

**Entwicklung von piezoelektrischen  
Positionierelementen und deren Validierung mit  
einem Transmissions-Elektronenmikroskop**

ABHANDLUNG  
Zur Erlangung des Titels

DOKTOR DER TECHNISCHEN WISSENSCHAFTEN  
der  
EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE ZÜRICH

vorgelegt von

Daniel Guy Baumann  
Dipl. Masch.-Ing. ETH

geboren am 10. Juni 1964  
von Bern

Angenommen auf Antrag von:

Prof. Dr. Markus Meier, Referent  
Dr. Martin Müller, Korreferent

1999

## Danksagung

An dieser Stelle möchte ich meinem Referenten Herrn Prof. Dr. Markus Meier, Leiter des *Zentrums für Produkte-Entwicklung*, für das fruchtbare Arbeitsklima und die lehrreiche Zeit unter seiner Obhut danken. Ohne seine grosszügige und tatkräftige Unterstützung wäre diese Arbeit nicht zustande gekommen.

Ich hoffe, dass ich mit der Entwicklung des hier vorgestellten euzentrischen Goniometers eine von vielen Ideen meines Korreferenten, Herrn Dr. Martin Müller (Leiter des *Labors für Elektronenmikroskopie I*), realisieren konnte. Die lustigen Brainstormings mit ihm werde ich nie vergessen.

Herr Prof. Dr. Andreas Stemmer (*Institut für Robotik*), Leiter des ETH-Projektes *NANO II*, gewährte mir grossen Arbeitsfreiraum und hat meine Arbeit stets mit grosser Unterstützung und Freude mitbetreut.

Herr Prof. Dr. Jürg Dual (*Institut für Mechanik*), Herr Dr. Rasmus Schröder (*Max-Planck-Institut, Heidelberg*) und Herr Dr. Fredy Kuster (*Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung*) haben mit Ihren Hilfestellungen und Hinweisen zum Gelingen meiner Arbeit beigetragen.

Bei Herr Willi Staubli (*Zentrale Werkstatt HPF*) möchte ich mich herzlich für die konstruktive Zusammenarbeit und für die kunstvolle Fertigung aller mechanischen Teile bedanken. Ebenso bin ich Herrn Josef Böhi (Leiter der *Zentralen Werkstatt HPF*) für seine Hilfsbereitschaft zu grossem Dank verpflichtet.

Meinen Arbeitskollegen Stephan Waldner, Stefan Brem und Jörg Lohe vom *Institut für Konstruktion und Bauweisen* und Dirk Schlums vom *Institut für Mechanik* danke ich für die vielen optischen Messungen, welche sie für mich durchgeführt haben.

Bei Stefan Lengweiler, Luca Bongulielmi und Thomas Kägi bedanke ich mich für Ihre Beiträge im Rahmen der vorliegenden Arbeit.

Nicht zuletzt gilt mein Dank meinen engsten Arbeitskollegen für die schöne gemeinsame Zeit am Institut: Dr. Martin Resch, Dr. Rolf Paradies, Martin Ruge, Martin Eerme, Dr. Gerald Kress, Bretislav Snobl, Stephan Waldner und Luciana Borsatti.

Yumi, Sanae und Kiriko gewidmet

# Inhaltsverzeichnis

<b>1. EINLEITUNG UND ÜBERSICHT</b>	<b>1</b>
<b>1.1 Motivation</b>	<b>1</b>
<b>1.2 Elektronentomographie (ET)</b>	<b>3</b>
1.2.1 Geschichte der Tomographie und ET	3
1.2.2 Die Methode der ET	4
1.2.3 Rekonstruktionsmethoden	4
<b>1.3 Euzentrisches Goniometer</b>	<b>5</b>
<b>1.4 Konstruktionsprinzipien</b>	<b>5</b>
1.4.1 Aufheben von Spiel und Minimieren von Reibung	6
1.4.2 Statisch bestimmtes Lagern und Führen	9
<b>1.5 Geeignete Positionierprinzipien für Positioniersysteme</b>	<b>10</b>
<b>1.6 Aktorprinzipien und Aktoren für Positioniersysteme</b>	<b>11</b>
1.6.1 Aktorprinzipien	11
1.6.2 Aktoren	12
<b>2. CHARAKTERISIERUNG DES IDEALEN EUZENTRISCHEN GONIOMETERS</b>	<b>16</b>
<b>2.1 Euzentrizität und euzentrisches Goniometer</b>	<b>16</b>
<b>2.2 Verwendetes TEM und das dazugehörnde euzentrische Goniometer</b>	<b>22</b>
<b>2.3 Problematik der klassischen Goniometer</b>	<b>24</b>
2.3.1 Konstruktive Mängel der klassischen Goniometer	24
2.3.2 Der Konstruktionsbereich: Das Oktagon	27
2.3.3 Auf das Goniometer wirkende Störungen	29
<b>2.4 Anforderungen an ein ideales euzentrisches Goniometer</b>	<b>30</b>



<b>3. POSITIONIERERELEMENTE</b>	32
<b>3.1 Positioniermechanismen basierend auf AS</b>	32
3.1.1 Piezoelektrische Aktoren	34
3.1.2 Kinematik ebener adaptiver Strukturen	36
3.1.3 Adaptiver Kippmechanismus	38
3.1.4 Modell für die Verformungsbeschreibung von AS infolge Aktordehnungen	42
3.1.5 Analytisches Modell für statische Auslenkungen mit NAJO I45	
3.1.6 Messergebnisse	48
<b>3.2 Positionierelemente basierend auf dem Schritt Prinzip</b>	54
3.2.1 Impact-Drive-Mechanism (IDM)	54
3.2.2 Stick-Slip-Drive (SSD)	55
3.2.3 Nichtlineares Schwingsystem als Positionierelement	55
3.2.4 Erweiterung des Arbeitsbereichs von AS mittels Schritt-Prinzip	56
3.2.5 Dynamisches Modell	58
3.2.6 Mathematisches Modell	60
3.2.7 Messungen	64
<b>3.3 Positionierelemente: NAJO II und NAJO III</b>	68
3.3.1 NAJO II	69
3.3.2 NAJO III	70
<b>4. KONSTRUKTIONSKONZEPT UND KONSTRUKTION EINES EUZENTRISCHEN GONIOMETERS</b>	72
<b>4.1 Konstruktionskonzept</b>	72
<b>4.2 Verwendete Kinematik</b>	77
<b>4.3 Konstruktion</b>	78

<b>5. RESULTATE UND AUSBLICK</b>	83
<b>5.1 Bildentstehung und Bildanalyse beim TEM</b>	83
<b>5.2 Stabilität</b>	86
<b>5.3 Euzentrisches Kippen mit dem neuen Goniometer</b>	89
<b>5.4 Resultate</b>	91
<b>5.5 Diskussion und Ausblick</b>	92
5.5.1 Verwendung als euzentrischer Goniometer für die (C)ET	93
<b>A. KINEMATIK</b>	95
<b>A.1 Offene kinematische Kette</b>	95
<b>A.2 Geschlossene kinematische Kette</b>	95
<b>A.3 Serielle Kinematik</b>	96
<b>A.4 Parallele Kinematik</b>	96
<b>B. NAJO I: DESIGN</b>	97
<b>B.1 Design von NAJO I</b>	97
B.1.1 Rahmen	97
B.1.2 Lager	98
B.1.3 Bimorphe Piezoelement	99
<b>B.2 Ermittlung der Trägheit <math>I_1</math> und der Steifigkeit <math>c_\alpha</math> von NAJO I</b>	100
<b>B.3 Die elektrischen Verbindungen von NAJO I</b>	101
<b>B.4 Technische Daten: NAJO I</b>	102

<b>C. LAMINATTHEORIE</b>	103
<b>C.1 Annahmen der Platten- und Mehrschichttheorie</b>	103
<b>C.2 <i>ABD</i>-Matrix</b>	103
<b>C.3 Reduzierte Schichtsteifigkeiten</b>	104
<b>C.4 Transformation der reduzierten Schichtsteifigkeiten</b>	104
<b>D. TECHNISCHE DATEN: NAJO II UND NAJO III</b>	105
<b>D.1 Technische Daten: NAJO II</b>	105
<b>D.2 Technische Daten: NAJO III</b>	106
<b>LITERATURVERZEICHNIS</b>	107

# Nomenklatur

Variable	Bedeutung	Einheit
$c$	Steifigkeitskonstante	$N/m$
$d$	Ladungskonstante	$m/V$
$E$	elektrisches Feld	$V/m$
$E$	Elastizitätsmodul	$N/m^2$
$F$	Kraft	$N$
$f$	Freiheitsgrad	-
$f$	Frequenz	$1/s$
$I$	Flächenträgheitsmoment	$m^4$
$I$	Strom	$A$
$M, m$	Masse	$kg$
$R, r$	Radius	$m$
$S$	mech. Dehnung	-
$s$	Nachgiebigkeitskonstante	$m/N$
$T$	mech. Spannung	-
$U$	elektrische Spannung	$V$
$\alpha$		
$\beta$		
$\varepsilon$	mechanische Dehnung	-
$\omega$	Frequenz	$rad/s$

## Indizes

$a$	aktorisch
$c$	Curie
$eff$	effektiv
$el$	elastisch, elektrisch
$i, j$	Matrixindizierung
$in$	Input
$L$	Last
$out$	Output
$R$	Reibung

<i>slip</i>	Gleitreibung
<i>stic</i>	Haftreibung
<i>T</i>	Trägheit

## Abkürzungen

AS	adaptive Struktur
CET	Cryo- Elektronentomographie
E	ebenes Gelenk
ET	Elektronentomographie
IDM	Impact-Drive-Mechanism
P	Schubgelenk, Polarisierung
R	Drehgelenk
SSD	Stick-Slip-Drive
TCP	Tool-Center-Point

## Kurzfassung

In der vorliegenden Abhandlung werden neue Positionierelemente (Lagerungen und Führungen mit integrierten piezoelektrischen Aktoren) vorgestellt, welche sowohl herkömmliche Positionieraufgaben mit hohen Präzisionsanforderungen als auch die der Mikro- und Nanotechnik erfüllen. Aufbauend auf diesen Positionierelementen wurde ein neues Probenpositioniersystem, namentlich ein euzentrisches Goniometer, für Transmissions-Elektronenmikroskope (TEM) im Hinblick auf die Methode der Elektronentomographie (ET) entwickelt. Diese Methode verlangt vom TEM und vom Goniometer höchste mechanische Stabilität (d.h. eine stabile euzentrische Kippachse und minimale Drift und Störungsempfindlichkeit). Das TEM besitzt innerhalb heutiger Elektronenmikroskope das grösste Auflösungsvermögen (ca. 0.3nm) und ist ein empfindliches und deshalb geeignetes Instrument zur Validierung und Charakterisierung von hochpräzisen Positioniermechanismen.

Zu Beginn dieser Abhandlung werden Konstruktions- (u.a. das Prinzip des statisch bestimmten Lagerns und Führens), Positionier- (u.a. das Schritt-Prinzip) und Aktorprinzipien (u.a. das Prinzip der Geometrieänderung) postuliert. Diese Prinzipien wurden bei der Entwicklung der hier vorgestellten Positionierelemente (NAJO I–III) konsequent angewendet. Zur Beschreibung der Eigenschaften und des Positionierverhaltens dieser Positionierelemente werden mechanische Modelle formuliert und mittels Messungen verifiziert.

Im nächsten Schritt wird auf die Euzentrizität und auf die Problemstellung idealer euzentrischer Goniometer eingegangen. Gleichzeitig wird ein neues Konstruktionskonzept für euzentrische Goniometer vorgeschlagen und konstruktiv umgesetzt.

Schliesslich wird gezeigt, dass das vorgestellte euzentrische Goniometer zwei wichtige Anforderungen der hochauflösenden Elektronenmikroskopie und der ET (hohe Stabilität und euzentrisches Kippen) in der Praxis erfüllt. Auf diese Weise wird deutlich gemacht, dass das euzentrische Goniometer bzw. die in dieser Abhandlung entwickelten Positionierelemente auch für weitere hochpräzise Positionieraufgaben in der Mikro- und Nanotechnik Anwendung finden können.

## Abstract

In this thesis new positioning elements (bearings and linear guides with integrated piezoelectric actuators) that are suitable for both conventional positioning tasks with high precision requirements and those of micro- and nano-technologies are presented. From these positioning elements a new sample positioning system, namely an eucentric goniometer for a transmission electron microscope (TEM), was developed for use in electron tomography (ET). This method requires extremely high mechanical stability of the TEM and of the goniometer (that is, a stable eucentric tilting axis and minimal drift and disturbance sensitivity). The TEM has the highest resolving power (approx. 0.3nm) of the currently available electron microscopes and is a sensitive and therefore suitable instrument for validating and characterizing positioning mechanisms.

At the beginning of this thesis, construction (among other things the principle of static determined bearings and linear guides), positioning (among other things the step principle), and actuator principles (among other things the principle of geometry modification) are postulated. These principles were consistently applied to the development of the positioning elements presented here, NAJO I - III. For the description of the characteristics and the positioning behavior of these positioning elements mechanical models are formulated and verified by means of measurements.

In the next step the eucentricity and the problematic nature of ideal eucentric goniometers is discussed. At the same time, a new design concept for eucentric goniometers is proposed and realized.

Finally, it is shown that the presented eucentric goniometer fulfills two important requirements of high-resolution electron microscopy and ET (high stability and eucentric tilting) in practice. This means that the eucentric goniometer and the positioning elements developed in this thesis could also be used for further highly precise positioning tasks in micro and nano-technologies.

# 1.

## Einleitung und Übersicht

---

Praktisch auf jedem Forschungsgebiet, sei es in der Biologie, der Medizin, der Mikromechanik, der Elektronik usw., werden hochauflösende und zugleich genaue Positioniersysteme verlangt. Systeme mit Auflösungen und Genauigkeiten im Nano- und Subnanometerbereich sind nicht eine Ausnahme sondern eher die Regel geworden.

In den folgenden Kapiteln werden neue konstruktive Lösungen für Positioniermechanismen vorgestellt, welche sowohl die hohen Anforderungen herkömmlicher Positionieraufgaben als auch die der Mikro- und Nanotechnik erfüllen.

Um die hier entwickelten Positioniermechanismen auf ihre Anwendbarkeit zu testen, wurde ein völlig neues (euzentrisches) Goniometer<sup>1</sup> für ein Transmissions-Elektronenmikroskop (TEM) entwickelt. Auf diese Weise war es möglich einen direkten Vergleich zwischen konventionellen und den neu entwickelten Positioniermechanismen bzw. Goniometern zu ziehen.

### 1.1 Motivation

In der Entwicklung von hochauflösenden Positioniersystemen wurde bis heute schon einiges erreicht. Nanometergenau zu positionieren stellt keine Herausforderung mehr dar. Solche Positioniersysteme, die beispielsweise in der Zellbiologie, Licht- und Elektronenmikroskopie bestehende

---

<sup>1</sup> Goniometer: Objekthalter und Positionier/Messsystem für die Mikroskopie (gr. gonia, Winkel; metrein, messen)



Werkzeuge sind, werden jedoch in den meisten Fällen konventionell und nach dem gleichen Schema aufgebaut: Sie haben eine serielle Kinematik und damit entspricht die Anzahl räumlicher Freiheitsgrade, die zur Manipulation einer Probe oder eines Objektes gefordert werden, der Anzahl der Positioniertische. Auf diese Weise werden Positioniersysteme schwer und nehmen ein beträchtliches Bauvolumen ein. Auch sind sie für die meisten Anwendungsfälle bezüglich mechanischer Festigkeit um ein vielfaches überdimensioniert.

In der Regel bestehen Positioniermechanismen aus klassischen Maschinenelementen wie Führungen und (mit Schritt- oder DC-Motoren bestückten) Mikrometerschrauben, welche auch im allgemeinen Maschinenbau Verwendung finden. Zur Erhöhung der Einstellgenauigkeit werden häufig piezoelektrische Translatoren als zweite Einstellstufe seriell hinter die motorisierten Mikrometerschrauben geschaltet [PI 93] [Newport 94]. In bezug auf Stabilität, Auflösungsvermögen und Genauigkeit stösst man mit solch konventionellen Positioniermechanismen an Grenzen, die nur mit grossem konstruktivem und regelungstechnischem Aufwand überwunden werden können. Die Reibung und die Formtoleranzen der Lager und Führungen limitieren die Genauigkeit dieser Positionierelementen.

Die Mikroskopie und die Elektronenmikroskopie im speziellen sind typische Anwendungsgebiete für Positionierungen bzw. Positioniersysteme. Das TEM besitzt unter den Elektronenmikroskopen das grösste Auflösungsvermögen<sup>2</sup> und ist ein empfindliches und deshalb ein geeignetes Instrument zur Validierung und Charakterisierung von Positioniermechanismen. Auch die kommerziell erhältlichen Positioniersysteme und Goniometer für Elektronenmikroskope wurden in ihrem prinzipiellen Aufbau seit Jahrzehnten kaum verändert. Die Elektronenmikroskop-Firmen ziehen die alt bewährte Feinwerktechnik den neuen noch nicht etablierten Positionierprinzipien, die durch die Mikro- und Nanotechnologie an Bedeutung gewinnen, vor. In den meisten Fällen erfüllen die konventionellen Positioniermechanismen ja auch die an sie gestellten Anforderungen. Unerwünschte mechanische Nebeneffekte mit

---

<sup>2</sup> Auflösung eines TEM (Punkt zu Punkt): ca. 0.3nm

solchen Positionierungen, wie Drift und Backlash, machen sich spätestens dann bemerkbar, wenn man in den Materialwissenschaften ein Probe maximal auflösen oder in der Biologie eine Elektronentomographie (ET) durchführen will. In diesen Anwendungen, welche stark an Bedeutung zunehmen, versagen die bestehenden Mechanismen oder werden in ihrer Handhabung komplex. Erst wenn gezeigt werden kann, dass die konsequente Anwendung von geeigneten Konstruktions-, Positionier- und Aktorprinzipien auf Positioniersysteme diese gegenüber herkömmlichen überlegen macht, werden sie sich auf der ganzen Breite durchsetzen.

