

Bachelorarbeit

Tim Polmann

Prototypentwicklung eines kryogenisch gekühlten Probenwechslers

Tim Polmann
**Prototypentwicklung eines kryogenisch
gekühlten Probenwechslers**

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
Forschung mit Photonen FS-PE
Notkestraße 85
22607 Hamburg

Erstprüfer/in: Prof. Dr.-Ing. habil. Frank Helmut Schäfer
Zweitprüfer/in: Dr. Alke Meents

Abgabedatum: 06.03.2017

Zusammenfassung

Tim Polmann

Thema der Bachelorthesis

Prototypentwicklung eines kryogenisch gekühlten Probenwechslers

Stichworte

- Vakuumgerechte Konstruktion
- Prototypentwicklung
- Einhaltung der kryogenischen Kühlkette
- Entwicklung eines flexorbasierten, gekühlten Probenwechslers
- Entwicklung einer lateralen Positioniermöglichkeit
- Modularer Aufbau für den Einsatz an unterschiedlichen Experimenten

Kurzzusammenfassung

An dem Forschungszentrum DESY in Hamburg wird der Röntgenspeicherring PETRA III betrieben. Für bestehende Experimentieraufbauten wird ein modulares Rohrsystem zur Bestückung benötigt, das den Transfer der biologischen Proben ausführt.

Um den Wechsel der Proben aus einem Probenmagazin zur Probenaufnahme des Experiments durchzuführen, wird ein Probenwechsler entwickelt. Dadurch können mehrere Proben im laufenden Experiment nacheinander eingesetzt und untersucht werden, ohne dass der Rezipient zwischenzeitig geflutet und erneut evakuiert werden muss.

Zur Gewährleistung einer kryogenischen Kühlkette wird ein flexorbasierter Probengreifer eingesetzt, der mittels eines lateralen Positionierungssystems Verformungen des Rezipienten, bedingt durch die Druckdifferenz des Vakuums, ausgleichen kann.

Tim Polmann

Title of the paper

Prototype development of a cryogenic cooled sample changer

Keywords

- Construction by vacuum standards
- Prototype development
- Enabling a cryogenic cold chain
- Development of a flexure based, cooled sample changer
- Development of a lateral positioning
- Modular setup for using at different experiments

Abstract

The storage ring accelerator PETRA III operates at the DESY research centre in Hamburg. For the transfer of biological samples at existing experimental setups a modular pipe system is to be developed.

A sample changer enables the change of different samples at running experiments. This allows an uninterrupted examination without venting the vacuum chamber and anew the vacuum.

To ensure the cryogenic cool chain a flexure based sample changer is to be established. Furthermore, a lateral positioning system compensates deformation based on the vacuum pressure differential.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Grundlagen	3
2.1	PETRA III Speicherring am Desy	3
2.2	Röntgenmikroskopie	5
2.3	Probenhandhabung	5
2.4	Experimente im Vakuum	6
2.5	Experimente bei kryogenischen Temperaturen	7
2.6	Flanschsysteme	8
2.7	Festkörpergelenke - Flexoren	9
2.7.1	Geometrie und Dimensionierungsparameter	9
2.7.2	Anwendung	10
2.8	Finite Elemente Methode	11
2.8.1	Statische Analyse	11
2.9	Antriebskonzepte im Vakuum	13
2.9.1	Schrittmotoren	13
2.9.2	Piezolinearaktoren und piezoelektrischer Effekt	13
2.10	Wegmesssysteme	14
3	Aufgabenstellung und Anforderungsliste	16
4	Funktionsbeschreibung	19
4.1	Funktionsstruktur	19
4.2	Teilfunktionen mit Systemstruktur	20
4.2.1	Greifmechanismus	20
4.2.2	Axialhub	20
4.2.3	Lateralpositionierung	20
5	Lösungsfindung	23
5.1	Greifmechanismus	23
5.1.1	Greifer	23
5.1.2	Linearaktor	39
5.1.3	Betrachtung des Systems	42
5.1.4	Alternatives Konzept mit Micro-Pusher	44
5.1.5	Betrachtung und Bewertung der Konzepte	47
5.2	Axialhub	48
5.2.1	Funktionsprinzip	48
5.2.2	Anforderungen und Abhängigkeiten	48
5.2.3	Morphologischer Kasten	49
5.2.4	Detailkonstruktion gewählter Lösungsvariante	52
5.2.5	Anforderungen an die Fertigung und Montage	54
5.2.6	Betrachtung des Gesamtkonzeptes	55
5.3	Lateralpositionierung	57
5.3.1	Funktionsprinzip	57
5.3.2	Anforderungen	57
5.3.3	Konzeptüberprüfung	58
5.3.4	Auslegung	60
5.3.5	Betrachtung des Gesamtkonzeptes Lateralpositionierung	65

6	Gesamtsystem Probenwechsler	66
6.1	Komptabilität der modularen Teilsysteme	66
6.2	Überprüfen der Funktionen.....	68
7	Zusammenfassung	69
8	Ausblick	70
	Literaturverzeichnis	72
Anhang	76

Verzeichnis der Abkürzungen und Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
A	Bruchdehnung	%
α	Winkelanstellung	°
A_p	Belastete Fläche	mm ²
b	Flexortiefe	mm
D	Durchmesser des Probenstiftes	mm
D_a	Verfügbare Bauraumquerschnitt	mm
ΔL	Absolute Wärmeausdehnung	μm
$\Delta L/L$	Wärmeausdehnung	%
Δp	Druckdifferenz	MPa
DESY	Deutsches Elektronen-Synchrotron	
d_i	Nutzbarer Innendurchmesser	mm
$d_{i,CF DN63}$	Innendurchmesser Flansch	mm
E	Elastizitätsmodul	GPa
$\eta_{Spindel}$	Wirkungsgrad der Spindel	
F	Kraft	N
F_{axial}	Gesamt wirkende Axiallast	N
F_{Balg}	Rückstellkraft des Balgs	N
$F_{\Delta p}$	Kraft resultierend aus Druckdifferenz	N
FEM	Finite Elemente Methode	
F_g	Gewichtskraft	N
F_{Gesamt}	Wirkende Last	N
F_H	Haftkraft	N
F_k	Klemmkraft	N
FLASH	Free-Electron-Laser	
F_{Last}	Wirkende Last	N
F_{open}	Benötigte Kraft zum Öffnen	N
g	Erdbeschleunigung	m/s ²
γ	Dickenverhältnis	
HERA	Hadron-Elektron-Ring-Anlage	
HV	Hochvakuum	mbar
i	Über-/Untersetzungsverhältnis	
J	Trägheit	kg*m ²
J_m	Motorträgheit	Kg*m ²
J_s	Spindelträgheit	Kg*m ²
K	(Biege-) Steifigkeit	Nmm ²
k	Steigung der Wöhlerkurve	
K_{Balg}	Anwendungsfaktor für Bälge	
L_0	Gesamtlänge	mm
λ	Längenverhältnis	
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/mK
L_s	Steglänge	mm
$L_{Stapelaktor}$	Überschlägige Länge des Stapelaktors	mm
L_{Stift}	Eingeführte Stiftlänge	mm

μ_0	Haftzahl der Linearführungen	
m_1	Spindelmasse	kg
m_2	Bewegte Masse	kg
m_{Aufbau}	Masse des Aufbaus	kg
M_{erf}	Erforderliches Drehmoment	mNm
m_{gesamt}	Gesamtmasse	kg
M_{nenn}	Nennmoment	mNm
M_{Reib}	Reibmoment	mNm
$M_{\text{S-Halt}}$	Selbsthaltmoment	mNm
$M_{\text{Träg}}$	Trägheitsmoment	mNm
N	Lastspiele	
n	Drehzahl	min^{-1} ; U/s
n_{nenn}	Nennzahl	min^{-1} ; U/s
ρ	Spindelsteigung	mm
PeE	Piezoelektrischer Effekt	
PETRA III	Positron-Elektron-Tandem-Ring-Anlage	
p_u	Umgebungsdruck	MPa
p_v	Druck im Vakuum	MPa
ρ	Dichte	kg/dm^3
R_m	Zugfestigkeit	MPa
$R_{p\ 0,2}$	Dehngrenze	MPa
σ_k	Von Mises Vergleichsspannung beim Klemmen	MPa
σ_{open}	Von Mises Vergleichsspannung beim Öffnen	MPa
$\sigma_{V,GEH}$	Von Mises Vergleichsspannung	MPa
σ_1	Dauerfestigkeit	MPa
σ_2	Zeitfestigkeit	MPa
s_{klemm}	Stellweg des Aktors zum Klemmen	μm
s_{open}	Stellweg des Aktors zum Öffnen	μm
T	Temperatur	K
t	Stegdick	mm
T	Versteifungsdick	mm
t_a	Beschleunigungszeit	s
u_z	Verschiebung der Druckplatte	μm
UHV	Ultrahochvakuum	mbar
u_k	Verschiebung beim Klemmen	μm
u_{open}	Verschiebung beim Öffnen	μm
$u_{z,\text{open}}$	Verschiebung der Druckplatte beim Öffnen	μm
XFEL	European x-ray free electron laser	
x_s	Lateraler Stellweg	mm
y_s	Lateraler Stellweg	mm
ω'	Winkelbeschleunigung	rad/s^2

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 Schrittweise Darstellung des Probenwechslers beim Bestücken.....	2
Abbildung 2 Luftbild DESY: Laufenden Großanlagen	3
Abbildung 3 Luftbild Ringbeschleuniger PETRA III	4
Abbildung 4 Aufbau eines Microscopy Grid	5
Abbildung 5 Aufbau einer ISO-F Flanschverbindung	8
Abbildung 6 Aufbau CF-Flanschverbindung	8
Abbildung 7 Übersicht Flexorelemente mit und ohne Versteifungen.....	9
Abbildung 8 Ausgelenkte parallel angestellte Flexoren.....	10
Abbildung 9 2-Achsen Singleplane flexure	10
Abbildung 10 Newton-Raphson-Verfahren bei nichtlinearen Berechnungen.....	12
Abbildung 11 Piezoelektrischer Effekt	14
Abbildung 12 Inverser PeE	14
Abbildung 13 Mit einer Feder vorgespannte Piezoelemente.....	14
Abbildung 14 Aufbau des verwendeten inkrementellen Maßkörpers	15
Abbildung 15 Experimentaufbau mit aufgesetzter Probenschleuse und Probenmagazin.	16
Abbildung 16 Funktionsstruktur aufgegliedert in drei Ebenen.	19
Abbildung 17 Systemstruktur mit Aufgliederung bis zur Komponentenebene	22
Abbildung 18 Modell eines flexorbasierter Greifer mit geklemmten Probenstift.....	23
Abbildung 19 Wirkprinzip der inneren Flexorgeometrie.	24
Abbildung 20 Parameter der untersuchten Flexorgeometrie.....	27
Abbildung 21 Parameter der untersuchten Flexorgeometrie ohne Versteifung	30
Abbildung 22 Vereinfachung des Greifers für nichtlineare FEM-Berechnung	32
Abbildung 23 Verfeinerte Netzstruktur der vereinfachten Geometrie	33
Abbildung 24 Vergleichsspannung bei eingesetzten Probenstift.....	33
Abbildung 25 Verschiebung der Druckplatte bei geklemmten Probenstift	34
Abbildung 26 Vergleichsspannung von Mises beim Öffnen des Greifers	35
Abbildung 27 Untersetzte Verschiebung an der Druckplatte zum Öffnen des Greifers	36

Abbildung 28 Ermittelte Kraftreaktion an der Druckplatte des Greifers zum Öffnen	36
Abbildung 29 Abmaße der finalen Variante des Probengreifers V0.1.7.4	37
Abbildung 30 Stapelaktoren der Serie PA	40
Abbildung 31 Greifer und Linearaktor mit Anschlussgeometrie.....	41
Abbildung 32 Untersystem Greifmechanismus mit hervorgehobenen Stapelaktor.....	42
Abbildung 33 Thermische Längenänderung bei 100K für SS 304.....	43
Abbildung 34 Thermische Längenänderung bei 100K für Ti6Al4V.....	43
Abbildung 35 Anbindung des Micro-Pushers.....	45
Abbildung 36 Entkoppelte Anbindung zum Greifer	46
Abbildung 37 Darstellung des verwendeten Mono-Rail-System.....	50
Abbildung 38 Beispielhafte Darstellung zum Einbau von Linearführungen	51
Abbildung 39 Aufbau des verwendeten Zwei-Schlitten-Systems	51
Abbildung 40 Aufbau des Axialhubes	54
Abbildung 41 System Axialhub.....	56
Abbildung 42 Positionierung Fluoreszenzmikroskop.....	58
Abbildung 43 Antrieb Positionierung Fluoreszenzmikroskop	59
Abbildung 44 Schneeberger Rollenkäfige KBN für Linearführung RN	60
Abbildung 45 Tischebenen mit Linearführung und Flansch	61
Abbildung 46 Spindeltrieb der Lateralpositionierung.....	63
Abbildung 47 Membranbalg mit Endstücken	64
Abbildung 48 Lateralpositionierung im Teilschnitt.....	65
Abbildung 49 Probenwechsler im Teilschnitt	67

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 Technisch relevante Druckbereiche	6
Tabelle 2 Anforderungsliste an den zu entwickelnden Probenwechsler	17
Tabelle 3 Materialdaten von Ti6Al4V bei 297K und 100K	26
Tabelle 4 Übersicht der Greifervarianten für die Berechnung mit verschiedenen Parametern	28
Tabelle 5 Ergebnisse der berechneten Greifervarianten V1-V6	29
Tabelle 6 Parameter und Ergebnisse für Flexor ohne Versteifung	31
Tabelle 7 Parameter und Ergebnisse bis zur optimierten Lösung	31
Tabelle 8 Kenndaten des Probengreifers V0.1.7.4 beim Klemmen und Öffnen	37
Tabelle 9 Morphologischer Kasten zur Entwicklung von Lösungsvarianten des Axialhubs	49
Tabelle 10 Abfolge der Arbeitsschritte mit entsprechender Dauer und Gesamtdauer	68

1 Einleitung

Der am Deutschen Elektronen-Synchrotron DESY betriebene Speicherring PETRA III und seine Beamlines werden für die Forschung mit Photonen betrieben. Eines der aufgebauten Experimente befasst sich mit der Röntgenmikroskopie, bei der eine Bildgebung der biologischen Proben erfolgt.

Die Bestückung des Experiments mit entsprechenden Proben erfolgt einzeln durch manuelle Eingabe in den Rezipienten. Hierbei muss der Rezipient von neuem geflutet und evakuiert werden, ohne dass die kryogenisch gekühlten Proben Schaden nehmen.

Durch die Etablierung einer Probenschleuse für ein Probenmagazin können gleichzeitig mehrere Proben eingeführt und gelagert werden, ohne Unterbrechung des Vakuums oder der Kühlkette.

Parallel zur Entwicklung einer entsprechenden Probenschleuse und eines Magazins befasst sich diese Arbeit mit der Entwicklung eines automatisierten Probenwechslers, der die Proben einzeln zwischen Speicher und Probenaufnahme des Experimentes transferiert. Die Entwicklung eines geeigneten kryogenisch gekühlten Probengreifers samt Betätigung steht hierbei im Vordergrund. Zusätzlich werden für den Transfer (Axialhub) und die Positionierung (Lateralpositionierung) über dem Speicher bzw. der Probenaufnahme jeweils Konstruktionen konzeptionell entwickelt. In Abbildung 1 wird der Einsatz des Probenwechslers mit fünf Arbeitsschritten zur Bestückung der Probenaufnahme gezeigt.

Der erste Arbeitsschritt zeigt die Grundstellung, sprich die Ruheposition des Probenwechslers und der Probenschleuse. Im darauffolgenden Schritt positionieren sich das Probenmagazin und der Probenwechsler und der Greifer öffnet. Anschließend verfährt der Axialhub die Distanz zwischen Greifer und Probenmagazin, um die Probe aufzunehmen und wieder auf die obere Endlage zu fahren, damit das Probenmagazin in seine Endlage fahren kann (Schritt 3). So bietet sich nun in Schritt 4 der benötigte Platz, damit der Axialhub bis zur unteren Endlage verfahren kann und die Probe eingesetzt wird. Im letzten Schritt wird der Greifer geöffnet und der Axialhub verfährt wieder auf die obere Endlage.

Im Rahmen dieser Bachelorarbeit wird das Gesamtsystem hinsichtlich der Anforderungen und Funktion analysiert und in modulare Teilsysteme mit entsprechenden Teilfunktionen gegliedert. Für die Teilsysteme werden geeignete Lösungsvarianten erarbeitet. Eine anschließende Analyse des zusammengefügteten Gesamtsystems gewährleistet die Kompatibilität der Teilsysteme untereinander und das Erfüllen der Gesamtfunktion.

Schwerpunkt dieser Arbeit liegt in der Entwicklung eines Probengreifers und seiner Betätigung für den Einsatz bei kryogenischen Temperaturen im Vakuum.

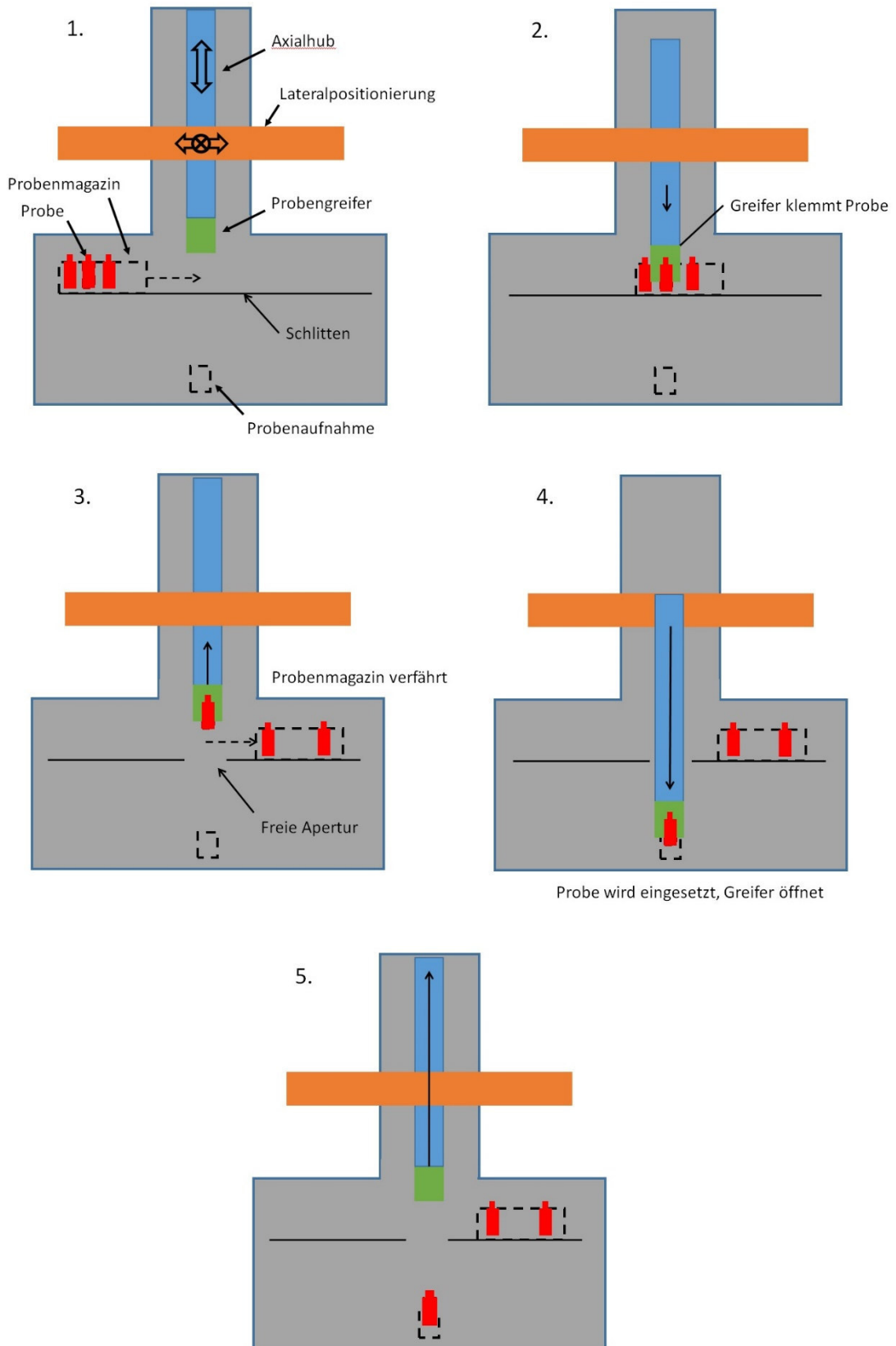


Abbildung 1: Schrittweise Darstellung des Probenwechslers beim Bestücken der Probenaufnahme.

2 Grundlagen

2.1 PETRA III Speicherring am DESY

Das Deutsche Elektronen-Synchrotron DESY wurde 1959 in Hamburg gegründet und zählt mit jährlich über 3000 Gastforschern auf über 40 Nationen zu den weltweit führenden Beschleunigerzentren. Das DESY ist ein Forschungszentrum der Helmholtz-Gemeinschaft und wird mit öffentlichen Mitteln vom Bund, der Stadt Hamburg und dem Land Brandenburg finanziert.



Abbildung 2: Luftbild DESY: Laufenden Großanlagen.
Entnommen aus Quelle [1]

Die Schwerpunkte der Forschung an den Standorten Hamburg und Zeuthen (Brandenburg) sind neben der Forschung an Beschleunigern auch die Erforschung des Nanokosmos mit Photonen, die Teilchen- und Astroteilchenphysik und die Forschung in alltäglichen Bereichen, wie die Weiterentwicklung von Solarzellen oder Hightech-Werkstoffen.

Hierbei spielen die Großanlagen (siehe Abbildung 2) am DESY eine wichtige Rolle. Vor allem der Freie-Elektronen-Laser FLASH, der Ringbeschleuniger PETRA III und der im Bau befindliche Röntgenlaser European XFEL eine wichtige Rolle.

Bei seiner Fertigstellung im Jahre 1987, diente der PETRA Beschleunigerring als Kollisionsmaschine für die Teilchenphysik und war mit 2,3 Kilometern Länge der größte seiner Art. Nach der Inbetriebnahme des größeren HERA-Ringes diente er noch als Vorbeschleuniger, bis er zur brillantesten Lichtquelle seiner Art umgebaut wurde.

Kapitel 2 Grundlagen

So liefert PETRA III seit 2010 Röntgenstrahlung, die durch ihre hohe Brillanz die Untersuchung von kleinsten Proben wie winzigen Kristallen aus Eiweißen oder Nanomaterialien zulässt.

Um den Anforderungen der Messaufbauten bei solch kleinen Betrachtungsgrößen gerecht zu werden, wurde beim Bau der knapp 300 Meter langen PETRA III Experimentierhalle (siehe Abbildung 3) der Fußboden aus einem Stück gegossen und bildet somit die längste aus einem Stück gegossene Betonplatte der Welt. Die besonderen Eigenschaften dieser Betonplatte und ihrer Lagerung erlaubt es die Messstationen vor störenden Vibrationen aus der Umgebung zu schützen und somit extrem präzise Versuche durchzuführen.

Durch das weltweite Interesse der Forschung am Ringbeschleuniger PETRA III wird der Ring seit 2014 weiter ausgebaut und um zwei Experimentierhallen mit weiteren Messständen ergänzt. [2]



Abbildung 3: Luftbild Ringbeschleuniger PETRA III mit Experimentierhalle und Erweiterung
Entnommen aus Quelle [3]

2.2 Röntgenmikroskopie

Die Röntgenmikroskopie ist ein Verfahren, das die Röntgenstrahlung anstelle von sichtbarem Licht verwendet. Dieses Verfahren hat sich als Standardmethode für die Untersuchung dreidimensionaler Strukturen etabliert. Mit den erreichbaren großen Durchdringungstiefen können somit auch dickere Proben strukturell analysiert werden.

An der Beamline P11 am Ringbeschleuniger PETRA III wird diese Methode zur Abbildung von biologischen Proben genutzt. Durch die hochintensive Synchrotronstrahlung des Ringbeschleunigers lassen sich hochauflösende Bilder der Proben aufnehmen. [4]

2.3 Probenhandhabung

Bei den im Bioimaging untersuchten Proben handelt es sich um eingefrorene Zellkulturen, die in einer kristallinen Struktur auf einem Träger aufgebracht sind und an denen die Funktionsweisen von Zellen genauer untersucht werden können. Bei den Zellen handelt es sich um sogenannten „Monolayer Zellkulturen“, die aus einer Zelllinie von immortellen Zellen entnommen sind. Die charakteristische anhaltende Zellteilung dieser Zelllinien ermöglicht die Betrachtung von Vorgängen an lebenden Zellen und stellt in dem Forschungsbereich ein gängiges Standardmodell dar.

Wie in Abbildung 4 erkennbar dient ein sogenanntes Microscopy Grid, mit einer aufgetragenen dünnen Schicht Kohlenstoff, als Träger für die Zellkulturen, auf deren Oberfläche die Kulturen wachsen.

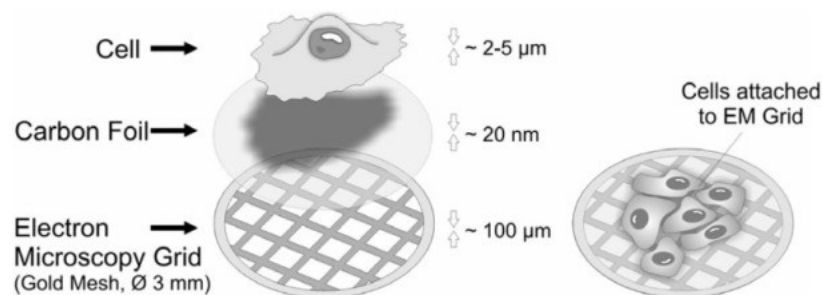


Abbildung 4: Aufbau eines Microscopy Grid.
Entnommen aus Quelle [5]

Die präparierten Trägernetze werden anschließend auf einem Probenstift gelagert, um sie bei nachfolgender Handhabung nicht zu beschädigen. [6]

2.4 Experimente im Vakuum

Als Vakuum wird grundlegend ein Volumen mit einem verminderten Gasdruck im Vergleich zum atmosphärischen Druck bezeichnet. Hierbei spricht man korrekterweise erst ab einem Gasdruck von unter 300 mbar von einem Vakuum (Grobvakuum). Mit fallenden Gasdrücken erreicht das Vakuum verschiedene Stufen bis hin zum idealen Vakuum, welches technisch allerdings nicht erreichbar ist. [15]

Tabelle 1: Technisch relevante Druckbereiche. Entnommen aus Quelle [15]

Druckbereich	Druck in mbar
Grobvakuum	300 - 1
Feinvakuum	$1 - 10^{-3}$
Hochvakuum (HV)	$10^{-3} - 10^{-7}$
Ultrahochvakuum (UHV)	$10^{-7} - 10^{-12}$

Besonders in der Röntgenstrahlmikroskopie finden häufig Experimente unter Hoch- und Ultrahochvakuum statt, um unerwünschte Streuung des Röntgenstrahls oder die Absorption ausgelöst durch Luft zu vermeiden.

Des Weiteren ermöglicht die Anwendung im Vakuum die Verwendung von kryogenisch gekühlten Proben. Dabei wird die Erwärmung der Proben durch Konvektion auf Minimum reduziert und eine rein konduktive Kühlung ermöglicht.

Zusätzlich unterdrückt man die Eisbildung bei Experimenten mit kryogenisch gekühlten Proben.

Technische Umsetzung

Beim Einsatz unter Vakuumbedingungen sind besonders bei der Materialauswahl der Konstruktion besondere Anforderungen einzuhalten. So hat der vorherrschende Druck einen direkten Einfluss auf den Siedepunkt eines Materials und kann gleichzeitig ein Ausgasen diverser Materialien verursachen, was die Materialauswahl in Hinsicht auf Vakuumtauglichkeit erheblich einschränkt. Besonders Kunststoffe aber auch Kupfer und seine Legierungen können Ausgasen und verschlechtern somit das Vakuum bzw. können verspröden.

Ein weiteres Augenmerk gilt den Restgasen, die konstruktionsbedingt austreten können, und bei unsachgemäßer Auslegung das Abpumpen des Rezipienten verlängern oder verhindern können. Besonders gilt es dabei sogenannte „virtuelle Lecks“, Gaseinschlüsse innerhalb einer Konstruktion, zu verhindern. Um dies zu vermeiden werden bei Bohrungen, soweit es möglich ist, Durchgangsbohrungen verwendet. Lässt die Geometrie der

Konstruktion dies nicht zu werden besonders bei Sacklochbohrungen, wie zum Beispiel bei einer Schraubenverbindung, Entlüftungsbohrungen und entsprechende vakuumtaugliche Schrauben verwendet. Hierbei werden die Schraubenköpfe und Gewindegänge häufig einseitig abgeflacht und bei Bedarf die Sacklochbohrung durch eine Querbohrung entlüftet.

Bei der Verwendung von Schmierstoffen ist auf eine vakuumtaugliche Auswahl zu achten. Beispielsweise bei der Schmierung von Lagern im Vakuum ist ein geeignetes Vakuummfett mit einer hohen Viskosität und niedrigem Dampfdruck, welcher bei der eingesetzten Temperatur geringer als der Enddruck sein sollte, zu verwenden.

Ein weiterer Punkt den es bei der Konstruktion von vakuumgerechten Baugruppen zu beachten gilt, ist die richtige Ausführung von Schweißnähten. Diese müssen bei Behältern, die sowohl einem Vakuum, als auch dem atmosphärischen Druck ausgesetzt sind, stets vakuumseitig geschweißt und vor dem Fügen gründlich gereinigt und entfettet werden. [7]

2.5 Experimente bei kryogenischen Temperaturen

In der Technik bezeichnet man tiefe Temperaturen unter ca. 123 K (-150° C) als Kryotemperaturen. Technisch leicht zugänglich sind diese zum Beispiel durch den Siedepunkt von Stickstoff bei $77,4\text{ K}$ bis hin zum Siedepunkt von flüssigem Helium bei ca. 4 K . Letzteres wird unter anderem zur Kühlung von supraleitenden Wicklungen von Elektromagneten in Ringbeschleunigeranlagen eingesetzt. [8]

In der Röntgenmikroskopie finden Kryotemperaturen besonders bei der Untersuchung von biologischen Proben Anwendung. So werden die Proben in eine Eisstruktur eingefroren und können innerhalb eines Trägers stabil gehalten werden, ohne dass die Proben ihre Zusammensetzung ändern.

Hierbei ist zu beachten, dass Wasser abhängig vom Druck, der Einfriergeschwindigkeit und der Temperatur verschiedene Strukturen von Eis bildet. Die gewünschte und ideale Struktur für die Untersuchung von biologischen Proben ist eine amorphe Struktur. Diese wird in der Regel durch extrem schnelles Abkühlen und anschließende Lagerung bei Temperaturen von 130 K erreicht, wobei diese Temperaturgrenze nicht exakt definiert ist, da die Zusammensetzung des Proben-Wassergemisches und der vorherrschende Druck ebenfalls einen Einfluss haben.

Erwärmen sich die eingefrorenen Proben über die weiche Temperaturgrenze von 130 K hinaus findet eine Umstrukturierung im Eis statt. Es wachsen hexagonale Eiskristalle, die auf Grund ihrer Größe schon während des Wachstums die im Eis eingeschlossenen biologischen Proben beschädigen können. [6]

2.6 Flanschsysteme

In der Vakuumtechnik gibt es für verschiedene Einsatzbereiche Verbindungsstandards, die auf diversen Flanschsystemen mit entsprechenden Nennweiten beruhen. Hierbei gilt es stets ein Volumen gegenüber der Atmosphäre abzugrenzen und je nach geforderten Enddruck auf Partikelkontamination und -generation bzw. Ausgasraten zu achten.

Die in dieser Arbeit verwendeten Verbindungsstandards gliedern sich in zwei Flanschsysteme.

ISO-F-Flansche basieren auf der ISO-K-Norm für Klammerflanschverbindungen (ISO 1609) und erzeugen die nötige Anpresskraft direkt über Schraubenverbindungen.

Wie in Abbildung 5 dargestellt werden zwei Flansche über Schrauben und Muttern miteinander verspannt und pressen eine dazwischenliegende Dichtung zusammen. Je nach Anforderung an die Verbindung werden hierfür entweder Zentrierringe, die über ihre Geometrie beide Flansche koaxial ausrichtet und einen definierten Abstand einhält, oder O-Ringe verwendet. Beim Einsatz von O-Ringen ist auf eine entsprechende Nut in einem der Flansche und eine angepasste Schraubenlänge zu achten.

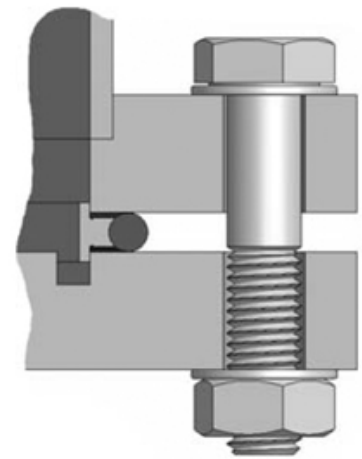


Abbildung 5: Aufbau einer ISO-F Flanschverbindung.
Entnommen aus Quelle [9]

In der UHV-Technik finden auf Grund der geringen Leckraten vor allem CF-Flanschsysteme Anwendung. Eine definierte vakuumseitige Dichtschneide zusammen mit einer Eindrehung in der Flanschgeometrie führen mit Hilfe einer sauerstofffreien Kupferdichtung zu einer hohen Dichtigkeit und koaxialer Positionierung beider verwendeter CF-Flansche. Damit die Dichtschneiden in die Kupferdichtung eindringen und die angegebenen Dichtigkeitswerte erreichen, sorgen sachgemäß durchgeführte Verschraubungen außerhalb der Dichtflächen für den benötigten gleichmäßigen Anpressdruck (siehe Abbildung 6). [11]

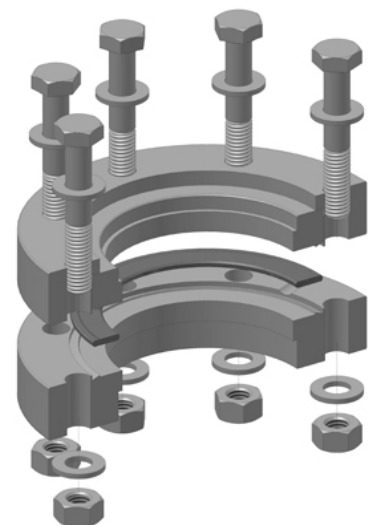


Abbildung 6: Aufbau CF-Flanschverbindung.
Entnommen aus Quelle [10]

2.7 Festkörpergelenke - Flexoren

Als Festkörpergelenke oder Flexoren bezeichnet man eine elastische Verbindung zwischen zwei beweglichen Körpern mit einem Bewegungsbereich abhängig vom elastischen Verformungsvermögen der Flexorelemente.

2.7.1 Geometrie und Dimensionierungsparameter

In erster Näherung können Flexoren als Federn mit einem hohen Steifigkeitsverhältnis beschrieben werden, welches u.a. durch eine Anordnung von dünnen und dickeren Elementen entlang des Flexors erreicht wird (siehe Abbildung 7).

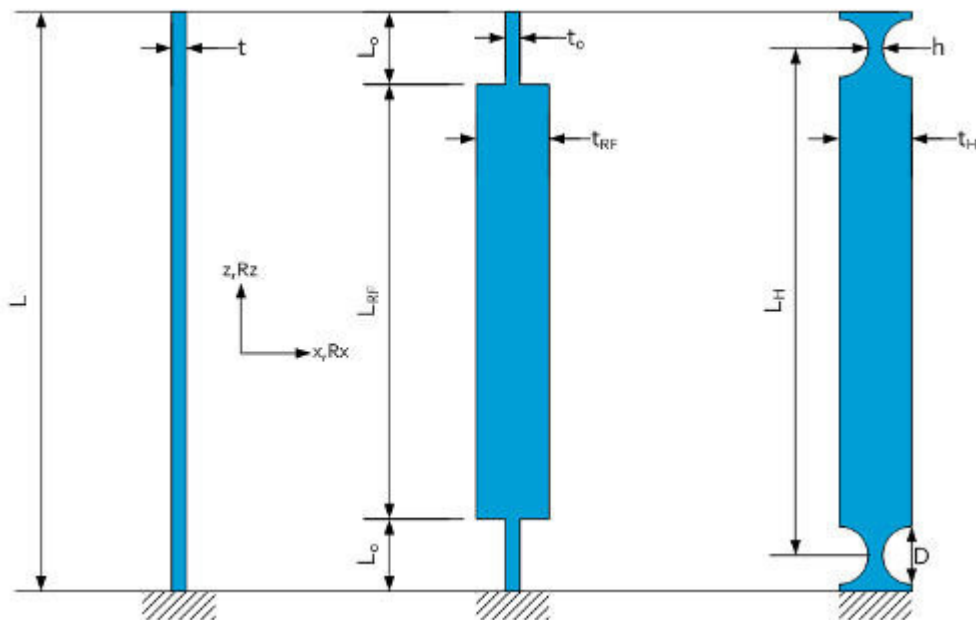


Abbildung 7: Übersicht Flexorelemente mit und ohne Versteifungen in verschiedenen Ausführungen.
Entnommen aus Quelle [12]

Wie in Abbildung 7 dargestellt können die Anordnungen von einem einfachen dünnen Element, über mehrere teils versteifte Elemente mit harten Übergängen, bis hin zu komplexeren Geometrien mit weichen Übergängen (Radien) variieren.

Begrenzt wird das Verhältnis von Stellweg zu Steifigkeit von der maximal ertragbaren Spannung. Besonders in den Übergängen zu dünnen Flexorelementen treten Spannungsspitzen auf und bei unsachgemäßer Auslegung zeigen sich schnell Plastifizierungen. Bei der Dimensionierung sind in Hinsicht auf den erforderlichen Stellweg, der Steifigkeit, die aus der Verschiebung resultierenden Kraftreaktion und der ertragbaren

Spannungen die Parameter der jeweiligen Dicken und Längen der Flexorelemente zu wählen.

Parallele Anstellung von Flexoren (siehe Abbildung 8) sind gegenüber einzeln eingesetzten Flexoren zu bevorzugen um die Neigung zur Torsion bei Single-Flexoren zu kompensieren.

[16]

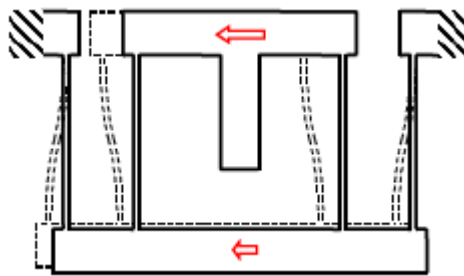
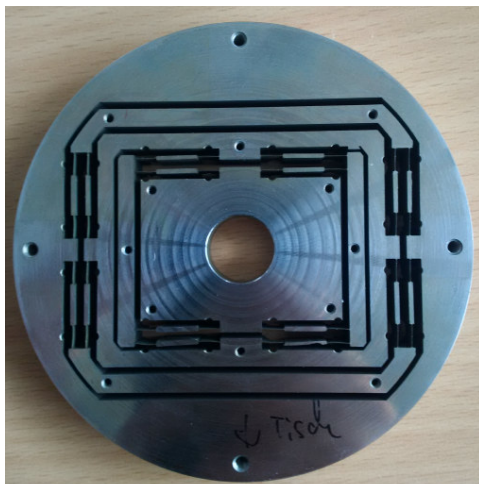


Abbildung 8: Ausgelenkte parallel angestellte Flexoren.
Entnommen aus Quelle [16]

Die in Abbildung 8 dargestellten Flexoren sind parallel angestellt und werden in eine Richtung ausgelenkt. Hierbei vollführen die verschobenen Körper durch die parallel angestellten Flexoren eine geführte Bewegung entlang der Bewegungsachse.

2.7.2 Anwendung

Besonders bei hochpräzisen Positioniersystemen, bei Anwendungen im Vakuum und bei Einsatztemperaturen im kryogenisch gekühlten Bereich werden Flexoren eingesetzt. So weisen sie in diversen Anwendungsbereichen Vorteile gegenüber gängigen Führungen mit Wälzkörpern auf. Eine monolithische Bauweise erlaubt eine exaktere Bauweise gegenüber Mehr-Komponenten-Systemen durch den Wegfall von Toleranzen bei der Montage.



In Abbildung 9 ist exemplarisch ein solches Positioniersystem mit einer monolithischen Bauweise dargestellt. Der außenliegende Lochkreis wird verschraubt und festgesetzt. Durch die Flexorgeometrie ist der innere Bereich beweglich geführt und erlaubt präzise und reproduzierbare Bewegungen.

Abbildung 9: 2-Achsen Singleplane flexure.

Des Weiteren entfällt, im Vergleich zu Wälzkörpern, bei der Verwendung von Flexoren die bei der Bewegung entstehende Reibung, und damit einhergehend die Entstehung von abrasiven Partikeln, zudem kann auf eine Schmierung verzichtet werden. Die Flexoren ermöglichen bei monolithischer Ausführung den Einsatz von hochpräzisen Positioniersystemen (siehe Abbildung 9) mit Wiederholgenauigkeiten im einstelligen Nanometerbereich.

