Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Lukas Höpermann

Konstruktion und Optimierung einer Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit

Fakultät Technik und Informatik
Department Maschinenbau und Produktion

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

Lukas Höpermann

Konstruktion und Optimierung einer Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit

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
FS-PETRA UPM
Notkestraße 85
22607 Hamburg

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Georgi Kolarov
Zweitprüfer: Dipl.-Ing. Ralph Döhrmann

Abgabedatum: 13.10.2023

Zusammenfassung

Lukas Höpermann

Thema der Bachelorthesis

Konstruktion und Optimierung einer Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit

Stichworte

Entwicklung, Konstruktion, Kinematische Halterung, Linearführung, Kugelgewindetrieb, Schrittmotor, Finite-Element-Methode, Topologieoptimierung

Kurzzusammenfassung

Diese Arbeit umfasst die Konstruktion und Optimierung einer motorisierten Linearstufe für Mikroskope mit festem Arbeitsabstand an Experimentieraufbauten in der Röntgenmikroskopie. Die Kopplung eines unabhängig geführten Szintillators[1] mit dem Mikroskop erlaubt eine hochpräzise Verschiebung des Fokus von der Szintillatorebene auf den Probenpunkt.

Als Führung kommen Käfigschienenführungen zum Einsatz. Der Antrieb erfolgt mittels Schrittmotor und Kugelgewindetrieb.

Mit Hilfe der Finite-Elemente-Methoden werden Komponenten unter Vorgabe eines Bauraums hinsichtlich eines geringen Gewichts bei gleichzeitig hoher Steifigkeit und Schwingungsstabilität optimiert.

[1] Ein Szintillator besteht aus einem Material, das durch die energiereich geladenen Teilchen des Röntgenstrahls angeregt wird und die Anregungsenergie in Form von sichtbarem Licht abgibt. [1] [2]

Lukas Höpermann

Title of the paper

Design and optimization of a microscope focal point displacement unit

Keywords

Development, design, kinematic mount, linear guide, ball screw drive, stepper motor, finite element method, topology optimization

Abstract

This report deals with the design and optimization of a motorized linear stage for microscopes with a fixed working distance on experimental setups in X-ray microscopy. The linkage of an independently guided scintillator[2] with the microscope allows a highly precise displacement of the focus from the scintillator plane to the sample spot.

Cage guideways are used for guidance. The drive is provided by a stepper motor and ball screw drive.

With the help of finite element methods, components are optimized under specification of a design space with regard to low weight combined with high stiffness and vibration stability.

[2] A scintillator consists of a material that is excited by the high-energy charged particles of the X-ray beam and emits the excitation energy in the form of visible light. [1] [2]

A u f g a b e n s t e l l u n g

für die Bachelorthesis

von Herrn: Lukas Höpermann

Matrikel-Nummer: [redacted]

Thema: Konstruktion und Optimierung einer Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit

Bei der Forschung mit Röntgenstrahlung findet ein regelmäßiger Wechsel der Experimentieraufbauten statt. Um diesen Vorgang effizienter zu gestalten wurde eine mobile Scanning-Plattform entwickelt. Die hochsteife Konstruktion beherbergt sowohl die optischen Komponenten zur Strahlfokussierung als auch die Probenumgebung, sodass eine extrem hohe Auflösung und Schwingungsstabilität erzielt wird.

Die Plattform soll mit einem optischen Mikroskop ausgestattet werden, das durch die Fokussierung auf einen Szintillator, welcher den Röntgenstrahl sichtbar macht, zunächst der Positionierung des Aufbaus dient. Ferner wird anhand des erzeugten Bildes die Charakterisierung des Röntgenstrahls vorgenommen.

Um den gewünschten Bereich einer Probe im Röntgenstrahl positionieren zu können, muss der Szintillator aus der Strahlachse und das Mikroskop so verfahren werden, dass der Fokus auf dem Probenpunkt liegt.

Schwerpunkte:

- Motorisierte Verschiebung des Fokus von Szintillator auf Probe
- Positionsreproduzierbarkeit der translatorischen Achse <1µm
- Parallelität des Szintillators zur translatorischen Achse <5µm
- Spiegel in allen Richtungen um ±1° justierbar
- Lichtdichte Einhausung der optischen Komponenten
- Optimierung kritischer Komponenten
- Integration von ausgewähltem Mikroskop sowie erprobtem Spiegel und Szintillator

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis VII

Abkürzungsverzeichnis IX

Tabellenverzeichnis X

Abbildungsverzeichnis XI

1 Einleitung 1

1.1 Motivation und Aufgabenstellung 2

2 Theoretische Grundlagen 4

2.1 Mikroschrittbetrieb 4

2.2 Kinematische Lagerung nach Kelvin 6

2.3 Topologieoptimierung mit ANSYS Workbench 7

3 Konzeptentwicklung 10

3.1 Anforderungsliste 10

3.2 Morphologischer Kasten 12

3.2.1 Linearstufe als Kauflösung 13

3.2.2 Auswahl des Antriebs 14

3.2.3 Auswahl der Spindellagerung 15

3.2.4 Auswahl der Schrittmotoruntersetzung 17

3.2.5 Auswahl der Führungen 18

3.2.6 Auswahl der Spiegelkinematik 20

3.2.7 Auswahl des Einhausungsumfangs 21

3.2.8 Auswahl der Gehäuseabdichtungen 22

3.2.9 Auswahl der Werkstoffe 23

4 Konstruktion 26

4.1 Festlegung der Geometrie 27

4.2 Unterbaugruppe Kinematische Spiegelhalterung 29

4.2.1 Auslegung der Spiegelkinematik 30

4.3 Unterbaugruppe Szintillatoreinheit 32
4.4 Unterbaugruppe Gehäuse 34
4.5 Unterbaugruppe Linear Stage 37
4.5.1 Auslegung des Motors 39
4.5.2 Auslegung der Kugelgewindespindel 42
5 Optimierung und Validierung 44
5.1 Haltewinkel 45
5.2 Schlitten 47
5.3 Gehäuse 51
5.4 Validierung des Gesamtsystems 55
5.4.1 Statisch-mechanische Verformung 55
5.4.2 Schwingungsverhalten 57
6 Zusammenfassung 58
6.1 Abgleich mit der Anforderungsliste 58
6.2 Ausblick 60
7 Literaturverzeichnis 61
8 Anhang i

Symbolverzeichnis

Symbol	Bedeutung	Einheit
α	Schrittwinkel	°
A	Schrittauflösung	nm
B	Breite	mm
D	Durchmesser	mm
F	Kraft	N
g	Erdbeschleunigung	$\frac{m}{s^2}$
η	Wirkungsgrad	
H	Höhe	mm
i	Untersetzung	
L	Länge	mm
μ_{PFS}	Anzahl Mikroschritte pro Vollschritt	
m	Masse	kg
M	Moment	Ncm
n	Drehzahl	min^{-1}
p	Steigung	mm
R_e	Streckgrenze	MPa
R_X	Rotation um die Längsachse	
R_Y	Rotation um die Querachse	
R_Z	Rotation um die Hochachse	

S	Sicherheit	
τ_{tF}	Torsionsfließgrenze	MPa
T	Torsionsmoment	Ncm
v	Geschwindigkeit	$\frac{mm}{s}$
X	Strahlachse	
Y	Querachse	
z	Hub	mm
Z	Hochachse	

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
DESY	Deutsches Elektronen-Synchrotron
FEM	Finite-Element-Methoden
FS	Forschung
NBR	Nitrile Butadiene Rubber
PETRA	Positron-Elektron-Tandem-Ring-Anlage
PLA	Polyactide
SPIDER	Scanning Platform for Imaging and Diffraction with Extreme Resolution
TPU	Thermoplastisches Polyurethan
UPM	Ultrapräzisionsmechanik
XFEL	X-Ray Free-Electron Laser

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Übersicht der eliminierten Freiheitsgrade in Abhängigkeit von der Geometrie 6

Tabelle 2: Anforderungsliste 10

Tabelle 3: Morphologischer Kasten [16] [17] [18] [19] [20] [21] [22] [23] [24] [25] [12] [26] [27] [28] [29] [30] [31] 12

Tabelle 4: Eigenschaften von Linearstufen als Kauflösung [32] [33] 14

Tabelle 5: Vergleich der Linearführungen [42] [43] 20

Tabelle 6: Werkstoffeigenschaften [44] [45] [46] 24

Tabelle 7: Ergebnisvergleich der Topologieoptimierung des Haltewinkels 47

Tabelle 8: Ergebnisvergleich der Topologieoptimierung des Schlittens 50

Tabelle 9: Ergebnisvergleich der Topologieoptimierung des Gehäuses 55

Tabelle 10: Ergebnis der statisch-mechanischen Analyse 56

Tabelle 11: Ergebnis der Modalanalyse 57

Tabelle 12: Anforderungsliste mit Evaluation 59

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: DESY Campus Hamburg [4] 1
Abbildung 2: SPIDER-Experiment mit optischem Mikroskop 2
Abbildung 3: Anordnung von Probe, Szintillator, Spiegel u. Objektiv am SPIDER-Experiment ... 3
Abbildung 4: Querschnitt eines zweiphasigen Schrittmotors [6] 4
Abbildung 5: Rotorstellung im Vollschrittbetrieb [9] 5
Abbildung 6. Rotorstellung 1 im Halbschrittbetrieb [7] 5
Abbildung 7: Rotorstellung 2 im Halbschrittbetrieb [7] 5
Abbildung 8: Inkrementalmoment in Abhängigkeit von der Anzahl der Mikroschritte [10] 5
Abbildung 9: Freiheitsgrade einer kinematischen Lagerung nach Kelvin [12] 6
Abbildung 10: Verknüpfung verschiedener Analysen für eine Topologieoptimierung 7
Abbildung 11: Design- und Ausschlussbereich einer Topologieoptimierung 8
Abbildung 12: Zielfunktionen einer Topologieoptimierung 8
Abbildung 13: Iterationsverlauf einer Topologieoptimierung 9
Abbildung 14: Axiale Verschiebbarkeit 15
Abbildung 15: Anordnungen zweireihiger Schräglager als Festlager [39] 16
Abbildung 16: O- und X-Anordnung [38] 16
Abbildung 17: Kugelumlaufführung im Detail [23] 19
Abbildung 18: Kreuzrollenführung mit Käfigzwangssteuerung [43] 19
Abbildung 19: Nicken und Gieren des Spiegels 21
Abbildung 20: Einhausungsvarianten mit Schnittstellen 22
Abbildung 21: Vergleichsskala Shore Härte [47] [48] [49] [50] 25
Abbildung 22: Gesamtbaugruppe Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit 26
Abbildung 23: Elliptischer Fußabdruck des Objektivs auf dem Spiegel 27
Abbildung 24: Übersicht der Geometrie bei Fokus auf die Probe (links) oder auf den Szintillator (rechts) 28
Abbildung 25: Explosionsdarstellung der kinematischen Spiegelhalterung 29

Abbildung 26: Kontaktgeometrien der kinematischen Lagerung nach Kelvin am Mirror Carrier 30
Abbildung 27: Seitenansicht der Mirror Tilt Stage als Kräftelageplan 31
Abbildung 28: Explosionsdarstellung der Szintillatoreinheit 32
Abbildung 29: Explosionsdarstellung des Gehäuses 34
Abbildung 30: Anschlagkanten der Seitenteile 35
Abbildung 31: Überblick über die Labyrinthdichtung 36
Abbildung 32: Schnittansicht der Labyrinthabdichtung 36
Abbildung 33: Explosionsdarstellung der Linear Stage 37
Abbildung 34: Schnittansicht der Linear Stage 39
Abbildung 35: Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie des Schrittmotors [52] 42
Abbildung 36: Umrechnungsfaktoren zur Berechnung der Werkstoff-Festigkeitswerte [53] 43
Abbildung 37: Statische Werkstoffkennwerte [53] 43
Abbildung 38: Einstellungen für die Topologieoptimierung des Haltewinkels 45
Abbildung 39: Designvorschlag für den Haltewinkel 46
Abbildung 40: Umsetzung des Designvorschlags für den Haltewinkels 46
Abbildung 41: Verbesserung des Designvorschlags für den Haltewinkel 46
Abbildung 42: Einstellungen für die Topologieoptimierung des Schlittens 47
Abbildung 43: Iterationsverlauf der Topologieoptimierung des Schlittens 48
Abbildung 44: Designvorschlag für den Schlitten 49
Abbildung 45: Umsetzung des Designvorschlags für den Schlitten 49
Abbildung 46: Einstellungen für die Topologieoptimierung des Seitenteils 51
Abbildung 47: Designvorschlag für das Seitenteil 52
Abbildung 48: Umsetzung des Designvorschlags für das Seitenteil 53
Abbildung 49: Verformung der Gehäuserückseite ohne Rippen 54
Abbildung 50: Verformung der Gehäuserückseite 54
Abbildung 51: Statische Verschiebung der Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit 56

1 Einleitung

Das Deutsche Elektronen-Synchrotron DESY ist ein Forschungszentrum für naturwissenschaftliche Grundlagenforschung und ein Teil der Helmholtz-Gemeinschaft. An den beiden Standorten, Hamburg und Zeuthen, wirken rund 2700 Mitarbeitende und jährlich über 3000 Gastforschende an den Schwerpunkten Entwicklung, Bau und Betrieb von Teilchenbeschleunigern, Forschung mit Photonen und (Astro-)Teilchenphysik mit. Die aus öffentlichen Mitteln finanzierte Stiftung ist unter anderem bekannt für ihre Ringbeschleuniger HERA und PETRA sowie den Linearbeschleuniger European XFEL. [3]

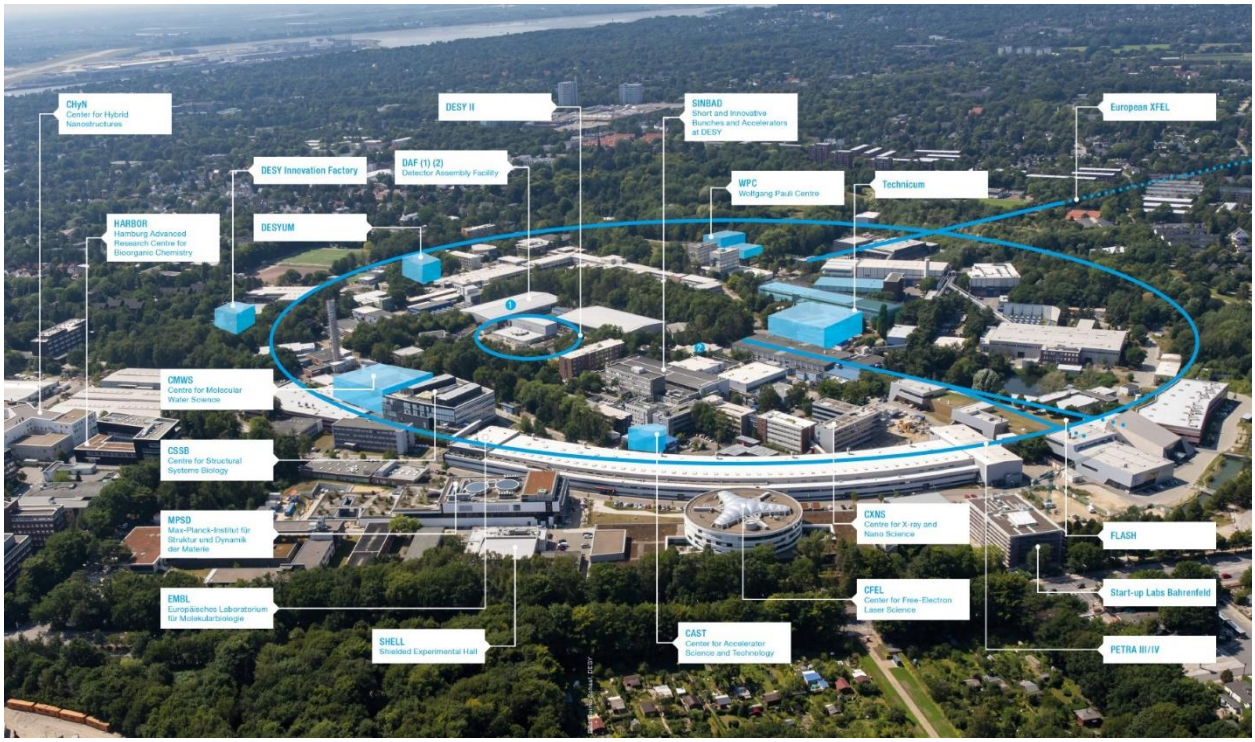


Abbildung 1: DESY Campus Hamburg [4]

PETRA III, die Positron-Elektron-Tandem-Ring-Anlage wurde ursprünglich für die Erforschung der Teilchenphysik konzipiert. Heute dient der Speicherringbeschleuniger in seiner dritten Ausbaustufe als hochbrillante Röntgenquelle, welche nach einem weiteren Ausbau ab 2030 als PETRA IV Experimente und Untersuchungen im Nanometerbereich ermöglichen soll. Ihre Experimentierumgebung wird unter anderem von der Abteilung FS-PETRA UPM betreut. Neben der Anpassung vorhandener Systeme an die Bedürfnisse der Wissenschaftler, entwickelt die Gruppe Präzisionsmechaniken für die Probenumgebung.

1.1 Motivation und Aufgabenstellung

Beim SPIDER-Experiment handelt es sich um eine mobile Plattform für die rasternde Röntgenmikroskopie[3], welche am PETRA-Beschleuniger zum Einsatz kommen soll. Ein regelmäßiger Wechsel zwischen Experimenten gewährleistet hier eine hohe Auslastung der Röntgenquelle, bringt aber auch einen erheblichen Aufwand für die Umbaumaßnahmen mit sich. Dieser Vorgang soll durch die gemeinsame Unterbringung der Fokussieroptiken sowie der Positioniersysteme für die Probe, in der Abbildung 2 als Probenturm zusammengefasst, vereinfacht werden.

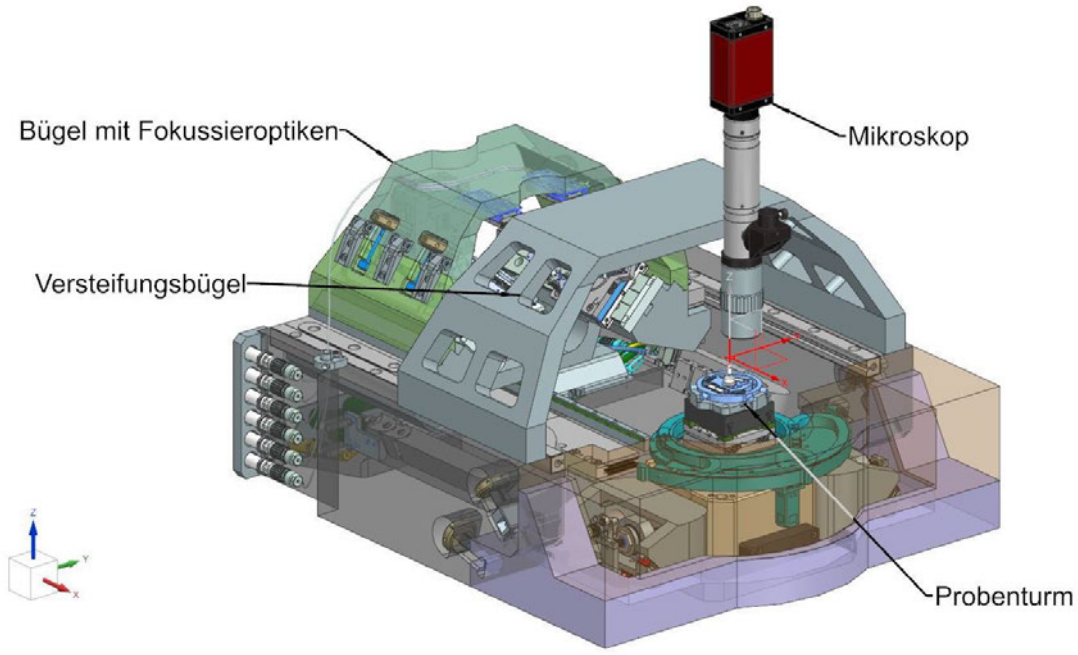


Abbildung 2: SPIDER-Experiment mit optischem Mikroskop

Für eine präzise Ausrichtung der Plattform im Röntgenstrahl, in den Abbildungen in X-Richtung verlaufend, soll ein Szintillator diesen in sichtbares Licht umwandeln und sein Bild unter einem optischen Mikroskop betrachtet werden. Im Anschluss dient der Szintillator der Charakterisierung des Strahls, also der Fokussierung auf einen von der Anwendung abhängigen Durchmesser (5-200nm). Darüber hinaus bildet die hierbei festgestellte Strahlposition auch die Referenz für die Positionierung der Probe.

Für die exakte Positionierung der winzigen Proben (Probengröße zw. 1-100 µm) im Röntgenstrahl, muss der Szintillator aus diesem entfernt und der Fokus des optischen Mikroskops

[3] Bei der rasternden Röntgenmikroskopie wird eine Probe Punkt für Punkt abgetastet und die Strahlungsintensität in der Bildebene von einem Detektor gemessen. Anhand der gemessenen Intensitäten wird ein Bild berechnet. [56]

auf die Probe gerichtet werden. Da das einzusetzende Mikroskop über einen festen Arbeitsabstand verfügt, muss hierfür das gesamte Mikroskop bewegt werden. Um die Anzahl der Antriebe und den Bauraum der Konstruktion klein zu halten, soll eine Kopplung zwischen Mikroskop und Szintillator erfolgen.

Aufgrund weiterer Apparaturen in der Peripherie des Aufbaus soll die Konstruktion am Versteifungsbügel der Plattform und das Mikroskop vertikal auf der Strahlachse stehend, wie in Abbildung 2 dargestellt, befestigt werden. Dies erfordert den Einsatz eines justierbaren Spiegels zur Umlenkung der optischen Mikroskopachse. In speziellen Fällen können bei Verwendung eines Spiegels mit einer Membran weitere Experimente hinter dem Spiegel durchgeführt werden.

Die Abbildung 3 zeigt die Anordnung der aufgeführten Komponenten. Der Röntgenstrahl passiert zunächst die in Abbildung 2 gezeigten Fokussieroptiken sowie den hier als rotes Koordinatensystem dargestellten Probenpunkt und trifft dann auf den Szintillator. Das erzeugte Bild wird vom Spiegel reflektiert und in das Objektiv des optischen Mikroskops geworfen.

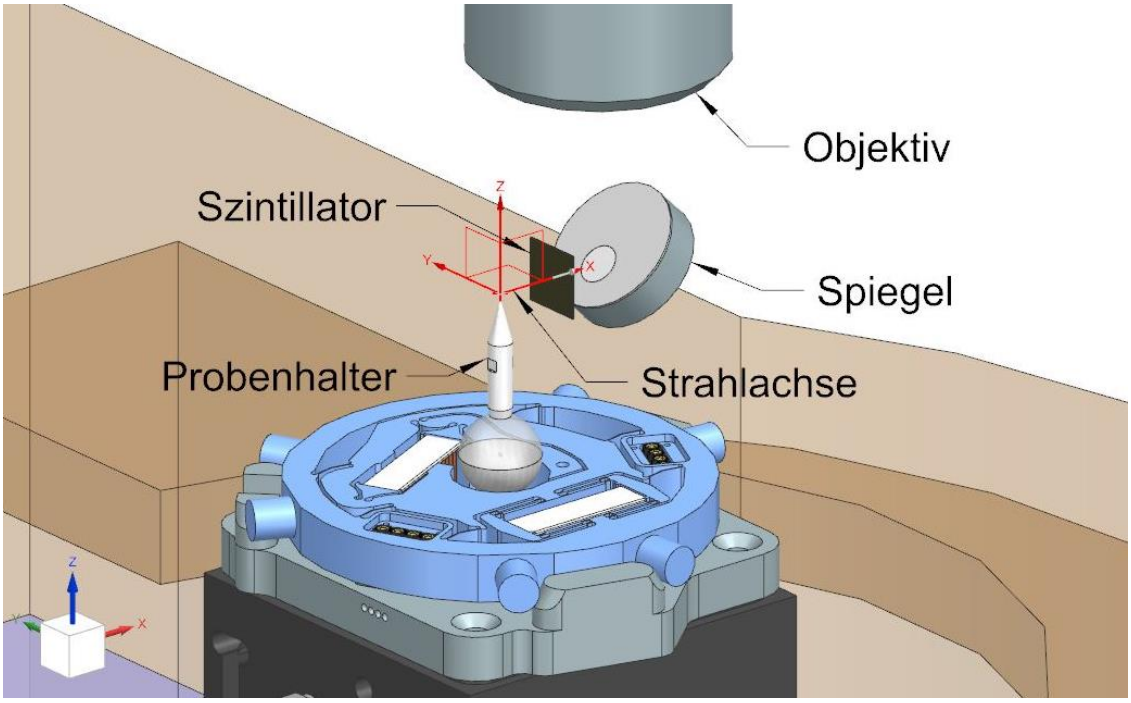


Abbildung 3: Anordnung von Probe, Szintillator, Spiegel u. Objektiv am SPIDER-Experiment

Während des Szintillatorbetriebs darf kein Licht auf dessen Rückseite fallen, sodass eine lichtdichte Einhausung der optischen Komponenten notwendig ist.

Neben dem Mikroskop stehen der Szintillator und der Spiegel aus früheren Experimenten zur Verfügung. Insgesamt ist eine hochsteife und schwingungsstabile Konstruktion anzustreben, sodass eine nanometergenaue Auflösung im Betrieb des Röntgenmikroskops gewährleistet wird.

2 Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel wird auf ausgewählte Konzepte und Prinzipien eingegangen, die der Bearbeitung als auch dem Verständnis dieser Arbeit dienlich sind.

2.1 Mikroschrittbetrieb

Der Mikroschrittbetrieb ist eine Betriebsform von Hybridschrittmotoren[4] und bietet die Möglichkeit, die Auflösung eines Aktors über seine physikalische Auflösung hinweg zu verfeinern und einer Anwendung individuell anzupassen. Die physikalische Auflösung eines Schrittmotors wird beschrieben durch eine diskrete Anzahl von gleichgroßen Schritten, die die Motorwelle bei einer Umdrehung zurücklegt. Sie ist abhängig von der Anzahl der Phasen, Spulen und Polpaaren. [5]

Man unterscheidet zunächst zwischen zwei- und fünfphasigen Hybridschrittmotoren, wobei letztere aufgrund der größeren Anzahl an Spulen und Phasen einen größeren Bauraum, aber auch eine höhere physikalische Auflösung haben. Aufgrund der Größe wird in dieser Arbeit nur auf zweiphasige Aktoren eingegangen.

Die physikalische Auflösung eines zweiphasigen Schrittmotors entspricht dem Produkt aus der Anzahl der Spulen und Polpaare. In Abbildung 4 wird der Querschnitt eines handelsüblichen zweiphasigen Hybridschrittmotors gezeigt. Dieser verfügt über acht Spulen mit 48 Statorzähnen und 25 Polpaare (50 Rotorzähne), sodass sich eine physikalische Auflösung von 200 Vollschritten bzw. ein Schrittwinkel von 1,8° ergibt. Wie in Abbildung 5 stark vereinfacht dargestellt, werden im Vollschrittbetrieb immer beide Phasen voll bestromt (roter Balken) und der Rotor kommt immer zwischen den Polen zum Stehen. Diese Konstellation kommt bei dem oben beschriebenen Hybridschrittmotor durch die unterschiedliche Anzahl der Zähne von Rotor und Stator zu Stande. [6] [7]

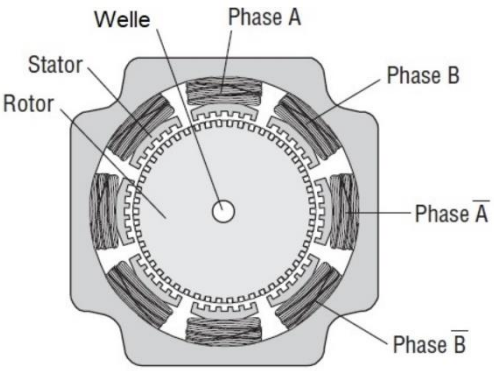


Abbildung 4: Querschnitt eines zweiphasigen Schrittmotors [6]

Durch schaltungstechnische Maßnahmen kann die Auflösung nun verfeinert werden. Dies lässt sich am Beispiel des Halbschrittbetriebs, dessen Zustände in den Abbildung 6 und Abbildung 7 dargestellt sind, veranschaulichen. Werden zunächst zwei nebeneinanderliegende Spulen und

[4] Der Hybridschrittmotor vereint die drehmomentstarke Bauform eines permanenterregten Schrittmotors mit der des höher auflösenden Reluktanzschrittmotors.

im Anschluss eine einzelne Spule bestromt, kommt der Rotor einmal zwischen den Polen und einmal genau vor dem Pol zum Stehen. Die Anzahl der Schritte respektive die Auflösung hat sich somit verdoppelt. [8] [9]

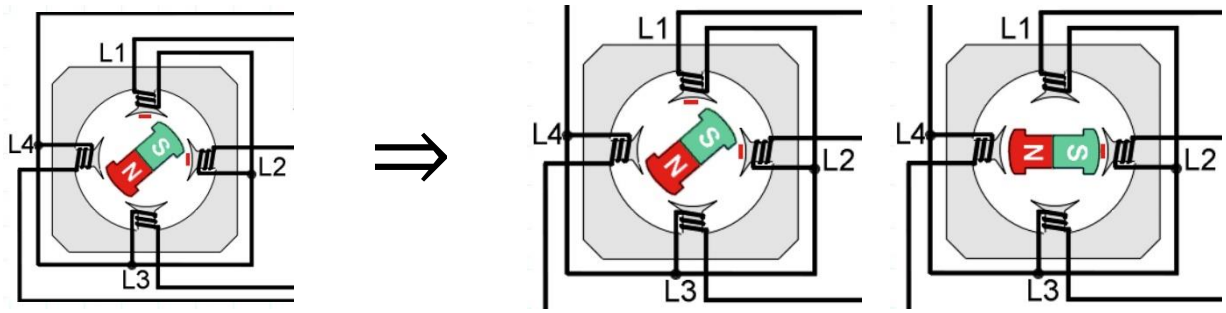


Abbildung 5: Rotorstellung im Vollschrittbetrieb [9]

Abbildung 6. Rotorstellung 1 im Halbschrittbetrieb [7]

Abbildung 7: Rotorstellung 2 im Halbschrittbetrieb [7]

Diese Methode lässt sich bis zu einer Auflösung von $\frac{1}{512}$ eines Vollschritts respektive einem Schrittwinkel von 0,0035° bei der o. g. Schrittmotorausführung verfeinern. Man spricht dann vom Mikroschrittbetrieb. Hierbei werden die Phasen mit einer annähernd sinusförmigen Spannung angesteuert. Neben der Erhöhung der Auflösung, wird auch die Welligkeit des Drehmoments und die Anfälligkeit für Resonanzen reduziert. Es kommt jedoch zu einer Reduktion des Inkrementalmoments, jenes Moment, welches der Motor zwischen zwei Vollschritten aufbringen kann. In Abbildung 8 wird die Abhängigkeit des Inkrementalmoments von der Anzahl der Mikroschritte dargestellt. [8] [10]

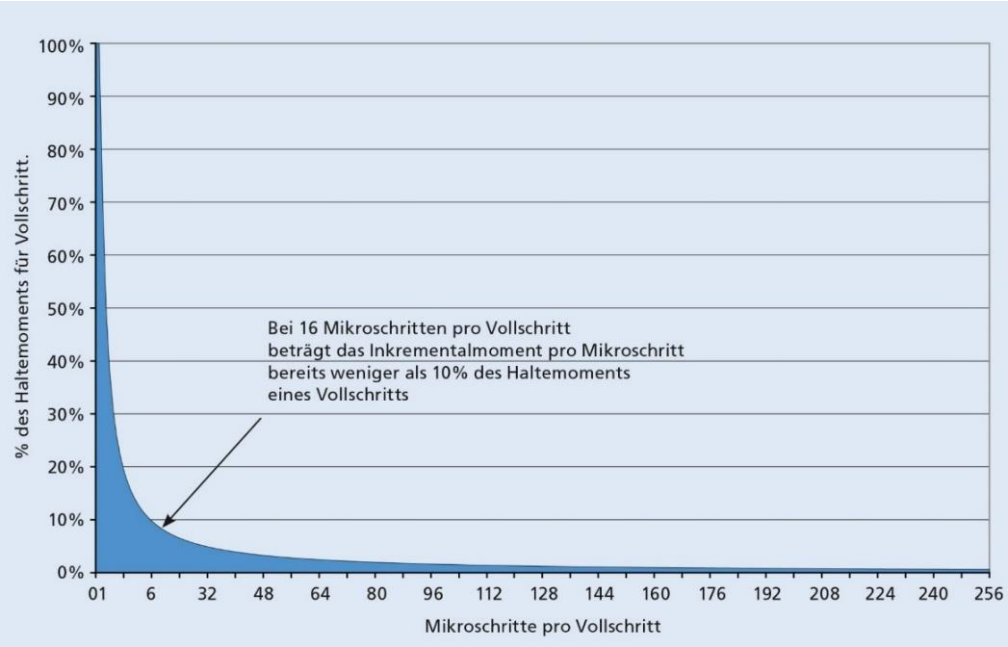


Abbildung 8: Inkrementalmoment in Abhängigkeit von der Anzahl der Mikroschritte [10]

2.2 Kinematische Lagerung nach Kelvin

Die kinematische Lagerung nach Kelvin dient der Kopplung zweier Elemente in einem mechanischen System. Hierbei ist eines der Elemente fixiert, das andere beweglich. Die Lagerung eliminiert alle sechs Freiheitsgrade, sodass eine eindeutige Positionierung erzielt wird. Dies gelingt, indem einer der Körper mit drei mindestens halbsphärischen Geometrien, der andere mit einem Konus, einer V-Nut und einer Planfläche, wie in Abbildung 9 dargestellt, ausgestattet wird. [11]

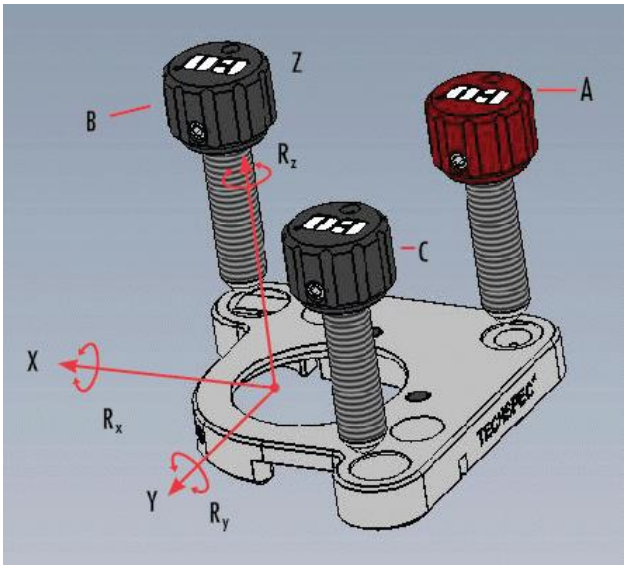


Abbildung 9: Freiheitsgrade einer kinematischen Lagerung nach Kelvin [12]

Tabelle 1: Übersicht der eliminierten Freiheitsgrade in Abhängigkeit von der Geometrie

	Eliminierter Freiheitsgrad	
Geometrie	**Translatorisch**	**Rotatorisch**
Konus	X, Y, Z	
V-Nut		R_Y, R_Z
Planfläche		R_X

Die von den drei Kontaktgeometrien aufgespannte Ebene kann durch Einstellschrauben mit Kugelzapfen justiert werden:

- Translatorisch in Richtung der Einstellschrauben
- Rotatorisch um die zwischen zwei Kontaktgeometrien aufgespannte Achse (Nicken und Gieren)

In der Optomechanik[5] wird diese Art der Lagerung häufig mit Hilfe von Zugfedern vorgespannt, sodass ein lageunabhängiger Einsatz möglich ist. Zudem wird hierdurch das Schwingungsverhalten verbessert.