Das Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung hochgenauer und hochauflösender Positioniermechanismen. Um zu zeigen, dass diese den höchsten präzisionstechnischen Ansprüchen genügen, soll mit ihnen ein euzentrisches Goniometer für ein TEM zur Durchführung von ET entwickelt und mit einem bestehenden Goniometer verglichen werden.

## **1.2 Elektronentomographie (ET) [Frank 92]**

### 1.2.1 Geschichte der Tomographie und ET

Radon legte 1917 mit einem mathematischen Beweis, den Grundstein für die Tomographie [Radon 17]. Dieser Beweis besagt, dass aus unendlich vielen  $(n-1)$ -dimensionalen Projektionen eines Objektes die  $n$ -dimensionale Struktur rekonstruiert werden kann. Zum ersten Mal genutzt wurde die Methode der Tomographie aber erst Jahrzehnte später in der Medizin. Seit den 70er Jahren werden sogenannte Computertomographen erfolgreich und für den Patienten risikolos für die nicht-invasive Lokalisierung von Tumoren, Blutungen usw. eingesetzt. Der Physiker Allan M. Cormack [Cormack 64] und der Elektro-Ingenieur Godfrey N. Hounfield erhielten im Jahre 1979 den Nobelpreis für Medizin für ihre Erfindung der Computertomographie.

Durch eine Kombination aus Elektronenmikroskopie und Computertomographie konnte der Molekularbiologe Aaron Klug die Gestalt grosser molekularbiologischer Einheiten wie der Ribosomen aufklären [DeRosier 68]. Diese Kombination wird Elektronentomographie bzw. ET genannt. 1982 erhielt er für seine Arbeiten den Nobelpreis.

### 1.2.2 Die Methode der ET

Die ET ist eine Methode zur dreidimensionalen (3-D) Rekonstruktion eines Objektes aus seinen 2-D Projektionen. Für die 3-D Rekonstruktion muss also eine Anzahl von 2-D Projektionen eines Objektes mittels eines TEM bereitgestellt werden. Zur Erzeugung eines 2-D Datensatzes werden grundsätzlich zwei Projektionsverfahren eingesetzt:

1. Kippen der Probe um eine Achse (single-axis tilting) und
2. Kippen der Probe um zwei Achsen (double-axis tilting und conical tilting).

Beide Verfahren haben ihre Vor- und Nachteile. Das erste Verfahren kann auf konstruktiv einfachere Weise mit einem ins TEM seitlich eingeführten Probenstab bzw. Goniometer (Side-Entry-Goniometer) realisiert werden. Auch kann mit diesem Verfahren die totale Elektronendosis, die beim Erzeugen der Projektionen eine Probe erfährt, minimal gehalten werden. Da man die Probe wegen der Durchstrahlbarkeit<sup>3</sup> nicht von  $-90^\circ$  bis  $+90^\circ$  kippen kann, ist jedoch der Bereich zur Erzeugung der 2-D für die 3-D Rekonstruktion mit nur einem rotatorischen Freiheitsgrad kleiner. Dies hat zur Folge, dass die Informationen bzw. der Datensatz für die 3-D Rekonstruktion unvollständiger ist als mit dem zweiten Verfahren.

Da ein Goniometer zur Untersuchung von biologischen Proben entwickelt werden soll und diese keine hohen Elektronendosen vertragen, konzentriert sich diese Arbeit auf das erste Projektionsverfahren, das Kippen der Probe um eine Achse. Bei diesem Verfahren werden die Proben um einen bestimmten Winkel, üblicherweise von  $-60^\circ$  bis  $+60^\circ$  in ca.  $1^\circ$  Schritten, euzentrisch gekippt und projiziert und schliesslich von einer CCD-Kamera aufgezeichnet. Der auf diese Weise gewonnene 2-D Datensatz wird für die 3-D Rekonstruktion des Objektes weiterverwendet.

### 1.2.3 Rekonstruktionsmethoden

Rekonstruktionsmethoden werden in zwei Hauptgruppen unterteilt:

1. die Fourier-Rekonstruktions- und
2. die Direktmethode.

---

<sup>3</sup> Die Dicke  $D$  in der Durchstrahlungsrichtung einer um einen Winkel  $\alpha$  gekippten Objektes mit der Dicke  $D_0$  beträgt  $D = D_0 / \cos \alpha$  (Beispiel: für  $D_0 = 100\text{nm}$  und Winkel  $\alpha = 60^\circ$  wird  $D = 200\text{nm}$ , bei  $\alpha = 90^\circ$  wird  $D = \infty$ )

Der erste Algorithmus benutzt die Fouriertransformierten der 2-D Projektionen eines Objektes um daraus die 3-D Fouriertransformierte des Objektes zu bilden. Dieses Objekt im Fourierraum wird dann in den 3-D physikalischen Raum zurücktransformiert.

Die zweite Methode führt die 3-D Rekonstruktionen aus den Projektionen nur im physikalischen Raum durch. Es werden also keine Transformationen durchgeführt, sondern Rückprojektions- und iterative Algorithmen verwendet.

### **1.3 Euzentrisches Goniometer**

Unter einem Goniometer (gr. gonia, Winkel; metrein, messen) versteht man i.a. ein Winkelmesser. Auf dem Gebiet der Mikroskopie hat es sich aber eingebürgert das gesamte Positioniersystem (und Objekthalter) als Goniometer zu bezeichnen, obwohl damit nicht nur Winkel gemessen [Lickfeld 79] sondern Winkel und Verschiebungen eingestellt werden.

Ein euzentrisches Goniometer (gr. eu, schön) ist ein Werkzeug für die Durchführung von ET. Es wird zur Erzeugung einer bestimmten Anzahl von Projektionen einer meist biologischen Probe benötigt (s. Kapitel 1.2).

Euzentrizität bedeutet, dass jede interessierende Probenstelle beobachtet und gekippt werden kann, ohne dass die Probe aus der optischen Achse auswandert oder der Fokus sich ändert [Frank 92]. Je besser ein euzentrisches Goniometer diese Anforderungen erfüllt, desto einfacher kann aus den erzeugten Projektionen der Probe ein Datensatz für die 3-D Rekonstruktion bereitgestellt werden. Heute ist mit den herkömmlichen Goniometern aufgrund von mechanischen Ungenauigkeiten nur mit zeitaufwendigen Regelprozessen ein euzentrisches Kippen möglich [Dierksen 93, Koster 97, Rath 97]. Später wird nochmals genauer auf die Euzentrizität eingegangen [s. Kapitel 2.1].

### **1.4 Konstruktionsprinzipien**

Angesichts der Tendenz steigender Anforderungen an Positioniersysteme müssen sowohl zur Verbesserung bestehender als auch zur Entwicklung neuer Präzisionspositionierungen geeignete Konstruktionsprinzipien angewendet und moderne Konzepte bereitgestellt werden.

Die folgenden drei Konstruktionsprinzipien wurden beim vorliegenden Entwurf neuer Positioniermechanismen konsequent umgesetzt:

1. Das Prinzip der Spielfreiheit
2. Das Prinzip der Minimierung von Reibung
3. Das Prinzip der statischen Bestimmtheit (kinematic design)  
[Smith 92, Krause 93]

Das Prinzip der Spielfreiheit und der Minimierung von Reibung können mittels elastischer Gelenke bzw. Strukturen erfüllt werden [Smith 92, Krause 93]. Das Prinzip der statischen Bestimmtheit erlaubt das exakte Führen und Lagern von Körpern. Dies wird am elegantesten erreicht, indem die Anzahl der Lagerpunkte oder Zwänge eines Körpers der Anzahl der zu sperrenden Freiheitsgrade entspricht.

Mit der Einhaltung dieser Prinzipien verspricht man sich die bestehenden Nachteile existierender Goniometer, wie Drift und Stick-Slip-Effekte, aufzuheben oder mindestens stark zu reduzieren.

#### 1.4.1 Aufheben von Spiel und Minimieren von Reibung

Eine Positionierung ist aus der Sicht des Maschineningenieurs nichts Anderes als ein Mechanismus oder ein Getriebe. Mechanismen sind mechanische Systeme aus mindestens drei gelenkig verbundenen Gliedern zum Wandeln oder Übertragen von Bewegungen und den damit verbundenen Kräften [Dubbel 86]. Eines der Glieder muss dabei immer als ortsfestes Gestellglied definiert werden. Auf dieses werden die Bewegungen der andern Glieder bezogen. Für die Bewegungserzeugung und zur Einleitung von Kräften an einem Mechanismus müssen Aktoren eingesetzt werden.

Wie oben schon erwähnt wurde, besteht der zweifellos verbreitetste Positioniermechanismus<sup>4</sup> aus den Maschinenelementen Mikrometerschraube und Führung. Er ist einfach in seinem Aufbau und erfüllt in den meisten Anwendungsfällen seine positioniertechnischen Aufgaben zufriedenstellend. Hochauflösendes und nanometergenaues Positionieren alleine mit dem reibungs- und spielbehafteten

---

<sup>4</sup> Positioniermechanismus: häufig auch Linearversteller, Stelltisch oder im Englischen Stage genannt [PI 93], [Newport 94]

Schraubengelenk (Mikrometerschraube) und Schubgelenk (Führung) ist wenn überhaupt nur mit grösstem technischem und fertigungstechnischem Aufwand möglich.

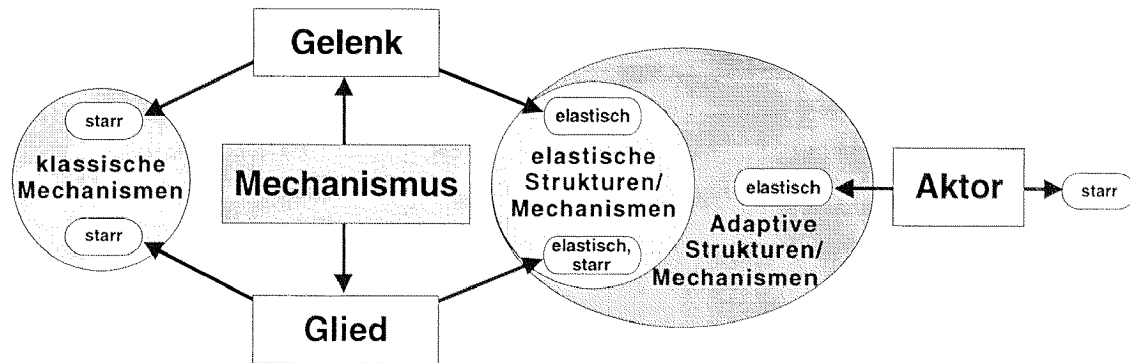
Mit passiven [Baumann 94, Neubauer 94, Siegwart 94] oder aktiven Magnetlagern [Bleuler 94, Schweitzer 94] und mit Luftlagern [Krause 93] können reibungsarme und spielfreie Mechanismen gebaut werden. Nachteilig bei diesen Lagerungen ist der konstruktive Aufwand (Aktoren, Sensoren, Regelung usw.) besonders, wenn daran gedacht wird, ein solches Lager zu miniaturisieren. Ebenfalls erzeugen Magnetlager auch starke magnetische Felder und können deshalb nicht in jeder Umgebung, z.B. im Elektronenmikroskop, eingesetzt werden. Luftlager sind nicht Vakuumtauglich.

Die technisch einfachste Lösung zur Minimierung von Reibung und Aufhebung von Spiel ist das Ersetzen von herkömmlichen Gelenken durch elastische. Ein elastisches Gelenk weist in bestimmten Richtungen eine

**Tabelle 1.1**

Vor- und Nachteile elastischer Gelenke

Eigenschaften	Bemerkungen	(+/-)
Spielfreiheit	Elastische Gelenke garantieren bei minimaler Reibung absolute Spielfreiheit	+
Minimale Reibung	Die Reibung wird auf innere Werkstoffreibung reduziert	+
wenig Teile	Mechanismen mit elast. Gelenken können aus einer minimalen Anzahl Teilen bestehen oder monolithisch sein	+
Miniaturisierbarkeit	Elastische Gelenke werden in der Mikro- und Nanotechnik verwendet	+
Kleine Belastungen	Wegen den relativ kleinen Gelenksteifigkeiten ertragen elast. Mechanismen keine grosse Lasten	-
Kleiner Arbeitsraum	Der Arbeitsraum ist abhängig von der Geometrie und von der Steifigkeit	-
Grosse Stellkräfte	Je nach Mechanismussteifigkeit müssen beim Verstellen relativ grosse Kräfte aufgebracht werden	-

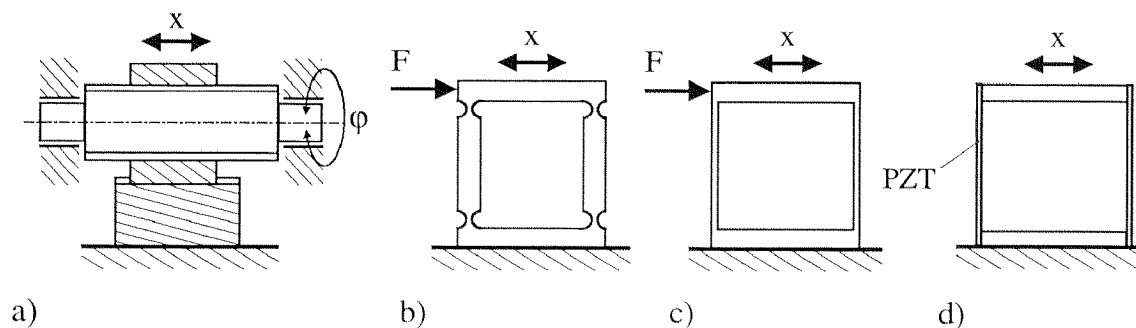
**Bild 1.1**

Klassifizieren von Mechanismen: klassische Mechanismen, elastische Mechanismen (Strukturen), adaptive Mechanismen (Strukturen)

hohe Steifigkeit auf, in den Richtungen der erlaubten Gelenkbewegungen sind die Steifigkeiten dagegen so klein, dass ein gewisser Grad an Beweglichkeit erreicht werden kann. Die Schwierigkeit besteht darin, ein möglichst grosses Verhältnis dieser Steifigkeiten zu erreichen. Die Tabelle 1.1 zeigt einige Vor- und Nachteile (+/-) von elastischen Gelenken auf.

Eine Klassifizierungsmöglichkeit für Mechanismen ist in Bild 1.1 dargestellt. Im allgemeinen bestehen elastische Positioniermechanismen aus elastischen Gelenken und starren Gliedern. Bei solchen Mechanismen können die mechanischen Spannung in den elastischen Gelenken schon bei kleinen Auslenkungen sehr hoch werden. Durch ausschliessliches Verwenden von elastischen Mechanismuskomponenten, Glieder und Gelenke, werden diese ineinander übergeführt und in allen Eigenschaften ununterscheidbar [Ananthasuresh 95]. Diese Massnahme baut die Spannungskonzentrationen in den Gelenken ab und ermöglicht, dass die Spannungen gleichmässiger auf den Mechanismus bzw. die Struktur verteilt werden. Auf dies Weise kann auch das Auslenkvermögen gesteigert werden. Auch in der Mikrotechnik wird dieses Konzept für MEMS<sup>5</sup> angewendet. Beim Bau von Adaptiven Strukturen (AS) [Hagood 88, Wada 89, Paradies 97] werden sogar die Aktoren mit in dieses Konzept einbezogen und in Mechanismen oder Strukturen als tragende Elemente mitintegriert.

<sup>5</sup> MEMS: microelectromechanical systems

**Bild 1.2**

Vier Varianten einer Positionierung mit einem translatorischen Freiheitsgrad: (a) Glieder und Gelenke starr, (b) Glieder starr, Gelenke elastisch, (c) Glieder und Gelenke elastisch, (d) Glieder und Gelenke elastisch, Aktor (z.B. PZT<sup>6</sup>) ist auch tragendes Element des Mechanismus.

Zur Verdeutlichung werden in Bild 1.2 vier verschiedene Positionierungsvarianten, von der klassischen bis zur adaptiven [Sato 93], mit einem translatorischen Freiheitsgrad gezeigt. Ein Bestandteil dieser Arbeit ist das Entwickeln und Untersuchen von Positioniermechanismen basierend auf dem Konzept der AS.

#### 1.4.2 Statisch bestimmtes Lagern und Führen

Ein starrer Körper im Raum hat insgesamt sechs Freiheitsgrade, drei translatorische und drei rotatorische. Lager bzw. Führungen sind dadurch gekennzeichnet, dass sie einen rotatorischen bzw. einen translatorischen Freiheitsgrad besitzen. Das heisst, dass von sechs Freiheitsgraden fünf gesperrt werden müssen. Daraus kann folgende Formel (1.1) abgeleitet werden [Smith 92]:

$$\text{Anzahl Einschränkungen} + \text{Geforderte Freiheitsgrade} = 6 \quad (1.1)$$

Um ein Lager mit möglichst exakter geometrischer Drehachse und eine Führung mit präziser Hubachse zu erhalten, ist neben dem statisch bestimmten Lagern auch minimale Formtoleranz gefordert. Lager und Führungen sollten deswegen mit möglichst kleinen (punktförmigen) Auflagen bzw. Einschränkungen und geometrischen Grundkörpern (Kugeln, Zylindern und Quadern), welche mit kleinsten Formtoleranzen und höchster Oberflächengüte gefertigt werden können, realisiert werden.

