

Strukturanalyse eines Biege-Kipp-Tisches mittels  
Finite-Elemente-Methode

# **Bachelorarbeit**

Zur Erlangung des akademischen Grades  
Bachelor of Engineering „B.Eng.“

an der Technischen Hochschule Wildau [FH]

Reg.-Nr. M09/15/SS2012

**Technische Hochschule Wildau [FH]**  
**Fachbereich Ingenieurwesen / Wirtschaftsingenieurwesen**  
**Studiengang Ingenieurwesen**  
**Studienrichtung Maschinenbau**

Eingereicht von:	Matthias Schust
Geboren am:	17.12.1985
Eingereicht am:	30. Juli 2012
Betreuer:	Dr. Alexander Donat
Themenstellendes Institut:	DESY Zeuthen

# Bibliografische Beschreibung und Referat

*Schust, Matthias*

*Strukturanalyse eines Biege-Kipp-Tisches mittels Finite-Elemente-Methode*

Bachelorarbeit, Technische Hochschule Wildau (FH) 2012, 69 Seiten, 36 Abbildungen, 20 Tabellen, 16 Literaturangaben, 2 Anlagen

## **Zielsetzung:**

Am Forschungsinstitut DESY wird am Standort Hamburg die Synchrotronstrahlungsquelle PETRA III betrieben. Die Anlage ist die leistungsstärkste ihrer Art und stellt Forschern aus aller Welt Röntgenstrahlen hoher Brillanz zur Verfügung. In so genannten Doppelkristallmonochromatoren werden aus dem Licht bestimmte Wellenlängen selektiert. In diesen Systemen werden Biege-Kipp-Tische mit Festkörpergelenken verwendet. Bisher zeigt sich eine gewisse Schwingungsanfälligkeit der Baugruppen, welche die Strahlqualität verschlechtert. Ziel dieser Arbeit ist die Ergründung der Ursachen und die Diskussion der gewonnenen Erkenntnisse hinsichtlich des in der Anwendungspraxis bekannten Verhaltens.

## **Inhalt:**

Es wird die Funktionsweise des Biege-Kipp-Tisches erklärt. Anschließend wird auf die Theorie von Festkörpergelenken eingegangen und die Randbedingungen für eine Finite-Elemente-Analyse (FEA) erläutert. Mit Hilfe eines Simulationsprogramms werden diverse Modelle der Baugruppe untersucht sowie Parameterstudien durchgeführt. Die Ergebnisse der FEA werden diskutiert und Empfehlungen für weitergehende Untersuchungen gegeben.

# Abstract

*Schust, Matthias*

*Structural Analysis of a Flexure Tilt Table by Using Finite Element Method*

Bachelor's Thesis, University of Applied Sciences Wildau 2012, 69 pages, 36 figures, 20 tables, 16 references, 2 appendices

At the research institute DESY the synchrotron radiation source PETRA III is operated at Hamburg site. The facility is the most powerful lightsource of its kind and enables scientists to use X-ray beams with hitherto unattained brilliance. In a so-called double-crystal monochromator certain wavelengths can be selected from the light. In these systems tilt tables with flexure hinges are used. So far, a certain susceptibility of the assembly to vibration can be seen, which decreases the beam quality. The goal of this thesis is to determine the causes of the problem and to discuss the findings concerning the known behavior.

First of all the functioning of the tilt table will be explained. Afterwards the theory of flexure hinges and the boundary conditions of a finite element analysis will be treated. Using a simulation program, several assembly models will be investigated and parameter studies are carried out. Beginning with the base object of investigation - the tilt table - the model of the whole assembly is systematically developed. Natural frequencies, the stress at the spring hinges and the displacement of the crystal surface can be determined. The results of the research show that the vibration behavior of the assembly is very complex and cannot be comprehensively described within the analyses carried out. The cause of the problems has not been identified yet and therefore further studies would be necessary.

# Selbstständigkeitserklärung

Ich erkläre hiermit, dass ich die vorliegende Abschlussarbeit selbstständig und nur unter Verwendung der aufgeführten Quellen und Hilfsmittel verfasst habe.

Wildau, den

---

Matthias Schust

# Danksagung

Zunächst möchte ich mich bei Frau Prof. Dipl.-Ing. Karin Siemroth seitens der TH Wildau für die Unterstützung beim Verfassen dieser Arbeit bedanken.

Weiterhin möchte ich mich bei Herrn Dr. Alexander Donat als betrieblichen Betreuer bedanken, durch dessen fachlichen Rat meine Gedanken stets in die entscheidende Richtung gelenkt wurden.

Ebenso möchte ich mich bei den Hamburger Kollegen Dr. Horst Schulte-Schrepping und Joachim Heuer für die interessante Aufgabenstellung und die stets konstruktiven Diskussionen bedanken.

Mein Dank gilt außerdem allen Kollegen aus dem Labor um Dr. Martin Sachwitz. Ihr habt stets für ein angenehmes Arbeitsklima gesorgt und auch fachlich den ein oder anderen Rat gegeben.

Ebenfalls bedanken möchte ich mich bei allen Kollegen aus der Gruppe Mechanik für die gute Zusammenarbeit in den letzten Jahren. Dieser Dank gilt besonders den Kollegen aus der mechanischen Werkstatt, die mich während meiner Tätigkeit als studentische Hilfskraft durch das gesamte Studium begleitet und immer für Abwechslung gesorgt haben.

Ein besonders großer Dank geht an meine Eltern, durch deren Unterstützung und Vertrauen mir das Studium erst ermöglicht wurde.

Nicht unerwähnt bleiben sollen auch meine Freunde, die mich während des Studiums motiviert haben.

Danke!

Matthias Schust

# Inhaltsverzeichnis

Verzeichnis der Abkürzungen und Formelzeichen	3
1 Einleitung	5
1.1 Deutsches Elektronen-Synchrotron	5
1.2 Synchrotronstrahlungsquelle PETRA III	6
1.3 Konstruktiver Aufbau des Doppelkristallmonochromators	7
1.4 Aufbau der Abschlussarbeit	11
2 Beschreibung der Baugruppe	12
2.1 Umgebung des zweiten Kristalls im Monochromator	12
2.2 Aufbau der Baugruppe	14
2.2.1 Komponenten des Roll- bzw. Nick-Tisches	14
2.2.2 Biege-Kipp-Tisch	16
2.2.3 Zugfeder	18
2.3 Kristallaufbau	20
3 Präzisierung der Aufgabenstellung	21
3.1 Zielstellung	21
3.2 Anforderungsliste	21
4 Theorie der Festkörpergelenke	23
4.1 Begriffsklärung	23
4.2 Verifizierungsrechnung	24
4.2.1 Gelenkspannungen bei $\alpha = 0^\circ$ ohne Federkraft	24
4.2.2 Gelenkspannungen bei $\alpha = 0^\circ$ unter Berücksichtigung der Federkraft	28
5 Finite-Elemente-Analyse	32
5.1 Erwartungen	32
5.2 Modellerzeugung und Vorbereitung	32
5.3 Randbedingungen	33
5.3.1 Vernetzung	33

5.3.2	Verformungsrandbedingungen . . . . .	36
5.3.3	Lastrandbedingungen und Trägheitslasten . . . . .	36
5.4	Simulationen . . . . .	38
5.4.1	Schwingungsverhalten eines Biege-Kipp-Tisches . . . . .	39
5.4.2	Ein Biege-Kipp-Tisch inklusive Motorbaugruppe . . . . .	40
5.4.3	Zwei Biege-Kipp-Tische in gekreuzter Anordnung . . . . .	41
5.4.4	Parameterstudie - Einfluss der externen Auslenkung . . . . .	43
5.4.5	Gesamtbaugruppe bei $\alpha = 0^\circ$ ohne Federkraft . . . . .	46
5.4.6	Parameterstudie - Einfluss der Federgelenkdicke . . . . .	46
5.4.7	Verhalten bei interner Auslenkung von $\varphi = 0,5^\circ$ . . . . .	47
5.4.8	Ermittlung der benötigten Federvorspannkraft . . . . .	48
6	Auswertung der Ergebnisse . . . . .	51
6.1	Spannungen . . . . .	51
6.2	Frequenzen . . . . .	54
6.3	Statische Kristallverkipfung . . . . .	57
6.3.1	Trenddarstellung für die Verschiebungskomponenten bei ex- terner Auslenkung . . . . .	57
6.3.2	Winkelabweichung $\lambda$ für die Nickbewegung . . . . .	61
6.3.3	Winkelabweichung $\epsilon$ für die Rollbewegung . . . . .	61
7	Zusammenfassung und Ausblick . . . . .	63
	Literaturverzeichnis . . . . .	65
	Abbildungsverzeichnis . . . . .	67
	Tabellenverzeichnis . . . . .	69
A	Tabellen . . . . .	70
A.1	Verschiebungskomponenten der Punkte 1 bis 5 . . . . .	70
A.2	Verschiebungskomponenten der Punkte 6 bis 10 . . . . .	71

# Verzeichnis der Abkürzungen und Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
$A$	Flächeninhalt	$mm^2$
$b$	Breite des Federgelenks	$mm$
$B$	Breite der Baugruppe BKT	$mm$
$BG$	Baugruppe	
$BKT$	Biege-Kipp-Tisch	
$CAD$	Computer-aided-design	
$d$	Federdrahtdurchmesser	$mm$
$D_e$	Feder-Außendurchmesser	$mm$
$DESY$	Deutsches Elektronen-Synchrotron	
$EF$	Eigenfrequenz	$Hz$
$f$	Frequenz	$Hz$
$F$	Kraft	$N$
$F_F$	Federkraft	$N$
$F_g$	Gewichtskraft	$N$
$F_0$	Federvorspannkraft	$N$
$FEA$	Finite-Elemente-Analyse	
$FEM$	Finite-Elemente-Methode	
$FLASH$	Freie-Elektronen-Laser in Hamburg	
$g$	Gravitationsbeschleunigung an der Erdoberfläche	$m \cdot s^{-2}$
$h$	Höhe des Federgelenks	$mm$
$H$	Höhe der Baugruppe BKT	$mm$
$I_{xx}$	Massenträgheitsmoment 2. Grades um die x-Achse	$kg \cdot m^2$
$I_{yy}$	Massenträgheitsmoment 2. Grades um die y-Achse	$kg \cdot m^2$
$I_{zz}$	Massenträgheitsmoment 2. Grades um die z-Achse	$kg \cdot m^2$
$k$	Steifigkeit	$N/mm$
$KS$	Koordinatensystem	
$L$	Länge der Baugruppe BKT	$mm$
$L_0$	Federlänge im unbelasteten Zustand	$mm$

Verzeichnis der Abkürzungen und Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
$L_1$	Federlänge im vorgespannten Zustand	<i>mm</i>
$m$	Masse	<i>g</i>
<i>NT</i>	Nick-Tisch	
<i>PETRA III</i>	Positron-Elektron-Tandem-Ring-Anlage, dritte Ausbaustufe	
$R$	Radius des Federgelenks	<i>mm</i>
$R$	Federrate	<i>N/mm</i>
$Rot_x$	Bewegung um die x-Achse - Nicken	
$Rot_y$	Bewegung um die y-Achse - Rollen	
$Rot_z$	Bewegung um die z-Achse - Gieren	
$Rp_{0,2}$	0,2%-Dehngrenze	<i>MPa</i>
<i>RT</i>	Roll-Tisch	
$s$	Federweg	<i>mm</i>
$t$	Federgelenkdicke	<i>mm</i>
<i>UBG</i>	Unterbaugruppe	
<i>UHV</i>	Ultra-Hoch-Vakuum	
$V_1$	Vergrößerungsfaktor	-
<i>XFEL</i>	X-Ray Free-Electron Laser - europäischer Röntgenlaser	
$y'$	Achse des lokalen Koordinatensystems	
$z'$	Achse des lokalen Koordinatensystems	
$\alpha$	Eintrittswinkel des Synchrotronstrahls / externer Auslenkungswinkel	°
$\beta$	Winkel am BKT	°
$\gamma$	Winkel am BKT	°
$\delta$	Winkel am BKT	°
$\epsilon$	Winkelabweichung für die Roll-Bewegung	<i>μrad</i>
$\lambda$	Winkelabweichung für die Nick-Bewegung	<i>μrad</i>
$\eta$	Kreisfrequenzverhältnis	-
$\vartheta$	Dämpfungsgrad	-
$\sigma$	Spannung	<i>MPa</i>
$\sigma_{1max}$	maximale von-Mises-Vergleichsspannung im RT	<i>MPa</i>
$\sigma_{2max}$	maximale von-Mises-Vergleichsspannung im NT	<i>MPa</i>
$\varphi$	interner Auslenkungswinkel	°
$\omega_e$	Erregerkreisfrequenz	<i>Hz</i>
$\omega_0$	Eigenkreisfrequenz	<i>Hz</i>
$\omega_u$	Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Systems	<i>Hz</i>

# 1 Einleitung

## 1.1 Deutsches Elektronen-Synchrotron

Das 1959 gegründete Deutsche Elektronen-Synchrotron DESY ist ein internationales Forschungsinstitut und Mitglied in der Helmholtz-Gemeinschaft. An den beiden Standorten in Hamburg und Zeuthen (Brandenburg) entwickelt und betreibt DESY Anlagen zur Erforschung der Struktur der Materie. Das breit gefächerte Forschungsspektrum beruht auf drei Schwerpunkten: Entwicklung, Bau und Betrieb von Beschleunigern, Forschung mit Photonen sowie Teilchen- und Astroteilchenphysik. [DES12a]

DESY ist eine Stiftung öffentlichen Rechts und beschäftigt ca. 2000 Mitarbeiter, darunter etwa 650 Wissenschaftler. Die in Hamburg betriebenen Teilchenbeschleuniger (siehe *Abbildung 1.1*) ermöglichen Forschern aus aller Welt Erkenntnisse über die Bestandteile der Materie und die Entstehung des Universums zu erhalten.

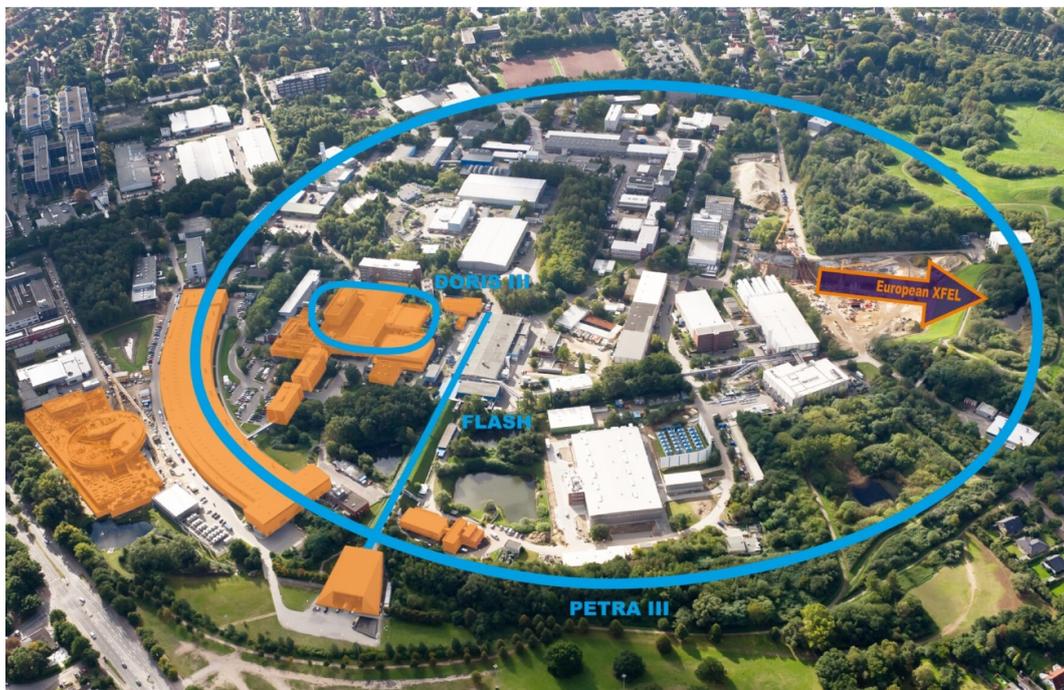


Abbildung 1.1: DESY-Gelände in Hamburg mit eingezeichneten Lichtquellen [DES12e]

Als wichtigste Anlagen am Standort Hamburg seien die Synchrotronstrahlungsquelle PETRA III<sup>1</sup>, der „Freie Elektronen-Laser in Hamburg“ (FLASH) sowie der sich im Bau befindliche europäische Röntgenlaser „European XFEL“ genannt. Mit Hilfe der Teilchenbeschleuniger bei DESY lassen sich Strukturen und Prozesse auf extrem kleinen Raum- und Zeitskalen untersuchen. Dabei decken die unterschiedlichen Lichtquellen einen bedeutenden Teil der Strahlung mit den von den Anwendern benötigten Eigenschaften ab. [DES12c, Per11]

Am Zeuthener Standort liegt der Fokus zum einen in der Entwicklung und Optimierung eines Photoinjektors für den XFEL und zum anderen im Bereich der Astroteilchenphysik.

## 1.2 Synchrotronstrahlungsquelle PETRA III

Die in Hamburg betriebene Lichtquelle PETRA III ist die leistungsstärkste ihrer Art und stellt Forschern aus aller Welt Röntgenstrahlen hoher Brillanz zur Verfügung. Nach einem zweijährigen Umbau zur dritten Ausbaustufe nahm PETRA im Jahr 2009 wieder den Betrieb auf und bietet seitdem an 14 Strahlführungen - den so genannten „Beamlines“ - einzigartige Forschungsmöglichkeiten.

Im Speicherring werden geladene Teilchen beschleunigt und passieren bei ihrem Umlauf im Beschleunigerring sogenannte Undulatoren. Dort werden die Positronen durch ein periodisch alternierendes Magnetfeld abgelenkt und zur Aussendung von Synchrotronstrahlung im Röntgen-Spektralbereich angeregt. [DES12d]

Der intensiv gebündelte Röntgenstrahl verlässt tangential den Speicherring und wird in eine der 14 Beamlines abgeführt.

In *Abbildung 1.2* ist der Aufbau des Beschleunigers dargestellt und der Weg des Synchrotronstrahls aus dem Speicherring in die Beamlines zu erkennen. Auf seinem Weg zum Experiment wird der ungefilterte „weiße“ Synchrotronstrahl durch weitere optische Komponenten wie z.B. Doppelkristallmonochromatoren geführt.

---

1 Positron-Elektron-Tandem-Ring-Anlage, dritte Ausbaustufe

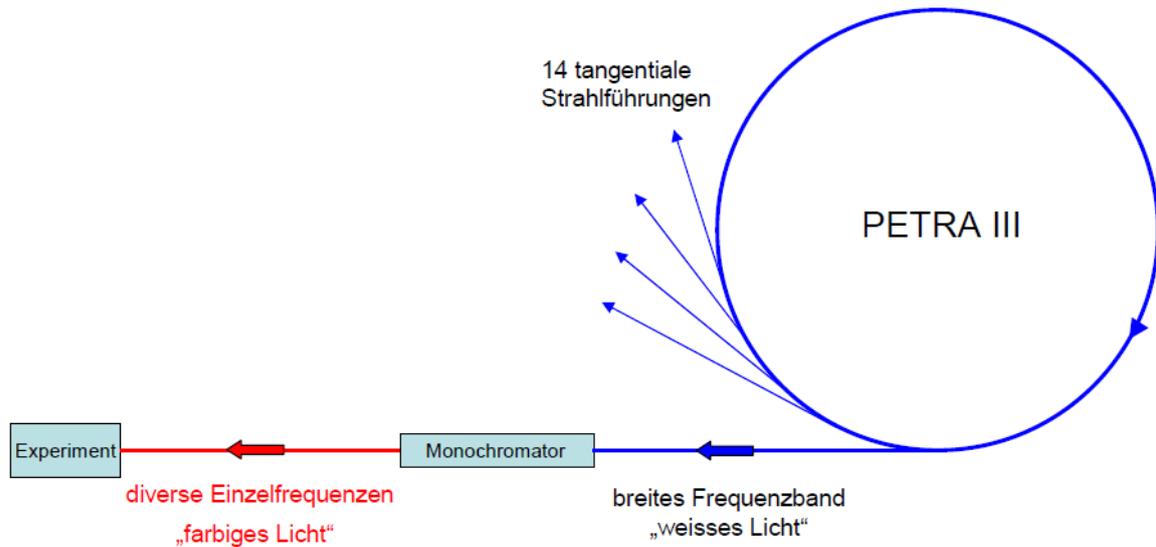


Abbildung 1.2: Aufbau des Beschleunigers PETRA III [LD11]

### 1.3 Konstruktiver Aufbau des Doppelkristallmonochromators

Im Monochromator wird aus dem breitbandigen Synchrotronstrahl („weißes Lichtspektrum“) Licht mit einer definierten Wellenlänge („farbiges Licht“) selektiert. Für die unterschiedlichen Experimente werden an den Messplätzen von PETRA III die verschiedensten Lichtspektren benötigt. Im Speicherring wird der ungefilterte Synchrotronstrahl erzeugt, welcher zu Beginn der Strahlführung einen Monochromator passiert, sodass je nach Einstellung dem Nutzer diverse Lichtspektren für sein Experiment zur Verfügung gestellt werden können.

Der Monochromator besteht aus einem Aufbau, in dem *zwei Silizium-Einkristalle* mittels hochpräziser Bauteile in einer definierten Position zum Strahl ausgerichtet werden. Aus diesem Grund wird diese Bauart als Doppelkristallmonochromator bezeichnet. Der Synchrotronstrahl trifft in einem Winkel  $\alpha$  auf den ersten Kristall und wird zum zweiten Kristall hin abgelenkt. Dieser ist parallel zum ersten Kristall angeordnet und wird daher unter dem gleichen Winkel  $\alpha$  vom Strahl getroffen. Die relative Bewegung der Kristalle wird so ausgeführt, dass bei Änderung des Winkels  $\alpha$  der Strahlversatz konstant bleibt. Dadurch verlässt der Strahl den Monochromator in einem gewissen Versatz, jedoch parallel zur Eintrittslinie. Dieser Verlauf kann in *Abbildung 1.3* nachvollzogen werden.

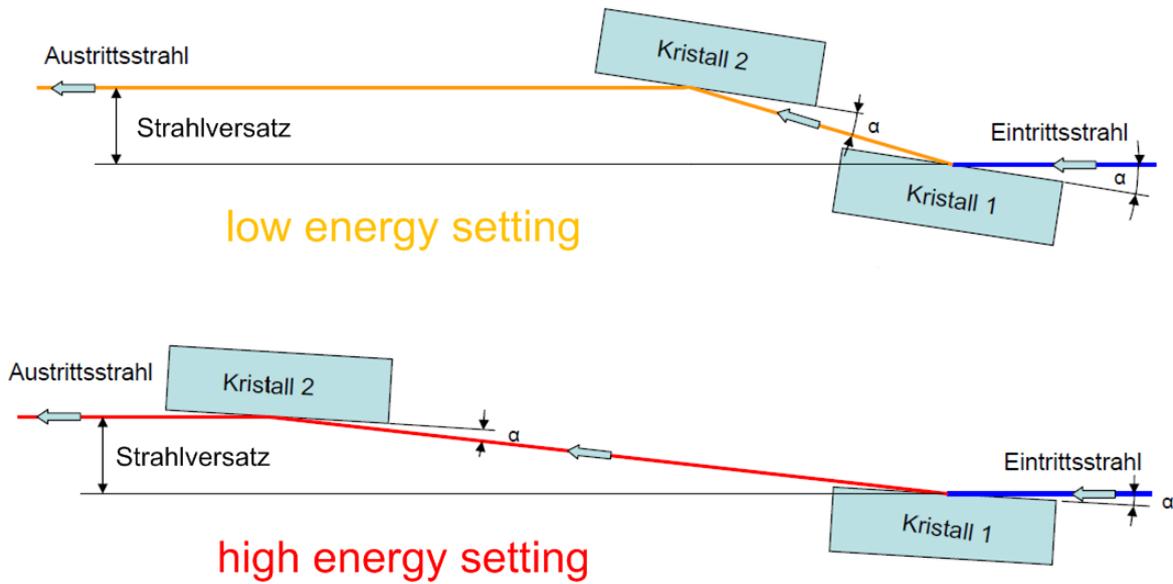


Abbildung 1.3: Strahlverlauf im Doppelkristallmonochromator [LD11]

Der Eintrittswinkel  $\alpha$  ist entscheidend für die Energie des Photonenstrahls und muss präzise justierbar sein. Bereits Winkeländerungen im  $\mu\text{rad}$ -Bereich haben eine Veränderung der Wellenlänge zur Folge.