Bei einer entsprechenden Materialauswahl lassen sich so einfach Bewegungssysteme realisieren, die höchsten Anforderungen an die Vakuumtauglichkeit und Tauglichkeit für einen kryogenisch gekühlten Betrieb gerecht werden.

Darüber hinaus können Flexoren durch Winkelstellungen und Verschiebungen, analog zu geführten Hebelbewegungen, Bewegungen in ihrer Richtung wandeln und eine entsprechende aus der Verschiebung resultierende Kraftreaktion nutzen.

In der folgenden Arbeit wird dies zur Realisierung eines flexorbasierten Greifers genutzt.

2.8 Finite Elemente Methode

Bei der Finite Elemente Methode (kurz FEM) werden die zu berechnenden Geometrien durch eine Netzstruktur in kleine Elemente mit dazwischenliegenden Knoten, welche die Elemente verbinden, unterteilt und näherungsweise berechnet. Bei zunehmender Elementdichte und feinerer Vernetzung steigt die Genauigkeit der Ergebnisse zulasten der erforderlichen Rechenzeit und benötigten Rechenleistung. Hierbei ist ein je nach Anforderungen ein entsprechendes Verhältnis von Genauigkeit zu Aufwand zu wählen.

2.8.1 Statische Analyse

Die Effekte von statischen Belastungen auf Strukturen lassen sich im Gleichgewichtszustand mittels statischer Analysen bestimmen, wobei zeitliche Abhängigkeiten wie Trägheits-, Dämpfungswirkung etc. nicht berücksichtigt werden. So können resultierende Verschiebungen, Spannungen, Kräfte und Verformungen innerhalb der untersuchten Struktur ermittelt werden.

Unterteilt werden statische Analysen in lineare und nichtlineare Strukturanalysen. Eine Grundannahme der linearen Lösung ist eine Linearität zwischen den aufgebrachten Lasten und damit induzierten Reaktionen. Weiterhin müssen hierfür drei Annahmen erfüllt werden:

- Die zugewiesenen Materialien weisen ein direktes Verhältnis von Spannungen und Dehnungen entsprechend dem Hookeschen Gesetz auf.
- Die induzierten Verschiebungen und Verformungen sind bezogen auf den Querschnitt klein, sodass sie keinen zu berücksichtigenden Einfluss auf die Steifigkeit der Struktur haben, d.h. weder die Querschnittsgeometrie noch die Materialeigenschaften werden verändert.
- Randbedingungen und Lasten sind konstant und verändern sich nicht in Richtung, Stärke oder ihrer Verteilung.

Sind die Voraussetzungen nicht erfüllt, zum Beispiel durch große Verformungen innerhalb der untersuchten Struktur, wird eine nichtlineare Lösung, im Folgenden mittels des Newton-Raphson-Verfahren, ermittelt. Eine Änderung der Steifigkeit, resultierend aus der großen Verformung der Struktur, wird mit einem iterativen Vorgehen bei der Berechnung berücksichtigt, wobei vor jeder Berechnung eine Linearisierung der Funktion, wie in Abbildung 10 dargestellt, erfolgt.

Der erste Iterationsschritt wird mit der anfänglich definierten Steifigkeit und dem äußeren Lastvektor durchgeführt und innerhalb der folgenden Iterationsschritte neu berechnet. So startet jeder weitere Iterationsschritt mit einer neuen zuvor bestimmten Steifigkeitsmatrix und einem neuen Lastvektor, bis zum Erreichen der Konvergenz. [17]

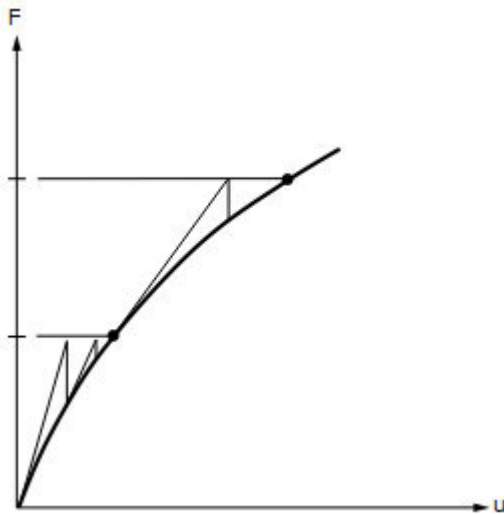


Abbildung 10: Newton-Raphson-Verfahren bei nichtlinearen Berechnungen: Kraft und Verschiebung werden linearisiert und iterativ berechnet. Entnommen aus Quelle [17]

In dieser Arbeit werden lineare und nichtlineare Strukturanalysen, bedingt durch große Verformungen, durchgeführt und die Ergebnisse verglichen.

2.9 Antriebskonzepte im Vakuum

Beim Einsatz im Vakuum müssen Motoren besondere Anforderungen erfüllen und Belastungen standhalten, die beim Betrieb unter atmosphärischen Bedingungen nicht anfallen. Sowohl eine vakuumgerechte Konstruktion, z.B. die Vermeidung von leckenden Luftfeinschlüssen, als auch ein geringes Abriebverhalten bzw. eine geringe Ausgasrate verwendeter Materialien, um das Vakuum nicht zu kontaminieren, sind maßgebliche Forderungen.

Im Langzeit- oder Dauerbetrieb ist darüber hinaus darauf zu achten, dass keine Konvektion mit der Umgebung stattfindet und die erzeugte Wärme über Anschlussgeometrien abgeführt werden muss.

In dieser Arbeit werden folgende zwei Antriebskonzepte betrachtet.

2.9.1 Schrittmotoren

Die Funktionsweise von Schrittmotoren entspricht grundlegend der von Synchronmotoren, bei denen Statorspulen ein sich drehendes elektromagnetisches Feld erzeugen, welchem ein Rotor folgt. Im Gegensatz zu Synchronmotoren findet diese Bewegung bei Schrittmotoren durch eine gezielte Ansteuerung schrittweise um einen definierten Winkel statt. Auf diese Weise können man in mehreren Drehschritten beliebige Drehwinkel anfahren und die Position von der Steuerung erfasst werden, solange dieser ein Vielfaches der minimalen Schrittweite beträgt. [18]

2.9.2 Piezolinearaktoren und piezoelektrischer Effekt

Wird ein piezoelektrisches Element von einer Kraft F beaufschlagt resultieren aus der dielektrischen Verschiebung Oberflächenladungen und ein elektrisches Feld baut sich auf. Schließt man dieses kurz, gleichen sich die Oberflächenladungen aus und eine Spannung U ist messbar (siehe Abbildung 11). Dieser Vorgang wird als direkter piezoelektrischer Effekt bezeichnet und lässt sich umkehren und als inversen piezoelektrischen Effekt unter anderem in der Lineartechnik und hochpräzisen Positionierung anwenden. Wird an einem piezoelektrischen Körper eine Spannung U angelegt, baut sich ein elektrisches Feld auf, der Körper erfährt eine Verformung mit einer resultierenden Kraft F (siehe Abbildung 12). [19]

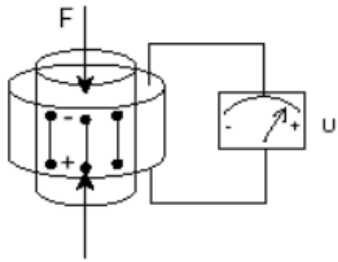


Abbildung 11: Piezoelektrischer Effekt.
Entnommen aus Quelle [19]

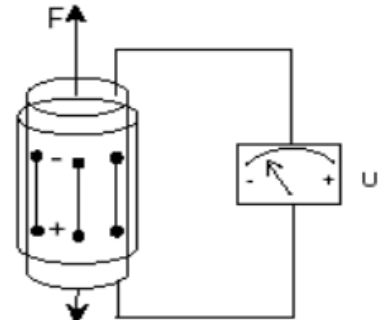


Abbildung 12: Inverser PeE.
Entnommen aus Quelle [19]

Ordnet man piezoelektrische Körper in Reihe an, so lassen sich bei entsprechender Führung die Verformungen addieren und Stellwege von wenigen Mikrometern bis hin zu einigen hundert Mikrometern linear realisieren und bis in den sub-Nanometerbereich auflösen.

Piezoaktoren lassen sich näherungsweise als Feder-Masse-Systeme betrachten mit gängigen Steifigkeiten bis zu $2.000 \text{ N}/\mu\text{m}$ und einer Druckbelastbarkeit bis zu 100 kN , müssen aber vor Zug- und Scherbelastungen geschützt werden. Hierfür eignet sich ein Gehäuse, das den Piezoaktor vor Scherbelastungen schützt und über ein Federsystem eine Vorspannung erzeugt (siehe Abbildung 13), welche auftretende Zugkräfte, beispielsweise beim dynamischen Betrieb resultierend aus der trägen Masse bewegter Lasten, kompensieren kann. [20,21]

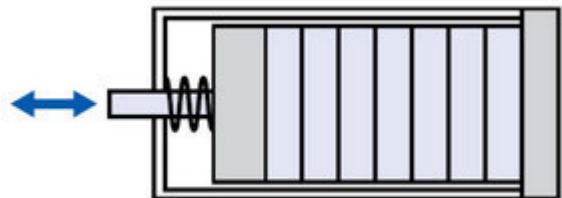


Abbildung 13: Mit einer Feder vorgespannte Piezoelemente mit beweglichen Stößel.
Entnommen aus Quelle [20]

2.10 Wegmesssysteme

Die Positionserfassung linear geführter Bewegungen erfolgt in der Regel entweder durch die Steuerung des Antriebes, solange dieser eine Positionsbestimmung zulässt, oder durch die Regelung mit einem zusätzlichen Längenmesssystem.

Letztere werden für Linearbewegungen mit hoher Positioniergenauigkeit im Vakuum häufig durch berührungslose optische Abtastungen von Maßkörpern realisiert. Hierbei tastet ein optischer Messkopf ein Maßband mit definierten Messschritten ab und übermittelt kontinuierlich die aktuelle Position des Systems an die Regelung (closed loop).

Im Folgenden wird zur geregelten Längenmessung ein Maßkörper zur inkrementellen Linearmessung verwendet. Dieser besteht aus einem einzelnen Edelstahlband mit einer aufgetragenen Referenzspur und fortlaufenden Inkrementalspur, wie in Abbildung 14 dargestellt.



Abbildung 14: Aufbau des verwendeten inkrementellen Maßkörpers.
Entnommen aus Quelle [22]

Dies bietet im Vergleich zur Positionserfassung mit Hilfe der Steuerung des Antriebes den Vorteil einer exakten Messung am beweglichen Bauteil. Ungenauigkeiten, wie Verdrehwinkel torsionsbelasteter Wellen oder Getriebespiel können so vernachlässigt werden.

Alternativ kann durch eine exakte und gezielte Ansteuerung (open loop) des Antriebes auf eine geregelte Positionserfassung verzichtet werden. Basierend auf einem gesteuerten Schrittmotor wird in der folgenden Entwicklung ein Wegmesssystem realisiert.

Hierbei lassen sich durch eine hohe Polzahl in beide Drehrichtungen kleinste Schrittweiten realisieren und exakt reproduzieren, wodurch keine weiteren Messsysteme wie Encoder oder Drehgeber benötigt werden. Um Abweichungen durch Schrittverluste zu vermeiden ist darauf zu achten, dass der Schrittmotor nicht überlastet wird, d.h. das Lastmoment übersteigt das maximale Drehmoment. In diesem Fall kann der Rotor dem elektromagnetischen Feld der Statorspulen nicht mehr folgen, was von der Steuerung nicht erfasst und als ausgeführter Schritt aufsummiert wird. [22,23]

3 Aufgabenstellung und Anforderungsliste

Thema dieser Arbeit ist die Entwicklung eines kryogenisch gekühlten Probenwechslers. Für neue und bestehende Experimentieraufbauten soll dieser, in Form eines modularen Rohrsystems, für die Bestückung eines sich im Vakuum befindenden Messaufbaus entwickelt werden.

Schwerpunkt dieser Arbeit ist die Entwicklung eines flexorbasierten Probengreifers mit integrierter Kühlung und angeschlossener Bewegungseinheit, zum Betrieb im Hochvakuum. Ergänzend soll eine laterale Positioniermöglichkeit des Greifers entwickelt werden. Grundlage hierfür ist der Positioniertisch eines Fluoreszenzmikroskops an der aufgebauten Röntgenmikroskopie.

Um die Proben während der Bestückung zu schützen ist ein Konzept zur Einhaltung einer konstanten Kühlkette vorzusehen.

Exemplarisch wird der Probenwechsler für den in Abbildung 15 dargestellten Experimentieraufbau der Röntgenmikroskopie entwickelt. Entsprechend der DESY Vakuumrichtlinien muss besonders auf eine vakuumgerechte Konstruktion geachtet werden, um ein erforderliches Vakuum von $p_v < 10^{-6} \text{ mbar}$ zu erreichen. Des Weiteren muss die Entwicklung und Konstruktion in Absprache mit den Verantwortlichen für weitere Aufbauten an dem Experiment geschehen, um bestehende Abhängigkeiten nicht zu verletzen.

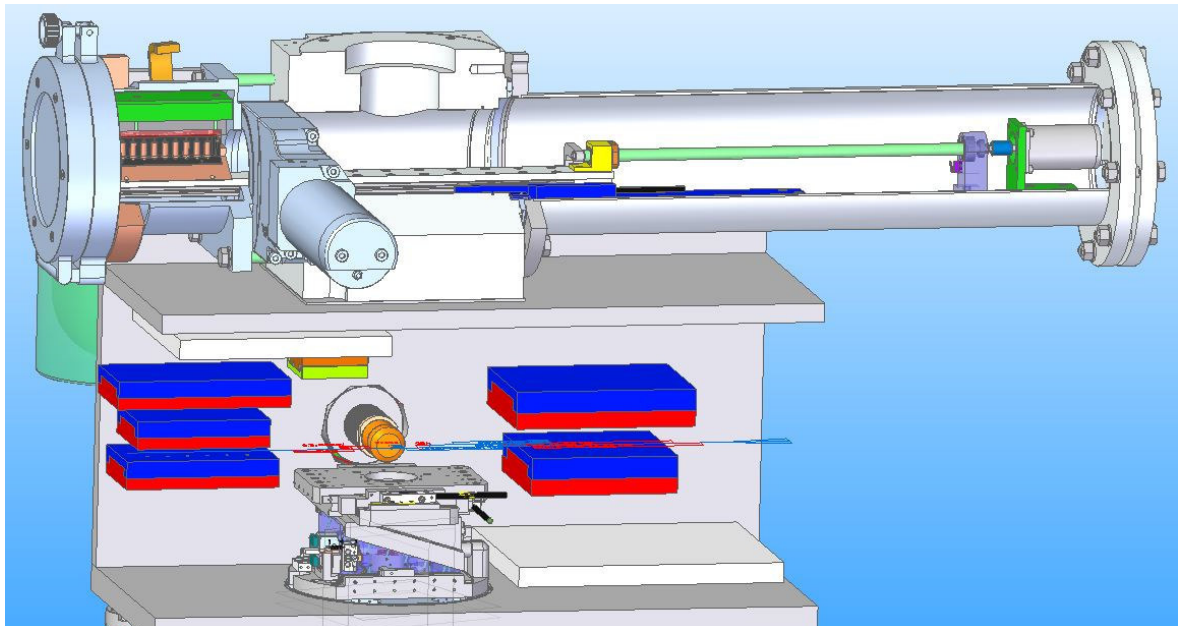


Abbildung 15: Experimentaufbau mit aufgesetzter Probenschleuse und Probenmagazin.

Tabelle 2: Anforderungsliste an den zu entwickelnden Probenwechsler.

F=Forderung W4=sehr wichtig W3= wichtig W2= interessant W1= wenn möglich		<h2>Anforderungsliste</h2>
Lfd.	F / W	Anforderung
Allgemeines		
1	F	Vakuumgerechte Konstruktion für $p_V < 10^{-6} \text{ mbar}$ (HV)
2	F	Einhalten der DESY Vakuumrichtlinien
3	F	Modularer Rohraufbau für den geplanten Einsatz an unterschiedlichen Experimenten
4	W4	Modularer Aufbau der Untersysteme
5	W3	Schnell zugängliche Montage und Demontage der Untersysteme
6	F	Möglichkeiten zum Ausgleich von Toleranz- und Verzugsabweichungen
7	W2	Gewichtsoptimiert, $m < 20 \text{ kg}$
	W3	Freie Volumina innerhalb des Rezipienten minimieren um die Evakuierungszeit gering zu halten
8	W4	Proben dürfen keine schädlichen Schwingungen durch angetriebene Komponenten erfahren
9	F	Lagerung der Probenträger auf einem Stift mit einem Durchmesser $D = 4 \text{ mm}$
Greifmechanismus		
10	F	Lebensdauer des Greifers > 3.000 Zyklen (entspricht 12.000 Lastspielen)
11	F	Möglichkeit zur Gewährleistung einer kryogenischen Kühlkette ($T < 130 \text{ K}$)
12	F	Greifer auf Festkörperbasis für kryogene Anwendungen ($T = 100 \text{ K}$)
13	F	Isolierung der kryogenisch gekühlten Komponenten
14	F	Möglichkeit zu Kompensation thermischer Ausdehnungen durch Temperaturverläufe
15	F	Greifwerkzeuge des Greifers für festgelegte Probenträger (Stift $D = 4 \text{ mm}$)
16	W3	In den Greifer eingeführte Länge des Probenstiftes $L \leq 10 \text{ mm}$
17	F	Greifer muss die Proben mit einer Haltekraft $F_k \geq 10 \text{ N}$ klemmen
18	F	Breite des Greifers $b_G < 20 \text{ mm}$ um Kollisionen mit einem Mikroskop zu vermeiden
19	W2	Breite des Greifers $b \leq 14 \text{ mm}$
20	F	Haltekraft des Greifers über eine resultierende Rückstellkraft
21	F	Betätigung des Greifers durch einen linearen Piezo-Stapelaktor

Kapitel 3 Aufgabenstellung und Anforderungsliste

22	F	Vakuumtauglicher Linearaktor zur Betätigung des Greifers
23	W4	Kompakte Bauweise des Greifmechanismus entsprechend angrenzender Systeme
24	W3	Fertigungsgerechte Konstruktion des Greifers für das Drahterodieren
		Axialhub
25	F	Axiale Hubbewegung mit mehr als 250 mm
26	F	Verfahrdauer des Axialhubs $t < 30 s$
27	F	Kompakter Bauraum des Axialhubs entsprechend der Apertur eines CF DN63 Flansches
28	F	Antrieb des Axialhubs innerhalb des Vakuums
29	F	Wegmessung des Axialhubes
30	F	Angesteuerter reproduzierbarer Axialhub
		Lateralpositionierung
31	F	Laterales Positioniersystem senkrecht zur Arbeitsachse des Greifers
32	F	Laterales Positioniersystem ex Vakuum über einen Membranbalg
33	F	Membranbalg ist entsprechend einer Flanschverbindung CF DN 63 auszulegen
34	F	Verfahrweg der lateralen Positionierung $\pm 5 mm$
35	F	Achsen der lateralen Positionierung müssen unabhängig verfahrbar sein
36	F	Steife Auslegung des Positioniersystems um Gewichts- und Druckdifferenzkräfte zu kompensieren
37	F	Wegmessung der lateralen Bewegung
38	F	Angesteuerte reproduzierbare laterale Bewegung

4 Funktionsbeschreibung

Der zu entwickelnde Probenwechsler soll tiefgefrorene biologische Proben, unter Beibehaltung kryogener Temperaturen, von einem Probenmagazin auf den Probenplatz des Röntgenmikroskops aufsetzen und nach erfolgter Messung in das Probenmagazin zurückzusetzen.

Für den Transfer werden eine genaue Greifbewegung, eine Positionierung des Greifers innerhalb einer Ebene, eine axiale Hubbewegung des Greifers und eine Kühlung zur Erhaltung der Proben benötigt.

4.1 Funktionsstruktur

Hieraus ergibt sich nach der VDI 2221 folgende Funktionsstruktur, welche die zu realisierenden Teilfunktionen definiert:

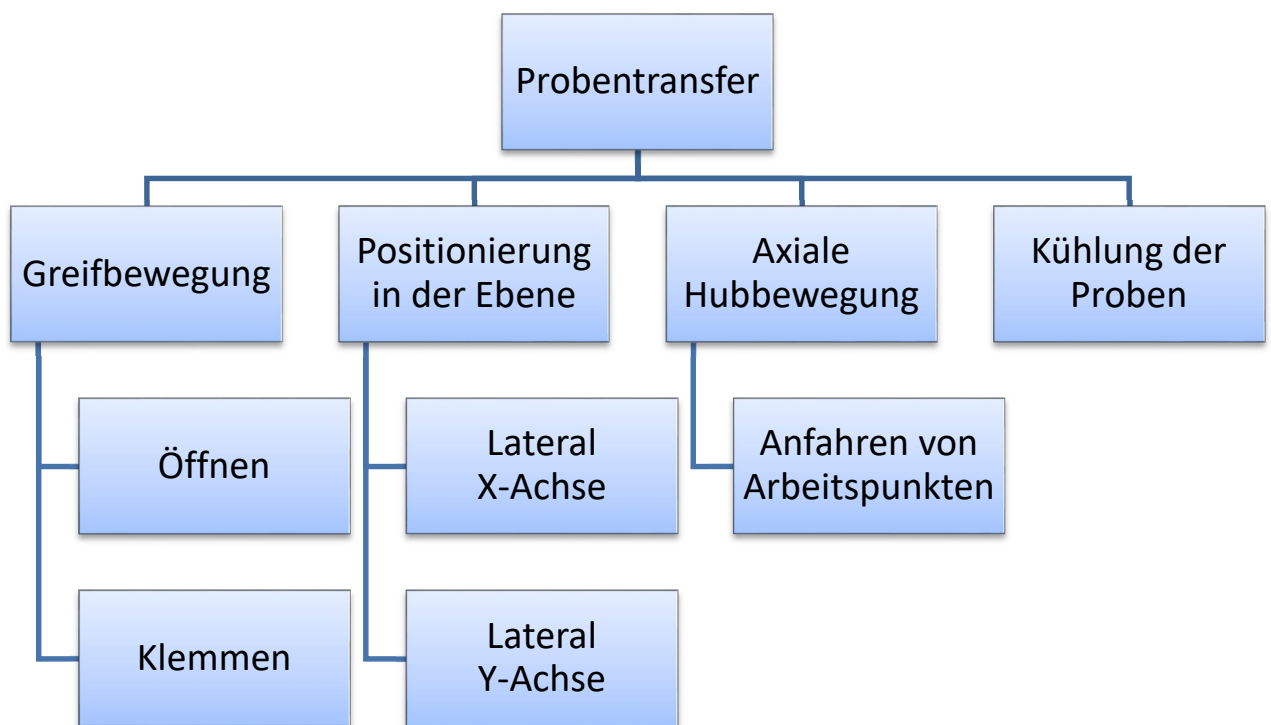


Abbildung 16: Funktionsstruktur aufgegliedert in drei Ebenen.

4.2 Teilfunktionen mit Systemstruktur

Die zweite Ebene der Funktionsstruktur dient als Orientierung für die nachfolgende Systemstruktur. Wie in der Anforderungsliste festgehalten wird ein modularer Aufbau bevorzugt, wobei jedes Modul unabhängig von den anderen Modulen seine Funktion erfüllen soll.

Aus den nachfolgenden Untersystemen und den jeweils zugeordneten Teilfunktionen lässt sich eine Systemstruktur bis zur vierten Systemebene ableiten. Hierbei wird ein weiteres Untersystem „Gehäuse“ eingefügt, das als Vakuumbarriere dient.

4.2.1 Greifmechanismus

Das System realisiert die erforderliche Bewegung zum Greifen der Probe. Der Probengreifer soll auf einem Flexormechanismus basieren, der je nach Zustand die Probe klemmen oder freigeben kann. Angesteuert wird der Mechanismus durch einen entsprechenden vakuumtauglichen Linearaktor, dessen axialer Hub entsprechend der Winkelanstellung der Flexorgeometrie, in eine senkrecht zur Achse stehende Bewegung gewandelt wird.

Für die Einhaltung der Kühlkette der Proben wird der Probengreifer auf eine Temperatur von 100 K gekühlt. Hierzu wird der Probengreifer unmittelbar an ein aus Kupfer bestehendes Kältereservoir angeschlossen und zu umgebenen Bauteilen thermisch isoliert.

4.2.2 Axialhub

Das System dient zur Transferbewegung in axialer Richtung des Probengreifers. Hierbei wird der axiale Weg zwischen den Arbeitspunkten, bezogen auf das Probenmagazin und die Probenaufnahme des Röntgenmikroskops, zurückgelegt.

Die axiale Hubbewegung erfolgt über einen Spindeltrieb mit einem Motor innerhalb des Vakuums eingeleitet und wird über ein Führungssystem mit Schlitten und Profilschienen linear geführt. Um die Arbeitspunkte sicher anzufahren, wird die Position der Proben während des Vorganges kontinuierlich über die Motorsteuerung „open loop“ (siehe Kapitel 2.9.1 Schrittmotoren) ermittelt.

4.2.3 Lateralpositionierung

Basierend auf einem zweiachsigen Positioniertisch mit einem angeschlossenen Vakuumbalg, wird die Lateralverstellung des Probengreifers realisiert. Hierbei können beide Achsen der Ebene unabhängig voneinander angesteuert werden.

Kapitel 4 Funktionsbeschreibung

Der Positioniertisch besteht aus drei einzeln übereinanderliegenden Tischen, wobei der untere Tisch festgesetzt und die darauf aufbauenden Tische je in einer Achse verschiebbar gelagert sind. Die Verstellung erfolgt bei jeder Achse durch je einen Antrieb mit Lagerung außerhalb des Vakuums. Über den an der oberen Tischebene befestigten Vakuumbalg wirkt der Lateralhub auf die innerhalb des Vakuums befindlichen Systeme.

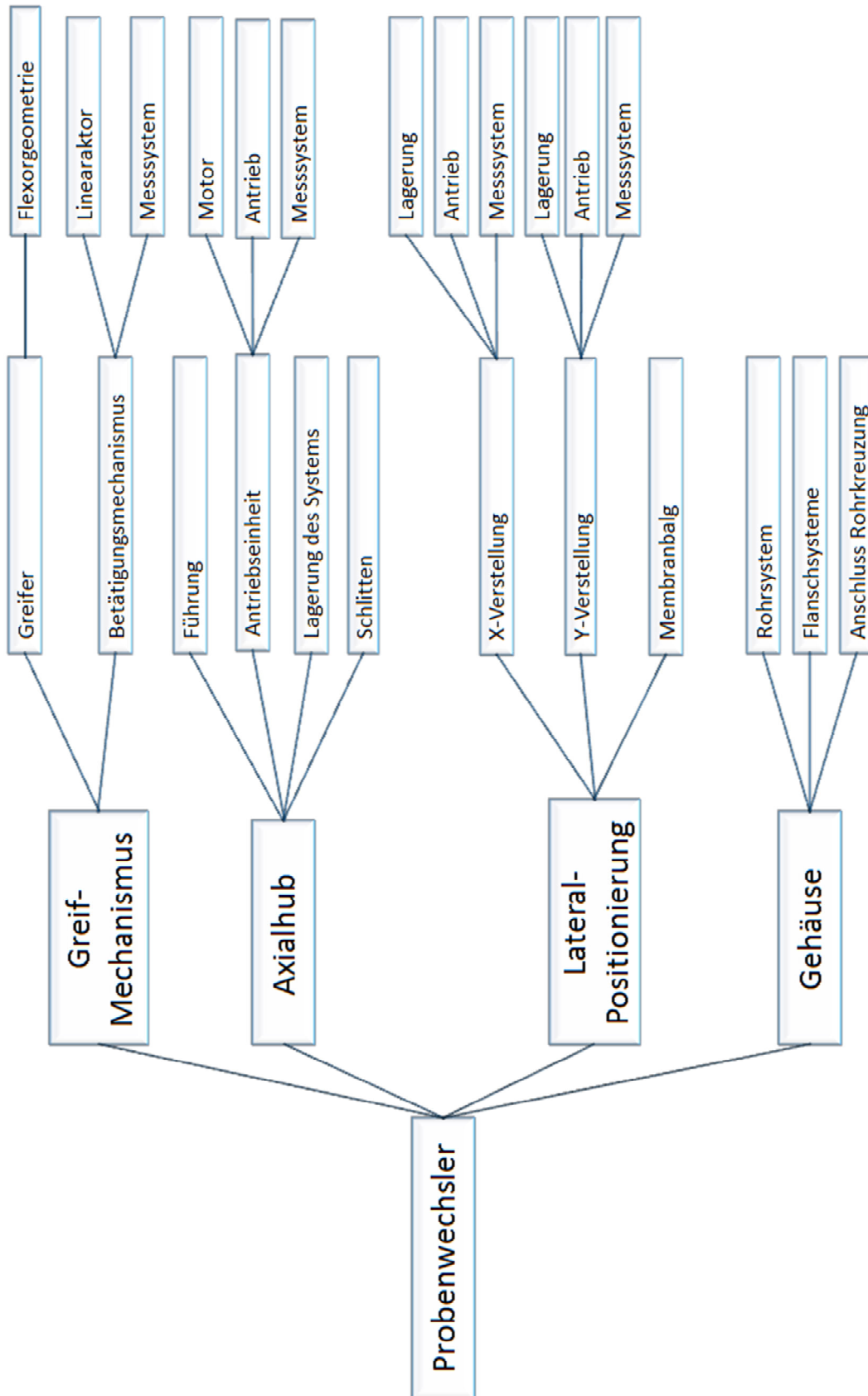


Abbildung 17: Systemstruktur mit Aufgliederung bis zur Komponentenebene.

5 Lösungsfindung

Die Lösungsfindung der drei Untersysteme Greifmechanismus, Axialhub und Lateralpositionierung erfolgt nach unterschiedlichen Vorgehensweisen. Die Entwicklung des Greifmechanismus wird als Schwerpunkt dieser Arbeit besonders betrachtet und detailliert beschrieben.

5.1 Greifmechanismus

Das Untersystem Greifmechanismus basiert auf einem Greifer, der die Proben mit einer reproduzierbaren Greifbewegung, bei kryogenischen Temperaturen, gezielt klemmen (siehe Abbildung 18) und freigeben kann. Für die Betätigung des Greifers wird ein vakuumtauglicher Linearaktor verwendet und auf seine Einsatzmöglichkeit bei kryogenischen Temperaturen geprüft und thermisch von den gekühlten Komponenten isoliert. Die Entwicklung des Systems läuft nacheinander ab, wobei der Greifer den ersten Schritt darstellt. Alle folgenden Komponenten wurden in Abhängigkeit zum Greifer entwickelt.

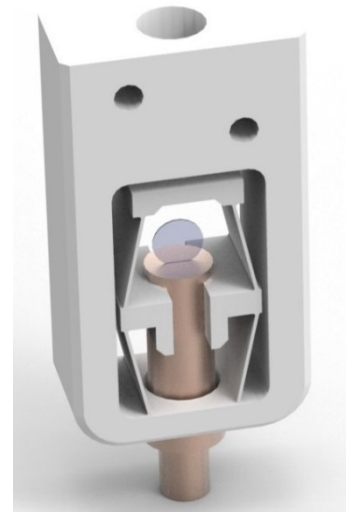


Abbildung 18: Modell eines flexorbasierenden Greifers mit geklemmten Probenstift.

5.1.1 Greifer

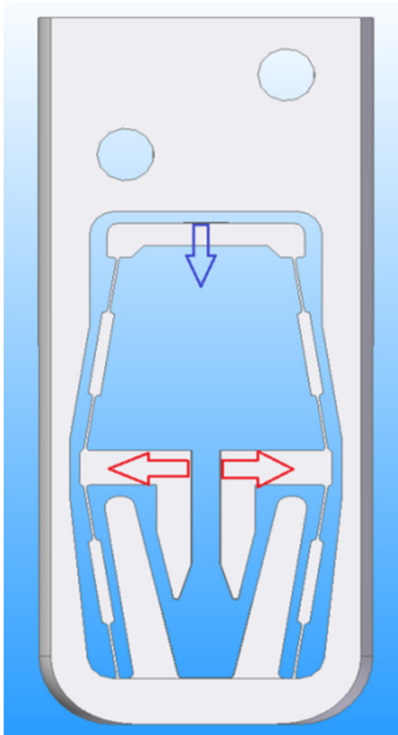
Die Entwicklung des Greifers basiert auf unterschiedlichen Ideen, die mit dem FEM-Programm ANSYS hinsichtlich ihrer Realisierbarkeit überprüft werden. Verschiedene Flexorgeometrien werden unter Variation der Parameter hinsichtlich der geltenden Anforderungen untersucht und die Ergebnisse in den Tabellen 4-8 festgehalten, um Abhängigkeiten zu ermitteln und die Geometrie zu optimieren.

Die Funktionsweise und die grundlegende Geometrie basieren auf einem älteren Konzept eines Probengreifers, welches am DESY entwickelt wurde.

5.1.1.1 Funktionsprinzip

Aufgrund des beengten lateralen Bauraums erfolgt die Betätigung des Greifers über eine Kraft bzw. Verschiebung von oben und muss in eine laterale Bewegung gewandelt werden, da der Probenstift eine seitliche Klemmung erfordert. Daraus resultiert für den Greifer, dass er den Probenstift nicht nur mit entsprechenden Greifwerkzeugen aufnehmen, sondern die Verschiebung des Betätigungsmechanismus auch über seine innere Geometrie wandeln muss (siehe Abbildung 19).

Durch die Gefahr des Vereisens und des Festsetzens der kryogenisch gekühlten Komponenten lassen sich gängige Mechanismen, wie Hebel mit Drehpunkten nicht umsetzen, weswegen auf Festkörpergelenke zurückgegriffen wird. Diese bieten den Vorteil, dass Bewegungen nicht über Reibkontakte geführt werden, sondern durch elastische Verformungen definierter Geometrien (siehe Kapitel 3.7 Flexoren – Festkörpergelenke).



Die Winkelanstellung der Flexorgeometrie bewirkt neben dem Wandeln der Verschiebung auch eine Über- bzw. Untersetzung. So lassen sich die benötigte Verschiebung durch die Betätigung, mit daraus resultierender Kraft, und die benötigte laterale Verschiebung der Greifwerkzeuge entsprechend der Anforderungen und Möglichkeiten des Betätigungsmechanismus abstimmen.

Abbildung 19: Wirkprinzip der inneren Flexorgeometrie. Eine von außen aufgebrachte axiale Verschiebung (blauer Pfeil) wird in eine laterale Verschiebung der Greifwerkzeuge (roter Pfeil) gewandelt.

Wird der Greifer nicht mehr vom Linearaktor betätigt, streben die inneren Flexorelemente ihre Ruhelage an, werden jedoch durch den eingesetzten Probenstift bei der Verschiebung blockiert. Um die Probe zu halten wird die daraus resultierende Kraftreaktion (siehe Kapitel 3.7) genutzt. Hierzu wird das Spaltmaß zwischen den Greifwerkzeugen in Ruhelage kleiner ausgelegt, als das entsprechende Maß des Probenstiftes.

5.1.1.2 Anforderungen

Um den Anforderungen gerecht zu werden muss der zu entwickelnde Greifer, neben der monolithischen Flexorgeometrie und Eignung unter kryogenischen Temperaturen, für das Drahterodieren fertigungsgerecht konstruiert werden. Des Weiteren müssen die Greifwerkzeuge einen definierten Probenträger, bzw. Probenstift mit einem Durchmesser $D = 4 \text{ mm}$ mit einer Kraft $F_k \geq 10 \text{ N}$ klemmen und eine Lebensdauer von >3.000 Probenwechsel, entspricht 12.000 Lastspielen beim Öffnen, aufweisen.

Bei der Werkstoffauswahl sind sowohl die Tauglichkeit unter kryogenischen Temperaturen im Vakuum, die Eignung zum Drahterodieren und ein hohes elastisches Verformungsvermögen zu berücksichtigen. Des Weiteren ist eine geringe Wärmeausdehnung aus konstruktiver Sicht zu bevorzugen. Zudem sollten die Materialien eine geringe Wärmeleitfähigkeit bei tiefen Temperaturen aufweisen, um die Proben während des Transfers unterhalb der kritischen Temperatur zu halten.

5.1.1.3 Werkstoffauswahl mit Kenndaten

Das wachsende Aufkommen von kryogenischen Anwendungen in den 1950er Jahren führte in den folgenden Jahrzehnten zu einem vermehrten Interesse an tieftemperaturtauglichen Werkstoffen. Neben diversen Stahllegierungen, Verbundwerkstoffen, Kunststoffen und weiteren Nicht-Eisen-Legierungen konnten sich Titanlegierungen durchsetzen. Diese zeichnen sich durch ein hohes Verhältnis von Festigkeit zu Gewicht aus und besitzen eine vergleichsweise gute Duktilität, sind jedoch meist teurer und schwerer zu bearbeiten als andere Konstruktionswerkstoffe.

Mit einer vergleichsweise geringen Wärmeleitfähigkeit und thermischen Ausdehnung bei einer Betriebstemperatur von 100 K , erfüllen Titanlegierungen die werkstoffspezifischen Betriebsanforderungen des Greifers (Siehe Anhang Materialdaten bei Kryotemperaturen Abbildung 1 und Abbildung 2). Sie können zudem drahterodiert werden, um eine präzise monolithische Flexorgeometrie zu fertigen. [24,25]

Die am häufigsten eingesetzten Titanlegierungen, Ti5Al2,5Sn und Ti6Al4V, besitzen bei fallender Temperatur eine steigende Dehngrenze und, je nach Zustand, bis zu einer Temperatur von 100 K ansatzweise konstante Bruchdehnung (siehe Anhang Materialdaten bei Kryotemperaturen Abbildung 3).

Kapitel 5 Lösungsfindung

Auf Grund der höheren Dehngrenze wird die Titanlegierung Ti6Al4V als Werkstoff für den Greifer ausgewählt.

Für die Entwicklung des Probengreifers sind folgende, in Tabelle 3 aufgeführte Daten des Werkstoffes Ti6Al4V bei Raumtemperatur und Einsatztemperatur relevant. [24, 29, 30]

Tabelle 3: Materialdaten von Ti6Al4V bei 297 K und 100 K.

Ti6Al4V / Titan Grade 5				
	Dichte	ρ [kg/dm ³]	4,43	
	E-Modul	E [GPa]	113,8	
297 K (20° C)	Bruchdehnung	A [%]	14	
	Zugfestigkeit	R_m [MPa]	950	
	Dehngrenze	$R_{p0,2}$ [MPa]	880	
	Dauerfestigkeit	σ_1 [MPa]	510	Ungekerbt bei 10.000.000 Lastspielen
	Zeitfestigkeit	σ_2 [MPa]	660	Ungekerbt bei 100.000 Lastspielen
100 K (-173° C)	Bruchdehnung	A [%]	11	
	Zugfestigkeit	R_m [MPa]	1568	
	Dehngrenze	$R_{p0,2}$ [MPa]	1400	
	Wärmeleitfähigkeit	λ [W/mK]	4	
	Wärmeausdehnung	$\Delta L/L$ [%]	0,15	Temperaturdifferenz: 293 K zu 100 K

5.1.1.4 Auslegung und Berechnung mit ANSYS

Die Flexorgeometrie wird zunächst bei eingesetztem Probenstift betrachtet um die resultierende Klemmkraft und die Verteilung der Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungshypothese (von Mises) $\sigma_{V,GEH}$ zu ermitteln. Die ersten Berechnungen erfolgen, aufgrund der geringeren benötigten Rechenzeit und -leistung, linear ohne große Verformungen.

Hierzu werden die Größen der Flexorgeometrie, die Winkelanstellung der vier gespiegelten Flexoren und die Verschiebung der Greifwerkzeuge durch Änderung des Spaltmaßes in Ruheposition variiert. Die Bezeichnung der Parameter, wie in Abbildung 20 definiert, ist wie folgt festgelegt.