<sup>6</sup> PZT (Blei-Zirkonat-Titanat): piezoelektrischer Werkstoff



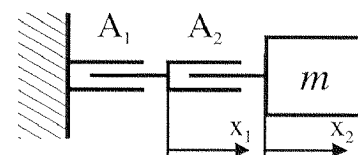
## 1.5 Geeignete Positionierprinzipien für Positioniersysteme

Ein TEM beispielsweise kann bis in den Subnanometerbereich auflösen. Damit ein solch hohes Auflösungsvermögen voll ausgeschöpft werden kann, benötigt man ein Probenpositioniersystem dessen Präzision und Stabilität die elektronenoptische Auflösung nicht beeinträchtigt. Konventionelle Mechanismen, welche das einstufige Positionierprinzip anwenden, sind für die Nanotechnologie sicherlich nicht geeignet und nicht zukunftsweisend, obwohl sie im Goniometerbau ausnahmslos verwendet werden.

Von einem Goniometer wird ein Verhältnis von Verfahrensweg und Auflösung von ca.  $10^7$  verlangt<sup>7</sup>. Physikalische Größen, wie elektrische Ströme oder Spannungen, besitzen aber i.a. ein Signal-Rausch-Verhältnis von ca.  $10^5$ . Das bedeutet, dass mit einem Direktantrieb (einstufiger Antrieb), beispielsweise einem Elektromotor, niemals die geforderte Auflösung von 0.3 nm erreicht werden kann. Als Ausweg kann ein Untersetzungsgetriebe eingesetzt werden. Doch die Reibung bzw. Stick-Slip-Effekte und Backlash solcher Getriebe erschweren das Positionieren in erheblichem Masse und limitieren dadurch die Auflösung. Mechanismen bestehend aus elastischen Gelenken oder AS haben bedingt durch das begrenzte elastische Werkstoffverhalten einen beschränkten Arbeitsbereich. Will man elastische Gelenke verwenden so müssen Wege zur Vergrössern des Arbeitsbereichs gefunden werden.

Zur Erhöhung der Auflösung und des (relativen) Arbeitsbereichs können folgende Positionierprinzipien verwendet werden:

1. Zweistufiges Prinzip (Bild 1.3): Grob- und Feineinstellungen werden von zwei unterschiedlichen Aktoren übernommen. Die zwei Aktoren werden seriell hintereinander geschaltet [PI 93] [Newport 94]. Beispiel: Piezoelektrischer Aktor nach motorisierter Mikrometerschraube.



**Bild 1.3**

Mit dem Aktor  $A_1$  werden Grob- und mit dem Aktor  $A_2$  Feineinstellungen durchgeführt.

<sup>7</sup> Dieses Verhältnis wird Relativer Arbeitsbereich genannt: Verfahrensweg ca. 3mm, Auflösung ca. 0.3nm

2. Schritt Prinzip: Grob- und Feineinstellungen werden von einem Aktor übernommen. Die kleinen Wege werden durch kontinuierliches Auslenken und die grossen Wege werden durch schrittförmiges Verschieben mit ein und demselben Aktor erzeugt. Beispiel: Stick-Slip-Drive (s. Bild 1.4) [Pohl 87], Impact-Drive [Higuchi 87], Inchworm [Joyce 69, Burleigh 95].

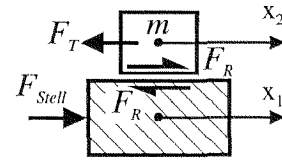


Bild 1.4

Mit der Stellkraft  $F_{Stell}$  wird die Masse  $m$  über die Reibkraft  $F_R$  kontinuierlich bewegt (Feineinstellung). Wird aber die Masse  $m$  so beschleunigt, dass die Trägheitskraft  $F_T$  grösser  $F_R$  wird, so kann  $m$  schrittförmig gegenüber  $x_1$  verschoben werden (Grobeinstellung).

3. Prinzip der variablen Randbedingung (Bild 1.5): Verfügt ein mechanisches System über eine zuschaltbare oder veränderbare Randbedingung (z.B. eine Steifigkeit  $c$ ), so kann nicht nur in Abhängigkeit einer Stellkraft  $F_{Stell}$  sondern auch in Abhängigkeit der Randbedingung die Auflösung und der Verfahrensweg  $s$  eingestellt werden. Beispiel:

Verformungsmotor [Baumann 93].

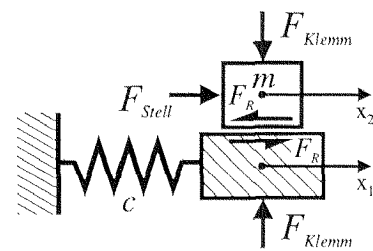


Bild 1.5

Mittels der Klemmkraft  $F_{Klemm}$  wird die Steifigkeit  $c$  zugeschaltet. Auf diese Weise kann die Auflösung erhöht werden.

Je nach Anforderung wird nicht nur ein Prinzip verwendet sondern es werden häufig hybride Lösungen erarbeitet, d.h. es werden Prinzipien miteinander kombiniert.

## 1.6 Aktorprinzipien und Aktoren für Positioniersysteme

Aktoren bringen, je nach Systemabgrenzung, innere oder äussere Kräfte auf ein mechanisches System. Diese können u.a. eine Relativbewegung bewirken: Ein zu bewegendes oder zu positionierendes Objekt wird definiert gegenüber einer Basis verschoben.

Die häufig für Positioniersysteme verwendeten Aktoren und die ihnen zu Grunde liegenden Aktorprinzipien werden im folgenden kurz abgehandelt.

### 1.6.1 Aktorprinzipien

Die gebräuchlichsten Aktoren, die heute beim Bau von Positioniersystemen für die Mikro- und Nanotechnik eingesetzt werden, können einem der zwei unten aufgeführten Aktorprinzipien zugewiesen werden:

1. Prinzip der Geometrieänderung (mittels physikalischer Grössen): Dieses Prinzip betrifft alle Körper, die aufgrund des Einflusses einer physikalischen Grösse, ihre Form oder Dimension ändern. Eine physikalische Grösse kann beispielsweise die elektrische Spannung oder die Wärme sein. Solche Körper können als Aktoren genutzt werden, da mit ihnen eine Relativbewegung herbeigeführt werden kann. Bekannte Beispiele sind unter anderem der piezoelektrische Aktor und das Thermobimetall.
2. Prinzip der Feldkräfte: Das zweite Prinzip beinhaltet das Erzeugen von Kräften bzw. Verschiebungen durch das Wirken von elektrischen und magnetischen Feldern. Ferromagnetische Stoffe werden im Sinne der Minimierung der potentiellen Energie in ein Magnetfeld hineingezogen. Analog zum magnetischen Effekt wird ein Dielektrikum in ein Elektrisches Feld gezogen. Ein verbreitetes Beispiel ist der elektromagnetische Motor.

### 1.6.2 Aktoren

Im folgenden sind eine beschränkte Anzahl Aktoren, welche den zwei obigen Aktorprinzipien zugeschrieben werden können, tabellarisch aufgeführt (Tabelle 1.2) und kurz beschrieben. Es sind nur die Aktoren aufgeführt, die ein Anwendungspotential in der Mikro- und Nanotechnik aufweisen.

- Piezoelektrischer Aktor (siehe Kapitel 3) [Koch 88, Kynar 90, Stettner 96]

Wirkt auf einen Werkstoff mit piezoelektrischen Eigenschaften ein elektrisches Feld, so ändert dieser seine Geometrie. Das Dehnvermögen  $S = f(E)$  von piezoelektrischen Aktoren liegt bei ca.  $1 \times 10^{-4}$ . Die Arbeitstemperatur liegt unter der für piezoelektrische Werkstoffe typischen Curie-Temperatur  $T_C$ . Piezoelemente können auch

**Tabelle 1.2**

Geeignete Aktoren für die Mikro- und Nanotechnik.

– : klein / ungeeignet

+ : gross / geeignet

° : mittel / brauchbar

	Aktor (1.Prinzip)				Aktor (2.Prinzip)	
	Piezoelekt. Aktoren (PZT)	Elektro- striktive Aktoren	Magneto- striktive Aktoren	shape- memory- alloy (SMA)	Elektro- magnetische Aktoren	Elektro- statische Aktoren
für AS geeignet	+	+	–	+	–	–
Verfahrweg	–	–	–	+	+	+
Vakuumtauglich	+	+	+	–	+	+
Steifigkeit	+	+	+	+	°	–
Volumen	–	–	°/+	–/°	°/+	–
Preis	–/°	–/°	+	+	–	+
Feldemission	+	+	+	–	+	+
Linearität	–	–/°	–	–	+	–
Hysterese	+	–/°	+	°/+	–	–

als Sensoren verwendet werden (direkter piezoelektrischer Effekt). Im statischen Betrieb fliesst ein vernachlässigbarer Verluststrom, so dass diese im ausgelenkten Zustand leistungsfrei sind. Piezoelektrische Aktoren besitzen die unerwünschte Eigenschaft des Nachkriechens und sind hysteresebehaftet [Kaizuka 88, Koch 88]. Diese Aktoren haben sich aufgrund ihrer einfachen Handhabung und des relativ niedrigen Preises auf vielen Gebieten durchgesetzt und sind deshalb in vielen technischen Systemen anzutreffen.

- Elektrostriktiver Aktor [Isupov 94]

Elektrostriktive Aktoren sind aus demselben Werkstofftyp, wie die piezoelektrischen. Ein Unterschied liegt darin, dass ihre Arbeitstemperatur über der Curie-Temperatur  $T_C$  des Werkstoffes liegen muss, damit sich dem elektrostriktiven nicht der piezoelektrische Effekt überlagert. Die Dehnungen  $S$  sind unabhängig von der Polarisation der angelegten Spannung  $U$  bzw. des angelegten elektrischen Feldes  $E$ . Die Kennlinie  $S = f(E)$  weist eine geringe Hysterese auf und der resultierende Dehnungsverlauf  $S = f(E)$  ist über grosse Bereich der Kennlinie nahezu linear. Diese Eigenschaften und die gegenüber

piezoelektrischen Aktoren kleinen Kriechraten macht diesen Aktortyp für statische und hochgenaue Anwendungen sehr geeignet. Da diese Aktoren im Gegensatz zu piezoelektrischen keine Polarisation aufweisen, sind sie einerseits unempfindlicher gegen falsche Handhabung (zu hohes elektrisches Feld  $E$ , zu hohe Temperaturen  $T > T_c$ ) und andererseits sind dadurch ihre Herstellkosten niedriger. Ein Schereffekt, wie mit piezoelektrischen Werkstoffen, ist mit ihnen aber aufgrund der fehlenden Polarisation nicht möglich. Elektrostriktive Materialien sind schwer verfügbar. Sie nehmen jedoch an Bedeutung zu und werden bereits von NEWPORT® kommerziell genutzt [Newport 94].

- Magnetostriktiver Aktor

Dehnungserscheinungen ferromagnetischer Materialien aufgrund wirkender magnetischer Felder wird als magnetostriktiver Effekt bezeichnet. Aus physikalischer Sicht ist der magnetostriktive Effekt das Pendant zum elektrostriktiven Effekt [Janocha 92]. Magnetostriktive Werkstoffe besitzen eine höhere Energiedichte als piezoelektrische und elektrostriktive. Diese hohe Energiedichte ermöglicht bei relativ geringem Materialeinsatz hohe Stellkräfte. Das gesamte Volumen dieser Aktoren kann beträchtlich sein, da mit einer das magnetostriktive Material umschliessenden Spule ein Magnetfeld erzeugt werden muss. Zudem beziehen diese Aktoren bzw. die Magnetspule, wegen der Aufrechterhaltung des Magnetfeldes, elektrische Leistung (Temperaturdrift). Diese Aktoren sind teuer und schlecht verfügbar.

- Shape-Memory-Alloy-SMA (Formgedächtnis-Legierung) [Janocha 92]

SMA sind metallische Werkstoffe mit Formgedächtnis. Diese Metalllegierungen nehmen in Abhängigkeit von Temperatur und äusseren mechanischen Spannungen zwei verschiedene Kristallstrukturen (Martensit und Austenit) ein. Das Formänderungsvermögen (Dehnung, Biegung und Torsion) mit SMA ist beträchtlich und es lassen sich mit ihnen unterschiedlichste Kinematiken realisieren [Kuribayashi 89, Kuribayashi 90]. Der SMA-Effekt wird durch Wärmezufuhr hervorgerufen. Zur Wärmeerzeugung wird häufig Strom durch den Aktor geleitet. Die auf diese Weise produzierte

joulesche Wärme bewirkt den SMA-Effekt. Bei grossvolumigen SMA-Aktoren sind dadurch die Reaktionszeiten entsprechend lang. Für hochpräzise Anwendungen sind diese Aktoren nicht geeignet, da Temperaturen i.a. nur schwer kontrollierbar sind. Zudem treten im Vakuum Schwierigkeiten bezüglich Wärmeabfuhr auf (fehlende Konvektion). Industriell werden diese Aktoren deshalb vorwiegend für binäre Schaltprozesse (ON-OFF) genutzt.

- Elektromagnetische Aktoren

Elektromagnetische Aktoren sind weit verbreitet und werden auch bei hochpräzisen Anwendungen eingesetzt. Mittels Untersetzungsgetrieben können hohe Auflösungen bei grossem Verfahrweg erreicht werden (motorisierten Mikrometerschrauben [PI 93, Newport 94]). Aufgrund der linearen Charakteristik ( $F \sim I$ ) ist die Regelung dieser Aktoren entsprechend einfach. Die Magnetspule produziert insbesondere bei statischen Anwendungen joulesche Wärme, welche die Stellkraft  $F$  und schliesslich auch die Position beeinflusst (Drift). Die elektromagnetischen Felder können die Umgebung ungünstig beeinflussen (z.B. Elektronenmikroskope). Elektromagnetische Aktoren sind billig und in unzähligen Varianten erhältlich.

- Elektrostatische Aktoren

Die elektrostatische Kraft-Spannung-Charakteristik ist quadratisch ( $F \sim U^2$ ). Beim Miniaturisieren technischer Systemen wird das Verwenden elektrostatischer Kräfte bzw. Aktoren bedeutungsvoll, da mit zunehmender Systemverkleinerung das Verhältnis von elektrostatischer Kraft ( $F \sim A$ ) zur Gewichtskraft ( $F \sim V$ ) bei konstanter elektrischer Spannung zunimmt [Fukuda 94]. Elektrostatische Kräfte werden deshalb schon länger in der Mikrotechnik verwendet. So werden beispielsweise die Kräfte zum Betreiben von Mikromotoren mit einem Rotordurchmesser von  $120\mu\text{m}$ , welche mit anisotropen Ätztechniken aus Siliziumsubstraten hergestellt werden, elektrostatisch erzeugt [Tai 89]. Für AS, welche makroskopischen Massstab haben, sind die Kräfte elektrostatischer Aktoren zu gering.

## 2.

# Charakterisierung des idealen euzentrischen Goniometers

---

Ein TEM kann in drei Hauptkomponenten aufgeteilt werden:

1. Elektronenstrahlquelle,
2. Linsensystem,
3. Goniometer.

Jede Ungenauigkeit und jedes Fehlverhalten dieser drei Komponenten reduziert und verschlechtert das Betriebsverhalten eines TEM. Ein instabiles Goniometer vermindert das Auflösungsvermögen, eine hohe Driftrate beispielsweise erschwert das Untersuchen von stark vergrößerten Probenausschnitten.

In diesem Kapitel wird zuerst auf die Euzentrizität und auf die Problematik idealer euzentrischer Goniometer eingegangen. Aus deren Analyse und Charakterisierung kann dann direkt auf die Anforderungen, die ein ideales euzentrisches Goniometer zur Bewältigung allgemeiner elektronenmikroskopischer Aufgaben und der ET erfüllen muss, geschlossen werden.

### 2.1 Euzentrizität und euzentrisches Goniometer

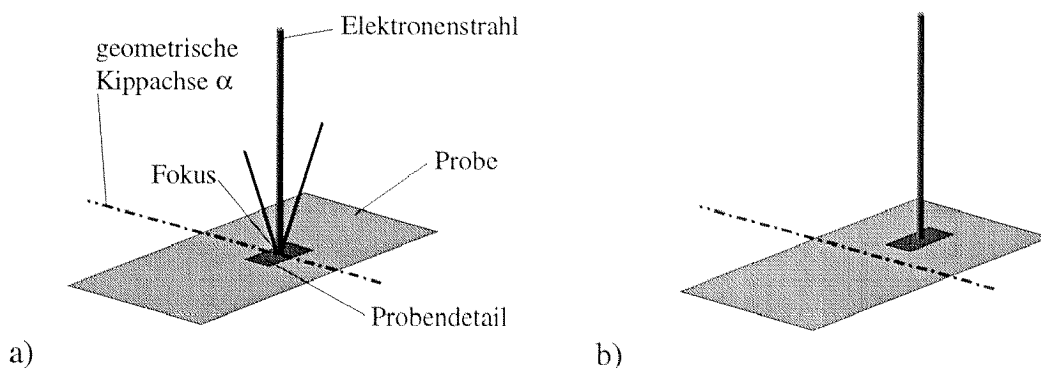
Euzentrizität bedeutet, dass jede interessierende Probenstelle beobachtet und gekippt werden kann, ohne dass die Probe aus der optischen Achse

auswandert oder der Fokus sich ändert [Frank 92].

Eine solche Euzentrität, kann wie folgt erreicht werden:

Liegt ein Detail einer zu untersuchenden Probe und der Fokus auf der geometrischen Kippachse einer Goniometers, dann ist es möglich dieses Probendetail, ohne dass es aus dem Elektronenstrahl auswandert und ohne den Fokus nachjustieren zu müssen, unter einem beliebigen Kippwinkel zu betrachten (Bild 2.1 a) und b)).

Mit den heute verfügbaren euzentrischen Goniometern, ist kein zuverlässiges euzentrisches Kippen verwirklicht. Auch bei bestmöglicher Justierung eines Goniometers machen mechanische Ungenauigkeiten und konstruktive Mängel eine stabile und eindeutige Kippachse unmöglich und bewirken, dass nach jedem Kippen eines Probendetails dieses auswandert und der Fokus sich ändert (s. Tabelle 5.1: CompuStage<sup>®</sup> von Philips). Dieser Umstand macht nach jeder Kippwinkeländerung (bei höheren Vergrößerungen) ein manuelles oder automatisiertes Nachjustieren des ausgewanderten Probendetails (Probenshift) und Fokus' notwendig. In der ET wird ein automatisiertes Nachjustieren angestrebt, da für eine 3-D Rekonstruktion (s. Kapitel 2.1.1) bis zu 120 und mehr Aufnahmen (2-D Projektionen) resp. Kippungen gemacht werden müssen. Ein manuelles Nachjustieren würde zu viel Zeit in Anspruch nehmen und wäre zu unpräzise.