Die Winkeländerungen am Kristall werden durch Drehen um die drei Raumachsen wie folgt definiert:

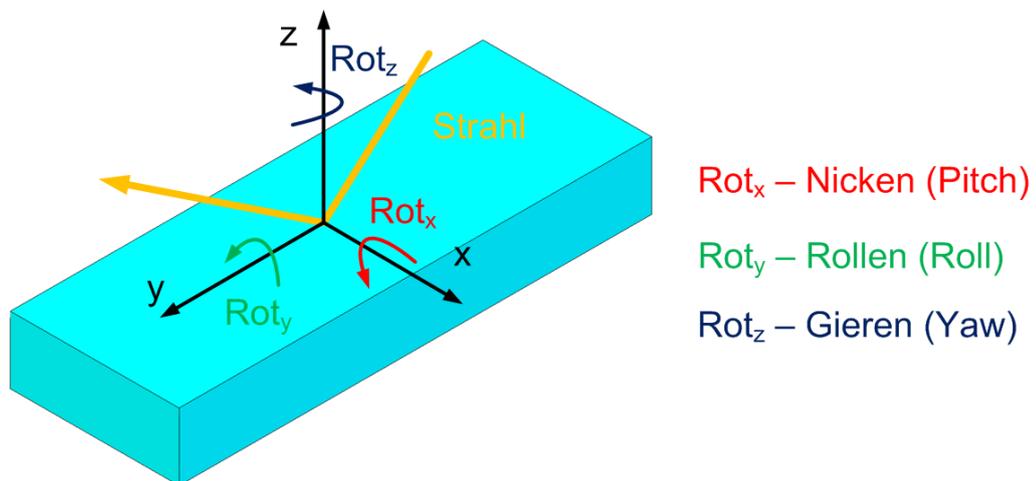


Abbildung 1.4: Bewegungen am Kristall

Für die Ausrichtung der Kristalle ist die Nick- und Rollbewegung von entscheidender Bedeutung. In dem verbauten Monochromator nach *Abbildung 1.5* sind beide Kristalle auf einem Drehtisch (Goniometer) montiert. Mit diesem wird der Eintrittswinkel  $\alpha$  für beide Kristalle gleichzeitig eingestellt. Weiterhin kann der Rollwinkel durch einen Biege-Kipp-Tisch - im weiteren Verlauf der Arbeit als BKT bezeichnet - voreingestellt werden. Die präzise Ausrichtung des Strahls erfolgt über Kristall 2. Eine Translation in y- und z-Richtung wird hier mittels zweier aufeinander und um  $90^\circ$  versetzt um die Hochachse montierter Linearführungen ermöglicht. Dadurch lässt sich – abhängig vom Eintrittswinkel  $\alpha$  – auf den veränderten Auftreffpunkt des Strahls reagieren. Weiterhin kann der Strahlversatz verändert werden. Dies ist in der Regel jedoch nicht erforderlich. Zwei BKT – ebenfalls um  $90^\circ$  versetzt um die Hochachse montiert - führen die Roll- und Nick-Bewegung aus. Eine detaillierte Beschreibung dieser Baugruppe erfolgt in *Kapitel 2*. Im weiteren Verlauf der Arbeit wird die Winkelverstellung mittels Drehtisch als „extern“ und die Verstellung durch die BKT als „intern“ bezeichnet.

Die gesamte Baugruppe ist in einem Tank montiert, da das System im Ultrahochvakuum (UHV) arbeitet. Die Beschleunigeranlagen von DESY werden bei einem Druck von  $10^{-9}$  bis  $10^{-11}$  mbar betrieben. Solche Bedingungen sind zwingend notwendig, um störende Einflüsse durch freie Teilchen zu reduzieren.

Die bisher unerreichte Qualität der in den Undulatoren erzeugten Röntgenstrahlen führt zu erhöhten Anforderungen an die röntgen-optischen Komponenten, wie zum Beispiel den Doppelkristallmonochromator. [DES12b]

Ziel dieser Bachelorarbeit ist die Untersuchung der nach *Abbildung 1.5* mit der Positionsnummer 2 versehenen Baugruppe bezüglich ihrer strukturmechanischen und Schwingungseigenschaften. In der Praxis zeigt die Baugruppe eine gewisse Schwingungsanfälligkeit, welche die Strahlqualität des abgelenkten Strahls verschlechtert. Gründe für die Störungen werden in der Steifigkeit der gekreuzten Linearführungen und in einer Anregung durch Kühlleitungen vermutet. Grundlage der Untersuchungen ist die bereits existierende Baugruppe, welche von der Firma FMB Oxford geliefert wurde.

Unter Zuhilfenahme von Simulationssoftware auf Basis der Finiten-Elemente-Methode ist es das Ziel, Erkenntnisse zu gewinnen, welche den kontinuierlichen Verbesserungsprozess vorantreiben.

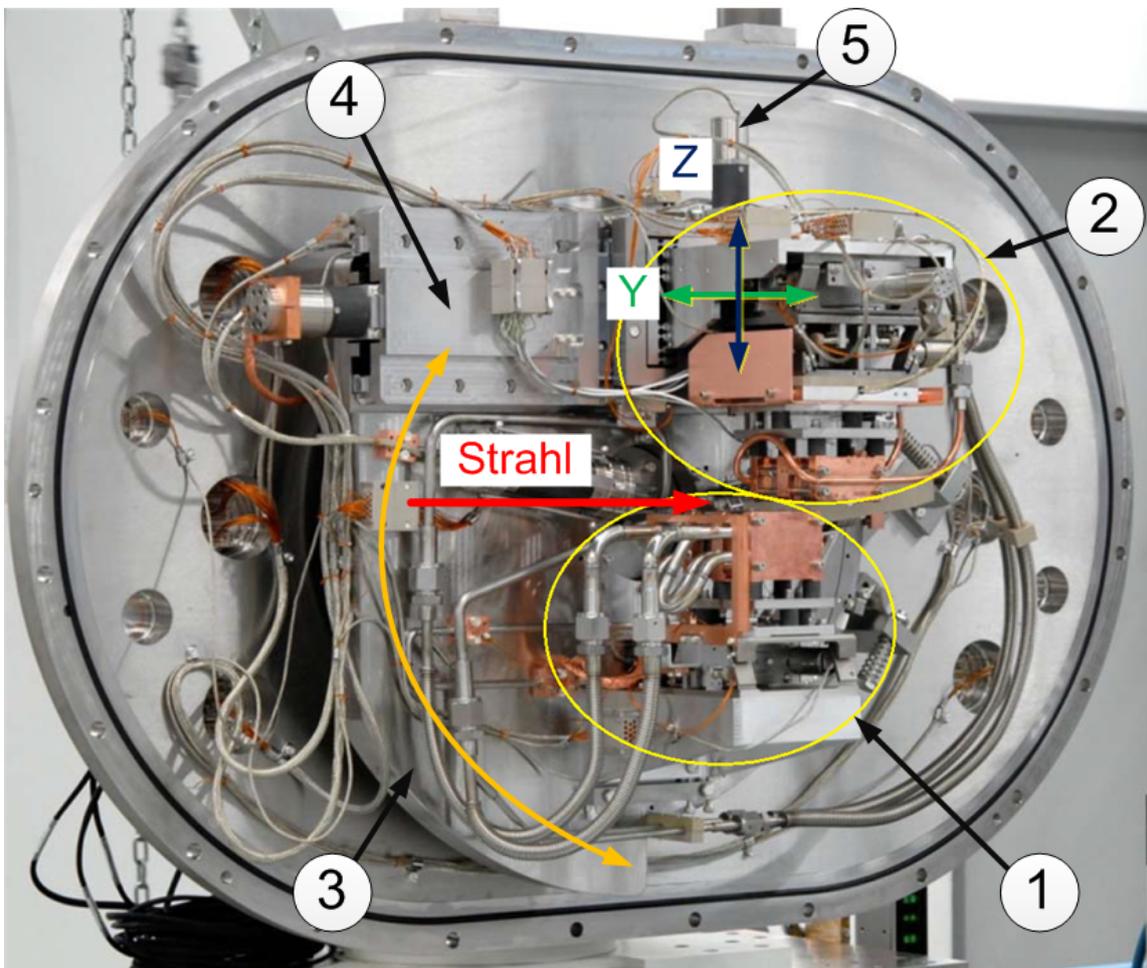


Abbildung 1.5: Verschlussplatte des Vakuums-Tanks mit montiertem Doppelkristall-monochromator [SS10]

**Legende:**

1. erster Kristall mit einem BKT
2. zweiter Kristall mit zwei BKT in gekreuzter Anordnung
3. Drehtisch zur externen Einstellung des Einfallswinkels  $\alpha$
4. Linearführung für Translation des zweiten Kristalls in y-Richtung
5. Linearführung für Translation des zweiten Kristalls in z-Richtung

## 1.4 Aufbau der Abschlussarbeit

In *Kapitel 2* werden die einzelnen Komponenten der Baugruppe vorgestellt. Anhand von Bildern und CAD-Modellen soll hier die Funktionsweise des Biege-Kipp-Tisches veranschaulicht werden.

Eine Präzisierung der Aufgabenstellung findet in *Kapitel 3* statt. Es werden die Ziele dieser Bachelorarbeit definiert.

Zur Verifizierung der Ergebnisse wird in *Kapitel 4* eine theoretische Betrachtung der Baugruppe durchgeführt. Es wird auf die Eigenschaften von Festkörpergelenken eingegangen, ein Freikörperbild des BKT eingeführt und statische Belastungen berechnet.

*Kapitel 5* bildet den Hauptteil dieser Abschlussarbeit. Die Durchführung der FEA soll hier schrittweise anhand verschiedener Modelle aufgezeigt werden. Die Wichtigkeit realitätsnaher Verformungsrandbedingungen und das Finden einer geeigneten Vernetzung sind elementare Bestandteile dieses Kapitels.

In *Kapitel 6* werden die Ergebnisse ausgewertet und wichtige Erkenntnisse in Form von Diagrammen visualisiert. Es werden Rückschlüsse auf die Problematik der Schwingungsanfälligkeit der Baugruppe gezogen und mögliche Fehlereinflussfaktoren diskutiert.

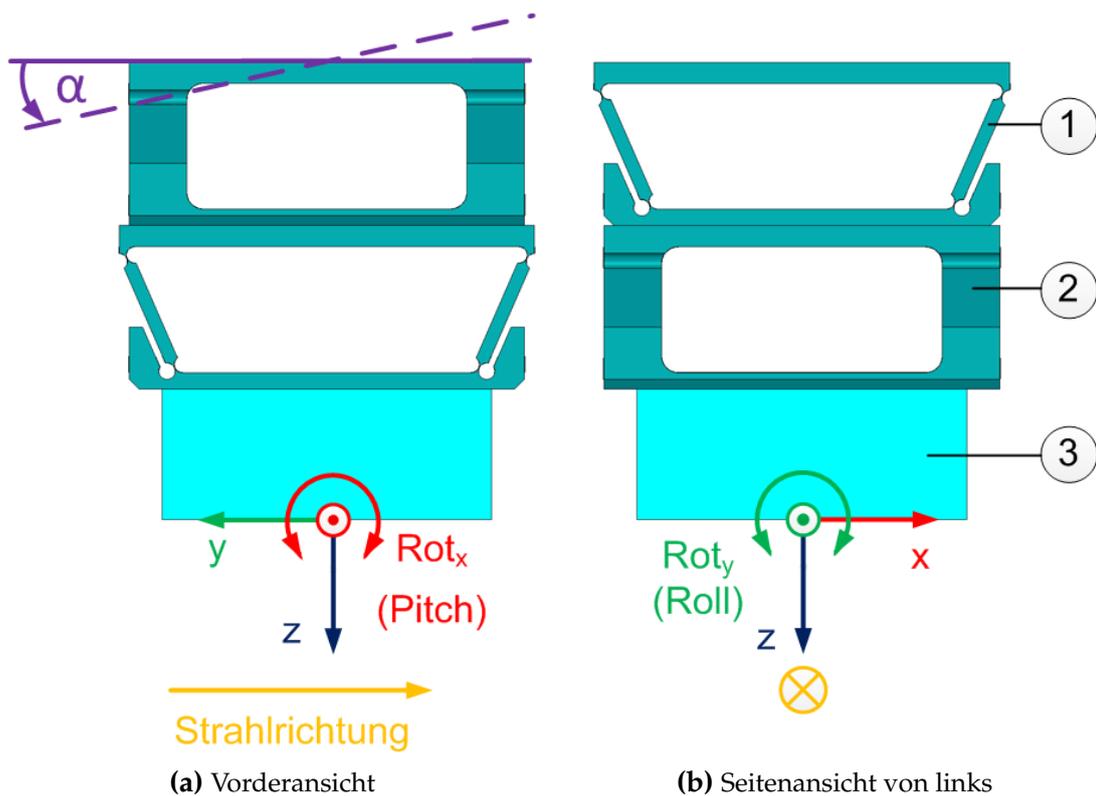
Abschließend werden in *Kapitel 7* die grundlegenden Erkenntnisse der Untersuchung zusammengefasst und Anregungen für weitergehende Untersuchungen gegeben.

## 2 Beschreibung der Baugruppe

### 2.1 Umgebung des zweiten Kristalls im Monochromator

Die gesamte Baugruppe (BG) zur Ausrichtung des zweiten Kristalls besteht aus drei Unterbaugruppen (UBG). In hängender Anordnung sind zwei baugleiche BKT um  $90^\circ$  um ihre Hochachse gedreht montiert. *Abbildung 2.1* zeigt das CAD-Modell der Positionsnummer 2 aus *Abbildung 1.5*.

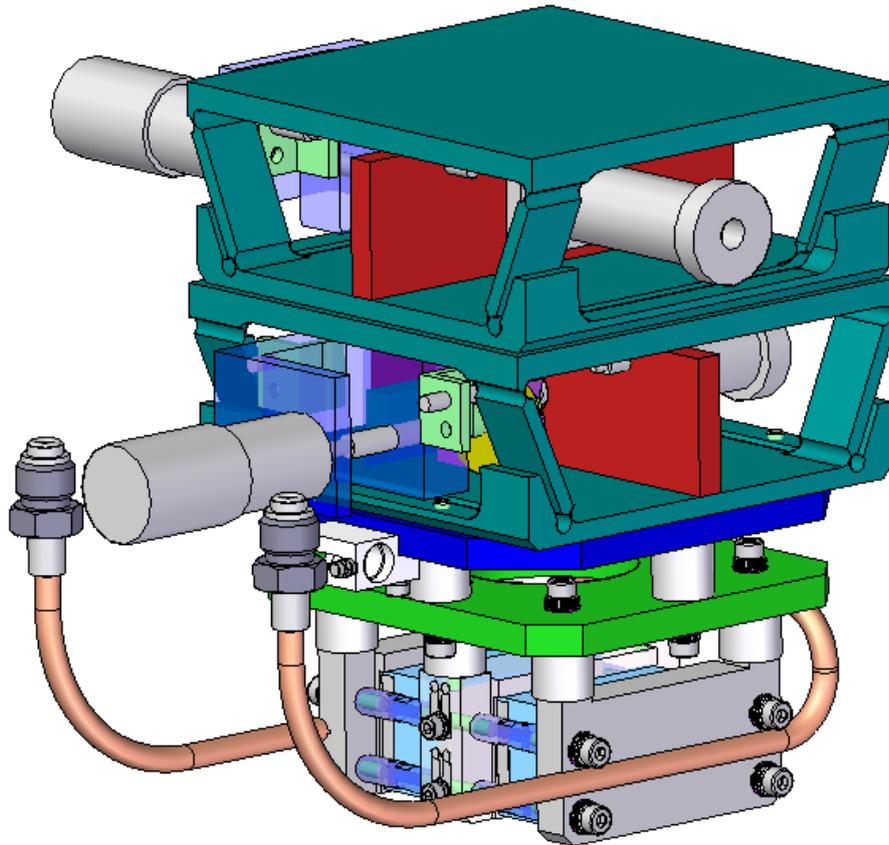
Die UBG werden hier wie folgt definiert:



**Abbildung 2.1:** CAD-Modell der BG zur Ausrichtung des zweiten Kristalls. Der Winkel  $\alpha$  bestimmt die Energie des abgelenkten Strahls

- Legende:**
1. Roll-Tisch (RT)
  2. Nick-Tisch (NT)
  3. Kristallaufbau (Dummy)

Analog zu *Abbildung 1.4* lassen sich in dieser vereinfachten Darstellung die Nick- und Roll- Bewegungen gut nachvollziehen. Durch den Drehtisch lässt sich die gesamte Baugruppe extern um den Winkel  $\alpha$  drehen. In der praktischen Anwendung liegt  $\alpha$  im Intervall von  $0^\circ$  bis  $60^\circ$ . In der *Abbildung 2.1* ist die Baugruppe unter einem Winkel von  $\alpha = 0^\circ$  dargestellt, wobei der Synchrotronstrahl den Monochromator ohne Kristall-Berührung passiert.



**Abbildung 2.2:** räumliche Darstellung der Baugruppe

*Abbildung 2.2* zeigt das CAD-Modell der gesamten Baugruppe mit ihren Komponenten. Auf Details wird gesondert in *Abschnitt 2.2* eingegangen.

## 2.2 Aufbau der Baugruppe

### 2.2.1 Komponenten des Roll- bzw. Nick-Tisches

In diesem Abschnitt werden die Bauteile vorgestellt, welche für die FEM-Simulation berücksichtigt werden. Weitere Komponenten, wie z.B. Encoder, Endlagenschalter, Normteile oder die Kupplung bleiben unberücksichtigt. Komplexe Bauteile wurden in ihrer Geometrie vereinfacht modelliert, um die Rechenzeit zu reduzieren.

**Tabelle 2.1:** Bezeichnung und Eigenschaften der Bauteile

Position	Anzahl	Bezeichnung	Werkstoff	Masse[g]
1	1	Biege-Kipp-Tisch	X5CrNiCuNb17-4-4 Werkstoffnr.: 1.4542	1448
2	2	Federhalterung	AlMg3	4
3	4	Feder-Justier-Schraube	Nichtrostender Stahl	2
4	1	Kugel	Nichtrostender Stahl, gehärtet	1
5	1	Kugelhalter	AlMg3	26
6	1	Linearführung	Nichtrostender Stahl	24
7	1	Montageplatte	AlMg3	77
8	1	Piezoelement	-	171
9	1	Schrittmotor VSS25_VGPL22	-	150
10	1	Spindel	Nichtrostender Stahl	19
11	1	Spindelmutter	Nichtrostender Stahl	18
12	1	Winkel	AlMg3	132
13	2	Zugfeder	Nichtrostender Stahl	-
$\Sigma$				2082

Die Positionsnummern der Bauteile sind in *Abbildung 2.3* vermerkt. Bei DESY werden für diese Einsatzzwecke vorwiegend nichtrostende Stähle mit den Werkstoffnummern 1.4435 oder 1.4404 verwendet.

Die interne Winkelverstellung des BKT wird durch eine Unterbaugruppe realisiert, welche im Folgenden als UBG „Motor“ bezeichnet wird. Die Welle eines Schrittmotors (9) führt bei Ansteuerung eine rotatorische Bewegung aus. Über eine Kupplung ist diese mit einer Gewindespindel (10) verbunden. Der Kugelhalter (5) ist an einer

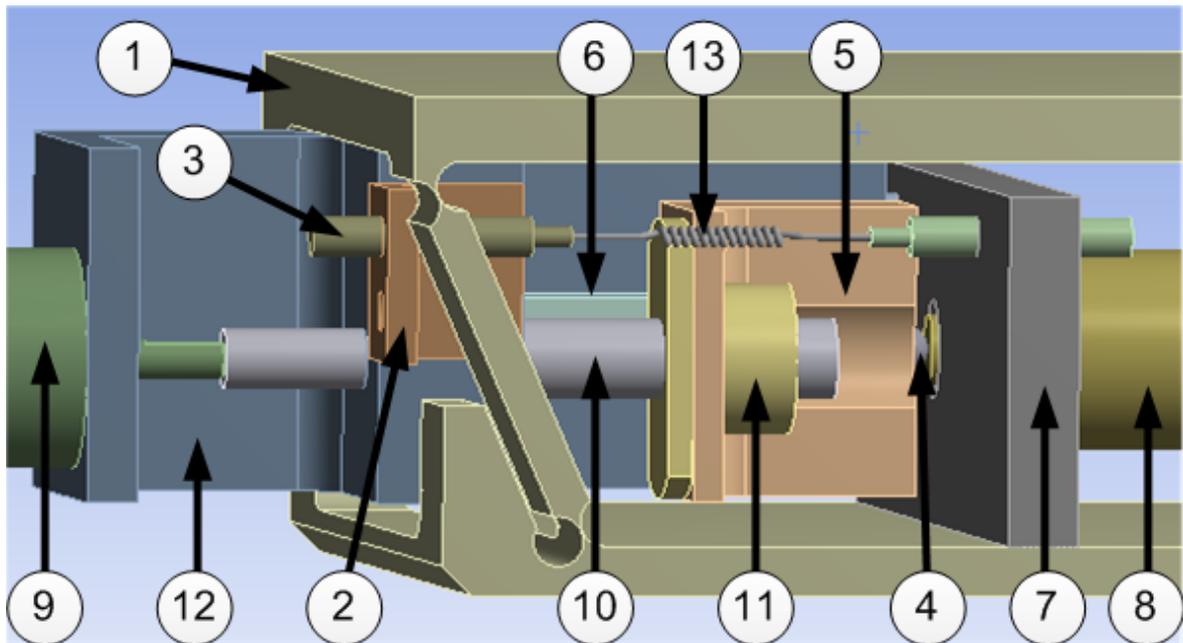


Abbildung 2.3: Kipp-Tisch mit Positionsnummern der Bauteile

Linearführung (6) befestigt und kann durch die Gewindespindel translatorisch bewegt werden. Piezoseitig ist im Kugelhalter eine gehärtete Stahlkugel (4) mit einem Durchmesser von 5 mm in eine Kreistasche eingepresst. Diese drückt gegen das Piezoelement (8), welches über ein Edelstahlrohr mit der Montageplatte (7) verbunden ist. Dadurch ergibt sich ein Zusammenspiel, bei dem der Schrittmotor für eine grobe Winkelverstellung von  $\pm 1^\circ$  zuständig ist - die Feinjustierung ( $\pm 190 \mu rad$ ) erfolgt durch das Piezoelement. In der praktischen Anwendung wird dieser maximale Verfahrbereich jedoch nicht ausgenutzt.

Tabelle 2.2: kinematische Eigenschaften der Baugruppe BKT

Eigenschaft	existierend	davon tatsächlich benötigt
gesamter Kippwinkelbereich mittels Schrittmotor	$\pm 1^\circ$	$\pm 0,5^\circ$
zusätzlicher Verstellbereich mittels Piezoelement	$\pm 190 \mu rad$	$\pm 100 \mu rad$
Wiederholgenauigkeit	$0,1 \mu rad$	$0,1 \mu rad$

### 2.2.2 Biege-Kipp-Tisch

Biege-Kipp-Tische werden eingesetzt, um eine spielfreie Winkelverstellung der Silizium-Kristalle zu ermöglichen. Im weiteren Verlauf der Arbeit werden die in *Abbildung 2.4* definierten Begriffe und Raumachsen verwendet.