[5] Die Optomechanik wird durch den Einsatz mechanischer Komponenten für den Aufbau und die Positionierung optischer Systeme beschrieben. [55]

2.3 Topologieoptimierung mit ANSYS Workbench

Die Topologieoptimierung ist ein Verfahren zur Findung einer optimalen Bauteilgestalt bei gegebenem Bauraum und Randbedingungen. In der Finite-Elemente-Software ANSYS Workbench steht sie unter dem Funktionsblock der Strukturoptimierung zur Verfügung. Es handelt sich um ein iteratives Verfahren, bei dem ein Ausgangsmodell so lange modifiziert wird, bis die vorgegebenen Antwortbeschränkungen, bspw. Anforderungen an die Masse und Nachgiebigkeit, erfüllt sind. Die Lösung stellt also auch immer einen Kompromiss dar. [13] [14]

In ANSYS Workbench stehen zwei Methoden, auch Optimierungstypen genannt, für die Topologieoptimierung zur Verfügung: Die Density Based- und die Level Set Based-Methode. Zwar gilt erstere als die älteste und somit ausgereifteste Methode für numerische Strukturoptimierungen, verfügt die Level Set Based-Methode jedoch über einen größeren Optionsumfang und somit eine bessere Steuerbarkeit. Aus diesem Grund befasst sich diese Arbeit ausschließlich mit letzter Methode. Ihr Ansatz wurde zur numerischen Bewegungsbeschreibung von Kurven und Oberflächen entwickelt und ermöglicht die gesonderte Behandlung von Grenzflächen. Dadurch ist sie in der Lage, besonders glatte und saubere Lösungen mit vollständigen Oberflächen zu generieren. Bei dieser Methode werden, im ersten Iterationsschritt mit dem Ausgangsmodell eines Bauteils beginnend, schrittweise die für die Erfüllung der Anforderungen nicht relevanten Bereiche entfernt. [13] [14] [15]

Um ein grundlegendes Verständnis für die Funktionsweise einer Topologieoptimierung zu vermitteln, wird ihre Durchführung im Folgenden Schritt für Schritt erläutert.

Die Grundlage einer Strukturoptimierung bildet immer eine zuvor durchgeführte Analyse. Hierbei kann es sich um eine statisch-mechanische, thermisch-stationäre oder modale Analyse handeln. Eine Verknüpfung verschiedener Analysen ist ebenso möglich. Eine solche in dieser Arbeit Anwendung findende Kombination wird in Abbildung 10 dargestellt.

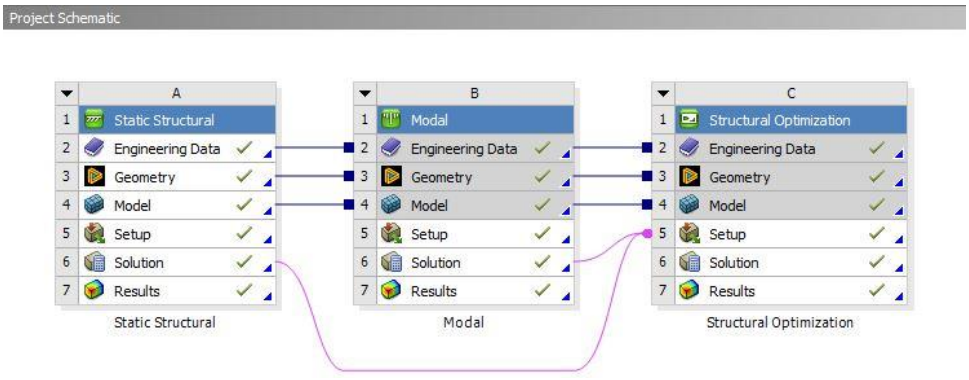


Abbildung 10: Verknüpfung verschiedener Analysen für eine Topologieoptimierung

Da der Funktionsblock der Strukturoptimierung neben sämtlichen Randbedingungen, hierzu zählen Stützen und Lasten, auch das Netz der verknüpften Analysen übernimmt, muss dieses schon im Vorweg über eine für Optimierungen geeignete Beschaffenheit verfügen. Die Qualität des Optimierungsresultats ist an die Netzqualität gebunden, weshalb auf eine ausreichend feine und konstante Vernetzung zu achten ist. Die Faustregel von mindestens drei Elementen über die Wanddicke zur Wahrung einer realitätsgetreuen Flexibilität stellt hierfür einen Anhaltspunkt dar. [15]

Die Strukturoptimierung selbst besteht aus vier Menüpunkten. In den zuerst aufgeführten Analyseeinstellungen können die maximale Iterationsanzahl und die Konvergenzgenauigkeit definiert werden. In der Regel ist eine Anpassung der Voreinstellungen jedoch nicht notwendig.

Im zweiten Menüpunkt, dem Optimierungsbereich, ist zunächst der Designbereich zu definieren. Es können entweder alle oder auch nur einzelne Körper ausgewählt werden. Anschließend sind Ausschlussbereiche, zumeist die Randbedingungen und weitere Funktionsflächen, festzulegen. In der nebenstehenden Abbildung 11 wird ein Beispiel gezeigt, in dem die Ausschlussbereiche rot gekennzeichnet sind. Bei Verwendung der Level Set Based-Methode, welche ebenfalls in diesem Menüpunkt auszuwählen ist, kann eine Mindestdicke für die Ausschlussbereiche festgelegt werden.

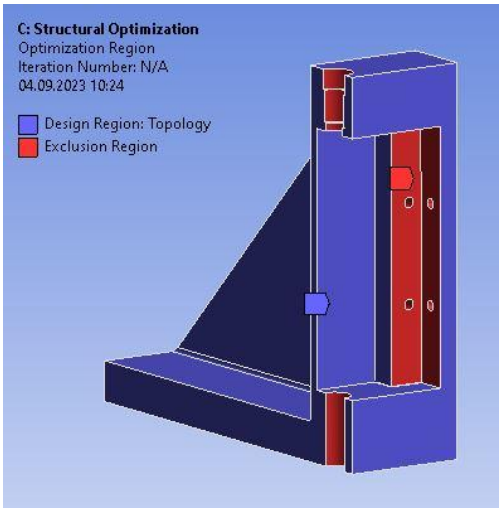


Abbildung 11: Design- und Ausschlussbereich einer Topologieoptimierung

Der dritte Menüpunkt befasst sich mit den Zielfunktionen der Optimierung. Dabei handelt es sich um Sekundärziele, die die zu optimierenden Eigenschaften vorgeben. Für jede verknüpfte Analyse wird eine Zielfunktion definiert. Wie in Abbildung 12 dargestellt, handelt es sich im Fall einer statisch-mechanischen Analyse um die Nachgiebigkeit, bei einer Modalanalyse um die erste Eigenfrequenz.

Objective

Right click on the grid to add, modify and delete a row.

Enabled	Response Type	Goal	Criterion	Formulation	Environment Name	Weight	Multiple Sets	Start Step	End Step	Step	Start Mode	End Mode	Mode
☑	Compliance	Minimize	N/A	Program Controlled	Static Structural	1	Enabled	1	1	1	N/A	N/A	N/A
☑	Frequency	Maximize	N/A	N/A	Modal (I5)	1	Disabled	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	1

Abbildung 12: Zielfunktionen einer Topologieoptimierung

Darüber hinaus können weitere Zielfunktionen, wie z.B. die Masse, das Volumen oder auch Spannungen manuell hinzugefügt werden. Die Sekundärziele lassen sich entweder minimieren oder maximieren. Diskrete Zielwerte können nicht formuliert werden. Es kann jedoch eine Gewichtung vorgenommen werden. Weiterhin dürfen die Zielfunktionen nicht mit den im Nachgang festzulegenden Antwortbeschränkungen übereinstimmen, da dies zu einer Überbestimmtheit führt. [14] [15]

Im vierten und letzten Menüpunkt werden die Antwortbeschränkungen definiert. Sie stellen das Primärziel der Optimierung dar und entscheiden über die Gültigkeit einer Iteration. Über die als Sekundärziele verfügbaren Optionen hinaus, können hier bspw. auch die Verformung, der Massenschwerpunkt oder das Massenträgheitsmoment definiert werden. In vielen Fällen ist die Eingabe diskreter Zielwerte möglich. Ebenso sind prozentuale oder Bereichsangaben üblich. [15]

In der Abbildung 13 wird der Iterationsverlauf einer Topologieoptimierung gezeigt. Es wird je ein Graph für die Zielfunktion (oben) und die Antwortbeschränkung (unten) geplottet. Wie im unteren Graph zu sehen ist, liegt die Masseantwort (unten, lila) bereits ab der fünften Iteration unter der angestrebten Obergrenze (unten, gelb). Es folgen 16 weitere Iterationen, bis die im oberen Graphen dargestellte kombinierte Ergebnisvariable der Zielfunktionen (oben, lila) das eingestellte Konvergenzkriterium (oben, blau, hier: 1%) unterschreitet.

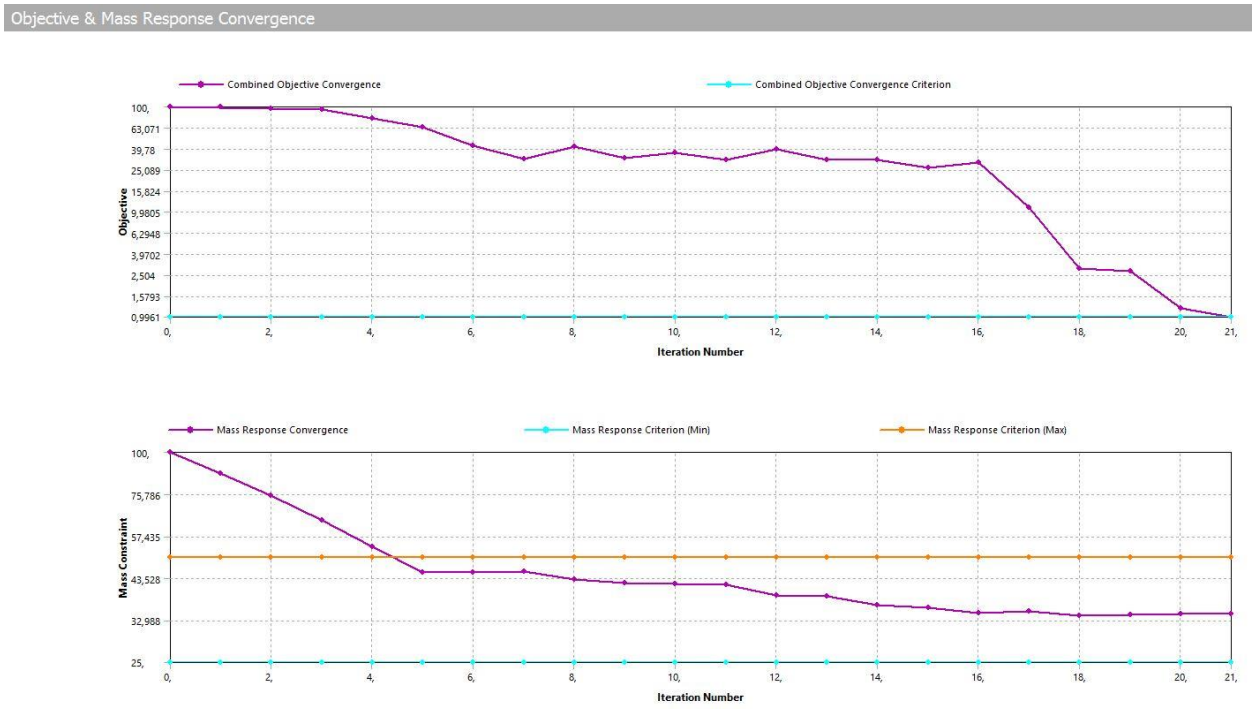


Abbildung 13: Iterationsverlauf einer Topologieoptimierung

3 Konzeptentwicklung

Dieses Kapitel befasst sich mit der Planung der Konstruktion. Es werden Lösungsvarianten gesammelt, bewertet und durch eine begründete Auswahl zu einem Konzept zusammengefasst.

3.1 Anforderungsliste

Die durch die Tabelle 2 verkörperte Anforderungsliste wurde vor Beginn der Arbeit mit den Auftraggebern zusammengestellt. Die Anforderungen sind verschiedenen Kategorien zugeordnet. Es wird außerdem in Festanforderungen, welche in jedem Fall erfüllt werden müssen und mit einem „F“ gekennzeichnet sind, und mit einem „W“ gekennzeichnete Wunschanforderungen unterschieden. Diese sind zusätzlich mit einer Priorisierung versehen, ihre Erfüllung ist aber nicht verpflichtend.

Tabelle 2: Anforderungsliste

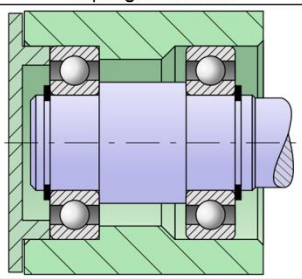
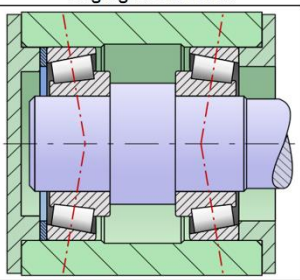
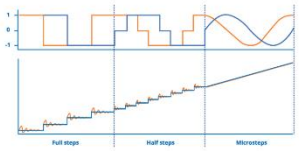
W1 = sehr wichtig W2 = wichtig W3 = wenn möglich W4 = nicht wichtig		**Anforderungsliste** Konstruktion und Optimierung einer Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit	
Lfd. Nr.	**F/W**	**Anforderung**	**Werte, Daten**
1		**Funktion**	
1.1	F	Verschiebung des Fokus von Probe auf Szintillator	
1.2	F	Kopplung von Mikroskop und Szintillator	
1.3	F	Anzahl der Achsen des Mikroskops	1
1.4	F	Anzahl der Achsen des Spiegels	2
1.5	F	Lichtdichte Einhausung von Mikroskoplinse, Spiegel und Szintillator bei Fokus auf Szintillator	
1.6	W3	Freie optische Achse (Downstream) bei Fokus auf Probe	
2		**Geometrie**	
2.1	F	Parallelität des Szintillators zur translatorischen Achse des Mikroskops	<5 µm
2.2	W2	Platzsparende Konstruktion	
2.3	W3	Leichtbaugerechte Konstruktion	
2.4	W3	Modulares Design	
2.5	W4	Symmetrien nutzen	
3		**Kinematik**	
3.1	F	Translatorische Bewegung des Mikroskops	
3.2	F	Nicken und Gieren des Spiegels unter Berücksichtigung des maximalen Abbildungsbereichs	1°

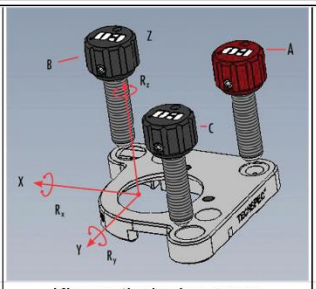
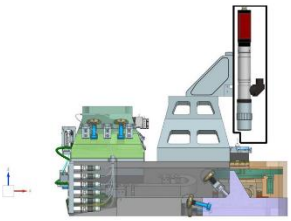
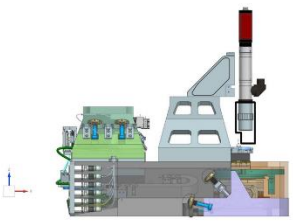
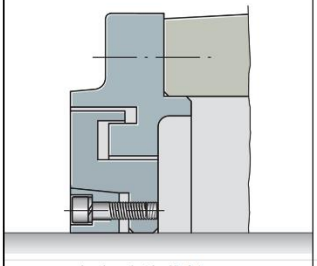
3.3	F	Positionsreproduzierbarkeit der translatorischen Achse	1 µm
3.4	F	Kleinste Eigenfrequenz	>100 Hz
3.5	W1	Koaxialität der optischen Achse zur Strahlachse	Ø10 µm
3.6	W1	Schrittauflösung	<100 nm
3.7	W2	Vorschubgeschwindigkeit	<1 mm/s
3.8	W2	Kleinste Eigenfrequenz	>500 Hz
4		**Werkstoffe/Edukte/Produkte**	
4.1	W1	Korrosionsbeständige Werkstoffe	
4.2	W2	Kostengünstige Norm- und Kaufteile verwenden	
4.3	W3	Werkstoffe trenn- und recyclebar	
5		**Signal**	
5.1	F	Elektronische Einstellbarkeit des Fokuspunkts	
5.2	W1	Referenzschalter	
6		**Sicherheit**	
6.1	F	Festanschläge zum Schutz des Szintillators	
7		**Ergonomie**	
7.1	F	Manuelle Spiegeljustage	
8		**Fertigung**	
8.1	W3	Interne Fertigung	
9		**Montage**	
9.1	W3	Nutzerfreundliche Montage	
10		**Instandhaltung**	
10.1	W2	Wartungsarme Komponenten	
11		**Kompatibilität**	
11.1	F	Befestigung an SPIDER-Überrahmen	
11.2	F	Verwendung des Szintillators von OptiquePeter (2008)	
11.3	F	Verwendung des Spiegels vom White Beam X-Ray Microscope (2017)	
12		**Umgebung**	
12.1		Überwachte Probenumgebung PETRA III/IV	
12.2		Sauber	
12.3		Trocken	

3.2 Morphologischer Kasten

Aus den Anforderungen können Teilfunktionen abgeleitet werden, welche als Parameter direkt oder indirekt, z.B. in Form von Wirkprinzipen oder Bauformen in den morphologischen Kasten eingehen. Dieser wird in der Tabelle 3 abgebildet und dient der Übersicht über potenzielle Lösungen für jeden Parameter, welche im Nachgang diskutiert werden.

Tabelle 3: Morphologischer Kasten [16] [17] [18] [19] [20] [21] [22] [23] [24] [25] [12] [26] [27] [28] [29] [30] [31]

Morphologischer Kasten				
Konstruktion und Optimierung einer Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit				
Parameter		**Lösungsvarianten**		
1. Ebene	**2. Ebene**	**1**	**2**	**3**
Antrieb		Trapezgewindetrieb	Kugelgewindetrieb	Zahnstangenantrieb
Spindel-lagerung		 Fest-/Los-Lagerung	 Angestellte Lagerung	
Schrittmotor-untersetzung		Planetengetriebe	Schneckengetriebe	 Mikroschrittbetrieb
Führungen		Kugelumlaufführung	Kugelprofilschienenführung	Kreuzrollenführung

Morphologischer Kasten				
Konstruktion und Optimierung einer Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit				
Parameter		**Lösungsvarianten**		
1. Ebene	**2. Ebene**	**1**	**2**	**3**
Spiegel-kinematik		Kardanisch Aufhängung	 Kinematische Lagerung nach Kelvin	
Einhausungs-umfang		 Vollständig	 Szintillator, Spiegel und Objektiv	
Gehäuse-abdichtung	Beweglich	Faltenbalg	Faltrollo	Klappe
	Fest	 Labyrinthdichtung	Elastomerdichtung	Bürstendichtung
Werkstoff	Metall	Austenitischer Stahl	Aluminium	Titan
	Kunststoff	PLA	TPU	NBR

3.2.1 Linearstufe als Kauflösung

Vor der Auswahl der Lösungsvarianten für die verschiedenen Teilfunktionen soll kurz dargelegt werden, weshalb eine Linearstufe als Kauflösung nicht näher in Betracht gezogen wird. Eine Linearstufe vereint die Teilfunktionen:

- Antrieb
- Spindellagerung
- Schrittmotoruntersetzung
- Führungen

In der angestrebten Größenordnung sind nur wenige Linearstufen erhältlich. Um ein möglichst breites Anwendungsspektrum abzudecken, orientiert sich ihre Geometrie an Industriestandards. Darüber hinaus werden die Linearstufen zu Gunsten einer maximalen Belastbarkeit schwer ausgeführt. Gleichzeitig erfüllen sie die Anforderungen an die Konstruktion nicht oder nur teilweise, wie der in Tabelle 4 dargestellte Überblick zeigen soll. Die Tabelle enthält wesentliche Eigenschaften zweier möglicher Linearstufen (siehe auch Anhang A und Anhang *B*). Erfüllte Anforderungen werden grün und nicht erfüllte Anforderungen rot markiert.

Tabelle 4: Eigenschaften von Linearstufen als Kauflösung [32] [33]

Eigenschaft	**PI VT-80**	**GMT Europe CXS5020**
Masse	550 g	570 g
Verfahrweg	25 mm	20 mm
Positionsreproduzierbarkeit	0,8 µm	0,5 µm
Schrittauflösung	5000 nm	1000 nm
Parallelität	8 µm	10 µm

Schlussendlich handelt es sich bei einem Kaufteil um eine Universallösung, welche einen Kompromiss zur idealen Lösung darstellt. Diese kann mit den internen Fertigungsmöglichkeiten und unter Zukauf einzelner Komponenten zu vergleichbaren Kosten erzielt werden.

3.2.2 Auswahl des Antriebs

Der Antrieb dient der Umwandlung der Rotationsbewegung der Schrittmotorwelle zur Translationsbewegung des Schlittens. Neben zwei Varianten von Gewindetrieben, welche in der Regel in Linearstufen zum Einsatz kommen, steht der Zahnstangentrieb zur Auswahl.

Die Gewindetriebe setzen sich aus einer Spindel und einer Mutter zusammen und unterscheiden sich lediglich in der Art ihres Gewindes. Beim kostengünstigen Trapezgewinde gleiten die Gewindeflanken direkt aufeinander ab, wodurch eine hohe Tragfähigkeit zu Stande kommt. Gleichzeitig bewirkt die Gleitreibung einen hohen Verschleiß und für kleine Steigungswinkel einen

schlechten Wirkungsgrad, welcher durch den Effekt der Selbsthemmung für bestimmte Anwendungen wiederum von Vorteil sein kann. [34] [16]

Bei Kugelgewindetrieben sind die Gewindeflanken zu einem halbrunden oder gotischen Profil ausgeformt, in dem Kugeln als Wälzkörper laufen. Die vorherrschende Rollreibung ermöglicht sehr hohe Wirkungsgrade. Aufgrund der im Vergleich zum Trapezgewinde kleiner ausfallenden Kontaktfläche verfügen die hochgenauen Kugelgewindetriebe über geringere Tragfähigkeiten. Für den Rücktransport der Wälzkörper muss die Mutter mit einem entsprechenden Kanal ausgestattet werden, was zum umfassenden Fertigungsaufwand beiträgt. Durch das Vorspannen der Mutter, ähnlich einem Wälzlager, wird ein spielfreier Antrieb erzielt. [34] [17]

Das Zahnstangengetriebe ist ein simples, aber hochsteifes Antriebskonzept und besteht lediglich aus einer Zahnstange und einem Zahnrad. Durch den simplen Aufbau wird eine hohe Betriebssicherheit gewährleistet. Es eignet sich zur Übertragung großer Kräfte über lange Wege. Die auftretende Gleitreibung an den Zahnflanken bedingt einen erhöhten Verschleiß. Die Paarung lässt sich jedoch nur spielarm einstellen, sodass eine geringere Genauigkeit im Vergleich zu den Gewindetrieben erzielt wird. [35] [36] [37]

Da der Antrieb einer Positionierung mit höchsten Ansprüchen an die Genauigkeit und Steifigkeit dient, und die Belastung sowie der Verfahrweg sehr klein sind, wird der Kugelgewindetrieb gewählt. Das Antriebskonzept überzeugt durch seine Spielfreiheit und trägt durch das Nichtvorhandensein eines Losbrechmoments zu einem störungsfreien Betrieb des Experiments bei.

3.2.3 Auswahl der Spindellagerung

Die Lagerung fungiert als Führung und Abstützung der Spindel und hat einen wesentlichen Einfluss auf das axiale Spiel des Antriebs. Lageranordnungen mit definiertem Axialspiel sind die Fest-/Los- und die angestellte Lagerung.

Bei der Fest-/Los-Lagerung dient ein in sich oder auf dem Lagersitz verschiebbares Radiallager, wie in Abbildung 14 dargestellt, dem Ausgleich von Fertigungstoleranzen und Dehnung in Folge thermischer Einflüsse. Es schützt so den Antrieb vor axialen Verspannungen, während das festgesetzte Lager, zusätzlich zur Übertragung radialer Kräfte, auch die axiale Führung der Welle übernimmt.

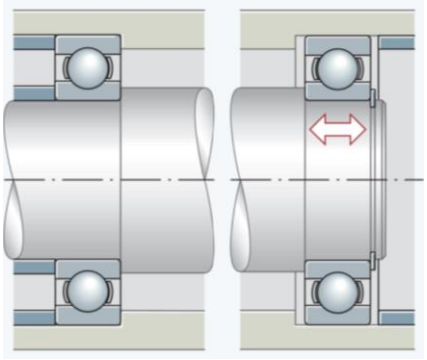


Abbildung 14: Axiale Verschiebbarkeit des Loslagers [38]

Bei dieser Lagerung ergibt sich das Axialspiel aus der Lagerluft und der Art der Festlegung, z.B. durch einen Sicherungsring. Darüber hinaus kann das Axialspiel durch die Verwendung eines zweireihigen Schräglagers als Festlager, oder wie in Abbildung 15 als zwei einreihige Lager dargestellt, eingestellt werden. So lässt sich eine spielfreie oder sogar leicht vorgespannte Lagerung realisieren. [38]

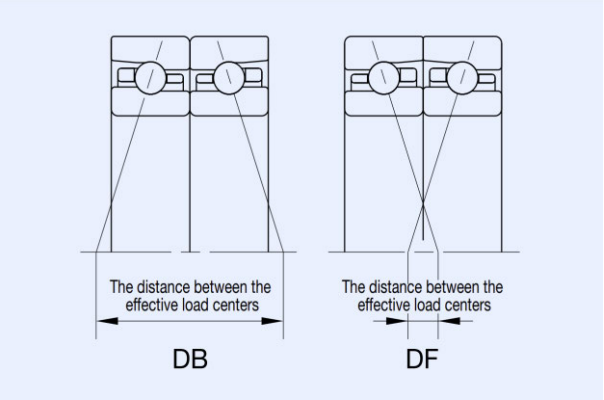


Abbildung 15: Anordnungen zweireihiger Schräglager als Festlager [39]

Die hier dargestellten Konfigurationen DB und DF[6] unterscheiden sich durch ihren Stützabstand. Während die Konfiguration DB über ein kleines Kippspiel verfügt und Kippmomente besser übertragen kann, eignet sich die Konfiguration DF bei Fluchtungsfehlern zwischen Gehäuse und Welle, oder Wellen mit geringer Biegesteifigkeit. [39]

Eine angestellte Lagerung wird durch die entgegengesetzte Anordnung zweier Schräglager realisiert. Es wird zwischen der O- und der X-Anordnung unterschieden. Der Name beschreibt dabei die Form der erzeugten Druckkegel, welche in der Abbildung 16 als rote Strichpunktlinien dargestellt werden. Beide Lager nehmen sowohl Radial-als auch Axialkräfte auf. [38]

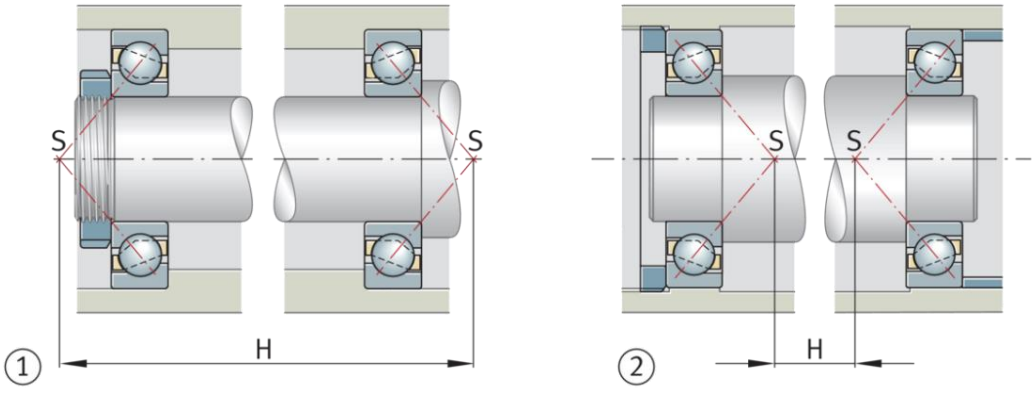


Abbildung 16: O- und X-Anordnung [38]

[6] Duplex bearing matched for mounting back-to-back/ face-to-face [58]

Die O-Anordnung wird in der Regel gewählt, wenn die Last außerhalb der Lagerung auf die Welle wirkt und ein großer Stützabstand, analog zur zuvor erläuterten DB-Konfiguration benötigt wird. Die X-Anordnung eignet sich hingegen für Lasteinleitungen zwischen den beiden Lagern.

