



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Lukas Müller

Entwicklung eines Systems zur Ausrichtung von Korrekturoptiken für Röntgenlinsen

*Fakultät Technik und Informatik
Department Maschinenbau und Produktion*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Mechanical Engineering and
Production Management*



Lukas Müller

**Entwicklung eines Systems zur
Ausrichtung von Korrekturoptiken für
Röntgenlinsen**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Maschinenbau Entwicklung und Konstruktion
am Department Maschinenbau und Produktion
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:

Deutsches Elektronen-Synchrotron DESY

Abteilung: FS-PETRA UPM

Notkestraße 85

22607 Hamburg

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Georgi Kolarov

Zweitprüfer: Dipl.-Ing. Ralph Döhrmann

Abgabedatum: 21.02.2022



Zusammenfassung

Lukas Müller

Thema der Bachelorthesis

Entwicklung eines Systems zur Ausrichtung von Korrekturoptiken für Röntgenlinsen

Stichworte

Entwicklung, Konstruktion, Festkörpergelenke, Piezoaktoren, remanente Dehnung, Finite-Elemente-Methode, Konvergenzanalyse

Kurzzusammenfassung

Diese Arbeit umfasst die Entwicklung und Konstruktion eines hochpräzisen Justiersystems für Korrekturoptiken von Röntgenlinsen. Für die Ausrichtung werden Piezoaktoren verwendet, welche nach Ausrichtung stromlos geschaltet werden können. Hierfür wird der Effekt der remanenten Dehnung genutzt. Um den geringen Verfahrweg der Aktoren auszugleichen, wird eine Übersetzung mittels Festkörpergelenken entwickelt. Die Auslegung der Gelenke erfolgt mit Hilfe der Methode der Finiten-Elemente. Das Ergebnis ist eine Kinematik, welche Verfahrswege von über $100\mu\text{m}$ in zwei Achsen realisieren kann.



Abstract

Lukas Müller

Title of the paper

Design of a system for positioning corrective optics of compound refractive lenses

Keywords

Development, design, elastic hinges, piezo actuators, remanent strain, finite-element-method, convergence analysis

Abstract

This paper deals with the development and design of a high precision positioning system for corrective optics of compound refractive lenses. To enable the positioning of the optics, piezo actuators are used. After the actuators reach their position, they can be set powerless due to the effects of remanent strain. To compensate the small travel range of the actuators, kinematics with elastic hinges are developed. The design of the elastic hinges is calculated with the finite-element-method. Finally, a system with travel ranges above $100\mu m$ in two directions was realized.



Aufgabenstellung

für die Bachelorthesis

von Herrn: Lukas Müller

Matrikel-Nummer: XXXXXXXXXX

Thema: Um Röntgenstrahlen zu fokussieren, verwendet man sogenannte Röntgenlinsen (Compound Refractive Lenses CRL). Da der Brechungsindex dieser Linsen sehr gering ist, müssen je nach erforderlichem Fokus-Abstand viele Linsen hintereinander angeordnet werden. Dabei ist es wichtig, dass alle CRL in der gleichen optischen Achse liegen. Dieses wird durch ein hochpräzises Prisma gewährleistet, in welches die CRL gepresst werden. Leider haben die CRL fertigungsbedingt Fehler, die zu einem unsauberen Fokus führen. Dieser kann durch eine Korrekturoptik, einer sogenannten Phasenplatte, korrigiert werden. Für die Korrektur ist es jedoch wichtig, dass die Phasenplatte sehr genau an die Linsenkonfiguration angepasst und in der optischen Achse ausgerichtet wird. Weiterhin sollen folgende Anforderungen erfüllt werden:

Schwerpunkte:

- Verschiebung der Phaseplate um $100\mu\text{m}$
- In zwei Achsen
- Stromlos im Betrieb
- Reproduzierbarkeit $< 1\mu\text{m}$
- Driftstabilität $< 1\mu\text{m}$
- Möglichkeit schaffen die Linse an beiden Seiten des CRL-Halters anzubringen
- Geringes Gewicht
- An den vorhandenen Bauraum angepasst
- Kleinste Schrittweite ca. 100nm
- Elektrische Verstellung

26.11.21

Datum



Erstprüfer



Inhalt

Abbildungsverzeichnis.....	VII
Tabellenverzeichnis.....	IX
Abkürzungsverzeichnis	X
1 Einleitung.....	1
1.1 Arbeitsumfeld.....	2
1.2 Ausrichtung CRL-Halter	4
2 Theoretische Grundlagen	5
2.1 Piezoelektrischer Effekt und remanente Dehnung	5
2.2 Festkörpergelenke	9
2.2.1 Kreisförmige und elliptische Festkörpergelenke.....	11
2.2.2 Rechteckige Festkörpergelenke (Blattfedern)	12
2.3 Arbeitsweisen mit der Finiten-Elemente-Methode.....	13
2.3.1 Konvergenzanalyse	13
2.3.2 Direkte Parameteroptimierung in ANSYS Workbench.....	15
3 Konstruktion.....	17
3.1 Planung	17
3.2 Konzepte	19
3.2.1 Auswahl der Aktoren.....	21
3.2.2 Auswahl des kinematischen Prinzips	22
3.2.3 Auswahl der Gelenkanordnung.....	25
3.2.4 Auswahl der Gelenkgeometrie	36
3.2.5 Auswahl der Achsanordnung	39
3.2.6 Auswahl des Werkstoffes.....	41
3.2.7 Auswahl der Montageprinzipien der Gesamtbaugruppe.....	42
3.3 Ausführung des entwickelten Konzepts	43
3.3.1 Anschlagsgeometrie und Verschraubung am CRL-Halter	43
3.3.2 Verbindungsstecker und Kabelführung	45



3.3.3	Konstruktion des Phasenplattenhalters.....	45
3.3.4	Erzeugung der Vorspannung für die Piezoaktoren.....	46
4	Verifizierung der Konstruktion	47
4.1	Statisch-mechanische Analyse	47
4.1.1	Statisch-mechanische Analyse der Nulllage	49
4.1.2	Statisch-mechanische Analyse der Z-Achse (maximale Auslenkung)	51
4.1.3	Statisch-mechanische Analyse der Y-Achse (maximale Auslenkung).....	53
4.2	Modalanalyse	56
4.3	Stabilitätsuntersuchung	58
5	Bewertung der Lösung.....	59
5.1	Vergleich mit der Anforderungsliste	59
5.2	Bewertung und Verbesserungsvorschläge.....	62
6	Ausblick	64
7	Literaturverzeichnis.....	65
8	Anhang	i



Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 Das DESY mit seinen Beschleunigern [1].....	1
Abbildung 2 Max- von- Laue- Halle, Experimentierhalle von PETRA III [1].....	2
Abbildung 3 Phasenplattengeometrie	3
Abbildung 4 Neuer CRL-Halter (links) und alter CRL-Halter (rechts).....	3
Abbildung 5 Bohrung für optische Ausrichtung.....	4
Abbildung 6 Ferromagnetische Polarisation [2]	6
Abbildung 7 Hysteresekurve eines konventionell angesteuerten PZT-Aktors [3].....	7
Abbildung 8 Hysteresekurve eines PZT-Aktors mit PI-Rest-Ansteuerung [3]	8
Abbildung 9 Kriechkompensation [3].....	8
Abbildung 10 Gelenkgeometrien [4]	9
Abbildung 11 Parasitäre Bewegung am Beispiel einer Blattfeder [5].....	10
Abbildung 12 Gelenkanordnung für translatorische Bewegung (Kreis und Ellipse) [6].....	11
Abbildung 13 Versteiftes Blattfedergelenk (Rechteck) [7].....	12
Abbildung 14 Ausschnitt Gantt-Diagramm	19
Abbildung 15 Parallelkinematik mit zwei translatorischen Freiheitsgraden einfache Ausführung a) und erweiterte Ausführung b) [4].....	22
Abbildung 16 Parallelkinematisches Konzept mit Kniehebelgelenken	23
Abbildung 17 Skizze zweistufige Kinematik (eine Achse).....	23
Abbildung 18 Skizze Flexurekinematik.....	24
Abbildung 19 Flexurekinematik (Winkel)	25
Abbildung 20 Automatische Vernetzung mit Elementgröße 0,5mm (Flexure (Winkel)).....	26
Abbildung 21 Randbedingungen Flexure (Winkel)	27
Abbildung 22 Gesamtdeformation mit konvergiertem Netz, Flexure (Winkel).....	27
Abbildung 23 Konvergiertes Netz der ersten Eigenfrequenz von 751,48Hz, Flexure (Winkel).....	29
Abbildung 24 Flexurekinematik (Versatz), einfach	30
Abbildung 25 Randbedingungen Flexure (Versatz), einfach.....	30
Abbildung 26 Gesamtdeformation mit konvergiertem Netz, Flexure (Versatz), einfach	31
Abbildung 27 Konvergiertes Netz der ersten Eigenfrequenz von 742,93Hz, Flexure (Versatz), einfach.....	32
Abbildung 28 Flexurekinematik (Versatz), zweifach	33
Abbildung 29 Randbedingungen Flexure (Versatz), zweifach	33
Abbildung 30 Gesamtdeformation mit konvergiertem Netz, Flexure (Versatz), zweifach.....	34



Abbildung 31 Konvergiertes Netz der ersten Eigenfrequenz von 803,63Hz, Flexure (Versatz), zweifach.....	35
Abbildung 32 Modell für Strukturoptimierung, Randbedingungen.....	37
Abbildung 33 Parametrisiertes Festkörpergelenk.....	37
Abbildung 34 Achsanordnung in der YZ-Ebene	39
Abbildung 35 Anordnung entlang der X-Achse.....	40
Abbildung 36 CRL-Grundkörper mit Aluminiumplatte (Pfeil).....	40
Abbildung 37 Vorhandene Anschlagsgeometrie und Gewindebohrungen im Grundkörper ..	43
Abbildung 38 Adapterplatte für neue CRL-Halter	43
Abbildung 39 Kinematik mit Rand- und Anschlagsgeometrien	44
Abbildung 40 Montierte Gesamtbaugruppe ohne Normteile	44
Abbildung 41 Piezoaktor mit Verkabelung [11].....	45
Abbildung 42 Vorhandener (links) und neuer (rechts) Phasenplattenhalter.....	45
Abbildung 43 Gesamtbaugruppe	47
Abbildung 44 Vereinfachtes Modell.....	48
Abbildung 45 Nulllage Z- Achse (links) und Nulllage Y- Achse (rechts).....	49
Abbildung 46 Randbedingungen Z-Achse.....	51
Abbildung 47 Gesamtdeformation mit konvergiertem Netz (Z-Achse)	52
Abbildung 48 Randbedingungen Y-Achse.....	54
Abbildung 49 Gesamtdeformation mit konvergiertem Netz (Y- Achse).....	55
Abbildung 50 Ausgangsvernetzung (links) und Randbedingungen (rechts).....	56
Abbildung 51 1. Eigenmode, Verkipfung in Strahlrichtung.....	57
Abbildung 52 Stabilitätsanalyse der Z-Achse (links) und der Y-Achse (rechts), erste Beulform	58
Abbildung 53 Frontansicht (links) und Hinteransicht (rechts).....	62
Abbildung 54 Klemmvorrichtung (links) und montierte Baugruppe (rechts)	63
Abbildung 55 Mögliches Design.....	64



Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 Eigenschaften verschiedener Gelenkgeometrien [4].....	10
Tabelle 2 Anpassungskriterien [8].....	14
Tabelle 3 Möglicher Ablauf einer Parameteroptimierung.....	16
Tabelle 4 Anforderungsliste	19
Tabelle 5 Morphologischer Kasten [4], [11], [12], [13], [14]	20
Tabelle 6 Kennwerte des Aktors PI PICMA P-885.51 [11].....	21
Tabelle 7 Vergleich der Konzepte	24
Tabelle 8 Konvergenzanalyse der Vergleichsspannung mit Diagramm (zulässige Abweichung: 1%)	28
Tabelle 9 Ergebnisse der statischen Analyse (Flexure Winkel)	28
Tabelle 10 Konvergenzanalyse der ersten Eigenfrequenz mit Diagramm, Flexure (Winkel).....	29
Tabelle 11 Ergebnisse der statischen Analyse (Flexure (Versatz), einfach)	31
Tabelle 12 Ergebnisse der statischen Analyse (Flexure Rechteck doppelt)	34
Tabelle 13 Vergleich der Gelenkanordnungen	35
Tabelle 14 Ergebnisse der Parameteroptimierung	38
Tabelle 15 Vergleich der Achsanordnungen	41
Tabelle 16 Vergleich der Werkstoffe [18], [19], [20].....	42
Tabelle 17 Ergebnisse aus Simulation der Nulllage	49
Tabelle 18 Konvergenzanalyse der Vergleichsspannung mit Diagramm (Z-Achse)	52
Tabelle 19 Ergebnisse Z-Achse	53
Tabelle 20 Konvergenzanalyse der Vergleichsspannung mit Diagramm (Y-Achse)	54
Tabelle 21 Ergebnisse Y-Achse.....	55
Tabelle 22 Eigenfrequenzen	57
Tabelle 23 Lastfaktoren der Beulformen	58
Tabelle 24 Vergleich mit der Anforderungsliste	61

Abkürzungsverzeichnis

<u>Abkürzung</u>	<u>Bedeutung</u>	<u>Einheit</u>
β	Elastic hinge parameter	-
BaTiO	Bariumtitanat	-
Bi	Bismut	-
CRL	Coumpound Refractive Lenses	-
DESY	Deutsches Elektronen-Synchrotron	-
D	Durchmesser	mm
\bar{D}^{-1}	Inverse der Steifigkeitsmatrix	$\frac{N}{mm}$
ΔL	Verfügbarer Stellweg	μm
$\bar{\Delta\sigma}$	Spannungsfehlervektor	$\frac{N}{mm^2}$
$\bar{\Delta\sigma}_n^i$	Spannungsfehlervektor eines Knotens	$\frac{N}{mm^2}$
$\bar{\Delta\sigma}^T$	Transponierter Spannungsfehlervektor	$\frac{N}{mm^2}$
E	Betrachtetes Ergebnis	-
e_i	Elementenergiefehler	J
F	Kraft	N
FEM	Finite-Elemente-Methode	-
γ	Designparameter	-
h	Gelenkdicke (Kreis- und Ellipsengeometrien)	mm
k_A	Steifigkeit Aktor	$\frac{N}{\mu m}$
k_L	Steifigkeit Last	$\frac{N}{\mu m}$
La	Lanthan	-
L_0	Gesamtlänge verstärkte Blattfeder, Ausgangsverfahrweg Aktor	$mm, \mu m$
λ	Designparameter	-
LE	Largest Element	-
L_s	Blattfederlänge	mm
MISQP	Mixed-Integer Sequential Quadratic Programming	-
MOGA	Multi-Objective Genetic Algorithm	-
Nb	Niob	-
Nd	Neodym	-



Ni	Nickel	-
NLQPL	Non-Linear Programming by Quadratic Langrangian	-
NSGA-II	Non-dominated Sorted Genetic Algorithm-II	-
PETRA	Positronen-Elektronen-Tandem-Ringanlage	-
PZT	Blei-Zirkonat-Titanat	-
ϕ_i	Iterationsergebnis	[variabel]
S	Sicherheit	-
S_{rem}	Remanente Dehnung	-
$\overline{\sigma_n^a}$	Gemittelte Knotenspannungen	$\frac{N}{mm^2}$
$\overline{\sigma_n^t}$	Elementknotenspannungsvektor	$\frac{N}{mm^2}$
σ_{vorh}	Vorhandene Vergleichsspannung nach von-Mises	$\frac{N}{mm^2}$
t	Gelenkdicke (Rechteckgeometrie)	mm
UPM	Ultra Precision Mechanics	-
Vgl.	vergleichend	-
vol	Elementvolumen	mm^3
$\int_{vol} dV$	Volumenintegral	-
x	Auslenkung	μm
ZZ-Fehler	Fehler nach Zienkiewicz-Zhu	-

1 Einleitung

Das Deutsche Elektronen-Synchrotron (DESY) ist eines der weltweit führenden Beschleunigerzentren. Das Unternehmen ist ein Teil der Helmholtz-Gesellschaft und wird durch die Bundesländer Hamburg und Brandenburg sowie den Bund finanziert.

Die Forschungseinrichtung besitzt zwei Standorte, zum einen den Standort Hamburg (Abbildung 1), hier wird mit Hilfe von Teilchenbeschleunigern stärkstes Röntgenlicht erzeugt, um auch kleinste Prozesse untersuchen zu können. Zum anderen gibt es den Standort Zeuthen. Dort werden Experimente aus dem Bereich der Astrophysik entwickelt und betreut.

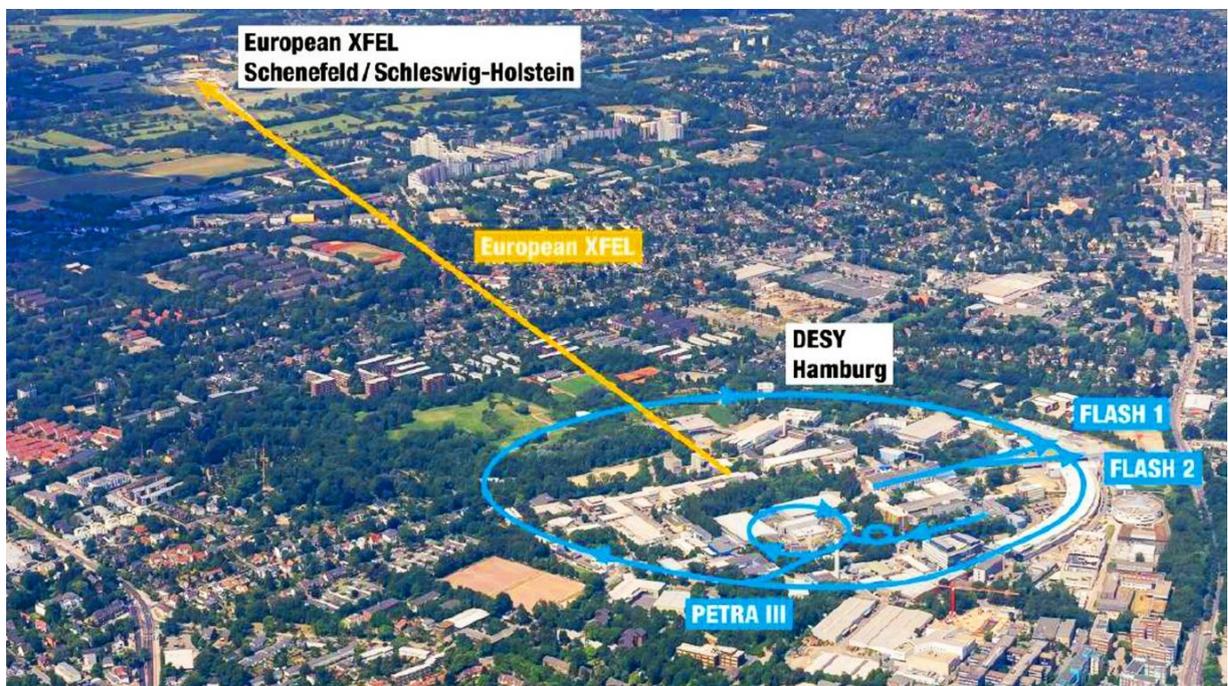


Abbildung 1 Das DESY mit seinen Beschleunigern [1]

An beiden Standorten arbeiten insgesamt ca. 2700 Personen, hinzu kommen jährlich 3000 Gastwissenschaftler.

Der am Standort Hamburg betriebene Ringbeschleuniger PETRA III mit seinen Experimentierhallen (Abbildung 2) wird bis zum Jahr 2030 zur nächsten Ausbaustufe PETRA IV aufgerüstet, um der Wissenschaft die weltweit brillianteste Röntgenlichtquelle zur Verfügung stellen zu können. Aus diesem Grund werden zahlreiche Probenumgebungen und Fokussiervorrichtungen bereits angepasst und/oder für den Umbau vorbereitet.

Die dafür zuständige Abteilung heißt FS-PETRA UPM, sie beschäftigt sich mit der Entwicklung der Probenumgebungen und Fokussiervorrichtungen und betreibt diese.

Weiterhin baut die Abteilung vorhandene Experimentierumgebungen nach den Bedürfnissen der Wissenschaftler um und verbessert diese stetig. Der Anspruch an die Genauigkeit der Systeme ist sehr hoch, teilweise werden Spiegelsysteme und Proben nanometergenau ausgerichtet und mit Abstraten von mehreren Kilohertz im Röntgenstrahl gescannt.



Abbildung 2 Max- von- Laue- Halle, Experimentierhalle von PETRA III [1]

1.1 Arbeitsumfeld

Zur Fokussierung von Röntgenstrahlen werden Röntgenlinsen, auch Compound Refractive Lenses (CRL) genannt, verwendet. Die einzelnen Linsen besitzen nur einen sehr geringen Brechungsindex, sodass viele Linsen hintereinander angeordnet werden müssen, um den gewünschten Fokus zu erreichen. Hierfür hat die Abteilung FS-PETRA UPM eigene Halter entwickelt.

Die CRL-Halter befinden sich im Probenumfeld des PETRA III Beschleunigers. In ihnen werden verschiedene Röntgenlinsen mit Hilfe einer Prismageometrie und Federn fixiert (Abbildung 4). Es gibt verschiedene Baugrößen, die 50, 100 oder 150 Linsen fixieren können. Die unterschiedlichen Linsen unterliegen Fertigungstoleranzen, sodass diese durch eine Korrekturoptik ausgeglichen werden müssen.

Die Korrekturoptik, auch Phasenplatte oder Phaseplate genannt, wird hierbei auf einem Siliziumkristall mit der Stärke von $1\mu\text{m}$ gefertigt. Die benötigte Geometrie wird beispielhaft auf Abbildung 3 gezeigt.

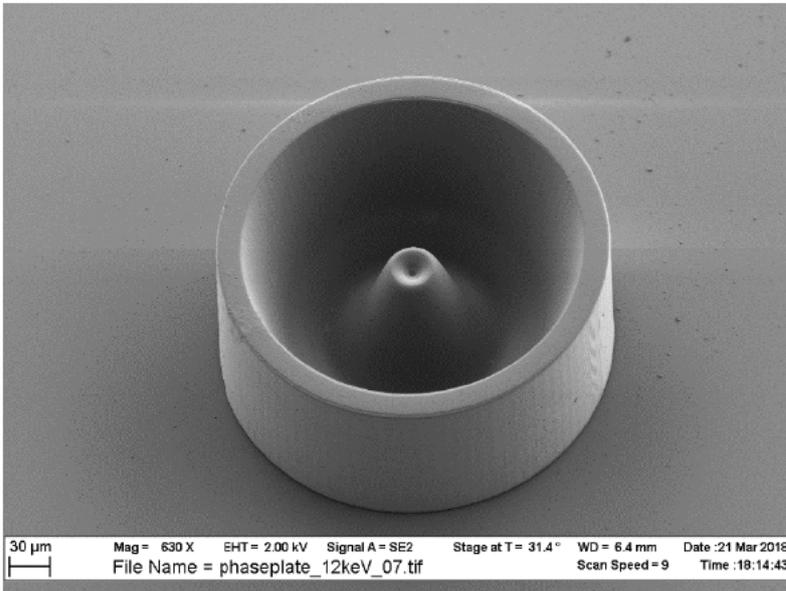


Abbildung 3 Phasenplattengeometrie

Diese Optik befindet sich direkt hinter den CRL und kann aktuell in einer Vorrichtung, die an die Linsenform angepasst ist, in den Halter eingespannt werden, was eine Ausrichtung der Phasenplatte verhindert. Außerdem besteht die Möglichkeit die Phasenplatte über verschiedene Linearachsen außerhalb des Halters zu positionieren. Zusätzlich zu der auf Abbildung 4 (links) gezeigten Variante, existiert eine ältere Konstruktion, die sich weiterhin im Einsatz befindet (Abbildung 4 (rechts)).

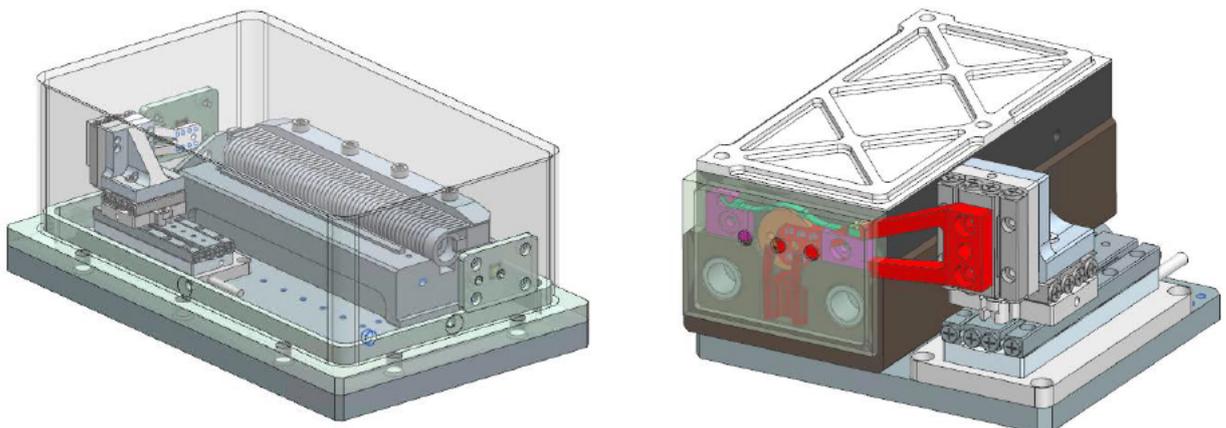


Abbildung 4 Neuer CRL-Halter (links) und alter CRL-Halter (rechts)

Ziel ist es im Zuge der Aufrüstung zu Petra IV die Positionierung mitsamt der Korrekturoptik in die CRL-Halter zu integrieren.

1.2 Ausrichtung CRL-Halter

Damit die Linsen genau in Strahlrichtung (X-Achse) positioniert werden können, ist eine Ausrichtung der Gesamtbaugruppe nötig. Aus diesem Grund ist neben den Linsen eine hochpräzise, geschliffene Geometrie angeordnet, die als Grundlage für die optische Ausrichtung der Baugruppe dient (Abbildung 5, siehe Pfeil). Damit die Ausrichtung von außerhalb der Baugruppe stattfinden kann, ist eine Bohrung auf Höhe der Ausrichtgeometrie in den verschiedenen Bauteilen nötig. Im Betrieb wird die Phasenplatte dann manuell im Röntgenstrahl ausgerichtet, bis die gewünschte Strahlqualität erreicht ist.