**Bild 2.1**

a): Das Probendetail und die geometrische Kippachse des Goniometers fallen zusammen: Ein euzentrisches Kippen ist möglich. Das Probendetail wandert nicht aus der optischen Achse und der Fokus muss bei einer Änderung des Kippwinkels nicht nachjustiert werden.

b): Das Probendetail und die geometrische Kippachse des Goniometers fallen nicht zusammen: Das Probendetail wandert aus der optischen Achse und der Fokus muss bei einer Änderung des Kippwinkels nachjustiert werden.

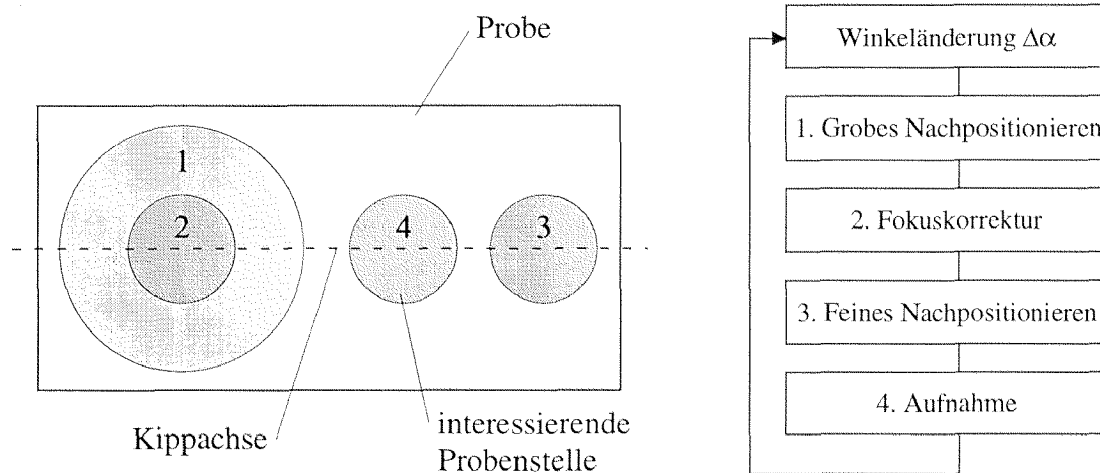


Ein automatisiertes Nachjustieren des Probedetails und des Fokus', welches in der automatisierten ET angewendet wird, erfolgt üblicherweise in vier Schritten [Dierksen 93, Koster 97, Rath 97]:

1. Grobes Nachpositionieren der ausgewanderten Probenstelle bei niedriger Vergrößerung
2. Korrigieren des Fokus' bei gewünschter Vergrößerung
3. Feines Nachpositionieren
4. Aufnahme der Projektion

Die Schritte 1-3 erfolgen bei der Low-Dose Automated Electron Tomography (Low-Dose Automated ET) neben der interessierenden Probenstelle, da Proben und insbesondere biologische keine beliebig hohen Elektronendosen ertragen<sup>1</sup> (s. Bild 2.2).

Trotz dieser Automation der ET ist es selten möglich eine vollständige Kippserie ohne manuelle Intervention aufzunehmen. Dies liegt nicht zuletzt am Konzept der heutigen Goniometer. Wegen den z.T. hohen mechanischen Driftraten und anderen technischen Problemen kommt es öfters vor, dass eine Kippserie mittendrin abgebrochen und bei einer anderen Probenstelle neu begonnen werden muss.



**Bild 2.2**

Die eingezeichneten vier Kreise stellen schematisch die Flächen auf denen die vier Prozessschritte der Low-Dose Automated ET durchgeführt werden dar. In der Regel genügt bei einer Kippwinkeländerung  $\Delta\alpha$  ein einmaliges Durchlaufen der vier Prozessschritte nicht (permanente Nachregelung) [Dierksen 93, Koster 97, Rath 97].

<sup>1</sup> Mit den heutigen Rechnern muss allein für die Korrektur pro Kippwinkel 2 Min Rechenzeit angenommen werden.

Zur Erreichung eines zuverlässigen euzentrischen Kippens eines Probendetails benötigt man deshalb ein Positioniersystem:

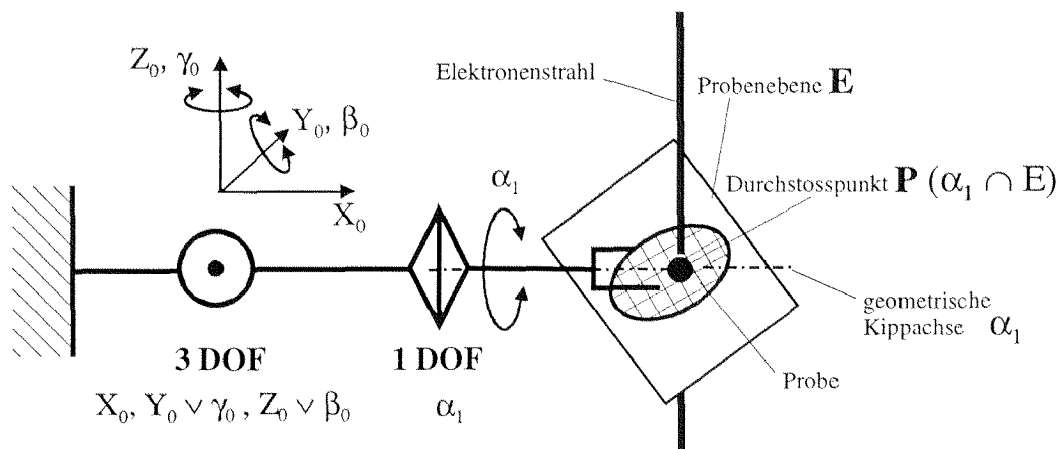
1. mit einer stabilen geometrischen Kippachse und
2. die Möglichkeit mind. ein Probendetail in diese Kippachse und gleichzeitig in den Fokusbereich (des Objektivs) zu bringen.

Zur Veranschaulichung sind im Folgenden vier Varianten von Kinematiken, die ein euzentrisches Kippen der Probe erlauben, beschrieben. Es sei darauf hingewiesen, dass neben diesen vier vorgestellten Kinematiken weitere existieren, die ein euzentrisches Kippen erlauben.

Zur Vereinfachung wird für die folgenden geometrischen und kinematischen Überlegungen das Präparat als Ebene  $E$  betrachtet. Nachdem das Präparat am Probenhalter befestigt wird, hat es einen Abstand  $d$  (Annahme:  $d_{\max} \approx 0.5\text{mm}$ ) von der geometrischen Kippachse  $\alpha_1$  des Goniometers.

#### 1. Euzentrität in einem Punkt (Bild 2.3):

Dort wo die Kippachse  $\alpha_1$  die Ebene  $E$  durchstösst ( $\alpha_1 \cap E$ ), ist prinzipiell ein euzentrisches Kippen möglich, falls der Durchstosspunkt  $P$  innerhalb der Probe liegt und



**Bild 2.3**

Prinzipialskizze eines euzentrischen Goniometers mit 4 DOF, mit welchem im besten realistischen Fall in *einem* Punkt ein euzentrisches Kippen möglich ist, d.h. dass nur mit dem einzigen Durchstosspunkt  $P$  (falls überhaupt einer existiert) ein euzentrisches Kippen möglich ist.

- entweder der Elektronenstrahl bzw. der Fokus in diesen Durchstoßpunkt  $P$  gelenkt werden kann,
- oder der Durchstoßpunkt  $P \in \alpha_1$  mittels eines Justiermechanismus mit 3 DOF ( $X_0, Y_0 \vee \gamma_0, Z_0 \vee \beta_0$ )<sup>2</sup> in den Fokus verschoben bzw. geschwenkt werden kann.

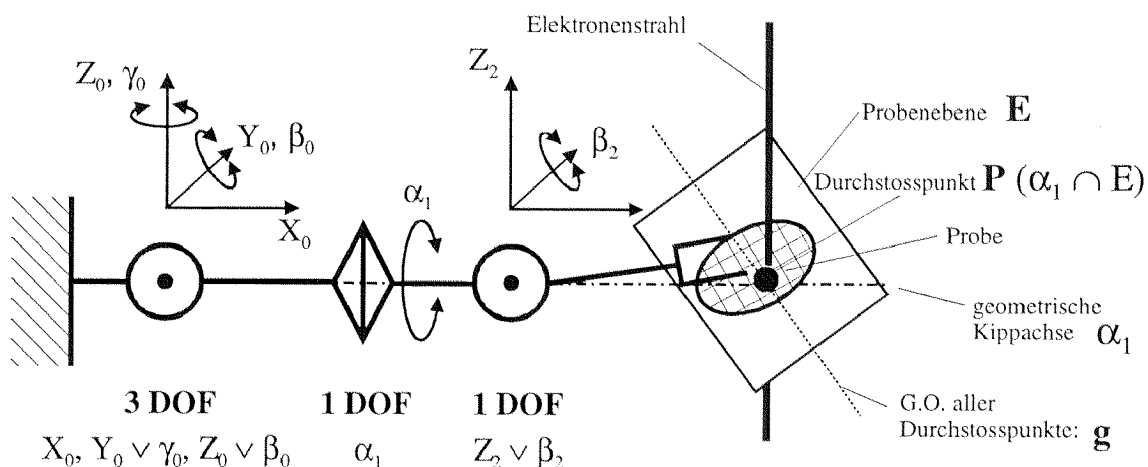
Auf diese Weise kann ein euzentrisches Goniometer realisiert werden, mit welchem aber kein beliebiges Probedetail untersucht werden kann, sondern lediglich ein zufälliger Durchstoßpunkt  $P$ , falls dieser überhaupt in der Probe liegt.

Ein denkbarer aber unrealistischer Fall tritt ein, wenn die Kippachse  $\alpha_1$  zufälligerweise in der Ebene  $E$  liegen würde ( $\alpha_1 \in E$ ): Entlang der Schnittgerade ( $\alpha_1 \cap E$ ) könnte euzentrisch gekippt werden.

## 2. Euzentrität auf einer Linie (Bild 2.4):

Wird das im Punkt 1 beschriebene euzentrische Goniometer um ein Gelenk<sup>3</sup> mit 1 DOF (z.B.  $Z_2 \vee \beta_2$ ) erweitert, so ist es möglich auf dem geometrischen Ort (G.O.) aller Durchstoßpunkte (Gerade  $g$ ), welche in der Probe liegen, ein euzentrisches Kippen zu erreichen.

Durch diese Erweiterung kann auf der gesamten Länge  $l$  des Geradenabschnitts, welche bei einem Probendurchmesser bzw.



**Bild 2.4**

Prinzipskizze eines euzentrischen Goniometers mit 5 DOF, mit welchem ein euzentrisches Kippen auf einem ganzen Geradenabschnitt möglich ist.

<sup>2</sup> Da mit dem Goniometer nur kleine Bewegungen ausgeführt werden, können translatorische durch rotatorische Bewegungen angenähert werden:  $Y_0$  bzw.  $Z_0$  Translationen werden mit Drehungen um  $\gamma_0$  bzw.  $\beta_0$  angenähert.

<sup>3</sup> Das Gelenk kann einen rotatorischen oder translatorischen Freiheitsgrad haben

Netzchendurchmesser  $D$  die Ungleichung

$$0 \leq l \leq D \tag{2.1}$$

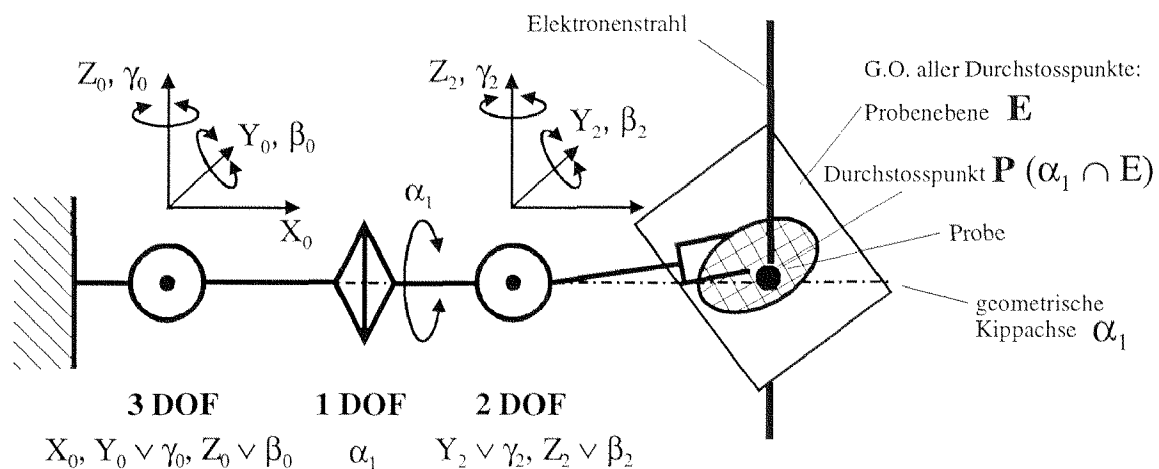
erfüllt, die Probe nach interessanten Details abgesucht werden.

3. Euzentrität in einer Ebene (Bild 2.5):

Wird das im Punkt 1 beschriebene euzentrische Goniometer um ein Gelenke mit 2 DOF (z.B.  $Y_2 \vee \gamma_2, Z_2 \vee \beta_2$ ) erweitert, so ist es möglich auf dem G.O. aller Durchstosspunkte, die Probenebene  $E$ , ein euzentrisches Kippen zu erreichen.

Wird jedoch beim Absuchen der Probe nach interessanten Details der  $X_0$ -Antrieb benutzt, so wird die Kippachse  $\alpha_1$  gegenüber dem Elektronenstrahl verschoben<sup>4</sup> und muss mit den beiden Achsen  $Y_0 \vee \gamma_0, Z_0 \vee \beta_0$  wieder in diesen hineinjustiert werden.

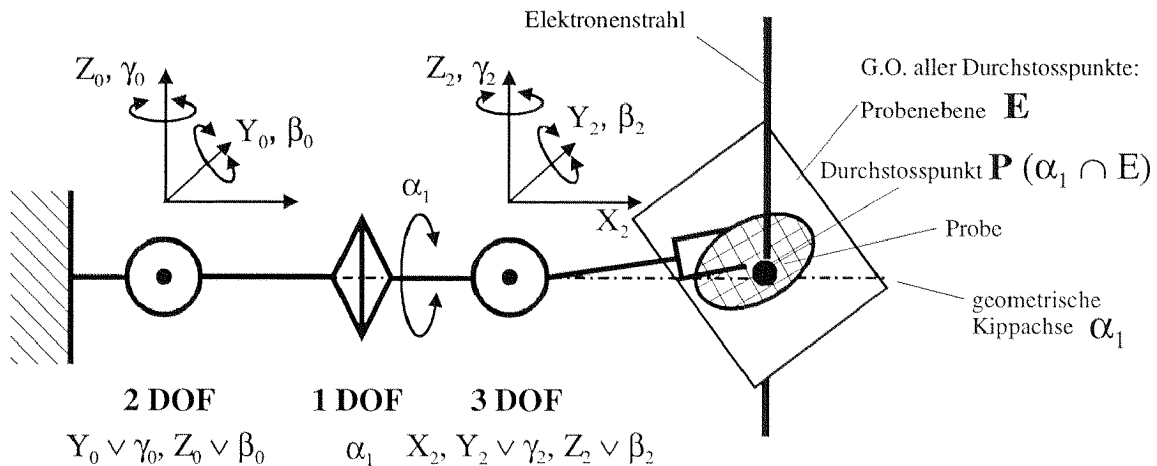
Wird der  $X_0$ -Antrieb des euzentrischen Goniometers von Bild 2.5 durch den  $X_2$ -Antrieb ersetzt bzw. lediglich die Anordnung der Gelenke der seriellen Goniometerkinematik geändert, so kann jeder Punkt der Probe euzentrisch gekippt werden, ohne dass die Lage der Kippachse  $\alpha_1$  relativ zum Elektronenstrahl verändert wird (Bild 2.6). Bei dieser Kinematik wird die Kippachse  $\alpha_1$  lediglich einmal mit den Achsen  $Y_0 \vee \gamma_0, Z_0 \vee \beta_0$  in den Fokusbereich des Objektivs



**Bild 2.5**

Prinziplskizze eines euzentrischen Goniometers mit 6 DOF, mit welchem ein euzentrisches Kippen auf der ganzen Probenebene erreicht werden kann.

<sup>4</sup> Technisch ist es kaum möglich oder äusserst aufwendig, die  $X_0$ -Achse und die  $\alpha_1$ -Kippachse parallel zueinander in den für ein euzentrisches Kippen geforderten engen Toleranzen zu realisieren.

**Bild 2.6**

Prinzipische Skizze eines idealen euzentrischen Goniometers mit 6 DOF, mit welchem ohne nachjustieren mit  $Y_0 \vee \gamma_0, Z_0 \vee \beta_0$  ein euzentrisches Kippen auf der ganzen Probenebene erreicht werden kann.

(ca.  $\pm 10 \mu m$ ) justiert. Danach können beliebige Probenstellen ohne nachjustieren euzentrisch Gekippt werden. Aufgrund dieser Tatsache kann ein Goniometer mit einer solchen Kinematik als ideal betrachtet werden.