Bei dieser Art der Lagerung wird das Axialspiel durch das entgegengerichtete Verschieben der Innen- und Außenringe, dem Anstellen, eingestellt. Hierbei ist jedoch der o.g. Wärmedehnung Rechnung zu tragen. [38]

Obwohl die Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit nur in der überwachten Probenumgebung zum Einsatz kommt, sodass nicht oder nur mit minimalen thermischen Einflüssen zu rechnen ist, gibt es in der betreuenden Abteilung jedoch keine Erfahrungswerte hinsichtlich der Axialspieleinstellung von einer angestellten Lagerung. Aus diesem Grund wird die Fest-/Los-Lagerung mit zwei Schrägkugellagern auf der Festlagerseite gewählt. Für das spielfreie Vorspannen dieser Lager steht vom Hersteller ein geeignetes Anzugsmoment zur Verfügung. Da das Festlager keine Kippmomente übertragen muss, wird hier die DF-Konfiguration gewählt.

3.2.4 Auswahl der Schrittmotoruntersetzung

Die Auflösung der Linearstufe ist abhängig von der Schrittauflösung des Motors und der Steigung des Antriebs. Die mit diesen beiden Parametern erzielbare Auflösung ist bauartbedingt, wie die nachfolgende Überschlagsrechnung zeigt, sehr viel größer als die gewünschte Schrittauflösung, sodass eine Untersetzungsstufe erforderlich ist.

Annahmen:

Erforderliche Schrittauflösung: $A_{Schritt,erf} = 100\ nm$

Schrittwinkel des Motors: $\alpha = 1{,}8°$

Steigung der Spindel: $p = 0{,}5\ mm$

Berechnung:

Vorhandene Schrittauflösung:

$$A_{Schritt,vorh} = \frac{p}{360°} * \alpha \qquad (1)$$

$$= \frac{0{,}5\ mm}{360\ °} * 1{,}8°$$

$$= 0{,}0025\ mm = 2500\ nm$$

Erforderliche Untersetzung:

$$i_{erf} = \frac{A_{Schritt,vorh}}{A_{Schritt,erf}} \qquad (2)$$

$$= \frac{2500\ nm}{100\ nm}$$
$$= 25$$

Für eine Untersetzung dieser Größe auf kleinem Bauraum kommen nur zwei Getriebearten, das Planeten- und das Schneckengetriebe, in Frage. Ferner steht eine spezielle Form der Motoransteuerung, der Mikroschrittbetrieb, zur Verfügung.

Gegenüber dem Mikroschrittbetrieb nehmen die Getriebe zusätzlichen Bauraum in Anspruch und erhöhen das Gewicht der Konstruktion, was wiederum eine Verschlechterung des Schwingungsverhaltens bedingt. Da es im Mikroschrittbetrieb zu einer Verminderung des Drehmoments (siehe Kapitel 2.1), beim Einsatz eines Getriebes hingegen zur Erhöhung kommt, kann im letzteren Fall ein kleinerer Motor gewählt und den zu Beginn angeführten Aspekten entgegengewirkt werden.

Im Gegensatz zum Planetengetriebe, welches häufig in Kombination mit Schrittmotoren verwendet wird, ist ein Schneckengetriebe in dieser Größenordnung nicht als Kaufteil verfügbar, sodass eine Eigenkonstruktion notwendig ist. Hierbei sind die speziellen Anforderungen an die Lagerung zu berücksichtigen. Neben hohen Axialkräften, welche durch die Schraubenform der Schnecke erzeugt werden, kommt es auch zu einer Biegebeanspruchung der Schnecke. [40]

Abschließend ist auch die geforderte Positionsreproduzierbarkeit zu berücksichtigen, welche durch eine zusätzliche spielbehaftete Komponente im Antriebsstrang vermindert wird. Aus den genannten Gründen wird der Mikroschrittbetrieb zur Untersetzung der Linearstufe gewählt.

3.2.5 Auswahl der Führungen

Neben der Führung für die Linearstufe, welche der Translation des Mikroskops dient, ist eine separate Führung für den Szintillator auszuwählen. Dieser soll unabhängig vom Mikroskop geführt werden, um seine Parallelität zur translatorischen Achse zu gewährleisten. Bei der Auswahl liegt der Fokus somit auf der Steifigkeit des Systems und der Geradheit des Hubs. Aufgrund der geringen Belastung spielt die Tragfähigkeit nur eine untergeordnete Rolle.

Es stehen drei Linearführungen, welche auf dem Prinzip der Wälzlagerung basieren, zur Verfügung. Gleitlagerbasierte Linearsystem kommen aufgrund ihres notwendigen Mindestspiels nicht in Frage. Von den zur Auswahl stehenden Systemen unterscheidet sich die Kugelumlaufführung in ihrem Funktionsprinzip wesentlich von der Kugelprofilschienen- und Kreuzrollenführung. [41]

Die Kugelumlaufführung setzt sich aus einer Schiene und einem Wagen mit Kugeln als Wälzkörper zusammen. Der Wagen ist mit Umlenkungen zur Rückführung der Kugeln ausgestattet, sodass der Hub unbegrenzt ist. Er verfügt dabei über kleine Abmaße in der Länge und Höhe. Kugelumlaufführungen zeichnen sich durch eine hohe Tragfähigkeit aus, sind aber aufgrund ihres Funktionsprinzips nicht für Kurzhübe[7] geeignet, da es hierbei zu einer unzureichenden Schmierung und infolgedessen zu einem lokalen Verschleiß kommt. [42]

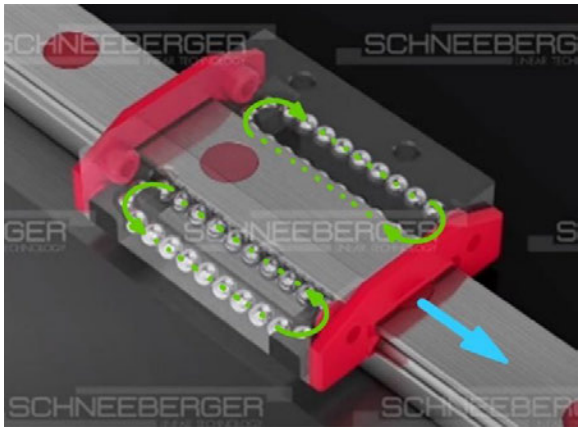


Abbildung 17: Kugelumlaufführung im Detail [23]

Die Kugelprofilschienenführung nutzt ebenfalls Kugeln als Wälzkörper. Sie verfügt jedoch nicht über eine Umlaufführung, sodass der Hub begrenzt und die Länge der Führung von diesem abhängig ist. Durch den Wegfall der Umlaufführung, fällt der Wagen wesentlich schmaler aus und es sind kleinere Baugrößen möglich. Auch kommt eine geringere Anzahl von Kugeln zum Einsatz, sodass ein Kunststoffkäfig ihren Abstand zueinander sicherstellen muss. Sie verfügt daher über eine kleinere Tragfähigkeit. Bei vertikalen Einbaulagen ist zudem auf eine Käfigzentrierung oder -zwangssteuerung[8] zu achten, um einem Käfigwandern vorzubeugen. [42]

Die Kreuzrollenführung unterscheidet sich nur in der Art der Wälzkörper von der Kugelprofilschienenführung. Es kommen Rollen zum Einsatz, welche abwechselnd über Kreuz angeordnet sind. Durch die größere Auflagefläche der Rollen ist die Tragfähigkeit hier am höchsten. In der Abbildung 18 wird die Anordnung der Rollen sowie die Käfigzwangssteuerung, welche auch bei der Kreuzrollenführung zu Anwendung kommt, dargestellt. [43]

Abbildung 18: Kreuzrollenführung mit Käfigzwangssteuerung [43]

[7] Ein Kurzhub liegt vor, wenn der Verfahrweg kleiner als die doppelte Wagenlänge ist. [42]
[8] Der Käfig ist mit einem Zahnrad ausgestattet, welches in eine Verzahnung auf dem Wagen eingreift und die Käfigposition definiert.

Alle drei Linearführungen lassen sich spielfrei vorspannen und verfügen über eine sehr hohe Steifigkeit. In der Tabelle 5 erfolgt ein Vergleich der Geradheiten des Hubs und der kleinsten verfügbaren Baugrößen

Tabelle 5: Vergleich der Linearführungen [42] [43]

	Kugelumlauf-führung	**Kugelprofilschienen-führung**	**Kreuzrollen-führung**
Kleinste verfügbare Baugröße $[LxBxH]$	18,6 x 17 x 8 mm	10 x 7 x 4 mm	50 x 18 x 8 mm
Geradheit des Hubs[9]	1 µm	3 µm	0,5 µm

Wie die Gleichung (3) zeigt, liegt unter Berücksichtigung des Arbeitsabstands des Mikroskops (33mm) bei der Kugelumlaufführung in jedem Fall ein Kurzhub vor. Aus diesem Grund wird dieser Typ nicht näher in Betracht gezogen.

Mindesthub:

$$z_{min} = L_{Wagen} * 2 \quad (3)$$
$$= 18{,}6\ mm * 2$$
$$= 37{,}2\ mm > 33\ mm$$

Für die Linearführung des Mikroskops kann der vergleichsweise große Bauraum der Kreuzrollenführung zu Gunsten der sehr hohen Geradheit des Hubs in Kauf genommen werden. Die große Länge trägt darüber hinaus zur Steifigkeit des Systems bei.

In Hinblick auf die Führung des Szintillators ist der Platzbedarf der Kreuzrollenführung jedoch unverhältnismäßig. Demgegenüber erfüllt die Kugelprofilschienenführung die Anforderungen an die Geradheit des Hubs und verfügt über einen kompakten Bauraum.

3.2.6 Auswahl der Spiegelkinematik

Zur Feinjustage des Spiegels soll eine feststellbare Kinematik zum Einsatz kommen, die ein Nicken und Gieren des Spiegels ermöglicht. Hierbei handelt es sich, wie in Abbildung 19 dargestellt, um die Rotationen um die Hoch- und Querachse.

[9] Bezogen auf die kleinste verfügbare Baugröße

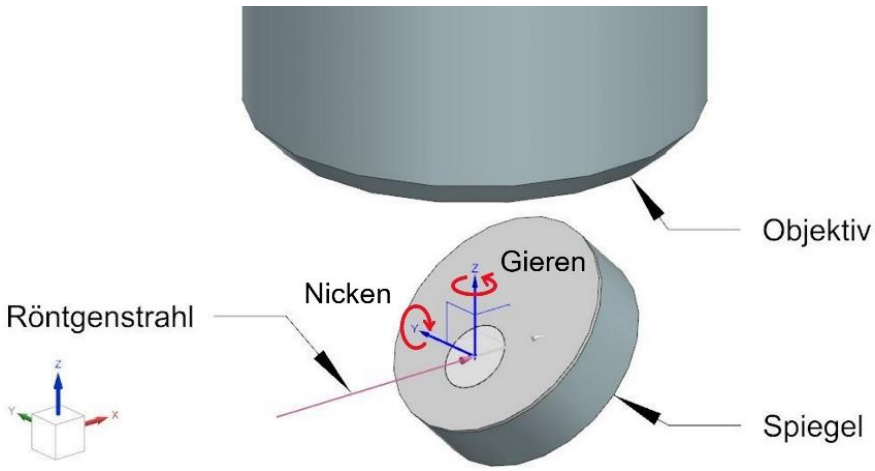


Abbildung 19: Nicken und Gieren des Spiegels

Während bei der kardanischen Aufhängung eine Rotation jeweils um die Strahl- und Mikroskopachse möglich ist, erfolgen die Rotationen bei der kinematischen Lagerung nach Kelvin um die Verbindungsachsen der Kontaktgeometrien. Es handelt sich somit nicht um echtes Nicken oder Gieren. Dies ist für diese Anwendung jedoch auch nicht erforderlich und kann vernachlässigt werden.

Um die kardanische Aufhängung justierbar zu machen, muss diese mit entsprechenden Antriebsmechanismen, z.B. federvorgespannten Hebeln und Justageschrauben, ausgestattet werden. Dies vergrößert ihren Bauraum wesentlich. Zudem rotieren die Antriebsmechanismen gleichermaßen mit dem Spiegel, sodass eine feste Durchführung der Justageschrauben auf die Gehäuseaußenseite nicht möglich ist. Sie sind dann nur bei geöffnetem Gehäuse zugänglich oder müssen mit einer flexiblen Dichtung ausgestattet werden.

Es wird die kinematische Lagerung nach Kelvin gewählt, da ihre Komponenten als Kaufteile verfügbar sind. Ferner können die Justageschrauben gut zugänglich auf der Gehäuserückseite platziert und mit einer Kontermutter arretiert werden.

3.2.7 Auswahl des Einhausungsumfangs

Für die Einhausung stehen zwei verschiedene Umfänge zur Auswahl, welche sich neben Größe und Gewicht vor allem durch unterschiedliche konstruktive Schwierigkeiten unterscheiden.

Es kann jedoch zunächst festgehalten werden, dass die zweite, sehr viel kleinere Variante (Szintillator, Spiegel und Objektiv) über das geringere Gewicht verfügt. Gleichzeitig stellt sie hinsichtlich der Steifigkeit die konstruktiv anspruchsvollere Variante dar.

Dementgegen verfügt diese Variante, wie in Abbildung 20 zu sehen ist, jedoch über eine weniger empfindliche Schnittstelle: Es muss lediglich eine translatorisch flexible Abdichtung zwischen dem feststehenden Gehäuse und dem freiliegenden Mikroskop erfolgen. Bei der ersten Variante, der vollständigen Einhausung, ist eine Durchführung der sich mitbewegenden Kamerakabel und Glasfaserleitung für die koaxiale Beleuchtung erforderlich. Die Durchführung muss dann sehr reibungsarm und trotzdem lichtdicht ausgelegt sein. Alternativ kann hierauf verzichtet werden, wenn eine Kabel- und Leitungsreserve innerhalb der Einhausung zur Verfügung steht und ohne großen Widerstand gelängt bzw. gestaucht werden kann.

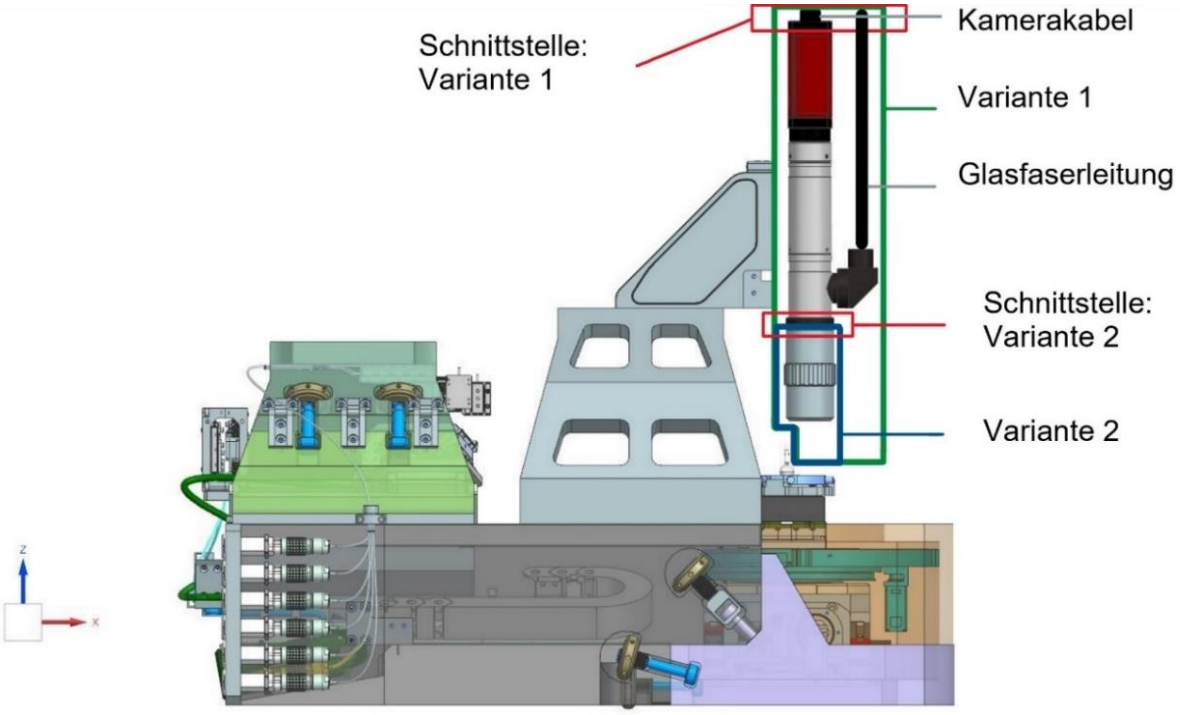


Abbildung 20: Einhausungsvarianten mit Schnittstellen

Ein weiterer Faktor ist die Zugänglichkeit im Fall von Störungen oder zu Instandhaltungszwecken. Diesbezüglich überwiegt der Vorteil der offenliegenden Komponenten bei der zweiten Variante.

Aufgrund der aufgezählten Vorteile wird die zweite Variante gewählt und ein höherer Aufwand bei der Auslegung hinsichtlich der Steifigkeit in Kauf genommen.

3.2.8 Auswahl der Gehäuseabdichtungen

Für die Gehäuseabdichtung stehen bewegliche und ortsfeste Varianten zur Auswahl. Um den Szintillator während seiner Verwendung gegen Lichteinfall auf seine im Gehäuse liegende Rückseite zu schützen, muss dieser rundum abgedichtet werden. Hierbei darf die Abdichtung die Translation des Szintillators nicht behindern. Darüber hinaus soll der Mechanismus kein

Biegemoment auf den Szintillator ausüben, sodass dessen Parallelität zur optischen Mikroskopachse unbeeinflusst bleibt. Aus den genannten Gründen erfolgt der Ausschluss der Elastomerdichtung, da diese einen Kontakt zum Szintillator erfordert.

Da bei der Gestaltung auf einen maximalen Probenfreiraum zu achten ist, muss der Bauraum der Szintillatorabdichtung möglichst dünn (~1 mm) gehalten werden. Da sich die Fertigung eines Faltenbalgs oder einer Bürstendichtung in dieser Größenordnung als hoch anspruchsvoll erweist und nicht mit der internen Fertigung vereinbar ist, erfolgt auch ihr Ausschluss.

Im direkten Vergleich zwischen einem Faltrollo und einer Klappe besticht ersteres durch seine Einfachheit bei der Gestaltung, wie auch in Hinblick auf den Fertigungs- und Montageaufwand. Darüber hinaus besteht aufgrund des geringen Eigengewichts der Klappe das Risiko einer Störung beim Schließen, welche weitere Mechanismen, wie z.B. die Vorspannung durch eine Feder, erfordert.

Für die in Verfahrrichtung des Szintillators befindliche Seite (hellgrün) wird das Faltrollo, für die übrigen Seiten (rot) wird das Prinzip einer Labyrinthdichtung als Abdichtungsmechanismus gewählt.

Aus der gewählten Einhausungsvariante ergibt sich eine weitere Schnittstelle zwischen dem feststehenden Gehäuse und dem verfahrbaren Mikroskop. Um eine hohe Positionier- und Wiederholgenauigkeit zu erzielen, ist eine widerstandsarme Variante zu bevorzugen. Es wird der Faltenbalg gewählt, da dieser mit beiden Komponenten fest verbunden werden kann und so eine verschleißfreie Abdichtung gewährleistet.

3.2.9 Auswahl der Werkstoffe

in der zweiten Parameterebene der Werkstoffauswahl wird zwischen Metallen und Kunststoffen differenziert. Letztere stehen speziell für die Komponenten der Gehäuseabdichtung zur Verfügung. Da ein Großteil der Konstruktion dünnwandig ausgeführt wird, gleichzeitig aber ein hoher Anspruch an die Steifigkeit besteht, wird die übrige Konstruktion aus einem metallischen Werkstoff gefertigt.

Bei der Auswahl des metallischen Werkstoffs liegt der Fokus auf einer geringen Dichte, um ein minimales Gewicht und damit ein günstigeres Schwingungsverhalten zu erzielen. Ebenso minimal fallen die auf die Konstruktion wirkenden Lasten aus, weshalb die Festigkeit ein zu vernachlässigender Faktor ist. In der nachfolgenden Tabelle 6 werden geeignete Werkstoffe und ihre Eigenschaften miteinander verglichen.

Tabelle 6: Werkstoffeigenschaften [44] [45] [46]

Werkstoff	Dichte $\left[\frac{kg}{dm^3}\right]$	Elastizitätsmodul $[GPa]$	Elastizitätsmodul/Dichte $\left[GPa/\frac{kg}{dm^3}\right]$
Austenitischer Stahl (1.4301)	7,9	200	25,3
Aluminium (EN AW-7021)	2,8	70	25
Titan (3.7025)	4,5	105	23,3

Wie der Vergleich zeigt, ist das Verhältnis vom Elastizitätsmodul, welcher ein wesentlicher Faktor für die Steifigkeit ist, zur Dichte beim Titanwerkstoff am geringsten. Gleichzeitig handelt es sich hierbei um den kostenintensivsten und mit dem höchsten Fertigungsaufwand verbundenen Werkstoff der Auswahl.

Der austenitische Stahl und das Aluminium verfügen über annähernd das gleiche E-Modul/Dichte-Verhältnis. Um ausreichende Einschraubtiefen bei der ohnehin dünnwandigen Konstruktion gewährleisten zu können, wird der Aluminiumwerkstoff gewählt. Weiterhin verfügt dieser über sehr geringe Eigenspannungen, sodass eine verzugsarme Fertigung mit hoher Genauigkeit möglich ist. Zudem bietet der Werkstoff eine hervorragende Zerspanbarkeit.

Bei der Werkstoffauswahl der Gehäuseabdichtungen muss zwischen den einzelnen Bestandteilen unterschieden werden, da die jeweilige Bauform unterschiedliche Materialeigenschaften erfordert.

Die Szintillatorabdichtung soll nach dem Prinzip eines Faltrollos in Kombination mit einer Labyrinthdichtung erfolgen. Es wird zunächst auf das Faltrollo eingegangen. Um in sich zusammenfallen zu können, muss der Werkstoff besonders flexibel sein.

Zwar handelt es sich bei dem Werkstoffprüfverfahren nach Shore um eine Härtemessung für Elastomere und verformbare Kunststoffe, gibt ihr Ergebnis jedoch auch Aufschluss über die Flexibilität dieser. In der Abbildung 21 ist eine Vergleichsskala für die im Shore-Verfahren gemessenen Härtewerte dargestellt. Die Skala wurde um die zur Auswahl stehenden Werkstoffe ergänzt.

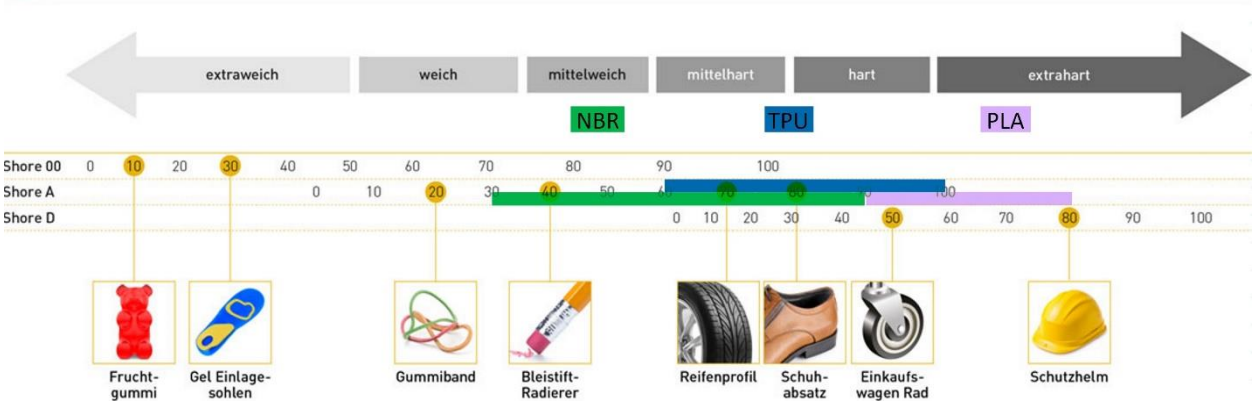


Abbildung 21: Vergleichsskala Shore Härte [47] [48] [49] [50]

Die Vergleichsskala zeigt deutlich, dass NBR das weichste und demnach flexibelste Material ist. In seiner weichsten Ausprägung ist es nur wenig härter als ein Gummiband. Aus diesem Grund wird für die einem Faltrollo nachempfundene Fensterabdichtung NBR als Werkstoff gewählt. [51]

Für die Labyrinthdichtung entfällt die Werkstoffauswahl, da sie als Teil des Gehäuses in Aluminium ausgeführt wird.

Die Objektivabdichtung soll durch ein Faltenbalg realisiert werden. Für die Umsetzung wird ein Werkstoff benötigt, der einen Kompromiss aus Formstabilität und Flexibilität bietet. Gleichzeitig muss dieser für zyklische Verformungen unempfindlich ist, weshalb TPU gewählt wird.

4 Konstruktion

In diesem Kapitel erfolgt die Umsetzung des zuvor erstellten Konzepts. Wie in Abbildung 22 dargestellt, wird die Konstruktion dafür in fünf Unterbaugruppen gegliedert, welche im Detail erläutert werden. Darüber hinaus wird auf die Auslegung und Dimensionierung wesentlicher Komponenten eingegangen.

Das optische Mikroskop (Nr. 1) ist vertikal auf den Spiegel gerichtet, welcher von der kinematischen Spiegelhalterung (Nr. 2, lila) eingefasst ist. Diese dient der Feinjustage des Spiegels und ist an dem Gehäuse[10] (Nr. 4, blau) befestigt. Die Szintillatoreinheit (Nr. 3, gelb) ist durch Kugelprofilschienenführungen im Gehäuse gelagert. Weiterhin ist die Szintillatoreinheit mit dem Objektiv verbunden, sodass die Hubbewegung des optischen Mikroskops direkt auf den Szintillator übertragen wird. Der Hub wird durch die Linear Stage (Nr. 5, grün) realisiert. Das optische Mikroskop wird durch eine Klemmung mit dem Schlitten dieser verbunden. Gleichzeitig ist das Gehäuse starr an der Linear Stage befestigt.

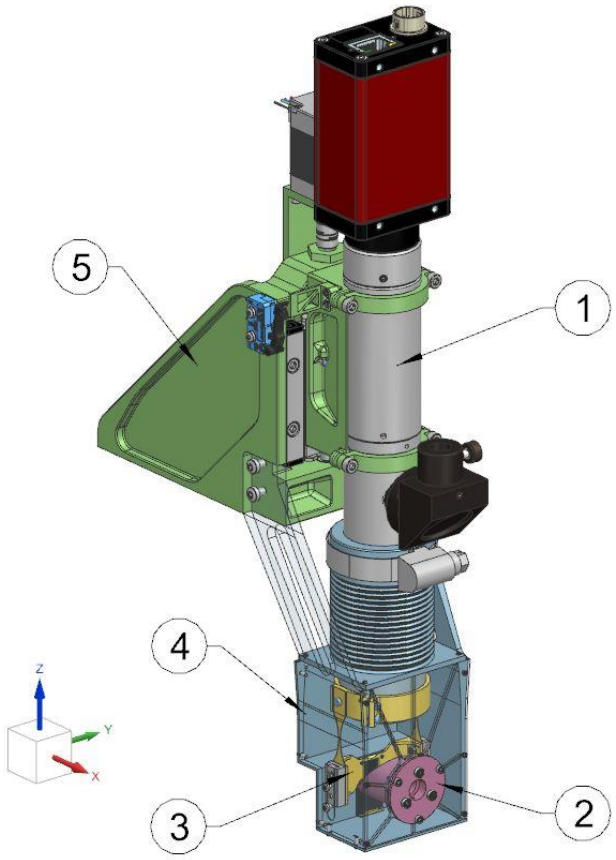


Abbildung 22: Gesamtbaugruppe Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit

[10] Anmerkung zur Abbildung: Teile des Gehäuses werden zur Kenntlichmachung darin liegender Komponenten transparent dargestellt.

4.1 Festlegung der Geometrie

Vor Beginn der eigentlichen Konstruktion ist die Festlegung der Geometrie hinsichtlich der Abstände zwischen Probe, Szintillator, Spiegel und Objektiv erforderlich, da diese für den Bauraum und Verfahrweg maßgebend sind. Hierbei gehen der Arbeitsabstand und das Sichtfeld des Objektivs als harte Faktoren ein. Der Wunsch, den Freiraum der Probe zu maximieren, stellt einen weichen Faktor dar. Es gilt auch zu berücksichtigen, dass das Objektiv einen elliptischen Fußabdruck auf den Spiegel wirft. Dieser ist in Abbildung 23 erkennbar, in der der Sichtbereich des Objektivs als blau eingefärbter Kegelstumpf[11] dargestellt ist.

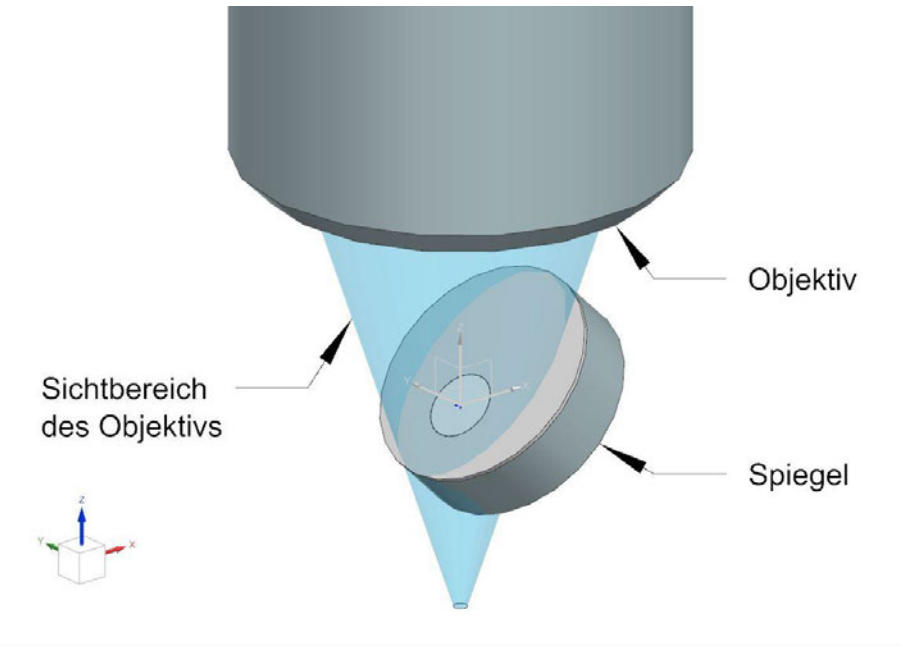


Abbildung 23: Elliptischer Fußabdruck des Objektivs auf dem Spiegel

Um ein Hinausragen des Fußabdrucks über die Spiegelabmessungen zu verhindern und gleichzeitig den gesamten Spiegeldurchmesser ausnutzen zu können, muss die optische Achse des Objektivs exzentrisch positioniert werden. Der sich ergebende Schnittpunkt der Objektivachse mit der Spiegeloberfläche bildet den Koordinatenbezug, welcher im Folgenden als Spiegelpunkt bezeichnet wird. Sein Abstand zur Oberfläche der Objektivlinse beträgt, abgerundet und unter Berücksichtigung, dass der Spiegel um 1° in allen Richtungen neigbar sein soll, 18 mm. Die Differenz zum Arbeitsabstand, 15 mm, gibt die Entfernung zur Probe vor.