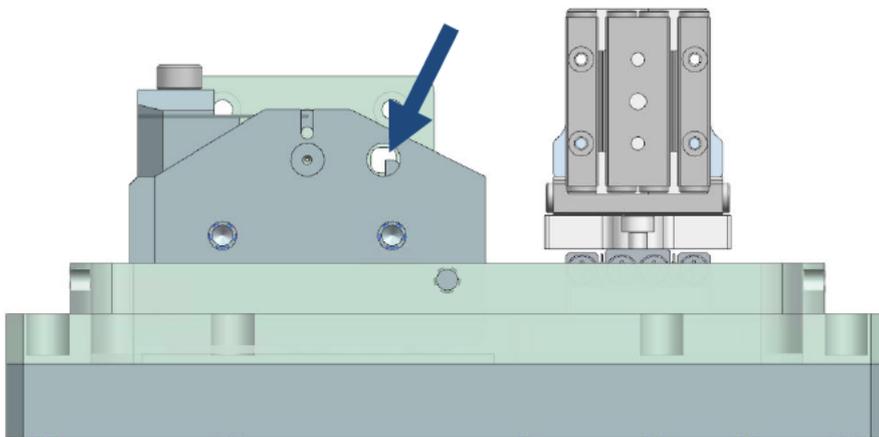


Abbildung 5 Bohrung für optische Ausrichtung

2 Theoretische Grundlagen

Diese Arbeit befasst sich mit der Ausrichtung einer Korrekturoptik mit höchsten Ansprüchen an die Genauigkeit der translatorischen Bewegungen des Systems. Im Gegensatz zum klassischen Maschinenbau reichen in diesem Fall bewährte Maschinenelemente, wie zum Beispiel Kugelgelenke oder mehrteilige Scharniere, nicht mehr aus. Um im Nanometerbereich agieren zu können, werden spielfreie Komponenten benötigt. Sowohl Kraftumlenkungen als auch Aktoren sind davon betroffen, sodass sich bestimmte Konzepte für die Realisierung von Bewegungen als unausweichlich erweisen. Im Folgenden werden diese Konzepte dargestellt und erläutert. Weiterhin wird auf ausgewählte Themen zur Analyse und Berechnung von Strukturelementen nach der Methode der Finiten Elemente (FEM) eingegangen.

2.1 Piezoelektrischer Effekt und remanente Dehnung

Bestimmte Materialien erzeugen elektrische Ladungen, sobald Druck auf sie ausgeübt wird. Dies nennt sich direkter piezoelektrischer Effekt, er wird häufig in der Sensortechnik genutzt. [2]

Eine Umkehrung dieses Effekts (inverser piezoelektrischer Effekt) ermöglicht die Nutzung von piezoelektrischen Materialien als Aktor. Bei einer angelegten Spannung ändert sich die Länge des Aktors. Dies geschieht spielfrei und kann mit subnanometergenauer Auflösung realisiert werden. [2]

Als Materialien eignen sich einkristalline Werkstoffe sowie polykristalline, ferroelektrische Keramiken. Diese müssen als weitere Voraussetzung eine asymmetrische Ausrichtung ihrer Elementarzellen aufweisen, sodass die Elementarzelle unterhalb der Curie-Temperatur als Dipol vorhanden ist. Polykristalline, ferroelektrische Keramiken weisen zudem die Fähigkeit der spontanen Polarisierung auf. Bei ihr sind die Domänen zunächst unterschiedlich zueinander ausgerichtet, können jedoch ihre Ausrichtung unter äußeren Einflüssen ändern. Domänen sind hierbei Ansammlungen von Elementarzellen mit derselben Ausrichtung (Abbildung 6, Bild 1). [2]

Aktuell werden hauptsächlich polykristalline, ferroelektrische Keramiken verwendet, da dort der inverse piezoelektrische Effekt eine höhere Wirkung hat. Übliche Keramiken sind beispielsweise Bariumtitanat (BaTiO_3) und Blei-Zirkonat-Titanat (PZT). Diese werden häufig mit Nickel (Ni), Bismut (Bi), Lanthan (La), Neodym (Nd) oder Niob (Nb) dotiert, um die piezoelektrischen Parameter zu beeinflussen. [2]

Um die Polarisierung des Materials durchzuführen, wird ein hohes elektrisches Feld an die Keramik angelegt, sodass sich die Elementarzellen neu ausrichten. Dadurch vergrößern sich die Domänen, deren Orientierung mit der des elektrischen Feldes übereinstimmt, während alle anderweitig ausgerichteten Domänen schrumpfen, bis eine vollständig polarisierte Struktur entstanden ist (Abbildung 6, Bild 2). [2]

Bei Rücknahme des elektrischen Feldes kommt es zu einer Rückverschiebung einiger Domänen. Diese wird durch innere mechanische Spannungen hervorgerufen, welche bei der Herstellung der Keramik entstehen (Abbildung 6, Bild 3). [2]

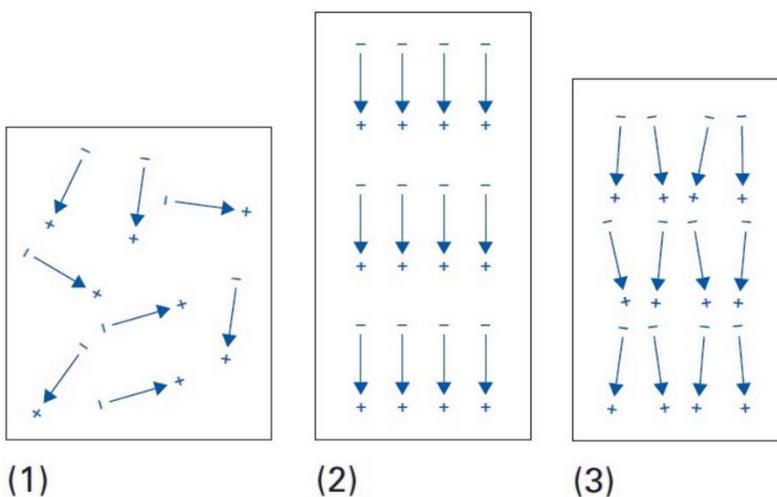


Abbildung 6 Ferromagnetische Polarisation [2]

Beim Anlegen einer Spannung kann nun eine Längenänderung des Materials auftreten. Diese Längenänderung beruht auf zwei Prinzipien:

1. Intrinsische Ausdehnung: Die Ausdehnung wird durch eine Ionenverschiebung im Kristallgitter hervorgerufen.
2. Extrinsische Ausdehnung: Die Ausdehnung wird durch eine reversible, ferroelektrische Umorientierung von Elementarzellen hervorgerufen. Sie ist verantwortlich für die nichtlinearen Bereiche der Hysterese- und Driftdiagramme (Abbildung 7). [2]

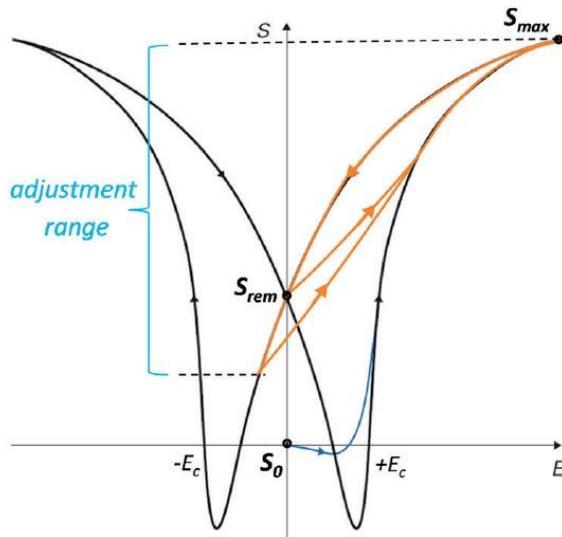


Abbildung 7 Hysteresekurve eines konventionell angesteuerten PZT-Aktors [3]

Sobald die Spannung entfernt wird, stellt sich der Ursprungszustand ein, die Längenänderung wird rückgängig gemacht. [2]

Eine weitere Möglichkeit einen piezoelektrischen Aktor zu betreiben, stellt das Prinzip der Steuerung mit Hilfe der remanenten Dehnung dar. Dieses hat den Vorteil, dass der Aktor nach Abschalten der Spannung seine Position beibehält und so die eingestellte Position im stromlosen Zustand hält. [3]

Hierbei wird der Bereich unterhalb von S_{rem} der Hysteresekurve betrachtet. Diese sogenannte remanente Dehnung ist diejenige, die fortbesteht, wenn alle Domänen parallel zum elektrischen Feld angeordnet sind und dieses anschließend entfernt wird. Mit der Anregung durch einen Spannungsimpuls werden einige Domänen in der anfangs depolarisierten Keramik neu ausgerichtet, sodass sich der Aktor längt (Abbildung 8). Für die Zeit des Impulses tritt weiterhin der piezoelektrische Effekt auf, der anschließend wieder abklingt. Da der Impuls nicht ausreicht, um alle Domänen neu auszurichten, kann durch die richtige Einstellung der Impulshöhe und -dauer eine Schrittweite erreicht werden, die nur durch die Auflösung des Digital-Analog-Konverters und der Signalforn limitiert wird. Schrittweiten im Bereich weniger Nanometer sind dabei realisierbar. [3]

Um die Dehnung rückgängig zu machen, wird ein negativer Impuls an den Aktor gelegt, welcher den oben beschriebenen Effekt umkehrt (Abbildung 8). [3]

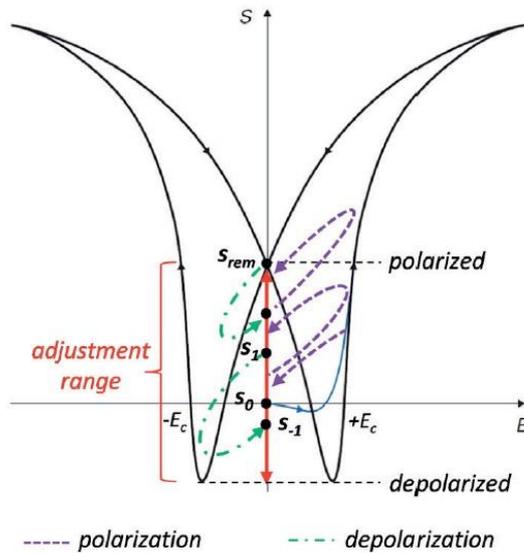


Abbildung 8 Hysteresekurve eines PZT-Aktors mit PI-Rest-Ansteuerung [3]

Zu beachten ist, dass es eine Drift- und Setzerscheinung gibt. Diese wird hervorgerufen durch die Rückverschiebung einiger Domänen, für die der Impuls zu gering war, um ihre Ausrichtung dauerhaft zu ändern. Dieser Vorgang lässt sich beschleunigen, indem im Anschluss ein entgegengesetzter Impuls mit einer geringeren Höhe auf die Keramik gegeben wird (Abbildung 9). Die Dauer dieser Erscheinung beträgt wenige Sekunden. Ab dann hält der Aktor mit einer Driftstabilität von unter 100nm seine Position. [3]

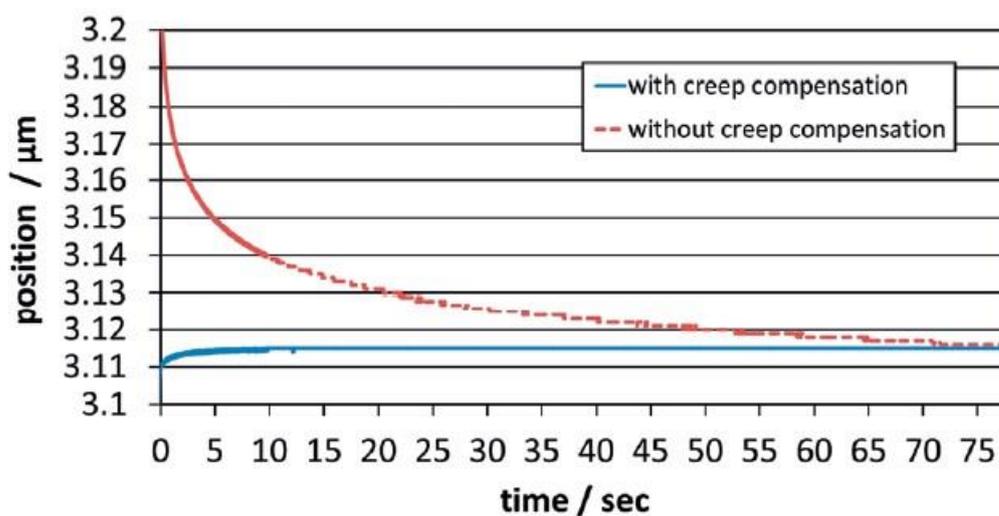


Abbildung 9 Kriechkompensation [3]

Auch der Einfluss der Temperatur ist nicht zu vernachlässigen. Der Wärmeausdehnungskoeffizient ist abhängig vom Polarisationsgrad der Keramik, bei vollends polarisierter Keramik nimmt er einen negativen Wert an, während es sich bei vollständig depolarisierter Keramik gegenteilig verhält. [3]

2.2 Festkörpergelenke

Um eine spielfreie Übersetzung zu gewährleisten, werden häufig Festkörpergelenke, auch elastic hinges genannt, verwendet. Mit ihrer Hilfe lassen sich sowohl rotatorische als auch translatorische Bewegungen hochpräzise realisieren.

Das Funktionsprinzip dieser Gelenke beruht auf der Elastizität des Materials, aus welchem sie bestehen. Um eine bleibende Verformung zu verhindern, muss gewährleistet werden, dass diese nur im rein elastischen Bereich des Spannungs-Dehnungsdiagramms stattfindet. Eine entsprechende Sicherheit ist bei der Auslegung zu berücksichtigen.

Die Materialauswahl nimmt hierbei einen entscheidenden Einfluss auf die zulässige Deformation der Gelenkgeometrie. Ein Werkstoff mit einem geringen Elastizitätsmodul weist bei gleicher Streckgrenze eine höhere zulässige Deformation auf als ein Werkstoff mit einem hohen Elastizitätsmodul.

Es gibt verschiedene Ausführungen von Festkörpergelenken, die meistverwendeten Varianten besitzen eine Rechteck- (a), Kreis- (b) oder Ellipsengeometrie (c) (Abbildung 10). [4]

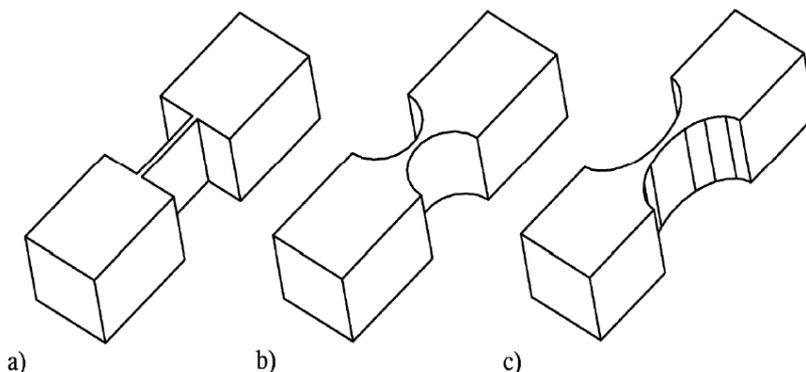


Abbildung 10 Gelenkgeometrien [4]

Diese Varianten haben verschiedene Eigenschaften bezüglich des zulässigen Drehwinkels, der Spannungskonzentration, der Präzision und des Fertigungsanspruchs, wie der Tabelle 1 zu entnehmen ist. Die Präzision bezieht sich hierbei auf die Verschiebung des virtuellen Drehpunktes im Gelenk. [4]

<i>Variante der Verjüngung</i>	<i>Zul. Drehwinkel</i>	<i>Spannungskonzentration</i>	<i>Präzision</i>	<i>Fertigung</i>
Blattfeder	groß	gering	sehr niedrig	mittel
kreisförmig	klein	hoch	hoch	sehr einfach
elliptisch	mittel	mittel	mittel	schwierig

Tabelle 1 Eigenschaften verschiedener Gelenkgeometrien [4]

Aufgrund der Belastung des Materials entsteht zusätzlich zur gewünschten Bewegung eine sogenannte parasitäre Bewegung, da sich das Ende der neutralen Faser durch die Winkelverschiebung des Gelenks in zwei Raumrichtungen verschiebt, wie am Beispiel einer Blattfeder auf Abbildung 11 zu sehen ist. Die Verschiebung des Endpunktes findet hier zusätzlich zur X-Richtung ebenso in der oftmals ungewünschten Z-Richtung statt.

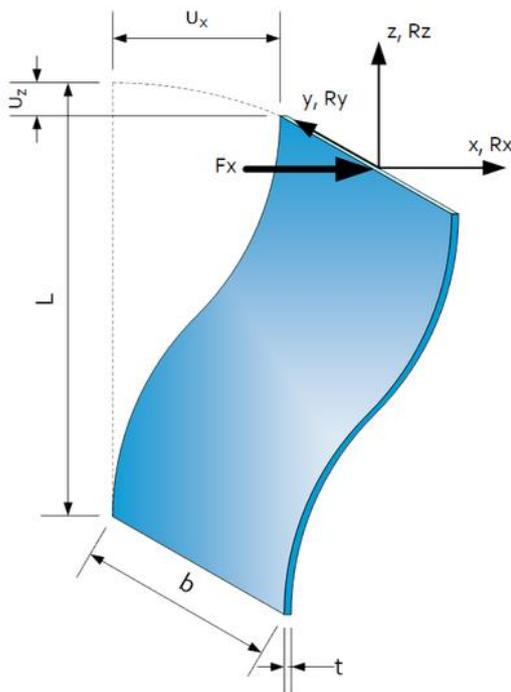


Abbildung 11 Parasitäre Bewegung am Beispiel einer Blattfeder [5]

2.2.1 Kreisförmige und elliptische Festkörpergelenke

Im Folgenden werden die Berechnungsgrundlagen für die Auslegung von Festkörpergelenken eingeführt. Hierbei wird die Geometrie abseits des Gelenks als unendlich steif angenommen. Zunächst wird der Ansatz für die Berechnung von kreisförmigen und elliptischen Gelenken gezeigt:

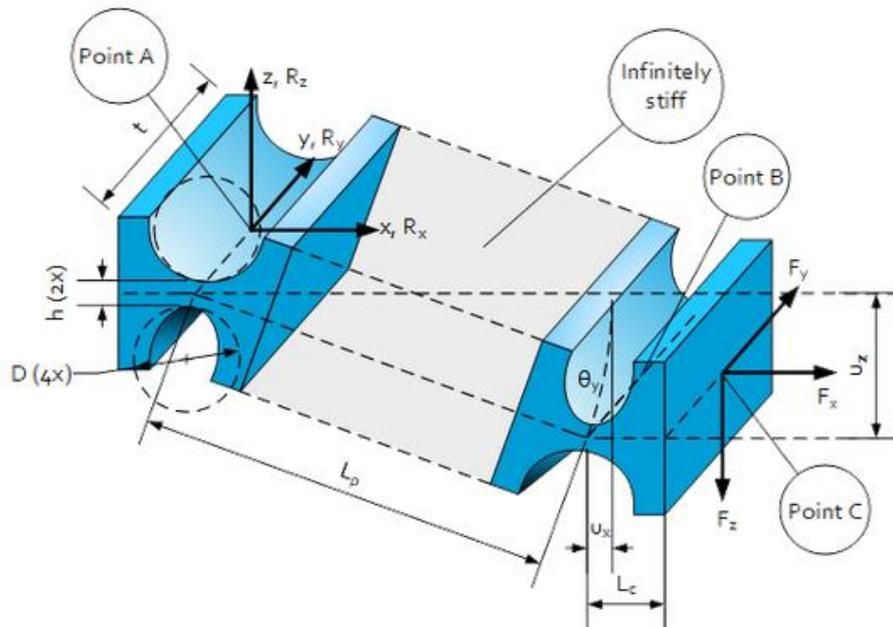


Abbildung 12 Gelenkanordnung für translatorische Bewegung (Kreis und Ellipse) [6]

Eine wichtige Kenngröße ist der sogenannte elastic hinge parameter β , der aus dem Verhältnis zwischen verbleibender Stegbreite h und Durchmesser D errechnet werden kann (Gleichung (2.1)). [6]

$$\beta = \frac{h}{D} \quad (2.1)$$

Er gibt Auskunft über die Funktionalität des Gelenks. Ein zu hoher Wert beeinträchtigt die Funktion des Gelenks, während bei einem zu niedrigen Wert die Fertigung nicht mehr möglich wäre (Gleichung (2.2)). [6]

$$0,01 \leq \beta \leq 0,50 \quad (2.2)$$

2.2.2 Rechteckige Festkörpergelenke (Blattfedern)

Für Festkörpergelenke mit Rechteckgeometrie werden die Designparameter λ (Gleichung (2.3)) und γ (Gleichung (2.4)) verwendet. Sie beschreiben das Verhältnis von Blattfederlänge L_S zur Gesamtlänge L_0 beziehungsweise Gelenkdicke t zur Gesamtdicke T . [7]

$$\lambda = \frac{L_S}{L_0} \quad (2.3)$$

$$\gamma = \frac{t}{T} \quad (2.4)$$

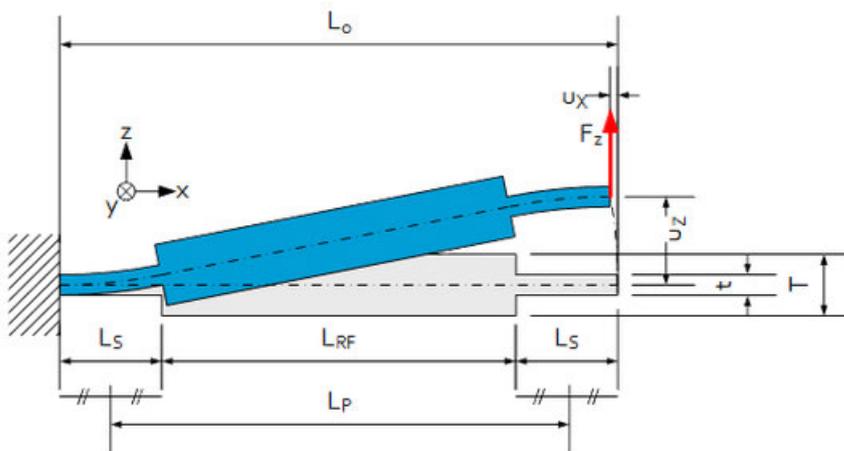


Abbildung 13 Versteiftes Blattfedergelenk (Rechteck) [7]

Empfohlene Bereiche für die beiden Parameter (Gleichungen (2.5) und (2.6)) liegen nach [7] bei

$$\frac{1}{10} < \lambda < \frac{1}{3} \quad (2.5)$$

und

$$\frac{1}{10} < \gamma < \frac{1}{2} \quad (2.6)$$

2.3 Arbeitsweisen mit der Finiten-Elemente-Methode

Während der Konstruktion und der Verifizierung des Systems werden verschiedene Arbeitsweisen aus dem Bereich der Finiten-Elemente-Methode angewandt, welche im Folgenden näher erklärt werden.

2.3.1 Konvergenzanalyse

Die Größe der Netzelemente eines Bauteils hat einen wesentlichen Einfluss auf die Genauigkeit des Ergebnisses. Es gibt zwei Wege, um zu überprüfen, ob die gewählte Vernetzung ausreichend ist. Zum einen gibt es die Möglichkeit, das Netz vor der Analyse an den entsprechenden Stellen manuell zu verfeinern und diesen Schritt gegebenenfalls mehrfach durchzuführen. Die Ergebnisse werden dann anschließend verglichen und eine Aussage über die Qualität der Lösung getroffen.

Zum anderen können diese Schritte auch durch eine adaptive Konvergenzanalyse durchgeführt werden. Durch das Einfügen dieser Analyse in ANSYS Workbench wird die Vernetzung des Modells so lange verfeinert, bis eine zuvor definierte, zulässige prozentuale Abweichung des betrachteten Ergebnisses E zur vorherigen Iteration ϕ_i unterschritten wird (Gleichung (2.7)). Dieses Verfahren wird im folgenden Teil dieser Arbeit verwendet. [8]

$$100 \cdot \left(\frac{\phi_{i+1} - \phi_i}{\phi_i} \right) < E, \quad i = 1, 2, 3 \dots \quad (2.7)$$

Bevor die Konvergenzanalyse gestartet werden kann, muss zunächst ein Ausgangsnetz erstellt werden. Da das Programm ausschließlich tetraederbasierte Netze verfeinern kann, wird empfohlen, eine derartige Vernetzungsart für das Ausgangsnetz zu wählen. Sollte beispielsweise ein hex-dominantes Netz ausgewählt werden, so wird dieses im ersten Iterationsschritt in ein Netz aus Tetraedern umgewandelt. [8]

Nachdem das Modell mit dem Ausgangsnetz analysiert wurde, werden die Elemente, die einen hohen Fehler nach Zienkiewicz-Zhu (ZZ-Fehler) besitzen, weiter verfeinert. Um diesen Fehler zu erhalten, werden gemäß Gleichung (2.8) zunächst die Spannungen der Knoten an einem Element i gemittelt ($\overline{\sigma_n^a}$) und nach Abzug der Elementknotenspannungen $\overline{\sigma_n^l}$ der Spannungsfehlervektor $\overline{\Delta\sigma_n^l}$ ausgegeben. Der Index n beschreibt dabei den Knoten am Element i . [9]

$$\overline{\Delta\sigma_n^l} = \overline{\sigma_n^a} - \overline{\sigma_n^l} \quad (2.8)$$



Mit Hilfe von Gleichung (2.9) lässt sich nun der Energiefehler für jedes Element bestimmen. Hierbei stellt \bar{D}^{-1} die inverse Steifigkeitsmatrix und vol das Volumen des Elements dar. Weiterhin ist $\Delta\sigma$ als Spannungsvektor mit allen Fehlerspannungen $\overline{\Delta\sigma}_n^i$ aus dem Element i definiert. [9]

$$e_i = \frac{1}{2} \cdot \int_{vol} \overline{\Delta\sigma}^T \bar{D}^{-1} \overline{\Delta\sigma} dV \quad (2.9)$$

Nachdem die Elemente mit den höchsten Energiefehlern bestimmt wurden, kann nun die Verfeinerung des Netzes erfolgen. Hierbei kann durch den Nutzer über die Verfeinerungstiefe weiter Einfluss auf die Aggressivität der Verfeinerung genommen werden. Eine Verfeinerungstiefe von zwei bedeutet eine Verfeinerung der Tiefe mit bis zu zwei Elementen. Diese Einstellung wird für statisch-mechanische Analysen strikt empfohlen. [8]

Die Vorgehensweise für Modalanalysen entspricht der oben beschriebenen Methodik, lediglich das Kriterium für die Verfeinerung beruht nicht auf dem ZZ-Fehler, sondern auf der Elementlänge. Das bedeutet, dass die größten Elemente (LE) des Netzes gekürzt werden, bis die prozentuale Abweichung der Iterationen unter dem Zielwert ist. [8]

Tabelle 2 zeigt die Anpassungskriterien für bestimmte Ergebnisgruppen.

Ergebnisgruppe	Anpassungskriterium
Spannungen und Dehnungen	ZZ norm
Sicherheitsfaktoren und Reservefaktoren	ZZ norm
Lebensdauer und Ermüdungsschäden	ZZ norm
Wärmeflüsse	ZZ norm
Temperaturen	ZZ norm
Verformungen	ZZ norm
Frequenzen (Mode)	LE

Tabelle 2 Anpassungskriterien [8]



2.3.2 Direkte Parameteroptimierung in ANSYS Workbench

Die Anpassung einzelner Formelemente einer Konstruktion kann große Auswirkungen auf Spannungs- und Deformationswerte hervorrufen. Elemente auf die dies zutrifft, können beispielsweise Radien, Bohrungsdurchmesser oder andere kerbähnliche Geometrien sein. [10]

Um herauszufinden, welche Abmessungen für diese Formelemente das optimale Ergebnis (zum Beispiel in einer Spannungsanalyse) erzielen, kann eine Parameteroptimierung durchgeführt werden. Hierfür werden die Maße der zu optimierenden Formelemente als Variablen festgelegt, sodass eine Zielfunktion entsteht, deren Werte von den Parametern abhängig sind.