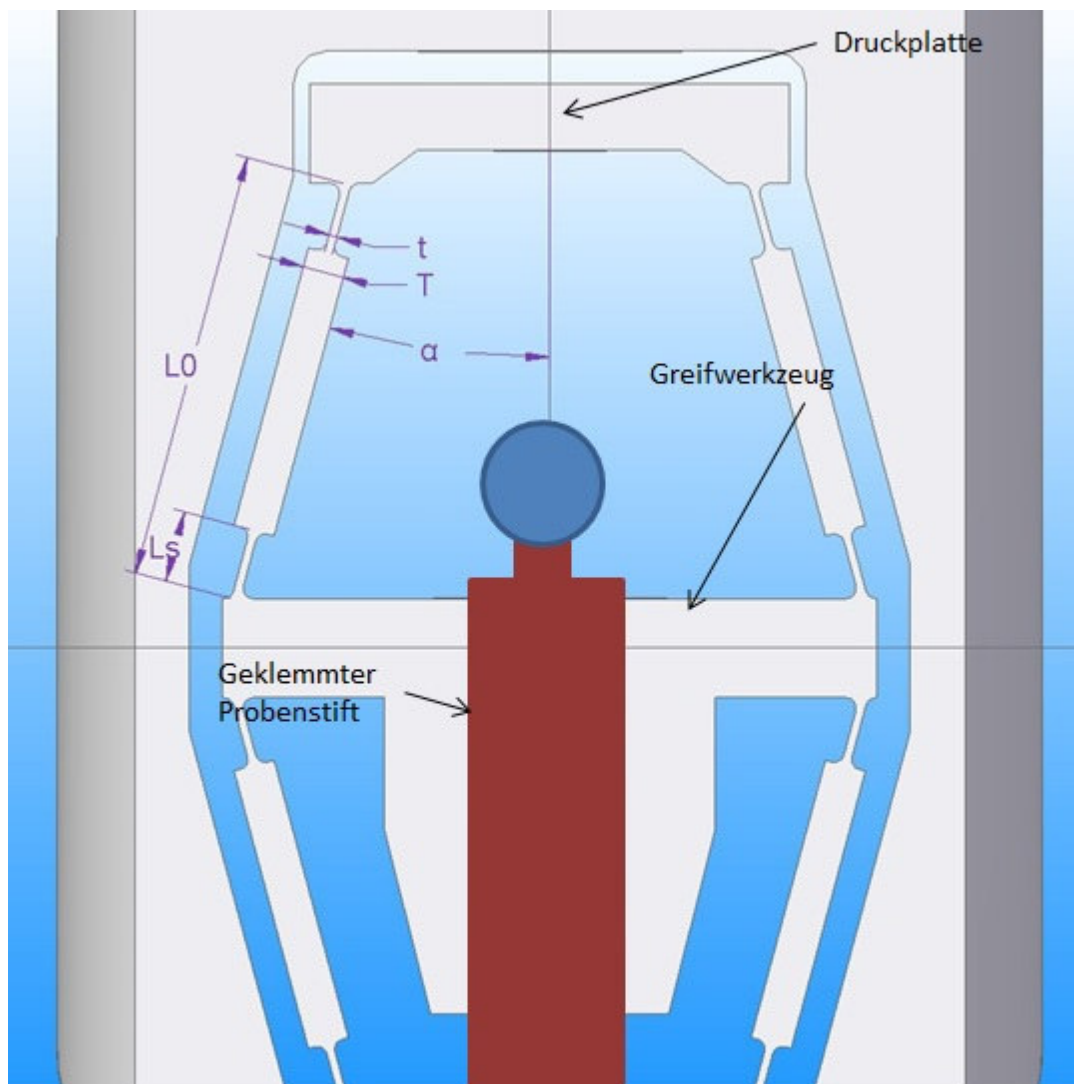


Abbildung 20: Parameter der untersuchten Flexorelemente.

Parameter:

Steglänge L_s

Flexorlänge L_0

Stegdicke t

Versteifungsdicke T

Winkelanstellung α

Verschiebung durch den Probenstift u

Designrichtlinien:

$$\lambda = \frac{L_s}{L_0}$$

$$0 < \lambda < \frac{1}{2}, \text{ typisch } \lambda = \frac{1}{6}$$

$$\gamma = \frac{t}{T}$$

$$0 < \gamma < 1, \text{ typisch } \gamma = \frac{1}{5}$$

Entnommen aus Quelle [26]

Die ersten Berechnungen werden an sechs verschiedenen Varianten (siehe Tabelle 4) durchgeführt, welche mit Hilfe von Designrichtlinien zur Konstruktion von verstärkten Blattfedern ausgelegt sind, um erste Anhaltspunkte für weiterführende Berechnungen und eine Optimierung der Geometrie zu erhalten. Besonders das typische Dickenverhältnis γ wird bei der Auslegung durchgehend berücksichtigt, da es sich bei ähnlichen Konstruktionen von Festkörpergelenken bewährt hat. Zusätzlich wird die eingeführte Länge des Probenstiftes betrachtet, die aus der Höhe der Flexorgeometrie resultiert und nach Möglichkeit gering gehalten werden soll.

Tabelle 4: Übersicht der Greifervarianten für die Berechnung mit verschiedenen Parametern.

Parameter	Formelzeichen	V1	V2	V3	V4	V5	V6
Steglänge	L_s [mm]	1,167	1,083	1,5	0,9	2,5	2,8
Stegdicke	t [mm]	0,15	0,125	0,125	0,1	0,2	0,175
Gesamtlänge	L_0 [mm]	7	6,5	5	4,5	6	7
Versteifungsdicke	T [mm]	0,75	0,625	0,5	0,5	1	0,875
Flexortiefe	b [mm]	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6
Winkel	α [°]	30	15	30	30	35	35
Verschiebung Klemmen	u_k [µm]	150	200	150	150	150	150
Lamda	λ	0,167	0,167	0,3	0,2	0,5	0,4
Gamma	γ	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Eingeführte Stiftlänge	L_{Stift} [mm]	11,6	11,0	9,3	8,7	10,8	12,0

Bei der Berechnung mit dem FEM-Programm ANSYS ist besonders im Vorfeld auf die richtige Vernetzung zu achten. Hierbei ist es wichtig, dass ausreichend Elemente über die Stegdicke der Flexoren erzeugt werden, da hier lokale Spannungsmaxima mit einem sehr steilen Verlauf über die Dicke zu erwarten sind. Bei zu wenigen Elementen kann das Ergebnis stark abweichen und eine deutlich niedrigere Spannung ausgegeben werden, als näherungsweise korrekt wäre. Zu viele Elemente hingegen liefern zwar eine marginale Verbesserung der Genauigkeit, benötigen dafür jedoch deutlich mehr Rechenzeit und -leistung.

Für die ersten Berechnungen ist die Vernetzung in den Flexoren mit mindestens drei Elementen über die Stegdicke ausreichend. Große Verformungen sind, aufgrund der iterativen Herangehensweise und damit deutlich höheren Rechenzeit, zunächst deaktiviert. Des Weiteren wird bei der Berechnung, mangels entsprechender in der Datenbank hinterlegter temperaturabhängiger Festigkeitswerte des verwendeten Materials Ti6Al4V, für das Modell Raumtemperatur angenommen. Durch die steigenden Festigkeitswerte bei fallenden Temperaturen (siehe Kapitel 6.1.1.3 Materialauswahl des Greifers), kann dieser Schritt als weitere Sicherheit durchgeführt werden.

Tabelle 5: Ergebnisse der berechneten Greifervarianten V1-V6.

Ergebnis	Formelzeichen	V1	V2	V3	V4	V5	V6
Max. Vergleichsspannung	σ_k [MPa]	340,0	271,2	390,6	528,3	427,0	275,1
Klemmkraft	F_k [N]	6,7	3,7	8,1	7,9	18,7	7,9

Bei den Ergebnissen fällt auf, dass einzig die Variante 5 mit ihren Parametern die geforderte Klemmkraft $F_k \geq 10 \text{ N}$ erreicht. Auffällig ist das Verhältnis zwischen ausgegebener Klemmkraft und maximal erreichter Vergleichsspannung bei Variante 6, da die Differenz zur geforderten Klemmkraft vergleichsweise gering und das Spannungsmaximum niedrig sind (siehe Tabelle 5).

Beide Varianten weisen dabei zu hohe erforderliche Längen des Probenstiftes und große Winkelstellungen auf. Dies wirkt sich sowohl ungünstig auf die Gesamtlänge des Probenstiftes, als auch auf die Gesamtbreite des Greifers aus.

Für eine kompaktere Bauweise wird die Flexorgeometrie so modifiziert, dass die Versteifung entfällt (siehe Abbildung 21). Der Flexor kann sich nun näherungsweise wie eine Blattfeder über seine gesamte Länge im *S-Mode* verformen.

Durch das Wegfallen der Versteifung ist die sich verformende Steglänge L_s gleich der Gesamtlänge L_0 und somit deutlich länger, ohne dabei die Höhe der Geometrie oder die Winkelanstellung α , bzw. die Gesamtbreite, zu erhöhen.

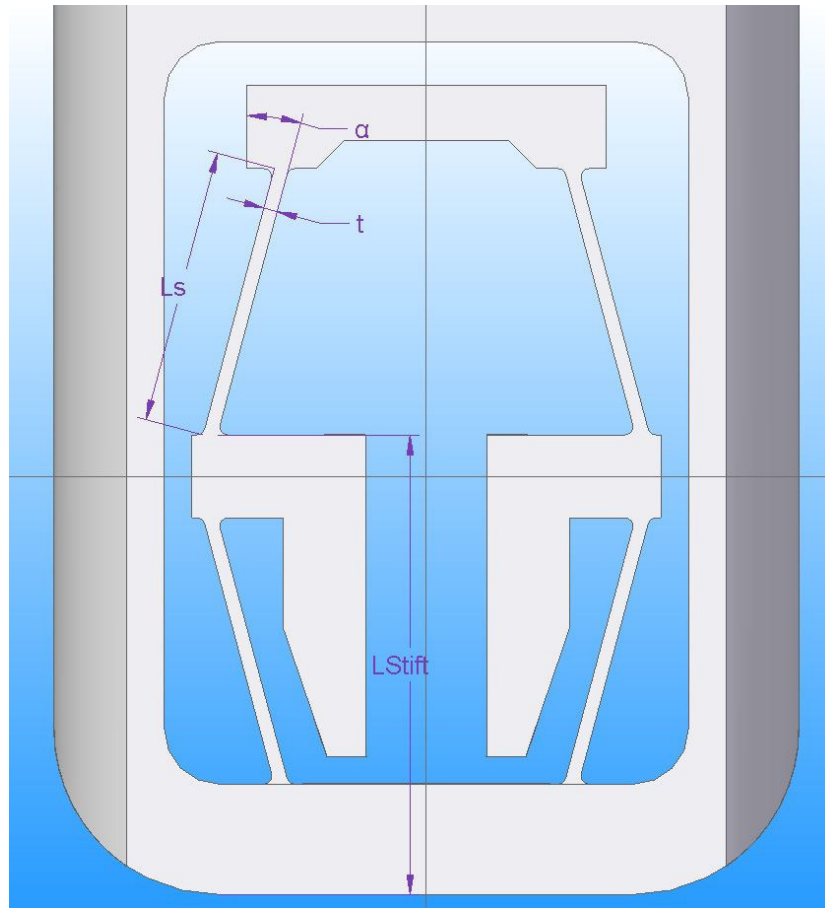


Abbildung 21: Parameter der untersuchten Flexorgeometrie ohne Versteifung.

Eine erste Berechnung und Betrachtung nach den gewählten Parametern (siehe Tabelle 6 Parameter ohne Versteifung) zeigt eine deutliche Erhöhung der resultierenden Klemmkraft und Maximalspannung, bei gleichzeitiger Kürzung der erforderlichen eingeführten Stiftlänge.

Tabelle 6: Parameter und Ergebnisse für Flexor ohne Versteifung.

Parameter / Ergebnis	Formelzeichen	V0.1
Steglänge	L_s	5
Stegdick	t	0,25
Flexortiefe	b	7,6
Winkel	α [°]	15
Verschiebung	U_k [μm]	150
Eingeführte Stiftlänge	L_{stift} [mm]	8,3
Vergleichsspannung	σ_k [MPa]	622,5
Klemmkraft	F_k [N]	38,5

Um die Maximalspannung und Klemmkraft auf ein ertragbares bzw. erforderliches Maß zu reduzieren, muss die Steifigkeit der Flexoren deutlich reduziert werden. Die einflussreichsten Parameter hierfür sind eine Reduzierung der Stegdicke t , eine Reduzierung der Verschiebung u_k oder eine größere Auslegung der Steglänge L_s . Letztere hat direkten Einfluss auf die benötigte eingeführte Stiftlänge und würde sich bei einer Verlängerung der Steglänge negativ auswirken. Weitere Varianten werden u.a. mit reduzierter Stegdicke und Verschiebung, sowie Änderungen in der Steglänge betrachtet und weiter optimiert. Die in Tabelle 7 gezeigten Varianten weisen die besten Ergebnisse auf konnte sich durchsetzen. Hierbei wird neben der maximalen Vergleichsspannung beim Klemmen der Proben σ_k auch die maximale Vergleichsspannung σ_{open} beim Öffnen des Greifers, mit einer Verschiebung u_{open} betrachtet.

Tabelle 7: Parameter und Ergebnisse bis zur optimierten Lösung.

Parameter / Ergebnis	Formelzeichen	V0.1.7	V0.1.7.4
Steglänge	L_s [mm]	5	6
Stegdick	t [mm]	0,2	0,2
Flexortiefe	b [mm]	7,6	6,6
Winkel	α [°]	15	12
Verschiebung klemmen	u_k [μm]	150	150
Eingeführte Stiftlänge	L_{stift} [mm]	8,3	9,4
Spannung	σ_k [MPa]	480	335
Klemmkraft	F_k [N]	20	9,9
Verschiebung Öffnen	u_{open} [μm]	300	300
Spannung Öffnen	σ_{open} [MPa]	961	670

Die optimierte Lösung V01.7.4 wird aufgrund der ertragbaren maximalen Vergleichsspannung, der resultierenden Klemmkraft und der Abmaße des Greifers (siehe Abbildung 29) gewählt und erneut mit ANSYS unter zugelassenen großen Verformungen nichtlinear berechnet. Um die erforderliche Rechenzeit und -leistung für die iterative nichtlineare Berechnung (siehe Kapitel 3.6 Finite Elemente Methode) zu minimieren, werden bei dem berechneten 3D-Modell des Greifers geometrische Vereinfachungen vorgenommen (siehe Abbildung 22). Der Fokus liegt bei der Flexorgeometrie mit einer hohen Vernetzungsdichte (siehe Abbildung 23).

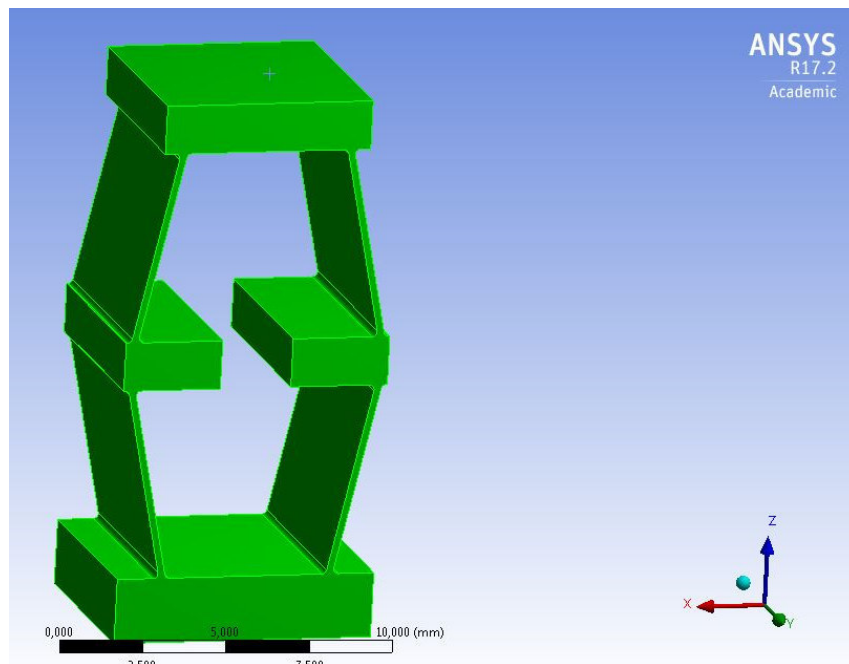


Abbildung 22: Vereinfachung des Greifers für nichtlineare FEM-Berechnung mit dem Programm ANSYS.

Die weitere nicht betrachtete Randgeometrie entfällt im Modell und wird ANSYS mittels Randbedingungen übergeben. Hierdurch lassen sich eine feinere Netzstruktur innerhalb der Flexoren und eine kleinere Gesamtzahl an berechneten Elementen realisieren.

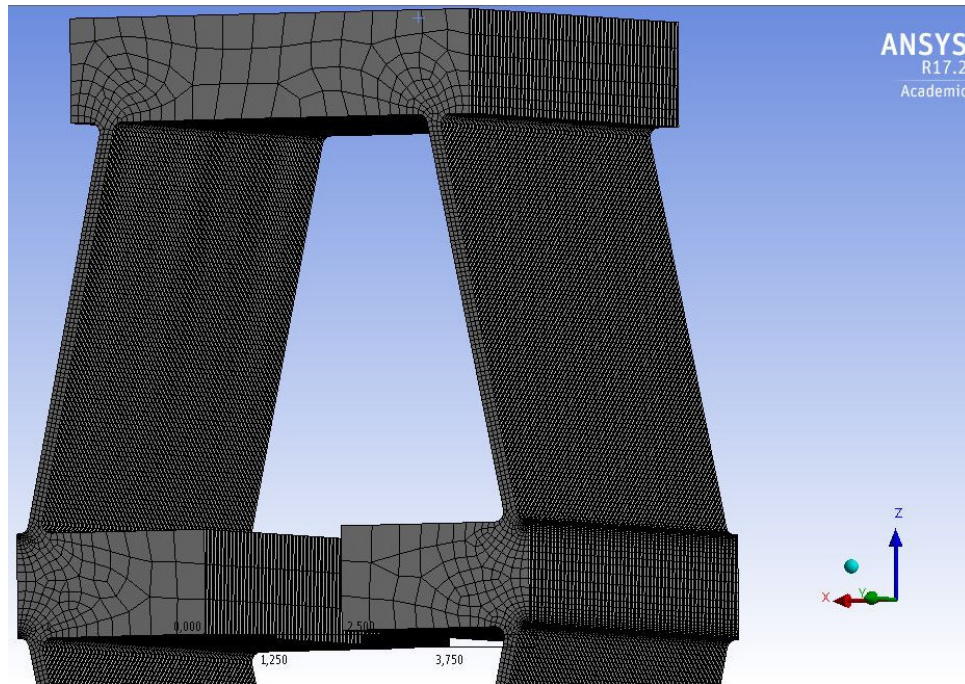


Abbildung 23: Verfeinerte Netzstruktur der vereinfachten Geometrie zur nichtlinearen Berechnung.

Im ersten Schritt wird die nichtlineare Berechnung für den Zustand eines eingesetzten Probenstiftes durchgeführt und neben den Werten für die Klemmkraft und Vergleichsspannung auch die benötigte Verschiebung an der Druckplatte der Flexorgeometrie und die Gesamtverschiebung betrachtet.

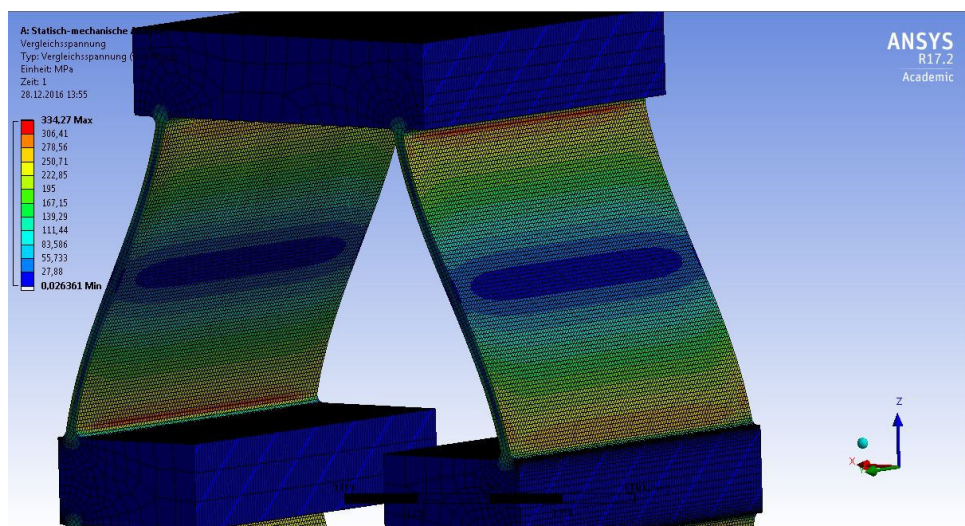


Abbildung 24: Vergleichsspannung bei eingesetzten Probenstift.

Die Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungshypothese zeigt annähernd die gleichen Werte bei der linearen- und nichtlinearen Berechnung (siehe Abbildung 24). Bezogen auf den Querschnitt sind die Verformungen zu gering, um gravierende Abweichungen bei der Steifigkeit zu erzeugen. Dementsprechend ist die resultierende Klemmkraft mit $F_k = 10,1 N$ bei der nichtlinearen Lösung annähernd gleich. Die leichten Abweichungen können mit den unterschiedlichen Vernetzungen erklärt werden.

Bei eingesetzten Probenstift resultiert aus der Verschiebung der Greifwerkzeuge eine Verschiebung der Druckplatte (siehe Abbildung 25) von $u_z = 68 \mu m$, welche ein entsprechender Linearaktor aufbringen müsste.

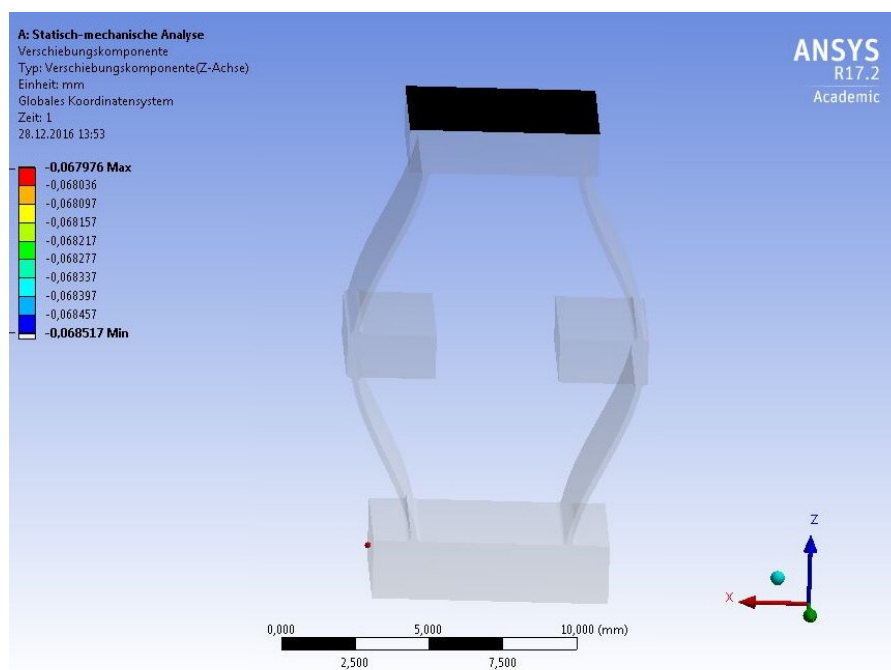


Abbildung 25: Verschiebung der Druckplatte bei geklemmten Probenstift.

Weiterhin wird das Verhalten beim Öffnen des Greifers betrachtet. Die Greifwerkzeuge führen je eine Verschiebung $u_{open} = 320 \mu m$ entlang der X-Achse aus und die mechanischen Reaktionen – die Vergleichsspannung, die untersetzte Verschiebung $u_{z,open}$ an der Druckplatte in Z-Richtung und die dafür benötigte Kraft F_{open} – werden ermittelt. Die Verschiebung $u_{open} = 320 \mu m$ ist die maximale Verschiebung der Greifwerkzeuge, bevor diese an der Randgeometrie des Greifers anschlägt und weitere Verschiebungen sperrt.

Wie zu erwarten siedelt sich das Spannungsmaximum in den Übergängen der Flexorelemente an (siehe Abbildung 26 und ist für den Werkstoff entsprechend der Anforderungen ertragbar. Eine Abweichung zur linearen Berechnung kommt durch die leicht höhere Verschiebung und den Einfluss von großen Verformungen auf die Steifigkeit des Flexors zustande.

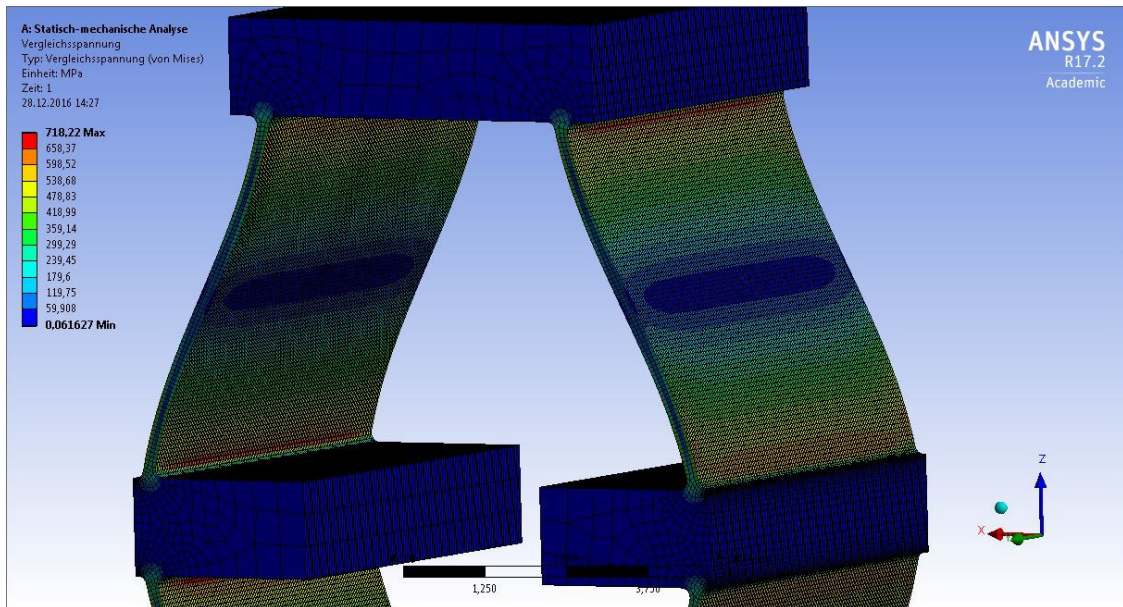


Abbildung 26: Vergleichsspannung von Mises beim Öffnen des Greifers.

Um den Greifer zu öffnen, muss der betätigende Linearaktor entlang der Z-Achse eine Verschiebung von $u_{z,open} = -157\mu m$ (siehe Abbildung 27) mit einer Kraft von $F_{open} = -77N$ (siehe Abbildung 28) auf die Druckplatte aufbringen.

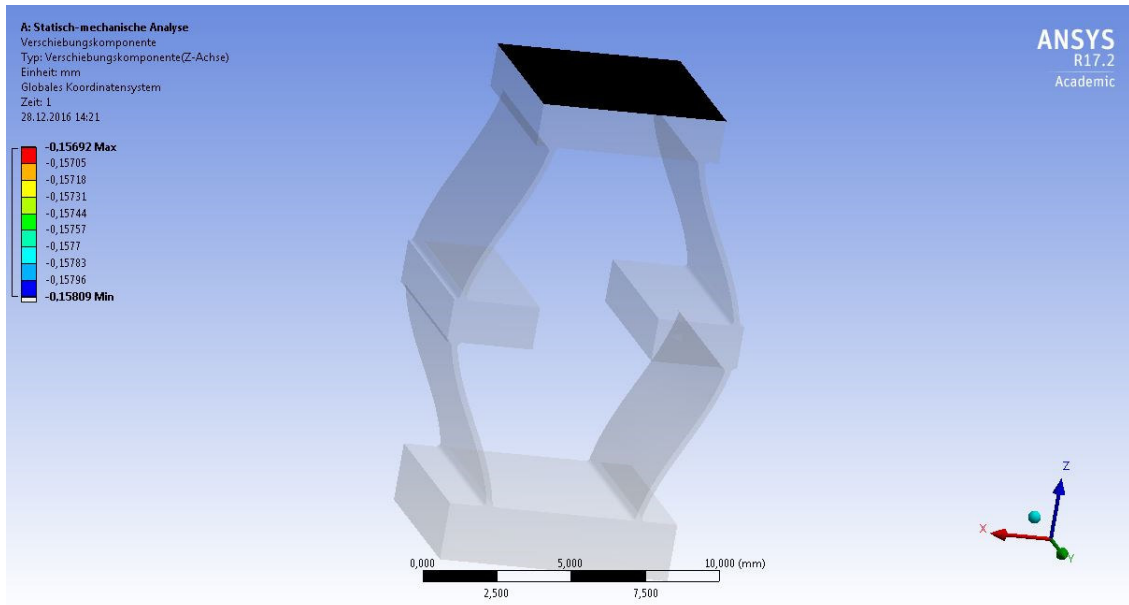


Abbildung 27: Unteretzte Verschiebung an der Druckplatte zum Öffnen des Greifers.

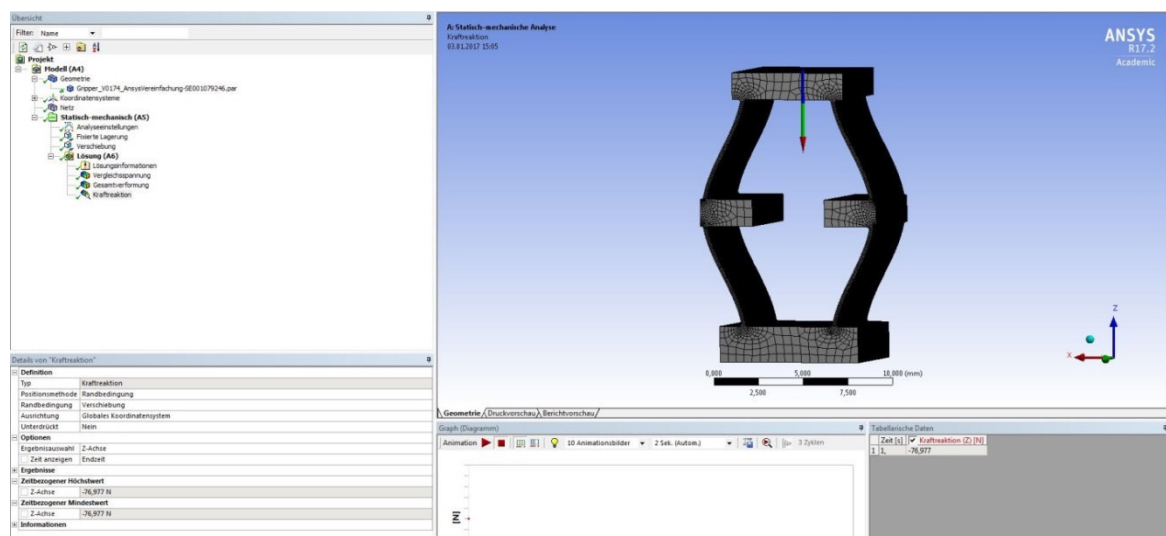


Abbildung 28: Ermittelte Kraftreaktion an der Druckplatte des Greifers zum Öffnen.

Der mittels FEM-Berechnungen iterativ entwickelte Probengreifer dient als Grundlage für die weitere Entwicklung des Untersystems und weist im Betrieb folgende Kenndaten auf (siehe Tabelle 7, Abbildung 34):

Tabelle 8: Kenndaten des Probengreifers V0.1.7.4 beim Klemmen und Öffnen.

Probengreifer V0.1.7.4			
Geometrie	Steglänge	L_s [mm]	6
	Stegdicke	t [mm]	0,2
	Flexortiefe	b [mm]	6,6
	Winkel	α [°]	12
	Eingeführte Stiftlänge	L_{Stift} [mm]	9,63
Probenstift Klemmen	Verschiebung	u_k [µm]	150
	Spannung	σ_k [MPa]	334,3
	Klemmkraft	F_k [N]	10,1
Greifer Öffnen	Verschiebung Greifwerkzeuge	u_{open} [µm]	320
	Spannung	σ_{open} [MPa]	718,2
	Verschiebung Druckplatte	$u_{z,open}$ [µm]	157
	Benötigte Kraft Druckplatte	F_{open} [N]	77

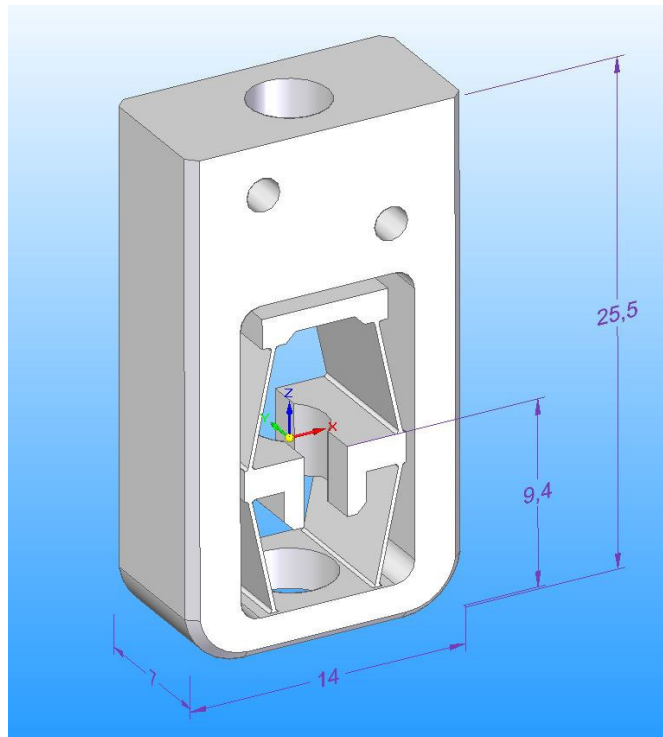


Abbildung 29: Abmaße der finalen Variante des Probengreifers V0.1.7.4.

Für die Lebensdauerberechnung des Greifers wird die Steigung der Wöhlerkurve mittels der Punkte der Dauer- und Zeitfestigkeit mit der jeweiligen Lastspielzahl, für den eingesetzten Werkstoff (siehe Tabelle 2) ermittelt. Folgend lässt sich für eine beliebige Spannung eine dazugehörige Lastspielzahl ermitteln. Die Berechnung wird, aufgrund mangelnder Daten zu den mechanischen Eigenschaften von Ti6Al4V bei kryogenischen

Temperaturen, mit Werten unter Raumtemperatur durchgeführt. Durch den Einsatz des Greifers bei 100 K steigen die mechanischen Werte und ertragbaren Lastspiele im Vergleich zur Raumtemperatur, was für die Lebensdauerberechnung als weitere Sicherheit angesehen wird (siehe Tabelle 3).

$$\text{Steigung der Wählerkurve } k = \frac{\log N_2 - \log N_1}{\log \sigma_1 - \log \sigma_2} = 17,861$$

$$\text{Ertragbare Lastspiele } N = N_1 * \left(\frac{\sigma}{\sigma_1}\right)^{-k}$$

Für die mit ANSYS ermittelte maximale Vergleichsspannung (von Mises) beim Öffnen des Greifers (siehe Tabelle 8) ergibt sich für Raumtemperatur folgende ertragbare Lastspielzahl:

$$N(\sigma_{open}) = N_1 * \left(\frac{\sigma_{open}}{\sigma_1}\right)^{-k} = 22.104$$

Die ermittelte ertragbare Lastspielzahl ist deutlich höher als die geforderte Lebensdauer des Greifers (siehe Kapitel 3 Aufgabenstellung und Anforderungsliste). Hinzu kommt noch die erwähnte weitere Sicherheit durch die Zunahme der ertragbaren Spannungen unter kryogenisch gekühlten Temperaturen.

5.1.2 Linearaktor

Der Linearaktor dient zur Betätigung des Greifers um diesen durch die Verschiebung der Druckplatte zu öffnen. Hierzu wird ein piezoelektrischer Stapelaktor gewählt, welcher im späteren Verlauf dieser Arbeit, aufgrund von angestellten thermischen Berechnungen, durch einen Schrittmotor mit Linearaktuator ersetzt wird.

5.1.2.1 Funktionsprinzip

Wird der Stapelaktor bestromt, führen die Piezoelemente entsprechend des Stromes eine lineare Verschiebung aus (siehe Kapitel 3.9.2 Piezolinearaktoren und piezoelektrischer Effekt). Der Stellweg ist hierbei abhängig von der angelegten Spannung und kann im sub-Mikrometerbereich genau aufgelöst und reproduziert werden, ist jedoch auf wenige Mikrometer pro Piezoelement beschränkt. Hier gilt das Prinzip kleiner exakter Stellweg und hohe Krafterzeugung.

5.1.2.2 Anforderungen

Neben der Anforderung die Betätigung durch einen Piezo-Stapelaktor auszuführen, sind die Abmaße durch eine erforderliche kompakte Bauweise begrenzt. Des Weiteren muss der Stapelaktor vakuumtauglich sein und durch die Abhängigkeit zum Greifer den entsprechenden Stellweg leisten können.

Zusätzlich muss eine Regelung des Stellweges vorhanden sein, um die Druckplatte des Greifers entsprechend dem Öffnen, dem Klemmen eines Probenstiftes oder der Ruhelage zu positionieren. Hierfür müssen folgende Punkte angefahren werden:

$$s_{klemm} = 68 \mu m ; s_{open} = 157 \mu m$$

5.1.2.3 Auslegung

Eine grobe Orientierung zur Länge der Piezoelemente des Stapelaktors in Abhängigkeit des erforderlichen Stellweges bietet folgende Faustformel:

$$L_{Stapelaktor} = \text{erforderlicher Stellweg} [\mu m] * 1 [mm/\mu m]$$

Durch die Lagerung und Positionierung im System ist der Stapelaktor durch ein Gehäuse innerhalb eines Mantelrohres zu lagern (siehe Kapitel 5.1.2.4 Lagerung und Anbindung an den Greifer). Durch die vorgegebenen Bauraumbeschränkungen sollte der gewählte

Stapelaktor eine schlanke Baugröße mit einem maximalen Querschnitt von $\varnothing 15 \text{ mm}$ aufweisen.

Da Piezoaktoren bei tiefen Temperaturen einen Verlust ihres Stellweges verzeichnen – bei einer Temperatur von 100 K leisten sie nur noch 40% des Verstellweges bei Raumtemperatur – und nicht gänzlich ausgeschlossen werden kann, dass die unteren Piezoelemente des Stapelaktors durch die kryogenisch gekühlten Komponenten in ihrer Temperatur beeinflusst werden, ist ein Stapelaktor mit einem größeren Stellweg als zusätzliche Sicherheit zu wählen.

Der gewählte Stapelaktor von der Firma *Piezosysteme Jena Serie PA Baureihe 180/14 SG* (siehe Abbildung 30) bietet einen geregelten Hub von $160 \mu\text{m}$. Die Regelung erfolgt über angebrachte Dehnungsmessstreifen und erlaubt es die verschiedenen Arbeitspunkte anzufahren. Darüber hinaus ist der Stapelaktor bereits vorgespannt, vakuumtauglich und besitzt direkte Montagepunkte an der Basis und dem beweglichen Stößel (siehe Anhang Datenblatt Piezostapelaktor Serie PA). Eine hohe Blockierkraft von 850 N und geringer Querschnitt von $\varnothing 14 \text{ mm}$ bei 199 mm Gesamtlänge, erfüllen die Anforderungen durch den Greifer und die schlanke Bauweise der weiteren Anbindung (siehe Anhang Zeichnung Serie PA). [27]



Abbildung 30: Stapelaktoren der Serie PA.
Entnommen aus Quelle [27]

5.1.2.4 Lagerung und Anbindung an den Greifer

Um einen Verlust des möglichen Stellweges durch einen kryogenen Temperatureinfluss zu verhindern, bzw. zu minimieren, wird der Stapelaktor konstruktiv von den kryogenisch gekühlten Komponenten isoliert. Hierzu erfolgt die direkte Anbindung (siehe Abbildung 31, grün dargestellter Stapelaktor) an die tiefkalte Druckplatte des Greifers über eine Keramikwelle aus Macor (siehe Abbildung 31, khakifarbene Komponente).

Macor bietet neben einer geringen Wärmeausdehnung auch einen geringen Wärmeleitwert von $\lambda(25^{\circ}\text{C}) = 1,46 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$ und sorgt zusammen mit dem kleinen Querschnitt und Länge der Keramikwelle für einen ausreichend kleinen Wärmestrom, um den Stapelaktor innerhalb eines ertragbaren Temperaturbereiches zu betreiben. [28]

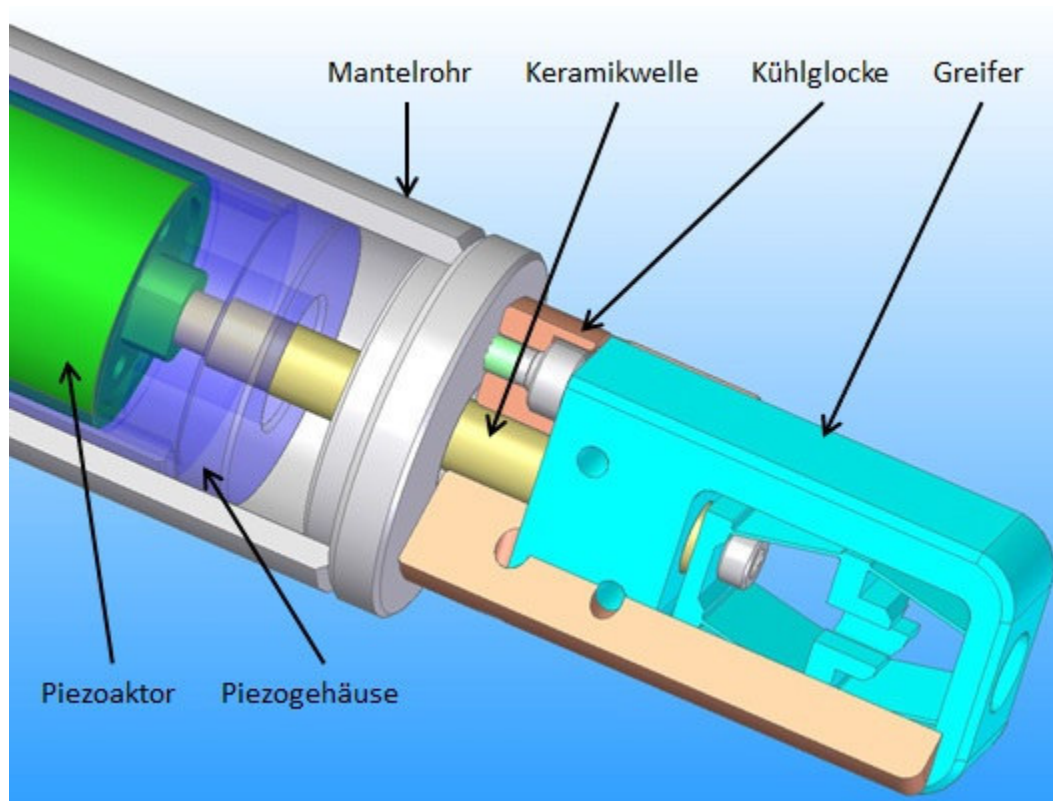


Abbildung 31: Greifer und Linearaktor mit Anschlussgeometrie.