Das Bauteil wird mittels Drahterodieren gefertigt. Durch eine lokale Querschnitts-

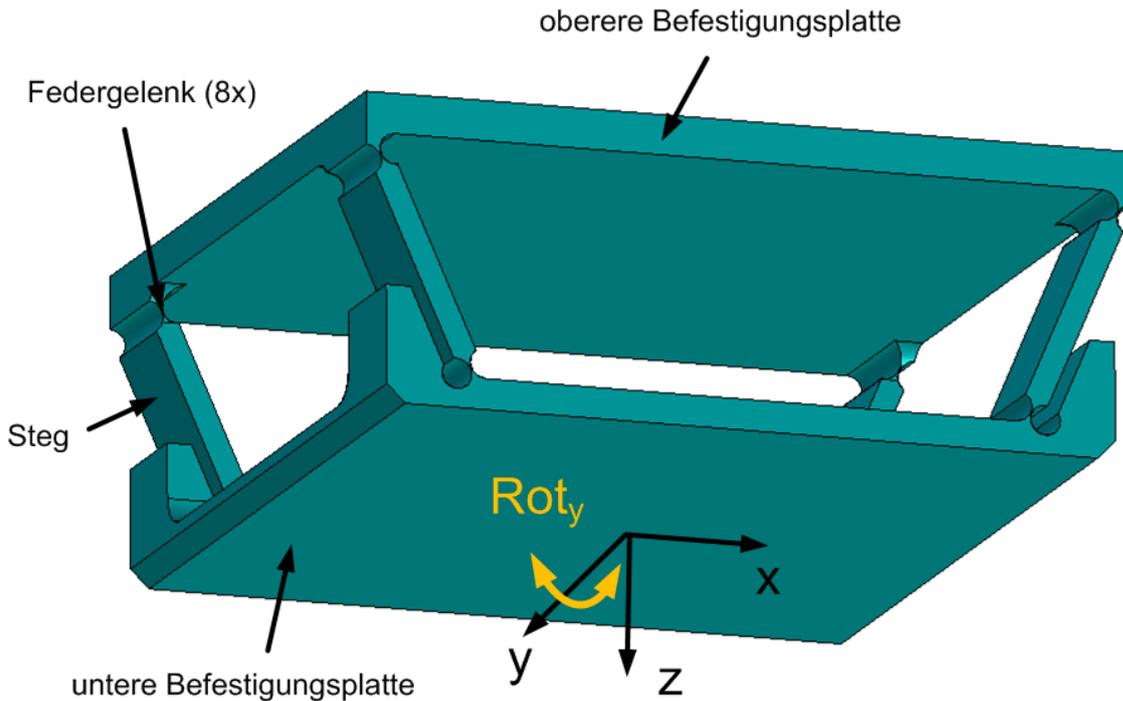


Abbildung 2.4: Biege-Kipp-Tisch

verringern werden acht Federgelenke (Festkörpergelenke) erzeugt. Die Lage der unteren Befestigungsplatte kann durch die Verschiebung der Montageplatte (7) parallel zur x-Achse verändert werden. Somit ist es möglich, diese Platte um die y-Achse in kleinen Winkeln  $\varphi$  auszulenken. Gleichzeitig ändern sich durch diese Verkippung die x- und z- Koordinate des Tisches. Diese Bewegung ist in *Abbildung 2.5* schematisch dargestellt. Die gestrichelte Linie zeigt den Kipp-Tisch nach der Auslenkung um den Winkel  $\varphi$ . Eine Verschiebung des Koordinatenursprungs ist anhand der Lageänderung Punktes  $P_0$  nach  $P_1$  zu erkennen.

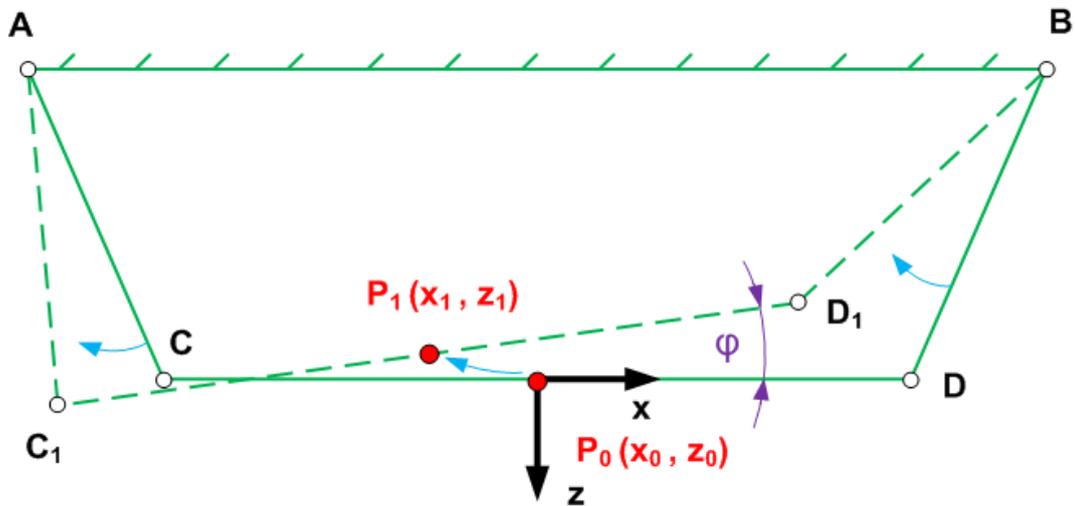


Abbildung 2.5: kinematische Darstellung des BKT

Der BKT hat die folgenden Abmaße: 126mm x 120mm x 50mm (x, y, z).

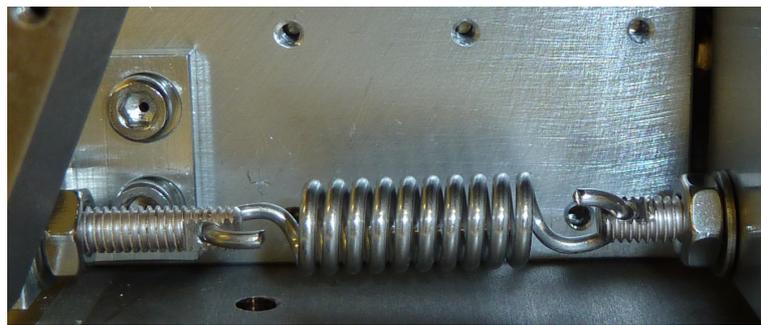
Als Material für dieses Bauteil wird ein rostfreier Stahl 17-4PH verwendet. Der Werkstoff ist nach ASTM mit der Bezeichnung A564 genormt und nach DIN vergleichbar mit einem Stahl X5CrNiCuNb17-4-4 mit der Werkstoffnummer 1.4542. Das Material ist ausscheidungsgehärtet und enthält im angelieferten Zustand (Condition „A“) martensitische Anteile. Vom Entwickler des BKT ist die folgende Wärmebehandlung vorgesehen: Aufheizen auf 480°C, 2 Stunden halten und an Luft abkühlen. Dies entspricht einem Zustand der nach EN 10088-3 mit H900 bezeichnet wird. Die Kenndaten des Werkstoffes können der *Tabelle 2.3* entnommen werden.

Tabelle 2.3: Kenndaten des hochlegierten Stahls X5CrNiCuNb17-4-4 [AP06]

Dichte [g/cm <sup>3</sup> ]	Rp0,2- Grenze [MPa]	Zugfestigkeit [MPa]	E-Modul [MPa]	Schubmodul [MPa]	Härte [HRC]
7,81	1240	1340	$1,96 \cdot 10^5$	$0,772 \cdot 10^5$	40 bis 47

### 2.2.3 Zugfeder

Wird die Baugruppe extern um einen Winkel  $\alpha$  geschwenkt, so ändert sich deren Schwerpunktlage. Dies hat zur Folge, dass durch die Gewichtskraft ein Moment ausgeübt wird, wodurch sich der NT in Richtung der resultierenden Kraft verformt. Dadurch würde die Montageplatte mit dem Piezoelement von der Kugel abheben. Da durch diesen Effekt eine gezielte interne Winkelverstellung nicht zu realisieren wäre, muss die Baugruppe verspannt werden. Hierfür werden Zugfedern (13) nach *Abbildung 2.6* eingesetzt. Nur durch die Federn ist es möglich, die BKT intern in beide Schwenkrichtungen auslenken zu können. Wären keine Federn vorhanden, so könnte der BKT jedoch nur in eine Richtung ausgelenkt werden, da dieser beim Zurückfahren der Gewindespindel in seiner Nulllage verharren würde.



**Abbildung 2.6:** Zugfeder

Am Winkel (12) der UBG „Motor“ sind Aluminium-Winkel (Federhalterung (2)) befestigt, welche Bohrungen zur Arretierung der Feder-Justier-Schrauben (3) enthalten. Solche Bohrungen befinden sich ebenfalls in der Montageplatte (7) und ermöglichen eine Verspannung der unteren mit der oberen Befestigungsplatte des Biege-Kipp-Tisches.

In den vorhandenen technischen Dokumenten konnte keine Empfehlung für eine Federvorspannkraft gefunden werden. Es war daher notwendig, eine vorhandene Baugruppe unter Reinraumbedingungen zu demontieren und zu vermessen. Hierbei wurde festgestellt, dass eine exakte Einstellung der Feder durch die Feder-Justier-Schrauben nur schwer zu realisieren ist. Die Vermessung ergab, dass die Zugfedern bis zu ihrer maximal möglichen Auslenkung von  $L_1 = 31\text{mm}$  vorgespannt waren.

Tabelle 2.4: technische Daten der Zugfeder [Com11]

Außendurchmesser $D_e$ [mm]	Drahtdurchmesser $d$ [mm]	Belastungsgrenze [N]	innere Vorspannkraft $F_0$ [N]	Federlänge $L_0$ [mm]	Federrate $R$ [N/mm]	max. Auslenkung [mm]
7,94	1,4	93,4	13,34	25,4	14,4	30,99

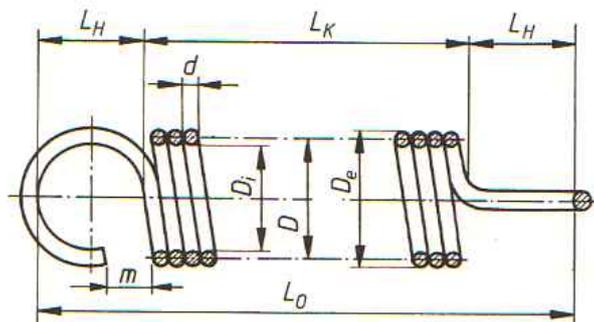


Abbildung 2.7: Darstellung der Zugfeder mit um 90° versetzter ganzer deutscher Öse [MWJV09]

Die Federkraft  $F_F$  errechnet sich wie folgt:

$$F_F = F_0 + R \cdot s \quad (2.1)$$

Mit einer inneren Vorspannkraft  $F_0 = 13,34\text{N}$ , einer Federrate  $R = 14,4\text{N/mm}$  und einem Federweg  $s$ :

$$s = L_1 - L_0 \quad (2.2)$$

$$s = 31\text{mm} - 25,4\text{mm}$$

$$s = 5,6\text{mm}$$

ergibt sich eine Federkraft  $F_F$ :

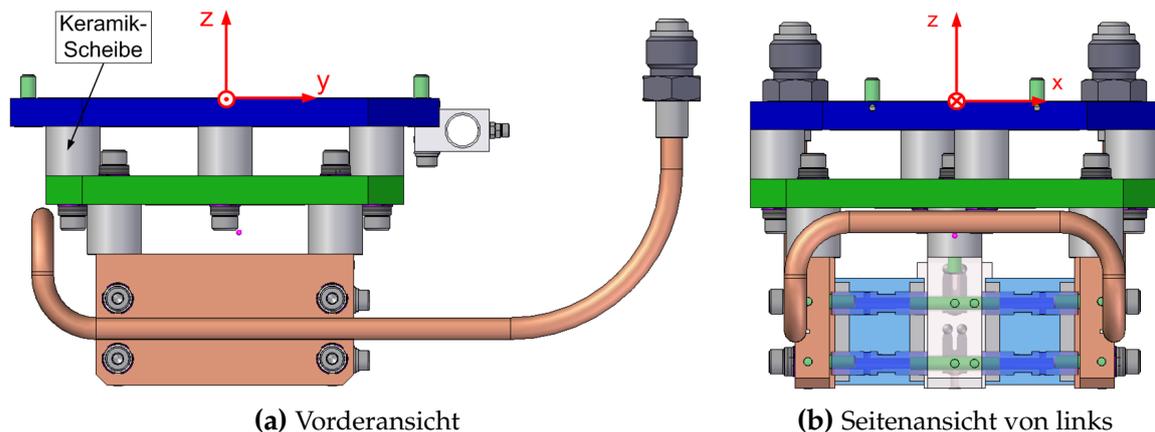
$$F_F = 13,34\text{N} + 14,4\text{N} \cdot 5,6\text{mm}$$

$$F_F = 94\text{N}$$

Da davon ausgegangen werden muss, dass die Feder in der Praxis maximal ausgelenkt ist und zudem der Fall berechnet werden soll, der die Baugruppe am stärksten belastet, wird für die FEM-Berechnung in Kapitel 5 eine Federkraft von  $F_F = 94\text{N}$  angenommen.

## 2.3 Kristallaufbau

Unterhalb der gekreuzten BKT befindet sich der Kristallaufbau. Die Baugruppe besteht aus diversen Bauteilen zur Fixierung der Silizium-Kristalle. Für die strukturelle und Modalanalyse der BKT spielen die einzelnen Komponenten der Kristallaufbauten eine untergeordnete Rolle und werden daher nicht weiter erläutert. Von Bedeutung ist hier die Gesamtmasse und das aus deren Verteilung resultierende Massenträgheitsmoment. Die Werte des für die Analyse vereinfachten Modells wurden dem CAD-Modell entnommen und sind in *Tabelle 2.5* zusammengefasst. Es bleiben Kleinteile und die Kühlleitung unberücksichtigt, um die Rechenzeit zu verkürzen. Das in *Abbildung 2.8* gezeigte Koordinatensystem ist auf diese Abbildung beschränkt.



**Abbildung 2.8:** CAD-Modell des Kristallaufbaus. Die Platten (blau und grün dargestellt) werden durch die Keramik-Scheiben thermisch abgetrennt.

**Tabelle 2.5:** Eigenschaften des Kristallaufbaus (ohne Kleinteile und Kühlleitung)

Masse [g]	Massenschwerpunkt			Massenmoment 2.Grades		
	x [mm]	y [mm]	z [mm]	$I_{xx}$ [kg · m <sup>2</sup> ]	$I_{yy}$ [kg · m <sup>2</sup> ]	$I_{zz}$ [kg · m <sup>2</sup> ]
2268	0	0	-37,94	0,006559	0,007094	0,004167

Werden die Silizium-Kristalle vom Synchrotronstrahl getroffen, so sind sie thermischen Belastungen ausgesetzt. Es ist daher notwendig, die Baugruppe durch flüssigen Stickstoff zu kühlen. Eine Beeinflussung der BKT durch diese Temperaturbelastung kann weitgehend ausgeschlossen werden, da die Kristalle durch gering wärmeleitende Keramik-Scheiben von ihrer Umgebung separiert sind.

# 3 Präzisierung der Aufgabenstellung

## 3.1 Zielstellung

Ein wichtiges Merkmal zur Beurteilung der Strahlqualität ist dessen Streuung um seine Solllage. Nur mit einem kleinen Strahldurchmesser kann man den Experimentatoren kleine Leuchtflecken mit höchster Intensität zur Verfügung stellen. Aktuell werden durch die Baugruppen der Doppelkristallmonochromatoren bei PETRA III Schwingungen auf die Silizium-Kristalle und somit auf den Strahl übertragen. Dieser schwingt - in Abhängigkeit vom Winkel  $\alpha$  - mit einer Frequenz von  $f \approx 50\text{Hz}$  und einer Amplitude von bis zu  $1\mu\text{rad}$ . Ziel dieser Arbeit ist die Untersuchung des BKT, um Hinweise auf Festigkeits- und Schwingungsprobleme zu erhalten. Das Grundkonzept der Konstruktion soll nicht in Frage gestellt werden.

## 3.2 Anforderungsliste

Ausgangspunkt der Untersuchungen ist eine existierende Konstruktion des BKT. In *Tabelle 3.1* sind technische Daten sowie Punkte, welche Gegenstand der Untersuchung sein sollen, in einer Anforderungsliste zusammengefasst.

Im Betrieb konnte bisher keine Materialermüdung festgestellt werden. Die Feder-gelenke des BKT hielten den Belastungen stand. Da der Winkel  $\alpha$  vor Beginn der Messungen eingestellt wird und die Verfahrgeschwindigkeit der Aktoren gering ist, kann eine dynamische Beanspruchung vernachlässigt werden. Die BG wird deshalb unter statischen Gesichtspunkten (Lastfall I nach *Bach*<sup>2</sup>) untersucht. Die Analyse wird mit dem FE-Simulationsprogramm ANSYS Workbench 14.0 durchgeführt. Durch die Angabe von Verschiebungskomponenten entlang der Achsen an verschiedenen Punkten der Baugruppe soll es ermöglicht werden, das Verhalten der Baugruppe beim externen Auslenken um den Winkel  $\alpha$  zu verstehen. Daraus resultierend kann ein Korrekturfaktor erarbeitet werden, der beim Schwenken der BG berücksichtigt werden kann. Weiterhin soll es ein Ziel dieser Arbeit sein, die Parameter der Zugfedern zu überprüfen.

---

2 *Carl Julius von Bach* (1847 bis 1931), deutscher Ingenieur

Tabelle 3.1: Anforderungsliste

technische Daten der Baugruppe: Biege-Kipp-Tisch			
Art	Eigenschaft	existierend	tatsächlich benötigt
I <sup>3</sup>	gesamter Kippwinkelbereich mittels Schrittmotor	$\pm 1^\circ$	$\pm 0,5^\circ$
I	zusätzlicher Verstellbereich mittels Piezoelement	$\pm 190 \mu\text{rad}$	$\pm 100 \mu\text{rad}$
I	Wiederholgenauigkeit	$0,1 \mu\text{rad}$	$0,1 \mu\text{rad}$
I	geometrische Maße (LxBxH)	222x120x50 [mm]	
I	Masse eines BKT	2082g	
I	Gesamtmasse (2 BKT und Kristall)	6432g	
I	Die BG ist in einer UHV-Umgebung verbaut		
Problembeschreibung			
I	Die Baugruppe nimmt Schwingungen aus der Umwelt auf und überträgt diese auf den Photonenstrahl. Die Frequenz beträgt $\approx 50\text{Hz}$ bei einer Amplitude bis $1 \mu\text{rad}$ (abhängig vom Winkel $\alpha$ )		
Umfang der Untersuchungen			
F <sup>4</sup>	Zerlegung der Baugruppe in Teilsysteme		
F	Einfluss aller beteiligten Bauteile auf das Schwingungsverhalten der BG abschätzen		
F	<b>folgende Software soll verwendet werden:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• CAD: vorzugsweise Solid Edge ST3 oder I-DEAS</li> <li>• FEM: ANSYS Workbench 14.0</li> </ul>		
F	<b>mittels FEM:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Verformungs-, Spannungs- und Modalanalyse eines einzelnen BKT</li> <li>• Verformungs-, Spannungs- und Modalanalyse von zwei um <math>90^\circ</math> um ihre z-Achse gekreuzten BKT mit Kristallaufbauten</li> <li>• Durchführung von Parameterstudien: Ermittlung des Einflusses der Federgelenkdicke <math>t</math> (siehe <i>Abbildung 4.1</i>) und des externen Auslenkungswinkels <math>\alpha</math> auf das Schwingungsverhalten der Baugruppe</li> <li>• Ermittlung des Einflusses der Zugfedern</li> <li>• Ermittlung der Gelenkspannungen bei maximaler interner Auslenkung</li> </ul>		
F	Diskussion der mittels FEA gewonnenen Ergebnisse hinsichtlich des in der Anwendungspraxis bekannten Verhaltens		
F	Angabe eines statischen Verkipfungswinkels des Kristalls unter Einfluss der Erdanziehung und der inneren Verspannung		
F	Lösungsansätze für eine verbesserte Konstruktion entwickeln bzw. Empfehlungen für weitergehende Untersuchungen erarbeiten		

3 Information

4 Forderung

# 4 Theorie der Festkörpergelenke

## 4.1 Begriffsklärung

„Ein Festkörpergelenk ist gekennzeichnet durch eine Stelle mit verminderter Biegesteifigkeit und grenzt sich dadurch von den benachbarten Zonen, die als Starrkörper angesehen werden, ab. Die verminderte Biegesteifigkeit wird i.d.R. durch eine lokale Querschnittsverringeringung erzeugt.“<sup>5</sup>

Im Fall des vorliegenden BKT werden durch diese Querschnittsverringeringung acht Biegefedern erzeugt. Diese können in ihrer Geometrie unterschiedlich gestaltet werden. Die kreisförmige Ausführung besitzt ein – im Rahmen der Fertigungstoleranzen – ortsfestes Drehzentrum. Dieses befindet sich stets an der Stelle mit dem geringsten Querschnitt. Der BKT muss hochpräzise Bewegungen bei sehr kleinen Auslenkungswinkeln realisieren können (siehe *Tabelle 2.2*). Daher ist ein kreisförmiges Federgelenk für diese Bedingungen am besten geeignet. In *Kapitel 5* wird eine Parameterstudie durchgeführt und der Einfluss der Federgelenkbreite  $t$  auf die Eigenfrequenzen und Spannungen im Bauteil untersucht.

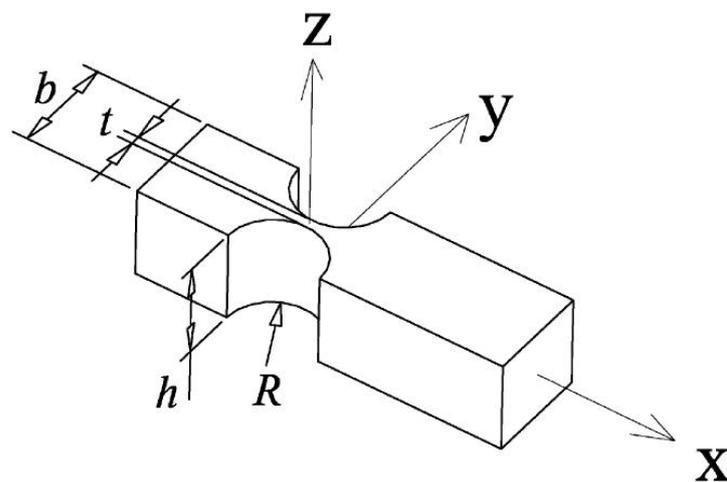


Abbildung 4.1: Federgelenk [Jun04]

---

5 [Jun04, S.34]

## 4.2 Verifizierungsrechnung

### 4.2.1 Gelenkspannungen bei $\alpha = 0^\circ$ ohne Federkraft

Die Ergebnisse der FEA ( *Kapitel 5* ) müssen durch theoretische Lösungen oder praktische Versuche verifiziert werden. Für die Berechnung der Gelenkspannungen werden die Federkräfte zunächst vernachlässigt. Für den Fall ohne interne oder externe Auslenkung ( $\alpha = 0^\circ$ ) treten in den Gelenken Zugspannungen entlang der x-Achse nach *Abbildung 4.1* auf. Diese resultieren aus den angreifenden Gewichtskräften durch die Massen der Bauteile. Die Anordnung der Massen innerhalb der Baugruppe ist hierbei zu berücksichtigen. Die Gewichtskräfte der einzelnen Bauteile sowie deren Verteilung innerhalb des Kipp-Tisches wirken auf verschiedene Gelenke. Es ist zu erwarten, dass die Gelenkspannungen im RT am größten sind. Diese werden in diesem Abschnitt berechnet. Die Baugruppe kann schematisch unter Berücksichtigung der dreidimensionalen Ausprägung als Stabwerk mit vier Gelenken aufgefasst werden (siehe *Abbildung 4.2*). Für die theoretische Betrachtung wird angenommen, dass die Baugruppe ideal symmetrisch ist.