Diese Funktion kann genutzt werden, um ein Minimum oder Maximum zu bestimmen, sodass sich die optimale Parameterkonfiguration für eine Geometrie ermitteln lässt. Da eine analytische Lösung für ein Problem dieser Art schwer zu bestimmen ist, bieten sich iterative Verfahren zur Lösungsfindung an. Dabei ist zu beachten, dass eine Funktion mehrere Minima und Maxima besitzen kann, sodass gradientenbasierte Verfahren nicht zwangsläufig das globale Minimum/Maximum erreichen. [10]

Zu den gradientenbasierten Algorithmen gehören beispielsweise der Adaptive-Single-Objective- und der Adaptive-Multiple-Objective-Algorithmus oder der NLQPL-Algorithmus. Andere Verfahren arbeiten mit dem MOGA-Algorithmus oder MISQP. [10]

In dieser Arbeit wird ausschließlich der Adaptive-Single-Objective-Algorithmus, also ein gradientenbasierter Algorithmus, verwendet. Er liefert für diskrete und kontinuierliche Parameter Lösungen bezüglich der Extremwerte der Zielfunktion und ist eine Variante des NSGA-II (Non-dominated Sorted Genetic Algorithm-II). [10] Auf die genauen Funktionsweisen der Algorithmen wird in dieser Arbeit nicht weiter eingegangen.



Ein möglicher Ablauf einer Parameteroptimierung ist in folgender Tabelle 3 dargestellt.

Schritt	Beschreibung
1	Erstellen des Modells in einer statisch-mechanischen Analyse mit dem ANSYS Design Modeler, Festlegen der Randbedingungen und Belastungen
2	Parametrisierung des Modells; möglichst wenig Parameter verwenden, um die Berechnungsdauer zu reduzieren.
3	In ANSYS Workbench eine Direct Optimization mit den Parametern verknüpfen
4	Auswahl der Zielfunktion in der Direct Optimization
5	Bestimmung der Parametergrenzen
6	Festlegen des zu verwendenden Algorithmus
7	Simulation starten
8	Bewertung der Ergebnisse. Konvergiert die Optimierung?
9	Überprüfung des Modells in eigener statisch-mechanischer Analyse

Tabelle 3 Möglicher Ablauf einer Parameteroptimierung

3 Konstruktion

Das folgende Kapitel befasst sich mit der Konstruktion der neuen Haltergeometrie. Hierbei wird genauer auf die Planung, die verschiedenen Konzepte und deren Umsetzung sowie die final entstandene Konstruktion eingegangen.

3.1 Planung

Nach dem ersten Gespräch mit dem betreuenden Wissenschaftler wurde zunächst eine Anforderungsliste erstellt, welche in Tabelle 4 dargestellt ist. Dabei wird vor allem auf die benötigte Auflösung sowie die Stabilität des Systems im stromlosen Zustand geachtet.

<u>Anforderungsliste</u>			
Klassifizierung der Wünsche:		W1: gering W2: mittel W3: wichtig W4: sehr wichtig	
Lfd.	F/W	Beschreibung	Werte, Daten
1		Funktion/ Betrieb	
	F	Verschiebung der Phasenplatte je Achse	100 μ m
	F	Anzahl Achsen	2
	W4	Für beide CRL-Halter kompatibel, Priorität hat die neue Version	-
2		Geometrie	
	W4	Möglichkeit die Korrekturoptik an beiden Stirnseiten des Halters anzubringen	-
	W1	Symmetrien nutzen	-
	W3	Leichtbaugerechte Konstruktion	-
	F	Phasenplatte (Abmessungen)	5mm x 5mm x 0,3mm
	W4	Vergrößerung der Gesamtkonstruktion nur in eine Raumrichtung	-
3		Kinematik	
	W4	Translatorische Bewegungen in beide Achsen ohne parasitäre Bewegungen	-

	F	Reproduzierbarkeit der translatorischen Bewegung	$< 1\mu m$
	F	Driftstabilität	$< 1\mu m$
	F	Maximale Schrittweite	100nm
4		Werkstoffe/ Edukte/ Produkte	
	F	Beschaffung von Piezoaktoren über Firma PI	-
	W2	Werkstoff für Festkörpergelenke	Titan Grade 5
	F	Phase-Plate wird in separaten Halter geklebt	-
	W1	Halter für Phase-Plate Werkstoff	Aluminiumlegierung
5		Signale	
	F	Elektronische Einstellbarkeit der Position	-
	F	Nach der Justierung wird die Position im stromlosen Zustand gehalten	-
6		Sicherheiten (Berechnungen und Betrieb)	
	W4	Mindestsicherheit gegen Fließen	1,5
7		Fertigung	
	W4	Drahterodieren der Festkörpergelenke	-
	W4	Auslegung der Aluminiumwerkstücke als Frästeile	-
8		Montage	
	W4	Beidseitig montierbar	-
9		Umfeld	
		Sauber	-
		Trocken	-
		Probenumgebung PETRA III/ IV	-

10	Termine		
	1. Meilenstein Aufgabenstellung		29.11.2021
	2. Meilenstein Theorie		01.01.2022
	3. Meilenstein Konstruktion		20.01.2022
	4. Meilenstein Abgabe		21.02.2022

Tabelle 4 Anforderungsliste

Um weiterhin einen Zeitplan für die Konstruktion festzulegen, wird ein Gantt-Diagramm erstellt (Abbildung 14). Dafür wird die Aufgabe in verschiedene Arbeitspakete unterteilt und diese in sinnvoller Reihenfolge miteinander verknüpft. Zudem werden Meilensteine festgelegt, die besonders wichtige Punkte im Projektverlauf kennzeichnen und den Abschluss mehrerer Arbeitspakete bilden. Das vollständige Diagramm befindet sich in Anhang A.

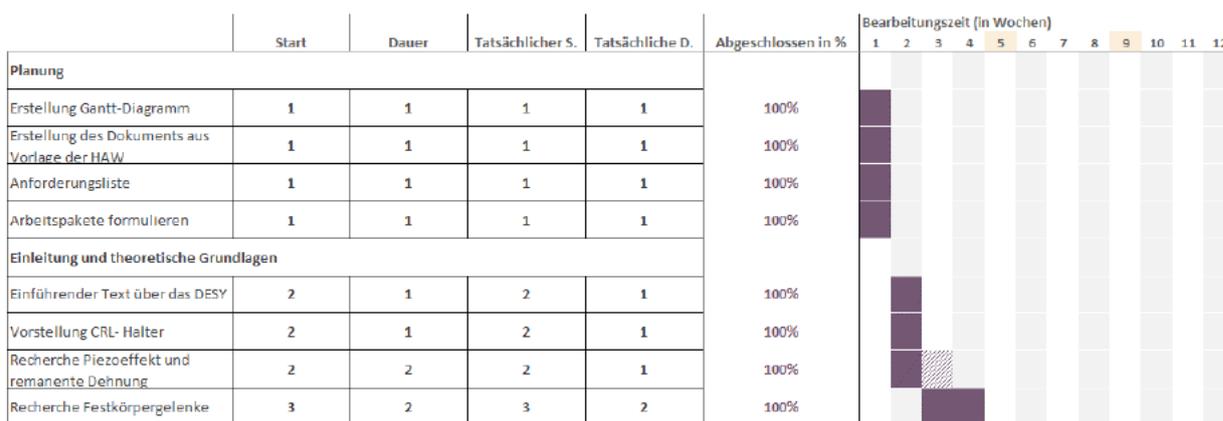


Abbildung 14 Ausschnitt Gantt-Diagramm

Während des gesamten Projekts werden immer wieder Zwischenergebnisse mit den Auftraggebern besprochen, um Probleme während der Konstruktion frühzeitig zu erkennen und ihnen durch rechtzeitige Änderungen entgegenzuwirken.

3.2 Konzepte

Für die Entwicklung der ersten Konzepte wird zunächst ein morphologischer Kasten (Tabelle 5) erstellt, in welchem die Gesamtfunktion in Unterfunktionen unterteilt wird. Anschließend können für jede Unterfunktion mittels Brainstormings verschiedene Teillösungen erarbeitet und gegenübergestellt werden.

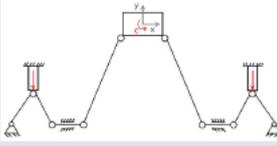
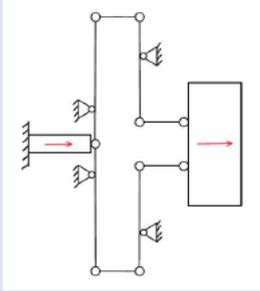
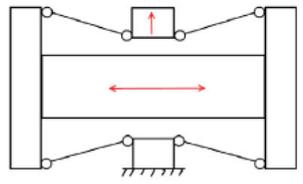
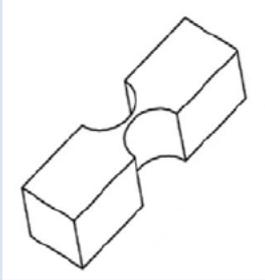
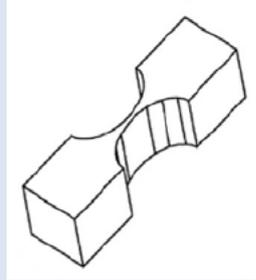
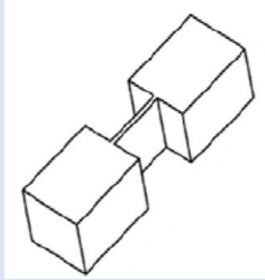
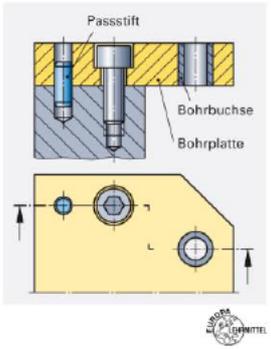
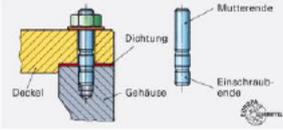
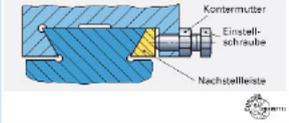
Teilfunktion	Lösungsmöglichkeiten		
Aktor	Longitudinal Stacks 	Stick-Slip Aktoren 	Schreitaktoren 
Kine- matisches Prinzip	Parallelkinematik 	Hebel mit Lagern 	Flexure 
Gelenk- geometrie	Kreis 	Ellipse 	Rechteck 
Achs- anordnung	YZ-Ebene	X-Richtung (Strahlrichtung)	-
Montage- prinzip	Stifte und Schrauben 	Anschlag und Schrauben 	Geklemmte Führung (Schwalbenschwanz) 

Tabelle 5 Morphologischer Kasten [4], [11], [12], [13], [14]

Auf Basis des morphologischen Kastens wird nun in den folgenden Unterkapiteln die bestmögliche Lösung für die einzelnen Teilaufgaben bestimmt.

3.2.1 Auswahl der Aktoren

Bei der Auswahl der Aktoren zeigt sich, dass Longitudinal Stacks, welche mit remanenter Dehnung (vgl. Kapitel 2.1) betrieben werden, die beste Lösung darstellen. Sie besitzen den Vorteil, dass sie nach der Positionierung stromlos geschaltet werden können und ihre Position im vorgegebenen Bereich driftstabil halten. [3] und [11]

Sie weisen zudem einen geringen Bauraum auf, besitzen hohe Blockierkräfte und eine Übersetzung lässt sich durch die geradlinige Bewegung gut realisieren.

Durch den Betrieb von Longitudinal Stacks mit remanenter Dehnung verringert sich der Hub eines Aktors mit Standard-PZT-Keramik auf ca. 40% des Nominalstellweges. Andere Keramiken liefern bis zu 65% des Nominalstellweges, deren Abmessungen sind allerdings größer. [15]

Für den weiteren Verlauf der Konstruktion wird der PICMA Aktor P-885.51 (Tabelle 6) vom Unternehmen Physik Instrumente GmbH und Co. KG verwendet. Er ist der kleinste, verfügbare Aktor, bei dem 65% des Nominalstellweges erreicht werden können. Da dies ein Maximalwert ist, wird mit der unteren Grenze laut Herstellerangaben gearbeitet. Diese entspricht 60% des Nominalstellweges. Dieser Aktor wird speziell für dieses Projekt konfiguriert und hergestellt, bislang waren diese Aktoren nicht erhältlich. [15]

Abmessungen H x B x L [mm]	Nominal- stellweg [μm]	Blockierkraft [N]	Steifigkeit [$\frac{N}{\mu\text{m}}$]	Resonanzfrequenz [kHz]
5 x 5 x 18	15	900	50	70

Tabelle 6 Kennwerte des Aktors PI PICMA P-885.51 [11]

Bei 60% des Nominalstellweges ergibt nach Gleichung (3.1) sich ein maximaler Verfahrweg von

$$0,6 \cdot 15\mu\text{m} = 9\mu\text{m} \quad (3.1)$$

Weiterhin verkürzt sich der Stellweg des Aktors durch seine Steifigkeit nach Herstellerangaben [16] gemäß Gleichung (3.2):

$$\Delta L = L_0 \cdot \left(\frac{k_A}{k_A + k_L} \right) \quad (3.2)$$

Hierbei stellt ΔL den verfügbaren Stellweg, L_0 den ursprünglichen Stellweg, k_A die Steifigkeit des Aktors und k_L die Steifigkeit der Last dar.

3.2.2 Auswahl des kinematischen Prinzips

Da sich für den gegebenen Messbereich keine alternativen Verstellmechanismen eignen, muss auf Festkörpergelenke zurückgegriffen werden. Sie haben gegenüber anderen Systemen, wie beispielsweise Keilanordnungen, den Vorteil, dass sie spielfrei sind und kein Losbrechmoment besitzen. Somit muss ein Prinzip für die Anordnung dieser Gelenke ermittelt werden. Eine Übersetzung mit Gelenken ist notwendig, da die maximal mögliche Verschiebung des ausgewählten Piezoaktors nicht ausreicht, um den geforderten Verfahrweg von $100\mu\text{m}$ zu realisieren (vgl. Tabelle 6).

Bei der Entwicklung der Kinematik wird vor allem darauf geachtet, dass die parasitären Bewegungen des Systems gering gehalten beziehungsweise kompensiert werden.

Für die Umsetzung einer Bewegung in zwei Raumrichtungen gibt es verschiedene Möglichkeiten. Zum einen kann mit einer Parallelkinematik, wie sie in der Robotertechnik verbreitet ist, die Bewegung eines Punktes durch zwei parallel genutzte, über Gelenke miteinander verbundene Aktoren realisiert werden (Abbildung 15). Hierbei ist ebenfalls eine Rotation des Punktes möglich. [4]

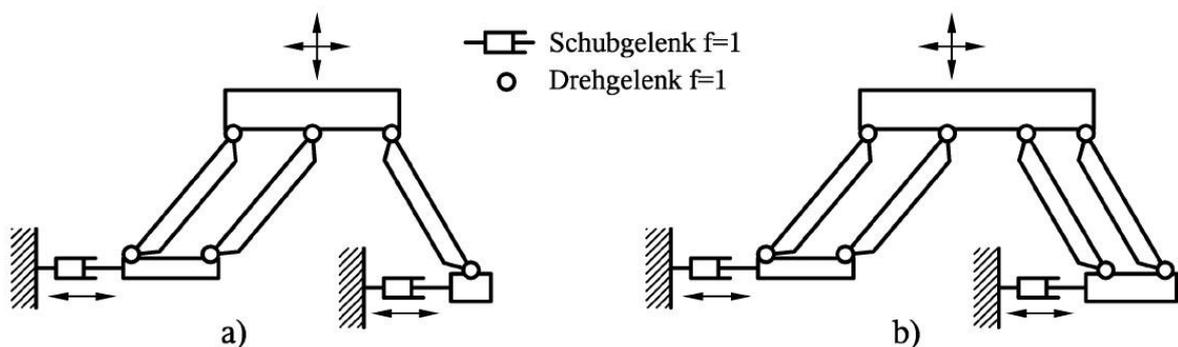


Abbildung 15 Parallelkinematik mit zwei translatorischen Freiheitsgraden einfache Ausführung a) und erweiterte Ausführung b) [4]

Zum anderen können durch eine Verschachtelung zweier Linearachsen ebenfalls die geforderten Bewegungsmöglichkeiten erreicht werden. Weitere Informationen zur Anordnung der Linearachsen befinden sich in Kapitel 3.2.4. Dabei können die Aktoren sowohl innerhalb als auch außerhalb der Kinematik angeordnet sein.

Die einzelnen Achsen sollten symmetrisch gestaltet werden, da dadurch mögliche auftretende, parasitäre Bewegungen kompensiert werden können. Weiterhin verhindern diese Anordnungen rotatorische Bewegungen des zu verschiebenden Punktes.

Ausgehend von den oben genannten Aspekten werden verschiedene Konzepte erdacht und in Tabelle 7 miteinander verglichen.

Das in Abbildung 15 gezeigte parallelkinematische Konzept wird für einen größeren Verfahrweg mit Kniehebelgelenken modifiziert (Abbildung 16).

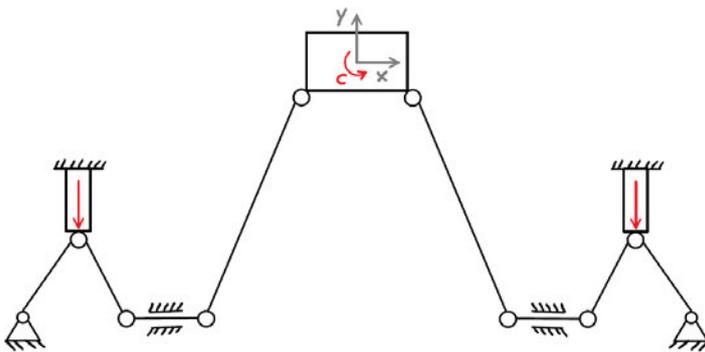


Abbildung 16 Parallelkinematisches Konzept mit Kniehebelgelenken

Die Übersetzung in Variante 2 (Abbildung 17) wird über verschiedene Hebel realisiert, der Aktor befindet sich in dieser Variante außerhalb der Kinematik. Durch die mehrfache Übersetzung wird versucht, den Bauraum so gering wie möglich zu halten.

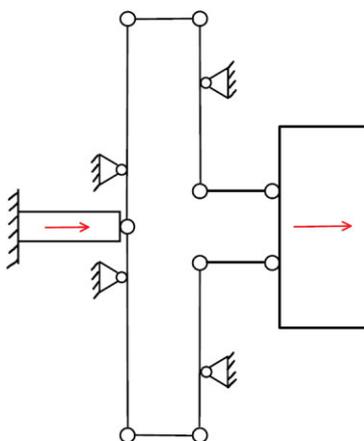


Abbildung 17 Skizze zweistufige Kinematik (eine Achse)

Als drittes Konzept wird eine Flexure-Anwendung (Abbildung 18) gewählt. Hierbei wird die Übersetzung gleichermaßen über Hebel bewirkt, wodurch große Übersetzungen realisiert

werden können. Die Positionierung des Aktors innerhalb der Kinematik ermöglicht zudem eine Platzersparnis gegenüber Konzept 2.

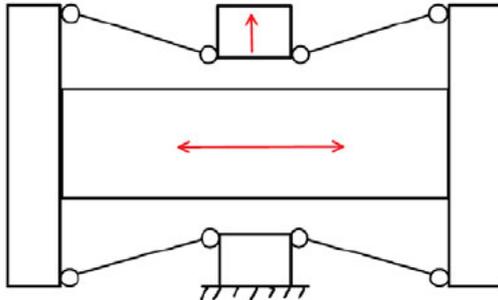


Abbildung 18 Skizze Flexurekinematik

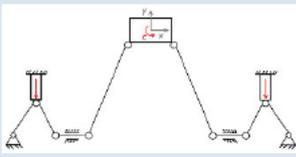
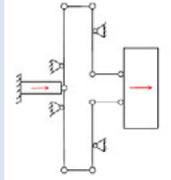
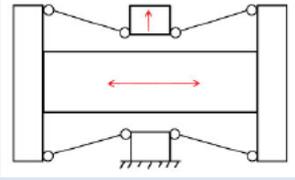
	Konzept 1	Konzept 2	Konzept 3
Bild			
Vorteile	<ul style="list-style-type: none"> - Geringes Gewicht - Ein System 	<ul style="list-style-type: none"> - Keine parasitären Bewegungen - Einfache Ansteuerung 	<ul style="list-style-type: none"> - Große Übersetzungen - Kleiner Bauraum - Aktor innerhalb der Kinematik - Einfache Ansteuerung - Keine parasitären Bewegungen
Nachteile	<ul style="list-style-type: none"> - Aufwändige Steuerung - Komplizierte Lagerung - Verdrehung der Optik - Großer Bauraum 	<ul style="list-style-type: none"> - Maximal zweistufig - Kleine Übersetzungen - Großer Bauraum - Große Aktoren - Aktor außerhalb der Kinematik 	<ul style="list-style-type: none"> - Aufwändige Fertigung

Tabelle 7 Vergleich der Konzepte

Zunächst wird das parallelkinematische Konzept 1 verworfen, da es zahlreiche Unwägbarkeiten wie eine komplizierte Steuerung und eine Verdrehung der Phasenplatte mit sich bringt. Außerdem weist es einen großen Bauraum auf.

Aufgrund der zahlreichen Vorteile gegenüber Konzept 2 wird sich für Konzept 3 entschieden. Vor allem die kompakte Bauweise und die Kompensation von parasitären Bewegungen bei großen Übersetzungen überwiegen an dieser Stelle.

3.2.3 Auswahl der Gelenkanordnung

Um das im vorherigen Kapitel entwickelte Konzept weiter auszuarbeiten, werden nun auch hier drei verschiedene Gelenkanordnungen und -anzahlen für eine Achse miteinander verglichen. Für eine Analyse nach der Finiten-Elemente-Methode wird das Programm ANSYS Workbench 2021R1 genutzt. Gewichtskräfte der Aktoren und anderer Bauteile werden für die Konzeption vernachlässigt und erst in der Verifizierung (Kapitel 4) in das Modell implementiert.

In der Analyse wird die Gesamtquerschnittsfläche der Gelenke als konstant für alle Konzepte festgelegt, um eine Vergleichbarkeit der Konzepte zu gewährleisten. Ebenso wird der vertikale Abstand der Gelenke angeglichen. Die Breite der Kinematik wird an den Piezoaktor angepasst und beträgt 6mm .

Zunächst wird eine Variante untersucht, bei welcher die Verformung mittels eines Winkels hervorgerufen wird. Dabei sind die Stege der Festkörpergelenke kollinear zur Mittelachse der im Winkel angestellten Geometrie (Abbildung 19). Der vertikale Abstand der äußersten Punkte der Stege eines Gelenkpaars beträgt $0,4\text{mm}$. Die Gelenkgeometrie entspricht einem Blattfedergelenk mit der Gelenklänge von $1,2\text{mm}$ und einer Stegbreite von $0,3\text{mm}$ beziehungsweise $0,15\text{mm}$ in Variante 3.

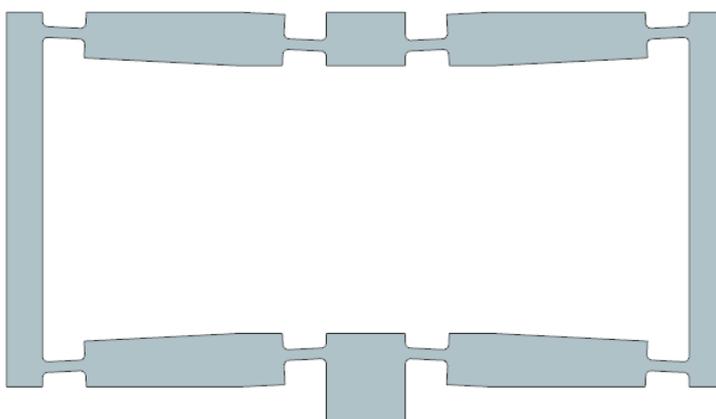


Abbildung 19 Flexurekinematik (Winkel)

Nachdem das geometrische Modell aus dem CAD-Programm Siemens NX in ANSYS Workbench übertragen und der Werkstoff als Titan Grade 5 festgelegt wurde (vgl. Kapitel 3.2.6), wird zunächst eine Vernetzung mit quadratischen Elementen durchgeführt, da diese sich für spannungs- und biegedominierende Probleme besser eignen als lineare Elemente [17]. Dabei wird eine Elementgröße von $0,5\text{mm}$ verwendet (Abbildung 20). Alle Vergleichsspannungen werden nach der von-Mises-Hypothese berechnet.

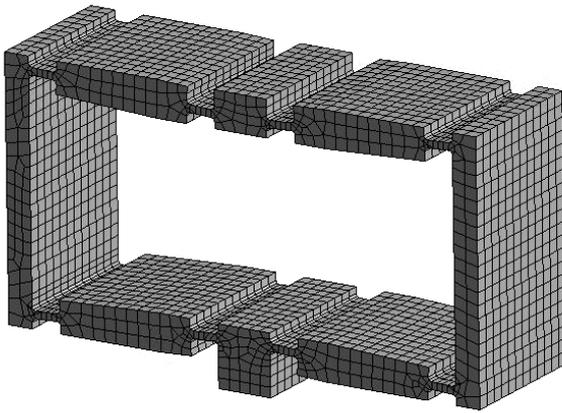


Abbildung 20 Automatische Vernetzung mit Elementgröße $0,5\text{mm}$ (Flexure (Winkel))

Da dieses Netz vor allem an den Festkörpergelenken zu grob ist, wird eine Konvergenzanalyse (Tabelle 8) durchgeführt. Hierbei wird das Netz an den Stellen mit den ZZ-Fehlerwerten (vgl. Kapitel 2.3.1) vom Programm automatisch verfeinert und erneut berechnet. Dieses Verfahren wird wiederholt, bis eine Abweichung der Iterationsergebnisse von unter 1% erreicht wird.

Für die Lagerung wird eine feste Einspannung am Fuß der Kinematik gewählt. Die Verformung wird durch eine Verschiebung von zunächst je $9,5\mu\text{m}$ an den Auflageflächen der Piezoaktoren hervorgerufen (Abbildung 21). Dieser Wert berücksichtigt nicht die Steifigkeit des Aktors, da zunächst davon ausgegangen wird, dass der Aktor mit einer Übermaßpassung von $10\mu\text{m}$ montiert wird (vgl. Kapitel 3.3.4) und den vollen Stellweg von $9\mu\text{m}$ gemäß Kapitel 3.2.1 erreichen kann. Eine Analyse der gesamten Kinematik mit ihrer Steifigkeit wird im Kapitel 4 durchgeführt.

A: Flexure schräg, Steg 0,3mm, Distanz 0,4mm
 Static Structural
 Time: 1, s
 06.01.2022 08:54

- A** Displacement 2
- B** Displacement
- C** Fixed Support

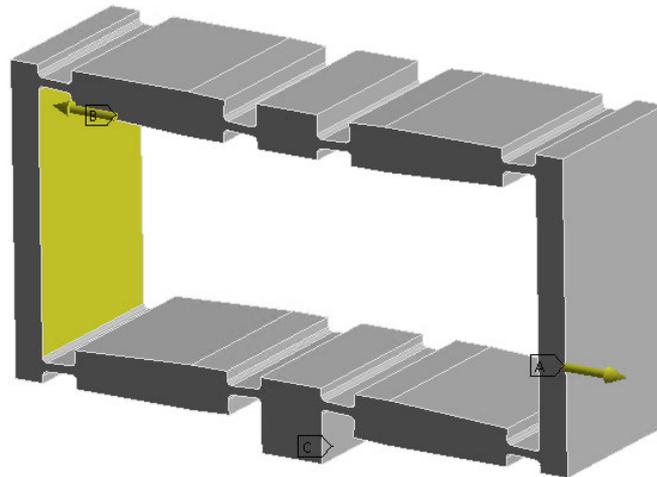


Abbildung 21 Randbedingungen Flexure (Winkel)

Als Ergebnisse wurden die Gesamtdeformation, die Deformationen in X- und Y-Richtung, die Vergleichsspannung sowie die Kraftreaktion an der aufgebrachtten Verschiebung A (siehe Abbildung 21) ausgegeben.

