



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Juliane Wilke

Konzeptionelle Entwicklung einer miniaturisierten Baugröße (BGr 0) in der Baureihenentwicklung eines Justiergestells

*Fakultät Technik und Informatik
Department Maschinenbau und Produktion*

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

Juliane Wilke

**Konzeptionelle Entwicklung einer
miniaturisierten Baugröße (BGr 0) in der
Baureihenentwicklung eines
Justiergestells**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

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

in Zusammenarbeit mit:
Deutsches Elektronen-Synchrotron DESY
Zentrale Konstruktion ZM1
Notkestraße 85
22607 Hamburg

Erstprüfer/in: Prof. Dr.-Ing. habil. Frank Helmut Schäfer
Zweitprüfer/in : Dipl.-Ing. Cornelius Martens

Abgabedatum: 16.04.2020

Zusammenfassung

Juliane Wilke

Thema der Bachelorthesis

Konzeptionelle Entwicklung einer miniaturisierten Baugröße (BGr 0) in der Baureihenentwicklung eines Justiergestells

Stichworte

Justiergestell, Baureihenentwicklung, Konstruktion, FEM-Analyse

Kurzzusammenfassung

Diese Bachelorthesis umfasst die konzeptionelle Entwicklung und Optimierung einer kleinen Baugröße in der Baureihenentwicklung eines Justiergestells. Mit Hilfe der methodischen Produktentwicklung wird ein Konzept erstellt, das im weiteren Verlauf konstruiert sowie durch konstruktionsbegleitende Festigkeitsanalysen überprüft wird. Anschließend wird in einer FEM-Analyse die Tragfähigkeit und das Schwingungsverhalten anhand eines Prototypens überprüft.

Juliane Wilke

Title of the paper

Conceptual development of a miniaturized size (size 0) in the series development of an alignment system

Keywords

Alignment system, development of series, construction, FEM analysis

Abstract

This bachelor thesis describes the conceptual development and optimization of the smallest size of the series development of an alignment system. With using methodical product development, a concept is created which is designed and checked by strength analyses. Furthermore, the load-bearing capacity and the vibration behaviour are checked in an FEM analysis using a prototype.

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all denjenigen bedanken, die mich während des Studiums und bei der Anfertigung dieser Bachelorthesis unterstützt haben.

Zunächst möchte ich mich bei meinem Hochschulbetreuer Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Frank Helmut Schäfer, seitens der HAW Hamburg, und meinem betrieblichen Betreuer Herrn Dipl.-Ing. Cornelius Martens recht herzlich für die Unterstützung bei der Erstellung der Bachelorthesis bedanken.

Ebenso möchte ich mich bei Martin Lemke, Roland Platzer und Ernst-Otto Saemann bedanken, die mich von Anfang an durch ihre hilfreichen Anregungen und konstruktiven Kritiken unterstützt haben.

Ferner möchte ich mich bei allen Mitarbeitern der Zentralen Konstruktion (ZM1) für die gute Zusammenarbeit während des dualen Studiums bedanken. Alle Kollegen standen mir während der gesamten Zeit mit Rat und Tat zur Seite, sodass diese Bachelorthesis nun in dieser Form vorliegt.

Ein besonderer Dank gilt meiner Familie und meinen Freunden, insbesondere meinen Eltern, die all meine Entscheidungen unterstützt haben und auch in schwierigen Zeiten immer für mich da waren. Vielen Dank dafür, ohne euch wäre ich nicht so gut durch das Studium gekommen.



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Hamburg University of Applied Sciences
Department Maschinenbau und Produktion

Aufgabenstellung

für die Bachelorthesis

von Frau Juliane Wilke

Matrikel-Nummer: [REDACTED]

Thema: Konzeptionelle Entwicklung einer miniaturisierten Baugröße (BGr 0) in der Baureihenentwicklung eines Justiergestells

1. Einführung in das Thema

Die Bachelorthesis wird im Rahmen des dualen Studiums in der Zentralen Konstruktion ZM1 am Deutschen Elektronen-Synchrotron in Hamburg, ein Forschungszentrum der Helmholtz-Gemeinschaft, absolviert. Zu den Schwerpunkten in der Forschung am DESY zählen Beschleunigerbau, Forschung mit Photonen, Teilchenphysik sowie Astroteilchenphysik. Das DESY zählt bei Entwicklung und Bau von Beschleunigern und Nachweisinstrumenten heute zu den weltweit führenden Forschungszentren in diesem Bereich.

Stets steigende Anforderungen hinsichtlich Justagegenauigkeit und –umfang der Komponenten sowie ein gutes dynamisches Schwingungsverhalten während des Strahlbetriebes, erfordern eine neue Generation von Justiergestellen.

Ein solches repräsentiert das **Easy Alignment System (EASy)**, ein Justiergestell, das als Baureihe entwickelt wurde.

Es bietet hohe Präzision und Steifigkeit und einen sehr modularen Aufbau, wie zum Beispiel eine motorische Justierung mittels Schritt- oder DC-Motoren einzelner oder aller Freiheitsgrade.

Mit bis zu sechs Freiheitsgraden können Bauteile durch den EASy präzise justiert werden. Der Pivotpunkt kann dabei frei gewählt werden.

Zusätzlich wird das Schwingungsverhalten dank der hohen Steifigkeit der EASy Baureihe, im Vergleich zu konventionellen und am Markt erhältlichen Justiergestellen, verbessert.

Durch den modularen Aufbau der EASy Baureihe ist es zum Beispiel möglich, dass jede Achse manuell oder motorisch angetrieben werden kann. Es stehen verschiedenste Ausbaup Optionen zur Verfügung.

Das EASy-Konzept wurde bis jetzt schon in unterschiedlichen Maschinen und Experimenten bei DESY verbaut, wie zum Beispiel bei FLASH Forward.

In der Abbildung 1 ist der EASy P1 für die Baugröße 1 dargestellt.

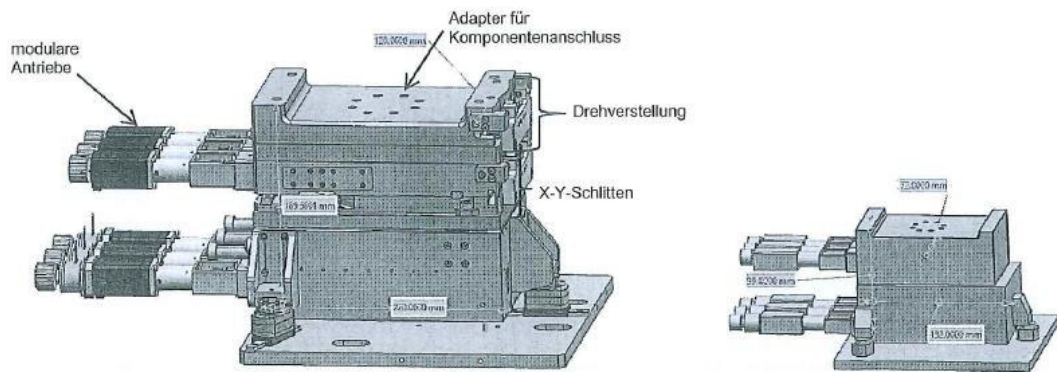


Abbildung 1: links: EASy P1; rechts: Größenordnung der angestrebten Baugröße

2. Zielsetzung und Eingrenzung

Bis zum jetzigen Zeitpunkt wurde der EASy in drei Baugrößen und zwei Präzisionsklassen in den Ausführungsvarianten Basic (B), Advanced (A) und Precision (P) realisiert, mit zulässigen Traglasten bis zu 2000 kg (siehe Abbildung 2).

Das Ziel der Bachelorthesis ist es, eine konzeptionelle Entwicklung und Optimierung für eine möglichst kleine Baugröße zu erstellen. Die Grundabmessungen für diesen EASy sollen ungefähr 40% kleiner sein, als von der bisherigen Baugröße 1 (siehe Abbildung 1). Durch die Verringerung der Abmessungen müssen die Fertigungsverfahren der bisherigen Bauteile sowie die weitere Verwendung von Kaufteilen überprüft und optimiert werden.

Bei der Erstellung des Konzeptes für die angestrebte Baugröße sollen bewährte Kinematikprinzipien der Baureihe möglichst beibehalten werden. Ferner sollen Lebensdauer und Traglast mit konstruktionsbegleiteten Festigkeitsanalysen optimiert werden.

Die Bewegungseinrichtung soll, wenn möglich, mit sicherheitsrelevanten Komponenten (Endschalter, Hardstopps) und Messsystemen an allen Achsen ausgestattet sein.

Die Tragfähigkeit und das Schwingungsverhalten sollen in einer FEM-Analyse anhand eines Prototyps überprüft werden.

Die Bachelorthesis beschränkt sich auf die konzeptionelle Entwicklung für das Design, begleitende Berechnungen und die abschließende FEM-Analyse des Prototyps.



Abbildung 2: Das EASy-Baugrößen-System

3. Zeitplan

Folgende Meilensteine sind vorgesehen:

- 4.W - Meilenstein: "Konzepte erarbeiten und vergleichen"
- 7.W - Meilenstein: "Zielkonzept genauer dimensionieren"
- 8.W - Meilenstein: "Konstruktionsbegleitende Festigkeitsanalysen"
- 12.W - Meilenstein: "Dokumentation der Bachelorthesis"

4. Vorläufige Gliederung

1 Einleitung

- 1.1 Deutsches Elektronen-Synchrotron
- 1.2 Aufgabenstellung
- 1.3 Motivation

2 Stand der Technik

- 2.1 Vergleich der bisherigen Justiergestelle
- 2.2 Justiereinheit Easy Alignment System

3 Konzeptionierung der Baugröße 0

- 3.1 Beschreibung der Idee und Recherche
- 3.2 Anforderungsliste
- 3.3 Morphologischer Kasten
- 3.4 Lösungsauswahl und Begründung

4 Konzeptionelle Entwicklung der Lösung

- 4.1 Konstruktion
- 4.2 Berechnung der zulässigen Traglast
- 4.3 FEM-Analyse der Tragfähigkeit und des Schwingungsverhaltens des Prototyps

5 Zusammenfassung und Fazit

6 Ausblick (weitere Analysen, Ideen beschreiben, Fehler/ Probleme im Design benennen usw.)

Schwerpunkte:

- **Antriebstechnik**
- **Gestaltung und Berechnung**
- **Kinematik des EASys**
- **FEM-Analyse des Prototyps**

31.01.2020

Datum


Erstprüferin
Frank Helmut Schäfer

Inhalt

Symbolverzeichnis	IX
Abkürzungsverzeichnis	XIII
Tabellenverzeichnis	XIV
Abbildungsverzeichnis	XV
1. Einleitung.....	1
1.1. Deutsches Elektronen-Synchrotron	1
1.2. Aufgabenstellung und Motivation	2
1.3. Bisherige eingesetzte Justiergestelle	3
2. Stand der Technik.....	8
2.1. Justiereinheit Easy Alignment System	8
2.1.1. EASy Baugröße 1 Typ Basic	11
2.1.2. EASy Baugröße 1 Typ Advanced	13
2.1.3. EASy Baugröße 1 Typ Precision.....	14
2.2. Funktionsbeschreibung.....	16
2.2.1. Elevationsbasis.....	18
2.2.2. Kreuzdrehtisch.....	21
3. Konzeptionierung der Baugröße 0	26
3.1. Anforderungsliste.....	26
3.2. Morphologischer Kasten	28
3.3. Nutzwertanalyse	32
3.4. Lösungsauswahl und Begründung.....	35
4. Konzeptionelle Entwicklung der Lösung.....	40
4.1. Konstruktion der Elevationsbasis	40
4.1.1. Auslegung der Kugelumlaufspindel.....	40
4.1.2. Einbau der Mikrorolltische.....	43
4.1.3. Nachprüfung der M2-Zylinderschraube.....	46
4.1.4. Einbau der Endschalter und Hardstops.....	47
4.1.5. Zusammenbau der Elevationsbasis	49

4.2.	Konstruktion des Kreuzdrehtisches.....	51
4.2.1.	Zusammenbau der Fixplatte und der Longitudinalplatte.....	51
4.2.2.	Zusammenbau der Transversalplatte und des Kulissensteins	54
4.2.3.	Zusammenbau der Transversalplatte	55
4.2.4.	Erzeugung der Rotationsbewegung der Rotationsplatte	57
5.	FEM-Analyse	63
5.1.	Statische Analyse	65
5.1.1.	Aufbau des FEM-Modells.....	65
5.1.2.	Netzstudie	68
5.1.3.	Ergebnisse	71
5.2.	Modalanalyse	78
6.	Zusammenfassung	82
7.	Ausblick.....	84
	Literatur- und Quellenverzeichnis.....	86
	Anhang	90
	Eidesstattliche Erklärung	152

Symbolverzeichnis

Symbol	Bedeutung	Einheit
a	Achsabstand	[mm]
a_{ent}	Entwurfsabstand	[mm]
a	Erlebenswahrscheinlichkeitsfaktor	
A_{d1}	Schaftquerschnittsfläche der Schraube	[mm^2]
A_3	Kernquerschnitt des Gewindes	[mm^2]
A_{ers}	Ersatzquerschnitt	[mm^2]
A_N	Nennquerschnitt des Schraubenschaftes	[mm^2]
A_S	Spannungsquerschnitt	[mm^2]
b_2	Breite des Schneckenrades	[mm]
C	dynamische Tragzahl	[N]
C_0	statische Tragzahl	[N]
D_A	Außendurchmesser der verspannten Teile	[mm]
d_1	Schaftdurchmesser	[mm]
d_3	Kerndurchmesser	[mm]
d_a	Kopfkreisdurchmesser Schnecke/Schneckenrad	[mm]
d_{e2}	Außendurchmesser Schneckenrad	[mm]
d_{erf}	erforderlicher Wellendurchmesser	[mm]
d_f	Fußkreisdurchmesser Schnecke/Schneckenrad	[mm]
d_h	Durchmesser des Durchgangsloches	[mm]
d_m	Teilkreisdurchmesser Schnecke/Schneckenrad	[mm]
d_{Nenn}	Nenndurchmesser	[mm]
d_S	Durchmesser des Spannungsquerschnitts	[mm]
d_{sh}	Entwurfsdurchmesser	[mm]
d_W	Außendurchmesser der ebenen Kopfauflage	[mm]
E	Elastizitätsmodul	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
E_M	Elastizitätsmodul des Mikrorolltisches	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
E_S	Elastizitätsmodul der Schraube	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
E_T	Elastizitätsmodul des verspannten Bauteils	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
F	maximale Kraft	[N]
f_0	erste Eigenfrequenz	[Hz]
F_A	Lagerkraft A	[N]
F_{Ax}	axiale Kraft	[N]
F_a	Ausschlagkraft	[N]
F_B	Lagerkraft B	[N]

Symbol	Bedeutung	Einheit
F_{BS}	Zusatzkraft der Schraube	[N]
F_{BSzul}	zulässige Zusatzkraft der Schraube	[N]
F_{BT}	Entlastungskraft für die Teile	[N]
F_{Kl}	Klemmkraft	[N]
F_L	Längskraft in der Spindel	[N]
F_r	radiale Kraft	[N]
F_{Smax}	Gesamtschraubenkraft	[N]
F_{sp}	Spannkraft	[N]
F_V	Vorspannkraft	[N]
f_k	Kontaktfaktor	
h_{a1}	Kopfhöhe	[mm]
h_{f1}	Fußhöhe	[mm]
$i_{Planeten}$	Übersetzung des Planetengetriebes	
$i_{Schnecke}$	Übersetzung Schneckengetriebes	
k_r	Reduktionskoeffizient	
L	nominelle Lebensdauer	[m]
L_h	Lebensdauer in Stunden	[hr]
l	Spindellänge	[mm]
l_1	Länge des Schaftes	[mm]
l_G	Gewindelänge im Klemmlängenbereich	[mm]
l_{Ge}	Länge des eingeschraubten Gewindes	[mm]
l_H	Hebelarm Schneckenachse bis Lagerachse	[mm]
l_K	Länge des Innensechskants	[mm]
l_k	Knicklänge	[mm]
l_{k2}	Klemmlänge der verspannten Teile	[mm]
l_M	Länge Schraubenmutter	[mm]
l_W	gesamte Wellenlänge	[mm]
m	Modul	[mm]
M_B	Biegemoment	[Nm]
M_G	Gewindemoment	[Nm]
M_t	Drehmoment durch Längskraft	[Nm]
M_{t1}	Antriebsmoment des Planetengetriebes	[Nm]
M_{t2}	Abtriebsmoment des Planetengetriebes	[Nm]
M_{t3}	Moment des Schneckenrades	[Nm]
M_V	Vergleichsmoment	[Nm]
n	Krafteinleitungsfaktor	
n_1	Nenndrehzahl des Motors	$\left[\frac{1}{min} \right]$
n_2	Abtriebsdrehzahl	$\left[\frac{1}{min} \right]$

Symbol	Bedeutung	Einheit
n_3	Drehzahl des Schneckenrades	$\left[\frac{1}{\text{min}}\right]$
$P_{\text{äqui}}$	dynamische äquivalente Belastung	[N]
P	Leistung	[W]
P_{Gew}	Gewindesteigung	[mm]
P_0	statische äquivalente Belastung	[N]
P_h	Spindelsteigung	[mm]
p_n	Normalsteigung	[mm]
p_x	Axialteilung	[mm]
p_{z1}	Steigungshöhe	[mm]
q	Formzahl der Schnecke	
R_{mN}	Zugfestigkeit	$\left[\frac{N}{\text{mm}^2}\right]$
R_{p02}	Streckgrenze	$\left[\frac{N}{\text{mm}^2}\right]$
S_D	dynamische Sicherheit	
S_{Derf}	erforderliche dynamische Sicherheit	
S_F	statische Sicherheit	
s_{Mikro}	Hublänge	[mm]
t	Zeit	[s]
v	Verfahrgeschwindigkeit	$\left[\frac{m}{\text{min}}\right]$
W_t	Widerstandsmoment Torsion	[mm ³]
w	Durchbiegung	[mm]
z	Anzahl der Zähne der Schnecke/ des Schneckenrads	
α_n	Normaleingriffswinkel	[°]
α_x	Eingriffswinkel im Axialschnitt	[°]
γ_m	Mittensteigungswinkel	[°]
δ_s	elastische Nachgiebigkeit der Schraube	$\left[\frac{\text{mm}}{N}\right]$
δ_T	Nachgiebigkeit der Bauteile	$\left[\frac{\text{mm}}{N}\right]$
η_{Planeten}	Wirkungsgrad des Getriebes	
η_{ges}	Wirkungsgrad des Schneckengetriebes	
λ	Schlankheitsgrad der Spindel	
λ_0	Grenzschlankheit	
μ_G	Reibungskoeffizient des Gewindes	

Symbol	Bedeutung	Einheit
μ_L	Reibungskoeffizient in der Kontaktfläche	
σ_A	Ausschlagfestigkeit des Gewindes	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
σ_a	Ausschlagspannung	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
σ_{bWN}	Wechselfestigkeit für Biegung	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
σ_d	vorhandene Druckspannung	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
σ_K	Knickspannung nach Euler	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
σ_M	Montagezugspannung	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
σ_{dzSchN}	Schwellfestigkeit Zug/Druck	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
σ_{zmax}	maximale Zugspannung	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
σ_{zdWN}	Wechselfestigkeit für Zug/Druck	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
σ_{zul}	zulässige Spannung	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
σ_V	Vergleichsspannung	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
σ_{vorh}	vorhandene Spannung	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
τ_{max}	maximale Schubspannung	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
τ_{tWN}	Wechselfestigkeit für Torsion	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
τ_t	Torsionsspannung	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
τ_{tzul}	zulässige Torsionsspannung	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
ϕ	Kraftverhältnis	$[N]$
ψ_A	Faktor des Anstrengungsverhältnis	

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
A0	Baugröße 0; Ausführungsvariante Advanced
A1	Baugröße 1; Ausführungsvariante Advanced
DESY	Deutsches Elektronen-Synchrotron
EASy	Easy Alignment System
FEM	Finite Elemente Methode
P0	Baugröße 0; Ausführungsvariante Precision
P1	Baugröße 1; Ausführungsvariante Precision

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Anforderungsliste EASy P0	28
Tabelle 2: unterschiedliche Vernetzungsarten und die resultierenden Deformationen	69
Tabelle 3: Eigenfrequenzen des EASy P0	78

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Im Betrieb befindliche Beschleunigeranlagen am DESY in Hamburg [2]	1
Abbildung 2: Lenkergestell M6 [3].....	3
Abbildung 3: gestapelte Linearachsen [5]	4
Abbildung 4: Detektorpositioniersystem [9]	6
Abbildung 5: Hexapod der Firma Physik Instrumente (PI) [11].....	7
Abbildung 6: geplante Baugrößen des EASys [14].....	8
Abbildung 7: Koordinatensystem und Freiheitsgrade des EASys (CAD-Daten [15]).....	9
Abbildung 8: Allgemeiner Aufbau des EASys (in Anlehnung an [5], CAD-Daten [15])	10
Abbildung 9: EASy Baugröße 1 Typ Basic [5, 16]	12
Abbildung 10: EASy Baugröße 1 Typ Advanced [5].....	13
Abbildung 11: Aufbau der Elevationsbasis [15]	14
Abbildung 12: Ausführungsvariante Precision [14].....	15
Abbildung 13: Funktionsstruktur (reduziert).....	16
Abbildung 14: Strukturanalyse	17
Abbildung 15: Aufbau der Elevationsbasis [15]	18
Abbildung 16: Position der Miniaturlinearführung [15]	19
Abbildung 17: Zusammenbau der Höhenverstellung [15].....	19
Abbildung 18: Entstehung der Höheneinstellung [15].....	20
Abbildung 19: Aufbau des Kreuzdrehtisches [15].....	21
Abbildung 20: Zusammenbau der Fixplatte mit der Longitudinalplatte [15].....	22
Abbildung 21: Longitudinalplatte mit Antriebseinheiten [15]	23
Abbildung 22: Aufbau der Transversalplatte [15].....	24
Abbildung 23: Bauteile zur Ausführung der Rotationsbewegung der Rotationsplatte [14]	25
Abbildung 24: Befestigung der Rotationsplatte [15].....	25
Abbildung 25: Morphologischer Kasten [17-36].....	29
Abbildung 26: Morphologischer Kasten [17-36].....	30
Abbildung 27: Morphologischer Kasten [29-32].....	31

Abbildung 28: Nutzwertanalyse für den EASy P0 (Tabelle 1).....	33
Abbildung 29: Nutzwertanalyse für den EASy P0 (Tabelle 2).....	34
Abbildung 30: Kugelumlaufspindel [32].....	36
Abbildung 31: gotisches Profil [36].....	37
Abbildung 32: Mikrorolltisch der Baugröße 5 [36].....	37
Abbildung 33: Knicklängen der vier Euler-Fällen [32].....	41
Abbildung 34: Befestigung der Kugelumlaufspindel in dem unteren Keil.....	42
Abbildung 35: Montagewerkzeug.....	42
Abbildung 36: Befestigung des Antriebsstranges.....	43
Abbildung 37: Position der Linearführungen: links: EASy P1 [14]; rechts: EASy P0.....	43
Abbildung 38: Höhenverstellung mit Kassette und Mikrorolltischen.....	44
Abbildung 39: Anschlagkanten für die Mikrorolltische.....	44
Abbildung 40: Position der M2-Zylinderschraube zwischen dem Mikrorolltisch und dem unteren Keil.....	46
Abbildung 41: gefräste Taschen für die Montage der Zylinderschrauben.....	47
Abbildung 42: Befestigung der Ultraminiatur-Schalter.....	48
Abbildung 43: Höhenverstellung mit Deckblech und Insert.....	49
Abbildung 44: Höhenverstellung ohne Deckblech und Insert.....	49
Abbildung 45: Zusammenbau der Elevationsbasis.....	50
Abbildung 46: zweite Möglichkeit die Integralfüße zu befestigen.....	50
Abbildung 47: Fixplatte mit Mikrorolltischen und Zapfenlager.....	51
Abbildung 48: Zusammenbau der Longitudinalplatte.....	52
Abbildung 49: Mitnehmer mit Befestigungsplatte des Mikrorolltisches.....	52
Abbildung 50: Befestigung des Mikrorolltisches.....	53
Abbildung 51: Deckblech zur Befestigung des seitlichen Mikrorolltisches.....	53
Abbildung 52: Befestigung des Kulissensteins in der Transversalplatte.....	54
Abbildung 53: Befestigungsplatte für beide Antriebseinheiten.....	55
Abbildung 54: Anordnung der Antriebseinheiten.....	56
Abbildung 55: Zusammenbau der Transversalplatte.....	56

Abbildung 56: Befestigung des Vierpunktlagers	57
Abbildung 57: Schneckenwelle und Globoidschneckenrad: links: Draufsicht; rechts: Isometrisch	58
Abbildung 58: Fest-Los-Lagerung der Schneckenwelle	59
Abbildung 59: Einstellung des Axialspiels	60
Abbildung 60: Aufbau des Drehpunktes	61
Abbildung 61: Schnittdarstellung des Drehpunktes	62
Abbildung 62: Verlauf der Ansatzfunktionen [39].....	63
Abbildung 63: Lineare und quadratische Ansatzfunktionen [39]	64
Abbildung 64: vereinfachtes CAD-Modell für die FEM-Analyse	65
Abbildung 65: ursprüngliche CAD-Modelle und daraus folgende FEM-Modelle.....	66
Abbildung 66: Darstellung des Frictionless Supportes mit den beweglichen/gesperrten Freiheitsgraden.....	67
Abbildung 67: Randbedingungen des FEM-Modells	68
Abbildung 68: sehr grobe Vernetzung des FEM-Modells	70
Abbildung 69: Verformung des FEM-Modells mit der sehr groben Vernetzung	70
Abbildung 70: Netzstudie zu den verschiedenen Vernetzungsarten.....	71
Abbildung 71: Verformung des etwas feineren vernetzten FEM-Modells	72
Abbildung 72: Kippstellung der Kassetten.....	72
Abbildung 73: Verformung des EASy P0 ohne Antriebseinheiten	73
Abbildung 74: Verwölbung der Kassette	74
Abbildung 75: seitliche Ansicht des EASy P0 ohne Antriebseinheiten.....	75
Abbildung 76: Spannungen des EASy P0	76
Abbildung 77: Spannungen des EASy P0 (Seitenansicht)	77
Abbildung 78: Spannungen des EASy P0 (Vorderansicht).....	77
Abbildung 79: Eigenform der ersten Eigenfrequenz	79
Abbildung 80: Verformung des EASy P0 bei einer Beschleunigung in U_x	80

1. Einleitung

1.1. Deutsches Elektronen-Synchrotron

Das Deutsche Elektronen-Synchrotron (DESY) ist ein Forschungszentrum der Helmholtz-Gemeinschaft und wurde im Dezember 1959 in Hamburg gegründet. Mit zwei Standorten in Hamburg und Zeuthen (Brandenburg) zählt DESY heute bei Entwicklung und Bau von Beschleunigern und Nachweisinstrumenten zu den weltweit führenden Beschleunigerzentren. Zu den Schwerpunkten in der Forschung bei DESY zählen Beschleunigerbau, Forschung mit Photonen, Teilchenphysik und Astrophysik. Am DESY arbeiten ungefähr 2.300 Mitarbeiter und zusätzlich kommen jährlich ca. 3.000 Gastforscher aus 40 Nationen an das Forschungszentrum.

Die nachfolgende Abbildung 1 zeigt die im Betrieb befindlichen Beschleunigeranlagen am DESY in Hamburg. [1]

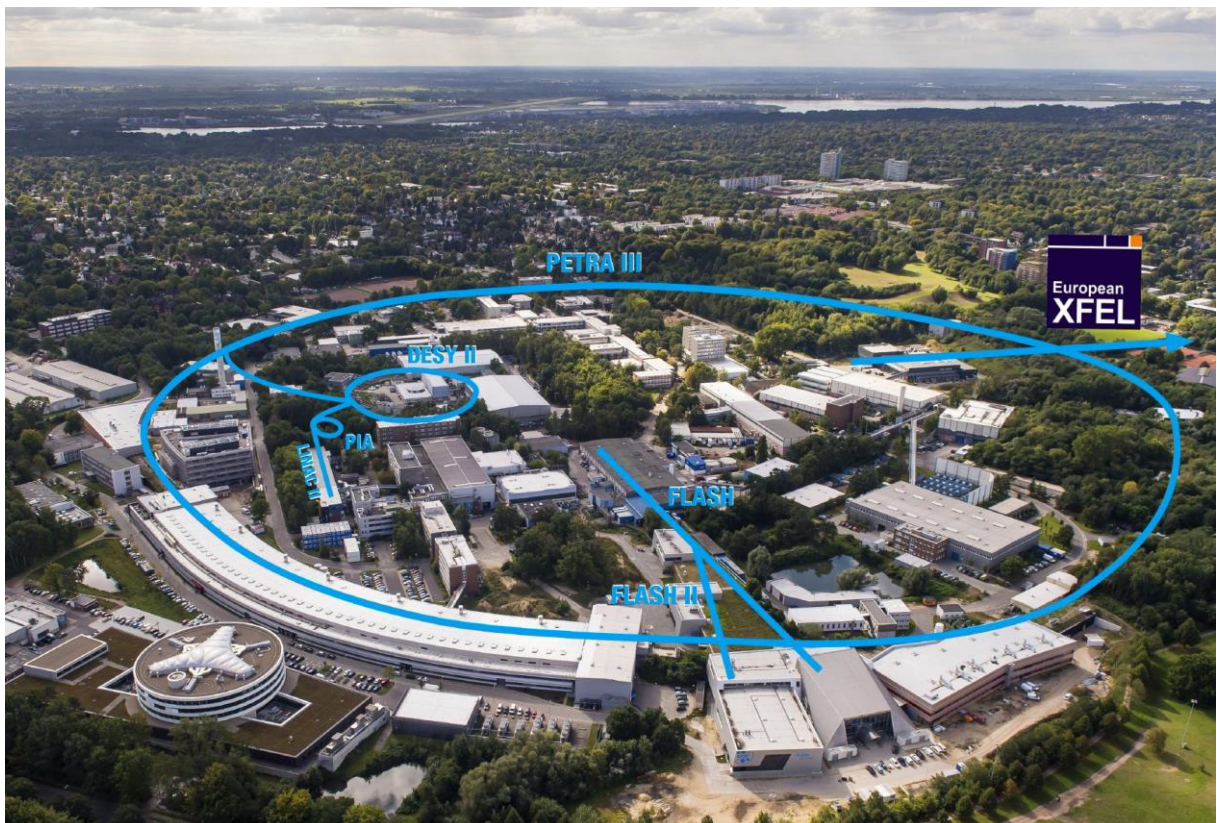


Abbildung 1: Im Betrieb befindliche Beschleunigeranlagen am DESY in Hamburg [2]

1.2. Aufgabenstellung und Motivation

DESY betreibt mit dem ringförmigen Teilchenbeschleuniger PETRA III eine der brilliantesten Speicherring-Röntgenstrahlungsquellen der Welt. Damit die Teilchen auf einer vorgegebenen Ringbahn laufen, werden in einem bestimmten Abstand Ablenkmagnete (Dipole) und Fokussierungsmagnete (Quadrupole) auf Justiergestellen positioniert. Jedoch ist es das Ziel von DESY ein Röntgenlicht zu ermöglichen, das noch intensiver sowie gebündelter ist als der bisherige Photonenstrahl. Um dieses Ziel zu erreichen, sind die Anforderungen an die Justiergestelle hinsichtlich der Justagegenauigkeit und des Umfangs der Komponenten sowie an ein gutes dynamisches Schwingungsverhalten während des Strahlbetriebes in den letzten Jahren gestiegen. Um die Anforderungen erfüllen zu können, musste eine neue Generation von Justiergestellen entwickelt werden. Das **Easy Alignment System** (EASy) repräsentiert eine solche Justiereinheit, die als Baureihe entwickelt wurde. Bis zum jetzigen Zeitpunkt wurde das EASy in drei Baugrößen sowie drei Präzisionsklassen in den Ausführungsvarianten Basic (B), Advanced (A) und Precision (P) realisiert. Beim DESY werden diese Justiergestelle zum Beispiel bei der Positionierung von Bauteilen in Bearbeitungsmaschinen, in den Experimenten an den Beschleunigern und in der Laserstrahl-Steuerung eingesetzt. Zukünftig sollen noch weitere Baugrößen entwickelt werden, die in verschiedenen Anwendungsgebieten eingesetzt werden können.

Das Ziel der Bachelorthesis ist es, eine konzeptionelle Entwicklung und Optimierung für eine kleine Baugröße zu erstellen, die um 40% kleiner ist als die bisherige kleinste Baugröße. Die Ausführungsvariante der angestrebten Baugröße soll Precision sein. Durch die Verringerung der Abmessungen müssen die Herstellung der einzelnen Bauteile sowie die Verwendung von Kauf- und Normteilen überprüft und optimiert werden. Bei der Konzepterstellung der neuen Baugröße soll die bisherige Kinematik der Baureihe beibehalten werden. Durch konstruktionsbegleitende Festigkeitsanalysen sollen die Lebensdauer sowie die Traglast optimiert werden. Anhand eines Prototyps soll die Tragfähigkeit und das Schwingungsverhalten in einer FEM-Analyse überprüft werden.

Am DESY sind Experimentierhallen an jeden Beschleuniger gebaut. In diesen Experimentierhallen sind wiederum Hütten aufgebaut, in denen die Strahlführungen (Beamlines) laufen. In diesen Hütten werden die Experimente aufgebaut und durchgeführt.

In Zukunft soll die angestrebte Baugröße unter anderem im experimentellen Bereich Anwendung finden.

1.3. Bisherige eingesetzte Justiergestelle

In den nachfolgenden Teilabschnitten werden die bisher eingesetzten Justiergestelle am DESY beschrieben. Dazu gehören die Lenkergestelle, die gestapelten Linearachsen, das 6-Achssystem von der Firma HUBER Diffractionstechnik GmbH & Co. KG und ein Hexapod. Die Abmessungen der beschriebenen Justiereinheiten sind ungefähr vergleichbar mit dem Easy Alignment System der Baugröße 1. Die unterschiedlichen Justiergestelle werden zur Ausrichtung von Proben/Komponenten zu anderen Proben/Maschinen bzw. zum Photonenstrahl benutzt.

Ab 2027 soll der neue Beschleuniger PETRA IV am DESY in Betrieb genommen werden. Da dort eine höhere Justiergenauigkeit der Beschleunigerkomponenten gefordert ist, ist die Präzision der bisher häufig eingesetzten Lenkergestelle nicht mehr ausreichend.

Lenkergestell M6

Bis zum jetzigen Zeitpunkt wird im Allgemeinen zur Ausrichtung der Dipole und Quadrupole das Lenkergestell zum Beispiel in der Baugröße M6 verwendet. Die Höhe und Breite des Lenkergestells beträgt ungefähr 160 mm × 105 mm und es besitzt eine Tragfähigkeit von 250 kg.

Dies Justiergestell besteht aus einer 20 mm dicken Ober- und Unterplatte, die über drei Justiereinheiten durch Gewindebolzen sowie drei Lenker miteinander verbunden sind. In der nebenstehenden Abbildung 2 wird dieses Lenkergestell dargestellt.

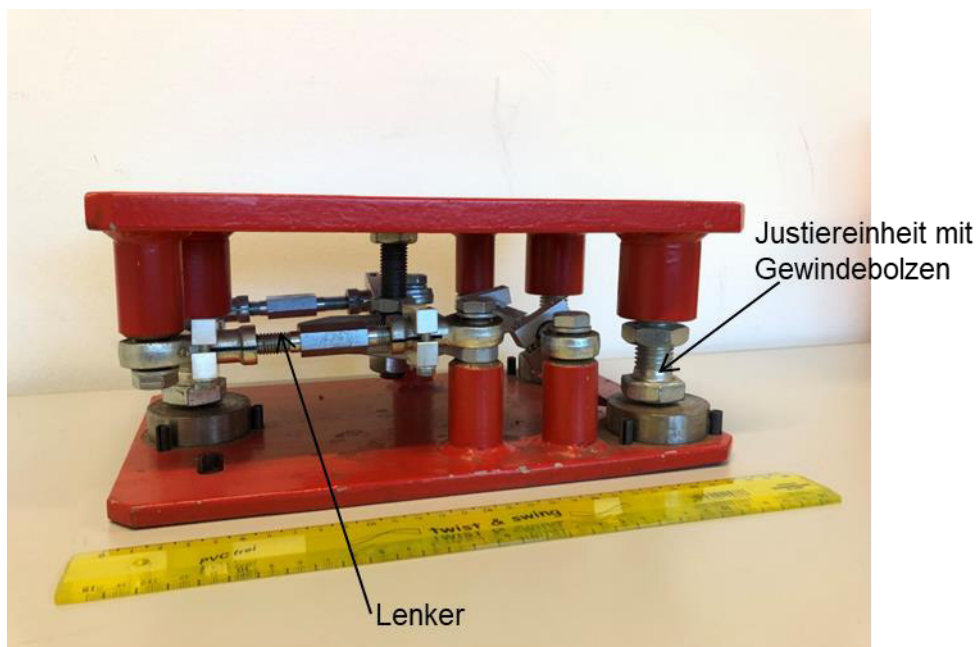


Abbildung 2: Lenkergestell M6 [3]

Das Lenkergestell M6 besitzt sechs Freiheitsgrade. Zur Höhenverstellung werden die drei Gewindebolzen benutzt. Durch die unterschiedliche Einstellung der Gewindebolzen ist es möglich, eine Kippstellung der oberen Platte zu erreichen. In den Lenker sind außerdem Gewindestangen verbaut, sodass auch eine horizontale Verstellung in die anderen beiden translatorischen Raumrichtungen möglich ist. Durch eine kombinierte Verstellung der parallelen Lenker erfolgen die drei rotatorischen Freiheitsgrade. Durch das Zusammenspiel der Gewindebolzen und der Lenker erhält man somit sechs Freiheitsgrade. Das Justiergestell hat einen maximalen Verfahrweg von $\pm 12,5$ mm. Die Justierung erfolgt durch eine manuelle Einstellung und kann nicht durch einen motorischen Antrieb erweitert werden. Folglich besitzt das momentan eingesetzte Lenkergestell M6 auch kein Messsystem. Die Nachgiebigkeit des Lenkergestells beträgt etwa $17 \mu\text{m}/\text{N}$.

Der Preis für ein Lenkergestell beträgt ungefähr 500 € - 800 €. [4, 5]

Gestapelte Linearachsen

Eine weitere Justiereinheit ist das gestapelte Linearachsensystem, das in der Abbildung 3 dargestellt ist. Dabei handelt es sich um einzelne Linearachsen, die übereinander positioniert werden und mit mehreren Schrauben verbunden sind. Die hier dargestellten Linearachsen werden von der Firma HUBER Diffraktionstechnik GmbH & Co. KG hergestellt.

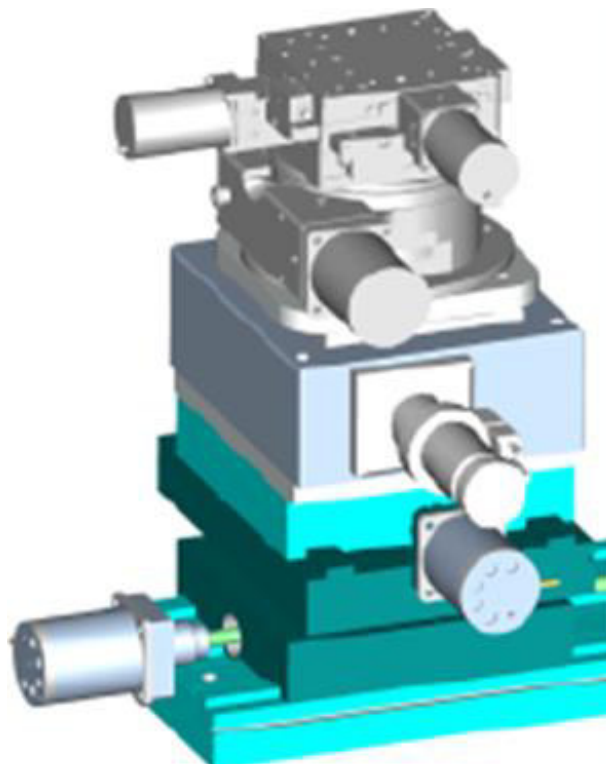


Abbildung 3: gestapelte Linearachsen [5]

Die Höhe und Breite dieses Systems beträgt ungefähr 240 mm × 460 mm und weist eine Traglast von 50 kg auf. Da die Lineartische einzeln gekauft werden müssen, kann selbst entschieden werden, welche Freiheitsgrade für die Anwendung benötigt werden. Das ist der Grund, weshalb gestapelte Linearachsen zwischen ein und sechs Freiheitsgrade besitzen können. Ferner können die Verfahrswege von den einzelnen Lineartischen unterschiedlich sein, sodass die Verfahrswege zwischen $\pm 3 \text{ mm}$ und 45 mm liegen können. Die gestapelten Linearachsen besitzen insgesamt eine geringe Nachgiebigkeit, die unter anderem dadurch bedingt ist, dass sich die Nachgiebigkeiten der Einzelachsen addieren.

Jeder Lineartisch ist mit justierbaren Endschaltern ausgerüstet und der Antrieb erfolgt jeweils über eine Gewindespindel. Generell werden die einzelnen Lineartische motorisch zum Beispiel durch Schrittmotoren von Dr. Fritz Faulhaber GmbH & Co. KG angetrieben, können aber auch manuell betrieben werden. Das verwendete Messsystem misst inkrementell oder absolut.

Die gestapelten Linearachsen kosten insgesamt ca. 25.000 €. [5, 7]

6-Achssystem der Firma Huber Diffraktionstechnik GmbH & Co.KG

Das nachfolgende Detektorpositioniersystem wurde am DESY in einem Experiment verbaut und besteht aus einem Diffraktometer der Firma HUBER Diffraktionstechnik GmbH & Co. KG (siehe Abbildung 4). Das 6-Achssystem ist eine Kombination aus einem Z-Tisch zur Höhenverstellung, einem XY-Tisch zur horizontalen Verstellung und verschiedenen Rotationstischen. Insgesamt besitzt dieses System sechs Freiheitsgrade.

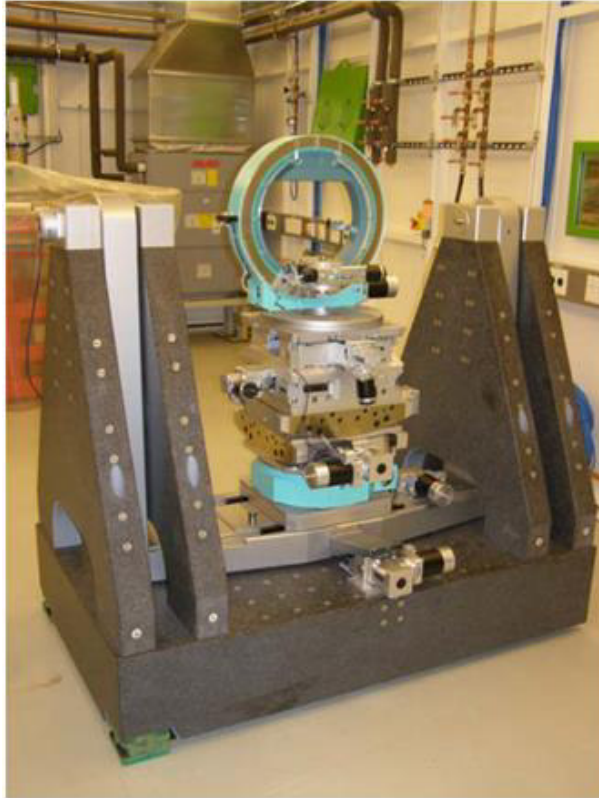


Abbildung 4: Detektorpositioniersystem [9]

Der Z-Tisch wandelt die Horizontalbewegung des Antriebes in eine vertikale Bewegung um. Der Verfahrbereich des Z-Tisches beträgt $\pm 10 \text{ mm}$ mit einer Auflösung von $0,91 \mu\text{m}$ bei 400 Schritten/ Umdrehung.

Als weiteres Positioniersystem wird der XY-Tisch verwendet. Der XY-Tisch wird über eine Trapezspindel mit einer Steigung von 2 mm angetrieben, die spielfrei gelagert ist. Der Verfahrbereich des Tisches beträgt $\pm 25 \text{ mm}$.

Das mehrachsige Positioniersystem besteht des Weiteren aus einem Lineartisch, der einen Verfahrbereich von $\pm 30 \text{ mm}$ bei einer Auflösung von $0,25 \mu\text{m}$ aufweist.

Außerdem wird ein Goniometer verwendet, das einen Rotationsbereich von $\pm 180^\circ$ besitzt mit einer Auflösung, die kleiner ist als $0,1 \text{ mdeg}$.

Ferner wird ein 1-Kreis-Segment verwendet, das einen Rotationsweg von $\pm 5^\circ$ besitzt bei einer Auflösung, die kleiner als $0,5 \text{ mdeg}$ ist.

Durch das Zusammenspiel der einzelnen Positioniersysteme können die sechs Freiheitsgrade abgedeckt werden. [8, 9, 10]

Hexapod

In der nachfolgenden Abbildung 5 ist ein Hexapod der Firma Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG dargestellt. Dieser besteht aus sechs Antrieben, die gleichzeitig auf einen oberen Tisch wirken. Die einzelnen Längen der sechs Antriebe können unterschiedlich eingestellt werden, sodass die sechs Freiheitsgrade erreicht werden.



Abbildung 5: Hexapod der Firma Physik Instrumente (PI) [11]

Die Breite und Höhe dieses Hexapods sind 320 mm × 195 mm und er weist eine Tragfähigkeit von 30 kg auf. Der Verfahrweg in die vertikale Raumrichtungen beträgt für dieses Modell ungefähr ± 14 mm. In die horizontalen Raumrichtungen beträgt der Verfahrweg ungefähr ± 25 mm. Eine Winkelverstellung um die Z-Achse ROT_z liegt bei ungefähr $\pm 15^\circ$. Die Winkeleinstellung um die X- und Y-Achse ist bis ungefähr $\pm 10,5^\circ$ möglich. Bei diesem Hexapod wird ein absolutes Messsystem verwendet.

Die Hexapoden von der Firma Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG werden durch DC-Getriebemotoren angetrieben und sind dadurch im Gegensatz zu hydraulischen Hexapoden deutlich präziser.

Der Preis für dieses Modell beträgt ungefähr 35.000 € und ist somit die teuerste Justiereinheit. [5, 11, 12, 13]

2. Stand der Technik

2.1. Justiereinheit Easy Alignment System

Anlass zur Entwicklung der **Easy Alignment System** (EASy) Baureihe (Patent-Nr. 10 2018 109 004) sind die gestiegenen Anforderungen hinsichtlich der Justagegenauigkeit und des Justageumfangs der Bauteile sowie der Bedarf eines guten dynamischen Schwingungsverhaltens in unterschiedlichen Anwendungsbereichen am DESY. Die bisher eingesetzten Justiergestelle können diese zukünftigen Anforderungen nicht mehr gerecht werden. Die neue EASy Baureihe ermöglicht eine leichtere Zugänglichkeit für die Justierung und besitzt gleichzeitig eine höhere Steifigkeit, sodass eine hohe erste Eigenfrequenz zu erwarten ist. Die Anwendungen am DESY benötigen außerdem eine höhere Präzision, damit die Anforderungen an die Justagegenauigkeit erfüllt werden.

Bisher wurde das EASy in drei Baugrößen und drei Präzisionsklassen in den Ausführungsvarianten Basic (B), Advanced (A) und Precision (P) entwickelt. In Zukunft sind insgesamt sechs Baugrößen des Easy Alignment System geplant. Da es sich dabei um eine Baureihenentwicklung handelt, sollten die Ähnlichkeitsgesetze berücksichtigt werden. Bei dem Easy Alignment System wird hauptsächlich die geometrische Ähnlichkeit betrachtet. Der Stufensprung zwischen den einzelnen Baugrößen liegt ungefähr bei Faktor 1,5. Die geplanten Baugrößen sind in der Abbildung 6 dargestellt.

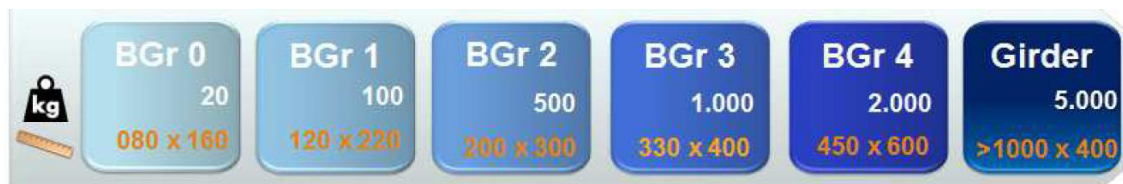
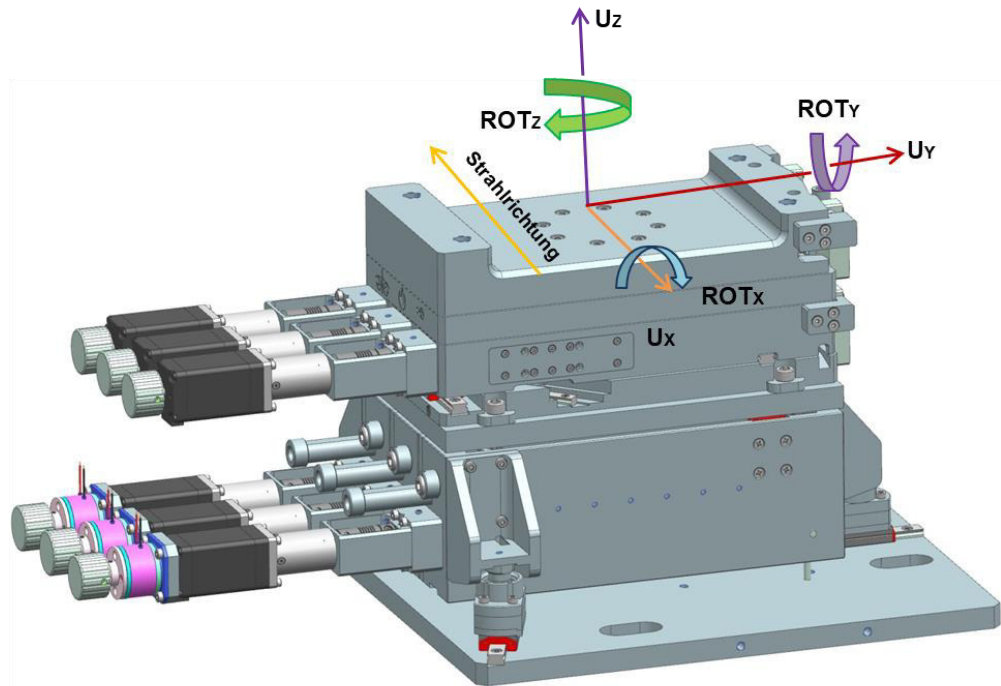


Abbildung 6: geplante Baugrößen des EASys [14]

Für eine möglichst konsistente Baureihe sollen die einzelnen Baugrößen bestimmte Eigenschaften aufweisen können:

- Justage bis zu sechs Freiheitsgrade bei einer Schrittweite $< 0,1 \mu m$
- Konstruktion aus Aluminium mit einseitiger Betätigung
- hohe Tragfähigkeit
- gutes Schwingungsverhalten, hohe 1. Eigenfrequenz
- jede Achse kann motorisch oder manuell angetrieben werden
- einstellbare Hardstops
- Verstellweg: $\pm 12,5 mm$; Verstellwinkel: $\pm 4^\circ$ (beides jedoch veränderbar)
- absolutes oder inkrementelles Messsystem

In der folgenden Abbildung 7 wird das verwendete Koordinatensystem in Abhängigkeit der Strahlrichtung der EASy Baureihe eingeführt. Das EASy besitzt drei Freiheitsgrade der Translation und drei Freiheitsgrade der Rotation. Dabei werden die translatorischen Freiheitsgrade durch U_x , U_y und U_z und die Rotatorischen durch ROT_x , ROT_y und ROT_z beschrieben. Jedem Freiheitsgrad kann dadurch eine Bewegung zugeordnet werden, wie zum Beispiel ist die Raumrichtung ROT_z zuständig für die Drehung um die Hochachse.



- U_x = Verschiebung längs zum Strahl
- U_y = Verschiebung quer zum Strahl
- U_z = Höheneinstellung
- ROT_x = Drehung um die Längsachse
- ROT_y = Drehung um die Querachse
- ROT_z = Drehung um die Hochachse

Abbildung 7: Koordinatensystem und Freiheitsgrade des EASys (CAD-Daten [15])

Das EASy wird in zwei Hauptbaugruppen unterteilt: Elevationsbasis und Kreuzdrehtisch. Die Elevationsbasis ist für die Höheneinstellung und für die Drehung um die Quer- und Längsachse zuständig. Der Kreuzdrehtisch setzt sich aus der Longitudinal- und der Transversalplatte sowie aus der Rotationsplatte zusammen. Durch die Longitudinal- bzw. Transversalplatte kann der Kreuzdrehtisch längs sowie quer zum Strahl verschoben werden. Auf der Rotationsplatte werden die justierenden Komponenten der Montagebaugruppe drehbar gelagert und befestigt. Die Abbildung 8 stellt den allgemeinen Aufbau des EASys dar.

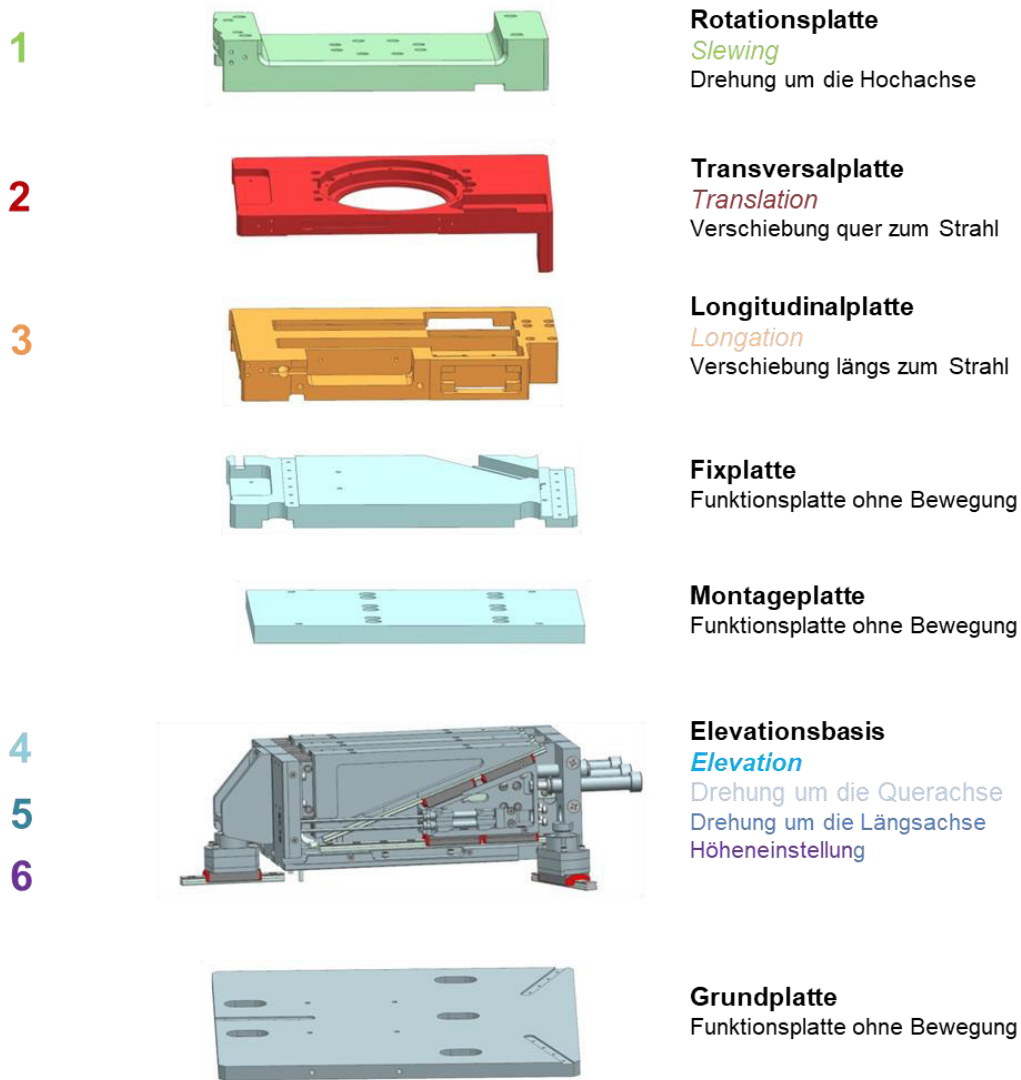


Abbildung 8: Allgemeiner Aufbau des EASys (in Anlehnung an [5], CAD-Daten [15])

Das EASy kann überall dort eingesetzt werden, wo Proben oder Komponenten zu anderen Proben oder Maschinen ausgerichtet werden müssen, wie zum Beispiel in Experimenten an Beschleunigern. Bis zum jetzigen Zeitpunkt wurde das EASy unter anderem in dem DESY Beschleuniger FLASH Forward eingebaut. Dort müssen die Achsen der Magnete präzise zu dem Teilchenstrahl justiert werden. Dieses ist nicht mehr mit den bisherigen Justiereinheiten möglich. Außerdem soll das EASy zur Nachjustierung der Beamposition-Monitore während des Strahlbetriebes in dem Beschleuniger SINBAD eingesetzt werden.

Um die Vorteile des EASys darzustellen, wird dieser mit den bisher eingesetzten Justiereinheiten verglichen. Dabei wird die Aufmerksamkeit besonders auf die Tragfähigkeit und die Kompaktheit der einzelnen Justiereinheiten gelegt.

Ein besonderer Vorteil des EASy ist, dass er sehr kompakt gebaut ist und gleichzeitig eine hohe Tragfähigkeit aufweist. Um die gleiche Tragfähigkeit des EASy zu erreichen, müsste eine deutlich größere Bauform eines Hexapods gewählt werden. Des Weiteren werden die Antriebe beim EASy nicht direkt belastet, wie zum Beispiel bei einem Hexapod. Der Grund dafür ist, dass die Antriebe bei dem EASy seitlich montiert werden. Bei einem Hexapod sind die Antriebe direkt unter dem belasteten Tisch und müssen somit die Traglast mit aufnehmen. Die Antriebe liegen permanent im Kraftfluss des Hexapods und müssen die Kräfte aufnehmen. Durch diese seitliche Anordnung bei dem EASy ist die Stabilität unabhängig von den Antrieben. Gleichzeitig wird eine höhere Steifigkeit durch die kompakte Bauweise erreicht.

Um die gleiche Tragfähigkeit aufweisen zu können wie das EASy, würde das gestapelte Linearachsensystem in der gesamten Höhe deutlich höher aufbauen. Jedoch ist zu beachten, dass die Antriebe bei dem Linearachsensystem auch nicht direkt belastet werden wie bei einem EASy. Die Antriebe sind auch seitlich an den einzelnen Linearachsen befestigt und somit ist die Steifigkeit des Systems auch unabhängig von den Antrieben. Die Kraftflüsse innerhalb der gestapelten Linearachsen und des EASy gehen nicht durch die Antriebe.

Das Lenkergestell weist eine ähnliche Tragfähigkeit wie das EASy auf. Jedoch ist zu beachten, dass mit dieser Justiereinheit in Zukunft eine hohe Präzision für die Ausrichtung der Bauteile zukünftiger Beschleuniger nicht mehr erreicht werden kann. Außerdem muss für die Verstellung des Lenkergestells ein relativ hoher Aufwand betrieben werden, da die Bewegungsrichtungen für alle Achsen stark miteinander gekoppelt sind. Ferner kann das Justiergestell nur außerhalb des Strahlbetriebes ausgerichtet werden, eine Motorisierung des Justiergestells ist nicht möglich. Die erste Eigenfrequenz von einem Lenkergestell liegt zwischen 20 bis 30 Hz bei üblicher Nutzlast und hat somit eine geringere Steifigkeit als das EASy.

In den nachfolgenden Unterabschnitten wird das EASy der Baugröße 1 in der jeweiligen Ausführungsvariante beschrieben. [5, 14]

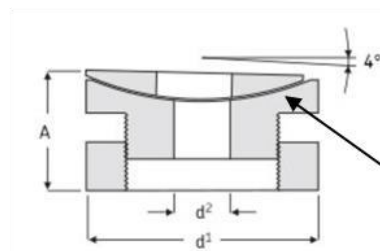
2.1.1. EASy Baugröße 1 Typ Basic

Die Ausführungsvariante Basic ist 120 mm breit und 200 mm hoch (siehe Abbildung 9). Der translatorische Verfahrweg beträgt $\pm 12,5 \text{ mm}$, kann aber bei Bedarf erweitert werden. Die Tragfähigkeit dieser Ausführungsvariante ist größer als 250 kg. Dieses Modell kann zwar nur manuell bedient werden, trotzdem kann dieser EASy um die sechs Freiheitsgrade verstellt werden. Zwischen den Platten befinden sich sogenannte Nutensteine, sodass diese aufeinander gleiten bzw. verstellt werden können in die horizontalen Raumrichtungen U_x und U_y . Die rotatorischen Freiheitsgrade in die Raumrichtungen ROT_x , ROT_y und ROT_z und die vertikale Raumrichtung U_z können durch die drei eingebauten Vibracons erreicht werden. Bei

einem Vibracon handelt es sich um verstellbare Blöcke. Die Höhenverstellung in die Raumrichtung U_z erfolgt bei einem Vibracon über Gewindestangen. Die Neigung der Vibracons wird durch eine Art Gelenk erreicht wie in Abbildung 9 dargestellt ist. Diese Ausführungsvariante besitzt kein Messsystem, kostet dafür aber nur ungefähr 1.500 €. [5, 16]



Vibracon



Gelenk

technische Zeichnung eines Vibracon

Abbildung 9: EASy Baugröße 1 Typ Basic [5, 16]

2.1.2. EASy Baugröße 1 Typ Advanced

Die Ausführungsvariante Advanced zeichnet sich durch ihre höhere Präzision im Gegensatz zur Basic-Variante und die einseitig angeordnete Bedienung aus und wird in der nachfolgenden Abbildung 10 dargestellt.



Abbildung 10: EASy Baugröße 1 Typ Advanced [5]

Die Elevationsbasis setzt sich aus drei Keilfüßen zusammen, auf denen drei angetriebene Keile gleiten, sodass zum einen ein translatorischer Freiheitsgrad in die Raumrichtung U_z entstehen kann (siehe Abbildung 11). Dieser Freiheitsgrad ermöglicht die Höhenverstellung. Des Weiteren entsteht ein rotatorischer Freiheitsgrad in der Raumrichtung ROT_y , der die Drehung um die Querachse ermöglicht sowie ein rotatorischer Freiheitsgrad in der Raumrichtung ROT_x für die Drehung um die Längsachse.

In dem Kreuzdrehtisch befinden sich drei sogenannte Nutensteine, die zwei Platten jeweils miteinander verbinden, sodass diese aufeinander gleiten. Ein Nutenstein verschiebt sich in die translatorische Raumrichtung U_x um die Verschiebung längs zum Strahl zu erzielen. Der zweite Nutenstein verschiebt sich in die Raumrichtung U_y um die Verschiebung quer zum Strahl auszuführen. Der dritte Nutenstein ermöglicht die Drehung um die Hochachse in der Raumrichtung ROT_z .

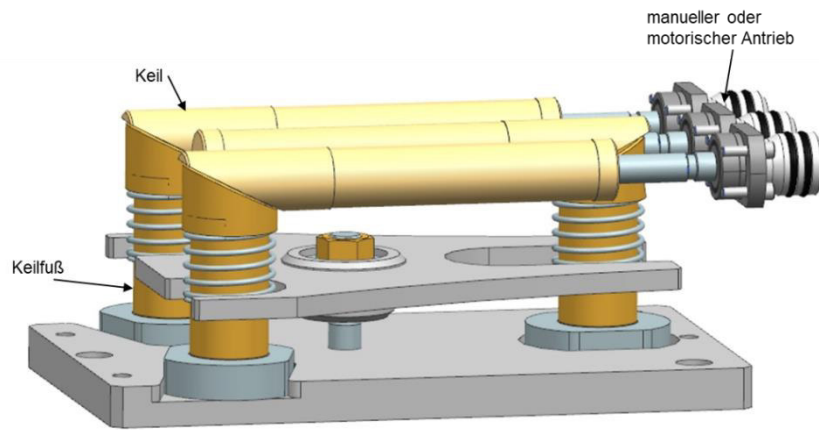


Abbildung 11: Aufbau der Elevationsbasis [15]

Die höhere Präzision wird durch die Gleiteigenschaften dieser Ausführungsvariante erreicht. Die Abmessungen sind im Vergleich mit der Ausführungsvariante Basic fast identisch, die Breite beträgt 120 mm und die Höhe 205 mm. Die Tragfähigkeit und der Verfahrweg sind ebenfalls identisch mit der Basic-Variante. Der EASy A1 kann entweder manuell oder motorisch angetrieben werden. Diese Variante kann zusätzlich mit einem Messsystem ausgestattet werden, dass entweder inkrementell oder absolut messen kann. Der Preis für die Ausführungsvariante Advanced beträgt etwa 3.500 €. [5]

2.1.3. EASy Baugröße 1 Typ Precision

In der Abbildung 12 wird die Ausführungsvariante Precision dargestellt. Diese Ausführungsvariante hat die höchste Präzision im Gegensatz zu den Varianten Basic und Advanced. Die Präzision wird unter anderem durch den Einbau von vorgespannten Miniaturlinearführungen in der Elevationsbasis und in dem Kreuzdrehtisch erreicht.

In der Elevationsbasis der Ausführungsvariante Advanced befinden sich Keilfüße, die aufeinander gleiten. Bei der Variante Precision werden Keile eingebaut, an denen die vorgespannten Miniaturlinearführungen geschraubt sind, wodurch sie geführt werden. Eine Miniaturlinearführung davon ermöglicht die Höheneinstellung in die Raumrichtung U_z . Des Weiteren werden an der Seite der Elevationsbasis Füße mit Kugelgelenken befestigt, die die rotatorischen Freiheitsgrade um die Raumrichtungen ROT_x und ROT_y ermöglichen. Die beiden Freiheitsgrade führen die Drehung um die Längs- und Querachse aus. Um die beiden translatorischen Freiheitsgrade des Kreuzdrehtisches, also U_x , U_y , zu erreichen, werden die Nutensteine durch Miniaturlinearführungen ersetzt. Für die Drehung um die Hochachse, also um ROT_z , wird bei der Ausführungsvariante Precision eine Miniaturlinearführung verwendet, wodurch ein Moment aufgebracht wird, damit das Kreuzrollenlager in der Mitte rotiert.