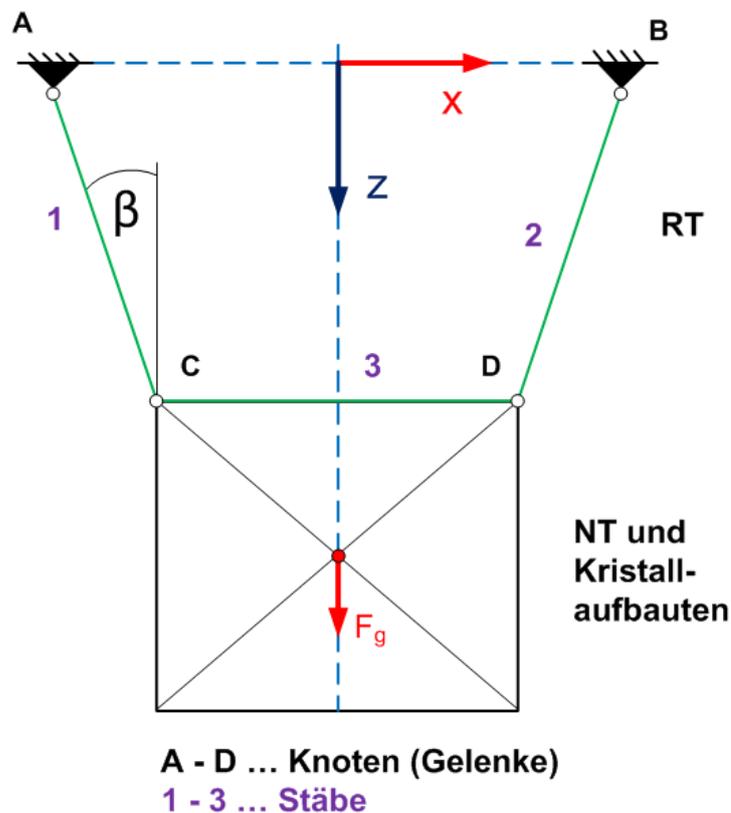


Abbildung 4.2: schematische 2D-Darstellung der Baugruppe

Für den Angriffspunkt der Gewichtskraft  $F_g$  kann der Schwerpunkt angenommen werden. In der *Abbildung 4.3* ist die Baugruppe als Freikörperbild dargestellt und in drei Systeme zerlegt worden.

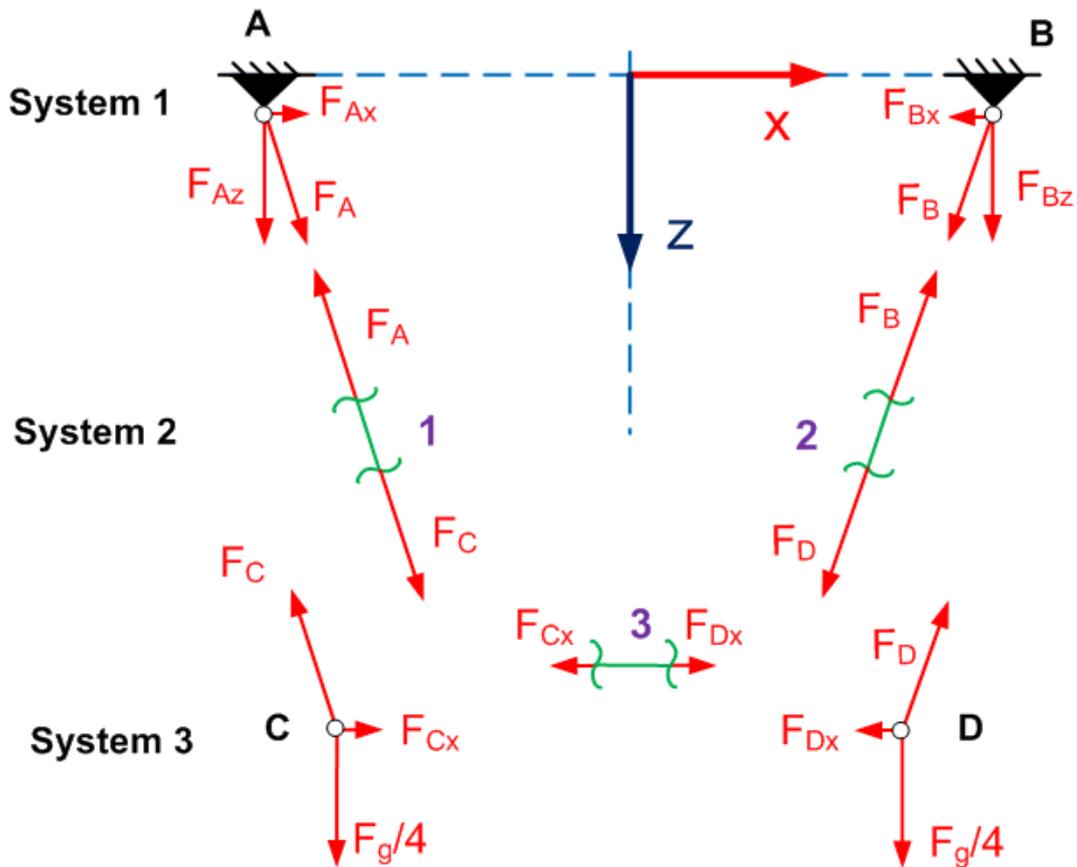


Abbildung 4.3: Freikörperbild des RT

Unter Vernachlässigung der Massen der Stäbe 1 und 2 greifen in allen Gelenkpunkten die gleichen Kräfte an. Es gilt die folgende Beziehung:

$$F_A = F_B = F_C = F_D \quad (4.1)$$

Über die Berechnung dieser Kräfte kann die Zugspannung in den acht Gelenken des RT ermittelt werden. Die Gewichtskraft  $F_g$  ergibt sich aus der Gesamtmasse der gekreuzten Tische inklusive Kristallaufbauten, reduziert um die Masse der UBG „Motor“ sowie der oberen Befestigungsplatte des RT.

- Gesamtmasse:  $m_{ges} = 6432g$
- UBG „Motor“:  $m_1 = 380g$
- obere Befestigungsplatte:  $m_2 = 710g$

$$m = m_{ges} - m_1 - m_2 \quad (4.2)$$

$$m = 6432g - 380g - 710g = 5342g$$

Daraus resultiert die Gewichtskraft  $F_g$ .

$$F_g = m \cdot g \quad (4.3)$$

$$F_g = 5,342kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_g = 52,4N$$

Da die Gewichtskraft von insgesamt vier Stäben aufgenommen werden muss, sind die Stäbe 1 und 2 und somit auch die Gelenke A, B, C und D mit jeweils einem Viertel der Gewichtskraft belastet. Mit Hilfe der Gleichgewichtsbedingungen im System 3 lassen sich nun die Gelenkkräfte  $F_A$  bis  $F_D$  ermitteln. Der Winkel  $\beta$  beträgt  $23,43^\circ$ .

$$\sum F_z = 0 : \quad \frac{F_g}{4} - F_D \cdot \cos\beta = 0 \quad (4.4)$$

$$F_D = \frac{F_g/4}{\cos\beta}$$

$$F_D = \frac{13,1N}{\cos 23,43^\circ}$$

$$F_A = F_B = F_C = F_D = 14,3N$$

Die Kraft  $F_{Cx} = F_{Dx}$ , die der Stab 3 aufnehmen muss, ergibt sich aus der Summe der horizontalen Kräfte.

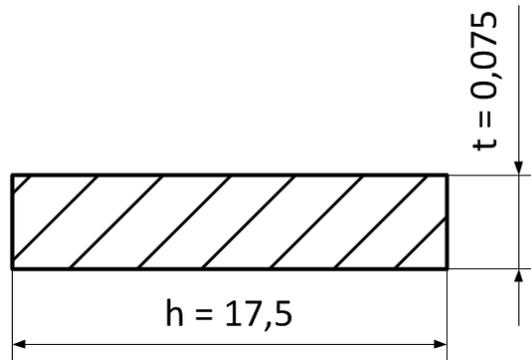
$$\sum F_x = 0 : \quad F_D \cdot \sin\beta - F_{Dx} = 0 \quad (4.5)$$

$$F_{Dx} = F_D \cdot \sin\beta$$

$$F_{Dx} = 14,3N \cdot \sin 23,43^\circ$$

$$F_{Ax} = F_{Bx} = F_{Cx} = F_{Dx} = 5,7N$$

Die Gelenkkräfte  $F_A$  bis  $F_D$  müssen von den acht Federgelenken<sup>6</sup> an der Stelle mit dem geringsten Materialquerschnitt aufgenommen werden. Die Maße des Federgelenks sind in *Abbildung 4.4* dargestellt.



**Abbildung 4.4:** Querschnittsfläche eines Federgelenks

Die Fläche berechnet sich aus dem Produkt der Höhe und der Breite.

$$A = h \cdot t \quad (4.6)$$

$$A = 17,5\text{mm} \cdot 0,075\text{mm}$$

$$A = 1,3125\text{mm}^2$$

Damit lässt sich die Zugspannung in x-Richtung nach *Abbildung 4.1* wie folgt berechnen:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (4.7)$$

$$\sigma = \frac{14,3\text{N}}{1,3125\text{mm}^2}$$

$$\sigma_A = \sigma_B = \sigma_C = \sigma_D = 10,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Das Modell wurde für die Berechnung der Kräfte idealisiert. Die ermittelten *Zugspannungen* sind daher Näherungswerte und stellen einen Indikator für die Größenordnung der mittels FEM ermittelten Spannungen dar. Die Werte dienen dazu, die Verwendung eines geeigneten Netzes sowie realitätsnahe Randbedingungen in den Simulationen nachzuweisen. Die errechnete Zugspannung tritt in den Gelenken A bis D sowie in den Gelenken G bis J des RT auf.

<sup>6</sup> A, B, C und D sowie die in y-Richtung gegenüberliegenden Gelenken G, H, I und J. Die Bezeichnungsreihenfolge ist analog und kann in *Abbildung 5.3* nachvollzogen werden.

### 4.2.2 Gelenkspannungen bei $\alpha = 0^\circ$ unter Berücksichtigung der Federkraft

In *Unterabschnitt 4.2.1* wurden die Zugspannungen in den Gelenken des RT infolge der Gewichtskraft ermittelt. Wird die innere Verspannung der Baugruppe durch die Zugfedern berücksichtigt, so muss deren Einfluss auf die verschiedenen Gelenke untersucht werden. In *Abbildung 4.5* ist die Wirkungsrichtung der Federn dargestellt. Diese greifen an der Montageplatte an und erzeugen durch den Hebel  $l_2$  ein Moment um die Kugel (Lagerung K). Dieses muss von den Federgelenken aufgenommen werden, wodurch zusätzliche Spannungen entstehen. Während der Stab 1 eine Druckkraft aufnehmen muss, zeigt sich die Federwirkung im Stab 2 als Zugkraft. Im Folgenden wird berechnet, wie groß die zusätzliche Zug- bzw.

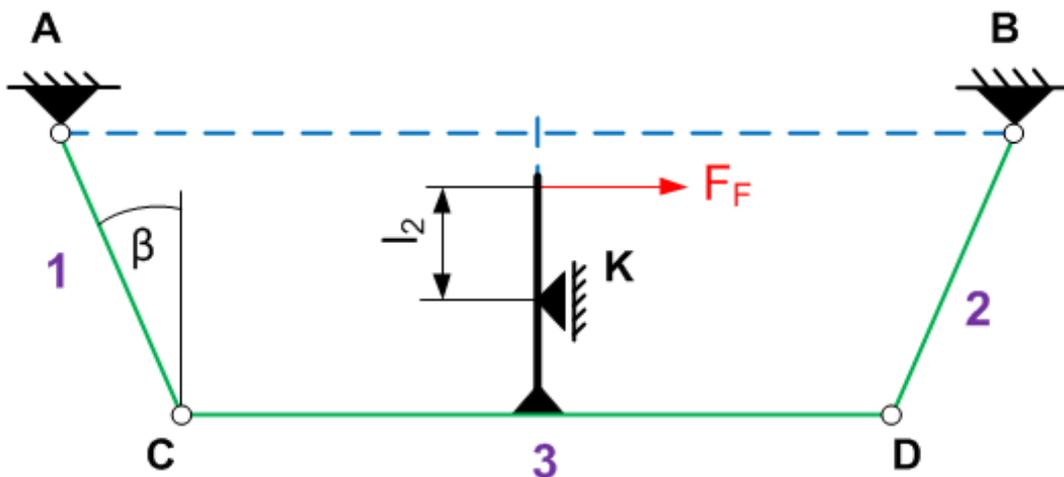


Abbildung 4.5: schematische Darstellung des RT mit angreifender Federkraft

Druckkraft ist. Anschließend werden die Ergebnisse aus *Unterabschnitt 4.2.1* herangezogen, um die resultierenden Zug- bzw. Druckspannungen in den Gelenken zu ermitteln.

Die folgenden Größen sind bekannt:

$$l_2 = 12,5\text{mm}$$

$$l_3 = 48,7\text{mm}$$

$$\delta = 17,95^\circ$$

$$F_F = 94\text{N}$$

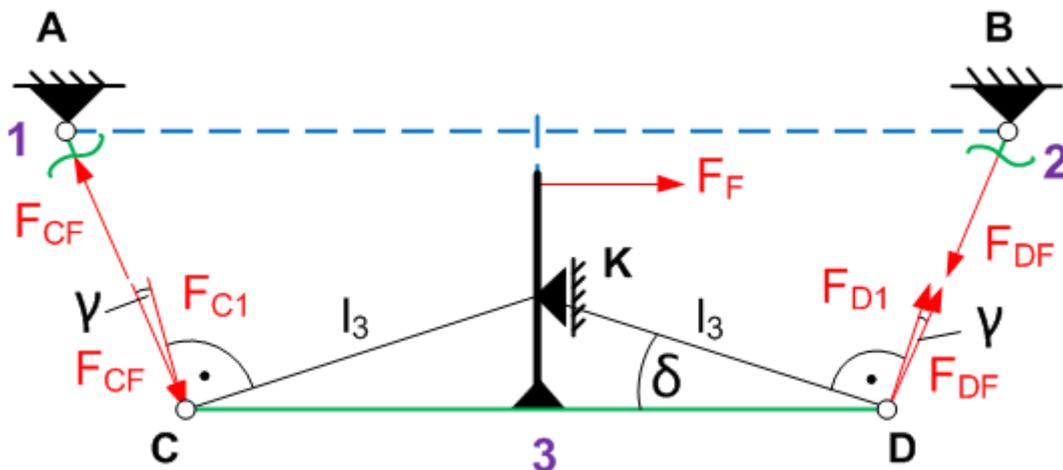


Abbildung 4.6: Freikörperbild des RT mit Feder

Der Winkel  $\gamma$  kann aus der Differenz von  $\beta$  und  $\delta$  berechnet werden.

$$\gamma = \beta - \delta \quad (4.8)$$

$$\gamma = 23,43^\circ - 17,95^\circ$$

$$\gamma = 5,5^\circ$$

Die Kräfte in den Stäben 1 und 2 werden mit  $F_{CF}$  und  $F_{DF}$  bezeichnet. Damit wird deren Wirkungsort (Gelenk) und Ursache (Feder) beschrieben. Aufgrund des symmetrischen Aufbaus ist der Betrag der Kräfte  $F_{C1}$  und  $F_{D1}$  gleich. Dies gilt auch für die Kräfte  $F_{CF}$  und  $F_{DF}$ .

$$|F_{C1}| = |F_{D1}| \quad (4.9)$$

$$|F_{CF}| = |F_{DF}| \quad (4.10)$$

Die Kräfte  $F_{C1}$  und  $F_{D1}$  greifen rechtwinklig am Hebel  $l_3$  an und können mit Hilfe der Gleichgewichtsbedingung „Summe der Momente um Punkt K“ bestimmt werden.

$$\sum M_K : F_{C1} \cdot l_3 + F_{D1} \cdot l_3 - F_F \cdot l_2 = 0 \quad (4.11)$$

Die Bedingung aus Gleichung 4.9 lässt die folgende Vereinfachung zu.

$$2 \cdot (F_{C1} \cdot l_3) - F_F \cdot l_2 = 0$$

Durch Umformen dieser Gleichung ergibt sich  $F_{C1}$ .

$$F_{C1} = \frac{F_F \cdot l_2}{2 \cdot l_3} = 0$$

$$F_{C1} = \frac{94\text{N} \cdot 12,5\text{mm}}{2 \cdot 48,7\text{mm}}$$

$$F_{C1} = F_{D1} = 12,1\text{N}$$

Nun lassen sich die Gelenkkräfte infolge der Federwirkung ermitteln.

$$F_{CF} = \frac{\cos\gamma}{F_{C1}}$$

$$F_{CF} = \frac{\cos 5,5^\circ}{12,1\text{N}}$$

$$|F_{CF}| = |F_{DF}| = 12,2\text{N}$$

Während die Kraft  $F_{CF}$  den Stab 1 auf *Druck* belastet, zeigt sich  $F_{DF}$  als *Zugkraft* im Stab 2. Unter Berücksichtigung der in *Unterabschnitt 4.2.1* ermittelten Gelenkkräfte durch die Wirkung der Gewichtskraft lassen sich nun die resultierenden Kräfte  $F_{Cres}$  und  $F_{Dres}$  ermitteln. Deren Wirkungsrichtung ist in *Abbildung 4.7* dargestellt.

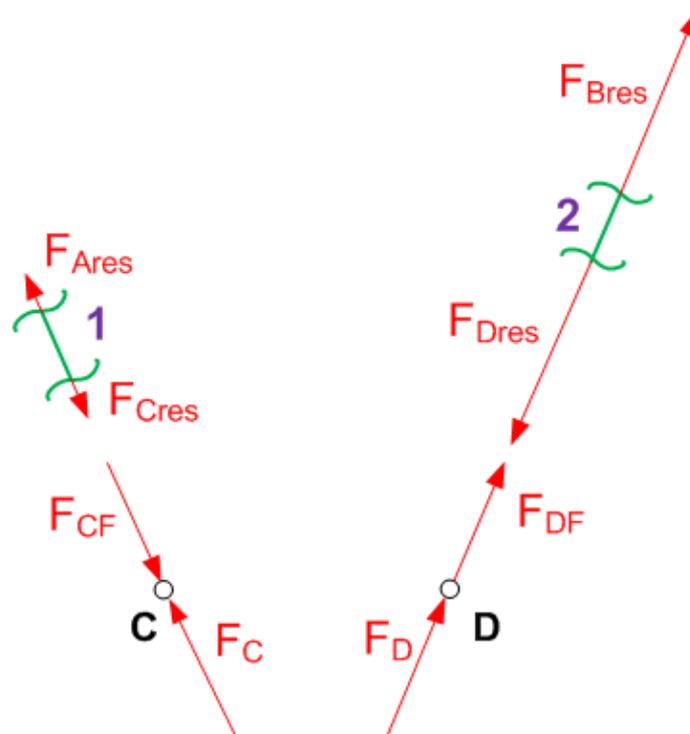


Abbildung 4.7: resultierende Kraft am Gelenk C und D

$$F_{Cres} = F_C - F_{CF} \quad (4.12)$$

$$F_{Cres} = 14,3N - 12,2N$$

$$F_{Cres} = 2,1N \text{ (Zug)}$$

$$F_{Dres} = F_D + F_{DF} \quad (4.13)$$

$$F_{Dres} = 14,3N + 12,2N$$

$$F_{Dres} = 26,5N \text{ (Zug)}$$

Nach *Gleichung 4.7* werden die folgenden Gelenkspannungen ermittelt.

$$\sigma_{Cres} = 1,6 \frac{N}{mm^2} \text{ (Zug)}$$

$$\sigma_{Dres} = 20,2 \frac{N}{mm^2} \text{ (Zug)}$$

Aus den statischen Berechnungen wird deutlich, dass die Federkräfte eine Zugspannung in den Federgelenken B und D sowie H und J erzeugen. An diesen Stellen sind erhöhte Spannungen zu erwarten. In den Gelenken A und C sowie G und I führt die Feder zu einer Verringerung der Zugspannung. Ein Vergleich der errechneten Spannungen mit den Materialkennwerten nach *Tabelle 2.3* führt zu dem Schluss, dass ein Versagen der Federgelenke bei sachgemäßer Anwendung ausgeschlossen werden kann.

Als weiterführende Literatur zum Thema Biege-Kipp-Tische auf Basis von Festkörpergelenken werden die Quellen [Jen94, S.6 ff.] und [Lie98, S.13 ff.] empfohlen.

# 5 Finite-Elemente-Analyse

## 5.1 Erwartungen

Die Analyse der Baugruppe wird mit der FEM-Simulationssoftware ANSYS Workbench 14.0 durchgeführt. Vor Beginn der FEA sollen einige Thesen formuliert werden, deren Gültigkeit es zu überprüfen gilt. Die statischen Berechnungen aus *Kapitel 4* lassen folgende Schlüsse zu:

- In der Position bei  $\alpha = 0^\circ$  treten unter Vernachlässigung der Federkraft in allen Stäben Zugspannungen auf.
- Die Zugfedern erzeugen ein Moment (vgl. *Abbildung 4.5*), welches von den Federgelenken aufgenommen werden muss. Es kann erwartet werden, dass sich die Spannung in den jeweils gegenüber liegenden Gelenken (A und B, C und D, G und H, I und J) unterscheidet, wobei sich in den motorseitig liegenden Gelenken höhere Spannungswerte einstellen.
- Die Zugfedern sind zudem in y-Richtung nach *Abbildung 5.3* um 2mm asymmetrisch angeordnet. Dies erzeugt ein Moment um die z-Achse und somit eine Torsionsbeanspruchung in den Federgelenken.
- Alle bisher ermittelten Spannungen liegen innerhalb der zulässigen Bereiche.
- Wird die Federgelenkdicke  $t$  vergrößert, so werden die Spannungen abnehmen und die Eigenfrequenzen steigen, da sich die Steifigkeit des BKT erhöht.
- Es kann erwartet werden, dass mit zunehmender Masse deren Trägheit zu einer Reduzierung der Eigenfrequenzen führt.

## 5.2 Modellerzeugung und Vorbereitung

ANSYS Workbench 14.0 bietet dem Nutzer verschiedene Möglichkeiten das FE-Modell zu erstellen. Zum einen ist es möglich, den im Programm integrierten Design Modeler zur Geometrieerzeugung zu nutzen, zum anderen gibt es eine Schnittstelle zum Einlesen von CAD-Daten in verschiedenen Formaten. Die Baugruppe wurde

zuvor mit Hilfe des CAD-Programms Solid Edge ST3 modelliert, sodass sich die Nutzung der Schnittstelle angeboten hat. Für Untersuchungen mittels FEM gilt prinzipiell, dass Bauteile und Baugruppen auf die wesentliche Struktur reduziert werden müssen. Für die Berechnung unwesentlicher Details<sup>8</sup> führen dazu, dass sich das Netz in diesen Bereichen verfeinert und die Anzahl der Elemente und somit die Rechenzeit vergrößert wird. Es gilt immer, ein geeignetes Mittelmaß zwischen angemessener Rechenzeit und Genauigkeit der Ergebnisse zu finden. In der betrachteten Baugruppe sind die zwei BKT die zu untersuchenden Objekte. Deshalb wurden diese lediglich in der Form vereinfacht, dass die Bohrungen zur Befestigung weiterer Bauteile deaktiviert wurden. Alle weiteren Bauteile wurden, wie bereits in *Unterabschnitt 2.2.1* erwähnt, in ihrer Geometrie vereinfacht. In den folgenden Abschnitten wird zunächst der Weg zur Findung eines realitätsnahen Modells aufgezeigt, dessen Randbedingungen für die Modelle in *Abschnitt 5.4* Gültigkeit besitzen.

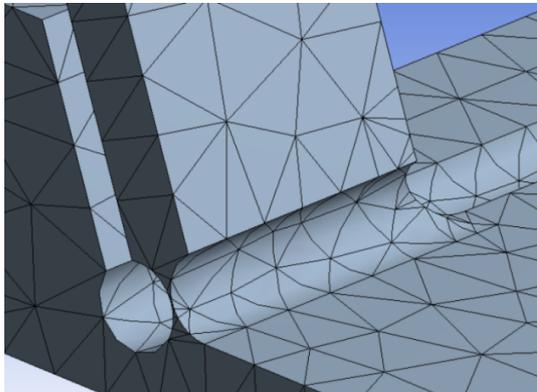
### 5.3 Randbedingungen

#### 5.3.1 Vernetzung

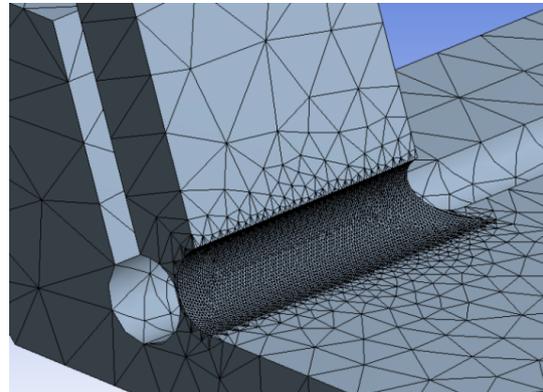
Die Vernetzung des Modells ist ein wichtiger Faktor zur Beurteilung der Gültigkeit von Simulationsergebnissen. Prinzipiell bietet ANSYS Workbench 14.0 dem Nutzer zwei Möglichkeiten der Vernetzung - die Standardvernetzung und die adaptive Vernetzung. Bei Nutzung der standardmäßigen Vernetzung erzeugt ANSYS ein Netz, bei dem automatisch ein geeigneter Elementtyp ausgewählt wird. Die Feinheit des Netzes kann global unter der Option „Relevanz“ beeinflusst werden. Zwar erkennt das Programm zusätzlich Bereiche, die feiner vernetzt werden müssen und verfeinert diese auch automatisch, es kann jedoch nicht die Absicht des Nutzers erkennen. Flächen, an denen man Ergebnisse auswerten möchte, sollte man mit der Option „Elementgröße auf Fläche“ manuell verfeinern. Das Programm vernetzt diese Bereiche dann mit Elementen, deren vorgegebene Größe nicht überschritten wird. Im Fall des BKT interessieren uns die Bereiche, in denen sich die Federgelenke befinden. Eine Elementgröße von 0,2 mm hat sich als hinreichend genau herausgestellt. Eine Gegenüberstellung der zuvor beschriebenen groben und feinen Vernetzung ist in *Abbildung 5.1* dargestellt. Die *Unterabbildungen (c) und (d)* zeigen den jeweiligen Verlauf der *von-Mises-Vergleichsspannung*.