A: Flexure schräg, Steg 0,3mm, Distanz 0,4mm
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 06.01.2022 09:17

- 0,2422 Max
- 0,21529
- 0,18838
- 0,16147
- 0,13455
- 0,10764
- 0,080733
- 0,053822
- 0,026911
- 0 Min

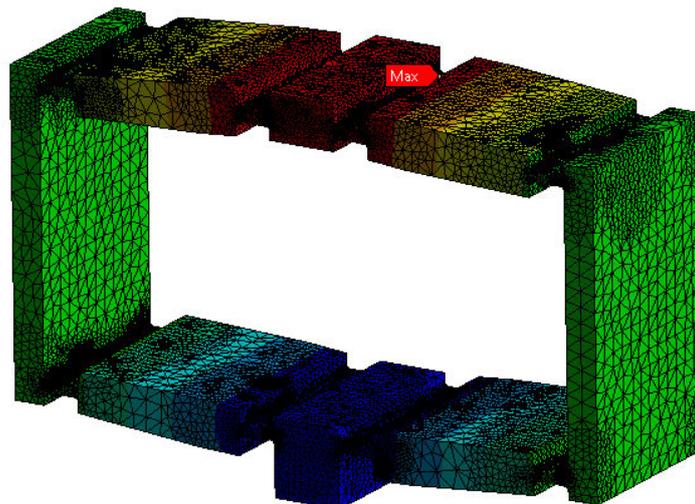
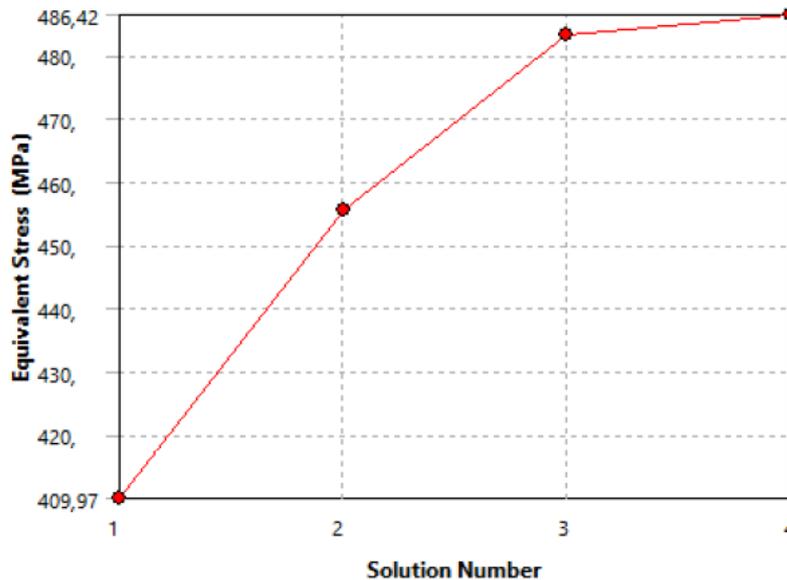


Abbildung 22 Gesamtdeformation mit konvergiertem Netz, Flexure (Winkel)



	Equivalent Stress (MPa)	Change (%)	Nodes	Elements
1	409,97		28847	5196
2	455,41	10,502	100284	58397
3	483,37	5,9574	435305	284725
4	486,42	0,62954	1167940	806801

Tabelle 8 Konvergenzanalyse der Vergleichsspannung mit Diagramm (zulässige Abweichung: 1%)

Die nachstehende Tabelle 9 zeigt, dass die Gesamtdeformation und die Deformation in vertikaler Richtung gleich groß sind. Weiterhin ist anhand der Daten erkennbar, dass sich die parasitären Bewegungen vollständig ausgleichen, sodass ein reiner Hub in vertikale Richtung ausgeführt wird.

Max. Deformation horizontal	Max. Deformation vertikal	Max. Deformation	Max. Vergleichsspannung	Kraftreaktion am Ort der Verschiebung
0,0184mm	0,2422mm	0,2422mm	486,42 MPa	291,51 N

Tabelle 9 Ergebnisse der statischen Analyse (Flexure Winkel)

Des Weiteren wird eine Modalanalyse durchgeführt, für die ebenfalls ein Netz mit quadratischen Elementen der Größe $0,5\text{mm}$ verwendet wird. Eine Konvergenzanalyse (Tabelle 10) verfeinert das Netz, bis eine Abweichung von unter 1% bei der ersten Eigenfrequenz auftritt. Diese liegt bei $751,48\text{Hz}$.

B: Modal
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Frequency: 751,48 Hz
 Unit: mm
 06.01.2022 09:29

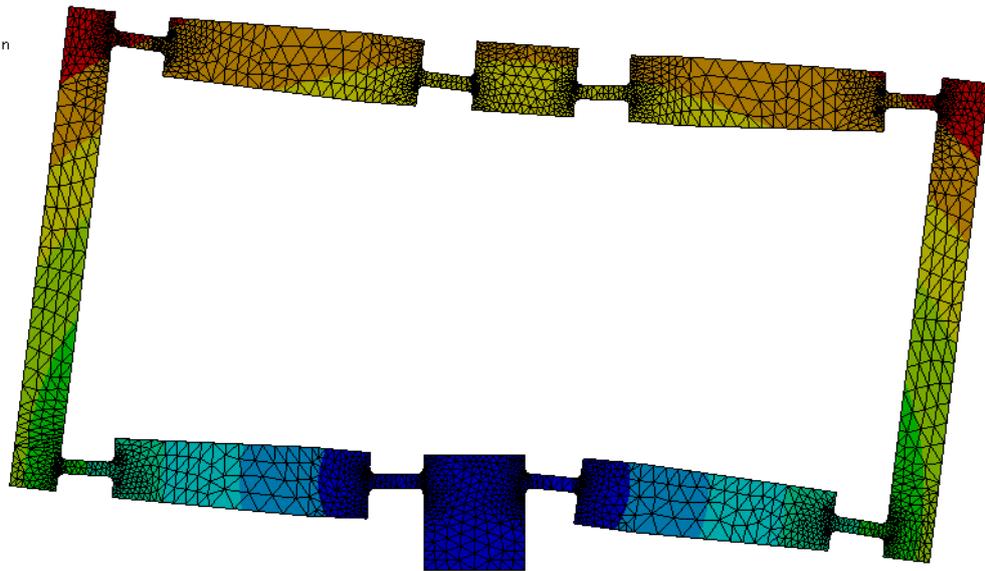
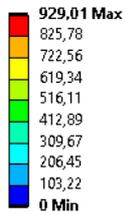
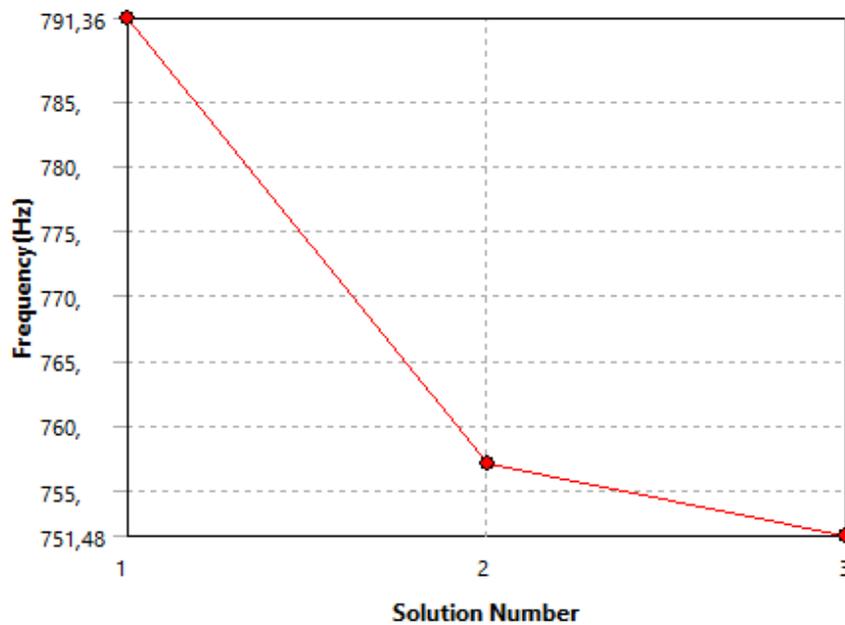


Abbildung 23 Konvergiertes Netz der ersten Eigenfrequenz von 751,48Hz, Flexure (Winkel)



	Frequency(Hz)	Change (%)	Nodes	Elements
1	791,36		11869	6036
2	757,06	-4,4304	78532	47674
3	751,48	-0,74094	510331	343428

Tabelle 10 Konvergenzanalyse der ersten Eigenfrequenz mit Diagramm, Flexure (Winkel)

Als nächste Variante wird eine von der Mittelachse der als unendlich steif angenommenen, horizontalen Struktur außermittige Steganordnung gewählt (Abbildung 24). Hierbei wird eine vertikale Bewegung über den Versatz der Stege erzwungen. Der vertikale Versatz der Stege beträgt $0,4\text{mm}$.

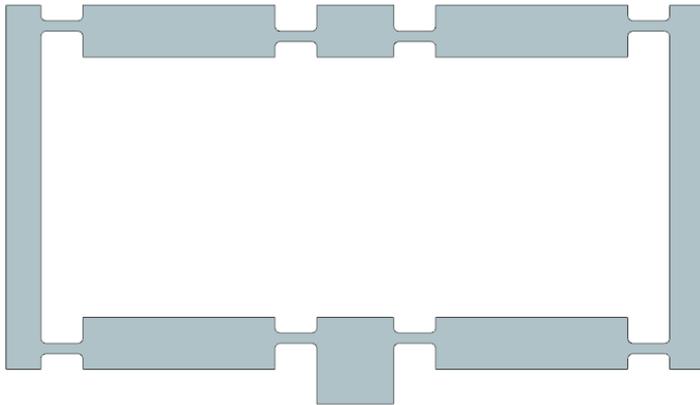


Abbildung 24 Flexurekinematik (Versatz), einfach

Nach dem Laden des geometrischen Modells in ANSYS Workbench wird, wie beim vorherigen Modell, eine Vernetzung mit quadratischen Elementen vorgenommen. Außerdem werden die Randbedingungen erneut festgelegt, wie auf Abbildung 25 zu sehen ist. Mittels einer Konvergenzanalyse werden anschließend die Vergleichsspannung, die Gesamtverformung sowie die Verformungen in X- und Y- Richtung mit einer maximalen Abweichung der Vergleichsspannung von 1% bestimmt. Zudem wird die Kraftreaktion am Punkt der Verschiebung A (siehe Abbildung 25) berechnet.

C: Flexure Rechteck 1x, Steg 0,3mm, Distanz 0,4mm

Static Structural
Time: 1, s
06.01.2022 08:58

- A** Displacement
- B** Displacement 2
- C** Fixed Support

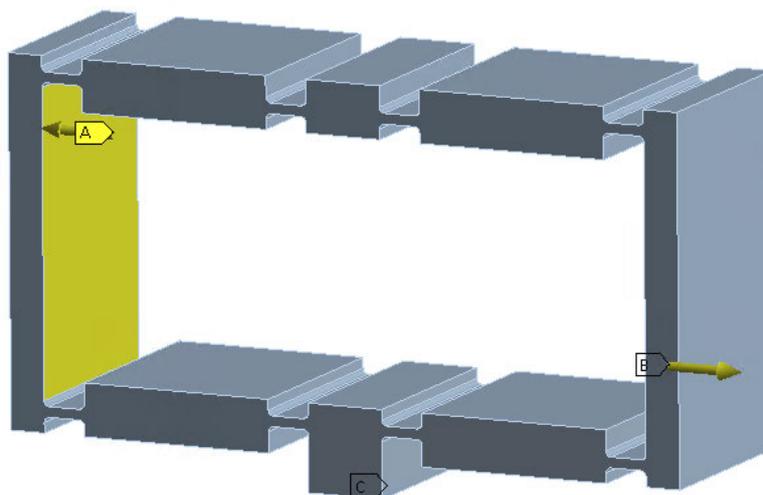


Abbildung 25 Randbedingungen Flexure (Versatz), einfach

C: Flexure Rechteck 1x, Steg 0,3mm, Distanz 0,4m m

Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 06.01.2022 09:00

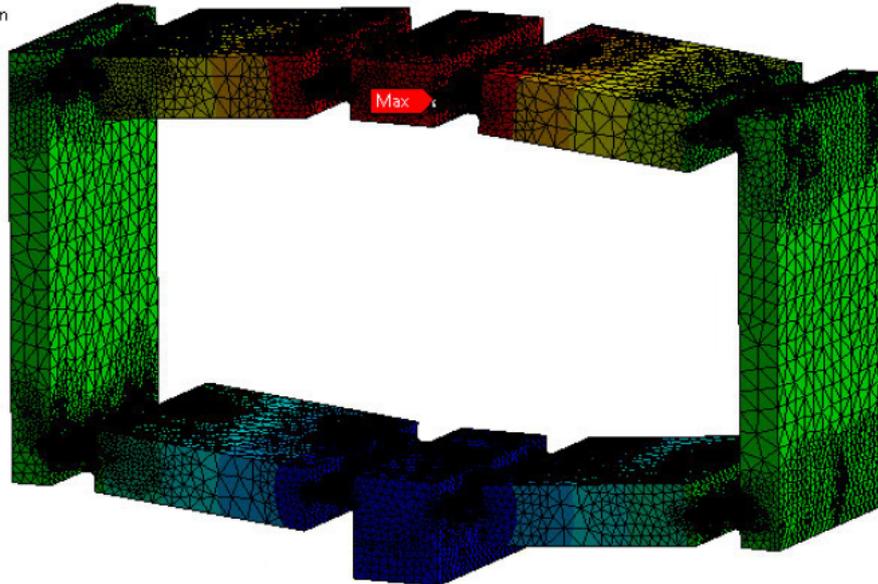
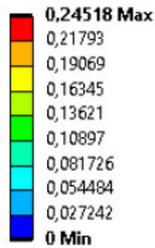


Abbildung 26 Gesamtdeformation mit konvergiertem Netz, Flexure (Versatz), einfach

Die nachstehende Tabelle 11 zeigt, dass die maximale Gesamtdeformation mit der Deformation in Y-Richtung übereinstimmt. Beide liegen am obersten Punkt der Kinematik mittig an, was zeigt, dass die parasitären Bewegungen vollständig ausgeglichen werden.

Max. Deformation horizontal	Max. Deformation vertikal	Max. Deformation	Max. Vergleichsspannung	Kraftreaktion am Ort der Verschiebung
0,0189mm	0,2454mm	0,2454mm	468,58MPa	337,11 N

Tabelle 11 Ergebnisse der statischen Analyse (Flexure (Versatz), einfach)

Des Weiteren wurde eine Modalanalyse durchgeführt, hierfür werden die Parameter aus der vorherigen Variante übernommen, die Ausgangsvernetzung wird mit einer Elementgröße von $0,5\text{mm}$ realisiert. Die erste Eigenfrequenz des Systems liegt bei $742,93\text{Hz}$.

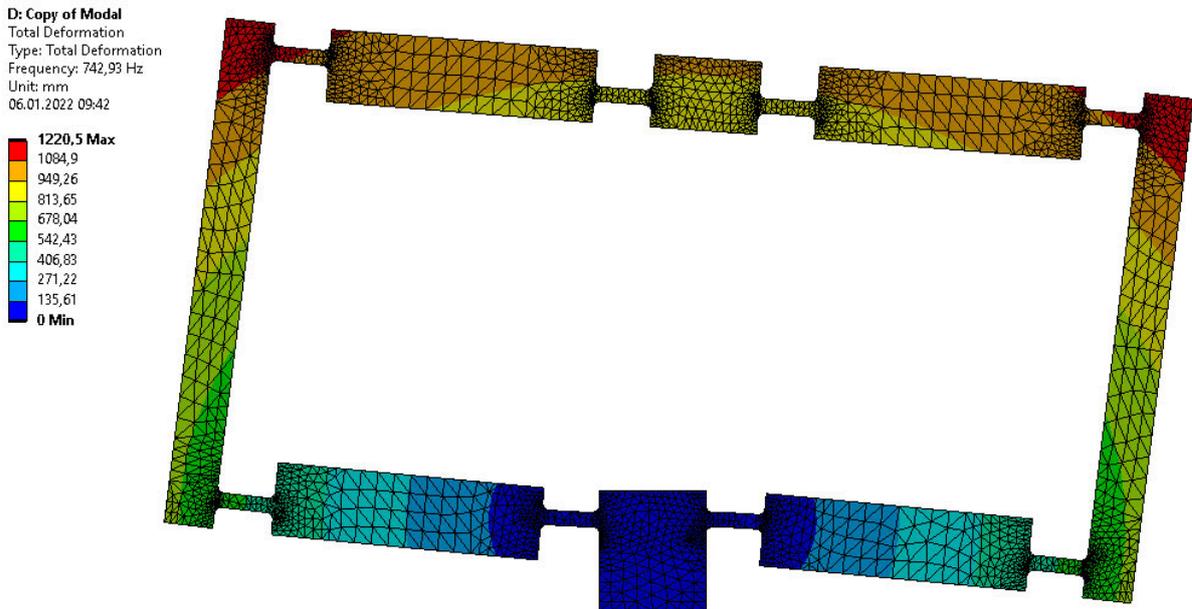


Abbildung 27 Konvergiertes Netz der ersten Eigenfrequenz von $742,93\text{Hz}$, Flexure (Versatz), einfach

Als letzte Variante wird die Aufteilung der im zweiten Konzept vorgestellten Festkörpergelenke forciert. Dabei halbiert sich die Querschnittsfläche der einzelnen Gelenke, deren Anzahl verdoppelt sich jedoch (Abbildung 28). Das Funktionsprinzip entspricht dem der zweiten Variante. Auch hier wird, wie bei den zuvor geprüften Modellen, zunächst mit einem Netz aus quadratischen Elementen mit der Größe von $0,5\text{mm}$ gearbeitet, welches dann mittels einer Konvergenzanalyse verfeinert wird. Die zulässige Abweichung zur letzten Iteration beträgt auch hier 1%.

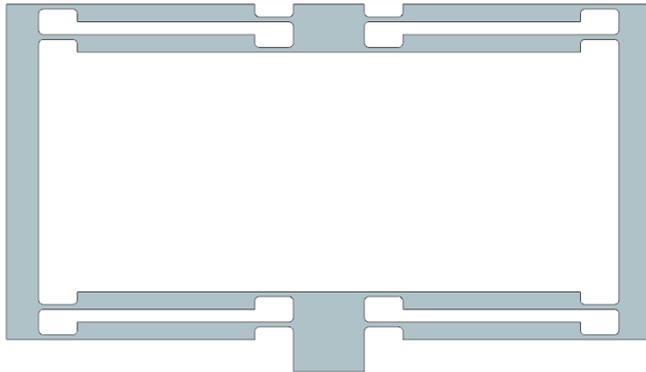


Abbildung 28 Flexurekinematik (Versatz), zweifach

E: Flexure Rechteck 2x, Steg 0,15m m, Distanz 0,4m m

Static Structural
Time: 9,7072e-002 s
06.01.2022 09:03

- A Displacement 2
- B Displacement
- C Fixed Support

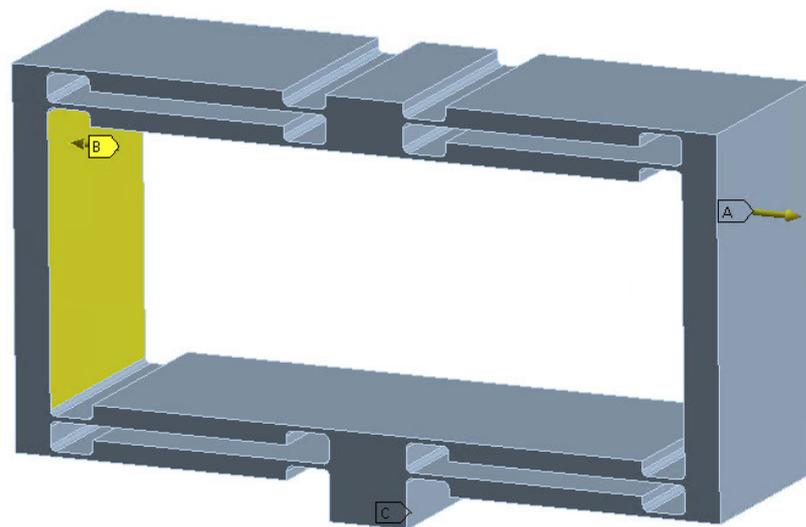


Abbildung 29 Randbedingungen Flexure (Versatz), zweifach

E: Flexure Rechteck 2x, Steg 0,15m m, Distanz 0,4m m
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 06.01.2022 09:07

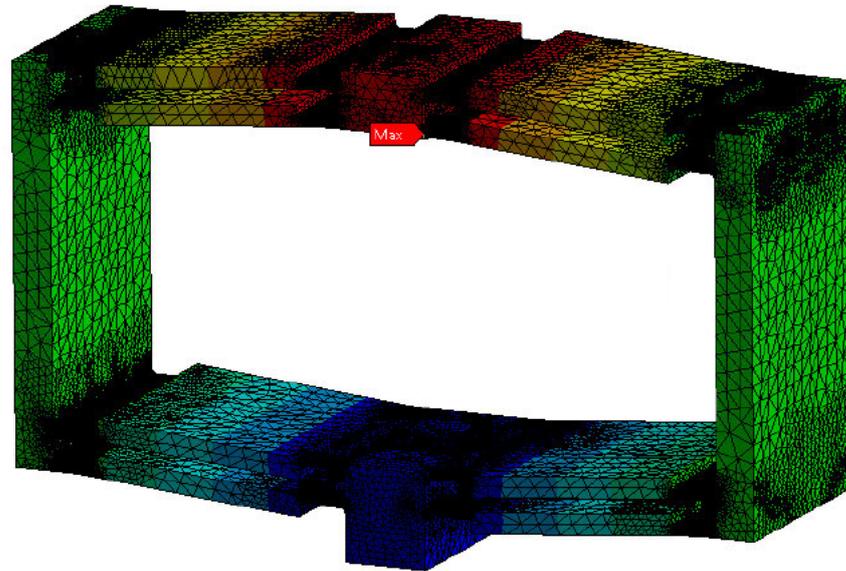
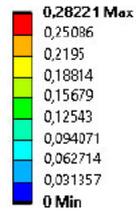


Abbildung 30 Gesamtdeformation mit konvergiertem Netz, Flexure (Versatz), zweifach

Auch hier zeigt sich, dass die parasitären Bewegungen vollständig kompensiert werden und ausschließlich ein Hub in Y-Richtung durchgeführt wird (Tabelle 12).

Max. Deformation horizontal	Max. Deformation vertikal	Max. Deformation	Max. Vergleichsspannung	Kraftreaktion am Ort der Verschiebung
0,0107mm	0,2827mm	0,2827mm	228,4 MPa	77,69 N

Tabelle 12 Ergebnisse der statischen Analyse (Flexure Rechteck doppelt)

Die Modalanalyse zeigt bei diesem System eine erste Eigenfrequenz von 803,63Hz. Der Aufbau des Modells ist mit den Modalanalysen der vorherigen Simulationen identisch.

F: Copy of Copy of Modal
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Frequency: 803,63 Hz
 Unit: mm
 06.01.2022 09:09

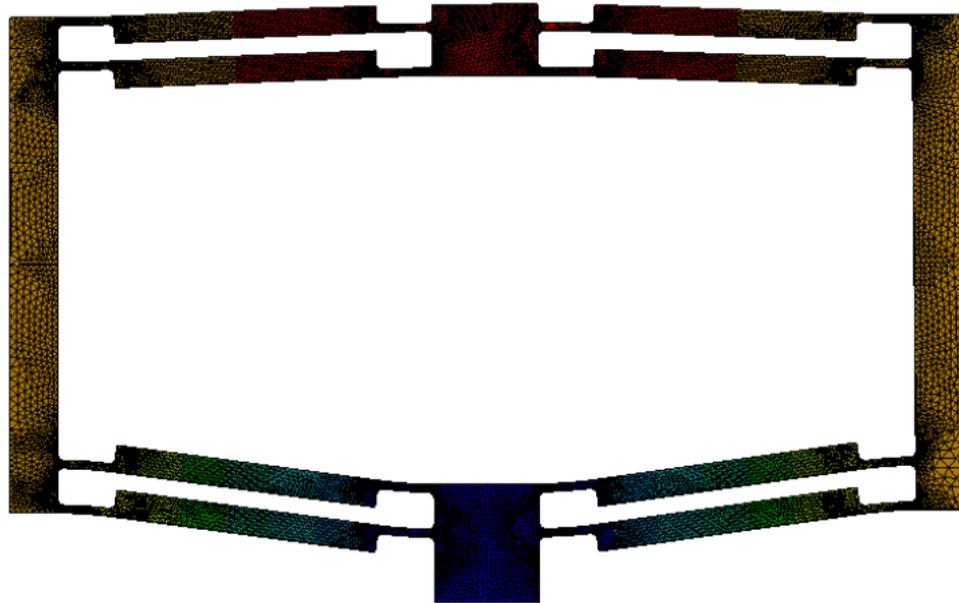
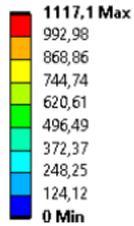


Abbildung 31 Konvergiertes Netz der ersten Eigenfrequenz von 803,63Hz, Flexure (Versatz), zweifach

Die Ergebnisse der FE-Analysen werden in der folgenden Tabelle 13 gegenübergestellt. Es zeigt sich, dass sich die als letztes simulierte Gelenkanordnung für die Konstruktion am besten eignet. Diese Kinematik generiert den größten Hub mit einer im Vergleich zu den anderen Varianten über 240MPa geringeren, maximalen Vergleichsspannung. Weiterhin ist die Kraft, die der Aktor aufbringen muss, um die Kinematik zu verformen, circa ein Viertel so groß wie in Variante 1. Die Modalanalysen zeigen zudem, dass dieses System die höchste Steifigkeit besitzt. Zu erwähnen ist hierbei, dass die erste Eigenform der doppelten Rechteckgelenkanordnung nicht wie bei den beiden anderen Varianten eine Verdrehung um die Strahlachse zeigt, sondern eine vertikale Verschiebung hervorruft.

Gelenkanordnung	Max. Hub	Max. von-Mises-Spannung	Kraftreaktion	1.Eigenfrequenz
Winkel	0,2422mm	486,42 MPa	291,51 N	751,48Hz
Rechteck einfach	0,2454mm	468,58MPa	337,11 N	742,93Hz
Rechteck doppelt	0,2827mm	228,4 MPa	77,69 N	803,63Hz

Tabelle 13 Vergleich der Gelenkanordnungen

3.2.4 Auswahl der Gelenkgeometrie

Für die Gelenkgeometrie stehen verschiedene Formen zur Auswahl, die jeweils verschiedene Vorteile und Nachteile bezüglich zulässigem Drehwinkel, Spannungskonzentration, Präzision und Fertigung bieten (vgl. Kapitel 2.2).

Aufgrund der Optimierungsmöglichkeiten in der FEM-Analyse wird zunächst eine elliptische Geometrie verwendet. Durch eine Parameteroptimierung lässt sich so eine große Bandbreite von Kreis- bis ansatzweise Rechteckform bezüglich der maximalen Deformationen miteinander vergleichen. Diese Überprüfung ist notwendig, um abzuwägen, ob eine Realisierung der Kinematik mit Festkörpergelenken mit einer Kreisgeometrie trotz der höheren Spannungen und geringeren Auslenkungen möglich ist, da so die Genauigkeit der Bewegung steigt.

