Ideal für den dynamischen Betrieb
- μ s-Ansprechzeit
- Sub-nm-Auflösung
- UHV-kompatibel bis 10^{-9} hPa

Piezolinearaktor mit PICMA® Multilayer-Technologie

Betriebsspannung -20 bis 100 V. Keramische Isolierung, polymerfrei. Unempfindlich gegen Luftfeuchtigkeit. UHV-kompatibel bis 10^{-9} hPa, kein Ausgasen, hohe Ausheiztemperatur. Flexibel durch zahlreiche Ausführungsvarianten. Versionen mit quadratischem, rundem oder ringförmigem Querschnitt.

Sonderausführungen und andere Spezifikationen auf Anfrage

- PTFE-isolierte Anschlusslitzen
- Verschiedene Geometrien
- Innenbohrung
- Überschliffene Keramikendflächen

Einsatzgebiete

Industrie und Forschung. Für Lasertuning, Mikrodosierung, Life Sciences.

Spezifikationen

	PD050.3x	PD080.3x	PD120.3x	PD150.3x	PD160.3x	PD161.3x	Einheit	Toleranz
Außendurchmesser (OD)	5 ±0,2	8 ±0,3	12 ±0,4	15 ±0,3	16 ±0,5	16 ±0,5	mm	
Innendurchmesser (ID)	2,5 ±0,15	4,5 ±0,15	6 ±0,2	9 ±0,15	8 ±0,25	–	mm	
Höhe (TH)	2,5 ±0,05	2,5 ±0,05	2,5 ±0,05	2 ±0,05	2,5 ±0,05	2,5 ±0,05	mm	
Stellweg*	1,8	2	2	1,8	2	2,3	µm	±20 %
Blockierkraft**	>400	>1000	>2500	>3300	>4400	>6000	N	
Elektrische Kapazität***	110	300	900	1000	1700	2400	nF	±20 %
Axiale Resonanzfrequenz****	>500	>500	>500	>600	>500	>500	kHz	
Piezokeramik	PIC252	PIC252	PIC252	PIC252	PIC252	PIC252		
Betriebsspannungsbereich	-20 bis 100	-20 bis 100	-20 bis 100	-20 bis 100	-20 bis 100	-20 bis 100	V	
Betriebstemperaturbereich	-40 bis 150	-40 bis 150	-40 bis 150	-40 bis 150	-40 bis 150	-40 bis 150	°C	
Empfohlene Vorspannung für den dynamischen Betrieb	15	15	15	15	15	15	MPa	
Maximale Vorspannung für konstante Kraftausübung	30	30	30	30	30	30	MPa	
Empfohlene Elektronik	E-610, E-617, E-831, E-836	E-610, E-617, E-831, E-836	E-610, E-617, E-831, E-836	E-610, E-617, E-831, E-836	E-610, E-617, E-831, E-836	E-610, E-617, E-831, E-836		

Standardanschlüsse: PDxxx.31: PTFE-isolierte Anschlusslitzen, UHV-kompatibel, 100 mm, AWG 32, Ø 0,49 mm; PDxxx.30: lötbare Kontakte

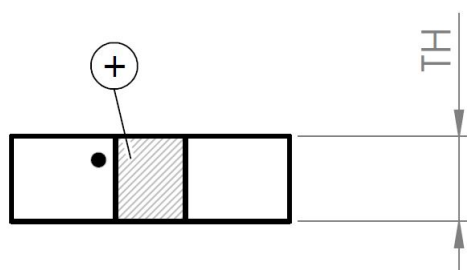
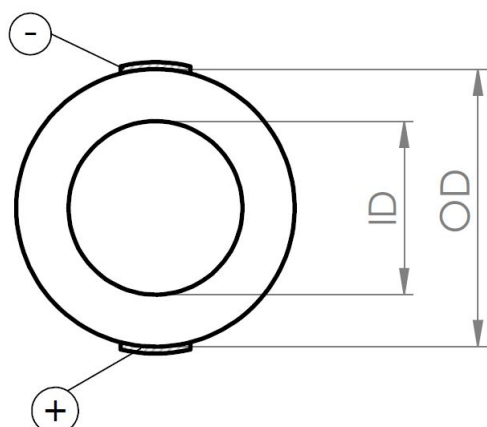
* Bei 0 bis 100 V. Die Werte beziehen sich auf das freie Bauelement und können sich im verklebten Zustand reduzieren.

** Bei 0 bis 100 V

*** Gemessen bei 1 V_{pp}, 1 kHz, RT

**** Gemessen bei 1 V_{pp}, unbelastet, beidseitig frei. Bei einseitiger Einspannung halbiert sich der Wert. Laterale Resonanzfrequenzen können je nach Einbausituation unterhalb der axialen liegen.

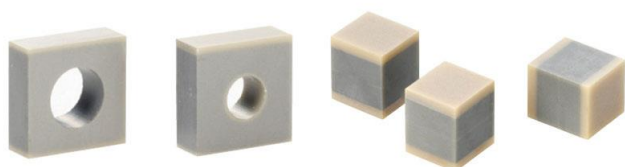
Zeichnungen / Bilder



Runder PICMA® Chip Miniatur-Piezoaktor, Endflächen geläppt. OD, ID, TH siehe Datentabelle.



PICMA® Chip Ringe und Scheiben sind mit Durchmessern bis zu 16 mm verfügbar.



Auf Anfrage können PICMA® Chip Piezoaktoren mit vollkeramisch isolierter Innenbohrung (links) oder mit überschliffenen Keramikendflächen gefertigt werden (rechts).