---

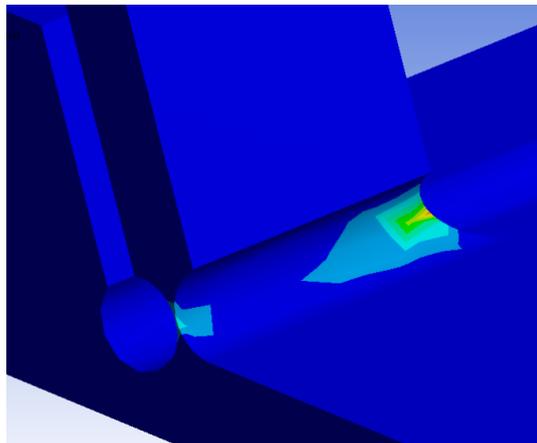
<sup>8</sup> z.B. Bohrungen, Kleinteile (Schrauben, Scheiben, Muttern), Fasen oder Radien die der Reduzierung der Verletzungsgefahr dienen



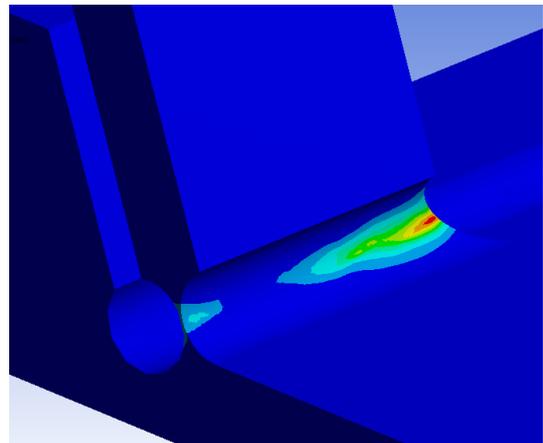
(a) grobe Vernetzung



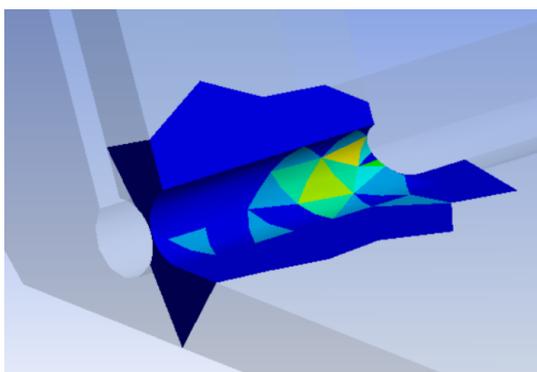
(b) lokale Netzverfeinerung



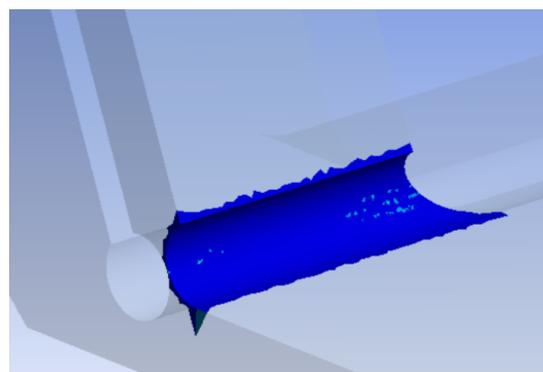
(c) grober Spannungsverlauf



(d) glatter Spannungsverlauf



(e) hohe Fehlerenergie



(f) geringe Fehlerenergie

**Abbildung 5.1:** Vergleich der globalen Vernetzung gegenüber einer Netzverfeinerung mittels „Elementgröße auf Fläche“

Zur Beurteilung der Netzgüte sollten stets verschiedene Kriterien untersucht werden. Ein Indikator ist die Form des Spannungsverlaufs. Kantige Spannungslinien mit einem geringen Farbspektrum, in Bereichen wo höhere Spannungsgradienten erwartet werden, lassen auf eine zu grobe Vernetzung schließen. Zusätzlich besteht die Möglichkeit einer Ausgabe der Fehlerenergie. ANSYS vergleicht hierbei Kraftdifferenzen innerhalb der Elemente und beurteilt deren Fehlereinfluss innerhalb ausgewählter Bereiche (siehe *Unterabbildungen (e) und (f)*). Die Fehlerenergie sollte jedoch nie als einziges Kriterium zur Prüfung der Netzgüte herangezogen werden. Geometrische Singularitäten können dazu führen, dass die Skalierung steigt und hohe Fehlerenergie durch zu grobe Vernetzung im Vergleich zur Singularität klein scheint.

Eine zweite Vernetzungsmöglichkeit ist die adaptive Vernetzung. Hierbei wird eine erste Berechnung mit einem groben Netz gestartet. An Stellen, an denen Ergebnisse ausgewertet werden sollen, kann eine Konvergenzprüfung vorgenommen werden. Das bedeutet, dass ANSYS automatisch das Netz so lange verfeinert, bis die Abweichung des Ergebnisses (z.B. der von-Mises-Vergleichsspannung) innerhalb definierter Grenzen liegt. Die Werte konvergieren also gegen einen Grenzwert, der bei Verwendung korrekter Randbedingungen als realistisch angesehen werden kann. Wird ein Modell für verschiedene Simulationen verwendet, so empfiehlt es sich, in der ersten Simulation die Konvergenzprüfung als Werkzeug zu nutzen und für die weiteren Analysen die Vernetzungs-Parameter manuell zu konfigurieren. Auf diesem Wege lässt sich die Rechenzeit deutlich reduzieren. Gute praktische Hinweise zu diesem Thema sind in der Literatur [Geb11, S.174 ff.] zu finden.

In *Tabelle 5.1* und *Tabelle 5.2* sind die Vernetzungsparameter für den BKT zusammengefasst. Im ersten Fall wurde ein Netz ohne lokale Verfeinerung generiert und dieses anschließend an den Gelenken mittels „Elementgröße auf Fläche“ verfeinert. Für alle weiteren Optionen wurden die voreingestellten Standard-Werte des Programms genutzt. Ein Vergleich der Tabellen zeigt, dass diese Maßnahme ein Ansteigen der Anzahl der Elemente um das 25-fache zur Folge hat.

**Tabelle 5.1:** Vernetzungsparameter des BKT ohne Netzverfeinerung

Elementtyp	Relevanz	Anzahl Elemente	Anzahl Knoten
Tetraeder	50	13462	25958

**Tabelle 5.2:** Vernetzungsparameter des BKT mit Netzverfeinerung an den Gelenken

Elementgröße [mm]	Flächen	Anzahl Elemente	Anzahl Knoten
0,2	12	337440	558317

### 5.3.2 Verformungsrandbedingungen

Die Baugruppe ist innerhalb des Monochromators durch einen Aluminium-Winkel an den Linearführungen fixiert. Da der BKT das zu untersuchende Objekt ist, wird die Steifigkeit der Führungen für die Simulation als unendlich groß angenommen. Aus diesem Grund wird an der oberen Befestigungsplatte eine fixierte Lagerung angebracht. Dies entspricht einer festen Einspannung und ist in *Abbildung 5.2* durch die violette Fläche gekennzeichnet. Wird eine Baugruppe untersucht, so muss die Beziehung der Bauteile zueinander mittels Kontaktbereichen definiert werden. Berührungsflächen von Körpern werden von ANSYS automatisch mit der Kontaktbedingung *Verbund* versehen. Kontaktbereiche sind stets zu überprüfen und ggf. manuell zu korrigieren. So wird von ANSYS an der Stelle, wo die Kugel das Piezoelement berührt, ein Kontakt *Verbund* eingefügt. Dies entspricht jedoch nicht den realen Gegebenheiten. Ein Verbund würde die Bewegungsfreiheit der Baugruppe behindern und insbesondere das Ergebnis der Modalanalyse verfälschen. Durch die Verspannung mittels Federn soll ein Abheben des Piezoelements von der Kugeloberfläche vermieden werden. Von den drei translatorischen und den drei rotatorischen Freiheitsgraden soll also lediglich die Translation in x-Richtung unterbunden werden. Dies kann dadurch erreicht werden, dass der Kontakt als Lagerung „*externe Verschiebung*“ definiert wird. Unter den Optionen kann nun die Verschiebung in der gewünschten Achse lokal unterbunden werden. Diese Randbedingung ist für die Kugel und das Piezoelement zu definieren und ist in *Abbildung 5.3* mit den Buchstaben B und C dargestellt.

### 5.3.3 Lastrandbedingungen und Trägheitslasten

Unter den Lasten werden alle Bedingungen definiert, die mittelbare oder unmittelbare Auswirkungen auf das Untersuchungsergebnis haben. Dies können Kräfte, Drücke, thermische Belastungen, Momente, Schraubenvorspannkräfte u.v.m. sein. Als Trägheitslasten gelten z.B. Belastungen, die infolge einer Beschleunigung oder

der Erdanziehungskraft entstehen. Der BKT wird vor allem durch die Erdanziehungskraft sowie durch die innere Verspannung mittels Federn belastet. Die Erdanziehung wirkt immer auf die Baugruppe. Sie kann als Vektor, der in z-Richtung des globalen Koordinatensystems wirkt, angetragen werden. In *Abbildung 5.2* ist dieser Vektor gelb dargestellt. Der Winkel  $\alpha$  hat einen bedeutenden Einfluss auf die Belastung der Baugruppe durch die Erdanziehung. Dies wird im Speziellen in *Unterabschnitt 5.4.4* in einer Parameterstudie untersucht.

Federn lassen sich in ANSYS Workbench in den *Kontaktbereichen* nachbilden. Hierfür müssen lediglich die Angriffspunkte definiert und die Federkonstante sowie eine Vorspannkraft angegeben werden. Wurden alle Angaben getätigt, so wird auch optisch, wie in *Abbildung 2.3* zu sehen, eine Feder eingefügt.

## 5.4 Simulationen

In den folgenden Unterabschnitten werden die durchgeführten Simulationen erläutert und die Ergebnisse tabellarisch dargestellt. Die Untersuchungen wurden in der Form aufgebaut, dass ausgehend vom kleinsten Untersuchungsobjekt - dem BKT - das Modell der Gesamtbaugruppe erarbeitet wird.

Es ergeben sich acht Analysen in der folgenden Reihenfolge:

1. Ermittlung der Eigenfrequenzen eines BKT (ohne weitere Teile)
2. Ermittlung der Spannungen und Eigenfrequenzen einer Baugruppe BKT
3. Ermittlung der Spannungen und Eigenfrequenzen zweier gekreuzter Baugruppen BKT (RT und NT) ohne Kristallaufbauten
4. Parameterstudie - Ermittlung der Spannungen und Eigenfrequenzen der Gesamtbaugruppe bei Variation des externen Auslenkungswinkels  $\alpha$  im Intervall von  $0^\circ$  bis  $60^\circ$
5. Ermittlung der Spannungen und Eigenfrequenzen der Gesamtbaugruppe ohne Federn
6. Parameterstudie - Ermittlung der Spannungen und Eigenfrequenzen der Gesamtbaugruppe bei Variation der Federgelenkdicke  $t$
7. Ermittlung der Spannungen und Eigenfrequenzen der Gesamtbaugruppe bei einer internen Auslenkung von  $\varphi = 0,5^\circ$
8. Ermittlung der benötigten Federvorspannkraft

Diese Vorgehensweise ermöglicht es, den Einfluss der einzelnen Bauteile auf die strukturmechanischen und Schwingungseigenschaften des BKT zu erkennen. Eine Auswertung der Daten erfolgt in *Kapitel 6*.

### 5.4.1 Schwingungsverhalten eines Biege-Kipp-Tisches

In einer ersten Analyse sollen die Eigenfrequenzen (EF) eines BKT untersucht werden. Eine Ermittlung der Spannung in den Gelenken ist in diesem Abschnitt nicht notwendig, da lediglich die Gewichtskraft auf das Bauteil wirkt.

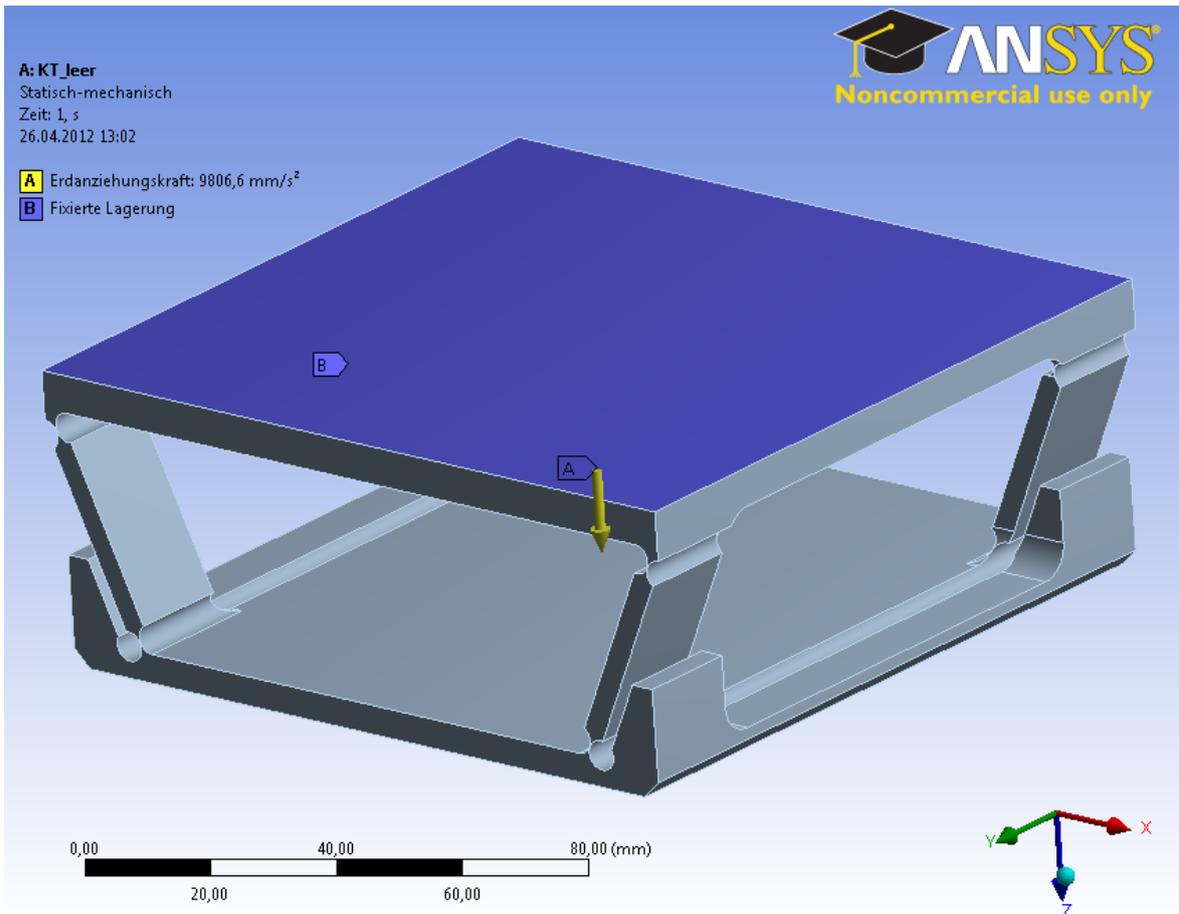


Abbildung 5.2: BKT ohne weitere Bauteile

In *Tabelle 5.3* sind die Ergebnisse der Modalanalyse zusammengefasst.

Tabelle 5.3: Eigenfrequenzen eines BKT [Hz]

1.EF	2.EF	3.EF	4.EF	5.EF
10,7	764	865	1221	1944

Bei der ersten Eigenfrequenz stellt sich hierbei erwartungsgemäß ein Schwingen um die y-Achse ein. In der zweiten Eigenform rotiert die untere Befestigungsplatte hauptsächlich um die z-Achse.

### 5.4.2 Ein Biege-Kipp-Tisch inklusive Motorbaugruppe

In diesem Unterabschnitt wird ein BKT als Baugruppe inklusive der Federn untersucht. Es wurde die von-Mises-Vergleichsspannung in den acht Federgelenken ermittelt. Die Werte sind der *Tabelle 5.4* zu entnehmen.

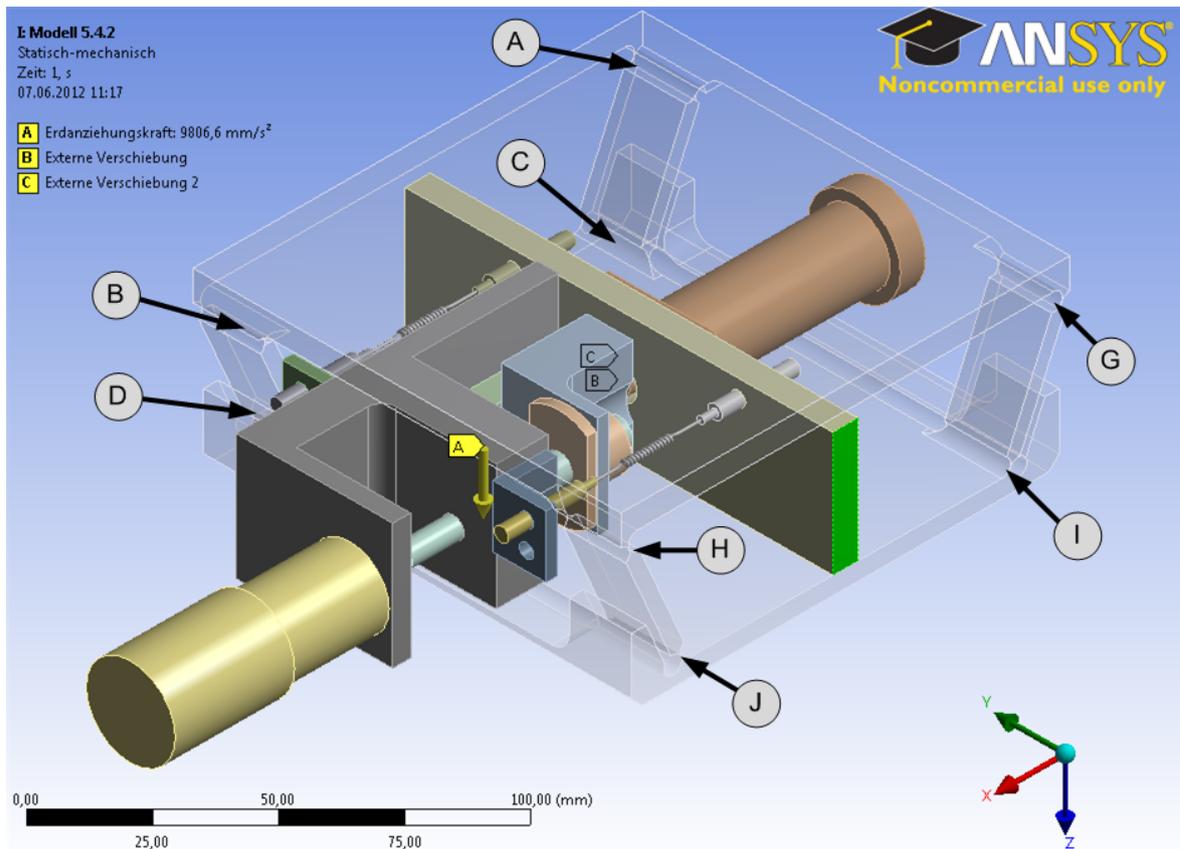


Abbildung 5.3: Modell der Baugruppe BKT mit Bezeichnung der Gelenke

Tabelle 5.4: von-Mises-Vergleichsspannung in den acht Federgelenken [MPa]

$\sigma_A$	$\sigma_B$	$\sigma_C$	$\sigma_D$	$\sigma_G$	$\sigma_H$	$\sigma_I$	$\sigma_J$
17,9	20,5	5,5	10,9	18,2	22,1	13,7	25,5

Vergleicht man die Spannungen der in x-Richtung jeweils gegenüberliegenden Gelenke (z.B. C und D), so wird bereits in diesem Modell der Einfluss der Federkraft deutlich. Die Ergebnisse bestätigen qualitativ die in *Unterabschnitt 4.2.2* prognostizierten Entwicklungen. Die Unterschiede zwischen den in y-Richtung gegenüberliegenden Gelenken (z.B. D und J) resultiert aus einer Torsionsbeanspruchung durch die asymmetrische Anordnung der Federn in y-Richtung.

Tabelle 5.5: Eigenfrequenzen der Baugruppe BKT [Hz]

1.EF	2.EF	3.EF	4.EF	5.EF
654	689	738	784	927

Durch die innere Verspannung ist der BKT in seiner Bewegungsfreiheit eingeschränkt. Als erste Eigenform zeigt sich eine Drehung um die Hochachse.

### 5.4.3 Zwei Biege-Kipp-Tische in gekreuzter Anordnung

In dieser Simulation wurden die beiden BKT in gekreuzter Anordnung, jedoch ohne die Kristallaufbauten untersucht. Die Bezeichnung der Gelenke im NT ist analog

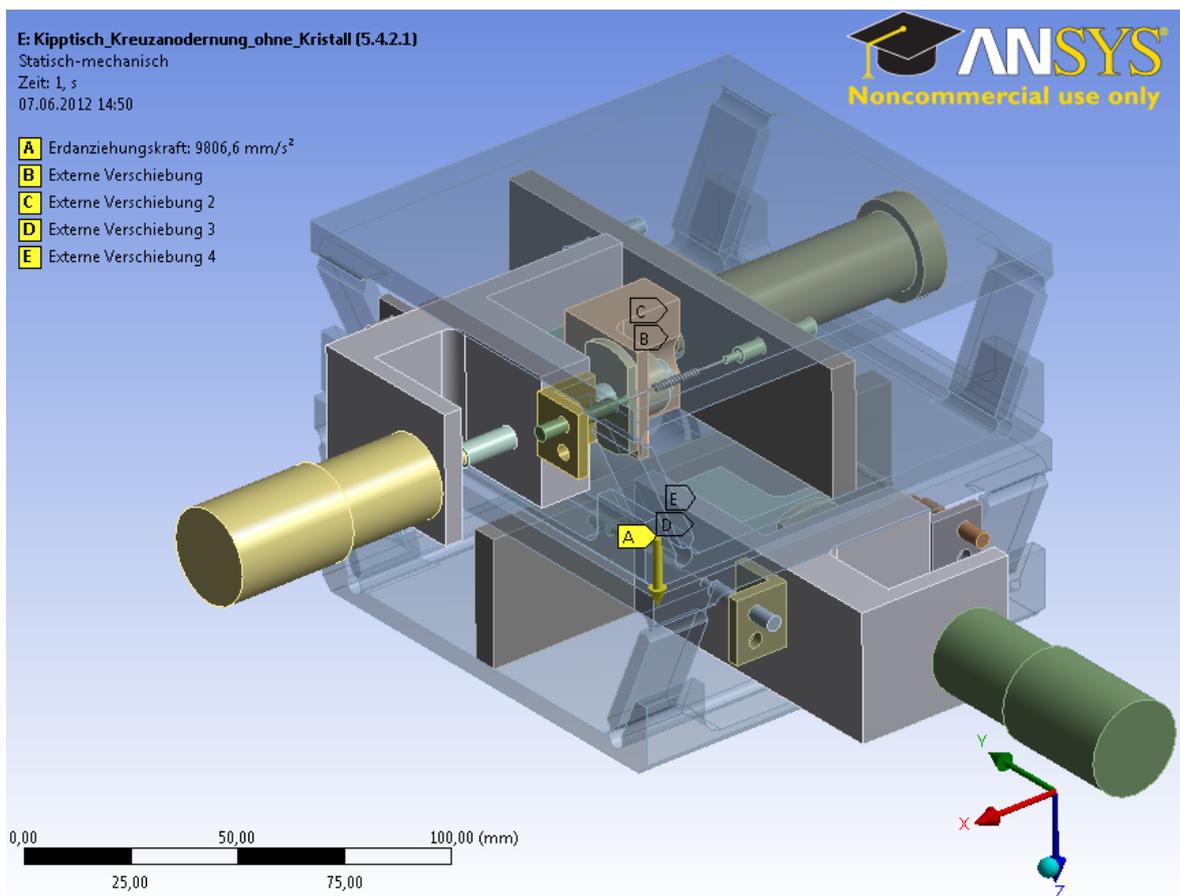


Abbildung 5.4: Modell der gekreuzten BKT

zum RT, d.h. um 90° um die z-Achse verdreht. Verglichen mit den Ergebnissen

aus *Unterabschnitt 5.4.1* und *Unterabschnitt 5.4.2* zeigt sich, dass die Eigenfrequenzen sinken. Die Spannungen in den Federgelenken des RT sind höher als im NT.