Des Weiteren wird der Stapelaktor von einem Rohrgehäuse geführt, welches weit oberhalb der kryogenisch gekühlten Komponenten mit der Anschlussgeometrie, dem Mantelrohr, verbunden ist (siehe Abbildung 31, blau-transparent dargestellte Geometrie). Zwischen dem inneren Rohrgehäuse und dem Mantelrohr verbleibt ein geringer Vakuumpalt zur thermischen Isolierung.

Durch die Länge des Mantelrohres und den Wärmeleitwert des dafür verwendeten Edelstahl 1.4404 wird dafür gesorgt, dass der Wärmestrom gering gehalten wird und die kryogenischen Temperaturen sich nur auf die dafür vorgesehenen Komponenten und den unmittelbar angeschlossenen Bereich des Mantelrohres ausbreiten.

5.1.3 Betrachtung des Systems

Das entwickelte System wird, wie in Abbildung 32 dargestellt, komplett montiert und anschließend modular über die obere Verschraubung mit den anderen Systemen verbunden.

Bei der Fertigung und Montage ist darauf zu achten, dass alle Entlüftungsbohrungen ordnungsgemäß gefertigt und entsprechende vakuumtaugliche Schrauben mit Entlüftung der Gewindegänge verwendet werden.

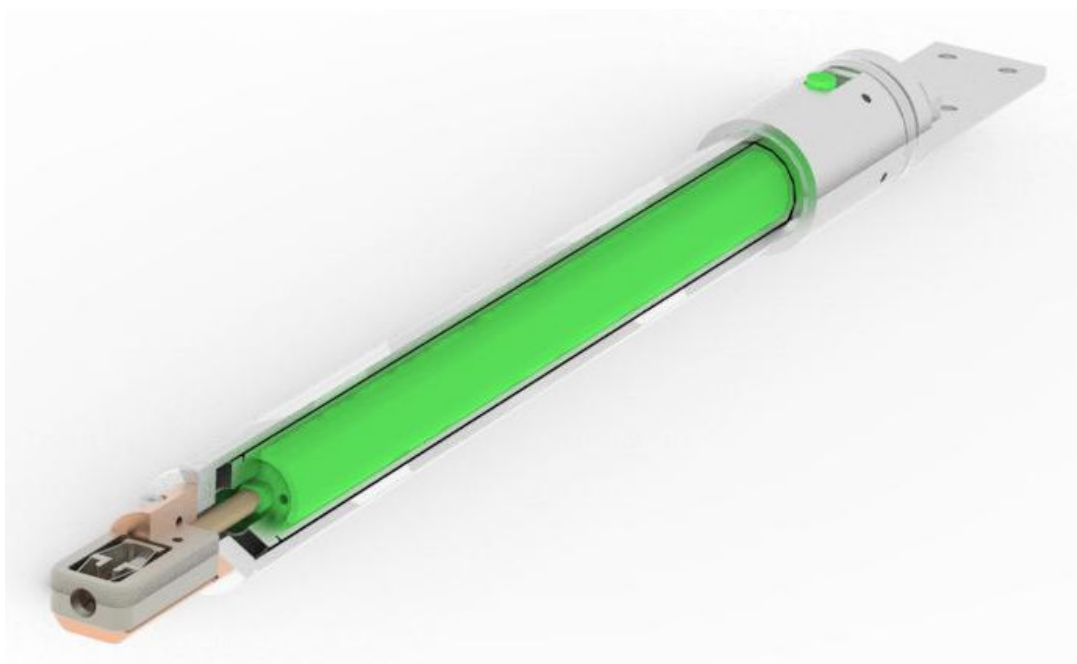


Abbildung 32: Untersystem Greifmechanismus mit hervorgehobenen Stapelaktor.

5.1.3.1 Problemstellung der thermischen Ausdehnung

Beim Einsatz des Systems bewirkt die Temperatur der kryogenisch gekühlten Komponenten eine Reaktion der angrenzenden Bauteile. Da die Temperatur über das äußere Mantelrohr verläuft, weist dieses eine entsprechende thermische Ausdehnung auf.

Die Berechnungen mit ANSYS zeigen für das Mantelrohr, unter Verwendung des Edelstahl SS 304 (1.403) oder Ti6Al4V, eine signifikante Längenänderung von $\Delta L = 26\mu m$ bzw. $\Delta L = 16\mu m$ (siehe Abbildung 33 und 34).

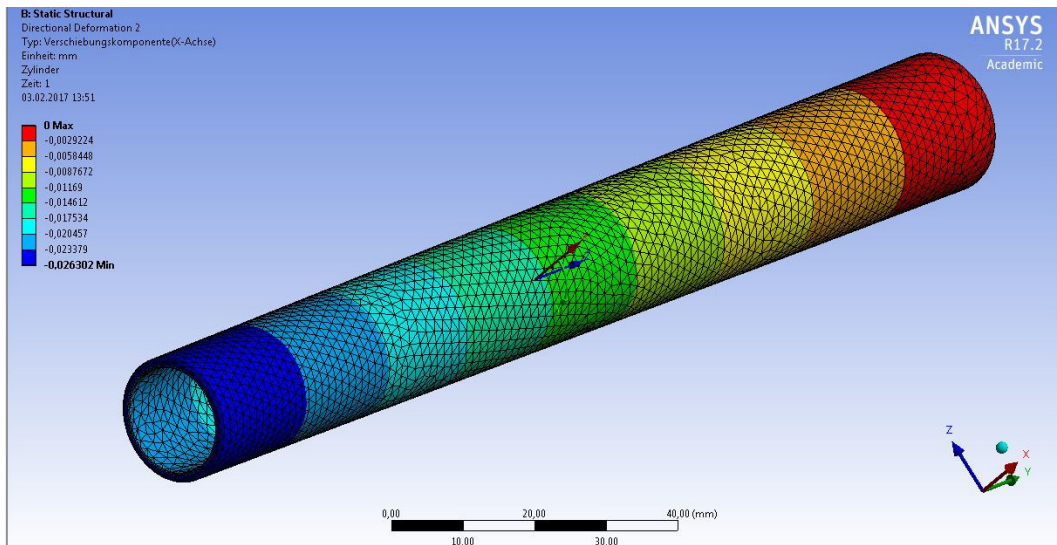


Abbildung 33: Thermische Längenänderung bei 100K für SS 304.

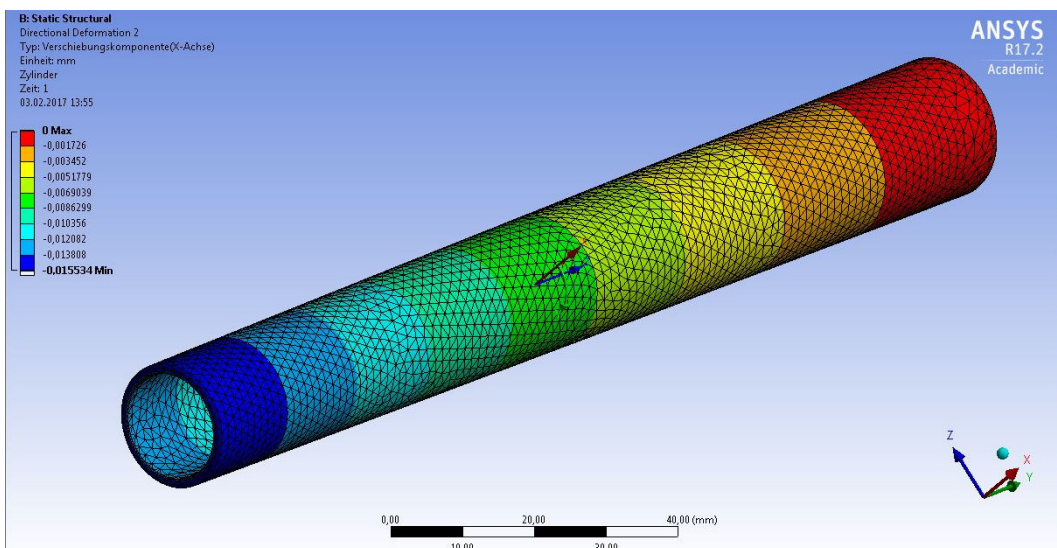


Abbildung 34: Thermische Längenänderung bei 100K für Ti6Al4V.

Da der Linearaktor nicht direkt an dem Mantelrohr befestigt ist, unterliegt er nicht der gleichen aus der thermischen Längenänderung resultierenden Verschiebung wie der Greifer. Somit wird der Greifer schon beim Kühlen durch die Verschiebung teilweise geöffnet und die aus der Verschiebung resultierende Klemmkraft F_k wird soweit vermindert, dass die Anforderung $F_k \geq 10N$ nicht mehr erfüllt wird.

5.1.4 Alternatives Konzept mit Micro-Pusher

Um die Problemstellung der thermischen Längenänderung zu umgehen wird der Einsatz eines Micro-Pushers betrachtet.

Die in der Anforderungsliste festgehaltene Forderung, den Greifer mit einem Piezo-Linearaktor zu betätigen, wird verworfen und ein neues Konzept zur Anbindung entwickelt. Hierbei ist zu beachten, dass der Greifer wie zuvor entwickelt bestehen bleibt, obwohl er für den Einsatz eines Piezo-Stapelaktors ausgelegt ist. Das neue Konzept wird an die bereits bestehende Auslegung des Greifers angepasst.

5.1.4.1 Funktionsprinzip

Der betrachtete Micro-Pusher besteht aus einem Schrittmotor, der mit einer definierten Schrittweite (siehe Kapitel 2.9.1 Schrittmotoren) ein Getriebe samt Spindel antreibt. Im Unterschied zu Piezo-Linearaktoren können so aufgebaute Micro-Pusher große Verfahrswege bei mäßigen axialen Lasten leisten. Durch Wahl der Schrittweite und Spindelsteigung können geringe Auflösungen und hohe Wiederholgenauigkeiten von wenigen Mikrometern erreicht werden.

Durch den Einsatz einer Kugelumlaufspindel sind gleichmäßige homogene Bewegungen zwischen den Endlagen möglich und, je nach Ansteuerung und aufgebrachter Last, Positionen präzise reproduzierbar. [31]

5.1.4.2 Anforderungen und Auswahl des Aktors

Bei der Auswahl eines geeigneten Micro-Pushers ist sowohl auf eine schlanke Bauweise, als auch auf die Vakuumtauglichkeit und eine zulässige Axiallast, die größer ist als die benötigte Kraft $F_{open} = 77N$ zum Öffnen des Greifers, zu achten.

Der gewählte *Micro-Pusher MP-20 2Phase-010* bietet einen Verfahrweg von 13 mm bei einer axialen Maximallast von 125 N . [31]

Weitere Spezifikationen und Zeichnungen des gewählten Micro-Pushers befinden sich im Anhang Micro-Pusher MP20.

Die vakuumtaugliche und schlanke Bauweise erlaubt die Implementierung des Aktors in einem Gehäuserohr innerhalb des Mantelrohres, wie bei dem Piezo-Stapelaktor (siehe Kapitel 5.1.2.4 Lagerung und Anbindung an den Greifer).

5.1.4.3 Lagerung und Anbindung an den Greifer

Die Betätigung des Greifers erfolgt nicht mehr wie im vorherigen Konzept vorgesehen direkt über eine Keramikwelle, sondern über ein entkoppeltes Federsystem.

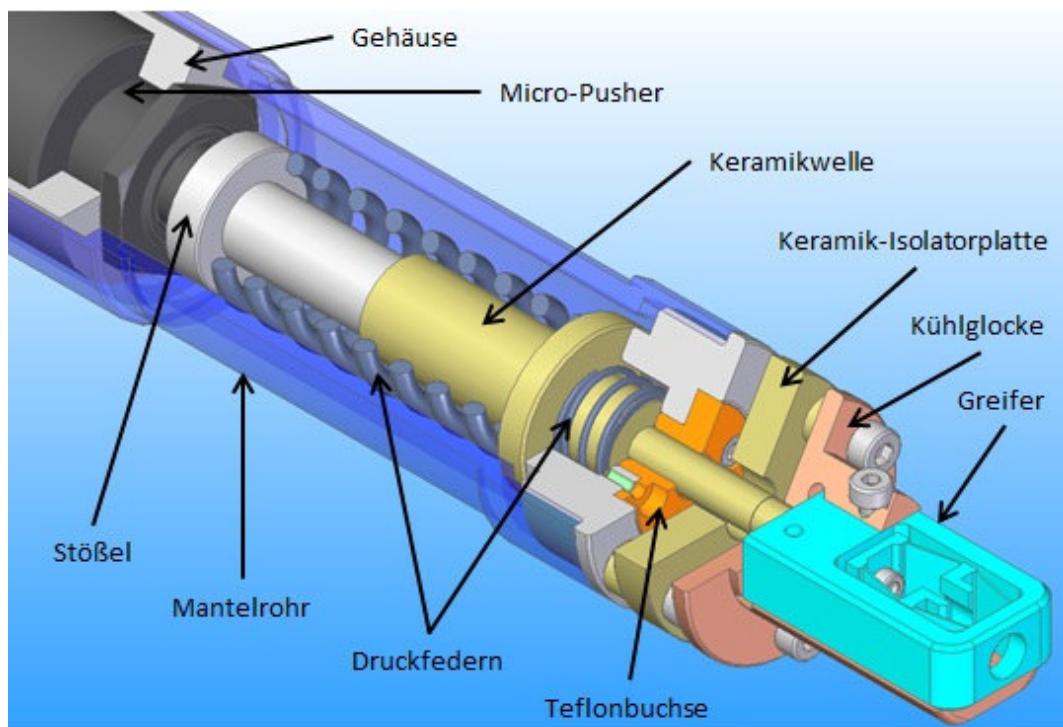


Abbildung 35: Anbindung des Micro-Pushers.

Hierzu wird die Druckplatte mit einer Keramikwelle verschraubt, welche in einer Teflonbuchse geführt wird (siehe Abbildung 35). Um die Druckplatte von der Gewichtskraft der Keramikwelle zu entlasten wird eine kleine Feder eingesetzt, die in der vorliegenden Ausführung die Gewichtskraft kompensiert. [32]

Wie in Abbildung 35 dargestellt wird an den Micro-Pusher ein Stößel angeschraubt, welcher die Bewegung des Aktors über einen Rezess auf eine Druckfeder überträgt. Gleichzeitig wird der Stößel innerhalb der Keramikwelle mit einem Radialspiel von $0,1\text{ mm}$ locker geführt.

Die vom Stößel übertragene Bewegung bewirkt, aufgrund der hohen Steifigkeit der Flexorgeometrie des Greifers, eine Stauchung der Feder und somit eine Kraftreaktion. Der Micro-Pusher führt seinen kompletten Verfahrweg von 13 mm aus, wobei der erste Millimeter ohne Betätigung der Feder verfahren wird. Dieser Weg dient als Kompensation etwaiger Fertigungstoleranzen und thermischen Längenausdehnungen. Auf den folgenden 8 mm des Verfahrweges bewirkt die Auslenkung der Feder eine ausreichend große Kraft um den Greifer zu Öffnen und die Keramikwelle gleichzeitig auf einen Anschlag zu setzen. An diesem Punkt hat der Micro-Pusher einen Verfahrweg von ca. 10 mm zurückgelegt. Die letzten drei Millimeter des Verfahrweges wird die Feder weiter gestaucht, wobei die Federkraft nicht auf den Greifer übertragen wird, sondern über Anschlag in das Mantelrohr geleitet wird. Der Micro-Pusher erreicht seine Endlage und die Druckfeder bewirkt eine Federkraft von 114 N (siehe Abbildung 36). [32]

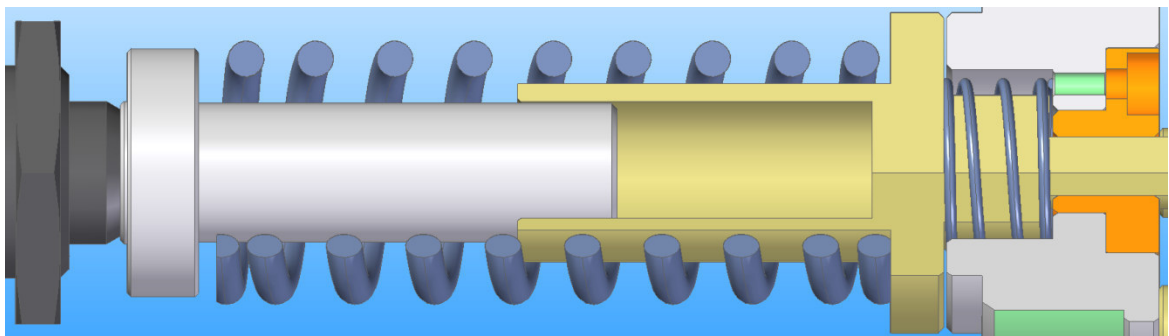


Abbildung 36: Entkoppelte Anbindung zum Greifer.

Neben der Weg-Entkopplung des Micro-Pushers zum Greifer bietet das Konzept gleichzeitig den Vorteil, dass der Micro-Pusher in Ruheposition (eingefahrene Endlage) keinen direkten thermischen Kontakt zu den kryogenisch gekühlten Komponenten aufweist. Der angeschraubte Stößel hat durch das Radialspiel zur Keramikwelle und dem Abstand zur Druckfeder nur bei Betätigung thermischen Kontakt, welcher durch die geringe Wärmeleitfähigkeit der Keramikwelle und den hohen Widerstand der Feder – kleiner

Durchmesser bei großer Länge des Drahtes – zu keiner signifikanten Temperaturänderung des Micro-Pushers führt.

5.1.5 Betrachtung und Bewertung der Konzepte

Das zuerst entwickelte Konzept mit der Anforderung eines Piezo-Linearaktors als Betätigung für den Greifer, kann die grundlegende Funktion der Probenaufnahme nicht gewährleisten.

Das alternativ entwickelte Konzept bietet den Vorteil der Wegentkopplung und kann damit unabhängig von thermischen Längenänderungen die Anforderungen erfüllen. Des Weiteren ist die Variante thermisch optimiert, sodass die kryogenisch gekühlten Komponenten besser isoliert sind. Daraus ergibt sich die Möglichkeit einer temporären Kühlung, bei der der gesamte Probenwechsler in Ruhestellung einen Kühlkontakt herstellt und beim Einsatz die Probe durch ein Kältereservoir unterhalb der kritischen Temperatur hält. Hierfür spricht der geringe Wärmestrom durch die isolierenden Keramikkomponenten bei gleichzeitigem Einsatz von Ti6Al4V als Werkstoff für das Mantelrohr. Bei entsprechend kurzen Verfahrenzeiten kann die Kupferglocke um den Greifer (siehe Abbildung 35) ein ausreichend großes kryogenisches Temperaturpotential bereitstellen, sodass ein direkter mitgeführter Kühlanschluss nicht benötigt wird.

5.2 Axialhub

Das Untersystem Axialhub basiert auf einer linearen Verstellung mit definiertem Stellweg. Ein Antrieb sorgt für eine lineare Bewegung eines geführten Schlittensystems bei gleichzeitiger Positionserfassung und bewirkt eine Hubbewegung des Untersystems Greifmechanismus entlang der Greiferachse zwischen der oberen Endlage und der Position der Probenaufnahme im Experiment.

Die Lösungsfindung erfolgt durch die Anwendung eines morphologischen Kastens. Verschiedene Lösungselemente sind den jeweiligen Unterfunktionen zugeordnet und ergeben durch eine Variation der Auswahl verschiedene Lösungskonzepte.

5.2.1 Funktionsprinzip

Ein vom Motor bereitgestelltes Drehmoment treibt mit einer definierten Drehzahl eine Gewindespindel an. Die Rotationsbewegung wird von einer an einem Schlitten befestigten Lagermutter aufgenommen und in eine Linearbewegung umgesetzt, welche durch eine Linearführung am Schlitten geführt wird. Eine Positionserfassung ermittelt zu jederzeit die Position des Schlittensystems entlang der Bewegungsachse und erlaubt eine exakte Positionierung des Systems. So lassen sich gezielt Positionen reproduzierbar anfahren.

5.2.2 Anforderungen und Abhängigkeiten

Bei der Konstruktion ist besonders die Forderung nach einem kompakten Bauraum des Axialhubes entsprechend der Apertur eines CF DN63 Flansches der Lateralpositionierung zu beachten. Das System Axialhub wird oberhalb der Lateralpositionierung montiert und innerhalb einer Apertur des Lateralpositionierungssystems bewegt. Da der Innendurchmesser des verwendeten Membranbalges (siehe Kapitel 5.3 Lateralpositionierung) und der angeschlossene Flansch teilweise unbeweglich sind, ist darauf zu achten, dass bei einer Lateralpositionierung von $\pm 5 \text{ mm}$ das System Axialhub sich innerhalb der Apertur des Flansches frei bewegen kann ohne zu kollidieren.

Aus den Abhängigkeiten ergibt sich folgende Anforderung an den Bauraum (Querschnitt) für den Axialhub:

Innendurchmesser Flansch $d_{i,CF DN63} = 59,5 \text{ mm}$

Nutzbarer Innendurchmesser $d_i = 58,5 \text{ mm}$; mit Spalt als Sicherheitsabstand

Laterale Verstellung $x_s = y_s = 5 \text{ mm}$

Verfügbarer Bauraumquerschnitt D_a

$$D_a = d_i - 2 * \sqrt{x_s^2 + y_s^2} = 44,4 \text{ mm} ; \text{ gewählt } D_a = 44 \text{ mm}$$

Der Axialhub muss innerhalb eines Querschnittes von $D_a = 44 \text{ mm}$ liegen, um Kollisionen zu vermeiden.

5.2.3 Morphologischer Kasten

Der morphologische Kasten wird anhand der zweiten und dritten Funktionsebene des Axialhubes aufgebaut (siehe Tabelle 9). Im Folgenden wird direkt die gewählte Lösung betrachtet und begründet.

Tabelle 9: Morphologischer Kasten zur Entwicklung von Lösungsvarianten des Axialhubs.

	1 FE	2 FE	3 FE	1	2	3	4
Axialhub			Motor	DC-Motor	Getriebemotor	Schrittmotor	
		Antrieb	Antrieb	Trapezgewinde	Kugelumlauf	Feingewinde	Micro-Pusher
			Lagerung	Rillenkugellager	Kegelrollenlager	Schräggugellager	
		Messtech.	Position	Hallsensor	Glasmaßstab	Opt. Encoder	Open-Loop
			Endlage	Mech. Anschläge	Endlagentaster	Mikrotaster	
		Lagerung	Führung	Profilschienen	Mono-Rail Profilsch.	Umlaufkörper	
			Schlitten	Schlitten (kurz)	2-Schlittensystem	Schlitten (lang)	Linearführung

Antrieb

Für die Antriebseinheit wird ein vakuumtauglicher Schrittmotor gewählt, der eine Kugelumlaufspindel antreibt. Die Kombination bietet gegenüber den anderen Varianten eine höhere Genauigkeit, da in Hinsicht auf die Motorenwahl ein Schrittmotor präziser angesteuert werden kann als ein DC-Motor und durch das Wegfallen des Getriebes kein Getriebespiel die Genauigkeit stört. Außerdem besitzen Schrittmotoren vergleichsweise

recht hohe mechanische Kennwerte und eignen sich durch ihre kompakte Bauweise für den Einsatz im Vakuum auf beengten Raum.

Kugelumlaufspindeln besitzen im Vergleich zu herkömmlichen Gewindespindeln mit Lagermutter ein geringeres Gewindespiel und bessere Rundlaufeigenschaften. Durch eine geringere Reibung eignen sie sich für den Einsatz ohne Schmiermittel und besitzen bessere Anlaufeigenschaften als vergleichsweise Bewegungsspindeln.

Die Lagerung der Bewegungsspindel wird mit Rillenkugellagern realisiert, da sowohl Kegelrollen-, als auch Schrägkugellager deutlich größer dimensioniert bzw. in den geforderten Dimensionen nicht erhältlich sind.

Messtechnik

Durch den beengten Bauraum und einer erforderlichen Mindesthublänge von 250mm sind Glasmaßstäbe und optische Encoder mit Maßverkörperung nicht realisierbar. Die hohe Genauigkeit bei der Steuerung durch einen Schrittmotor erlaubt eine „open-loop“-Positionserfassung durch Aufsummieren der inkrementellen Schrittweiten (siehe Kapitel 2.9.1 Schrittmotoren). Die Begrenzung des Fahrweges durch einfache mechanische Endlagentaster verhindert im Falle eines Schrittverlustes, bzw. einer falschen Positionserkennung, eine Kollision. Der an der oberen Endlage angebrachte Endlagentaster kann gleichzeitig als Referenzpunkt dienen, von dem aus die Schritterfassung beginnt und der benötigte Axialhub ausgemessen wird. Hierbei ist nicht die Genauigkeit, sondern lediglich die Reproduzierbarkeit beim Anfahren des Referenzpunktes entscheidend, weswegen auf einen kostenintensiven Mikrotaster verzichtet werden kann.

Lagerung

Auf der gleichen Grundlage des beengten Bauraums wie bei der Messtechnik, wird bei der Lagerung zur Führung eine Mono-Rail-Profilschiene der Firma *PM Bearings*, wie in Abbildung 37 dargestellt, verwendet. Im Gegensatz zu anderen Profilschienenführungen, bei denen häufig zwei Schienenpaare mit einem definierten Abstand verspannt werden (siehe Abbildung 38), wird nur eine Profilschiene mit deutlich weniger benötigtem Bauraum verwendet.



Abbildung 37: Darstellung des verwendeten Mono-Rail-System. Entnommen aus Quelle [33]

Umlaufkörper als Führung bieten den Nachteil, dass eine lange Schiene als bewegliches Element der Führung als zusätzliche Masse mit bewegt werden muss.

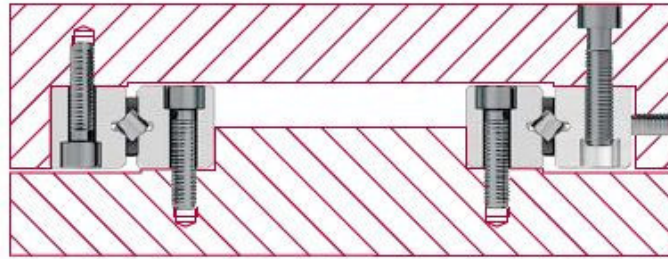


Abbildung 38: Beispielhafte Darstellung zum Einbau von Linearführungen mit Schienenpaaren.
Entnommen aus Quelle [34]

Auf der Mono-Rail-Profilschiene werden zwei Schlitten mit einem Abstand hintereinander auf der Schiene gelagert und wie in Abbildung 39 dargestellt, durch eine Trägerplatte verbunden. Dadurch wird, im Vergleich zu einem einzelnen Schlitten, ein möglicher Winkelverzug reduziert und eine geringere Masse als bei einem langen Einzelschlittensystem bewegt.

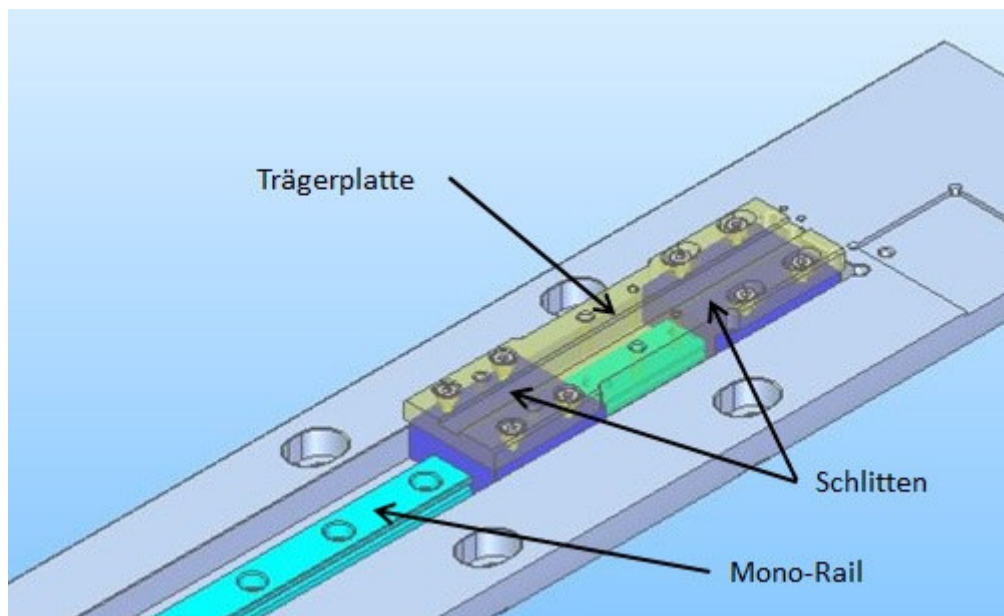


Abbildung 39: Aufbau des verwendeten Zwei-Schlitten-Systems mit der Trägerplatte (gelb), den zwei Schlitten (dunkelblau) und der Mono-Rail-Profilschiene (türkis).

5.2.4 Detailkonstruktion gewählter Lösungsvariante

Als Antrieb wird ein vakuumtauglicher Schrittmotor der Baureihe VSS 52 von der *Phytron GmbH* verwendet (siehe Anhang Datenblatt Phytron Schrittmotoren VSS). Der Motor zeichnet sich durch ein nahezu konstantes Drehmoment bei steigender Drehzahl aus und leistet bei einer Nenndrehzahl von $n_{nenn} = 400 \text{ min}^{-1}$ ein Drehmoment von $M_{nenn} = 240 \text{ mNm}$. Der Motor fügt sich mit seinem benötigten Bauraum passend in die Konstruktion ein und liefert durch das vergleichsweise hohe Moment gute Anlauf- und Abbremsseigenschaften. [35]

Folgend wird das erforderliche Antriebsmoment für einen Kugelgewindetrieb berechnet und die Motorauswahl bewertet.

Spindelsteigung $p = 2 \text{ mm}$

Spindelmasse $m_1 = 0,19 \text{ kg/m} * 0,343 \text{ m} = 0,065 \text{ kg}$

Masse des bewegten Systems $m_2 = 0,704 \text{ kg}$

Drehzahl $n = 400 \text{ min}^{-1}$; Beschleunigungszeit $t_a = 0,2 \text{ s}$

Wirkungsgrad $\eta_{\text{spindel}} = 0,82$

Spindelträgheitsmoment $J_s = 0,02 \text{ kgcm}^2/\text{m} * 0,343 \text{ m} = 6,86 * 10^{-7} \text{ kgm}^2$

Motorträgheitsmoment VSS 52 $J_m = 1,5 * 10^{-5} \text{ kgm}^2$

$$\text{Winkelbeschleunigung } \omega' = \frac{2 * \pi * n}{60 * t_a} = 209,4 \text{ rad/s}^2$$

$$\text{Trägheit } J = (m_1 + m_2) * \left(\frac{p}{2 * \pi}\right)^2 * 10^{-6} + J_s = 7,64 * 10^{-7} \text{ kgm}^2$$

$$\text{Trägheitsmoment } M_{\text{Träg}} = (J + J_m) * \omega' = 3,3 * 10^{-3} \text{ Nm} = 3,3 \text{ mNm}$$

$$\text{Reibmoment } M_{\text{Reib}} = \frac{F_g * p}{2 * \pi * \eta} = 2,68 \text{ mNm}$$

$$\text{Erforderliches Drehmoment } M_{\text{erf}} = M_{\text{Reib}} + M_{\text{Träg}} = 5,98 \text{ mNm}$$

Das erforderliche Drehmoment liegt deutlich unterhalb des Nenndrehmoments des gewählten Schrittmotors. Um jedoch bei einem Ausfall des Motors oder einem Fehler in der Steuerungselektronik sowohl eine Kollision, als auch einen Schrittverlust auszuschließen, ist der Schrittmotor VSS 52 entsprechend seines Selbsthaltemomentes

$M_{S-Halt} = 13 \text{ mNm}$ zu bewerten. Hinsichtlich der Fehler- und Kollisionsvermeidung bietet der gewählte Motor mit seinem Selbsthaltemoment eine angemessene Sicherheit gegen Versagen.

Um eine Überhitzung – im Falle eines Langzeit- oder Dauerbetriebes – des Motors vorzubeugen, werden feine Kupfergeflechte um das Motorengehäuse gewickelt und mit der Umgebungsgeometrie verbunden, um die durch das Vakuum fehlende Konvektion mit der Umgebung auszugleichen und die stoffschlüssige Wärmeabfuhr zu erhöhen.

Zwischen Schrittmotor und Kugelumlaufspindel wird eine einteilige flexible Beam-Kupplung eingesetzt um sowohl eventuellen Winkelversatz von bis zu 3° , einen Parallelversatz oder eine Axialbewegung von $0,2 \text{ mm}$ bzw. $0,12 \text{ mm}$ auszugleichen (siehe Anhang Datenblatt Ruland Kupplung MWC20-6-5-SS).

Um die Positionsbestimmung durch einen großen Verdrehwinkel nicht zu verfälschen, wird eine hohe Torsionssteifigkeit der Kupplung vorausgesetzt. Mit einer Steifigkeit von $1,29 \text{ Grad/Nm}$ ist die Minderung der Genauigkeit in der Positionserfassung, hinsichtlich Motordrehmoment und Spindelsteigung, zu vernachlässigen. [36]

Die angetriebene Kugelumlaufspindel $6x2Rx0,8$ (Siehe Anhang Datenblatt Kugelgewindetriebe) mit einer Steigung von $p = 2 \text{ mm}$ wird über einen Lagerbock mit zwei Rillenkugellagern über eine Fest-Loslagerung gelagert. Hierbei ist auf eine Vakuumausführung der Lager hinsichtlich der eingesetzten Schmierung und verwendeten Materialien zu achten. Die Spindel treibt über eine Einschraubmutter mit Kugelführung das Schlittensystem an und wird durch einen Halter auf der dem Lagerbock gegenüberliegende Seite grob geführt.

Die verwendete Mono-Rail-Führung *DSU 15.9* der Firma *PM-Bearing* (siehe Anhang Datenblatt Monorail DSU15_9) wird mit einem Zwei-Schlitten-System verwendet. Um eine höhere Stabilität zu erreichen werden zwei Schlitten hintereinander mit einem Abstand von 28 mm mit einer Trägerplatte verschraubt (siehe Abbildung 39). [33]

Der Hub des 81 mm langen Schlitten-Systems auf der 350 mm langen Mono-Rail wird durch zwei Endlagentaster (siehe Anhang Mikroschalter Conrad) auf 253 mm begrenzt. Hierbei fungiert der obere, antriebsseitige Endlagentaster als Referenzpunkt und der untere

Endlagentaster als elektronischer Anschlag, um bei eventuellem Positionsverlust der Steuerung eine Kollision zu vermeiden.

Die gesamten Aufbauten des Antriebes und der Lagerung, bzw. Führung werden auf einer zweiteiligen, dem Durchmesser der Randgeometrie angepassten Grundplatte, verschraubt (siehe Abbildung 40).

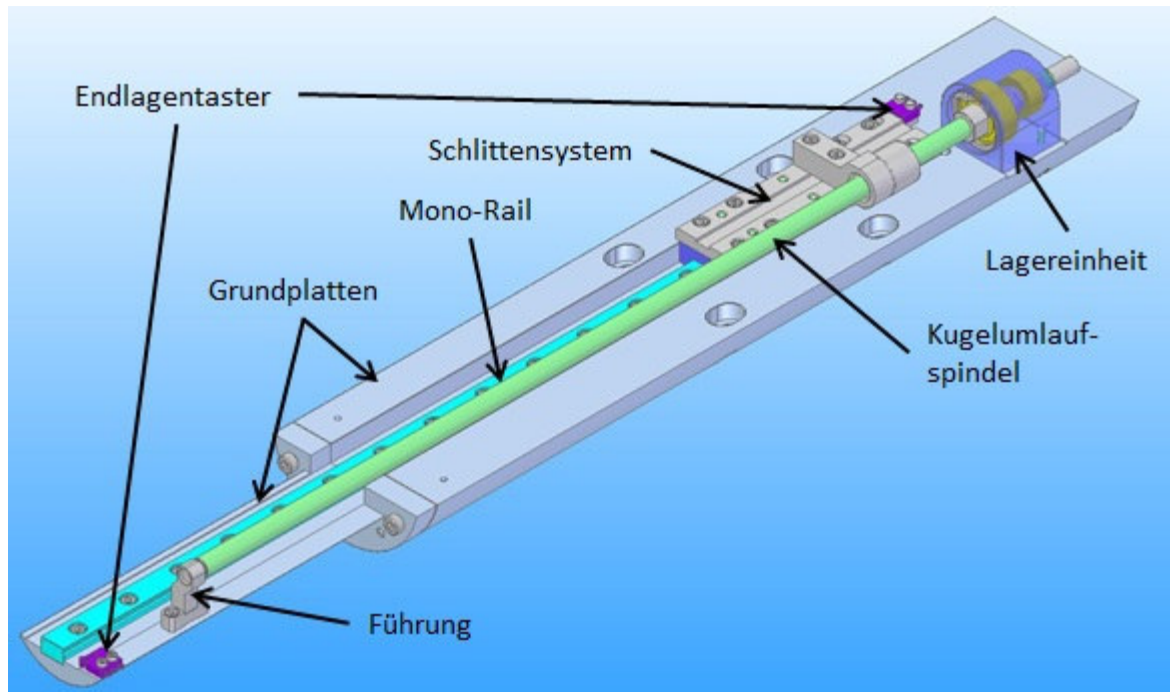


Abbildung 40: Aufbau des Axialhubes.

Der untere schlankere Teil der Grundplatte wird innerhalb des Membranbalges der Lateralpositionierung eingesetzt und darf, wie in Kapitel 5.2.2 Anforderungen und Abhängigkeiten, zusammen mit dem Greifmechanismus, der Mono-Rail und dem Schlittensystem samt Einschraubmutter der Kugelumlaufspindel einen Bauraumquerschnitt von $D_a = 44\text{mm}$ nicht überschreiten. In der vorliegenden Konstruktion benötigen die genannten Komponenten einen Bauraumquerschnitt von $D_a = 42\text{mm}$ und bieten damit zusätzlich einen Sicherheitsspalt zu dem angrenzenden Membranbalg.

5.2.5 Anforderungen an die Fertigung und Montage

Bei der Fertigung der zweiteiligen Grundplatte ist eine festgelegte Reihenfolge der Fertigungsschritte für den späteren Betrieb einzuhalten. Die Außengeometrie der beiden Einzelteile und die gemeinsame Verschraubung sind einzeln anzufertigen. Anschließend werden beide Bauteile verschraubt und gemeinsam verstiftet und wie ein Bauteil weiterbearbeitet. Sowohl die Nuten und Bohrungen für die Mono-Rail, als auch die

Anschlagkanten für den Lagerbock und die entsprechenden Geometrien für die Endlagentaster und den Spindelhalter sind in einer Aufspannung zu fertigen, um eine relative Positionierung, entsprechend gewählter Fertigungstoleranzen, zueinander zu gewährleisten.

Bei der Montage ist eine Justierung des Schlittensystems durch Langlöcher und entsprechende Bohrungstoleranzen vorzunehmen, um einen leichtläufigen Betrieb auf der Mono-Rail zu erreichen. Die Endlagentaster werden bezogen auf das Schlittensystem ausgerichtet.

5.2.6 Betrachtung des Gesamtkonzeptes

Zur Lagerung des Aufbaus Axialhubes (siehe Abbildung 40) wird die Grundplatte mittels vier Schrauben mit einem Halter verschraubt (siehe Abbildung 41), welcher wiederum auf einer Anschlussgeometrie des Probenwechslers fest gelagert wird. Auf eine Fest-Loslagerung wird somit zu Gunsten einer einzelnen steifen festen Einspannung verzichtet, um das System beim Evakuieren des Rezipienten und dem damit einhergehenden Verzug durch die Druckdifferenz, nicht zu verspannen.