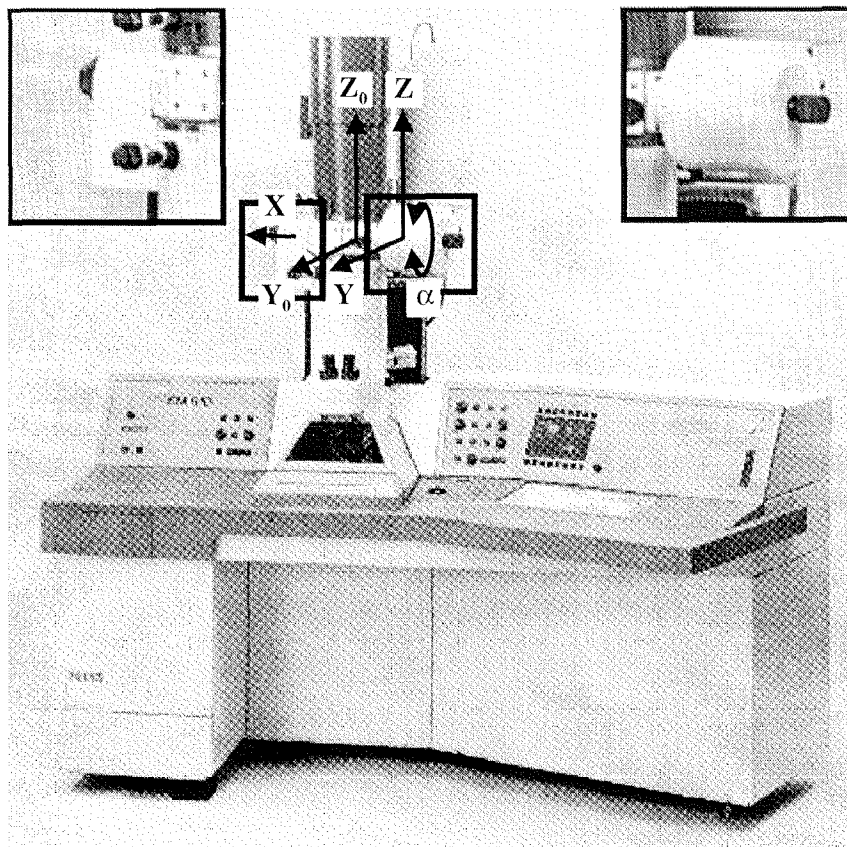
## 2.2 Verwendetes TEM und das dazugehörige euzentrische Goniometer

Zur Charakterisierung und Validierung der neuartigen Positionierungen bzw. des neu entwickelten Goniometers wurde ein Zeiss TEM (EM 912 OMEGA) verwendet (Bild 2.7). Mit diesem Mikroskop, das mit einer maximalen Beschleunigungsspannung von 120kV arbeitet, erreicht man eine Auflösung (Punkt zu Punkt) von 0.37nm. Das euzentrische Side-Entry-Goniometer mit Widerlager, das am sogenannten Oktagon angeflanscht ist, besitzt vier motorisierte Achsen  $X, Y, Z$  und  $\alpha$  (optional  $\gamma$ : für double-axis tilting und conical tilting) mit folgenden Verfahrenswegen:

Verfahrensweg:	$X$ Achse:	8.5mm
	$Y$ Achse:	2mm
	$Z$ Achse:	$\pm 0.4$ mm
	$\alpha$ Achse:	$\pm 60^\circ$

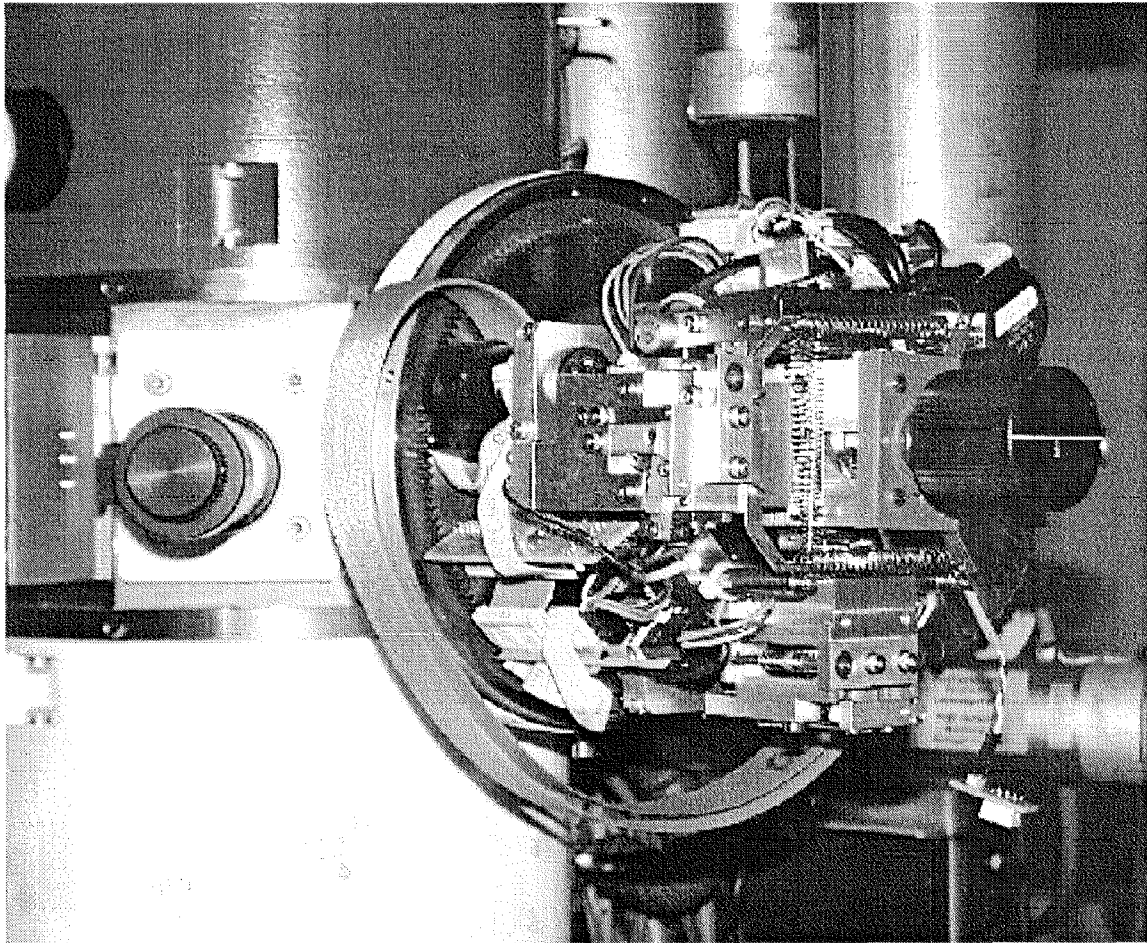
Der Antrieb für die  $X$  Achse ist im Widerlager integriert. Mit den vier motorisierten Achsen ist grundsätzlich eine Euzentrizität in jedem Punkt der ganzen Probenebene möglich (Euzentrizität in einer Ebene). Die unpräzise Goniometerkinematik (statische Unbestimmtheit) und mechanische Ungenauigkeiten machen aber ein zuverlässiges Kippen unmöglich. Die Achsen  $Y_0$  und  $Z_0$ , mit welchen die Lage der geometrischen Kippachse  $\alpha$  relativ zum Elektronenstrahl bzw. Fokus justiert wird, werden mittels zweier gewöhnlicher Schrauben am Flansch eingestellt. Dies erfordert viel Geduld und Fingerspitzengefühl.

Dieses voll motorisierte Goniometer ist mit konventionellen feinmechanischen Konstruktionselementen aufgebaut (Bild 2.8). Jede Achse kann separat mit einem DC-Motor angesteuert werden. Zur Erreichung einer maximalen Auflösung werden klassische



**Bild 2.7**

Für diese Arbeit stand ein TEM des Typs EM 912 OMEGA der Firma Zeiss zur Verfügung. Die vergrößerten Ausschnitte zeigen das am Oktagon angeflanschte euzentrische Side-Entry-Goniometer mit vier motorisierte Achsen  $X, Y, Z$  und  $\alpha$  und das Widerlager des Goniometers.



**Bild 2.8**

Das Goniometer von Zeiss ist mit konventionellen feinmechanischen Konstruktionselementen aufgebaut.

Untersetzungsgetriebe eingesetzt. Es sei hier erwähnt, dass alle kommerziell erhältlichen Goniometer, wie dasjenige von Philips (CompuStage<sup>®</sup> [Asselbergs 94]), oder von Hitachi, über ein ähnliches Konstruktionskonzept verfügen.

### **2.3 Problematik der klassischen Goniometer**

Im folgenden soll näher auf die konstruktiven Mängel und den Konstruktionsbereich, das Oktagon, der Goniometer für TEM eingegangen werden. Erst die genaue Analyse des klassischen Goniometerkonzeptes erleichtert und ermöglicht das klare Formulieren der technischen Anforderungen an ein ideales Goniometer.

#### **2.3.1 Konstruktive Mängel der klassischen Goniometer**

Wie in Kapitel 1 schon erwähnt, hat die klassische Konstruktionsweise auf die Funktionsweise des Goniometers eine Reihe negativer Nebeneffekte:

1. Backlash<sup>5</sup>
2. erhöhte Reibung
3. grosses Bauvolumen
4. grosse Masse
5. mechanische Drift
6. Temperaturdrift
7. statische Unbestimmtheit
8. ungeeignete Kinematik

Diese Schwächen gilt es beim Bau eines neuen Goniometers zu minimieren oder gar zu beseitigen. Dies kann auf folgende Weise geschehen:

1. Backlash-Erscheinungen werden durch (Getriebe-)Spiel und/oder nachgiebige Konstruktionen hervorgerufen. Der Backlash wird durch eine möglichst spielfreie bzw. vorgespannte und steife Konstruktion und eine Reduzierung der Getriebestufen minimiert.
2. Die Reibung, welche wegen den Stick-Slip-Effekten hochauflösendes Positionieren erschwert, kann durch das Reduzieren der Anzahl Lager, Führungen und Getriebestufen verringert werden. Durch den Einsatz von elastischen und AS kann die Reibung auf innere Reibung minimiert werden.
3. Das Bauvolumen der heutigen Goniometer ist gross. Beim Goniometer von Zeiss beträgt das Volumen einige  $dm^3$  (s. Bild 2.8). Dieses Volumen verunmöglicht es den Positioniermechanismus möglichst nah zum Elektronenstrahl zu bringen oder gar ins Oktagon hinein zu verlegen. Das Reduzieren des Bauvolumens kann durch Verwenden von geeigneten Konstruktions-, Positionier- und Aktorprinzipien erzielt werden (s.a. Kapitel 1).
4. Damit das gesamte Goniometer und sein Probenstab eine hohe Eigenfrequenz aufweist, muss die Masse möglichst klein gehalten

---

<sup>5</sup> Backlash bedeutet im deutschen Sprachgebrauch (Zahn-)Spiel, Totgang



werden. Dies kann mit geeigneten Werkstoffen und ebenfalls mit den in Punkt 3 beschriebenen Massnahmen erreicht werden.

5. Die mechanische Drift tritt beim Goniometer von Zeiss unter anderem auf, weil der gesamte Probenstab durch eine Schleuse, welche im Goniometer integriert ist, ins Hochvakuum hineingeschoben werden kann. Das Vakuum wird mittels O-Ringen, die auch als Lager für den Probenstab dienen, gegenüber dem atmosphärischen Druck abgedichtet. Auch die Lagerung des Probenstabes beim CompuStage<sup>®</sup> von Philips ist konstruktiv sehr ähnlich gelöst. Da durch das Eigengewicht des Probenstabes selbst und durch den Druckunterschied eine kontinuierliche Kraft auf die von Natur aus sehr nachgiebigen O-Ringe wirkt, dauert es bei jeder Lageänderung des Probenstabes eine gewisse Zeitspanne bis dieser bzw. die Probe gegenüber dem Elektronenstrahl zur Ruhe kommt. Dies erklärt auch Drifterscheinung beim Kippen der Probe beim Durchführen einer ET. Das Verspannen des Probenstabes durch das Widerlager ruft ebenfalls mechanische Drift hervor, da am Ort des Widerlagers der Probenstab am nachgiebigsten ist. Diese Drifterscheinungen könnten durch eine leichte und steife Konstruktion und durch ein Konstruktionskonzept ohne O-Ringe beseitigt werden.
6. Das Ende des Probenstabes, wo auch die Probe befestigt ist, wird mittels dem Widerlager abgestützt bzw. gelagert. Diese Konfiguration hat einen schlechten Einfluss auf die Stabilität der Temperatur der Probe, da ein Widerlager die Wärmeleitung erhöht. Dies macht sich v.a. bei Proben negativ bemerkbar, welche auf Temperaturen deutlich unter (z.B. bei der cryo-ET bzw. CET) oder über die Umgebungstemperatur gebracht werden müssen. Die Probentemperatur lässt sich bei erhöhter Wärmeleitung schwer stabilisieren. Man spricht in diesem Fall von Temperaturdrift der Probe. Ein Goniometer ohne Widerlager erhöht die Wärmeisolation und reduziert somit die Temperaturdrift.
7. Die Lage des Probenstabes ist aufgrund des verwendeten O-Ringes als Lager nicht definiert bzw. statisch unbestimmt. Diese statische

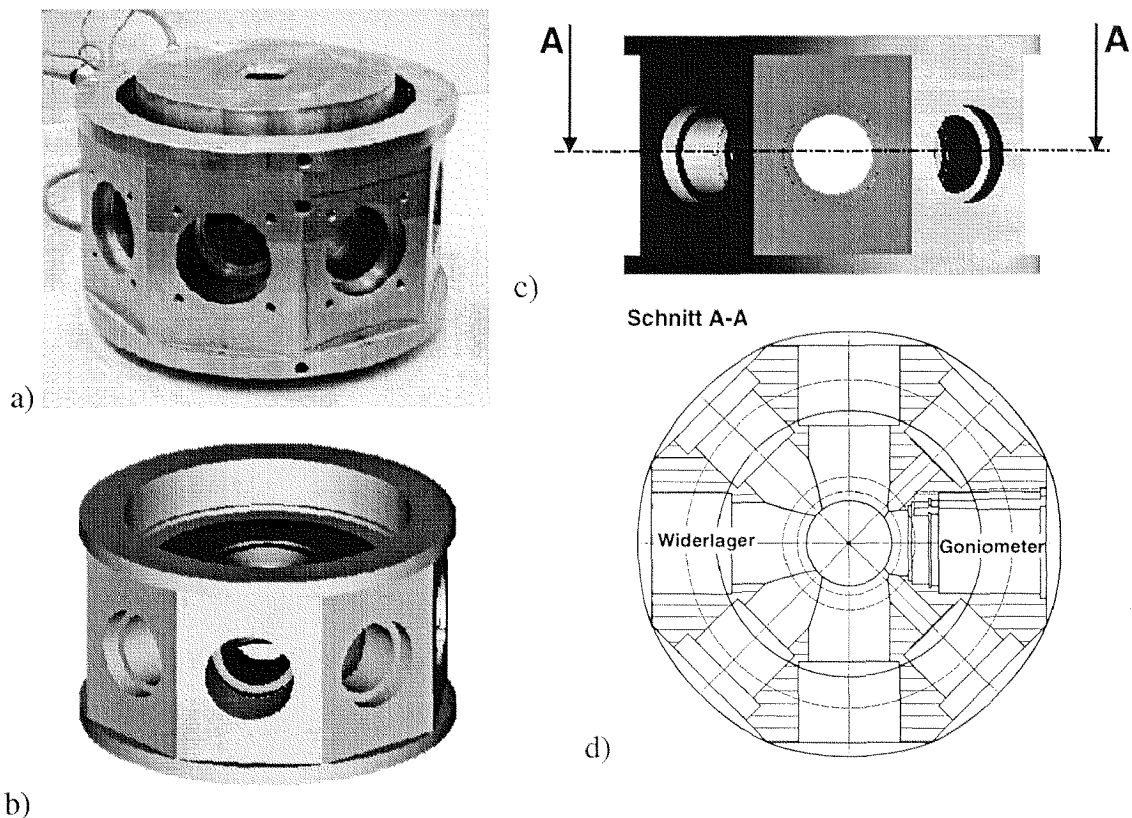
Unbestimmtheit des Probenstabes macht sich vor allem durch die vom Widerlager auf den Probenstab wirkenden Kräfte bemerkbar. Diese bewirken beispielsweise beim Kippen eine Lageänderung des Probenstabes und somit auch der Probe relativ zur euzentrischen und optischen Achse. Statische Unbestimmtheit ruft in Führungen und Lagerungen Zwang und Spiel hervor, welche das genaue und hochauflösende Positionieren erschweren oder gar verunmöglichen. Diese Problematik kann mit engen Form- und Lagetoleranzen oder statisch bestimmtem Lagern und Führen [Smith 92] umgangen werden.

8. Eine ungeeignete Kinematik erschwert oder verunmöglicht ein euzentrisches Kippen. Eine stabile Kippachse, eine zentrale Voraussetzung für ein euzentrisches Kippen, ist bei keinem der klassischen Goniometer gewährleistet. Dies rührt daher, dass die Kinematik vieler Goniometer nur näherungsweise eine stabile Kippachse hat und dass die Lagerung statisch unbestimmt ist. Die Goniometerkinematik muss so beschaffen sein, dass sie eine stabile Kippachse besitzt und dass sie statisch bestimmt ist.

### 2.3.2 Der Konstruktionsbereich: Das Oktagon

Das Bild 2.9 zeigt das Oktagon eines TEM von Zeiss. Diese Oktagon sind bei allen TEM mehr oder weniger gleich aufgebaut. Ein Oktagon besteht aus zwei verschrumpften Teilen unterschiedlicher Werkstoffe: Der innere Kern besteht aus dem nicht ferromagnetischem Metall Messing und der äussere Mantel besteht zwecks magnetischer Abschirmung aus weichmagnetischem Stahl. Am Oktagon ist i.a. eine Ionen-Getter-Pumpe, eine Kühlfalle, eine Blende und nicht zuletzt das Goniometer angeflanscht. Das Goniometer von Zeiss hat zur Versteifung und zur Erhöhung der Eigenfrequenzen des Probenstabes ein Widerlager (two-ear design). Im Gegensatz dazu besitzt z.B. der CompuStage<sup>®</sup> von Philips kein Widerlager (one-ear-design). Die leichte und relativ kurze Bauweise des Probenstabes macht ein Widerlager überflüssig.