Als Ausgangsgeometrie werden Ellipsen gewählt, die einen elastic hinge parameter von $\beta = 0,25$ besitzen. Dies entspricht nahezu dem Mittelwert des empfohlenen Bereiches (vgl. Kapitel 2.2.1) von

$$0,01 \leq \beta \leq 0,50$$

Die minimal mögliche Gelenkdicke ist durch die Fertigungsmöglichkeiten am DESY auf 0,15mm beschränkt. Aus dem im Kapitel 2.2.1 beschriebenen Ansatz

$$\beta = \frac{h}{D}$$

ergibt sich gemäß Gleichung (3.3) folgender Wert für den Durchmesser:

$$D = \frac{h}{\beta} = \frac{0,15mm}{0,25} = 0,6mm \quad (3.3)$$

Um die optimale Gelenkform für den Anwendungsfall zu definieren, wird zunächst exemplarisch ein Festkörpergelenk im Design Modeler von ANSYS Workbench nachmodelliert und anschließend parametrisiert (Abbildung 32).

Als Parameter werden hierbei die äußeren Radien der Ellipsen verwendet (Abbildung 33). Da die Stärke des Gelenks zu 0,15mm festgelegt wird, ändert sich der mittlere Radius automatisch so, dass die Gesamtbreite von 0,6mm eingehalten wird.

D: Static Structural for Direct Optimization

Static Structural
Time: 1, s
09.02.2022 13:49

- A Force: 10, N
- B Fixed Support



Abbildung 32 Modell für Strukturoptimierung, Randbedingungen

Anschließend können die Festkörpergelenkgeometrien mittels einer Direct Optimization im FEM-Programm ermittelt werden. Als Randbedingung wird eine feste Einspannung an der stützenden Struktur gewählt, die Verschiebung wird mittels einer Kraft von 10N realisiert (Abbildung 32). Die Simulation zeigt, dass sich die optimale Form der Gelenke für eine große Deformation der Form eines Rechtecks nähert (Tabelle 14).

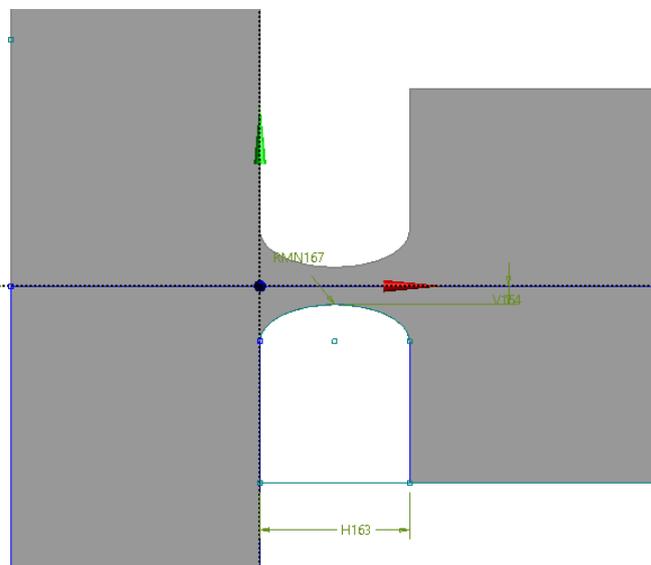


Abbildung 33 Parametrisiertes Festkörpergelenk

Radius (mm)	Deformation Probe Maximum Y Axis (mm)
0,300	0,797
0,271	0,825
0,213	0,896
0,155	0,998
0,112	1,113
0,097	1,165
0,060	1,345
0,039	1,497
0,010	1,843

Tabelle 14 Ergebnisse der Parameteroptimierung

Die FEM-Analyse zeigt, dass die Auslenkung eines Gelenks mit Kreisgeometrie lediglich 43% der Auslenkung einer Rechteckgeometrie beträgt (Tabelle 14), sodass eine Blattfederanordnung trotz des größeren Fertigungsaufwandes und der geringeren Bewegungsgenauigkeit zu bevorzugen ist. Bevor nun die Gelenkgeometrie als Blattfeder festgelegt wird, wird überprüft, ob die bestehende Geometrie die Grenzen der in Kapitel 2.2.2 beschriebenen Designparameter für rechteckige Festkörpergelenke einhält:

$$\frac{1}{10} < \lambda < \frac{1}{3}$$

und

$$\frac{1}{10} < \gamma < \frac{1}{2}$$

Die Steglänge L_s beträgt $0,6\text{mm}$, während sich die Gesamtlänge L_0 auf $7,9\text{mm}$ beläuft. Weiterhin ist die Gelenkdicke t der Kreisgeometrie angepasst und beträgt ebenfalls $0,15\text{mm}$, die Gesamtdicke T beläuft sich auf $0,55\text{mm}$. Somit ergeben sich für die Designparameter gemäß der Gleichungen (3.4) und (3.5):

$$\lambda = \frac{L_s}{L_0} = \frac{0,6\text{mm}}{7,9\text{mm}} = \frac{1}{13} = 0,077 \quad (3.4)$$

$$\gamma = \frac{t}{T} = \frac{0,15\text{mm}}{0,55\text{mm}} = \frac{3}{11} = 0,272 \quad (3.5)$$

Der untere Richtwert für den Designparameter λ wird unterschritten, daher wird eine weitere Anpassung der Gelenkgeometrie vorgenommen. Der Parameter L_s wird zunächst auf den Wert $1,2mm$ festgesetzt. Aufgrund der Fertigung mittels Drahterodierens werden die innenliegenden Kanten der Gelenke mit einem Radius von $0,15mm$ versehen, was dem kleinstmöglichen Drahtradius entspricht. Somit ergibt sich gemäß Gleichung (3.6) der neue Designparameter λ_{neu} :

$$\lambda_{neu} = \frac{L_s}{L_0} = \frac{1,2mm}{7,9mm} = 0,152 \quad (3.6)$$

3.2.5 Auswahl der Achsanordnung

Da sich für ein Konzept mit zwei Linearachsen entschieden wurde (das parallelkinematische Konzept wurde verworfen), muss nun die Anordnung der Achsen bestimmt werden, hierbei gibt es verschiedene Möglichkeiten. Zum einen können beide Achsen in der YZ-Ebene miteinander verbunden werden. Dies ermöglicht eine monolithische Struktur, die mittels Fräsbearbeitung und Drahterodieren gefertigt werden kann. (Abbildung 34).

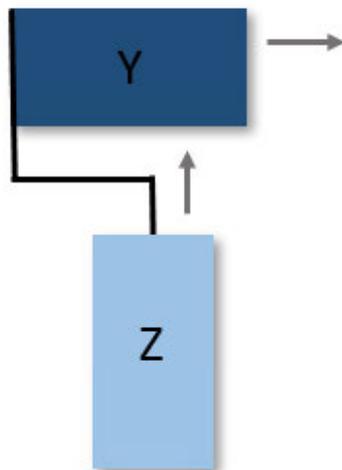


Abbildung 34 Achsanordnung in der YZ-Ebene

Zum anderen kann eine Anordnung der Achsen in X-Richtung realisiert werden. Aufgrund der sich überschneidenden Festkörpergelenkgeometrien ist hierbei die Fertigung beider Achsen in einem Bauteil nicht möglich. Dies hat zur Folge, dass sich die Anzahl der Bauteile erhöht und diese miteinander gefügt werden müssen.

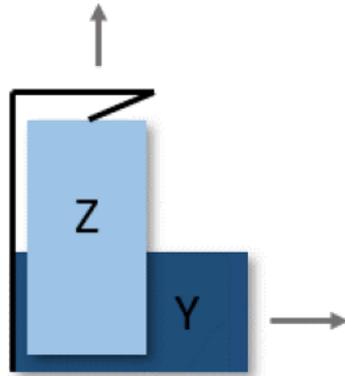


Abbildung 35 Anordnung entlang der X-Achse

Die vertikale Platzersparnis, die durch die Anordnung in Strahlrichtung entsteht (Abbildung 35), ist nicht ausreichend, um die gesamte Kinematik in die bisher bestehenden Aluminiumplatten (Abbildung 36) zu integrieren. Aus diesem Grund müssen diese in jedem Fall angepasst beziehungsweise erneut gefertigt werden.

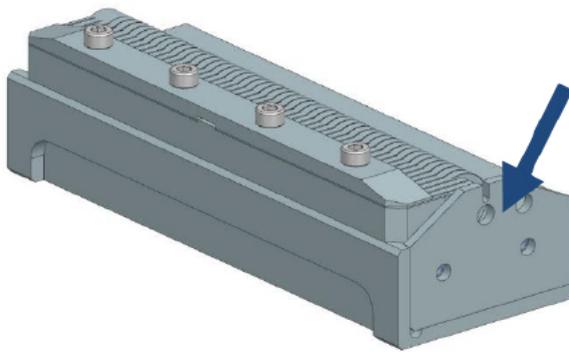


Abbildung 36 CRL-Grundkörper mit Aluminiumplatte (Pfeil)

Vergleichend sind beide Varianten in Tabelle 15 mit ihren Vor- und Nachteilen dargestellt.

Anordnung	in der YZ-Ebene	entlang der X-Achse
Vorteile	<ul style="list-style-type: none"> - geringe Tiefe in X-Richtung - monolithisch - einfache Kabelführung 	<ul style="list-style-type: none"> - geringe Höhe - kompakte Bauweise - einfachere Fertigung
Nachteile	<ul style="list-style-type: none"> - große Höhe - aufwändige Fertigung 	<ul style="list-style-type: none"> - große Tiefe in X-Richtung - Erhöhte Bauteilanzahl - Fügstellen

Tabelle 15 Vergleich der Achsanordnungen

Da die erhöhte Bauteilanzahl und die Fügstellen eine ungenaue Montage begünstigen, wird sich für Variante 1 entschieden. Aufgrund der einfachen Kabelführung und der Fertigung der Kinematik als monolithische Struktur, kann eine effiziente Raumnutzung erfolgen, sodass die Gesamtabmessungen des Systems und die Bauteilanzahl klein gehalten werden.

3.2.6 Auswahl des Werkstoffes

Die bestimmenden Faktoren für die Auswahl des Werkstoffes sind die Verformung und die Spannung in den Festkörpergelenken. Um die Verformung bei gleichzeitigem Nichtüberschreiten der mit Sicherheitsfaktoren auferlegten Streckgrenze möglichst groß zu gestalten, eignen sich Werkstoffe mit niedrigem Elastizitätsmodul. Sie haben gegenüber hochmoduligen Werkstoffen den Vorteil, dass die maximale Spannung bei demselben Querschnitt und derselben Verformung geringer ist. Eine höhere Streckgrenze des Materials bewirkt hierbei eine Verringerung der Auslastung der Konstruktion.

Beim DESY werden derartige Geometrien häufig aus Titan Grade 5 hergestellt, andere im Institut verfügbare Werkstoffe sind diverse Aluminium- und Stahllegierungen. In folgender Tabelle 16 werden die verschiedenen Werkstoffe mit den relevanten Parametern gegenübergestellt. Außerdem werden die maximalen Spannungen aus der in Kapitel 3.2.3 entwickelten Kinematik für alle drei Werkstoffe gezeigt (Anhang C).

Material	EN AW 7021	1.4404	Titan Grade 5
Elastizitätsmodul	70.000 MPa	200.000 MPa	114.000 MPa
Streckgrenze	290 MPa	200 MPa	830 MPa
Zugfestigkeit	320 MPa	500 MPa	895 MPa
Spannung FEM	142,26 MPa	395,33 MPa	223,58 MPa
Hub FEM	0,2824mm	0,2827mm	0,2822mm
Sicherheit (Fließen)	2,0	0,5	3,7

Tabelle 16 Vergleich der Werkstoffe [18], [19], [20]

Die Tabelle 16 zeigt, dass Titan Grade 5 die beste Parameterkonfiguration aus den verglichenen Werkstoffen besitzt, da es die größte Sicherheit gegen Fließen aufweist. Auch die Aluminiumlegierung erfüllt die in der Anforderungsliste definierte Sicherheit von 1,5. Da beim DESY allerdings große Erfahrungen im Umgang mit der Fertigung von Festkörpergelenken aus Titanlegierungen bestehen, werden die Mehrkosten für den Werkstoff bewusst in Kauf genommen.

3.2.7 Auswahl der Montageprinzipien der Gesamtbaugruppe

Um den Mechanismus zu befestigen, werden weitere Elemente in der Konstruktion benötigt. Hierfür bieten sich verschiedene Varianten an. Zu beachten ist hierbei, dass das System an verschiedenen CRL-Haltern montiert werden soll. Aus diesem Grund und aufgrund von Fertigungstoleranzen, ist eine Ausrichtung mit Stiften nicht praktikabel.

Weiterhin soll die Montage möglichst einfach und mit geringem Spiel geschehen. Eine Schwalbenschwanzführung muss jedoch ein gewisses Spiel aufweisen, welches zwar durch Klemmung minimiert werden kann, aber eine undefinierte Verdrehung oder Verschiebung der Vorrichtung zur Folge haben kann. Zudem ist die Fertigung im Vergleich zu allen anderen Varianten, die im morphologischen Kasten aufgeführt sind, am aufwändigsten, sodass diese Variante ebenfalls keine Option darstellt.

Eine weitere Möglichkeit ist die Fixierung über zwei Schrauben, welche die Vorrichtung an den CRL-Halter klemmen. Um dabei eine genaue Ausrichtung zu gewährleisten, kann die Konstruktion gegen Anschlagkanten geschoben werden. Bei der Montage ist besonders zu berücksichtigen, dass ein wirklicher Kontakt zu den Anschlagflächen besteht. Zudem müssen die Geometrien ausreichend eng toleriert werden. Aufgrund ihrer guten Realisierbarkeit wird diese Variante weiterverfolgt.

3.3 Ausführung des entwickelten Konzepts

Im Folgenden wird das erarbeitete Konzept in den vorhandenen CRL-Halter implementiert. Hierfür wird die Randgeometrie der Kinematik entwickelt und die Befestigungsgeometrie angepasst. Die Implementierung des Konzepts in die alte Haltergeometrie wird in Anhang E dargestellt.

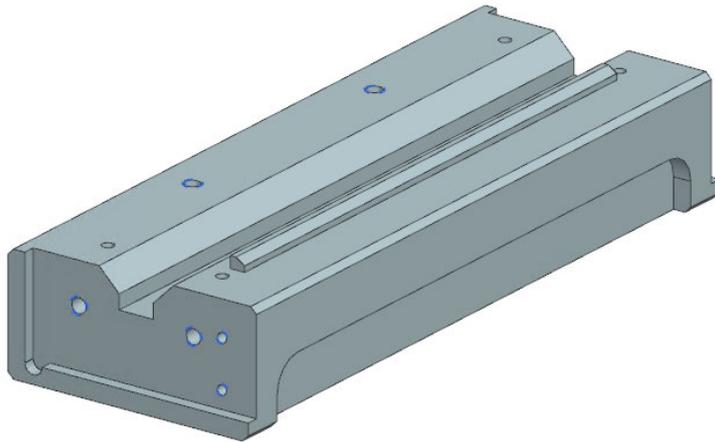


Abbildung 37 Vorhandene Anschlaggeometrie und Gewindebohrungen im Grundkörper

3.3.1 Anschlaggeometrie und Verschraubung am CRL-Halter

Die in Abbildung 37 gezeigte, vorhandene Geometrie besitzt bereits Anschlagkanten. Diese können für die Montage der Kinematik nicht weiter genutzt werden, da an dieser Stelle ein Anschlagblech sitzt. Aus diesem Grund wird das Anschlagblech angepasst, indem es zusätzlich Anschlagkanten sowie Befestigungsbohrungen für die Kinematik erhält (Abbildung 38).

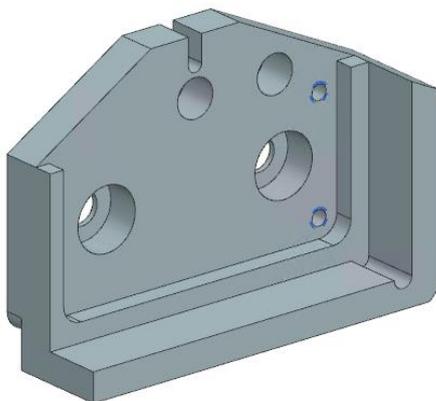


Abbildung 38 Adapterplatte für neue CRL-Halter

Um eine beidseitige Montage der Kinematik zu ermöglichen, bietet sich eine Geometrie an, die zur XZ-Ebene symmetrisch ist. Bei einer Symmetrie zur XY-Ebene kann eine beidseitige Montage jedoch nicht ermöglicht werden, da an dieser Stelle die Bohrung zur Ausrichtung durch einen Piezoaktor verdeckt werden würde. Um die Aktoren und die Kinematik zudem zu schützen, wird ein Schutzrahmen um die Kinematik herum konstruiert. Zudem werden Taschen zur Gewichtsreduzierung vorgesehen.

Als Anschlagskanten werden die kurze, seitliche und die untere Kante der Randgeometrie verwendet (Abbildung 39).

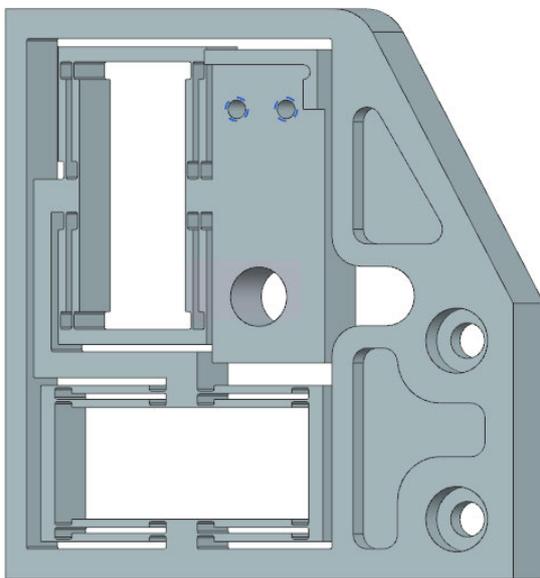


Abbildung 39 Kinematik mit Rand- und Anschlaggeometrien

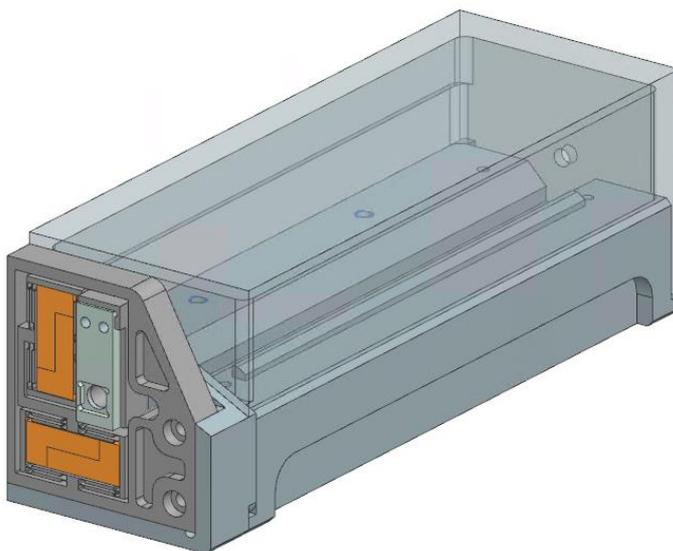


Abbildung 40 Montierte Gesamtbaugruppe ohne Normteile

3.3.2 Verbindungsstecker und Kabelführung

Die Piezoaktoren besitzen Kabel, die an zwei Seiten mit ihnen verlötet sind (Abbildung 41). Durch die Anforderung der beidseitigen Nutzung der Kinematik und dem verfügbaren Bauraum, müssen die Kabel der Piezoaktoren seitlich oder oberhalb an der Kinematik herausgeführt werden. Um die Kinematik universell einsetzbar zu gestalten, wird auf Abstandsgeometrien verzichtet. Die Abstände und die Position werden über die Adapterplatten realisiert. Für die eine lösbare Verbindung zur Steuerung wird ein Stecker verwendet. Somit ist gewährleistet, dass die Elektronik vom Aktor getrennt werden kann, sobald dieser seine Position erreicht hat.



Abbildung 41 Piezoaktor mit Verkabelung [11]

3.3.3 Konstruktion des Phasenplattenhalters

Die Konstruktion des Phasenplattenhalters orientiert sich an einem bereits verwendeten Halter (Abbildung 42). Dieser kann nicht weiterverwendet werden, da in Zukunft verschiedene Phasenplatten mit unterschiedlichen Größen verwendet werden. Die aktuelle Korrekturoptik besitzt quadratische, äußere Abmaße von 5mm x 5mm und wird in den Halter eingeklebt.

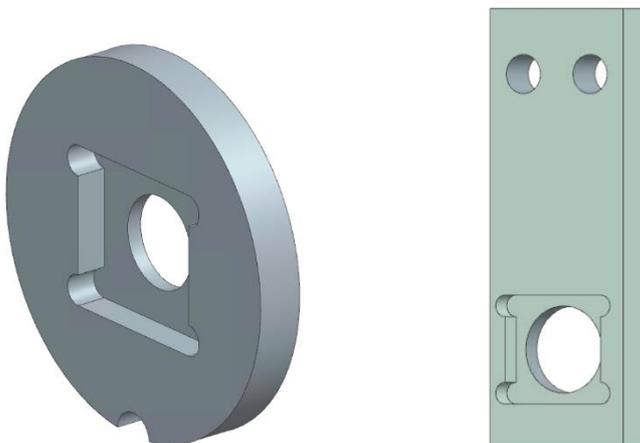


Abbildung 42 Vorhandener (links) und neuer (rechts) Phasenplattenhalter



Der Halter wird mit der Kinematik mittels zweier M1,6-Schrauben gefügt und dabei über zwei Anschlagkanten ausgerichtet. Sowohl die Anschlaggeometrie als auch die Bohrungen für die Befestigungsschrauben sind mit großem Abstand zum Strahl positioniert, um weitere Phasenplattenhalter für andere, größere Phasenplatten ebenfalls nutzen zu können. Bei der Konstruktion des Halters wurde darauf geachtet, dass der äußere Rahmen höher ist als die Korrekturoptik, um diese bei der Lagerung und bei der Montage schützen zu können (Abbildung 42). Die Tiefe der ausgefrästen Tasche beträgt 1mm , die Gesamtblechstärke beläuft sich auf 2mm .

3.3.4 Erzeugung der Vorspannung für die Piezoaktoren

Damit der Piezoaktor auch in Nulllage nicht aus der Kinematik fällt, muss eine Vorspannung im System vorhanden sein. Zusätzlich wird dadurch eine optimale Ausnutzung der Stellwege realisiert, da jede Auslenkung des Aktors direkt zu einem Hub führt. Die Vorspannung wirkt sich ebenfalls positiv auf die Eigenfrequenzen des Systems aus. Um diese zu erreichen, werden die Piezoaktoren mittels einer Übermaßpassung von $10\mu\text{m}$ innerhalb der Baugruppe montiert. Damit die aufgrund von Fertigungstoleranzen entstandenen, unterschiedlichen Längen der Aktoren ausgeglichen werden können, können Distanzbleche eingesetzt werden. Für einen Prototypen bietet sich eine Anpassung der Maße an die gelieferten Aktoren an. Die Kinematik wird dementsprechend toleriert (siehe Anhang F).

4 Verifizierung der Konstruktion

Um das entwickelte System mit all seinen Komponenten zu überprüfen und später mit der Anforderungsliste vergleichen zu können, muss eine erneute FEM-Analyse durchgeführt werden.

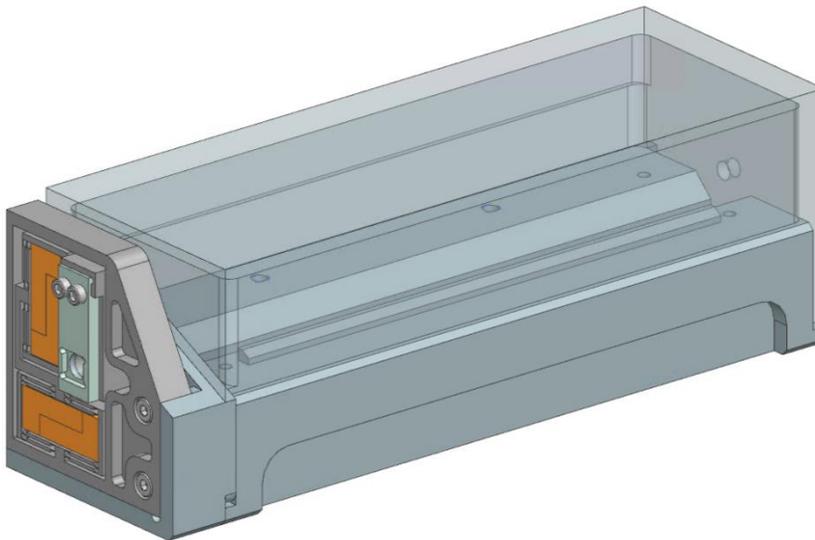


Abbildung 43 Gesamtbaugruppe

4.1 Statisch-mechanische Analyse

In der statisch-mechanischen Analyse wird das gesamte entwickelte Modell betrachtet, was bedeutet, dass alle Piezoaktoren, der Phasenplattenhalter sowie seine Befestigungsschrauben mit ihren Massen einen Einfluss auf das Modell haben. Es wird überprüft, ob die geforderte Verschiebung auftritt und erneut die maximale Vergleichsspannung nach von-Mises mit der Streckgrenze der gewählten Titanlegierung verglichen.

Um die Berechnungszeit und die Knotenanzahl gering zu halten, werden Vereinfachungen am System vorgenommen. Zum einen wird nur die Kinematik betrachtet. Dies bedeutet, dass sämtliche Randgeometrien, wie die Durchgangsbohrungen, Taschen und der schützende Rahmen nicht mit in die Analyse aufgenommen werden (Abbildung 44). Diese Vereinfachung kann getroffen werden, da die Verformungen nur innerhalb der Kinematik hervorgerufen werden, und die Ergebnisse auch nur dort eine Aussage über die Funktion der Konstruktion geben.

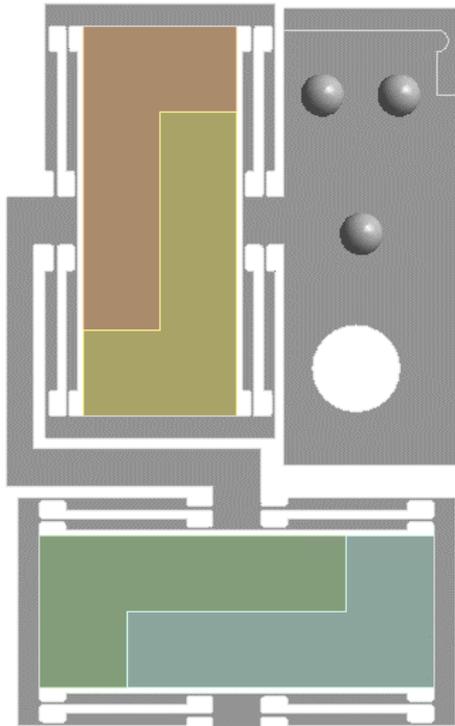


Abbildung 44 Vereinfachtes Modell

Zum anderen werden die Massen des Phasenplattenhalters und dessen Befestigungsschrauben über Massepunkte dargestellt (Abbildung 44). Ihre Verformungen und Spannungswerte liefern ebenfalls keine Informationen über die Funktion der Kinematik, sodass durch das Ersetzen durch Massepunkte eine Vielzahl von Knoten gespart wird.

Weiterhin werden die Piezoaktoren geteilt, die Hälften können reibungsfrei aufeinander gleiten (no separation). Der Kontakt mit der Kinematik wird dabei vereinfachend als Verbundkontakt festgelegt, da es sich hierbei um eine vorgespannte Verbindung handelt.