**Tabelle 5.6:** von-Mises-Vergleichsspannung in den 16 Federgelenken [MPa]

RT							
$\sigma_{A1}$	$\sigma_{B1}$	$\sigma_{C1}$	$\sigma_{D1}$	$\sigma_{G1}$	$\sigma_{H1}$	$\sigma_{I1}$	$\sigma_{J1}$
39,0	42,9	27,9	21,1	34,8	45,0	28,0	42,3
NT							
$\sigma_{A2}$	$\sigma_{B2}$	$\sigma_{C2}$	$\sigma_{D2}$	$\sigma_{G2}$	$\sigma_{H2}$	$\sigma_{I2}$	$\sigma_{J2}$
25,1	29,7	5,0	10,0	12,6	13,9	12,8	22,6

**Tabelle 5.7:** Eigenfrequenzen von zwei gekreuzten BKT [Hz]

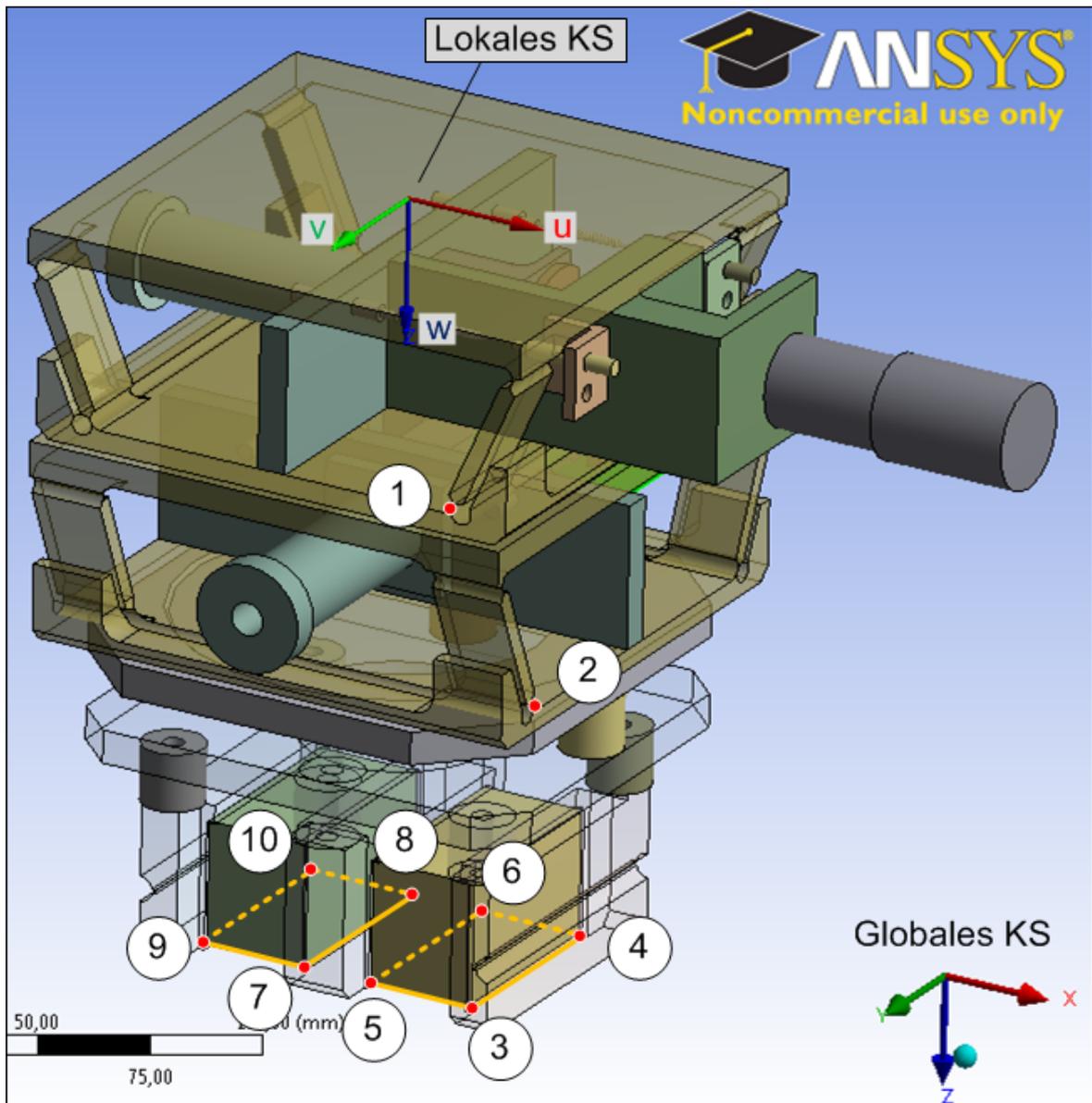
1.EF	2.EF	3.EF	4.EF	5.EF
488	592	645	691	715

#### 5.4.4 Parameterstudie - Einfluss der externen Auslenkung

ANSYS Workbench bietet eine komfortable Umgebung zur Untersuchung von Parametern. Im CAD-Programm werden diese zunächst definiert, anschließend an ANSYS übergeben und von dort aus gesteuert. In Solid Edge ST3 müssen hierfür in *Konstruktionstabellen* die betreffenden Maße mit einem *Namen* und dem *Parameterschlüssel* „\_DS“ hinterlegt werden. Nachdem diese dann im ANSYS-DesignModeler markiert wurden, bildet sich ein Parametersatz, in dem sogenannte Design Points, d.h. automatisch ablaufende Studien, definiert werden können. Es ist auch möglich, bereits für die Modellierung verwendete Koordinatensysteme aus dem CAD-Modell zu übernehmen.

In diesem Unterabschnitt soll untersucht werden, inwiefern das Schwenken der Baugruppe Einfluss auf das Schwingungs- und Verformungsverhalten hat. Es wurde ein lokales Koordinatensystem an der oberen Befestigungsplatte eingeführt, welches in 10°-Schritten um die x-Achse gedreht wird. Während die Erdanziehungskraft stets in z-Richtung des globalen Koordinatensystems (unten rechts) wirkt, ändert sich die Winkellage der Baugruppe innerhalb der einzelnen Design Points. Die beiden Koordinatensysteme sind in *Abbildung 5.5* eingezeichnet. Für die Simulation wurde das Modell aus *Unterabschnitt 5.4.3* um die Kristallaufbauten vervollständigt. Die Ergebnisse der Untersuchung sind in *Tabelle 5.8* bis *Tabelle 5.10* aufgelistet.

Die Punkte 1 bis 10 dienen als Referenz für die Ausgabe von Verschiebungskomponenten. Anhand der Werte lässt sich erkennen, in welche Richtung die Punkte 1 bis 10 driften. Daraus können Winkelabweichungen der Kristalloberflächen für die Roll- und Nickbewegung bei den unterschiedlichen Werten für  $\alpha$  ermittelt werden. Dies ist wichtig, um ggf. die Position der Baugruppe im Strahlbetrieb vorrausschauend korrigieren zu können. Die konkreten Werte für die Verschiebungskomponenten können *Anhang A* entnommen werden. Eine Berechnung der Winkelabweichung bei  $\alpha = 0^\circ$ , sowie eine Trenddarstellung für einige Punkte erfolgt in *Abschnitt 6.3*.



**Abbildung 5.5:** Modell der Gesamtbaugruppe. Die Punkte 1 bis 10 dienen der Ausgabe von Verschiebungskomponenten und werden in *Abschnitt 6.3* zur Berechnung der Kristallverkipfung genutzt.

**Tabelle 5.8:** von-Mises-Vergleichsspannung in den Federgelenken des RT [MPa]

RT								
Winkel $\alpha$	$\sigma_{A1}$	$\sigma_{B1}$	$\sigma_{C1}$	$\sigma_{D1}$	$\sigma_{G1}$	$\sigma_{H1}$	$\sigma_{I1}$	$\sigma_{J1}$
0°	31,8	48,6	13,2	23,4	34,7	51,1	26,4	41,7
10°	33,4	48,1	24,5	23,0	36,1	52,3	22,4	43,9
20°	35,3	47,8	25,3	23,6	37,1	53,1	30,5	47,4
30°	37,8	46,5	23,0	13,4	38,5	54,1	19,5	29,2
40°	39,9	46,0	22,1	14,5	38,8	54,1	27,2	46,7
50°	42,3	45,4	18,3	18,9	38,7	54,2	36,4	55,1
60°	44,4	44,7	26,7	20,7	38,6	53,5	32,0	51,9

**Tabelle 5.9:** von-Mises-Vergleichsspannung in den Federgelenken des NT [MPa]

NT								
Winkel $\alpha$	$\sigma_{A2}$	$\sigma_{B2}$	$\sigma_{C2}$	$\sigma_{D2}$	$\sigma_{G2}$	$\sigma_{H2}$	$\sigma_{I2}$	$\sigma_{J2}$
0°	14,9	32,7	4,0	7,5	5,1	18,6	4,7	15,1
10°	16,3	34,1	3,9	10,8	5,4	20,1	5,1	16,2
20°	18,0	35,3	4,1	12,1	5,5	21,3	6,4	15,7
30°	19,5	36,2	3,3	6,4	6,0	22,5	5,7	17,4
40°	21,9	36,9	5,4	7,9	7,7	23,2	8,3	17,9
50°	24,0	36,7	3,6	14,4	9,7	23,7	10,4	13,4
60°	26,0	36,8	7,1	12,6	11,9	23,5	10,3	18,8

**Tabelle 5.10:** Eigenfrequenzen der Gesamtbaugruppe [Hz]

Winkel $\alpha$	1.EF	2.EF	3.EF	4.EF	5.EF
0°	349	379	558	642	692
10°	346	376	558	641	692
20°	345	375	557	639	690
30°	349	380	559	640	690
40°	345	376	557	640	691
50°	346	375	557	641	692
60°	344	373	556	640	692

### 5.4.5 Gesamtbaugruppe bei $\alpha = 0^\circ$ ohne Federkraft

In diesem Abschnitt soll der Einfluss der Zugfedern untersucht werden. Grundlage hierfür ist das Modell aus *Abbildung 5.5* in der Position bei  $\alpha = 0^\circ$ , jedoch ohne Federn. Diese Untersuchung soll eine Antwort auf die Frage geben, ob die Federn das Schwingungsverhalten der Baugruppe beeinflussen. In *Tabelle 5.11* sind die Ergebnisse der Analyse dargestellt. Mit  $\sigma_{1max}$  wird maximale Spannung im RT und mit  $\sigma_{2max}$  die maximale Spannung im NT bezeichnet.

**Tabelle 5.11:** maximale von-Mises-Vergleichsspannung und Eigenfrequenzen bei  $\alpha = 0^\circ$  ohne Federkraft

$\sigma_{1max}$ [MPa] (Gelenk H)	$\sigma_{2max}$ [MPa] (Gelenk A)	1.EF [Hz]	2.EF [Hz]	3.EF [Hz]	4.EF [Hz]	5.EF [Hz]
11,8	8,9	349	379	558	642	692

Vergleicht man die Eigenfrequenzen aus *Tabelle 5.11* mit den Werten aus *Tabelle 5.10*, so zeigt sich, dass die Federn keinen Einfluss auf die Eigenfrequenzen haben.

Diese Simulation dient zudem als Vergleichsmodell für die in *Unterabschnitt 4.2.1* durchgeführte theoretische Betrachtung. Die statischen Berechnungen ergaben eine maximale Spannung von 10,9 MPa, während ANSYS einen Wert von 11,77 MPa ermittelt hat. Demnach liegt der FEM-Wert etwa 8% über dem theoretischen Wert. Dies ist auf die bereits erwähnten Vereinfachungen bei der Berechnung zurückzuführen. Das FE-Modell kann als realistisch angesehen werden.

### 5.4.6 Parameterstudie - Einfluss der Federgelenkdicke

Für die Analyse in diesem Abschnitt wurde das Modell aus *Abbildung 5.5* bei  $\alpha = 0^\circ$  verwendet. Es soll hier untersucht werden, inwieweit die Federgelenkdicke  $t$  das Schwingungsverhalten der Baugruppe beeinflusst. Die Gelenkdicke wurde in einer Studie in Zehntel-Millimeter-Schritten bis auf 0,5mm erhöht. Ob solche Abmessungen technisch sinnvoll sind - und eine interne Auslenkung von den Aktoren noch ausgeführt werden kann - ist nicht Gegenstand der Untersuchung.

Aus den Werten der *Tabelle 5.12* ist zu erkennen, dass die Spannungen mit zunehmender Federgelenkdicke abnehmen und die Eigenfrequenzen steigen.

**Tabelle 5.12:** maximale Spannung in den Federgelenken (Gelenk B) und Eigenfrequenzen bei Variation der Federgelenkdicke  $t$

Federgelenk- dicke $t$ [mm]	$\sigma_{1max}$ [MPa]	$\sigma_{2max}$ [MPa]	1.EF [Hz]	2.EF [Hz]	3.EF [Hz]	4.EF [Hz]	5.EF [Hz]
0,075	51,1	32,8	349	379	558	642	692
0,1	40,8	25,8	357	388	565	644	692
0,2	24,3	14,9	385	422	583	650	692
0,3	18,6	11,3	402	444	593	653	692
0,4	15,7	9,3	415	460	599	655	692
0,5	14,2	8,4	425	474	605	657	692

### 5.4.7 Verhalten bei interner Auslenkung von $\varphi = 0,5^\circ$

In diesem Abschnitt soll untersucht werden, welches Verhalten die Baugruppe zeigt, wenn beide BKT intern um  $\varphi = 0,5^\circ$  ausgelenkt werden. Im Besonderen soll in Erfahrung gebracht werden, welche maximalen Gelenkspannungen für diesen Belastungsfall auftreten.

In den Modellen zuvor wurde die Randbedingung *externe Verschiebung* an der Kugel und dem Piezoelement eingeführt und mit dem Wert 0 mm<sup>9</sup> festgesetzt. Bei der internen Auslenkung wird der Motor angesteuert und die Kugel übt eine Kraft auf das Piezoelement aus. Über Winkelbeziehungen kann ermittelt werden, dass die Kugel etwa 0,175 mm bewegt werden muss, um diese Auslenkung zu erzielen. Es kann dieser Wert also für die *externe Verschiebung* eingegeben werden. Durch die zusätzliche Kraft sind die Federgelenke stärker belastet, sodass die Spannungen deutlich ansteigen werden. Diese Studie wird bei einer externen Auslenkung von  $0^\circ$  und  $60^\circ$  durchgeführt.

**Tabelle 5.13:** maximale von-Mises-Vergleichsspannung und Eigenfrequenzen bei interner Auslenkung von  $\varphi = 0,5^\circ$

Winkel $\alpha$	$\sigma_{1max}$ [MPa]	$\sigma_{2max}$ [MPa]	1.EF [Hz]	2.EF [Hz]	3.EF [Hz]	4.EF [Hz]	5.EF [Hz]
$0^\circ$	240,5 (J)	248,8 (I)	349	379	558	642	692
$60^\circ$	257,7 (C)	200,3 (D)	344	373	556	640	692

Der *Tabelle 5.13* kann entnommen werden, dass die Spannungen in den Federgelenken auf  $\approx 250\text{MPa}$  ansteigen. Eine Veränderung der Eigenfrequenzen im Ver-

<sup>9</sup> bezogen auf die Achsen des lokalen KS (RT: u-Achse; NT: v-Achse)

gleich zu den Simulationen aus *Unterabschnitt 5.4.4* kann nicht festgestellt werden.

### 5.4.8 Ermittlung der benötigten Federvorspannkraft

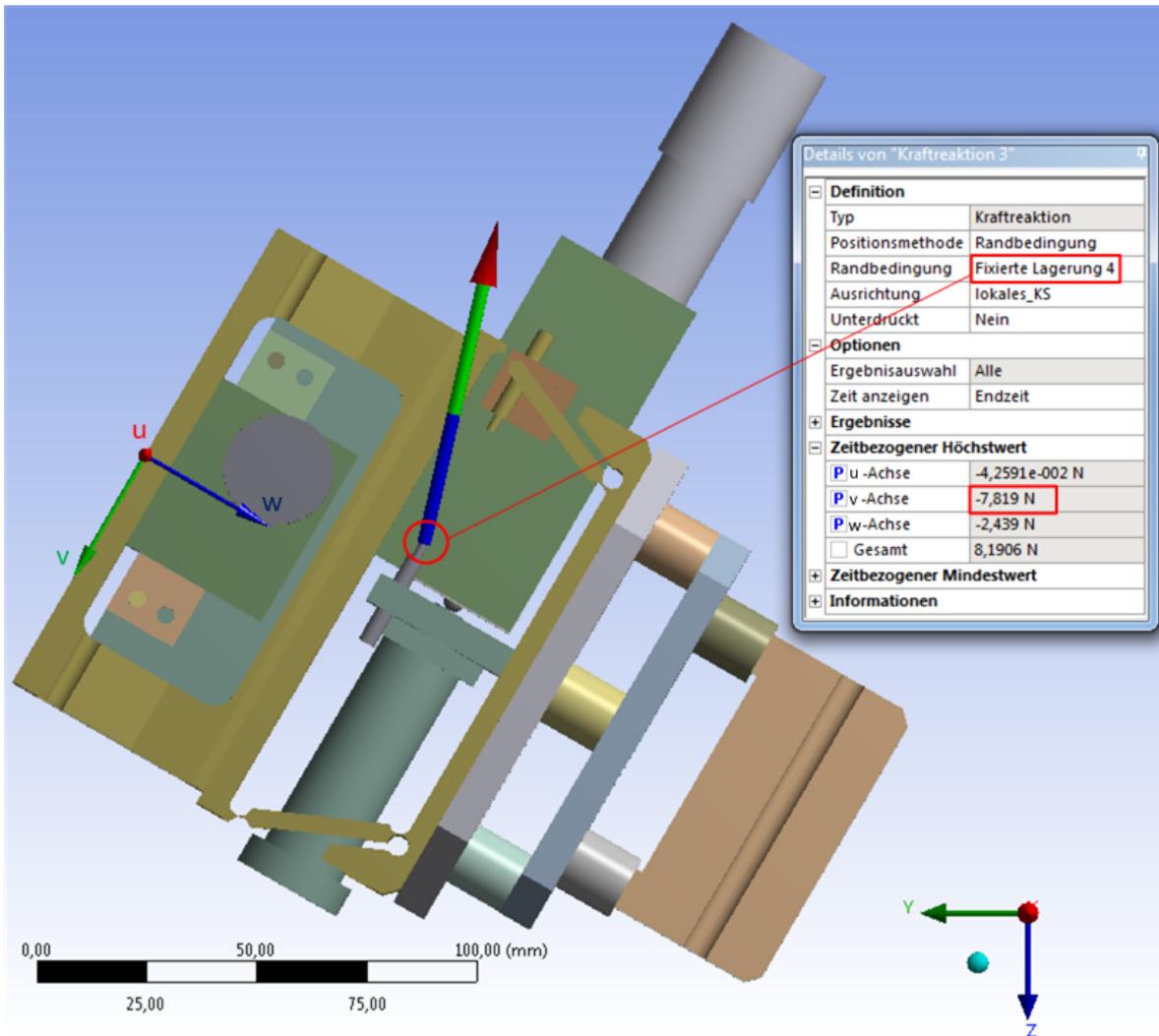
In dieser Simulation soll nun ermittelt werden, wie groß die Federkraft mindestens sein muss, um die Funktion der Baugruppe zu gewährleisten. Die bisherigen Untersuchungen zeigten, dass die Zugfedern keinen Einfluss auf die Eigenfrequenzen der Baugruppe haben und die Spannungen, die sie erzeugen, innerhalb der zulässigen Materialkennwerte liegen.

Es müssen zwei Situationen untersucht werden:

- **Fall 1:**  
Wie groß ist die Kraft, die benötigt wird, um ein Abheben des Piezoelements von der Kugeloberfläche aufgrund der Erdanziehungskraft zu unterbinden?
- **Fall 2:**  
Wie groß ist die Kraft, die benötigt wird, um beim Zurückfahren der Gewindestindel das Piezoelement gegen die Kugel zu ziehen?

Die Simulation für den *ersten Fall* kann wie folgt durchgeführt werden. Die Gesamtbaugruppe wird um den Winkel  $\alpha = 60^\circ$  ausgelenkt. In dieser Position müssen die Federn die größte Kraft aufnehmen, da das Moment, welches durch die Gewichtskraft erzeugt wird, am größten ist. An der Berührungsstelle zwischen Kugel und Piezoelement wird *keine Kontaktbedingung* oder *Lagerung* definiert, da in diesem Bereich kein Freiheitsgrad gebunden werden soll. An den Stirnflächen der Feder-Justier-Schrauben, welche sich an der Montageplatte befinden, wird eine *fixierte Lagerung* eingefügt. Nun ist es möglich unter den *Lösungen* eine Kraftreaktion an diesen Lagerungen zu ermitteln. Diese Lagerreaktion entspricht der Kraft, die von den Zugfedern mindestens aufgebracht werden muss, um die Montageplatte mit dem Piezoelement gegen die Kugel zu ziehen. Da Schraubenfedern nur in axialer Richtung eine Kraft ausüben oder aufnehmen können, ist für deren konstruktive Auslegung die v-Komponente dieser Kraft maßgeblich.

In *Abbildung 5.6* ist der resultierende Kraftvektor an der Feder-Justier-Schraube sichtbar. Jede Zugfeder muss eine Kraft von  $F \approx 7,8N$  aufnehmen.



**Abbildung 5.6:** Kraftreaktion an den Feder-Justier-Schrauben infolge der Erdanziehungskraft

Für den *zweiten Fall* wird das Modell in der nichtausgelenkten Lage ( $\alpha = 0^\circ$ ) verwendet. Wie bereits in *Unterabschnitt 5.4.7* erläutert, ist für eine interne Auslenkung von  $\varphi = 0,5^\circ$  eine Verschiebung der Kugel von 0,175 mm notwendig. Um sicherzustellen, dass das Piezoelement der Bewegung beim Zurückfahren der Spindel folgt, kann parametrisch eine Kraft auf die Stirnflächen der Feder-Justier-Schrauben aufgebracht werden und die Verschiebung an der Berührungsstelle zwischen Piezoelement und Kugel beobachtet werden. Für diese Untersuchungen wurden drei Berechnungen mit Werten von 10N, 5N und 3N durchgeführt. Die Ergebnisse der Simulation sind in *Tabelle 5.14* dargestellt.