Bei der Inbetriebnahme ist zunächst der erforderliche Hub zwischen dem Referenzpunkt des Axialhubes (oberer Endlagentaster) und der Probenaufnahme des Experimentes zu ermitteln. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass sich durch die Druckdifferenz im Inneren des Rezipienten zur Umgebung der gesamte Experimentaufbau verzieht und damit der erforderliche Hub von dem im idealen Modell ermittelten Hub abweichen kann. Hierzu wird der Referenzpunkt angefahren und die Position dem System als Nullpunkt übergeben. Anschließend verfährt das System den Greifmechanismus (siehe Kapitel 5.1 Greifmechanismus) schrittweise in Richtung der Probenaufnahme des Experimentes, bis die Unterseite des Greifers in einem seitlich am Rezipienten angebrachten und auf die Probenaufnahme fokussierten Mikroskop sichtbar wird. Der so ermittelte Punkt lässt sich exakt bestimmen und wird mit dem noch verbleibenden Abstand zur Probenaufnahme verrechnet, um den gewünschten Arbeitspunkt für den Probenwechsel festzulegen.

Anschließend lässt sich der ermittelte Arbeitspunkt reproduzierbar anfahren, da der Abstand zwischen dem Referenzpunkt des oberen Endlagentasters und der Probenaufnahme über die Dauer des Experimentes konstant ist.

Das Ermitteln des Arbeitspunktes sollte nach Möglichkeit nach jeder Evakuierung des Rezipienten wiederholt werden.

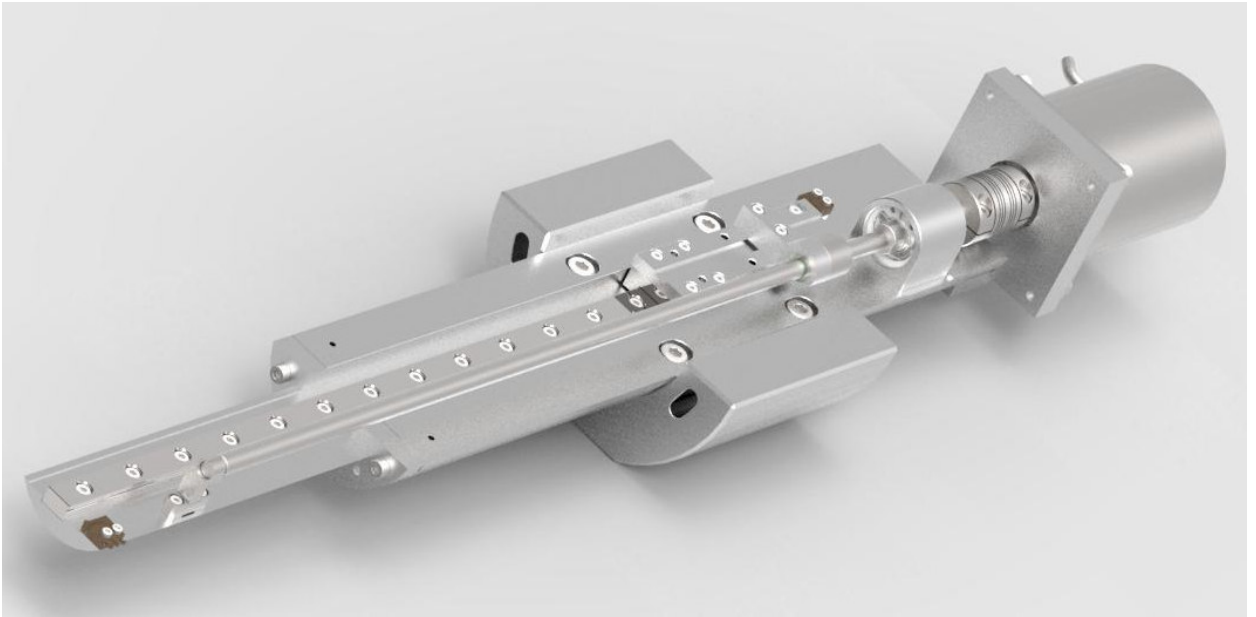


Abbildung 41: System Axialhub.

5.3 Lateralpositionierung

Das Untersystem Lateralpositionierung basiert auf einem vakuumtauglichen Membranbalg und einem ex Vakuum gelagerten Positionierungssystem. Hierbei liefern zwei Antriebseinheiten jeweils in X-, bzw. Y-Richtung (senkrecht auf der Greiferachse stehende Ebene) eine laterale Verstellung, die vom Membranbalg in das Vakuum und die entsprechenden Aufbauten übertragen wird.

Im Folgenden wird ein bestehendes Konzept zur Lateralpositionierung eines Fluoreszenzmikroskops hinsichtlich der Anforderungen für den zu entwickelnden Probenwechsler analysiert und angepasst, bzw. optimiert.

5.3.1 Funktionsprinzip

Der eingesetzte vakuumtaugliche Membranbalg ermöglicht eine laterale Verstellung in der Ebene. Hierbei befindet sich im Inneren des Balges ein Vakuum und die Antriebe und Lagerungen befinden sich ex Vakuum. Der obere am Balg angeschweißte Flansch überträgt die Verstellung auf den gesamten angeschraubten Aufbau (System Axialhub und Greifmechanismus). Hierbei wirkt eine spezifische resultierende Rückstellkraft vom Balg.

Die Antriebe bestehen aus Gewindespindeln mit Getriebemotorantrieb, die eine lineare Bewegung in der jeweiligen Achse geführt von Linearführungen vollführen. Eine optische Positionserfassung ermöglicht eine genaue Ansteuerung und Positionserfassung.

5.3.2 Anforderungen

Zusätzlich zu den genannten Anforderungen (siehe Kapitel 3 Aufgabenstellung und Anforderungsliste) ist eine belastungsgerechte Auswahl der Linearführungen bei der Lateralpositionierung vorzusehen. Bei der Auslegung müssen einerseits die Gewichtskräfte der entsprechenden Komponenten des Systems und das Eigengewicht der anderen Systeme berücksichtigt werden.

Des Weiteren bewirkt die Druckdifferenz zwischen Umgebung und dem Vakuum auf der Oberseite des Rohraufbaus (Deckel) eine zusätzliche Kraft, die zu einer weiteren Belastung der Linearführungen führt.

Die aus der Druckdifferenz resultierende Kraft berechnet sich für einen Flanschdeckel DN100 wie folgt:

Umgebungsdruck $p_u = 101.325Pa = 101,325 * 10^{-3}MPa$

Druck im Vakuum $p_v = 10^{-5}mbar = 10^{-9}MPa$

Belastete Fläche $A_p = \pi * \frac{d_{i,DN100}^2}{4} = 7854mm^2$

Druckdifferenz $\Delta p = p_u - p_v = 101,325 * 10^{-3}MPa$

Resultierende Kraft $F_{\Delta p} = \Delta p * A_p = 795,8N$

5.3.3 Konzeptüberprüfung

Das eingesetzte Fluoreszenzmikroskop wird für die Röntgenmikroskopie zur simultanen Untersuchung von biologischen Proben verwendet und besitzt eine motorisierte Positioniermöglichkeit senkrecht zur Achse des Mikroskops. Das bestehende Konzept gliedert sich in drei aufeinander aufgebaute Tischebenen. Hierbei ist die unterste Ebene festgesetzt und die folgenden sind jeweils in einer Achse linear frei beweglich gelagert. Jede der folgenden Tischebenen besitzt einen in die entsprechende Richtung ausgelegten Antrieb, der die jeweiligen Ebenen und die zentrisch verschraubte Apertur verfährt (siehe Abbildung 42).

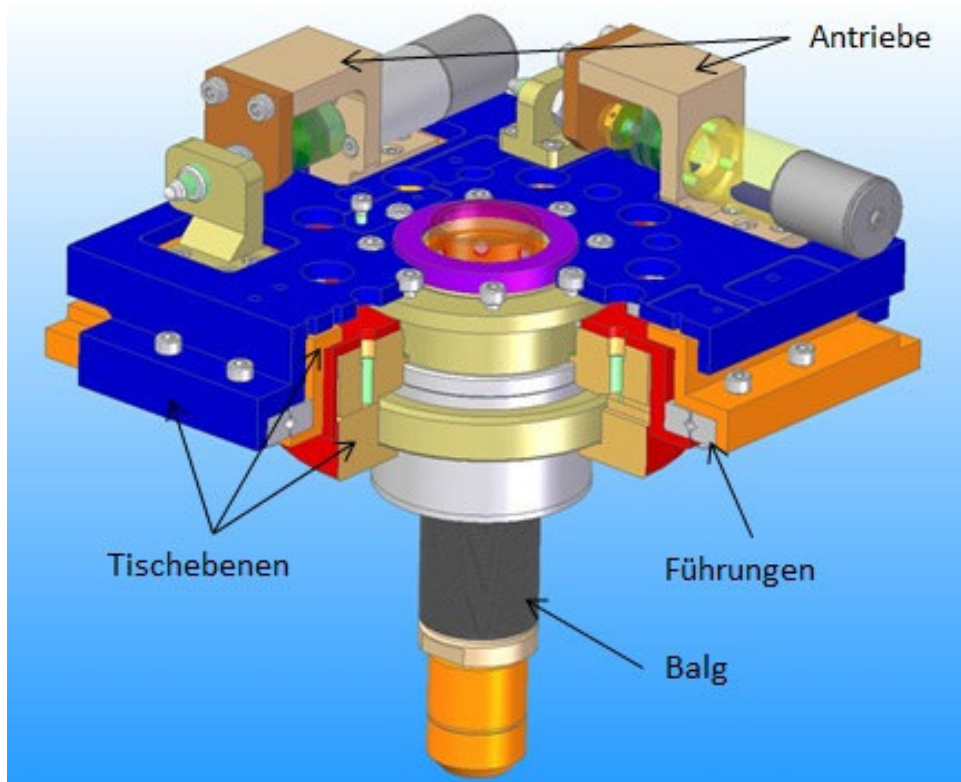


Abbildung 42: Positionierung Fluoreszenzmikroskop.

Das Antriebskonzept besteht aus einer Schrittmotor-Planetengetriebe-Kombination mit angetriebener Feingewindespindel. Das drehzahlabhängige Antriebsmoment des Schrittmotors AM224 der Firma Faulhaber wird von dem verwendeten Getriebe 22E, mit einer Untersetzung von 69:1, untersetzt (siehe Anhang Datenblatt Faulhaber Schrittmotor AM224 und Faulhaber Planetary Gearhead 22E). Die Feingewindespindel wird über eine Fest-Loslageranordnung gelagert und treibt eine Spindelmutter an (siehe Abbildung 43).

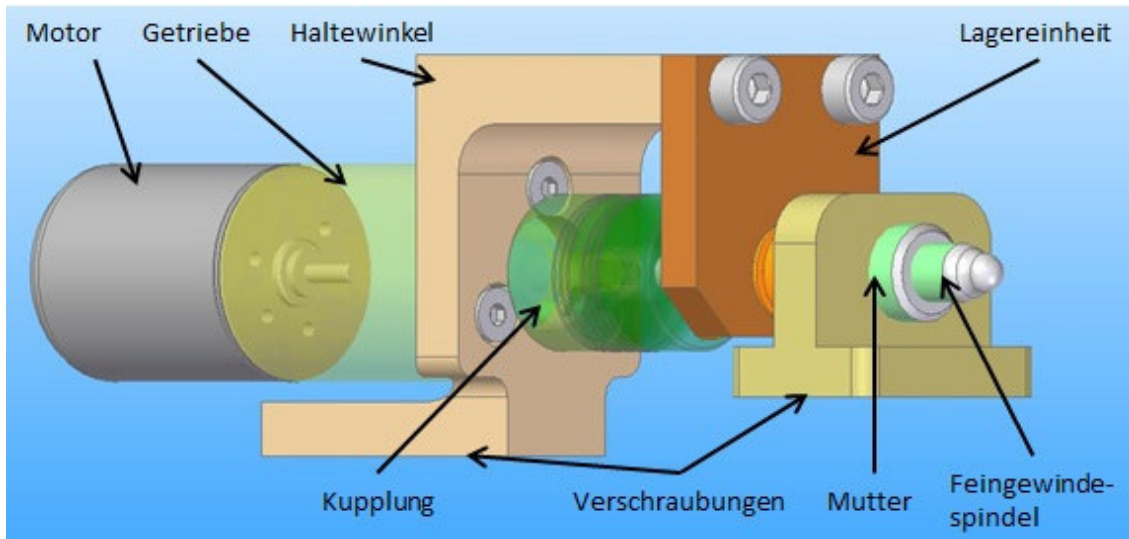


Abbildung 43: Antrieb Positionierung Fluoreszenzmikroskop.

Für die Entwicklung einer Lateralpositionierung des Probenwechslers müssen die Tischebenen, aufgrund des Balges und der angeschweißten Flansche, vergrößert und eine Anbindung an den Balg vorgesehen werden. Des Weiteren ist die höhere Gewichtslast und resultierende Kraftbelastung durch die Druckdifferenz mittels einer steiferen Auslegung zu kompensieren.

Zusätzlich wird das Antriebskonzept überarbeitet und der Kraftfluss, sowie die Lagerung optimiert. Die Feingewindespindel wird, aufgrund besserer Laufeigenschaften unter Last, durch eine Trapezgewindespindel mit Flanschmutter ersetzt und zusammen mit den Linearführungen dem erforderlichen Stellweg angepasst.

Zur Positionserfassung werden optische Encoder mit Maßverkörperung eingesetzt und entsprechend auf den Tischebenen positioniert.

5.3.4 Auslegung

Auf der unteren festgesetzten Tischebene lastet ein Gewicht von $m_{Aufbau} = 16,86 \text{ kg}$ durch die oberhalb montierten Komponenten der Lateralpositionierung und die Systeme Axialhub und Greifmechanismus. Zusammen mit der aus der Druckdifferenz resultierenden Kraft $F_{\Delta p} = 795,8 \text{ N}$ ergibt sich eine Gesamtbelastung

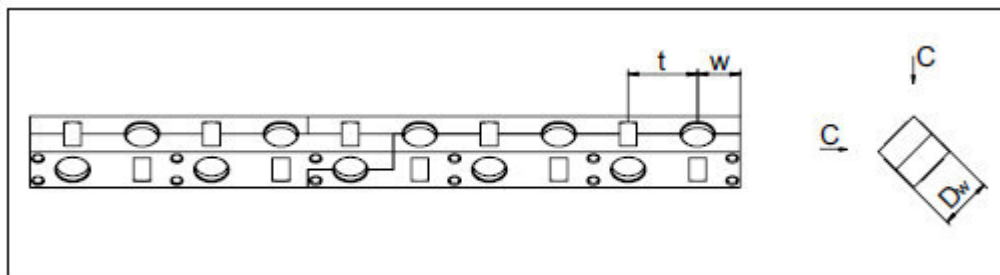
$$F_{Gesamt} = F_{\Delta p} + m_{Aufbau} * 9,81 \text{ m/s}^2 = 961,2 \text{ N}$$

Diese gilt es bei der Auswahl der Linearführungen, Auslegung der Tischebenen und Berechnung des erforderlichen Antriebsmoments zu berücksichtigen.

5.3.4.1 Tischebenen

Die Tischebenen werden, wie bei der Positionierung des Fluoreszenzmikroskops, aufeinander aufgebaut und zwischen den Ebenen jeweils zwei Linearführungspaare entsprechend der jeweiligen Bewegungsachse vorgesehen (siehe Abbildung 45 türkisfarbene Linearführungen).

Hierzu werden gleichlange Linearführungen des Typs *RN Größe 3* der Firma Schneeberger verwendet. Zwischen den jeweils 125 mm langen Führungsschienen kommen der Baugröße entsprechende Rollenkäfige mit einer Länge von 97 mm zum Einsatz. Die Käfige besitzen durch ihre Länge jeweils 18 Rollen und können bei kleinster Baugröße eine Traglast von $7,38 \text{ kN}$ pro Käfig aufweisen. [34]



Typ	Grösse	Dw	t	w	C pro Rolle in N	Max. Länge in mm
KBN	3	3	5	ca. 3.5	410	900
	4	4.5	6.5	ca. 4	850	900
	6	6.5	8.5	ca. 5	1800	1500
	9	9	12	ca. 7.5	3900	1500
	12	12	15	ca. 9	6500	1500

Abbildung 44: Schneeberger Rollenkäfige KBN für Linearführung RN. Entnommen aus Quelle [34]

Die untere Tischebene (siehe Abbildung 45 dunkelgrün dargestellt) wird durch Stege mit der Randgeometrie verschraubt, bzw. festgesetzt, und verfügt über eine Apertur für den Membranbalg samt angeschweißten Flanschen.

Zur vakuumtauglichen Anbindung an den Membranbalg wird ein modifizierter CF Flansch DN63 mit einem zweiteiligen Käfig (siehe Abbildung 45 hellblau dargestellte Käfighälften) an der oberen Tischebene verschraubt. Zusätzlich bewirkt der Käfig eine Steifigkeitserhöhung der oberen Tischebene.

In den von den Käfighälften festgesetzten Flansch ist ein DN63 Edelstahlrohr samt modifiziertem CF DN100 verschweißt, der zur Verschraubung des Systems Axialhub dient.

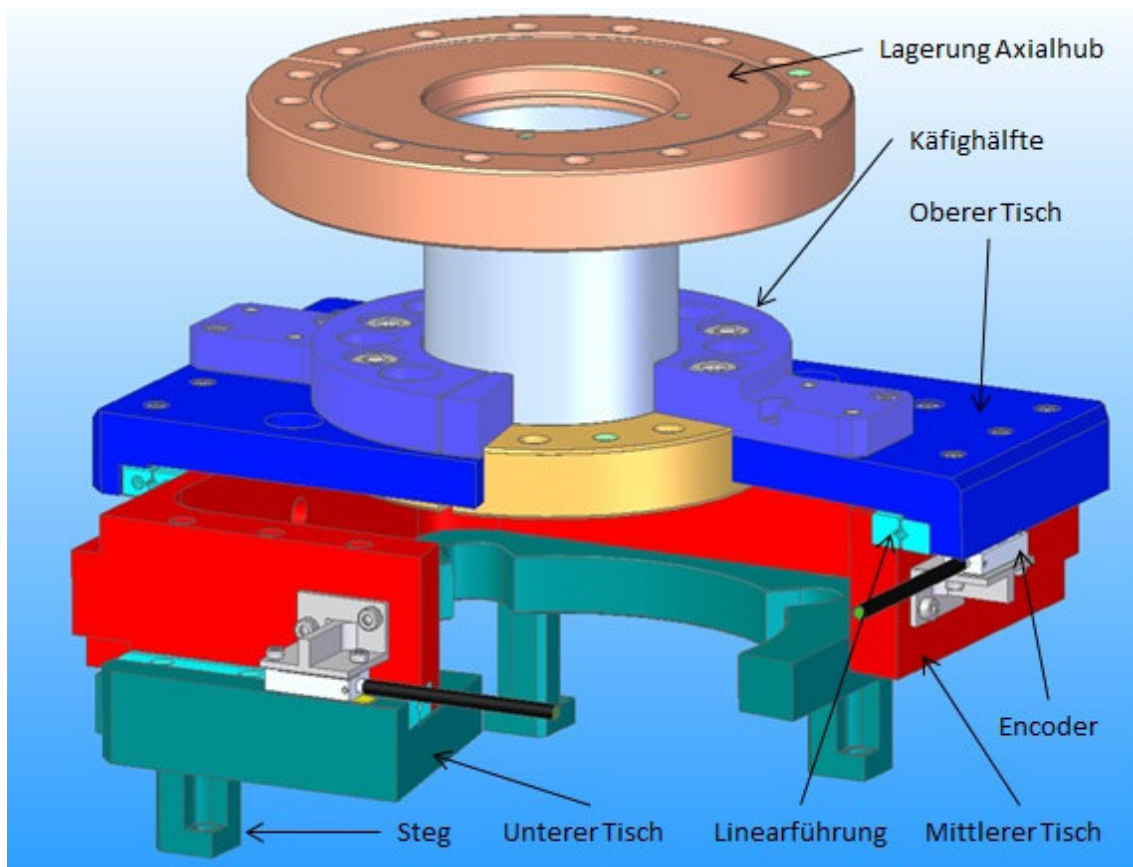


Abbildung 45: Tischebenen mit Linearführung und Flansch.

Als Werkstoff für die Tischebenen wird die Aluminiumlegierung EN AW-7075 (AlZnMgCu1,5) verwendet, die im Vergleich zu Stahllegierungen eine geringere Dichte hat und bei einer relativ hohen Streckgrenze (siehe Anhang Datenblatt EN AW-7075) die Möglichkeit bietet, Gewicht zu reduzieren und eine ausreichende Steifigkeit beizubehalten.

[37]

5.3.4.2 Antriebe und Messsysteme

Für den Antrieb sorgt ein Faulhaber Schrittmotor AM2224 mit einem Planetengetriebe 22E. Bei einer Untersetzung von 19:1 kann so laut Herstellerangaben ein Dauerdrehmoment von 200 mNm realisiert werden. [38] Eine angetriebene Trapezgewindespindel Tr8x1,5 mm wandelt über eine Flanschmutter die Rotation in eine Translationsbewegung. Die Antriebe der jeweiligen Ebenen werden nach Innen verlegt, um einen kompakteren Bauraum zu erreichen (siehe Abbildung 48).

Für den vorliegenden Fall ergibt sich aus den auftretenden Lasten folgendes erforderliches Antriebsmoment:

$$m_{\text{Aufbau}} = 16,86 \text{ kg} ; F_{\Delta p} = 795,8 \text{ N} ; g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$p = 1,5 \text{ mm} ; \mu_{0, \text{Linearführung}} = 0,05 ; \eta_{\text{Spindel}} = 0,67$$

$$n_1 = 2000 \text{ U/min} = 33,3 \text{ U/s} ; i = 19:1 ; n_2 = 1,75 \text{ U/s}$$

$$F_g = m \cdot g = 165,4 \text{ N}$$

$$F_H = \mu_0 \cdot (F_g + F_{\Delta p}) = 48,06 \text{ N}$$

$$m\ddot{x} = m \cdot n \cdot p \cdot \frac{1}{t} = 0,22 \text{ N}, \text{ für } t_a = 0,2 \text{ s}$$

$$F_{\text{Last}} = F_H + m\ddot{x} = 48,28 \text{ N}$$

Zusätzlich bewirkt die Federrate des Membranbalges (siehe Kapitel 5.3.4.3) von 3 N/mm eine weitere verschiebungsabhängige Kraft $F_{\text{Balg}} = 3 \text{ N/mm} \cdot x_s \text{ oder } y_s$. Eine maximale Belastung für die Axiallast der Spindel liegt bei einer einachsigen Auslenkung von $x_s = 5 \text{ mm}$ vor. Aufgrund von Erfahrungswerten empfiehlt es sich, die vom Hersteller angegebene Federrate mit einem Anwendungsfaktor von $K_{\text{Balg}} = 3$ einzubeziehen.

Kapitel 5 Lösungsfindung

$$F_{Balg,max} = 3 \text{ N/mm} * 5\text{mm} * K_{Balg} = 45\text{N}$$

$$F_{Axial} = F_{Last} + F_{Balg,max} = 93,28 \text{ N}$$

$$M_{erf} = \frac{F_{Axial} * p}{2 * \pi * \eta_{Spindel}} = 33,24 \text{ mNm}$$

Ein ausreichender Sicherheitsfaktor zwischen dem erforderlichen Drehmoment und dem vom Motor geleisteten Dauerdrehmoment berücksichtigt weitere Verluste durch Fertigungstoleranzen oder geometrische Abweichungen in der Koaxialität von Spindel, Lagerung und Flanschmutter. Außerdem ist durch die resultierende Kraft des Balgs der Einsatz des Getriebes notwendig, wodurch der Sicherheitsfaktor nochmals signifikant steigt. Die niedrigere Getriebeuntersetzung und höhere Spindelsteigung ermöglichen höhere Verfahrgeschwindigkeiten im Vergleich zum Antrieb der Positionierung des Fluoreszenzmikroskops.

Des Weiteren wird zur Optimierung des Kraftflusses der Lagerbock direkt mit der Tischebene verschraubt (siehe Abbildung 46), anstatt am Haltewinkel des Motors montiert zu werden. Der Einsatz von Kugelhalbschalen zwischen der Anschlaggeometrie des Lagerbocks und den verwendeten Rillenkugellagern gleicht Winkelfehler der Lager zu der Achse der Flanschmutter aus, sodass die Spindel nicht verkanten kann.

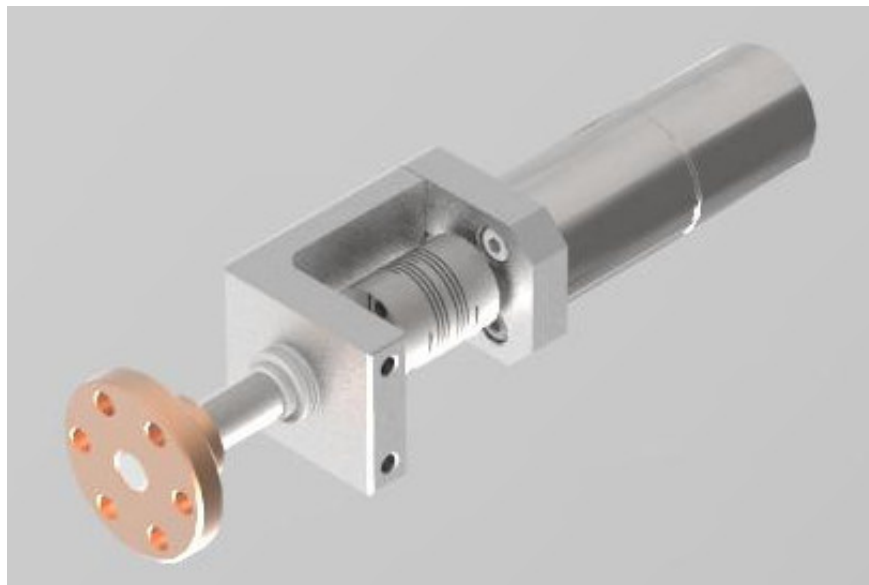


Abbildung 46: Spindelantrieb der Lateralpositionierung.

Zur Positionserfassung wird ein optischer Encoder *LIK 41* der Firma *NUMERIK JENA* mit entsprechender *SINGLEFLEX* Maßverkörperung verwendet (siehe Anhang NumerikJena optischer Encoder LIK 41). Die Encoder und die Maßbänder sind außen an bzw. auf den Tischebenen befestigt und erfassen in je eine Achsrichtung die Position (siehe Abbildung 45). Hierbei ist auf eine fachgerechte Montage zu achten, um sowohl den richtigen Arbeitsabstand zwischen Encoder und Maßband, als auch eine korrekte Ausrichtung zur Bewegungsachse zu gewährleisten. Die Maßbänder besitzen mittig Referenzspuren, die als Nullpunkte zur inkrementellen Wegmessung dienen (siehe Kapitel 2.10 Wegmessung). [39]

5.3.4.3 Membranbalg mit Flanschsystemen

Der verwendete innenliegende Membranbalg (siehe Abbildung 47) überträgt die ex Vakuum Bewegung der angetriebenen Tischebenen auf den im Vakuum befindlichen Aufbau. Der Balg besteht, wie in Abbildung 47 erkennbar, aus zwei Endstücken, zwischen denen einzelne Blechringe mit alternierender Ausrichtung verschweißt sind, um eine flexible und vakuumtaugliche Struktur zu erreichen.



Der gewählte Membranbalg der Firma *METALLIC FLEX* besitzt einen Außendurchmesser von $\varnothing 90 \text{ mm}$ und einen Innendurchmesser von $\varnothing 65 \text{ mm}$ bei einer ungestauchten Balglänge von 50 mm . [40] Zur Anbindung an die Lateralpositionierung und die Vakuumkammer des Experimentes werden je ein CF DN63 Flansch und ein ISO-F DN63 Flansch (siehe Kapitel 2.6 Flanschsysteme) an die Endstücke geschweißt.

Abbildung 47: Membranbalg mit Endstücken.
Entnommen aus Quelle [40]

5.3.5 Betrachtung des Gesamtkonzeptes Lateralpositionierung

Das System Lateralpositionierung (siehe Abbildung 48) wird zunächst vormontiert und anschließend auf die Vakuumkammer geschraubt. Die Stege dienen als Gestell für die untere festgesetzte Tischebene und werden vor der ISO-F Flanschverbindung verschraubt. Anschließend lassen sich die weiteren Systeme Axialhub und Greifmechanismus hinzufügen.

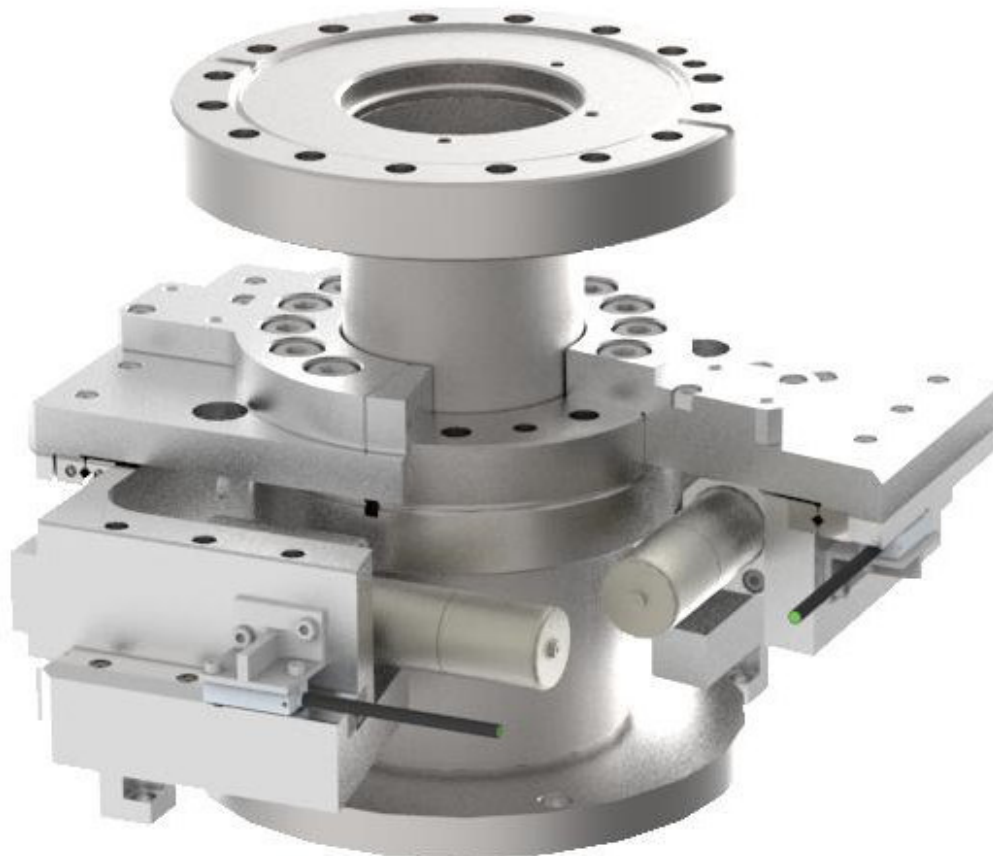


Abbildung 48: Lateralpositionierung im Teilschnitt.

Die Tischebenen und das Antriebskonzept sind für die Anwendung mit einer überhöhten Steifigkeit bzw. Antriebsleistung ausgelegt. Im Zuge weiterer Optimierung können hier sowohl Bauraum, als auch Gewicht reduziert werden.

Das System erfüllt die Funktion einer reproduzierbaren lateralen Positionierung und ist modular mit den anderen Systemen und der Vakuumkammer verwendbar.

6 Gesamtsystem Probenwechsler

Der entwickelte Probenwechsler besitzt den geforderten modularen Aufbau und lässt sich durch das Lösen weniger Verschraubungen in die einzelnen Teilsysteme zerlegen. Die vakuumtaugliche Gesamtkonstruktion nach DESY Richtlinien kann adaptiv am Aufbau der Röntgenmikroskopie und anderen Experimenten eingesetzt werden und benötigt nur beim erstmaligen Einrichten eine Justierung des Systems, solange der Experimentaufbau konstant bleibt.

Mit einem Gesamtgewicht von $m_{Gesamt} = 24,2 \text{ kg}$ ist der Probenwechsler deutlich schwerer als gewünscht (siehe Kapitel 3 Aufgabenstellung und Anforderungsliste) und beinhaltet optimierbare freie Volumina innerhalb des Rezipienten.

In diesem Kapitel wird folgend der Aufbau und die Gesamtfunktion des Probenwechslers betrachtet und dargestellt.

6.1 Kompatibilität der modularen Teilsysteme

Die einzelnen Teilsysteme erfüllen eigenständig ihre Funktionen und lassen sich mit je drei Verschraubungen zum Gesamtsystem Probenwechsler montieren. Hierzu werden zunächst die Systeme Axialhub und Greifmechanismus miteinander verschraubt, um anschließend beide Systeme in die Lateralpositionierung einzuführen und die Lagerung des Axialhubs mit dem modifizierten CF DN100 Flansch der Lateralpositionierung zu verschrauben.

Die einzelnen Verschraubungen innerhalb und zwischen den Systemen sind so ausgelegt, dass die Durchgangslöcher an entscheidenden Stellen genügend Spiel besitzen, um einzelne Komponenten bzw. Teilsysteme auszurichten.

Nach erfolgter Justierung wird eine vakuumgerechte Abdeckung, bestehend aus einem Stahlrohr mit aufgeschweißten CF DN100 und ISO-F DN100 Flanschen, über den Aufbau geschoben und verschraubt (siehe Abbildung 49).

Folgend müssen nach Bedarf elektrische Vakuumdurchführungen an der Oberseite der Abdeckung im Flansch befestigt werden, um die elektrischen Komponenten mit der Steuerung und Stromquelle verbinden zu können.

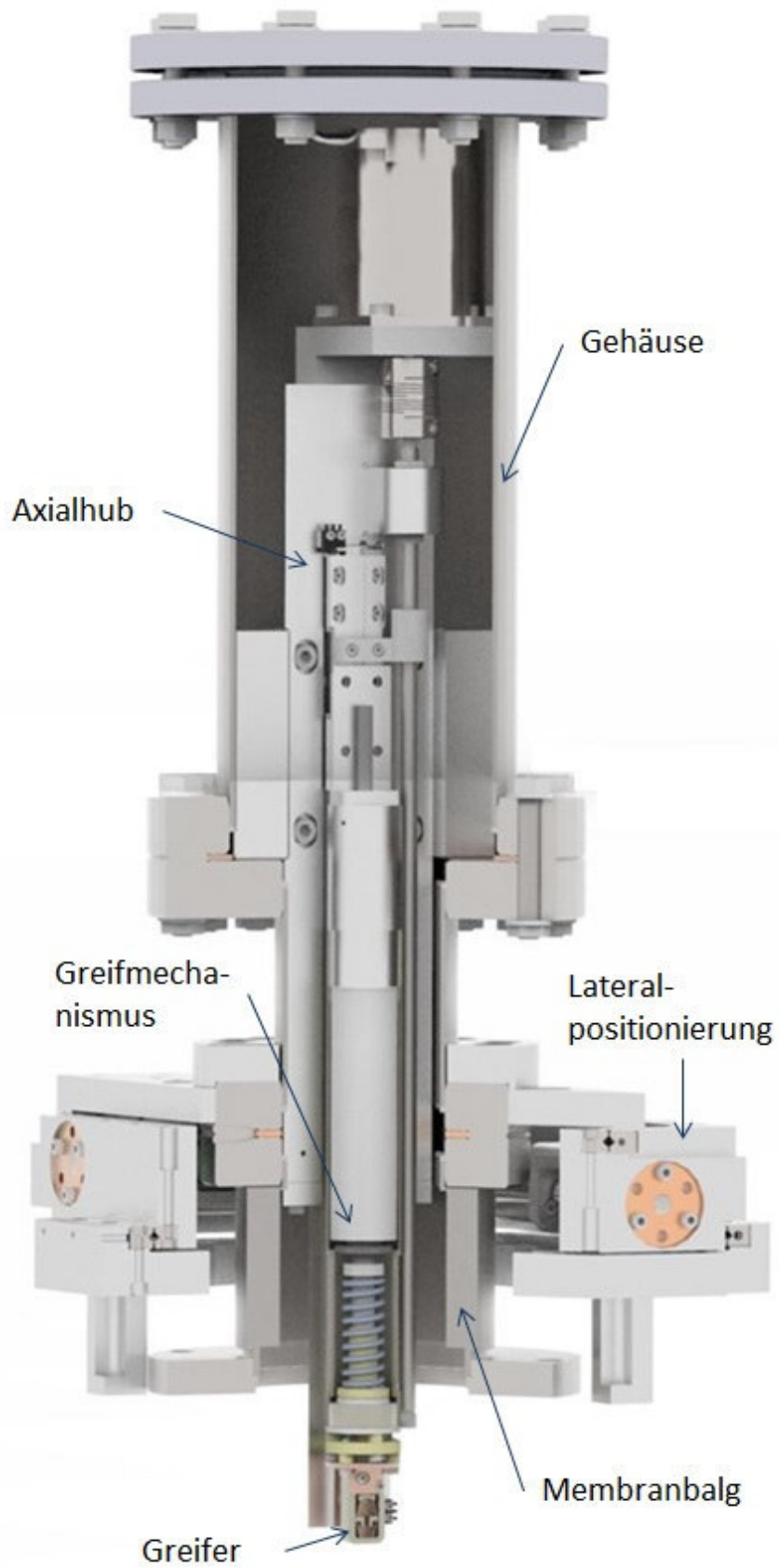


Abbildung 49: Probenwechsler im Teilschnitt.

6.2 Überprüfen der Funktionen

Bei der Funktion des Probenwechslers, dem Transfer einer Probe vom Probenmagazin zur Aufnahme, laufen nacheinander die Funktionen der Teilsysteme ab. Folgend wird ein Ablaufplan für den Transfer einer einzelnen Probe hinsichtlich Abfolge der Arbeitsschritte und ihrer jeweiligen Dauer betrachtet (siehe Tabelle 10).

Tabelle 10: Abfolge der Arbeitsschritte mit entsprechender Dauer und Gesamtdauer.

Vorgang	Weg [mm]	Geschwindigkeit [mm/s]	Dauer [s]
Greifer öffnen	13	5	2,6
Anfahren des Probenmagazins	10	13,3	0,8
Greifer schließen	13	5	2,6
Anfahren Referenzpunkt	10	13,3	0,8
Lateral positionieren Probenaufnahme	10	2,6	3,8
Anfahren Probenaufnahme	250	13,3	18,8
Öffnen	13	5	2,6
Anfahren Referenzpunkt	250	13,3	18,8
Lateral Positionieren Probenmagazin	10	2,6	3,8
Gesamtdauer			54,6
Dauer zwischen Probenmagazin und -Aufnahme			23,4

Bei der Ermittlung der Gesamtdauer wird davon ausgegangen, dass die Lateralpositionierung zwischen der Position über der Probenaufnahme und der Position über dem Probenmagazin, den maximalen Verfahrensweg von 10 mm leisten muss, wovon im Einsatz nicht auszugehen ist. So kommt der Probentransfer auf eine maximale Gesamtdauer von ca. einer Minute.

Für die Umsetzung einer nicht konstanten, kapazitiven Kühlung in Ruheposition ist die Zeit zwischen Probenmagazin und -aufnahme relevant. Hierbei ist zu beachten, dass die Probe innerhalb dieser Zeit nicht mehr aktiv, sondern nur noch kapazitiv über den Greifer und die Kühlglocke gekühlt wird.

Sollte als Folgekonstruktion eine solche Kühlung vorgesehen werden, muss der Wärmestrom, der durch die Isolierung fließt, hinsichtlich der benötigten Zeit zwischen den aktiven Kühlungen und der kritischen Proben temperatur betrachtet werden.

7 Zusammenfassung

Ziel dieser Arbeit war die Entwicklung eines Probenwechslers zum Transfer der biologischen Proben zwischen Probenmagazin und Probenaufnahme des Experimentes, mit dem Schwerpunkt der Entwicklung eines Greifers für kryogenisch gekühlte Proben mit entsprechender Betätigung und axialer Bewegungseinheit. Ergänzend sollte eine laterale Positioniermöglichkeit zur Positionierung des Systems vorgesehen werden.

Das System dient der automatisierten Bestückung des Experimentes mit neuen Proben, ohne einen händischen Eingriff mit resultierender Verzögerung durch das Fluten und erneute Evakuieren des Rezipienten.

Hierfür wurden die notwendigen Grundlagen erarbeitet und verschiedene Lösungskonzepte hinsichtlich festgelegter Anforderungen und Bedingungen betrachtet.

Zunächst wurde ein flexorbasierter Greifer mittels strukturmechanischer FEM-Analysen mit ANSYS iterativ entwickelt und ein passender Betätigungsmechanismus auf Basis eines Piezoaktors realisiert. Die folgende Analyse des Temperatureinflusses der kryogenisch gekühlten Komponenten ergab ein Abweichen vom bisher entwickelten Konzept des Betätigungsmechanismus mit einem Piezoaktor, hin zu einem thermisch und wegentkoppelten Systems.

Für den Axialhub des Greifers sorgt eine Antriebseinheit bestehend aus einem vakuumtauglichen Schrittmotor, einer Kugelumlaufspindel und einem Mono-Rail-Schlittensystem mit entsprechender Anschlussgeometrie. Die Position des Axialhubs wird ausgehend von einem mechanischen Referenzpunkt über die Steuerung des Schrittmotors erfasst und von einem zusätzlichen Endlagentaster begrenzt.