Als Randbedingung wird der Fuß der unteren Achse mit einer festen Einspannung in seinen Freiheitsgraden beschränkt. Die Belastungen an den Aktoren werden durch Verschiebungen der einzelnen Aktorhälften realisiert. Für die folgenden Berechnungen wird der Gesamtverfahrweg aufgrund der unbekanntem Steifigkeit der Kinematik als unbekannt angenommen und gemäß Kapitel 3.2.1 bestimmt. Zusätzlich wird für die Vorspannung eine Auslenkung von $10\mu\text{m}$ je Aktor auf das System angewendet.

Für die Vernetzung werden quadratische Elemente mit einer Ausgangsgröße von $0,5\text{mm}$ genutzt, da es sich weiterhin um ein biegedominierendes Problem handelt [17]. Lediglich die Piezoelemente werden mit einer Vernetzungsgröße von 5mm belegt, da nur die Verformungen und Spannungen der Kinematik für die Verifizierung relevant sind.

Mittels einer Konvergenzanalyse wird die Vernetzung an den entsprechenden Stellen im Zuge der verschiedenen Iterationen automatisch verfeinert. Ziel ist es auch hier eine maximale Abweichung von 1% zwischen zwei Iterationsschritten bei der Gesamtverformung und der Vergleichsspannung nach von-Mises zu erreichen.

4.1.1 Statisch-mechanische Analyse der Nulllage

Für die Analyse der Verfahrenwege muss zunächst die Ausgangsposition der Kinematik ermittelt werden, diese wird durch Einsetzen der Aktoren hergestellt. Durch die Übermaßpassung von $10\mu\text{m}$ wird die Kinematik in der Y-Achse um einen Maximalbetrag von $141,2\mu\text{m}$ und in der Z-Achse um $138,5\mu\text{m}$ ausgelenkt (Abbildung 45). Die Auslenkungen an der Durchlassbohrung für die Phasenplatte betragen $141,1\mu\text{m}$ in der Y-Achse und $135,8\mu\text{m}$ in der Z-Achse (vgl. Tabelle 17).

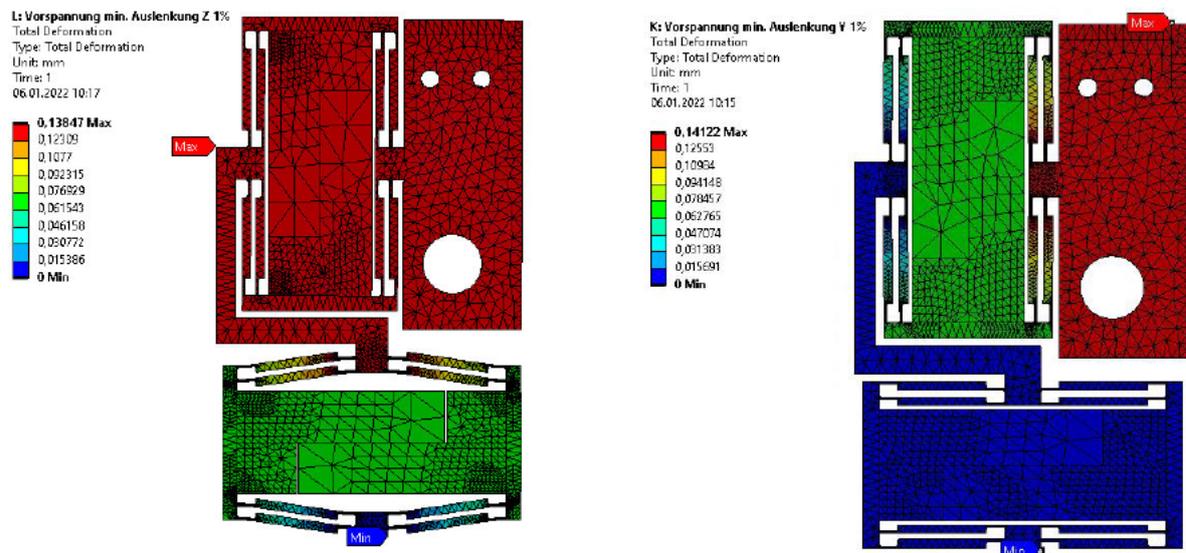


Abbildung 45 Nulllage Z- Achse (links) und Nulllage Y- Achse (rechts)

Ergebnis	Wert Y	Wert Z
Auslenkung an der Phasenplatte	$141,1\mu\text{m}$	$135,8\mu\text{m}$
Max. Gesamtdeformation	$141,2\mu\text{m}$	$138,5\mu\text{m}$
Max. Deformation in X-Richtung	226nm	326nm
Max. Deformation in Y-Richtung	$141,2\mu\text{m}$	$5,4\mu\text{m}$
Max. Deformation in Z-Richtung	$5,4\mu\text{m}$	$138,5\mu\text{m}$
Max. Vergleichsspannung nach von-Mises	115MPa	117MPa
Kraftreaktion am Aktor (einseitig)	40N	41N

Tabelle 17 Ergebnisse aus Simulation der Nulllage

Es zeigt sich, dass die maximalen Auslenkungen aufgrund der Erdbeschleunigung und asymmetrischen Verschachtelung der Achsen nicht an der Bohrung für die Phasenplatte auftreten. Es liegt also eine Verdrehung des Systems vor, diese ist jedoch als unkritisch zu betrachten, da die Ausrichtung der Phasenplatte im CRL-Halter manuell durchgeführt wird, sodass die Verdrehung ausgeglichen werden kann.

Die Auslenkung der Kinematik hat zur Folge, dass sich der Verfahrweg aufgrund der Steifigkeiten der Aktoren und der Kinematik sowie der Vorspannkräfte verringert (vgl. Kapitel 3.2.1).

Während die Steifigkeit des Aktors und der Ausgangsstellweg aus dem Datenblatt des Aktors [11] entnommen beziehungsweise errechnet können, wird die Steifigkeit der Kinematik aus der Kraftreaktion und der Auslenkung des FE-Modells errechnet (Gleichung (4.1)). F stellt hierbei die Kraft für die Auslenkung und x die Auslenkung dar:

$$k_{Lz} = \frac{F_z}{x_z} = \frac{2 \cdot 41N}{10\mu m} = 8,2 \frac{N}{\mu m} \quad (4.1)$$

Somit ergibt sich nach Gleichung (4.2) für den neuen, maximalen Stellweg in Z-Richtung:

$$\begin{aligned} \Delta L_z &= L_0 \cdot \left(\frac{k_A}{k_A + k_L} \right) = 9\mu m \cdot \left(\frac{50 \frac{N}{\mu m}}{50 \frac{N}{\mu m} + 8,2 \frac{N}{\mu m}} \right) \\ &= 7,7\mu m \end{aligned} \quad (4.2)$$

Für die Y-Achse gelten analog die Gleichungen (4.3) und (4.4):

$$k_{Ly} = \frac{F_y}{x_y} = \frac{2 \cdot 40N}{10\mu m} = 8 \frac{N}{\mu m} \quad (4.3)$$

$$\begin{aligned} \Delta L_y &= L_0 \cdot \left(\frac{k_A}{k_A + k_L} \right) = 9\mu m \cdot \left(\frac{50 \frac{N}{\mu m}}{50 \frac{N}{\mu m} + 8 \frac{N}{\mu m}} \right) \\ &= 7,8\mu m \end{aligned} \quad (4.4)$$

Somit sind die maximalen Verfahrswege beider Aktoren bekannt, sodass in den folgenden Unterkapiteln die maximalen Auslenkungen der Kinematik bestimmt werden können.

4.1.2 Statisch-mechanische Analyse der Z-Achse (maximale Auslenkung)

Für die Analyse der Bewegung in der Z-Achse werden nur die Verschiebungen am unteren Aktor aufgebracht. Die Auslenkung des Aktors beträgt gemäß Kapitel 4.1.1 $7,7\mu\text{m}$. Weiterhin wirkt die Erdbeschleunigung auf alle Komponenten des Systems. Die Vernetzung erfolgt nach der in Kapitel 4.1 beschriebenen Vorgehensweise.

M: Vorspannung max. Auslenkung $7,7\mu\text{m}$ Z 1%

Static Structural
Time: 0,14792 s
06.01.2022 10:19

- A** Standard Earth Gravity: $9806,6\text{ mm/s}^2$
- B** Displacement
- C** Displacement 2
- D** Point Mass
- E** Point Mass 3
- F** Point Mass 2
- G** Fixed Support

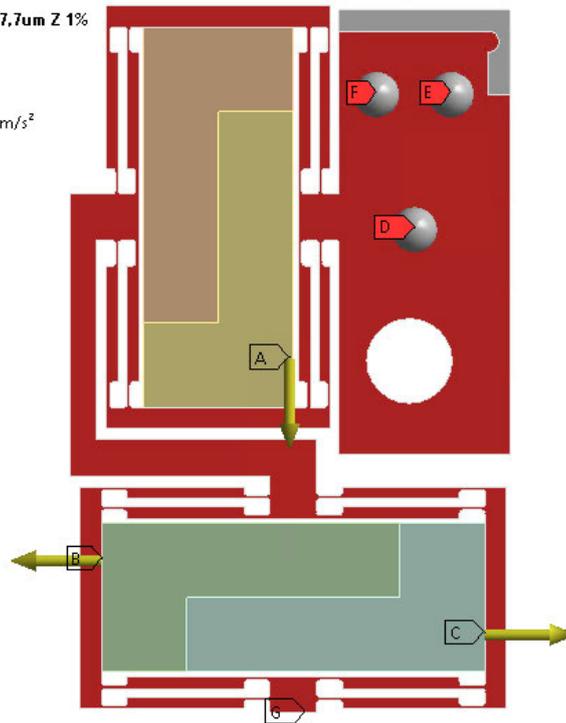
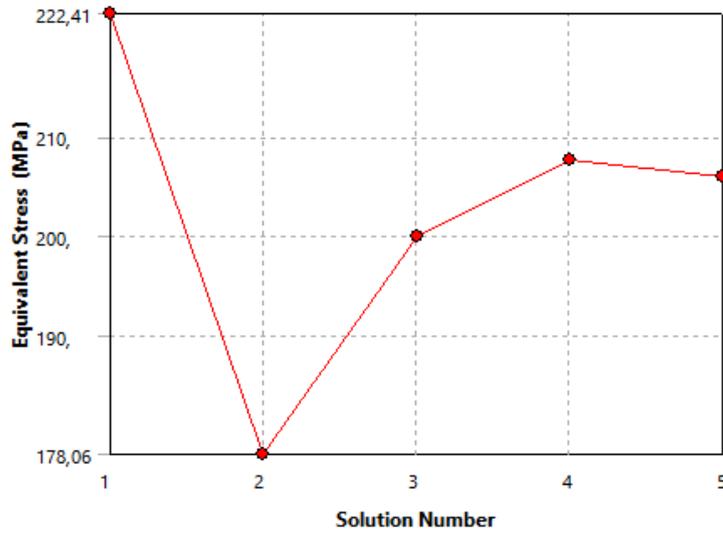


Abbildung 46 Randbedingungen Z-Achse

Nach Abschluss der Konvergenzanalyse, welche in Tabelle 18 dargestellt ist, zeigt sich eine maximale Auslenkung der Bohrung von $243,9\mu\text{m}$.



	Equivalent Stress (MPa)	Change (%)	Nodes	Elements
1	222,41		66007	33813
2	178,06	-22,15	164369	94783
3	200,05	11,633	570902	367100
4	207,71	3,7576	1868878	1280689
5	206,09	-0,78363	5935051	4199543

Tabelle 18 Konvergenzanalyse der Vergleichsspannung mit Diagramm (Z-Achse)

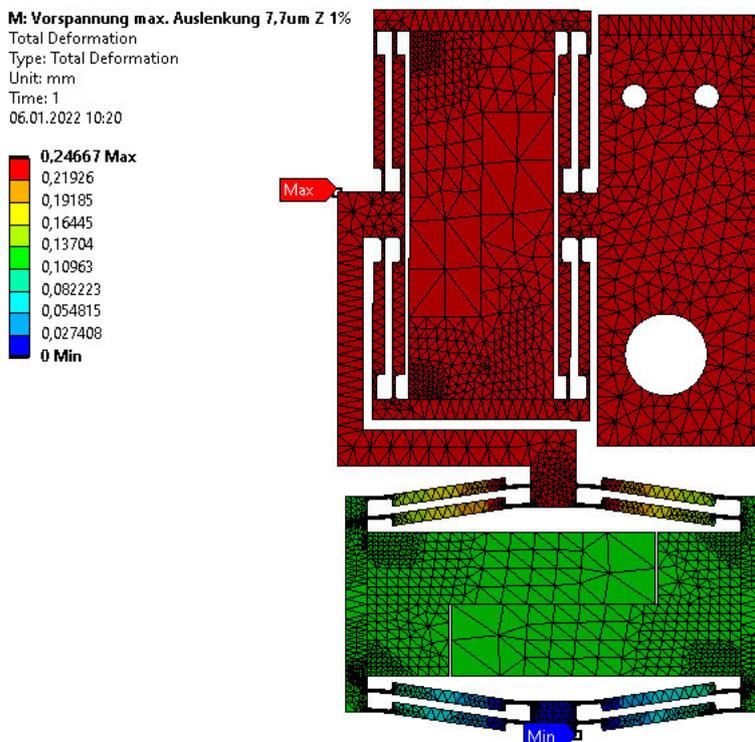


Abbildung 47 Gesamtdeformation mit konvergiertem Netz (Z-Achse)

Als Ergebnisse der Analyse werden die Vergleichsspannung nach von-Mises, die Gesamtdeformation sowie die Deformationen in alle drei Raumrichtungen ausgegeben und analysiert. Weiterhin wird die Kraftreaktion am Aktor berechnet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 19 dargestellt.

Ergebnis	Wert
Auslenkung an der Phasenplatte	243,9 μ m
Max. Gesamtdeformation	246,7 μ m
Max. Deformation in X-Richtung	379nm
Max. Deformation in Y-Richtung	9,5 μ m
Max. Deformation in Z-Richtung	246,7 μ m
Max. Vergleichsspannung nach von-Mises	206MPa
Kraftreaktion am Aktor (einseitig)	71N

Tabelle 19 Ergebnisse Z-Achse

Die Verkipnungen um die X- und die Z-Achse bleiben weiterhin bestehen, sind aber als unkritisch zu betrachten, da die Ausrichtung der Phasenplatte manuell geschieht, beziehungsweise da die Verkipfung in X-Richtung vernachlässigbar gering ist.

Die höchsten Vergleichsspannungen treten auch hier, wie schon in der Analyse der einzelnen Achsen in Kapitel 3.2.3, in den Festkörpergelenken auf. Die Spannungen in den Festkörpergelenken betragen 206MPa, was nach Gleichung (4.5) zu einer Sicherheit von

$$S_z = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{vorh}} = \frac{830 \text{ MPa}}{206 \text{ MPa}} = 4,03 \quad (4.5)$$

führt.

Somit ergibt sich ein Gesamtverfahrweg von 108,1 μ m nach Abzug der Auslenkung von 135,8 μ m aus der Vorspannung (vgl. Kapitel 4.1.1). Das zeigt, dass die entwickelte Kinematik die Anforderung des Verfahrweges von 100 μ m in vertikale Richtung erfüllt.

4.1.3 Statisch-mechanische Analyse der Y-Achse (maximale Auslenkung)

Für die Simulation der Bewegung in Y-Richtung werden hier nur die Verschiebungen am oberen Aktor aufgebracht. Ebenso wie im vorherigen Kapitel wirkt auch hier zusätzlich die Erdbeschleunigung auf die Konstruktion. Die Vernetzung erfolgt wieder nach der in Kapitel 4.1 beschriebenen Vorgehensweise. Die Auslenkung des Aktors beträgt 7,8 μ m (Abbildung 48).

N: Vorspannung max. Auslenkung 7,8um Y 1%
 Static Structural
 Time: 1, s
 02.02.2022 08:48

- A** Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s²
- B** Displacement
- C** Displacement 2
- D** Point Mass 2
- E** Point Mass
- F** Point Mass 3
- G** Fixed Support

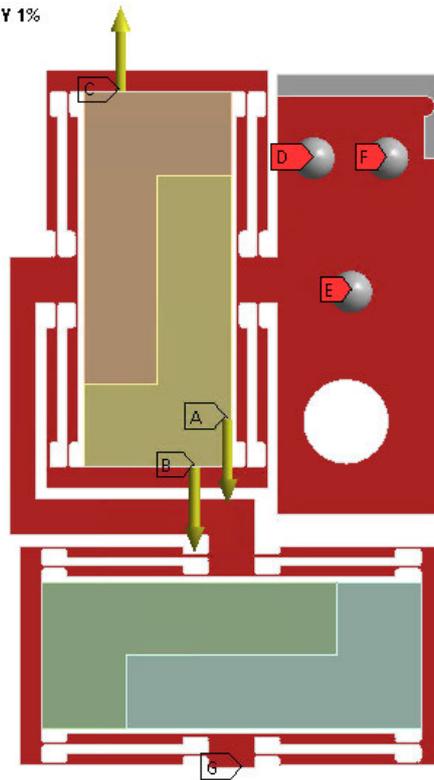
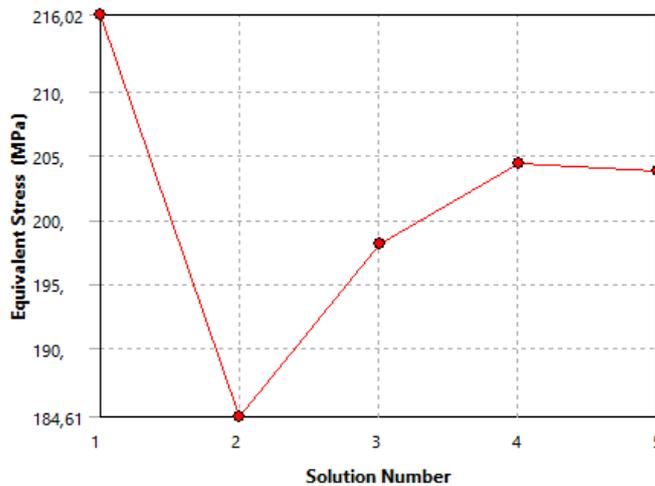


Abbildung 48 Randbedingungen Y-Achse

Nachdem die Konvergenzanalyse (Tabelle 20) abgeschlossen ist, zeigt sich eine horizontale Verschiebung der Phasenplatte um 246,5 μm (Abbildung 49).



	Equivalent Stress (MPa)	Change (%)	Nodes	Elements
1	216,02		66007	33813
2	184,61	-15,68	169386	98654
3	198,15	7,0751	543732	349363
4	204,38	3,0962	691181	406007
5	203,86	-0,25635	3178851	2100128

Tabelle 20 Konvergenzanalyse der Vergleichsspannung mit Diagramm (Y-Achse)

N: Vorspannung max. Auslenkung 7,8um Y 1%
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 06.01.2022 10:26

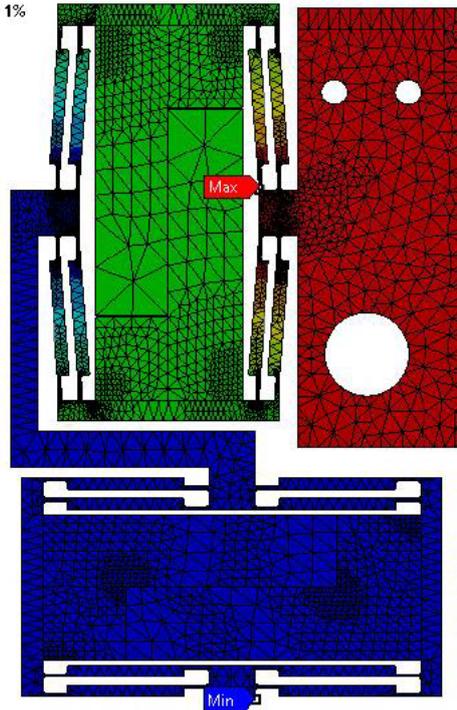
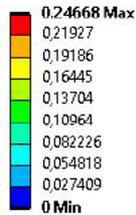


Abbildung 49 Gesamtdeformation mit konvergiertem Netz (Y- Achse)

Als Ergebnisse der Analyse werden auch hier die Vergleichsspannung nach von-Mises, die Gesamtdeformation sowie die Deformationen in alle drei Raumrichtungen ausgegeben und analysiert. Die Kraftreaktion am Aktor wird ebenfalls erneut berechnet. Alle Ergebnisse werden in Tabelle 21 dargestellt.

Ergebnis	Wert
Auslenkung an der Phasenplatte	246,5 μm
Max. Gesamtdeformation	246,7 μm
Max. Deformation in X-Richtung	333nm
Max. Deformation in Y-Richtung	246,7 μm
Max. Deformation in Z-Richtung	9,4 μm
Max. Vergleichsspannung nach von-Mises	204MPa
Kraftreaktion am Aktor	68N

Tabelle 21 Ergebnisse Y-Achse

Es zeigt sich, dass die Verkippungen in X- und Z-Richtung weiterhin fortbestehen. Sie befinden sich im Bereich weniger Mikrometer und werden aufgrund des manuellen Ausrichtens vernachlässigt.

Die höchsten Vergleichsspannungen treten auch hier in den Festkörpergelenken auf. Die Spannungen in den Festkörpergelenken betragen 204 MPa, was nach Gleichung (4.6) zu einer Sicherheit von

$$S_y = \frac{R_{p0,2}}{204MPa} = \frac{830 MPa}{204MPa} = 4,07 \quad (4.6)$$

führt.

Somit ergibt sich nach Abzug der Verschiebung aus der Vorspannung von $141,1\mu m$ ein Gesamtverfahrweg von $105,4\mu m$. Das zeigt, dass die entwickelte Kinematik ebenfalls die Anforderung nach einem Verfahrweg von $100\mu m$ in die horizontale Richtung erfüllt.

4.2 Modalanalyse

Für die Modalanalyse wird erneut eine Konvergenzanalyse durchgeführt, als Randbedingungen werden die Befestigungsbohrungen als feste Einspannungen definiert (Abbildung 50). Die Ausgangselementgröße wird mit $1mm$ festgelegt (Abbildung 50). Es werden quadratische Elemente verwendet.

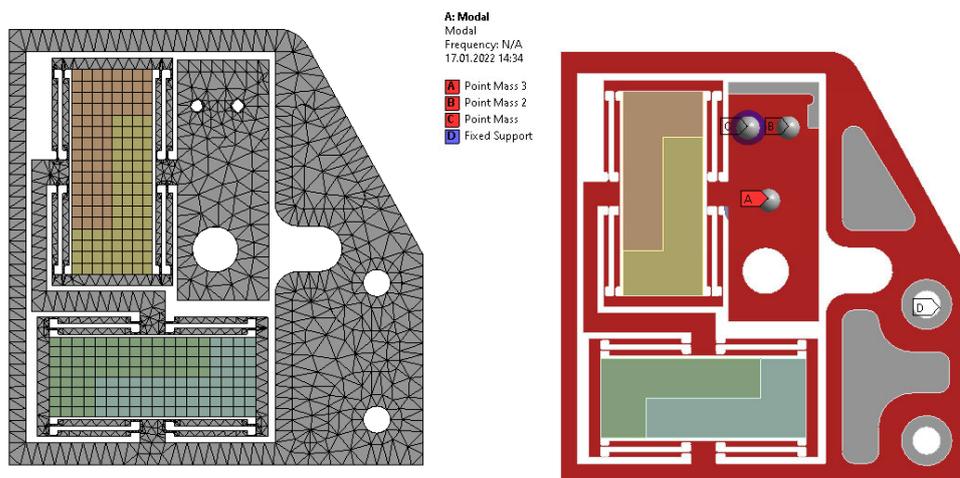


Abbildung 50 Ausgangsvernetzung (links) und Randbedingungen (rechts)

Die erste Eigenmode zeigt ein Verkippen der kinematischen Struktur in Strahlrichtung bei einer Frequenz von $135,98Hz$ (Abbildung 51). Dieser Wert ist unproblematisch, da er sich jeweils mit ausreichendem Abstand zwischen $100Hz$ und $150Hz$ befindet, was jeweils ein Vielfaches der Frequenz des Stromes von $50Hz$ darstellt. Umliegende Geräte, wie zum Beispiel Pumpen, werden mit eben dieser Frequenz betrieben. Kritisch zu betrachten ist allerdings die Mode 2 mit einer Eigenfrequenz von $155,80Hz$ (vgl. Tabelle 22), sie entspricht fast exakt dem Dreifachen der Stromfrequenz, sodass unter Umständen Eigenschwingungen auftreten können.

Mode	Frequenz [Hz]	Beschreibung
1	135,98	Verkippung in Strahlrichtung
2	155,80	Verkippung beider Achsen senkrecht zur Strahlrichtung
3	245,72	Verkippung der oberen Achse senkrecht zur Strahlrichtung
4	519,10	Verdrehung der oberen Achse um Z
5	548,28	Verkippung der oberen Achse und oszillierendes Schwingen der unteren Achse in Verfahrrichtung
6	971,33	Oszillierendes Schwingen beider Achsen in Verfahrrichtung

Tabelle 22 Eigenfrequenzen

A: Modal

Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Frequency: 135,98 Hz
 Unit: mm
 19.01.2022 14:00

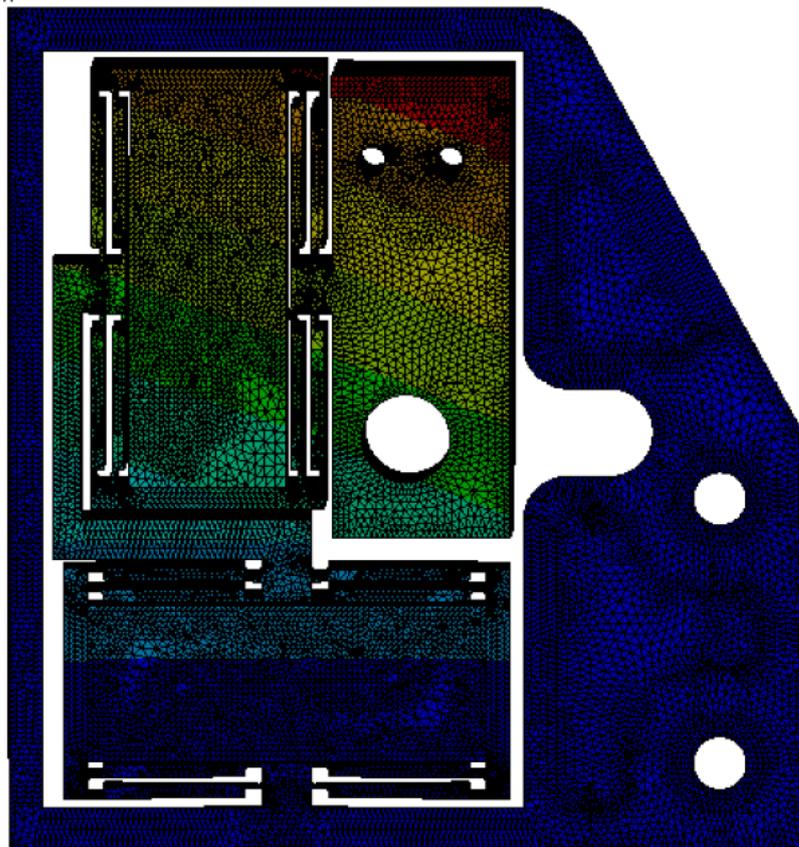
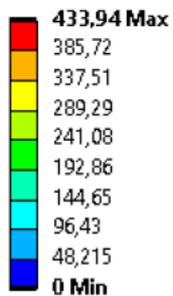


Abbildung 51 1. Eigenmode, Verkippung in Strahlrichtung

4.3 Stabilitätsuntersuchung

Da es sich bei den Festkörpergelenken um sehr dünne Geometrien handelt, wird eine Stabilitätsuntersuchung durchgeführt. Aufgrund der Zugbeanspruchung der Konstruktion, sollten negative Lastfaktoren resultieren. Die Analyse wird erneut in ANSYS Workbench durchgeführt, der Modellaufbau erfolgt nach der in Kapitel 4.1 beschriebenen Vorgehensweise.