Bereits eine Kraft von  $F = 3N$  ist ausreichend, um die Funktionsfähigkeit der Baugruppe bei  $\alpha = 0^\circ$  zu gewährleisten. Da es möglich ist, dass in der praktischen

**Tabelle 5.14:** Verschiebung am Piezoelement infolge verschiedener Federkräfte

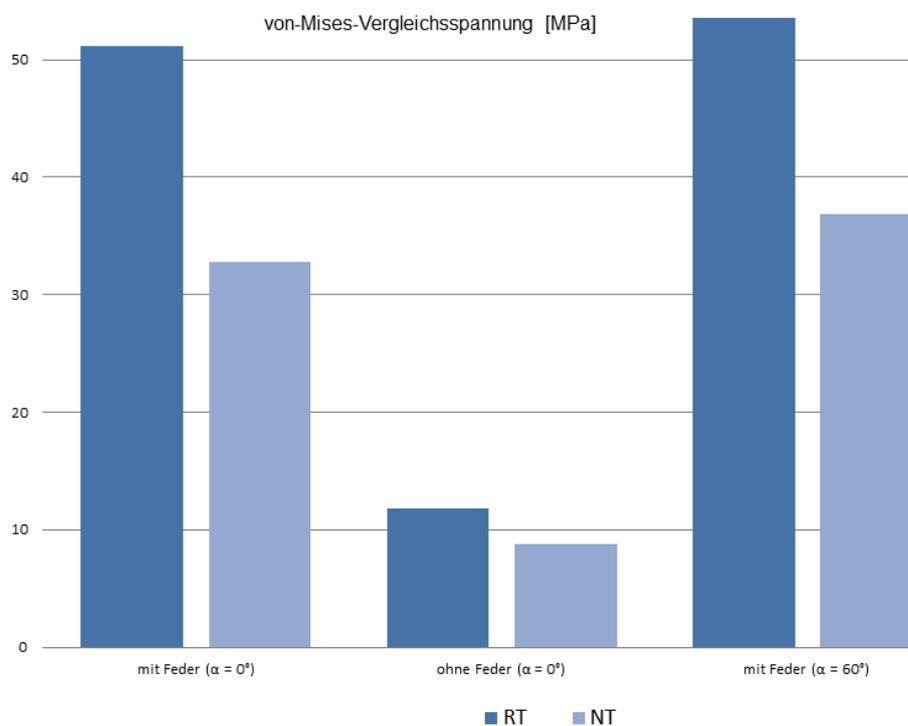
Kraft [N]	Reaktion am RT [mm]	Reaktion am NT [mm]
10	0,63	0,73
5	0,30	0,36
3	0,18	0,21

Anwendung beide Fälle gleichzeitig auftreten, müssen die ermittelten Kräfte noch addiert werden. Daraus ergibt sich eine benötigte Federvorspannkraft von  $F_F = 10,8N$ . Die Zugfedern der existierenden Baugruppe werden mit einer deutlich höheren Vorspannkraft betrieben. Die Funktionsfähigkeit ist somit gewährleistet. Da nicht zu erwarten ist, dass die erzeugten Spannungen in den Federgelenken zu einem Versagen des Bauteils führen, gibt es keinen Grund die verwendeten Federn neu auszulegen.

# 6 Auswertung der Ergebnisse

## 6.1 Spannungen

In diesem Abschnitt werden die Spannungen in den Federgelenken unter den simulierten Belastungssituationen ausgewertet. In *Abbildung 6.1* sind die maximalen von-Mises-Vergleichsspannungen gegenüber gestellt. Es können die folgenden Er-

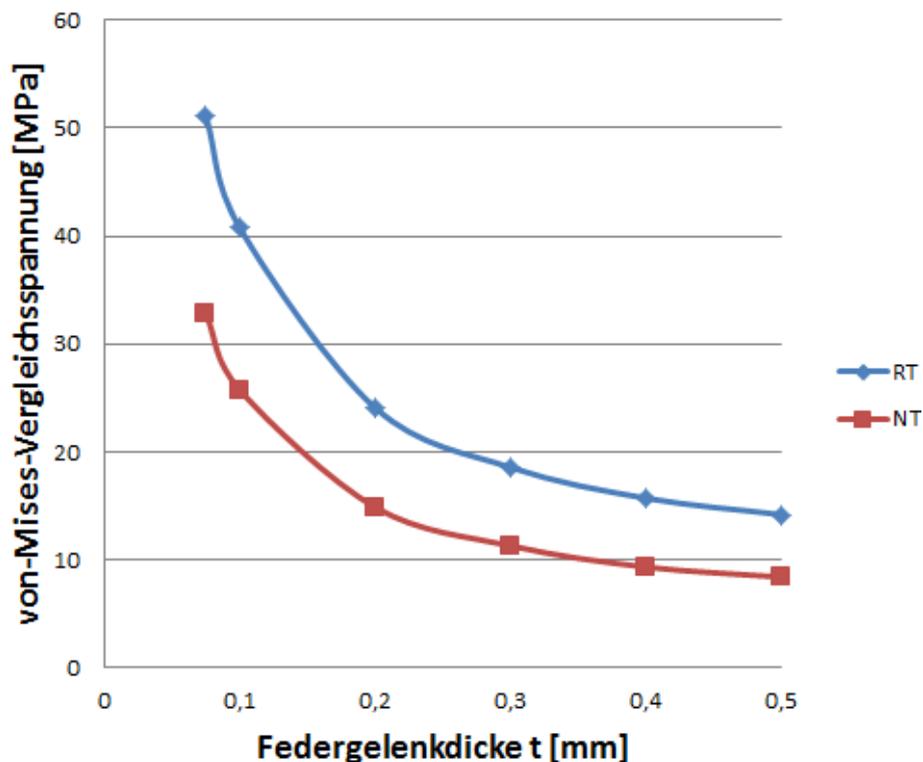


**Abbildung 6.1:** max. von-Mises-Vergleichsspannung in den Federgelenken bei verschiedenen Beanspruchungssituationen (ohne interne Auslenkung)

kenntnisse festgehalten werden:

- Die Spannungen in den Gelenken des RT sind höher als im NT.
- Durch die Federkraft erhöhen sich die maximalen Spannungen in beiden BKT. Diese zeigt sich insbesondere als zusätzliche Belastung in den Gelenken B, D, H und J.

- Das Schwenken der Baugruppe um den Winkel  $\alpha$  führt zu einem leichten Anstieg der Spannungen, da die Gewichtskraft vermehrt als Querkraft auf die Gelenke übertragen wird.
- Durch eine interne Auslenkung von  $\varphi = 0,5^\circ$  steigen die Spannungen auf bis zu  $\approx 250\text{MPa}$  an.
- Eine Vergrößerung der Federgelenkdicke  $t$  führt erwartungsgemäß zu einer Reduzierung der Spannungen
- Alle ermittelten Spannungen liegen deutlich unter der  $R_{p0,2}$ -Grenze, sodass ein Bauteilversagen ausgeschlossen werden kann.



**Abbildung 6.2:** max.von-Mises-Vergleichsspannung in den Federgelenken bei Variation der Federgelenkdicke  $t$

Ein Vergleich der errechneten Spannungen aus *Unterabschnitt 4.2.2* mit den ermittelten Werten nach *Tabelle 5.8* und *Tabelle 5.9* für  $\alpha = 0^\circ$  zeigt, dass ANSYS größere Werte ermittelt hat. Dies kann dadurch erklärt werden, dass durch die Zugfedern eine Querkraft sowie eine Torsionsbeanspruchung erzeugt wird. Es stellt sich ein mehrachsiger Spannungszustand und die Gelenke müssen zusätzlich zu den *Normalspannungen* (Zug- oder Druckspannung) auch *Tangentialspannungen durch Schub* aufnehmen. In der theoretischen Lösung sollte die Auswirkung der Federkraft auf

die Normalspannungen gezeigt werden, für die FE-Simulation ist die *von-Mises-Vergleichsspannung* die geeignete Größe zur Beanspruchungsbeurteilung, da diese auch Tangentialspannungen mit berücksichtigt.

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass die Federgelenke des BKT gut dimensioniert sind und es keine Probleme hinsichtlich der Festigkeit gibt. Da sich auch in der praktischen Anwendung zeigte, dass die Gelenke keinen Ermüdungsbrüchen unterliegen und sie dünn genug sind, um die Auslenkung zu realisieren, gibt es keinen Grund, diese neu zu dimensionieren.

## 6.2 Frequenzen

Mit FE-Simulationsprogrammen wie ANSYS ist es möglich, durch die Modalanalyse Eigenfrequenzen mit den dazugehörigen Eigenformen zu ermitteln. Zwar gibt ANSYS auch Werte für die Verformung (Amplitude) aus, diese haben jedoch keine physikalische Bedeutung, da zwei wesentliche Größen - Anregung und Dämpfung - fehlen. In *Kapitel 7* wird auf weitergehende Untersuchungen unter Berücksichtigung dieser Parameter eingegangen.

Die Eigenkreisfrequenz eines ungedämpften Systems wird durch deren Steifigkeit  $k$  und Masse  $m$  bestimmt.

$$\omega_u = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (6.1)$$

Zwischen Frequenz und Kreisfrequenz besteht der folgende Zusammenhang.

$$\omega = 2\pi \cdot f \quad (6.2)$$

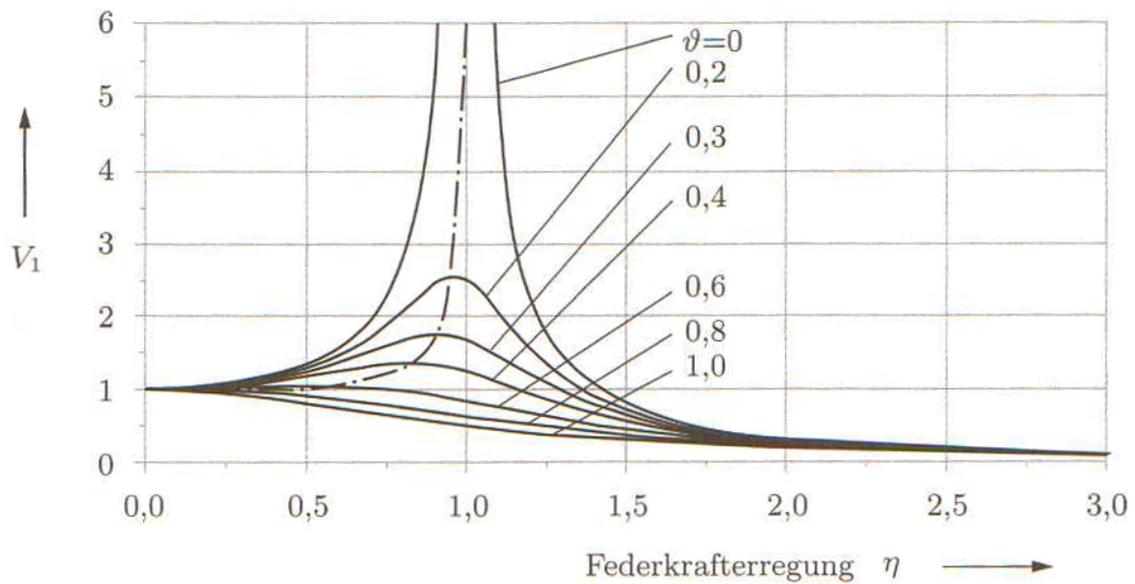
Da die Baugruppe aus verschiedenen Bauteilen mit unterschiedlichen Massen und Steifigkeiten besteht, handelt es sich um einen *Mehrmassenschwinger*. Solche Baugruppen besitzen mehrere Eigenfrequenzen und Eigenformen. Der BKT wird durch eine Erregerkreisfrequenz ( $\omega_e$ ) zum Schwingen angeregt. Deren Größe ist unbekannt. Je näher die Erregerkreisfrequenz bei einer bestimmten Eigenkreisfrequenz ( $\omega_0$ ) liegt, desto höher fallen die Schwingungsamplituden aus. [Geb11]

Diese Beziehung wird als *Kreisfrequenzverhältnis*  $\eta$  mit

$$\eta = \frac{\omega_e}{\omega_0} \quad (6.3)$$

bezeichnet.

Bei einem ungedämpften System (Dämpfungsgrad  $\vartheta = 0$ ) führt dies zu einem unkontrollierten Anstieg der Amplitude und somit zum Bauteilversagen. Dies wird als Resonanzfall bezeichnet. In *Abbildung 6.3* ist der Überhöhungsfaktor  $V_1$  in Abhängigkeit vom Kreisfrequenzverhältnis  $\eta$  und dem Dämpfungsgrad  $\vartheta$  dargestellt. Beim BKT handelt es sich um ein gedämpftes System, wobei die Größe des Dämpfungsgrades bisher unbekannt ist. Es ist lediglich bekannt, dass von der Baugruppe eine Schwingung mit einer Frequenz von  $f \approx 50\text{Hz}$  auf den Strahl übertragen wird. Daher ist eine abschließende Beurteilung und eine Bewertung der ermittelten Eigenfrequenzen bezüglich der Auswirkungen auf die Strahlqualität zu diesem Zeitpunkt nicht möglich.



**Abbildung 6.3:** Amplitudenfrequenzgang bei Federkraftherregung [AS10]

Die Simulationen aus *Kapitel 5* lassen bezüglich der Eigenfrequenzen folgende Schlüsse zu:

- Mit zunehmender Masse, sinken die Eigenfrequenzen. Dies konnte nach *Gleichung 6.1* erwartet werden.
- Die erste Eigenfrequenz der Gesamtbaugruppe stellt sich bei  $\approx 350\text{Hz}$  ein.
- Eine Variation des Winkels  $\alpha$  ist unbedeutend (siehe *Abbildung 6.4*).
- Die Federkraft hat keinen Einfluss.
- Eine Vergrößerung der Federgelenkdicke führt zu geringfügig größeren Frequenzen (siehe *Abbildung 6.5*). Dies ist auf die zunehmende Steifigkeit zurückzuführen.

Sollte es nach den weiterführenden Untersuchungen erforderlich sein, die Eigenfrequenzen zu verringern oder zu erhöhen, so kann eine Variation der Masse der Baugruppe ein probates Mittel darstellen. Eine Reduzierung der Eigenfrequenzen würde demnach durch eine Zusatzmasse realisiert werden können. Dies ist jedoch nur bis zu einem gewissen Punkt sinnvoll, da unter dieser Maßnahme die Genauigkeit mit welcher der Nick- bzw. Rollwinkel eingestellt werden kann, leidet.

Sollten mechanische Schwingungsdämpfer zum Einsatz kommen, so sind die Richtlinien für vakuumgerechtes Konstruieren zu berücksichtigen.

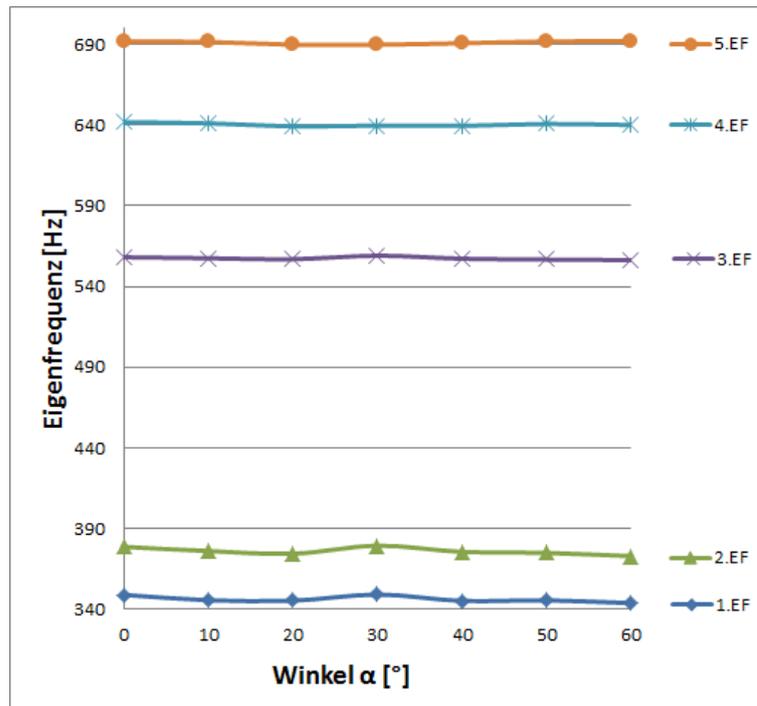


Abbildung 6.4: Eigenfrequenzen bei Variation des Winkels  $\alpha$

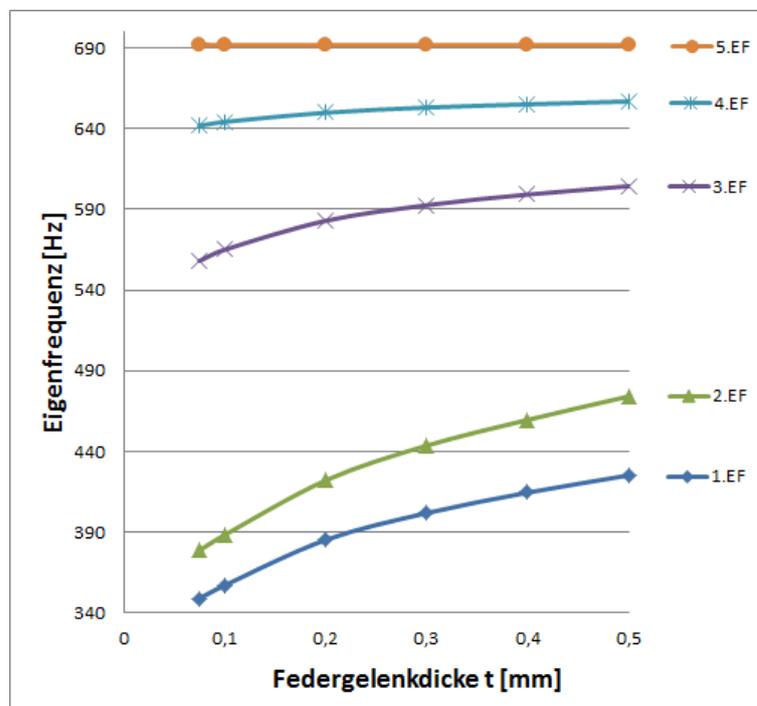


Abbildung 6.5: Eigenfrequenzen bei Variation der Federgelenkdicke  $t$

## 6.3 Statische Kristallverkipfung

### 6.3.1 Trenddarstellung für die Verschiebungskomponenten bei externer Auslenkung

Durch die externe Auslenkung der Baugruppe<sup>10</sup> ändert sich die Position der Punkte 1-10 aus *Abbildung 5.5* bezogen auf ihre geometrisch bestimmte Lage. Anhand der Werte aus *Tabelle A.1* und *Tabelle A.2* wurde in *Abbildung 6.6* die Längenänderung der v- und w-Komponenten der Punkte 4, 6, 8 und 10 in Abhängigkeit vom Winkel  $\alpha$  dargestellt. Um dies zu verdeutlichen, wurde die vw-Ebene des lokalen Koordinatensystems auf die yz-Ebene des globalen Koordinatensystems abgebildet. Mit dem jeweiligen Index der Achsenbezeichnung wird die Winkellage beschrieben. Für die Position bei  $\alpha = 0^\circ$  fallen lokales und globales Koordinatensystem aufeinander.

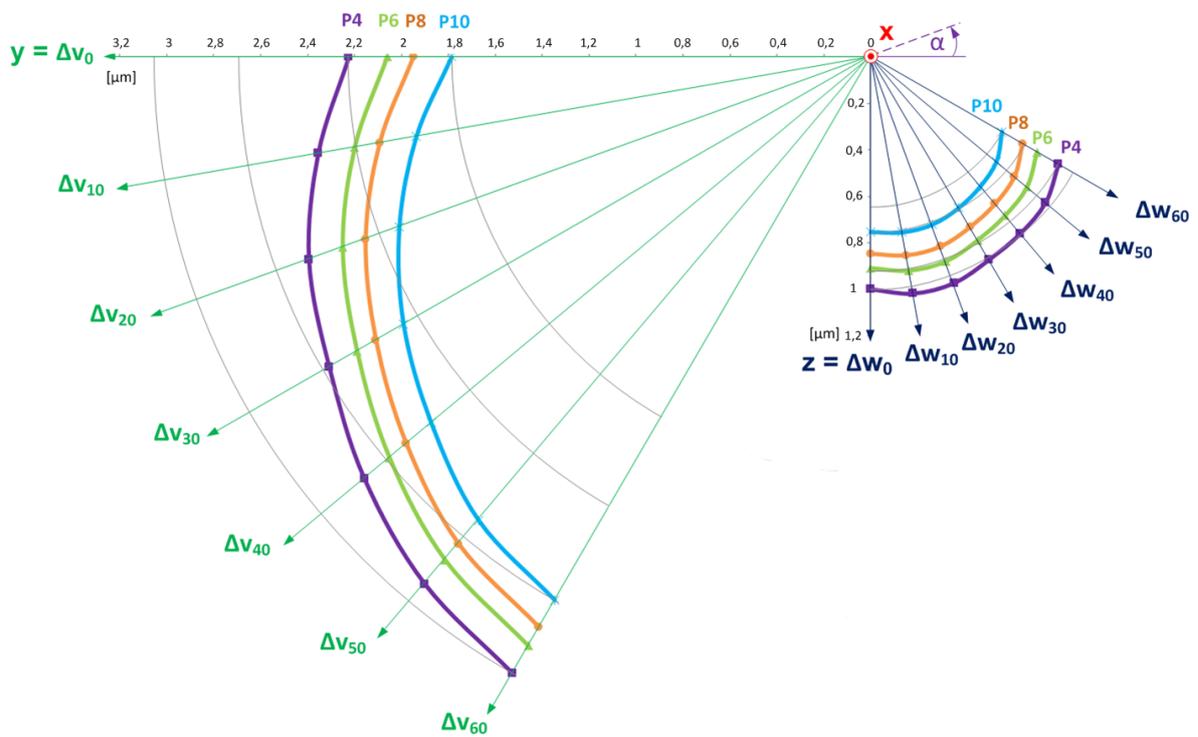
In dieser Darstellung werden die folgenden Eigenschaften der Baugruppe sichtbar. Alle vier Punkte werden in positiver Richtung der v- und w-Achse verschoben. Während die Verschiebung in v-Richtung aus den Federn des NT resultiert, ergibt sich die w-Komponente aus der Gewichtskraft. Mit zunehmendem Winkel  $\alpha$  steigt der Wert in v-Richtung, da die Wirkung der Gewichtskraft zunehmend in diese Achsrichtung zeigt. Gleichzeitig sinken die w-Werte. Dies kann sowohl für die Punkte 4, 6, 8 und 10, als auch für die Punkte 3, 5, 7 und 9 (siehe *Abbildung 6.7*) festgestellt werden.

Es zeigt sich, dass die Zugfedern des NT bei  $\alpha = 0^\circ$  eine Verschiebung verursachen, die etwa doppelt so groß ist wie jene, die durch die Gewichtskraft erzeugt wird. Weiterhin wird sichtbar, dass es eine Abweichung für den Rollwinkel gibt, denn die w-Verschiebung nimmt von Punkt 4 in Richtung 10 sowie von Punkt 3 nach 9 ab. Dies ist das Moment der Zugfedern des RT zurückzuführen.