Zur Positionierung der entwickelten Systeme über den gewählten Arbeitspunkten wurde eine laterale Positioniermöglichkeit außerhalb des Vakuums, durch angetriebene Tischebenen und einen vakuumtauglichen Membranbalg realisiert.

Der Gesamtaufbau ist in sich modular aus drei Untersystemen aufgebaut und wird auf einer dafür vorgesehenen Probenschleuse des Experimentes befestigt.

8 Ausblick

Nach der Entwicklung empfehlen sich innerhalb einer Testphase die Funktion und Anforderungen im Einsatz unter entsprechender Umgebung zu überprüfen.

Beginnend mit dem Schwerpunkt dieser Arbeit, dem Untersystem Greifmechanismus, kann im Vakuum bei kryogenischen Temperaturen ($T = 100K$) die Funktion des Greifers getestet werden. Hierzu müsste ein Testaufbau bereitgestellt werden, der es erlaubt sowohl den Greifer, als auch den Betätigungsmechanismus zu testen, um herauszufinden, ob ein Probenstift wie geplant aufgenommen und eine Probenaufnahme bestückt werden kann. Hierbei stehen sowohl die Funktionsüberprüfung der Flexorelemente bei tiefkalten Temperaturen, als auch eine Überprüfung eines eventuellen thermischen Einflusses auf die nicht gekühlten Komponenten, besonders den Micro-Pusher, im Vordergrund. Damit einhergehend muss der Wärmestrom zu den kryogenisch gekühlten Komponenten unter realen Bedingungen ermittelt werden, um eine Aussage über die Tauglichkeit einer kapazitiven Kühlung treffen zu können. Für eine aktive und permanente Kühlung des Greifers kann ein System aus flexiblen Kupferlitzen vorgesehen werden. Für die Realisierung muss die vom Verfahrensweg des Axialhubs abhängige erforderliche Länge der Litzen in Bezug auf den längenabhängigen Kühlleistungsverlust berechnet werden, um zu bewerten, ob die am Greifer ankommende Kühlleistung ausreichend ist, um die geforderte Temperatur von $T = 100 K$ zu erreichen.

Das entwickelte Untersystem Greifmechanismus erlaubt, über den Aufbau der Röntgenmikroskopie hinaus, das Aufnehmen, bzw. Klemmen, und Freigeben jeglicher Art von Proben, solange diese auf einem Stift mit Durchmesser $D=4\text{ mm}$ aufgebracht sind. Dabei können sowohl kryogenisch gekühlte, als auch ungekühlte Proben mit und ohne Anfälligkeit gegenüber magnetischen und elektrischen Feldern innerhalb und außerhalb eines Vakuums gehandhabt werden.

Im nächsten Schritt können die Untersysteme Axialhub und Lateralpositionierung weiterentwickelt und ggf. von der Baugröße reduziert werden. Durch eine Umpositionierung der Probenschleuse im Experimentaufbau (siehe Abbildung 15) kann der notwendige Axialhub reduziert und damit Bauraum eingespart werden. Strukturmechanische FEM-Analysen der Lateralpositionierung, hinsichtlich der wirkenden Belastungen, würden die Möglichkeit bieten die Tischebenen belastungsgerecht zu optimieren, bzw. dort Material vorzusehen, wo es im Belastungsfall benötigt wird. Daraus würden sich ggf. weitere Reduzierungen des Bauraums und des Gewichtes ergeben.

Kapitel 8 Ausblick

Zur weiteren Gewichtsreduzierung kann das äußere Rohrgehäuse (siehe Abbildung 49) aus einer geeigneten Aluminiumlegierung realisiert werden. Hierzu bieten sich entsprechende aufgeschweißte ISO-K oder ISO-F Flanschsysteme aus Aluminium an.

Alternativ bietet sich zur Erhaltung der CF DN100 Flanschverbindung, die als Lagerung für den Axialhub dient (siehe Abbildung 48), die Möglichkeit eines speziellen CF-Flansches aus Aluminium mit aufplatinierter Edelstahldichtschnede der Firma *Atlas Technologies*. So lässt sich eine vakuumtaugliche CF-Flanschverbindung beibehalten und gleichzeitig der Gewichtsvorteil eines Rohrgehäuses aus einer Aluminiumlegierung ausnutzen. [41]

Literaturverzeichnis

- [1] HELMHOLTZ: Deutsches Elektronen-Synchrotron DESY.
URL: https://www.helmholtz.de/fileadmin/user_upload/02_helmholtz-zentren_netzwerke/Zentren_Slider/2013-03-07_Luftbild_mit_Beschleunigern_RS-20120725-0013_520x360.jpg
(Abgerufen: 09.01.2017)
- [2] DESY: Über DESY.
URL: http://www.desy.de/ueber_desy/desy/index_ger.html
(Abgerufen 09.01.2017)
- [3] DESY: PETRA III.
URL: http://photon-science.desy.de/sites/site_photonscience/content/e58/e176720/e270548/image001_eng.jpg
(Abgerufen: 09.01.2017)
- [4] DESY: P11 – The Bio-Imaging and Diffraction beamline at PETRA III.
URL: http://photon-science.desy.de/facilities/petra_iii/beamlines/p11_bio_imaging_and_diffraction/index_eng.html
(Abgerufen: 09.01.2017)
- [5] Select Science: Cryo-Confocal Imaging with Airyscan.
URL: <http://www.selectscience.net/industry-news/cryo-confocal-imaging-with-airyscan/?artID=40810>
(Abgerufen: 10.01.2017)
- [6] Warmer, M., Biologisch-technischer Assistent: Persönliches Gespräch, geführt vom Verfasser, Hamburg den 09.01.2017
- [7] HAHN, U.; ZAPFE, K.: Technische Spezifikation Nr.: Vakuum 005/2008 Version 1.6 / 22.09.2010 Richtlinien für UHV-Komponenten bei DESY
- [8] WIKIPEDIA: Kryotechnik.
URL: <https://de.wikipedia.org/wiki/Kryotechnik>
(Abgerufen 11.01.2017)
- [9] VACOM Vakuum Komponenten und Messtechnik GmbH: Flanschsyste.me.
URL: <https://www.vacom.de/produkte/standardkomponenten/flanschsyste.me/360-iso-komponenten>
(Abgerufen 16.01.2017)
- [10] VACOM Vakuum Komponenten und Messtechnik GmbH: CF-Komponenten.
URL: <https://www.vacom.de/produkte/standardkomponenten/flanschsyste.me/361-cf-komponenten>
(Abgerufen 16.01.2017)
- [11] VACOM Vakuum Komponenten und Messtechnik GmbH: ISO-Komponenten.
URL: <https://www.vacom.de/produkte/standardkomponenten/flanschsyste.me/iso-komponenten>
(Abgerufen 16.01.2017)

- [12] Janssen Precision Engineering: Flexure-guiding – 2 leaf springs in parallel.
URL: <http://www.janssenprecisionengineering.com/page/flexure-guiding-2-leaf-springs-in-parallel/>
(Abgerufen 20.01.2017)
- [13] Janssen Precision Engineering: Flexure-engineering – fundamental leaf spring.
URL: <http://www.janssenprecisionengineering.com/page/flexure-engineering-fundamental-leaf-spring/>
(Abgerufen 20.01.2017)
- [14] Janssen Precision Engineering: Precision Point.
URL: <http://www.janssenprecisionengineering.com/precisionpoint/>
(Abgerufen 20.01.2017)
- [15] WIKIPEDIA: Vakuum.
URL: <https://de.wikipedia.org/wiki/Vakuum>
(Abgerufen 10.01.2017)
- [16] Henein, S., Dr. Sc. Mircroeng.: Oxford 12.07.2010.
Folienvortrag Flexures: simply subtle
- [17] Mechanical APLD, ANSYS HELP Release 17.2 © SAS IP Inc., 19.01.2017
- [18] WIKIPEDIA: Schrittmotor.
URL: <https://de.wikipedia.org/wiki/Schrittmotor>
(Abgerufen 13.01.2017)
- [19] Uni-Saarland: Der Piezoelektrische Effekt.
URL: http://cfn.physik.uni-saarland.de/Dokumente/Manuals/Piezoelektrischer_Effekt.pdf
(Abgerufen 13.01.2017)
- [20] Physikinstrumente: Piezoelektrische Antriebe.
URL: <https://www.physikinstrumente.de/de/technologie/piezoelektrische-antriebe/piezoaktoren/>
(Abgerufen 13.01.2017)
- [21] Physikinstrumente: Piezotechnologie.
URL: <https://www.physikinstrumente.de/de/technologie/piezotechnologie/grundlagen/>
(Abgerufen 13.01.2017)
- [22] NUMERIK JENA: Maßverkörperung.
URL: <http://www.numerikjena.de/lineare-messung/massverkoerperungen-massbaender-und-massstaebe/>
(Abgerufen 15.01.2017)
- [23] NUMERIK JENA: Inkrementelle Linearmessung.
URL: <http://www.numerikjena.de/lineare-messung/inkrementelle-linearmesssysteme-von-numerik-jena/>
(Abgerufen 15.01.2017)
- [24] Hands, B. A.:1986, Cryogenic Engineering, ACADEMIC PRESS INC. (LONDON) LTD., ISBN 0-12-322990-1
- [25] E.D. Marquardt, J.P. Le, Ray Radebaugh: Presented at the 11th international Cryocooler Conference June 20-22 2000, Keystone Colorado, Cryogenic Material Properties

- [26] Janssen Precision Engineering: Brochure Free Engineering Knowledge 1. Auflage
- [27] Piezosystem Jena: Stapeltranslatoren mit mechanischer Vorspannung Serie PA.
URL: https://www.piezosystem.de/produkte/piezo_aktoren/stapelaktoren/serie_pa/
(Abgerufen 02.02.2017)
- [28] MCI GmbH: MACOR.
URL: <http://www.mc-i.de/macor/macor-technische-eigenschaften/>
(Abgerufen am 07.12.2016)
- [29] ASM Aerospace Specification Metals Inc.: Titanium Ti6Al4V.
URL: <http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MTP641>
(Abgerufen 08.12.2016)
- [30] Ermakov, A., Dr. rer. nat.: E-Mail-Korrespondenz, geführt vom Verfasser am 27.01.2017
- [31] Physikinstrumente: Positionierer mit Spindelantrieb Micro-Pusher MP20.
URL: <https://www.physikinstrumente.de/de/produkte/linearpositionierer-und-aktoren/positionierer-mit-motor-spindel-antrieb/mp-20-micro-pusher-1203300/>
(Abgerufen 26.01.2017)
- [32] GUTEKUNST FEDERN: Federnshop.
URL: <https://www.federnshop.com/de/produkte/druckfedern.html>
(Abgerufen am 26.01.2017)
- [33] PM Bearings: Linear Miniguide DSU.
URL: <http://www.pmbearings.nl/general1.php?id=71&title=DSU>
(Abgerufen 10.01.2017)
- [34] Schneeberger GmbH: Linearführungen und Umlaufkörper Produktkatalog 2016.
URL: https://www.schneeberger.com/fileadmin/documents/downloadcenter/01_product_catalogues_company_brochures/01_Linear_and_profiled_guideways/03_Linear_bearings_and_recirculating_units/Linearfuehrungskatalog_DE.pdf
(Abgerufen 10.01.2017)
- [35] Phytron GmbH: VSS Schrittmotoren.
URL: ftp://ftp.phytron.de/datasheets/stepper_motors/vakuum-de.pdf
(Abgerufen 12.01.2017)
- [36] Ruland Europe c/o PTMotion GmbH: Beam Kupplung.
URL: <http://www.ruland.com/shaft-coupling.php?recordID=MWC20-6-5-SS>
(Abgerufen 12.01.2017)
- [37] AMCO Metall-Service GmbH: Datenblatt EN AW-7075.
URL: http://amco-metall.de/fileadmin/downloads/Datenblaetter/Datenblatt__AMCO_7075.pdf
(Abgerufen: 19.02.2017)
- [38] Faulhaber GmbH & Co. KG: Schrittmotoren.
URL: https://fmcc.faulhaber.com/details/overview/PGR_4031_13816/PGR_13816_13801/de/CH/
(Abgerufen 19.02.2017)

[39] NUMERIK JENA: Lineare Messung LIK 41.
URL: <http://www.numerikjena.de/index.php?id=27#c417>
(Abgerufen 19.02.2017)

[40] METALLIC FLEX: Bälge nach Spezifikation.
URL: https://www.metallicflex.de/download/Metallic_Flex_Metallbalg.pdf
(Abgerufen: 19.02.2017)

[41] ATLAS TECHNOLOGIES: Products and Quotes.
URL: www.atlasuhv.com/ProductsAndQuoates.aspx?item_category=CF_Flanges
(Abgerufen am 23.02.2017)

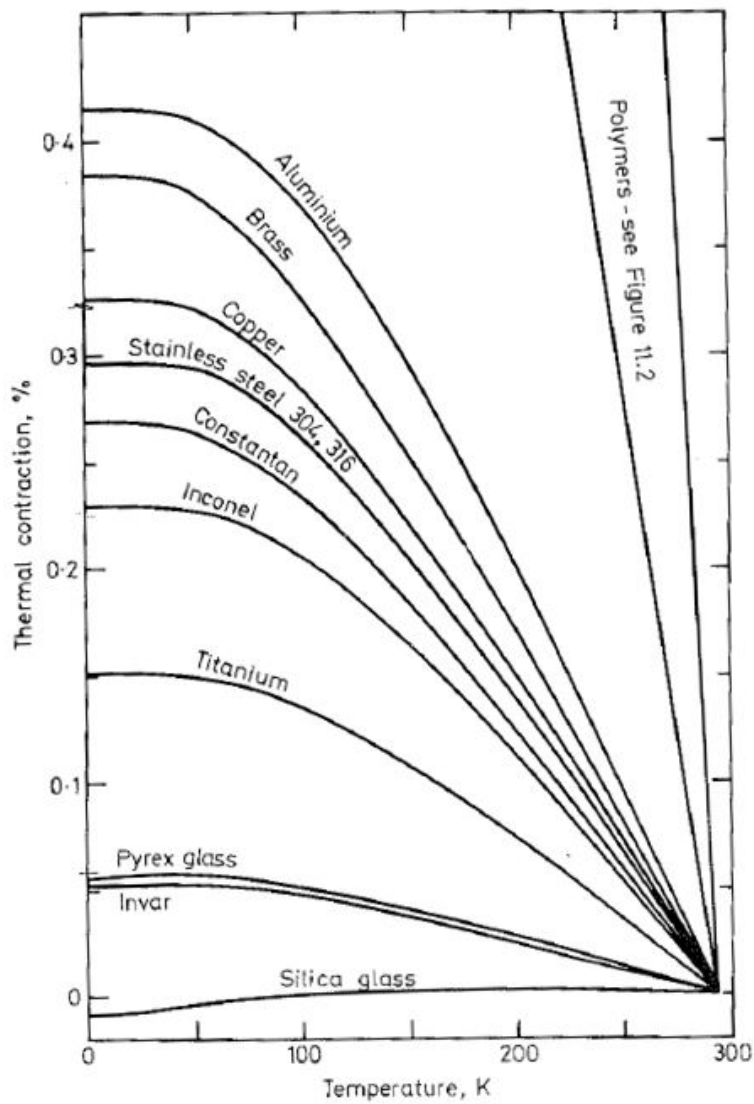
Anhang

Materialdaten bei Kryotemperaturen

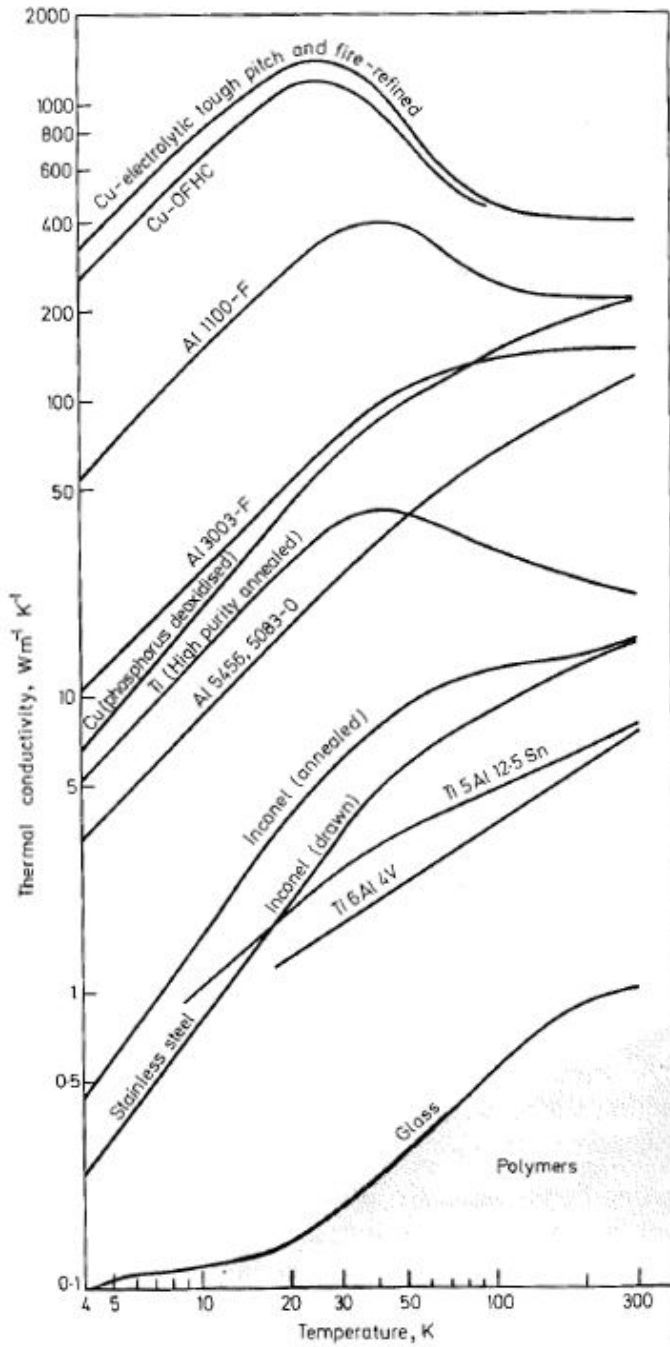
Auszüge aus:

Hands, B. A.:1986, Cryogenic Engineering, ACADEMIC PRESS INC.
(LONDON) LTD.,

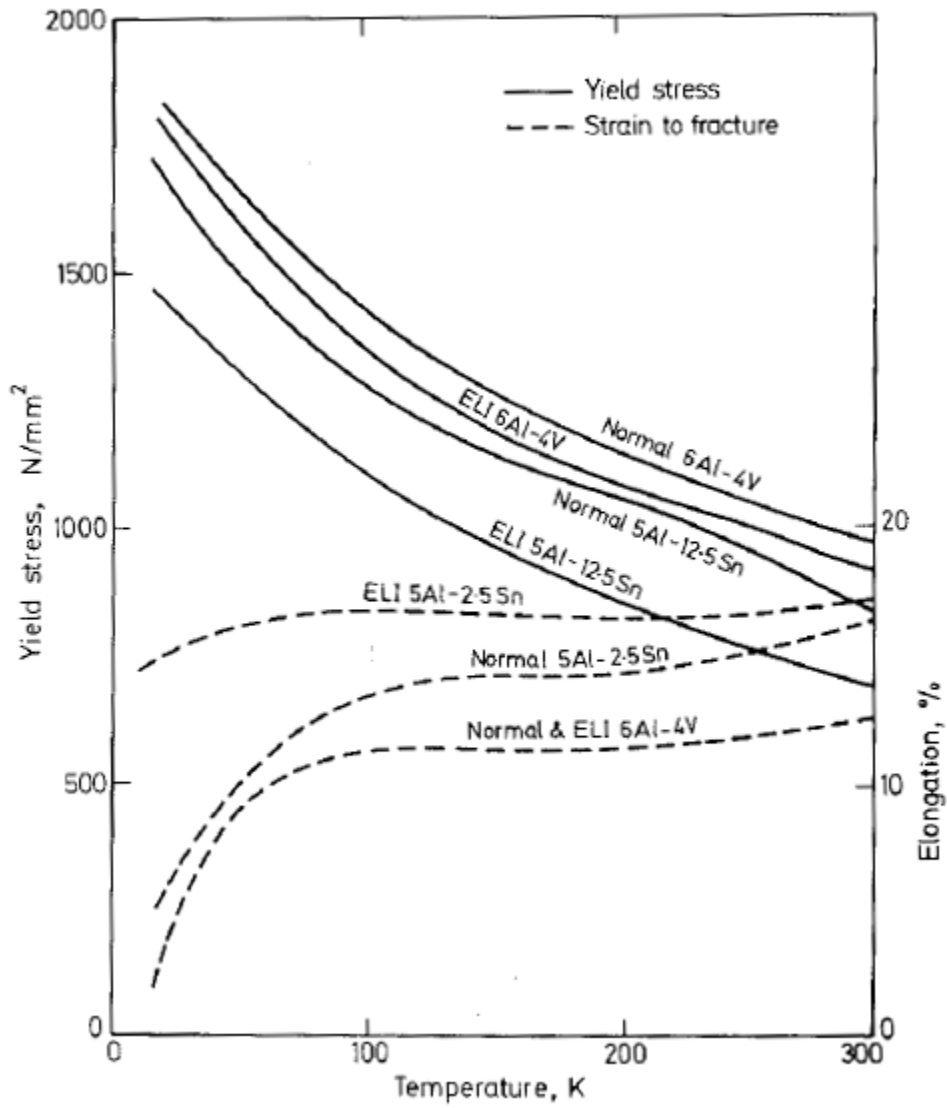
ISBN 0-12-322990-1



1 Temperaturabhängige Wärmeausdehnung in [%] von Konstruktionswerkstoffen im Bereich der Kryotemperaturen



2 Temperaturabhängige Wärmeleitung in von Konstruktionswerkstoffen im Bereich der Kryotemperaturen



3 Temperaturabhängige Bruchdehnung in [%] von Dehngrenze in [N/mm²] von gängigen Titanlegierungen im Bereich der Kryotemperaturen

Serie PA

Stapelaktoren mit Vorspannung

Konzept:

Die Aktoren der Serie PA basieren auf Multilayerpiezoaktoren in Stapelbauweise und sind mit einer integrierten Vorspannung versehen. Durch die daraus resultierende hohe Resonanzfrequenz sind sie für Anwendungen mit höchster Dynamik ideal geeignet.

Die Aktoren der Serie PA können sehr hohe Druckkräfte aufnehmen, aber auch mit Zugkräften belastet werden. Sie haben einen einheitlichen Durchmesser von 14 mm.

Einbauhinweise:

Die Befestigung erfolgt durch Schraubverbindungen am Fuß. Eine Klemmung ist ebenfalls möglich. Das Kopfstück des Aktors ist in zwei Versionen erhältlich, mit balligem Endstück als Standard-Version oder auf Anfrage unter Einbau eines Endstückes mit M3-Innengewinde.

Konfiguration:

Bitte wählen Sie einen passenden Hub, ein entsprechendes Kopfstück, ggf. ein Feedback und die notwendige Schnittstellen für die Ansteuerung für Ihre konkrete Anwendung aus oder lassen sich von unserem Vertriebsteam beraten.



Abb.: Piezoaktor der Serie PA

Produkteigenschaften:

- Hohe Dynamik durch hohe Resonanzfrequenzen
- Integrierte mechanische Vorspannung
- Zugkräfte bis zu 150 N
- Stellbereich bis 145 μm (größere Stellwege auf Anfrage)
- Hohe Steifigkeit bis 190 N/ μm
- Vakuum- und Tieftemperaturversion erhältlich

Anwendungen:

- Nanopositionierung
- Rastermikroskopie
- Mikromanipulation
- Mikroinjektion
- Optikjustage
- Laserfeinabstimmung
- Spiegeljustage/Laserresonator
- Spiegelpositionierung
- Dämpfung und Schwingungserzeugung

Serie PA

Technische Daten:

Serie PA	Einheit	PA 8/14	PA 16/14	PA 25/14	PA 35/14	PA 45/14	PA 50/14	PA 60/14	PA 70/14	PA 80/14	PA 90/14	PA 100/14	
Artikel Nr.	-	B-201-00	B-202-00	B-203-00	B-204-00	B-205-00	B-206-00	B-207-00	B-208-00	B-209-00	B-210-00	B-211-00	
Hub (-10/+20%) unregelt	µm	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	
Kapazität (±20%) ⁽¹⁾	µF	0.8	1.8	2.6	3.6	4.4	5.4	6.2	7.2	8.0	9.0	9.8	
Auflösung ⁽²⁾	nm	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.15	0.17	0.19	0.21	0.23	
Serie PA SG mit integriertem DMS-Messsystem		PA 8/14 SG	PA 16/14 SG	PA 25/14 SG	PA 35/14 SG	PA 45/14 SG	PA 50/14 SG	PA 60/14 SG	PA 70/14 SG	PA 80/14 SG	PA 90/14 SG	PA 100/14 SG	
Artikel Nr.	-	B-201-01	B-202-01	B-203-01	B-204-01	B-205-01	B-206-01	B-207-01	B-208-01	B-209-01	B-210-01	B-211-01	
Hub (±0.2%) geregelt	µm	8	16	24	32	40	48	56	64	72	80	88	
integriertes Messsystem	-	DMS											
Auflösung geregelt	nm	0.1	0.3	0.5	0.7	0.9	1.0	1.3	1.6	1.8	2.0	2.2	
typ. Wiederholbarkeit	nm	1.2	1.2	1.4	1.5	1.5	2	1.6	2.3	3.6	2.6	6.7	
Serie PA und PA SG													
Resonanzfrequenz	kHz	40	22	15	12	8.8	8	7	6	5.2	4	4.4	
Steifigkeit	N/µm	85	43	28	21	17	14	12	11	9	9	8	
Blockierkraft	N	850											
Vorspannung	N	150											
Spannungsbereich	V	-20 ... +130											
Stecker/Spannung	-	LEMO/ ODU											
Kabellänge	m	2											
Abmessung	Gehäuselänge	mm	26	35	44	53	62	71	80	89	98	107	116
	Gesamtlänge	mm	28	37	46	55	64	73	82	91	100	109	118
	Durchmesser	mm	Ø 14										

Serie PA

Serie PA	Einheit	PA 105/14	PA 110/14	PA 120/14	PA 130/14	PA 140/14	PA 150/14	PA 160/14	PA 170/14	PA 180/14	PA 190/14	PA 200/14	
Artikel Nr.	-	B-212-00	B-213-00	B-214-00	B-215-00	B-216-00	B-217-00	B-218-00	B-219-00	B-220-00	B-221-00	B-222-00	
Hub (-10/+20%) ungerichtet	µm	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	
Kapazität (±20%) ⁽¹⁾	µF	10.8	11.6	12.6	13.4	14.4	15.2	16.2	17.0	18.0	18.8	19.8	
Auflösung ⁽²⁾	nm	0.25	0.27	0.29	0.31	0.33	0.35	0.37	0.39	0.42	0.44	0.46	
Serie PA SG mit integriertem DMS-Messsystem		PA 105/14 SG	PA 110/14 SG	PA 120/14 SG	PA 130/14 SG	PA 140/14 SG	PA 150/14 SG	PA 160/14 SG	PA 170/14 SG	PA 180/14 SG	PA 190/14 SG	PA 200/14 SG	
Artikel Nr.	-	B-212-01	B-213-01	B-214-01	B-215-01	B-216-01	B-217-01	B-218-01	B-219-01	B-220-01	B-221-01	B-222-01	
Hub (±0.2%) geregelt	µm	96	104	112	120	128	136	144	152	160	168	176	
integriertes Messsystem	-	DMS											
Auflösung geregelt	nm	2.4	2.6	2.8	3.0	3.2	3.4	3.6	3.9	4.1	4.3	4.5	
typ. Wiederholbarkeit	nm	9	12	12	20	25	31	38	46	55	65	76	
Serie PA und PA SG													
Resonanzfrequenz ⁽¹⁾	kHz	4	3.8	3	3.3	3.1	3	2.8	2.7	2.6	2.5	2.4	
Steifigkeit	N/µm	7	7	6	6	5	5	5	4	4	4	4	
Blockierkraft	N	850											
Vorspannung	N	150											
Spannungsbereich	V	-20 ... +130											
Stecker/Spannung	-	LEMO/ ODU											
Kabellänge	m	2											
Abmessung	Gehäuselänge	mm	125	134	143	152	161	170	179	188	197	206	215
	Gesamtlänge	mm	127	136	145	154	163	172	181	190	199	208	217
	Durchmesser	mm	Ø 14										

(1)

Typ. Kleinsignalverhalten

(2)

Die Auflösung des Systems wird nur vom Rauschen des Verstärkers oder der Messtechnik begrenzt.

Serie PA

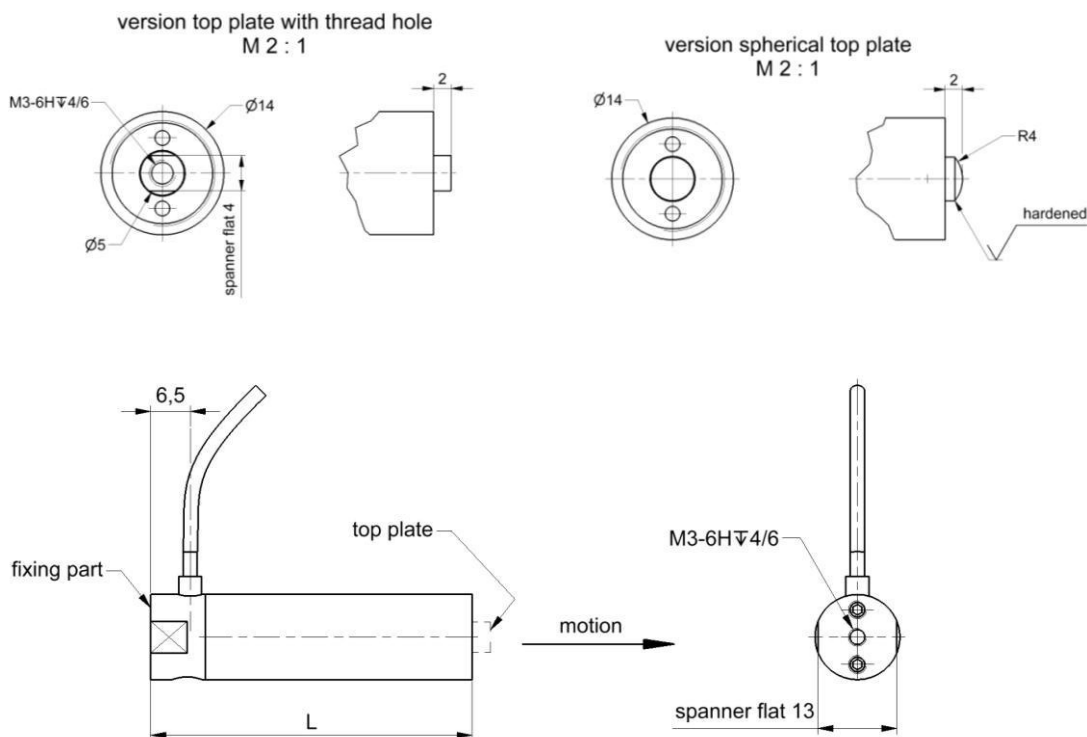
Standard:

- Kopfstück: rund Art.-Nr. B-299-66
- Durch unser Vertriebsteam wird der passende Kabelartikel für Ihre Anwendung automatisch mit angeboten

Optionen:

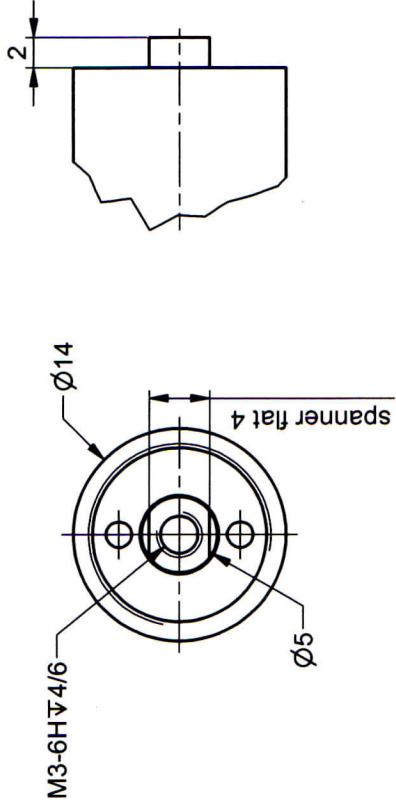
- Kopfstück: M3-Gewinde Art.-Nr. B-299-65
(Um den Aktor nicht zu beschädigen, wird empfohlen, die Schlüsselfläche am Kopfstück zum Kontern der Befestigungsschraube zu benutzen.)
- Vakuum- und Tieftemperaturausführungen auf Anfrage

Zeichnungen:

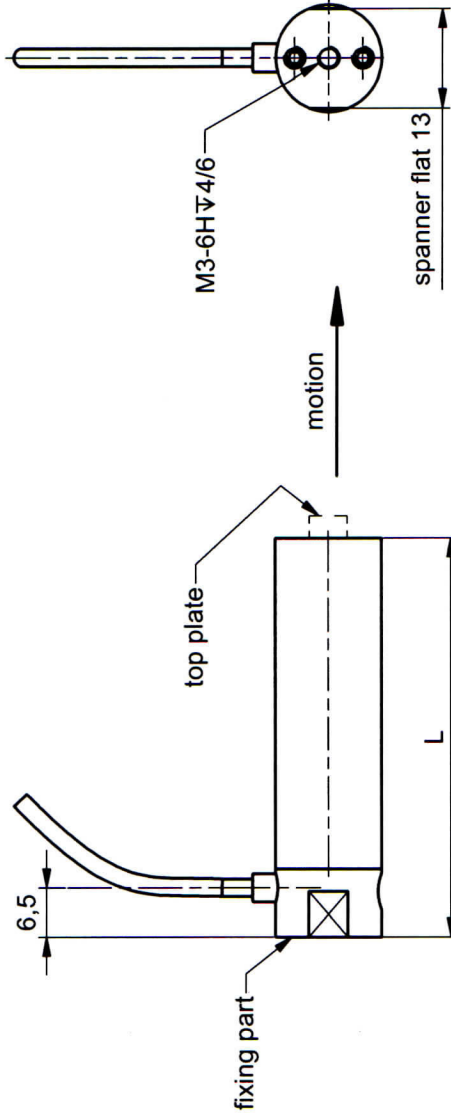
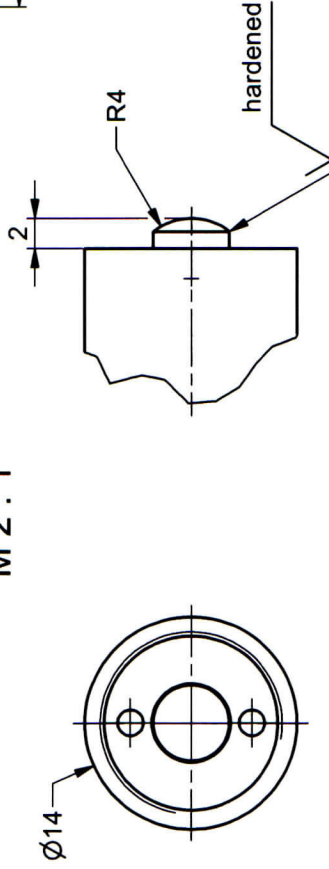


Änderungen der technischen Daten und der Konstruktionen, die dem technischen Fortschritt dienen, bleiben vorbehalten.

version top plate with thread hole
M 2 : 1



version spherical top plate
M 2 : 1



ORIGINAL

part name - PA XX	4	8	16	25	35	45	50	60	70	80	90	100	105	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
part no. ol - B-2XX-00	00	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
part no. SG - B-2XX-01	-	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
L	22	26	35	44	53	62	71	80	89	98	107	116	125	134	143	152	161	170	179	188	197	206	215

part.-no.	B-2XX-0Y		part.-name	PA XX (SG)	
file name	PB2XX0Y		OK: date/sign.	24.01.2013	
	rev. 01		scale	1:1	
			customers drawing piezosystem jena		

standard cable length: 2 m

Dieses Produkt wurde durch das folgende neue Produkt abgelöst:

L-220 Hochauflösender Linearaktor

MP-20 Micro Pusher



- ✚ Travel range up to 72 mm (3")
- ✚ Uni-directional repeatability down to 0.3 μm
- ✚ Maximum speed 12 mm/s
- ✚ Force max. 125 N
- ✚ Integrated hall limit switches
- ✚ Vacuum Datasheet

The New micro pusher MP-20 is designed to motorize manual drives or mirror mounts and it is an ideal component for limited space conditions. Small light components such as mirrors and diodes can be directly mounted to the tip. The micro pusher MP-20 is equipped with a re-circulating ball screw for a quiet, precise and homogeneous smooth motion and has a non-rotating tip. Micro pushers MP-20 are offered with DC- or 2-phase gear and 2-phase direct motor combination and are equipped with two limit switches. Alternatively crowned or flat ground inserts can be screwed in at the tip.

Spezifikationen

MP-20				
Load Characteristics	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)	
DC-B-010	1	125	1	
2Phase-010	1	125	1	
2Phase-017	1	30	1	
Travel range (mm)	13	28	52	77
Weight (kg)	0.2	0.2	0.25	0.35
Motor (Pitch 1 mm)	DC-B-010	2Phase-010	2Phase-017	
Speed max. (mm/sec)	3.5	0.8	12	
Resolution calculated (μm)	0.0221809 (RE)	0.5490245 (FS)	5 (FS)	
Resolution typical (μm)	0.1	0.1	0.1	
Bi-directional Repeatability (μm)	± 1	± 1	± 1	
Uni-directional Repeatability (μm)	0.3	0.3	0.3	

Kontakt

Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG
Auf der Römerstraße 1
76228 Karlsruhe
Deutschland

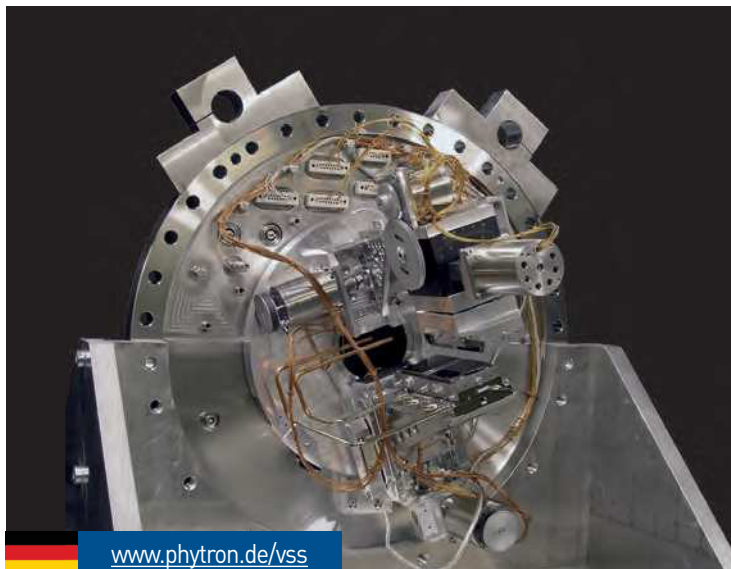
Tel. +49 721 4846-0
Fax: +49 721 4846-1019
E-Mail info@pi.de
Web www.pi.de

PI BEWEGEN | POSITIONIEREN

PI ist Markt- und Technologieführer für präzises
Bewegen und Positionieren.

Quicklinks

- [Fragen Sie den Fachmann!](#)
- [Downloads](#)
- [Beratung](#)
- [Glossar](#)



www.phytron.de/vss



VSS Schrittmotoren

Für den Einsatz bis ins Ultrahoch-Vakuum

RoHS
compliant



Motoren für den Einsatz im Vakuum müssen das Vakuum nicht nur aushalten (kein Aufplatzen von Lufteinschlüssen), sie dürfen das Vakuum darüber hinaus auch nicht kontaminieren. Durch die Auswahl geeigneter Materialien und optimierte Konditionierungsprozesse sind phytron VSS Schrittmotoren optimal für den Einsatz im Vakuum geeignet. Durch langjährige Erfahrung mit Sondermaterialien für den Weltraumeinsatz haben wir ein Augenmerk auf Werkstoffe mit minimaler molekularer Ausgasung und hoher Wärmebeständigkeit gelegt. Das ist die Voraussetzung für eine hohe Vakuum-Qualität und unverfälschte Messergebnisse in wissenschaftlichen und medizinischen Anwendungen. Für das exakte Positionieren im Vakuum eignen sich Schrittmotoren deswegen besonders gut, weil sie auch ohne empfindliche

Feedbackgeber exakt positionieren können. Damit können phytron VSS-Schrittmotoren auch in besonders herausfordernden Umweltbedingungen eingesetzt werden (Strahlung, Cryo-Temperaturen und in modifizierter Form auch im Weltall).

Weil Schrittmotoren keinen Jitter-Effekt generieren, eignet sich diese Technologie um optische Instrumente, Spiegel, Antennen oder Proben in hochauflösenden Mikroskopen, Teilchenbeschleunigern oder Molekular-Analyse-Geräten exakt auszurichten.

Die VSS-Serie wird vollständig in Deutschland gefertigt. Sie haben ganz besondere Anforderungen? Gerne entwickeln wir den maßgeschneiderten Antrieb für Ihre Anwendung.