[11] Anmerkung zu den Abbildungen: Die Umlenkung des kegelstumpfförmigen Sichtbereichs durch den Spiegel wird nicht dargestellt.

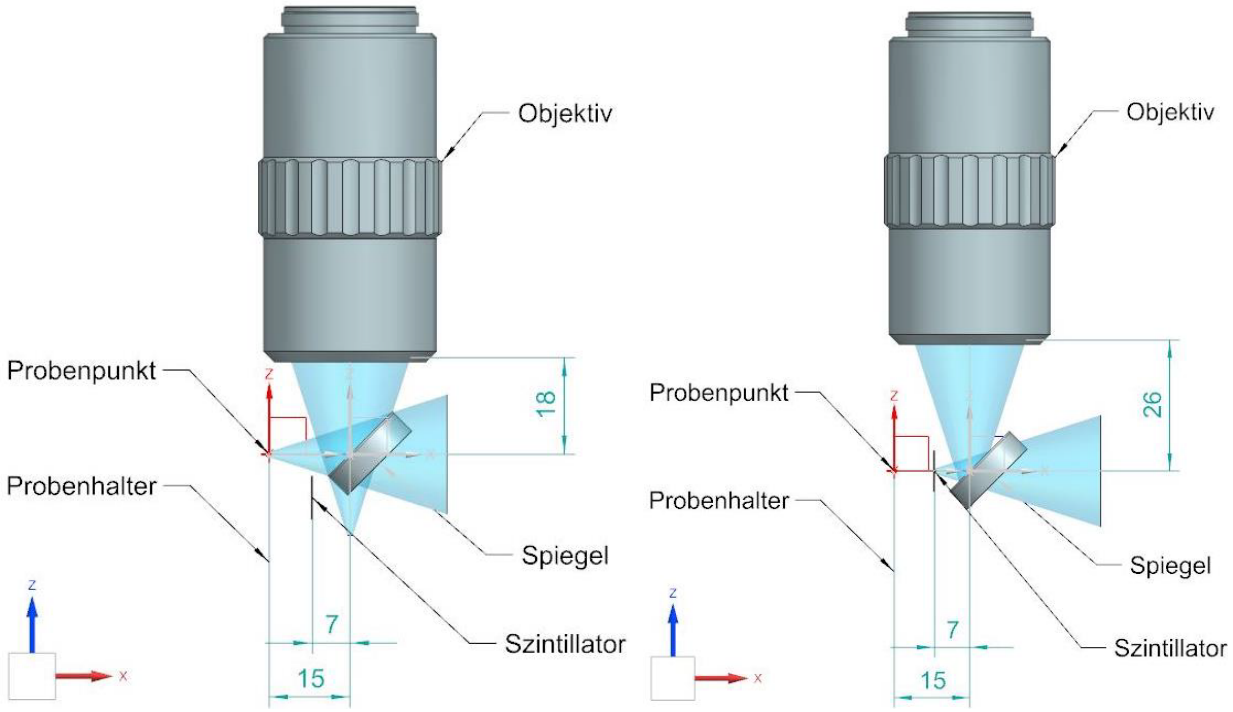


Abbildung 24: Übersicht der Geometrie bei Fokus auf die Probe (links) oder auf den Szintillator (rechts)

Anschließend wird die Position des Szintillators so gewählt, dass sowohl ein großer Freiraum zur Probe als auch ausreichend Bauraum für die Aufhängungen der Komponenten gewährleistet ist. Der für die Verschiebung des Fokus von Probe auf Szintillator durchzuführende Hub entspricht dann ihrem Abstand von 8 mm.

4.2 Unterbaugruppe Kinematische Spiegelhalterung

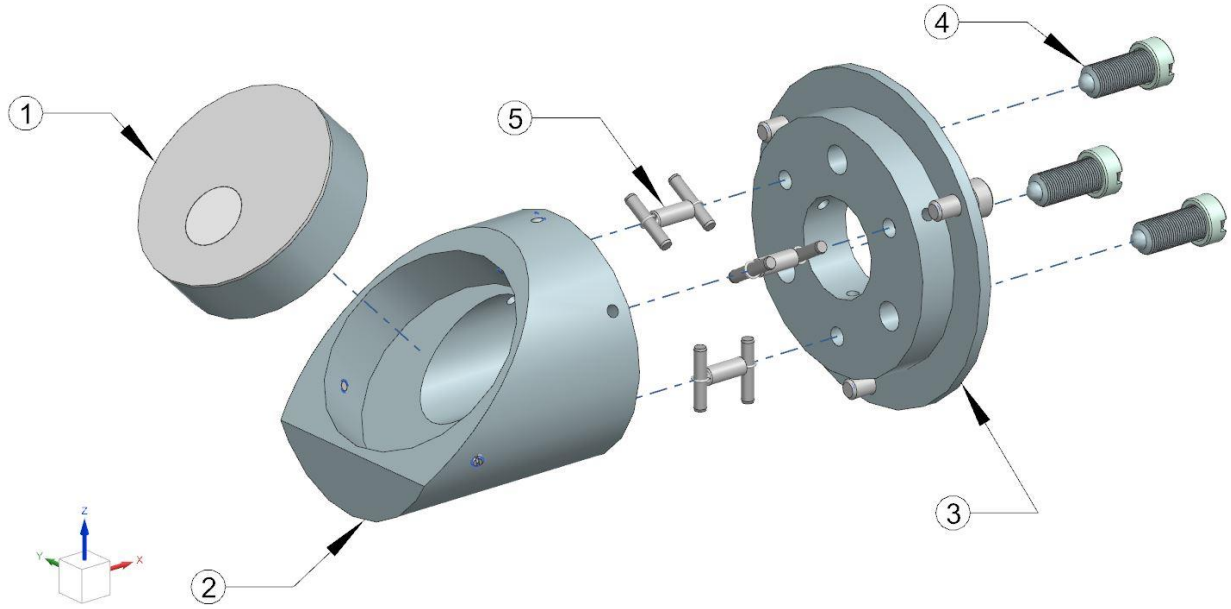


Abbildung 25: Explosionsdarstellung der kinematischen Spiegelhalterung

Die kinematische Spiegelhalterung setzt sich, wie in Abbildung 25 dargestellt, aus fünf wesentlichen Komponenten zusammen. Der Spiegel (Nr. 1) wird mittels drei Gewindestiften im Spiegelträger (Nr. 2) fixiert. Dieser und der Flansch (Nr. 3) sind mit einer Durchgangsbohrung ausgestattet, um weitere Experimente hinter dem Mikroskop durchführen zu können. Die Bohrung kann mittels schwarzer Kaptonfolie gegen einfallendes Licht abgedichtet werden. In den Flansch werden mit Kugelspitzen ausgestattete Feingewindeeinstellschrauben (Nr. 4) eingeschraubt, auf denen der Spiegelträger kinematisch gelagert wird. Diese können nach erfolgter Feinjustage durch Kontermuttern gesichert werden. Die kinematische Lagerung wird durch drei Federpakete (Nr. 5) vorgespannt. Die gesamte Unterbaugruppe kann vollständig montiert in das Gehäuse eingeführt oder für einen Wechsel des Spiegels entnommen werden.

In Abbildung 26 werden die Kontaktgeometrien der kinematischen Lagerung nach Kelvin am Spiegelträger dargestellt. Da die Belastung sich lediglich aus dem Eigengewicht und der Federkraft zusammensetzt, und eine Spiegeljustage nur selten erfolgen soll, wird für die Kontaktgeometrien auf gehärtete Einsätze verzichtet und diese direkt in das Aluminiumbauteil eingebracht.

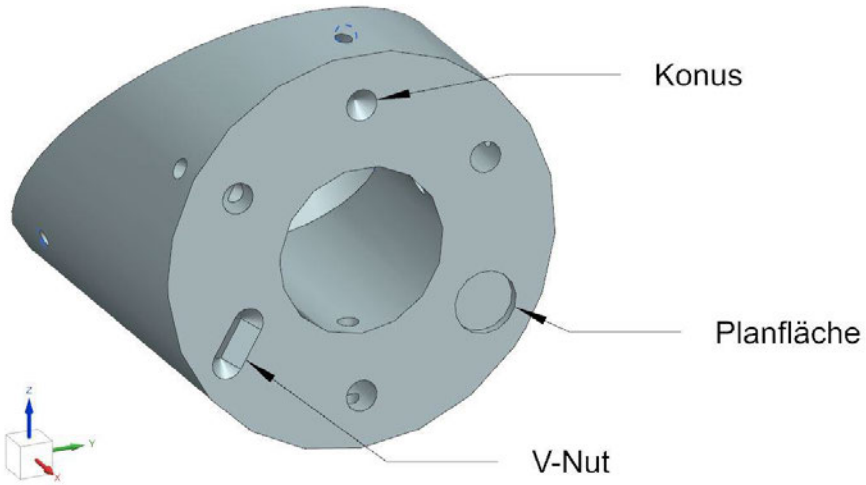


Abbildung 26: Kontaktgeometrien der kinematischen Lagerung nach Kelvin am Mirror Carrier

4.2.1 Auslegung der Spiegelkinematik

Für die Auswahl geeigneter Zugfedern für die Vorspannung der kinematischen Lagerung soll die erforderliche Federkraft ermittelt werden. Hierfür wird eine Seitenansicht der kinematischen Spiegelhalterung als Lageplan (siehe Abbildung 27) herangezogen, in den alle für ein Momentengleichgewicht relevanten Kräfte eingetragen werden. Dieses wird im Anschluss nach der Federkraft aufgelöst.

<u>Gegeben:</u>

Masse Spiegel: $m_{Spiegel} = 0{,}0034\ kg$

Masse Spiegelträger: $m_{Spiegelträger} = 0{,}0069\ kg$

<u>Berechnung:</u>

Gewichtskraft Spiegel:

$$F_{Gewicht,Spiegel} = m_{Spiegel} * g \tag{4}$$
$$= 0{,}0034\ kg * 9{,}81\ \frac{m}{s^2}$$
$$= 0{,}033\ N$$

Gewichtskraft Spiegelträger:

$$F_{Gewicht,Spiegelträger} = m_{Spiegelträger} * g \tag{5}$$
$$= 0{,}0069\ kg * 9{,}81\ \frac{m}{s^2}$$
$$= 0{,}068\ N$$

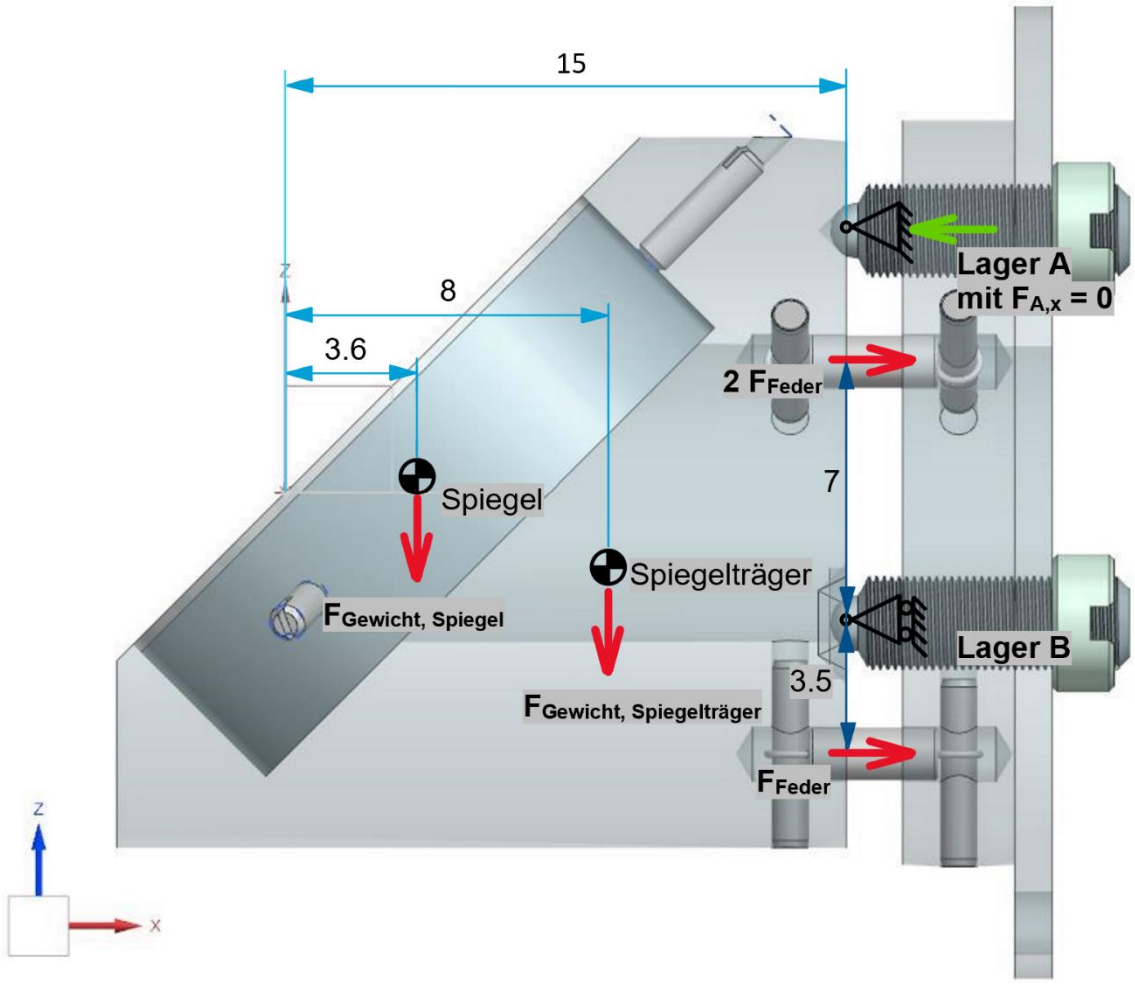


Abbildung 27: Seitenansicht der Mirror Tilt Stage als Kräftelageplan

Summe aller Momente um Lager B:

$$\sum M_{(B)} = 0 = -F_{Gewicht,Spiegel} * l_1 \quad (6)$$
$$-F_{Gewicht,Spiegelträger} * l_2$$
$$-F_{Feder} * l_3$$
$$+2 * F_{Feder} * l_4$$

$$= -0{,}033\ \text{N} * (15 - 3{,}6)\ \text{mm}$$
$$-0{,}068\ \text{N} * (15 - 8)\ \text{mm}$$
$$-F_{Feder} * 3{,}5\ mm$$
$$+ 2 * F_{Feder} * 7\ mm$$

Umstellen nach der Federkraft: $$F_{Feder} = \frac{0{,}38\ Nmm + 0{,}48\ Nmm}{10{,}5\ mm} \quad (7)$$

$$= 0{,}082\ N$$

Um ein möglichst steifes System zu erhalten, werden Federn mit einer Kraft von 0,76 N bei Lastlänge gewählt.

Vorhandene Sicherheit: $$S_{Vorh} = \frac{F_{Feder,gewählt}}{F_{Feder}} \quad (8)$$

$$= \frac{0{,}76\ N}{0{,}082\ N}$$

$$= 9{,}3$$

4.3 Unterbaugruppe Szintillatoreinheit

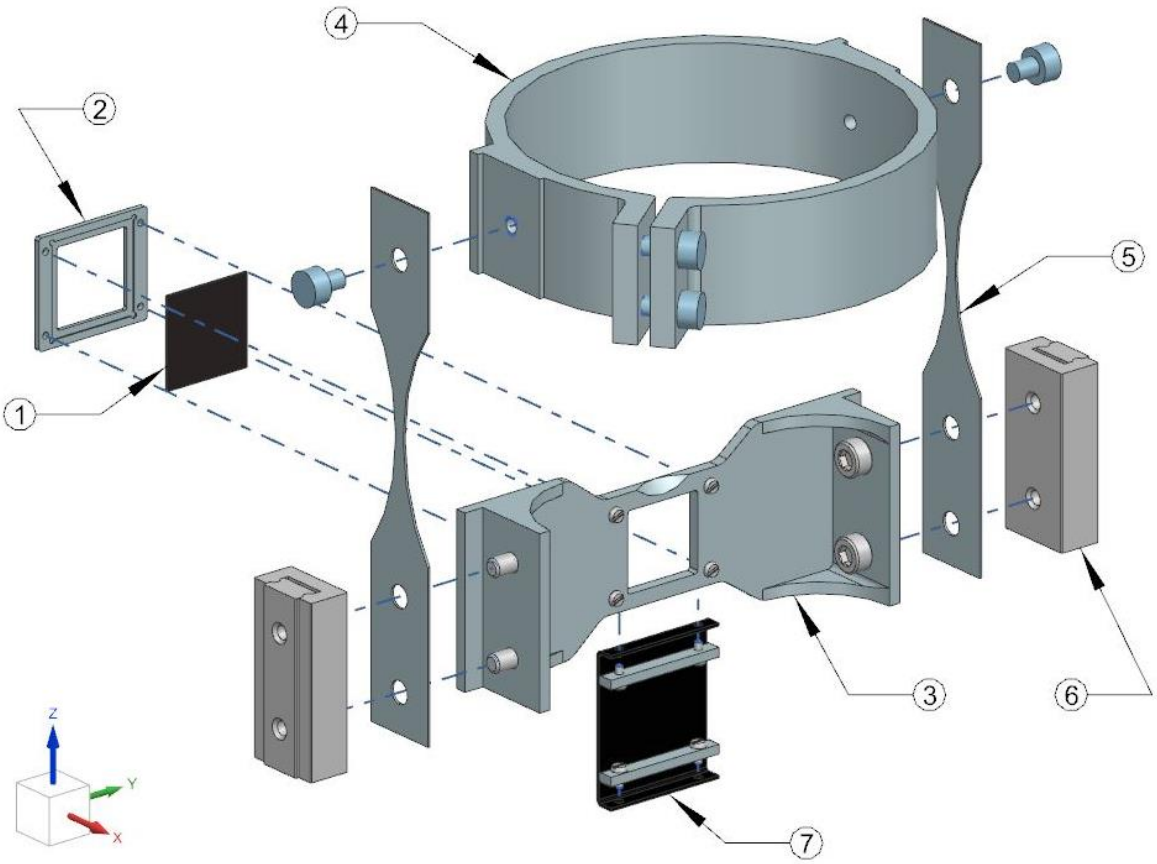


Abbildung 28: Explosionsdarstellung der Szintillatoreinheit

In Abbildung 28 wird die Szintillatoreinheit dargestellt, welche der Positionierung des 250 µm dünnen Szintillators (Nr. 1) dient. Dieser wird in der Tasche des Szintillatorrahmens

(Nr. 2) platziert und am Szintillatorträger (Nr. 3) befestigt. Für die Übertragung des Hubs vom Mikroskop auf den Szintillator werden der Szintillatorträger und die Objektivschelle (Nr. 4) mittels Federblechstreifen (Nr. 5) verbunden. Die flexiblen Blechstreifen beugen einem Verspannen des Mechanismus bei Winkelabweichungen zwischen den Linearführungen der Szintillatoreinheit und der Linear Stage vor. Gleichzeitig dienen sie aufgrund ihrer Verfügbarkeit in 2 µm-Abstufungen als Einstellbleche zum Ausgleich von Fertigungstoleranzen.

Um die Parallelität des Szintillators zur Linear Stage gewährleisten zu können, verfügt der Szintillatorträger über Anschlagkanten zur Ausrichtung der Kugelprofilschienenführungen (Nr. 6). Sie stellen die Verbindung zum feststehenden Gehäuse her, welches ebenfalls über entsprechende Anschlagkanten verfügt. Für die Führungen kommt das Modell MS4 der Firma Schneeberger zum Einsatz (siehe auch Anhang C). Es handelt sich dabei um die kleinste Ausführung der Minislide-Serie.

Die Abbildung zeigt den Faltrollo-Mechanismus (Nr. 7) im ausgefahrenen Zustand. Er besteht aus einer schwarzen Nitrilfolie und zwei Klemmbacken, welche jeweils an dem Szintillatorträger und dem Gehäuseboden befestigt werden. Die Folie ist so dimensioniert, dass sie beim Ausfahren lediglich glattgezogen, jedoch nicht oder nur minimal gedehnt wird. Beim Einfahren fällt sie dann ähnlich einem Faltrollo in sich zusammen.

4.4 Unterbaugruppe Gehäuse

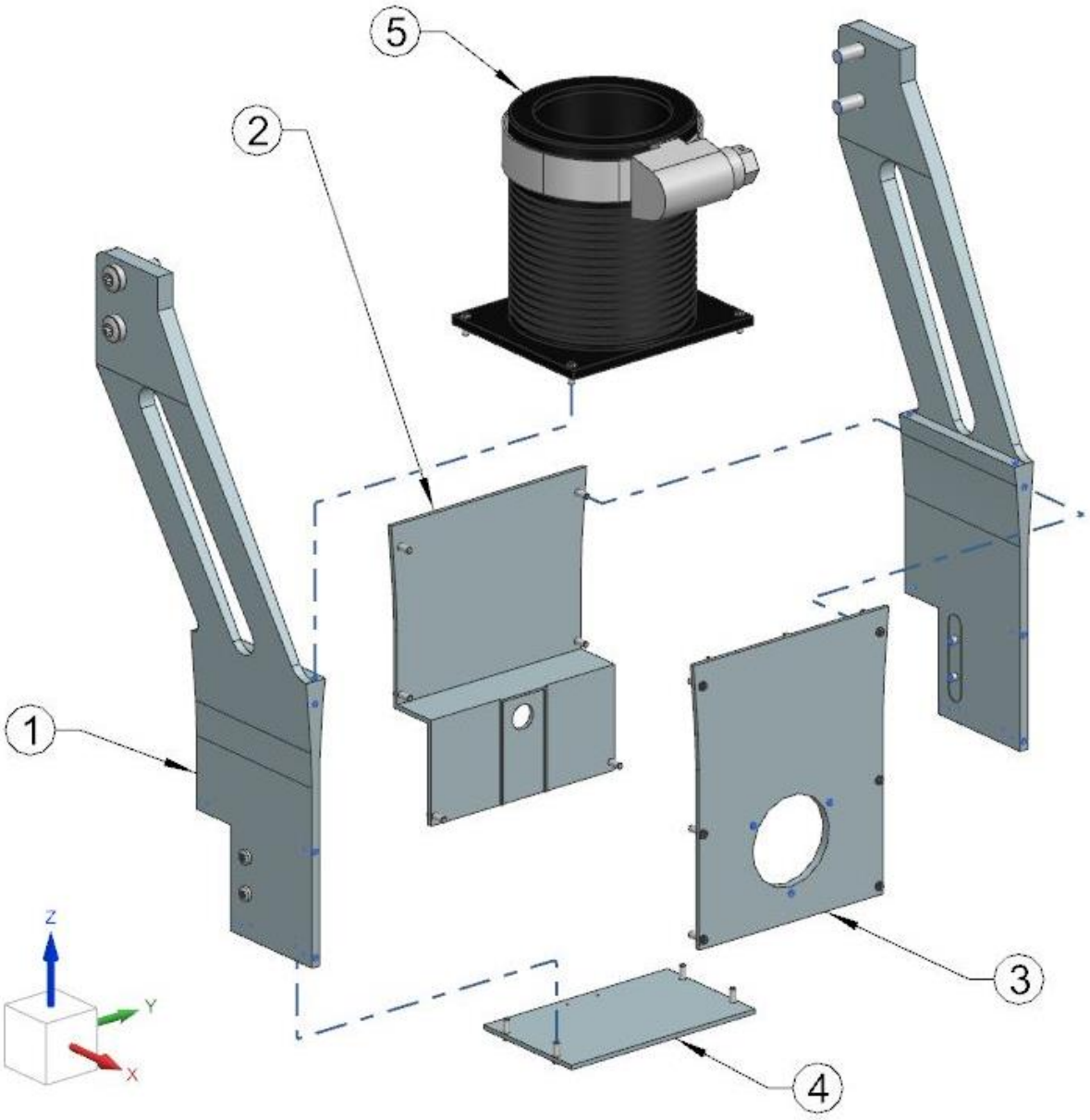


Abbildung 29: Explosionsdarstellung des Gehäuses

Neben der lichtdichten Abschottung der optischen Komponenten liegt die primäre Aufgabe des feststehenden Gehäuses in der Positionsgebung für die Szintillatoreinheit und die kinematische Spiegelhalterung. Die Anbindung an die Linear Stage erfolgt über die in der Abbildung 29 dargestellten Seitenteile (Nr. 1). Die Gehäusevorderseite (Nr. 2) verfügt über einen abgestuften Querschnitt, um den Freiraum der Probe zu maximieren. Die Gehäuserückseite (Nr. 3) verfügt über eine große Bohrung, welche der Aufnahme der kinematischen Spiegelhalterung dient.

Der Faltenbalg (Nr. 5) stellt die flexible Schnittstelle zwischen dem Gehäuse und dem optischen Mikroskop dar und wird durch eine Schelle am Objektiv fixiert. Sein rechteckiger Kragen dient zugleich als Deckel des Gehäuses. Da am Gehäuseboden (Nr. 4) lediglich das Faltrollo befestigt wird, kann dieser als Revisionsklappe genutzt werden. Tragenden Komponenten, wie die Gehäuserückseite, bleiben so bei einer Inspektion unberührt.

Wie in Abbildung 30 dargestellt, wurden die Seitenteile so gestaltet, dass sowohl die Anschlagkanten zur Ausrichtung an der Linear Stage als auch die Kugelprofilschienenführungen der Szintillatoreinheit in einer gemeinsamen Aufspannung gefräst werden können. Ihre Parallelität ist somit nur von der Maschinengenauigkeit abhängig.

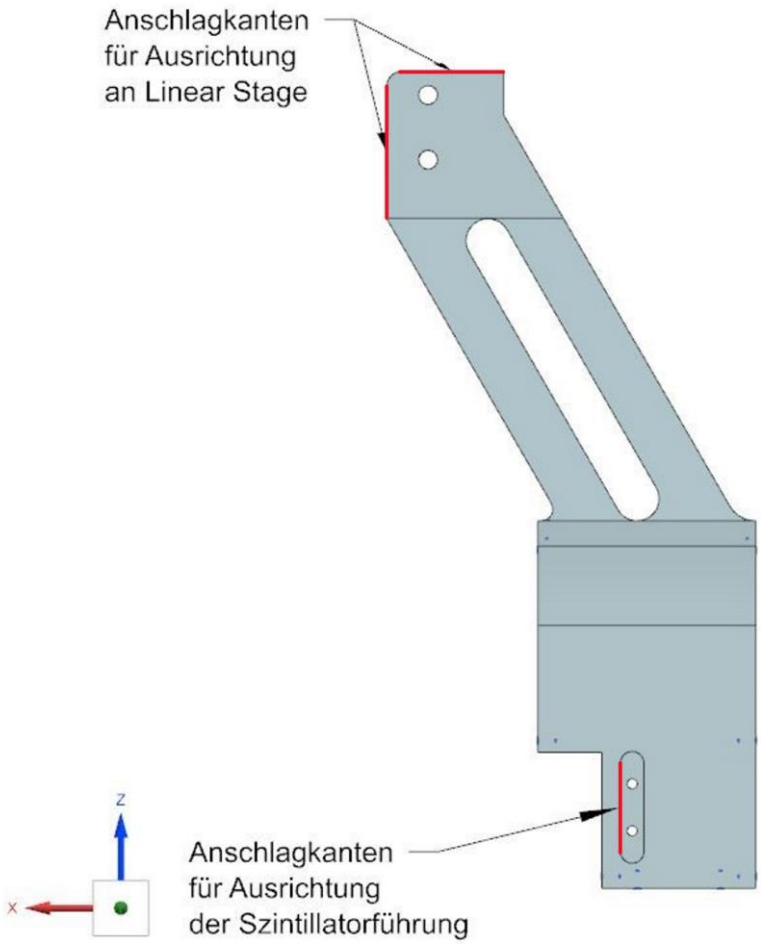


Abbildung 30: Anschlagkanten der Seitenteile

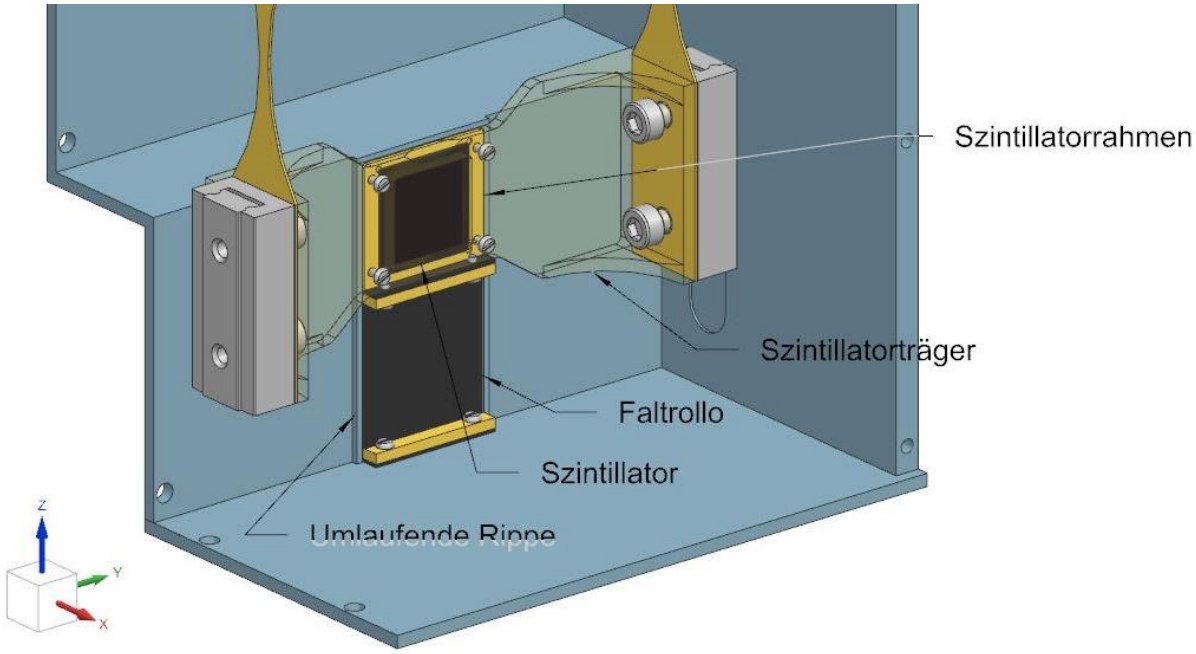


Abbildung 31: Überblick über die Labyrinthdichtung

In der Abbildung 31 wird ein Überblick über den Aufbau der Labyrinthdichtung dargestellt. Der Szintillatorrahmen wird an drei Seiten von Rippen der Gehäusevorderseite eingefasst. Die übrige Seite wird durch das Faltrollo abgeschirmt. Der sich ergebende Luftspalt hat eine Größe von wenigen Zehntelmillimetern. In der Abbildung 32 als Labyrinth bezeichnet, wird der Luftspalt zwei Mal umgelenkt, sodass eine effektive Minimierung des Restlichts zu erwarten ist.