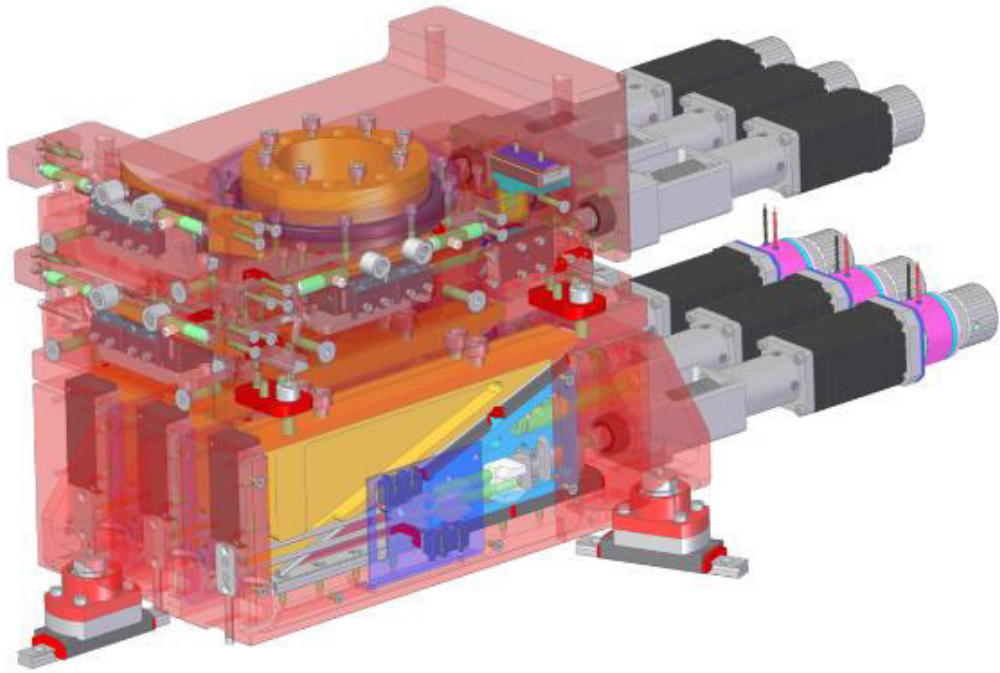


Abbildung 12: Ausführungsvariante Precision [14]

Die Breite dieser Ausführung ist 120 mm und die Höhe 250 mm und ist somit im Vergleich zu den anderen beiden etwas höher. Trotz allem verändert sich die Tragfähigkeit, der Verfahrenweg sowie die Anzahl der Freiheitsgrade nicht. Der EASy P1 kann ebenso wie die Ausführungsvariante Advanced motorisch oder manuell angetrieben werden. Bei dieser Ausführungsvariante wird auch ein absolutes oder inkrementelles Messsystem angeboten.

Dieser EASy ist im Allgemeinen standardmäßig mit sechs motorisch betriebenen Achsen und einem absoluten Messsystem ausgestattet und durch seine hohe Präzision ausgezeichnet. Der Preis für die Vollausstattung beträgt ungefähr 25.000 €. [5]

2.2. Funktionsbeschreibung

Das Easy Alignment System soll bei der Justierung von Proben/Bauteilen zu anderen Bauteilen bzw. Maschinen eingesetzt werden. Das EASy besitzt drei translatorische und drei rotatorische Freiheitsgrade. Damit besteht die Möglichkeit die Probe in der Höhe zu verstellen, die Verschiebung längs und quer zum Strahl sowie die jeweilige Rotation um die Quer-, Längs- und Hochachse zu realisieren. Diese Funktionen des EASys sind in der Abbildung 13 dargestellt.

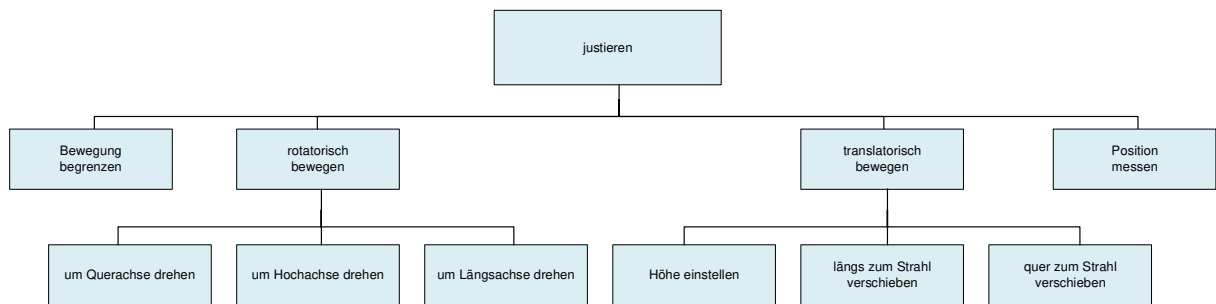


Abbildung 13: Funktionsstruktur (reduziert)

Durch Analyse des bestehenden Systems kann die Struktur dargestellt werden. Es sollen die Abhängigkeiten zwischen den einzelnen Bauteilen/Baugruppen erfasst werden, um herauszufinden, wie die sechs Freiheitsgrade ermöglicht werden. Des Weiteren ist das Ziel dieser Strukturanalyse die unterschiedlichen Lösungsprinzipien für die Erreichung der Freiheitsgrade aus der bisherigen Baugröße darzustellen, um festzustellen, welche Lösung für die Neukonstruktion übernommen werden kann bzw. welche Neu entwickelt oder weiterentwickelt werden muss. Die Strukturanalyse des Easy Alignment Systems ist in der Abbildung 14 dargestellt. Das EASy wird in die Hauptbaugruppen Elevationsbasis und Kreuzdrehtisch unterteilt. Diese sind in der zweiten Ebene in der Abbildung 14 dargestellt. In der dritten Ebene folgen nun die Bauteile bzw. Baugruppen, die sich in der jeweiligen Hauptbaugruppe befinden. In der darauffolgende Ebene werden die Freiheitsgrade des jeweiligen Bauteils/Baugruppe aufgezählt. In der fünften Ebene befinden sich die Bauteile bzw. Baugruppen, die letztendlich für die Ausführung der Freiheitsgrade zuständig sind bzw. die die Positions- und Winkelveränderungen erfassen. [6]

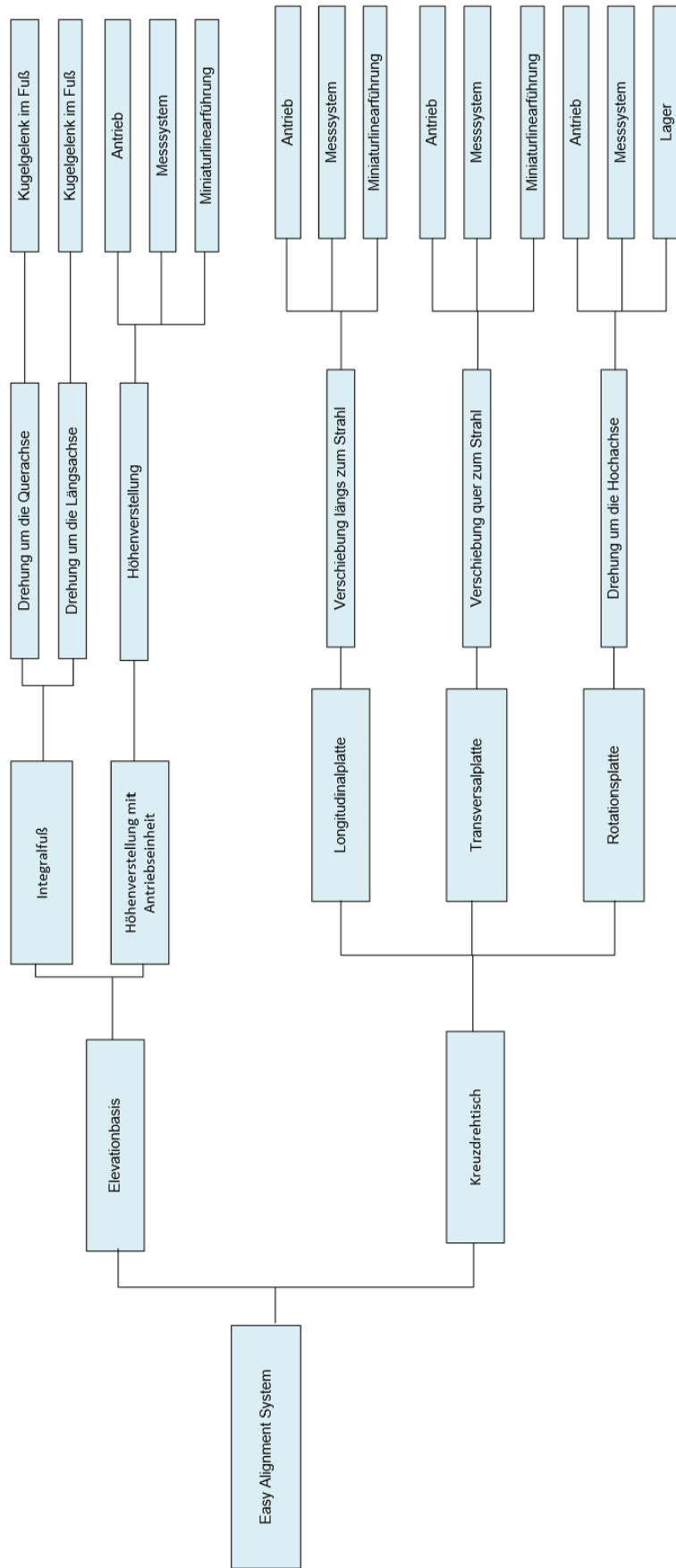


Abbildung 14: Strukturanalyse

In den nachfolgenden Unterkapiteln werden die beiden Hauptbaugruppen mit deren Bauteilen bzw. deren Baugruppen beschrieben, wie diese durch den jeweiligen Antrieb den Freiheitsgrad ermöglichen.

2.2.1. Elevationsbasis

Die Elevationsbasis ist die untere Hauptbaugruppe bei dem Easy Alignment System. Sie ist für die Drehung um die Quer- und Längsachse sowie für die Höhenverstellung zuständig.

Die Elevationsbasis ist aus den folgenden Bauteilen bzw. Baugruppen zusammengesetzt:

- eine Basisplatte
- drei Integralfüße
- drei Konsolendrehflansch
- drei Höhenverstellungen mit Antriebseinheiten
- eine Montageplatte

Auf der Basisplatte befinden sich drei Miniaturlinearführungen. Auf jeder Miniaturlinearführung ist ein Fuß mit einem Kugelgelenk befestigt, der als Integralfuß bezeichnet wird. Auf jedem Integralfuß wird ein Konsolendrehflansch angeschraubt. Anschließend wird je eine Höhenverstellung mit Antriebseinheit an einen Konsolendrehflansch befestigt. Zum Schluss wird oben die Montageplatte an alle drei Höhenverstellungen angeschraubt. Der gesamte Zusammenbau der Elevationsbasis ist in der nachfolgenden Abbildung 15 dargestellt.

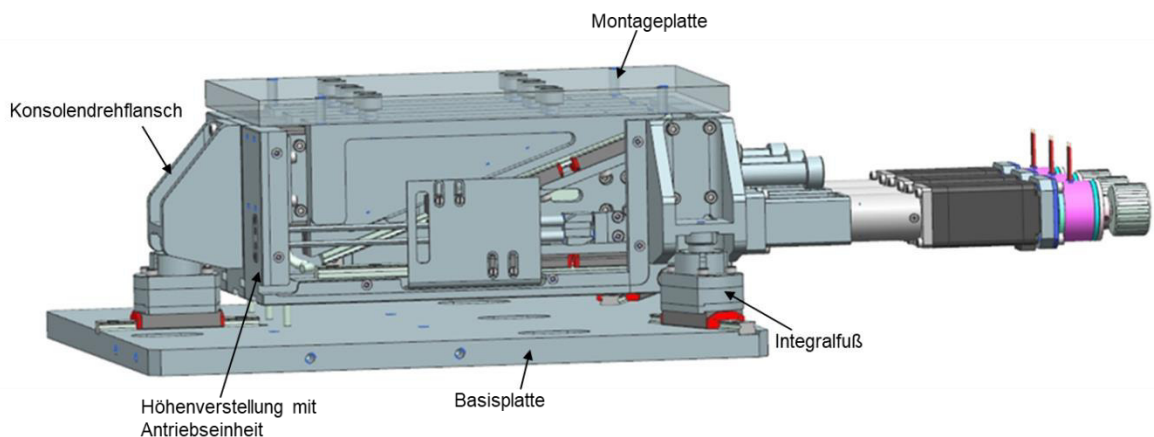


Abbildung 15: Aufbau der Elevationsbasis [15]

Die Antriebseinheit ist an der rechten Außenwand der Höhenverstellung befestigt und besteht aus einem Schrittmotor mit einer Bremse, einem Planetengetriebe, einer Miniaturbalgkupplung und einer Kugelumlaufspindel. Die Höhenverstellung setzt sich aus einer Kassette zusammen, in der sich zwei Keile mit einem Keilwinkel von 20° befinden (siehe Abbildung 17). Die beiden Keile sind durch eine Miniaturlinearführung miteinander verbunden. Der untere Keil ist durch zwei weitere Miniaturlinearführungen horizontal und seitlich an der Kassette befestigt. Der obere Keil wird durch eine senkrechte Miniaturlinearführung mit der Kassette verbunden. Die Position der Miniaturlinearführungen ist in der Abbildung 16 dargestellt. Die Kugelumlaufspindel besitzt eine Flanschmutter. Diese Flanschmutter wird an den unteren Keil festgeschraubt. Sobald der Motor gestartet wird, bewegt sich die Kugelumlaufspindel und somit auch der untere Keil auf den Miniaturlinearführungen. Gleichzeitig verschieben sich die beiden Keile gegeneinander und es führt zu einer Höhenveränderung des oberen Keils. Diese wird durch das absolute Messsystem erfasst.

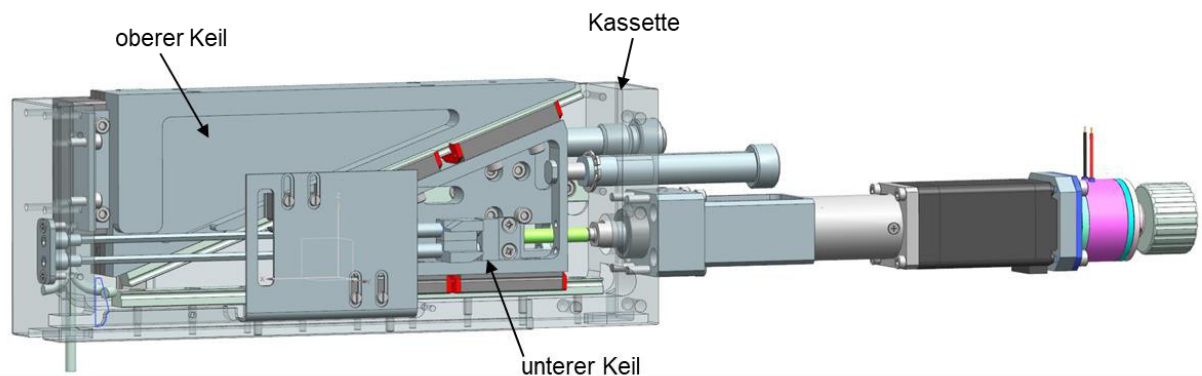


Abbildung 17: Zusammenbau der Höhenverstellung [15]

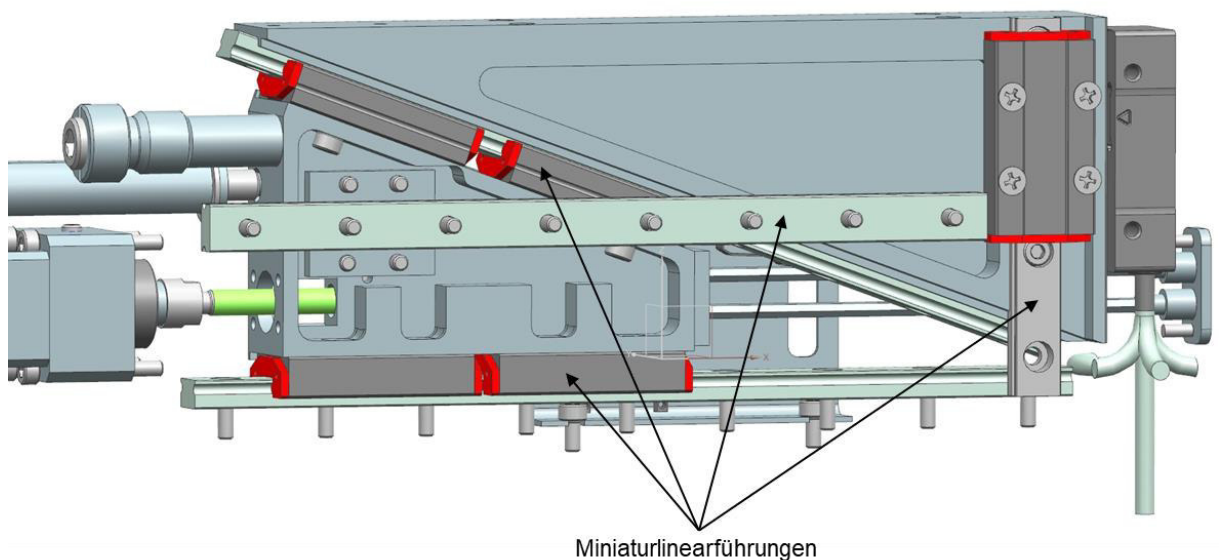


Abbildung 16: Position der Miniaturlinearführung [15]

Bei der Elevationsbasis sind die drei identische Höhenverstellungen hintereinander positioniert und durch die Montageplatte verbunden. Die Montageplatte ist an die drei oberen Keile angeschraubt. Da jede Höhenverstellung separat angetrieben wird, ist es möglich, dass jede Höhenverstellung eine unterschiedliche Höhe aufweist. In jeder Kassette der Höhenverstellung ist ein unterer Keil befestigt, der durch eine Kugelumlaufspindel angetrieben wird. Wenn sich nun die Kugelumlaufspindel bewegt, verfährt gleichzeitig auch der untere Keil auf der unteren Miniaturlinearführung. Diese Bewegung des unteren Keils führt dazu, dass gleichzeitig die Miniaturlinearführung verfährt, die den unteren mit dem oberen Keil verbindet. Letztendlich verschieben sich die beiden Keile gegeneinander, sodass sich die vertikale Miniaturlinearführung entlang der Raumrichtung U_z bewegt (siehe Abbildung 18). Da jede Höhenverstellung eine unterschiedliche Höhe aufweisen kann, führt dies zu der gewünschten Kippstellung der Montageplatte bzw. der gesamten Elevationsbasis. Damit es durch die Kippstellung zu keiner Zwängung der Elevationsbasis kommt, besitzen die IntegralfüÙe Kugelgelenke und Miniaturlinearführungen. Durch dieses Zusammenspiel der einzelnen Bauteile bzw. Baugruppen ist es möglich, die Drehung um Quer- und Längsachse sowie die Höhenverstellung zu erreichen.

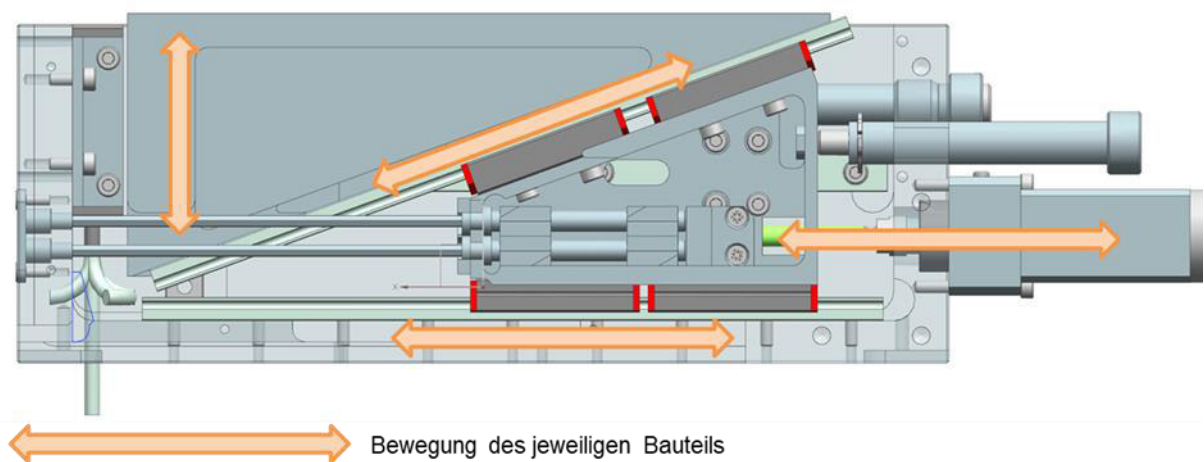


Abbildung 18: Entstehung der Höheneinstellung [15]

2.2.2. Kreuzdrehtisch

Der Kreuzdrehtisch setzt sich aus den folgenden Bauteilen zusammen:

- eine Fixplatte
- eine Longitudinalplatte
- eine Transversalplatte
- eine Rotationsplatte.

In der Abbildung 19 ist der Zusammenbau des Kreuzdrehtisches dargestellt.

In den nachfolgenden Teilabschnitten wird die Wirkung der Bauteile auf den Bewegungsmechanismus beschrieben.

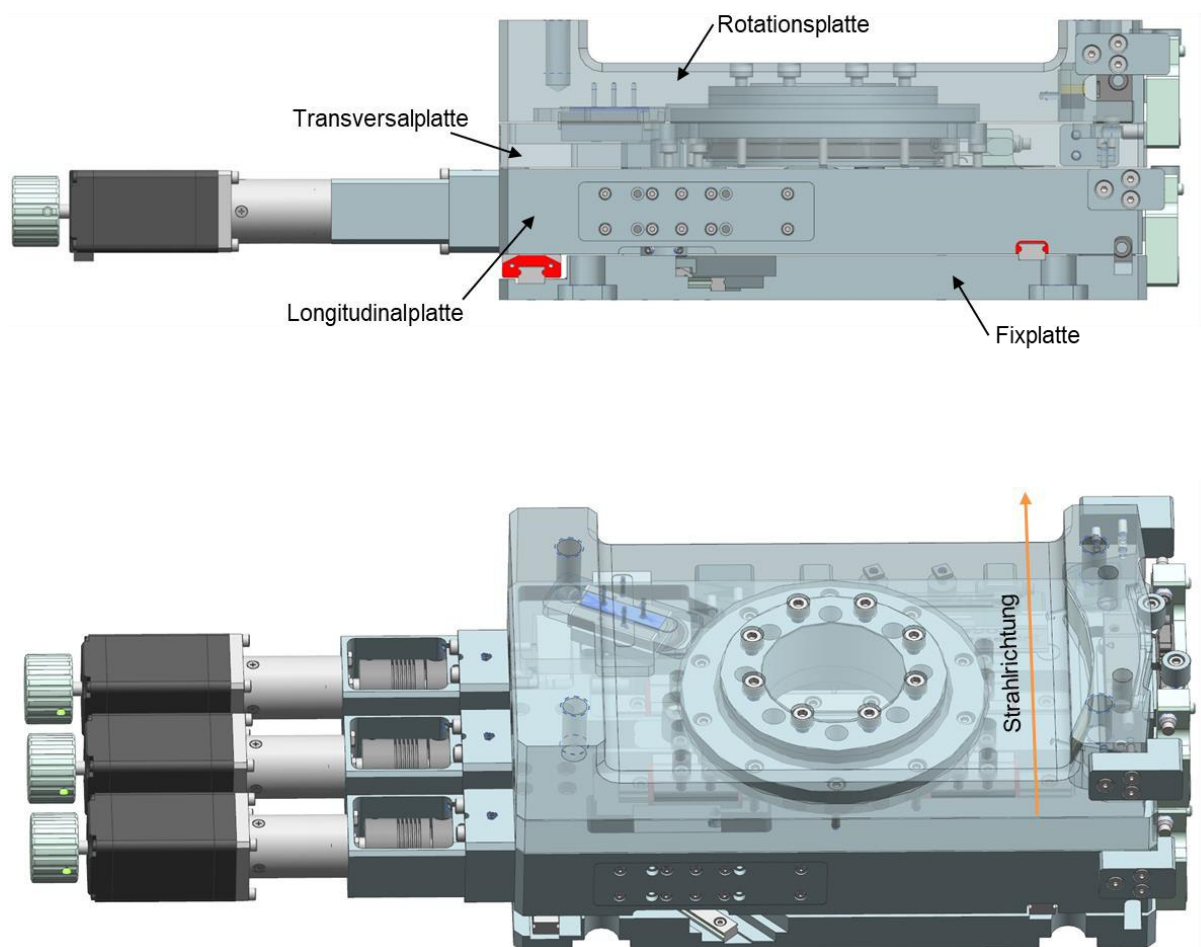


Abbildung 19: Aufbau des Kreuzdrehtisches [15]

Longitudinalplatte

In der Ebene der Longitudinalplatte befinden sich zwei Antriebseinheiten (siehe Abbildung 21). Die dritte Antriebseinheit liegt zwar auch auf der Ebene der Longitudinalplatte, wird aber an der Transversalplatte befestigt. Ferner befinden sich in der Abbildung 21 drei Pfeile, die darstellen, welcher Antrieb für die Längs-, Quer- und Drehbewegung der einzelnen Platten in Bezug auf die Strahlrichtung zuständig ist.

Die Antriebseinheit der Longitudinalplatte ist für die Längsbewegung zuständig. Die Kugelumlaufspindel ist durch einen Mitnehmer geschoben, der in einer Nut in der Longitudinalplatte läuft. Zusätzlich ist die Kugelumlaufspindel durch zwei Gewindestifte in dem Mitnehmer fixiert. Um sicherzustellen, dass der Mitnehmer auch zentrisch in der vorgesehenen Nut läuft, ist dieser an einer Miniaturlinearführung befestigt. Diese Miniaturlinearführung ist wiederum durch einen Deckel an die seitliche Außenwand der Longitudinalplatte geschraubt. Unter der Longitudinalplatte befindet sich die sogenannte Fixplatte. Auf der Fixplatte sitzt eine Miniaturlinearführung, die durch ein Zapfenlager mit dem Mitnehmer der Longitudinalplatte verbunden ist. Außerdem sind auf der Fixplatte weitere Miniaturlinearführungen für die Verschiebung der Longitudinalplatte befestigt. Die Führungsschienen sind auf der Fixplatte befestigt und die Führungswagen sind mit der Longitudinalplatte verschraubt (siehe Abbildung 20). Durch den motorischen Antrieb bewegt sich die Kugelumlaufspindel und somit der Mitnehmer bzw. das Zapfenlager. Dadurch verschiebt sich das Zapfenlager mit der Miniaturlinearführung auf der Fixplatte und durch die angreifenden Kräfte auch die restlichen Miniaturlinearführungen, sodass die Längsbewegung in Strahlrichtung entsteht. Durch den schrägen Winkel der unteren Miniaturlinearführung mit dem Zapfenlager entsteht eine Relativbewegung zu den restlichen Miniaturlinearführungen, sodass diese sich bewegen. An der unteren Seite der Longitudinalplatte ist der Maßstab für das absolute Messsystem aufgeklebt, sodass dieses den Verfahrensweg messen kann.

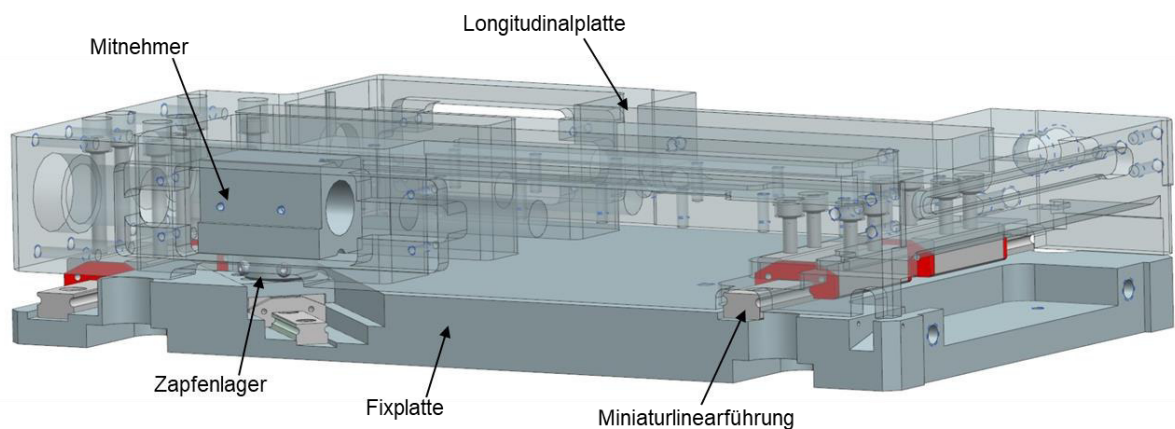


Abbildung 20: Zusammenbau der Fixplatte mit der Longitudinalplatte [15]

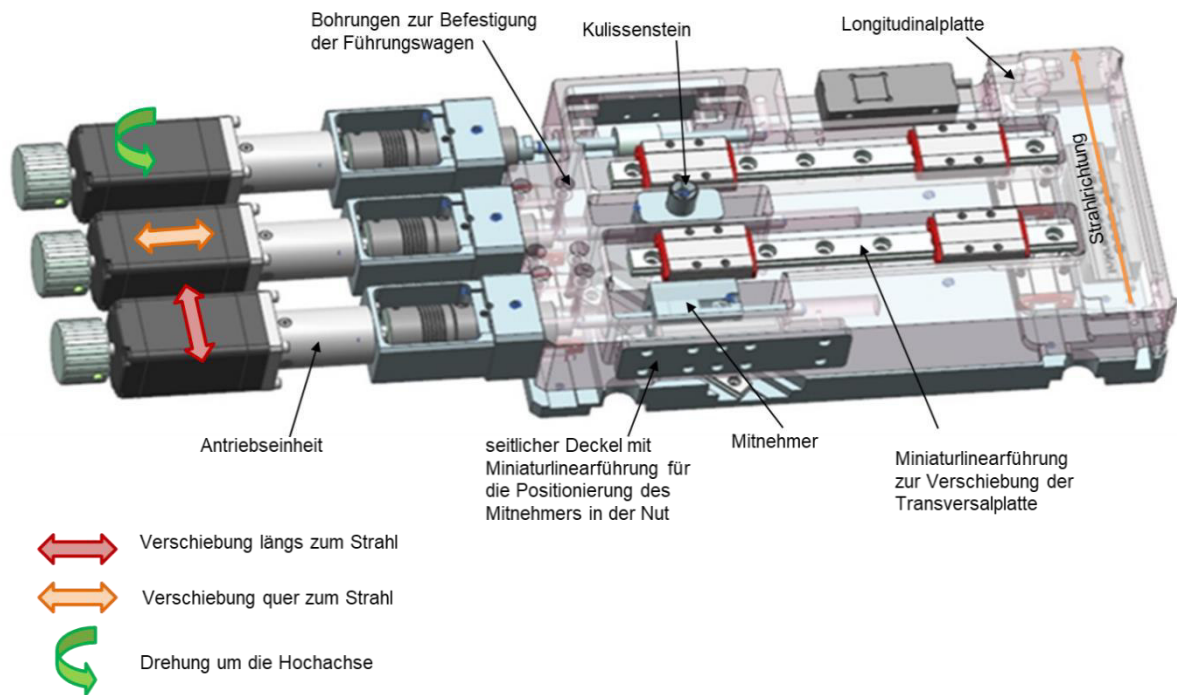


Abbildung 21: Longitudinalplatte mit Antriebseinheiten [15]

Transversalplatte

Die Transversalplatte ist für die Verschiebung quer zum Strahl zuständig. In der Mitte der Longitudinalplatte ist der Antrieb für die Querverschiebung befestigt. Die Kugelumlaufspindel ist durch einen Kulissenstein geschoben und durch zwei Gewindestifte fixiert. Ferner sind auf der Longitudinalplatte zwei Führungsschienen geschraubt (siehe Abbildung 21). Die Führungswagen sind an der Transversalplatte befestigt. Eine zusätzliche Senkschraube ist durch die Transversalplatte in den Kulissenstein geschraubt, sodass dieser geführt wird. Die spielarme Führung des Kulissensteines wird dadurch erreicht, dass eine Passung zwischen dem Kulissenstein und der Transversalplatte gefertigt ist. Zusätzlich ist die Bohrung von dem Kulissenstein geschlitzt, sodass es zu einer Spreizung der Bohrung kommt, wenn die Senkschraube eingeschraubt ist (siehe Abbildung 22). Diese Spreizung führt zu einem Kraftschluss zwischen dem Kulissenstein und der Transversalplatte. Wenn sich nun die Kugelumlaufspindel bewegt, verschiebt sich der Kulissenstein, sodass die Transversalplatte quer zum Strahl verschoben wird. Auf die Transversalplatte ist der Maßstab des absoluten Messsystems geklebt, sodass das Messsystem die Positionsveränderung erfassen kann.

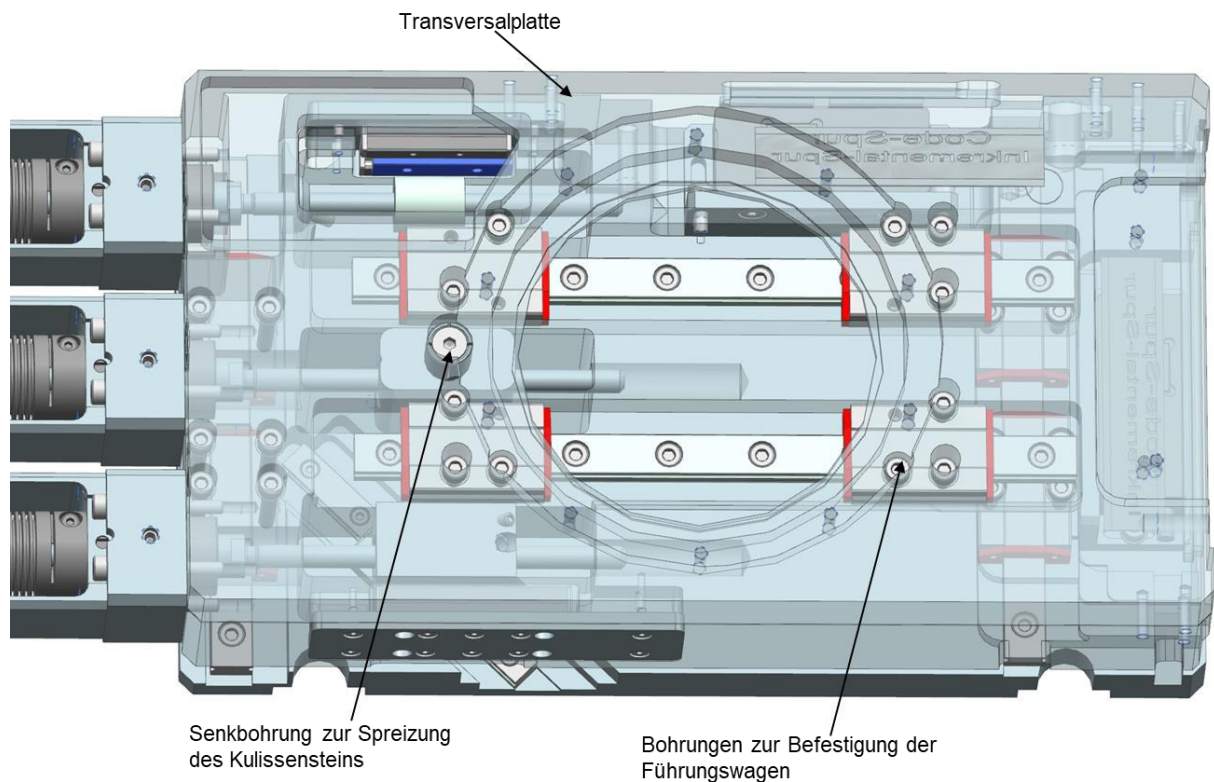


Abbildung 22: Aufbau der Transversalplatte [15]

Rotationsplatte

Die Rotationsplatte ermöglicht die Drehung um die Hochachse. Die Antriebseinheit für die Rotationsbewegung ist an der Transversalplatte befestigt. Die Kugelumlaufspindel dieses Antriebes ist durch einen Mitnehmer geschoben und auch dort durch zwei Gewindestifte befestigt. In dem Mitnehmer befindet sich ein Vierpunktlager. In dem Innenring des Vierpunktlagers ist ein Zapfenlager gesteckt. Dieses Zapfenlager ist wiederum auf einer Miniaturlinearführung befestigt (siehe Abbildung 23). In der Mitte der Transversalplatte befindet sich ein Kreuzrollenlager. Um eine Rotationsbewegung zu erreichen, darf sich im Gegensatz zum äußeren Lagerring der innere nicht bewegen. Dieses wird durch mehrere Befestigungsflansche erreicht. Beim Zusammenbau wird ein Flansch an die Transversalplatte geschraubt. Anschließend wird die Rotationsplatte auf das Kreuzrollenlager gesetzt und durch einen weiteren Flansch an dem Kreuzrollenlager befestigt. Zusätzlich besitzt die Rotationsplatte eine Nut, in der die Miniaturlinearführung des Zapfenlagers geführt wird (siehe Abbildung 24). Sobald die Kugelumlaufspindel sich bewegt, verschiebt sich der Mitnehmer und folglich das Zapfenlager. Durch die Bewegung des Zapfenlagers verfährt nun die Miniaturlinearführung. Durch die entstehenden Kräfte und das auftretende Moment beginnt sich das Kreuzrollenlager zu drehen. Dieses führt zu der Drehung um die Hochachse.

Des Weiteren dient die Rotationsplatte als Adapter für die Komponentenanschlüsse.

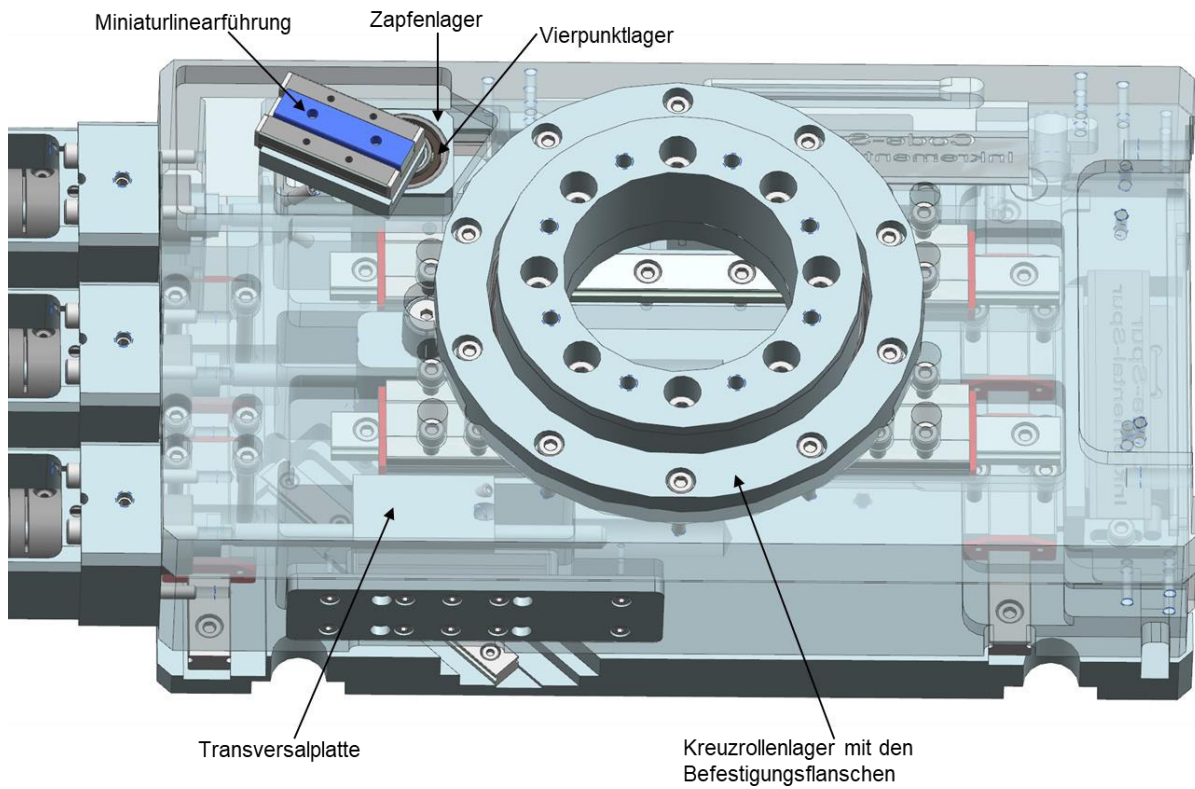


Abbildung 23: Bauteile zur Ausführung der Rotationsbewegung der Rotationsplatte [14]

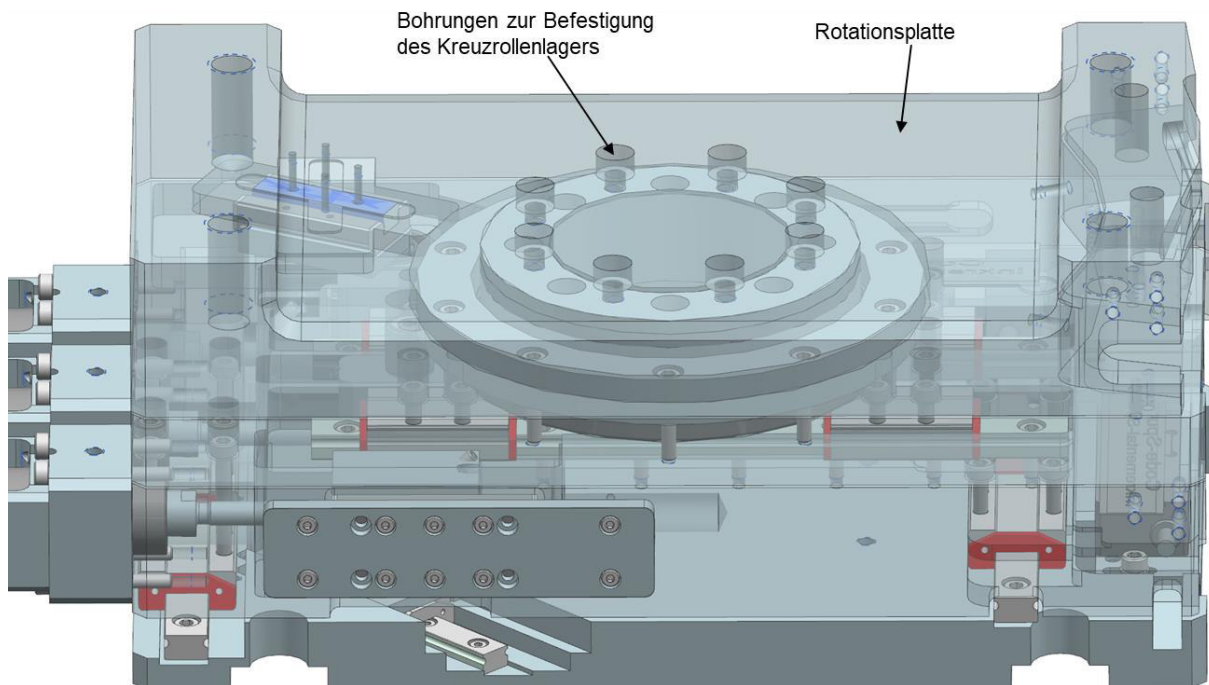


Abbildung 24: Befestigung der Rotationsplatte [15]

3. Konzeptionierung der Baugröße 0

3.1. Anforderungsliste

In der folgenden Tabelle 1 ist die Anforderungsliste für das Easy Alignment System in der Baugröße 0 des Typs Precision aufgelistet. Die Anforderungsliste enthält Forderungen (F) und Wünsche. Zusätzlich werden die Wünsche in

- W1 = nicht wichtig
- W2 = wenn möglich
- W3 = wichtig
- W4 = sehr wichtig

unterteilt. Die Anforderungsliste basiert auf die bisher entwickelte Baureihe. Dabei soll die Größenstufung von dem Faktor 1,5 berücksichtigt werden.

Nr.	F/W	Anforderungsliste
		Unternehmen: DESY Produkt: Easy Alignment System, Typ P, Baugröße 0 Datum: 31.01.2020
1	F	Ausführungsvariante Precision: Positionsgenauigkeit: $\pm 1 \mu m$
2	F	maximale Abmaße im Grundriss ca. 130 mm x 80 mm 60 % ($\varphi = 0.6$) des bisherigen kleinsten EASy P1
3	W1	Tragfähigkeit: mindestens 10 kg
4	W3	Schwingungsverhalten: möglichst hohe 1. Eigenfrequenz, aber mindestens 20 Hz
		Kinematik
5	F	Bewegungsmuster beibehalten wie beim EASy P1
6	F	sechs Freiheitsgrade
7	W2	verstellbarer Weg: $\pm 10,0 \text{ mm}$
8	W3	verstellbarer Winkel: $\pm 4^\circ$
9	F	Positionsgenauigkeit: $\pm 1 \mu m$

Nr.	F/W	Anforderungsliste
10	F	Genauigkeit des Verdrehwinkels: 0,05 <i>mrad</i>
11	F	Wiederholgenauigkeit: $\pm 0,01 \mu m$
12	W2	manuell einstellbare Hardstops
		Antrieb
13	W2	front- und einseitige Bedienung der Motoren
14	F	standard: motorischer Antrieb
15	W3	optional: manueller Antrieb
16	W4	stoß- und schwingungsarm
17	W2	Verwendung von einem DC-Motor
18	W2	Bremse: stromlos bremsend
		Messsystem
19	W1	direktes Messsystem: absolut messend; optional inkrementell messend
20	W1	Verwendung eines Encoders
21	W2	manuell einstellbare Endschalter für alle Achsen
22	W1	Messgenauigkeit: 0,01 μm bei einer Auflösung von 0,001 μm
		Fertigung
23	W3	Standardfertigungsverfahren bevorzugen

Nr.	F/W	Anforderungsliste
		Montage
24	W2	montagefreundlich
		Wirtschaftlichkeit
25	W4	Verwendung von Kauf- und Normteilen
26	W2	kostenoptimiert: Materialkosten, Fertigungskosten, Teilhäufigkeit (Verwendung von gleichen Kauf- und Normteilengrößen)
		Vorschriften
27	F	VDI 2221- Entwicklung technischer Produkte und Systeme
28	F	VDI 2222- Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien
29	F	VDI 2223- Methodisches Entwerfen technischer Produkte
30	F	Maschinenrichtlinie 2006/42/EG

Tabelle 1: Anforderungsliste EASy P0

3.2. Morphologischer Kasten

Für die Entwicklung des Easy Alignment Systems P0 wird ein morphologischer Kasten erstellt. Dieser wird in der ersten Funktionsebene in „Elevationsbasis“ und „Kreuzdrehtisch“ unterteilt. Die Funktionsebene „Elevationsbasis“ wird im weiteren Verlauf in „Lagerung“, „Messtechnik“ und „Antrieb“ gegliedert. In der dritten Funktionsebene werden diese in weitere Rubriken eingeteilt. Für den „Kreuzdrehtisch“ wird fast der gleiche Funktionsaufbau verwendet. Durch diesen morphologischen Kasten können drei Lösungsvarianten erstellt werden. Dabei wird die erste Variante mit der Farbe „blau“, die zweite Variante mit der Farbe „orange“ und die dritte Lösungsvariante mit der Farbe „grün“ dargestellt. Der gesamte morphologische Kasten befindet sich in den Abbildung 25 bis Abbildung 27.

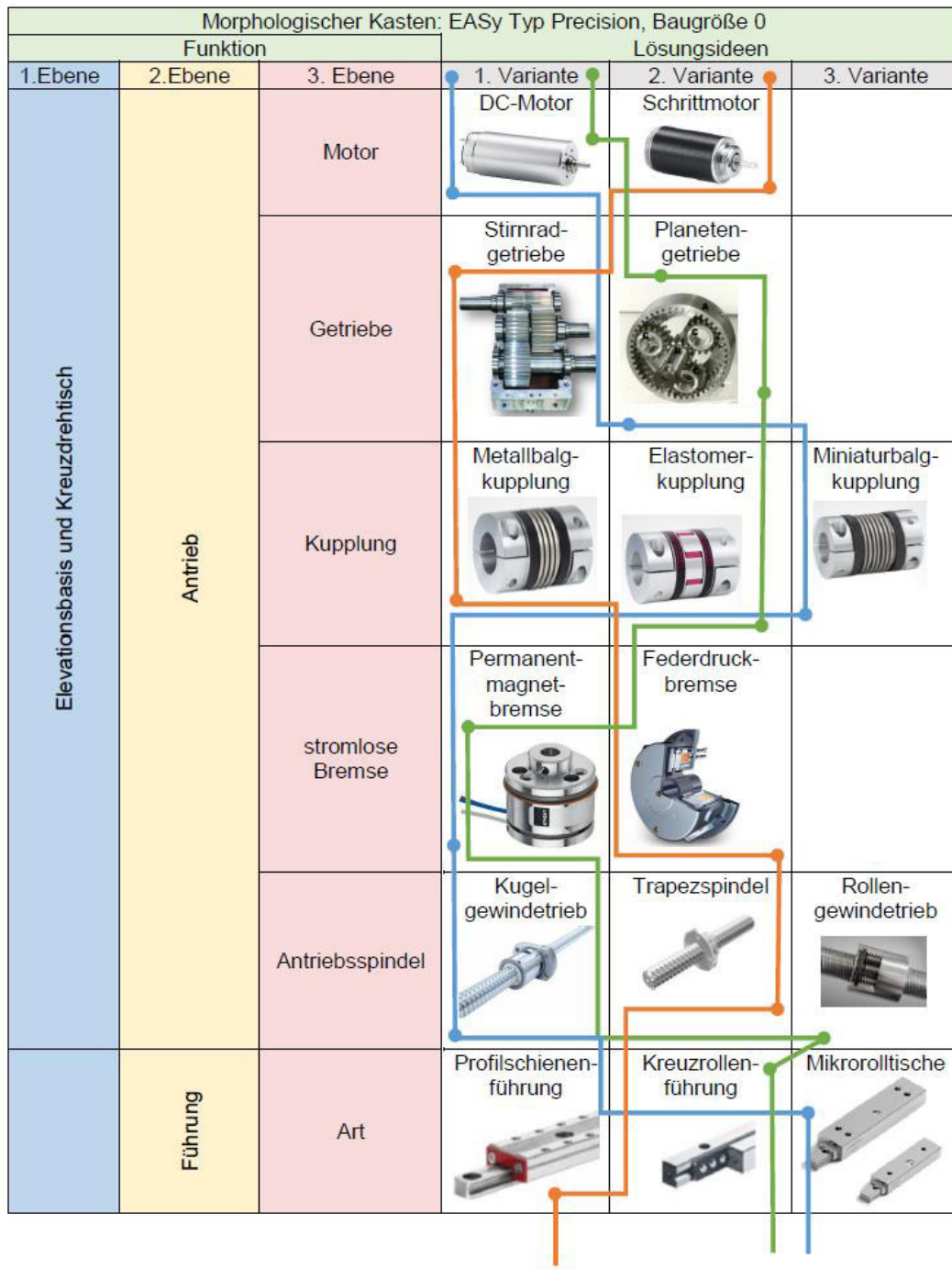


Abbildung 25: Morphologischer Kasten [17-36]

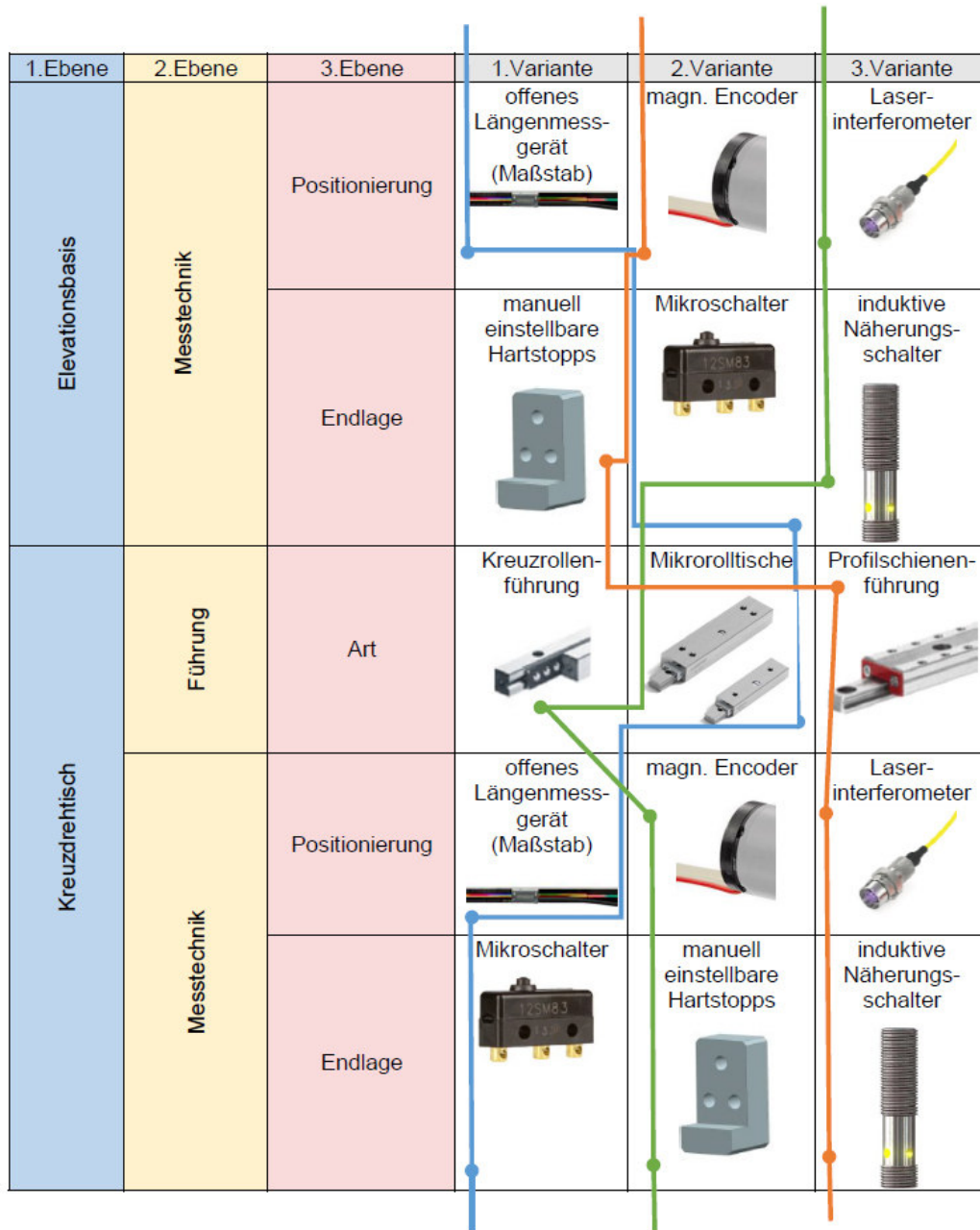
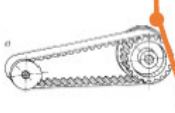
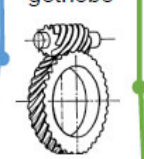

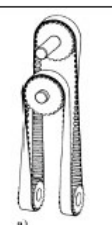
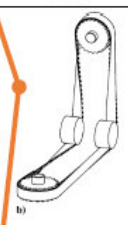
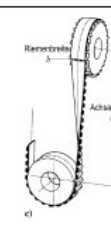
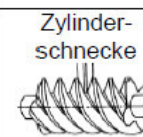
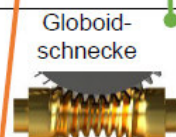


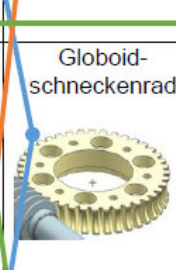
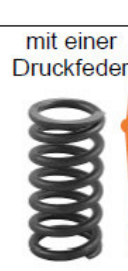







Abbildung 26: Morphologischer Kasten [17-36]

1.Ebene	2. Ebene	3. Ebene	1. Variante	2. Variante	3. Variante
Kreuzdrehtisch	spielarme Übersetzung zwischen Transversal- und Rotationsplatte	Art	Synchronriemen 	Schneckengetriebe 	Kegelradgetriebe 
	Winkelantriebe mit Zahnriemen	Einbau des Zahnriemens			
	Schnecke	Art	Zylinderschnecke 	Globoid-schnecke 	Duplex-schnecke 
	Schneckenrad	Art	schräg-verzahntes Zahnrad 	Globoid-schneckenrad 	
	Axialspiel in dem Schneckengetriebe einstellen	Art	mit einer Druckfeder 	mit federndem Druckstücke 	
	Aufnahme der Traglast	Art	Kreuzrollenlager 	Vierpunktlager 	
	Rotationsplatte	geometrische Form	kreisförmig 	rechteckig 	

1 2 3

Abbildung 27: Morphologischer Kasten [29-32]

3.3. Nutzwertanalyse

Nach Erstellung des morphologischen Kastens werden drei Lösungsvarianten erfasst und mit einer Nutzwertanalyse (siehe Abbildung 28 und Abbildung 29) basierend auf der VDI 2225 ausgewertet.

Die Nutzwertanalyse setzt sich aus zwei Tabellen zusammen. In der ersten Spalte der Tabelle 1 befinden sich die Kriterien, die für den EASy P0 von Bedeutung sind. Jedes Kriterium bekommt in der zweiten Spalte eine Einzelbewertung. Die Einzelbewertungen können zwischen unbefriedigend (=0) bis sehr gut (=4) liegen. In der letzten Spalte der Tabelle 1 befindet sich die Gewichtung der einzelnen Kriterien. Für ein Kriterium setzt sich diese zusammen aus der Summe der Einzelbewertungen durch die Anzahl der Teilnehmer an der Nutzwertanalyse. In diesem Fall beträgt die Anzahl der Teilnehmer eins, weil die Verfasserin dieser Bachelorthesis dies ist. Diese Gewichtung wird in die zweite Tabelle übertragen, wo sich in der ersten Spalte die Kriterien wiederfinden. Die zweite Tabelle wird in die drei Lösungsvarianten unterteilt. Die Verfasserin der Bachelorthesis trägt dann in die erste Spalte der Lösungsvariante 1 (blau) ihre eigene Wertung für das erste Kriterium ein. Dieser Wert wird dann wieder durch die Anzahl der Teilnehmer, in diesem Fall eins, dividiert und in der Spalte „absoluter Wert“ der Lösungsvariante 1 dargestellt. Der absolute Wert wird anschließend mit der Gewichtung aus der ersten Tabelle multipliziert und als relativer Wert der Lösungsvariante 1 angegeben. Danach werden die gesamten relativen Werte der Variante 1 zu einer Summe addiert und unter der Zeile „Total“ aufgeführt. Der gleiche Vorgang wird nun für die beiden anderen Lösungsvarianten durchgeführt. Am Ende der Tabelle 2 befindet sich die Ideallösung, wofür auch ein relativer Wert bestimmt wird. In der untersten Zeile der Tabelle 2 wird der sogenannte technische Wert aufgeführt. Durch diesen wird die prozentuale Wertung der jeweiligen Lösungsvariante dargestellt. Um den technischen Wert zum Beispiel für die Lösungsvariante 1 zu erhalten, wird die Summe der relativen Werte der Variante 1 durch die Summe der relativen Werte der Ideallösung dividiert.

Nach der Auswertung der Nutzwertanalyse haben sich folgende Ergebnisse ergeben:

- Platz 1: Lösungsvariante 1
- Platz 2: Lösungsvariante 2
- Platz 3: Lösungsvariante 3

Die Lösungsvariante 1 hat mit ungefähr 83 % die höchste prozentuale Wertung. Laut der VDI 2225 gilt eine Lösungsvariante als „sehr gut“, wenn eine Wertung von über 80% erreicht wird. Jedoch besitzt die Lösungsvariante 1 zum Beispiel ein Messsystem, das durch ein besseres ersetzt werden könnte. Dieses wird in dem Kapitel „Lösungsauswahl und Begründung“ analysiert.

		Tabelle 1				
0 = unbefriedigend 1 = gerade noch tragbar 2 = ausreichend 3 = gut 4 = sehr gut		Bewertung	Gewichtungsfaktoren			
Kriterien	a)		Σ	Π	$G(a)=\Sigma/\Pi$	$G(i)=G(a)/\Sigma(ga)$
1	Kompaktheit	3	3	1	3	0,058
2	montagefreundlich	2	2	1	2	0,038
3	motorischer Antrieb	3	3	1	3	0,058
4	stromlos bremsend	1	1	1	1	0,019
5	Genauigkeit der Antriebsspindel	3	3	1	3	0,058
6	Genauigkeit des Messsystems (EB)	4	4	1	4	0,077
7	Genauigkeit des Messsystems (KD)	4	4	1	4	0,077
8	absolut mess. Messsystem (EB)	3	3	1	3	0,058
9	absolut mess. Messsystem (KD)	3	3	1	3	0,058
10	spielarme Übersetz. Trans- u. Slew	3	3	1	3	0,058
11	Positioniergenauigkeit (EB)	4	4	1	4	0,077
12	Positioniergenauigkeit (KD)	4	4	1	4	0,077
13	Rotationsplatte rotiert	3	3	1	3	0,058
14	Axialspiel einstellbar	4	4	1	4	0,077
15	manuell einstell. Endschalter (EB)	2	2	1	2	0,038
16	manuell einstell. Endschalter (KD)	2	2	1	2	0,038
17	schwingungs- und stoßarm	4	4	1	4	0,077
Totals			52	17	52	1

Abbildung 28: Nutzwertanalyse für den EASy P0 (Tabelle 1)

Kriterien	Wert	Lösungsvariante 1										Lösungsvariante 2										Lösungsvariante 3										Ideallösung	
		a)		Σ	Π	absoluter Wert	relativer Wert	a)		Σ	Π	absoluter Wert	relativer Wert	a)		Σ	Π	absoluter Wert	relativer Wert	absoluter Wert	relativer Wert												
1	Kompaktheit	0,058	4	4	1	4	0,230769	3	3	1	3	0,173077	2	2	1	2	0,115385	4	0,23076923	4	0,15384615												
2	montagefreundlich	0,038	3	3	1	3	0,115385	2	2	1	2	0,076923	1	1	1	1	0,038462	4	0,15384615	4	0,15384615												
3	motorischer Antrieb	0,058	4	4	1	4	0,230769	4	4	1	4	0,230769	4	4	1	4	0,230769	4	0,23076923	4	0,23076923												
4	stromlos bremsend	0,019	3	3	1	3	0,057692	2	2	1	2	0,038462	3	3	1	3	0,057692	4	0,07692308	4	0,07692308												
5	Genauigkeit der Antriebsspindel	0,058	3	3	1	3	0,173077	2	2	1	2	0,115385	1	1	1	1	0,057692	4	0,23076923	4	0,23076923												
6	Genauigkeit des Messsystems (EB)	0,077	4	4	1	4	0,307692	1	1	1	1	0,076923	4	4	1	4	0,307692	4	0,30769231	4	0,30769231												
7	Genauigkeit des Messsystems (KD)	0,077	4	4	1	4	0,307692	4	4	1	4	0,307692	1	1	1	1	0,076923	4	0,30769231	4	0,30769231												
8	absolut mess. Messsystem (EB)	0,058	3	3	1	3	0,173077	2	2	1	2	0,115385	4	4	1	4	0,230769	4	0,23076923	4	0,23076923												
9	absolut mess. Messsystem (KD)	0,058	3	3	1	3	0,173077	4	4	1	4	0,230769	2	2	1	2	0,115385	4	0,23076923	4	0,23076923												
10	spielarme Übersetz. Trans- u. Slew	0,058	3	3	1	3	0,173077	1	1	1	1	0,057692	3	3	1	3	0,173077	4	0,23076923	4	0,23076923												
11	Positioniergenauigkeit (EB)	0,077	4	4	1	4	0,307692	3	3	1	3	0,230769	2	2	1	2	0,153846	4	0,30769231	4	0,30769231												
12	Positioniergenauigkeit (KD)	0,077	4	4	1	4	0,307692	3	3	1	3	0,230769	2	2	1	2	0,153846	4	0,30769231	4	0,30769231												
13	Rotationsplatte rotiert	0,058	4	4	1	4	0,230769	3	3	1	3	0,173077	2	2	1	2	0,115385	4	0,23076923	4	0,23076923												
14	Axialspiel einstellbar	0,077	2	2	1	2	0,153846	2	2	1	2	0,153846	3	3	1	3	0,230769	4	0,30769231	4	0,30769231												
15	manuell einstell. Endschalte (EB)	0,038	2	2	1	2	0,076923	3	3	1	3	0,115385	1	1	1	1	0,038462	4	0,15384615	4	0,15384615												
16	manuell einstell. Endschalte (KD)	0,038	2	2	1	2	0,076923	3	3	1	3	0,115385	3	3	1	3	0,115385	4	0,15384615	4	0,15384615												
17	schwingungs- und stoßarm	0,077	3	3	1	3	0,230769	2	2	1	2	0,153846	2	2	1	2	0,153846	4	0,30769231	4	0,30769231												
Total						55	3,362923				44	2,596154				40	2,365385	68	4		1												
technischer Wert							0,831731					0,649038									0,591346												

Abbildung 29: Nutzwertanalyse für den EASy P0 (Tabelle 2)

3.4. Lösungsauswahl und Begründung

Bei der Lösungsvariante 1 wird als motorischer Antrieb ein bürstenbehafteter DC-Motor verwendet. Als Getriebe wird ein Planetengetriebe eingesetzt, das durch eine Miniaturbalgkupplung mit der Kugelumlaufspindel verbunden ist. Um einen unbeabsichtigten Anlauf der Wellen zu verhindern, wird eine Permanentmagnetbremse an den DC-Motor angebaut. Während der Recherche zu einem DC-Motor, konnte festgestellt werden, dass die Firma maxon motor GmbH ein Spindelgetriebe mit einem passenden Motor liefert. Das Spindelgetriebe setzt sich aus einer Kugelumlaufspindel und einem Planetengetriebe zusammen. Zusätzlich liefert die Firma einen passenden DC-Motor dazu. Die Abgangsstufe des Planetengetriebes ist axial vorgespannt, sodass eine Spielreduzierung zwischen den Planeten erreicht wird. Des Weiteren ist die Kugelumlaufspindel auch axial vorgespannt, sodass auch hier das Spiel gering gehalten wird. Der Vorteil von diesem Antriebsstrang ist, dass der Motor und das Spindelgetriebe aufeinander abgestimmt sind und man keine zusätzlichen Bauteile, wie zum Beispiel die Miniaturbalgkupplung, benötigt. Durch den Verzicht auf die Miniaturbalgkupplung muss unter anderem kein zusätzliches Gehäuse für die Befestigung der Kupplung gefertigt werden. [34, 35]

Bei dem verwendeten DC-Motor handelt es sich um einen Gleichstrommotor, der mit einem Permanentmagneten ausgerüstet ist. Das Besondere an diesen Motoren ist, dass sie eine selbsttragende Wicklung besitzen und somit keinen Eisenkern haben. Dies bedeutet, es tritt kein Rastmoment auf und keine Eisenverluste und die Massenträgheit des Rotors ist gering. Die Folgen für den Betrieb sind, es herrscht ein besserer Gleichlauf und dadurch ist es gleichzeitig geräuscharm. Bei diesem Gleichstrommotor wird als Bürstenmaterial zu 50 % Graphit mit Kupfer verwendet. Es wird Kupfer verwendet, um die elektrische Leitfähigkeit der Bürsten zu erhöhen, sodass die Motorspannung über die Wicklung abfällt. Der zugehörige Kollektor besteht außerdem aus einer Kupferlegierung. Der Vorteil von Graphitbürsten ist, dass sie sehr robust sind und bei einem Start-Stopp-Betrieb verwendet werden können. Außerdem eignet sich ein DC-Motor für diese Lösungsvariante besonders gut, weil dieser eine kompakte Bauweise aufweist und somit kleine Abmessungen besitzt. Außerdem besitzt der DC-Motor einen hohen Wirkungsgrad, wodurch eine hohe mechanische Leistung erreicht wird. [34, 35, 37]

In dem dazugehörigen Spindelgetriebe wird als Getriebeart ein Planetengetriebe gewählt. Dieses wird benötigt, um die hohe Drehzahl und das Drehmoment umzuwandeln. Der Vorteil eines Planetengetriebes gegenüber einem Stirnradgetriebe in dieser Konstruktion ist, dass es kompakt gebaut ist und gleichzeitig ein hohes Drehmoment bei einem hohen Wirkungsgrad übersetzen kann. Des Weiteren wird ein Planetengetriebe in dieser Konstruktion verwendet, weil hier eine höhere Positioniergenauigkeit gefordert ist. Diese höhere Auflösung wird bei

diesem Planetengetriebe dadurch erzielt, dass die Abgangsstufe axial vorgespannt ist, sodass ein geringeres Getriebespiel auftritt. [34, 38]

Als Antriebsspindel wird eine Kugelumlaufspindel verwendet. Bei einer Kugelumlaufspindel tritt Rollreibung durch die Kugeln auf. Diese Kugeln bewegen sich zwischen den Laufrillen in der Spindel und der Spindelmutter. Am Ende der Spindelmutter werden die Kugeln durch zusätzliche Kanäle zurückgeführt, sodass ein Kreislauf entsteht. Dieses ist in der nachfolgenden Abbildung 30 dargestellt.