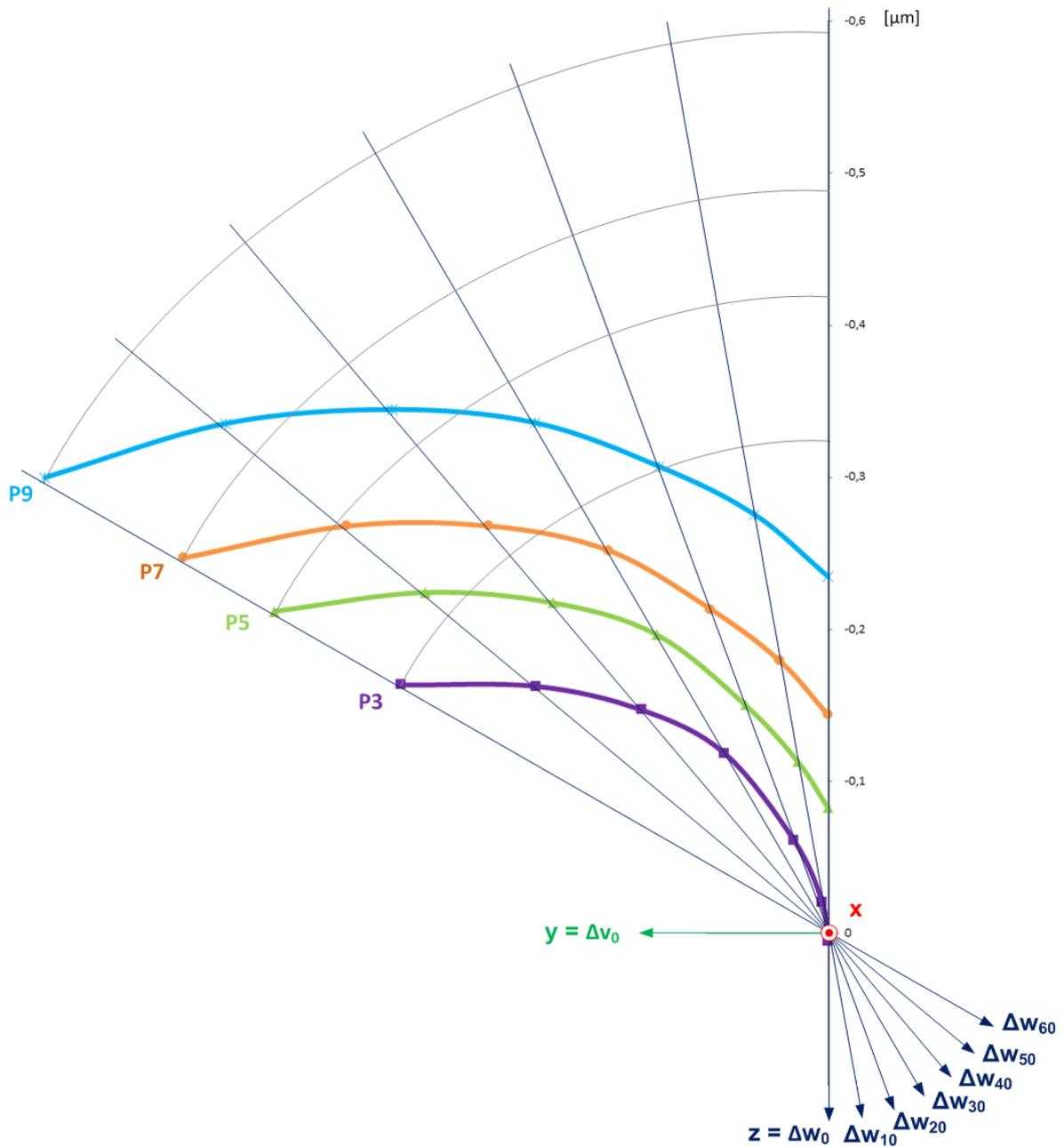
Analog zur *Abbildung 6.6* wurde die *Abbildung 6.7* für die Punkte 3, 5, 7 und 9 erstellt. Die v-Verschiebung ist an diesen Punkten identisch zur *Abbildung 6.6*. Aus diesem Grund werden hier lediglich die w-Werte betrachtet. Deren Beträge sind deutlich geringer und liegen überwiegend im negativen Bereich. Sie bestätigen die zuvor gewonnenen Erkenntnisse, dass die Kristallfläche um die v-Achse verkippt wird und eine Abweichung für den Rollwinkel existiert. Vergleicht man beide Diagramme miteinander<sup>11</sup>, so wird deutlich, dass es auch eine Abweichung für den Nickwinkel gibt. Deren Betrag ist größer als für den Rollwinkel.

<sup>10</sup> Drehung des lokalen Koordinatensystems um die x-Achse

<sup>11</sup> w-Werte der in v-Richtung gegenüberliegenden Punkte (3 und 4; 5 und 6; 7 und 8; 9 und 10)



**Abbildung 6.6:** grafische Darstellung der Verschiebungskomponenten ( $v$  und  $w$ ) für die Punkte 4, 6, 8 und 10 im lokalen Koordinatensystem bei Drehung um die  $x$ -Achse des globalen Koordinatensystems

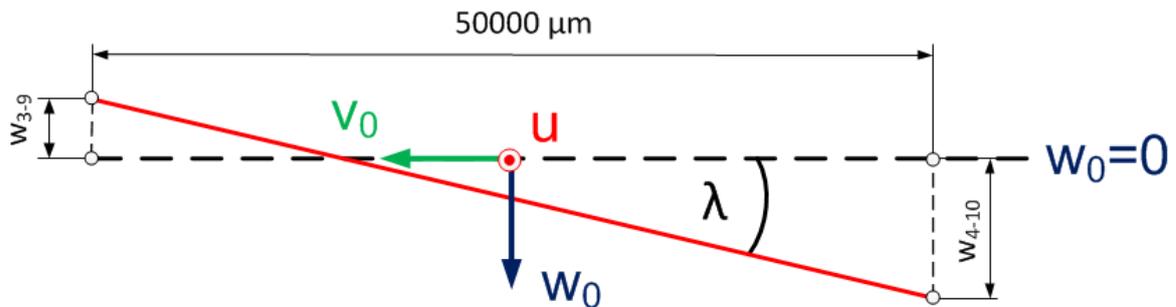


**Abbildung 6.7:** grafische Darstellung der Verschiebungskomponente ( $w$ ) für die Punkte 3, 5, 7 und 9 im lokalen Koordinatensystem bei Drehung um die x-Achse des globalen Koordinatensystems



### 6.3.2 Winkelabweichung $\lambda$ für die Nickbewegung

In *Abbildung 6.9* ist die  $vw$ -Ebene aus *Abbildung 6.8* dargestellt. Es zeigt sich, dass die Kristallfläche durch die Federn des NT verkippt wird.



**Abbildung 6.9:** Skizze der  $vw$ -Ebene durch 3-9 und 4-10

Über Winkelbeziehungen kann  $\lambda$  ermittelt werden.

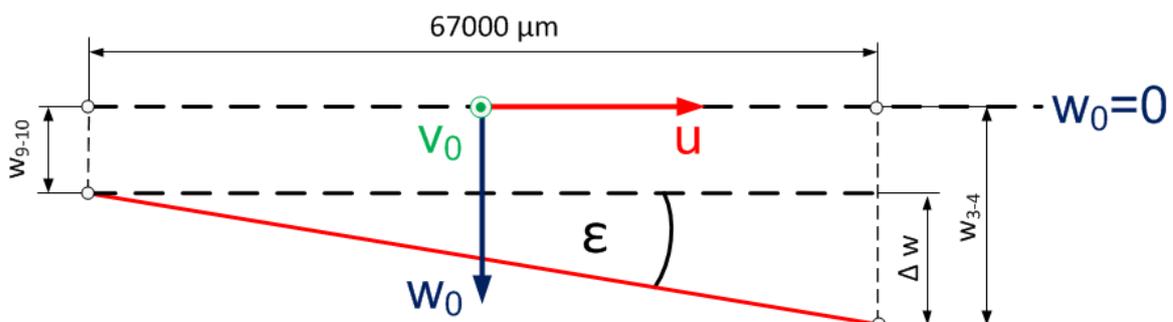
$$\tan \lambda = \frac{|\bar{w}_{3-9}| + |\bar{w}_{4-10}|}{50000 \mu m} \quad (6.5)$$

$$\lambda = 19,82 \mu rad$$

Dieser Winkel  $\lambda$  entspricht der Abweichung zur horizontalen Lage bei  $\alpha = 0^\circ$ .

### 6.3.3 Winkelabweichung $\epsilon$ für die Rollbewegung

Die Winkelabweichung um die  $v$ -Achse resultiert aus den Federkräften des RT. Da der Schwerpunktabstand - bezogen auf die Federangriffspunkte - größer ist, reduziert sich der Verkipfungswinkel  $\epsilon$  für die Rollbewegung.



**Abbildung 6.10:** Skizze der  $uw$ -Ebene durch 9-10 und 3-4

Analog zur Berechnung in *Unterabschnitt 6.3.2* lässt sich der Winkel  $\epsilon$  ermitteln.

$$\tan\epsilon = \frac{\bar{w}_{3-4} - \bar{w}_{9-10}}{67000\mu m} \quad (6.6)$$

$$\epsilon = 3,63\mu rad$$

Für eine Beurteilung der Werte für  $\lambda$  und  $\epsilon$  müssen die Randbedingungen dieser Betrachtung aufgezeigt werden. Diese Analyse hat einen theoretischen Charakter. In der praktischen Anwendung werden diese Werte abweichen. Es wurde hier von einem idealen Modell ausgegangen, bei dem folgende Annahmen getroffen wurden:

- keine geometrischen Abweichungen durch Fertigungstoleranzen
- exakte Federkräfte von  $F_F = 94N$
- keine weiteren Kräfte durch Schrauben oder andere Bauteile
- keine Werkstoffunstetigkeiten

Als Erkenntnis dieser Untersuchung kann festgestellt werden, dass es Winkelabweichungen durch die Federn gibt. Diese Winkel treten statisch auf und müssen im Strahlbetrieb ausgeglichen werden. Um dies zu realisieren werden die Piezoelemente in einer Regelschleife dynamisch nachgeregelt. Aus diesem Grund stehen die Abweichungen nicht im Widerspruch zu der geforderten Wiederholgenauigkeit aus *Tabelle 3.1*.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Das Verhalten der Baugruppe, insbesondere die Schwingungseigenschaften bezogen auf die Ausgangsproblematik, gestaltet sich komplexer als erwartet. Die in dieser Arbeit durchgeführten Analysen bilden den ersten Schritt einer Untersuchungsreihe. Es konnten Erkenntnisse gewonnen werden, die eine gute Grundlage für weitergehende Analysen bilden. Bezüglich der Festigkeiten kann festgestellt werden, dass Ermüdungsbrüche der Federgelenke aufgrund zu hoher Spannungen nicht zu erwarten sind. Durch die Ermittlung der Verschiebungskomponenten an den Kristalleckpunkten konnten statische Winkelabweichungen nachgewiesen werden.

Nach bisherigem Kenntnisstand gibt es keinen Anlass für konstruktive Veränderungen der Federgelenke des BKT. Die Position der Zugfedern bietet Verbesserungspotenzial. Diese erzeugen Momente, welche erhöhte Spannungen und Verformungen hervorrufen.

Mit Hilfe der Modalanalyse wurde der Einfluss verschiedener Parameter auf die Entwicklung der Eigenfrequenzen untersucht. Es konnte festgestellt werden, dass die Federn die Eigenfrequenzen nicht beeinflussen und diese daher nicht zur Lösung des Eingangs beschriebenen Problems beitragen können.

Es zeigte sich, dass eine Vergrößerung der Federgelenkdicke die Eigenfrequenz nicht signifikant ansteigen lässt. Vermutlich würde diese Maßnahme auch dazu führen, dass die Aktoren bezüglich ihrer Leistungsparameter neu ausgelegt werden müssten. Ein Zusammenhang zwischen der beobachteten Schwingung des Strahls und den Biege-Kipp-Tischen konnte nicht festgestellt werden.

Um das Schwingungsverhalten der Baugruppe umfassend beschreiben zu können, sind komplexere Analysen notwendig. So sollte in weiteren Simulationen die Reaktion der Baugruppe auf eine Anregungsfrequenz überprüft werden. Dies kann mittels sogenannter Frequenzganganalysen geschehen. Im ANSYS-Modul „*harmonische Analyse*“ (harmonic response) kann die Baugruppe durch eine harmonische Anregung (z.B. durch eine Kraft oder sinusförmige Schwingung) angeregt werden. Das Programm durchfährt einen definierten Frequenzbereich und gibt als Lösung im Bode<sup>12</sup>-Diagramm die ermittelten Amplituden aus. Somit lassen sich die Erregerfrequenzen ermitteln, welche die Baugruppe besonders zum Schwingen anregen.

---

<sup>12</sup> Hendrik Wade Bode (1905 bis 1982), US-amerikanischer Elektrotechniker

Ist das Bode-Diagramm bekannt, so können geeignete Maßnahmen zur Reduzierung der Schwingungsamplituden eingeleitet werden. Nachdem Ansätze für eine verbesserte Konstruktion gefunden wurden, ist es sinnvoll, die Baugruppe praktischen Tests zu unterziehen und unter Einsatzbedingungen an der Beamline zu testen.

# Literaturverzeichnis

- [AP06] ATI PROPERTIES, Inc.: *Stainless Steel AL 17-4 Precipitation Hardening Alloy*, 2006
- [AS10] ASSMANN, Bruno ; SELKE, Peter: *Technische Mechanik 3 - Band 3: Kinematik und Kinetik*. überarbeitete Auflage. München : Oldenbourg Verlag, 2010. – ISBN 978-3-486-59751-6
- [Com11] COMPANY LEE SPRING: *Extension Springs: Standard Series (Inch)*, 2011
- [DES12a] DESY: *Über DESY*. verfügbar unter: [http://www.desy.de/ueber\\_desy/index\\_ger.html](http://www.desy.de/ueber_desy/index_ger.html), [Abfrage am: 14.05.2012]
- [DES12b] DESY: *Doppelkristallmonochromator - Eine Neuentwicklung zusammen mit der ESRF*. verfügbar unter: [http://petra3-project.desy.de/neuigkeiten/allgemeines/monochromator/index\\_ger.html](http://petra3-project.desy.de/neuigkeiten/allgemeines/monochromator/index_ger.html), [Abfrage am: 14.05.2012]
- [DES12c] DESY: *kurzgefasst. DESY im Überblick*. verfügbar unter: [http://www.desy.de/ueber\\_desy/desy\\_im\\_ueberblick/index\\_ger.html](http://www.desy.de/ueber_desy/desy_im_ueberblick/index_ger.html), [Abfrage am: 14.05.2012]
- [DES12d] DESY: *Undulatoren in PETRA III*. verfügbar unter: [http://petra3-project.desy.de/strahlfuehrungen/arbeitspakete/infrastruktur/magnetstrukturen/index\\_ger.html](http://petra3-project.desy.de/strahlfuehrungen/arbeitspakete/infrastruktur/magnetstrukturen/index_ger.html), [Abfrage am: 14.05.2012]
- [DES12e] DESY: *Luftfoto: DESY mit Lichtquellen*. verfügbar unter: [http://hasylab.desy.de/images/content/e101/e103/imageobject194/2010-09-30\\_Luftfoto\\_DESY\\_mit\\_Lichtquellen\\_RS-0059-bum70\\_ger.jpg](http://hasylab.desy.de/images/content/e101/e103/imageobject194/2010-09-30_Luftfoto_DESY_mit_Lichtquellen_RS-0059-bum70_ger.jpg), [Abfrage am: 24.05.2012]
- [Geb11] GEBHARDT, Christof: *Praxisbuch FEM mit ANSYS Workbench - Einführung in die lineare und nichtlineare Mechanik*. München : Hanser Fachbuchverlag, 2011. – ISBN 978-3-446-42517-0
- [Jen94] JENNINGER, B.: *about the OFIR-Bender, developed in the Optics Group at ESRF / European Synchrotron Radiation Facility (ESRF)*. 1994. – Internal Report

- [Jun04] JUNGNICHEL, U.: Miniaturisierte Positioniersysteme mit mehreren Freiheitsgraden auf der Basis monolithischer Strukturen / Technische Universität Darmstadt. 2004. – Dissertation
- [LD11] LÜDECKE, H. ; DONAT, A.: Monochromator für Strahlführung P06 an PETRA III. 2011. – technisches Seminar Zeuthen
- [Lie98] LIEB, K.: Development and test of a dynamical bender for silicon and diamand crystals / Fachhochschule Heilbronn. 1998. – Diplomarbeit
- [MWJV09] MUHS, Dieter ; WITTEL, Herbert ; JANNASCH, Dieter ; VOSSIEK, Joachim: *Roloff- Matek Maschinenelemente - Normung, Berechnung, Gestaltung*. 19, überarb. und erw. Aufl. 2009. Wiesbaden : Vieweg, 2009. – ISBN 978-3-8348-0689-5
- [Per11] PERLICK, F.: Optimierung einer Schaltspiegelhalterung im Ultra-Hochvakuum / Hochschule für Technik und Wirtschaft Berlin. 2011. – Bachelorarbeit
- [SS10] SCHULTE-SCHREPPING, Horst: Optics for Synchrotron Radiation Experiments. 2010. – Präsentation

# Abbildungsverzeichnis

1.1	DESY-Gelände in Hamburg mit eingezeichneten Lichtquellen [DES12e]	5
1.2	Aufbau des Beschleunigers PETRA III [LD11]	7
1.3	Strahlverlauf im Doppelkristallmonochromator [LD11]	8
1.4	Bewegungen am Kristall	8
1.5	Verschlussplatte des Vakuum-Tanks mit montiertem Doppelkristallmonochromator [SS10]	10
2.1	CAD-Modell der BG zur Ausrichtung des zweiten Kristalls	12
2.2	räumliche Darstellung der Baugruppe	13
2.3	Kipp-Tisch mit Positionsnummern der Bauteile	15
2.4	Biege-Kipp-Tisch	16
2.5	kinematische Darstellung des BKT	17
2.6	Zugfeder	18
2.7	Darstellung der Zugfeder mit um 90° versetzter ganzer deutscher Öse [MWJV09]	19
2.8	CAD-Modell des Kristallaufbaus	20
4.1	Federgelenk [Jun04]	23
4.2	schematische 2D-Darstellung der Baugruppe	24
4.3	Freikörperbild des RT	25
4.4	Querschnittsfläche eines Federgelenks	27
4.5	schematische Darstellung des RT mit angreifender Federkraft	28
4.6	Freikörperbild des RT mit Feder	29
4.7	resultierende Kraft am Gelenk C und D	30
5.1	Vergleich der globalen Vernetzung gegenüber einer Netzverfeinerung	34
5.2	BKT ohne weitere Bauteile	39
5.3	Modell der Baugruppe BKT mit Bezeichnung der Gelenke	40
5.4	Modell der gekreuzten BKT	41
5.5	Modell der Gesamtbaugruppe	44
5.6	Kraftreaktion an den Feder-Justier-Schrauben	49
6.1	max. von-Mises-Vergleichsspannung in den Federgelenken bei verschiedenen Beanspruchungssituationen	51

6.2	max.von-Mises-Vergleichsspannung in den Federgelenken bei Variation der Federgelenkdicke $t$ . . . . .	52
6.3	Amplitudenfrequenzgang bei Federkrafteerregung [AS10] . . . . .	55
6.4	Eigenfrequenzen bei Variation des Winkels $\alpha$ . . . . .	56
6.5	Eigenfrequenzen bei Variation der Federgelenkdicke $t$ . . . . .	56
6.6	grafische Darstellung der Verschiebungskomponenten ( $v$ und $w$ ) für die Punkte 4, 6, 8 und 10 . . . . .	58
6.7	grafische Darstellung der Verschiebungskomponente ( $w$ ) für die Punkte 3, 5, 7 und 9 . . . . .	59
6.8	skizze der Kristallfläche . . . . .	60
6.9	Skizze der $vw$ -Ebene durch 3-9 und 4-10 . . . . .	61
6.10	Skizze der $uw$ -Ebene durch 9-10 und 3-4 . . . . .	61

# Tabellenverzeichnis

2.1	Bezeichnung und Eigenschaften der Bauteile . . . . .	14
2.2	kinematische Eigenschaften der Baugruppe BKT . . . . .	15
2.3	Kenndaten des hochlegierten Stahls X5CrNiCuNb17-4-4 [AP06] . . .	17
2.4	technische Daten der Zugfeder [Com11] . . . . .	19
2.5	Eigenschaften des Kristallaufbaus . . . . .	20
3.1	Anforderungsliste . . . . .	22
5.1	Vernetzungsparameter des BKT ohne Netzverfeinerung . . . . .	35
5.2	Vernetzungsparameter des BKT mit Netzverfeinerung an den Gelenken	36
5.3	Eigenfrequenzen eines BKT [Hz] . . . . .	39
5.4	von-Mises-Vergleichsspannung in den acht Federgelenken [MPa] . .	40
5.5	Eigenfrequenzen der Baugruppe BKT [Hz] . . . . .	41
5.6	von-Mises-Vergleichsspannung in den 16 Federgelenken [MPa] . . .	42
5.7	Eigenfrequenzen von zwei gekreuzten BKT [Hz] . . . . .	42
5.8	von-Mises-Vergleichsspannung in den Federgelenken des RT [MPa] .	45
5.9	von-Mises-Vergleichsspannung in den Federgelenken des NT [MPa]	45
5.10	Eigenfrequenzen der Gesamtbaugruppe [Hz] . . . . .	45
5.11	maximale von-Mises-Vergleichsspannung und Eigenfrequenzen bei $\alpha = 0^\circ$ ohne Federkraft . . . . .	46
5.12	maximale Spannung in den Federgelenken und Eigenfrequenzen bei Variation der Federgelenkdicke $t$ . . . . .	47
5.13	maximale von-Mises-Vergleichsspannung und Eigenfrequenzen bei interner Auslenkung von $\varphi = 0,5^\circ$ . . . . .	47
5.14	Verschiebung am Piezoelement infolge verschiedener Federkräfte . .	50
A.1	Verschiebungskomponenten der Punkte 1 bis 5 [ $\mu m$ ] . . . . .	70
A.2	Verschiebungskomponenten der Punkte 6 bis 10 [ $\mu m$ ] . . . . .	71

# A Tabellen

## A.1 Verschiebungskomponenten der Punkte 1 bis 5

In der *Tabelle A.1* sind die Verschiebungskomponenten der Punkte 1 bis 5 aus *Unterabschnitt 5.4.4*, bezogen auf das lokale Koordinatensystem, dargestellt.

**Tabelle A.1:** Verschiebungskomponenten der Punkte 1 bis 5 [ $\mu\text{m}$ ]

Winkel $\alpha$	Achse	1	2	3	4	5
0°	u	0,024	-0,287	-0,493	-0,166	-0,493
	v	1,182	0,736	2,226	2,224	2,061
	w	0,113	-0,159	0,005	0,999	-0,083
10°	u	0,025	-0,291	-0,529	-0,212	-0,529
	v	1,211	0,797	2,393	2,391	2,233
	w	0,101	-0,170	-0,021	1,033	-0,115
20°	u	0,028	-0,276	-0,526	-0,221	-0,526
	v	1,234	0,864	2,550	2,548	2,396
	w	0,076	-0,202	-0,065	1,035	-0,160
30°	u	0,054	-0,232	-0,485	-0,214	-0,486
	v	1,249	0,888	2,667	2,665	2,528
	w	0,039	-0,260	-0,137	1,007	-0,227
40°	u	0,043	-0,242	-0,506	-0,230	-0,507
	v	1,283	0,975	2,820	2,818	2,679
	w	0,015	-0,295	-0,192	0,991	-0,284
50°	u	0,043	-0,235	-0,522	-0,258	-0,523
	v	1,316	1,033	2,958	2,957	2,823
	w	-0,018	-0,333	-0,253	0,973	-0,349
60°	u	0,026	-0,243	-0,537	-0,268	-0,538
	v	1,343	1,093	3,059	3,057	2,921
	w	-0,048	-0,388	-0,327	0,923	-0,424

## A.2 Verschiebungskomponenten der Punkte 6 bis 10

In der *Tabelle A.2* sind die Verschiebungskomponenten der Punkte 6 bis 10 aus *Unterabschnitt 5.4.4*, bezogen auf das lokale Koordinatensystem, dargestellt.

**Tabelle A.2:** Verschiebungskomponenten der Punkte 6 bis 10 [ $\mu\text{m}$ ]

Winkel $\alpha$	Achse	6	7	8	9	10
0°	u	-0,166	-0,493	-0,166	-0,493	-0,166
	v	2,061	1,950	1,949	1,788	1,786
	w	0,908	-0,144	0,846	-0,235	0,753
10°	u	-0,212	-0,530	-0,212	-0,530	-0,213
	v	2,233	2,125	2,125	1,968	1,966
	w	0,933	-0,182	0,866	-0,280	0,766
20°	u	-0,221	-0,527	-0,221	-0,527	-0,221
	v	2,395	2,291	2,291	2,140	2,138
	w	0,935	-0,227	0,867	-0,327	0,767
30°	u	-0,214	-0,487	-0,213	-0,487	-0,213
	v	2,528	2,435	2,435	2,301	2,299
	w	0,910	-0,291	0,845	-0,388	0,749
40°	u	-0,230	-0,507	-0,230	-0,508	-0,230
	v	2,678	2,584	2,584	2,448	2,446
	w	0,890	-0,350	0,824	-0,450	0,726
50°	u	-0,258	-0,524	-0,257	-0,524	-0,257
	v	2,822	2,732	2,732	2,602	2,600
	w	0,869	-0,417	0,799	-0,522	0,699
60°	u	-0,268	-0,539	-0,268	-0,539	-0,268
	v	2,921	2,829	2,829	2,697	2,695
	w	0,817	-0,494	0,746	-0,600	0,645