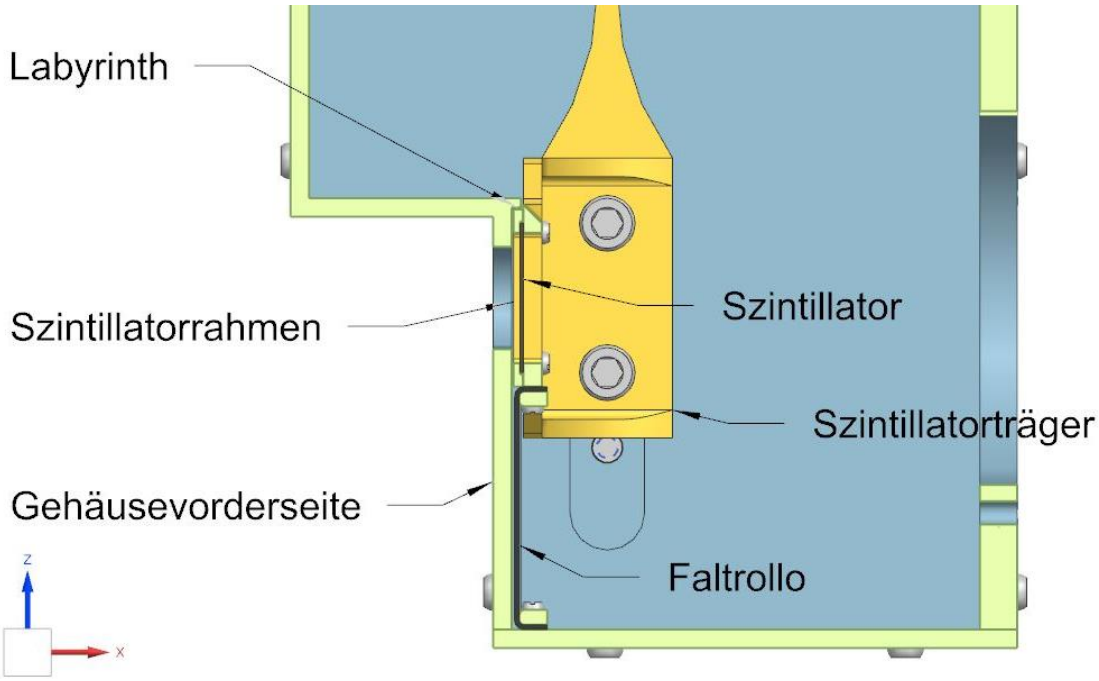


Abbildung 32: Schnittansicht der Labyrinthabdichtung

4.5 Unterbaugruppe Linear Stage

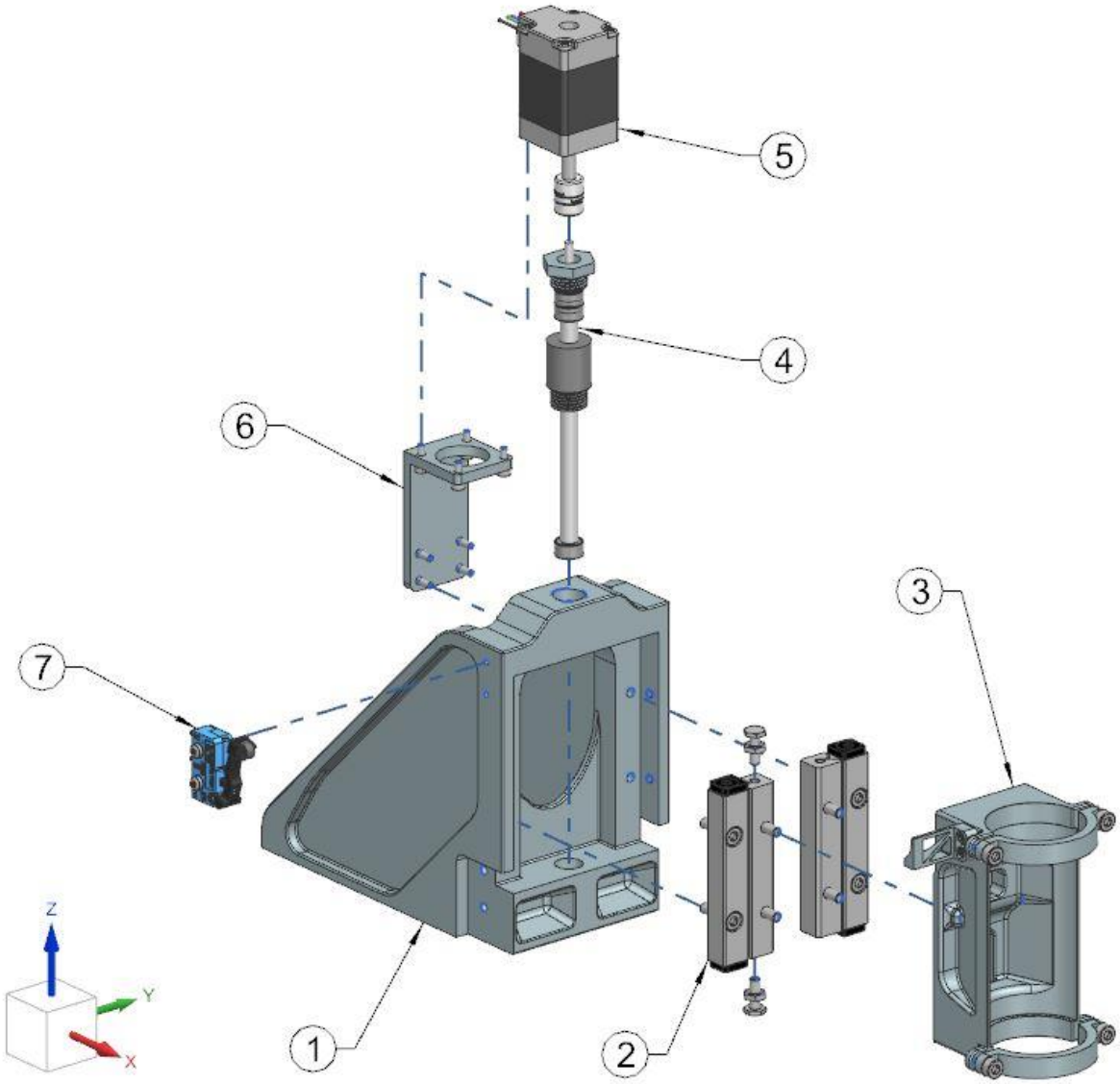


Abbildung 33: Explosionsdarstellung der Linear Stage

Der in Abbildung 33 dargestellte Haltewinkel (Nr. 1) der Linear Stage stellt die Verbindung zwischen der Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit und dem SPIDER-Experiment her. Bei der Befestigung auf dem Versteifungsbügel sorgen Kegelstifte für eine präzise reproduzierbare Ausrichtung der Einheit.

Die Kreuzrollenführungen (Nr. 2) dienen der Lagerung des Schlittens (Nr. 3), an dem das optische Mikroskop mittels zweier Schellen befestigt wird. Hier soll das Modell LWRE 3050 ACS der Firma Ewellix zum Einsatz kommen (siehe auch Anhang D). Es handelt sich dabei um Führungen mit Käfigzwangssteuerung einer optimierten Baureihe, die gegenüber normalen Kreuzrollen-

führungen über Wälzkörper mit einem 33% größeren Durchmesser verfügt, sodass eine doppelt so hohe Steifigkeit erzielt wird. Trotzdem fällt ihr Bauraum im Vergleich zum Wettbewerb kleiner aus. Zum Schutz des Szintillators sind die Führungen an den Stirnseiten mit Stellschrauben ausgestattet, die als Festanschläge den Hub beidseitig begrenzen. [43]

Realisiert wird der Hub des Schlittens durch den vom Schrittmotor (Nr. 5) angetriebenen Kugelgewindetrieb (Nr. 4). Hierfür wird die auf der Spindel translatorisch bewegliche und spielfrei vorgespannte Anschlussgewindemutter in den Schlitten geschraubt. Eine Federstegkupplung[12] (siehe auch Anhang E) verbindet die Spindel mit der Welle des Schrittmotors, welcher mit Hilfe des Motorhalters (Nr. 6) am Haltewinkel befestigt wird.

Der Mikroschalter (Nr. 7, siehe auch Anhang F) dient als Referenz für den Encoder[13] des Schrittmotors. Der Rollenhebel wird in der oberen Endlage des Schlittens durch einen zur Grobjustage mit Langlöchern versehenes Gegenstück betätigt. Die Feinjustage erfolgt durch einen Gewindestift am Rollenhebel.

[12] Eine torsionssteife, spielfreie Kupplung zum Ausgleich von Wellenversätzen und Reduzierung von Schwingungen. [59]
[13] Eine Sensorik zur Positionsregelung durch Winkelmessung an der Schrittmotorwelle. [60]

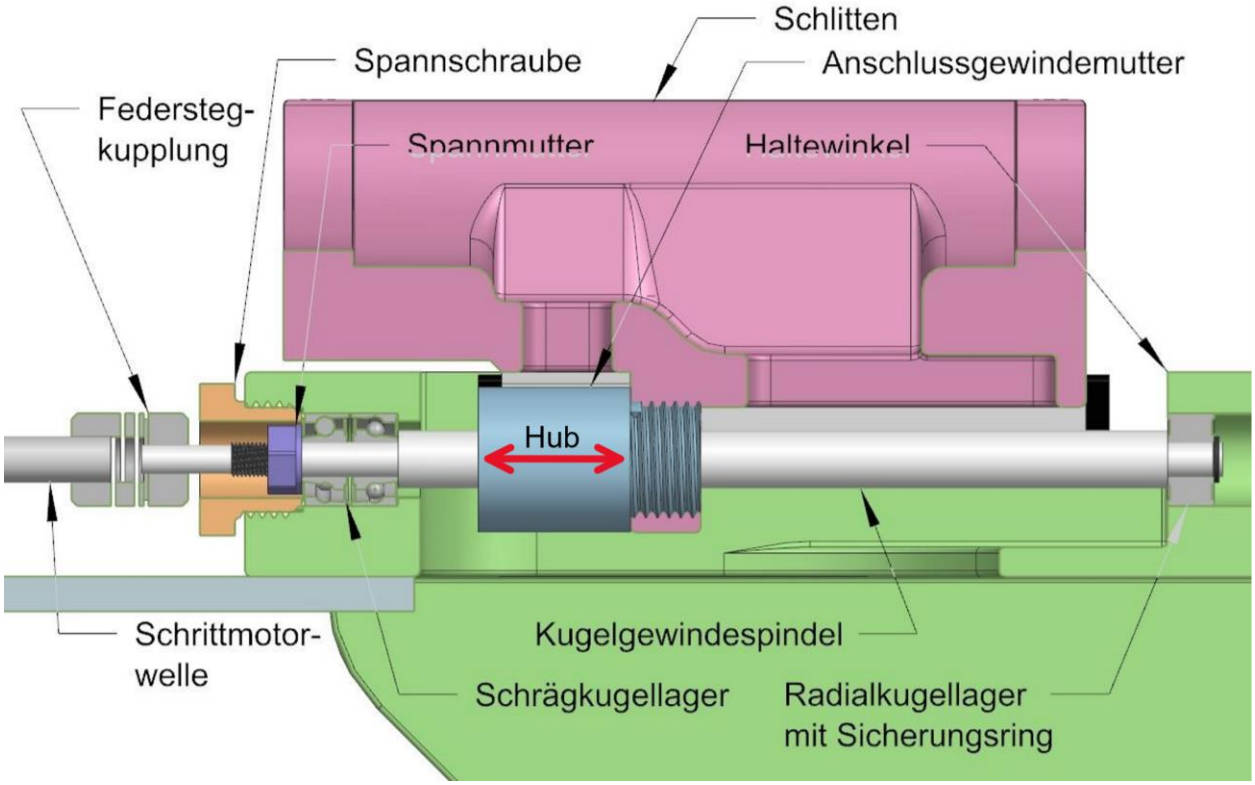


Abbildung 34: Schnittansicht der Linear Stage

In der Abbildung 34 wird eine Schnittansicht der Linear Stage dargestellt. welche der Veranschaulich des Lagerkonzepts dient. So finden sich antriebsseitig zwei Schrägkugellager (siehe auch Anhang G) als Festlager. Ihre Innenringe werden durch eine Spannmutter auf dem Wellenabsatz der Spindel fixiert. Die Spannschraube dient dem spielfreien Einstellen der Außenringe. Das als Loslager fungierende Rillenkugellager (siehe auch Anhang H) wird durch einen Sicherungsring auf der Spindel gesichert und ist in der Bohrung des Haltewinkels axial verschieblich.

4.5.1 Auslegung des Schrittmotors

Für die Auswahl eines geeigneten Schrittmotors ist zunächst das erforderliche Antriebsmoment zu ermitteln. Hierbei ist die in Kapitel 3.2.4 gewählte Untersetzung in Form des Mikroschrittbetriebs zu berücksichtigen. Wie in Kapitel 2.1 erläutert, kommt es durch die sinusförmige Spannungsversorgung zu einer Reduzierung des Inkrementalmoments, welches durch Gleichung (10) beschrieben wird. Ersetzt man dieses Inkrementalmoment durch das in Gleichung (11) berechnete erforderliche Antriebsmoment, so kann die Gleichung umgeformt und gemäß Gleichung (12) das erforderliche Antriebsmoment im Vollschrittbetrieb ermittelt werden.

Für den Wirkungsgrad des Kugelgewindetriebs wird an dieser Stelle der Worstcase, die höchste Reibung, angenommen.

Annahmen:

Mikroschritte pro Vollschritt: $\mu_{PFS} = 25$

Steigung der Spindel: $p = 0{,}5\ mm$

Wirkungsgrad Rotation-Linear[14]: $\eta_{Worstcase} = 0{,}76$

Wirkungsgrad Linear-Rotation[15]: $\eta'_{Bestcase} = 0{,}91$

Gegeben:

Bewegte Masse: $m_{Bewegt} = 1{,}075\ kg$

Vorschubgeschwindigkeit: $v_{max} = 1\ \frac{mm}{s}$

Berechnung:

Axialkraft:

$$F_{ax} = m_{Bewegt} * g \quad (9)$$
$$= 1{,}075\ kg * 9{,}81\ \frac{m}{s^2}$$
$$= 10{,}5\ N$$

Inkrementelles Drehmoment[16]:

$$M_{INC} = M_{HFS} * \sin\left(\frac{90}{\mu_{PFS}}\right) \quad (10)$$

Erforderliches inkrementelles Antriebsmoment[17]:

$$M_{T,INC,erf} = \frac{F_{ax} * p}{20\pi * \eta} \quad (11)$$
$$= \frac{10{,}5\ N * 0{,}5\ mm}{20\pi * 0{,}76}$$
$$= 0{,}11\ Ncm$$

Erforderliches Antriebsmoment im Vollschrittbetrieb:

$$M_{T,HFS,erf} = \frac{M_{T,INC,erf}}{\sin\left(\frac{90}{\mu_{PFS}}\right)} \quad (12)$$
$$= \frac{0{,}11\ Ncm}{\sin\left(\frac{90}{25}\right)}$$
$$= 1{,}75\ Ncm$$

[14] [61]
[15] [61]
[16] [10]
[17] [62]

Aus ehemaligen Versuchsaufbauen steht der Hybridschrittmotor SCA2018 von der Firma Nanotec (siehe auch Anhang I) zur Verfügung, dessen Nennhaltemoment von $M_{H,Nenn} = 2{,}2\ Ncm$ die Anforderungen an das Antriebsmoment erfüllt.

Da der Wirkungsgrad einer Kugelgewindespindel so hoch ist, dass diese durch eine axiale Last in Bewegung versetzt werden kann, ist zu prüfen, ob der Schrittmotor das im Stillstand erforderliche Haltemoment aufbringen kann. Für den Wirkungsgrad wird der Bestcase, die kleinste Reibung, angenommen.

Erforderliches inkrementelles Haltemoment[18]:

$$M_{H,INC,erf} = \frac{F_{ax} * p * \eta'}{20\pi} = \frac{10{,}5\ N * 0{,}5\ mm * 0{,}91}{20\pi} = 0{,}076\ Ncm \quad (13)$$

Erforderliches Haltemoment im Vollschrittbetrieb:

$$M_{H,HFS,erf} = \frac{M_{H,INC,erf}}{\sin\left(\frac{90}{\mu_{PFS}}\right)} = \frac{0{,}076\ Ncm}{\sin\left(\frac{90}{25}\right)} = 1{,}21\ Ncm \quad (14)$$

Der zur Verfügung stehende Schrittmotor ist sowohl für den Hub als auch für den Stillstand der Linear Stage ausreichend dimensioniert.

Anhand der in Abbildung 35 abgebildeten Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie ist zu überprüfen, ob der Schrittmotor mit einer im zulässigen Bereich liegenden Drehzahl betrieben werden kann. Vorab ist die maximal zulässige Drehzahl aufgrund der geforderten Vorschubgeschwindigkeit zu ermitteln.

Maximal zulässige Drehzahl:

$$n_{zul} = \frac{v_{max} * 60}{p} = \frac{1\ \frac{mm}{s} * 60}{0{,}5\ mm} = 120\ min^{-1} \quad (15)$$

[18] [62]

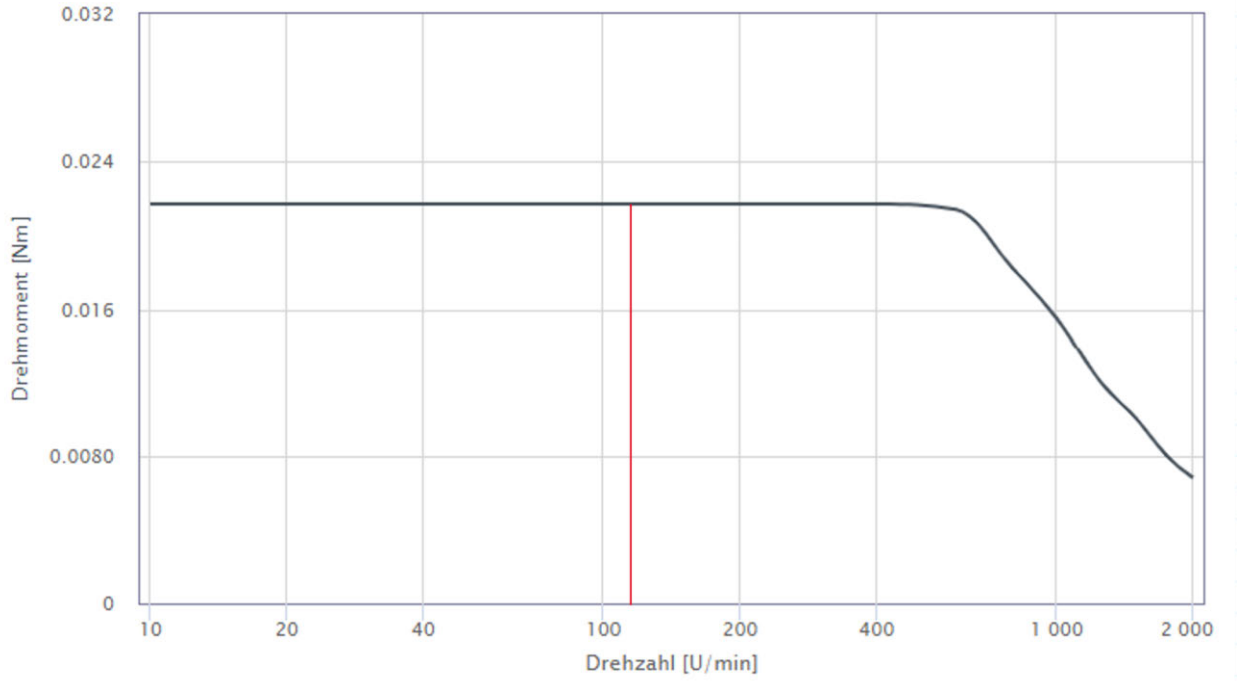


Abbildung 35: Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie des Schrittmotors [52]

Bei der ermittelten maximal zulässigen Drehzahl von $n_{zul} = 120\,min^{-1}$ steht das volle Drehmoment des Schrittmotors zur Verfügung, sodass sich diese oder eine darunterliegende Drehzahl für den Betrieb der Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit eignet.

4.5.2 Auslegung der Kugelgewindespindel

Aufgrund bisheriger Erfahrungen der betreuenden Gruppe soll ein Kugelgewindetrieb der Firma Steinmeyer zum Einsatz kommen (siehe auch Anhang J). Es wird eine Spindel mit einem Nenndurchmesser von $D_N = 5\,mm$ gewählt, da diese bereits über Lagerzapfen mit einem Durchmesser von $D_{Lagerzapfen} = 3mm$ verfügt und für die Lager somit ein breiteres und kostengünstigeres Angebot besteht. Die Spindel ist zudem mit einer Steigung von $p = 0{,}5\,mm$ verfügbar.

Im Nachfolgenden soll die Sicherheit gegen Verformung der Spindel durch das maximale Drehmoment des Schrittmotors berechnet werden. Kupplungsseitig verfügt die Spindel über den kleinsten Durchmesser, sodass dieser vereinfachend für die Berechnung herangezogen wird. Ferner werden lediglich die Werkstoffkennwerte des Kerns, nicht aber die durch eine Randschichthärtung erhöhten Kennwerte berücksichtigt. Die Berechnung wird auf Grundlage der aus dem Werk Maschinenelemente stammenden und in Abbildung 36 sowie Abbildung 37 dargestellten Vorgehensweise durchgeführt.

Gegeben:

Werkstoff: 1.1223 (CF53)

Streckgrenze: $R_e = 510\ MPa$

Kleinster Durchmesser $D_{min} = 2{,}5\ mm$

Torsionsmoment: $T = 2{,}2\ Ncm$

Werkstoffgruppe	* Einsatzstahl Schmiedestahl nichtrost. Stahl
Zugdruckfestigkeit f_σ	1
Schubfestigkeit f_τ	0,58
Wechselfestigkeit $f_{W\sigma}$	0,40
Wechselfestigkeit $f_{W\tau}$	0,58

Abbildung 36: Umrechnungsfaktoren zur Berechnung der Werkstoff-Festigkeitswerte [53]

Art der Beanspruchung	Bezeichnung	Zeichen	Ersatzwert bei Stahlwerkstoffen	Berechnung gegen
Torsion	Torsionsfließgrenze 0,4%-Tors.-Dehngrenze Torsionsfestigkeit	τ_{tF} $\tau_{t0,4}$ τ_{tB}	$\approx (1 \ldots 1{,}2)\, f_\tau \cdot R_e$ [2) 3)] $\approx (1 \ldots 1{,}2)\, f_\tau \cdot R_{p0,2}$ $\approx f_\tau \cdot R_m$	Verformung Verformung Bruch

Abbildung 37: Statische Werkstoffkennwerte [53]

Berechnung:

Torsionsfließgrenze:

$$\tau_{tF} = f_t * R_e = 0{,}58 * 510\ MPa = 295{,}8\ MPa \quad (16)$$

Erforderlicher Durchmesser:

$$D_{erf} = \sqrt[3]{\frac{16 * T}{\pi * \tau_{tF}}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 2{,}2\ Ncm}{\pi * 295{,}8\ MPa}} = 0{,}72\ mm \quad (17)$$

Sicherheit gegen Verformung:

$$S_{tF} = \frac{D_{min}}{D_{erf}} = \frac{2{,}5\ mm}{0{,}72\ mm} = 3{,}47 \quad (18)$$

Die Spindel der Linear Stage ist ausreichend gegen Verformung dimensioniert.

5 Optimierung und Validierung

Dieses Kapitel befasst sich mit der Strukturoptimierung ausgewählter Komponenten, die aufgrund ihrer hohen Masse ein großes Optimierungspotential bieten. Das Ziel ist, die Masse zu reduzieren und den dadurch hervorgerufenen Steifigkeitsverlust und die erhöhte Schwingungsanfälligkeit zu minimieren. Bei geringen Lasten, wie es bei der Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit der Fall ist, kommt es bei der Verwendung numerischer Verfahren in der Regel zu vielen Bereichen mit minimalen, aufwendig zu fertigenden Wandstärken. Aus diesem Grund werden die Topologieoptimierungen mit der Level Set Based-Methode in ANSYS Workbench durchgeführt, die das Einstellen einer einzuhaltenden Mindestwandstärke erlaubt. Abschließend findet für die Validierung der Konstruktion eine statisch-mechanische sowie eine modale Analyse des Gesamtsystems statt.

Um die Funktionalität der Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit möglichst genau beurteilen zu können, wird nicht, wie üblich, das Verschiebungsmaximum einer Komponente betrachtet. Hingegen wird ein Remote Point mit den Koordinaten des theoretisch exakten Spiegelpunkts verwendet. Dieser wird an den jeweiligen Kontaktflächen, bspw. den Klemmflächen des Schlittens zur Befestigung des Mikroskops, befestigt. Mit Hilfe einer Probe können sowohl die Gesamtverschiebung als auch die Richtungsanteile ausgewertet werden. Die dargelegten Ergebnisse beziehen sich somit immer auf die Gesamtverschiebung des Spiegelpunkts.

5.1 Haltewinkel

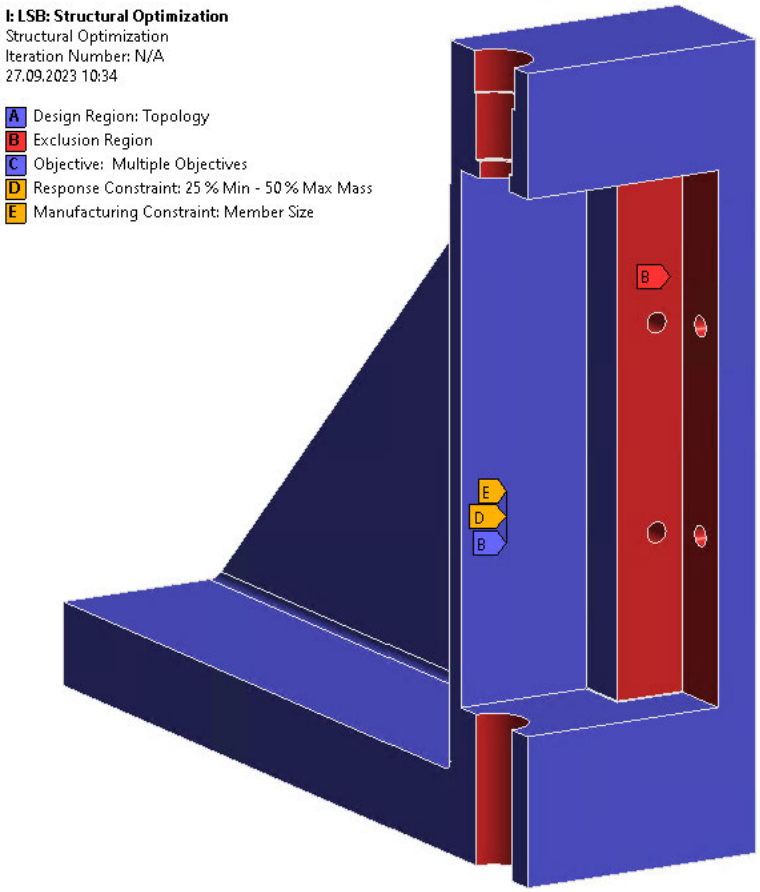


Abbildung 38: Einstellungen für die Topologieoptimierung des Haltewinkels

Das Modell des Haltewinkels wird, wie in Abbildung 38 dargestellt, in seiner Symmetrieebene geteilt, um den Rechenaufwand während des Optimierungsvorgangs zu reduzieren. Als Ausschlussbereiche, hier rot markiert, werden

- die auf der Unterseite des Haltewinkels befindliche Auflagefläche
- die Anlageflächen für die Kreuzrollenführungen
- die Lagergasse

definiert. Um eine ausreichende Abstützung dieser Komponenten zu gewährleisten, wird eine minimale Wandstärke von 2 mm eingestellt. Für die Antwortbeschränkung wird ein Bereich von 25-50% der ursprünglichen Masse vorgegeben.

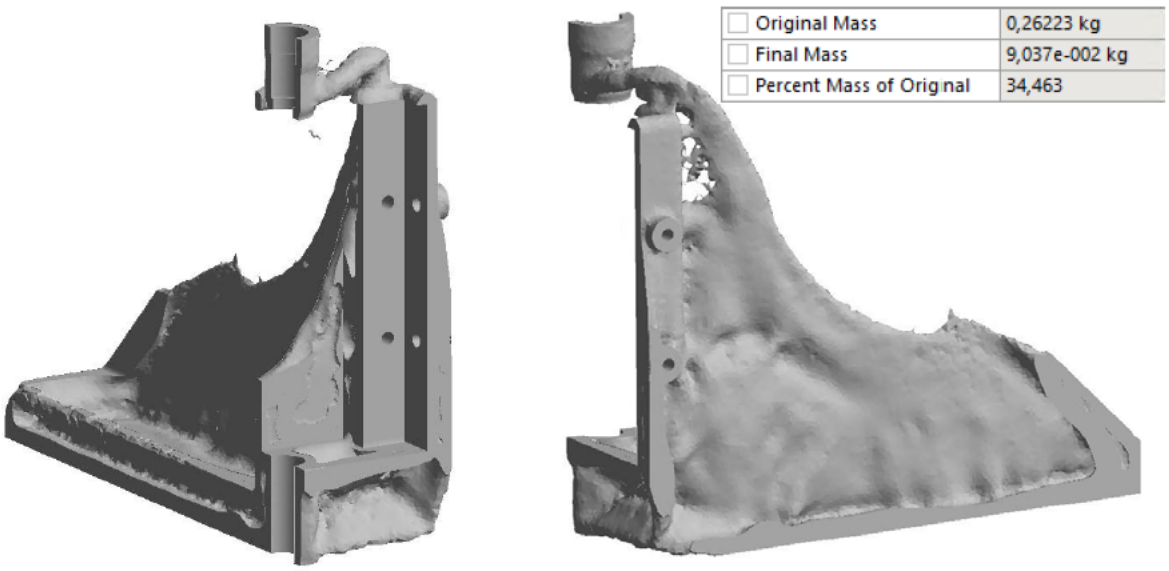


Abbildung 39: Designvorschlag für den Haltewinkel

In der Abbildung 39 ist das Optimierungsergebnis, ein Designvorschlag, zu sehen. Es fällt auf, dass die Wandstärke am Boden und an der Seite deutlich reduziert wurde. Darüber hinaus wurde Material um die Lagergasse herum sowie ein Teil der vertikalen Wandung entfernt. Im Anschluss wurde der Designvorschlag, wie in Abbildung 40 dargestellt, an eine subtraktive Fertigung angepasst und um eine eingerückte Geometrie zur Aufnahme der Gehäuseseitenteile ergänzt.

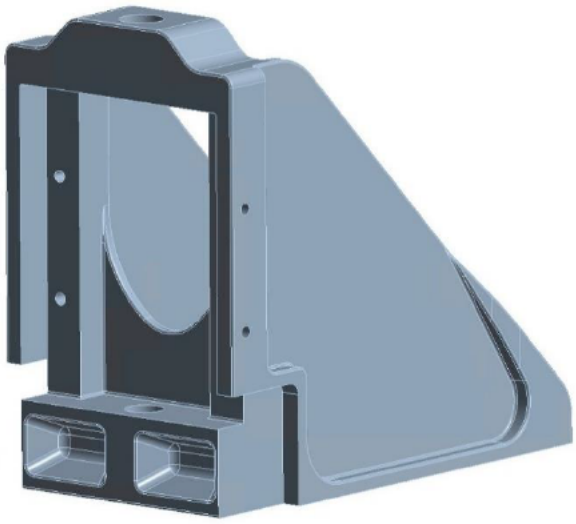


Abbildung 40: Umsetzung des Designvorschlags für den Haltewinkels

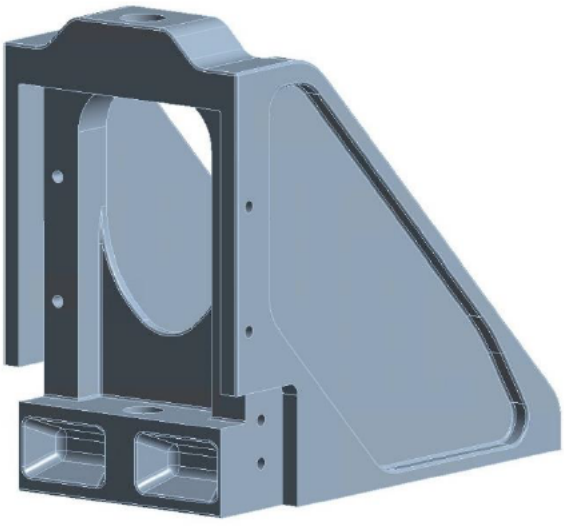


Abbildung 41: Verbesserung des Designvorschlags für den Haltewinkel

In der Abbildung 41 wird das finale Design des Haltewinkels dargestellt, welches u.a. mit einem ausgeprägten Obergurt an der Seite ausgeführt wurde. Das händisch verbesserte Design bietet so eine höhere Steifigkeit bei vergleichsweise kleinem Materialeinsatz.