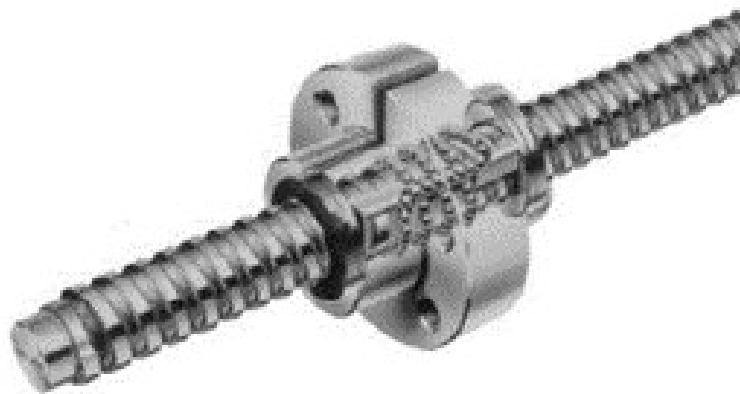


Abbildung 30: Kugelumlaufspindel [32]

Eine vorgespannte Kugelumlaufspindel wird in dieser Konstruktion verwendet, sodass die Spielfreiheit bei einer Umkehrung der Bewegungsrichtung garantiert wird. Ferner besitzt diese Kugelumlaufspindel einen gleichförmigen Bewegungsablauf, sodass kein Stick-Slip-Effekt auftreten kann [32].

In der Elevationsbasis und bei dem Kreuzdrehtisch werden als Führungen Mikrorolltische verwendet. Das Besondere an den Mikrorolltischen ist, dass sie im Gegensatz zu Miniaturlinearführungen sehr kompakt gebaut sind.

Zum Beispiel weisen die Miniaturlinearführungen der Baugröße 5 eine Systembreite von 12 mm und eine Systemhöhe von 6 mm auf. Die Mikrorolltische sind dazu nur 6 mm hoch und 10 mm breit und somit etwas kleiner. Ein weiterer Vorteil von diesen Mikrorolltischen ist, dass sie eine höhere Tragfähigkeit aufweisen. Diese hohe Tragfähigkeit wird unter anderem dadurch erreicht, dass die Mikrorolltische ein gotisches Profil der Führungsbahnen haben, sodass sie höhere Kräfte und Momente aufnehmen können. Die Kugeln berühren jeweils an zwei Punkten die Schiene und den Wagen, sodass sie mit einem Vierpunktlager vergleichbar sind. Ferner wird durch dieses Profil eine höhere Steifigkeit und ein höheres Dämpfungsverhalten erreicht. Das gotische Profil wird in der nachfolgenden Abbildung 31 dargestellt [36].

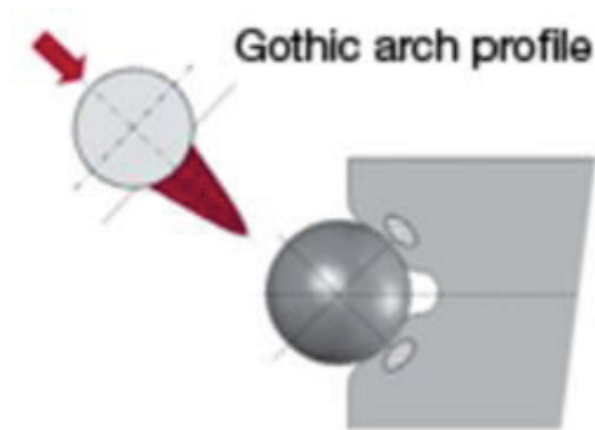


Abbildung 31: gotisches Profil [36]

Ein weiterer Vorteil ist, dass der Führungswagen des Mikrorolltisches, der Baugröße 5, vier Gewindebohrungen zur Befestigung besitzt. Die Miniaturlinearführungen der gleichen Baugröße haben nur zwei Bohrungen in den Führungswagen. Durch die höhere Anzahl der Befestigungsbohrungen wird eine Verdrehung des Mikrorolltisches geringer. Der Mikrorolltisch der Baugröße 5 ist in Abbildung 32 dargestellt.



Abbildung 32: Mikrorolltisch der Baugröße 5 [36]

Die Schienen, der Wagen und die Kugeln der Mikrorolltische bestehen aus korrosionsbeständigen Stählen. Außerdem besteht der Käfig für die Kugeln aus einem einteiligen Kunststoffbauteil. Manche Miniaturlinearführungen bestehen aus mehreren Kugelkäfigen, sodass es zum Beispiel bei einem vertikalen Einbau der Miniaturlinearführung passieren kann, dass sich die Kugelkäfige mit der Zeit gegenseitig verstellen, sodass der Hub verkürzt wird. Bei dem Kunststoffkäfig von der Firma SCHNEEBERGER GmbH, der aus einem Bauteil besteht, wird dieses Käfigwandern verhindert. Dadurch kann auch nach mehrjährigen Einsatz garantiert werden, dass sich der Hub von dem vertikalen Mikrorolltisch nicht verändert hat. [36]

In der Lösungsvariante 1 wird als Wegmesssystem bei der Elevationsbasis und bei dem Kreuzdrehtisch ein offenes Längenmessgerät verwendet. Der Vorteil von diesem Messgerät ist, dass es absolut misst. Bei einem absoluten Messsystem muss im Gegensatz zum inkrementellen Messsystem kein Referenzpunkt am Anfang angefahren werden. Dieser Referenzpunkt dient als Nullpunkt, weil die Messwerte von diesem Punkt aus gemessen werden. Die Position wird zum Beispiel von der Longitudinalplatte erfasst, da der Maßstab auf der Longitudinalplatte aufgeklebt ist und das Messgerät an der Fixplatte befestigt ist. Wenn nun die Longitudinalplatte verfährt bzw. ihre Position ändert, erfasst das Messgerät diese Positionsänderung durch gleichzeitiges Verfahren des Maßstabes. In der Lösungsvariante 2 bzw. 3 wird als Messgerät ein Laserinterferometer verwendet. Der Vorteil bei diesem Messsystem ist, dass die Genauigkeit sehr hoch ist und die Abmessungen von dem Messgerät sehr klein sind. Daher eignet sich das Laserinterferometer besonders bei sehr engen Bauräumen. Die Firma attocube systems AG stellt zum Beispiel das Laserinterferometer IDS 3010 her. Dieses Messsystem besteht aus einer Basiseinheit und den dazugehörigen Sensorköpfen. An die Basiseinheit können drei Sensorköpfe gleichzeitig angeschlossen werden, sodass drei Freiheitsgrade abgedeckt werden können. Der kleinste Sensorkopf besitzt einen Durchmesser von 1,2 mm. Dieses Messsystem hat eine Positionsauflösung von 1 pm bei einer Wiederholgenauigkeit von 2 nm und würde somit die Anforderung an das Messsystem erfüllen [28, 33].

Ein Sensorkopf der Firma attocube systems AG kostet zwischen 1.000 € – 2.000 €. Das gesamte Laserinterferometer mit der Basiseinheit würde ungefähr 17.000 € kosten. Für die Messung der sechs Freiheitsgrade werden sechs Sensorköpfe sowie zwei Basiseinheiten benötigt. Insgesamt würde nur das Messsystem ungefähr 35.000 € kosten. Da dieser Preis im Vergleich zu den restlichen Kosten der Baugruppe sehr hoch ist, soll es die Möglichkeit geben, dass der Nutzer des EASy P0 selbstentscheiden kann, ob und wie viele Sensorköpfe er benötigt [33].

Falls sich der Nutzer gegen das Laserinterferometer entscheiden sollte, besteht die Möglichkeit, die Positions- bzw. Winkeländerungen durch einen magnetischen Encoder von der Firma maxon motor GmbH erfassen zu lassen. Dieser magnetische Encoder wird auf dem Wellenende des Motors sitzen. Dieser Encoder besitzt zwei Kanäle, die um 90 ° zueinander versetzt sind sowie 512 Impulse pro Umdrehung. Eine Steuerung wertet die Signalfanken aus und kann anhand dieser unter anderem die Drehrichtung bestimmen. Diese Software besitzt eine vierfache Flankenbewertung, sodass die Möglichkeit besteht statt 512 Impulsen pro Umdrehung ungefähr 2000 Impulse pro Umdrehung auszuwerten. [34]

Bei der Elevationsbasis und dem Kreuzdrehtisch sollen die Endpositionen des Keils durch Mikroschalter erfasst werden. Dabei handelt es sich um Sensoren, die signalisieren bzw. schalten, wenn die gewünschte Position erreicht ist. Diese Mikroschalter werden als

Sicherheitssensoren eingesetzt, damit mechanische Schäden an einem System vermieden werden. Als weitere Sicherheitseinrichtung sollten zusätzlich in die Konstruktion noch mechanisch einstellbare Hardstops eingebaut werden.

In der Lösungsvariante 1 soll zur spielarmen Übersetzung zwischen der Transversalplatte und der Rotationsplatte ein Schneckengetriebe eingebaut werden. Der Vorteil von einem Schneckengetriebe ist, dass es sich durch einen geräuscharmen und schwingungsdämpfenden Lauf auszeichnet. Das Schneckengetriebe setzt sich aus einer Zylinderschnecke und einem Globoidschneckenrad zusammen, da die Fertigungskosten deutlich geringer sind als bei einer Verwendung von einer Globoidschnecke und einem Zylinderschneckenrad. Damit eine spielarme Übersetzung ermöglicht werden kann, muss das Axialspiel zwischen den Zähnen entfernt werden. In der Lösungsvariante 3 wird dazu ein federndes Druckstück verwendet. Durch federnde Druckstücke können Bauteile relativ schnell positioniert werden. Gerade bei der Einstellung des Axialspiels in dem Schneckengetriebe ist dies ein großer Vorteil. Dazu ist das federnde Druckstück in ein zusätzliches Blech geschraubt. Dieses Blech ist wiederum an der Transversalplatte geschraubt. Wenn nun das federnde Druckstück durch das Blech geschraubt wird, drückt es gegen ein Bauteil, in der die Schneckenwelle gelagert ist. Dieses Bauteil verdreht sich durch die angreifende Kraft des federnden Druckstückes um einen Drehpunkt, sodass die Schneckenwelle in Richtung des Schneckenrades gedrückt wird. Durch diese Positionsänderung der Schneckenwelle kann das Axialspiel eingestellt werden.

In der Mitte des Schneckenrades befindet sich nach der Lösungsvariante 1 ein Kreuzrollenlager. Der Vorteil von Kreuzrollenlagern ist, dass sie eine hohe Laufgenauigkeit aufweisen und dadurch die geforderte Präzision erreichen können. Jedoch sind Kreuzrollenlager relativ groß in ihren Abmessungen, sodass in dieser Konstruktion die sehr geringen Abmessungen eine sinnvolle Verwendung dieser verhindern. Stattdessen wird ein Vierpunktlager eingebaut. Da in der Konstruktion das Vierpunktlager horizontal eingebaut wird und deshalb vorrangig Axialkräfte aufnehmen muss, eignen sich diese Lager besonders gut.

Die Aufgabe des Vierpunktlagers zusammen mit dem Schneckengetriebe ist es, die Rotationsbewegung der Rotationsplatte zu ermöglichen.

Durch den Einsatz eines Schneckenradgetriebes ist es nun möglich, dass sich die Rotationsplatte fortlaufend um 360° drehen kann. Daher ist es aus sicherheitstechnischen Aspekten sinnvoll, dass die Rotationsplatte eine kreisförmige Bauform mit einem Durchmesser von der Breite der Transversalplatte besitzt.

4. Konzeptionelle Entwicklung der Lösung

In dem nachfolgenden Unterkapitel „Konstruktion“ wird die konzeptionelle Entwicklung der Lösung für das Easy Alignment System des Typs Precision der Baugröße 0 beschrieben.

Das Easy Alignment System des Typs Precision der Baugröße 1 besitzt folgende Abmessungen: 120 mm × 220 mm × 180 mm (T × B × H). Daraus würde sich für den EASy P0, bei einer Größenstufung aus der Baureihe 1,5, die Abmessungen 80 mm × 125 mm × 100 mm (T × B × H) ergeben.

Da es sich bei dem Easy Alignment System um eine Baureihenentwicklung handelt und die bisherigen EASys in die Hauptbaugruppen Elevationsbasis und Kreuzdrehtisch unterteilt wurden, wird auch der EASy P0 in dieser Unterteilung aufgebaut werden.

Die Konstruktion der Hauptbaugruppen wird in den folgenden Unterkapiteln beschrieben.

4.1. Konstruktion der Elevationsbasis

Die Elevationsbasis der Baugröße P0 wird sich aus folgenden Komponenten bzw. Baugruppen aufbauen:

- eine Basisplatte
- drei Integralfüße
- drei Höhenverstellungen mit Antriebseinheiten
- eine Montageplatte.

4.1.1. Auslegung der Kugelumlaufspindel

Zuerst wird die Baugruppe „Höhenverstellung mit Antriebseinheit“ betrachtet. Laut der Anforderungsliste wäre eine Tragfähigkeit des EASys P0 von 10 kg wünschenswert. Damit dieses erreicht werden kann, muss zuerst die Tragkraft ermittelt werden:

$$F = m \cdot g = 10 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = \underline{98,1 \text{ N}} \quad (4.1)$$

Dazu wird noch eine Sicherheit von 1,5 beachtet, sodass die Tragkraft von den einzubauenden Kaufteilen mindestens 147,15 N betragen sollte.

Die Firma maxon motor GmbH stellt ein Spindelgetriebe GP 16 S Ø16 mm her, das eine maximale Vorschubkraft bei Dauerbetrieb von 171 N aufweist. Das Spindelgetriebe setzt sich aus einem Planetengetriebe und einer Kugelumlaufspindel zusammen. Das Planetengetriebe hat eine Untersetzung von 84:1. Zusätzlich gehört zu der Antriebseinheit noch ein passender

DC-Motor RE16 und ein Encoder MR, der eine Impulsanzahl von 512 besitzt. Mit der Impulszahl werden die Impulse pro Umdrehung beschrieben. Im Anhang D befindet sich das gesamte Datenblatt des Antriebsstrangs.

Die ausgewählte Spindel wird in der folgenden Berechnung A-1.1, die sich im Anhang befindet, auf Knickung nach Euler überprüft. Für die Spindel wird der dritte Euler-Fall betrachtet, der in Abbildung 33 dargestellt ist. Auf der einen Seite ist die Kugelumlaufspindel fest eingespannt und auf der anderen Seite befindet sich eine Loslagerung, wo die Normalkraft wirkt. Bei ungefähr 70 % der Spindellänge liegt der Wendepunkt der Knickbiegeline. Durch die Berechnung A-1.1 kann festgestellt werden, dass die erforderliche Sicherheit von 3 mit einer Sicherheit von 50,57 eingehalten wird.

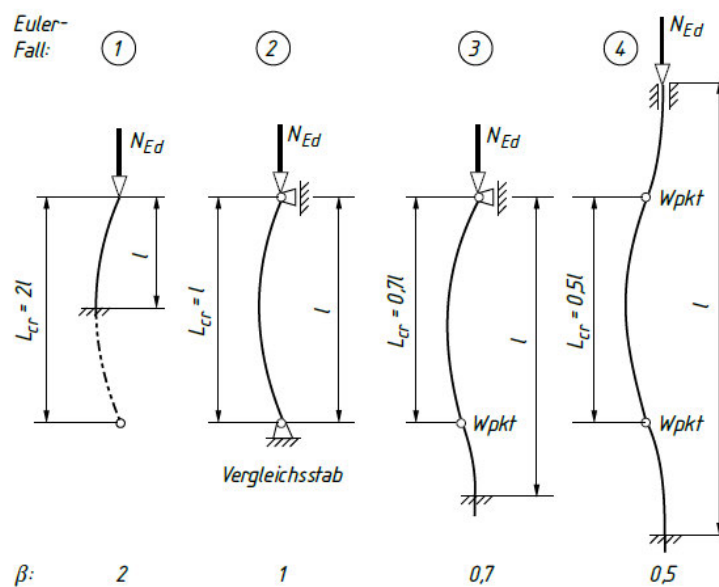


Abbildung 33: Knicklängen der vier Euler-Fällen [32]

Die Kugelumlaufspindel wird mit einer Einschraubmutter geliefert. Diese wird in den unteren Keil geschraubt wie es in dem Schnitt in Abbildung 34 dargestellt ist.

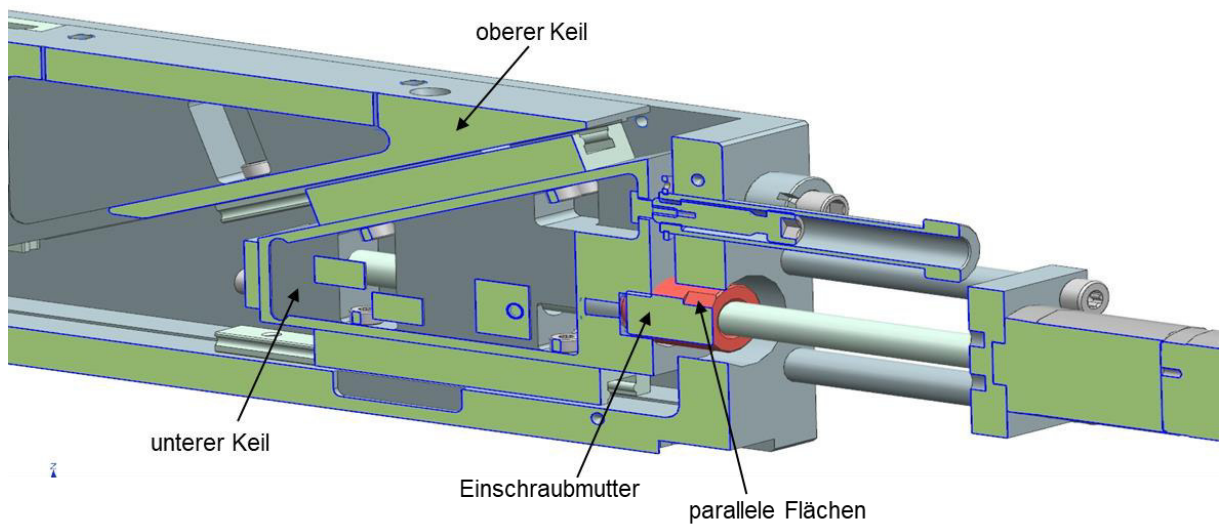


Abbildung 34: Befestigung der Kugelumlaufspindel in dem unteren Keil

Um eine Selbstlösung der Kugelumlaufspindel zu verhindern, muss diese anschließend festgezogen werden. Da die parallelen Flächen an der Mutter in der Kasette liegen, benötigt man ein spezielles Montagewerkzeug. Dieses hat eine Schlüsselweite von SW9 und ist in der Abbildung 35 dargestellt.

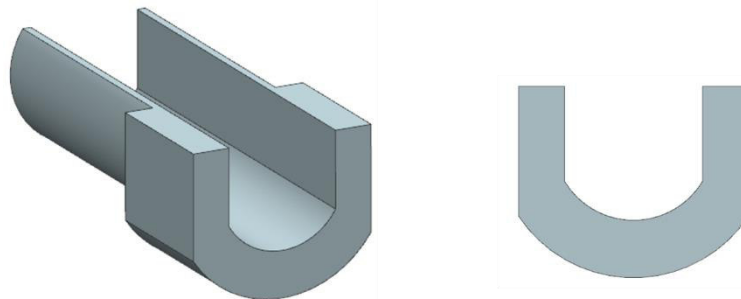


Abbildung 35: Montagewerkzeug

Der gesamte Antriebsstrang wird durch eine Platte und vier Bolzen an die Kasette befestigt. In der Platte befindet sich ein Absatz, der als Zentrierung für das Planetengetriebe dient. Die Bolzen werden auf der einen Seite durch Zylinderschrauben an die Platte befestigt und auf der anderen Seite befindet sich ein Außengewinde, dass in die Kasette geschraubt wird. Zuerst muss aber das Blechteil, das als Schutz vor Verschmutzung der Kugelumlaufspindel dient, über die Bolzen geschoben werden, bevor die Platte angebaut wird (siehe Abbildung 36).

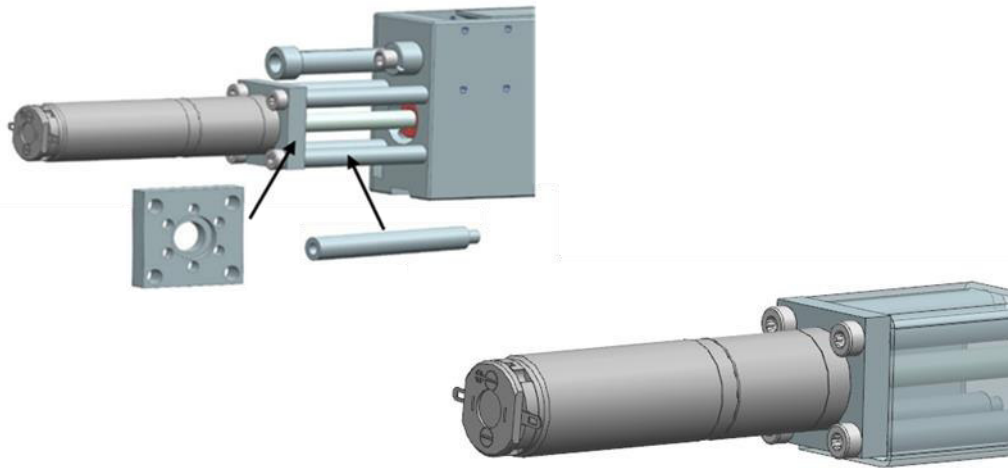


Abbildung 36: Befestigung des Antriebsstranges

4.1.2. Einbau der Mikrorolltische

In der Abbildung 38 wird ein Teil der Höhenverstellung des EASy P0 dargestellt. Die Höhenverstellung besteht unter anderem aus einer Kassette, in der sich zwei Keile sowie drei Mikrorolltische befinden. Die beiden Keile werden durch einen Mikrorolltisch miteinander verbunden. An jeden Keil wird zudem ein weiterer Mikrorolltisch festgeschraubt. Diese Mikrorolltische verbinden den jeweiligen Keil mit der Kassette. Diese Verbindung wird gewählt, damit keine Torsionen innerhalb der Keile auftreten. Des Weiteren soll durch diese Verbindung erreicht werden, dass die Keile fest positioniert sind. Auf der Rückseite des oberen Keils wird eine Nut für den einen Mikrorolltisch gefräst, sodass dieser vertikal eingebaut werden kann. Es besteht die Möglichkeit die Mikrorolltische vertikal einzubauen, da die Käfige zwangsgeführt werden. Bei dem EASy P0 ist es ausreichend, dass statt vier Miniaturlinearführungen nur drei Mikrorolltische eingebaut werden, da es zu geringeren Kräften und Momenten kommt. Auf die seitlich stabilisierende Miniaturlinearführung am unteren Keil wird verzichtet. In der nachfolgenden Abbildung 37 und Abbildung 38 ist die Anzahl der Miniaturlinearführungen bei dem EASy P1 bzw. die Anzahl der Mikrorolltische bei dem EASy P0 dargestellt.

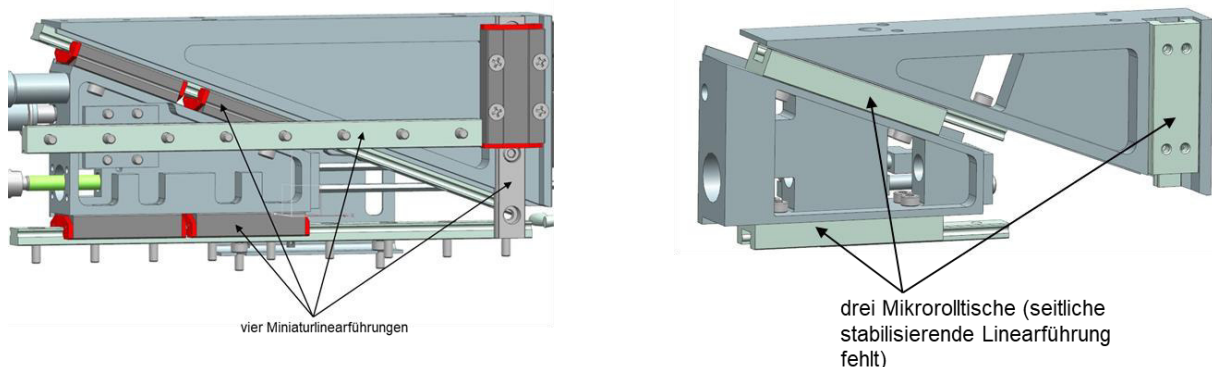


Abbildung 37: Position der Linearführungen: links: EASy P1 [14]; rechts: EASy P0

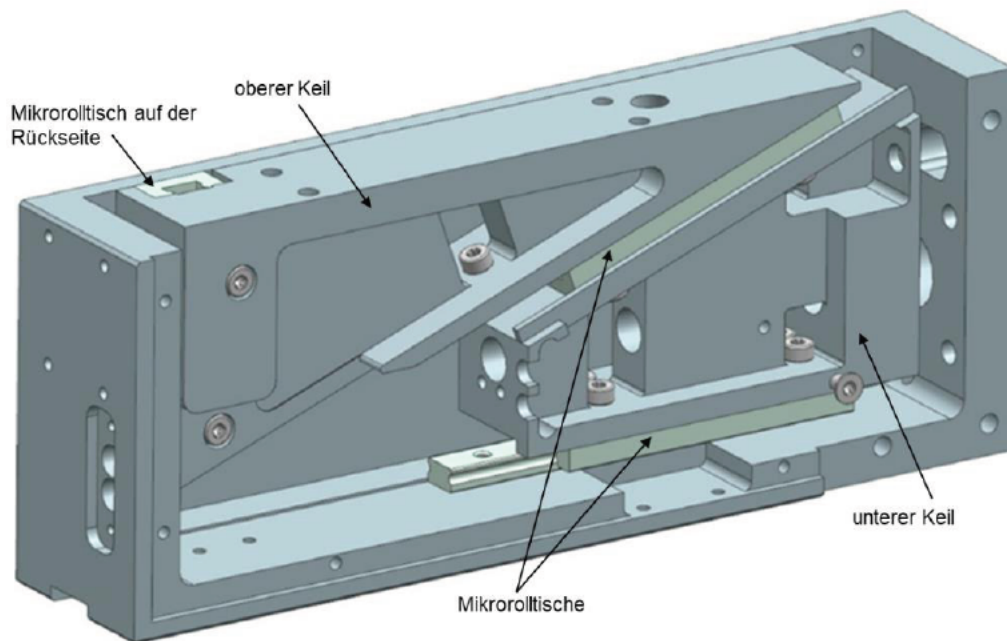


Abbildung 38: Höhenverstellung mit Kassette und Mikrorolltischen

An der Kassette und an den Keilen befinden sich Anschlagflächen für die Führungswagen und –schienen (siehe Abbildung 39). Die Höhe der Anschlagflächen werden aus dem Datenblatt des Herstellers Schneeberger entnommen (siehe Anhang D).

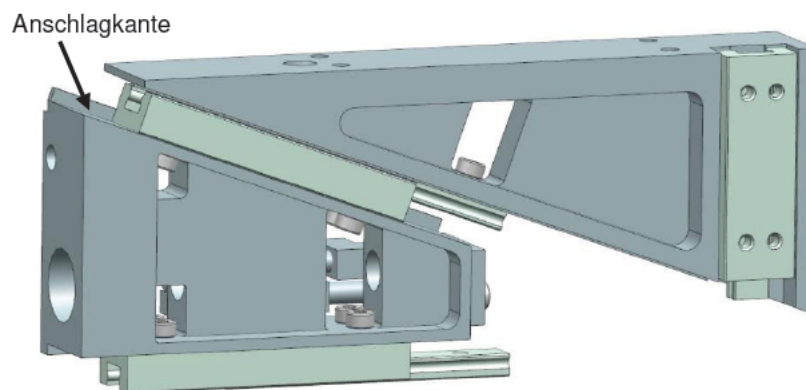
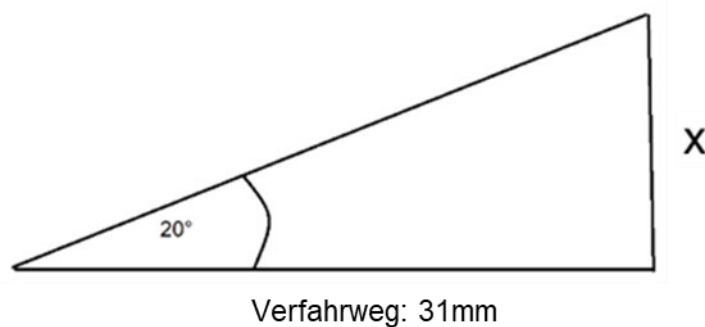


Abbildung 39: Anschlagkanten für die Mikrorolltische

Um sicherzustellen, dass der EASy P0 mehrere Jahre im Einsatz sein kann, wird unter anderem die Lebensdauer der Mikrorolltische der Firma SCHNEEBERGER GmbH MINISLIDE 5, genauer MS 5-40.31 und MS 5-30.20, überprüft. In dem Datenblatt der Firma SCHNEEBERGER GmbH wird vorgegeben, wie die Lebensdauer der Mikrorolltische zu berechnen ist. Daher bezieht sich die Berechnung der Lebensdauer auf dieses Datenblatt (siehe Anhang D). Die Berechnungen der Lebensdauer der Mikrorolltische befindet sich im Anhang A-1.2. Durch die Berechnungen kann festgestellt werden, dass eine Lebensdauer von über 200.000 Stunden für jeden Mikrorolltisch sichergestellt werden kann. Die

Verfahrensgeschwindigkeiten von den Mikrorolltischen ist relativ hoch und in der Praxis wird die gesamte Justiereinheit wahrscheinlich deutlich langsamer verfahren werden, damit eine präzise Ausrichtung der Proben/Komponenten möglich ist. Daher ist davon auszugehen, dass die Lebensdauer von den Mikrorolltischen höher liegen wird.

Die Mikrorolltische „MINISLIDE 5“ können in unterschiedlichen Systemlängen und somit in verschiedenen Hublängen erworben werden. Aufgrund der Höhe der Kassette mit 48 mm ist es nur möglich Mikrorolltische mit einer maximalen Systemlänge von 40 mm zu verwenden. In der Höhenverstellung des EASy P0 werden Mikrorolltische von dem Hersteller Schneeberger mit der Bezeichnung „MS 5-40.31“ eingebaut. Dieser Mikrorolltisch hat nur eine Gesamtlänge von 40 mm und einen maximalen Verfahrweg, in die horizontalen Raumrichtungen, von 31 mm. Durch die Angabe des maximalen Verfahrweges kann nun die maximale Höhenverstellung der Elevationsbasis ermittelt werden. Dadurch ergibt sich folgende Berechnung:



$$\tan(\alpha) = \frac{x}{31 \text{ mm}} \Rightarrow x = \tan(20^\circ) \cdot 31 \text{ mm} = 11,28 \text{ mm} \quad (4.2)$$

Daraus folgt für den vertikalen Hub $x \approx \pm 5 \text{ mm}$, da ein zusätzlicher Sicherheitsweg mit eingerechnet wird.

Laut der Anforderungsliste wäre ein verstellbarer Weg von $\pm 10 \text{ mm}$ wünschenswert, jedoch kann dieses mit den Mikrorolltisch nicht erreicht werden. Trotzdem hat der Mikrorolltisch deutlich mehr Vorteile als die Miniaturlinearführungen, sodass diese in die Konstruktion eingebaut werden. Die Vorteile der Mikrorolltische wurden bereits in dem Kapitel 3.4 „Lösungsauswahl und Begründung“ erläutert. Ferner erscheint die Begrenzung des vertikalen Hubs für die kleine Baugröße 0 sinnvoll zu sein, da diese die möglichen minimalen Gesamtmaße reduziert und zum Beispiel im experimentellen Bereich werden selten übergroße Verfahrwege erforderlich sein.

4.1.3. Nachprüfung der M2-Zylinderschraube

Die Mikrorolltische werden mit M2-Zylinderschrauben mit der Festigkeitsklasse 12.9 an den Bauteilen befestigt. Im Anhang A-1.3 befindet sich die Nachprüfung der M2-Zylinderschraube. Dabei wird eine Schraube zwischen dem unteren Keil und dem Mikrorolltisch auf statische und dynamische Sicherheit überprüft. Die Position der Zylinderschraube wird in der nachfolgenden Abbildung 40 dargestellt.

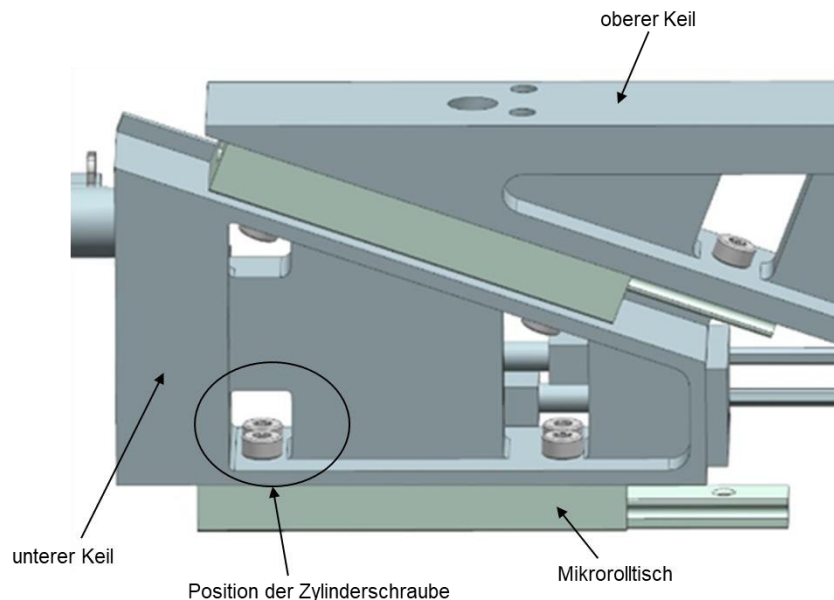


Abbildung 40: Position der M2-Zylinderschraube zwischen dem Mikrorolltisch und dem unteren Keil

Das Ergebnis der Berechnung der Zylinderschraube im Anhang A-1.3 zeigt, dass die statische Sicherheit mit 1,86 über der erforderlichen Sicherheit von 1,8 liegt. Die erforderliche Sicherheit von 1,8 bezieht sich auf Querkräfte, die wechselnd wirkend. Bei einer reinen Längskraft liegt die erforderliche Sicherheit nur noch bei 1,0. Die dynamische Sicherheit ist mit 14,74 deutlich höher als die erforderliche Sicherheit von 1,2.

In der Mitte der beiden Keile werden Taschen gefräst, damit die M2-Zylinderschrauben bei der Montage später leicht durch Durchgangsbohrungen gesteckt bzw. anschließend festgezogen werden können. Die Keile mit den Taschen werden in der Abbildung 41 dargestellt.

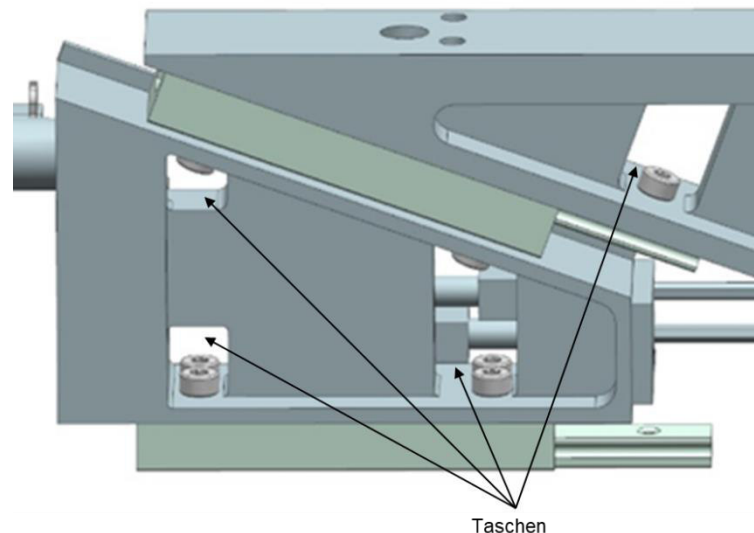


Abbildung 41: gefräste Taschen für die Montage der Zylinderschrauben

4.1.4. Einbau der Endschalter und Hardstops

Bei dem EASy P1 wurden Endschalter und Hardstops eingebaut, um zum Beispiel die Höheneinstellung zu begrenzen. In Anlehnung an die Konstruktion des EASy P1 werden auch bei dem EASy P0 Endschalter und Hardstops eingebaut. Der Einbau bzw. die Konstruktion dieser Bauteile wird in Anlehnung an die Baugröße 1 übernommen [14].

Der maximale vertikale Hub der Höhenverstellung des EASy P0 soll eingehalten werden, indem „Ultraminiatur-Schalter DH“ der Firma ZF Friedrichshafen AG eingebaut werden. Der Vorteil von diesen Schaltern ist, dass sie eine sehr geringe Baugröße aufweisen. Sie sind nur 8,2 mm breit, 2,7 mm tief und sie besitzen eine Höhe von 6,2 mm. Damit eignen sie sich besonders gut für diese Baugröße des Easy Alignment Systems. In der Höhenverstellung werden insgesamt zwei Ultraminiaturschalter eingebaut. Sie begrenzen jeweils den einstellbaren Hubweg von maximal $\pm 5 \text{ mm}$. Die Schalter werden an zwei Blechen festgeschraubt. In den Blechen befinden sich insgesamt vier Langlöcher. Zwei Langlöcher werden davon benötigt, damit die Schalter während der Montage in der richtigen Höhe positioniert werden können, sodass sie auch auslösen, wenn die schräge Fläche des Bauteils „Endschalterbetätiger“ an den Rolltaster fährt. Die anderen beiden Langlöcher können zur Befestigung der Kabel von den Endschaltern benutzt werden. Damit die Kabel der Endschalter aus der Kassette geführt werden können, befinden sich in der Kassette Kabelkanäle. Die beiden Bauteile „Endschalterbetätiger“ befinden sich auf der sogenannten Verstelleinheit. Mit einem Inbusschlüssel kann die Verstelleinheit von außen eingestellt werden, sodass der benötigte Verfahrensweg des EASys durch die Ultraminiatur-Schalter begrenzt wird (siehe Abbildung 42). Diese Konstruktion bzw. Entwicklung stammt aus dem Easy Alignment System Typ Precision der Baugröße 1. [14]

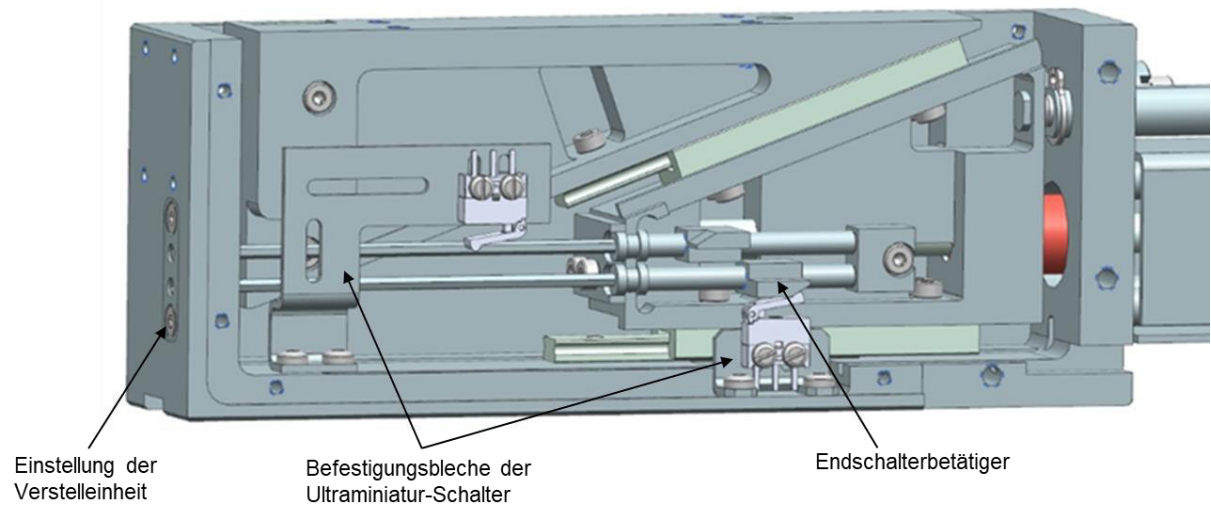


Abbildung 42: Befestigung der Ultraminiatur-Schalter

Die zweite Sicherheitseinrichtung bzw. Konstruktion der einstellbaren mechanischen Hardstops stammt auch aus dem EASy P1. [14]

Als zweite Sicherheitseinrichtung befinden sich an der Kassette zusätzliche einstellbare mechanische Hardstops. Dabei handelt es sich um zwei Hohlschrauben, in denen sich jeweils eine verstellbare Schraube befindet. Die Hohlschrauben werden durch die dazugehörigen Bohrungen in der Kassette geführt. Die eine verstellbare Schraube wird mit einem Widerlager verschraubt, das sich in dem unteren Keil befindet. Wenn jetzt die eine Endposition des Keils erreicht ist, wird die eine Hohlschraube an der Außenseite der Kassette anschlagen und verhindert somit unzulässige Bewegungen des EASys. Die zweite Hohlschraube stoppt den unteren Keil, wenn die andere Endposition erreicht ist.

Damit die Änderung der Höhe festgestellt werden kann, wird ein Messsystem benötigt. Generell wird der Encoder MR, der Firma maxon motor GmbH, zur Positioniererfassung bei dem EASy P0 verwendet. Außerdem besteht bei dem EASy P0 die Möglichkeit das Laserinterferometer der Firma attocube systems AG zusätzlich einzubauen. Zusätzliche Angaben zum Laserinterferometer wurden in dem Kapitel 3.4 „Lösungsauswahl und Begründung“ genannt.

4.1.5. Zusammenbau der Elevationsbasis

Die gesamte Baugruppe „Höhenverstellung mit Antriebseinheit“ wird in den Abbildung 43 und Abbildung 44 mit bzw. ohne Deckblech und Insert dargestellt. In dem Deckblech befinden sich noch zwei gefräste Taschen, damit die Schraubenköpfe von den Ultraminiaturschaltern nicht mit dem Deckblech kollidieren. Außerdem kann durch die zusätzlichen Taschen notfalls die Höhe der Ultraminiaturschalter richtig eingestellt werden, damit sie korrekt auslösen.

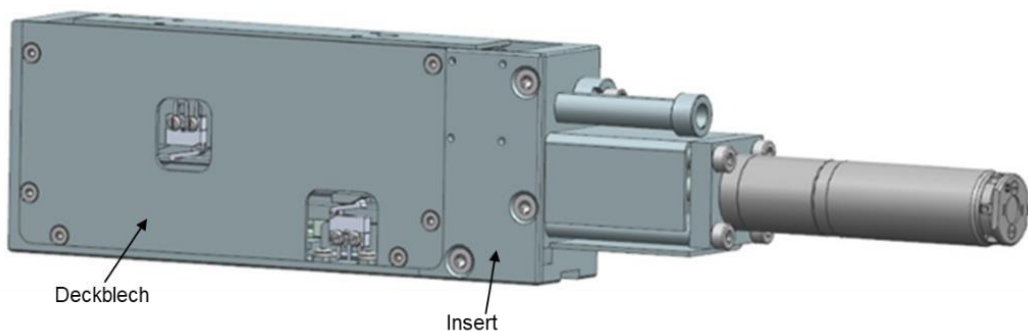


Abbildung 43: Höhenverstellung mit Deckblech und Insert

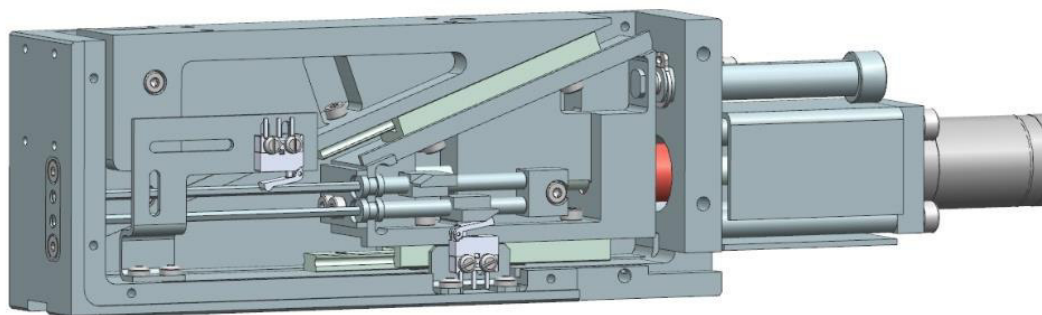


Abbildung 44: Höhenverstellung ohne Deckblech und Insert

Für die Elevationsbasis werden insgesamt drei „Höhenverstellungen mit Antriebseinheit“ benötigt. An diesen drei Baugruppen ist die Montageplatte festgeschraubt. Außerdem ist an jeder Höhenverstellung ein Konsolendrehflansch mit einem Integralfuß befestigt. Die gesamte Baugruppe ist zudem auf den Mikrorolltischen der Basisplatte befestigt. Der gesamte Zusammenbau der Elevationsbasis ist in der Abbildung 45 dargestellt.

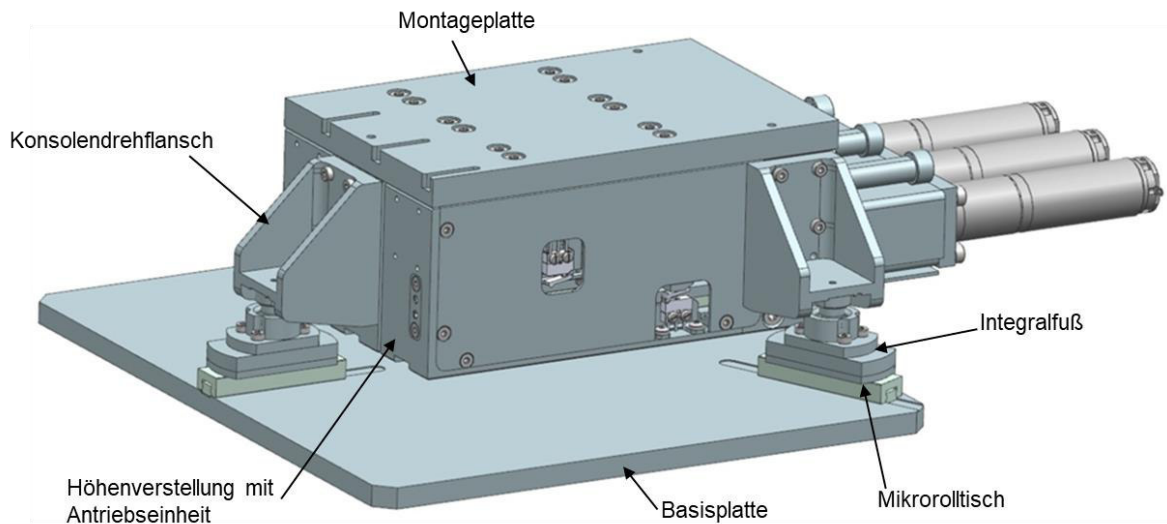


Abbildung 45: Zusammenbau der Elevationsbasis

Unterhalb der Höhenverstellung befinden sich zusätzliche Gewindebohrungen, sodass es möglich ist, die IntegrafüÙe direkt an die Höhenverstellung ohne Konsolendrehflansch zu befestigen. Der Vorteil von dieser Befestigung ist, dass der gesamte EASy in der Breite kompakter wird. Allerdings verringert sich dadurch die Aufstandsfläche und die Gesamthöhe erhöht sich. In der nachfolgenden Abbildung 46 die Elevationsbasis mit den IntegrafüÙen unter der Höhenverstellung dargestellt. Diese Möglichkeit besteht schon beim EASy P1[14].

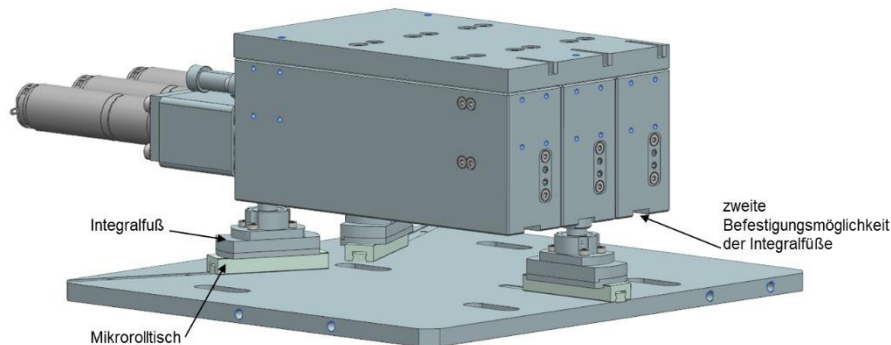


Abbildung 46: zweite Möglichkeit die IntegrafüÙe zu befestigen

Jede Höhenverstellung besitzt eine eigene Antriebseinheit. Dadurch ist es möglich, dass jede Höhenverstellung eine unterschiedliche Höhe aufweist. In den IntegrafüÙen befinden sich weiterhin Kugelgelenke, sodass es möglich ist, eine Kippstellung zu realisieren. Laut der Anforderungsliste wäre es wünschenswert, wenn der EASy P0 auch manuell verstellbar wäre. Durch die Verwendung einer integrierten Spindelgetriebe-Motoreinheit ist es nicht einfach möglich, den EASy P0 manuell zu betätigen, da die Kugelumlaufspindel und das Planetengetriebe sowie der Motor fest miteinander verbunden sind. Jedoch könnte eventuell als manueller Antrieb ein Handsteuergerät verwendet werden. Dieses müsste dann über eine zusätzliche Software programmiert werden.

4.2. Konstruktion des Kreuzdrehtisches

Der Kreuzdrehtisch des Easy Alignment System P0 besteht wie die bisherigen Baugrößen aus folgenden Bauteilen:

- einer Fixplatte
- einer Longitudinalplatte
- einer Transversalplatte
- einer Rotationsplatte.

4.2.1. Zusammenbau der Fixplatte und der Longitudinalplatte

Um die Verschiebung längs zum Strahl zu ermöglichen, werden zwei Mikrorolltische mit der Baugröße „MS 5-40.31“ auf der Fixplatte befestigt. Außerdem ist eine schräggestellte Nut gefräst, in der ein Mikrorolltisch, der Baugröße 4, geschraubt ist. Auf diesem Mikrorolltisch ist ein sogenanntes Zapfenlager geschraubt. Dieser Aufbau ist in der Abbildung 47 dargestellt.

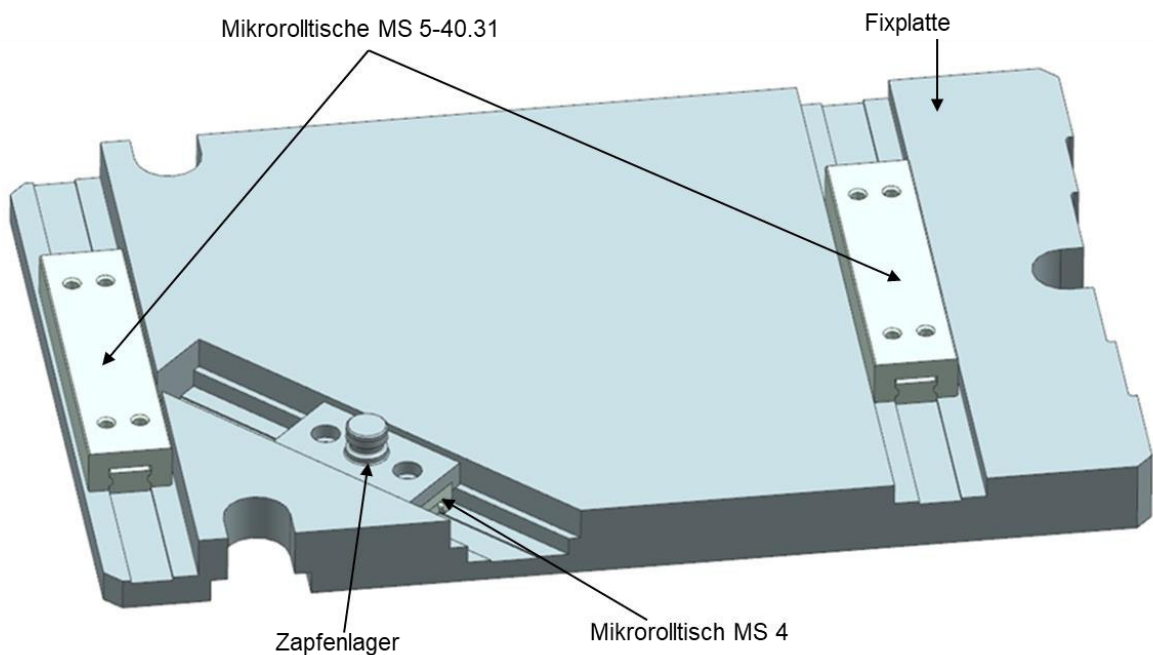


Abbildung 47: Fixplatte mit Mikrorolltischen und Zapfenlager

Der Zapfen des Zapfenlagers besitzt eine Passung auf den der Mitnehmer gesteckt ist. Zwischen den beiden Bauteilen entsteht somit ein Kraftschluss. Darauf ist die Longitudinalplatte auf die beiden äußeren Mikrorolltische festgeschraubt. Dabei existiert zwischen der Fixplatte und Longitudinalplatte ein 0,5 mm Luftspalt. Dieser Luftspalt wird benötigt, damit keine Reibung zwischen den beiden Platten auftritt.

Zum Verfahren der Longitudinalplatte wird die gleiche Antriebseinheit wie bei der Elevationsbasis verwendet. In der rechten Nut der Longitudinalplatte befindet sich ein Mitnehmer, der auf dem Zapfenlager sitzt. Die Einschraubmutter der Kugelumlaufspindel ist in den Mitnehmer geschraubt. Dieser Zusammenbau ist in der Abbildung 48 dargestellt. Bei der Montage muss die Einschraubmutter mit dem oben genannten Montagewerkzeug festgezogen werden (siehe Abbildung 48).

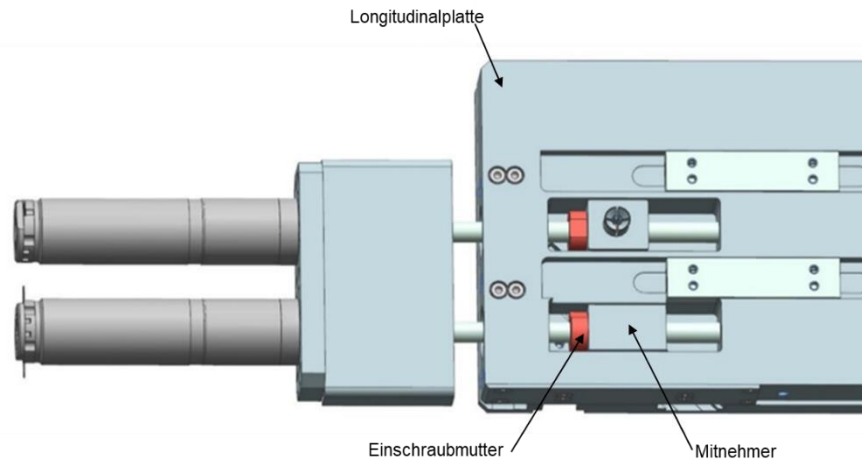


Abbildung 48: Zusammenbau der Longitudinalplatte

Um sicherzustellen, dass der Mitnehmer zentrisch in der Nut läuft und ausreichend geführt wird, ist an der Seite des Mitnehmers eine Platte befestigt, worauf ein weiterer Mikrorolltisch festgeschraubt ist. Dieser Mikrorolltisch ist wiederum an der Außenfläche der Longitudinalplatte durch einen Deckel befestigt. Der gesamte Aufbau ist in den nachfolgenden Abbildung 49, Abbildung 50 und Abbildung 51 dargestellt.

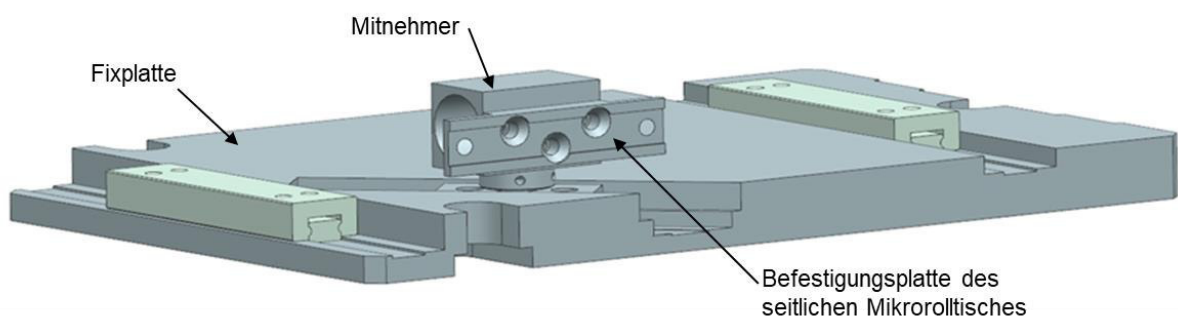


Abbildung 49: Mitnehmer mit Befestigungsplatte des Mikrorolltisches

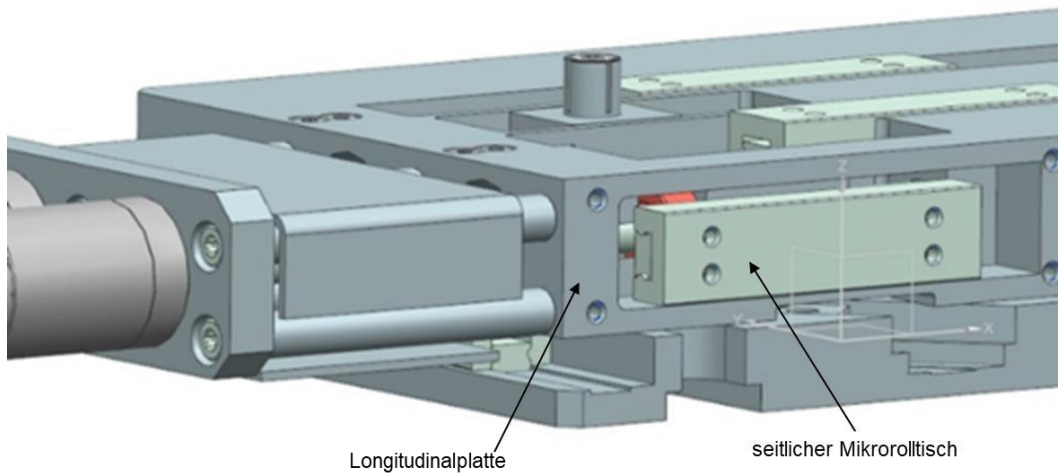


Abbildung 50: Befestigung des Mikrorolltisches

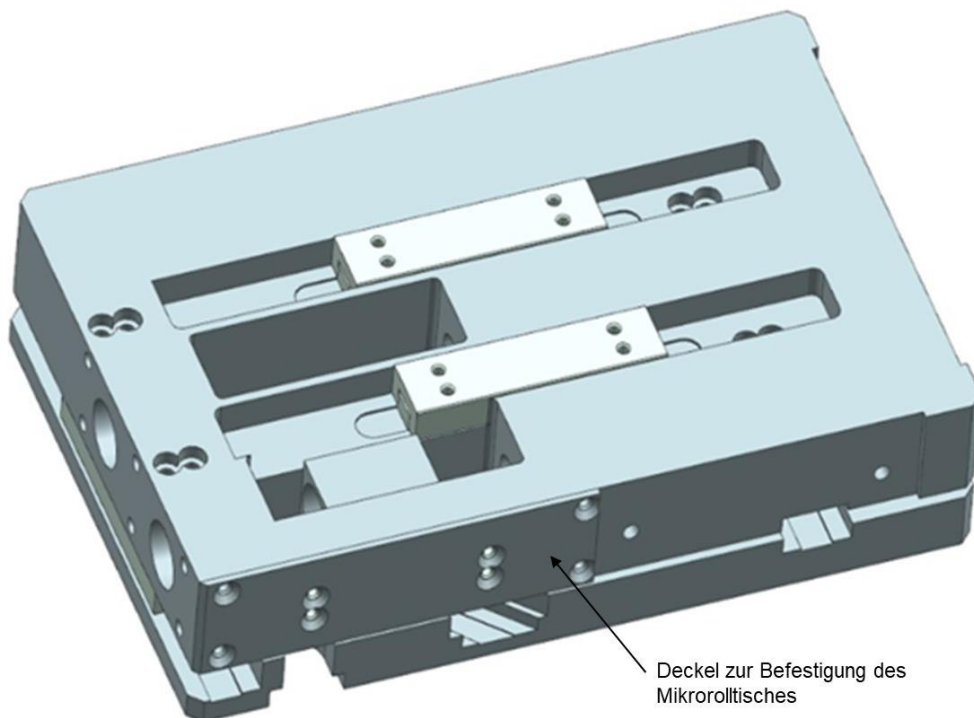


Abbildung 51: Deckblech zur Befestigung des seitlichen Mikrorolltisches

Wenn der Mitnehmer durch die Kugelumlaufspindel seine Position verändert, kommt es zu einer Kraftübertragung auf das Zapfenlager. Dadurch verschiebt sich der Mikrorolltisch des Zapfenlagers und die beiden äußeren Mikrorolltische auf der Fixplatte verfahren längs zum Strahl. Dieses Verfahren wird auch schon bei den restlichen Baugrößen des Easy Alignment System verwendet.

4.2.2. Zusammenbau der Transversalplatte und des Kulissensteins

Für die Verschiebung quer zum Strahl ist die Transversalplatte verantwortlich. Dazu sind wie bisher zwei Mikrorolltische auf der Longitudinalplatte befestigt. Auf die Führungswagen der Mikrorolltische ist die Transversalplatte festgeschraubt. Außerdem befindet sich in der mittleren Nut der Longitudinalplatte der sogenannte Kulissenstein. Der Zapfen des Kulissensteines sitzt in der Transversalplatte. Zwischen den beiden Bauteilen ist eine Passung hergestellt, damit kein Spiel in der Bohrung auftritt. Ferner wird durch eine Senkschraube der Zapfen des Kulissensteins gespreizt, sodass ein Kraftschluss zwischen der Transversalplatte und dem Kulissenstein entsteht (siehe Abbildung 52).

Bei dem EASy P1 wird auch die Transversalplatte und der Kulissenstein durch eine Spreizung der Senkschraube miteinander verbunden [14].