Aus Bild 2.9 ist leicht ersichtlich, dass der Konstruktionsbereich, welcher durch die Geometrie des Oktagons gegeben ist, nicht allzu viel Raum für verschiedene Lösungskonzepte zulässt. Der Elektronenstrahl ist nur durch die Bohrungen an den acht Stirnflächen zugänglich. Die Bohrungen in welchen das Goniometer und das Widerlager sitzen, haben einen Durchmesser von ca. 40mm und eine nutzbare Länge von ca. 60mm. Dass in diesem Volumen ein Goniometer mit mindestens vier Freiheitsgraden (4 DOF) bestehend aus herkömmlichen Konstruktionselementen, wie Wälzlager/führungen, Zahnräder und DC-Motoren, keinen Platz findet, liegt auf der Hand. Deshalb kommt die gesamte Mechanik ausserhalb des Oktagons zu liegen. Diese Massnahme bewirkt eine Verlängerung des Probenstabes und erhöht die Oberfläche und das Volumen des Goniometers. Durch die erhöhte Oberfläche können leicht äussere Störungen, wie durch Pumpenvibrationen erzeugter Schall,



**Bild 2.9**

a) zeigt das Oktagon (s.a. Bild 2.7) von Zeiss, in welchem das Goniometer mit seinem Widerlager angeflanscht ist. Es wird deshalb Oktagon genannt, weil es acht Stirnflächen zum Anflanschen besitzt. Zwei Flansche sind vom Goniometer und Widerlager besetzt. b) und c) zeigen das 3-D-CAD-Modell. d) zeigt einen Schnitt durchs Oktagon und die Lage des Goniometers und Widerlagers.

aufgenommen werden, welche über den Probenstab bis zur Probe gelangen. Ein längerer Probenstab wird dessen Biegesteifigkeit und Biegeeigenfrequenz reduzieren. Das ideale Goniometer müsste im Innern, möglichst nahe beim Elektronenstrahl, des Oktagons liegen und einen kurzen Probenstab besitzen.

### 2.3.3 Auf das Goniometer wirkende Störungen

Wie oben schon erwähnt dürfen die Störungen die auf das gesamte Mikroskop wirken beim Entwurf eines Goniometers nicht vernachlässigt werden. Mechanische Störeinflüsse werden in äussere und innere unterschieden [Krause 87]. Neben den mechanischen Störeinflüssen kommen auch Geräusche, elektrische und magnetische Felder zum tragen.

Äussere Einflüsse, welche Schwingungen und Stösse am TEM bzw. Goniometer verursachen, sind: Fundamentalschwingungen verursacht durch Gebäudebewegungen, Pumpen und Lüfter, elektrische Zuleitungen, Kühlwasserleitungen und Luftbewegungen.

Innere Einflüsse sind: Turbulenzen des Kühlwassers und anderen Erregungen durch Bewegungsvorgänge im Inneren des TEM, wie z.B. das Hochklappen des Leuchtschirms.

Geräusche werden hinsichtlich ihrer Ursachen in direkt erzeugte und indirekt erzeugte unterteilt [Krause 87]. Bei direkt erzeugten Geräuschen wird die Luft als übertragendes Medium unmittelbar zu Schwingungen angeregt. Solche Geräusche werden meist durch Lüfter und schnell rotierende Teile verursacht. Weitaus vielfältigere Ursachen haben die indirekt erzeugten Geräusche. In mechanischen Bauteilen werden Körperschallschwingungen angeregt, deren Abstrahlung dann vom schwingenden Teil selbst oder von anderen Bauteilen, z.B. vom Gehäuse, als Luftschall erfolgt. Solche Körperschallschwingungen können in Pumpen durch Unwucht und Reibung in Wälzlagern entstehen und vom Pumpengehäuse abgestrahlt werden.

Elektrische und magnetische Felder sollten vom Elektronenstrahl ferngehalten werden. Das Magnetfeld von elektromagnetischen Stellelementen oder das elektrische Feld eines piezoelektrischen Aktors können, falls diese zu nahe beim Elektronenstrahl liegen, diesen unerwünscht beeinflussen. Ebenfalls sollten Werkstoffe, welche eine

kritische magnetischen Permeabilität besitzen und in die Nähe von Magnetlinsen zu liegen kommen, vermieden werden, da diese das Magnetfeld der Linsen stören.

Diese Aufzählung verschiedenster Störeinflüsse zeigt auf, wie schwierig es ist ein EM gegenüber all diesen zu isolieren oder unempfindlich zu machen. Im Falle eines Schwingungsproblems kann man bei einer solchen Vielzahl von Einflussgrößen nur schwierig die Ursache mit Bestimmtheit eruieren. In solchen Fällen hilft nur noch die Erfahrung oder schrittweises Eingrenzen des Problems.

#### **2.4 Anforderungen an ein ideales euzentrisches Goniometer**

Die Anforderungen an ein ideales euzentrisches Goniometer sind in folgender Tabelle 2.1 zusammenfassend aufgeführt:

**Tabelle 2.1**

Die wichtigsten Anforderungen an ein ideales euzentrisches Goniometer

Hauptgruppe	Anforderung	Bemerkungen
Kinematik	mindestens 6 DOF	Mind. ein rotatorischer Freiheitsgrad (single-axis tilting) (s. Bild 2.5, Bild 2.6)
	stabile geometrische Kippachse	Bedingung für euzentrisches Kippen
	Möglichkeit ein Proben- detail in die geometrische Kippachse zu bringen	Bedingung für euzentrisches Kippen
	statisch bestimmte Lagerungen und Führungen verwenden	kein Spiel, keine Zwänge: weniger Drift
Kräfte	kleine Massen	minimiert die Trägheit, erhöht die Eigenfrequenzen
	hohe Steifigkeit	anisotrope Strukturen, parallele Kinematik, möglichst keine Beanspruchungen auf Biegung
Auflösung	die Goniometer- konstruktion darf das Auflösungsvermögen des TEM (ca. 0.3nm) nicht beeinträchtigen	Auf das EM wirkende Störeinflüsse erschweren die Erfüllung dieser Anforderung
Geometrie	kompakte Bauweise	kann so ins Oktagon integriert werden (kurzer Probenstab)
Ergonomie	möglichst einfache Bedienbarkeit	jeder EM Benutzer sollte in der Lage sein ET durchzuführen
Werkstoff	Vakuumtaugliche Werkstoffe	im EM herrscht Hochvakuum
	Werkstoffe mit kleiner magn. Permeabilität	Materialien mit hoher magn. Permeabilität stören die elektromagnetischen Linsen
Montage	einfacher Ein-/Ausbau des Goniometers	

# 3.

## Positionierelemente

---

Das letzte Kapitel hat gezeigt, welche allgemeinen Anforderungen ideale Goniometer und Positioniersysteme für die Mikro- und Nanotechnik erfüllen müssen. Dieses Kapitel zeigt auf, wie Positionierelemente, basierend auf den im ersten Kapitel beschriebenen Konstruktions-, Positionier- und Aktorprinzipien, diese hohen Anforderungen erfüllen können. Es geht vertieft auf die verwendeten Prinzipien und die daraus abgeleiteten Positionierelemente ein und stellt gleichzeitig das Kernstück der vorliegenden Arbeit dar.

### 3.1 Positioniermechanismen basierend auf AS

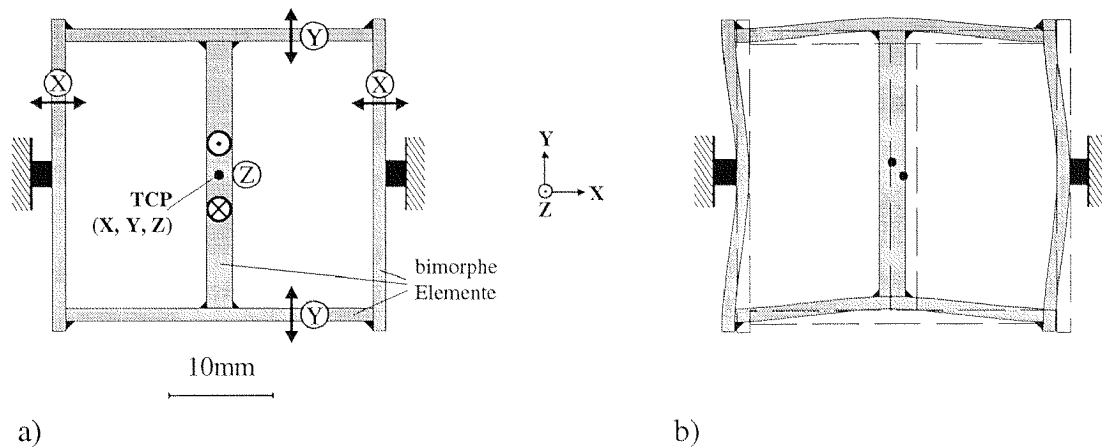
AS sind dadurch gekennzeichnet, dass ihre Geometrie mittels Aktoren kontrolliert beeinflusst werden können und die Aktoren eine tragende Funktion übernehmen [Hagood 88, Wada 89, Paradies 97]. Positionierungen, welche in das Konzept der AS eingestuft werden können, werden in [Muralt 86, Matey 87, Sato 93] beschrieben. Sie haben mittels passiven und aktiven Elementen (Piezoelemente) adaptive Positioniermechanismen mit geschlossenen Kinematiken<sup>1</sup> entworfen. Die Aktorelemente übernehmen zwei Funktionen:

1. Die Aktorik und
2. das Führen und das Lagern.

In [Muralt 86] und [Matey 87] wird ein Positioniermechanismus bzw.

---

<sup>1</sup> Mechanismen sind geschlossene kinematische Ketten [Hiller 92]

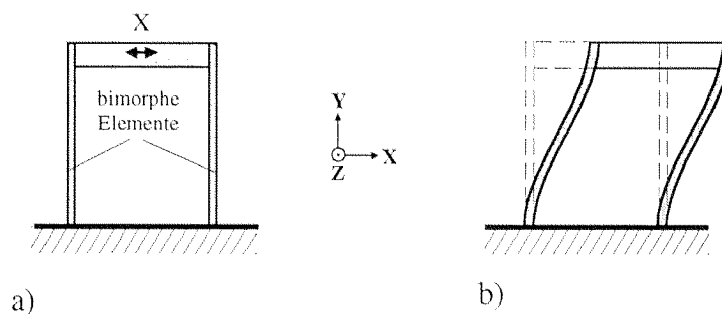


**Bild 3.1**

a): Eine adaptive Positionierungen (AP) mit 3 DOF (X, Y, Z) bestehend aus fünf bimorphen piezoelektrischen Elementen. b): Die AP im Betriebszustand: Verschiebung in X und Y. [Muralt 86]

ein scanning-tunneling-microscope (STM) mit 3 DOF (X, Y, Z) vorgestellt (Bild 3.1), welcher vollständig aus bimorphen piezoelektrischen Elementen besteht. [Sato 93] stellt eine Federführung mit einem translatorischen Freiheitsgrad vor, bei welchem die elastischen Führungselemente aus bimorphen Piezoelementen bestehen (Bild 3.2).

Bimorphe Elemente haben den Vorteil, dass sie mit viel kleineren elektrischen Spannungen bzw. Feldern ( $100\text{-}200\text{ V}/\mu\text{m}$ ) mindestens gleich grosse Verfahrswege machen wie die üblicherweise verwendeten piezoelektrischen Stapelaktoren ( $2\text{ kV}/\mu\text{m}$ ). Nachteilig ist jedoch, dass die Steifigkeiten und die Eigenfrequenzen solcher Positionierungen niedriger sein können. Dieser Nachteil kann durch geeignetes Auslegen von Positionierungen als geschlossene Kinematiken, welche in der Regel steifer als serielle (offene) Kinematiken sind, in Grenzen gehalten werden.



**Bild 3.2**

a): Eine adaptive Parallelführung mit 1 DOF. b): Im ausgelenkten Zustand. [Sato 93]



### 3.1.1 Piezoelektrische Aktoren

Beim Deformieren von bestimmten anisotropen Kristallen (z.B. Quarz oder Turmalin) entstehen elektrische Ladungen auf ihnen. Dies wird als *direkter piezoelektrischer Effekt* definiert. Auf diese Weise können solche Kristalle als Sensoren genutzt werden. Dieser Effekt ist aber auch umkehrbar. Wird an einem piezoelektrischen Material eine elektrische Spannung angelegt, so ändert dieses seine Geometrie. Dieser Effekt wird *inverser piezoelektrischer Effekt* genannt. So bekommt ein solches Material Aktoreigenschaften.

Mittlerweile hat man effizientere piezoelektrische Materialien gefunden als die in der Natur vorkommenden monokristallinen piezoelektrischen Kristalle. Heute kommen mehrheitlich keramische, polykristalline Werkstoffe, wie Blei-Zirkonat-Titanat (PZT) [Megatron 92, Stettner 94], und Polymere, wie Polyvinyliden-Fluorid (PVDF) [Kynar 90], mit piezoelektrischen Eigenschaften zum Einsatz.

Beim polykristallinen Material kann sowohl der direkte als auch der inverse piezoelektrische Effekt erst bei einem polarisierten piezoelektrischen Material hervorgerufen werden. Polarisiert wird mit einem starken elektrischen Feld (E-Feld) knapp unter der materialspezifischen Curie-Temperatur  $T_C$ . Durch das Polarisieren werden die zunächst statistisch orientierten Dipolmomente der Kristallite einer Piezokeramik entlang des E-Feldes ausgerichtet [Koch 88].

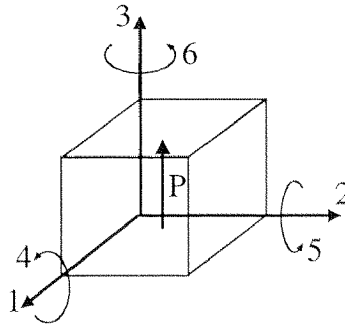
Für die statische Anwendung von Piezokeramiken sind die zwei in Tabelle 3.1 aufgeführten Konstanten relevant.

Die Richtungsabhängigkeit des piezoelektrischen Materials wird mit den beiden Indizes  $i$  und  $j$  nach IRE-Norm [IRE 49] genau definiert. Die Indizes geben die in Bild 3.3 gezeigten Richtungen (1...3) und Scherungen

**Tabelle 3.1**

Zwei piezoelektrische Konstanten

Grösse	Symbol	Einheit
Piezoelektrische Ladungskonstante:	$d_{ij}$	$\frac{m}{V}$
Nachgiebigkeitskonstante:	$s_{ji}$	$\frac{1}{Pa}$



**Bild 3.3**

Definition der piezoelektrischen Materialachsen [IRE 49]

(4...6) an. Das piezoelektrische Material wird so im kartesischen Koordinatensystem orientiert, dass die Polarisationsrichtung  $P$  parallel zur 3-Achse zu liegen kommt.

Die Ladungskonstante  $d_{ij}$  gibt das Verhältnis zwischen der Dehnung  $S_j$  und der elektrischen Feldstärke  $E_i$  an:

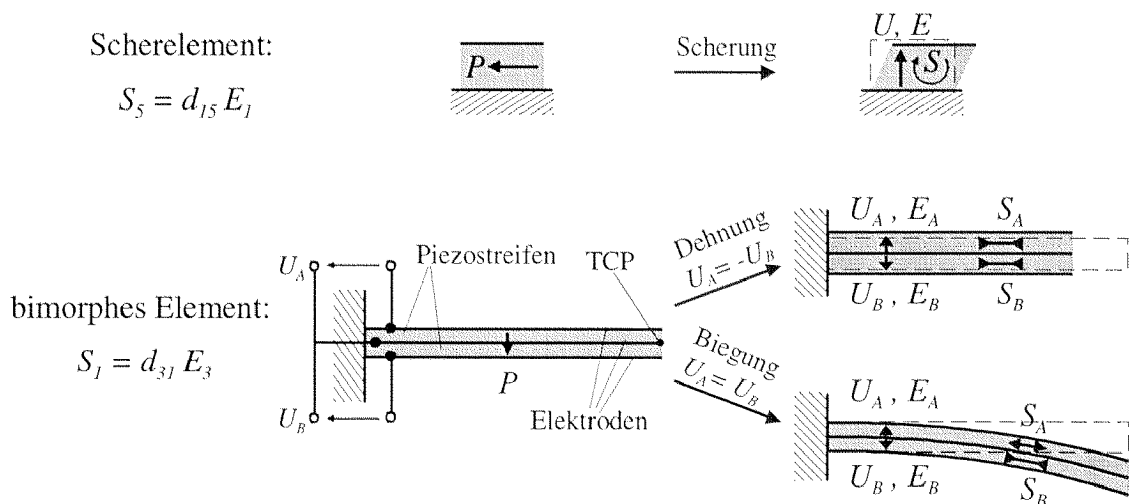
$$d_{ij} = \frac{S_j}{E_i} \quad (3.1)$$

Die Nachgiebigkeitskonstante  $s_{ji}$  ist das Verhältnis zwischen der Dehnung  $S_j$  und der mechanischen Spannung  $T_i$ :

$$s_{ji} = \frac{S_j}{T_i} \quad (3.2)$$

In dieser Arbeit werden Scherelemente und bimorphe Elemente, wie sie in Bild 3.4 dargestellt sind, zum Bau von Positionierungen verwendet.

Die bimorphen Elemente bestehen aus zwei, meist zusammengeklebten, Piezostreifen, die mit den elektrischen Spannungen  $U_A$  und  $U_B$  unabhängig



**Bild 3.4**

Piezoelektrische Elemente: Scherelement und bimorphes Element (parallel bimorph)

voneinander angesteuert werden können. So können mit solchen Elementen Biegungen senkrecht zur Aktorebene ( $U_A=U_B$ ), Normaldehnungen in der Aktorebene ( $U_A=-U_B$ ) oder eine Überlagerung von Beidem ausgeführt werden.