Im Fokus



Hochtemperatur



Vakuum



Strahlungsresistent

- 2-Phasen Schrittmotoren
- Haltemomente von 3,4 mNm bis 13 Nm
- Durchmesser von 19 bis 125 mm
- Standardschrittzahl 200
- Schrittgenauigkeit 5% für 1,8°
- Betriebsspannung Endstufe
Baugröße 19 bis 57: 70 V_{DC}
Baugröße 80 bis 126: 120 V_{DC}
- Schutzklasse IP 20
- Standard-Anschlussart:
4-Leiter parallel
(optional seriell oder 8-Leiter)
- Ausgasöffnungen zur Vermeidung von Gaseinschlüssen

Optionen

- VGPL Präzisions-Planeten-Getriebe oder Harmonic Drive Getriebe
- Thermolement Typ KTC/Platinsonde Pt100
- Resolver
- Zweites Wellenende

Kundenspezifische Ausführungen

- Betrieb in aggressiver Umgebung
- Reinraumanwendungen bis Reinraumklasse ISO 5 (gemäß ISO 14644-1)
- Motoren mit Spindel

Highlights



Performance & Lifetime

phytron in-Vakuum Motoren basieren auf einer Technologie, die auch in den herausforderndsten Projekten unserer Zeit Anwendung findet. Von einer Vielzahl an Satelliten, bis hin zum Marsrover Curiosity treiben phytron Motoren Anwendungen in fernen Welten an – hochpräzise, zuverlässig und langlebig. Richtig betrieben stellen ausgewählte Komponenten und ein bewährtes Design eines sicher: Diese Motoren lassen Sie nicht im Stich!

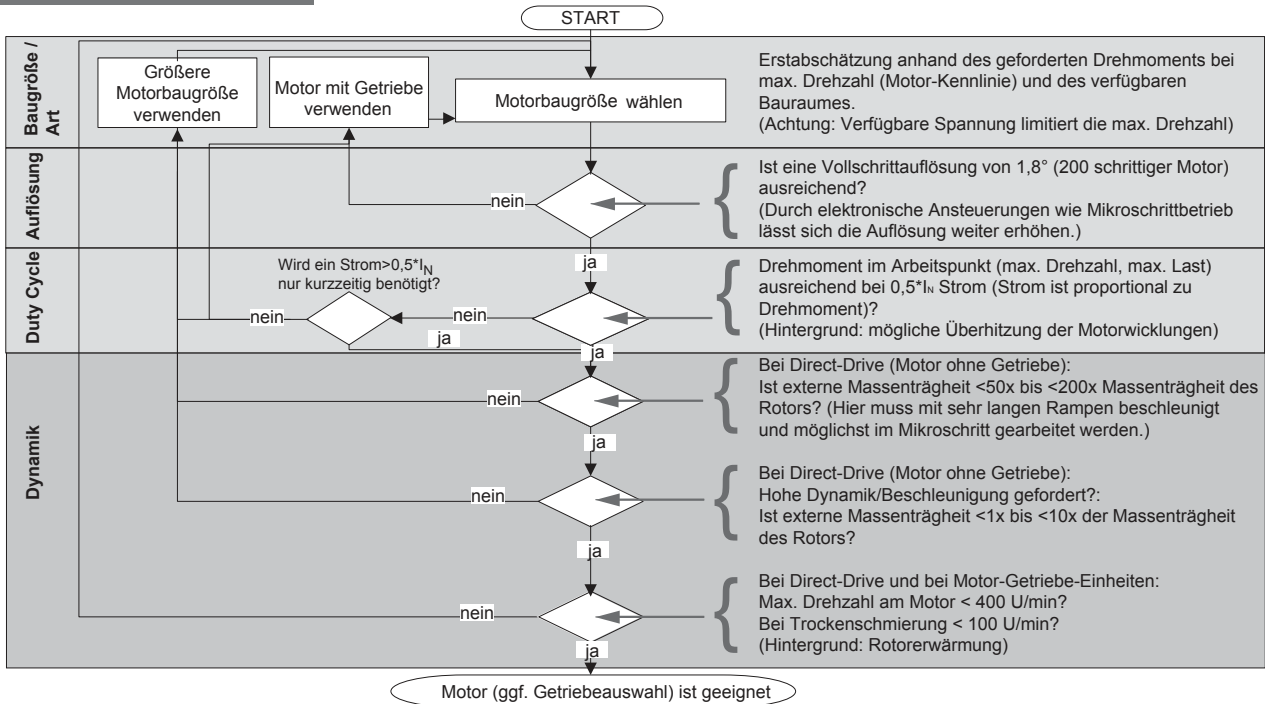


Cleanliness - Sauberkeit

phytron Motoren für den Einsatz im Ultrahochvakuum (UHV) enthalten ausschließlich Materialien, welche auch den Anforderungen an die ECSS (European Space regulations) genügen. Somit hat jedes Material einen maximalen TML (Total Mass Loss) Wert < 1 % und einen CVCM (Volatile Mass Losses) Wert < 0,1%. Sie erhalten Ihren Motor selbstverständlich in vakuumversiegelter Doppelverpackung.

Extreme

Projektierungshilfe



Derating-Einschaltdauer-Betrieb für die Anwendung im Vakuum

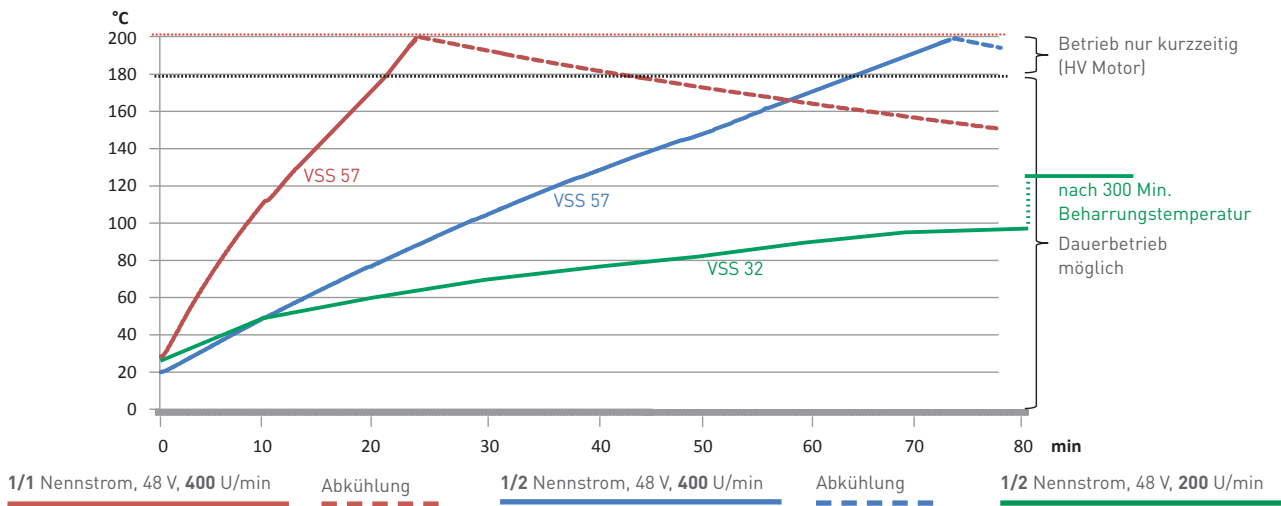
Antriebsmotoren im Vakuum erhitzen sich sehr schnell abhängig von ihrer Einschaltdauer. Angetrieben mit Nennstrom wird die maximale Temperatur innerhalb weniger Minuten erreicht. Deshalb ist es notwendig, die Motortemperatur (K-Element) zu überwachen oder nach einem Arbeitszyklus genügend Auszeit einzuhalten, um den Motor immer auf einem sicheren Temperaturniveau zu halten.

Die gezeigte Kurve ist bei einer Umgebungstemperatur von 20 °C aufgenommen. Um Ihnen eine Idee zu geben, wie der gewählte Strom die Motortemperatur beeinflusst, sind zwei Kurven eines VSS 57 dargestellt.

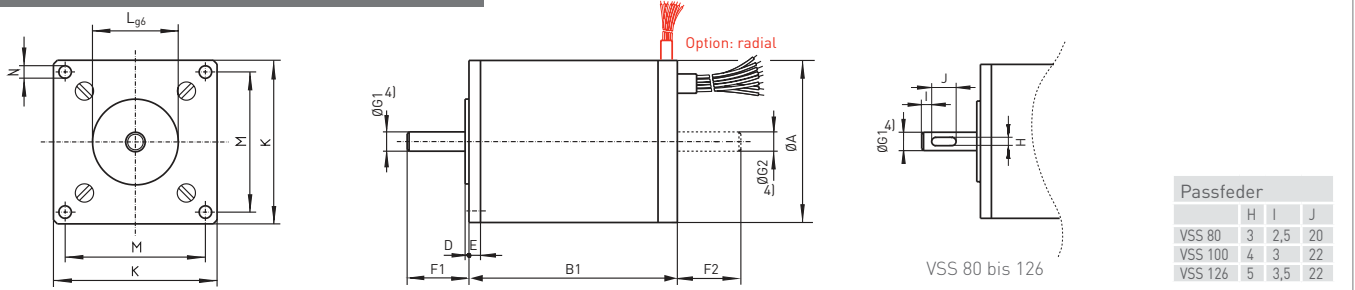
Bei 400 Umdrehungen pro Minute mit halbem Nennstrom erwärmt sich der Motor langsamer aufgrund der geringeren ohmschen Verluste als mit vollem Nennstrom.

Die dritte Kurve (VSS 32) mit 0,5 Nennstrom und nur 200 Umdrehungen pro Minute führt zu einer Beharrungstemperatur mit sicheren Temperaturgrenzen. Eine höhere Drehzahl erhöht die magnetischen Verluste. Daher sollten hohe Geschwindigkeiten möglichst vermieden werden, um Wärmeverluste zu reduzieren und die Lager zu schützen.

Wicklungstemperatur (im Vakuum), Umgebung 20 °C



Schrittmotor VSS 19 - VSS 126



Abmessungen / Elektrische und Mechanische Kenndaten

VSS Standard 200-schritt- tig 4 Leiter parallel ³⁾	Elektrische Kenndaten				Mechanische Kenndaten						Abmessungen in mm												
	Strom/Phase In	Widerstand/ Phase	Induktivität/ Phase	max. Betriebs- spannung	AWG	Haltemoment ²⁾	Selbsthaltemo- ment	Massenträgheit des Rotors	Lager- belastung		Gewicht	A	B1	D	E	F1	F2	G1 ⁴⁾	G2 ⁴⁾	K	L	M	N
									axial	radial													
19.200.0.6¹⁾ 19.200.1.2¹⁾	0,6 1,2	2,1 0,63	0,85 0,23		28	3,4 3,5	0,9	0,0009	3	3	0,05	19	26,5	1	2	7,5	6,5	2,5	2,5	19	10	16	M2,5
20.200.0.6 20.200.1.2	0,6 1,2	3,45 0,95	1,1 0,4		28	8	1	0,002	3	3	0,075	19	43	1	2	7,5	6,5	2,5	2,5	19	10	16	M2,5
25.200.0.6 25.200.1.2¹⁾	0,6 1,2	3,25 0,95	1,5 0,4		28 26	12	2	0,0025	5	5	0,08	25	31	1	2,5	9,5	8,5	3	3	25	14	21,5	2,2
26.200.0.6 26.200.1.2	0,6 1,2	5,85 1,7	3,2 1,0		28 26	28	1,9	0,006	5	5	0,13	25	47	1	2,5	9,5	8,5	3	3	25	14	21,5	2,2
32.200.0.6 32.200.1.2¹⁾	0,6 1,2	4,6 1,25	5,3 1,2		26	40	3	0,01	5	15	0,17	32	38,5	1	3	11	10	4	4	32	18	27	2,8
33.200.0.6 33.200.1.2¹⁾	0,6 1,2	7,5 1,9	9,3 2,2	70	26	68	3,3	0,018	5	15	0,26	32	57,5	1	3	11	10	4	4	32	18	27	2,8
42.200.1.2¹⁾ 42.200.2.5¹⁾	1,2 2,5	1,7 0,34	3 0,7		24 22	120	5	0,045	20	40	0,35	42	54	1	3	16	15	5	4	42	22	36	3,2
43.200.1.2¹⁾ 43.200.2.5	1,2 2,5	2,6 0,5	5,2 1,2		24 22	235	7	0,077	20	40	0,52	42	69	1	3	16	15	5	4	42	22	36	3,2
52.200.1.2 52.200.2.5	1,2 2,5	2,65 0,6	7 1,6		24 22	350	13	0,15	25	70	0,72	52	65	1,5	3,5	17,5	16	6	4	52	28	44	4,3
56.200.1.2 56.200.2.5	1,2 2,5	3,9 0,8	9,5 2,4		24 22	420	30	0,17	40	80	0,78	56,4	58,1	1,5	4,5	22	20,5	6,35	6,35	60	38,1	47,1	5,2
57.200.1.2 57.200.2.5¹⁾	1,2 2,5	3,9 0,8	11,6 2,9		24 22	840	50	0,24	40	80	0,99	56,4	74,1	1,5	4,5	22	20,5	6,35	6,35	60	38,1	47,1	5,2
80.200.5	5	0,4	2,3	120	18	2300	120	1,24	50	180	2,8	80	100	2	7,5	27	25	10	9	80	50	68	6,4
100.200.10	10	0,15	2,1		16	4300	140	4,4	70	300	5	100	125,5	2	8	32	30	12	12	100	60	86	6,4
126.200.10	10	0,23	3,9		16	13000	290	18,2	150	700	13,9	125	210	3	9,5	34	31	14	14	125	60	108	8,4

¹⁾ Vorzugsvarianten: HV und UHV in kleinen Stückzahlen ab Lager lieferbar

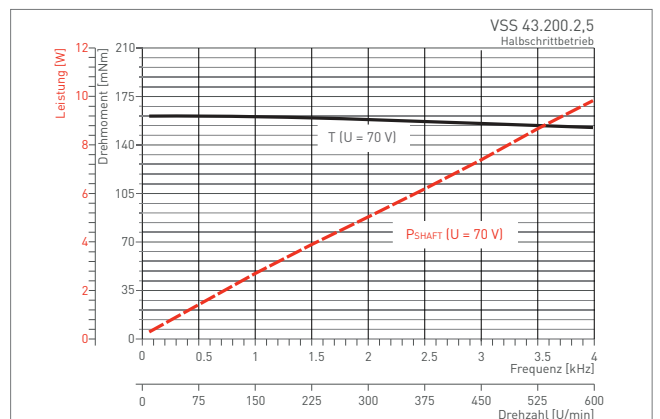
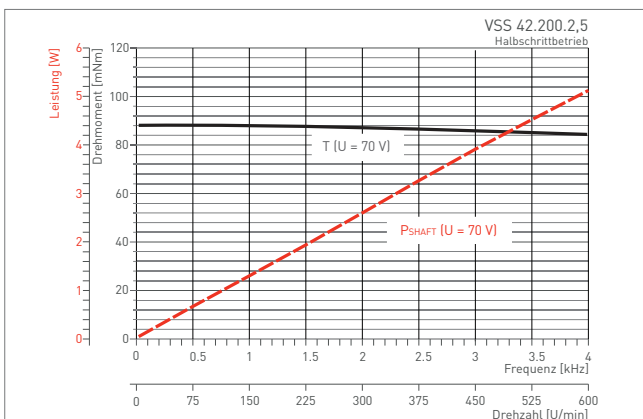
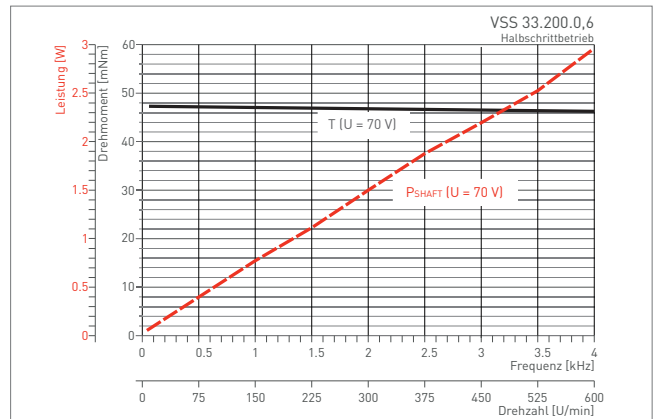
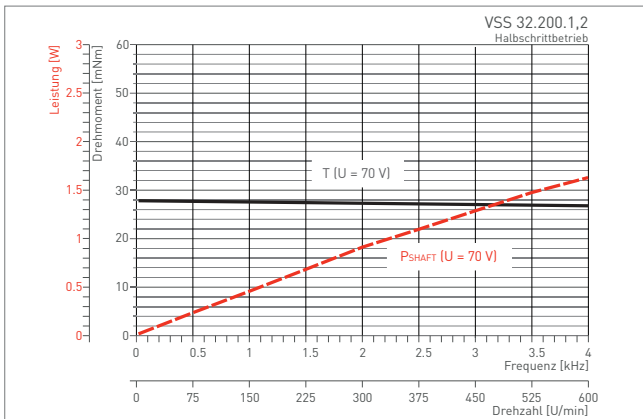
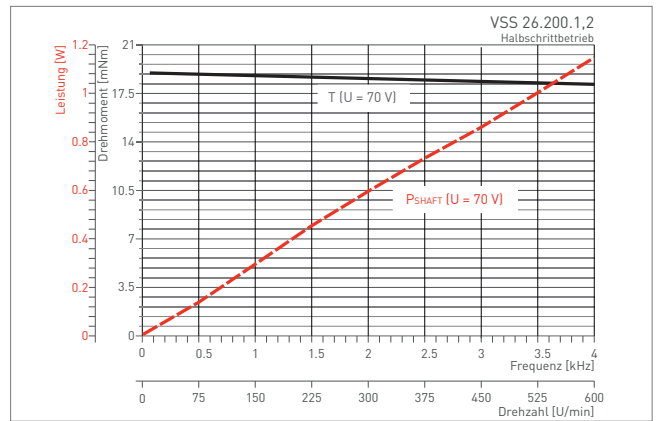
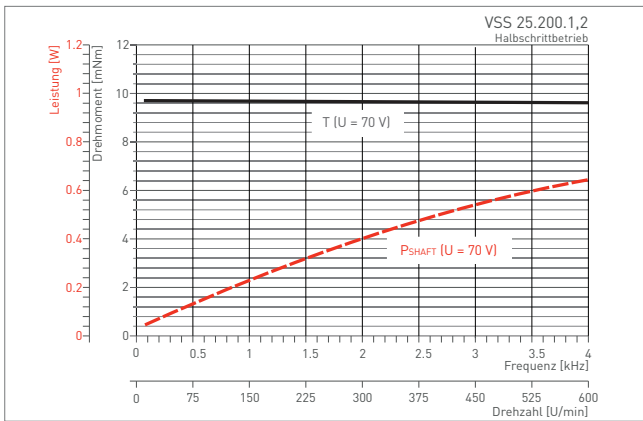
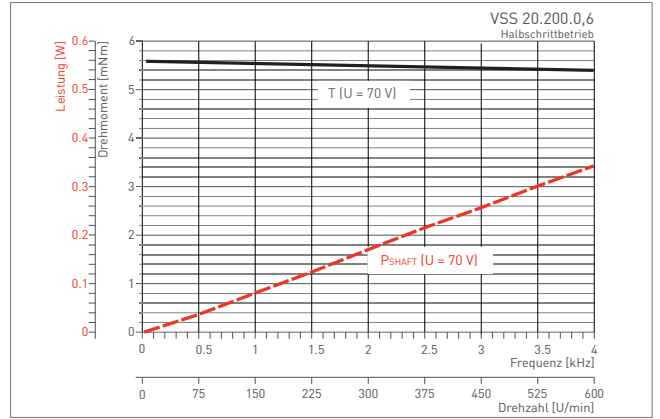
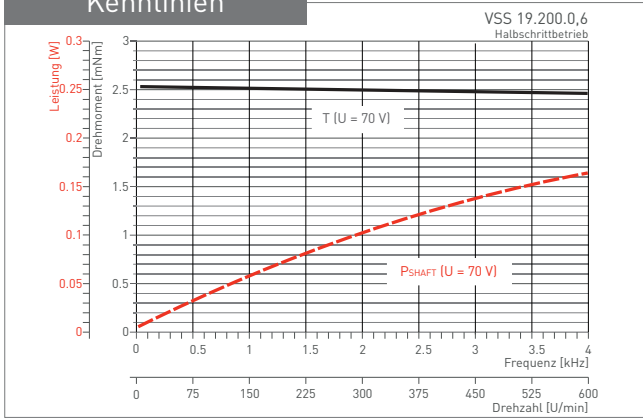
²⁾ Haltemoment bei bipolarer Ansteuerung, Wicklungen parallel, zwei Phasen bestromt, Nennstrom

³⁾ andere Schrittauflösungen auf Anfrage (mit abweichenden mechan. Kenndaten!)

⁴⁾ Toleranzen Wellendurchmesser: VSS 19 bis 26: -0,005 bis -0,009; ab VSS 32: g5

Alle oben angegebenen Werte beziehen sich auf Raumtemperatur und atmosphärischen Druck.

Kennlinien





Carefully Made Shaft Collars and Couplings
Since 1937

Language Suche Ruland.com

View Cart (0) | Sign In or Register

Registered users receive a 5% discount

Produkte

Technische Info

Downloads

Über Ruland

Kontaktinfos

Flexible Beam-Kupplung

MWC20-6-5-SS - Flexible Beam-Kupplung



Quantity Break	Price in USD
1	\$124.50
20	\$74.70
60	\$62.25
100	\$56.03
250	Request Quote

Availability: In Stock

1

Add to Cart



BETTER PRICING MAY BE AVAILABLE THROUGH YOUR LOCAL DISTRIBUTOR

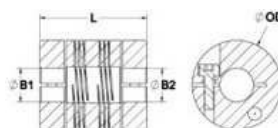
Artikelnummer: MWC20-6-5-SS
Produktart: Flexible Beam-Kupplung
Ausführung: Klemmnabenausführung
Werkstoff: 1.4305 (X10CrNiS189) Edelstahl
Oberflächenverarbeitung: glänzend poliert
Herkunftsland: USA

Produktmaße:

Bohrung B1: 6 mm
Bohrung B2: 5 mm
Außendurchmesser OD: 20,0 mm
Länge L: 28,0 mm
Welleneindringung: 13,34 mm

Schrauben

Kopfschraube: M3
Schraubenwerkstoff: Legierter Stahl
Schraubenoberfläche: Brüniert
Anzugsmoment: 2,1 Nm
Innensechskantschlüssel: 2,5 mm



STEP (.stp)

[Download CAD Datei](#)

[Ansicht PDF CAD Datei](#)

Drehmomentspezifikationen

Statisches Drehmoment: 1,70 Nm
Dynamisches Drehmoment (nichtumkehrend): 0,85 Nm
Dynamisches Drehmoment (umkehrend): 0,43 Nm

Wellenversatz:

Winkelversatz: 3°
Parallellversatz: 0,20 mm
Axialbewegung: 0,12 mm

Zusätzliche Informationen

Torsionssteife: 1,29 Grad/Nm
Trägheitsmoment: $2,984 \times 10^{-6} \text{ kg-m}^2$
Maximale Geschwindigkeit: 6.000 U/min
Bohrungstoleranz: +0,025mm / -0,000mm
Temperaturbereich: -40°C to 176°C
Gewicht: 0,068 kg

Anmerkung 1: Statische Drehmomentwerte gelten für maximalen Versatz

Anmerkung 2: Leistungsdaten stellen keine Garantie dar, sondern liefern Hilfe für eigene Tests und Auswertungen für spezielle Anwendungen.

Anmerkung 3: Die Drehmomentangaben basieren auf den Bruchdrehmomenten der Übertragungsscheiben. Unter normalen/typischen Bedingungen können die Naben diesen Drehmoment sicher übertragen. In Sonderfällen, wenn z.B. die kleinste angebotene Nabenbohrung verwendet wird oder die Welle nicht passgenau ist, ist Wellenschlupf auch unterhalb des maximalen Drehmoments möglich. Zur besseren Befestigung der Naben auf der Welle, sind Passfedernuten auf Anfrage erhältlich. Bitte kontaktieren sie uns zur weiteren Beratung.

[Informationen über unsere Gewährleistungsbestimmungen klicken Sie hier](#)

Drucken

Email Link

Zu Favoriten hinzufügen

<< Zurück

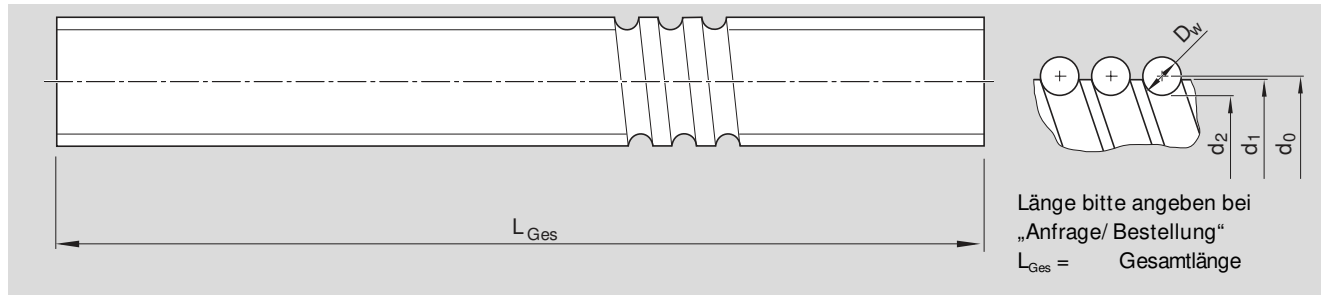
© 2014 Ruland. Alle Rechte vorbehalten. | europesales@ruland.com | +49 30 720 1414 3 | Datenschutz | Haftungsausschluss

Klemmringe | Einteilige Klemmringe | Zweiteilige Klemmringe | Schnellspan-Klemmringe | Starre Kupplung
Balgkupplung | Flexible Beamkupplung | Oldhamkupplung | Elastomerkupplung | Lamellenkupplung



Spindeln

Gerollte Präzisions-Spindel SN-R



Bestellangaben: SN 20 x 5R x 3 X X T7 R 00T200 00T200 1250 1 0

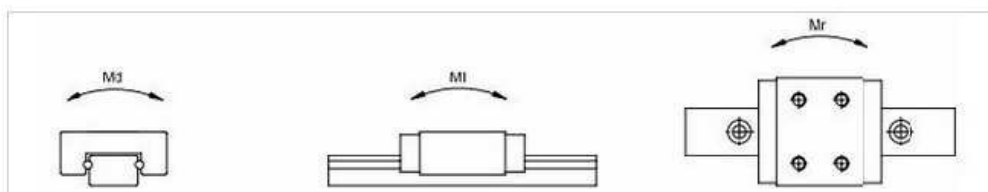
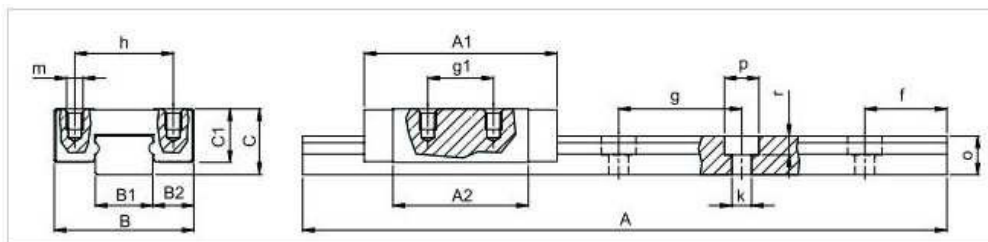
Größe d ₀ x P x D _w	Materialnummer			Maße (mm)		Trägheitsmoment J _s (kgcm ² /m)	maximale Länge (mm)		Gewicht (kg/m)
	Toleranzklasse T5	Toleranzklasse T7	Toleranzklasse T9	d ₁	d ₂		Standard	auf Anfrage	
6x1Rx0,8	R1531 105 00	R1531 107 00	R1531 109 00	6,0	5,3	0,02	auf Anfrage		0,19
6x2Rx0,8	R1531 125 00	R1531 127 00	R1531 129 00	6,0	5,3	0,02			0,19
8x1Rx0,8	R1531 205 00	R1531 207 00	R1531 209 00	8,0	7,3	0,04			0,36
8x2Rx1,2	R1531 225 00	R1531 227 00	R1531 229 00	8,0	7,0	0,04			0,36
8 x2,5Rx1,588	R1531 235 00	R1531 237 00	R1531 239 00	7,5	6,3	0,04			0,30
12x2Rx1,2	R1531 425 00	R1531 427 00	R1531 429 00	11,7	10,8	0,13	1500	2500	0,79
12x5Rx2	R1531 465 10	R1531 467 10	R1531 469 10	11,4	9,9	0,11			0,75
12x10Rx2	R1531 495 00	R1531 497 00	R1531 499 00	11,4	9,9	0,11			0,74
16x5Lx3	R1551 015 00	R1551 017 00	R1551 019 00	15,0	12,9	0,31			1,24
16x5Rx3	R1511 015 00	R1511 017 00	R1511 019 00	15,0	12,9	0,31			1,24
16x10Rx3	R1511 045 00	R1511 047 00	R1511 049 00	15,0	12,9	0,31			1,23
16x16Rx3	R1511 065 10	R1511 067 10	R1511 069 10	15,0	12,9	0,34			1,29
20x5Rx3	R1511 115 00	R1511 117 00	R1511 119 00	19,0	16,9	0,84			2,03
20x40Rx3,5-4	R2521 150 00	R2521 170 00	R2521 190 00	19,0	16,4	0,86			2,06
20x20Rx3,5	R1511 175 10	R1511 177 10	R1511 179 10	19,0 ¹⁾	16,7	0,81			1,99
25x5Rx3	R1511 215 00	R1511 217 00	R1511 219 00	24,0	21,9	2,22	2500	5000	3,31
25x10Rx3	R1511 245 00	R1511 247 00	R1511 249 00	24,0	21,9	2,39			3,43
25x25Rx3,5	R1511 285 10	R1511 287 10	R1511 289 10	24,0	21,4	2,15			3,25
32x5Rx3,5	R1511 315 00	R1511 317 00	R1511 319 00	31,0	28,4	6,05			5,45
32x5Lx3,5	R1551 315 00	R1551 317 00	R1551 319 00	31,0	28,4	6,05			5,45
32x10Rx3,969	R1511 345 10	R1511 347 10	R1511 349 10	31,0	27,9	6,40			5,60
32x20Rx3,969	R1511 375 10	R1511 377 10	R1511 379 10	31,0	27,9	6,39			5,60
32x32Rx3,969	R1511 395 10	R1511 397 10	R1511 399 10	31,0	27,9	6,17			5,50
40x5Rx3,5	R1511 415 00	R1511 417 00	R1511 419 00	39,0	36,4	15,64	4500	5000	8,78
40x5Lx3,5	R1551 415 00	R1551 417 00	R1551 419 00	39,0	36,4	15,64			8,78
40x10Rx6	R1511 445 00	R1511 447 00	R1511 449 00	38,0	33,8	13,55	4500	7500	8,15
40x10Lx6	R1551 445 00	R1551 447 00	R1551 449 00	38,0	33,8	13,55			8,15
40x12Rx6	R1511 455 00	R1511 457 00	R1511 459 00	38,0	33,8	13,97			8,27
40x16Rx6	R1511 465 00	R1511 467 00	R1511 469 00	38,0	33,8	12,90			7,95
40x20Rx6	R1511 475 00	R1511 477 00	R1511 479 00	38,0	33,8	13,52			8,14
40x40Rx6	R1511 495 10	R1511 497 10	R1511 499 10	38,0	33,8	13,42			8,11
50x5Rx3,5	R1511 515 00	R1511 517 00	R1511 519 00	49,0	46,4	40,03	4500	5000	14,05
50x10Rx6	R1511 545 00	R1511 547 00	R1511 549 00	48,0	43,8	35,71	4500	7500	13,25
50x12Rx6	R1511 555 00	R1511 557 00	R1511 559 00	48,0	43,8	36,58			13,41
50x16Rx6	R1511 565 00	R1511 567 00	R1511 569 00	48,0	43,8	34,37			13,00
50x20Rx6,5	R1511 575 10	R1511 577 10	R1511 579 10	48,0	43,3	34,50			13,01
50x40Rx6,5	R1511 595 10	R1511 597 10	R1511 599 10	48,0	43,3	34,34			12,98
63x10Rx6	R1511 645 00	R1511 647 00	R1511 649 00	61,0	56,8	95,82			21,72
63x20Rx6,5	R1511 675 10	R1511 677 10	R1511 679 10	61,0	56,3	93,29			21,42
63x40Rx6,5	R1511 695 10	R1511 697 10	R1511 699 10	61,0	56,3	93,08			21,40
80x10Rx6,5	R1511 745 00	R1511 747 00	R1511 749 00	78,0	73,3	256,86			35,58
80x20Rx12,7	R1501 771 00	R1501 773 00	R1501 775 00	76,0	66,9	211,51	2500	5000	32,16

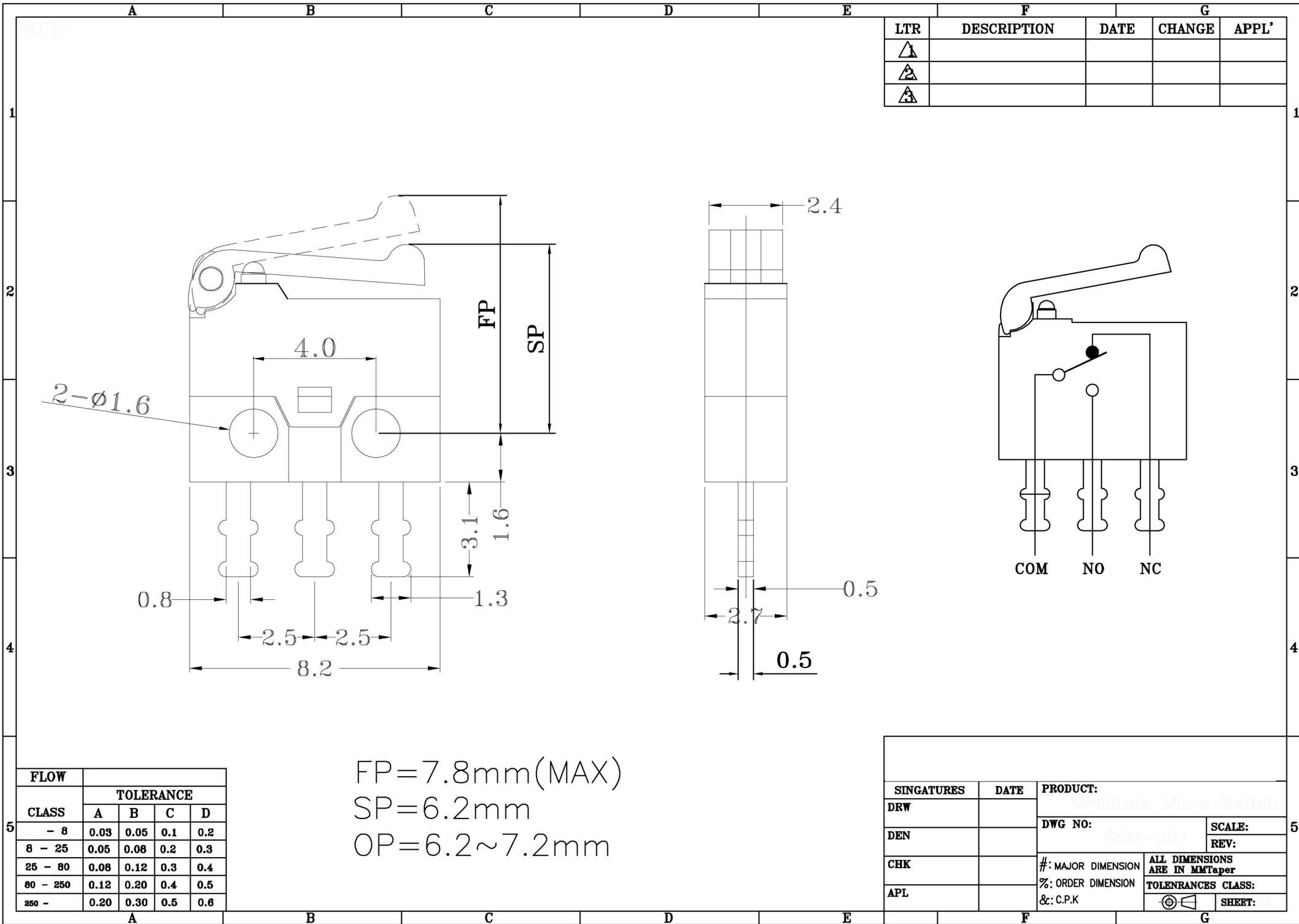
1) Der Aussendurchmesser d₁ wurde geändert

Specifications for: DSU 15.9

Specifications

	Type + size	DSU 15.9
	A1	26
	A2	19
	B	20
	C	10
	B1	9
	B2	5.5
	C1	7.8
	f	10
	g	20
	g1	13
	h	15
	k	3
	m	M2x2.5
	o	5.5
	p	5
	r	3
	Standard length A	60
	Standard length A	100
	Standard length A	200
	Standard length A	300
	Standard length A	400
	Standard length A	500
	Standard length A	600
	Standard length A	700
	A max.	700
Load capacity (N)	C	1.760
	Co	2.850
Static moments (N.m)	Md	12.8
	MI	10.5
	Mr	10.5
Weight	Carriage (g) Standard return cap	25
	Stainless steel return cap	28
	Rail g/100 mm	31





FP=7.8mm(MAX)
 SP=6.2mm
 OP=6.2~7.2mm

FLOW	TOLERANCE			
	A	B	C	D
CLASS				
- 8	0.03	0.05	0.1	0.2
8 - 25	0.05	0.08	0.2	0.3
25 - 80	0.08	0.12	0.3	0.4
80 - 250	0.12	0.20	0.4	0.5
250 -	0.20	0.30	0.5	0.6

SINGATURES	DATE	PRODUCT:	
DRW		Miniature Micro Switch	
DEN		DWG NO:	SCALE:
CHK		#: MAJOR DIMENSION	ALL DIMENSIONS ARE IN MM
APL		%: ORDER DIMENSION	TOLERANCES CLASS:
		&c: C.P.K	SHEET:

Schrittmotoren

22 mNm

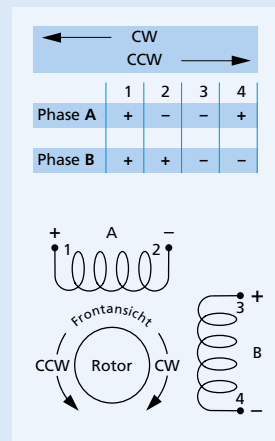
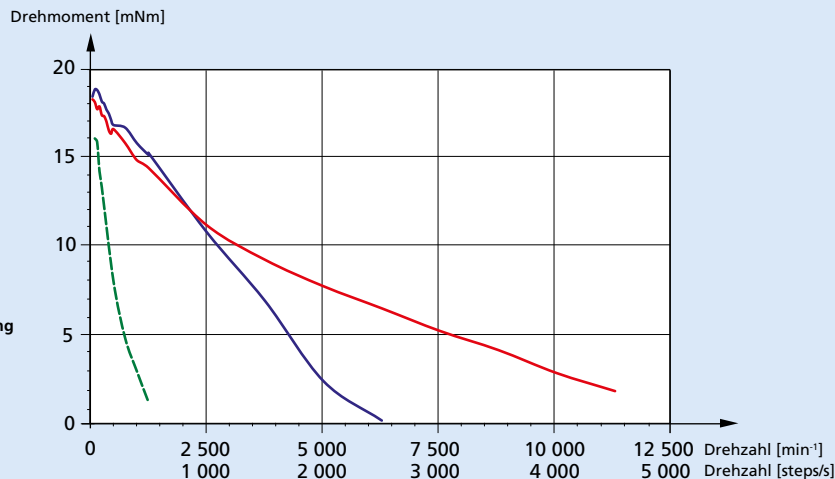
Zwei Phasen, 24 Schritte pro Umdrehung
PRECiStep® Technologie

AM2224-ww-ee

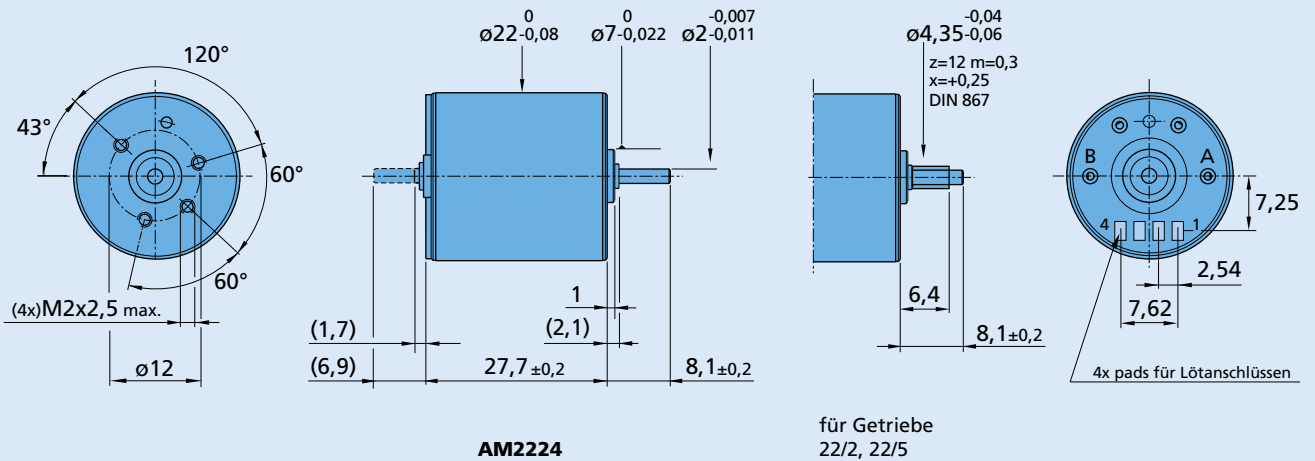
	ww =		AV-0,9		AV-4,8		AV-18		V-12-75		Treibermodus
	Strom	Spannung	Strom	Spannung	Strom	Spannung	Strom	Spannung	Strom	Spannung	
1 Nennstrom pro Phase (2 Phasen bestromt) ¹⁾	1,0	–	0,5	–	0,25	–	0,125	–	–	–	A
2 Nennspannung pro Phase (2 Phasen bestromt) ¹⁾	–	1,4	–	3	–	6	–	12	–	–	V DC
3 Phasenwiderstand (bei 20°C)		0,9		4,8		18		75			Ω
4 Induktivität pro Phase (1kHz)		0,9		4,3		16,3		65,6			mH
5 Amplitude der Gegen-EMK		3,8		8,3		16,3		32,7			V/k Schritt/s
6 Haltemoment (2 Phasen bestromt)		22									mNm
7 Haltemoment (zweifacher Nennstrom)		37									mNm
8 Vollschritt-Winkel		15									Grad
9 Absolute Schrittwinkelgenauigkeit ¹⁾		± 10									% Vollschritt
10 Stromloses Haltemoment, max.		2									mNm
11 Rotorträgheitsmoment		253									·10 ⁻⁹ kgm ²
12 Resonanzfrequenz (bei Nennstrom)		100									Hz
13 Elektrische Zeitkonstante		1,7									ms
14 Betriebstemperaturbereich		-35 ... +70									°C
15 Maximal zulässige Wicklungstemperatur		130									°C
16 Wärmewiderstand	<i>R_{th1} / R_{th2}</i>	4,8 / 20,4									°C/W
17 Thermische Zeitkonstante	<i>τ_{w1} / τ_{w2}</i>	10 / 620									s
18 Wellenlagerung		Sinterlager (Standard mit 2 mm Welle)				Kugellager, vorgespannt (Sonderausführung)					
19 Wellenbelastung, max. zulässig:											
– radial (3 mm vom Lager)		1,5				8,0					N
– axial		0,5				4,0					N
20 Wellenspiel, max.:											
– radial (0,2N)		30				15					µm
– axial (0,2N)		200				-0					µm
21 Masse		43									g

¹⁾ Relevant mit 2 Phasen bestromt. Bei Steuerung mit Chopper muss der Nennstrom eingestellt und die Versorgungsspannung typischerweise 3x bis 8x grösser als die Nennspannung sein.