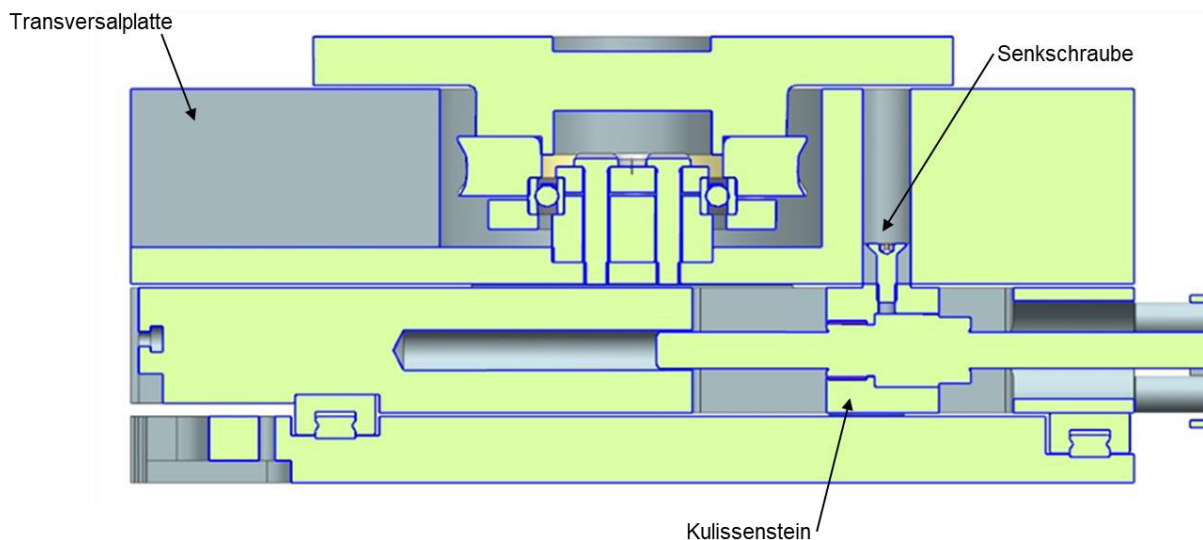


Abbildung 52: Befestigung des Kulissensteins in der Transversalplatte

4.2.3. Zusammenbau der Transversalplatte

Zum Verfahren der Transversalplatte wird die gleiche Antriebseinheit wie bei der Longitudinalplatte verwendet. Die beiden Antriebseinheiten für die Längs- und Querverschiebung sind durch eine Platte und sechs Bolzen an der Longitudinalplatte festgeschraubt. Im Gegensatz zur Elevationsbasis können beim Kreuzdrehtisch beide Antriebseinheiten an eine Platte geschraubt werden (siehe Abbildung 53). Bei der Elevationsbasis ist dieses nicht möglich, da jede Kassette bzw. „Höhenverstellung mit Antriebseinheit“ separat verfahren werden kann.

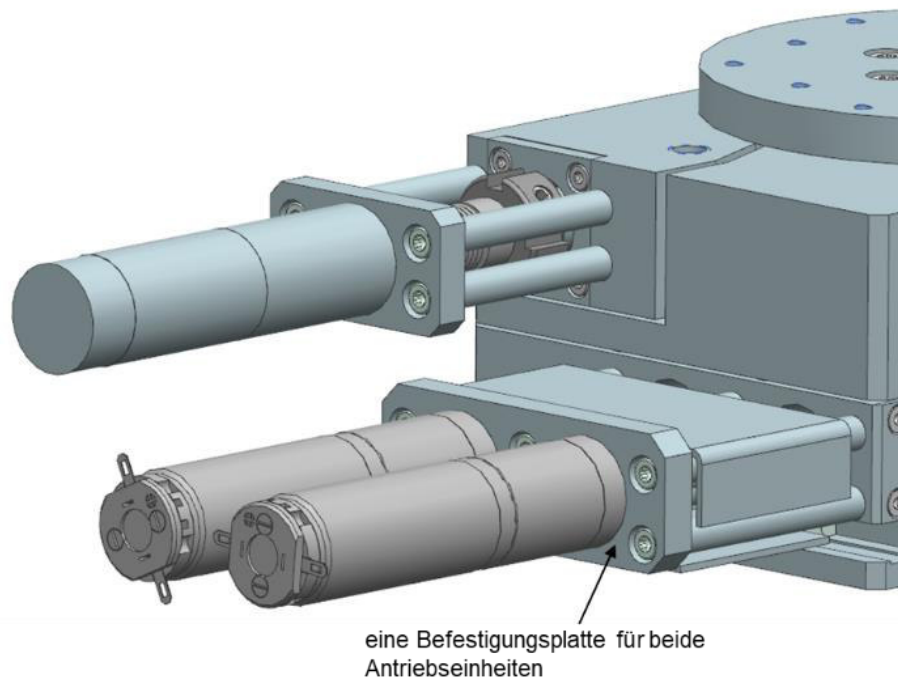
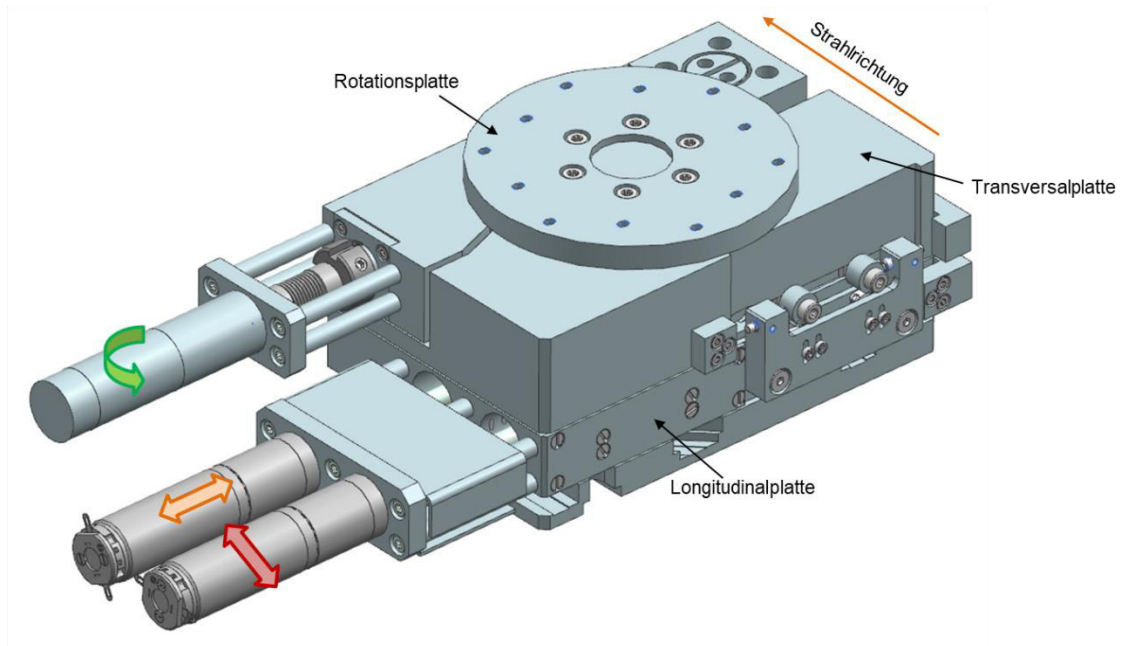


Abbildung 53: Befestigungsplatte für beide Antriebseinheiten

Bei dieser Baugröße ist die Antriebseinheit für die Rotationsbewegung an der Transversalplatte befestigt bzw. die anderen Beiden an der Longitudinalplatte. Diese Anordnung wird in der nachfolgenden Abbildung 54 dargestellt. Außerdem ist die Transversalplatte aus mehreren Bauteilen aufgebaut sein, die anschließend beschrieben werden und vorab schon in der Abbildung 55 dargestellt sind.






-  Verschiebung längs zum Strahl
-  Verschiebung quer zum Strahl
-  Drehung um die Hochachse

Abbildung 54: Anordnung der Antriebseinheiten

Die Rotationsbewegung der Rotationsplatte erfolgt bei dem EASy P0 durch ein Schneckengetriebe. Dadurch ist es in Zukunft möglich, dass man die Rotationsplatte um 360° verstellen kann. Gerade für den Einsatz im experimentellen Bereich ist dies von großem Vorteil.

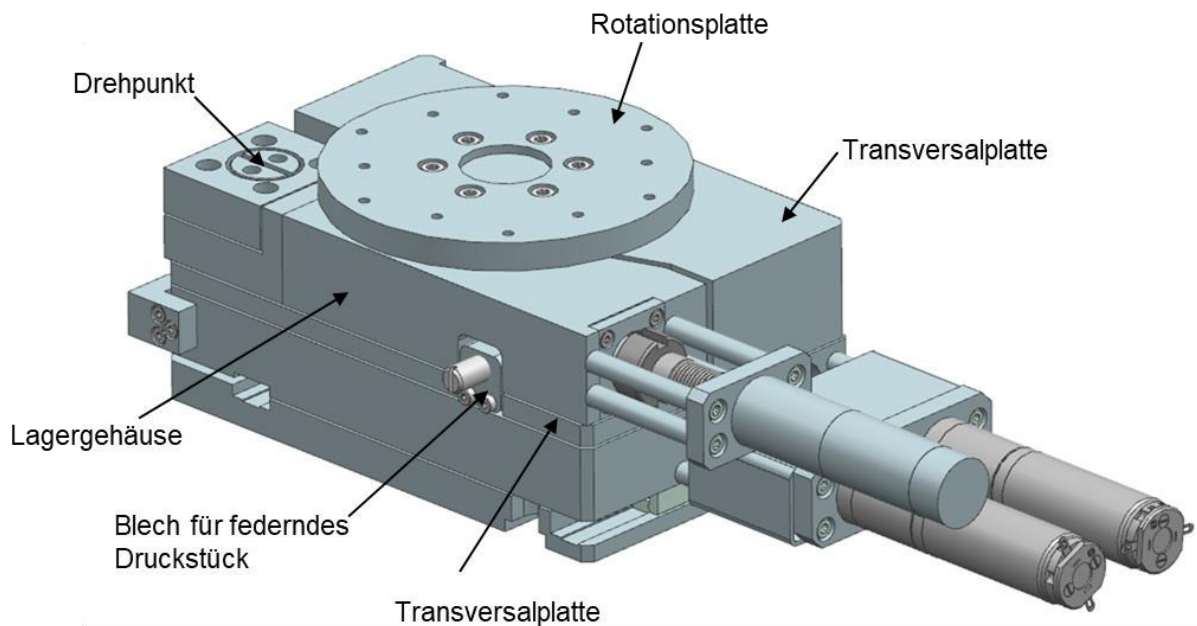


Abbildung 55: Zusammenbau der Transversalplatte

4.2.4. Erzeugung der Rotationsbewegung der Rotationsplatte

In der Mitte der Transversalplatte befindet sich ein Vierpunktlager. Das Vierpunktlager hat die Aufgabe die Traglast von maximal 10 kg aufzunehmen. Dazu wird ein Vierpunktlager „Q 1803 TW“ der Firma SBN Wälzlager verwendet. Dieses weist eine zulässige statische Traglast von 1.590 N und eine dynamische Traglast von 2.330 N auf. Das Datenblatt des verwendeten Vierpunktlagers befindet sich im Anhang D. Die Rotationsbewegung des Vierpunktlagers wird ermöglicht, indem der Innenring fest mit der Transversalplatte verbunden sein muss und nur der Außenring darf sich mit der Rotationsplatte zusammen bewegen. Dazu ist der Innenring fest zwischen einem unteren und oberem Flansch eingespannt. Zwischen den beiden Flanschen befindet sich ein Luftspalt von 0,5 mm, wodurch die Klemmung des Innenrings ermöglicht wird. Gleichzeitig ist eine Übergangspassung zwischen dem Vierpunktlager und den Flanschen gefertigt, damit dort kein Spiel entstehen kann. Das Vierpunktlager wird mit den Flanschen an der Transversalplatte festgeschraubt.

Der Außenring des Vierpunktlagers ist durch einen weiteren Flansch und dem Globoidschneckenrad geklemmt. Da diese Bauteile nicht mit der Transversalplatte festverbunden sind, kann das Vierpunktlager rotieren und somit auch die Rotationsplatte. Der gesamte Einbau des Vierpunktlagers wird in der Abbildung 56 dargestellt.

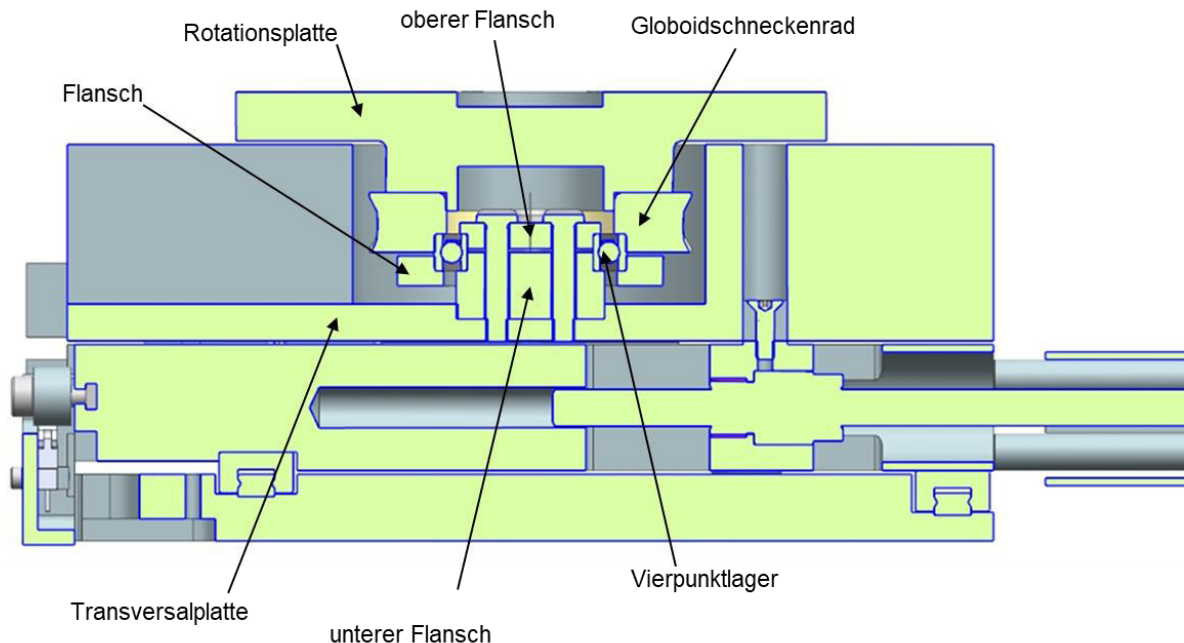


Abbildung 56: Befestigung des Vierpunktlagers

Um sicherzugehen, dass das Vierpunktlager auch eine angemessene Lebensdauer aufweist, wird diese in der Berechnung im Anhang A-1.4 ermittelt. Das Ergebnis der Berechnung ist, dass die Lebensdauer mit über 800.000 h ausreichend groß ist.

Das Schneckenrad wird durch eine Zylinderschnecke angetrieben. Diese Zylinderschnecke ist als Schneckenwelle hergestellt, damit ein Spiel zwischen der Welle und der Schnecke ausgeschlossen werden kann. Diese Art ist in diesem Fall vorteilhafter als eine Welle-Nabe-Verbindung zwischen der Welle und der Schnecke herzustellen, wodurch unter anderem auch die Fertigungskosten steigen würden.

Die Schneckenwelle ist in einer eigenen Baugruppe gelagert. Diese Baugruppe ist auf der Transversalplatte befestigt und setzt sich aus folgenden Bauteilen zusammen:

- Motor mit Planetengetriebe und Encoder
- Miniaturbalgkupplung
- Schneckenwelle
- zwei Vierpunktlager als Drehpunkt.

Die Antriebseinheit der Firma maxon motor GmbH setzt sich zusammen aus einem DC-Motor, einem dazugehörigen Planetengetriebe sowie einem Encoder. Um den Wellenversatz zwischen der Abtriebswelle des Planetengetriebes und der Schneckenwelle auszugleichen, ist eine Miniaturbalgkupplung der Firma R+W Antriebselemente eingebaut. Das Datenblatt der Miniaturbalgkupplung befindet sich im Anhang D.

Damit das eingebrachte Moment des Planetengetriebes übertragen werden kann, wird die Schneckenwelle und Schneckenrad mit folgender Berechnung im Anhang A-1.5 ausgelegt. Durch die Berechnung kann festgestellt werden, dass ein Achsabstand von 26 mm benötigt wird. Die Schneckenwelle und das Globoidschneckenrad sind in der Abbildung 57 dargestellt.

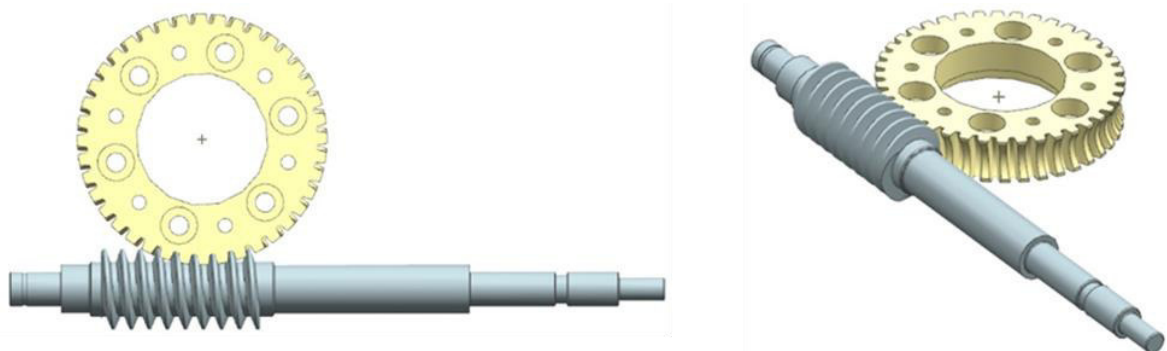


Abbildung 57: Schneckenwelle und Globoidschneckenrad: links: Draufsicht; rechts: Isometrisch

Die Schneckenwelle ist aus einem Einsatzstahl 16MnCr5 hergestellt. Das Schneckenrad ist aus einer Kupfer-Zinn-Legierung CuSn12Ni gefertigt. Es wurde diese Werkstoffgruppierung gewählt, da die Kupfer-Zinn-Legierung gute Gleiteigenschaften aufweist und der Einsatzstahl der Schneckenwelle besonders verschleißfest ist.

Am Ende der Schneckenwelle befindet sich ein Absatz, sodass die Kupplung dort in axial Richtung gegenläuft.

Die Schneckenwelle ist mit einer Fest-Los-Lagerung in dem Lagergehäuse gelagert. Auf der Seite des Festlagers werden zwei Schrägkugellager verwendet und bei dem Loslager ein Rillenkugellager. Der Grund dafür ist die statisch bestimmte Lagerung der Schneckenwelle. Wenn sich die Schneckenwelle im Betrieb erwärmen sollte, kann sie sich so in der Axialrichtung ohne Zwängung ausdehnen. Gleichzeitig wird sich die Welle auch radial ausdehnen wollen, welches die Schrägkugellager ausgleichen können. Außerdem sind die Axialkräfte von der Schneckenwelle vergleichsweise hoch, sodass die Welle stärker gelagert wird. Dazu drückt an den Innenring des vorderen Schrägkugellagers eine Buchse, die wiederum durch eine Nutmutter in Axialrichtung gesichert ist. Der Innenring des hinteren Schrägkugellagers liegt an einen Wellenabsatz an. Die Außenringe der Schrägkugellager sind durch einen Absatz in dem Lagergehäuse und durch ein zusätzliches Gehäuse geklemmt.

Der Innenring des Rillenkugellagers ist durch einen Absatz in der Schneckenwelle und einem Sicherungsring geklemmt. Der Außenring läuft frei, sodass ein Loslager entsteht.

Die Fest- Los- Lagerung ist Abbildung 58 in der dargestellt.

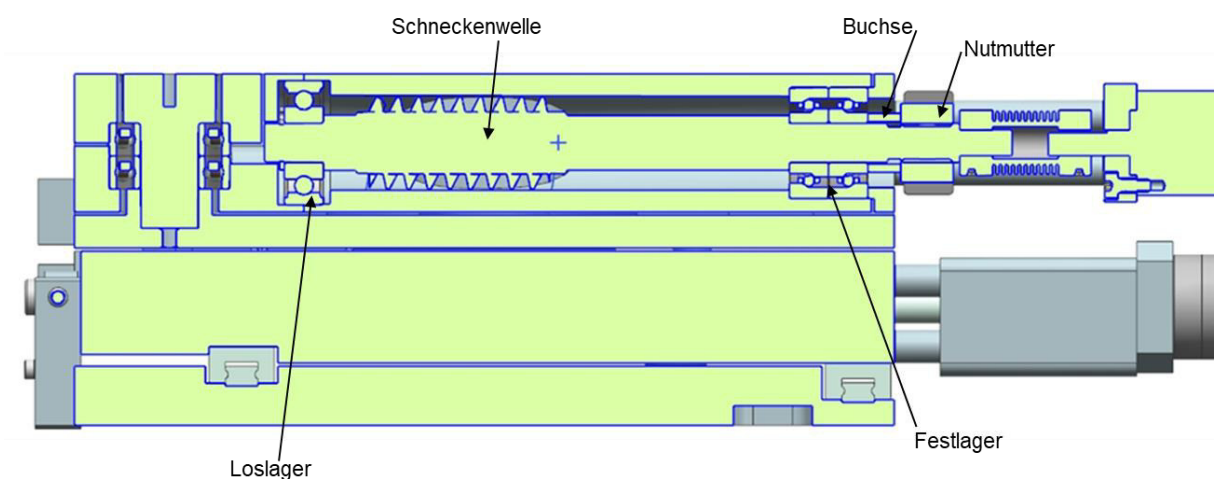


Abbildung 58: Fest-Los-Lagerung der Schneckenwelle

Um ein Axialspiel zwischen dem Schneckenrad und der Schnecke zu verhindern, ist an die Transversalplatte ein zusätzliches Bauteil/Blech geschraubt, in dem sich ein federndes Druckstück befindet. Dieses Druckstück drückt gegen das Lagergehäuse, verdreht dieses und sorgt so für eine spielarme Anlage der Schnecke (siehe Abbildung 59). Für diese Verdrehung wird ein Drehpunkt benötigt.

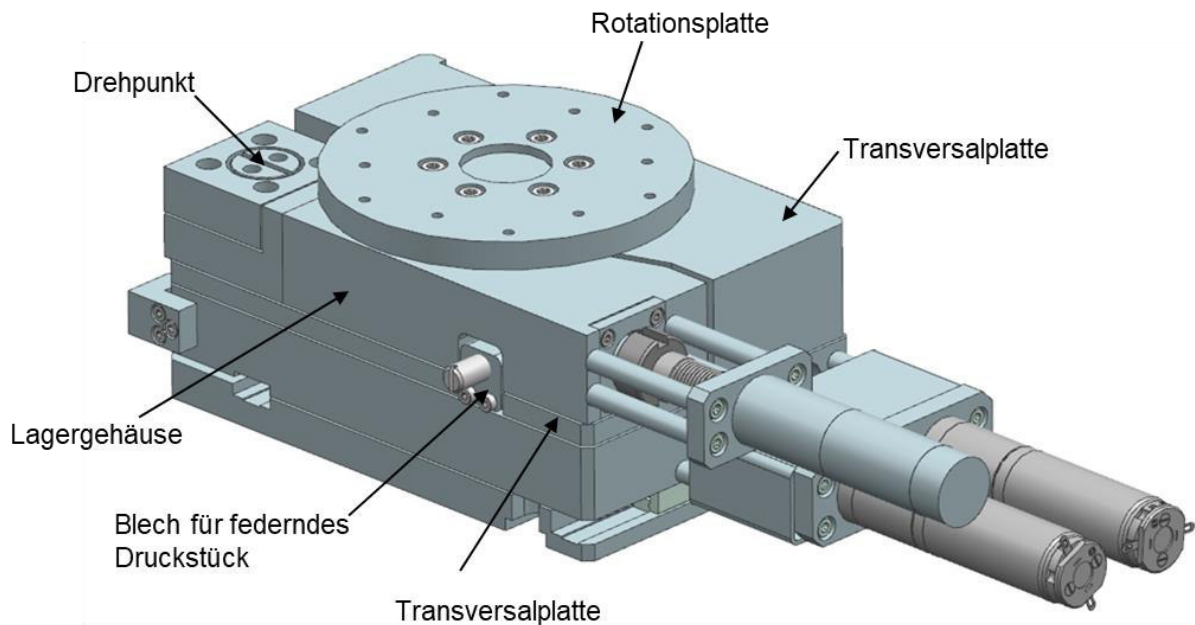


Abbildung 59: Einstellung des Axialspiels

Dieser Drehpunkt ist durch zwei Vierpunktlager realisiert. Zwar ist die Schneckenwelle in dem Lagergehäuse gelagert, trotzdem wirken relativ hohe Kräfte und Momente auf die Schnecke, sodass zwei Vierpunktlager als Drehpunkt gewählt worden. Am Ende der Schneckenwelle befindet sich das Rillenkugellager. Bis zur Hälfte des Außenringes dieses Kugellagers sitzt das Lagergehäuse. Auf der anderen Hälfte des Außenringes ist ein zusätzliches Bauteil positioniert, sodass dieses zentrisch zu der gesamten Schneckenwelle läuft. Es wird eine Rotation der Vierpunktlager ermöglicht, indem die Innenringe fest sind und die Außenringe sich bewegen. In der Transversalplatte ist ein zusätzlicher Absatz gefertigt, worauf der Innenring des unteren Vierpunktlers positioniert ist. Eine extra hergestellte Schraube ist durch die beiden Vierpunktlager gesteckt und verschraubt diese mit der Transversalplatte, sodass die Innenringe geklemmt bzw. fest sind. Um sicherzustellen, dass kein Spiel zwischen der Schraube und den Vierpunktlagern entsteht, ist eine Übergangspassung zwischen diesen Bauteilen gefertigt. Außerdem befindet sich an der Transversalplatte ein zusätzlicher Absatz, sodass die Schraube dort zentriert ist.

In dem zusätzlichen Bauteil, das auf dem Rillenkugellager sitzt, befindet sich ein Absatz. In diesen Absatz ist der Außenring des unteren Vierpunktlagers positioniert. Auf den Außenring des zweiten Vierpunktlagers ist ein Flansch gesetzt und mit dem zweiten Lagergehäuse verschraubt. Da sich zwischen dem zweiten Lagergehäuse und dem Flansch ein Luftspalt befindet, sind die Außenringe geklemmt.

In der nachfolgenden Abbildung 60 und Abbildung 61 ist die Lagerung der Schneckenwelle mit dem Drehpunkt für die Einstellung des Axialspiels dargestellt.

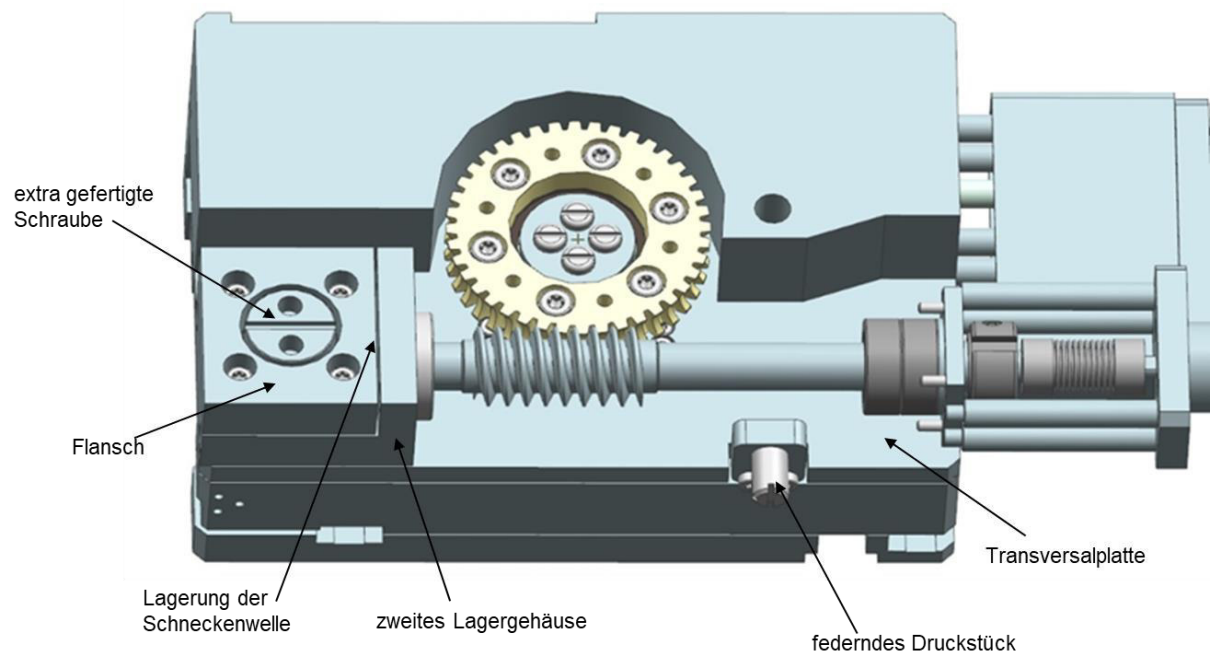


Abbildung 60: Aufbau des Drehpunktes

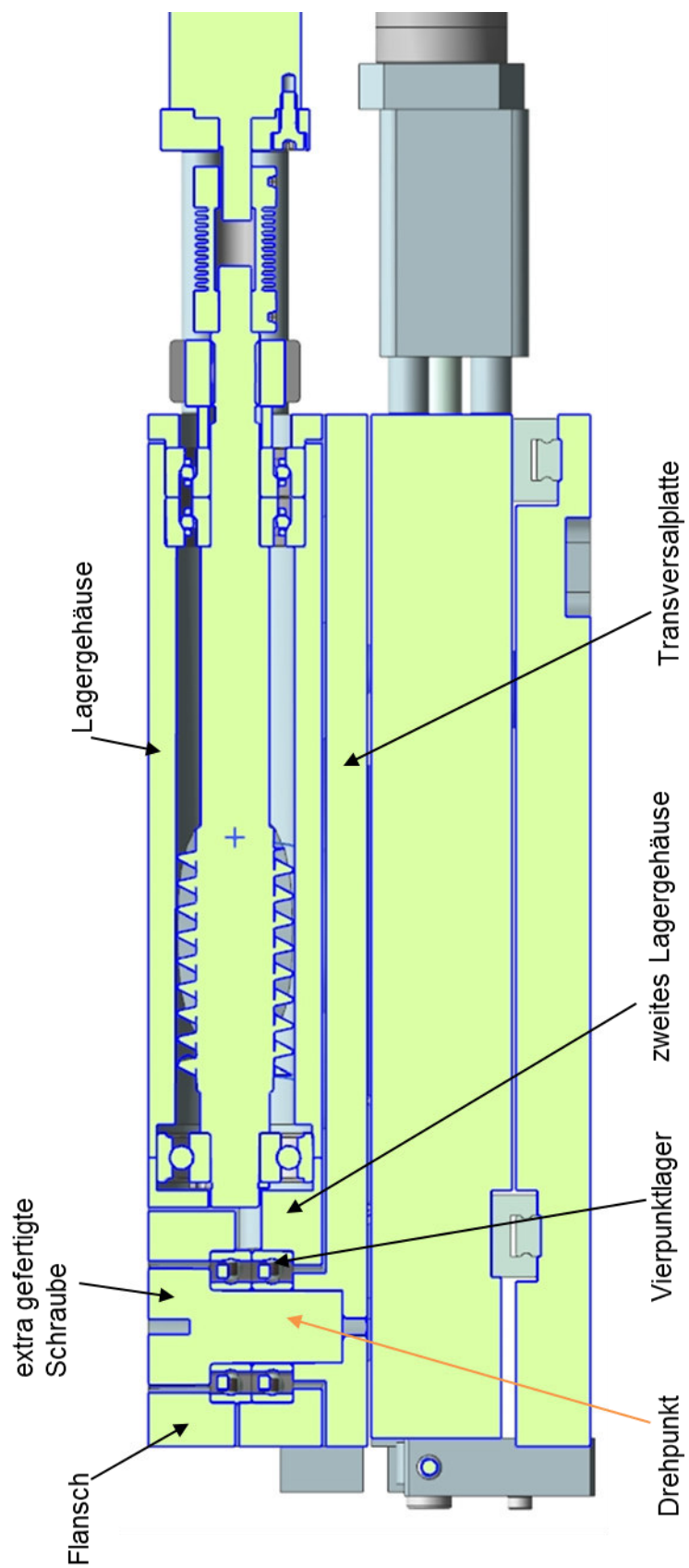


Abbildung 61: Schnittdarstellung des Drehpunktes

5. FEM-Analyse

Bei der Finiten Elemente Methode (FEM) handelt es sich um eine computerbasierende Berechnungsmethode. Durch die FEM ist es schon im frühen Stadium der Produktentwicklung möglich, Aussagen über die physikalischen Eigenschaften eines Bauteils zu treffen, sodass insgesamt die Entwicklungszeit verkürzt werden kann. Dabei ist jedoch zu beachten, dass die Lösungen dieser Berechnungsmethode nicht so exakt sind wie die analytische Lösung. Trotzdem wird sie gerade bei sehr komplexen Bauteilgeometrien eingesetzt, da es fast nicht möglich ist, diese mit einem analytischen Verfahren zu berechnen. Bei der FEM wird über ein Bauteil eine Netzstruktur gelegt, die aus kleinen Elementen und Knotenpunkten aufgebaut ist. Eine kontinuierliche Geometrie wird durch eine diskrete Verteilung von finiten Elementen ersetzt und somit berechenbar für computerbasierte Algorithmen. Je feiner die Vernetzungsstruktur ist, desto genauer werden die Ergebnisse der FEM. Allerdings muss beachtet werden, dass gleichzeitig mehr Rechenleistung sowie Berechnungszeit benötigt wird. Daher sollte immer die Lösungsgenauigkeit und die Berechnungszeit in einem angemessenen Verhältnis stehen. Dazu wird in dem Unterkapitel „Netzstudie“ noch eine Untersuchung stattfinden.

Die Ansatzgleichung für die Berechnung der FEM-Modelle lautet:

$$[K] \cdot \{U\} = [F] \quad (5.1)$$

Dabei steht K für die Steifigkeitsmatrix, U für die Verschiebungen und F für die Kräfte und Momente. Durch das Lösen dieses linearen Gleichungssystems erhält man die Verschiebungen des FEM-Modells.

Die Netzstruktur setzt sich aus Elementen und Knotenpunkten zusammen, die oft auf linearen oder quadratischen Ansatzfunktionen basieren. Der Unterschied zwischen den beiden Ansätzen ist, dass der quadratische Ansatz nicht nur auf den Eckpunkten Knoten hat, sondern auch noch einen Stützpunkt in der Mitte zum Beispiel bei einem Stab hat. Wenn nun der lineare und quadratische Ansatz in einem Diagramm verglichen wird, kann festgestellt werden, dass die lineare Ansatzfunktion eine lineare Steigung besitzt. Die quadratische Ansatzfunktion hingegen verläuft parabelförmig (siehe Abbildung 62).

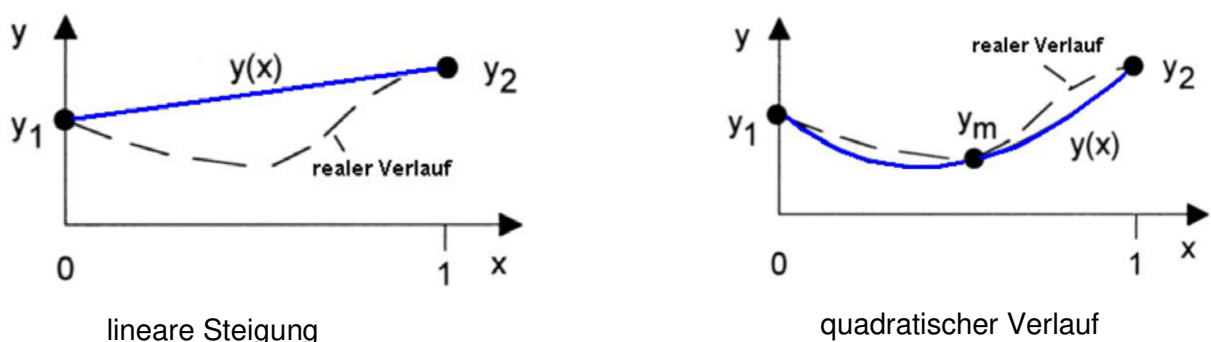


Abbildung 62: Verlauf der Ansatzfunktionen [39]

In der Abbildung 63 ist anhand eines Beispiels der Unterschied der linearen und quadratischen Ansatzfunktionen im Hinblick auf die Vernetzung dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass die Geometrie des 2D-Modells durch den mittleren Stützpunkt noch genauer nachgebildet wird. Daher wird in der FEM in der Regel dazu geraten, quadratische Ansatzfunktionen zu benutzen, weil zum Beispiel die Ergebnisse von den Verformungen genauer sind.



Abbildung 63: Lineare und quadratische Ansatzfunktionen [39]

Bei der Gestaltung der Netzstruktur ist außerdem darauf zu achten, dass bestimmte Geometrien eines Bauteils, die keinen Einfluss auf die Steifigkeit und das Modellverhalten haben, wie zum Beispiel kleinere Bohrungen, möglichst aus dem Bauteil vor der FEM-Analyse entfernt werden. Der relevante Auswertungsbereich eines FEM-Modells liegt hauptsächlich in der festigkeitskritischen Betrachtung von zum Beispiel Querschnitten und Absätzen. Ferner soll die Zeit, die zur Erstellung der Netzstruktur benötigt wird sowie später die gesamte Berechnungszeit des FEM-Modells gering gehalten werden. Je mehr Elemente und Knoten vorhanden sind, desto größer wird das Gleichungssystem, welches zu lösen ist. Des Weiteren entstehen durch solche untergeordneten Geometrien unnötige viele Elemente und Knoten, die wiederum nicht wesentlich zur Beurteilung der Struktur mittels FEM beitragen.

Mit der Finiten Element Methode kann unter anderem eine statische Analyse und eine Modalanalyse durchgeführt werden. Bei der statischen Analyse wird das System unter einer äußeren Belastung untersucht, sodass die daraus resultierenden Verformungen, Spannungen und Verschiebungen des Systems ermittelt werden können.

Durch die Modalanalyse sollen die Eigenfrequenzen und Eigenformen des FEM-Modells bestimmt werden, sodass eine Aussage über das dynamische Verhalten des Systems gemacht werden kann. Wird ein Bauteil zu einer Schwingung angeregt und dann sich selbst überlassen, schwingt dieses in seinen spezifischen Eigenformen mit den zugehörigen Eigenfrequenzen. Die Eigenformen geben die relative Verformung des Bauteils bei der jeweiligen Eigenfrequenz an. Da es keine äußeren Anregungen gibt und somit gleichzeitig auch keine konkreten Schwingungsantworten, berechnen sich die Eigenformen nur aus der Steifigkeitsmatrix K und der Massenmatrix M , weil kein Kraft- oder Lastfaktor vorhanden ist (siehe Formel 5.2).

Mit der Bewegungsgleichung für ein ungedämpftes System kann die Modalanalyse gelöst werden. Die Bewegungsgleichung für eine freie Schwingung lautet:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0 \quad (5.2)$$

Dabei beschreibt K die Steifigkeitsmatrix und M die Massenmatrix. Der Beschleunigungsvektor wird durch \ddot{u} dargestellt und durch u wird der Verschiebungsvektor beschrieben.

In den nachfolgenden Unterkapiteln wird eine FEM-Analyse an dem CAD-Modell des EASy P0 durchgeführt. [39, 40, 41, 42]

5.1. Statische Analyse

5.1.1. Aufbau des FEM-Modells

Da das bisherige CAD-Modell des Easy Alignment System der Baugröße 0 sehr viele kleine Bohrungen besitzt, werden diese für die FEM-Analyse aus dem Modell entfernt. Ferner werden Bauteile entfernt, die nicht für die statische Analyse bzw. für die Modalanalyse von Bedeutung sind. In der nachfolgenden Abbildung 64 wird das vereinfachte CAD-Modell für die FEM-Analyse dargestellt.

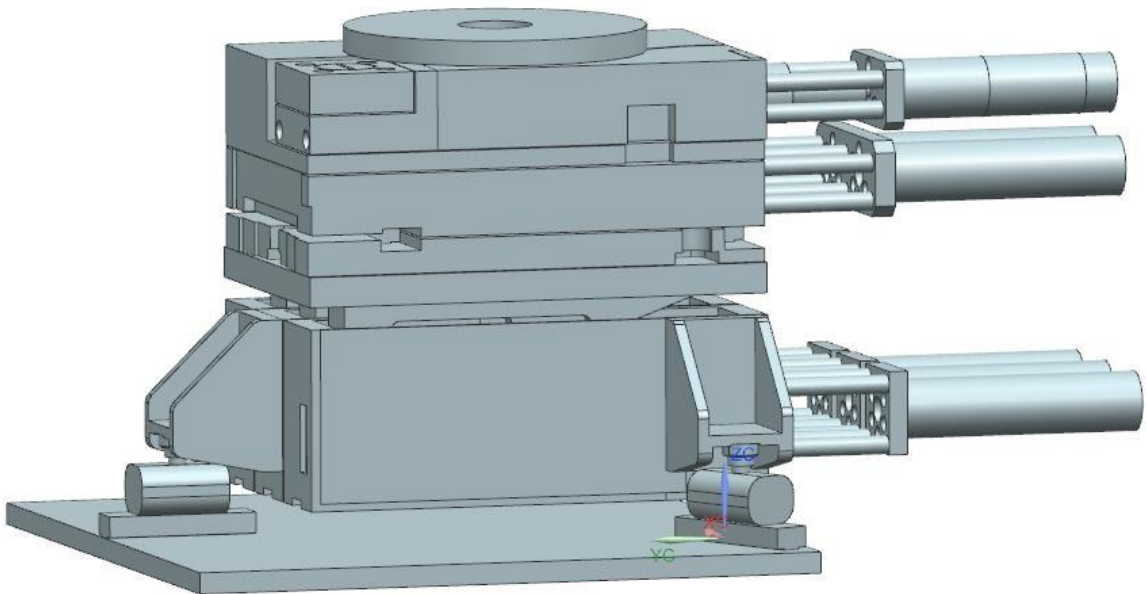


Abbildung 64: vereinfachtes CAD-Modell für die FEM-Analyse

In dem EASy P0 sind Mikrorolltische und verschiedene Wälzlager eingebaut. Da es sich im Rahmen der Bachelorthesis um eine vereinfachte FEM-Analyse handelt, sind die Mikrorolltische als Blöcke dargestellt und die Wälzlager als Zylinder (siehe Abbildung 65). Der Werkstoff der beiden Bauteile ist vereinfacht als Stahl definiert. Außerdem besteht jeder Integralfuß nur noch aus einem Bauteil.

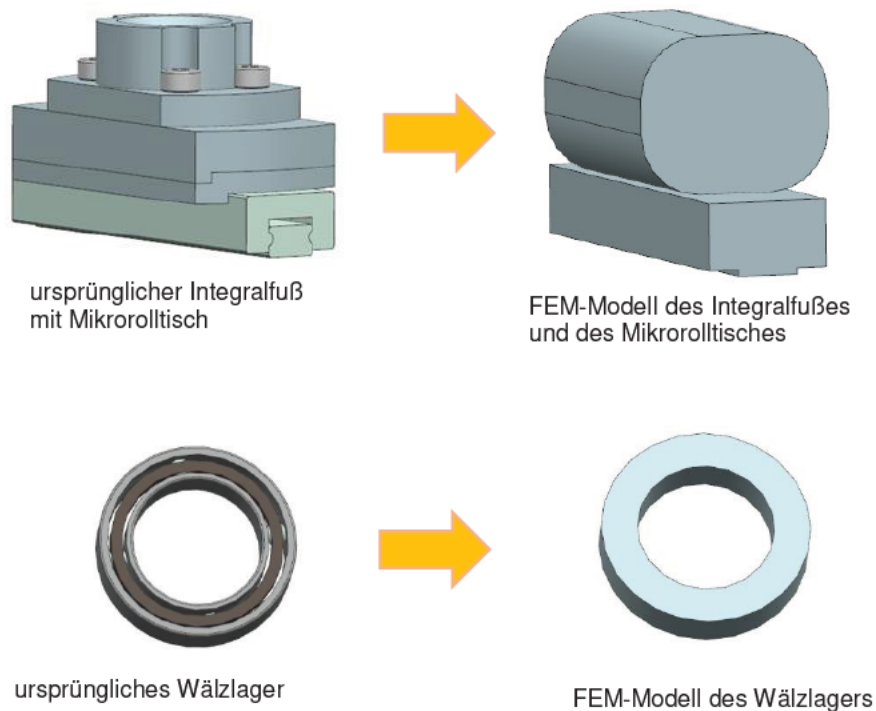


Abbildung 65: ursprüngliche CAD-Modelle und daraus folgende FEM-Modelle

Laut der Anforderungsliste wäre es wünschenswert, dass der EASy P0 eine Tragfähigkeit von 10 kg aufweist. Daher wurde für die erste Berechnung oberhalb des FEM-Modells ein Massepunkt à 10 kg in der Höhe von 30 mm über der oberen Rotationsplatte modelliert. Zudem wurden die fünf Kugelumlaufspindel der Antriebseinheiten als Massepunkte an den erforderlichen Positionen dargestellt, da die Geometrie dieser der Einfachheit halber nicht ins FE-Modell aufgenommen wurden. Für die statische Analyse wurde als Belastung die Erdbeschleunigung von $9,806 \frac{m}{s^2}$ in die Raumrichtung U_z angesetzt.

Da es sich um eine Baugruppe aus mehreren Körpern handelt, werden alle Berührungsstellen zwischen den einzelnen Körpern als Verbundkontakte angegeben. Berührungsstellen bedeutet in diesem Fall, wenn es einen gemeinsamen Punkt der Flächennetze von den zu berührenden Bauteilen gibt. Insgesamt beträgt die Anzahl der Kontakte in diesem Modell 85.

Jeder Integralfuß und jeder Konsolendrehflansch wurde mit einem Remotepunkt modelliert. Als Remotepunkt wird ein Punkt auf einer benutzerdefinierten Fläche bezeichnet. Zwischen diesen beiden Remotepunkten ist im FE-Modell ein Balken, anstatt des Verbindungsstiftes, in vertikaler Richtung gelagert. Dafür wird das eingeführte Balkenelement am unteren Remotepunkt des Integralfußes befestigt sowie an den oberen Remotepunkt des Konsolendrehflansches. Dieser Aufbau ermöglicht die zweckmäßige Modellierung der Rotationsfreiheitsgrade am Kugelgelenk.

Der Mikrorolltisch des Integralfußes wird durch die äußere Lagerungsbedingung „Frictionless Support“ gelagert. Durch den Frictionless Support werden Lagerkräfte nur in der einen Ebene aufgenommen und der Mikrorolltisch kann sich in den anderen Richtungen, wie Abbildung 66 dargestellt, bewegen.

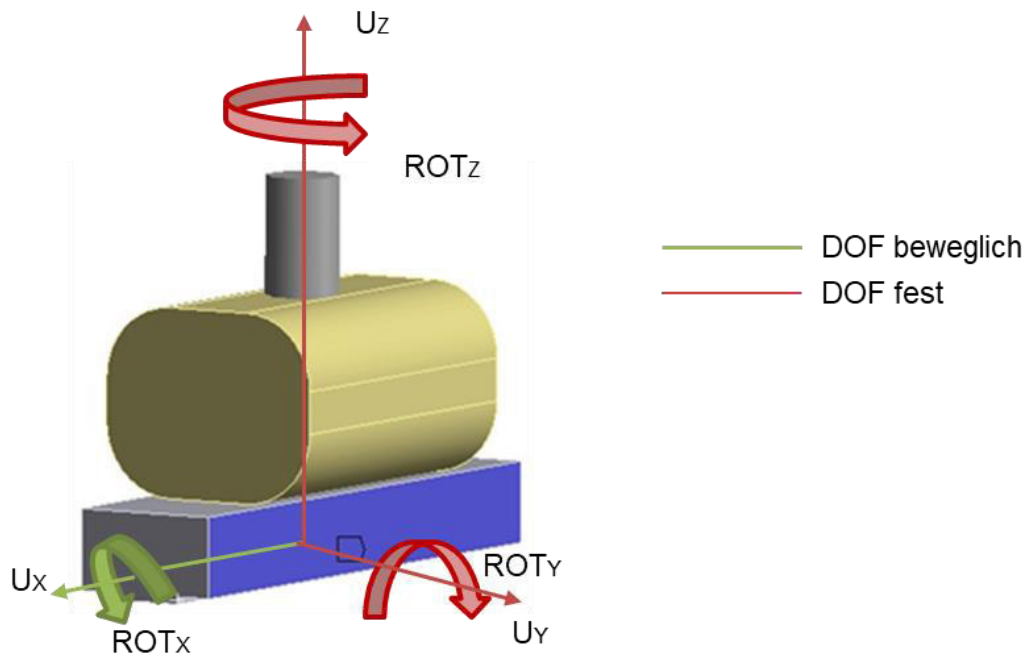


Abbildung 66: Darstellung des Frictionless Supportes mit den beweglichen/gesperrten Freiheitsgraden

In der nachfolgenden Abbildung 67 sind alle oben genannten Randbedingungen (Belastungen, äußere Lagerungen und Massepunkte) des FEM-Modells dargestellt.

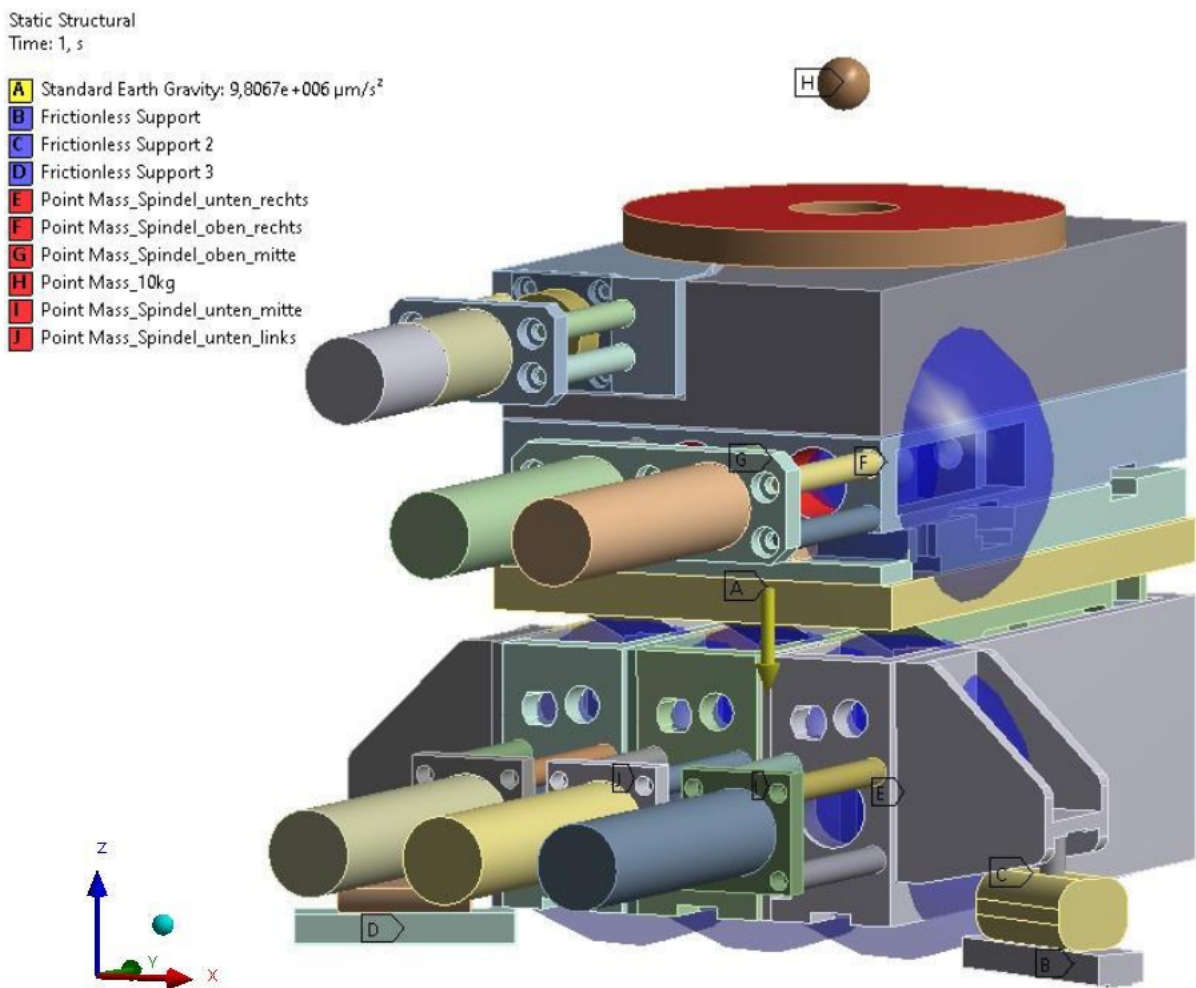


Abbildung 67: Randbedingungen des FEM-Modells

5.1.2. Netzstudie

Die Netzstudie dient der Beurteilung der Güte des FE-Netzes in Hinblick der ausreichenden Netzverfeinerung. Diese Netzstudie wird an vier gleichen FEM-Modellen mit unterschiedlicher Vernetzung durchgeführt. Dazu wird im ersten Versuch eine sehr grobe Vernetzung für das FEM-Modell gewählt. In diesem Fall bedeutet sehr grob, dass in ANSYS die Anzahl der Elemente über die Dicke des Bauteils mit eins modelliert wurde. Im zweiten Teil beträgt die Anzahl der Elemente über die Dicke der Bauteile zwei. Zum Schluss wird über das FEM-Modell eine feine Vernetzung gelegt. Des Weiteren sind bei bestimmten Bauteilen wie zum Beispiel bei dem Deckblech oder dem unteren Keil noch zusätzliche Vernetzungsgrößen definiert, damit eine gute Vernetzung garantiert ist.

In der nachfolgenden Tabelle 2 sind die vier Varianten mit der Anzahl der Knotenpunkte sowie die maximalen Werte der Verformungen dargestellt.

Variante	Vernetzungsart	Anzahl der Knotenpunkte	Verformung [μm]
1.	sehr grob	350.617	54,38
2.	grob	352.883	55,64
3.	etwas fein	1.881.406	57,76
4.	sehr fein	2.452651	57,83

Tabelle 2: unterschiedliche Vernetzungsarten und die resultierenden Deformationen

In der Abbildung 68 ist das FEM-Modell mit der sehr groben Vernetzung dargestellt sowie in der Abbildung 69 die resultierenden Verformungen.

Es wurden die Verformungen von den unterschiedlichen Vernetzungsarten durch das FEM- Programm ANSYS 2019 R3 berechnet. In der Abbildung 69 ist die Verformungen des FEM-Modells mit der sehr groben Vernetzung, als überhöhte Darstellung, bei einer vertikalen Beschleunigung in die Raumrichtung U_z , dargestellt. Die drei restlichen Ergebnisse befinden sich im Anhang B- 1.1.

Anhand der Ergebnisse von den Verformungen in Abhängigkeit von der Anzahl der Knotenpunkte wird anschließend in der Abbildung 70 ein Diagramm dargestellt. Dieses Diagramm bestätigt die Aussage, je feiner die Vernetzung eines Modells ist, desto genauer sind auch die gesuchten Ergebnisse. Durch das folgende Diagramm wird aber auch deutlich, dass ab einem bestimmten Punkt die Verformung kaum noch steigt. Die erwartete Fehlerabschätzung zwischen der etwas feineren und sehr feinen Vernetzung liegt bei ungefähr 2 %. Damit nicht unnötige Berechnungszeit bzw. Rechenleistung verschwendet wird, wird es bei dieser Berechnung als ausreichend angesehen, dass ab sofort das FEM-Modell mit der etwas feineren Vernetzung (Variante 3) benutzt wird.

Alle Abbildungen werden in überhöhter Darstellung mit einem Faktor von 340 angezeigt.

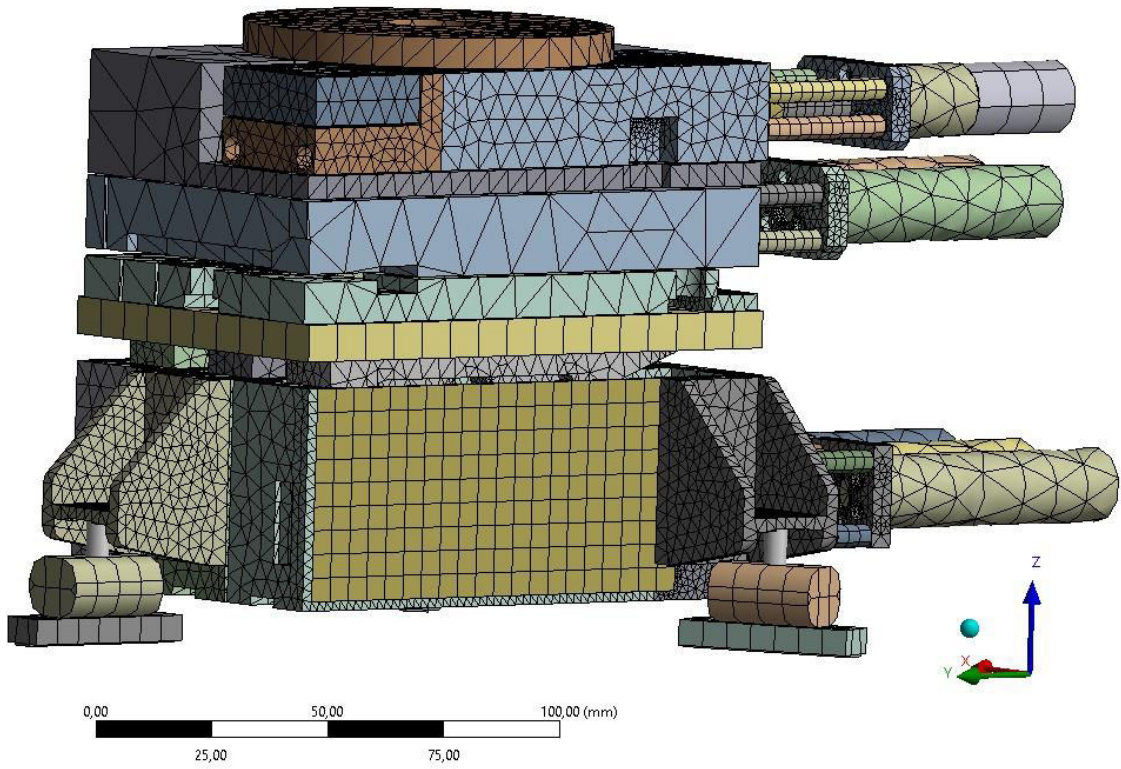


Abbildung 68: sehr grobe Vernetzung des FEM-Modells

Type: Total Deformation
 Unit: μm
 Time: 1

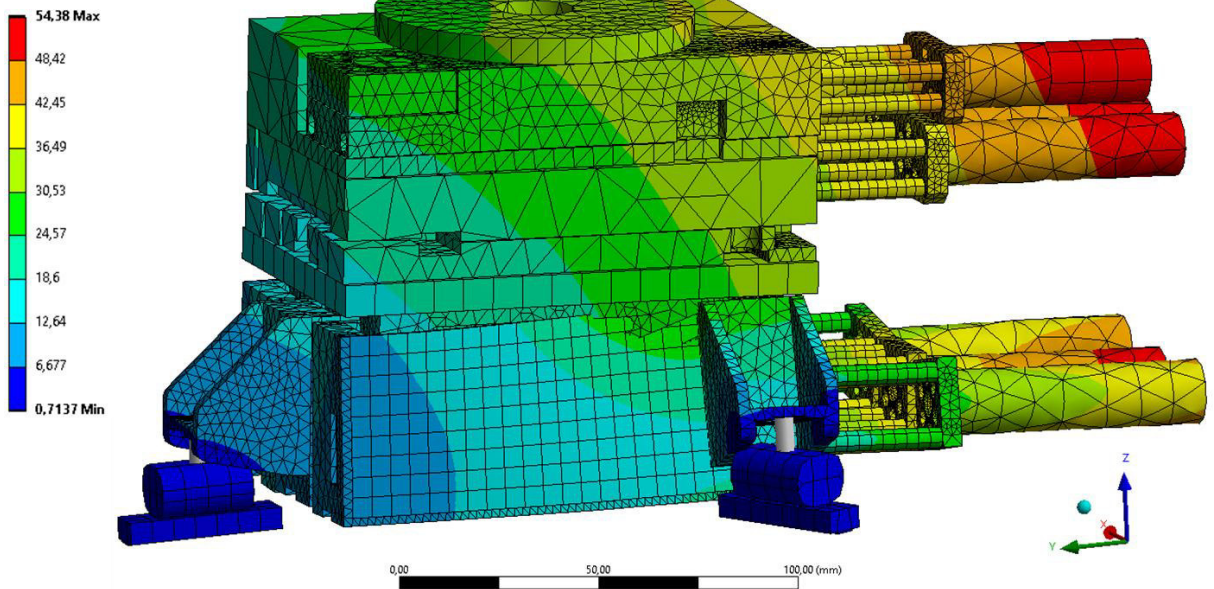


Abbildung 69: Verformung des FEM-Modells mit der sehr groben Vernetzung

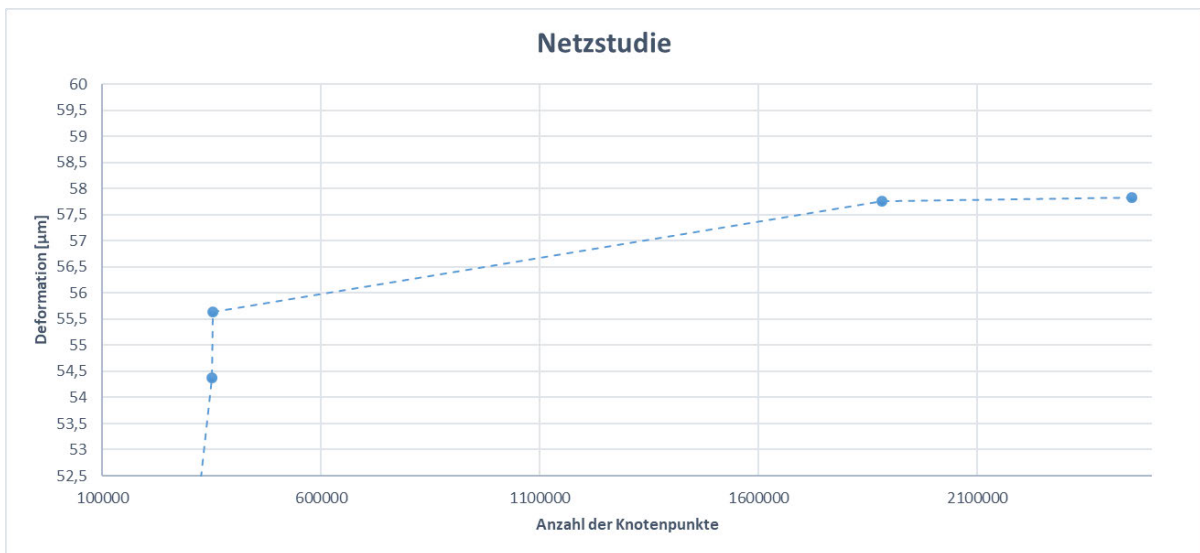


Abbildung 70: Netzstudie zu den verschiedenen Vernetzungsarten

5.1.3. Ergebnisse

Auftretende Verformungen des EASy P0

In der Abbildung 71 sind die Verformungen für die gesamte Baugruppe dargestellt. Bei dieser Darstellung fällt auf, dass die größten Verformungen an den Motoren auftreten. Der Grund dafür ist, dass die beiden äußeren Kassetten in die Mitte kippen, wie es in der Abbildung 72 zu sehen ist. Durch diese Verkippung kippt der gesamte Kreuzdrehtisch in die negative Raumrichtung U_z , wodurch an den Motoren über den großen Hebelarm die größten Verformungen auftreten.