### 3.1.2 Kinematik ebener adaptiver Strukturen

Klassische kinematische Ketten (Anhang A) bestehen aus starren Gelenken und Gliedern. Wie in Bild 3.1, Bild 3.2 und in Kapitel 1 schon gezeigt wurde, gibt es kinematische Ketten bei denen nicht mehr eindeutig zwischen Gelenken und Gliedern unterschieden werden kann. Typische Beispiele dafür sind auch die immer häufiger verwendeten *compliant mechanisms* (elastische Mechanismen) [Ananthasuresh 95].

Die Freiheitsgrade  $f$ , d.h. die voneinander unabhängigen Lagekoordinaten  $q_1 \dots q_f$ , einer starren kinematischen Kette lassen sich mit folgenden Größen bestimmen [Hiller 92]:

$n_B$	:	Anzahl Körper (ohne Bezugskörper)
$n_G$	:	Anzahl Gelenke
$f_{G_i}$	:	Gelenkfreiheitsgrade
$n_L$	:	Anzahl kinematischer Schleifen

$$n_L = n_G - n_B \quad (3.3)$$

$$\text{Räumliche kinemat. Kette:} \quad f = \sum_{i=1}^{n_G} f_{G_i} - 6n_L \quad (3.4)$$

$$\text{Ebene kinemat. Kette:} \quad f = \sum_{i=1}^{n_G} f_{G_i} - 3n_L \quad (3.5)$$

Damit elastische kinematische Ketten mit den gleichen kinematischen Grundbeziehungen behandelt werden können, werden die elastischen Bereiche, welche kontinuierliche Gelenke darstellen, durch standardisierte Gelenke (Drehgelenke, Schubgelenke, ...) charakterisiert (Tabelle 3.2). Die Elastizität bzw. die Steifigkeit der kontinuierlichen und elastischen Bereiche wird in die Gelenke diskretisiert. Solche Ersatzmodelle, welche die Kinematik von elastischen kinematischen Ketten in den meisten Fällen ausreichend beschreiben, werden in [Howell 94] *pseudo-rigid-body-model* bezeichnet. In [Midha 94] wird die Beziehung (3.5) für *compliant*

**Tabelle 3.2**  
Auswahl ebener elastischer Gelenke

Gelenk	Darstellung	Ersatzgelenk	Symbol	$f$
Filmgelenk (Drehgelenk)			$R_{el}$ 	1
Blattfeder/Draht (Ebenes Gelenk)			$E_{el}$ 	3

*mechanisms* so erweitert, dass der Systemfreiheitsgrad  $f$  direkt und nicht über ein Ersatzmodell bestimmbar ist.

Ein Piezostreifen und ein bimorphes Element sind mit kinematischen Symbolen in Bild 3.5 dargestellt. Zur Bestimmung der Kinematik werden diese ihren Funktionen entsprechend in einen aktiven und passiven Teil aufgegliedert: Der inverse piezoelektrische Effekt wird mit einem herkömmliches Schubgelenk  $P_a$  und das elastische Strukturverhalten als elastisches ebenes Gelenk  $E_{el}$  modelliert.

Mit (3.5) erhält man beispielsweise für ein bimorphes Element einen Freiheitsgrad  $f=5$ . D.h. die Lage der drei Körper des Modells kann eindeutig durch fünf unabhängige Koordinaten festgelegt werden. Die Lage des dritten Körpers (TCP) jedoch, beschrieben durch die Lagekoordinaten  $u_1 \dots u_3$ , ist durch die zwei ebenen elastischen Gelenke  $E_{el}$  bestimmt. Seine Lage befindet sich dann im Gleichgewicht, wenn die potentielle Energie  $E_{pot}$  des Systems, welche in den elastischen Gelenken gespeichert ist, ein Minimum ist:

$$E_{pot}(u_1 \dots u_n) = E_{pot}(u_1 \dots u_3) = \min \quad . \quad (3.6)$$

Durch diese Extremalbedingung und den daraus folgenden  $n=3$  Gleichungen werden drei der fünf Freiheitsgrade ( $f=5$ ) festgelegt. Der effektive Systemfreiheitsgrad  $f_{el}$  des bimorphen Elements reduziert sich somit auf

$$f_{el} = f - n = 2 \quad . \quad (3.7)$$

Übertragen auf alle elastischen Mechanismen erhält man somit mittels aller Körperlagekoordinaten  $u_1 \dots u_n$ , welche zur Beschreibung ihrer potentiellen Energie notwendig sind, eine zusätzliche Extremalbedingung

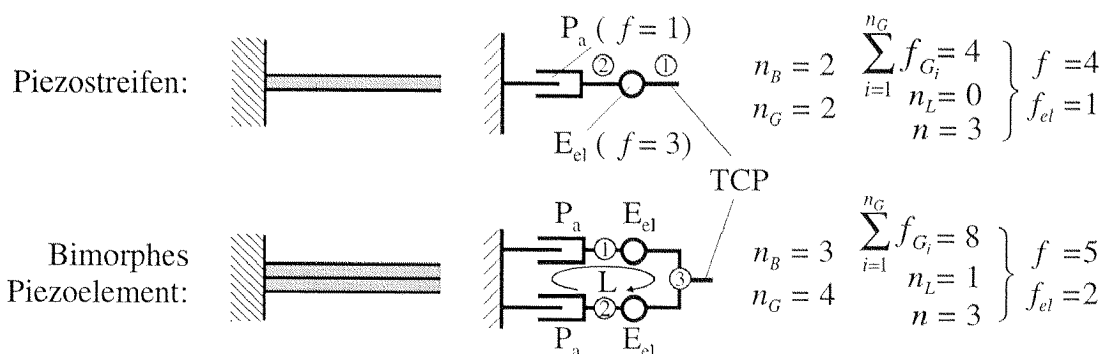
$$E_{pot}(u_1 \dots u_n) = \min \quad , \quad (3.8)$$

welche den mit (3.5) bestimmten Gesamtfreiheitsgrad  $f$  einschränkt bzw. um  $n$  reduziert. Gleichung (3.5) kann dann für elastische Strukturen folgendermassen formuliert werden:

$$\text{Elast. ebene kinemat. Kette:} \quad f_{el} = f - n = \sum_{i=1}^{n_G} f_{G_i} - 3n_L - n \quad (3.9)$$

$n$  : Anzahl Lagekoordinaten elastisch gelagerter Körper

Angewendet auf den Piezostreifen bzw. das bimorphe Element erhält man einen Gesamtfreiheitsgrad von  $f_{el} = 1$  bzw.  $f_{el} = 2$ .



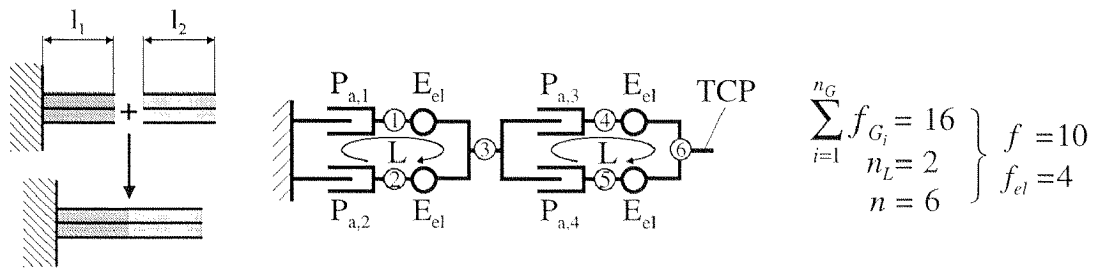
**Bild 3.5**

Kinematik eines Piezostreifens ( $f_{el} = 1$ ) und eines bimorphen Piezoelements ( $f_{el} = 2$ ).

### 3.1.3 Adaptiver Kippmechanismus

In Kapitel 2 wurde festgehalten, dass eine stabile geometrische Kippachse eine Hauptanforderung an ein euzentrisches Goniometer darstellt. Deswegen soll der Drehmechanismus u.a. Spielfreiheit und minimale Reibung aufweisen. Das Konzept der elastischen Strukturen und AS ist ein Ansatz zur Erfüllung dieser Anforderungen. Wie oben gezeigt wurde, wurden schon AS als Positionierungen für translatorische Verschiebungen erfolgreich verwendet. Ein Kippen (Rotation) aber ist mit diesen nicht möglich.

Ein Kippung kann schon mit einer elementaren adaptiven Struktur, welche aus zwei bimorphen Elementen in Serie oder einem partiell polarisierten bimorphen Element besteht, durchgeführt werden (Bild 3.6).



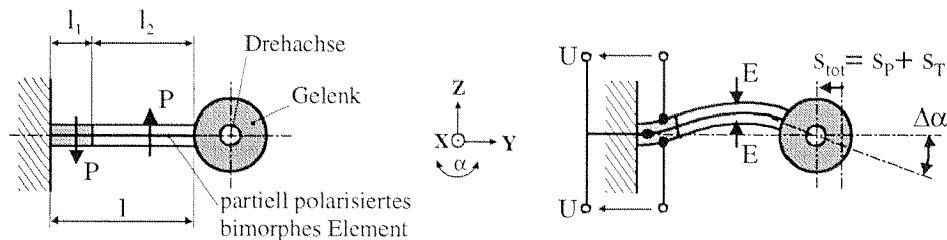
**Bild 3.6**

Kinematik eines Mechanismus bestehend aus zwei bimorphen Elementen in Serie mit einem Freiheitsgrad  $f_{el} = 4$ .

Durch ein genaues Abstimmen des Längenverhältnisses  $v = l_1/l_2$  der Polarisationsbereiche und das Ansteuern der Gelenke bzw. Aktoren  $P_{a,1} \dots P_{a,4}$  mit derselben Spannung  $U$ , kann ein Gelenk exakt um die X-Achse gedreht werden (Bild 3.7). Infolge der Asymmetrie dieser Struktur bewirkt die Durchbiegung des bimorphen Elements neben der Kippung  $\alpha$  eine parasitäre Verschiebung  $s_p(\alpha)$  der Drehachse und zusätzlich können auch Temperaturschwankungen  $\Delta T$  eine Verschiebung  $s_T$  verursachen. Die gesamte Verschiebung  $s_{tot}$ , welche das Gelenk erfährt, kann mit der Beziehung (3.10) beschrieben werden:

$$s_{tot} = s_p + s_T = s_p(\alpha) + \alpha_T l \Delta T \tag{3.10}$$

Der Anteil der Wärmedehnung darf nicht vernachlässigt werden. Dies gilt insbesondere, wenn solch eine Positionierung in der CET (s. Kapitel 1 und 2) verwendet werden soll<sup>2</sup>.



**Bild 3.7**

Elementare AS: Da alle Aktoren  $P_{a,1} \dots P_{a,4}$  elektrisch gekoppelt sind und deswegen nur mit einer Spannung betrieben werden können, hat diese AS nur einen Drehfreiheitsgrad  $\alpha$ . Die Biegung hat eine parasitäre Verschiebungen  $s_p$  zur Folge.

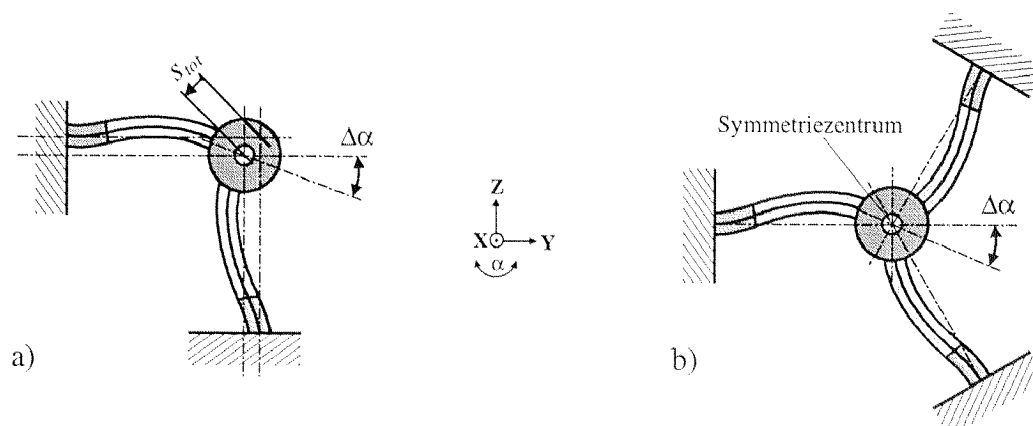
<sup>2</sup> Beispiel: Bei Piezokeramiken beträgt der thermische Ausdehnungskoeffizient  $\alpha_T$  ca.  $7 \cdot 10^{-6} / K$ . Bei einer Piezolänge  $l = 10\text{mm}$  und einem  $\Delta T = 1\text{K}$  beträgt die Verschiebung  $\Delta s$  des Gelenks ca. 100nm

Ein weiterer Nachteil des bimorphen Elementes, das eine nur teilweise geschlossene Kinematik darstellt, ist die geringe (Biege-)Steifigkeit in Richtung der Z-Achse gegenüber den anderen Achsen, X und Y. Diese Anisotropie der bimorphen Elemente, welche zwei Funktionen vereint haben, die Aktorik und das Führen bzw. das Lagern, macht es äusserst schwierig das Gelenk exakt zu lagern. Eine weitere Schwierigkeit, die nicht erfüllbar ist, ist die Herstellung eines bimorphen Biegeelementes mit einem exakten Längenverhältnis  $v = l_1/l_2$  der Polarisationsbereiche. Sind aber die Belastungen und die Anforderungen an die Genauigkeit gering, so kann diese minimale Variante durchaus schon befriedigen.

Wird die Struktur um ein bimorphes Biegeelement erweitert, so kann die Steifigkeit in Richtung der Z-Achse der Y-Achse angeglichen und die Abweichung von einer idealen Kippung um die Z-Achse, infolge besserer Lagereigenschaften, reduziert werden (Bild 3.8 a). Wegen der fehlenden *Radialsymmetrie* wird die Kippung  $\alpha$  von einer Verschiebung  $s_p(\alpha)$  überlagert.

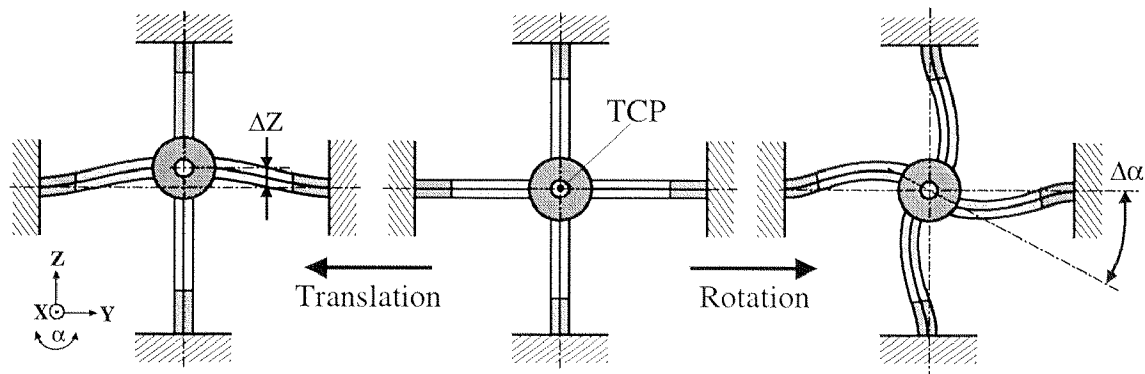
Durch drei bimorphe Elemente, die im Winkel von  $2/3 \pi$  zueinander angeordnet werden, können die Verschiebungen der Drehachse  $s_{tot}$  aufgrund der Radialsymmetrie beseitigt werden (Bild 3.8 b). Beide in Bild 3.8 gezeigten Positionierungen besitzen eine vollkommen geschlossene Kinematik.

Mit vier bimorphen Elementen erreicht man zur erhöhten Steifigkeit (Anhang B) auch eine einfachere Kinematik, wenn neben Rotationen auch Translationen durchgeführt werden sollen (Bild 3.9). Die Erhöhung der



**Bild 3.8**

Zwei adaptive Positionierungen mit einem rotatorischen Freiheitsgrad. a) mit zwei b) mit drei bimorphen Elementen.

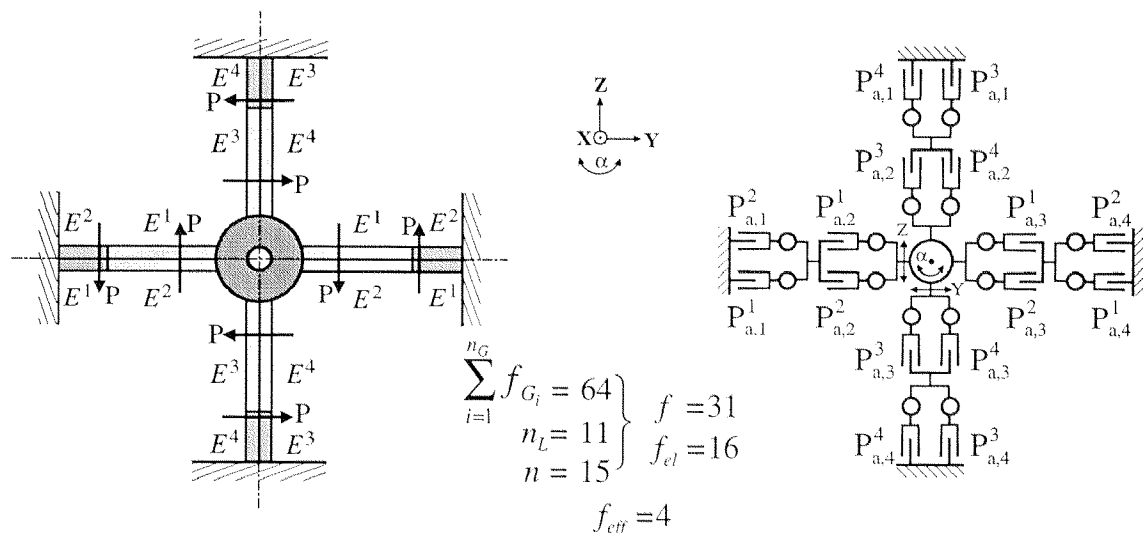


**Bild 3.9**

Ebener adaptiver Mechanismus NAJO I mit vier bimorphen Elementen.