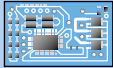
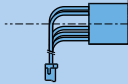

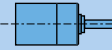
²⁾ Kurve gemessen mit einem Lastträgheitsmoment von 600 · 10⁻⁹ kgm², im Halbschritt-Betrieb für die "1 x Nennspannung" Kurve, im 1/4 Mikroschrittbetrieb für die anderen Kurven.



Maßzeichnung



Kombinationen

Steuerungen	Encoder	Kabel	Präzisionsgetriebe / Spindeln
 MCST3601	 PE 22-120	 Liste auf Anfrage erhältlich	 20/1R 22E 22EKV 22/2 22/5* 22/7 23/1

* Spielfreie Präzisionsgetriebe

Bestellinformation

Beispiel: **AM2224-2R-AV-18-10**

Motortyp	Lagerung (rr)	Wicklung (wv)	Motorausführung (ee)		
AM = Designkonzeption 22 = Motordurchmesser (mm) 24 = Schritte pro Umdrehung	Sonderausführung Spezierschmierung		Nur Frontseitiger Abtrieb	Mit doppeltem Wellenende	Frontseitiger Abtrieb
AM2224	- (Sinterlager) -2R (2 Kugellager)	-AV-0,9 -AV-4,8 -AV-18 -V-12-75	-10 -12 -14	-11 -13 -15 -16 -17 -18	Glatte Welle, L=8,1 mm $\varnothing 2$ für 22/7, 23/1 Glatte Welle, L=6,6 mm $\varnothing 1,5$ für 22E, 22EKV Ritzel 22/2, 22/5 Glatte Welle für 22/7, 23/1, Encoder PE22-120 Glatte Welle für 22E, Encoder PE22-120 Ritzel 22/2, 22/5, Encoder PE22-120

Planetengetriebe

0,6 Nm

Kombinierbar mit
DC-Kleinstmotoren
Schrittmotoren

Serie 22E

	22E	22EC	22EK
Gehäusewerkstoff	Kunststoff	Kunststoff	Kunststoff
Zahnradwerkstoff	Kunststoff	Kunststoff	Kunststoff
Max. empfohlene Eingangsdrehzahl für:			
- Dauerbetrieb	5 000 min ⁻¹	5 000 min ⁻¹	5 000 min ⁻¹
Getriebeispiel, unbelastet	≤ 3°	≤ 3°	≤ 3°
Abtriebswellenlager	Sinterlager	Keramiklager	Kugellager
Max. zulässige Wellenbelastung:			
- radial (5 mm vom Flansch)	≤ 3 N	≤ 15 N	≤ 50 N
- axial	≤ 3 N	≤ 2 N	≤ 5 N
Maximale Aufpresskraft	≤ 15 N	≤ 15 N	≤ 15 N
Wellenspiel:			
- radial (5 mm vom Flansch)	≤ 0,05 mm	≤ 0,06 mm	≤ 0,07 mm
- axial	≤ 0,25 mm	≤ 0,25 mm	≤ 0,25 mm
Betriebstemperaturbereich	- 30 ... + 65 °C	- 20 ... + 85 °C	- 30 ... + 85 °C

Technische Daten

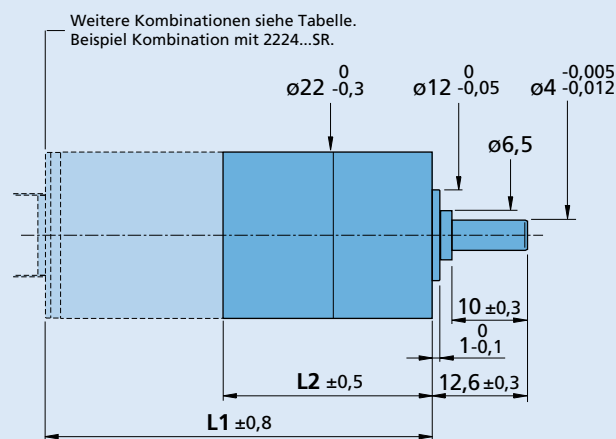
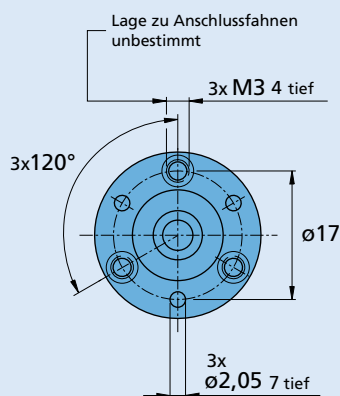
	2	3	3	4	4	4	5	6	
Anzahl Getriebestufen									
Dauerdrehmoment	mNm	200	300	400	400	500	600	600	
Kurzzeitdrehmoment	mNm	400	600	800	800	1 000	1 000	1 000	
Masse ohne Motor, ca.	g	17	19	19	20	20	22	24	
Wirkungsgrad, max.	%	78	69	67	62	61	60	55	
Drehsinn der Welle, Antrieb zu Abtrieb		=	=	=	=	=	=	=	
Untersetzung ¹⁾ (gerundet)	Bestellcode B ²⁾	19:1	69:1		249:1			896:1	3 225:1
	Bestellcode A ²⁾	28:1	102:1	152:1		369:1	546:1 809:1	1 327:1 1 966:1 2 913:1 4 315:1	4 778:1 7 078:1 10 486:1 15 534:1 23 014:1
L2 [mm] = Getriebelänge ³⁾		27,1	32,1	32,1	37,1	37,1	37,1	42,1	47,1
L1 [mm] = Länge mit Motor	2224A/B...SR	51,3	56,3	56,3	61,3	61,3	61,3	66,3	71,3
	2230A/B...S	57,1	62,1	62,1	67,1	67,1	67,1	72,1	77,1
	2232A/B...SR	59,3	64,3	64,3	69,3	69,3	69,3	74,3	79,3
	2233A/B...S	59,7	64,7	64,7	69,7	69,7	69,7	74,7	79,7
	2237A/B...CXR	64,1	69,1	69,1	74,1	74,1	74,1	79,1	84,1
	AM2224...-12	54,8	59,8	59,8	64,8	64,8	64,8	69,8	74,8

¹⁾ Die angegebenen Untersetzungsverhältnisse sind gerundet, exakte Werte sind auf Anfrage oder unter www.faulhaber.com erhältlich.

²⁾ Bestellcode für Motor, z.B. Bestellbezeichnung: 2224 B 012 SR + 22E 19:1, gilt nicht für AM2224.

³⁾ L2 + 0,7 mm, in Kombination mit 2224A/B...SR und 2232A/B...SR.

Hinweis: Diese Getriebe sind nur zusammengebaut mit Motoren lieferbar.



22E, 22EC, 22EK

5 Linearführungen

5.2 Typ RN



Typ RN

Die Linearführung vom Typ RN ist die konsequente Optimierung der R-Führung. Sie verfügt über identische Einbaumasse, ist aber aufgrund der erweiterten Kontaktflächen der Führungslaufbahnen leistungsfähiger. Die reduzierte Spaltbreite zwischen den Führungsschienen schützt zudem besser vor Verschmutzung.

Eckdaten

Laufbahn und Oberflächengüte

- Feingeschliffene Auflage- bzw. Anschlagflächen und Laufbahnen (90° V-Profil)

Materialien (Standard)

- Schiene aus durchgehärtetem Werkzeugstahl 1.2842, Härte 58 - 62 HRC
- Für rostbeständige Führungen wird Werkzeugstahl 1.4034 eingesetzt.
- Wälzkörper aus durchgehärtetem Wälzlagerstahl, Härte 58 - 64 HRC.

Wälzkörper

- Rolle

Geschwindigkeit

- 1 m/s

Beschleunigung

- 50 m/s²
- 300 m/s² mit Käfigzwangssteuerung

Genauigkeit

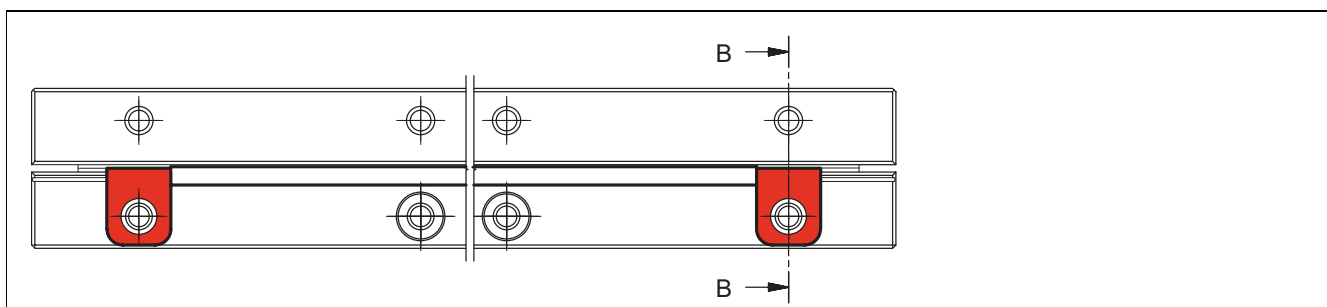
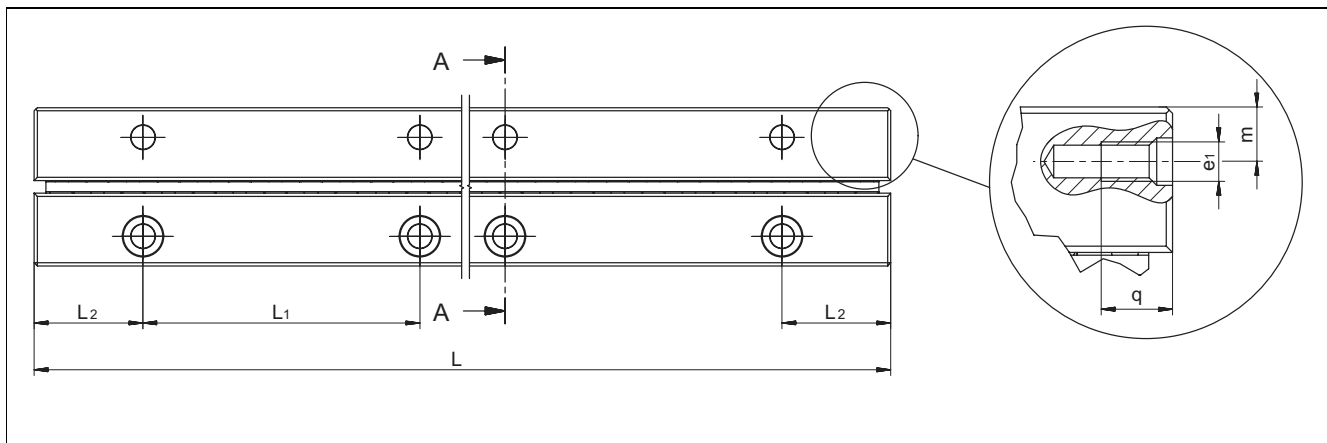
- RN-Linearführungen sind in drei Qualitätsklassen erhältlich (siehe Kapitel 9)

Betriebstemperaturen

- -40° C bis +80° C

5 Linearführungen

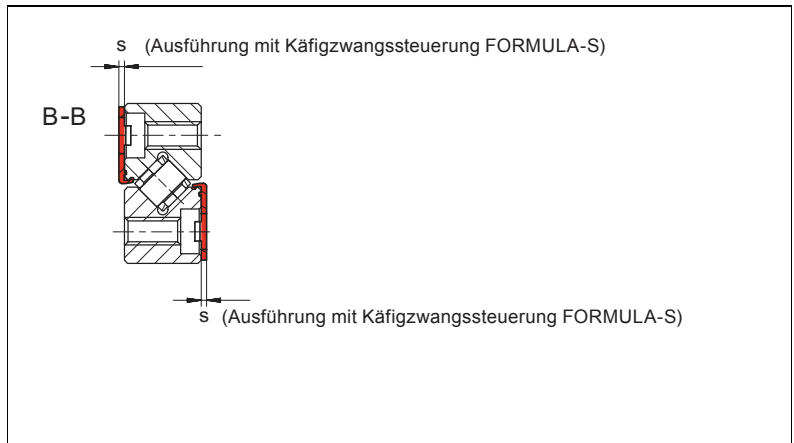
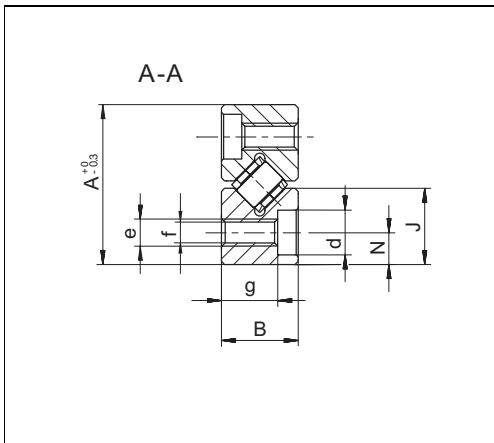
Abmessungen und Tragzahlen Typ RN



Typ	Grösse	L in mm*	Gewicht in g	A	B	Dw	J	L ₁	L ₂	N	d	e	e ₁	f	g	m	q	s	Optionen (siehe Kapitel 7)	Zubehör
				mm																
RN	3	50	24	18	8	3	8.7	25	12.5	3.5	6	M4	M3	3.3	4.8	4.8	7	0.85	SQ	Käfig: - KBN 3 - KBS 3 Endschraube: - GAN 3 Befestigungsschraube: - GD 3
		75	35																	
		100	47																	
		125	59																	
		150	71																	
		175	82																	
		200	94																	
		225	106																	
		250	118																	
		275	129																	
300	141																			
RN	4	80	62	22	11	4.5	10.5	40	20	4.5	8	M5	M3	4.3	6.9	5.5	7	0.85	SQ	Käfig: - KBN 4 - KBS 4 Endschraube: - GAN 4 Befestigungsschraube: - GD 4
		120	93																	
		160	124																	
		200	155																	
		240	186																	
		280	217																	
		320	248																	
		360	279																	
		400	310																	
		RN	6																100	
150	226																			
200	301																			
250	377																			
300	452																			
350	527																			
400	603																			
450	678																			
500	753																			

* Die aufgeführten Längen sind Standard; andere Längen sind selbstverständlich lieferbar. Die Maximallängen sind auf Seite 34 aufgeführt.

5 Linearführungen



Typ	Grösse	L in mm*	Gewicht in g	A	B	Dw	J	L ₁	L ₂	N	d	e	e ₁	f	g	m	q	s	Optionen (siehe Kapitel 7)	Zubehör
				mm																
RN	9	200	659	44	22	9	21.1	100	50	9	10.5	M8	M6	6.8	15.8	11.5	9	-	SQ SSQ RF EG ZG HA DU	Käfig: - KBN 9 Endschraube: - GA 9 Befestigungsschraube: - GD 9
		300	988																	
		400	1318																	
		500	1647																	
		600	1976																	
		700	2306																	
		800	2635																	
RN	12	200	1086	58	28	12	27.6	100	50	12	13.5	M10	M8	8.5	19.8	15	12	-	SQ SSQ RF EG ZG HA DU	Käfig: - KBN 12 Endschraube: - GA 12 Befestigungsschraube: - GD 12
		300	1628																	
		400	2171																	
		500	2714																	
		600	3257																	
		700	3800																	
		800	4342																	
		900	4885																	
1000	5428																			

* Die aufgeführten Längen sind Standard; andere Längen sind selbstverständlich lieferbar. Die Maximallängen sind auf Seite 34 aufgeführt.

5 Linearführungen

Maximale Längen Typ RN

Typ / Grösse	Qualitätsklasse	Max. Längen in Standardmaterial (in mm)	Max. Längen in rostbeständigem Material (in mm)
RN 3	NQ	700	600
	SQ		
	SSQ	600	
RN 4	NQ	900	900
	SQ		
	SSQ	600	
RN 6	NQ	1500	1400
	SQ		1200
	SSQ	1200	900
RN 9	NQ	1500	1400
	SQ		1200
	SSQ	1200	900
RN 12	NQ	1500	1400
	SQ		1200
	SSQ	1200	900

Kantenbruch

Der Kantenbruch der Schienen ist in nachfolgender Tabelle ersichtlich. Bitte beachten Sie, dass die Anschlag- und Auflageflächen der Schiene gegenüber dem Firmenlogo/Typenbezeichnung liegt.

Typ / Grösse	Kantenbruch der Anschlagkanten in mm
RN 3	0.6 x 45°
RN 4	0.6 x 45°
RN 6	0.8 x 45°
RN 9	0.8 x 45°
RN 12	1.0 x 45°

5 Linearführungen

Zubehör Typ RN

Rollenkäfig Typ KBN

Passend zu:

Linearführung Typ RN

Grössen 3 bis 12

Design:

Rollen gehalten

Einbauart:

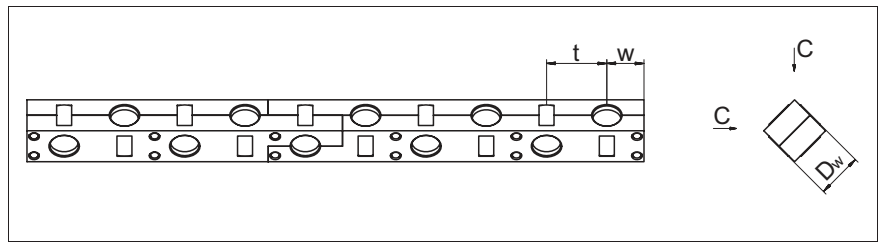
Nur bedingt als überlaufender Käfig geeignet

Material:

POM (vakuumtauglich bis 10^{-7} mbar)

Option:

Korrosionsbeständige Rollen



Typ	Grösse	Dw	t	w	C pro Rolle in N	Max. Länge in mm
KBN	3	3	5	ca. 3.5	410	900
	4	4.5	6.5	ca. 4	850	900
	6	6.5	8.5	ca. 5	1800	1500
	9	9	12	ca. 7.5	3900	1500
	12	12	15	ca. 9	6500	1500

Rollenkäfig Typ KBS für die Käfigzangssteuerung FORMULA-S

Detaillierte Informationen zu

FORMULA-S sind unter Kapitel 7.8 aufgeführt.

Passend zu:

Linearführung Typ RN

Grössen 3 bis 6

Design:

Rollen gehalten

Mit integriertem Zahnrad

Einbauart:

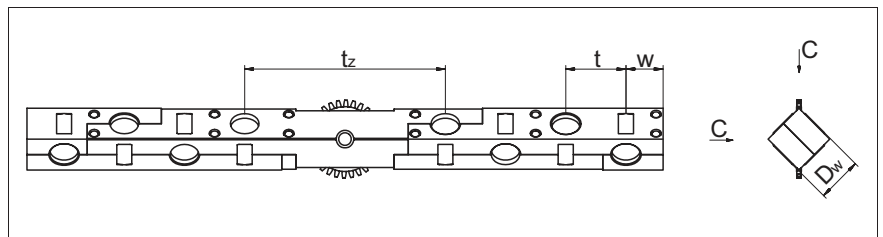
Nur bedingt als überlaufender Käfig geeignet

Material:

POM (vakuumtauglich bis 10^{-7} mbar)

Option:

Korrosionsbeständige Rollen



Typ	Grösse	Dw	t	tz	w	C pro Rolle in N	Max. Länge in mm
KBS	3	3	5	18	ca. 3.5	410	900
	4	4.5	6.5	23	ca. 4	850	900
	6	6.5	8.5	27	ca. 5	1800	1500

5 Linearführungen

Zubehör Typ RN

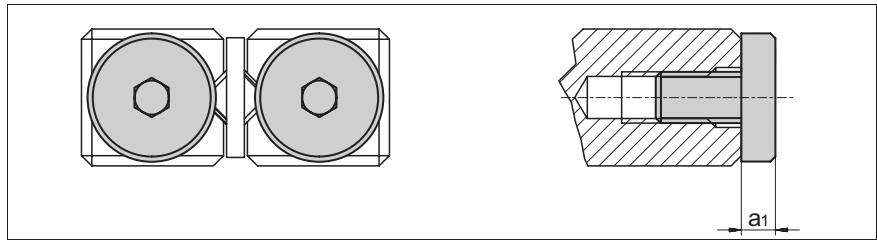
Endschrauben Typ GAN

Passend zu:

Linearführung RN 3 und RN 4

Einbauart:

Für horizontalen Einbau



Grösse	GAN 3	GAN 4
a_1	2	2

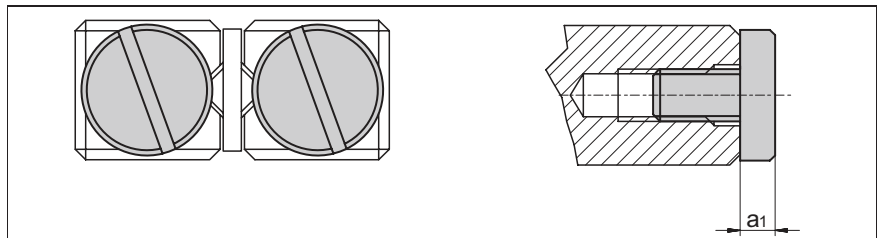
Endschrauben Typ GA

Passend zu:

Linearführung RN 6 bis RN 12

Einbauart:

Für horizontalen Einbau



Grösse	GA 6	GA 9	GA 12
a_1	3	3	3

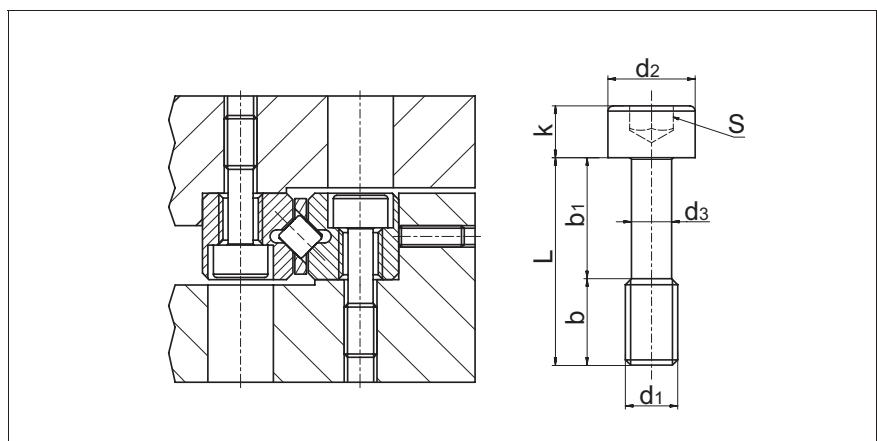
Befestigungsschrauben mit dünnem Schaft Typ GD 3 bis GD 12

Besonderheit:

Zum Ausgleich von Differenzen der Lochabstände

Passend zu:

Linearführung Typ RN 3 bis RN 12



Typ	Grösse	L	b	b_1	d_1	d_2	d_3	k	s	Max.Anziehdrehmoment in Ncm	Passend zu Führungen der Grössen
GD	3	12	5	7	M3	5	2.3	3	2.5	102	RN 3
	4	16	7	9	M4	6.5	3	4	3	232	RN 4
	6	20	8	12	M5	8	3.9	5	4	460	RN 6
	9	30	12	18	M6	8.5	4.6	6	5	792	RN 9
	12	40	17	23	M8	11.3	6.25	8	6	1920	RN 12

Technisches Datenblatt EN AW-7075 (AlZnMgCu1,5)

EN AW-7075 Eigenschaften:

Dekorative Eloxalqualität:	Nicht geeignet
Hartanodisieren:	Befriedigend
Schweißen:	Nicht geeignet
Witterungsbeständigkeit:	Schlecht
Seewasserbeständigkeit:	Schlecht


Anwendungsbereiche:

Luffahrt, Maschinenbau, Speziallegierung für den Werkzeugs-, Vorrichtung- und Formenbau

Lieferformen:

Platten, Bleche, Stangen

Farbkennzeichnung:

Legierung		Farbe
EN AW-7075	AlZnMgCu1,5	 Violett (RAL 4005)

Chemische Zusammensetzung:

Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Bi	Zn	Ti
0,4	0,5	1,2 – 2,0	0,3	2,1 – 2,9	0,18 – 0,28	-	5,1 – 6,1	0,2

Mechanische Eigenschaften:

Stangen:

	Maße (mm)		Zugfestigkeit R _m MPa	Streckgrenze R _{p0,2} MPa	Bruchdehnung	
	D ¹	S ²			A%	A _{50mm} %
T6	≤25	≤25	540	480	7	5
	25<d ≤100	25<d ≤100	560	500	7	-
	100<d ≤150	100<d ≤150	550	440	5	-
	150<d ≤200	150<d ≤200	440	400	5	-

¹ = Durchmesser von Rundstangen

² = Schlüsselweite von Vierkant- und Sechskantstangen, Dicke von Rechteckstangen

Technisches Datenblatt EN AW-7075 (AlZnMgCu1,5)

Bleche und Platten:

	Wanddicke (mm)		Zugfestigkeit R_m MPa	Streckgrenze $R_{p0,2}$ MPa	Bruchdehnung		Biege- radius (90°)
	über	Bis			A%	A_{50mm} %	
T6	0,4	0,8	525	460	-	6	4,5t
	0,8	1,5	540	460	-	6	5,5t
	1,5	3	540	470	-	7	6,5t
	3	6	545	475	-	8	8t
	6	12,5	540	460	-	8	12t
	12,5	25	540	470	6	-	-
	25	50	530	460	5	-	-
	50	60	525	440	4	-	-
	60	80	495	420	4	-	-
	80	90	490	390	4	-	-
	90	100	460	360	3	-	-
	100	120	410	300	2	-	-
	120	150	360	260	2	-	-
	150	200	360	240	2	-	-
200	300	360	220	1	-	-	
T651	0,4	0,8	525	460	-	6	4,5t
	0,8	1,5	540	460	-	6	5,5t
	1,5	3	540	470	-	7	6,5t
	3	6	545	475	-	8	8t
	6	12,5	540	460	-	8	12t
	12,5	25	540	470	6	-	-
	25	50	530	460	5	-	-
	50	60	525	440	4	-	-
	60	80	495	420	4	-	-
	80	90	490	390	4	-	-
	90	100	460	360	3	-	-
	100	120	410	300	2	-	-
	120	150	360	260	2	-	-
	150	200	360	240	2	-	-
200	300	360	220	1	-	-	



4.4 Mechanische Daten

	LIK 21	LIK 22	LIK 23	LIK 41
Abmessungen Messkopf (in mm)	30 x 11 x 6	40 x 11 x 7	32 x 11 x 9,5	24 x 11 x 6
Masse Messkopf ohne Kabel	3,2 g	5,5 g	5,0 g	3,0 g
empfohlenen Messschritte	0,05 µm; 0,1 µm; 0,2 µm; 0,5 µm; 1,0 µm; 5,0 µm			
Verfahrensgeschwindigkeit				
maximal	10 m/s (ohne Interpolation)			
in Abhängigkeit von der Folgeelektronik	siehe Tabelle 3			
Massband				
Material	Edelstahl			
Teilungsperiode (TP)	20 µm			
Referenzmarken	<ul style="list-style-type: none"> • periodisch im Abstand von 50 mm* • in der Mitte der Messlänge (ML) • andere auf Anfrage 			
Messlängen (ML)				
SINGLEFLEX Maßband	LIK 21, 22, 23 bis zu 30 m / LIK 41 bis zu 400 mm			
Linearer Wärmeausdehnungskoeffizient				
SINGLEFLEX Maßband	$10,6 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ (Ausdehnung wird von Montagefläche beeinflusst)			
Genauigkeitsklassen				
SINGLEFLEX Maßband	<ul style="list-style-type: none"> ± 1 µm ± 2 µm ± 3 µm ± 5 µm 			

*nicht für LIK 41

Tabelle 2

4.5 SINGLEFLEX Maßband

Bei der SINGLEFLEX-Maßverkörperung von NUMERIK JENA handelt es sich um ein Edelstahlband, auf dem die Inkremente sowie eine oder mehrere Referenzmarken aufgebracht sind. Dieses Band wird mit einem doppelseitigen Klebeband versehen und kann somit einfach auf das Maschinenbett aufgeklebt werden.

Die SINGLEFLEX Maßbänder sind in den Ausführungen "MV" und "MT" erhältlich. Dabei wird prinzipiell nach der Art der aufgetragenen Teilung unterschieden.

- **MV** mit asymmetrischer Referenzmarke für 2-Feldabtastung, passend zu LIK 21, LIK 22, LIK 23
- **MT** mit symmetrischer Referenzmarke für 1-Feldabtastung, passend zu LIK 41

4.5.1 Aufbau SINGLEFLEX MV

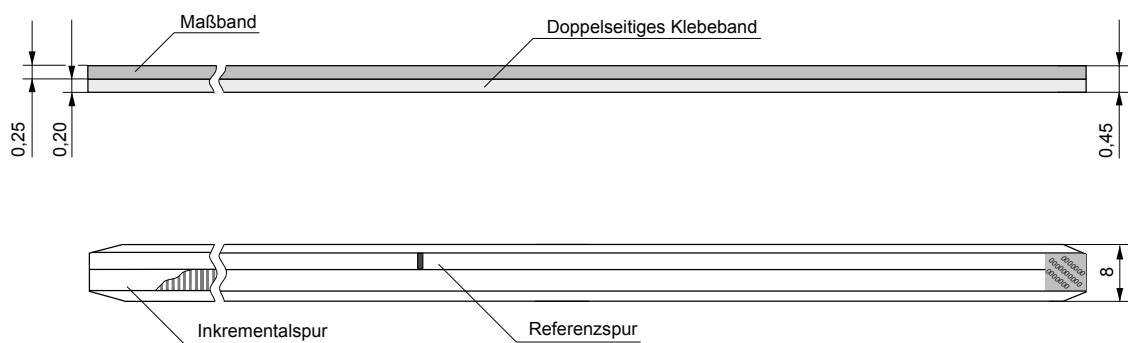


Abbildung 2

4.5.2 Aufbau SINGLEFLEX MT

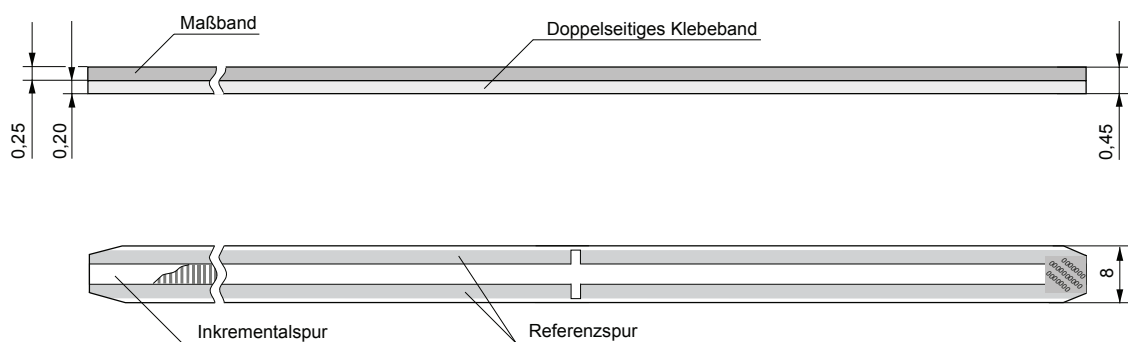
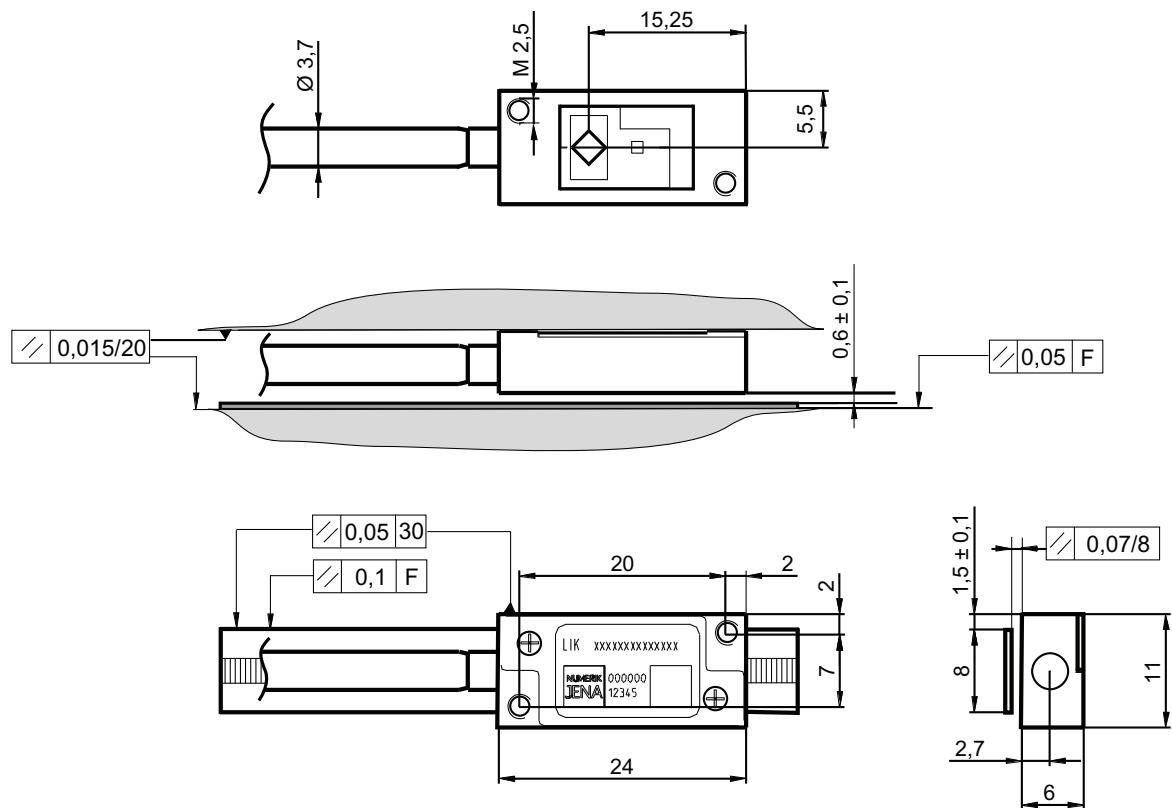


Abbildung 3

10. Montagezeichnungen - LIK 41

10.1 Messkopf LIK 41

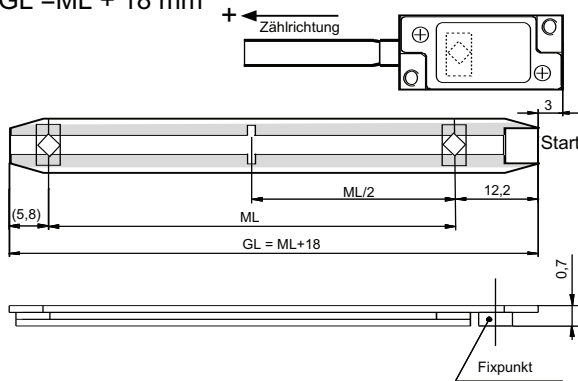


F	Maschinenführung
---	------------------

10.2 Zuordnung Messkopf, Maßband und Messlänge

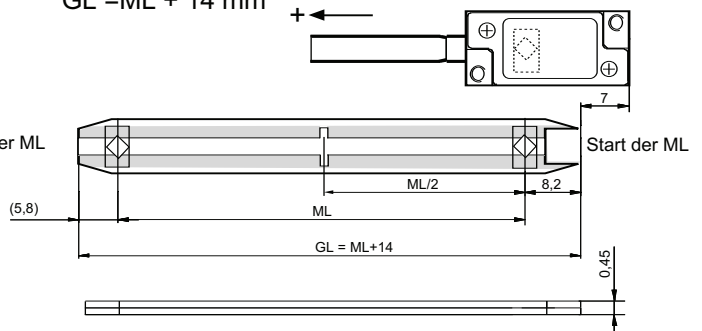
MT 10; DOUBLEFLEX mit Typenschild

GL = ML + 18 mm



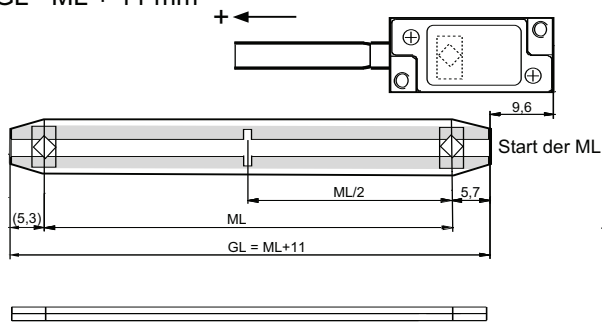
MT 11; SINGLEFLEX mit Typenschild

GL = ML + 14 mm



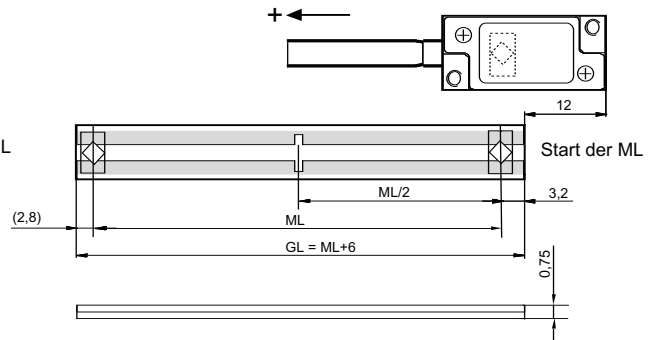
MT 15; SINGLEFLEX minimale ML;
ohne Typenschild

GL = ML + 11 mm



MT 26; Glas minimale ML; ohne Typenschild

GL = ML + 6 mm



GL ... Gesamtlänge
ML ... Messlänge



NUMERIK JENA GmbH

Im Semmicht 4
07751 Jena
Germany

Tel.: +49 3641 4728-0
Fax: +49 3641 4728-202
E-Mail: info@numerikjena.de
www.numerikjena.de



Version 08 2016

Technische Änderungen vorbehalten.

© & © NUMERIK JENA GmbH



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 selbstständig 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: Polmann

Vorname: Tim

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

Prototypentwicklung eines kryogenisch gekühlten Probenwechslers

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

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

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

Hamburg

Ort

Datum

Unterschrift im Original