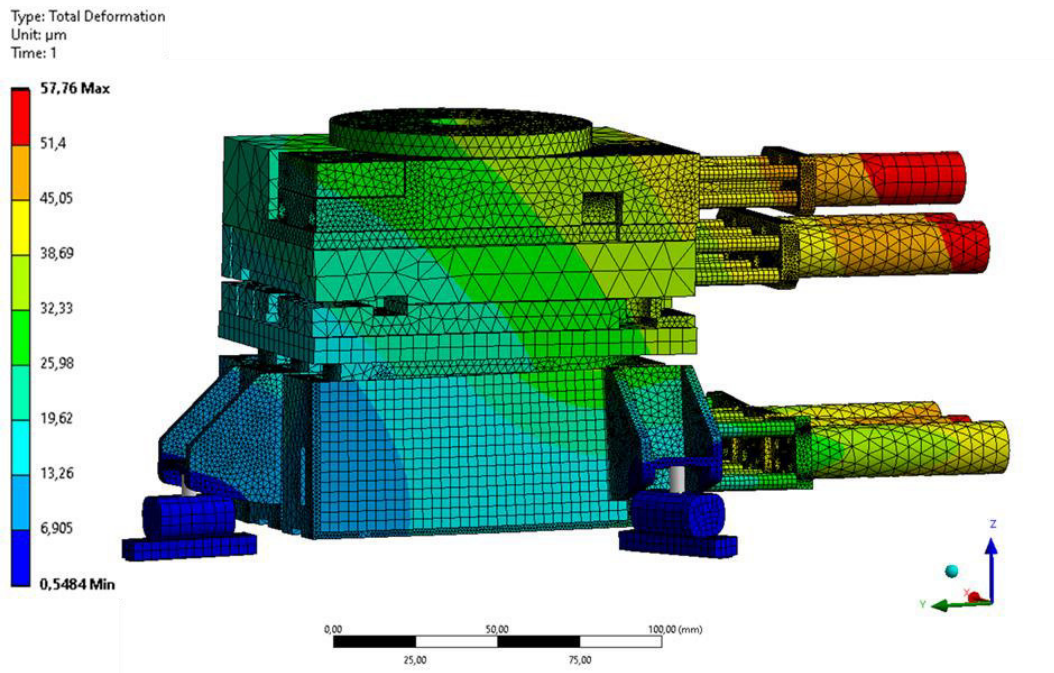


Abbildung 71: Verformung des etwas feineren vernetzten FEM-Modells

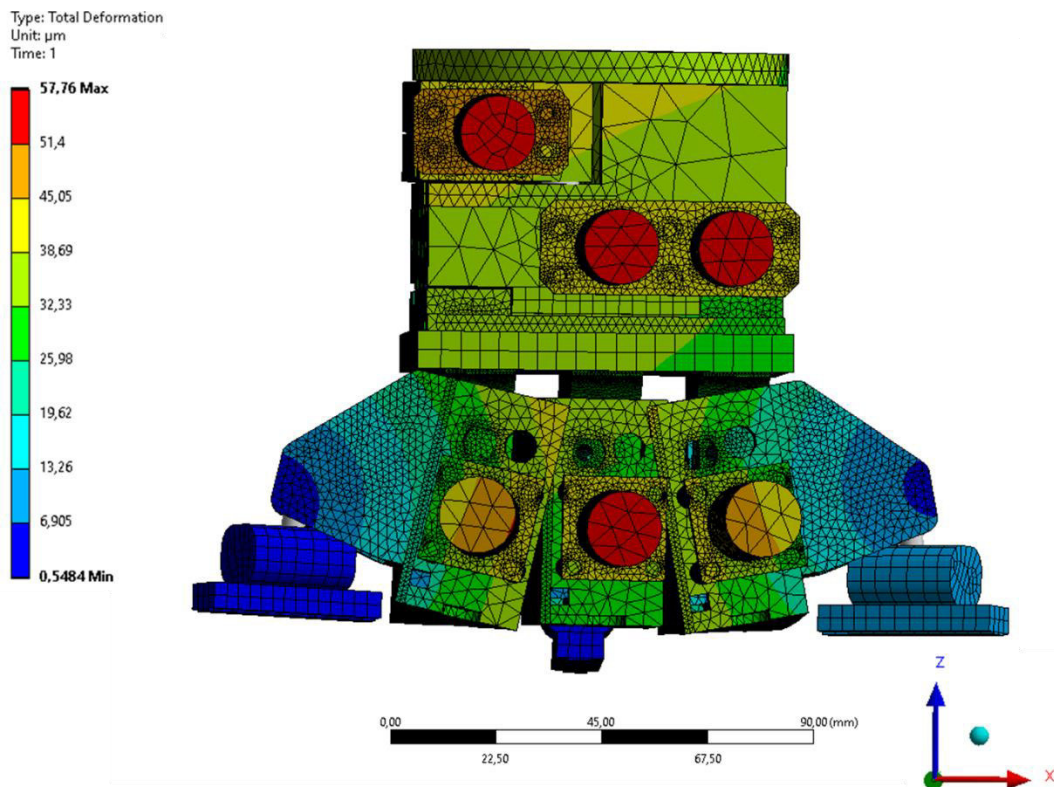


Abbildung 72: Kippstellung der Kassetten

Das Ziel der FEM-Analyse ist aber herauszufinden, wie sich die Rotationsplatte bzw. der gesamte Kreuzdrehtisch und die Elevationsbasis bei der Belastung verhalten. In der nachfolgenden Abbildung 73 sind die Verformungen nur für die Elevationsbasis und den Kreuzdrehtisch ohne die Antriebseinheiten dargestellt. Diese Darstellung zeigt, dass die Verformungen an der Rotationsplatte und am Kreuzdrehtisch deutlich geringer sind. Dieses Verformungsbild kann die Steifigkeit insgesamt besser repräsentieren.

Alle Abbildungen werden in überhöhter Darstellung mit Faktor 380 abgebildet.

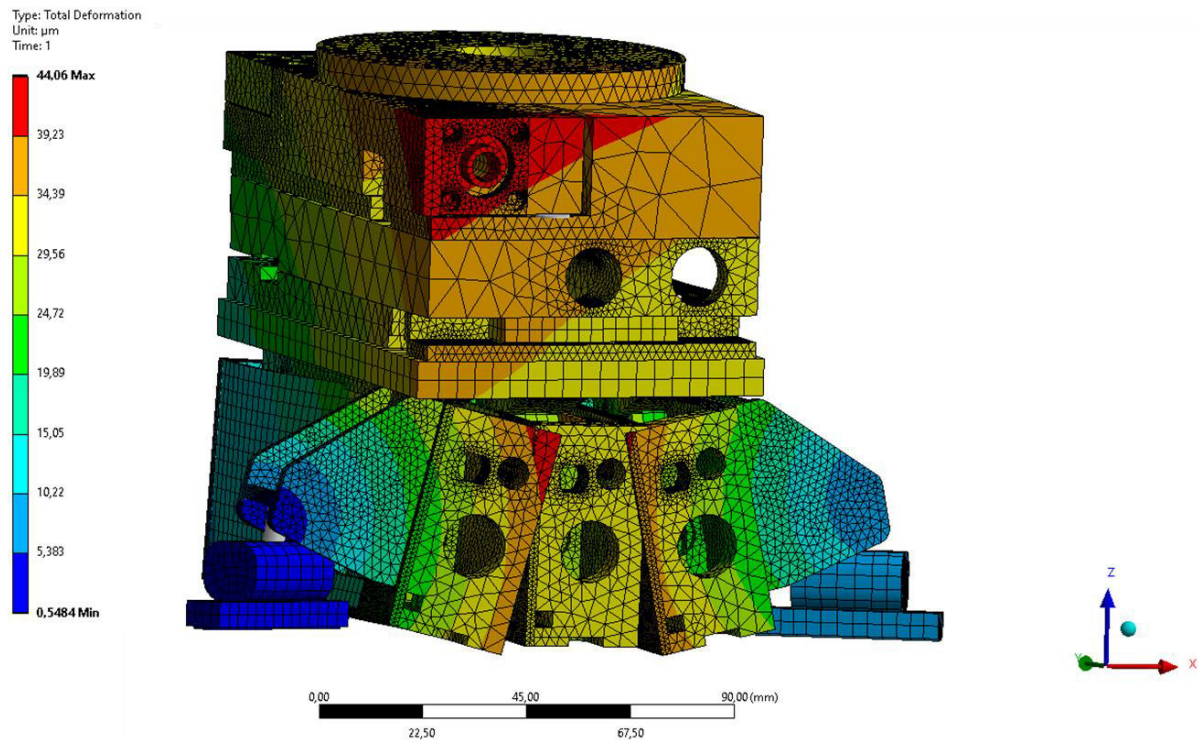


Abbildung 73: Verformung des EASy P0 ohne Antriebseinheiten

Die Verformungen liegen ohne Antriebseinheit nur noch bei 44,06 µm anstatt bei 56,76 µm. In der Abbildung 73 fällt auf, dass die größten Verformungen bei der linken äußeren Kassette oben in der rechten Ecke sind. Diese Verformung kommt wahrscheinlich daher, dass die Integralfüße relativ nachgiebig sind, sodass sich die Integralfüße mit den Konsolendrehflanschen verformen. Außerdem ist der Konsolendrehflansch auf der linken Seite nicht direkt an der Kassette befestigt, sondern an einem Blech, das sogenannte Insert. Die Wanddicke von dem Blech ist relativ gering, sodass es sich leicht verformen lässt. Der rechte Konsolendrehflansch ist direkt an der Rückwand der Kassette befestigt, sodass hier insgesamt eine höhere Steifigkeit vorhanden ist.

Durch genauere Betrachtung der einzelnen Kassetten fällt auf, dass es zu einer Verwölbung der Kassetten kommt. Diese Torsion wird unter anderem dadurch gefördert, dass die Kassette einen offenen U-Querschnitt mit einer Öffnung nach oben darstellt. Durch die Befestigung des Konsolendrehflansches an dem Blech wird diese Verwölbung bzw. Verdrehung gefördert. Ein

weiterer Grund für die Entstehung der Torsion ist vermutlich, dass der Mikrorolltisch, der seitlich an dem Keil bei dem EASy P1 befestigt ist, bei dem EASy P0 aus Platzmangel wegfällt. Durch diesen Wegfall gibt es keine weitere Verbindung des unteren Keils zu der Rückwand der Kassette. Dadurch kann sich die Kassette leichter verdrehen, weil sie nicht durch den Keil geführt ist. In der Abbildung 74 ist diese Verwölbung dargestellt.

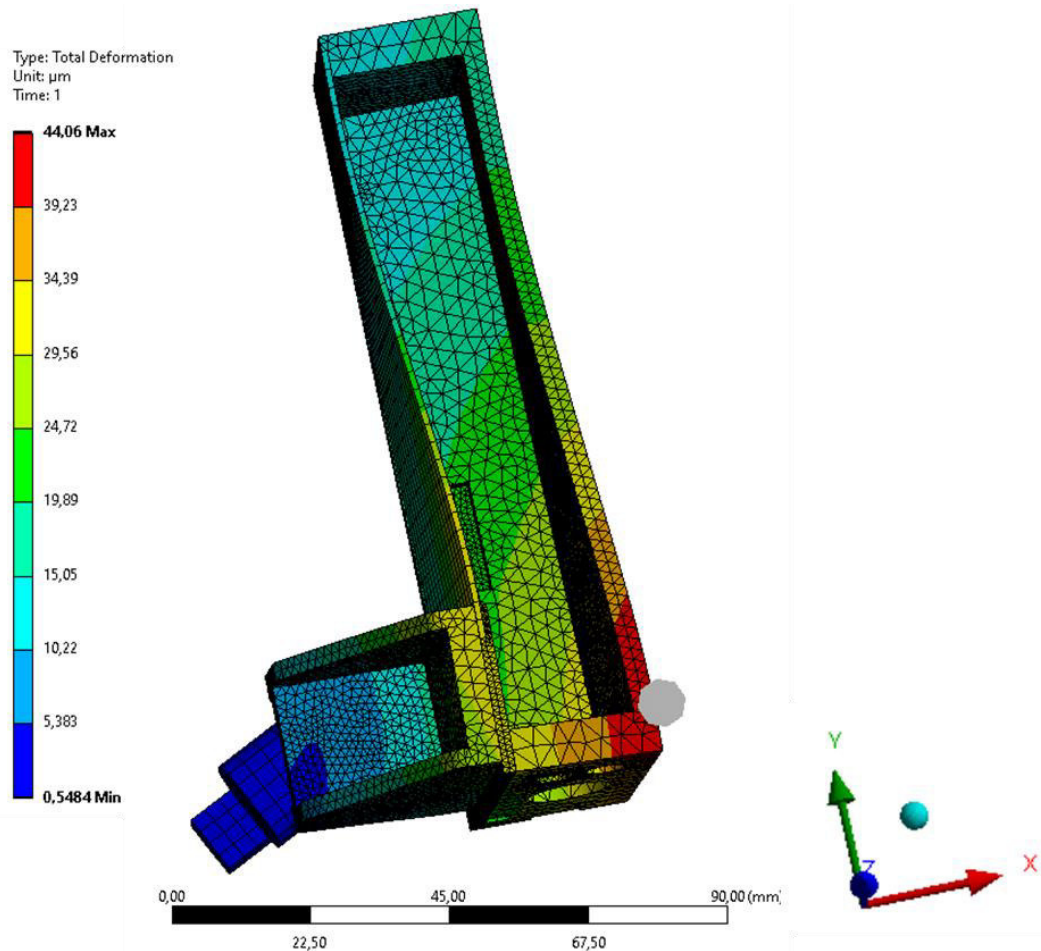


Abbildung 74: Verwölbung der Kassette

In der nachfolgenden Abbildung 75 ist das Deckblech und das Insert ausgeblendet. Dadurch werden die Verformungen der beiden Keile sichtbar. Dabei ist zu erkennen, dass die Verformung von der linken Seite der Keile zur der rechten Seite zu nehmen. Das kann dadurch erklärt werden, dass sich die Kassetten hauptsächlich im rechten Teil mehr verformen, sodass sich dieses Verhalten auf die Keile überträgt.

Type: Total Deformation
Unit: μm
Time: 1

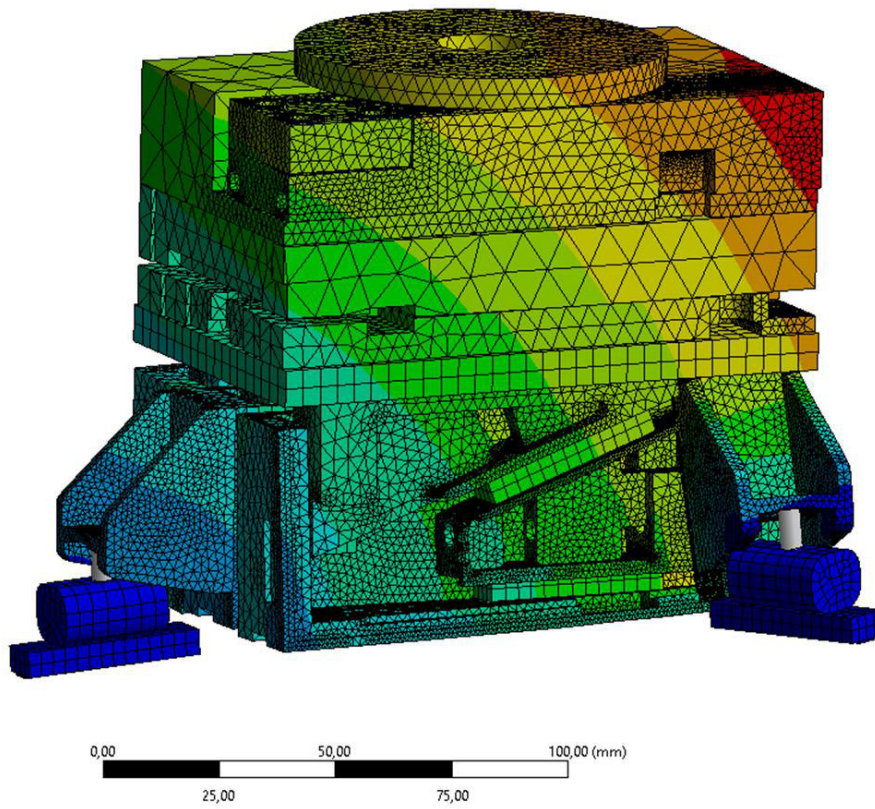
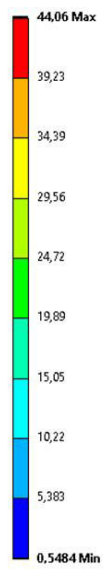


Abbildung 75: seitliche Ansicht des EASy P0 ohne Antriebseinheiten

Auftretende Spannungen des EASy P0

In der nächsten Abbildung 76 sind die auftretenden Spannungen des EASy P0 unter Eigengewicht und einer Auflast von 10 kg dargestellt. Dabei kann festgestellt werden, dass gerade in der Elevationsbasis die größten Spannungen auftreten. Die Motoren sind in dieser Abbildung nicht dargestellt, da dort keine nennenswerten Spannungen vorhanden sind. In dem Anhang B1-1.1 sind in der Abbildung B 7 die Motoren mit dargestellt.

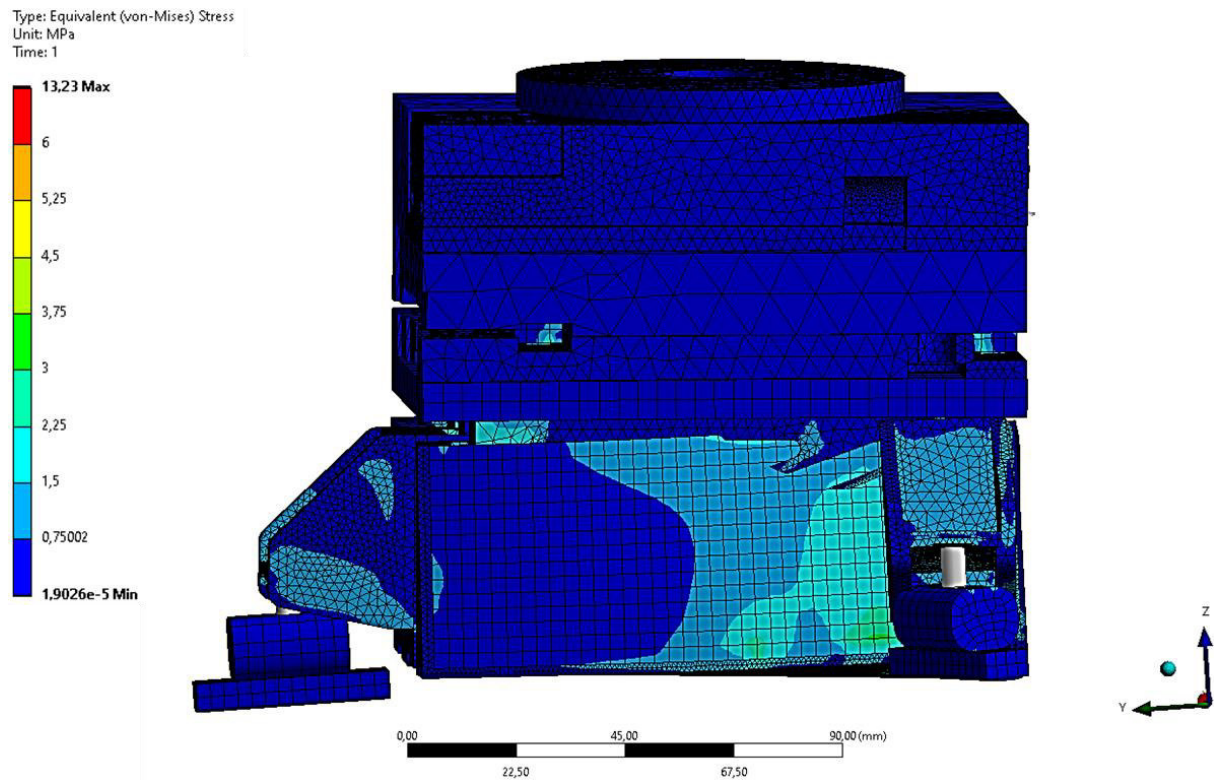


Abbildung 76: Spannungen des EASy P0

Die höchste Spannung liegt bei 13,23 MPa. Die größte Spannung liegt zwischen dem oberen Keil und dem Mikrorolltisch, der den oberen Keil mit dem unteren Keil verbindet. Da die Mikrorolltische als vereinfachte Modelle dargestellt wurden, ist davon auszugehen, dass die Steifigkeit insgesamt höher liegt als sie es in dem realen Modell sein werden. In der nachfolgenden Abbildung 77 sind die Mikrorolltische, die die Kassette und den unteren Keil verbinden, ausgeblendet bzw. werden nicht in die Berechnung der Spannung miteingerechnet. Ein Grund dafür ist, dass dort auch die maximalen Spannungen liegen würden. Mit dieser Analyse soll aber zuerst einmal, der allgemeine Spannungsverlauf betrachtet werden. Dazu ist in der Abbildung 77 das Deckblech sowie das Insert mit dem Konsolendrehflansch ausgeblendet. Dadurch fällt bei dem unteren Keil auf, dass in der Mitte des Keils etwas höhere Spannungen auftreten. Diese resultieren wahrscheinlich dadurch, dass durch den Keil die Bohrung für die Spindel läuft, sodass in diesem Bereich weniger Material vorhanden ist. Im oberen Bereich des Kreuzdrehtisches treten dagegen nur noch minimale Spannungen auf.

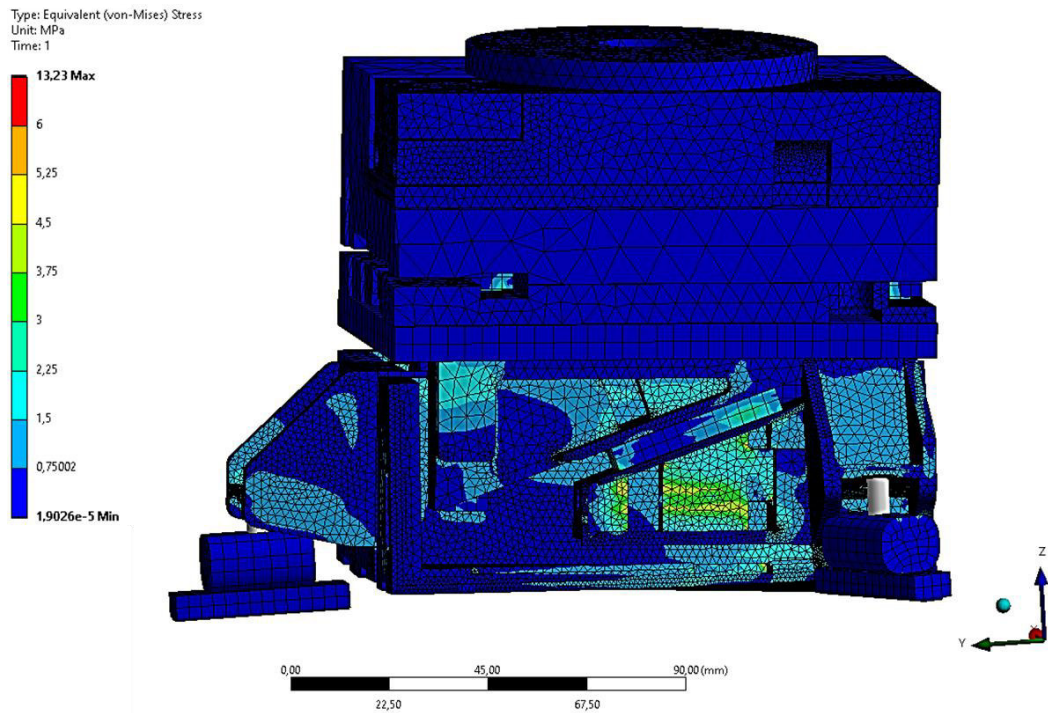


Abbildung 77: Spannungen des EASy P0 (Seitenansicht)

In der nachfolgenden Abbildung 78 ist das FEM-Modell in der Vorderansicht dargestellt. Dabei fällt auf, dass in der mittleren Kassette fast keine Spannungen auftreten. Nur in den beiden äußeren Kassetten treten Spannungen auf, die aus der Torsion resultieren.

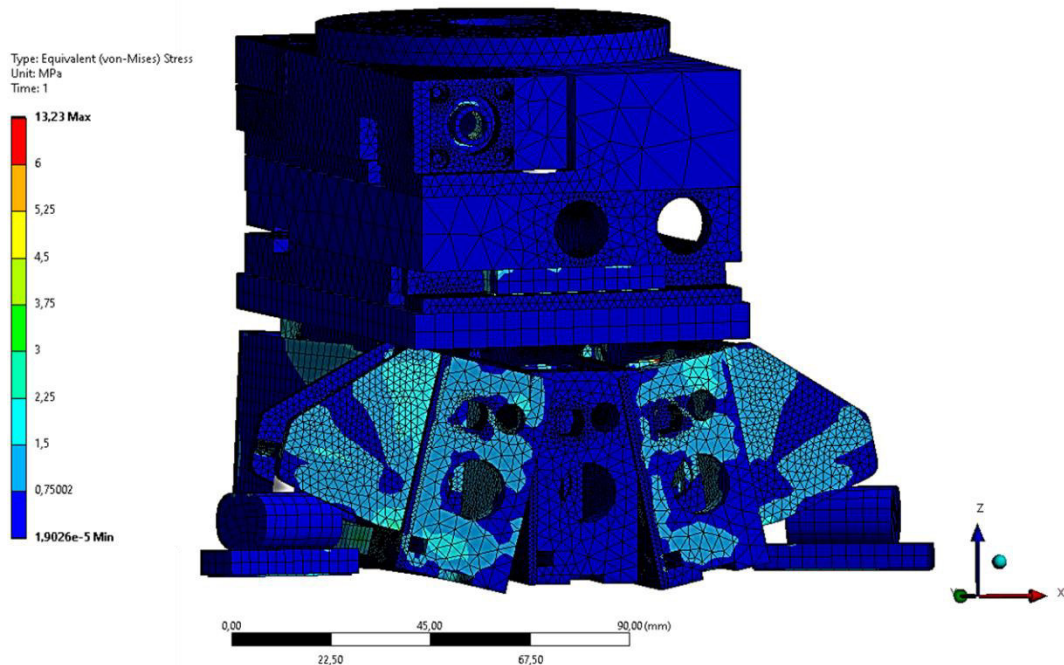


Abbildung 78: Spannungen des EASy P0 (Vorderansicht)

5.2. Modalanalyse

Um die Modalanalyse durchzuführen, wird das gleiche FEM-Modell aus dem Kapitel 5.1.1 verwendet. Die Geometrievereinfachungen, die Vernetzung des FEM-Modells, die Kontakte und die Randbedingungen bleiben identisch. Zur Berechnung der Modalanalyse werden die Ergebnisse der vorverformten Geometrie aus der statisch-mechanischen Analyse weiterverwendet.

Bei der Modalanalyse muss beachtet werden, dass die zusätzliche Nachgiebigkeit der Wälzlager nicht berücksichtigt wurde, weil sie vereinfacht modelliert worden. Des Weiteren ist generell eine FEM-Analyse immer steifer, als das reale Modell. Dieses sollte später bei der Auswertung der Ergebnisse berücksichtigt werden. Im Idealfall kann später eine Validierung der Simulation am realen Prototypen durchgeführt werden.

Ziel dieser Modalanalyse ist es, die ersten Eigenfrequenzen zu erhalten. Zuerst wurden die ersten 20 Eigenfrequenzen ermittelt. Anschließend wird das Hauptaugenmerk auf die ersten vier Eigenfrequenzen gelegt.

In der nachfolgenden Tabelle 3 sind die zwanzig ersten Eigenfrequenzen aufgelistet.

Eigenmode	Eigenfrequenz [Hz]
1.	34,178
2.	44,994
3.	129,96
4.	199,70
5.	240,58
6.	314,12
7.	327,88
8.	372,69
9.	395,69
10.	426,52
11.	435,05
12.	470,24
13.	479,77
14.	484,40
15.	533,76
16.	540,65
17.	614,51
18.	766,22
19.	791,79
20.	842,66

Tabelle 3: Eigenfrequenzen des EASy P0

Durch die Modalanalyse kann festgestellt werden, dass die erste Eigenfrequenz des EASy P0 bei ungefähr 34 Hz liegt. In der nachfolgenden Abbildung 79 ist die Eigenform der ersten Eigenfrequenz dargestellt. Ferner sind im Anhang B-1.3 weitere Abbildungen vorhanden. Bei Betrachtung der Abbildungen kann festgestellt werden, dass sich die Baugruppe mit der Raumrichtung ROT_Y verdreht. Ferner kommt es noch zu einer Biegung in die Raumrichtung U_x . Ein Grund weshalb die Eigenfrequenz nicht so hoch liegt, könnte sein, dass bei dem EASy

P0 der seitliche Mikrorolltisch zwischen der Kassette und dem unteren Keil fehlt. Dies führt zu einer zu der oben genannten Torsion in der Kassette und zum anderen fehlt dadurch die benötigte Stabilität, um eine höhere Eigenfrequenz zu erreichen. Letztendlich sollte jedoch beachtet werden, dass die erste Eigenfrequenz immer noch gut für eine Belastung von 10 kg ist.

Wird eine geringere Masse von nur 3 kg als Auflast berücksichtigt, steigt die Eigenfrequenz schon auf ca. 58 Hz bei einer durchschnittlich zu erwartenden Nutzlast von 1 kg läge die Eigenfrequenz sogar bei etwa 100 Hz und damit in ähnlichen Bereichen wie beim EASy P1. Diese Abschätzung kann gemacht werden, da von einem linearen Verhalten im Modell ausgegangen wird.

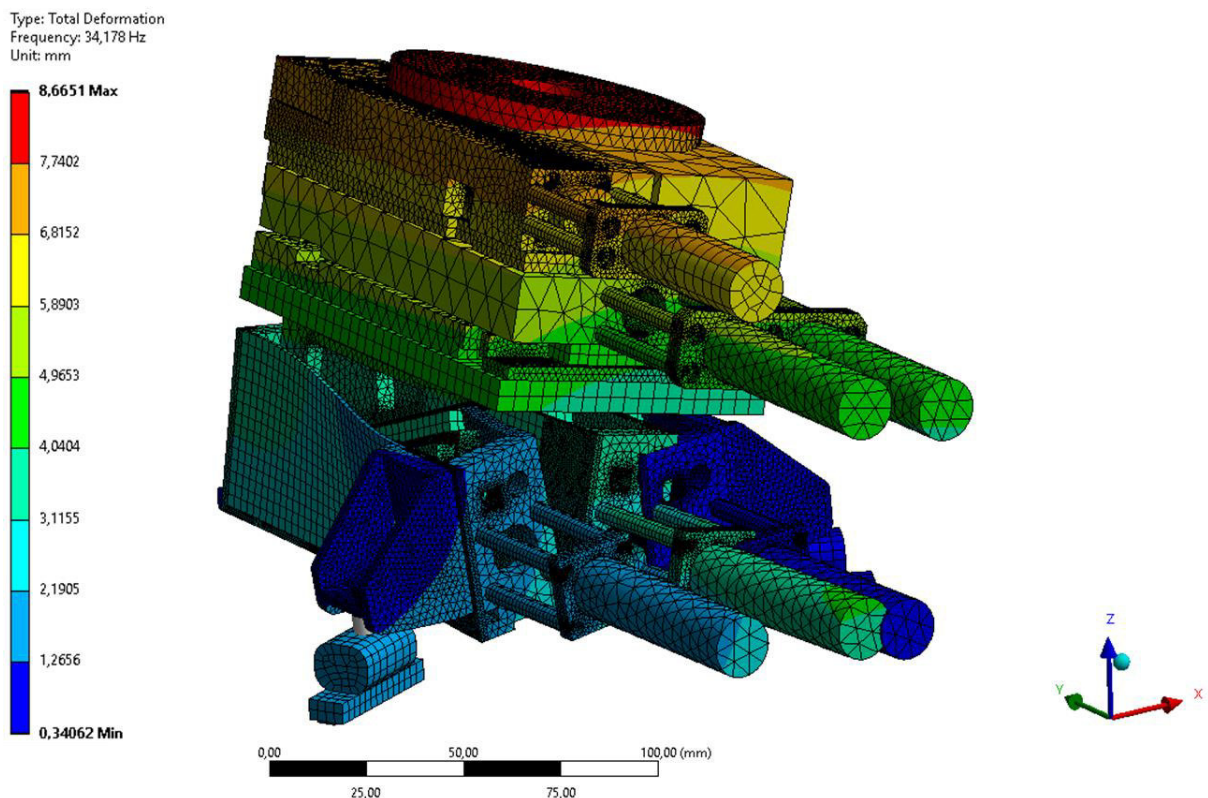


Abbildung 79: Eigenform der ersten Eigenfrequenz

Im Anhang B-1.3 befinden sich die Abbildungen für die Eigenformen der zweiten, dritten und vierten Eigenfrequenz.

Die zweite Eigenfrequenz liegt bei 45 Hz und deren Eigenform ist in der Abbildung B 8 und Abbildung B 9 dargestellt. Dabei ist ersichtlich, dass es weiterhin zu einer Verbiegung um die X-Achse kommt. Zusätzlich verschiebt sich das Modell in die Raumrichtung U_y .

Als Nächstes folgt die dritte Eigenfrequenz mit etwa 130 Hz. Diese ist in der Abbildung B 10 und Abbildung B 11 wiederzufinden. Aus den Abbildungen ist ersichtlich, dass ein Drehpunkt an dem mittleren Integralfuß entstanden ist. Die gesamte Baugruppe dreht um diesen

Drehpunkt, sodass eine lokale Biegung in die Raumrichtung U_x entsteht. Durch den Drehpunkt verbiegen sich die beiden äußeren Kassetten symmetrisch.

Des Weiteren ist aus den Abbildungen zu erkennen, dass es zu einer Neigung der Rotationsplatte kommt. Diese Neigung entsteht durch die Befestigung der Rotationsplatte an dem unteren Flansch. Dieser Flansch ist wiederum an der Transversalplatte verschraubt. Wenn sich nun der untere Flansch und die Befestigung der Rotationsplatte verbiegen, führt dieses zu einer Neigung der Rotationsplatte.

Die Eigenformen der vierten Eigenfrequenz werden in der Abbildung B 12, Abbildung B 13 und Abbildung B 14 dargestellt. Aus den Abbildungen ist ersichtlich, dass sich der linke Integralfuß in die negative Raumrichtung U_x und der rechte Integralfuß sich in die positive Raumrichtung U_y verschieben. Diese unterschiedlichen Raumrichtungen führen zu einer Torsion um die Y-Achse.

Zur Überprüfung des Ergebnisses der ersten Eigenfrequenz wird die Beschleunigung in die Raumrichtung U_x geändert. In der nachfolgenden Abbildung 80 sind die Verformungen dargestellt bei einer Beschleunigung in U_x .

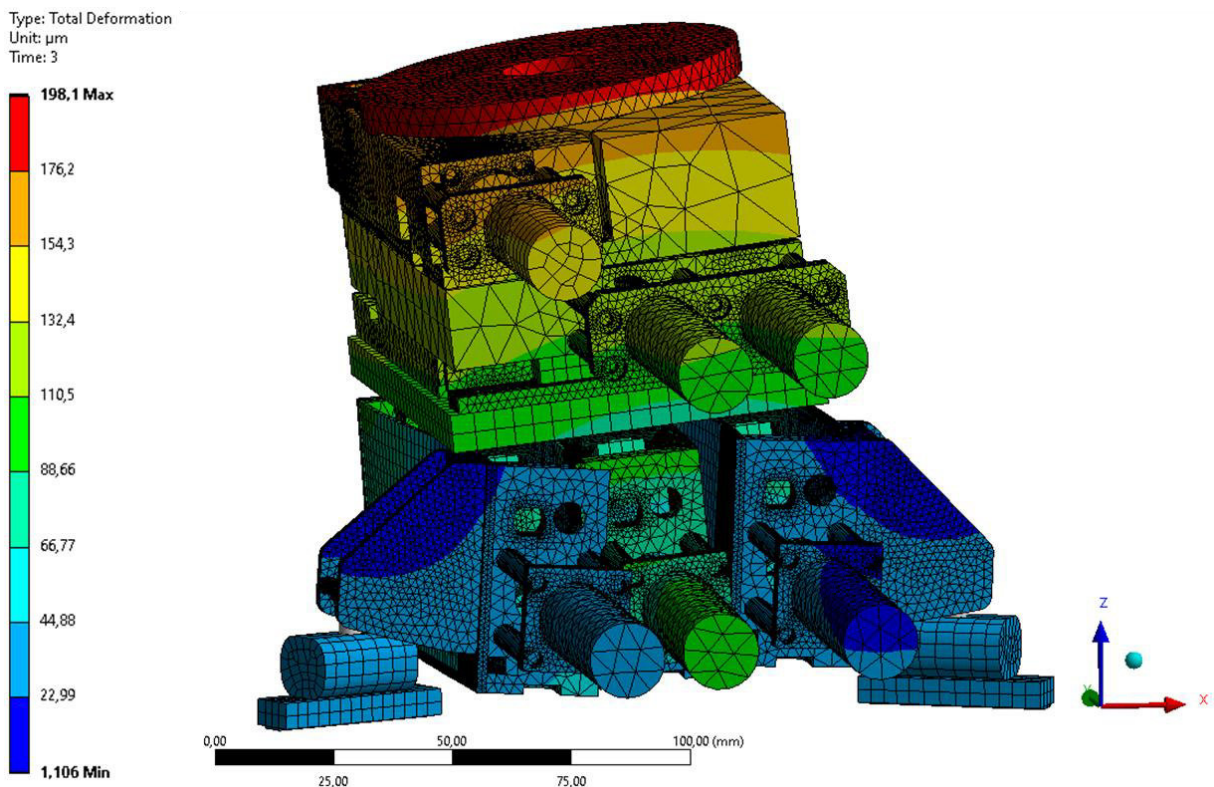


Abbildung 80: Verformung des EASy P0 bei einer Beschleunigung in U_x

Mit Hilfe der Formel 5.3 (siehe Anhang B-1.4) wird nun die erste Eigenfrequenz überprüft [43]. Dabei wird durch f_0 die Eigenfrequenz beschrieben und durch w die maximale Verformung in die Raumrichtung U_x .

$$f_0 = \frac{5,0}{\sqrt{w}} = \frac{5,0}{\sqrt{0,01918 \text{ cm}}} = 35,52 \text{ Hz} \quad (5.3)$$

Das Ergebnis der Eigenfrequenz der analytischen Lösung ist 35,52 Hz. Die Abweichung zu der Lösung aus der Modalanalyse beträgt somit ungefähr 4%. Diese Abweichung ist zu erwarten, weil unter anderem in der analytischen Lösung von einem idealen Kragarm mit Punktmasse ausgegangen wird. Das Ergebnis bestätigt die in ANSYS ermittelten Werte.

6. Zusammenfassung

Diese Bachelorthesis liefert eine konzeptionelle Entwicklung und Optimierung für eine Baugröße des Easy Alignment System, die nur noch 60% der Abmaße der bisherigen kleinsten Baugröße hat. Durch diese Entwicklung ist es möglich, dass die Größenabstufung 1,5 beträgt und somit optimal in die bisherige Baureihe des Justiergestells Easy Alignment System passt.

Mit der neuentwickelten Baugröße 0 des Typs Precision ist es zudem möglich, eine Traglast von bis zu 10 kg aufzunehmen. Mittels konstruktionsbegleiteten Festigkeitsanalysen wurde festgestellt, dass die Lebensdauer und die Traglast der verwendeten Kaufteile ausreichend sind.

Der EASy P0 besitzt wie die bisherigen Baugrößen sechs Freiheitsgrade. Allerdings ist es nun durch den EASy P0 möglich, dass sich die Rotationsplatte mehr als 360° drehen kann. Dieses wird durch ein eingebautes Schneckengetriebe erreicht. Bei den restlichen Baugrößen ist nur eine Winkelverstellung von $\pm 4^\circ$ möglich. Das Anwendungsgebiet des EASy P0 soll vor allem im experimentellen Bereich am DESY liegen und gerade für diesen Bereich ist es sehr vorteilhaft, dass sich die Rotationsplatte unbeschränkt drehen lässt. Durch diese Rotationsbewegung können die Wissenschaftler die Proben in beliebigen Winkeln untersuchen.

Die bisherigen EASys können manuell und motorisch angetrieben werden. Der EASy P0 kann nur motorisch verfahren werden, da die Kugelumlaufspindel und das Planetengetriebe eine Einheit bilden und keine Kupplung dazwischen geschaltet ist. Unabhängig davon kann später ein EASy A0 (Advanced) auf der Grundlage des EASy P0 entwickelt werden, der bevorzugt manuell bedient werden kann.

Die Positions- und Winkelerfassung soll bei dem EASy P0 durch die Encoder erfolgen. Zwar kann optional ein Laserinterferometer der Firma attocube system AG direkt messen, aber der sehr hohe Preis spricht gegen diese Variante. Es kann in Zukunft über weitere Möglichkeiten zur Erfassung der Position und Winkel recherchiert werden. Außerdem ist es im experimentellen Bereich üblich, dass die Proben durch einen optischen Sensor eingemessen werden, sodass davon auszugehen ist, dass die Wissenschaftler nur vorab die Proben mit dem EASy P0 justieren und die im letzten Schritt exakte Positionierung durch die Daten am Experiment erfolgt.

Durch die statische FEM-Analyse konnte festgestellt werden, dass die größte Verformung ohne Antriebseinheiten bei ungefähr 44 μm liegt. Diese Verformung ist für den EASy P0 erst einmal in Ordnung. Trotzdem konnte durch die statische Analyse nachgewiesen werden, dass es zu einer Verwölbung der Kassette kommt. Diese Verwölbung resultiert unter anderem dadurch, dass die seitliche Linearführung zwischen dem unteren Keil und der Kassette fehlt. Des Weiteren wird die Torsion durch den offenen U-Querschnitt der Kassette gefördert.

Durch die Modalanalyse konnte festgestellt werden, dass die erste Eigenfrequenz bei ungefähr 34 Hz liegt. Diese Eigenfrequenz ist immer noch in Ordnung bei einer Belastung von 10 kg. In einer weiteren Modalanalyse wurde das gleiche FEM-Modell mit einer Belastung von 3 kg durchgeführt, wobei festgestellt werden konnte, dass die erste Eigenfrequenz bei 58 Hz liegt.

In dem nachfolgenden Kapitel Ausblick werden konstruktive Veränderungen vorgeschlagen, um die Verformung des Systems weiter zu minimieren bzw. um eine etwas höhere erste Eigenfrequenz zu erreichen.

7. Ausblick

Nach der FEM-Analyse konnte festgestellt werden, dass teilweise etwas höhere Verformungen an manchen Bauteilen, wie zum Beispiel in den Keilen, aufgetreten sind. Ferner soll die auftretende Torsion in den Kassetten reduziert werden. Daher wurde ein zweites Modell mit einer geänderten Höhenverstellung konstruiert. Die Verdrehung der Kassette soll reduziert werden, indem ein Teil des oberen Bereiches nun geschlossen ist. Außerdem wird die Wandstärke der Rückwand um 0,5 mm sowie die linke Seitenwand um 2 mm der Kassette erhöht (siehe Abbildung C 2). Des Weiteren wird den beiden Keile in bestimmten Bereichen mehr Material hinzugefügt wird, wie in Abbildung C 3 im Anhang dargestellt ist, um den Verformungen entgegenzuwirken.

Außerdem wurde das Insert, an dem der Konsolendrehflansch mit dem Integralfuß angeschraubt ist, etwas steifer konstruiert. Zum einen wurde das gesamte Bauteil länger, sodass es nun an der anderen Seite der Kassette zusätzlich befestigt werden kann, wie in Abbildung C 2 dargestellt. Des Weiteren besitzt das Insert in bestimmten Bereichen eine dickere Wandstärke, wodurch es insgesamt steifer wird.

Durch die Neukonstruktion des Inserts, wird gleichzeitig auch das Deckblech in seinen Abmaßen geringer, sodass auch hier die Verformung abnimmt.

Die Spannungen von dem optimierten EASy P0 sind leicht gestiegen im Gegensatz zu der ersten Variante, wie in der Abbildung C 7 und Abbildung C 8 dargestellt ist.

Zum Abschluss wird anhand dieses Modells eine weitere statische Analyse und eine Modalanalyse durchgeführt. Die Ergebnisse sind, dass sich die Verformungen und Spannungen verbessert haben, wie in den Abbildung C 4, Abbildung C 5, Abbildung C 6, Abbildung C 7 und Abbildung C 8 im Anhang C-1.1 zu sehen ist. Trotz allem liegt die erste Eigenfrequenz jetzt bei ungefähr 32 Hz und hat sich somit zur ersten Modalanalyse etwas verschlechtert. In der Abbildung C 9 und Abbildung C 10 sind die Eigenformen zu der ersten Eigenfrequenz der optimierten Variante zu sehen.

Eine Aufgabe in der Zukunft wird es sein, die Modalanalyse bzw. die optimierte Konstruktion noch einmal zu überprüfen, um festzustellen, wieso die Eigenfrequenzen geringer geworden sind.

Am DESY werden sehr viele Experimente im Vakuum durchgeführt. Bis zum jetzigen Zeitpunkt ist der EASy P0 sowie die restlichen Baugrößen nicht vakuumtauglich. Zukünftig könnte es ein Ziel sein, die gesamte Baureihe vakuumtauglich zu konstruieren, sodass sie in weiteren Gebieten eingesetzt werden kann.

In den nächsten Wochen werden die technischen Zeichnungen für den EASy P0 erstellt. Anschließend soll der Prototyp gefertigt und montiert werden. Es ist davon auszugehen, dass

während der Fertigung, der Montage, in der Inbetriebnahme und ersten Tests Verbesserungs- bzw. Änderungsvorschläge kommen werden, sodass diese in den folgenden Generationen verbessert werden können.

Sobald der Prototyp fertiggestellt ist, soll durch eine Schwingungsmessung herausgefunden werden, wie hoch die ersten Eigenfrequenzen unter Last sind. Dazu wird eine Validierung der Simulationen am realen Prototypen durchgeführt werden.

Literatur- und Quellenverzeichnis

- [1] Deutsches Elektronen-Synchrotron: Über DESY.
Online im Internet: URL: http://www.desy.de/ueber_desy/desy/index_ger.html
Stand: [2020/ 02/ 02]

- [2] Wirtschaftsförderung Land Brandenburg GmbH: DESY: Brilliante Synchrotronstrahlung.
Online im Internet: URL: <http://innovatives-brandenburg.de/de/news/desy-brilliantesynchrotronstrahlung>
Stand: [2020/ 02/ 02]

- [3] Platzer, R.: Foto Lenkergestell M6.
Interne Fotos, abgerufen am 03.02.2020

- [4] Platzer, R.: PRR Tragrahmen XTL R38/40.
Interne PowerPoint Präsentation, gehalten am 02.07.2014

- [5] Platzer, R.; Saemann, E.-O.: EASy (Easy Alignment System) 6-Achs-Präzisionspositionierung.
Interne PowerPoint Präsentation, gehalten am 19.12.2019

- [6] Feldhusen, J.; Grote, K.-H.: Pahl/ Beitz Konstruktionslehre Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung., Springer, 2013.

- [7] HUBER Diffraktionstechnik GmbH & Co. KG: Lineartische.
Online im Internet: URL: <https://www.xhuber.com/de/produkte/1-komponenten/11-translation/111-lineartische/>.
Stand: [2020/ 02/ 02]

- [8] HUBER Diffraktionstechnik GmbH & Co. KG: Z-Tisch 5103.C40.
Online im Internet: URL: https://www.xhuber.com/de/vakuum-produkte/1-komponenten/11-translation/113-z-tische/5103c40/?tx_powermail_pi1%5Baction%5D=create&tx_powermail_pi1%5Bcontroller%5D=Form&cHash=e53973312c3ab2a30c9de29987e5e005
Stand: [2020/ 02/ 02]

- [9] Photon Science DESY: HUBER diffractometer in EH2.
Online im Internet: URL: https://photon-science.desy.de/sites/site_photonscience/content/e58/e176720/e177229/e178413/e178444/e178445/infoboxContent178447/HUBERdiffractometer_eng.pdf
Stand: [2020/ 02/ 02]

- [10] HUBER Diffraktionstechnik GmbH & Co. KG: XY-Tisch 5102.50.
Online im Internet: URL: <https://www.xhuber.com/de/vakuum-produkte/1-komponenten/11-translation/112-xy-tische/510250/>
Stand: [2020/ 02/ 03]

- [11] Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG: 6-Achs-Hexapod.
Online im Internet: URL: https://www.physikinstrumente.de/fileadmin/user_upload/physik_instrumente/files/datasheets/H-825-Datenblatt.pdf
Stand: [2020/ 04/ 09]

- [12] Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG: H-811.I2/I2V 6-Achsen-Miniatur-Hexapod.
Online im Internet URL: https://www.physikinstrumente.de/fileadmin/user_upload/physik_instrumente/files/datasheets/H-811.I2I2V-Datenblatt.pdf
Stand: [2020/ 02/ 03]
- [13] Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG: Hexapoden.
Online im Internet: URL: http://www.dyneos.ch/pdf/Dyneos_Hexapoden_D_26072012.pdf
Stand: [2020/ 02/ 03]
- [14] Saemann, E.-O., Lemke, M., Platzer, R.: EASy Baureihe Antrag DESY-Innovationsfonds.
eingereicht am 14.06.2019
- [15] Saemann, E.-O.: Konstruktion/Entwicklung sowie CAD-Daten des EASy P1.
veröffentlicht: 09.07.2018
- [16] SKF GmbH: Verstellbare Stahlpassstücke.
Online im Internet: URL: <https://www.skf.com/de/products/maintenance-products/alignment-tools/adjustable-chocks/index.html>
Stand: [2020/04/06]
- [17] Dr. Fritz Faulhaber GmbH & Co. KG: DC-Kleinstmotoren Serie 1741...CRX.
Online im Internet: URL: <https://www.faulhaber.com/de/produkte/serie/1741cxr/>
Stand: [2020/ 03/ 01]
- [18] Dr. Fritz Faulhaber GmbH & Co. KG: Schrittmotoren Serie AM0820.
Online im Internet: URL: <https://www.faulhaber.com/de/produkte/serie/am0820/>
Stand: [2020/ 03/ 01]
- [19] GTS-Antriebstechnik GmbH: Einstufiges Stirnradgetriebe.
Online im Internet: URL: <http://gts-antriebstechnik.de/1-1-de.html>
Stand: [2020/ 03/ 01]
- [20] BS-Wiki: Planetengetriebe Aufbau und Funktion.
Online im Internet: URL: http://bs-wiki.de/mediawiki/index.php?title=Planetengetriebe:_Aufbau_und_Funktion&mobileaction=toggle_view_desktop
Stand: [2020/ 03/ 01]
- [21] R+W Antriebselemente GmbH: Elastomerkupplungen.
Online im Internet: URL: <https://www.rw-kupplungen.de/produkte/praezisionskupplungen/elastomerkupplungen/>
Stand: [2020/ 03/ 01]
- [22] R+W Antriebselemente GmbH: Metallbalgkupplungen.
Online im Internet URL: <https://www.rw-kupplungen.de/produkte/praezisionskupplungen/metallbalgkupplungen/>
Stand: [2020/ 03/ 01]
- [23] R+W Antriebselemente GmbH: Miniaturbalgkupplungen.
Online im Internet: URL: <https://www.rw-kupplungen.de/produkte/praezisionskupplungen/miniaturbalgkupplungen/mk2/>
Stand: [2020/ 03/ 01]

- [24] Gewinde Ziegler AG: Rollengewindetrieb.
Online im Internet: URL: <https://www.gewindeziegler.ch/>
Stand: [2020/ 03/ 01]
- [25] DR. JOHANNES HEIDENHAIN GmbH: Offene Längenmesssysteme Baureihe LIF für hohe Genauigkeit.
Online im Internet: URL: https://www.heidenhain.de/de_DE/produkte/laengenmessgeraete/offene-laengenmessgeraete/auswahlhilfe-lif/
Stand: [2020/ 03/ 01]
- [26] Honeywell International Inc.: Micro Switch 12SM83.
Online im Internet: URL: <https://sensing.honeywell.com/de-de/12SM83-general-purpose-basic-switches>
Stand: [2020/ 03/ 01]
- [27] Stromag: Federdruckbremse 4BZFM.
Online im Internet: URL: <https://www.stromag.com/-/media/Files/Literature/Brand/stromag/related/flyers/p-8360-sg-de-a4.ashx>
Stand: [2020/ 03/ 01]
- [28] attocube systems AG: Laser displacement Sensor: Sensor Heads Overview IDS 3010.
Online im Internet: URL: https://www.attocube.com/application/files/7115/5360/4707/IDS3010_brochure.pdf
Stand: [2020/ 03/ 01]
- [29] tec science: Schnecken und Schneckenräder.
Online im Internet: URL: <https://www.tec-science.com/de/getriebe-technik/zahnradarten/schnecken-und-schneckenrader/>
Stand: [2020/ 03/ 01]
- [30] Mädler GmbH: Stirnzahnräder Stahl, schräg verzahnt rechts und links, Modul 1.
Online im Internet URL: <https://www.maedler.de/product/1643/1618/2133/stirnzahnraeder-stahl-schraeg-verzahnt-rechts-und-links-modul-1>
Stand: [2020/ 03/ 01]
- [31] Hans Ziller GmbH: Druckfedern RD 63052.
Online im Internet: URL: <https://www.ziller-federn.de/federnshop/druckfedern/1225/rd-63052>
Stand: [2020/ 03/ 01]
- [32] Wittel, H.; Muhs, D.; Jannasch, D.; Voßiek, J.: Roloff/ Matek Maschinenelemente, 22.Auflage, Springer, 2015
- [33] Dr. Park, I.: Persönliches Gespräch mit der Firma attocube systems AG. DESY Photon Science Users' Meeting 2020, Hamburg, 31.01.2020
- [34] maxon motor GmbH: Produktkatalog: Hochpräzise Antriebe und Systeme.
Online im Internet: URL: <https://maxon.blaetterkatalog.ch/b9990/catalog/index.html?data=b9990/b999011&lang=d>
Stand: [2020/04/10]
- [35] maxon motor GmbH: Permanentmagnet erregter Gleichstrommotor mit eisenloser Wicklung.
Online im Internet: URL: https://www.maxongroup.de/medias/sys_master/root/8797782966302/maxonDCmotor-Notizen.pdf?attachment=true
Stand: [2020/ 03/ 09]

- [36] SCHNEEBERGER GmbH: Produktkatalog 2019 MINI-X.
Online im Internet: URL: https://www.schneeberger.com/fileadmin/documents/downloadcenter/01_product_catalogues_company_brochures/01_Linear_and_profiled_guideways/02_Minature_guideways/MINI-X_Produktkatalog_DE.pdf
Stand: [2020/ 03/ 09]
- [37] Vogel Communications Group: Elektronikpraxis: Der eisenlose DC-Motor
Online im Internet: URL: <https://www.elektronikpraxis.vogel.de/der-eisenlose-dc-motor-a-356804/>
Stand: [2020/04/05]
- [38] Vogel Communications Group: Konstruktionspraxis: Wie Planetengetriebe funktionieren.
Online im Internet: URL: <https://www.konstruktionspraxis.vogel.de/wie-planetengetriebe-funktionieren-a-869546/>
Stand: [2020/04/05]
- [39] OptiYummy: Software: FEM - Tutorial - Diskretisierung – Ansatzfunktionen.
Online im Internet: URL: https://www.optiyummy.de/index.php/Software:_FEM_-_Tutorial_-_Diskretisierung_-_Ansatzfunktionen
Stand: [2020/ 03/ 14]
- [40] Klein, B.: FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau, 10. Auflage, Springer, 2015
- [41] CADFEM GmbH, esocaet: Modalanalyse.
Online im Internet: URL: <http://www.cae-wiki.info/wikiplus/index.php/Modalanalyse>
Stand: [2020/03/31]
- [42] CADFEM GmbH, esocaet: Modalanalyse Theorie.
Online im Internet: URL: http://www.cae-wiki.info/wikiplus/index.php/Modalanalyse_Theorie
Stand: [2020/04/08]
- [43] hw Hortmann+Wolf GmbH: Vorspannkräfte und Anziehungsmomente.
Online im Internet: URL: https://www.hw-siegen.de/fileadmin/user_upload/HW/Technische_Informationen/Masseinheiten_Schluesselweiten.pdf
Stand: [2020/04/07]
- [44] Baudynamik in der Alltagspraxis: Ingenieurmäßige Bestimmung der Eigenfrequenzen für verschiedene Systeme nach [Gerold 1998].
Online im Internet: URL: https://www.harrer-ing.net/de/downloads/veroeffentlichungen/Baudynamik_in_der_Alltagspraxis.pdf?m=1375438918&
Stand: [2020/04/07]

Anhang

A-1 Berechnungen

A-1.1 Nachprüfung auf Knickung der gesamten Kugelumlaufspindel

Allgemeines zur Kugelumlaufspindel:

Werkstoff: X39CrMo17-1

$$R_{p0,2N} = 550 \frac{N}{mm^2}$$

$$R_{mN} = 750 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{bWN} = 375 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{dzSchN} = 515 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{zdWN} = 300 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tWN} = 225 \frac{N}{mm^2}$$

$$d = 5 \text{ mm}$$

technologischer
Größenfaktor:

$$K_t = 1$$

Leistung:

$$P = 4,5 \text{ W}$$

Nenn Drehzahl Motor:

$$n_1 = 8120 \frac{1}{min}$$

Antriebsmoment
Planetengetriebe:

$$M_{t1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = 0,005 \text{ Nm} \quad (\text{A1.1})$$

Untersetzung
Planetengetriebe:

$$i_{Planeten} = 84$$

Wirkungsgrad
Planetengetriebe:

$$\eta_{Planeten} = 0,71$$

Abtriebsmoment
Planetengetriebe:

$$M_{t2} = M_{t1} \cdot i_{Planeten} \cdot \eta_{Planeten} = 0,316 \quad (\text{A1.2})$$

Spindellänge:

$$l = 102 \text{ mm}$$

Kerndurchmesser:

$$d_3 = 5 \text{ mm}$$

Elastizitätsmodul:

$$E = 210000 \frac{N}{mm^2}$$

Knicklänge: $l_k = 0,7 \cdot l = 71,4 \text{ mm}$ (A1.3)

Schlankheitsgrad der Spindel: $\lambda = \frac{4 \cdot l_k}{d_3} = 57,12$ (A1.4)

$$\lambda_0 = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{(0,8 \cdot R_{p0,2})}} = 50,939 \quad (\text{A1.5})$$

$\lambda \geq \lambda_0 \Rightarrow$ handelt sich um eine elastische Knickung

Knickspannung nach Euler: $\sigma_K = \frac{E \cdot \pi^2}{\lambda^2} = 635,247 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ (A1.6)

Belastungsfall 2:

Längskraft in der Spindel: $F = 100 \text{ N}$

Querschnittsfläche des Durchmessers: $A_3 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 19,635 \text{ mm}^2$ (A1.7)

Vorhandene Druckspannung: $\sigma_d = \frac{F}{A_3} = 5,093 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ (A1.8)

zulässige Spannungen: $\frac{\sigma_{zul}}{\varphi \cdot \tau_{zul}} = 1$ (A1.9)

Steigung: $P_h = 2 \text{ mm}$

Steigungswinkel: $\varphi = \arctan\left(\frac{P_h}{d \cdot \pi}\right) = 7,256^\circ$ (A1.10)

Gewinde-Gleitreibungswinkel: $\varphi' = 12^\circ$

Reibungszahl in der Kontaktfläche: $\mu_L = 0,3$

Drehmoment durch Längskraft: $M_t = \frac{F}{2} \cdot (d \cdot \tan(\varphi + \varphi') + d \cdot \mu_L) = 0,162 \text{ Nm}$ (A1.11)

Widerstandsmoment: $W_t = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = 24,544 \text{ mm}^3$ (A1.12)

Verdrehspannung: $\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = 6,614 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ (A1.13)

zulässige Druckspannung:
$$\sigma_{zul} = \frac{\sigma_{dzSch} \cdot K_t}{2} = 257,5 \frac{N}{mm^2} \quad (A1.14)$$

Vergleichsspannung:
$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_d^2 + 3 \cdot (1 \cdot \tau_t)^2} = 12,537 \frac{N}{mm^2} \quad (A1.15)$$

vorhandene Spannung
$$\sigma_{vorh} = \sigma_V = 12,537 \frac{N}{mm^2} \quad (A1.16)$$

Sicherheit:
$$S = \frac{\sigma_K}{\sigma_{vorh}} = 50,57 \quad S_{erf} = 3 \quad S \geq S_{erf} \quad (A1.17)$$

A-1.2.1 Lebensdauerberechnung nach Schneeberger für den Mikrorolltisch
MS 5- 40.31 der Firma Schneeberger

maximale Kraft: $F = 100 \text{ N}$

Hublänge: $s_{Mikro} = 15 \text{ mm}$

Nennndrehzahl $n_1 = 8120 \frac{1}{\text{min}}$

Untersetzung Planetengetriebe: $i_{Planeten} = 84$

Abtriebsdrehzahl: $n_2 = \frac{n_1}{i_{Planeten}} = 96,667 \frac{1}{\text{min}}$ (A1.18)

Steigung der Spindel: $P_h = 2 \text{ mm}$

Verfahrgeschwindigkeit: $v = P_h \cdot n_2 = 0,193 \frac{\text{m}}{\text{min}}$ (A1.19)

gesamte Zeit des Fahrweges: $t = \frac{s_{Mikro}}{v} = 4,655 \text{ s}$ (A1.20)

dynamische Tragzahl: $C = 987 \text{ N}$

statische Tragzahl: $C_0 = 1716 \text{ N}$

dynamisch äquivalente Belastung: $P_{\ddot{a}qui} = 0,7 \cdot F = 70 \text{ N}$ (A1.21)

Kontaktfaktor: $f_k = 1$

Anzahl Führungswagen	1	2	3	4	5
Kontaktfaktor f_k	1	0.81	0.72	0.66	0.62

Tabelle A 1: Kontaktfaktor [36]

Erlebenswahrscheinlichkeitsfaktor:

$$a = 1$$

Erlebenswahrscheinlichkeit in %	90	95	96	97	98	99
Faktor a	1	0.62	0.53	0.44	0.33	0.21

Tabelle A 2: Erlebenswahrscheinlichkeitsfaktor [36]

effektive Tragfähigkeit: $C_{eff} = f_k \cdot C = 987 \text{ N}$ (A1.22)

nominale Lebensdauer: $L = a \cdot \left(\frac{C_{eff}}{P_{\text{äqui}}} \right)^3 \cdot 10^5 \text{ m} = \underline{2,803 \cdot 10^8 \text{ m}}$ (A1.23)

Lebensdauer in Stunden $L_h = \frac{L}{60 \cdot v} = \underline{4,028 \cdot 10^5 \text{ h}}$ (A1.24)

A-1.2.2 Lebensdauerberechnung nach Schneeberger für den Mikrorolltisch MS 5- 30.20 der Firma Schneeberger

maximale Kraft: $F = 100 \text{ N}$

Hublänge: $s_{\text{Mikro}} = 5 \text{ mm}$

Nennndrehzahl $n_1 = 8120 \frac{1}{\text{min}}$

Untersetzung Planetengetriebe: $i_{\text{planeten}} = 84$

Abtriebsdrehzahl: $n_2 = \frac{n_1}{i_{\text{planeten}}} = 96,667 \frac{1}{\text{min}}$ (A1.25)

Steigung der Spindel: $P_h = 2 \text{ mm}$

Verfahrgeschwindigkeit: $v = P_h \cdot n_2 = 0,193 \frac{\text{m}}{\text{min}}$ (A1.26)

gesamte Zeit des Fahrweges: $t = \frac{s_{\text{Mikro}}}{v} = 1,552 \text{ s}$ (A1.27)

dynamische Tragzahl: $C = 857 \text{ N}$

statische Tragzahl: $C_0 = 1404 \text{ N}$

dynamisch äquivalente Belastung: $P_{\text{äqui}} = 0,7 \cdot F = 70 \text{ N}$ (A1.28)

Kontaktfaktor: $f_k = 1$

Erlebenswahrscheinlichkeitsfaktor: $a = 1$

effektive Tragfähigkeit: $C_{\text{eff}} = f_k \cdot C = 857 \text{ N}$ (A1.29)

nominale Lebensdauer: $L = a \cdot \left(\frac{C_{\text{eff}}}{P_{\text{äqui}}} \right)^3 \cdot 10^5 \text{ m} = \underline{1,835 \cdot 10^8 \text{ m}}$ (A1.30)

Lebensdauer in Stunden $L_h = \frac{L}{60 \cdot v} = \underline{2,637 \cdot 10^5 \text{ h}}$ (A1.31)

A-1.3 Nachprüfung der Zylinderschraube M2

maximale Kraft: $F = 100 \text{ N}$

Elastizitätsmodul des Schraubwerkstoffes: $E_S = 2100000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Elastizitätsmodul des Mikrorolltisches: $E_M = 2100000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Nenndurchmesser: $d_{Nenn} = 2 \text{ mm}$

Schaftdurchmesser: $d_1 = 2,6 \text{ mm}$

Kerndurchmesser: $d_3 = 1,509 \text{ mm}$

Länge des Innensechskants: $l_K = 0,55 \text{ mm}$

Länge des Schaftes: $l_1 = 0,51 \text{ mm}$

Länge eingeschraubtes Gewinde: $l_{Ge} = 0,5 \cdot d_{Nenn} = 2 \text{ mm}$ (A1.32)

Länge Schraubenmutter: $l_M = 0,33 \cdot d_{Nenn} = 0,66 \text{ mm}$ (A1.33)

Gewindelänge im Klemmlängenbereich: $l_G = 0,5 \text{ mm}$

Schaftquerschnittsfläche der Schraube: $A_{d1} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 5,309 \text{ mm}^2$ (A1.34)

Nennquerschnitt des Schraubenschaftes: $A_N = \frac{\pi \cdot d_{Nenn}^2}{4} = 3,142 \text{ mm}^2$ (A1.35)

Kernquerschnitt des Gewindes: $A_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = 1,788 \text{ mm}^2$ (A1.36)

Nachgiebigkeit der Schraube:
$$\delta_S = \frac{1}{E_S} \cdot \left(\frac{l_K}{A_N} + \frac{l_1}{A_{d1}} + \frac{l_G}{A_3} + \frac{l_{Ge}}{A_3} \right) + \frac{l_M}{E_M \cdot A_N}$$
 (A1.37)

$$= 6,285 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

Außendurchmesser der ebenen Kopfaufgabe: $d_W = 3,48 \text{ mm}$

Durchmesser des Durchgangsloches: $d_h = 2,4 \text{ mm}$

Klemmlänge der verspannten Teile: $l_{k2} = 4 \text{ mm}$

Außendurchmesser der verspannten Teile: $D_A = 10 \text{ mm}$

$$x = \sqrt[3]{\frac{l_{k2} \cdot d_W}{D_A^2}} = 0,518 \quad (\text{A1.38})$$

Ersatzquerschnitt: $A_{ers} = \frac{\pi}{4} (d_W^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} \cdot d_W \cdot (D_A - d_W) \cdot ((x + 1)^2 - 1) = 16,616 \text{ mm}^2$ (A1.39)

Elastizitätsmodul des verspannten Bauteils: $E_T = 70000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Nachgiebigkeit der Bauteile: $\delta_T = \frac{l_{k2}}{A_{ers} \cdot E_T} = 3,439 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$ (A1.40)

Krafteinleitungsfaktor: $n = 0,7$

Kraftverhältnis: $\Phi = n \cdot \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T} = 0,248$ (A1.41)

Festigkeitsklasse der Schraube: $R_{p0,2} = 1080 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Spannungsquerschnitt: $A_S = \frac{\pi}{4} \cdot d_3^2 = 1,788 \text{ mm}^2$ (A1.42)

zulässige Zusatzkraft der Schraube: $F_{BS} = 0,1 \cdot R_{p0,2} \cdot A_S = 193,149 \text{ N}$ (A1.43)

Zusatzkraft: $F_{BS} = \Phi \cdot F = 24,755 \text{ N}$ (A1.44)