Tabelle 7: Ergebnisvergleich der Topologieoptimierung des Haltewinkels

	Revisionsstand				
	Ausgang	**Optimiert**		**Final**	
Masse [g]	530	247	- 53%	252	- 52%
Total Deformation [nm]	209	592	+ 183%	503	+ 141%
1. Eigenfrequenz [Hz]	3948	1589	- 60%	1678	- 57%

Wie die in der Tabelle 7 dargestellten Ergebnisse zeigen, konnte die Masse des Haltewinkels trotz der fertigungsfreundlichen Anpassungen mehr als halbiert werden. Während sich die Schwingungsanfälligkeit annähernd eins zu eins verschlechtert, fällt das Verhältnis in Bezug auf die Verformung größer aus. In Hinblick auf die geforderte Koaxialität von 10 µm liegt sie damit jedoch in einem unkritischen und somit akzeptablen Bereich.

5.2 Schlitten

Abbildung 42: Einstellungen für die Topologieoptimierung des Schlittens

Die Optimierung des Schlittens erfolgt analog zu der des Haltewinkels. Bei den in Abbildung 42 dargestellten Ausschlussbereichen handelt es sich um

- die Klemmflächen für das Mikroskop
- die Bohrungen für die Klemmschrauben
- die Anlageflächen für die Kreuzrollenführungen
- die Bohrung zur Aufnahme der Spindelmutter.

In der Abbildung 43 wird der Iterationsverlauf von der Optimierung des Schlittens dargestellt (siehe auch Kapitel 2.3). Die im unteren Graphen gezeigte Masseantwort unterschreitet bereits nach wenigen Iterationsschritten die festgelegte Obergrenze von 50%. Die im oberen Graphen abgebildete kombinierte Ergebnisvariable nähert sich dem Konvergenzkriterium, welches hier der Voreinstellung von 0,1% entspricht, an. Sie stagniert jedoch am Ende des Verlaufs auf einem konstanten Niveau von ca. 0,2%, bis die Masseantwort die Obergrenze überschreitet und die Optimierung als fehlgeschlagen abgebrochen wird.

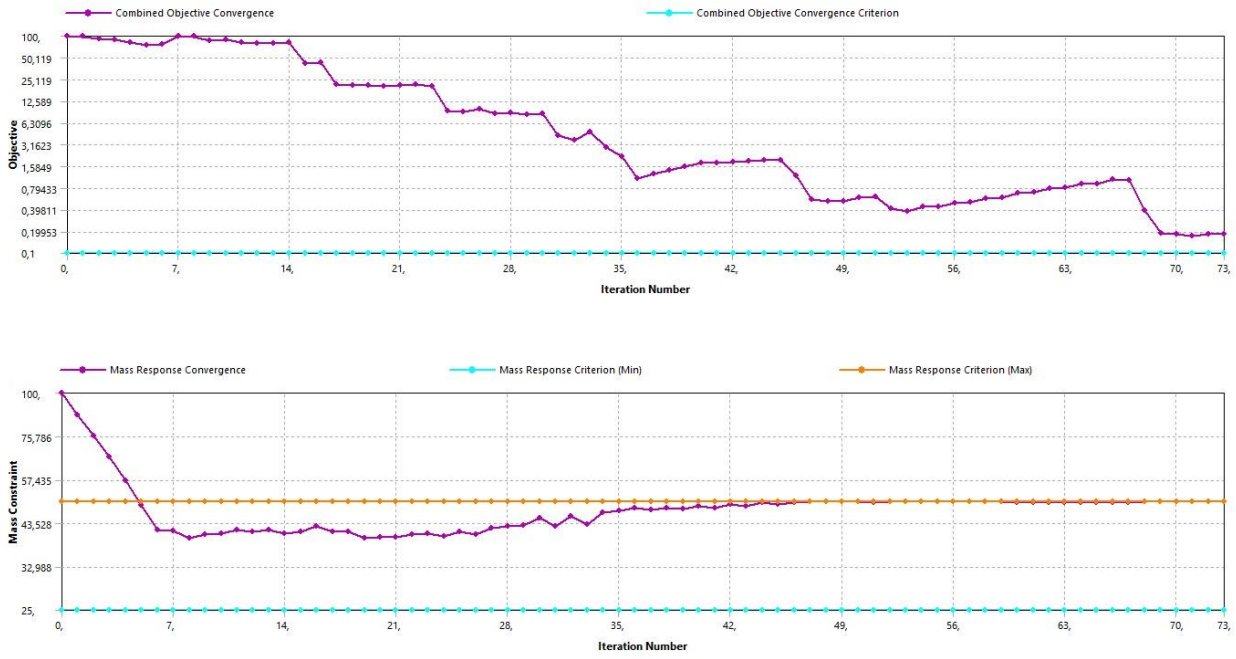


Abbildung 43: Iterationsverlauf der Topologieoptimierung des Schlittens

Da die Topologieoptimierung in diesem Fall nur der computergestützten Gewichtsoptimierung dient und keinerlei quantitativen Ansprüchen unterliegt, wird der erzielte Designvorschlag dennoch akzeptiert.

Wie in der Abbildung 44 zu sehen ist, wurde insbesondere aus der Schlittenmitte Material entfernt. Auch wurde eine Tasche an der Außenseite erzeugt. Der Designvorschlag verdeutlicht die Stärke der Level Set Based-Methode, glatte und zusammenhängende Flächen zu erhalten, sodass die Nacharbeit zur Umsetzung des Designs wenig aufwendig ist.

Abbildung 44: Designvorschlag für den Schlitten

Die Umsetzung des Designvorschlags wird in Abbildung 45 dargestellt. Es wurde darauf geachtet, dass die eingebrachten Ausbrüche und Taschen in einem spanenden Fertigungsverfahren realisierbar sind.

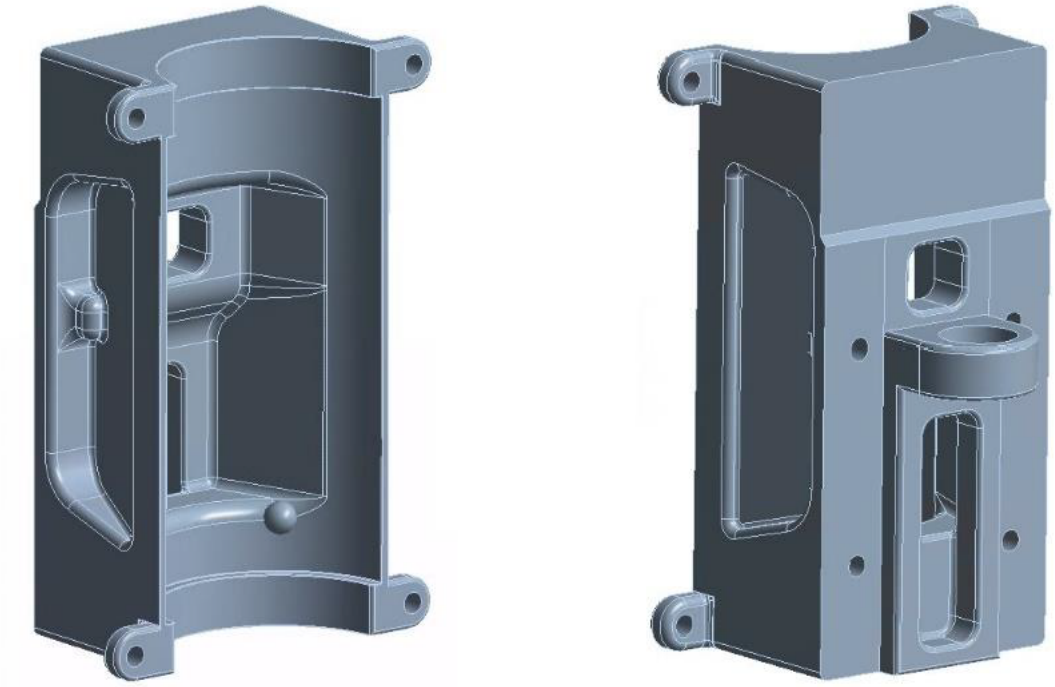


Abbildung 45: Umsetzung des Designvorschlags für den Schlitten

In der Tabelle 8 sind die Ergebnisse der Optimierung zusammengefasst. Insgesamt kann die Optimierung trotz der geringer ausfallenden Gewichtsersparnis als erfolgreich betrachtet werden. Immerhin wird der Designbereich durch die vielen großen Ausschlussbereiche stark eingegrenzt. Die Ersparnis beläuft sich somit auf rund ein Drittel der Ausgangsmasse. Das Verhältnis des Verformungszuwachses zur Massereduzierung fällt hier besser aus als beim Haltewinkel. Auch die Schwingungsanfälligkeit wurde nur wenig erhöht.

Tabelle 8: Ergebnisvergleich der Topologieoptimierung des Schlittens

	Revisionsstand		
	Ausgang	**Optimiert = Final**	
Masse [g]	90	58	- 36%
Total Deformation [nm]	121	229	+ 89%
1. Eigenfrequenz [Hz]	1793	1471	- 22%

5.3 Gehäuse

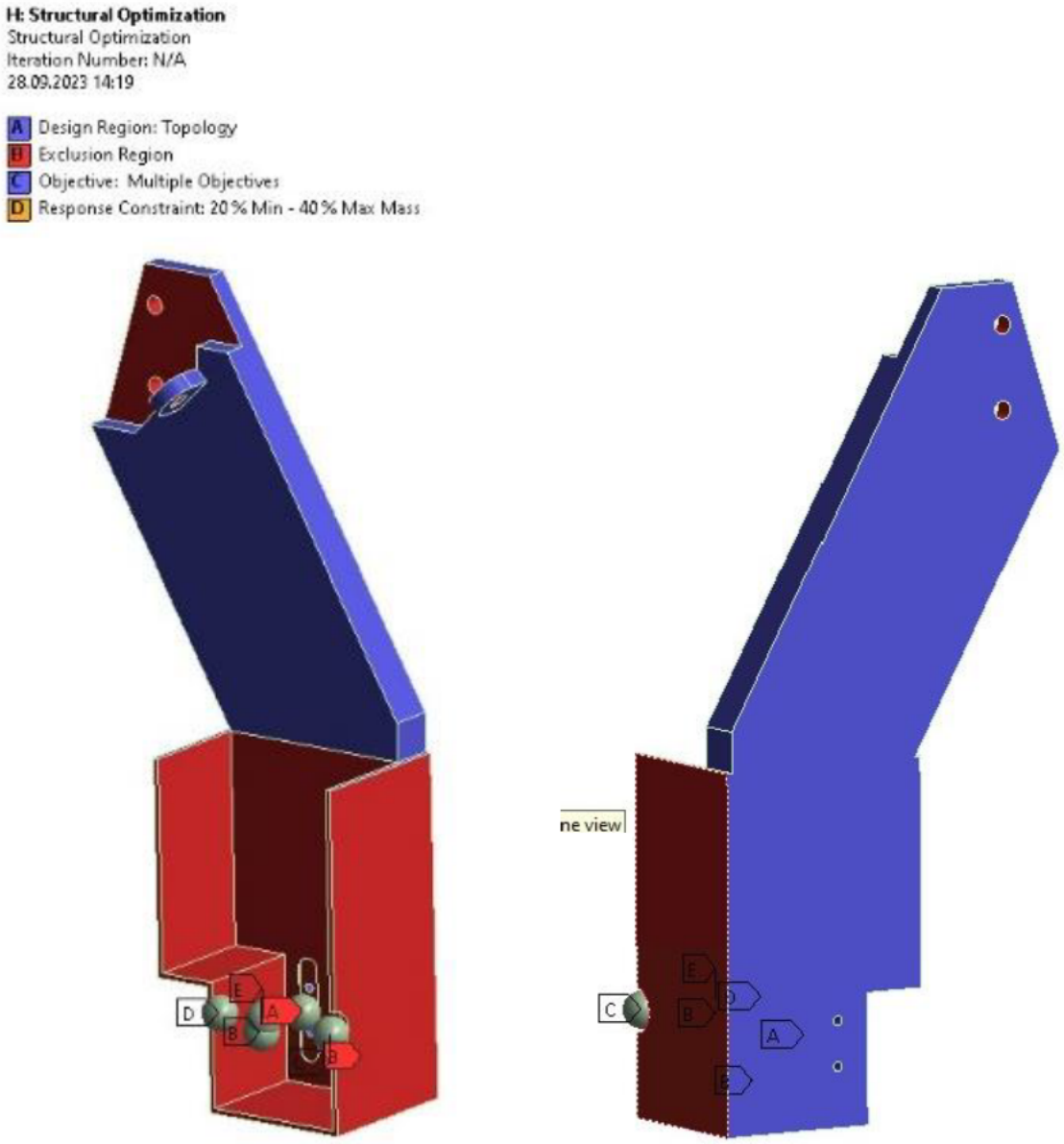


Abbildung 46: Einstellungen für die Topologieoptimierung des Seitenteils

Da die Gehäusebleche bereits über sehr kleine Wandstärken verfügen, bieten sie nahezu kein Optimierungspotential. Hingegen wurden die tragenden Seitenteile zunächst größer dimensioniert, um der Topologieoptimierung ausreichend Spielraum zur Findung einer idealen Bauteilgestalt zu ermöglichen. Um die Belastung möglichst genau nachzubilden, wurden die Gehäusebleche, wie in Abbildung 46 dargestellt, dennoch in das Modell einbezogen und als Ausschlussbereiche definiert. Da ihr Gewicht trotzdem in der Masseantwort berücksichtigt wird, wurde die Antwortbeschränkung auf einen Bereich von 20-40% der ursprünglichen Masse reduziert. Weiterhin wird die Anlagefläche zum Haltewinkel vom Designbereich ausgeschlossen.

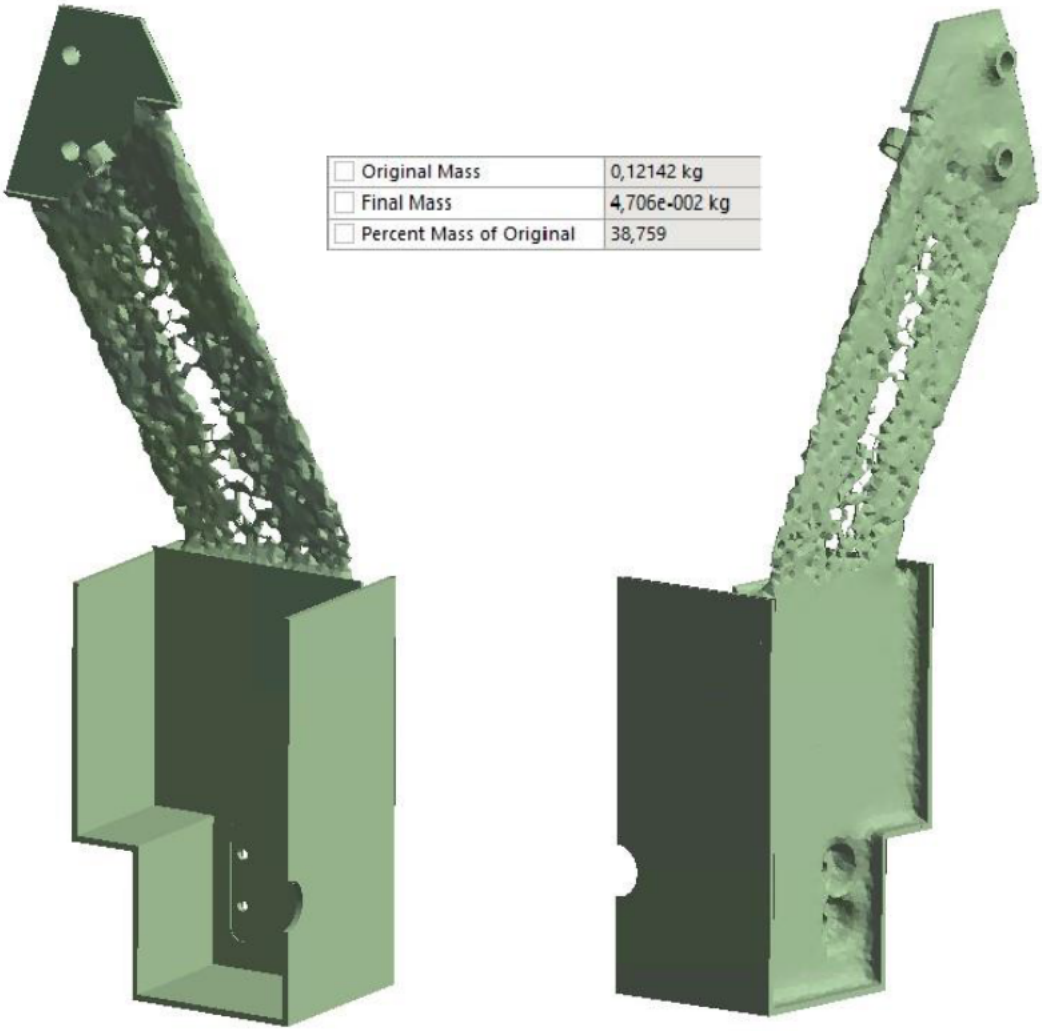


Abbildung 47: Designvorschlag für das Seitenteil

In der Abbildung 47 wird der Designvorschlag für das Seitenteil dargestellt. Es fällt zunächst auf, dass die Materialstärke stark reduziert wurde. Ferner verjüngt sich diese von der Seite des Haltewinkels aus hin zum Gehäuse. Darüber hinaus wurde ein schlitzförmiger Ausbruch erzeugt, sodass eine Art Doppelträger entstanden ist.

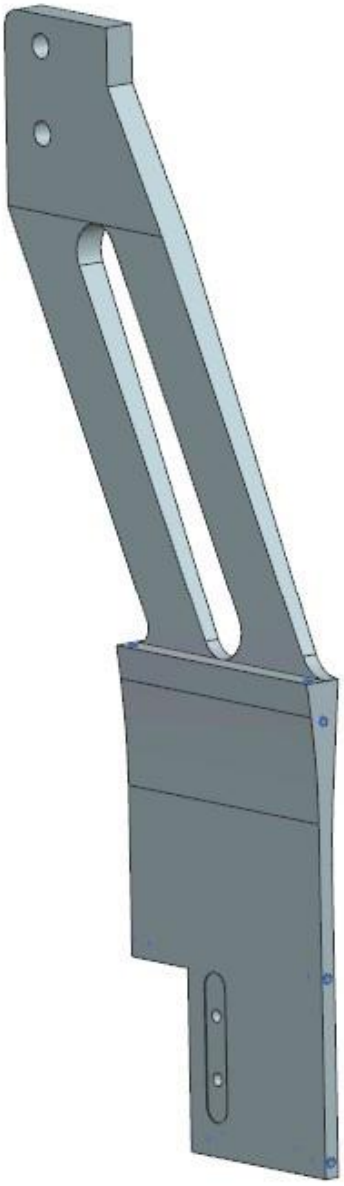


Abbildung 48: Umsetzung des Designvorschlags für das Seitenteil

Der Designvorschlag wurde, wie in Abbildung 48 dargestellt, nahezu eins zu eins umgesetzt. Am Übergang des Doppelträgers zur Gehäuseseite wurde lediglich eine Stufe als Auflagefläche für den Faltenbalg ergänzt.

Abbildung 49: Verformung der Gehäuserückseite ohne Rippen

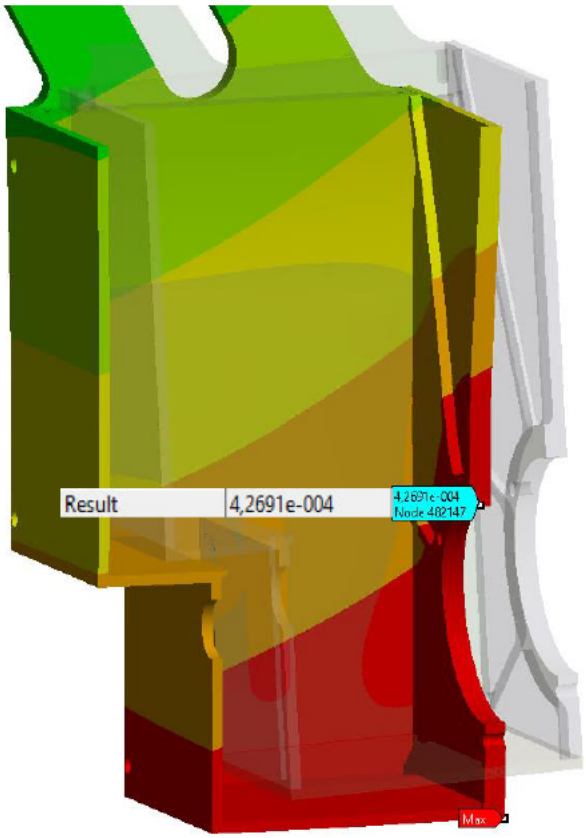


Abbildung 50: Verformung der Gehäuserückseite mit Rippen

Bei der Validierung fiel auf, dass ein nicht unerheblicher Anteil der Gesamtverformung an der Gehäuserückseite entsteht. In der Abbildung 49 diese in Verbindung mit dem bereits optimierten Seitenteil dargestellt. Das unverformte Bauteil wird transparent, das verformte Bauteil farbig dargestellt. Das Verschiebungsmaximum liegt hier direkt an der Bohrung für den Flansch der Spiegelhalterung.

Wie in der Abbildung 50 zu sehen, wurde die Gehäuserückseite anschließend durch sternförmig angeordnete Rippen verstärkt. Es wird eine deutliche Reduzierung der Nachgiebigkeit bewirkt, sodass sich das Verformungsmaximum an die Gehäuseunterseite verschiebt.

Tabelle 9: Ergebnisvergleich der Topologieoptimierung des Gehäuses

	Revisionsstand				
	Ausgang	Optimiert		Final	
Masse [g]	121	40	- 67%	41	- 66%
Total Deformation [nm]	279	511	+ 83%	426	+ 53%
1. Eigenfrequenz [Hz]	739	497	- 33%	504	- 32%

Das Ergebnis der Topologie- wie auch der händischen Optimierung ist in der Tabelle 9 zusammengefasst. Insgesamt konnte die Masse auf ein Drittel der Ausgangsmasse reduziert werden. Der Einfluss der ergänzten Rippen auf die Masse ist minimal, zeigt aber eine große Wirkung hinsichtlich der Verformung. Ihr Zuwachs konnte im Vergleich zur Version ohne Rippen um 30% reduziert werden. Die Stabilität gegen Schwingungen ist im Allgemeinen niedrig, liegt aber in einem unkritischen Bereich.

5.4 Validierung des Gesamtsystems

Für die Validierung des Gesamtsystems werden eine statisch-mechanische und eine modale Analyse durchgeführt. Hierfür werden aus dem Modell, welches aus dem CAD-Programm importiert wird, alle Verbindungselemente, wie z.B. Schrauben, entfernt. Diese können aufgrund ihrer geringen Masse vernachlässigt werden. Durch die verringerte Anzahl von zu berücksichtigenden Kontakten wird der Rechenaufwand stark reduziert. Die Kontakte der übrigen Komponenten werden als bonded eingestellt, d.h. sie können sich weder zueinander verschieben noch voneinander abheben. Ferner werden der Schrittmotor und die Kamera zur Vereinfachung des Modells durch Punktmaßen ersetzt. Die Befestigung der Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit wird durch einen Fixed Support auf der Unterseite des Haltewinkels simuliert.

5.4.1 Statisch-mechanische Verformung

Für die statisch-mechanische Analyse wird das System durch die Erdbeschleunigung belastet. Es werden die Verschiebung des Szintillators und des Spiegelpunkts ausgewertet.

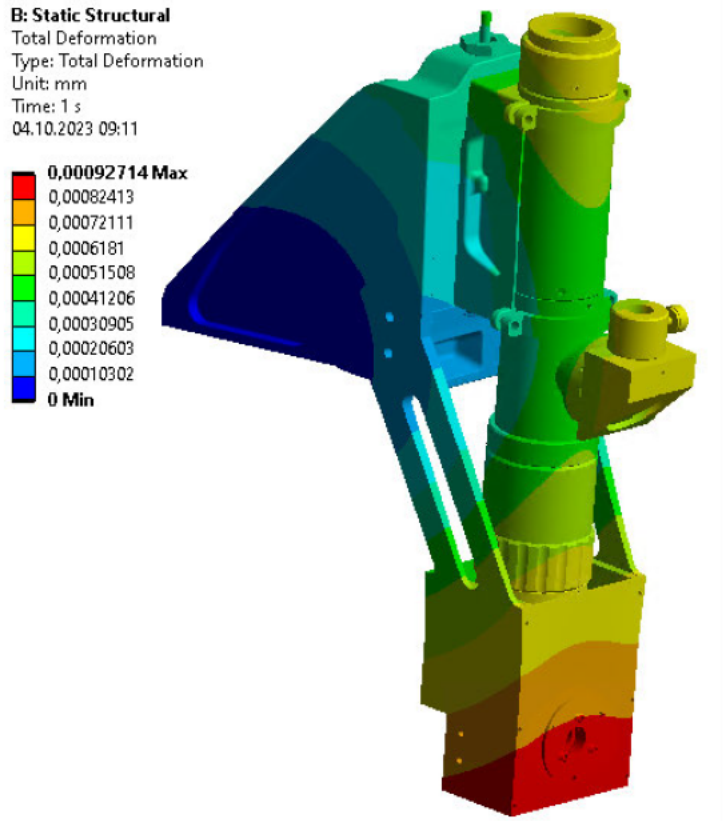


Abbildung 51: Statische Verschiebung der Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit

In Abbildung 51 wird der Verschiebungsplot der statisch-mechanischen Analyse dargestellt. Die größte Verschiebung, im Plot rot eingefärbt, legt die Gehäuseunterseite mit weniger als 1 µm zurück. Insgesamt verschieben sich das optische Mikroskop und das Gehäuse sehr gleichförmig. Dies wird durch die in der Tabelle 10 zusammengefasste Auswertung in Bezug auf die Verschiebung des Szintillators und des Spiegelpunkts bestärkt.

Tabelle 10: Ergebnis der statisch-mechanischen Analyse

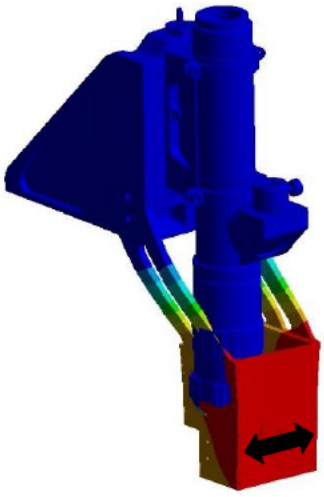
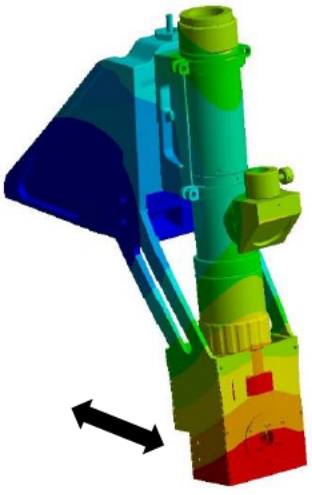
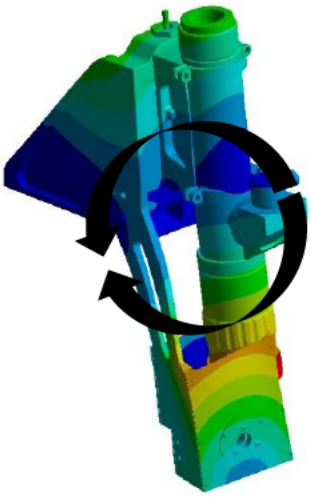
Deformation	Szintillator	Spiegelpunkt	Differenz
X [nm]	-691	-767	76
Z [nm]	-338	-371	33
Total [nm]	769	852	83

Anhand der vorliegenden Verschiebung des Szintillators in X-Richtung kann bestätigt werden, dass dessen Parallelität zur translatorischen Achse die Forderung von 5 µm Abweichung erfüllt. Zudem steht ein ausreichender Spielraum zur Kompensation von Ungenauigkeiten der Führungen zur Verfügung. Auch wird die Anforderung an die Koaxialität der optischen Achse zur Strahlachse von 10 µm erfüllt, was durch die Verschiebung des Spiegelpunkts in Z-Richtung verifiziert wird.

5.4.2 Schwingungsverhalten

Als Ergebnis der Modalanalyse werden die ersten drei Eigenfrequenzen und -formen der Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit in der Tabelle 11 dargestellt. Mit der kleinsten Eigenfrequenz bei rund 321 Hz erfüllt die Konstruktion die als Festanforderung gestellten 100 Hz. Sie liegt damit jedoch deutlich unter der als Wunsch formulierten Frequenz von 500 Hz. Die Eigenform zeigt ein Seitwärtsschwingen der Gehäuseeinheit. Insgesamt ist zu erwarten, dass die simulierten Werte aufgrund der getroffenen Vereinfachungen geringfügig von der Realität abweichen. Ferner werden Effekte, wie die Vorspannung und Nachgiebigkeit der Kreuzrollenführungen nicht berücksichtigt. Trotzdem dient die Untersuchung als grobe Orientierung für das zu erwartende Schwingungsverhalten und bietet eine ausreichende Sicherheit zu kritischen Erregerfrequenzen.

Tabelle 11: Ergebnis der Modalanalyse

Mode	**1**	**2**	**3**
Frequenz	320,61 Hz	463,57 Hz	509,67 Hz
Form			

6 Zusammenfassung

Diese Arbeit umfasst die Entwicklung, Konstruktion und Optimierung einer Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit für das SPIDER-Experiment. Im ersten Schritt wurde eine Anforderungsliste erstellt, aus der Teilfunktionen abgeleitet und in einen morphologischen Kasten überführt wurden. Für die Teilfunktionen wurden Lösungsvarianten zusammengetragen, diskutiert und auf Basis dessen, eine begründete Auswahl getroffen. Im nächsten Schritt wurde die Konstruktion in Unterbaugruppen eingeteilt, die Lösungsvarianten implementiert und notwendige Auslegungen vorgenommen. Weiterhin wurden ausgewählte Komponenten einer Topologieoptimierung mittels ANSYS Workbench unterzogen. Ziel der Optimierung war die Reduzierung der Masse bei gleichzeitigem Erhalt maximaler Steifigkeit und Schwingungsstabilität. Insgesamt konnte die Masse der Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit so um 43% auf rund 625 g (exkl. Mikroskop) reduziert werden. Im letzten Schritt erfolgte eine Überprüfung des statisch-mechanischen wie auch schwingungstechnischen Verhaltens der Baugruppe.

6.1 Abgleich mit der Anforderungsliste

In der Tabelle 12 erfolgt ein Abgleich der erarbeiteten Konstruktion mit den in der Anforderungsliste festgehaltenen Forderungen und Wünschen.

Die Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit erfüllt alle Festanforderungen sowie einen Großteil der Wunschanforderungen. Die Anforderungen an die Parallelität des Szintillators zur translatorischen Achse des Mikroskops (Lfd. Nr. 2.1) sowie die Koaxialität der optischen Achse zur Strahlachse (Lfd. Nr. 3.5) werden vorbehaltlich als erfüllt betrachtet. Ihr Ergebnis ist maßgeblich von der Fertigungs- und Montagegenauigkeit abhängig, sodass zum aktuellen Zeitpunkt nur ihr theoretisches Ergebnis bewertet werden kann.

Im Gegensatz dazu kann über die Positionsreproduzierbarkeit der translatorischen Achse (Lfd. Nr. 3.3) kein Urteil gefällt werden. Sie kann ausschließlich an der realen Baugruppe durch Messungen festgestellt werden. Aufgrund des durchweg spielfrei vorgespannten Antriebs ist davon auszugehen, dass die Forderung erfüllt wird.

Der Wunsch, kostengünstige Norm- und Kaufteile zu verwenden (Lfd. Nr. 4.2), wurde bedingt erfüllt. Er steht im direkten Widerspruch zu einer hohen Genauigkeit und Reproduzierbarkeit. Trotzdem konnte weitestgehend auf standardmäßig erhältliche Kaufteile zurückgegriffen werden. Eine Ausnahme stellt lediglich die Kugelgewindespindel dar, welche aufgrund der besonderen Lageranordnung eine Sonderanfertigung erfordert.