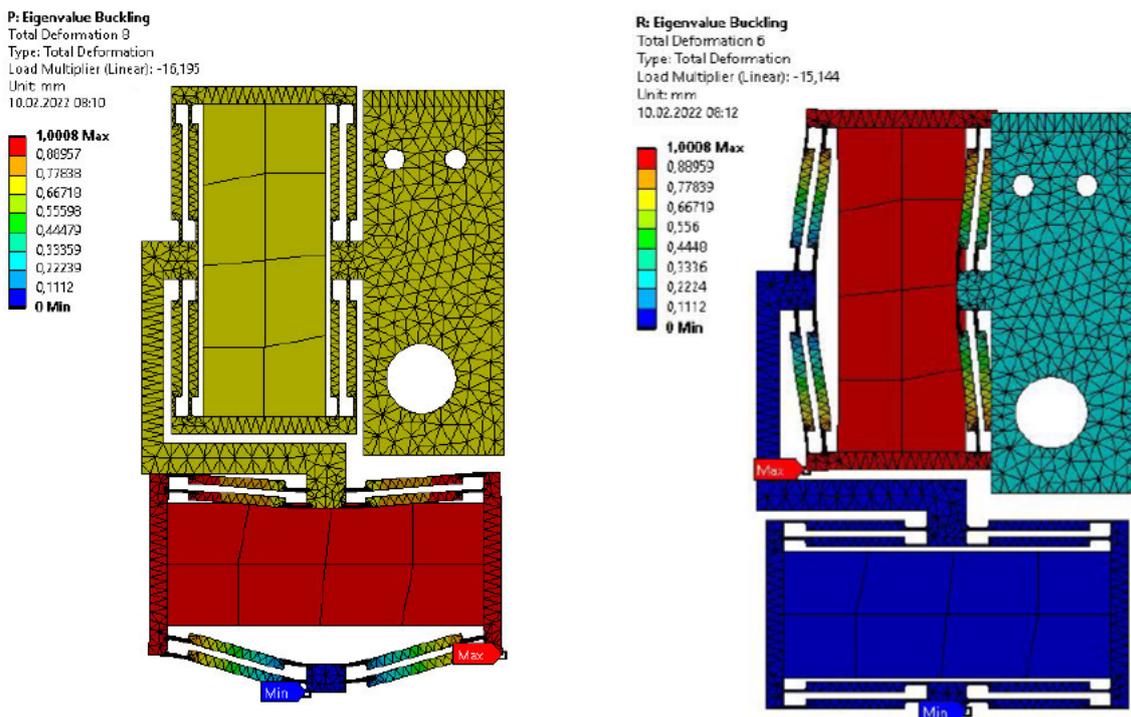


Abbildung 52 Stabilitätsanalyse der Z-Achse (links) und der Y-Achse (rechts), erste Beulform

Die Ergebnisse zeigen ausschließlich negative Faktoren für beide Achsen, somit ist kein Stabilitätsversagen zu erwarten. Die jeweils ersten Beulformen sind auf Abbildung 52 zu sehen. Die Lastmultiplikatoren für die ersten sechs Beulformen befinden sich in nachstehender Tabelle 23,

Beulform	Lastfaktor Y-Achse	Lastfaktor Z-Achse
1	-15,144	-16,195
2	-15,22	-16,346
3	-65,509	-54,003
4	-66,103	-54,287
5	-68,947	-54,777
6	-69,495	-55,363

Tabelle 23 Lastfaktoren der Beulformen

5 Bewertung der Lösung

Im folgenden Kapitel wird die entwickelte Konstruktion mit der Anforderungsliste verglichen und eine Bewertung einzelner Aspekte durchgeführt sowie Verbesserungen vorgeschlagen.

5.1 Vergleich mit der Anforderungsliste

Die nachfolgende Tabelle 24 vergleicht die Anforderungsliste mit dem erzielten Ergebnis. Hierbei fällt auf, dass lediglich die beidseitige Montage der Baugruppe nicht erreicht werden konnte. Die Gründe hierfür werden in Kapitel 5.2 erläutert.

Die Driftstabilität konnte aufgrund der Auswahl des Aktors realisiert werden, dieser besitzt bei konstanter Temperatur eine Driftstabilität von deutlich unter $100nm$. [3] Weiterhin beeinflusst die Wahl des Aktors auch die Reproduzierbarkeit der Bewegung und die kleinstmögliche Schrittweite. Durch die Wahl von Longitudinal Stacks mit remanenter Dehnung ist die Schrittweite vom Digital-Analog-Wandler abhängig und kann im Bereich weniger Nanometer liegen. [3] Die hohe Genauigkeit des Aktors sowie die spielfreie Kinematik erlauben die geforderte Reproduzierbarkeit.

<u>Anforderungsliste</u>					
Klassifizierung der Wünsche:		W1: gering W2: mittel W3: wichtig W4: sehr wichtig			
Lfd.	F/W	Beschreibung	Sollwert	Istwert	Erfüllt?
1		Funktion/ Betrieb			
	F	Verschiebung der Phasenplatte je Achse	$100\mu m$	$Y=105,4\mu m;$ $Z=108,1\mu m$	
	F	Anzahl Achsen	2	2	
	W4	Für beide CRL-Halter kompatibel, Priorität hat die neue Version	-	-	

2		Geometrie			
	W4	Möglichkeit die Korrekturoptik an beiden Stirnseiten des Halters anzubringen	-	-	
	W1	Symmetrien nutzen	-	-	
	W3	Leichtbaugerechte Konstruktion	-	-	
	F	Phasenplatte (Abmessungen)	5mm x 5mm x 0,3mm	-	
	W4	Vergrößerung der Gesamtkonstruktion nur in eine Raumrichtung	-	-	
3		Kinematik			
	W4	Translatorische Bewegungen in beide Achsen ohne parasitäre Bewegungen	-	-	
	F	Reproduzierbarkeit der translatorischen Bewegung	1 μ m	< 1 μ m	
	F	Driftstabilität	1 μ m	< 1 μ m	
	F	Maximale Schrittweite	100nm	-	
4		Werkstoffe/ Edukte/ Produkte			
	F	Beschaffung von Piezoaktoren über Firma PI	-	-	
	W2	Werkstoff für Festkörpergelenke	Titan Grade 5	-	

	F	Phasenplatte wird in separaten Halter geklebt	-	-	✓
	W1	Halter für Phasenplatte Werkstoff	Aluminiumlegierung	-	✓
5		Signale			
	F	Elektronische Einstellbarkeit der Position	-	-	✓
	F	Nach der Justierung wird die Position im stromlosen Zustand gehalten	-	-	✓
6		Sicherheiten (Berechnungen und Betrieb)			
	W4	Mindestsicherheit gegen Fließen	1,5	> 4	✓
7		Fertigung			
	W4	Drahterodieren der Festkörpergelenke	-	-	✓
	W4	Auslegung der Aluminiumwerkstücke als Frästeile	-	-	✓
8		Montage			
	W4	Beidseitig montierbar	-	-	✓

Tabelle 24 Vergleich mit der Anforderungsliste

5.2 Bewertung und Verbesserungsvorschläge

Die Positionierung der Phasenplatte am bestehenden CRL-Halter konnte mit Hilfe zweier verschachtelter Linearachsen realisiert werden. Die Konstruktion erfüllt einen Großteil der Anforderungen. Prinzipiell ist die beidseitige Montage der Kinematik am CRL-Halter möglich, sofern eine weitere Adapterplatte konstruiert wird. Da der CRL-Halter bereits gefertigt ist, können keine weiteren Änderungen an dessen Grundkörper und Deckel vorgenommen werden. Diese sind allerdings nötig, um die benötigten Anschlaggeometrien für die Konstruktion an der mit dem Deckel abgedeckten Seite zu liefern (Abbildung 53, rechts).

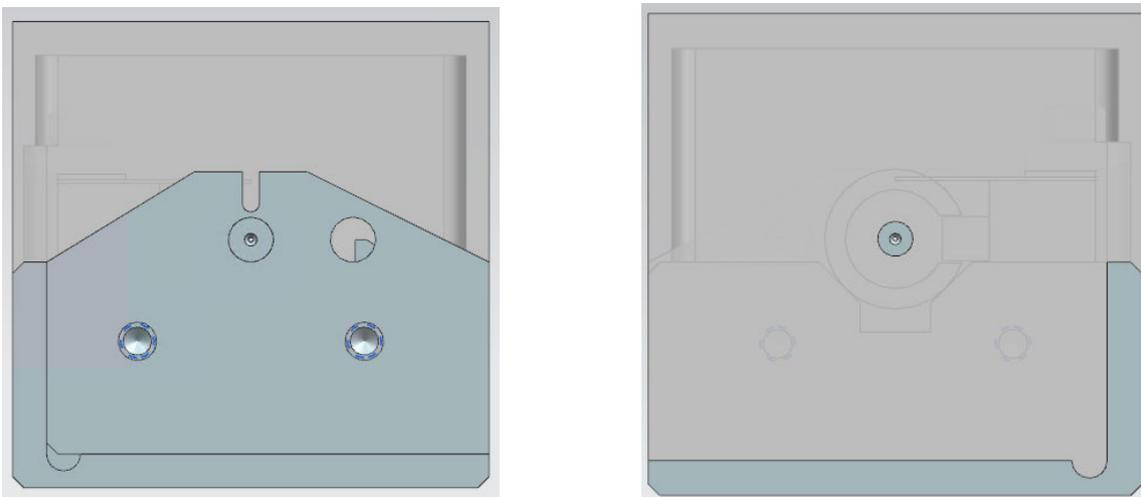


Abbildung 53 Frontansicht (links) und Hinteransicht (rechts)

Auf der anderen Seite kann dies durch eine Anpassung der Abstandsplatte vermieden werden. Eine erneute Fertigung dieses Bauteils stellt keinen großen Aufwand im Gegensatz zur Anpassung des Deckels dar (Abbildung 53, links). Dieser muss allerdings angepasst werden, sobald eine beidseitige Montage gewünscht wird, da die Ursprungsbaugruppe nicht symmetrisch aufgebaut ist. Aus diesem Grund konnte diese Anforderung nicht erfüllt werden.

Eine weitere Lösungsmöglichkeit stellt eine über Schrauben an die Seiten und Oberseite ausrichtbare Konstruktion dar. Der Deckel kann über die Seiten geklemmt werden und die Höhe grob über die Schrauben an der Oberseite eingestellt werden (Abbildung 54). Diese Variante hätte den Vorteil, dass eine grobe Voreinstellung mittels Einstellschrauben getroffen werden kann, allerdings vergrößert sich die Konstruktion dadurch in mehrere Raumrichtungen. Die Voreinstellung muss aufgrund der im Vergleich zur Gesamtkonstruktion geringen Stellwege hinreichend genau realisiert werden, was den Aufwand der Montage deutlich erhöht.

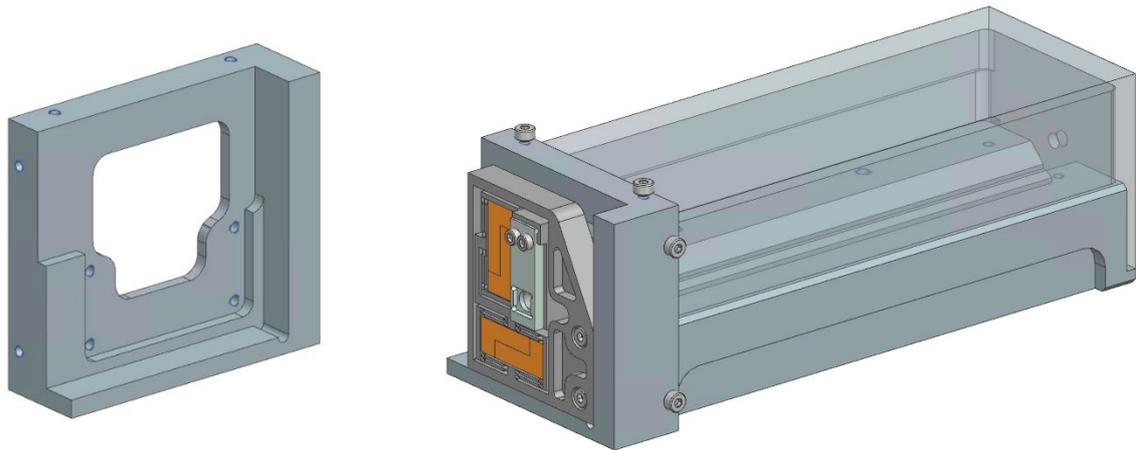


Abbildung 54 Klemmvorrichtung (links) und montierte Baugruppe (rechts)

Weiterhin kann die Kabelführung optimiert werden, indem eine Steckverbindung zwischen die Aktoren und die Elektronik implementiert wird. Bevor allerdings Stecker oder Buchsen in die Konstruktion verbaut werden können, soll zunächst ein Testaufbau mit allen Komponenten des Experiments vollzogen werden, um die gesamte Kabelführung so einfach wie möglich gestalten zu können.

Letztendlich kann die Baugruppe hinsichtlich ihrer Eigenfrequenzen optimiert werden. Hierfür könnten die Zwischenräume der Kinematik mit einem flexiblen Kunststoff gefüllt werden oder die Verbindungsgeometrien versteift werden.

6 Ausblick

Das entwickelte System erfüllt einen großen Teil der Anforderungen. Für die Weiterentwicklung der Konstruktion kann das Prinzip für die Erzeugung der Vorspannung weiter optimiert werden. Es ist dabei zu prüfen, ob diese auch über Schrauben erreicht werden kann, damit im Falle eines defekten Aktors ein Austausch unkompliziert möglich ist. Eine erneute FEM-Analyse ist hierbei unumgänglich, da sich die Kontaktsituation zwischen Aktor und Kinematik verändert.

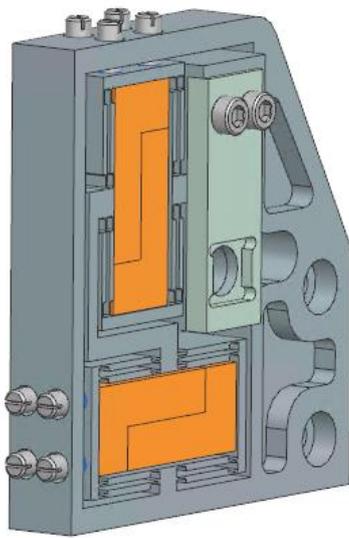


Abbildung 55 Mögliches Design

Weiterhin kann eine rein manuelle Version der Kinematik auch für andere Anwendungen genutzt werden, hierbei würde sich der Bauraum weiter verringern, da Einstellschrauben beispielsweise mit der Größe M2 deutlich weniger Raum beanspruchen als die verwendeten Piezoaktoren. Hierbei ist allerdings zu beachten, dass die im Verhältnis zum Verfahrweg große Gewindesteigung beispielsweise einer M2-Schraube die Justage deutlich erschwert, da bereits eine Drehbewegung um wenige Grad ausreicht, um die Schraube mehrere Mikrometer zu bewegen und damit das System auszulenken. Differentialschrauben können eine Lösungsmöglichkeit für dieses Problem darstellen.

Als weitere Möglichkeit der Nutzung der Kinematik bietet sich eine permanente Positionsregelung an. Hierbei können Standardpiezoaktoren mit dem piezoelektrischen Effekt betrieben werden, was den Verfahrweg vergrößert. Eine Entfernung der Elektronik nach Erreichen einer Position wäre in diesem Fall nicht mehr möglich, im Zuge einer permanenten Regelung aber ohnehin nicht sinnvoll.



7 Literaturverzeichnis

- [1] „NDR.de,“ NDR, 15. November 2019. [Online]. Available: <https://www.ndr.de/geschichte/schauplaetze/DESY-Forschungszentrum-und-seine-Beschleuniger,desy167.html>. [Zugriff am 08 November 2021].
- [2] „physikinstrumente.de,“ PI - Physikinstrumente, [Online]. Available: <https://www.physikinstrumente.de/de/expertise/technologie/piezotechnologie/grundlagen/>. [Zugriff am 08. November 2021].
- [3] J. Reiser und H. Marth, „PIRest Technology - How to Keep the Last Position of PZT Actuators without Electrical Power,“ VDE Verlag, Berlin, 2018.
- [4] U. Jungnickel, „Miniaturisierte Positionssysteme mit mehreren Freiheitsgraden auf Basis monolithischer Strukturen,“ Darmstadt, 2004.
- [5] JPE, „jpe-innovations.com,“ 2022. [Online]. Available: <https://www.jpe-innovations.com/precision-point/flexure-engineering-fundamental-leaf-spring/>. [Zugriff am 01. Februar 2022].
- [6] JPE, „jpe-innovations.com,“ 2022. [Online]. Available: <https://www.jpe-innovations.com/precision-point/2-elastic-hinges-series-leaf-spring/>. [Zugriff am 01. Februar 2022].
- [7] JPE, „jpe-innovations.com,“ 2022. [Online]. Available: <https://www.jpe-innovations.com/precision-point/leaf-spring-flexure-reinforced/>. [Zugriff am 01. Februar 2022].
- [8] ANSYS Inc., „Ansys Mechanical User's Guide,“ ANSYS Inc., Canonsburg, 2021.
- [9] ANSYS Inc., „ANSYS Mechanical APDL Theory Reference,“ ANSYS Inc., Canonsburg, 2021.
- [10] P. D. G. Kolarov, „Skript zum Modul "Strukturoptimierung",“ 2021.
- [11] physikinstrumente PI, „P-882 - P-888 Datenblatt,“ physikinstrumente PI.



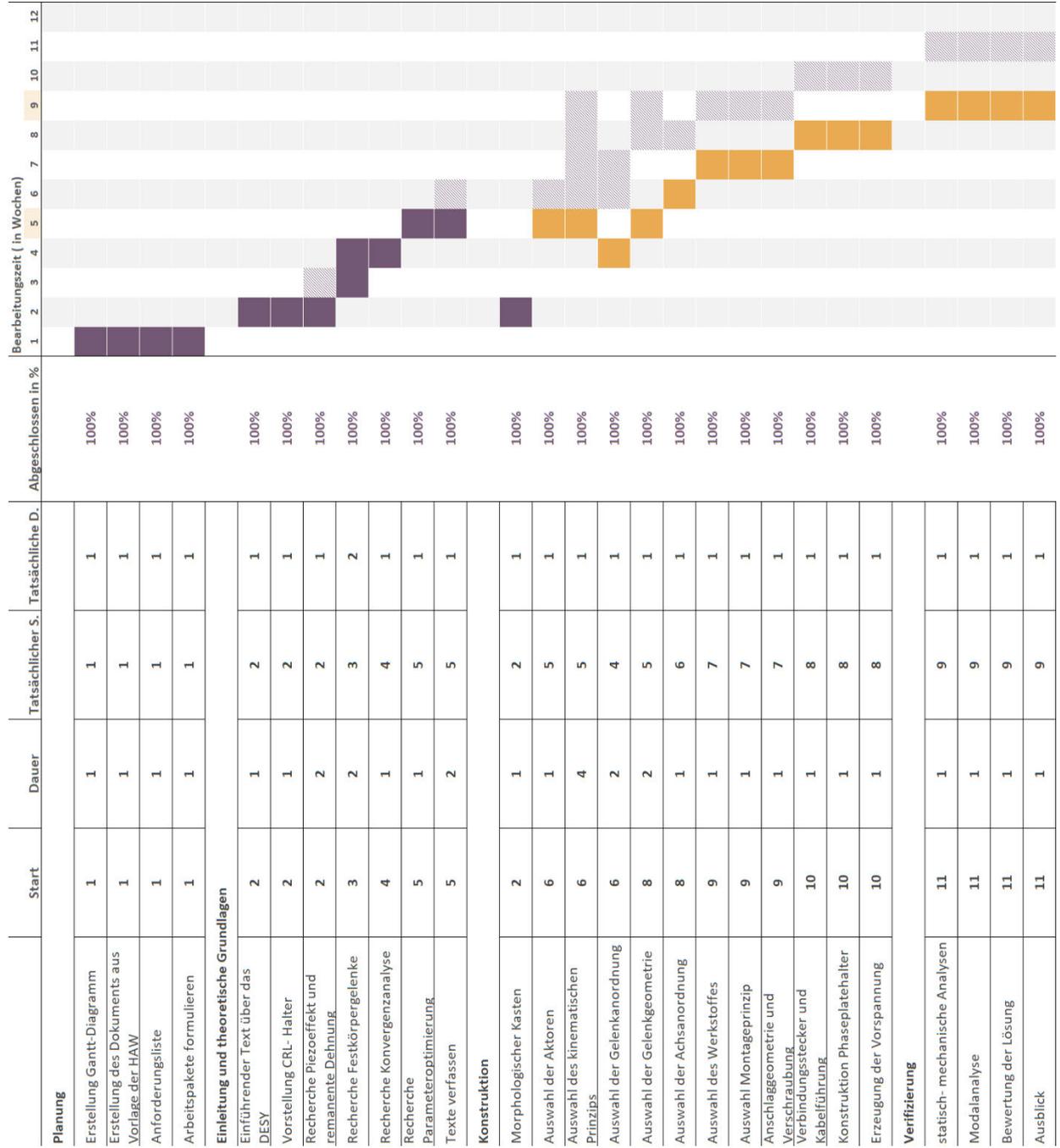
- [12] physikinstrumente PI, „www.physikinstrumente.de,“ 02.12.2021. [Online]. Available: <https://www.physikinstrumente.de/de/produkte/linearaktoren/piezomike-aktoren-mit-dauerstabilitaet/n-470v-piezomike-linearaktor-1000160/>. [Zugriff am 02. Dezember 2021].
- [13] Physikinstrumente PI, „www.physikinstrumente.de,“ 2021. [Online]. Available: <https://www.physikinstrumente.de/de/produkte/linearaktoren/piezowalk-aktoren-fuer-hohe-kraefte-und-stabilitaet/n-216-nexline-linearaktor-1000765/>. [Zugriff am 02. Dezember 2021].
- [14] J. B. e. al., Fachkundebuch Metall, Haan- Gruiten: Europa Lehrmittel, 2013.
- [15] DESY, „interne Kommunikation“.
- [16] physikinstrumente PI, „Piezoelektrische Aktoren - Bauelemente, Technologie, Ansteuerung,“ physikinstrumente PI, 2012.
- [17] L. Nasdala, FEM-Formelsammlung Statik und Dynamik, München: Springer Vieweg, 2015.
- [18] Thyssenkrupp Materials Schweiz, „Hochfeste Aluminium Legierung THYRAL-7021,“ 2020.
- [19] HSM Stahl- und Metallhandel GmbH, „Werkstoffdatenblatt 1.4404 / X2CrNiMo17-12-2“.
- [20] HSM Stahl- und Metallhandel GmbH, „Werkstoffdatenblatt 3.7164 / Ti6Al4V Titan Grade 5“.



8 Anhang

Anhang A: Gantt-Diagramm.....	ii
Anhang B: Auszug aus Datenblatt des PI PICMA P-885.51 [11].....	iii
Anhang C: Vergleich der Werkstoffe.....	vi
Anhang D: Auszüge aus den Werkstoffdatenblättern [18], [19], [20].....	ix
Anhang E: Implementierung der Kinematik in den alten CRL-Halter.....	xii
Anhang F: Zeichnung mit Funktionsmaßen.....	xiii
Anhang G: Selbstständigkeitserklärung.....	xiv

Anhang A: Gantt-Diagramm

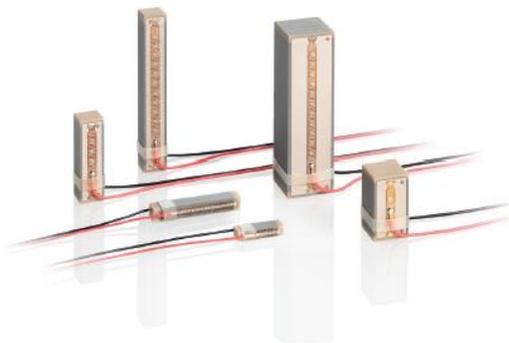


Anhang B: Auszug aus Datenblatt des PI PICMA P-885.51 [11]



PICMA® Stack Multilayer-Piezoaktoren

Keramisch isolierte Hochleistungsaktoren



P-882 – P-888

- Überlegene Lebensdauer
- Hohe Steifigkeit
- μ s-Ansprechzeit
- Sub-nm-Auflösung
- UHV-kompatibel bis 10^{-9} hPa

Patentierte PICMA® Stack Multilayer-Piezoaktoren mit hoher Zuverlässigkeit

Betriebsspannung -20 bis 120 V. Keramische Isolierung, polymerfrei. Unempfindlich gegen Luftfeuchtigkeit. Hervorragende Temperaturstabilität. UHV-kompatibel bis 10^{-9} hPa, kein Ausgasen, hohe Ausheiztemperatur. Ideal für den dynamischen Betrieb. Flexibel durch zahlreiche Ausführungsvarianten. Gekapselte Versionen für Betrieb in Spritzwasser oder Öl.

Sonderausführungen mit geänderten Spezifikationen

- Für hohe Betriebstemperatur bis 200 °C
- Sonderelektroden für Ströme bis zu 20 A
- Variable Geometrie: Innenbohrung, rund, rechteckig
- Keramische oder metallische Endstücke in vielen Varianten
- Applizierte DMS-Sensoren für Positionsstabilität

Einsatzgebiete

Industrie und Forschung. Kryogene Umgebung bei reduzierter Auslenkung. Für schnelle Schalter, Präzisionspositionierung, aktive und adaptive Systeme.

30.11.2017



Spezifikationen

	Abmessungen A × B × L	Nominalstellweg	Max. Stellweg	Blockierkraft	Steifigkeit	Elektrische Kapazität	Resonanz- frequenz
		μm	μm	N	$N/\mu\text{m}$	μF	kHz
P-882.11	3 mm × 2 mm × 9 mm	6,5	8	190	24	0,15	135
P-882.31	3 mm × 2 mm × 13,5 mm	11	13	210	16	0,27	90
P-882.51	3 mm × 2 mm × 18 mm	15*	18*	210	12	0,31	70
P-883.11	3 mm × 3 mm × 9 mm	6,5	8	290	36	0,21	135
P-883.31	3 mm × 3 mm × 13,5 mm	11	13	310	24	0,35	90
P-883.51	3 mm × 3 mm × 18 mm	15*	18*	310	18	0,48	70
P-885.11	5 mm × 5 mm × 9 mm	6,5	8	800	100	0,6	135
P-885.31	5 mm × 5 mm × 13,5 mm	11	13	870	67	1,1	90
P-885.51	5 mm × 5 mm × 18 mm	15*	18*	900	50	1,5	70
P-885.91	5 mm × 5 mm × 36 mm	32*	38*	950	25	3,1	40
P-887.31	7 mm × 7 mm × 13,5 mm	11	13	1700	130	2,2	90
P-887.51	7 mm × 7 mm × 18 mm	15*	18*	1750	100	3,1	70
P-887.91	7 mm × 7 mm × 36 mm	32*	38*	1850	50	6,4	40
P-888.31	10 mm × 10 mm × 13,5 mm	11	13	3500	267	4,3	90
P-888.51	10 mm × 10 mm × 18 mm	15*	18*	3600	200	6,0	70
P-888.91	10 mm × 10 mm × 36 mm	32*	38*	3800	100	13,0	40

Nominalstellweg: Bei 0 bis 100 V, Toleranz $\pm 20\%$, * $\pm 10\%$.