Vorspannkraft: $F_V = 901 \text{ N}$

Richtwerte für Gewindereibungszahl μ 0,14

M	Schachtschrauben mit metrischem ISO-Regelgewinde nach DIN 13 Teil 12 (Auswahl)												mm
	4,6		5,6		6,8		8,8		10,9		12,9		
	Vorspannkraft = F_{sp}						Drehmoment = M_A						
	F_{sp} N	M_A N·m	F_{sp} N	M_A N·m	F_{sp} N	M_A N·m	F_{sp} N	M_A N·m	F_{sp} N	M_A N·m	F_{sp} N	M_A N·m	
M 2	338	0,13	422	0,163	675	0,261	901	0,348	1267	0,489	1520	0,587	4
M 2,5	563	0,269	703	0,336	1125	0,537	1500	0,716	2110	1,007	2532	1,209	5
M 3	845	0,48	1056	0,600	1689	0,961	2253	1,281	3168	1,801	3801	2,161	5,5
M 3,5	1133	0,754	1416	0,942	2266	1,507	3021	2,009	4248	2,826	5098	3,391	6
M 4	1463	1,115	1829	1,393	2927	2,229	3902	2,972	5487	4,180	6585	5,016	7
M 4,5	1901	1,621	2376	2,026	3801	3,242	5068	4,323	7127	6,079	8553	7,295	7
M 5	2395	2,261	2994	2,827	4790	4,523	6387	6,03	8982	8,480	10778	10,176	7 + 8
M 6	3379	3,843	4224	4,803	6758	7,686	9011	10,247	12671	14,410	15205	17,292	8 + 10
M 8	6202	9,349	7753	11,686	12404	18,698	16539	24,931	23258	35,059	27909	42,070	10 + 13
M 10	9876	18,64	12345	23,18	19752	37,09	26336	49,45	37034	69,54	44441	83,44	13 - 17
M 12	14400	32,37	18000	40,46	28901	64,74	38401	88,32	54001	121,38	64801	145,66	15 - 19
M 14	19775	51,77	24719	64,71	39551	103,54	52734	138,06	74158	194,14	89989	232,97	22 + 24
M 16	27221	80,62	34027	100,77	54443	161,24	72591	214,98	102080	302,32	122497	362,78	21 + 24
M 18	33078	111,09	41347	138,86	66155	222,17	88207	296,23	124041	416,58	148850	499,89	27
M 20	42534	157,46	53167	196,82	85067	314,91	113423	419,88	159501	590,46	191401	708,55	27 - 34
M 22	53175	215,1	66469	268,9	106350	430,2	141800	573,7	199406	806,7	239288	968	32 - 41
M 24	61248	272,1	76560	340,1	122497	544,2	163329	725,6	229681	1020,3	275617	1224,4	36 + 41
M 27	80670	399,9	100837	499,9	161339	799,9	215119	1066,5	302512	1499,7	363014	1799,7	41 + 46
M 30	98027	541,7	122533	677,2	196054	1083,4	261405	1444,6	367600	2031,5	441120	2437,7	46 + 50
M 33	122241	738,5	152801	923,2	244482	1477,1	325976	1969,4	458404	2769,5	550084	3323,4	50 + 55
M 36	143413	948	179266	1185	286826	1896	382434	2528	537798	3555	645358	4265,9	55 + 60
M 39	172420	1229	215525	1536	344839	2457	459786	3276	646574	4607	775888	5529	60 + 65
M 42	197407	1519	246758	1899	394813	3038	526417	4050	740275	5696	883229	6835	65
M 45	231206	1898	289007	2373	462412	3798	616549	5062	867022	7118	1040426	8541	70
M 48	280008	2282	325010	2853	520015	4565	693354	6086	975029	8559	1170035	10271	75
M 52	312056	2954	390070	3692	624112	5907	832149	7876	1170209	11076	1404251	13292	80
M 56	359843	3672	449804	4591	719689	7345	959581	9793	1349411	13772	1619293	16526	85
M 60	420651	4582	525813	5728	841301	9164	1121735	12219	1577440	17183	1892928	20619	90
M 64	475860	5536	594825	6920	951720	11071	1268960	14762	1784476	20759	2141371	24911	95
M 68	545427	6720	681784	8400	1090855	13440	1454473	17919	2045353	25199	2454423	30239	100
Schachtschrauben mit metrischem ISO-Feingewinde nach DIN 13 Teil 12 (Auswahl)													
M 8 x 1	6805	10,08	8507	12,6	13611	20,15	18148	26,87	25520	37,79	30624	45,35	10 + 13
M 10 x 1	11418	20,83	14272	26,04	22835	41,66	30447	55,55	42816	78,11	51379	93,73	13 - 17
M 12 x 1,5	15312	34,01	19140	42,51	30624	68,02	40832	90,69	57420	127,54	68904	153,05	15 - 19
M 14 x 1,5	21934	56,25	27418	70,32	43868	112,51	58491	150,01	82253	210,96	98703	255,15	22 + 24
M 16 x 1,5	29741	86,5	37177	108,12	59483	172,99	79310	230,66	111530	324,36	133836	389,23	21 + 24
M 18 x 1,5	38733	125,95	48417	157,44	77467	251,91	103289	335,88	145250	472,33	174300	566,8	27
M 20 x 1,5	48910	175,9	61138	219,8	97820	351,7	130427	468,9	183413	659,4	220096	791,3	27 - 34
M 22 x 1,5	60272	237,4	75340	296,8	120543	474,8	160724	633,1	226019	890,3	271223	1068,3	32 - 41
M 24 x 1,5	72818	311,8	91022	389,8	145635	623,7	194180	831,6	273066	1169,4	327680	1403,3	38 + 41

Tabelle A 3: Vorspannkraft der M2-Zylinderschraube [43]

Entlastungskraft für die Teile:

$$F_{BT} = F \cdot (1 - \Phi) = 75,245 \text{ N} \quad (\text{A1.45})$$

Klemmkraft:

$$F_{Kl} = F_V - F_{BT} = 825,755 \text{ N} \quad (\text{A1.46})$$

Gesamtschraubenkraft:

$$F_{Smax} = F_{Kl} + F = 925,755 \text{ N} \quad (\text{A1.47})$$

maximale Zugspannung:

$$\sigma_{max} = \frac{F_{Smax}}{A_S} = 517,64 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (\text{A1.48})$$

Reduktionskoeffizient:

$$k_\tau = 0,5$$

Gewindesteigung:

$$P_{Gew} = 0,4 \text{ mm}$$

Durchmesser von Spannungsquerschnitt:

$$d_s = 1,509 \text{ mm}$$

Reibungszahl im Gewinde:

$$\mu_G = 0,12 \text{ (TB 8-12a)} \quad (\text{A1.49})$$

Montagezugspannung:

$$\sigma_M = \frac{0,9 \cdot R_{p0,2}}{\sqrt{1 + (3 \cdot (0,159 \cdot P_{Gew} + 0,577 \cdot \mu_G \cdot d_3))}} \quad (\text{A1.50})$$

$$= 686,881 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Spannkraft: $F_{Sp} = \sigma_M \cdot A_S = 1,228 \cdot 10^3 \text{ N}$ (A1.51)

Gewindemoment: $M_G = F_{Sp} \cdot (0,159 \cdot P_{Gew} + 0,577 \cdot \mu_G \cdot d_3)$
 $= 0,206 \text{ Nm}$ (A1.52)

Widerstandsmoment: $W_t = \frac{\pi \cdot d_0^3}{16} = 0,675 \text{ mm}^2$ (A1.53)

maximale
Torsionsspannung: $\tau_t = \frac{M_G}{W_t} = 306,039 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ (A1.54)

Vergleichsspannung: $\sigma_V = \sqrt{\sigma_{zmax}^2 + 3 \cdot (k_\tau \cdot \tau_t)^2} = 581,546 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ (A1.55)

statische Sicherheit: $S_F = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_V} = 1,86 \ S_{erf} = 1,8 \ S_F \geq S_{erf}$ (A1.56)

Ausschlagekraft: $F_a = \frac{F}{2} \cdot \Phi = 12,377 \text{ N}$ (A1.57)

Ausschlagsspannung: $\sigma_a = \frac{F_a}{A_S} = 6,921 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ (A1.58)

Ausschlagfestigkeit des
Gewindes: $\sigma_A = 0,85 \cdot \left(\frac{150}{d_{Nenn}} + 45 \right) = 102 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ (A1.59)

dynamische Sicherheit: $S_D = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = 14,738 \ S_{D,erf} = 1,2 \ S_D \geq S_{D,erf}$ (A1.60)

A-1.4 Lebensdauerberechnung des Vierpunktlagers Q 1803 TW von SBN Wälzlager

radiale Kraft: $F_r = 0 \text{ N}$

axiale Kraft: $F_{Ax} = 100 \text{ N}$

dynamische Tragzahl: $C_r = 2330 \text{ N}$

statische Tragzahl: $C_0 = 1590 \text{ N}$

Nenn Drehzahl: $n_1 = 9400 \frac{1}{\text{min}}$

Übersetzung
Planetengetriebe: $i_{\text{Planeten}} = 16$

Abtriebsdrehzahl: $n_2 = \frac{n_1}{i_{\text{Planeten}}} = 587,5 \frac{1}{\text{min}}$ (A1.61)

Übersetzung des
Schneckengetriebes: $i_{\text{Schnecke}} = 40$

Drehzahl des
Schneckenrades: $n_3 = \frac{n_2}{i_{\text{Schnecke}}} = 14,688 \frac{1}{\text{min}}$ (A1.62)

dynamische äquivalente
Belastung: $P_{\text{äqui}} = F_r + 0,66 \cdot F_{Ax} = 66 \text{ N}$ (A1.63)

statische äquivalente
Belastung: $P_0 = F_r + 0,58 \cdot F_{Ax} = 58 \text{ N}$ (A1.64)

nominale Lebensdauer: $L = \left(\frac{C_r}{P_{\text{äqui}}} \right)^3 \cdot 10^6 \text{ m} = 4,4 \cdot 10^{10} \text{ m}$ (A1.65)

Lebensdauer: $L_h = \frac{16666}{n_3} \cdot \left(\frac{C_r}{P_{\text{äqui}}} \right)^3 = 8,321 \cdot 10^5 \text{ h}$ (A1.66)

statische Tragsicherheit: $S_F = \frac{C_0}{P_0} = 27,414$ (A1.67)

A-1.5 Auslegung der Schneckenwelle und des Schneckenrades

Schneckenwelle: Entwurfsdurchmesser

Leistung: $P = 4,5 \text{ W}$

Nenn Drehzahl: $n_1 = 9400 \frac{1}{\text{min}}$

Abtriebsdrehzahl: $n_2 = \frac{n_1}{i_{\text{Planeten}}} = 587,5 \frac{1}{\text{min}}$ (A1.68)

Antriebsmoment Planetengetriebe: $M_{t1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = 0,005 \text{ Nm}$ (A1.69)

Wirkungsgrad Planetengetriebe: $\eta_{\text{Planeten}} = 0,75$

Abtriebsmoment Planetengetriebe: $M_{t2} = \eta_{\text{Planeten}} \cdot M_{t1} \cdot i_{\text{Planeten}} = 0,055 \text{ Nm}$ (A1.70)

Übersetzung des Schneckengetriebes: $i_{\text{Schnecke}} = 40$

Wirkungsgrad des Schneckengetriebes: $\eta_{\text{ges}} = 0,7$ (nach TB 20-9)

Moment des Schneckenrads: $M_{t3} = \eta_{\text{ges}} \cdot M_{t2} \cdot i_{\text{Schnecke}} = 1,536 \text{ Nm}$ (A1.71)

Hebelarm: Schneckenmitte bis Lagermitte rechts: $l_H = 70 \text{ mm}$

maximale Kraft: $F = 100 \text{ N}$

gesamte Wellenlänge: $l_W = 100 \text{ mm}$

Lager links: $F_B = \frac{F \cdot l_H}{l_W} = 70 \text{ N}$ (A1.72)

Lager rechts: $F_A = F - F_B = 30 \text{ N}$ (A1.73)

Biegemoment: $M_B = F_A \cdot l_H = 2,1 \text{ Nm}$ (A1.74)

Werkstoff der
Schneckenwelle: 16MnCr5

$$\sigma_{bWN} = 500 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tWN} = 300 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{bzul} = 166,667 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tzul} = 100 \frac{N}{mm^2}$$

$$S_{Dmin} = 3$$

Faktor des
Anstrengungsverhältnis:

$$\psi_A = 1,73$$

$$M_V = \sqrt{M_B^2 + 0,75 \cdot \left(\frac{\sigma_{bzul}}{\tau_{tzul} \cdot \psi_A} \right)} = 2,1 \text{ Nm} \quad (\text{A1.75})$$

erforderlicher
Wellendurchmesser:

$$d_{erf} = 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_V}{\sigma_{bWN}}} = 5,486 \text{ Nm} \quad (\text{A1.76})$$

Entwurfsdurchmesser:

$$d_{sh} = 8 \text{ mm}$$

Schnecke:

Entwurfsabstand:

$$a_{ent} = 30 \text{ mm}$$

Anzahl der Zähne:

$$z_1 = 1$$

Modul:

$$m = 1 \text{ mm}$$

Teilkreisdurchmesser:

$$d_{m1} = 0,4 \cdot a_{ent} = 12 \text{ mm} \quad (\text{A1.77})$$

Formzahl der Schnecke:

$$q = \frac{d_{m1}}{m} = 12 \quad (\text{A1.78})$$

Axialteilung:

$$p_x = m \cdot \pi = 3,142 \text{ mm} \quad (\text{A1.79})$$

Steigungshöhe:

$$p_{z1} = z_1 \cdot p_x = 3,142 \text{ mm} \quad (\text{A1.80})$$

Mittensteigungswinkel:

$$\gamma_m = 20^\circ$$

Normalsteigung: $p_n = p_x \cdot \cos(\gamma_m) = 2,952 \text{ mm}$ (A1.81)

Normaleingriffswinkel: $\alpha_n = 20^\circ$

Eingriffswinkel im Axialschnitt: $\alpha_x = \arctan\left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\gamma_m)}\right) = 21,173^\circ$ (A1.82)

Kopfkreisdurchmesser: $d_{a1} = d_{m1} + 2 \cdot m = 14 \text{ mm}$ (A1.83)

Kopfhöhe: $h_{a1} = m = 1 \text{ mm}$ (A1.84)

Fußkreisdurchmesser: $d_{f1} = d_{m1} - 2,5 \cdot m = 9,5 \text{ mm}$ (A1.85)

Fußhöhe: $h_{f1} = 1,25 \cdot m = 1,25 \text{ mm}$ (A1.86)

Schneckenrad:

Anzahl der Zähne: $z_2 = 40$

Teilkreisdurchmesser: $d_{m2} = m \cdot z_2 = 40 \text{ mm}$ (A1.87)

Kopfkreisdurchmesser: $d_{a2} = d_{m2} + 2 \cdot m = 42 \text{ mm}$ (A1.88)

Fußkreisdurchmesser: $d_{f2} = d_{m2} - 2,5 \cdot m = 37,5 \text{ mm}$ (A1.89)

Außendurchmesser des Außenzylinders: $d_{e2} = d_{a2} + m = 43 \text{ mm}$ (A1.90)

Werkstoff des Schneckenrades: CuSn12Ni

Breite des Schneckenrades: $b_2 = 0,45 \cdot (d_{a1} + 4 \cdot m) = 8,1 \text{ mm}$ (A1.91)

Achsabstand: $a = \frac{d_{m1} + d_{m2}}{2} = 26 \text{ mm}$ (A1.92)

B-1 FEM-Analyse

B-1.1 Netzstudie

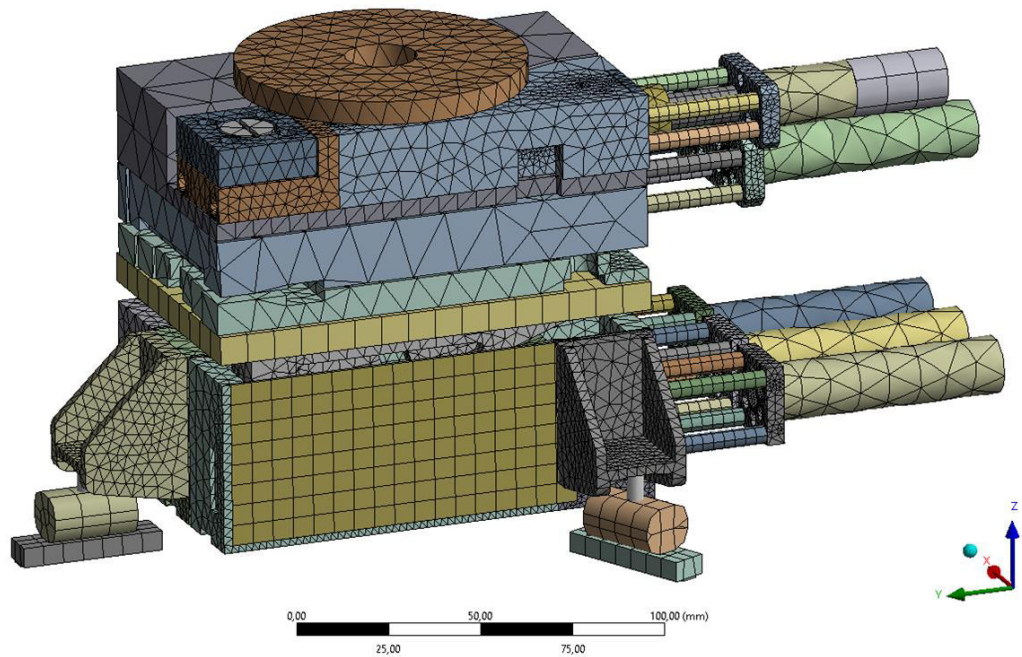


Abbildung B 1: grobe Vernetzung

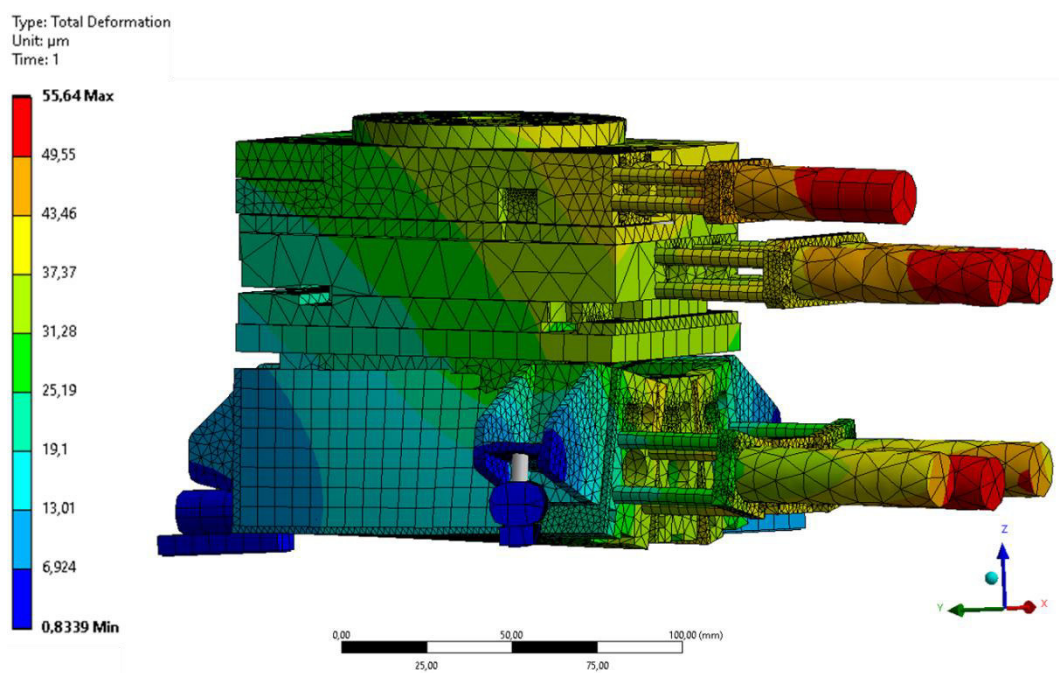


Abbildung B 2: Verformung des EASy P0 bei einer groben Vernetzung

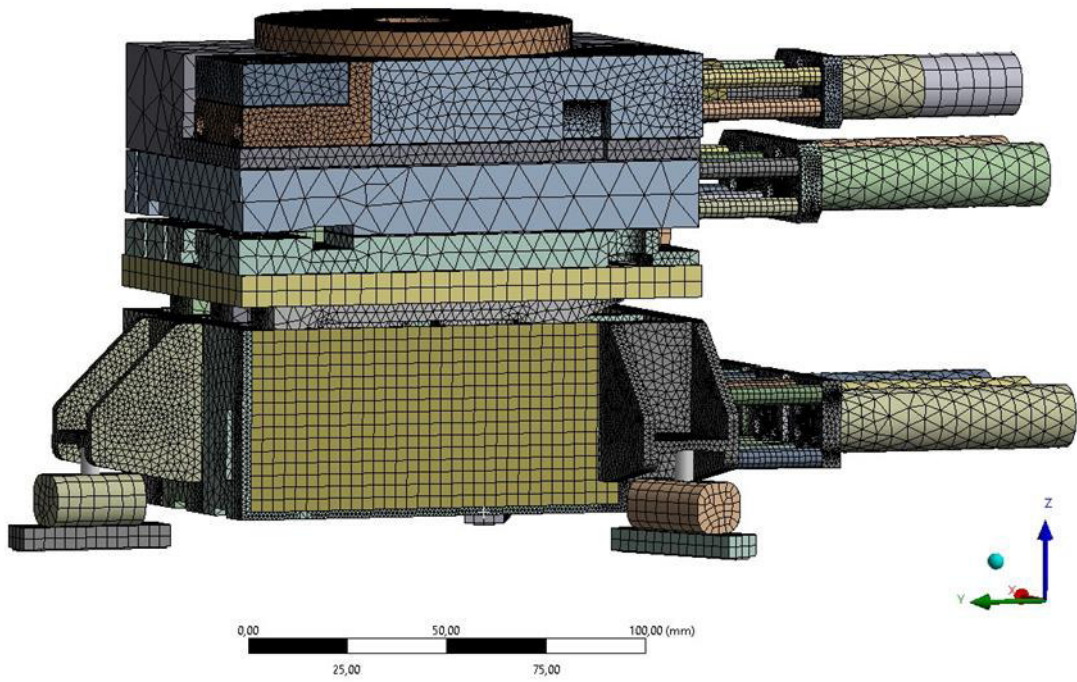


Abbildung B 3: etwas feinere Vernetzung

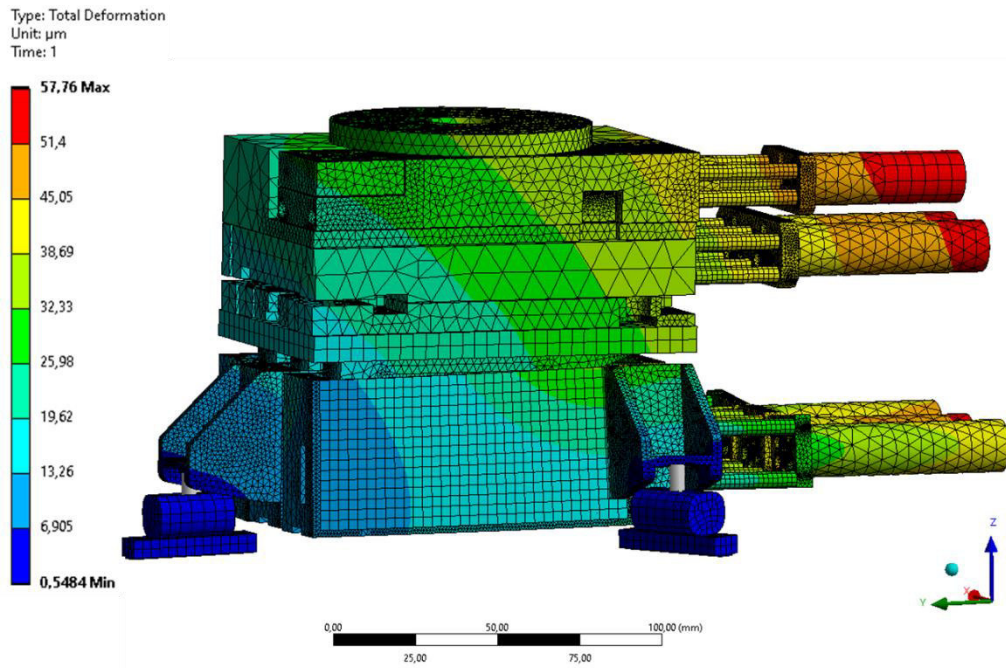


Abbildung B 4: Verformung des etwas feineren FEM-Modells

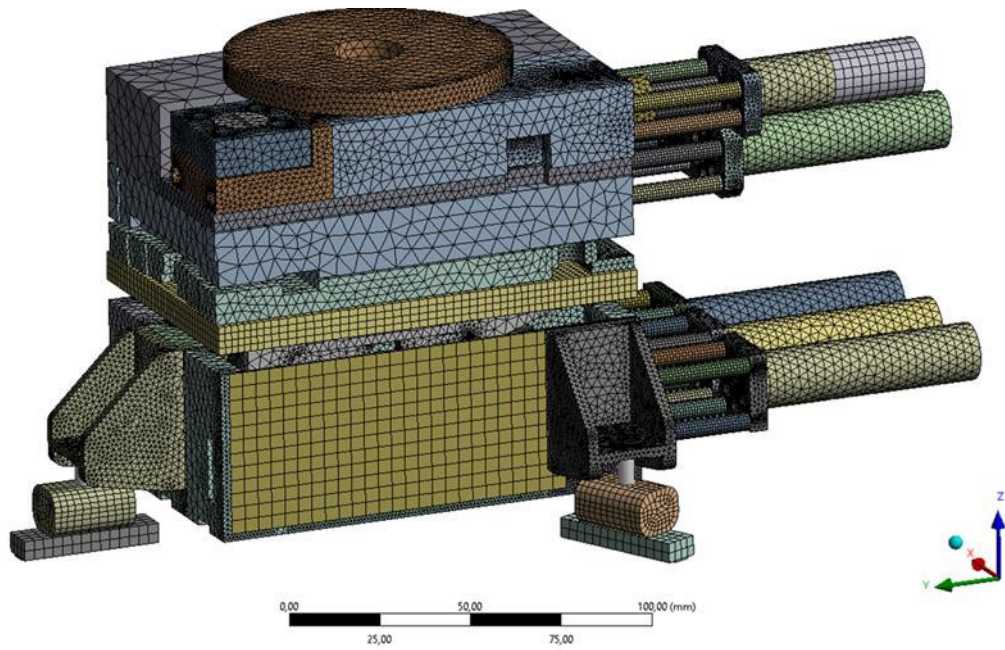


Abbildung B 5: sehr feine Vernetzung

Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: μm
 Time: 1

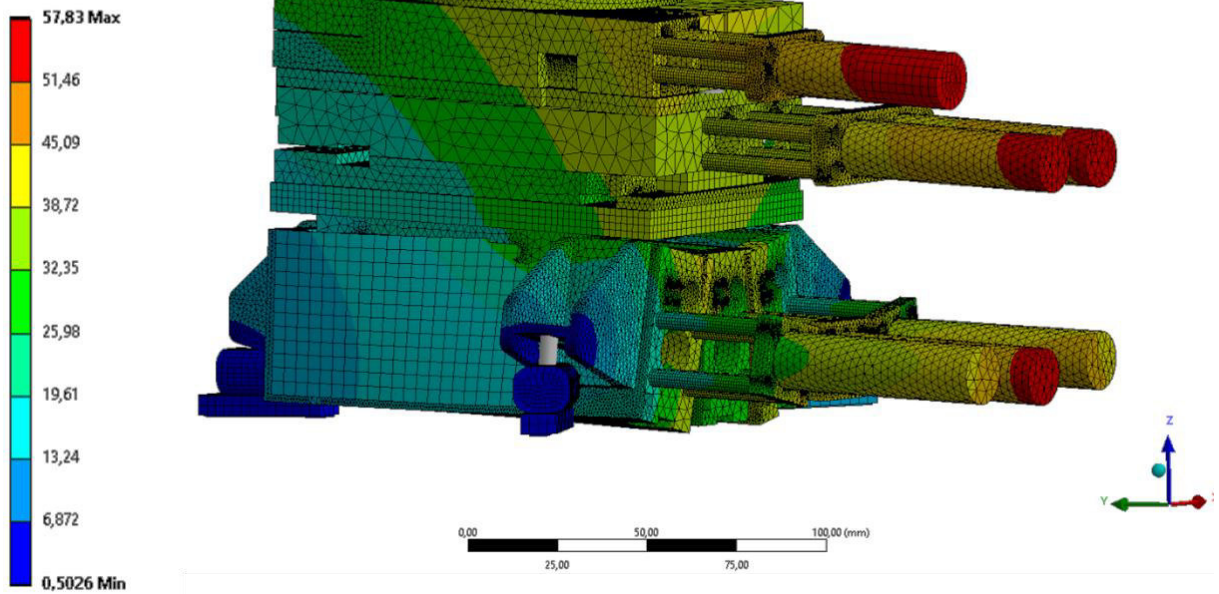


Abbildung B 6: Verformung des sehr feinen vernetzten FEM-Modells

B-1.2 Statische Analyse

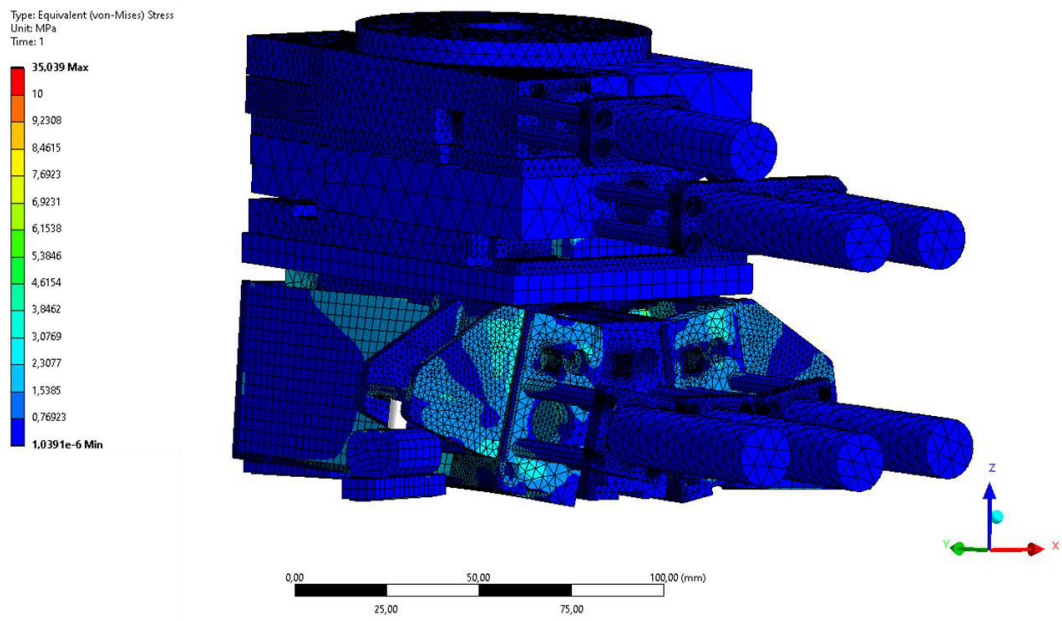


Abbildung B 7: Spannungen des EASy P0 mit Motoren

B-1.3 Modalanalyse

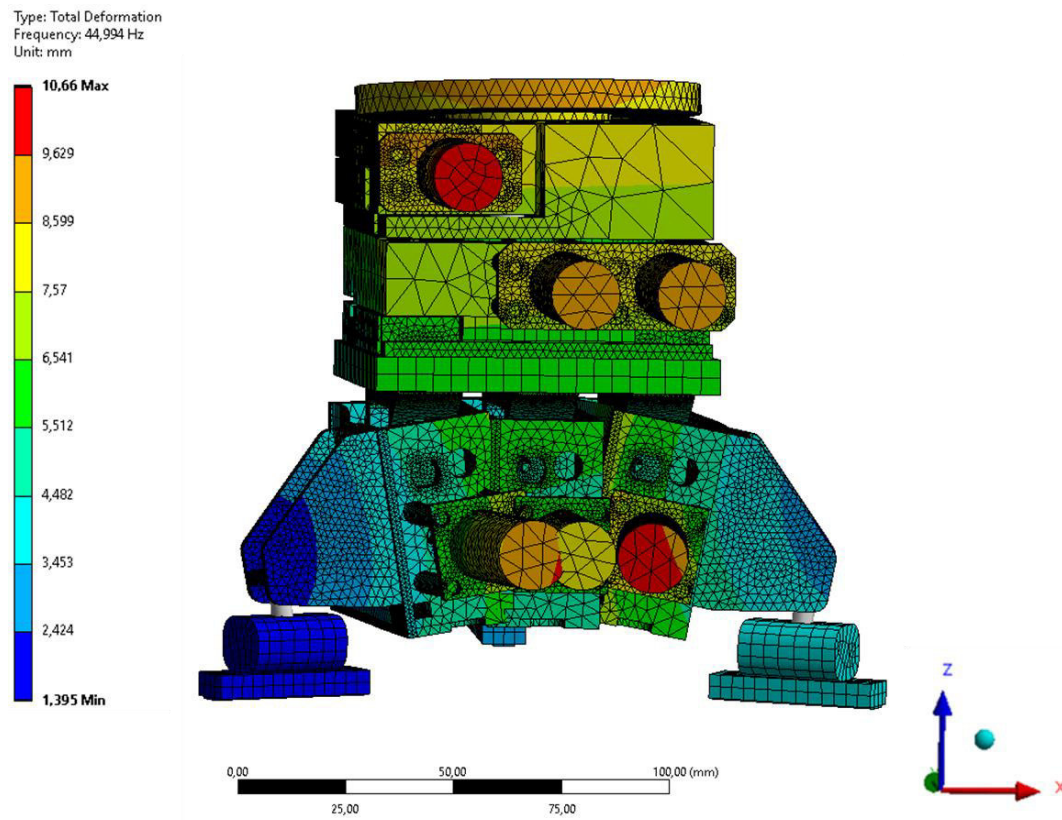


Abbildung B 8: Eigenform der zweiten Eigenfrequenz

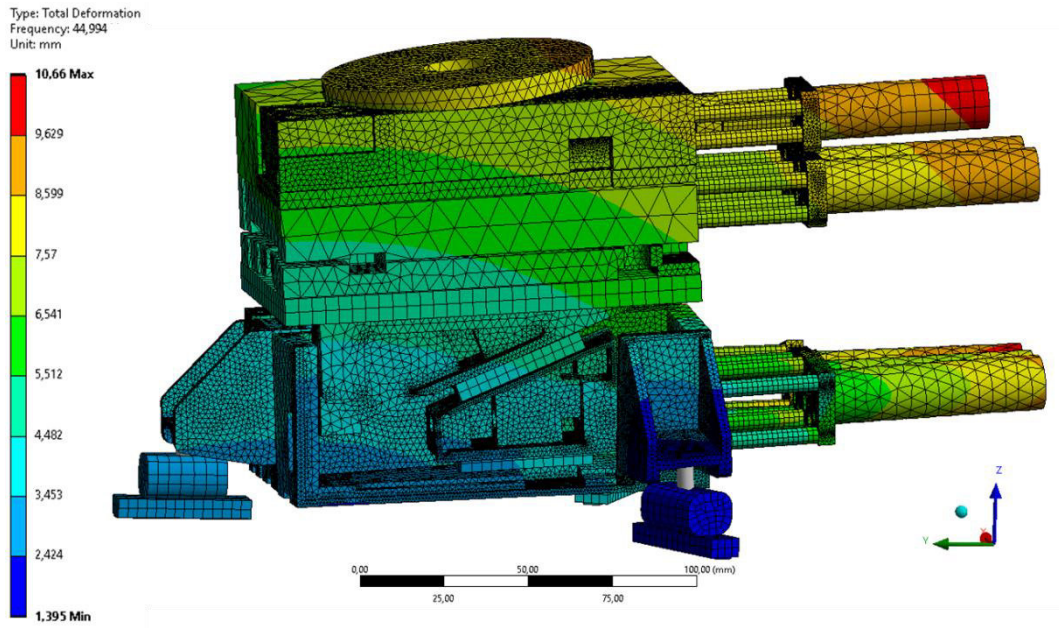


Abbildung B 9: Eigenform der zweiten Eigenfrequenz (Seitenansicht)

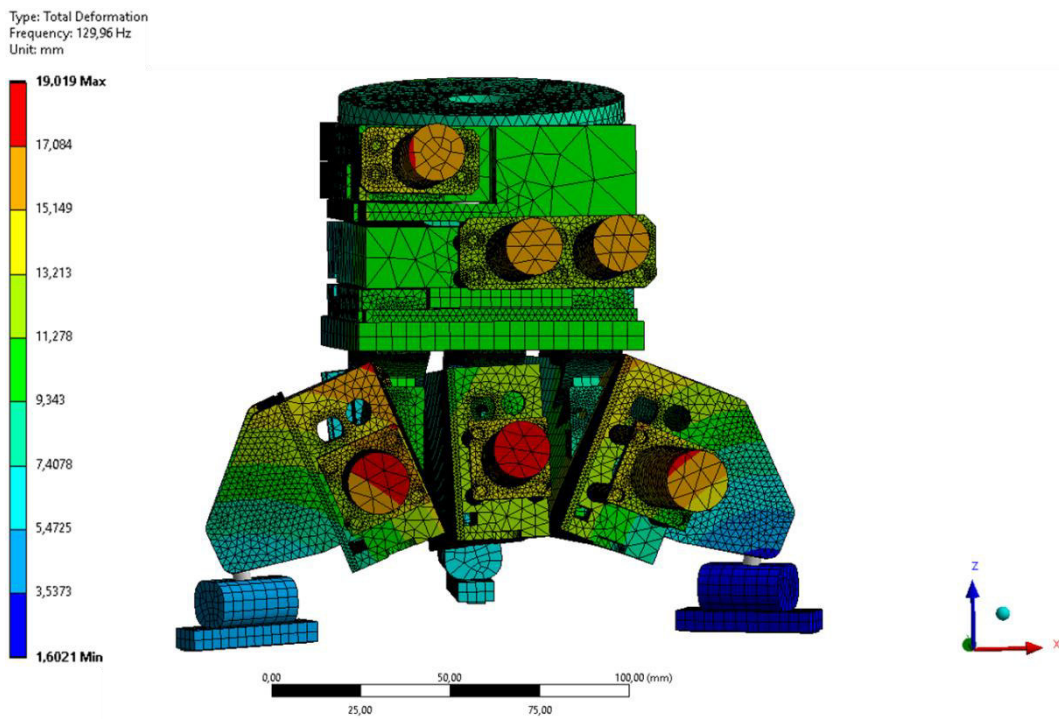


Abbildung B 10: Eigenform der dritten Eigenfrequenz (Vorderansicht)

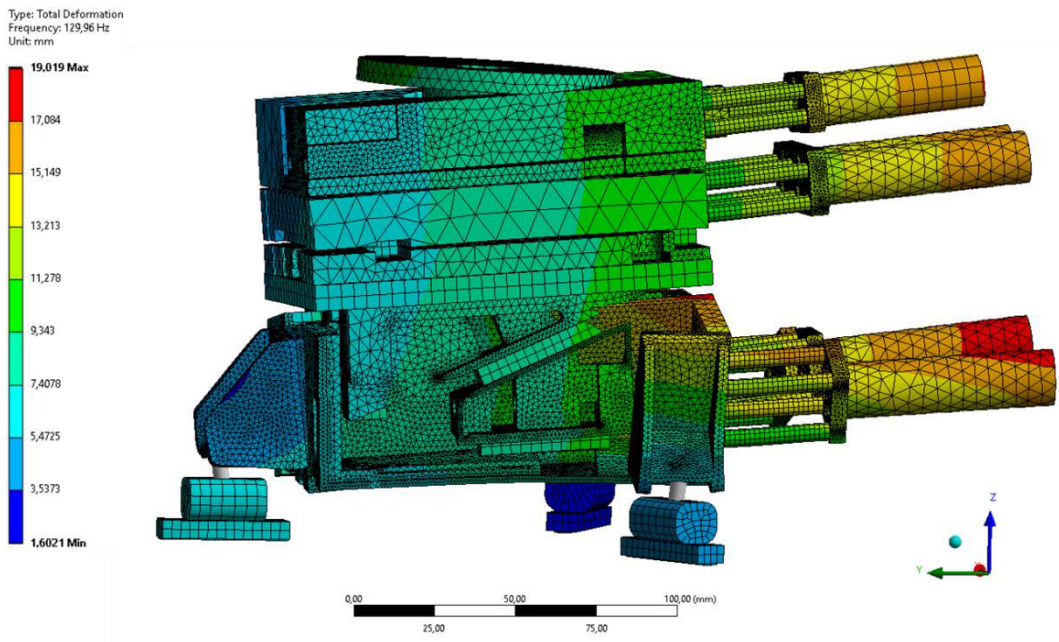


Abbildung B 11: Eigenform der dritten Eigenfrequenz (Seitenansicht)

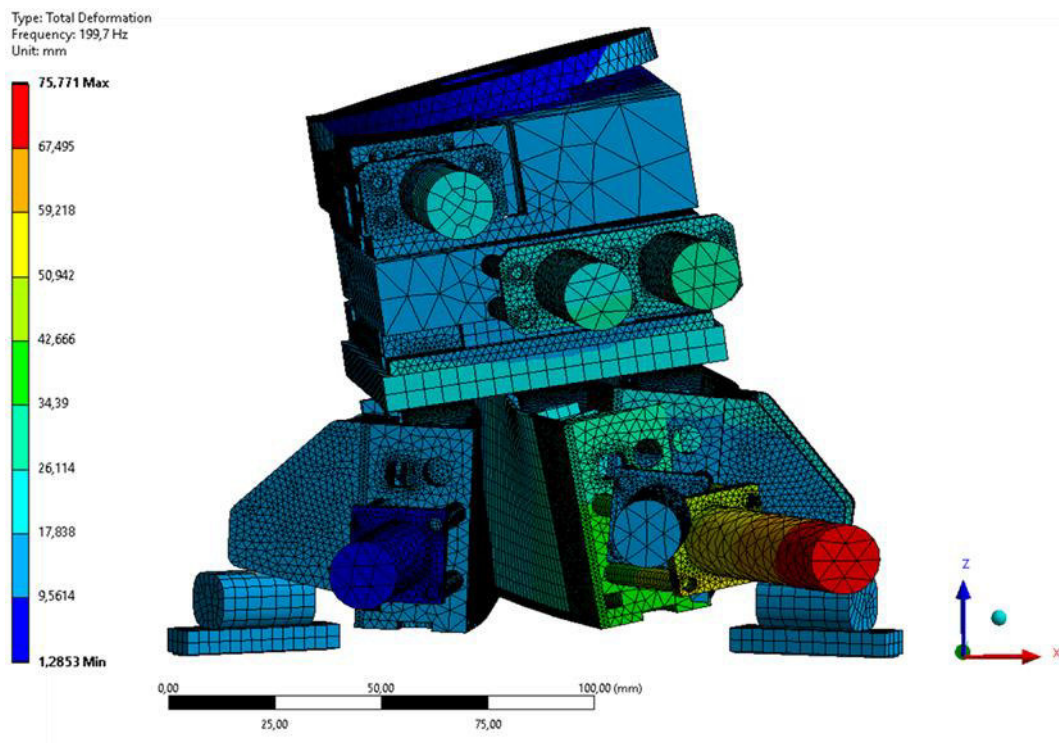


Abbildung B 12: Eigenform der vierten Eigenfrequenz (Vorderansicht)

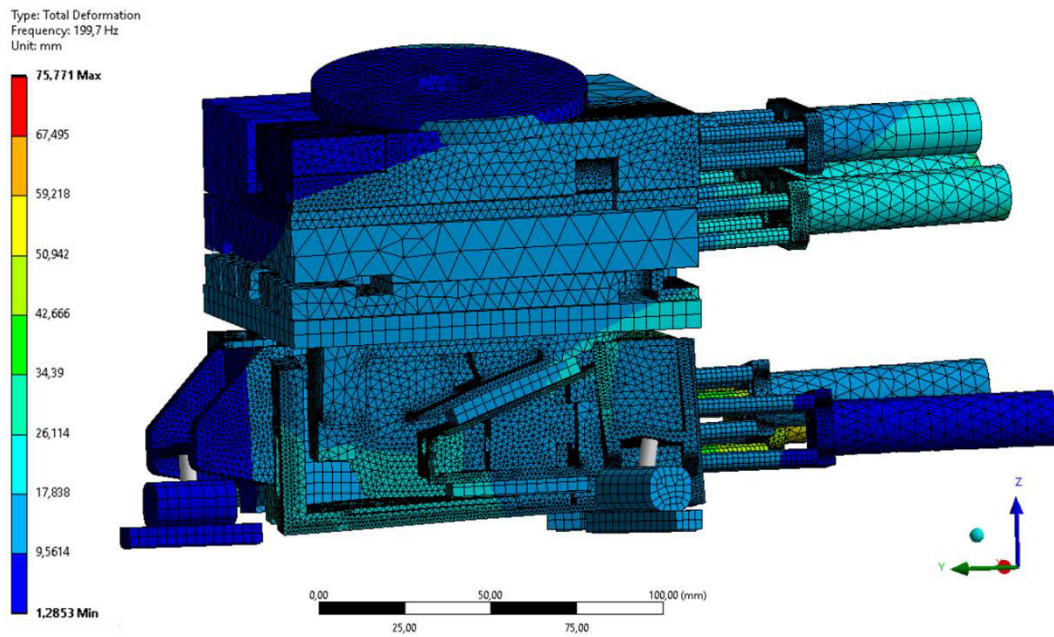


Abbildung B 13: Eigenform der vierten Eigenfrequenz (Seitenansicht)

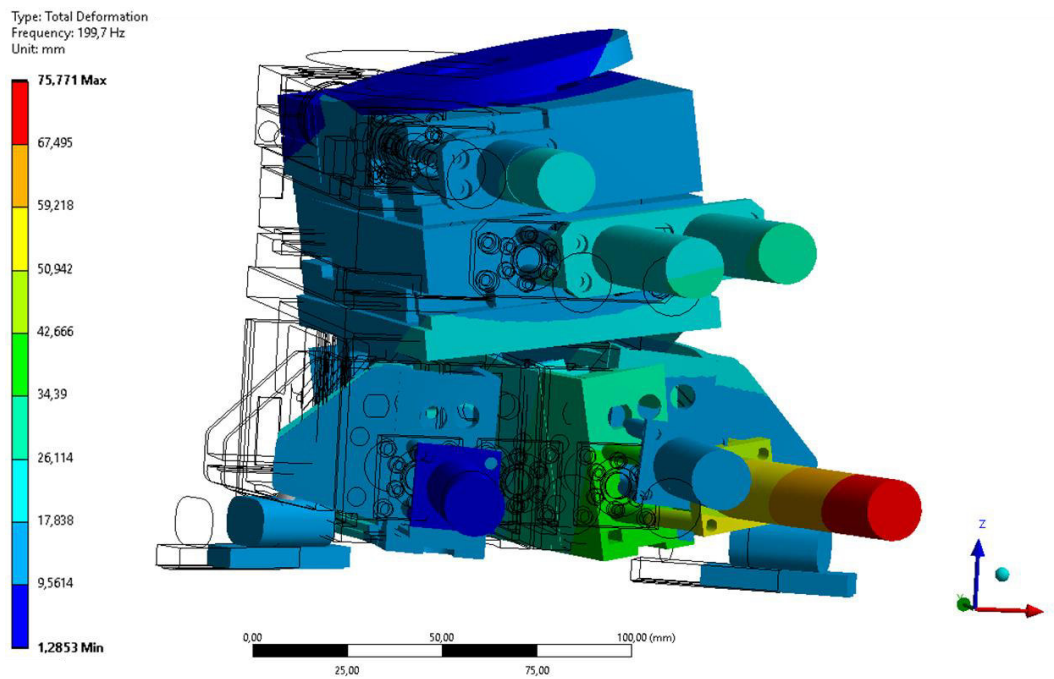


Abbildung B 14: Eigenform der vierten Eigenfrequenz mit der ursprünglichen Form

B-1.4 Formelblatt zur Berechnung der Eigenfrequenz

Massebelegung	Systeme		ω_0^2	f_0																				
	Lotrechte Schwingungen	Wäagrechte Schwingungen																						
Eine Punktmasse			$\frac{100 \text{ g}}{w}$	$\frac{5,0}{\sqrt{w^*}}$																				
Gleichmäßig verteilte Masse(n)		vgl. Stüssi [26]	$\frac{\pi^4 100 \text{ g EI}}{q l^4}$ = 127 g/max w	$\frac{5,62}{\sqrt{\text{max } w^*}}$																				
			$\frac{50000 \text{ g EI}}{q l^4}$ = 130 g/max w	$\frac{5,69}{\sqrt{\text{max } w^*}}$																				
		Elastische Einspannung siehe DIN 4131, Anlage A 2.1.2	$\frac{1236 \text{ g EI}}{q l^4}$ = 154,5 g/max w	$\frac{6,20}{\sqrt{\text{max } w^*}}$																				
Mehrere Einzelmassen	Allgemein gilt nach Schleicher [23], S. 1065, und DIN 4131 die sog. Morley-Formel		$g \frac{\sum G_i y_i}{\sum G_i y_i^2}$	$\frac{1}{2\pi} \frac{g \sum G_i y_i}{\sqrt{\sum G_i y_i^2}}$																				
<p>Bezeichnungen: (Dimensionen i.d.R. beispielhaft)</p> <table border="0"> <tr> <td>ω_0</td> <td>Eigenkreisfrequenz [1/s = 1/sec]</td> <td>q</td> <td>Belastung [kN/m]</td> </tr> <tr> <td>$f_0 = \omega_0 / (2\pi) = 1/T$</td> <td>Eigenfrequenz [1/s = Hz]</td> <td>EI</td> <td>Biegesteifigkeit [kNm² = 10²kgm³/s²]</td> </tr> <tr> <td>T</td> <td>Schwingdauer, Periode [s]</td> <td>w</td> <td>statische Durchbiegung [cm]</td> </tr> <tr> <td>m</td> <td>Massebelegung [kg]</td> <td>w*</td> <td>dimensionsbehaftet in [cm] einzusetzen</td> </tr> <tr> <td>g = 9,81 m/s²</td> <td>Erdbeschleunigung</td> <td>G = m · g</td> <td>Punktmasse [kN]</td> </tr> </table>					ω_0	Eigenkreisfrequenz [1/s = 1/sec]	q	Belastung [kN/m]	$f_0 = \omega_0 / (2\pi) = 1/T$	Eigenfrequenz [1/s = Hz]	EI	Biegesteifigkeit [kNm ² = 10 ² kgm ³ /s ²]	T	Schwingdauer, Periode [s]	w	statische Durchbiegung [cm]	m	Massebelegung [kg]	w*	dimensionsbehaftet in [cm] einzusetzen	g = 9,81 m/s ²	Erdbeschleunigung	G = m · g	Punktmasse [kN]
ω_0	Eigenkreisfrequenz [1/s = 1/sec]	q	Belastung [kN/m]																					
$f_0 = \omega_0 / (2\pi) = 1/T$	Eigenfrequenz [1/s = Hz]	EI	Biegesteifigkeit [kNm ² = 10 ² kgm ³ /s ²]																					
T	Schwingdauer, Periode [s]	w	statische Durchbiegung [cm]																					
m	Massebelegung [kg]	w*	dimensionsbehaftet in [cm] einzusetzen																					
g = 9,81 m/s ²	Erdbeschleunigung	G = m · g	Punktmasse [kN]																					

Bild 33. Ingenieurmäßige Bestimmung der Eigenfrequenzen für verschiedene Systeme nach [Gerold 1998]

Abbildung B 15: Formelblatt zur Berechnung der ersten Eigenfrequenz [43]

C-1 Optimierte Konstruktion

C-1.1 Optimierte CAD-Modelle

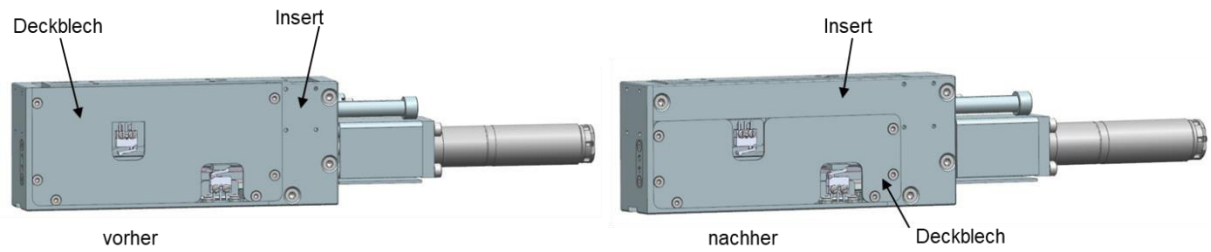


Abbildung C 1: Höhenverstellung: links: vorher; rechts: nachher

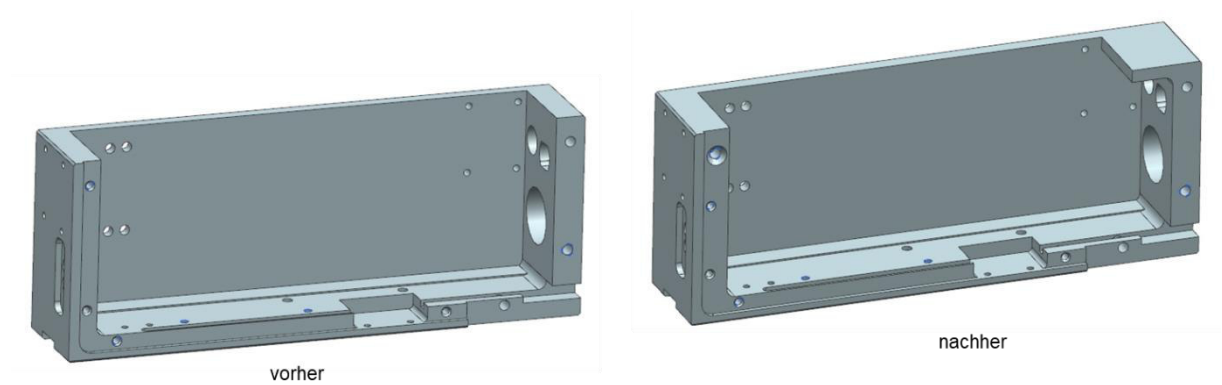


Abbildung C 2: Kassette: links: vorher; rechts: nachher

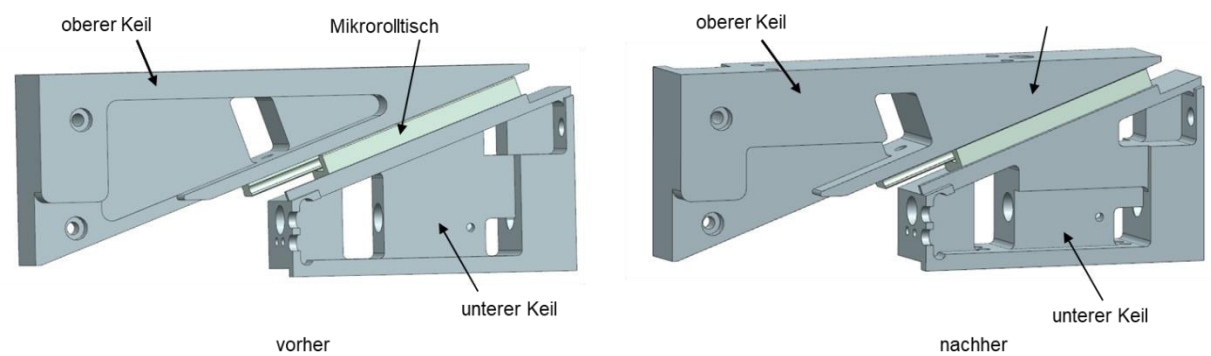


Abbildung C 3: Keile: links: vorher; rechts: nachher

C-1.2 Statische Analyse

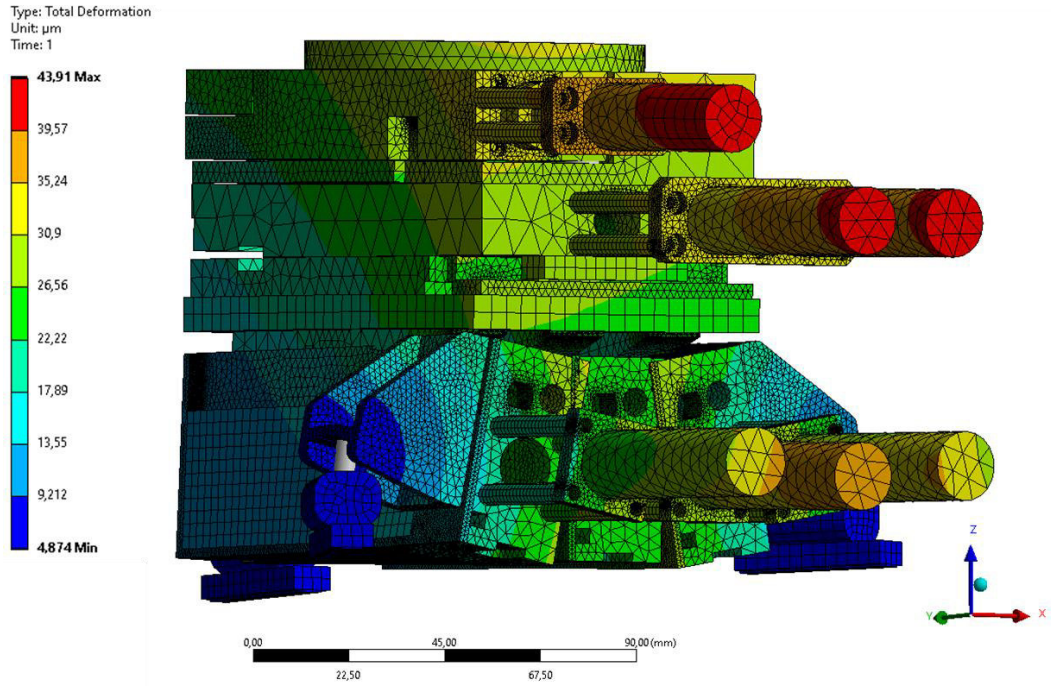


Abbildung C 4. Verformungen des optimierten EASy P0

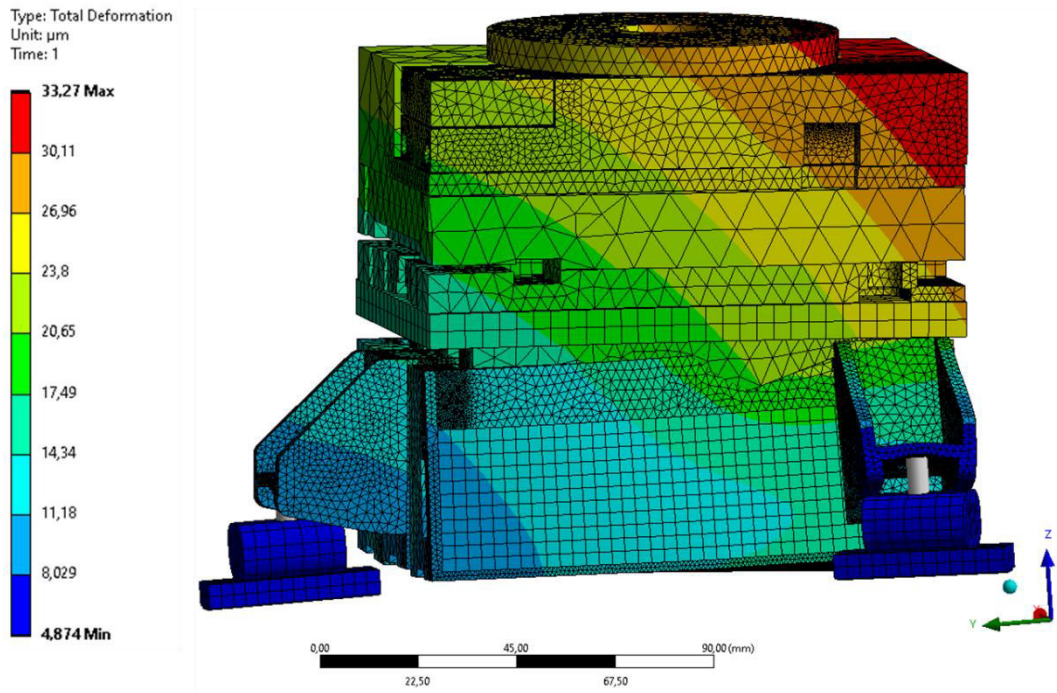


Abbildung C 5: Verformungen des optimierten EASy P0 mit Deckblech und Insert

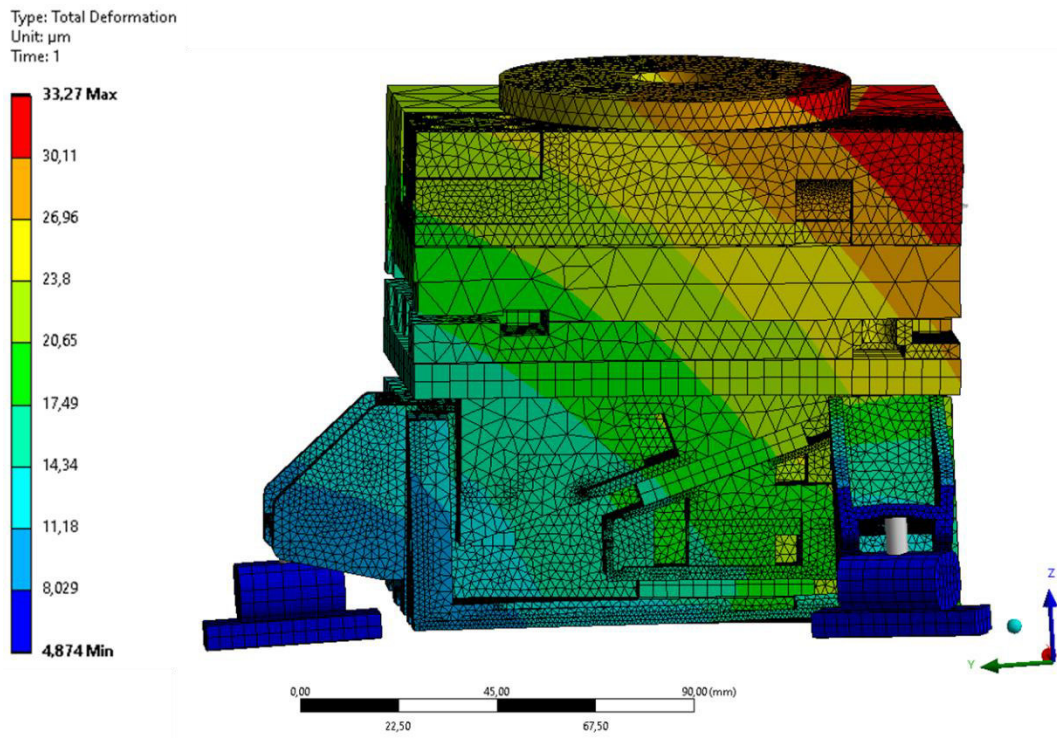


Abbildung C 6: Verformungen des EASy P0 ohne Deckblech und Insert

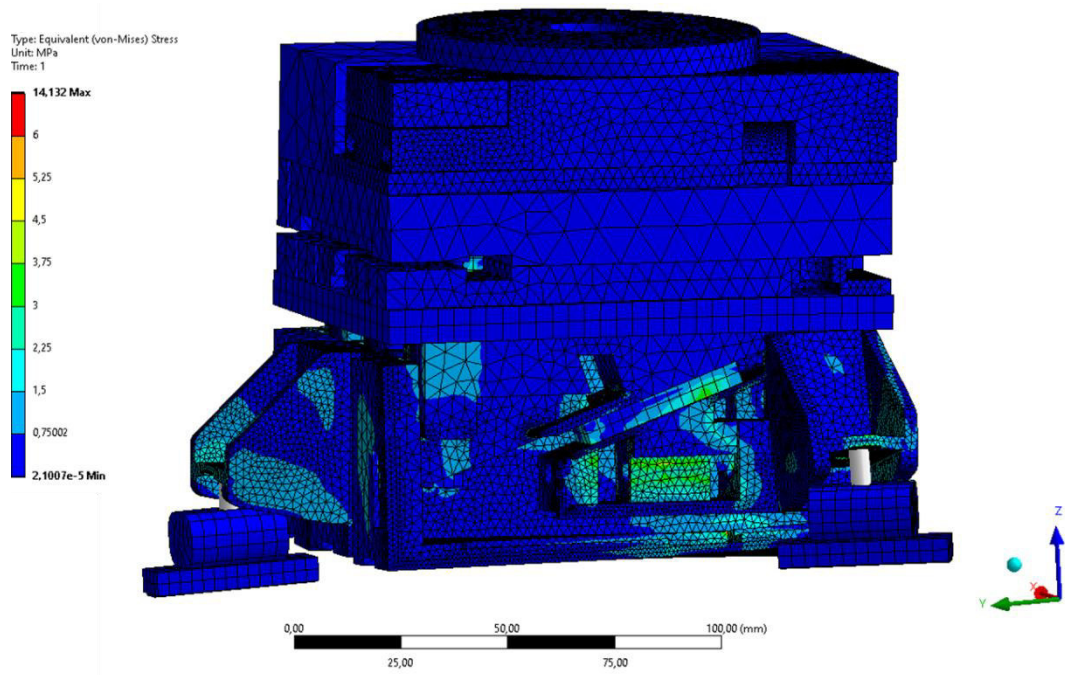


Abbildung C 7: Spannungen des optimierten EASy P0 (Seitenansicht):

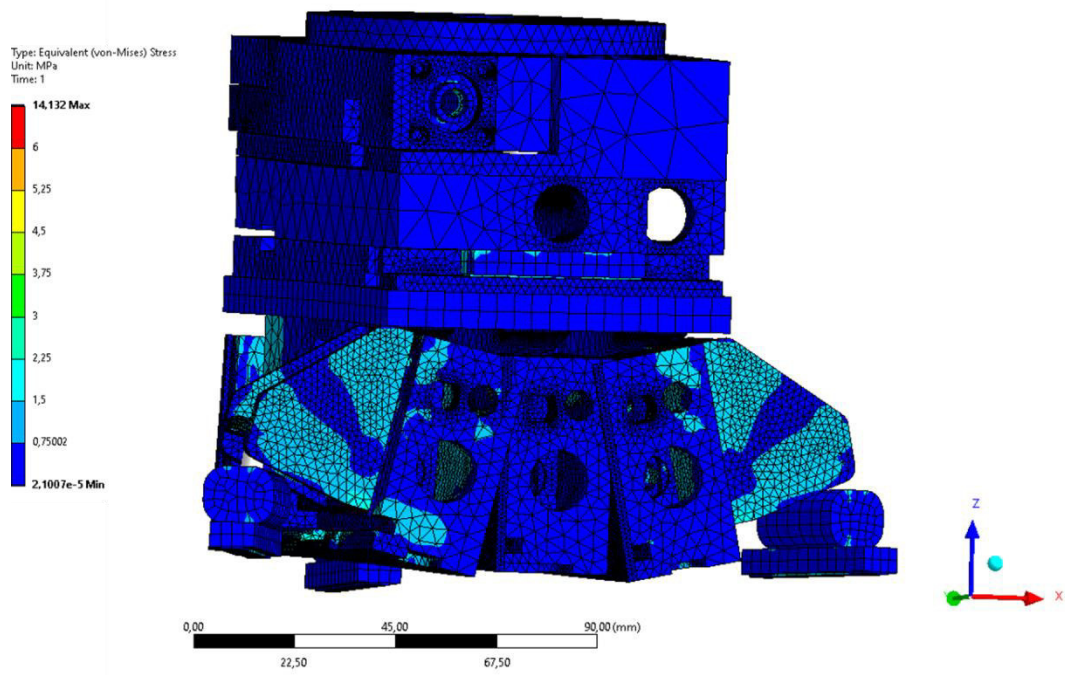


Abbildung C 8: Spannungen des optimierten EASy P0 (Vorderansicht)

C-1.3 Modalanalyse

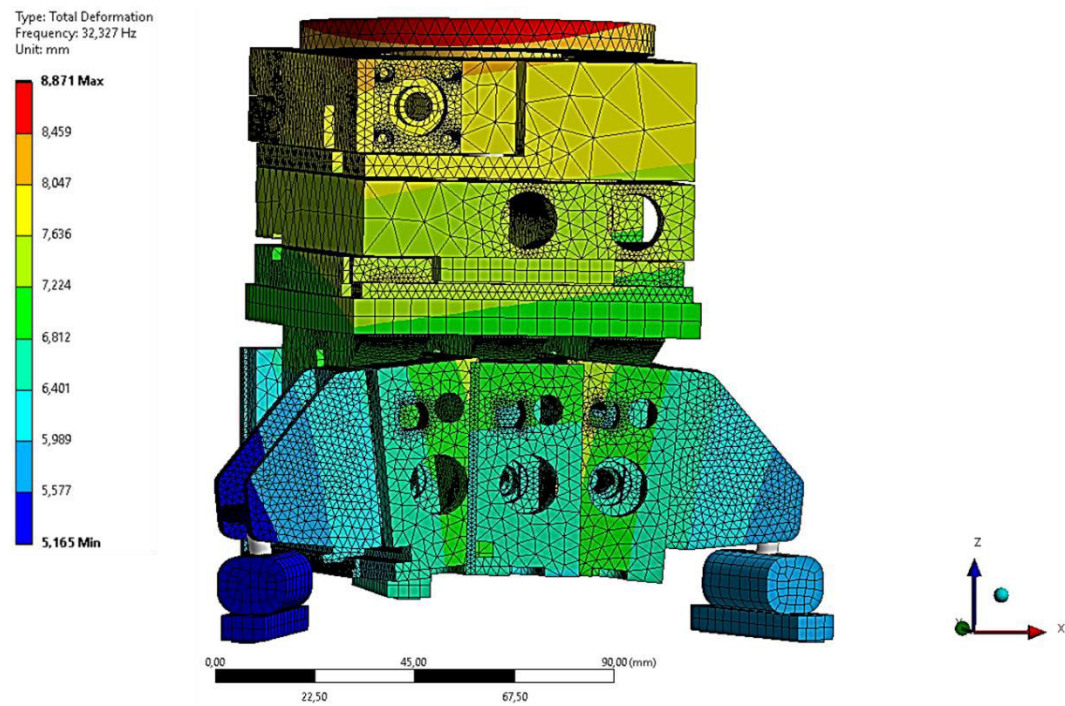


Abbildung C 9: Eigenform der ersten Eigenfrequenz des optimierten EASy P0

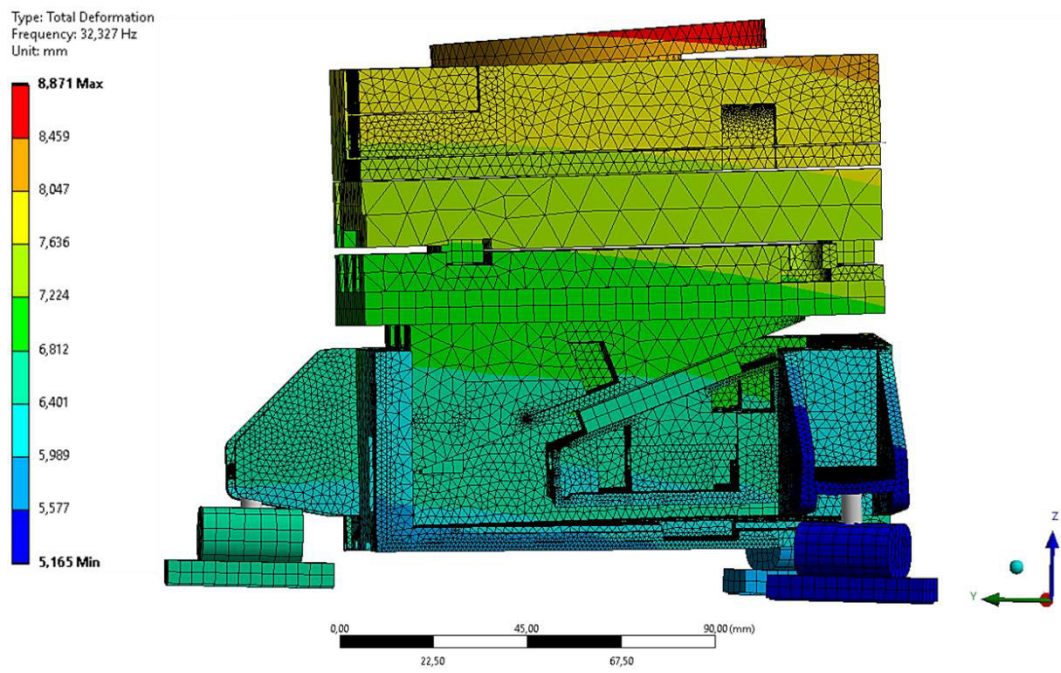


Abbildung C 10: Eigenform der ersten Eigenfrequenz des optimierten EASy P0

D-1 Datenblätter

maxon DC motor

Technik – kurz und bündig

Herausragende technische Merkmale

der **maxon DC-Motoren:**

- Kein magnetisches Rastmoment
- Hohe Beschleunigung dank kleinem Massenträgheitsmoment
- Geringe elektromagnetische Störungen
- Kleine Induktivität
- Hoher Wirkungsgrad
- Linearität zwischen Spannung und Drehzahl
- Linearität zwischen Belastung und Drehzahl
- Linearität zwischen Belastung und Strom
- Kleine Drehmomentschwankung dank vierteiligem Kollektor
- Kurzzeitig hoch überlastbar
- Kompakte Bauweise – kleine Abmessungen
- Vielfältige Kombinationsmöglichkeiten mit Getrieben sowie DC-Tachos und Encodern

Eigenschaften des **maxon DCX**-Programms:

- Hohe Leistungsdichte
- Hochwertiger DC-Motor mit NdFeB-Magnet
- Hohe Drehzahlen und Drehmomente
- Robustes Design (Metallflansch)
- Online konfigurierbar
- Schnelle Lieferzeit

Eigenschaften des **maxon DC-max**-Programms:

- High-Performance zu niedrigen Kosten
- Kombiniert rationelle Fertigung und Konstruktion der A-max-Motoren mit der höheren Leistungsdichte der NdFeB-Magnete
- Automatisierter Herstellprozess
- Online konfigurierbar
- Schnelle Lieferzeit

Eigenschaften des **maxon RE**-Programms:

- Hohe Leistungsdichte
- Hochwertiger DC-Motor mit NdFeB-Magnet
- Hohe Drehzahlen und Drehmomente
- Robustes Design (Metallflansch)

Eigenschaften des **maxon A-max**-Programms:

- Gutes Preis-Leistungs-Verhältnis
- DC-Motor mit AlNiCo-Magnet
- Automatisierter Herstellprozess

Drehzahl

Die optimalen Betriebsdrehzahlen liegen je nach Motorgröße zwischen 4000 und 9000 Umdrehungen pro Minute. Mit einigen Spezialausführungen sind Drehzahlen von über 20 000 min⁻¹ realisierbar.