Einzig auf die Erfüllung der Wunschanforderung an die Schwingungsstabilität (Lfd. Nr. 3.8) wurde zu Gunsten einer leichten und platzsparenden Konstruktion verzichtet. Zudem wird sie durch den hohen Aufbau des optischen Mikroskops erschwert.

Tabelle 12: Anforderungsliste mit Evaluation

W1 = sehr wichtig W2 = wichtig W3 = wenn möglich W4 = nicht wichtig	**Anforderungsliste** Konstruktion und Optimierung einer Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit		✓ = erfüllt (✓) = u.V. erfüllt ~ = bedingt erfüllt X = nicht erfüllt ? = zu messen	
Lfd. Nr.	**F/W**	**Anforderung**	**Werte, Daten**	**Evaluation**
1		**Funktion**		
1.1	F	Verschiebung des Fokus von Probe auf Szintillator		✓
1.2	F	Kopplung von Mikroskop und Szintillator		✓
1.3	F	Anzahl der Achsen des Mikroskops	1	✓
1.4	F	Anzahl der Achsen des Spiegels	2	✓
1.5	F	Lichtdichte Einhausung von Mikroskoplinse, Spiegel und Szintillator bei Fokus auf Szintillator		✓
1.6	W3	Freie optische Achse (Downstream) bei Fokus auf Probe		✓
2		**Geometrie**		
2.1	F	Parallelität des Szintillators zur translatorischen Achse des Mikroskops	<5 µm	(✓)
2.2	W2	Platzsparende Konstruktion		✓
2.3	W3	Leichtbaugerechte Konstruktion		✓
2.4	W3	Modulares Design		✓
2.5	W4	Symmetrien nutzen		✓
3		**Kinematik**		
3.1	F	Translatorische Bewegung des Mikroskops		✓
3.2	F	Nicken und Gieren des Spiegels unter Berücksichtigung des maximalen Abbildungsbereichs	1°	✓
3.3	F	Positionsreproduzierbarkeit der translatorischen Achse	1 µm	?
3.4	F	Kleinste Eigenfrequenz	>100 Hz	✓
3.5	W1	Koaxialität der optischen Achse zur Strahlachse	Ø10 µm	(✓)
3.6	W1	Schrittauflösung	<100 nm	✓
3.7	W2	Vorschubgeschwindigkeit	<1 mm/s	✓
3.8	W2	Kleinste Eigenfrequenz	>500 Hz	X
4		**Werkstoffe/Edukte/Produkte**		
4.1	W1	Korrosionsbeständige Werkstoffe		✓
4.2	W2	Kostengünstige Norm- und Kaufteile verwenden		~

4.3	W3	Werkstoffe trenn- und recyclebar		✓
5		**Signal**		
5.1	F	Elektronische Einstellbarkeit des Fokuspunkts		✓
5.2	W1	Referenzschalter		✓
6		**Sicherheit**		
6.1	F	Festanschläge zum Schutz des Szintillators		✓
7		**Ergonomie**		
7.1	F	Manuelle Spiegeljustage		✓
8		**Fertigung**		
8.1	W3	Interne Fertigung		✓
9		**Montage**		
9.1	W3	Nutzerfreundliche Montage		✓
10		**Instandhaltung**		
10.1	W2	Wartungsarme Komponenten		✓
11		**Kompatibilität**		
11.1	F	Befestigung an SPIDER-Überrahmen		✓
11.2	F	Verwendung des Szintillators von OptiquePeter (2008)		✓
11.3	F	Verwendung des Spiegels vom White Beam X-Ray Microscope (2017)		✓
12		**Umgebung**		
12.1		Überwachte Probenumgebung PETRA III/IV		
12.2		Sauber		
12.3		Trocken		

6.2 Ausblick

Im weiteren Verlauf ist zu diskutieren, ob eine Revisionierung der Konstruktion zur Erhöhung der Schwingungsstabilität erforderlich ist. Diese könnte durch eine Versteifung der Gehäuseseitenteile im Bereich der Doppelträger erzielt werden.

Anschließend sind Fertigungszeichnungen auszuarbeiten und Kaufteile zu bestellen, um die Ergebnisse an der gefertigten Baugruppe messtechnisch verifizieren zu können. Sofern die Toleranzen es zulassen, soll der Haltewinkel mit einer hochpräzisen Kinematik ausgestattet werden, sodass die gesamte Einheit nach oben aus der Strahlachse geklappt werden kann.

7 Literaturverzeichnis

[1] „LHC-Facts,“ [Online].
Available: https://www.lhc-facts.ch/index.php?page=szintillator.
[Zugriff am 25. August 2023].

[2] „Spektrum,“ [Online].
Available: https://www.spektrum.de/lexikon/physik/szintillator/14285.
[Zugriff am 25. August 2023].

[3] „DESY,“ [Online].
Available: https://www.desy.de/ueber_desy/desy/index_ger.html.
[Zugriff am 25. August 2023].

[4] R. Schaaf und D. v. Ilsemann, „DESY Photon Science,“ [Online].
Available: https://photon-science.desy.de/research/centres_for_research/index_eng.html.
[Zugriff am 25. August 2023].

[5] „OMEGA,“ [Online].
Available: https://www.omega.de/prodinfo/schrittmotoren.html#.
[Zugriff am 29. August 2023].

[6] „Oriental Motor Support,“ [Online].
Available: https://www.orientalmotor-support.eu/de/technische-informationen/technische-grundlagen.
[Zugriff am 29. August 2023].

[7] K. Trimborn, „Technik-Unterricht: Forum e.V.,“ 1999. [Online].
Available: https://www.tuf-ev.de/workshop/schrittmotor/vollschr.htm.
[Zugriff am 29. August 2023].

[8] „Phytron,“ [Online].
Available: https://t1p.de/Phytron_Mikroschrittbetrieb.
[Zugriff am 29. August 2023].

[9] K. Trimborn, „Technik-Unterricht.Forum e.V.,“ 1999. [Online].
Available: https://www.tuf-ev.de/workshop/schrittmotor/halbschr.htm.
[Zugriff am 29. August 2023].

[10] „Faulhaber,“ 2020. [Online].
Available: https://www.faulhaber.com/de/know-how/tutorials/schrittmotoren-tutorial-fakten-und-mythen-zum-mikroschrittbetrieb/.
[Zugriff am 29. August 2023].

[11] „Bal-tec,“ [Online].
Available: https://www.precisionballs.com/KINEMATIC_ENCYCLOPEDIA.php.
[Zugriff am 30. August 2023].

[12] „Edmund Optics,“ [Online].
Available: https://www.edmundoptics.com.sg/knowledge-center/application-notes/optomechanics/a-closer-look-at-kinematic-movement/.
[Zugriff am 30. August 2023].

[13] M. E. C. Colling, „Westfälische Hochschule,“ [Online].
Available: https://www.w-hs.de/uploads/tx_keextendttaddress/Koop-Kaffee_2019_Colling_2_1557994917.pdf.
[Zugriff am 01. September 2023].

[14] D.-I. A. Kamusella und D.-I. C. Steinmann, „Institut für Feinwerktechnik und Elektronik-Design,“ [Online].
Available: https://www.ifte.de/lehre/fem/6_Software__FEM_-_Tutorial_-_Strukturoptimierung.pdf.
[Zugriff am 01. September 2023].

[15] P. D. G. Kolarov, *Skript zur Vorlesung Strukturoptimierung Teil 6 - Topologieoptierung,* 2022.

[16] „NEFF Gewindetriebe,“ [Online].
Available: https://www.neff-gewindetriebe.de/produkte/trapezgewindetriebe.
[Zugriff am 12. September 2023].

[17] „NEFF Gewindetriebe,“ [Online].
Available: https://www.neff-gewindetriebe.de/produkte/kugelgewindetriebe-kgt.
[Zugriff am 12. September 2023].

[18] „Alpha Wittenstein,“ [Online].
Available: https://alpha.wittenstein.de/fileadmin/_processed_/a/b/csm_premo-ritzel-zahnstange_87ff060591.jpg.
[Zugriff am 05. September 2023].

[19] „Wikipedia,“ [Online].
Available: https://de.wikipedia.org/wiki/Lagerungskonzepte.
[Zugriff am 05. September 2023].

[20] „iStock,“ [Online].
Available: https://www.istockphoto.com/de/fotos/planetengetriebe.
[Zugriff am 05. September 2023].

[21] „Benoy Gear,“ [Online].
Available: https://de.benoygear.com/product/worm-gears.html.
[Zugriff am 05. September 2023].

[22] „Analog,“ [Online].
Available: https://t1p.de/Analog_Microstepping.
[Zugriff am 05. September 2023].

[23] „YouTube,“ [Online].
Available: https://www.youtube.com/watch?v=-7fZgPb3SRY&t=298s&ab_channel=SCHNEEBERGERGroup.
[Zugriff am 05. September 2023].

[24] „Ewellix,“ [Online].
Available: https://www.ewellix.com/de/produkte/linearfuhrungen/prazisionsschienenfuhrungen.
[Zugriff am 05. September 2023].

[25] „Experimente Physikalisches Institut Uni Freiburg,“ [Online].

Available: https://www.experimente.physik.uni-freiburg.de/Mechanik_der_festen_Koerper/drehbewegungundkreisel.
[Zugriff am 05. September 2023].

[26] „Faltenbalg Höhl & Westhoff,“ [Online].
Available: https://www.faltenbalg.net/index.php/de/.
[Zugriff am 05. September 2023].

[27] „Loberon,“ [Online].
Available: https://www.loberon.de/out/pictures/master/product/6/137321_faltrollo_fides_leinen.jpg.
[Zugriff am 05. September 2023].

[28] „Amazon,“ [Online].
Available: https://www.amazon.de/-/en/Inspection-Metal-White-Sizes-Service/dp/B01GQ4J6V2?th=1.
[Zugriff am 05. September 2023].

[29] „Schaeffler,“ [Online].
Available: https://medias.schaeffler.de/de/other-bearing-housings.
[Zugriff am 05. September 2023].

[30] „dollex.,“ [Online].
Available: https://www.dollex.de/wp-content/uploads/2017/03/Moosgummidichtungen.jpg.
[Zugriff am 05. September 2023].

[31] „Steigner Dichtungen,“ [Online].
Available: https://www.dichtungen-steigner.de/wp-content/uploads/2015/06/buerstendichtungen-steigner-grau-1024x1024.jpg.webp.
[Zugriff am 05. September 2023].

[32] „Physik Instrumente,“ [Online].
Available: https://www.physikinstrumente.de/de/produkte/lineartische/tische-mit-dc-buerstenlosen-dc-bldc-schrittmotoren/vt-80-lineartisch-1206300#specification.
[Zugriff am 11. September 2023].

[33] „GMT Europe,“ [Online].

Available: https://gmteurope.de/de-de/motorisierter-positioniertisch-x-achse-cxs5020-50611050010.
[Zugriff am 11. September 2023].

[34] D.-I. S. Häuslein, „Konstruktionspraxis,“ 19. Januar 2021. [Online].
Available: https://www.konstruktionspraxis.vogel.de/was-ist-eigentlich-ein-gewindetrieb-a-988985/.
[Zugriff am 05. September 2023].

[35] „SPN Schwaben Präzision,“ [Online].
Available: https://www.spn-drive.de/produkte/getriebe/zahnstangengetriebe.
[Zugriff am 12. September 2023].

[36] „BAHR Modultechnik,“ [Online].
Available: https://www.bahr-modultechnik.de/linearachsen-zahnstangenantrieb/.
[Zugriff am 12. September 2023].

[37] „GROB Nebikon,“ [Online].
Available: https://www.grobag.ch/de/magazin/beanspruchungsformen-zahnraeder.
[Zugriff am 12. September 2023].

[38] „Schaeffler,“ [Online].
Available: https://medias.schaeffler.de/de/design-of-bearing-arrangements.
[Zugriff am 12. September 2023].

[39] „NSK,“ [Online].
Available: https://nsk.com.br/upload/file/NSK_CAT_E1254f_148-151.pdf.
[Zugriff am 12. September 2023].

[40] „Techpilot,“ [Online].
Available: https://www.techpilot.de/lexikon/schneckengetriebe/.
[Zugriff am 11. September 2023].

[41] K.-U. Höltkemeier, „Konstruktionspraxis,“ 13. September 2013. [Online].
Available: https://www.konstruktionspraxis.vogel.de/rollen-sie-noch-oder-gleiten-sie-schon-a-417866/.
[Zugriff am 13. September 2023].

[42] „Schneeberger,“ [Online].
Available: https://www.schneeberger.com/de/produkte/linearfuehrungen-lineare-waelzfuehrungen/.
[Zugriff am 13. September 2023].

[43] „Ewellix,“ September 2022. [Online].
Available: https://medialibrary.ewellix.com/asset/17186.
[Zugriff am 13. September 2023].

[44] „TEAM EDELSTAHL,“ [Online].
Available: https://www.teamedelstahl.de/werkstoffe/1-4301/.
[Zugriff am 06. September 2023].

[45] „Thyssenkruppp,“ [Online].
Available: https://datenblaetter.thyssenkrupp.ch/en_aw_7021_c330r.pdf.
[Zugriff am 06. September 2023].

[46] „Zapp,“ [Online].
Available: https://www.zapp.com/werkstoffe/hochleistungswerkstoffe-ni-co-ti.
[Zugriff am 06. September 2023].

[47] „tencoseal Dichtungs- und Kunststofftechnik,“ [Online].
Available: https://www.tecnoseal.at/service/shore-haerte/.
[Zugriff am 06. September 2023].

[48] „J-Flex Rubber Products,“ [Online].
Available: https://www.j-flex.com/de/what-is-nitrile-nbr-rubber/.
[Zugriff am 06. September 2023].

[49] „filamentworld,“ [Online].
Available: https://filamentworld.de/shop/special-filament/filaflex-filament/recreus-filaflex-pro-tpu-filament-60a-schwarz-1-75-mm/.
[Zugriff am 06. September 2023].

[50] „RS Components,“ [Online].
Available: https://docs.rs-online.com/f1a8/0900766b81698003.pdf.

[Zugriff am 06. September 2023].

[51] „Reichelt Chemietechnik,“ [Online].
Available: https://t1p.de/Reichelt-Chemietechnik-Shore-Haerte.
[Zugriff am 06. September 2023].

[52] „Nanotec,“ [Online].
Available: https://de.nanotec.com/produkte/1843-sca2018s0604-a.
[Zugriff am 26. September 2023].

[53] D.-I. H. Wittel et al., Roloff/ Matek Maschinenelemente, Berlin: Springer Vieweg, 2019.

[54] P. D. G. Kolarov, *Skript zur Vorlesung Strukturoptimierung Teil 1 - Einleitung,* 2022.

[55] „Edmund Optics,“ [Online].
Available: https://www.edmundoptics.de/c/optomechanics/604/.
[Zugriff am 30. August 2023].

[56] „X-Ray-Optics,“ [Online].
Available: http://www.x-ray-optics.de/index.php/anwendungen/bildgebung/mikroskopie.
[Zugriff am 30. August 2023].

[57] „NEFF Gewindetriebe,“ [Online].
Available: https://www.neff-gewindetriebe.de/.
[Zugriff am 05. September 2023].

[58] „SKF,“ [Online].
Available: https://www.skf.com/sg/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/designation-system.
[Zugriff am 12. September 2023].

[59] „HA-CO,“ [Online].
Available: https://www.ha-co.eu/de-de/produkte-onlineshop/federstegkupplungen.
[Zugriff am 21. September 2023].

[60] „Faulhaber,“ 2022. [Online].

Available: https://www.faulhaber.com/fileadmin/Import/Media/DE_TI_ENCODERS.pdf.
[Zugriff am 21. September 2023].

[61] „THK," [Online].
Available: https://www.nadella.de/fileadmin/data/02_Produkte/THK/Nadella-THK-15-Kugelgewindetriebe.pdf.
[Zugriff am 26. September 2023].

[62] „Thomson," 2014. [Online].
Available: https://t1p.de/Thomson_Praezisionskugelgewindetriebe.
[Zugriff am 26. September 2023].

[63] „MiSUMi," [Online].
Available: https://de.misumi-ec.com/vona2/detail/221000130155/?HissuCode=MWS-8-2-4-BT.
[Zugriff am 04. Oktober 2023].

[64] „Marquardt," [Online].
Available: https://products.marquardt.com/app/portal/products/product/30148;refSeries=28429.
[Zugriff am 04. Oktober 2023].

[65] „NSK Micro," [Online].
Available: https://www.nskmicro.co.jp/english/download/catalog_pdf/bearing/croxy_en.pdf.
[Zugriff am 04. Oktober 2023].

[66] „MiSUMi," [Online].
Available: https://de.misumi-ec.com/vona2/detail/110302273360/?ProductCode=SB693ZZ&rid=MCOM.
[Zugriff am 04. Oktober 2023].

[67] „Steinmeyer," [Online].
Available: https://www.steinmeyer.com/kataloge/steinmeyer_gesamtkatalog/#56/z.
[Zugriff am 04. Oktober 2023].

8 Anhang

Anhang A: Datenblatt Linear Stage PI VT-80 [32] ii

Anhang B: Datenblatt Linear Stage GMT Europe CXS [33] v

Anhang C: Datenblatt Kugelprofilschienenführung Schneeberger MS4-15.12 [42] vi

Anhang D: Datenblatt Kreuzrollenführung Ewellix LWRE 3050 ACS [43] viii

Anhang E: Datenblatt Federstegkupplung NBK MWS-8-2-4-BT [54] x

Anhang F: Datenblatt Mikroschalter Marquardt 1050.5305 [55] xi

Anhang G: Datenblatt Schrägkugellager NSK MTA03-08 [56] xii

Anhang H: Datenblatt Rillenkugellager MiSUMi SB693ZZ [57] xiii

Anhang I: Datenblatt Schrittmotor Nanotec SCA2028S0604-A [52] xiv

Anhang J: Datenblatt Kugelgewindetrieb Steinmeyer ähnlich Spindel A 0,5.3.0,6.2 mit Anschlussgewindemutter 1112 [58] xv

Anhang K: Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung xvii

Anhang A: Datenblatt Linear Stage PI VT-80 *[32]*

Lineartisch

Basisversion für universelle Einsatzgebiete

VT-80

- Stellwege von 25 bis 300 mm (1 bis 12")
- Flache Bauform, auch für XY-Kombinationen
- Max. Geschwindigkeit bis 20 mm/s
- Belastbar bis 5 kg
- Vakuumkompatible Artikel verfügbar

Lineartisch der Standardklasse
Kugelumlaufführungen und Präzisions-Gewindespindel für ruhigen und gleichmäßigen Vorschub. Grundprofil aus entspanntem Aluminium für hohe Stabilität. Mechanische Endschalter.

XY-Kombinationen
XY-Kombinationen aus VT-80 Lineartischen sind ohne Adapter möglich. Die kompakte XY-Variante mit 25 mm Stellweg pro Achse ist für beide Motortypen als Werksoption (werksseitig vormontiert) erhältlich:

- 62309111: VT-80 XY-Lineartisch, DC-Motor, 80 mm Breite, 25 mm Stellweg, mechanische Endschalter, werksseitig vormontierte XYKombination aus zwei 62309110-0000 Lineartischen
- 62309211: VT-80 XY-Lineartisch, Schrittmotor, 80 mm Breite, 25 mm Stellweg, mechanische Endschalter, werksseitig vormontierte XYKombination aus zwei 62309210-0000 Lineartischen

Alle anderen Stellwegsvarianten können durch den Kunden selbst zu XY-Kombinationen verbunden werden.
Beachten Sie, dass Spezifikationen für XY-Kombinationen von den Spezifikationen der Einzelachsen abweichen können.

Antriebsarten

- Geregelter DC-Motor mit Rotationsencoder auf der Antriebswelle
- 2-Phasen-Schrittmotor für hohes Drehmoment auch bei kleinen Geschwindigkeiten und hohe Auflösung

Kugelumlaufführungen
Kugelumlaufführungen zeichnen sich bei entsprechend sorgfältiger Montage durch eine vorteilhafte Kombination aus hoher Belastbarkeit, Lebensdauer, Wartungsfreiheit und Führungsgenauigkeit aus. Der bewegliche Teil der Tische wird von vier vorgespannten Kugelumlaufschuhen, die auf zwei Führungsschienen laufen, getragen. Jeder Lagerschuh beinhaltet zwei unabhängige Reihen umlaufender Kugeln.

Einsatzgebiete
Positionierungsaufgaben in Industrie und Forschung mit geringer Einschaltdauer.

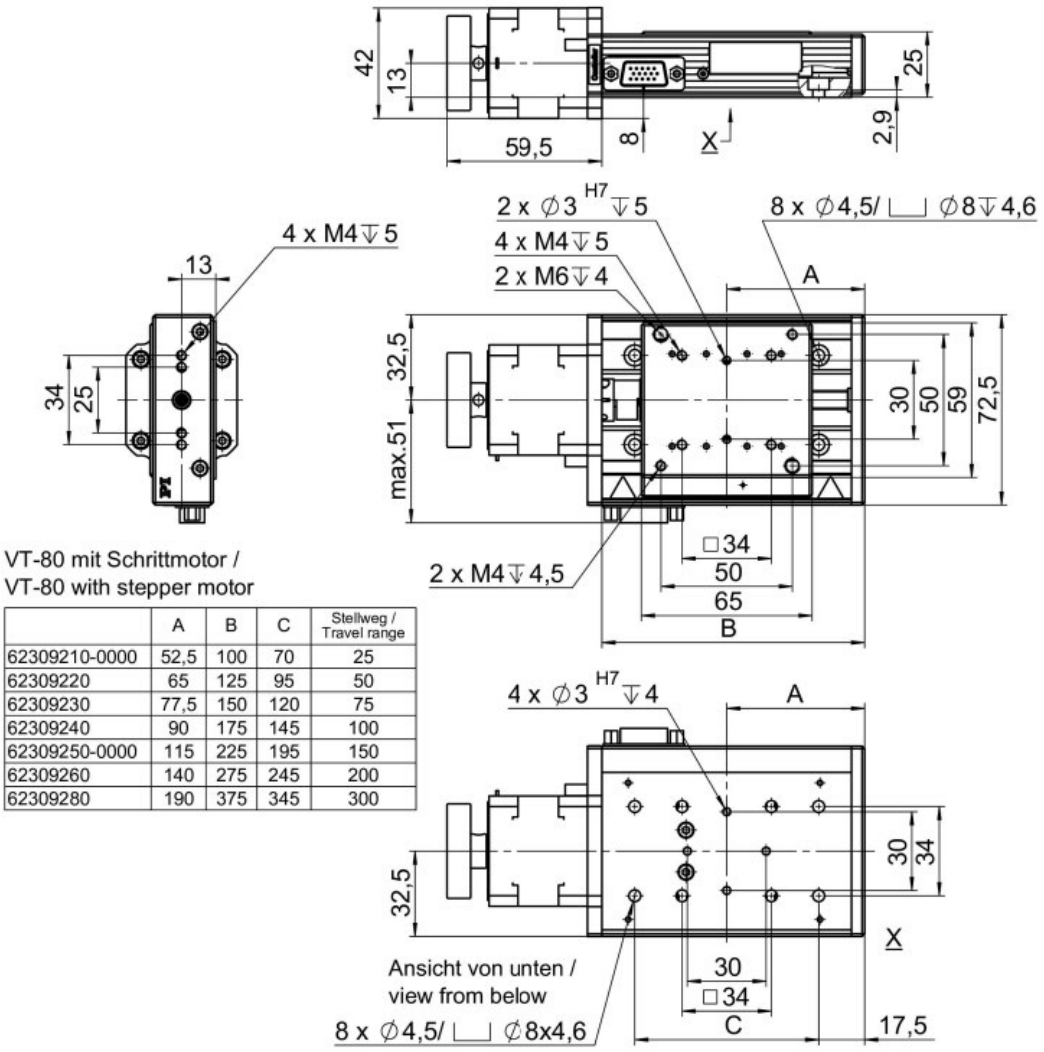
Bewegen	Einheit	Toleranz	62309110-0000	62309120	62309130	62309140	62309150	62309160	62309180	62309210-0000
Aktive Achsen			X	X	X	X	X	X	X	X
Stellweg in X	mm		25	50	75	100	150	200	300	25
Maximale Geschwindigkeit in X, unbelastet	mm/s		20	20	20	20	20	20	20	20
Geradheit (Lineares Übersprechen in Y bei Bewegung in X)	µm	typ.	±8	±10	±11	±12	±14	±20	±35	±8
Ebenheit (Lineares Übersprechen in Z bei Bewegung in X)	µm	typ.	±8	±10	±11	±12	±14	±20	±35	±8
Neigen (Rotatorisches Übersprechen in θY bei Bewegung in X)	µrad	typ.	±100	±110	±120	±130	±150	±170	±210	±100
Gieren (Rotatorisches Übersprechen in θZ bei Bewegung in X)	µrad	typ.	±150	±150	±150	±150	±150	±170	±210	±150

Positionieren	Einheit	Toleranz	62309110-0000	62309120	62309130	62309140	62309150	62309160	62309180	62309210-0000
Unidirektionale Wiederholgenauigkeit in X	µm	typ.	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Bidirektionale Wiederholgenauigkeit in X	µm	typ.	±10	±10	±10	±10	±10	±10	±10	±10
Kleinste Schrittweite in X	µm	typ.	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,2
Endschalter			Mechanisch, Öffner, bis 30 V, NPN	Mechanisch, Öffner, bis 30 V, NPN	Mechanisch, Öffner, bis 30 V, NPN	Mechanisch, Öffner, bis 30 V, NPN	Mechanisch, Öffner, bis 30 V, NPN	Mechanisch, Öffner, bis 30 V, NPN	Mechanisch, Öffner, bis 30 V, NPN	Mechanisch, Öffner, bis 30 V, NPN
Motorencoder			Inkrementeller Rotationsencoder	Inkrementeller Rotationsencoder	Inkrementeller Rotationsencoder	Inkrementeller Rotationsencoder	Inkrementeller Rotationsencoder	Inkrementeller Rotationsencoder	Inkrementeller Rotationsencoder	
Auflösung Motorencoder	Impulse/U		2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	
Sensorsignal Motorencoder			A/B-Quadratur, RS-422	A/B-Quadratur, RS-422	A/B-Quadratur, RS-422	A/B-Quadratur, RS-422	A/B-Quadratur, RS-422	A/B-Quadratur, RS-422	A/B-Quadratur, RS-422	

Antriebseigenschaften	Einheit	Toleranz	62309110-0000	62309120	62309130	62309140	62309150	62309160	62309180	62309210-0000
Antriebstyp			DC-Motor	DC-Motor	DC-Motor	DC-Motor	DC-Motor	DC-Motor	DC-Motor	2-Phasen-Schrittmotor
Motorauflösung	Vollschritte/U									200
Nennspannung	V		24	24	24	24	24	24	24	
Nennstrom, effektiv	A	typ.	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	1,7
Antriebskraft in negativer Bewegungsrichtung in X	N	typ.	40	40	40	40	40	40	40	40
Antriebskraft in positiver Bewegungsrichtung in X	N	typ.	40	40	40	40	40	40	40	40
Widerstand Phase-Phase	Ω	typ.	5,78	5,78	5,78	5,78	5,78	5,78	5,78	1,7
Induktivität Phase-Phase	mH		0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	3,3

Mechanische Eigenschaften	Einheit	Toleranz	62309110-0000	62309120	62309130	62309140	62309150	62309160	62309180	62309210-0000
Führung			Kugellaufführung	Kugellaufführung	Kugellaufführung	Kugellaufführung	Kugellaufführung	Kugellaufführung	Kugellaufführung	Kugellaufführung
Spindeltyp			metrische Gewindespindel	metrische Gewindespindel	metrische Gewindespindel	metrische Gewindespindel	metrische Gewindespindel	metrische Gewindespindel	metrische Gewindespindel	metrische Gewindespindel
Spindelsteigung	mm		1	1	1	1	1	1	1	1
Haltekraft in X, passiv	N		40	40	40	40	40	40	40	40
Bewegte Masse in X, unbelastet	g		130	140	140	150	150	150	150	160
Zulässige Druckkraft in Y	N	max.	30	30	30	30	30	30	30	30
Zulässige Druckkraft in Z	N	max.	50	50	50	50	50	50	50	50
Zulässiges Moment in θX	N·m	max.	5	5	5	5	5	5	5	5
Zulässiges Moment in θY	N·m	max.	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Zulässiges Moment in θZ	N·m	max.	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Gesamtmasse	g		550	650	700	750	850	950	1250	550
Material			Aluminium, eloxiert	Aluminium, eloxiert	Aluminium, eloxiert	Aluminium, eloxiert	Aluminium, eloxiert	Aluminium, eloxiert	Aluminium, eloxiert	Aluminium, eloxiert

Zeichnungen / Bilder



VT-80 mit Schrittmotor /
VT-80 with stepper motor

	A	B	C	Stellweg / Travel range
62309210-0000	52,5	100	70	25
62309220	65	125	95	50
62309230	77,5	150	120	75
62309240	90	175	145	100
62309250-0000	115	225	195	150
62309260	140	275	245	200
62309280	190	375	345	300

VT-80 Lineartisch mit Schrittmotor, Abmessungen in mm

Anhang B: Datenblatt Linear Stage GMT Europe CXS [33]

GMT Europe GmbH

CXS - MOTORIZED POSITIONER

with included closed loop Controller available

Technical Specification	
Table Size	50x50 60x60 80x80
Table Stroke	20, 30, 50 mm (50mm only with size 60 and 80)
Pitch	1mm, Preloaded Ball Screw
Repeatibility /Accuracy	+/- 500nm
Max Speed	20 mm/s (up to 50mm with EZI Servo)
Minimum Step	<1µm
Straightness	2µm
Parallelism	10µm
Material	Stainless Steel (Body and rail = one piece)
Motor	Nanotec / Fastech 2 Phase Stepper Motor
Connector	Harting ix Industrial®
Limit switch	Photoelectric
Power Voltage	24V DC
Compatibility	any 2 phase Stepper Motor Controller
Controller	available with integrated Closed Loop controller

Anhang C: Datenblatt Kugelprofilschienenführung Schneeberger MS4-15.12 [42]