Maximaler Stellweg: Bei 0 bis 120 V, Toleranz $\pm 20\%$, * $\pm 10\%$.

Blockierkraft: Bei 0 bis 120 V.

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

Resonanzfrequenz: Gemessen bei 1 V_{pp}, unbelastet, beidseitig frei. Bei einseitiger Einspannung halbiert sich der Wert, Toleranz $\pm 20\%$.

Piezokeramik: PIC252.

Standardanschlüsse: P-882, P-883: PTFE-isolierte Anschlusslitzen, UHV-kompatibel, 100 mm, AWG 32, \varnothing 0,49 mm. P-885, P-887, P-888: PTFE-isolierte Anschlusslitzen, UHV-kompatibel, 100 mm, AWG 30, \varnothing 0,61 mm. Optional mit lötbaren Kontakten ohne Litzen erhältlich, dazu die letzte Ziffer der Produktnummer in 0 ändern (z. B. P-882.10).

Betriebsspannungsbereich: -20 bis 120 V.

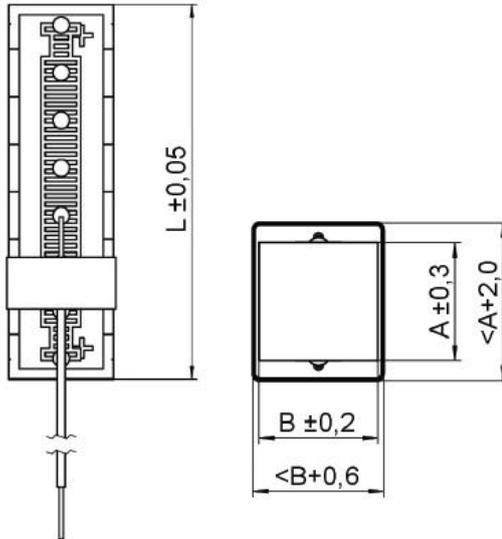
Betriebstemperaturbereich: -40 bis 150 °C.

Empfohlene Vorspannung für den dynamischen Betrieb: 15 MPa.

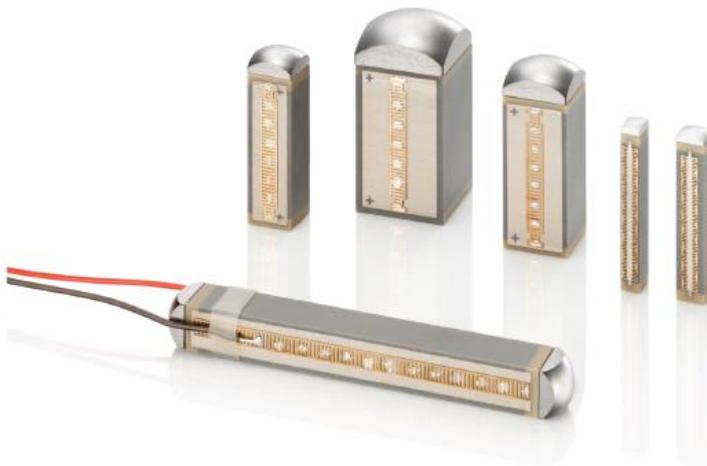
Maximale Vorspannung für konstante Kraftausübung: 30 MPa.

Sonderausführungen und andere Spezifikationen auf Anfrage.

Zeichnungen / Bilder



PICMA® Stack Aktoren, Abmessungen in mm. L, A, B siehe Datentabelle.

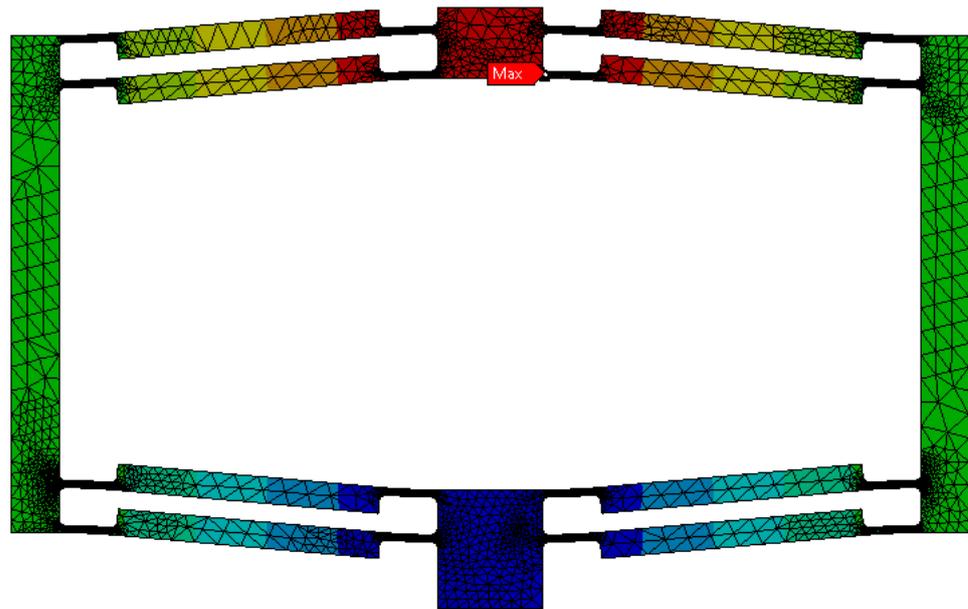
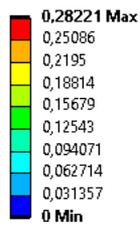


Für eine mechanischen Ankopplung der Aktoren können spezifische Endstücke (Kopf- und Fußstücke) montiert werden. Möglich sind flache oder sphärische Endstücke u. a. aus Metall, Keramik, Glas oder Saphir. Applikationsspezifische Endstücke sind auf Anfrage fertigbar.

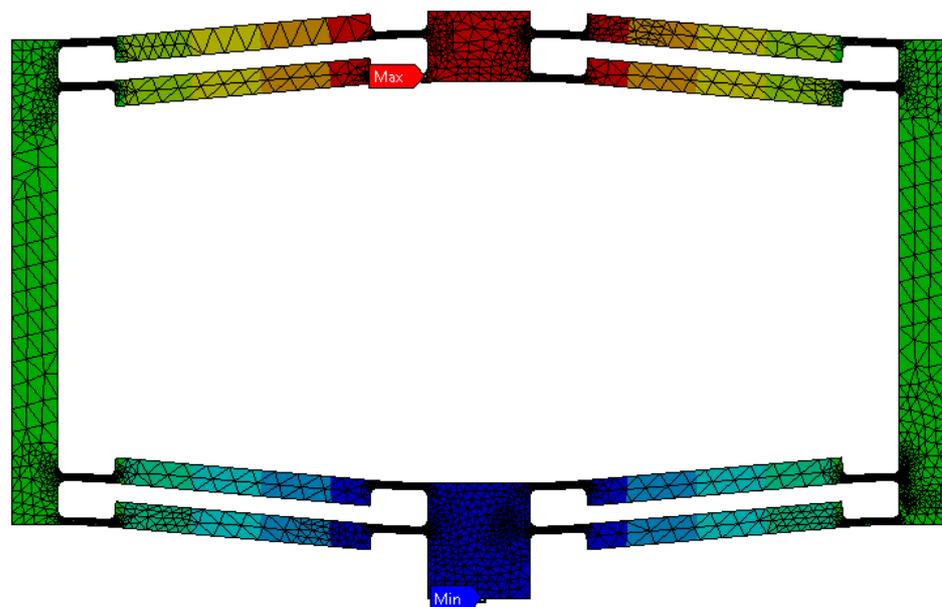
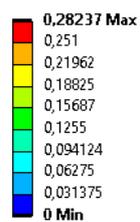
Anhang C: Vergleich der Werkstoffe

Die folgenden Abbildungen zeigen die unterschiedlichen Gesamtdeformationen der in Kapitel 3.2.6 betrachteten Kinematik mit verschiedenen Werkstoffen.

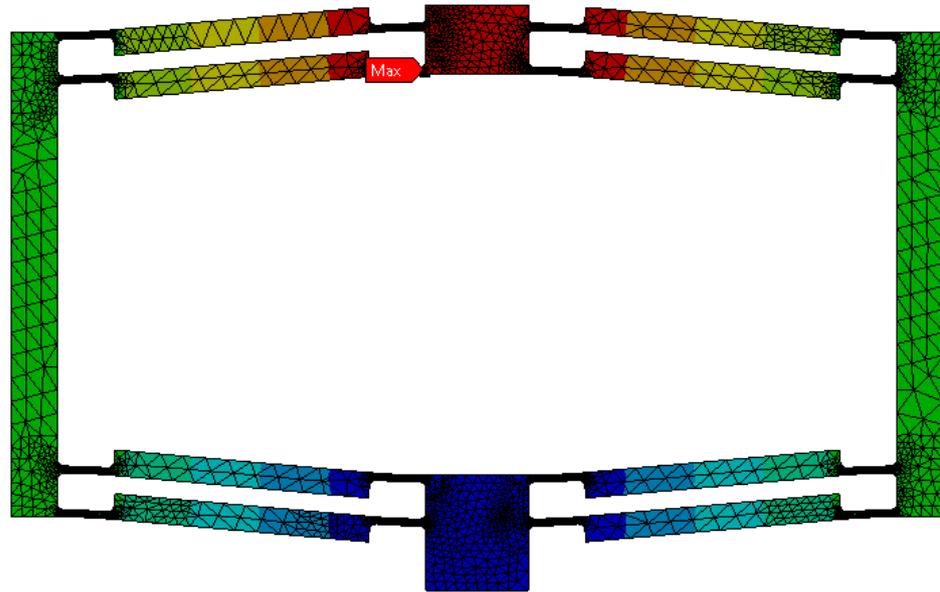
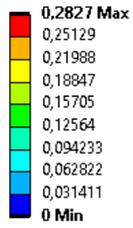
A: Titan Grade 5
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 06.01.2022 11:57



C: Aluminum EN AW 7021
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 06.01.2022 10:56

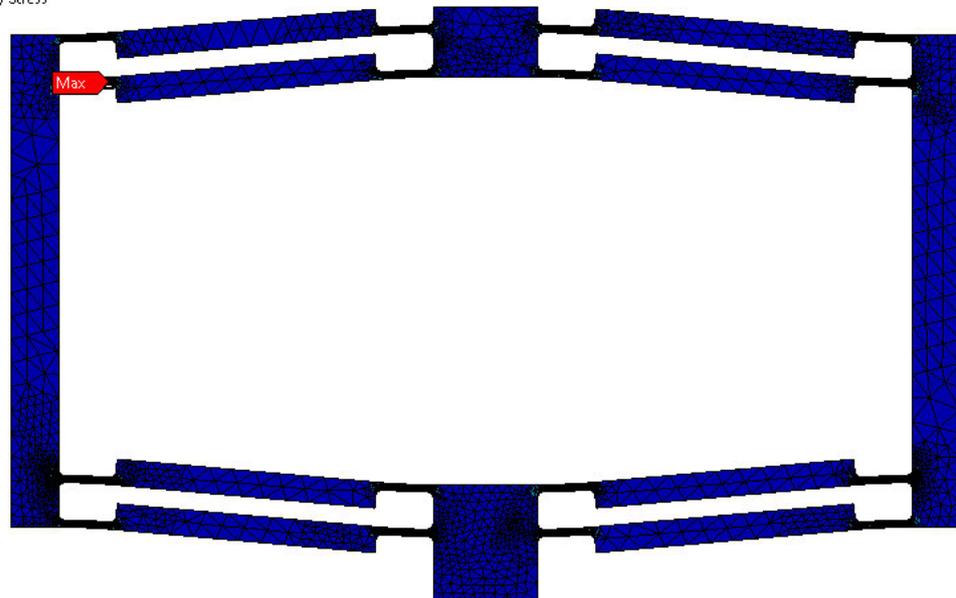
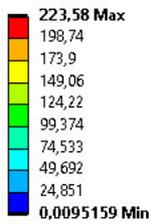


D: 1.4404
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 06.01.2022 11:10



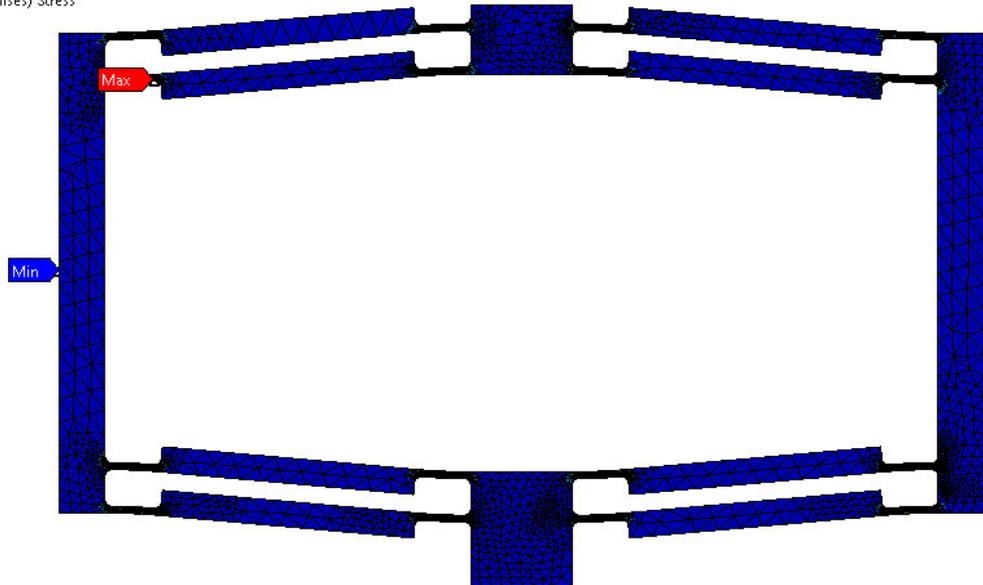
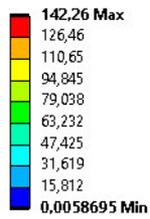
Weiterhin werden die Vergleichsspannungen nach von-Mises für alle Varianten berechnet.

A: Titan Grade 5
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 06.01.2022 11:57



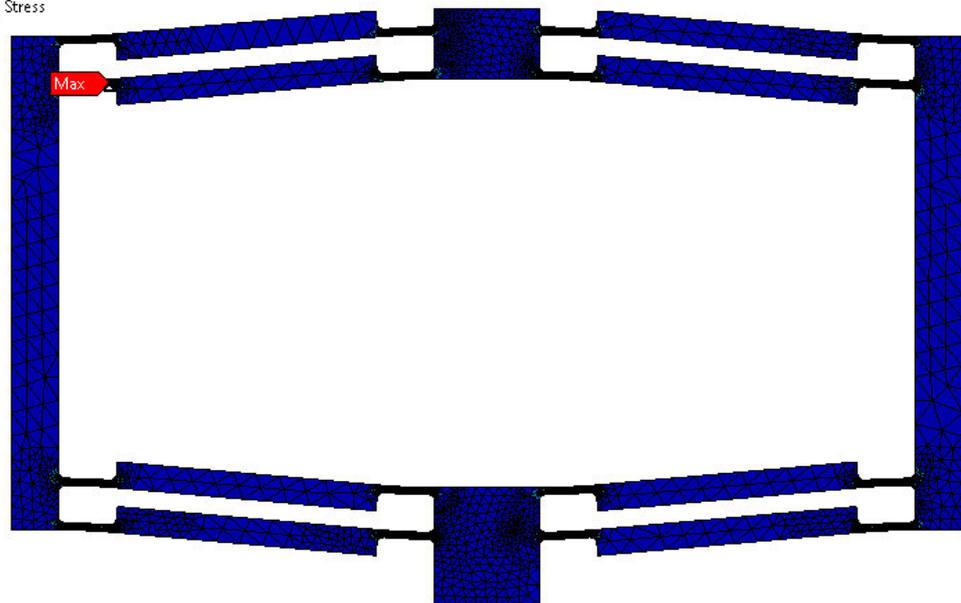
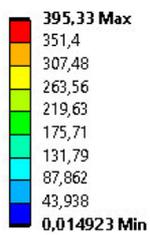
C: Aluminum EN AW 7021

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
06.01.2022 10:59



D: 1.4404

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
06.01.2022 11:11





Anhang D: Auszüge aus den Werkstoffdatenblättern [18], [19], [20]

Hochfeste Aluminium-Legierung

THYRAL-7021

EN AW-7021 / AlZn5.5Mg1.5 / G.AL® C330R

Werkstoffangaben	
Legierung	EN AW 7021 (AlZn5.5Mg1.5)
Legierungstyp	aushärtbar
Werkstoffzustand	ausgehärtet, T79
Oberfläche	allseitig gesägt, Rautiefe R ^a <15 µm

Mechanische Eigenschaften ¹⁾		typische Werte
Dehngrenze Rp0.2	[MPa]	290 - 340
Zugfestigkeit Rm	[MPa]	320 - 380
Bruchdehnung A5	[%]	2.5 - 4.5
Härte HBW	[2.5/62.5]	110 - 120

Physikalische Eigenschaften ²⁾		typische Werte
Dichte	[g/cm ³]	2.80
Elastizitätsmodul	[GPa]	70
Elektrische Leitfähigkeit	[mΩ·mm ²]	21 - 24
Wärmeausdehnungskoeffizient	[K ⁻¹ ·10 ⁻⁶]	23.0
Wärmeleitfähigkeit	[W/m·K]	125 - 155
Spezifische Wärmekapazität	[J/kg·K]	875

Technologische Eigenschaften ³⁾		
Formstabilität / Eigenspannung		1 - 2
Zerspanbarkeit		1 - 2
Erodierbarkeit		1
Schweissen (Gas / WIG / MIG / Widerstand / EB)		6 / 5 / 2 / 6 / 1
Korrosionsbeständigkeit (Meerwasser / Witterung / SpRK)		4 / 3 / 4
Temperatureinsatz (max. °C bei Dauer / Kurzeinsatz) ³⁾		120 / 140
Anodisieren (technisch / dekorativ / Hart-) ⁴⁾		3 / 6 / 2
Polierbarkeit		1 - 2
Eignung zum Strukturätzen		2 - 3
Kontakt mit Lebensmitteln (nach EN 602)		nein

- 1) Typische Werte bei Raumtemperatur.
- 2) Relative Bewertung der Aluminiumwerkstoffe von 1 (sehr gut) bis 6 (ungeeignet)
- 3) Ohne Festigkeitsverlust nach Abkühlung.
- 4) Ausschl. technisches Anodisieren. Keine Gewährleistung auf Fabgestaltung/-ausbildung.

Die in diesem Datenblatt enthaltenen Angaben dienen der Beschreibung, eine Haftung ist ausgeschlossen.

Werkstoffdatenblatt
1.4404 / X2CrNiMo17-12-2
 Nichtrostenderer Stahl, austenitisch



HSM®
 Hochleistungswerkstoffe
 Stahl & Metall

Mechanische Eigenschaften bei 20° C (Zustand lösungsgeglüht)

Härte HB 30	Dehngrenze Rp0,2%	Zugfestigkeit Rm	Dehnung A5,65	Elastizitätsmodul
≤ 215 HB	≥ 200 N / mm ²	500 - 700 N / mm ²	≥ 40 %	200 kN / mm ²

Physikalische Eigenschaften bei 20° C

Dichte	Spezifische Wärme	Wärmeleitfähigkeit	Elektrischer Widerstand	Magnetisierbarkeit
8,00 kg/dm ³	500 J/kg K	15 W/m K	0,75 (ohm) mm ² /m	sehr gering

Schweißbarkeit

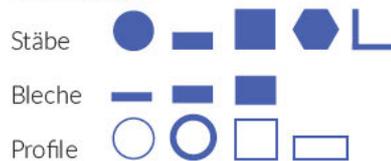
WIG-Schweißen	geeignet
MAG Massiv-Draht	geeignet
Lichtbogenschweißen	geeignet
UP-Schweißen	bedingt
Laserstrahlschweißen	geeignet
Gasschmelzschweißen	bedingt

Thermische Behandlung

Warmformgebung	900 - 1200 °C
Lösungsglühen	1020 - 1120 °C

1.4404 ist mit und ohne Schweißzusatzwerkstoff schweißbar. Eine anschließende Wärmebehandlung ist nicht erforderlich.

Lieferformen:



Drähte, Fittings, Schmiede-/Gussstücke, Bandstahl, Blech-/ Blockzuschnitte,

Fertigteile nach Zeichnung

[Jetzt anfragen >>](#)

HSM Stahl- und Metallhandel GmbH
 www.hsm-stahl.de
 E-Mail: hsm@hsm-stahl.de
 Tel.: +49 9172 69 00 - 0
 Fax: +49 9172 69 00 - 20

Wichtiger Hinweis:
 Die Angaben über die Beschaffenheit oder Verwendbarkeit von Materialien bzw. Erzeugnissen dienen ausschließlich der Information und stellen keine vertragliche Verpflichtung dar. Die Angaben entsprechen lediglich den Erfahrungen der Hersteller und HSM®.
 Alle Angaben sind ohne Gewähr. Druckfehler, Irrtümer und Änderungen vorbehalten.

Werkstoffdatenblatt
3.7164 / Ti6Al4V
Titan Grade 5



HSM[®]
Hochleistungswerkstoffe
Stahl & Metall

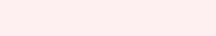
Mechanische Eigenschaften bei 20° C

Härte HB 30	0,2 % Streckgrenze R_p	Zugfestigkeit R_m	Dehnung A5	Elastizitätsmodul
≤ 310 HB	≥ 830 N / mm ²	≥ 895 N / mm ²	≥ 10 %	114 kN / mm ²

Physikalische Eigenschaften bei 20° C

Dichte	Spezifische Wärme	Wärmeleitfähigkeit	Elektrischer Widerstand	magnetische Permeabilität bei 1.6 kA m
4,43 g/cm ³	560 J/kg K	7,1 W/m K	1,71 Ω mm ² /m	1,00005

Lieferformen:

Stäbe 
 Bleche 
 Profile 
 Drähte, Fittings, Schmiede-/Gussstücke,
 Blech- /Blockzuschnitte, Bandstahl,
 Fertigteile nach Zeichnung

Anwendungsgebiete

- Luftfahrtindustrie
- Raumfahrt
- Bauteile und Sonotroden für die Ultraschalltechnik
- Medizintechnik, Pharmazie
- Energietechnik (Wind-, Wasser-, Kernenergie), Onshore & Offshore

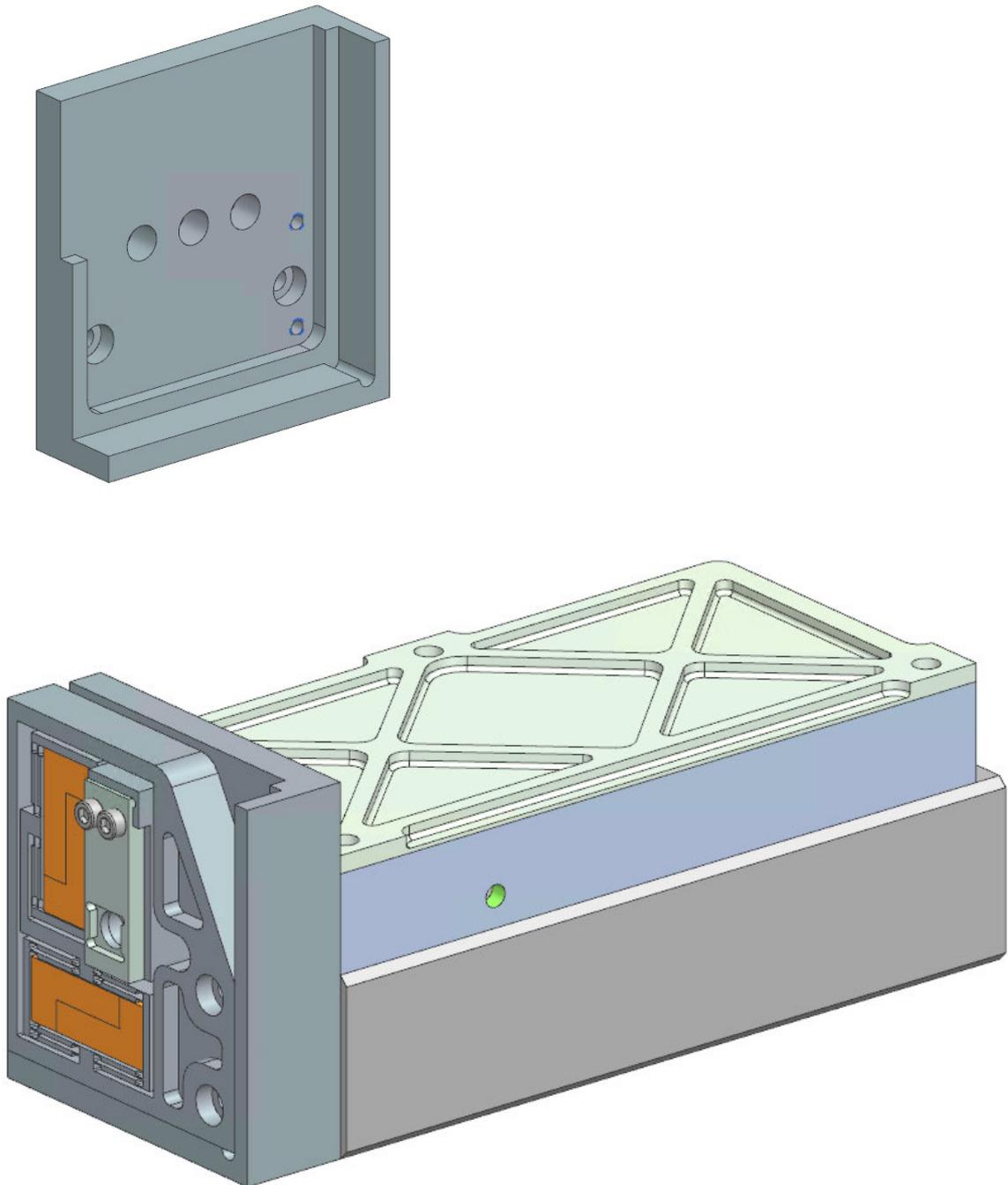
[Jetzt anfragen >>](#)

HSM Stahl- und Metallhandel GmbH
 www.hsm-stahl.de
 E-Mail: hsm@hsm-stahl.de
 Tel.: +49 9172 69 00 - 0
 Fax: +49 9172 69 00 - 20

Wichtiger Hinweis:
 Die Angaben über die Beschaffenheit oder Verwendbarkeit von Materialien bzw. Erzeugnissen dienen ausschließlich der Information und stellen keine vertragliche Verpflichtung dar. Die Angaben entsprechen lediglich den Erfahrungen der Hersteller und HSM[®].
 Alle Angaben sind ohne Gewähr. Druckfehler, Irrtümer und Änderungen vorbehalten.

Anhang E: Implementierung der Kinematik in den alten CRL-Halter

Damit die Kinematik auch mit dem alten CRL-System kompatibel ist, wird eine weitere Adapterplatte konstruiert. Sie besitzt ebenfalls zwei Anschlagkanten und funktioniert nach demselben Prinzip wie die Variante für den neuen CRL-Halter, lediglich die Befestigungsgeometrien wurden geändert.





Anhang G: Selbstständigkeitserklärung



Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Müller

Vorname: Lukas

dass ich die vorliegende Bachelorarbeit bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

Entwicklung eines Systems zur Ausrichtung von Korrekturoptiken für Röntgenlinsen

ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -

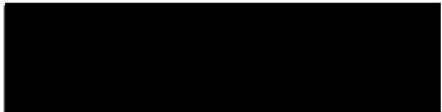
Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der -bitte auswählen- ist erfolgt durch:

Hamburg

Ort

13.02.2022

Datum


Unterschrift im Original