Es ist eine physikalisch bedingte Eigenschaft des Gleichstrommotors, dass sich bei konstanter Spannung die Drehzahl bei zunehmender Belastung reduziert. Durch die Vielzahl der Wicklungsvarianten ist eine gute Anpassung an die gewünschten Bedingungen möglich. Bei kleineren Drehzahlen ist oft eine Getriebekombination günstiger als ein langsam laufender Motor.

Programm

- DCX
- DC-max
- RE
- A-max

Die maxon Wicklung

Herzstück des maxon Motors ist die einzigartige eisenlose Wicklung, System maxon. Dieses Motorprinzip hat seine ganz besonderen Vorteile: kein magnetisches Rastmoment und geringe elektromagnetische Störungen. Der Wirkungsgrad übertrifft mit bis zu 90% andere Motorsysteme bei weitem.

Zu jedem Motortyp gibt es zahlreiche Wicklungsvarianten (siehe Motordatenblätter). Sie unterscheiden sich durch den Drahtquerschnitt und die Windungszahl. Die verwendeten Drahtdurchmesser liegen zwischen 32 µm und 0.45 mm. So ergeben sich unterschiedliche Anschlusswiderstände der Motoren. Ebenfalls variieren jene Motorparameter, welche die Umwandlung von elektrischer und mechanischer Energie beschreiben (Drehmoment- und Drehzahl-Konstante). Sie erhalten dadurch die Möglichkeit, den für Ihren spezifischen Anwendungsfall am besten geeigneten Motor auszuwählen.

Auswirkungen von Drahtquerschnitt und Windungszahl sind:

Kleiner Anschlusswiderstand

- Niederohmige Wicklung
- Dicker Draht, wenig Windungen
- Hohe Anlaufströme
- Spezifisch schnell drehender Motor (Drehzahl pro Volt)

Hoher Anschlusswiderstand

- Hochohmige Wicklung
- Dünner Draht, viele Windungen
- Niedrige Anlaufströme
- Spezifisch langsam drehender Motor (Drehzahl pro Volt)

Die maximal zulässige Wicklungstemperatur beträgt bei hochtemperaturfester Ausführung 125°C (in Ausnahmefällen 155°C), sonst 85°C.

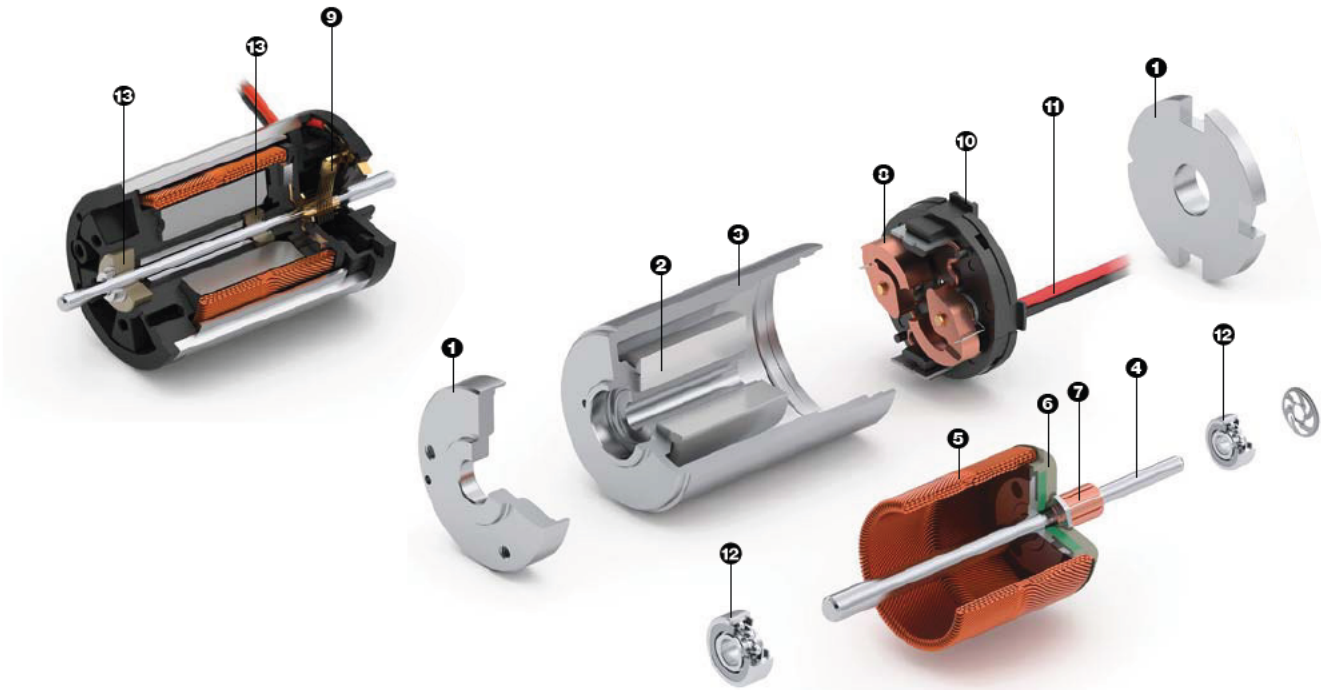
- 1 Flansch
- 2 Permanentmagnet
- 3 Gehäuse (magn. Rückschluss)
- 4 Welle
- 5 Wicklung
- 6 Kollektorplatte
- 7 Kollektor
- 8 Graphitbürsten
- 9 Edelmetallbürsten
- 10 Abschlussdeckel
- 11 Elektr. Anschluss
- 12 Kugellager
- 13 Sintergleitlager

Lebensdauer

Eine generelle Aussage über die Lebensdauer kann wegen der vielen Einflussfaktoren nicht gemacht werden. Die Lebensdauer schwankt von über 20 000 Stunden bei günstigen Bedingungen bis zu weniger als 100 Stunden unter Extrembedingungen (hier handelt es sich um Sonderfälle). Bei durchschnittlichen Anforderungen werden in etwa 1000 bis 3000 Stunden erreicht.

Beeinflussend sind:

1. **Die elektrische Belastung:** Höhere Strombelastung ergibt einen grösseren elektrischen Verschleiss des Kommutierungssystems. Es kann daher unter Umständen geboten sein, für eine gegebene Aufgabenstellung einen etwas stärkeren Motor auszuwählen. Wir beraten Sie gerne.
2. **Drehzahl:** Je höher die Drehzahl, desto grösser der mechanische Verschleiss.
3. **Art des Betriebes:** Extremer Start-Stopp-, Links-Rechts-Betrieb führt immer zu einer Reduktion der Lebensdauer.
4. **Umwelteinflüsse:** Temperatur, Feuchtigkeit, Vibration, Art des Einbaues etc.
5. Bei Edelmetallbürsten erhöht das **CLL-Konzept** die Lebensdauer bei höheren Belastungen, wobei die Vorteile der Edelmetallbürsten voll erhalten bleiben.
6. Die Kombination von **Graphitbürsten** mit Kugellagern ergibt auch bei Extrembedingungen eine hohe Lebensdauer.



Mechanische Kommutierung

Graphitbürsten

In Verbindung mit Kupferkollektoren für den härtesten Einsatz. Wiederholt wurden mehrere 10 Mio. Zyklen in den verschiedensten Anwendungen erreicht.

Graphitbürsten werden typisch eingesetzt:

- In grösseren Motoren
- Bei hoher Strombelastung
- Bei Start-Stopp-Betrieb
- Im Umkehrbetrieb
- Bei Ansteuerung mit getakteter Endstufe (PWM)

Die speziellen Eigenschaften von **Graphitbürsten** können sogenannte Abrisse (Spikes) bewirken. Diese sind auf dem Kommutierungsbild sichtbar. Trotz der durch die Spikes bedingten hochfrequenten Störungen haben sich diese Motoren in Anwendung mit elektronischen Steuerungen weitgehend durchgesetzt. Zu beachten ist, dass sich der Übergangswiderstand der Graphitbürsten belastungsabhängig verändert.

Edelmetallbürsten und -kollektor

Unsere Edelmetallkombination garantiert hohe Konstanz des niedrigen Übergangswiderstandes auch nach längerem Stillstand. Die Motoren arbeiten mit kleinsten Anlaufspannungen und sehr geringen elektrischen Störungen.

Edelmetallbürsten werden typisch eingesetzt:

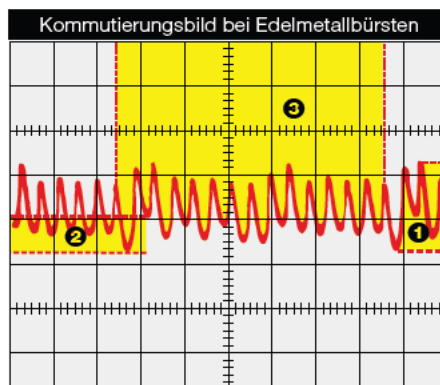
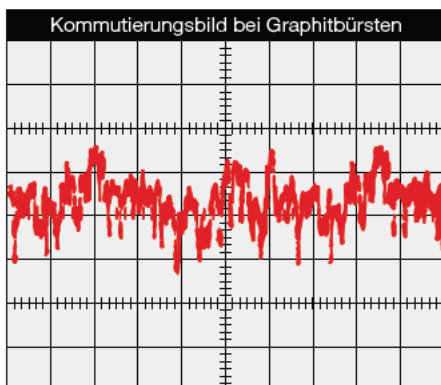
- In kleineren Motoren
- Im Dauerbetrieb
- Bei kleiner Strombelastung
- Bei Batteriebetrieb
- In DC-Tachos

Das Kommutierungsbild ist im Gegensatz zu anderen Motoren abrissfrei und gleichmässig. Die Verbindung von Edelmetallbürsten und maxon Rotorsystem ergibt minimale hochfrequente Störungen, die sonst in den Schaltungen zu grossen Problemen führen. Die Motoren benötigen praktisch keine elektrischen Entstörungen.

CLL-Konzept

Bei Edelmetallkommutierung wird der Verschleiss von Kollektoren und Bürsten vorwiegend durch Funken verursacht. Das CLL-Konzept unterdrückt weitgehend die Funkenbildung, was die Lebensdauer deutlich erhöht. Bei Ansteuerungen mit getakteter Endstufe (PWM) treten höhere Leerlaufströme auf und es kann sich eine unerwünschte Erwärmung des Motors ergeben.

Weitere Ergänzungen siehe Seite 68 oder im Buch «Auslegung von hochpräzisen Kleinstantrieben» von Dr. Urs Kafader.

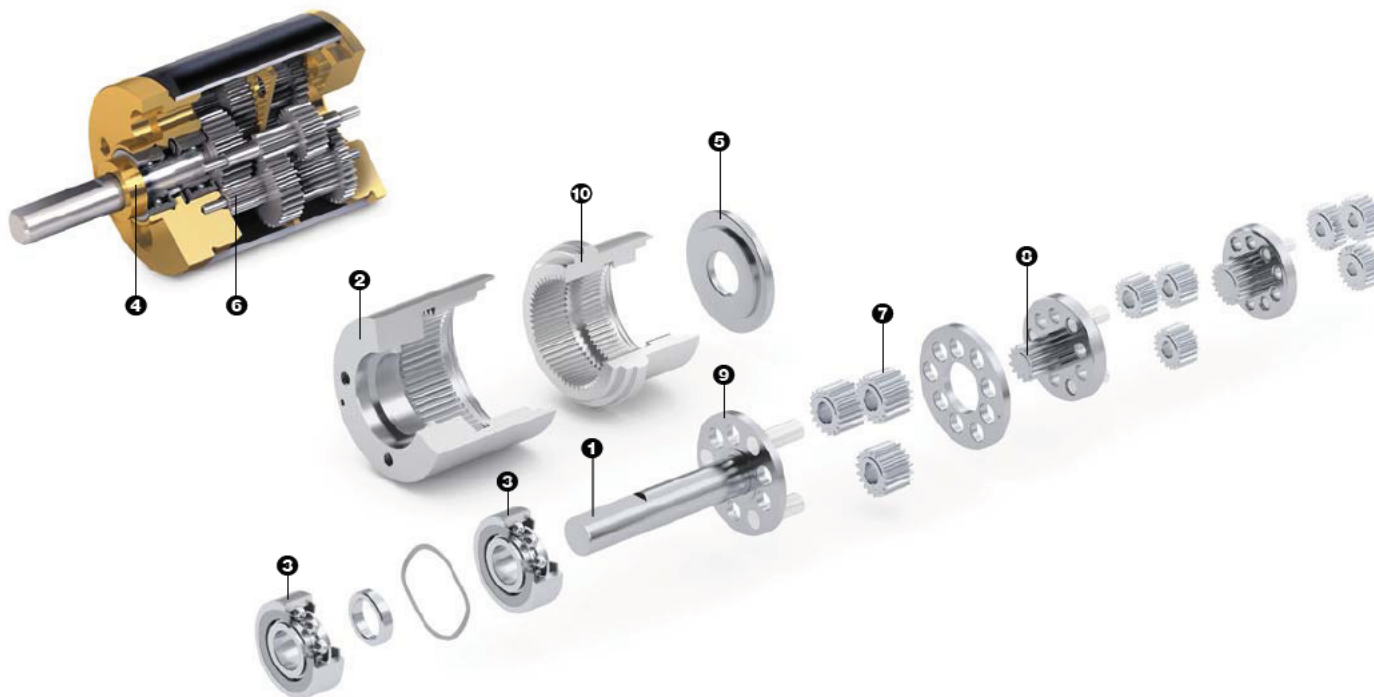


Kommutierungsbild

Das Kommutierungsbild stellt den Stromverlauf eines maxon DC-Motors über eine Motorumdrehung dar. Bitte schalten Sie einen niederohmigen Vorwiderstand (ca. 50 mal kleiner als der Motorwiderstand) in Serie zum Motor. Betrachten Sie den darüber abfallenden Spannungsverlauf auf dem Kathodenstrahloszilloskop.

Legende

- ① Rippel, tatsächliche Welligkeit Spitze-Spitze
- ② Modulation, im Wesentlichen auf Asymmetrie im Magnetfeld und in der Wicklung zurückzuführen
- ③ Signalverlauf innerhalb einer Umdrehung (Anzahl Spitzen = doppelte Anzahl Kollektor-segmente)



Planetengetriebe

Planetengetriebe eignen sich besonders zur Übertragung hoher Drehmomente. In der Regel sind die grösseren Getriebe mit Kugellager am Getriebeabgang ausgerüstet.

- Zur Übertragung hoher Drehmomente bis 180 Nm
- Untersetzungen von 4:1 bis 6285:1
- Aussendurchmesser 6–81 mm
- Hohe Leistung auf kleinstem Raum
- Hohe Untersetzung auf kleinstem Raum
- Konzentrischer Getriebeeingang und -ausgang

Kunststoff-Versionen

Kostengünstige und trotzdem kompakte Antriebe können mit Planetengetrieben aus Kunststoff realisiert werden. Die mechanische Belastbarkeit ist etwas kleiner als bei Metallausführungen, liegt aber deutlich höher als bei Stirnradgetrieben.

Keramik-Versionen

Durch Verwendung von Keramik-Bauteilen in Getrieben kann das Verschleissverhalten kritischer Komponenten deutlich verbessert werden. Als Resultat ergeben sich gegenüber reinen Metallgetrieben:

- Höhere Lebensdauer
- Höhere Dauerdrehmomente
- Höhere Kurzzeitdrehmomente
- Höhere Eingangsdrehzahlen

High-Power-Getriebe

Speziell hohe Abgangsmomente in der Abgangsstufe von Planetengetrieben lassen sich durch folgende Massnahmen erreichen:

- Verwendung von Keramikbauteilen
- 4 statt nur 3 Planeten in der Abgangsstufe
- Zusätzliche motorseitige Abstützung der Abgangsstufe
- Verstärkung der Abgangslagerung

Heavy-Duty-Getriebe

Die HD-(Heavy-Duty-)Getriebe zeichnen sich durch ihre sehr robuste Bauweise aus. Die Verwendung von rostfreiem Stahl und optimierten Schweissverbindungen erlauben den Einsatz unter extremsten Bedingungen.

Spielreduzierte Getriebe

Die Spielreduktion wird durch eine Vorspannung der Planeten in der Abgangsstufe erreicht. Trotz des während des Betriebs auftretenden Verschleisses bleibt das Getriebeispiel konstant klein; dies im Gegensatz zu Getrieben, bei denen die Spielreduktion durch toleranzarme Fertigung und Materialpaarung erreicht wird.

Sterilisierbare Getriebe

Sterilisierbare Getriebe zeichnen sich durch die Verwendung von rostfreiem Stahl und speziellen Schmiermitteln aus. Die Lagerung der Abgangswelle und die Verbindung zum Motor sind so gestaltet, dass der Eintritt von Flüssigkeit ins Getriebe gehemmt wird.



Koaxdrive

Geräuschreduktion

Geräusche entstehen hauptsächlich in der Eingangsstufe der Getriebe. Folgende Massnahmen helfen, Geräusche zu vermindern:

- Kleinere Eingangsdrehzahlen und damit kleinere Relativgeschwindigkeit der Zahnflanken
- Eingangsstufe mit Kunststoffzahnradern
- Verwendung eines Koaxdrive-Getriebes

Das geräuscharme Koaxdrive ist eine Kombination aus Schnecken- und Planetengetriebe. In der ersten Stufe treibt eine separat gelagerte Schnecke die drei schräg gestellten Planetenräder an. Diese greifen wiederum in ein speziell verzahntes Hohlrad. Alle weiteren Stufen sind wie ein normales Planetengetriebe aufgebaut.

- Geräuscharm
- Hohe Untersetzung in der ersten Stufe
- Weitere Eigenschaften wie Planetengetriebe



maxon sensor

Technik – kurz und bündig

Istwertgeber

maxon bietet eine Reihe von Istwertgebern an. Ihre Hauptmerkmale sind:

Digitale Inkrementalencoder

- Relatives Positionssignal, geeignet für Positionieraufgaben
- Drehrichtungserkennung
- Drehzahl aus Anzahl Impulse pro Zeiteinheit
- Standardlösung für viele Anwendungen

Digitale Absolutencoder

- Absolutes single-turn Positionssignal, geeignet zur absoluten Positionierung innerhalb einer Motorumdrehung
- Möglichkeit zur Generierung von Kommutierungssignalen
- Lösung für spezielle Anwendungen ohne Referenzfahrt

DC-Tacho

- Analoges Drehzahlsignal
- Drehrichtungserkennung
- Ungeeignet für Positionieraufgaben

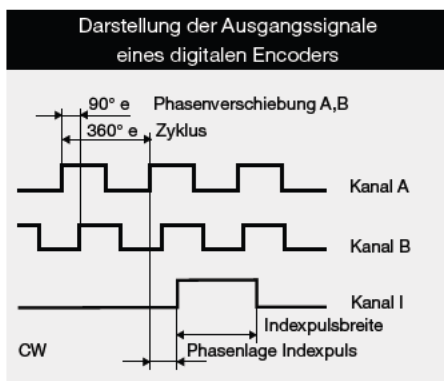
Resolver

- Analoge Signalübertragung
- Aufwendige Auswertelektronik in der Steuerung nötig
- Für spezielle Lösungen im industriellen Umfeld

Encodersignale

Digitale Inkrementalencoder

Positionsänderungen (relative Positionen) werden als rechteckige Impulse zur Steuerung übertragen. Die Steuerung wertet diese Impulse zur genauen Positionierung oder zur Drehzahlbestimmung aus. Die Übertragung erfolgt über 2 phasenverschobene Kanäle (A und B), die zur Drehrichtungserkennung miteinander verglichen werden. Dabei gilt in der Regel die unten skizzierte Phasenlage der Kanäle A und B für den Motorbetrieb im Uhrzeigersinn (CW), wenn lastseitig von aussen auf die Motorwelle geschaut wird. Die maxon Steuerungen werten die Signalfanken aus. Dadurch ergibt sich in Bezug zur Impulsanzahl des Encoders eine vierfach höhere Positionierauflösung. Man spricht in diesem Fall von sogenannten Quadcounts oder Zuständen. Kenntnis der absoluten Position kann durch eine Referenzfahrt (homing) auf eine Fixposition ermittelt werden. Für eine präzise Referenzposition können die Flanken des Indexkanals I herangezogen werden.



Programm

- MILE (Induktive Encoder)
- EASY, MAG, MR, MEnc (Magnetische Encoder)
- OPT, Enc, HEDL, RIO, HEDS, AEDL (optische Encoder)
- DC-Tacho, Res (Analoge Sensoren)

Der Line Driver ist ein im Encoder eingebauter Treiber, der die Signalqualität durch steilere Flanken verbessert. Daneben erzeugt er die Komplementärsignale \bar{A} , \bar{B} , \bar{I} mit deren Hilfe Störungen eliminiert werden können, welche beispielsweise bei langen Signalleitungen auftreten können.

Absolutencoder

Absolutencoder geben die absolute Position als Bitfolge aus, die über ein geeignetes Protokoll (SSI, BiSS-C) im Takt der Steuerung übertragen wird. Die Auflösung wird über die Angabe der Bitlänge angegeben, z.B. 12 Bit entsprechen 4096 Positionen.

Single-turn Absolutencoder geben die Position nur innerhalb einer Motorumdrehung aus. Multi-turn Absolutencoder ermitteln die Position eindeutig über mehrere Umdrehungen. Oft verfügen sie über die Möglichkeit auch ohne Spannungsversorgung die Motorumdrehungen zu erfassen. Beim Einschalten ist deshalb die Motorposition über viele Umdrehungen bekannt.

Empfehlungen zur Encoderauswahl						
(✓) bedingt zutreffend	QUAD	MEnc	MR	EASY	MILE	Optisch
1 Sehr hohe Drehzahl	✓	✓	✓	✓	(✓)	
2 Sehr tiefe Drehzahl			(✓)	(✓)	✓	✓
3 Präzise Position			(✓)	(✓)	(✓)	✓
4 Line Driver möglich			✓	✓	✓	✓
5 Indexkanal möglich			✓	✓		✓
6 Kompakte Bauform	✓	(✓)	✓	✓	✓	
7 Staub, Schmutz, Öl	✓	✓	✓	✓	✓	
8 Externe Magnetfelder	(✓)	(✓)		(✓)	✓	✓
9 Ionisierende Strahlung		✓				

- 1 Abschlussdeckel
- 2 Elektrische Anschlüsse Motor und Encoder
- 3 Leiterplatte
- 4 MR-Sensor
- 5 Teilscheibe
- 6 Polrad
- 7 Encoder-Gehäuse
- 8 Massverkörperung
- 9 Flansch
- 10 Sensor mit Gehäuse
- 11 Encoder-Gabel

Merkmale Encoderauswahl

Hauptmerkmale der maxon Inkrementalencoder sind:

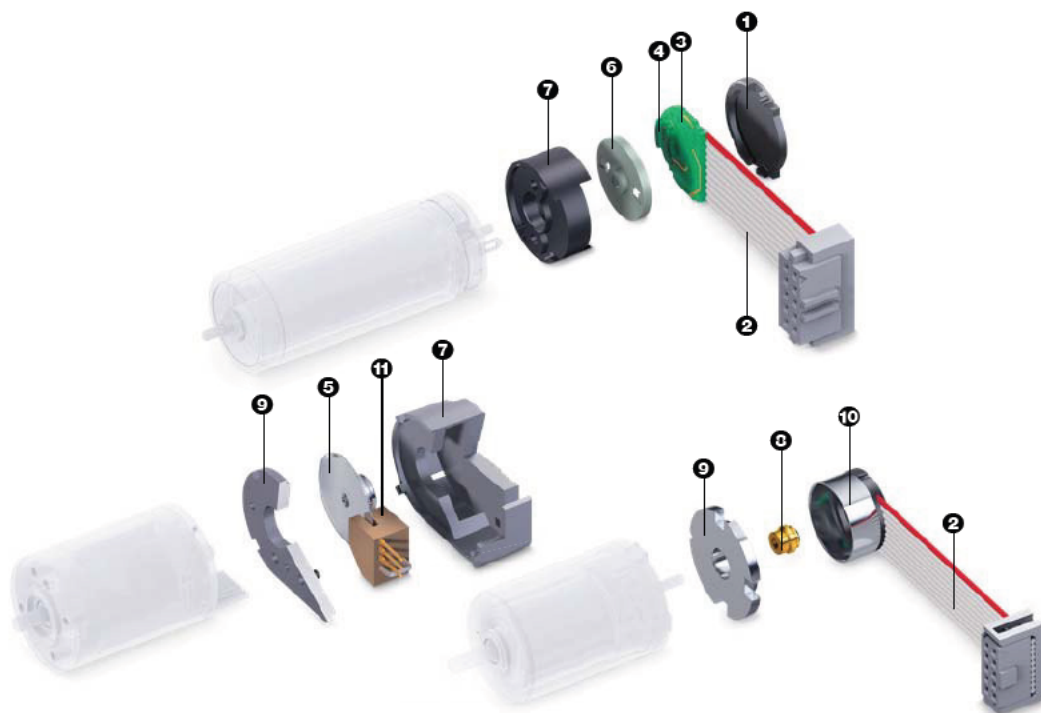
- Die Anzahl Impulse pro Umdrehung (Inkremente)
- Die Genauigkeit
- Die Verwendung eines Indexkanals
- Die Verwendung eines Line Drivers
- Die maximale unterstützte Drehzahl
- Die Eignung für spezielle Umgebungsbedingungen (Staub, Öl, Magnetfelder, ionisierende Strahlung)

Encoder und maxon Regler

- Die Eingangsfrequenz der Regelelektronik kann die maximal mögliche Impulszahl des Encoders beschränken.
- Je höher die Impulszahl und je höher die Genauigkeit, umso besser lässt sich ein ruhiger, ruckfreier Betrieb auch bei kleinen Drehzahlen erreichen.
- Die maxon Regler lassen sich für den Betrieb bei kleinen oder grossen Drehzahlen sowie für Encoder mit tiefer oder hoher Impulszahl einstellen.

Speziell für Positioniersysteme gilt:

- Je höher die Impulszahl, umso genauer kann eine Position erreicht werden. Bei 500 Impulsen (2000 Quadcounts) wird eine Winkelauflösung von 0.18° mechanisch erreicht, was meistens viel besser ist als die Genauigkeit der mechanischen Antriebskomponenten.
- In Positioniersteuerungen sollten nur Encoder mit integriertem Line Driver (z.B. RS422) verwendet werden. Damit wird verhindert, dass elektromagnetische Störsignale zu Signalverlusten und aufkumulierten Positionsfehlern führen.
- Positionieranwendungen benötigen oft den Indexkanal des Encoders zur genauen Referenzpunktermittlung.



Magnetische Encoder

Bei den magnetischen Encodern sitzt ein kleiner Permanentmagnet auf der rotierenden Motorwelle. Sensoren im Stator erfassen die Änderungen des Magnetflusses. Die Signale werden im Encoder ausgewertet und als Impulse, bzw. absolut Signal an die Steuerung übertragen. Magnetische Encoder bauen oft sehr klein und sind wenig empfindlich gegenüber Verschmutzung.

EASY und MAG Encoder

- Integrierte Schaltung basierend auf Hall-Sensoren und Interpolator
- EASY Inkrementell: Werkseitig programmierbare Impulszahl 1 bis 1024 mit Indexkanal und Line Driver
- EASY Absolut: Single turn mit 4096 Zuständen (12 Bit) und Biss-C oder SSI Interface
- MAG Inkrementell: Diverse Impulszahlen (bis 256) verfügbar, für Batteriebetrieb empfohlen

MR-Encoder (inkrementell)

- Magnetoresistiver Sensor mit/ohne Interpolator
- Diverse Impulszahlen verfügbar (bis 1024 Impulse)
- Mit/ohne Indexkanal und/oder Line Driver

MEnc und QUAD Encoder (inkrementell)

- Digitale Hall-Sensoren ohne Interpolation
- Line Driver nicht möglich
- MEnc: 12 oder 16 Impulse pro Umdrehung
- QUAD: 1 Impuls pro Umdrehung (4 Zustände)

Optische Encoder

Bei den optischen Encodern sendet eine LED Licht durch eine fein gerasterte Impulsscheibe (HEDL, AEDL, HEDS, Enc22) oder auf einen gerasterten Reflektor (RIO), die auf der Motorwelle befestigt sind. Der Empfänger wandelt die Hell-Dunkel-Signale in entsprechende elektrische Ströme um, die in der dazugehörigen Elektronik verstärkt und zu Impulsen aufbereitet werden. Optische Encoder weisen meist eine hohe Auflösung und Genauigkeit auf.

RIO Encoder

- Reflektiver interpolierter optischer Encoder
- Sehr hohe Auflösung, (typisch 4096 bis 16'384 Impulse) werkseitig programmierbar
- Mit Indexkanal und Line Driver RS422
- Sehr kleiner Bauraum

Anbauencoder AEDL, HEDL, HEDS

- Transmissive optische Encoder
- Bis zu 5000 Impulse (AEDL)
- Mit Line Driver RS422 (AEDL, HEDL)
- Verhältnismässig grosse Bauform

Induktiver Encoder

Beim induktiven MILE-Encoder wird ein hochfrequentes Wechselfeld transformatorisch übertragen und dabei mittels einer strukturierten Kupferscheibe winkelabhängig moduliert.

Eigenschaften

- Sehr robust gegen magnetische und elektrische Felder sowie gegen Verschmutzung
- Hohe Drehzahlen möglich
- Hohe Genauigkeit
- Line Driver vorhanden (z.T. nach RS422)

DC-Tacho

Grundsätzlich ist jeder maxon DC-Motor als DC-Tacho verwendbar. Für Motor-Tacho-Kombinationen bieten wir einen DC-Tacho an, bei dem der Tacho-Rotor direkt auf der Motorwelle montiert ist.

Eigenschaften

- Abgegebene Gleichspannung proportional zur Drehzahl dank Edelmetallbürsten
- AlNiCo-Magnet für hohe Signalstabilität bei Temperaturschwankungen
- Ohne zusätzliche Tacho-Lagerung, kein zusätzliches Reibmoment
- Keine Kupplungen, hohe mechanische Resonanzfrequenz

Resolver

Der Resolver ist auf die durchgehende Welle des Motors aufgebaut und in exaktem Bezug zum Magnetfeld des Motor-Rotors ausgerichtet.

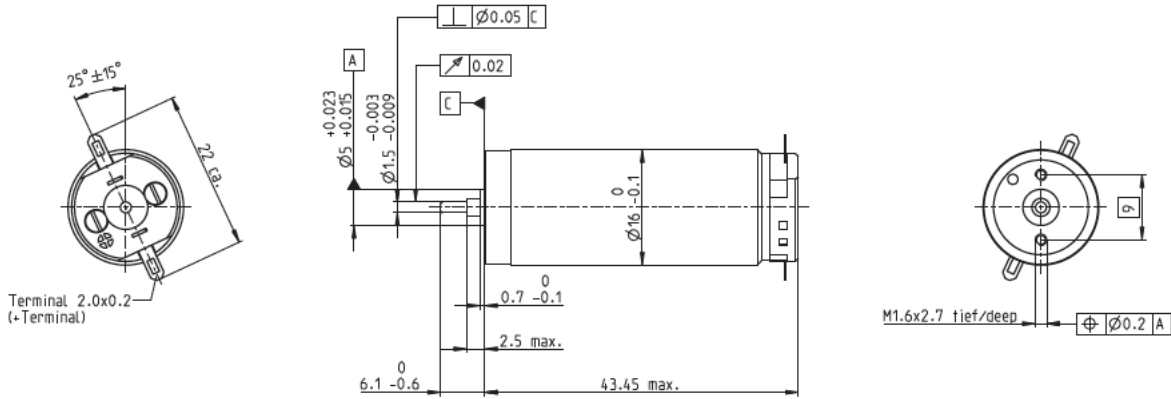
Der Resolver hat eine drehbare Primärwicklung (Rotor) und zwei räumlich um 90° versetzte Sekundärwicklungen (Stator). Eine an die Primärwicklung angeschlossene Wechselspannung wird transformatorisch auf die zwei Sekundärwicklungen übertragen. Die Amplituden der Sekundärspannungen sind $\sin \varphi$ und $\cos \varphi$, wobei φ der Drehwinkel ist.

Eigenschaften

- Robust, für den industriellen Einsatz
- Hohe Lebensdauer
- Kein mechanischer Verschleiss
- Störungssichere Signalübertragung über weite Distanz
- Keine empfindliche Elektronik
- Spezielle Signalauswertung nötig
- Nur ein Geber für Positions- und Geschwindigkeitsinformation
- EC-Motoren mit Resolver werden ohne Hall-Sensoren geliefert

RE 16 Ø16 mm, Graphitbürsten, 4.5 Watt

maxon RE motor



M 1:1

- Lagerprogramm
- Standardprogramm
- Sonderprogramm (auf Anfrage)

Artikelnummern

118710	118711	118712	118713	118714	118715	118716	118717	118718	118719	118720	118721	118722	118723	118724
--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------

Motordaten

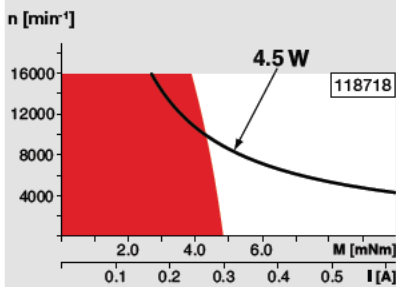
Werte bei Nennspannung		4.8	4.8	6	7.2	9	12	15	18	24	30	36	45	48	48	48
1 Nennspannung	V	4.8	4.8	6	7.2	9	12	15	18	24	30	36	45	48	48	48
2 Leerlaufdrehzahl	min ⁻¹	12700	12100	13200	13600	13100	13900	14000	13200	14000	14700	14100	14500	14200	10100	5320
3 Leerlaufstrom	mA	105	98.7	87.6	75.4	56.9	45.9	37.1	28.5	23	19.6	15.6	12.8	11.8	7.66	3.63
4 Nenndrehzahl	min ⁻¹	11200	10500	11500	11700	11000	11900	12100	11300	12100	12900	12300	12700	12400	8120	3170
5 Nennmoment (max. Dauerdrehmoment)	mNm	2.15	2.27	2.67	3.18	4.23	4.36	4.42	4.53	4.43	4.4	4.46	4.42	4.43	4.65	4.77
6 Nennstrom (max. Dauerbelastungsstrom)	A	0.72	0.72	0.72	0.72	0.712	0.582	0.475	0.379	0.302	0.247	0.2	0.163	0.15	0.111	0.0603
7 Anhaltmoment	mNm	26.3	22.8	25.8	27.4	29.9	34.3	35.3	33.4	36.3	36.8	35.6	36.2	35.4	24.2	12.1
8 Anlaufstrom	A	7.56	6.26	6.16	5.58	4.65	4.23	3.51	2.6	2.24	1.91	1.48	1.23	1.11	0.541	0.144
9 Max. Wirkungsgrad	%	73	72	74	76	77	79	80	80	80	81	81	81	81	78	71
Kerndaten																
10 Anschlusswiderstand	Ω	0.635	0.767	0.975	1.29	1.94	2.83	4.28	6.93	10.7	15.7	24.4	36.5	43.3	88.7	334
11 Anschlussinduktivität	mH	0.021	0.023	0.03	0.042	0.071	0.113	0.174	0.284	0.452	0.639	0.993	1.48	1.74	3.44	12.1
12 Drehmomentkonstante	mNm/A	3.48	3.64	4.2	4.91	6.43	8.11	10.1	12.9	16.2	19.3	24.1	29.4	31.9	44.8	83.9
13 Drehzahlkonstante	min ⁻¹ /V	2750	2630	2280	1940	1480	1180	948	742	589	495	397	325	299	213	114
14 Kennliniensteigung	min ⁻¹ /mNm	502	554	529	510	447	411	403	399	389	403	402	404	407	423	453
15 Mechanische Anlaufzeitkonstante	ms	9.07	8.35	7.36	6.71	6.13	5.78	5.56	5.43	5.31	5.28	5.25	5.23	5.22	5.24	5.28
16 Rotorträgheitsmoment	gcm ²	1.73	1.44	1.33	1.26	1.31	1.34	1.32	1.3	1.3	1.25	1.25	1.24	1.23	1.18	1.11

Spezifikationen

- Thermische Daten**
- 17 Therm. Widerstand Gehäuse-Luft: 30 K/W
 - 18 Therm. Widerstand Wicklung-Gehäuse: 8.5 K/W
 - 19 Therm. Zeitkonstante der Wicklung: 10.6 s
 - 20 Therm. Zeitkonstante des Motors: 504 s
 - 21 Umgebungstemperatur: -20...+65°C
 - 22 Max. Wicklungstemperatur: +85°C
- Mechanische Daten (Sinterlager)**
- 23 Grenzdrehzahl: 16000 min⁻¹
 - 24 Axialspiel: 0.05 - 0.15 mm
 - 25 Radialspiel: 0.014 mm
 - 26 Max. axiale Belastung (dynamisch): 0.8 N
 - 27 Max. axiale Aufpresskraft (statisch): 15 N
 - 28 Max. radiale Belastung, 5 mm ab Flansch: 1.5 N
- Weitere Spezifikationen**
- 29 Polpaarzahl: 1
 - 30 Anzahl Kollektorsegmente: 7
 - 31 Motorgewicht: 40 g

Motordaten gemäss Tabelle sind Nenndaten. Erläuterungen zu den Ziffern Seite 68.

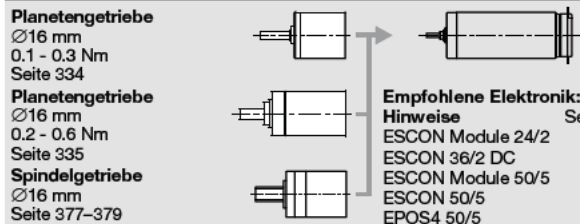
Betriebsbereiche



Legende

- Dauerbetriebsbereich**
Unter Berücksichtigung der angegebenen thermischen Widerstände (Ziffer 17 und 18) und einer Umgebungstemperatur von 25°C wird bei dauernder Belastung die maximal zulässige Rotortemperatur erreicht = thermische Grenze.
- Kurzzeitbetrieb**
Der Motor darf kurzzeitig und wiederkehrend überlastet werden.
- Typenleistung**

maxon Baukastensystem

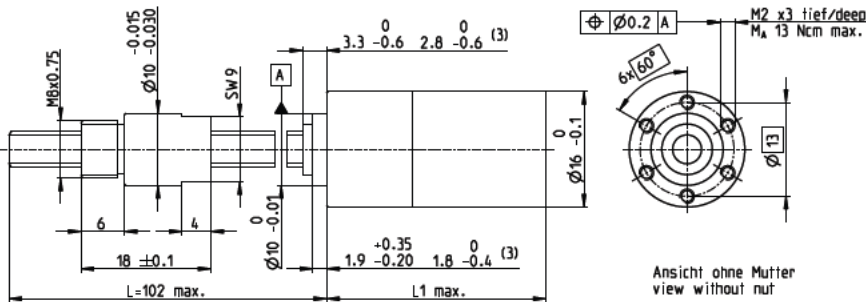


- Planetengetriebe**
Ø16 mm
0.1 - 0.3 Nm
Seite 334
- Planetengetriebe**
Ø16 mm
0.2 - 0.6 Nm
Seite 335
- Spindelgetriebe**
Ø16 mm
Seite 377-379

- Empfohlene Elektronik:** Seite 32
- Hinweise
 - ESCON Module 24/2: 454
 - ESCON 36/2 DC: 454
 - ESCON Module 50/5: 455
 - ESCON 50/5: 457
 - EPOS4 50/5: 463

Details auf Katalogseite 32

Spindelgetriebe GP 16 S Ø16 mm, Kugelumlaufspindel



Technische Daten

Spindel	Ø5 x 2, rostfreier Stahl
Standardlänge	102 mm
Sonderlängen (im 5 mm Raster)	max. 200 mm
Mutter (Standard)	Einschraubmutter
Material	X46Cr13, gehärtet
Axialspiel	< 0.01 mm
Planetengetriebe	geradeverzahnt
Lagerung	Kugellager/Axiallager
Radialspiel, 6 mm ab Flansch	< 0.08 mm
Axialspiel	vorgespannt
Max. Eingangsdrehzahl dauernd ²	12 000 min ⁻¹
Empfohlener Temperaturbereich	-15...+80°C
Max. zul. Axialkraft (statisch) ¹	500 N
Stufenzahl	0 1 2 3 4
Max. radiale Belastung, 6 mm ab Flansch	20 N 40 N 60 N 80 N 80 N

maxon screw drive

M 1:1

- Lagerprogramm
- Standardprogramm
- Sonderprogramm (auf Anfrage)

Artikelnummern

Spindelgetriebedaten (provisorisch)	424221	424222	424223	424219	424224
1 Untersetzung	1:1	4.4:1	19:1	84:1	370:1
2 Untersetzung absolut	1/1	57/13	3249/169	165193/2197	10656001/28661
20 Max. Vorschubgeschwindigkeit ¹	mm/s	150	90.9	21.1	4.8
21 Max. Vorschubkraft dauernd ¹	N	54	64	104	171
22 Max. Vorschubkraft kurzzeitig ¹	N	149	176	287	403
Artikelnummern					
1 Untersetzung		5.4:1	24:1	104:1	455:1
2 Untersetzung absolut		27/6	1539/65	87723/845	5000211/10985
20 Max. Vorschubgeschwindigkeit ¹	mm/s	74.1	16.7	3.8	0.9
21 Max. Vorschubkraft dauernd ¹	N	69	113	184	300
22 Max. Vorschubkraft kurzzeitig ¹	N	189	311	403	403
Artikelnummern					
1 Untersetzung			29:1	128:1	561:1
2 Untersetzung absolut			729/25	41553/325	236852/4225
20 Max. Vorschubgeschwindigkeit ¹	mm/s		13.8	3.1	0.7
21 Max. Vorschubkraft dauernd ¹	N		120	197	322
22 Max. Vorschubkraft kurzzeitig ¹	N		331	403	403
Artikelnummern					
1 Untersetzung				157:1	690:1
2 Untersetzung absolut				19683/125	1121931/1825
20 Max. Vorschubgeschwindigkeit ¹	mm/s			2.5	0.6
21 Max. Vorschubkraft dauernd ¹	N			211	345
22 Max. Vorschubkraft kurzzeitig ¹	N			403	403
Artikelnummern					
1 Untersetzung					850:1
2 Untersetzung absolut					531441/625
20 Max. Vorschubgeschwindigkeit ¹	mm/s				0.5
21 Max. Vorschubkraft dauernd ¹	N				370
22 Max. Vorschubkraft kurzzeitig ¹	N				403
4 Stufenzahl	0	1	2	3	4
7 Max. Wirkungsgrad Getriebe inkl. Spindel	%	93	87	79	71
8 Gewicht ¹	g	52	58	61	65
9 Mittleres Getriebeispiel unbelastet	°	1.0	1.4	1.6	2.0
23 Mechanische Positioniergenauigkeit ¹	mm	0.039	0.041	0.042	0.044
10 Massenträgheitsmoment Getriebe inkl. Spindel ¹	gcm ²	0.23	0.11	0.05	0.05
11 Getriebelänge L1	mm	19.2	22.3	27.4	31.0

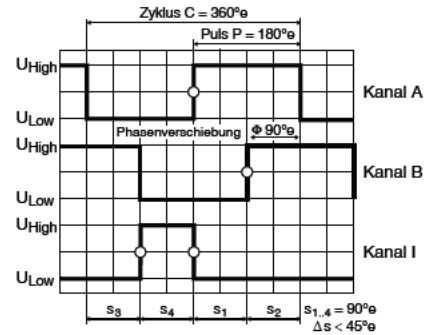
¹ bezogen auf Spindellänge 102 mm (Standardlänge) ² für Untersetzung 1:1 = 4500 min⁻¹ ³ für Untersetzung 1:1



maxon Baukastensystem

+ Motor	Seite	+ Sensor/Bremse	Seite	Gesamtlänge [mm] = Motorlänge + Getriebelänge + (Sensor / Bremse) + Montageleite				
RE 16, 2 W	124			41.6	44.7	49.8	53.4	57.0
RE 16, 2 W	124	MR	429/430	47.3	50.4	55.5	59.1	62.7
RE 16, 3.2 W	125/126			59.7	62.8	67.9	71.5	75.1
RE 16, 3.2 W	126	MR	429/430	64.7	67.8	72.9	76.5	80.1
RE 16, 3.2 W	126	MEnc 13	416	65.8	68.9	74.0	77.6	81.2
RE 16, 4.5 W	127/128			62.7	65.8	70.9	74.5	78.1
RE 16, 4.5 W	128	MR	429/430	67.7	70.8	75.9	79.5	83.1
RE 16, 4.5 W	128	MEnc 13	416	68.9	72.0	77.1	80.7	84.3
A-max 16	143-146			-	47.8	52.9	56.5	60.1
A-max 16	144/146	MR	429/430	-	52.8	57.9	61.5	65.1
A-max 16	144/146	MEnc 13	416	-	55.9	61.0	64.6	68.2
EC-max 16, 5 W	217			-	46.4	51.5	55.1	58.7
EC-max 16, 5 W	217	MR	431	-	53.7	58.8	62.4	66.0
EC-max 16, 8 W	219			-	58.4	63.5	67.1	70.7
EC-max 16, 8 W	219	MR	431	-	65.7	70.8	74.4	78.0

Encoder MR Typ M, 128–512 Impulse, 2/3 Kanal, mit Line Driver



Drehrichtung cw (Definition cw S. 64)

- Lagerprogramm
- Standardprogramm
- Sonderprogramm (auf Anfrage)

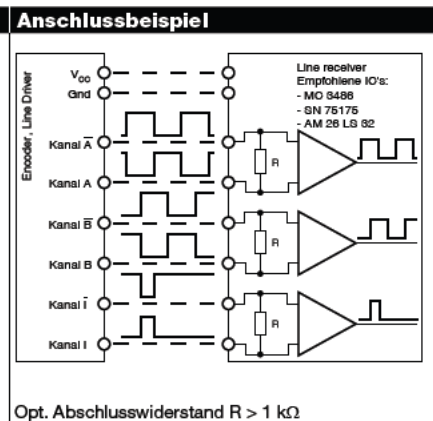
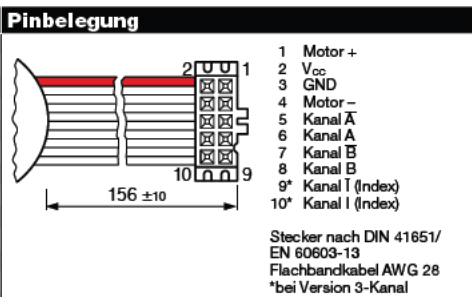
Artikelnummern					
228179	228177	228181	228182	201937	201940

Typ							
Impulszahl pro Umdrehung		128	128	256	256	512	512
Anzahl Kanäle		2	3	2	3	2	3
Max. Impulsfrequenz (kHz)		80	80	160	160	320	320
Max. Drehzahl (min ⁻¹)		37500	37500	37500	37500	37500	37500



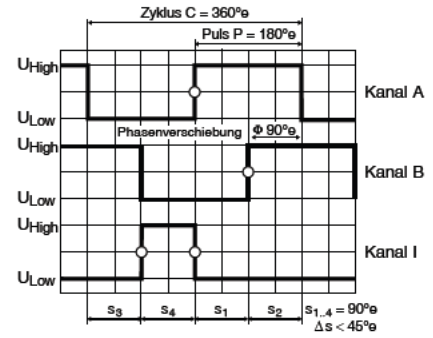
maxon Baukastensystem										
+ Motor	Seite	+ Getriebe	Seite	∅ Enc [mm]	Gesamtlänge [mm] / • siehe Getriebe					
RE 16, 2 W	124			16	28.0	28.0	28.0	28.0	28.0	28.0
RE 16, 2 W	124	GP 16, 0.1 - 0.6 Nm	334/335	16	•	•	•	•	•	•
RE 16, 2 W	124	GP 16 S	377/378	16	•	•	•	•	•	•
RE 16, 3.2 W	126			16	45.4	45.4	45.4	45.4	45.4	45.4
RE 16, 3.2 W	126	GP 16, 0.1 - 0.6 Nm	334/335	16	•	•	•	•	•	•
RE 16, 3.2 W	126	GP 16 S	377/378	16	•	•	•	•	•	•
RE 16, 4.5 W	128			16	48.4	48.4	48.4	48.4	48.4	48.4
RE 16, 4.5 W	128	GP 16, 0.1 - 0.6 Nm	334/335	16	•	•	•	•	•	•
RE 16, 4.5 W	128	GP 16 S	377/378	16	•	•	•	•	•	•
A-max 16	144/146			16	30.4	30.4	30.4	30.4	30.4	30.4
A-max 16	144/146	GS 16, 0.01 - 0.1 Nm	330-333	16	•	•	•	•	•	•
A-max 16	144/146	GP 16, 0.1 - 0.6 Nm	334/335	16	•	•	•	•	•	•
A-max 16	144/146	GP 16 S	377/378	16	•	•	•	•	•	•
A-max 19, 1.5 W	148			19	34.0	34.0	34.0	34.0	34.0	34.0
A-max 19, 1.5 W	148	GP 19, 0.1 - 0.3 Nm	336	19	•	•	•	•	•	•
A-max 19, 1.5 W	148	GP 22, 0.5 - 2.0 Nm	339/341	19	•	•	•	•	•	•
A-max 19, 1.5 W	148	GS 24, 0.1 Nm	345	19	•	•	•	•	•	•
A-max 19, 1.5 W	148	GP 22 S	380/381	19	•	•	•	•	•	•
A-max 19, 2.5 W	150			19	35.8	35.8	35.8	35.8	35.8	35.8
A-max 19, 2.5 W	150	GP 19, 0.1 - 0.3 Nm	336	19	•	•	•	•	•	•
A-max 19, 2.5 W	150	GP 22, 0.5 - 2.0 Nm	339/341	19	•	•	•	•	•	•
A-max 19, 2.5 W	150	GS 24, 0.1 Nm	345	19	•	•	•	•	•	•
A-max 19, 2.5 W	150	GP 22 S	380/381	19	•	•	•	•	•	•
A-max 22	152/154			22	36.9	36.9	36.9	36.9	36.9	36.9
A-max 22	152/154	GP 22, 0.1 - 0.6 Nm	337/338	22	•	•	•	•	•	•
A-max 22	152/154	GP 22, 0.5 - 2.0 Nm	339/341	22	•	•	•	•	•	•
A-max 22	152/154	GS 24, 0.1 Nm	345	22	•	•	•	•	•	•
A-max 22	152/154	GP 22 S	380/381	22	•	•	•	•	•	•

Technische Daten	
Versorgungsspannung V _{cc}	5 V ± 5%
Typische Stromaufnahme 2 Kanal	11 mA
Typische Stromaufnahme 3 Kanal	14 mA
Ausgangssignal	TTL kompatibel
Phasenverschiebung Φ	90° ± 45°
Impulsbreite	90° ± 45°
Betriebstemperaturbereich	-25...+85 °C
Trägheitsmoment der Impulsscheibe	≤ 0.09 gcm ²
Strom pro Kanal	max. 5 mA



Das Indexsignal I ist synchronisiert mit Kanal A und B.