3D/CAD Produkt Datenblatt

Minislide MS 4

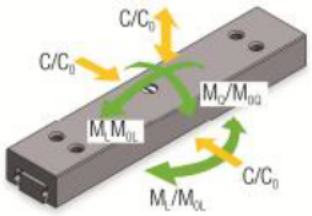
SCHNEEBERGER LINEAR TECHNOLOGY

www.schneeberger.com

MS 4-15.12

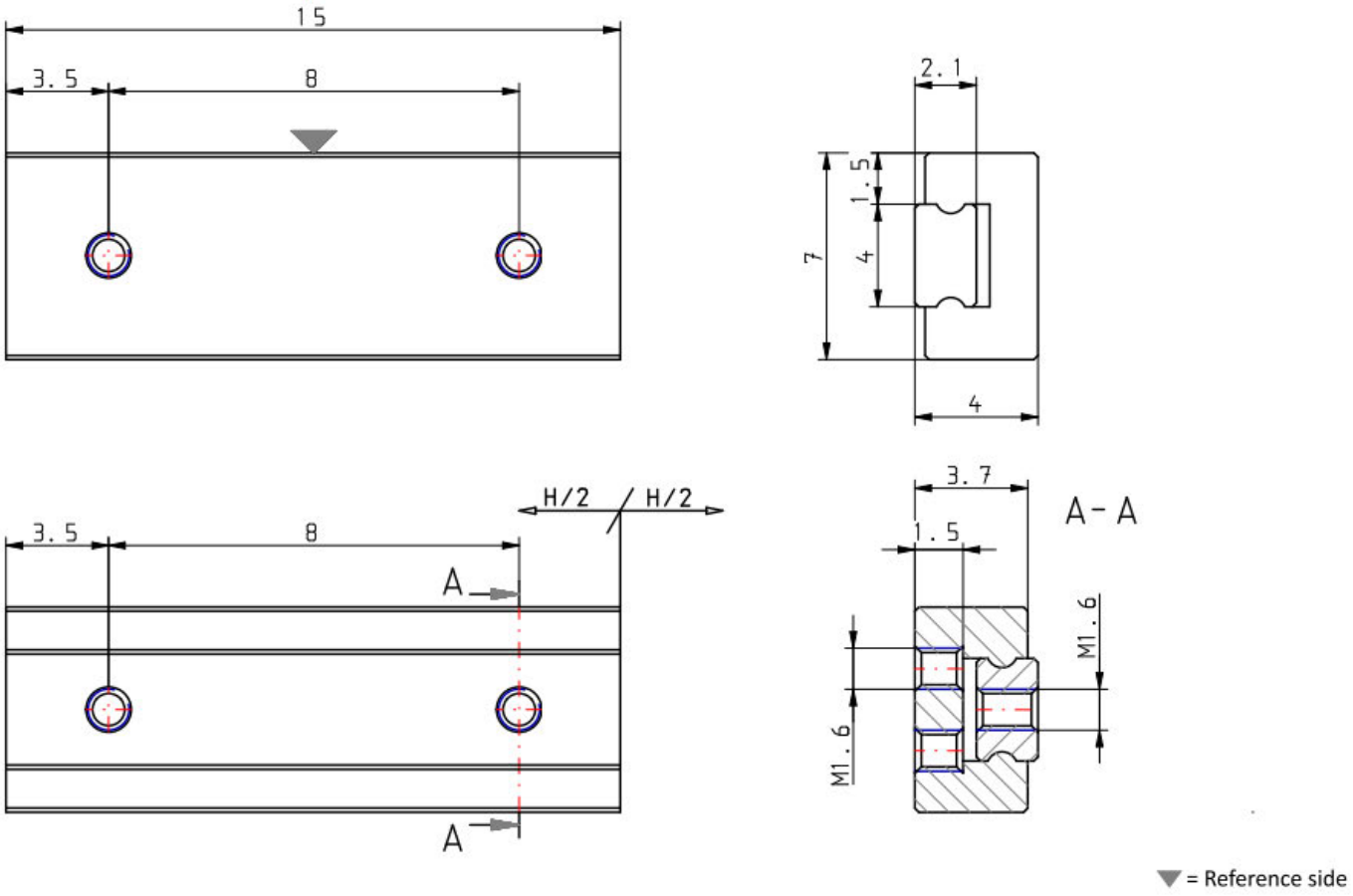
Technical Data

BESTNR (Bestellnummer)	MS 4-15.12
A (/ mm)	4
A1 (/ mm)	0.3
B (/ mm)	7
B1 (/ mm)	4
B2 (/ mm)	4
B3 (/ mm)	2.2
C1 (/ mm)	0.15
C2 (/ mm)	0.9
C3 (/ mm)	1.2
C4 (/ mm)	0.1
D (/ mm)	1
L (/ mm)	15
L1 (/ mm)	1x8
L2 (/ mm)	3.5
J (/ mm)	3.7
J1 (/ mm)	2.1
E1 (Gewinde)	M1.6
H (Hub / mm)	12
C0 (Statische Tragzahl / N)	347
C (Dynamische Tragzahl / N)	242
M0Q (Zulässiges statisches Moment quer / N)	0.75
M0L (Zulässiges statisches Moment längs / N)	0.61
MQ (Zulässiges dynamisches Moment quer / N)	0.52
ML (Zulässiges dynamisches Moment längs / N)	0.42
GEW (Gewicht / g)	2.6



MS 4-15.12

2D-Ableitung



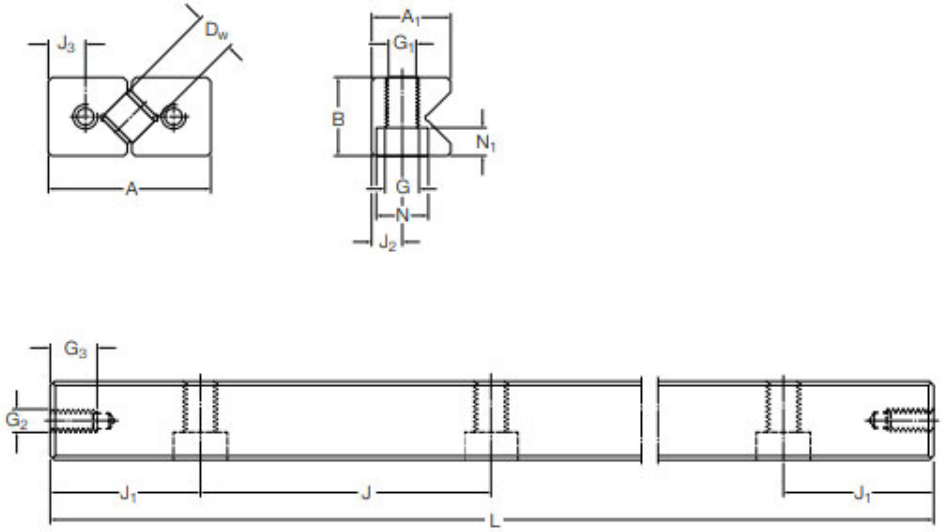
▼ = Reference side

EWELLIX

Präzisionsschienenführungen

LWRE ACS Präzisionsschienenführungen

Maßzeichnung



Technische Daten

Bezeichnung	Abmessungen				Masse	Befestigungsbohrungen								Stirnbohrungen		
	A	B	A_1	D_w		J	J_1	$J_{1\,min}$	J_2	G	G_1	N	N_1	J_3	G_2	G_3
–	mm				kg/m	mm				–	mm			mm	–	mm
LWRE 3 ACS	18	8	8,7	4	0,44	25	12,5	12,5	3,5	M 4	3,3	6	3	4	M 3	6
LWRE 4 ACS	25	12	12	6,5	0,92	25	12,5	12,5	5	M 4	3,3	6	3,2	5	M 3	6
LWRE 6 ACS	31	15	15,2	8	1,44	50	25	20	6	M 6	5,2	9,5	5,2	6,75	M 5	9
LWRE 9 ACS	44	22	21,7	12	3,08	100	50	20	9	M 8	6,8	10,5	6,2	9,75	M 6	9

LWRE ACS Präzisionsschienenführungen in Kit-Verpackung

Bezeichnung	Tragzahlen[1]		Hub[2]	Schiene	Wälzkörpereinheit	Endstück
	dyn. C	stat. C_o		4x	2x	8x
–	N		mm	–		
LWRE 3050 ACS – Kit	3 465	4 250	17,7	LWRE 3050 ACS	LWAKE 3x5 ACS	LWERE 3
LWRE 3075 ACS – Kit	4 230	5 100	55,2	LWRE 3075 ACS	LWAKE 3x6 ACS	LWERE 3
LWRE 3100 ACS – Kit	6 300	8 500	55,2	LWRE 3100 ACS	LWAKE 3x10 ACS	LWERE 3
LWRE 3125 ACS – Kit	7 731	11 050	67,7	LWRE 3125 ACS	LWAKE 3x13 ACS	LWERE 3
LWRE 3150 ACS – Kit	9 090	13 600	80,2	LWRE 3150 ACS	LWAKE 3x16 ACS	LWERE 3
LWRE 3175 ACS – Kit	9 964	15 300	105,2	LWRE 3175 ACS	LWAKE 3x18 ACS	LWERE 3
LWRE 3200 ACS – Kit	11 653	18 700	105,2	LWRE 3200 ACS	LWAKE 3x22 ACS	LWERE 3
LWRE 4100 ACS – Kit	14 536	16 640	34	LWRE 4100 ACS	LWAKE 4x8 ACS	LWERE 4
LWRE 4150 ACS – Kit	19 944	24 960	70	LWRE 4150 ACS	LWAKE 4x12 ACS	LWERE 4
LWRE 4200 ACS – Kit	26 170	35 360	90	LWRE 4200 ACS	LWAKE 4x17 ACS	LWERE 4
LWRE 4250 ACS – Kit	30 859	43 680	126	LWRE 4250 ACS	LWAKE 4x21 ACS	LWERE 4
LWRE 4300 ACS – Kit	36 452	54080	146	LWRE 4300 ACS	LWAKE 4x26 ACS	LWERE 4
LWRE 4350 ACS – Kit	41 813	64 480	166	LWRE 4350 ACS	LWAKE 4x31 ACS	LWERE 4
LWRE 4400 ACS – Kit	45 964	72 800	202	LWRE 4400 ACS	LWAKE 4x35 ACS	LWERE 4
LWRE 6100 ACS – Kit	22 826	23 400	34,4	LWRE 6100 ACS	LWAKE 6x6 ACS	LWERE 6
LWRE 6150 ACS – Kit	31 318	35 100	68,4	LWRE 6150 ACS	LWAKE 6x9 ACS	LWERE 6
LWRE 6200 ACS – Kit	39 196	46 800	102,4	LWRE 6200 ACS	LWAKE 6x12 ACS	LWERE 6
LWRE 6250 ACS – Kit	49 056	62 400	114,4	LWRE 6250 ACS	LWAKE 6x16 ACS	LWERE 6
LWRE 6300 ACS – Kit	56 093	74 100	148,4	LWRE 6300 ACS	LWAKE 6x19 ACS	LWERE 6
LWRE 6350 ACS – Kit	65 107	89 700	160,4	LWRE 6350 ACS	LWAKE 6x23 ACS	LWERE 6
LWRE 6400 ACS – Kit	71 640	101 400	194,4	LWRE 6400 ACS	LWAKE 6x26 ACS	LWERE 6

[1] Die angegebenen Tragzahlen beziehen sich auf ein Kit bestehend aus 4 Führungsschienen und 2 Wälzkörpereinheiten in eingespannter Anordnung und Standard-Hublänge.
[2] Die Länge der Wälzkörpereinheit kann individuell angepasst werden, um den Hub zu verlängern. Eine Kürzung des Käfigs reduziert die Anzahl der Wälzkörper und vermindert die Tragzahlen, siehe **Kapitel 2.4.5**. Die Käfiglänge sollte nicht kürzer als 2/3 der Schienenlänge sein.

Wellenkupplungen_Schlitz-Kupplungen / Gewindestiftklemmung, Nabenklemmung / Querschlitz / Korpus: Aluminium, rostfreier Stahl / MWS / NBK

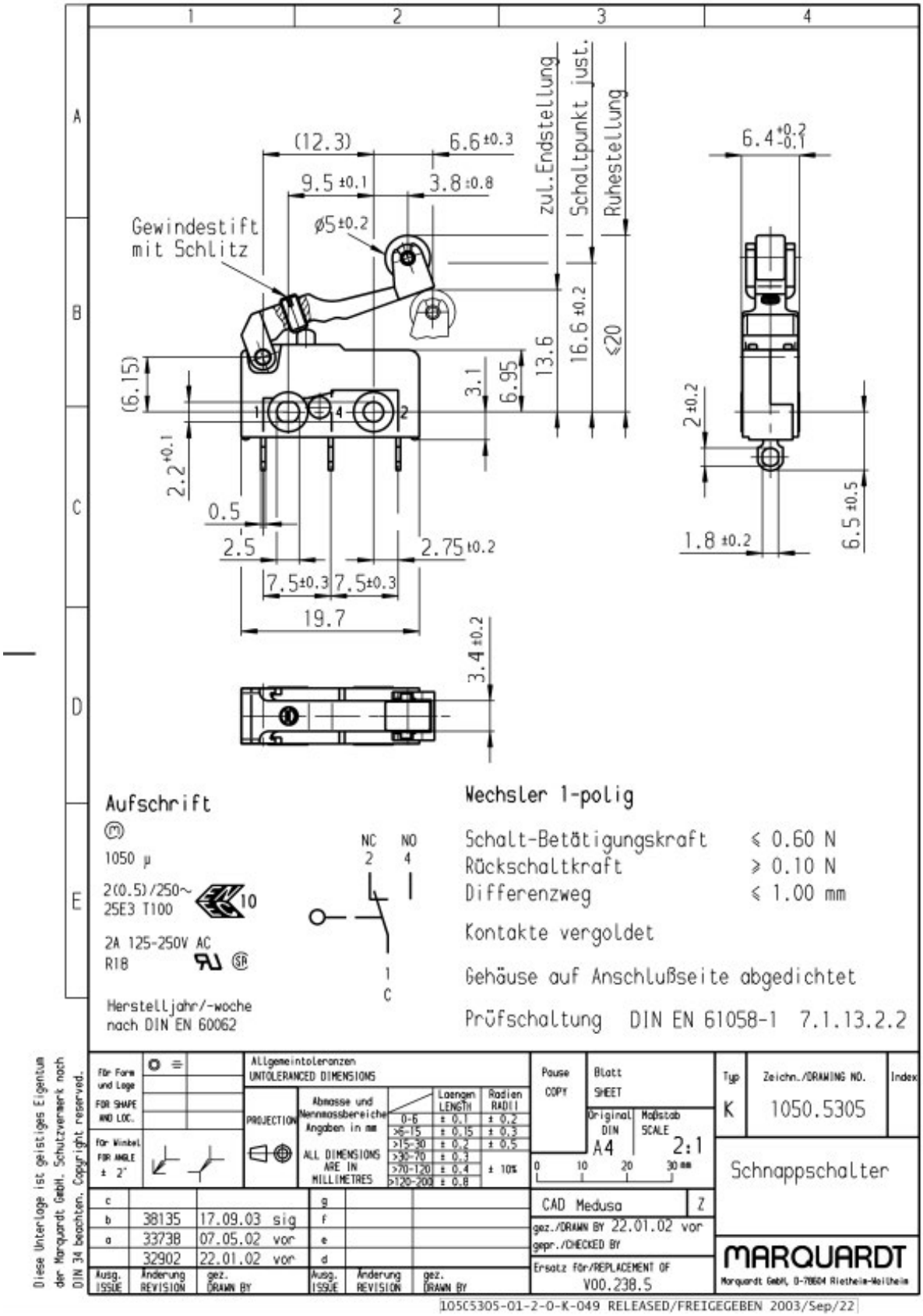
MiSUMi

Teilenummer **MWS-8-2-4-BT**

20230914091335

Ausführung	Geschlitzte Ausführung	**Zulässiger Versatz**	Winkelfehlstellung / Axial-spiel
[D1] Durchmesser - Wellenbohrung(mm)	2	**[D2] Durchmesser - Wellenbohrung(mm)**	4
Grundwerkstoff	[Aluminium] EN AW-2017 Äquiv.	**zulässiger Drehmomentbereich(N•m)**	0.05 bis 1.00
Außen-Ø(mm)	8	**Gesamtlänge(mm)**	10
Maximaler Rotationszahlenbereich(r/min)	10,001 bis 78,000	**Eigenschaften**	Hohe Torsionssteifigkeit / Hohes Drehmoment / Spiel 0
Anwendung	Standard / Schrittmotor	**Normales Drehmoment(Nm)**	0.1
Max. Drehzahl(r/min)	78000	**Zulässiger Winkelversatz(deg)**	1
Zulässiges Axialspiel(mm)	±0,1	**Trägheitsmoment(kg•m²)**	1,0 × 10⁻⁸
Struktur	mit Stellschraube	**Zusätzliche Arbeit**	Zusätzliche Arbeitsschaftbohrung
Passfedernut	NA	**RoHS**	10

Anhang F: Datenblatt Mikroschalter Marquardt 1050.5305 [55]

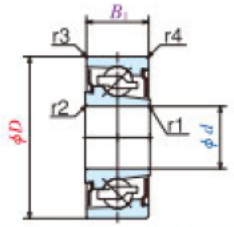


Anhang G: Datenblatt Schrägkugellager NSK MTA03-08 [56]

CROXY

Characteristics

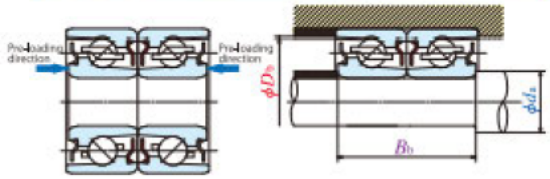
- First in the market, Angular contact bearing for JIS 69 series.
- Downsizing the ball screw support unit.
- Applicable to belt-type
- Three times higher axial rigidity over standard deep groove ball bearing (ISC data)
- Maintenance free by high quality grease packing double shielded design
- Easy mounting by paired delivery with pre-adjusted/loaded matching
  (Recommended tightening torque is attached to the product)
- Available with anti-fretting grease (EA7) and clean grease (LG2)

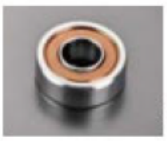


Part Number	Boundary Dimensions (mm) d	D	B1 OD width	r1 Chamfer (min)	r2	r3	r4	Basic Load Rating (N) Axial Dynamic load rating Ca SUJ2	Axial Dynamic load rating Ca Stainless	Axial Static load rating C0a SUJ2	Axial Static load rating C0a Stainless	Radial Dynamic load rating Cr SUJ2	Radial Dynamic load rating Cr Stainless	Radial Static load rating C0r SUJ2	Radial Static load rating C0r Stainless	Permissible Axial Load (N)	Limiting Speed (min-1)
MTA02-06	2	6	3	0.1	0.1	0.04	0.1	555	470	450	360	288	245	92	75	87	26,000
MTA03-08	3	8	4	0.1	0.1	0.03	0.1	960	820	840	670	480	410	172	138	164	22,000
MTA04-11	4	11	4.5	0.2	0.2	0.1	0.2	1470	1250	1410	1130	745	635	282	227	464	17,000
MTA05-13	5	13	5	0.2	0.2	0.1	0.2	2090	1777	2170	1740	1080	915	440	355	549	16,000
MTA06-15	6	15	5.5	0.2	0.2	0.2	0.2	2760	2350	2950	2360	1390	1180	580	465	854	14,000
MTA08-19	8	19	6.5	0.2	0.2	0.3	0.3	4000	3400	4350	3480	2030	1730	870	700	1520	13,000

※Permissible Axial Load: Run-on load or maximum load where brinellings occurs

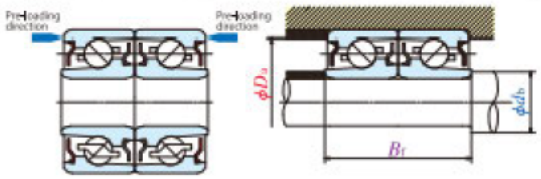
DB Matching





Inner ring pre-loaded
(Bronze color sides matching)

DF Matching



Outer Ring pre-loaded
(Silver color side matching)

	Matching: DB matching (mm) Mounting part Shaft φdamin	DB matching (mm) Mounting part Housing φDbmax	DB matching (mm) Matched IR widthBb	DF matching (mm) Mounting part Shaft φdbmin	DF matching (mm) Mounting part Housing φDamax	DF matching (mm) Matched IR widthBf	Axial Rigidity (N/μm)	Mass (pair) (g) (Ref)	Recommended pre-load (N)	Tightening Torque (N-cm) DB matching	Tightening Torque (N-cm) DF matching
MTA02-06	3.0	5.3	5.80	2.8	5.0	6.20	21	0.8	7	7	20
MTA03-08	4.4	7.2	7.72	3.9	6.7	8.28	28	1.7	12	7	50
MTA04-11	6.2	9.5	8.60	5.1	8.9	9.40	39	3.7	20	10	50
MTA05-13	7.2	11.3	9.60	6.1	10.8	10.40	52	5.5	34	25	50
MTA06-15	8.6	13.2	10.50	7.2	12.5	11.50	60	7.7	45	30	80
MTA08-19	11.4	16.8	12.36	9.4	15.8	13.64	76	14.0	70	60	80

NSK Micro Precision Co., Ltd.
http://www.nskmicro.co.jp/english (Please visit our English site for details)

※Contents may be revised without prior notice

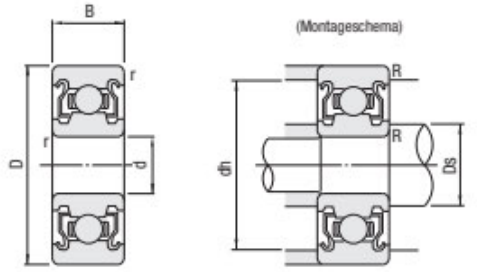
Anhang H: Datenblatt Rillenkugellager MiSUMi SB693ZZ [57]

Kleine Edelstahl-Kugellager

zweifach gekapselt

Dieser Artikel kann sogar bei schweren Lasten, hoher Umdrehungsgeschwindigkeit und hoher Umdrehungsgenauigkeit verwendet werden. Siehe **S.994** für C-VALUE Artikel dieses Postens.

SB6□□ZZ
SB6□□AZZ



RoHS 10

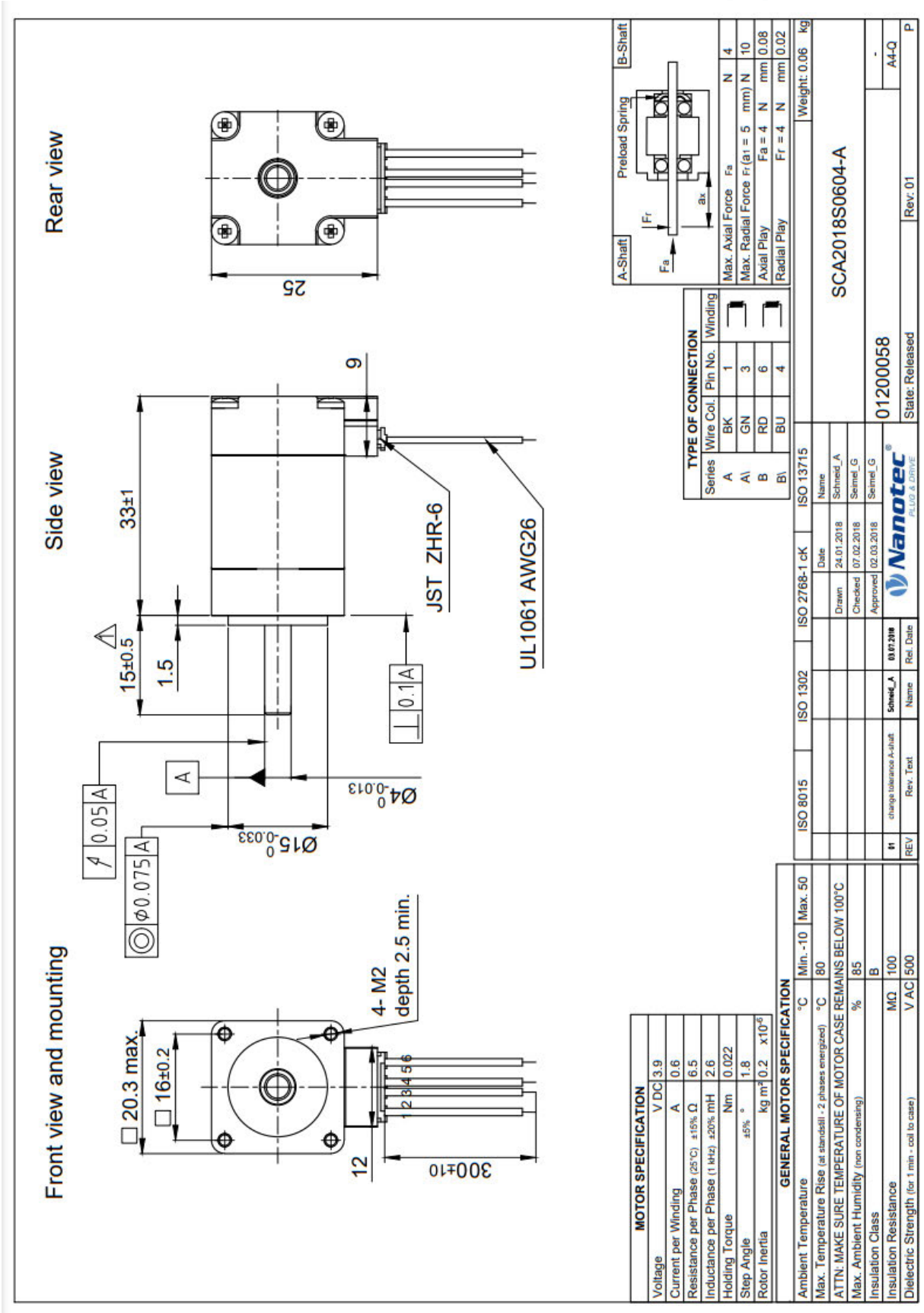
M Werkstoff: EN 1.4125 äquivalent
Lagerpräzision nach JIS B 1514 Klasse 0

Details über Toleranzen und zulässige Werte der Innen- und Außenringe siehe **S.2243**

Teilenummer	d	D	B	r (min)	Tragzahl Cr (Dynamisch) N	Tragzahl Cor (Statisch) N	Zulässige Drehzahl (1/min) (Referenz)	Relative Maße Ds (min)	Relative Maße dh (max)	Relative Maße R (max)	Gewicht (g) (Referenz)	Stückpreis
SB682ZZ	2	5	2.3	0.08	143	40	85000	2.7	3.9	0.08	0.17	
SB692ZZ		6	3.0	0.15	281	79	75000	3.0	4.8	0.15	0.38	
SB602ZZ		7	3.5		328	102	60000	3.2	5.8		0.58	
SB682AZZ	2.5	6	2.6	0.08	178	59	71000	3.7	4.9	0.08	0.29	
SB692AZZ		7	3.5	0.15	328	102	63000	3.85	5.65	0.15	0.55	
SB673ZZ	3	6	2.5	0.1	178	59	71000	3.6	5.4	0.08	0.2	
SB683ZZ		7	3		331	104	63000	3.9	5.8	0.1	0.45	
SB693ZZ		8	4	0.15	474	144	60000	4.2	6.8	0.15	0.83	
SB603ZZ		9	5		485	151	56000		7.8		1.45	
SB623ZZ		10	4		536	175	50000		8.8		1.66	
SB633ZZ		13	5	0.2	1105	388	40000	4.6	11.4	0.2	3.33	
SB674ZZ	4	7	2.5	0.1	217	86	60000		6.4	0.08	0.28	
SB684ZZ		9	4		544	179	53000	5.0	7.8	0.1	1.01	
SB694ZZ		11		0.15	607	220	48000	5.2	9.8	0.15	1.75	
SB604ZZ		12		0.2	813	276		5.6	10.4	0.2	2.29	
SB624ZZ		13	5		1105	386	40000		11.4		3.04	
SB634ZZ		16		0.3	1139	418	36000	6	14	0.3	5.21	
SB675ZZ	5	8	2.5	0.1	174	72	53000	5.8	7.4	0.1	0.34	
SB685ZZ		11	5	0.15	607	225	45000	6.2	9.8	0.2	1.96	
SB695ZZ		13	4	0.2	915	344	43000	6.6	11.4		2.5	
SB605ZZ		14	5		1105	404	40000		12.4		3.48	
SB625ZZ		16		0.3	1470	536	36000	7	14	0.3	4.86	
SB635ZZ		19	6		1986	708	32000		17		8.34	
SB676ZZ	6	10	3	0.1	396	174	45000	7.04	9.3	0.1	0.68	
SB686ZZ		13	5	0.15	918	352	40000	7.0	11.8	0.2	2.69	
SB696ZZ		15		0.2	1139	418		7.6	13.4		3.72	
SB606ZZ		17	6	0.3	1921	668	38000	8	15	0.3	6.08	
SB626ZZ		19			1986	708	32000		17		7.94	
SB636ZZ		22	7		2833	1138	30000		20		14.5	
SB678ZZ	8	12	3.5	0.1	434	219	40000	9.05	11.33	0.1	0.97	
SB688ZZ		16	5	0.2	1368	568	36000	9.6	14.4	0.2	4.02	
SB698ZZ		19	6	0.3	1901	728		10	17	0.3	7.18	
SB608ZZ		22	7		2799	1103	34000		20		12	
SB628ZZ		24	8		2833	1138	28000		22		17	
SB638ZZ		28	9		3879	1586			26		30.3	

kgf=Nx0.101972

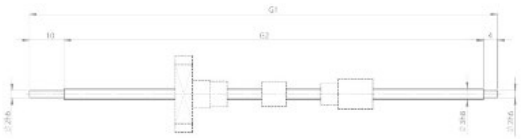
Anhang I: Datenblatt Schrittmotor Nanotec SCA2028S0604-A *[52]*



Anhang J: Datenblatt Kugelgewindetrieb Steinmeyer ähnlich Spindel A 0,5.3.0,6.2 mit Anschlussgewindemutter 1112 [58]

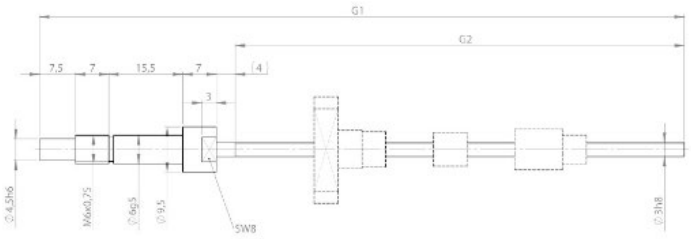
NENNDURCHMESSER 3 mm
Spindelgewinde nach Klasse P0 - P5 mit Standard-Lagerzapfen
Baureihe 1412, 1214, 1112

■ Spindel A



Spindel A		
Hub [mm]	Gewindelänge **G2** [mm]	Gesamtlänge **G1** [mm]
50	76	90

■ Spindel B

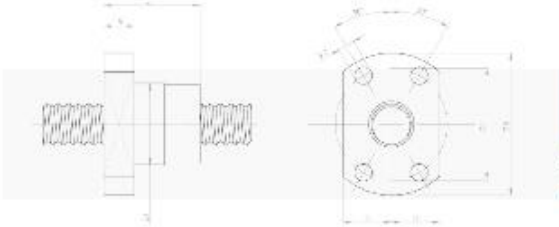


Spindel B		
Hub [mm]	Gewindelänge **G2** [mm]	Gesamtlänge **G1** [mm]
20	44	85
40	64	105
70	94	135

Die Muttern sind in der üblichen Montagerichtung gezeichnet. Bitte nur eine Mutter auswählen. Bitte Hinweise auf S. 24/25 beachten.

optiSLITE Detaillierte Informationen Seite 55.

Allgemeine technische Daten							Mutter mit Axialspiel	Mutter spielfrei "P"
Mutternbezeichnung	Steigung [mm]	Nenn-Ø [mm]	Umläufe	Kugel-Ø [mm]	Dyn. Tragzahl [kN]	Stat. Tragzahl [kN]	Max. Axialspiel [mm]	Max. Leerlaufdrehmoment Tpr0 [Ncm]
0,5.3.0,6.2	0,5	3	2	0,6	0,09	0,09	0,01	1,0
1.3.0,8.2	1	3	2	0,8	0,24	0,25	0,01	1,0

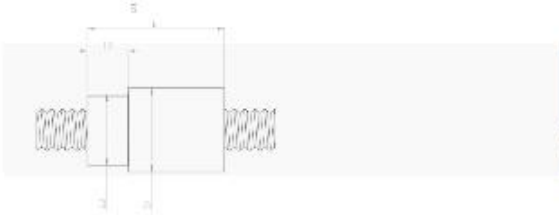


FLANSCHMUTTER

- **Baureihe 1412:**
  Flanschmutter mit Standardabstreifern auf beiden Seiten

ZYLINDERMUTTER

- **Baureihe 1214:**
  Zylindermutter ohne Abstreifer



ANSCHLUSSGEWINDE-MUTTER

- **Baureihe 1112:**
  Anschlussgewindemutter ohne Abstreifer

Abmessungen

Flanschmutter 1412						Zylindermutter 1214		Anschlussgewindemutter 1112	
Mutterlänge L [mm]	Mutter-Ø D1g6 [mm]	Teilkreis-Ø D4 [mm]	Flansch-Ø D6 [mm]	Länge L3 [mm]	Flansch-abflachung 2xH [mm]	Mutterlänge L [mm]	Mutter-Ø D1h6 [mm]	Mutterlänge L [mm]	Mutter-Ø D1 [mm]
15	8	15	22	0	14	7	7	15	8,5
15	8	15	22	0	14	7	7	15	8,5

Anhang K: Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung

Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

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: Höpermann

Vorname: Lukas

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

Konstruktion und Optimierung einer Mikroskop-Fokus-Verschiebeeinheit

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:

Wedel (Ort) 09.10.2023 (Datum) [redacted]