Encoder MR Typ M, 128–512 Impulse, 2/3 Kanal, mit Line Driver



Drehrichtung cw (Definition cw S. 64)

- Lagerprogramm
- Standardprogramm
- Sonderprogramm (auf Anfrage)

Artikelnummern						
228179	228177	228181	228182	201937	201940	

Typ						
Impulszahl pro Umdrehung	128	128	256	256	512	512
Anzahl Kanäle	2	3	2	3	2	3
Max. Impulsfrequenz (kHz)	80	80	160	160	320	320
Max. Drehzahl (min ⁻¹)	37500	37500	37500	37500	37500	37500

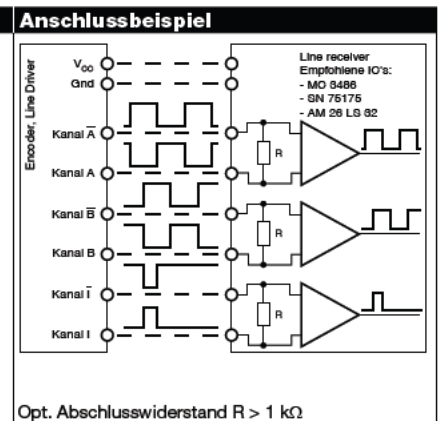
maxon Baukastensystem											
+ Motor	Seite	+ Getriebe	Seite	Ø Enc [mm]	Gesamtlänge [mm] / • siehe Getriebe						
EC-max 16, 5 W	217			16	31.3	31.3	31.3	31.3	31.3	31.3	31.3
EC-max 16, 5 W	217	GP 16, 0.1 - 0.6 Nm	334/335	16	•	•	•	•	•	•	•
EC-max 16, 5 W	217	GP 16 S	377-379	16	•	•	•	•	•	•	•
EC-max 16, 8 W	219			16	43.3	43.3	43.3	43.3	43.3	43.3	43.3
EC-max 16, 8 W	219	GP 16, 0.2 - 0.6 Nm	335	16	•	•	•	•	•	•	•
EC-max 16, 8 W	219	GP 22, 0.5 - 2.0 Nm	342	16	•	•	•	•	•	•	•
EC-max 16, 8 W	219	GP 16 S/GP 22 S	377/381	16	•	•	•	•	•	•	•
EC-max 22, 12 W	220			16	41.7	41.7	41.7	41.7	41.7	41.7	41.7
EC-max 22, 12 W	220	GP 22, 0.5 - 2.0 Nm	342	16	•	•	•	•	•	•	•
EC-max 22, 12 W	220	KD 32, 1.0 - 4.5 Nm	359	16	•	•	•	•	•	•	•
EC-max 22, 12 W	220	GP 22 S	380/381	16	•	•	•	•	•	•	•
EC-max 22, 25 W	221			16	58.2	58.2	58.2	58.2	58.2	58.2	58.2
EC-max 22, 25 W	221	GP 22/GP 32	343/353	16	•	•	•	•	•	•	•
EC-max 22, 25 W	221	GP 32 S	382-387	16	•	•	•	•	•	•	•

Technische Daten	
Versorgungsspannung V _{CC}	5 V ± 5%
Typische Stromaufnahme 2 Kanal	11 mA
Typische Stromaufnahme 3 Kanal	14 mA
Ausgangssignal	TTL kompatibel
Phasenverschiebung Φ	90° ± 45°
Impulsbreite	90° ± 45°
Betriebstemperaturbereich	-25...+85 °C
Trägheitsmoment der Impulsscheibe	≤ 0.09 gcm ²
Strom pro Kanal	max. 5 mA

Pinbelegung

- 1 N.C.
- 2 V_{CC}
- 3 GND
- 4 N.C.
- 5 Kanal A
- 6 Kanal A
- 7 Kanal B
- 8 Kanal B
- 9 Kanal I (Index)
- 10 Kanal I (Index)

Stecker nach DIN 41651/ EN 60603-13
Flachbandkabel AWG 28
*bei Version 3-Kanal

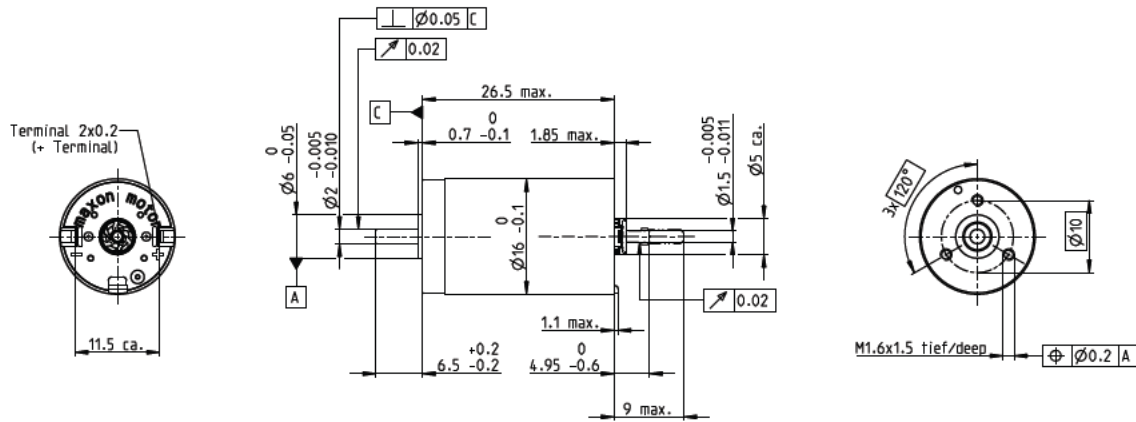


DCX 16 S Graphitbürsten DC-Motor $\varnothing 16$ mm

Eckdaten: 5/10 W, 5.4 mNm, 17000 min⁻¹



maxon DCX



M 1:1

Motor Daten

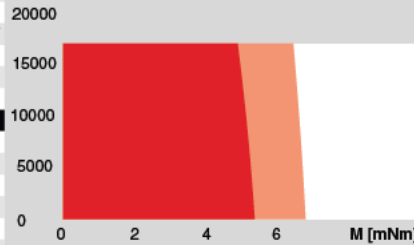
	V	6	9	12	18	24	48
1_ Nennspannung	V	6	9	12	18	24	48
2_ Leerlaufdrehzahl	min ⁻¹	12700	12700	13200	12700	12700	12600
3_ Leerlaufstrom	mA	63.9	42.6	35.4	22.4	16.8	8.28
4_ Nennndrehzahl	min ⁻¹	9400	9400	9850	9260	9430	9250
5_ Nennmoment (max. Dauerdrehmoment)	mNm	5.45	5.4	5.36	5.21	5.43	5.32
6_ Nennstrom (max. Dauerbelastungsstrom)	A	1.28	0.847	0.662	0.411	0.321	0.156
7_ Anhaltmoment	mNm	21.3	21	22.6	20.1	21.7	20.6
8_ Anlaufstrom	A	4.79	3.15	2.65	1.51	1.22	0.572
9_ Max. Wirkungsgrad	%	78	78	76	76	78	77
10_ Anschlusswiderstand	Ω	1.25	2.85	4.53	12	19.7	83.9
11_ Anschlussinduktivität	mH	0.036	0.080	0.131	0.320	0.569	2.32
12_ Drehmomentkonstante	mNm/A	4.45	6.67	8.53	13.3	17.8	36.0
13_ Drehzahlkonstante	min ⁻¹ /V	2150	1430	1120	715	536	265
14_ Kennliniensteigung	min ⁻¹ /mNm	605	612	594	641	592	620
15_ Mechanische Anlaufzeitkonstante	ms	6.35	6.21	6.74	6.43	6.32	6.23
16_ Rotorträgheitsmoment	gcm ²	1.00	0.970	1.08	0.959	1.02	0.960

Thermische Daten

17_ Therm. Widerstand Gehäuse-Luft	K/W	23.5
18_ Therm. Widerstand Wicklung-Gehäuse	K/W	9.9
19_ Therm. Zeitkonstante der Wicklung	s	9.63
20_ Therm. Zeitkonstante des Motors	s	227
21_ Umgebungstemperatur Kugellager	°C	-40...+100
Umgebungstemperatur Sinterlager	°C	-30...+100
22_ Max. Wicklungstemperatur	°C	125

Betriebsbereiche

n [min⁻¹] Wicklung 12 V



- Dauerbetriebsbereich
- Dauerbetriebsbereich bei reduziertem therm. Widerstand R_{th2} 50%
- Kurzzeitbetriebsbereich

Mechanische Daten Kugellager

23_ Grenzdrehzahl	min ⁻¹	17000
24_ Axialspiel	mm	0...0.1
Vorspannung	N	0.8
25_ Radialspiel	mm	0.015
26_ Max. axiale Belastung (dynamisch)	N	0.8
27_ Max. axiale Aufpresskraft (statisch) (Welle abgestützt)	N	18
28_ Max. radiale Belastung [mm ab Flansch]	N	300

Mechanische Daten Sinterlager

23_ Grenzdrehzahl	min ⁻¹	17000
24_ Axialspiel	mm	0...0.2
Vorspannung	N	0
25_ Radialspiel	mm	0.015
26_ Max. axiale Belastung (dynamisch)	N	0.1
27_ Max. axiale Aufpresskraft (statisch) (Welle abgestützt)	N	60
28_ Max. radiale Belastung [mm ab Flansch]	N	300

maxon Baukastensystem

	maxon gear	Stufen [opt.]	maxon sensor	maxon motor control
23_ Grenzdrehzahl	298_GPX 16 A/C	1-2 [3-4]	398_ENX 10 EASY	454_ESCON Module 24/2
24_ Axialspiel	299_GPX 16 LN/LZ	1-2 [3-4]	398_ENX 10 QUAD	454_ESCON 36/2 DC
Vorspannung	300_GPX 16 HP	2-3 [4]	399_ENX 10 EASY XT	455_ESCON Module 50/5
25_ Radialspiel	302_GPX 19 A/C	3-4	401_ENX 16 EASY	457_ESCON 50/5
26_ Max. axiale Belastung (dynamisch)	303_GPX 19 LN/LZ	3-4	402_ENX 16 EASY XT	462_EPOS4 Module/Comp. 24/1.5
27_ Max. axiale Aufpresskraft (statisch) (Welle abgestützt)	304_GPX 19 HP	4	403_ENX 16 EASY Abs.	463_EPOS4 50/5
28_ Max. radiale Belastung [mm ab Flansch]			404_ENX 16 EASY Abs. XT	463_EPOS4 Module/Comp. 50/5
			410_ENX 16 RIO	473_MAXPOS 50/5

Details auf Katalogseite 30

Weitere Spezifikationen

29_ Polpaarzahl		1
30_ Anzahl Kollektorsegmente		7
31_ Motorgewicht	g	26
32_ Typischer Geräuschpegel	dB(A)	38

Konfiguration

Lagerung: Kugellager vorgespannt/Sinterlager
 Kommutierung: Edelmetallbürsten mit CLL/Graphitbürsten
 Flansch vorne/hinten: Standardflansch/Flansch konfigurierbar/kein Flansch
 Welle vorne/hinten: Länge/Durchmesser/Fläche
 Elektrischer Anschluss: Terminals oder Kabel/Anschlussausrichtung/Kabellänge/Steckertyp

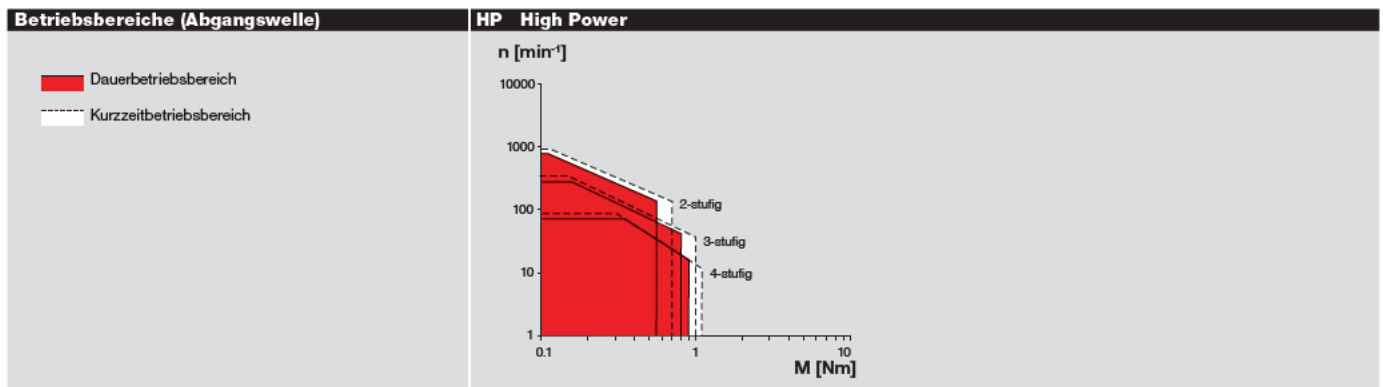
xdrives.maxonmotor.com

GPX 16

Planetengetriebe $\varnothing 16$ mm



Eckdaten		HP High Power	
Max. übertragbare Leistung	W	8	
Max. Dauerrehmoment	Nm	0.9	
Max. Eingangsdrehzahl dauernd	min ⁻¹	16 000	
Umgebungstemperatur	°C	-40 ... +100	
Abtriebswellenlagerung		Kugellager	



Spezifikationen		HP High Power			
Stufenzahl		2	3	4	
Max. übertragbare Leistung dauernd	W	8.0	4.0	1.5	
Max. übertragbare Leistung kurzzeitig	W	10.0	4.4	1.5	
Max. Drehmoment dauernd	Nm	0.55	0.80	0.90	
Max. Drehmoment kurzzeitig	Nm	0.70	1.00	1.10	
Max. Eingangsdrehzahl dauernd	min ⁻¹	12000	14000	16000	
Max. Eingangsdrehzahl kurzzeitig	min ⁻¹	15000	17500	20000	
Max. Wirkungsgrad	%	75	65	55	
Mittleres Getriebespiel unbelastet	°	1.2	1.3	1.4	
Max. axiale Belastung (dynamisch)	N	30	30	30	
Max. radiale Belastung, 5 mm ab Flansch	N	80	90	90	
Getriebelänge L ¹	mm	25.9	30.9	35.7	
Gewicht	g	31	35	39	

Konfiguration		HP High Power			
Stufenzahl		2	3	4	
Untersetzung	X:1	16, 21, 26, 28, 35, 44	62, 83, 103, 111, 138, 150, 172, 186, 231	243, 326, 406, 439, 546, 590, 679, 734, 794, 913, 987, 1135, 1227, 1526	
Bauart		Standard/Keramikversion/Geräuschreduziert/Spielreduziert/High Power			
Flansch		Standardflansch			
Welle		Länge/Fläche/Querbohrung			

maxon Baukastensystem		Seite	Dimensionen		M 1:1
maxon DC motor	Stufenzahl [opt.]				
DCX 14 L	4	76-77			
DCX 16 S	2-3 [4]	78-79			
DCX 16 L	2-3 [4]	80-81			
maxon EC motor	Stufenzahl [opt.]				
ECX SPEED 13 M	4	168-171			
ECX SPEED 13 L	4	172-175			
ECX SPEED 16 M	2-3 [4]	176-179			
ECX SPEED 16 L	2-3 [4]	180-183			

¹Je nach Konfiguration und Wahl des Motors kann diese Länge variieren. Die effektive Länge wird jeweils am Ende der Konfiguration berechnet:

xdrives.maxonmotor.com

ENX 16 EASY

Encoder $\varnothing 16$ mm, 1...1024 Impulse

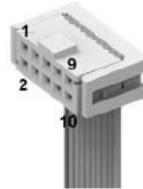


Eckdaten	EASY Inkremental differentiell	
Anzahl Kanäle	3	
Max. Impulszahl pro Umdrehung	1024	
Encoderlänge L ²	mm 8.5	
Umgebungstemperatur	°C -40 ... +100	
Gewicht	g 7	

Auswahlkriterien	EASY Inkremental differentiell	
Drehzahl- und Drehrichtungserkennung	■	
Drehzahl- und Positionsregelung	■	
Kompakte und robuste Bauform	■	
Hohe Auflösung	■	
Kostengünstig	■	

■ geeignet ▲ bedingt geeignet ● nicht geeignet

Spezifikationen	EASY Inkremental differentiell	
Versorgungsspannung V _{CC}	V 5 ±0.5	
Typische Stromaufnahme	mA 22	
Max. Impulsfrequenz	kHz 500	
Max. Drehzahl	min ⁻¹ 30000	
Stecker	10-pol 2.54 mm Federleiste (IEC/EN 60603-13 / DIN41651) Pin 1 Nicht verbunden Pin 2 V _{CC} Pin 3 GND Pin 4 Nicht verbunden Pin 5 Kanal \bar{A} Pin 6 Kanal A Pin 7 Kanal \bar{B} Pin 8 Kanal B Pin 9 Kanal \bar{I} Pin 10 Kanal I Ausgangssignale: EIA-Standard RS 422 Ausgangstrom pro Kanal: ± 20 mA	



Konfiguration	EASY Inkremental differentiell	
Impulszahl pro Umdrehung ¹	1 ... 1024	
Kabellänge	mm 50, 100, 150, 200, 300, 500, 1000	
Ausrichtung Kabelabgang gegenüber Motor (Raster)	° 15	

maxon Baukastensystem	Seite	Dimensionen Standard-Konfiguration	M 3:4	Hinweise
maxon DC motor				
DCX 16 S	78-79			¹ maxon Steuerungen erfordern eine Auflösung von mindestens 16 Impulsen. ² Bei Anbau an DCX-Motoren: zuzüglich 2-4 mm dicke Zwischenplatte.
DCX 16 L	80-81			
DCX 19 S	82-83			
DCX 22 S	84-85			
DCX 22 L	86-87			
DCX 26 L	88-89			
DCX 32 L	90			
DCX 35 L	91			
DC-max 26 S	98-99			
Auch erhältlich in Kombination mit BLDC-Motoren (siehe Seiten 418-419)				

xdrives.maxongroup.com

13 Produktübersicht Mikrorolltisch MINISLIDE

13.1 Produkteigenschaften MINISLIDE MS

13.1.1 Umfangreiches Sortiment

Das Sortiment vom Typ MS umfasst die Schienenbreiten 4 mm und 5 mm, die je nach Typ in vier bis fünf Längen- und Hubvarianten erhältlich sind.



MINISLIDE MS Sortiment

MS 5

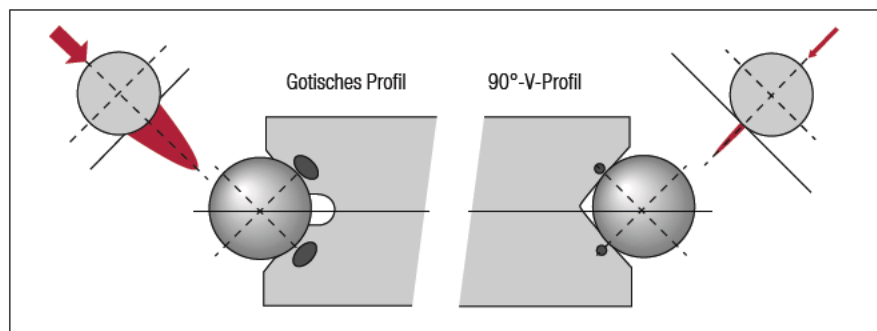
Systemlängen in mm: 15 – 50
Hübe in mm: 8 – 42

MS 4

Systemlängen in mm: 10 – 25
Hübe in mm: 6 – 22

13.1.2 Höchste Tragfähigkeit bei kompakter Bauweise

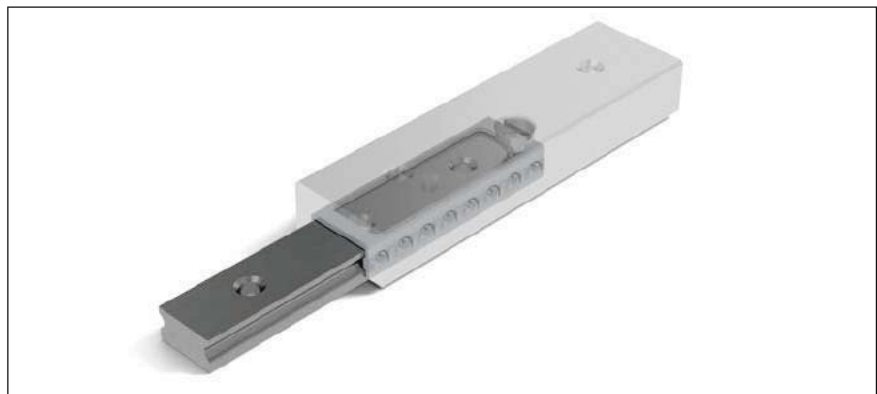
Das gotische Profil der Führungsbahnen von MINISLIDE MS ermöglicht Tragzahlen, die bis 15 Mal höher liegen als bei einem 90°-V-Profil. Folglich ermöglicht MINISLIDE MS kompakte und robuste Konstruktionen bei niedrigem Eigengewicht.



Das gotische Führungsprofil im Vergleich zum 90°-V-Profil

13.1.3 Integrierte Käfigzentrierung

MINISLIDE MS 4 und MS 5 verfügen über einen einteiligen Kunststoffkäfig, um auftretendem Käfigwandern entgegenzuwirken. Der Käfig wird über die integrierte Käfigzentrierung positioniert.



MINISLIDE MS

13 Produktübersicht Mikrorolltisch MINISLIDE

13.3 Technische Daten und Ausführungsvarianten

13.3.1 Leistungsparameter von MINISLIDE MS

Max. Beschleunigung	50 m/s ²
Max. Geschwindigkeit	1 m/s
Vorspannung	Spielfrei
Genauigkeit	siehe Kapitel 13.3.4 und 13.3.5
Materialien - Schiene, Wagen, Kugeln - Käfig	Rostbeständiger, durchgehärteter Stahl POM
Einsatzbereiche - Temperaturbereich ⁽¹⁾ - Vakuum ⁽²⁾ - Luftfeuchtigkeit - Reinraum	-40 °C bis +80 °C (-40 °F bis +176 °F) Hochvakuum (max. 10 ⁻⁷ mbar) 10 % – 70 % (nicht kondensierend) Reinraumklasse ISO 7 oder ISO 6 (gem. ISO 14644-1)

⁽¹⁾ Die Standardschmierung deckt einen Temperaturbereich von -20 °C bis +80 °C ab. Schmierungen für andere Temperaturen können bei SCHNEEBERGER angefragt werden.

⁽²⁾ Die Vakuumtauglichkeit bezieht sich auf die eingesetzten Materialien. Der Einsatz im Vakuum bedingt eine Spezialschmierung, die bei SCHNEEBERGER angefragt werden kann. Damit in den Sackbohrungen keine Luft gefangen bleibt, sind die Befestigungsschrauben zu entlüften.

13.3.2 Leistungsparameter von MINISLIDE MSQ

Max. Beschleunigung	300 m/s ²
Max. Geschwindigkeit	3 m/s
Vorspannung	Spielfrei
Genauigkeit	siehe Kapitel 13.3.4 und 13.3.5
Materialien - Schiene, Wagen, Kugeln - Käfig und Zahnrad - Endstücke	Rostbeständiger, durchgehärteter Stahl PEEK PEEK
Einsatzbereiche - Temperaturbereich ⁽¹⁾ - Vakuum ⁽²⁾ - Luftfeuchtigkeit - Reinraum	-40 °C bis +150 °C (-40 °F bis +302 °F) Hochvakuum (max. 10 ⁻⁹ mbar) 10 % – 70 % (nicht kondensierend) Reinraumklasse ISO 7 oder ISO 6 (gem. ISO 14644-1)

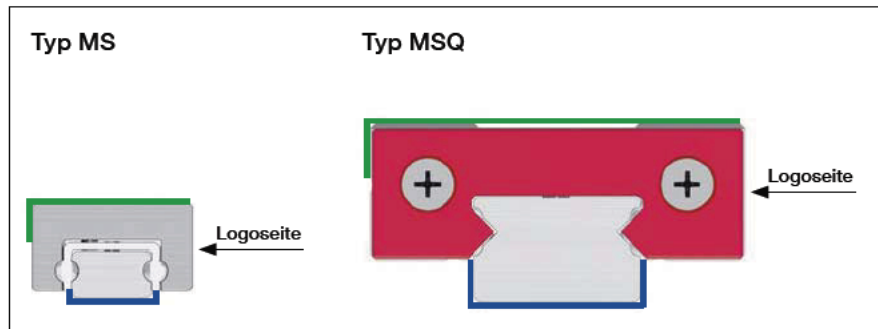
⁽¹⁾ Die Standardschmierung deckt einen Temperaturbereich von -30 °C bis +120 °C ab. Schmierungen für andere Temperaturen können bei SCHNEEBERGER angefragt werden.

⁽²⁾ Die Vakuumtauglichkeit bezieht sich auf die eingesetzten Materialien. Um MSQ im Vakuum einsetzen zu können, sind Befestigungsschrauben der Stirnplatten zu entfernen. Der Einsatz im Vakuum bedingt eine Spezialschmierung, die bei SCHNEEBERGER angefragt werden kann. Damit in den Sackbohrungen keine Luft gefangen bleibt, sind die Befestigungsschrauben zu entlüften.

13 Produktübersicht Mikrorolltisch MINISLIDE

13.3.3 Anschlag- und Auflageflächen

Die Anschlag- und Auflageflächen von Wagen und Schiene sind nachfolgend bezeichnet.

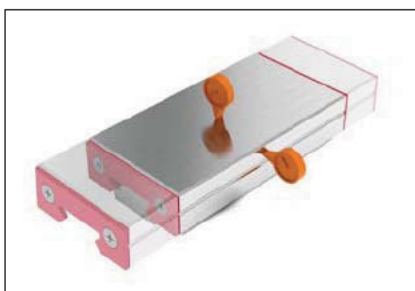


- Anschlag- und Auflageflächen Wagen
- Anschlag- und Auflageflächen Schienen

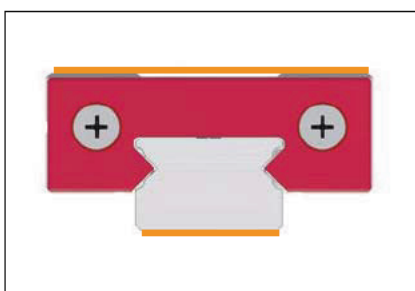
Die Anschlagseite des Wagens liegt gegenüber der Wagenseite mit dem Firmenlogo/Typenbezeichnung. Die Schiene kann beidseitig angeschlagen werden.

13.3.4 Ablaufgenauigkeit und Parallelität der Auflageflächen

Die Toleranz für die Geradheit des Hubes hängt von der Länge der Führung ab. In der nachfolgenden Tabelle sind die entsprechenden Maximalwerte aufgeführt. Die Messungen werden im unbelasteten Zustand und auf einer ebenen Unterlage durchgeführt.

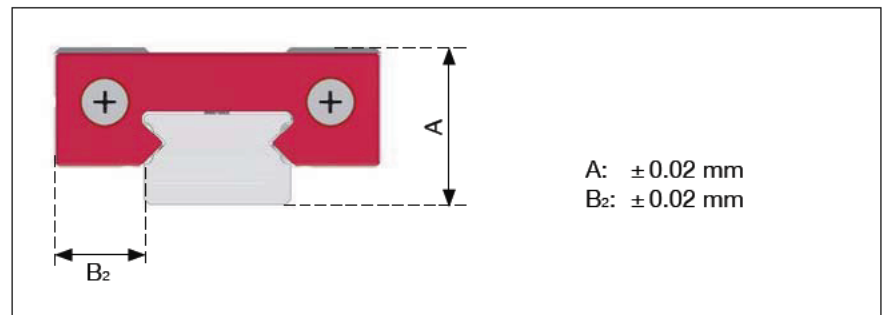


Systemlänge L	Geradheit des Hubes horizontal und vertikal
10 – 30 mm	3 µm
40 – 80 mm	4 µm
90 – 130 mm	5 µm



Systemlänge L	Parallelität der Auflageflächen (Mikrorolltisch in Mittelstellung)
10 – 30 mm	12 µm
40 – 80 mm	15 µm
90 – 130 mm	18 µm

13.3.5 Toleranz der Bauhöhe



13.3.6 Verschiebekraft und Vorspannung

Die Verschiebekraft wird beeinflusst von der Vorspannung und dem eingesetzten Schmiermittel. Standardmässig werden MINISLIDE spielfrei, leicht vorgespannt geliefert.

Auf Wunsch können die Wagen mit einer definierten Verschiebekraft geliefert werden (siehe Kapitel 14.1).

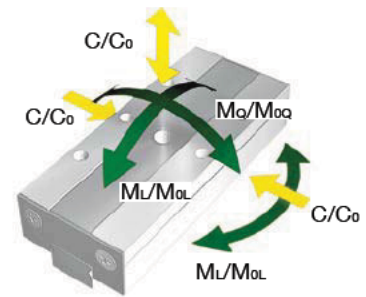
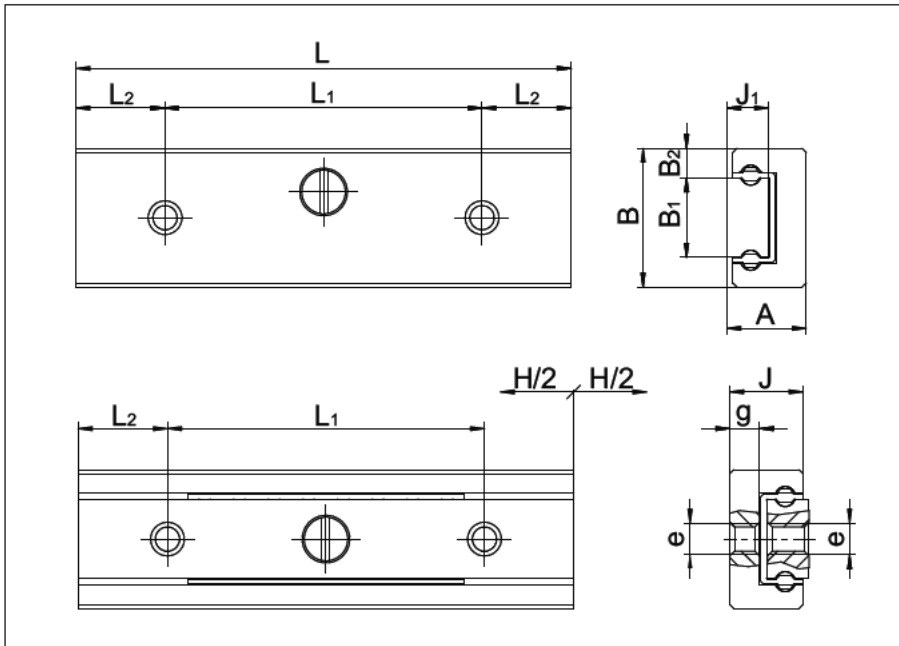
13.3.7 Reibung und Laufruhe

Bei der Herstellung legt SCHNEEBERGER grössten Wert auf eine hohe Laufkultur. Die Qualität der Oberflächen und Materialein haben höchste Priorität. Dies gilt auch für die eingesetzten Wälzkörper, die höchsten Qualitätsansprüchen genügen müssen. Unter normalen Einsatzbedingungen kann mit einer Reibungszahl von 0.003 gerechnet werden.

13 Produktübersicht Mikrorolltisch MINISLIDE

13.3.8 Masstabellen, Tragzahlen, Gewichte und Momentbelastungen

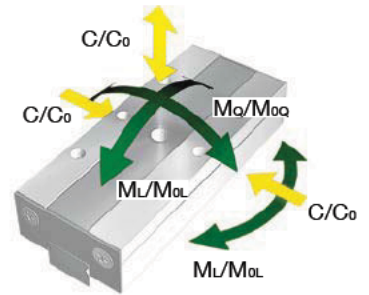
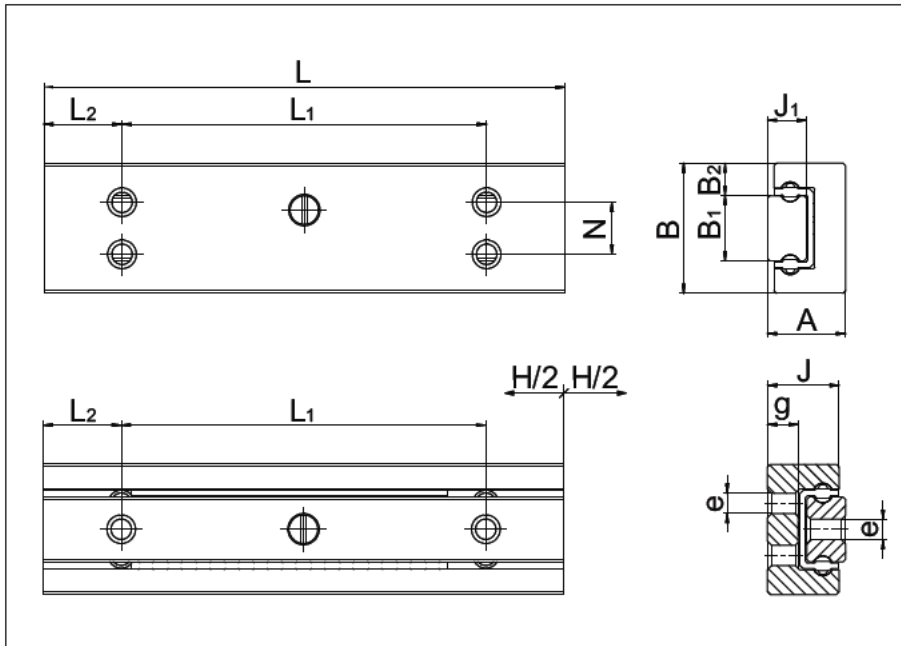
MS 4



Bezeichnung		Größen				
		MS 4-10.6	MS 4-15.12	MS 4-20.15	MS 4-25.22	
Abmessungen (mm)	A	Systemhöhe	4	4	4	4
	B	Systembreite	7	7	7	7
	B ₁	Schienenbreite	4	4	4	4
	B ₂	Abstand Anschlagflächen	1.5	1.5	1.5	1.5
	J	Wagenhöhe	3.7	3.7	3.7	3.7
	J ₁	Schienenhöhe	2.1	2.1	2.1	2.1
	H	Hub	6	12	15	22
	L	Systemlänge	10	15	20	25
	L ₁	Abstand Bohrungen	5	8	12	16
	L ₂	Anfangs-/Endabstand Bohrungen	2.5	3.5	4	4.5
	e	Gewinde	M1.6	M1.6	M1.6	M1.6
	g	Nutzbare Gewindelänge	1.5	1.5	1.5	1.5
		Kugeldurchmesser	1	1	1	1
Tragzahl (N)	C ₀	Statische Tragzahl	277	347	485	555
	C	Dynamische Tragzahl	207	242	307	337
Momente (Nm)	M _{0q}	Zulässiges statisches Moment quer	0.60	0.75	1.04	1.19
	M _{0L}	Zulässiges statisches Moment längs	0.40	0.61	1.13	1.46
	M _o	Zulässiges dynamisches Moment quer	0.45	0.52	0.66	0.72
	M _L	Zulässiges dynamisches Moment längs	0.30	0.42	0.72	0.88
Gewicht (g)			1.7	2.6	3.4	4.3

13 Produktübersicht Mikrorolltisch MINISLIDE

MS 5



Bezeichnung		Größen					
		MS 5-15.8	MS 5-20.13	MS 5-30.20	MS 5-40.31	MS 5-50.42	
Abmessungen (mm)	A	Systemhöhe	6	6	6	6	6
	B	Systembreite	10	10	10	10	10
	B1	Schienenbreite	5	5	5	5	5
	B2	Abstand Anschlagflächen	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
	J	Wagenhöhe	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5
	J1	Schienenhöhe	3	3	3	3	3
	H	Hub	8	13	20	31	42
	L	Systemlänge	15	20	30	40	50
	L1	Abstand Bohrungen	8	12	20	28	36
	L2	Anfangs-/Endabstand Bohrungen	3.5	4	5	6	7
	N	Abstand Bohrungen quer	4	4	4	4	4
	e	Gewinde	M2	M2	M2	M2	M2
	g	Nutzbare Gewindelänge	2.35	2.35	2.35	2.35	2.35
		Kugeldurchmesser	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
Tragzahl (N)	C0	Statische Tragzahl	780	936	1404	1716	2028
	C	Dynamische Tragzahl	568	645	857	987	1109
Momente (Nm)	Mo0	Zulässiges statisches Moment quer	2.18	2.62	3.93	4.80	5.68
	MoL	Zulässiges statisches Moment längs	1.72	2.4	5.15	7.55	10.4
	Mo	Zulässiges dynamisches Moment quer	1.59	1.81	2.40	2.76	3.11
	ML	Zulässiges dynamisches Moment längs	1.25	1.66	3.14	4.34	5.69
Gewicht (g)			5.4	7.3	11	14.8	18.6

17 Tragfähigkeit und Lebensdauer

17.2 Berechnung der Lebensdauer L gemäss DIN ISO-Norm

17.2.1 Die Formel zur Berechnung der nominellen Lebensdauer für Kugelführungen in Metern lautet:

$$L = a \cdot \left(\frac{C_{\text{eff}}}{P} \right)^3 \cdot 10^5 \text{ m}$$

a = Erlebenswahrscheinlichkeits-Faktor
 C_{eff} = Effektive Tragfähigkeit in N
 P = Dynamisch, äquivalente Belastung in N
 L = Nominelle Lebensdauer in m

Erlebenswahrscheinlichkeitsfaktor a

Die Tragfähigkeiten für Wälzlager entsprechen der DIN ISO-Norm. Diese stellt einen Wert aus der Lebensdauerberechnung dar, der im Betriebseinsatz der Führung mit 90%iger Wahrscheinlichkeit übertroffen wird.

Ist die vorgängig erwähnte theoretische Erlebenswahrscheinlichkeit von 90% nicht ausreichend, müssen die Lebensdauerwerte mit einem Faktor a angepasst werden.

Erlebenswahrscheinlichkeit in %	90	95	96	97	98	99
Faktor a	1	0.62	0.53	0.44	0.33	0.21

17.2.2 Die Formel zur Berechnung der nominellen Lebensdauer in Stunden lautet:

$$L_h = \frac{L}{2 \cdot s \cdot n \cdot 60} = \frac{L}{60 \cdot v_m}$$

L = Nominelle Lebensdauer in m
 L_h = Nominelle Lebensdauer in h
 s = Hublänge in m
 n = Hubfrequenz in min^{-1}
 v_m = mittlere Verfahrgeschwindigkeit in m/min

17.2.3 Effektive Tragfähigkeit C_{eff}

Konstruktive und äussere Einflüsse können die dynamische Tragzahl C der MINI-X Produkte vermindern, so dass C_{eff} berechnet werden muss.

$$C_{\text{eff}} = f_k \cdot C$$

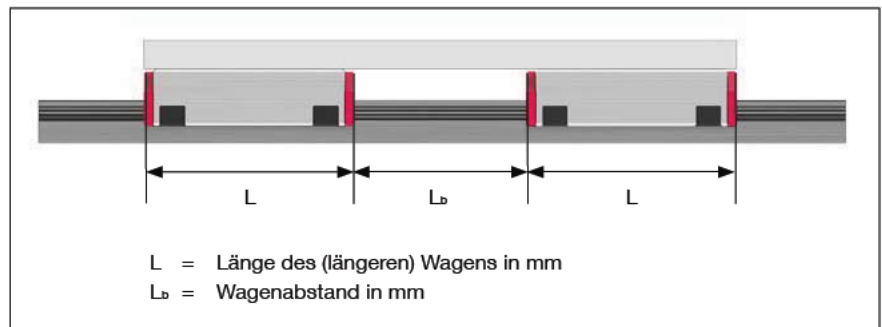
C_{eff} = Effektive Tragfähigkeit in N
 f_k = Kontaktfaktor
 C = Max. zulässige dynamische Tragfähigkeit in N

17 Tragfähigkeit und Lebensdauer

Kontaktfaktor f_k

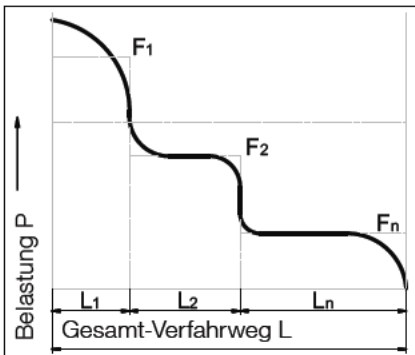
Werden mehrere Führungswagen in einem geringen Abstand ($L_b < L$) hintereinander montiert, wird aufgrund der Fertigungstoleranzen der Führungselemente und der Montageflächen eine gleichmäßige Lastverteilung erschwert. Solche Einbausituationen lassen sich mit dem Kontaktfaktor f_k berücksichtigen:

Anzahl Führungswagen	1	2	3	4	5
Kontaktfaktor f_k	1	0.81	0.72	0.66	0.62



17.2.4 Dynamische äquivalente Belastung P

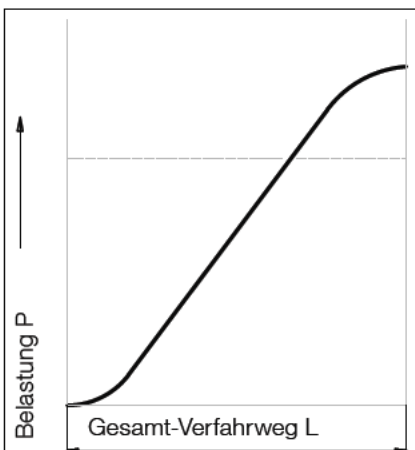
Stufenförmige Belastung



Die auf ein Linearführungssystem wirkende Belastungen (F) unterliegen während des Betriebs häufigen Schwankungen. Dieser Umstand sollte bei der Berechnung der Lebensdauer berücksichtigt werden. Als dynamische äquivalente Belastung P bezeichnet man die wechselnde Belastungsaufnahme der Führung bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen während der Verfahr Strecke.

$$P = \sqrt[3]{\frac{1}{L}(F_1^3 \cdot L_1 + F_2^3 \cdot L_2 + \dots + F_n^3 \cdot L_n)}$$

Sinusförmige Belastung



$$P = 0.7 F_{max}$$

- P = Äquivalente Belastung in N
- $F_1 \dots F_n$ = Einzelbelastung in N während des Teilweges $L_1 \dots L_n$
- F_{max} = Max. Belastung in N
- L = $L_1 + \dots + L_n$ = Gesamtweg während eines Belastungszyklus in mm
- $L_1 \dots L_n$ = Teilweg in mm einer Einzelbelastung während eines Belastungszyklus

ULTRAMINIATUR-SCHALTER DH

Ultraminiatur-Schalter DH

- Sehr geringe Baugröße (nur 8,2 × 2,7 × 6,2 mm)
- Speziell für kleine Schaltströme und Spannungen konzipiert
- Ohne oder mit integriertem Zusatzbetätiger lieferbar
- Lötanschluss oder Einsatz in Leiterplatte liegend oder stehend



Technische Daten	
Serie	DH ①
Kontaktbestückung	Wechsler
Kontaktöffnungsweite	< 3 mm
Schaltspannung max.	30 VDC
Schaltstrom	5 bis 500 mA DC
Schaltbetätigungsstärke	Max. 90 cN
Gesamtweg	Ca. 0,85 mm ohne Zusatzbetätiger
Lebensdauer mechanisch	> 50.000 Betätigungen
Lebensdauer elektrisch bei max. Last	> 30.000 Schaltspiele
Umgebungstemperatur allgemein	- 25 °C bis +70 °C
Werkstoffe	
Gehäuse	PPS (UL 94V-0)
Deckel	PBT (UL 94V-0)
Zusatzbetätiger	PBT (UL 94V-0)
Anschlüsse	CuZn streifenversilbert
Kontakte	AgNi, gal. Au
Schutzart SchalterInnenraum	IP40

Schaltleistung und Lebensdauer ②	
Schaltleistung bei Nennlast	mechanisch
5–500 mA 30 VDC	30 000
	50 000
	2

Kontaktnummerung ③

Ausführung	Code
Wechsler	C

Anschlussart ④

Ausführung	Code
Lötanschluss gerade, 1,3 x 3,1 mm	B1
LP-Anschluss gerade, 0,64 x 3,1 mm	C4
LP-Anschluss rechts, 0,64 x 3,1 mm	C5
LP-Anschluss links, 0,64 x 3,1 mm	C6

Bestellcode generieren (Beispiel)
Der Bestellcode setzt sich aus 6 Parametern zusammen:

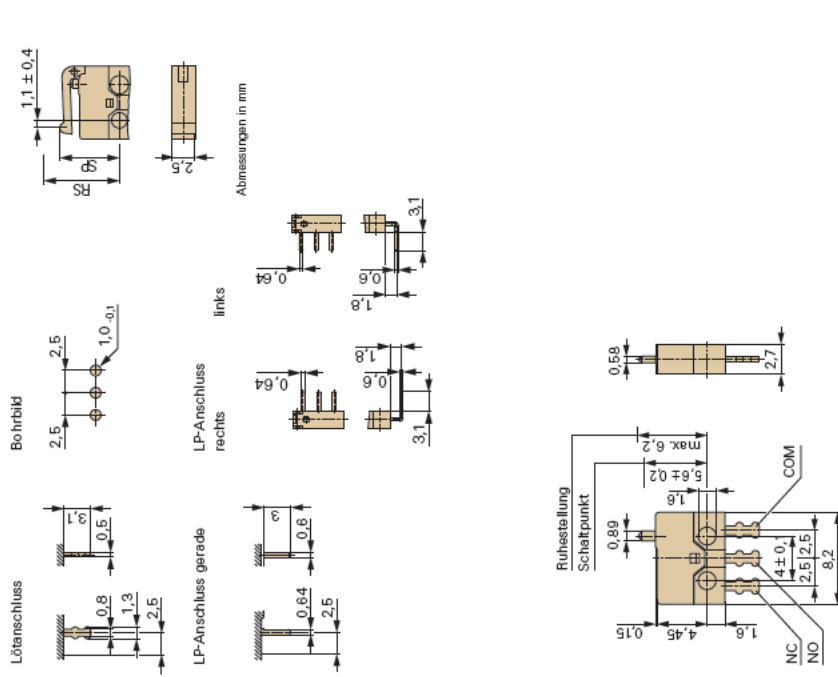
1	2	3	4	5	6
Serie	Schaltleistung	Kontaktanordnung	Anschlussart	Zusatzbetätiger	
DH	2	C	B1	PA	
= Ultraminiatur-Schalter	= 200 mA, 30 VDC	= Wechsler	= Lötanschluss gerade, 1,3 x 3,1	= mit Zusatzbetätiger	

- Nicht jede konfigurierbare Variante ist auch bestellbar. Bitte sprechen Sie uns an.
- Artikelnummern auf Warenpapieren referenzieren mit den letzten beiden Stellen auf den Index der jeweils gültigen Zeichnung.

Zusatzbetätiger ⑤

Schaltbetätig. Kraft max. (cN)	Nachlauf max. (mm)	Differenzweg max. (mm)	Ruhestellung max. (mm)	Schaltpunkt (mm)	Code
90	0,1	0,07	6,2	5,4 ± 0,15	AA
Mit Zusatzbetätiger	50	0,6	8,5	6,7 ± 0,5	PA

Anschlüsse



Artikelbeschreibung/Produktabbildungen



Beschreibung

Werkstoff:

Hülse Stahl Festigkeitsklasse 5.8.
Kugel aus Stahl.
Feder Federstahl Kl. D.

LONG-LOK-Gewindesicherung Nylon.

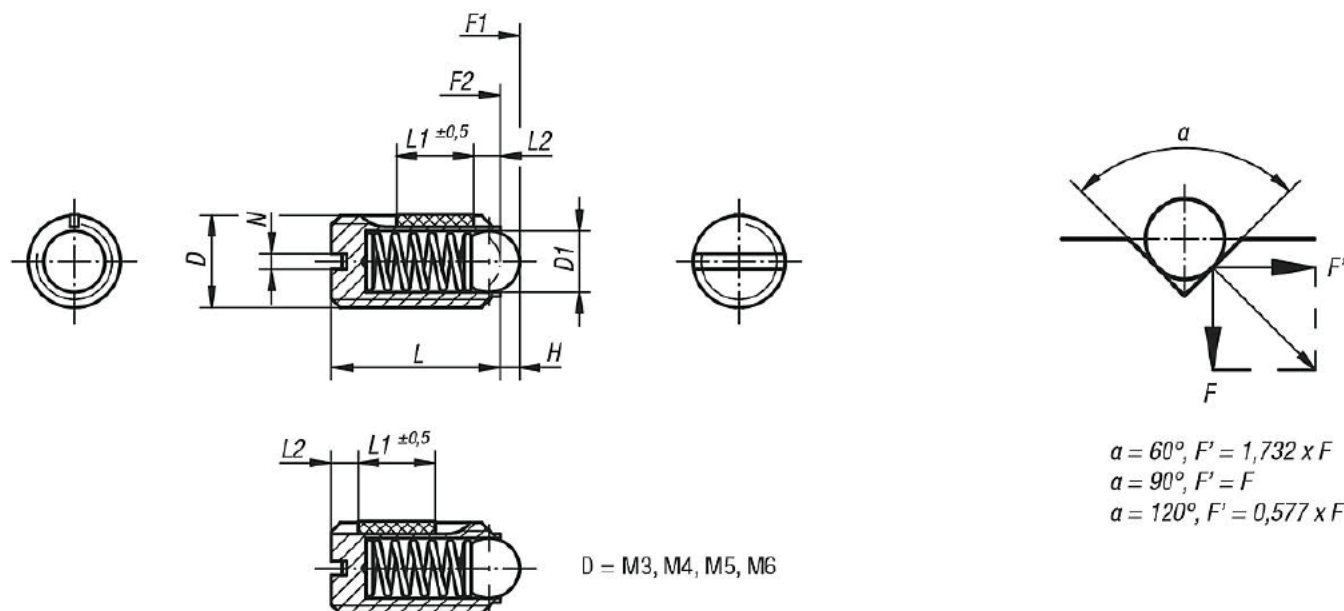
Ausführung:

brüniert. Kugel gehärtet.

Zeichnungshinweis:

L2 = ca. zwei Gewindegänge

Zeichnungen



Artikelübersicht

Federnde Druckstücke mit Schlitz und Kugel, Standard Federkraft, LONG-LOK gesichert

Bestellnummer	D	D1	H	L	L1	N	Federkraft Anfang F1 ca. N	Federkraft Ende F2 ca. N	Einschraub- drehmoment ca. Nm	Ausschraubdrehmoment ca. Nm
03001-03	M3	1,5	0,4	7	4	0,4	1,5	3	0,1	0,07
03001-04	M4	2,5	0,8	9	5	0,6	4	10	0,18	0,12
03001-05	M5	3	0,9	12	6	0,8	6	11	0,12	0,08
03001-06	M6	3,5	1	14	7	1	9	13	0,43	0,21
03001-08	M8	5	1,5	16	8	1,2	15	30	1,09	0,37
03001-10	M10	6	2	19	9	1,6	20	35	1,36	0,62
03001-12	M12	8	2,5	22	10	2	30	55	2,03	1,36
03001-16	M16	10	3,5	24	14	2,5	65	125	3,95	2,95

Federnde Druckstücke mit Schlitz und Kugel, verstärkte Federkraft, LONG-LOK gesichert

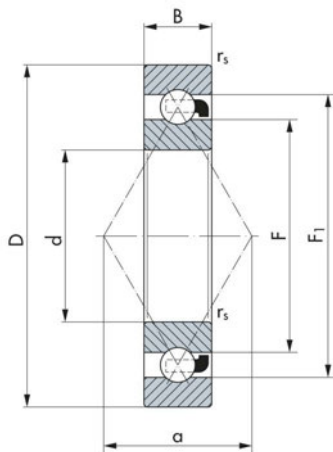
Artikelübersicht

Bestellnummer	D	D1	H	L	L1	N	Federkraft Anfang F1 ca. N	Federkraft Ende F2 ca. N	Einschraub- drehmoment ca. Nm	Ausschraubdrehmoment ca. Nm
03001-203	M3	1,5	0,4	7	4	0,4	5	7	0,1	0,07
03001-204	M4	2,5	0,8	9	5	0,6	12	22	0,18	0,12
03001-205	M5	3	0,9	12	6	0,8	19	30	0,12	0,08
03001-206	M6	3,5	1	14	7	1	28	40	0,43	0,21
03001-208	M8	5	1,5	16	8	1,2	47	73	1,09	0,37
03001-210	M10	6	2	19	9	1,6	66	100	1,36	0,62
03001-212	M12	8	2,5	22	10	2	66	120	2,03	1,36
03001-216	M16	10	3,5	24	14	2,5	90	180	3,95	2,95

Technisches Datenblatt

23.01.2020
Seite 1 von 1

Präzisions-Dünnring-Vierpunktlager Q 1800 TW



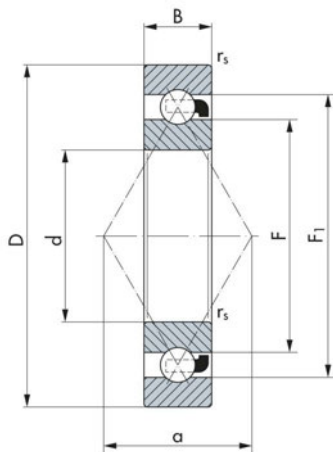
Artikelbezeichnung		Q 1800 TW
Innendurchmesser	d [mm]	10 (0/-0,008)
Außendurchmesser	D [mm]	19 (0/-0,009)
Breite	B [mm]	5 (0/-0,120)
Radius	rs (min) [mm]	0,3
Tragzahl	dyn. Cr [N]	1.900
Tragzahl	stat. C _{0r} [N]	990
Grenzdrehzahl	n [1/min]	35.800
Lagerluft	- [µm]	-
Schmierstoff		Standard
Schmierstoffvolumen	%	Standard = 30±10
Dichtung		offen

Technisches Datenblatt

03.02.2020

Seite 1 von 1

Präzisions-Dünnring-Vierpunktlager Q 1803 TW



Artikelbezeichnung		Q 1803 TW
Innendurchmesser	d [mm]	17 (0/-0,008)
Außendurchmesser	D [mm]	26 (0/-0,009)
Breite	B [mm]	5 (0/-0,120)
Radius	rs (min) [mm]	0,3
Tragzahl	dyn. Cr [N]	2.330
Tragzahl	stat. C _{0r} [N]	1.590
Grenzdrehzahl	n [1/min]	20.700
Lagerluft	- [µm]	-
Schmierstoff		Standard
Schmierstoffvolumen	%	Standard = 30±10
Dichtung		offen

8. Tragfähigkeit und Lebensdauer

Für die Bestimmung der Lebensdauer bzw. Größe eines Kugellagers interessieren die Zusammenhänge zwischen der Lagerbelastung, Tragfähigkeit und Lebensdauer. Man unterscheidet zwischen der dynamischen Tragfähigkeit des umlaufenden Lagers und der statischen Tragsicherheit bei Belastung im Stillstand. Die nominelle Lebensdauer L_{10} und $L_{10(h)}$ beschreibt die dynamische Tragfähigkeit eines Wälzlagers. Der Faktor S_0 die statische Sicherheit.

Dynamische Tragfähigkeit

Bei einem umlaufenden Wälzlager besteht zwischen der Belastung und der Laufzeit des Lagers bis zur Werkstoffermüdung ein funktioneller Zusammenhang. Es treten beim Überrollen der Laufbahnen Wechsellastspannungen auf, die nach einer bestimmten Anzahl von Lastwechseln zur Ermüdung des Werkstoffes an der Oberfläche der Laufbahnen bzw. der Rollkörper führen. Die entsprechende Anzahl Umdrehungen bei einer bestimmten Belastung stellt die Lebensdauer eines Wälzlagers dar.

Die Berechnung der Lebensdauer erfolgt nach der Gleichung

$$L_{10(h)} = 16.666/n \cdot (C/P)^3$$

Ihre graphische Auswertung zeigt die Netztafel. $L_{10(h)}$ und gibt dabei die Lebensdauer in Stunden bei 10% Ausfallwahrscheinlichkeit an.

Auch kann die Tragfähigkeit eines Lagers für eine bestimmte Anzahl von Umdrehungen angegeben werden. Bei einer dynamischen Tragzahl C und einer dynamisch äquivalenten Belastung P wird eine nominelle Lebensdauer L_{10} von 10^6 Umdrehungen erreicht.

$$L_{10} = (C/P)^3$$

Umgekehrt kann bei einer geforderten Lebensdauer in Stunden und bekannter Drehzahl sowie dynamisch äquivalenter Belastung die erforderliche, dynamische Tragzahl eines Lagers wie folgt bestimmt werden:

$$C \geq P \times \sqrt[3]{\frac{L_{10(h)} \times 60 \times n}{1.000.000}}$$

Statische Tragsicherheit

Die statische Tragsicherheit S_0 ist das Verhältnis aus der statischen Tragzahl C_0 und der höchsten auftretenden Belastung P_0 .

$$S_0 = C_0 / P_0$$

Betriebsbedingungen	Statische Tragsicherheit S_0
ruhiger, erschütterungsarmer Betrieb	$\geq 0,5$
normaler Betrieb	≥ 1
Betrieb bei Stoßbelastung	≥ 2
Lagerung mit hohen Ansprüchen an Laufgenauigkeit und Ruhe	≥ 3

Tabelle 30: Anhaltspunkte zur erforderlichen Tragsicherheit

8.1. Äquivalente Lagerbelastung

Die äquivalente Lagerbelastung P ist eine, konstant in Größe und Richtung angenommene Belastung, die bei Radiallagern einer rein radialen Last entspricht. Diese hypothetische Last hat in der Anwendung dieselbe Auswirkung auf die Lagerlebensdauer wie die tatsächlichen Lasten, kombiniert aus axialen und radialen Komponenten.

Bei kombinierten Lastverhältnissen gilt es daher, die äquivalente Belastung für die Ermittlung der Lebensdauer oder statischen Sicherheit zu bestimmen. Bei rein radialer Belastung entspricht die äquivalente Belastung der radialen Belastung.

Die statisch äquivalente Belastung wird für Drehzahlen kleiner gleich 33 Umdrehungen pro Minute zu Grunde gelegt. Sie wird zur Berechnung der statischen Sicherheit herangezogen.

Die dynamische äquivalente Belastung wird für Drehzahlen größer 33 Umdrehungen pro Minute zu Grunde gelegt. Sie wird zur Berechnung der Lebensdauer herangezogen.

Für Radialkugellager gilt:

Dynamische äquivalente Belastung für Radial- und Schrägkugellager

$$P = XF_r + YF_a$$

Statische äquivalente Belastung für Radialkugellager

$$\frac{F_a}{F_r} > 0,8 : P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a$$

$$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,8 : P_0 = F_r$$

- P dynamische äquivalente Lagerlast in (N)
- P_0 statische äquivalente Lagerbelastung
- f_0 Faktor zur Berechnung der statischen Tragzahl
- F_r radiale Belastung in [N]
- F_a axiale Belastung in [N]
- X Radialfaktor des Lagers
- Y Axialfaktor des Lagers
- C_{0r} statische Tragzahl

Lagerluft Normal					
		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
$f_0 \cdot F_a/C_{0r}$	e	X	Y	X	Y
0,172	0,19	1	0	0,56	2,30
0,345	0,22	1	0	0,56	1,99
0,689	0,26	1	0	0,56	1,71
1,03	0,28	1	0	0,56	1,55
1,38	0,30	1	0	0,56	1,45
2,07	0,34	1	0	0,56	1,31
3,45	0,38	1	0	0,56	1,15
5,17	0,42	1	0	0,56	1,04
6,89	0,44	1	0	0,56	1,00

Tabelle 31: Ermittlung der Berechnungsfaktoren X und Y für Radialrillenkugellager

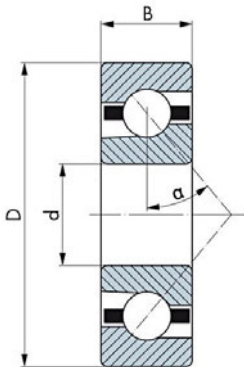
Druckwinkel		Einzellager	gepaart DB oder DF
15°	$F_a/F_r \leq 0,55$ $F_a/F_r > 0,55$	$P = F_r$ $P = 0,45 F_r + F_a$	$P = F_r + 1,25 F_a$ $P = 0,72 F_r + 1,63 F_a$
25°	$F_a/F_r \leq 0,68$ $F_a/F_r > 0,68$	$P = F_r$ $P = 0,41 F_r + 0,87 F_a$	$P = F_r + 0,92 F_a$ $P = 0,66 F_r + 1,41 F_a$
30°	$F_a/F_r \leq 0,80$ $F_a/F_r > 0,80$	$P = F_r$ $P = 0,39 F_r + 0,76 F_a$	$P = F_r + 0,78 F_a$ $P = 0,63 F_r + 1,24 F_a$
40°	$F_a/F_r \leq 1,14$ $F_a/F_r > 1,14$	$P = F_r$ $P = 0,35 F_r + 0,57 F_a$	$P = F_r + 0,55 F_a$ $P = 0,56 F_r + 1,93 F_a$
45°	$F_a/F_r \leq 1,35$ $F_a/F_r > 1,35$	$P = F_r$ $P = 0,33 F_r + 0,5 F_a$	$P = F_r + 0,46 F_a$ $P = 0,53 F_r + 0,81 F_a$

Tabelle 32: Ermittlung der dynamischen äquivalenten Belastung für Radialschrägkugellager

Technisches Datenblatt

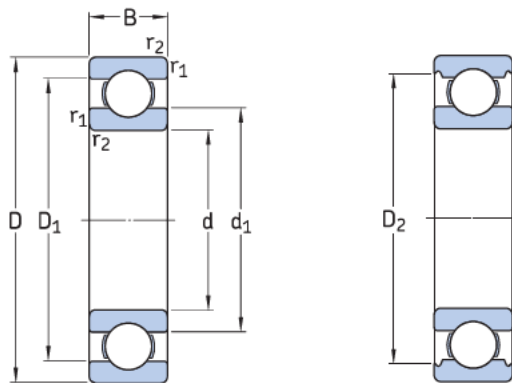
17.02.2020
Seite 1 von 1

Präzisions-Miniatur-Schräggugellager B 7106 A



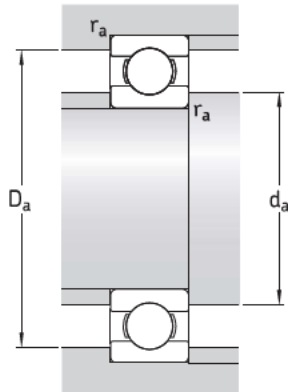
Artikelbezeichnung		B 7106 A
Innendurchmesser	d [mm]	6 (0/-0,008)
Außendurchmesser	D [mm]	17 (0/-0,008)
Breite	B [mm]	6 (0/-0,120)
Radius	rs (min) [mm]	-
Tragzahl	dyn. Cr [N]	2.030
Tragzahl	stat. C _{0r} [N]	795
Grenzdrehzahl	n [1/min]	38.000
Lagerluft	- [µm]	-
Schmierstoff		Standard
Schmierstoffvolumen	%	Standard = 30±10
Dichtung		offen

1.1 Einreihige Rillenkugellager d 3 – 10 mm



Hauptabmessungen			Tragzahlen		Ermüdungs- grenz- belastung P_u	Drehzahlen		Gewicht	Kurzzeichen
d	D	B	dyn.	stat. C_0		Referenz- drehzahl	Grenz- drehzahl		
mm			kN		kN	min^{-1}		kg	–
3	10	4	0,54	0,18	0,007	130 000	80 000	0,0015	623
4	9	2,5	0,423	0,116	0,005	140 000	85 000	0,0007	618/4
	11	4	0,624	0,18	0,008	130 000	80 000	0,0017	619/4
	12	4	0,806	0,28	0,012	120 000	75 000	0,0021	604
	13	5	0,936	0,29	0,012	110 000	67 000	0,0031	624
	16	5	1,11	0,38	0,016	95 000	60 000	0,0054	634
5	11	3	0,468	0,143	0,006	120 000	75 000	0,0012	618/5
	13	4	0,884	0,335	0,014	110 000	70 000	0,0025	619/5
	16	5	1,14	0,38	0,016	95 000	60 000	0,005	* 625
	19	6	2,34	0,95	0,04	80 000	50 000	0,0085	* 635
6	13	3,5	0,715	0,224	0,01	110 000	67 000	0,002	618/6
	15	5	0,884	0,27	0,011	100 000	63 000	0,0039	619/6
	19	6	2,34	0,95	0,04	80 000	50 000	0,0081	* 626
7	14	3,5	0,78	0,26	0,011	100 000	63 000	0,0022	618/7
	17	5	1,06	0,375	0,016	90 000	56 000	0,0049	619/7
	19	6	2,34	0,95	0,04	85 000	53 000	0,0076	* 607
	22	7	3,45	1,37	0,057	70 000	45 000	0,012	* 627
8	16	4	0,819	0,3	0,012	90 000	56 000	0,003	618/8
	19	6	1,46	0,465	0,02	85 000	53 000	0,0071	619/8
	22	7	3,45	1,37	0,057	75 000	48 000	0,012	* 608
	24	8	3,9	1,66	0,071	63 000	40 000	0,018	* 628
9	17	4	0,871	0,34	0,014	85 000	53 000	0,0034	618/9
	20	6	2,34	0,98	0,043	80 000	50 000	0,0076	619/9
	24	7	3,9	1,66	0,071	70 000	43 000	0,014	* 609
	26	8	4,75	1,96	0,083	60 000	38 000	0,02	* 629
10	19	5	1,72	0,83	0,036	80 000	48 000	0,0053	61800
	22	6	2,7	1,27	0,054	70 000	45 000	0,01	61900
	26	8	4,75	1,96	0,083	67 000	40 000	0,019	* 6000
	28	8	5,07	2,36	0,1	60 000	38 000	0,024	16100
	30	9	5,4	2,36	0,1	56 000	36 000	0,031	* 6200
	35	11	8,52	3,4	0,143	50 000	32 000	0,053	* 6300

* SKF Explorer Lager



Abmessungen					Anschlussmaße			Berechnungsfaktoren	
d	d_1 ~	D_1 ~	D_2 ~	$r_{1,2}$ min.	d_a min.	D_a max.	r_a max.	k_r	f_0
mm					mm			-	
3	5,2	7,5	8,2	0,15	4,2	8,8	0,1	0,025	7,5
4	5,2	7,5	-	0,1	4,6	8,4	0,1	0,015	6,5
	6,1	9	9,9	0,15	4,8	10,2	0,1	0,02	6,4
	6,1	9,9	-	0,2	5,4	10,6	0,2	0,025	10
	6,7	10,3	11,2	0,2	5,8	11,2	0,2	0,025	10
	8,4	12	13,3	0,3	6,4	13,6	0,3	0,03	8,4
5	6,8	9,2	-	0,15	5,8	10,2	0,1	0,015	7,1
	7,5	10,5	11,2	0,2	6,4	11,6	0,2	0,02	11
	8,4	12	13,3	0,3	7,4	13,6	0,3	0,025	8,4
	11,1	15,2	16,5	0,3	7,4	16,6	0,3	0,03	13
6	8	11	-	0,15	6,8	12,2	0,1	0,015	7
	8,2	11,7	13	0,2	7,4	13,6	0,2	0,02	6,8
	11,1	15,2	16,5	0,3	8,4	16,6	0,3	0,025	13
7	9	12	-	0,15	7,8	13,2	0,1	0,015	7,2
	10,4	13,6	14,3	0,3	9	15	0,3	0,02	7,3
	11,1	15,2	16,5	0,3	9	17	0,3	0,025	13
	12,1	17,6	19,2	0,3	9,4	19,6	0,3	0,025	12
8	10,5	13,5	-	0,2	9,4	14,6	0,2	0,015	7,5
	10,5	15,5	16,7	0,3	10	17	0,3	0,02	6,6
	12,1	17,6	19,2	0,3	10	20	0,3	0,025	12
	14,4	19,8	21,2	0,3	10,4	21,6	0,3	0,025	13
9	11,5	14,5	-	0,2	10,4	15,6	0,2	0,015	7,7
	11,6	16,2	17,5	0,3	11	18	0,3	0,02	12
	14,4	19,8	21,2	0,3	11	22	0,3	0,025	13
	14,8	21,2	22,6	0,3	11,4	23,6	0,3	0,025	12
10	12,7	16,3	-	0,3	12	17	0,3	0,015	15
	13,9	18,2	-	0,3	12	20	0,3	0,02	14
	14,8	21,2	22,6	0,3	12	24	0,3	0,025	12
	17	23,2	24,8	0,3	14,2	23,8	0,3	0,025	13
	17	23,2	24,8	0,6	14,2	25,8	0,6	0,025	13
	17,5	26,9	28,7	0,6	14,2	30,8	0,6	0,03	11

Sicherungsmutter

Typ RN

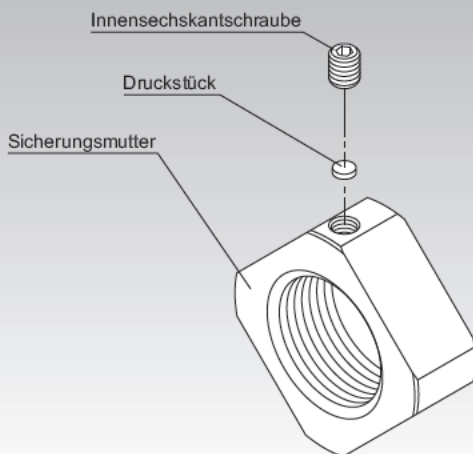


Abb. 1 Aufbau der Sicherungsmutter

Aufbau und Merkmale

Mit der Sicherungsmutter für Kugelgewindetriebe wird eine genaue Fixierung der Gewindespindel und der Lagereinheit einfach realisiert.

Zur sicheren Fixierung der Sicherungsmutter dienen Innensechskantschraube und Druckstück. Sicherungsmuttern können in den Größen von M4 bis M40 geliefert werden.

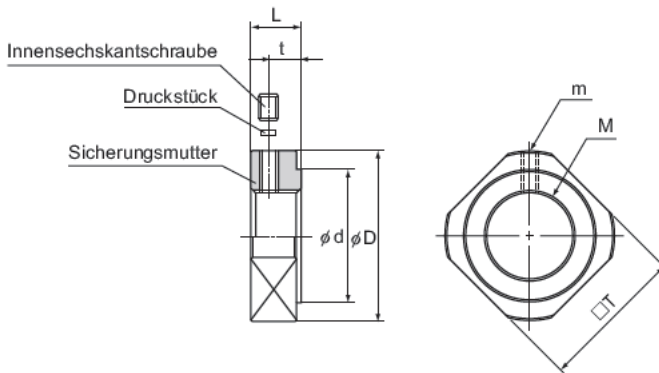
Typenübersicht

Sicherungsmutter Typ RN

Maßtabelle ⇒ **A15-349**



Sicherungsmutter



Einheit: mm

Baureihe/ -größe	M	m	D	d	L	t	T	Gewicht kg
RN 4	M4 × 0,5	M2,6	11,5	8	5	2,7	10	0,003
RN 5	M5 × 0,5	M2,6	13,5	9	5	2,7	11	0,004
RN 6	M6 × 0,75	M3	14,5	10	5	2,7	12	0,005
RN 8	M8 × 1	M3	17	13	6,5	4	14	0,008
RN 10	M10 × 1	M3	20	15	8	5,5	16	0,013
RN 12	M12 × 1	M3	22	17	8	5,5	19	0,014
RN 15	M15 × 1	M3	25	21	8	4,5	22	0,017
RN 17	M17 × 1	M4	30	25	13	9	24	0,042
RN 20	M20 × 1	M4	35	26	11	7	30	0,048
RN 25	M25 × 1,5	M5	43	33	15	10	35	0,096
RN 30	M30 × 1,5	M6	48	39	20	14	40	0,145
RN 35	M35 × 1,5	M8	60	46	21	14	50	0,261
RN 40	M40 × 1,5	M8	63	51	25	18	50	0,304

+ EIGENSCHAFTEN

- Aufbau: Naben mit radialen Klemmschrauben DIN 916 und integrierter Demontagenut.
- Temperaturbereich: -30 bis +120° C
- Spiel: Der Welle-Nabe-Verbindung 0,01 - 0,08 mm
- Lebensdauer: Bei Beachtung der techn. Hinweise sind die Miniaturbalgkupplungen dauerfest und wartungsfrei.
- Material:
 - Balg aus hochelastischem Edelstahl, bei Serie 0,5 ist der Metallbalg aus Tombak.
 - Nabe AL
- Technische Daten:
 - Nenndrehmoment: 0,05 - 10 Nm
 - Drehzahlen bis 20.000 1/min.
 - > 20.000 1/min. in ausgewuchteter Ausführung
 - Wellendurchmesser von 1 - 28 mm
- Sonderlösungen der Miniaturbalgkupplung: Wie andere Passungen, Passfedernuten, Sondermaterial und Bälge sind kurzfristig möglich.
- Eigenschaften der Miniaturbalgkupplung Modell MK1:
 - Spielfrei und verdrehsteif
 - Ausgleich von Fluchtungsfehlern
 - Durch integrierte Demontagenut kann ein Abflachen der Welle entfallen
 - Preiswerte Ausführung
 - Niedriges Trägheitsmoment



Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

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

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

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

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

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Wilke

Vorname: Juliane

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

Konzeptionelle Entwicklung einer miniaturisierten Baugröße (BGr 0) in der Baureihenentwicklung eines Justiergestells

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

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

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

Hamburg

Ort

16.04.2020

Datum