Anzahl bimorpher Elemente bewirkt auch, dass sich die Lagereigenschaften verbessern und die Stellfehler bzw. Ungenauigkeiten der einzelnen Elemente untereinander ausgeglichen werden können. Trotzdem können die Stellfehler so gross sein, dass diese (aktiv) nachkorrigiert werden müssen. Dies kann durch die Ausnutzung aller Freiheitsgrade, die nicht nur ein Lagern sondern auch ein Führen erlauben, realisiert werden.

In Bild 3.10 ist der adaptive Mechanismus (NAJO I)<sup>3</sup> mit kinematischen Symbolen dargestellt. Da immer je vier Aktoren ( $P_{a,1}^i \dots P_{a,4}^i$ ) elektrisch gekoppelt sind und somit mit demselben elektrischen Feld ( $E^i$ ) betrieben



**Bild 3.10**

Kinematik von NAJO I.

<sup>3</sup> NAJO: Abkürzung für NAno-Joint

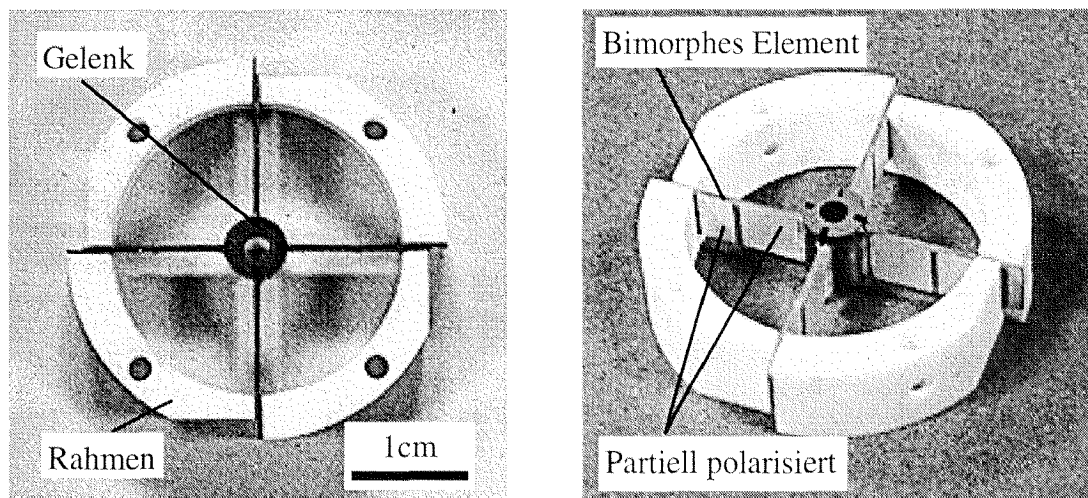


werden, verfügt der Mechanismus schliesslich über einen effektiven Freiheitsgrad  $f_{eff} = 4$ . Im Anhang B ist die elektrische Verbindung der einzelnen Bereiche der bimorphen Elemente und Ansteuerung von NAJO I ausführlich erläutert.

Der TCP dieses Mechanismus führt sehr kleine Bewegungen aus. Somit kann der *Input*  $E^1 \dots E^4$  und der *Output*  $x, y, \alpha$  (mit einer Jacobi-Matrix  $J$ ) in eine lineare Beziehung gebracht werden:

$$\left. \begin{array}{l} y = y(E^1, E^2) \\ z = z(E^3, E^4) \\ \alpha = \alpha(E^1 \dots E^4) \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} y \\ z \\ \alpha \end{array} \right\} = J \left\{ \begin{array}{l} E^1 \\ E^2 \\ E^3 \\ E^4 \end{array} \right\} \quad (3.11)$$

In Bild 3.11 wird die Bauweise von NAJO I gezeigt. Die Struktur besteht aus einem steifen Rahmen aus MACOR<sup>®</sup>, einem Gelenk aus Titan und aus vier partiell polarisierten, bimorphen Elementen, welche von STETTNER<sup>®</sup> [Stettner 96] gefertigt worden sind. Weitere konstruktive Details sind im Anhang B beschrieben.



**Bild 3.11**

Bauweise der adaptiven Struktur NAJO I.

### 3.1.4 Modell für die Verformungsbeschreibung von AS infolge Aktordehnungen

Auf Strukturen wirkende integrierte oder applizierte Aktoren, welche dem Prinzip der *Geometrieänderung* zugeordnet werden können (s. Kapitel 1), erzeugen aufgrund ihrer Dehnungen eine Strukturverformung. In der

Literatur findet man verschiedene mechanische Modelle, welche diese statische Strukturverformung beschreiben. In den achtziger Jahren, als die Forschungsgebiete *Smart Structures*, *Adaptive Structures*, *Intelligent Structures* usw. international vorangetrieben wurden, sind eine Vielzahl solcher Modelle entstanden. Paradies hat einige davon in [Paradies 97] ausführlich beschrieben. Die klassische *erweiterte Laminattheorie* [Jones 75], welche die zweidimensionale Erweiterung des Modells für die klassische (*Bernoulli-Euler*) Balkentheorie darstellt, ist eines der geeignetsten Modelle. Mit dieser Theorie lassen sich die Verformungen anisotroper Platten bzw. Lamine beschreiben, welche für AS häufig Verwendung finden.

Die erweiterte Laminattheorie schliesst neben den mechanischen Dehnungen  $\varepsilon^M$  auch die auftretenden residuellen Dehnungen  $\varepsilon^R$  (Wärme- und Feuchtedehnungen) mit ein und stellt mittels der *ABD*-Matrix die Beziehung zwischen den Laminatverformungen  $\varepsilon^0$  (Normaldehnungen in der Plattenebene) und  $\kappa$  (Krümmung, Torsion der Platte) und den äquivalenten äusseren Lasten  $N$  und  $M$ <sup>4</sup> her (Anhang C):

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} N_x^R \\ N_y^R \\ N_z^R \\ M_x^R \\ M_y^R \\ M_z^R \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} & B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} & B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} & B_{16} & B_{26} & B_{66} \\ B_{11} & B_{12} & B_{16} & D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} & D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} & D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \varepsilon_z^0 \\ \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \quad (3.12)$$

Die äquivalenten Lasten  $N^R$  und  $M^R$  der residuellen Dehnungen  $\varepsilon^R$  sind in (3.13) definiert (Anhang C):

$$\begin{Bmatrix} N_x^R \\ N_y^R \\ N_{xy}^R \end{Bmatrix} = \sum_{k=1}^n \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix}_k \left( \begin{Bmatrix} \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_{xy} \end{Bmatrix} \Delta T + \begin{Bmatrix} \beta_x \\ \beta_y \\ \beta_{xy} \end{Bmatrix} \Delta H \right) (z_k - z_{k-1}) \quad (3.13)$$

<sup>4</sup>  $N$  und  $M$  sind Linienlasten mit den Einheiten  $N/m$  und  $N$

$$\begin{Bmatrix} M_x^R \\ M_y^R \\ M_{xy}^R \end{Bmatrix} = \sum_{k=1}^n \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix}_k \left( \begin{Bmatrix} \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_{xy} \end{Bmatrix} \Delta T + \begin{Bmatrix} \beta_x \\ \beta_y \\ \beta_{xy} \end{Bmatrix} \Delta H \right) \frac{(z_k^2 - z_{k-1}^2)}{2} \quad (3.13)$$

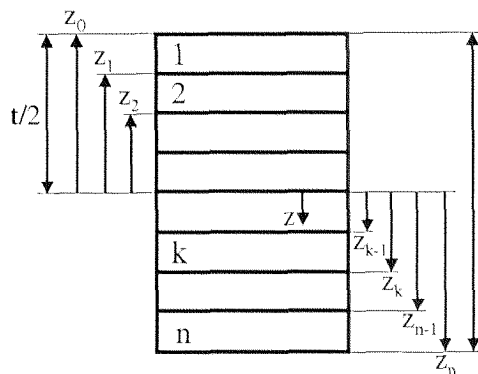
Durch Anpassen der Ausdrücke (3.13) auf AS bzw. Laminat mit integrierten und/oder aplizierten piezoelektrischen Aktoren<sup>5</sup> wurde der piezoelektrische Effekt bzw. die piezoelektrischen Dehnungen mit berücksichtigt. Neben den Wärme- und Feuchtedehnungen,  $\alpha \Delta T$  und  $\beta \Delta H$ , werden auch die piezoelektrischen Dehnungen  $d E_{el}$  mit einbezogen (s. auch Gleichung (3.1)):

$$\begin{Bmatrix} N_x^R \\ N_y^R \\ N_{xy}^R \end{Bmatrix} = \sum_{k=1}^n [\bar{Q}]_k \left( \begin{Bmatrix} \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_z \end{Bmatrix} \Delta T + \begin{Bmatrix} \beta_x \\ \beta_y \\ \beta_z \end{Bmatrix} \Delta H + \frac{(\vec{p} \cdot \vec{E}_{el})}{|\vec{E}_{el}|} \begin{Bmatrix} d_{3x} \\ d_{3y} \\ d_{3xy} \end{Bmatrix} E_{el3} \right) (z_k - z_{k-1}) \quad (3.14)$$

$$\begin{Bmatrix} M_x^R \\ M_y^R \\ M_{xy}^R \end{Bmatrix} = \sum_{k=1}^n [\bar{Q}]_k \left( \begin{Bmatrix} \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_{xy} \end{Bmatrix} \Delta T + \begin{Bmatrix} \beta_x \\ \beta_y \\ \beta_{xy} \end{Bmatrix} \Delta H + \frac{(\vec{p} \cdot \vec{E}_{el})}{|\vec{E}_{el}|} \begin{Bmatrix} d_{3x} \\ d_{3y} \\ d_{3xy} \end{Bmatrix} E_{el3} \right) \frac{(z_k^2 - z_{k-1}^2)}{2}$$

Mit dem Skalarprodukt  $\vec{p} \cdot \vec{E}_{el} / |\vec{E}_{el}|$  wird das Vorzeichen festgelegt. Der Einheitsvektor  $\vec{p}$  zeigt in Polarisationsrichtung, der Vektor  $\vec{E}_{el}$  in Richtung des angelegten E-Feldes.

Das Bild 3.12 veranschaulicht die Koordinatenvereinbarung in der Laminattheorie.



**Bild 3.12**

Die Koordinatenvereinbarung in der Laminattheorie

<sup>5</sup> Die Gleichung kann auch für andere Aktoren (magnetostruktive, elektrostruktive Aktoren usw.) umformuliert werden.

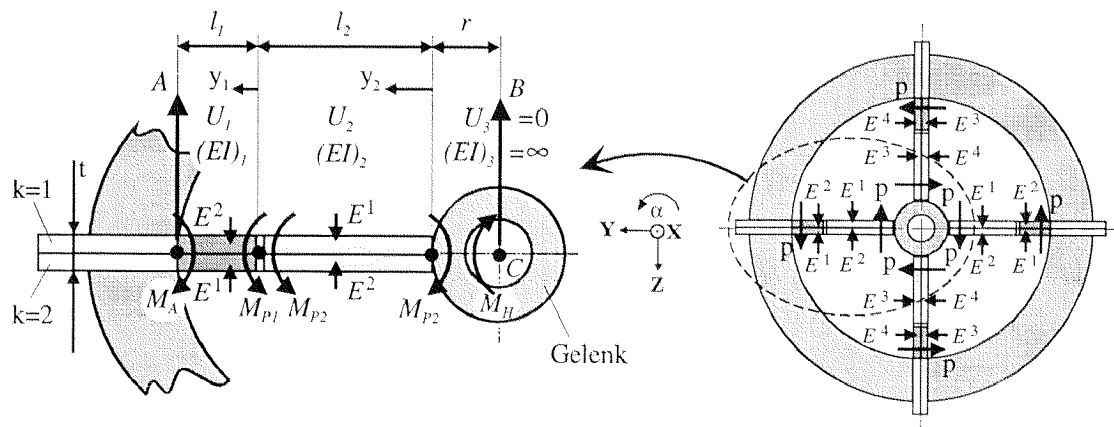
### 3.1.5 Analytisches Modell für statische Auslenkungen mit NAJO I

Die oben beschriebene klassische erweiterte Laminattheorie ist zur Berechnung der äquivalenten Lasten bei bimorphen Elementen, wie sie auch bei der adaptiven Struktur NAJO I vorkommen, sehr geeignet, da ein solches Element als zweilagiges Laminat  $n = 2$  aufgefasst werden kann.

Bei bimorphen Elementen führen die Dehnungen der einzelnen Piezoschichten zu Verformungen des bimorphen Elements. Die zu den Piezodehnungen äquivalenten Lasten lassen sich mit der erweiterten Laminattheorie bestimmen. Sind die Lasten einmal bekannt, so kann die Strukturverformung mittels der klassischen Mechanik berechnet werden. Auf diese Weise wird auch vorgegangen um die Rotation  $\Delta\alpha$  des Gelenks von NAJO I infolge von Piezodehnungen analytisch zu bestimmen.

Bild 3.13 zeigt die Geometrie von NAJO I und die zu berechnenden äquivalenten Momente  $M_{p1}$ ,  $M_{p2}$  bzw. Linienlasten  $(M_{p1}/b)$ ,  $(M_{p2}/b)$  ( $b$ : Breite der bimorphen Elemente). Aus Symmetriegründen muss nur ein bimorphes Element betrachtet werden. Wird mit dem NAJO I eine reine Rotation durchgeführt (d.h. alle Bereiche der bimorphen Element erfahren dasselbe elektrische Feld ( $E^1 = E^2 = E^3 = E^4$ )), so können von vornherein die äquivalenten Lasten  $N^R$  null gesetzt werden.

Da die Querdehnungen, die Wärme- und Feuchtedehnungen, welche die klassische Laminattheorie berücksichtigt, sich in ihrer Summe aufheben (Symmetrie), tragen diese keinen Anteil zu den äquivalenten Lasten  $(M_{p1}/b)$  und  $(M_{p2}/b)$  bei. Da auch keine Schiebungen stattfinden,



**Bild 3.13**

Geometrie von NAJO I. Soll das Gelenk eine reine Rotation erfahren, so müssen die elektrischen Felder  $E^1, \dots, E^4$  gleich gross sein (vergl. auch Bild 3.7 und Bild 3.10).

resultiert die dritte Zeile von (3.14) ebenfalls zu null. Auf diese Weise reduziert sich das Gleichungssystem (3.14) zu

$$M_1^R = \sum_{k=1}^{n=2} \left( \frac{\vec{p} \cdot \vec{E}_{el}}{|\vec{E}_{el}|} \right)_k \left( \bar{Q} d_{31} E_{el3} \right)_k \frac{(z_k^2 - z_{k-1}^2)}{2} \quad (3.15)$$

Die transformierte reduzierte Steifigkeit  $\bar{Q}_k$  ist bei beiden Lagen  $k = 1 = 2$  identisch (gleiches Material). Weil das Material isotrop ist gilt  $\bar{Q}_k = Q_k$ . Die Querdehnungseffekte ( $\nu_{12} = \nu_{21}$ ) sind vernachlässigt:  $Q_k = E$ . Explizit erhält man dann für die wirkenden Momente ( $b \cdot M_1^R$ ) bzw.  $M_{P1}$  und  $M_{P2}$ :

$$-M_{P1} = M_{P2} = E d_{31} b \frac{t^2}{8} (E^1 + E^2) \quad (3.16)$$

Zur Berechnung der Rotation des Gelenks von NAJO I in Funktion der Momente  $M_{P1}$  und  $M_{P2}$  werden folgende Gleichungen benötigt (vgl. Bild 3.13):

1. Gleichgewichtsbedingungen:

$$M_2(y_2) = B(r + y_2) - M_H - M_{P2} \quad , \quad y_2 \in (0, l_2) \quad (3.17)$$

$$M_1(y_1) = B(r + l_2 + y_1) - M_H + M_{P1} \quad , \quad y_1 \in (0, l_1)$$

2. Zur Lösung des statisch unbestimmten Problems benötigen wir die elastische Energie  $U = U_1 + U_2 + U_3$  des bimorphen Elements. Die Kraft  $B$  und die Rotation  $\alpha$  im Punkt C (Bild 3.13) kann dann mit den Gleichungen (3.18) ermittelt werden:

$$\begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial B} \Big|_{M_H=0} &= 0 \quad \Rightarrow B \\ \frac{\partial U}{\partial M_H} \Big|_{M_H=0} &= \alpha \end{aligned} \quad (3.18)$$

Der endgültige Ausdruck zur Bestimmung der statischen Verdrehung  $\alpha$  des Gelenks unter der Berücksichtigung, dass jedes bimorphe Element ein viertel zur Rotation beiträgt, lautet dann:

$$\alpha = \frac{1}{4} \cdot \frac{3}{4} \frac{l+v(6l+12r-lv)}{t(1+v)^2 \left(1+3\frac{r}{l}\left(1+\frac{r}{l}\right)\right)} \cdot d_{31} \cdot (E^1 + E^2 + E^3 + E^4) \quad (3.19)$$

Geometriefaktor:  $g(l_1, l_2, r, t)$

$$\text{mit } v = l_1/l_2, \quad l = l_1 + l_2$$

Das Längenverhältnis  $v = l_1/l_2$  beeinflusst das Drehvermögen des Gelenks von NAJO I. Durch Differenzieren von (3.19) kann die optimale Länge  $l_{1,opt}$  ermittelt werden:

$$\frac{\partial}{\partial l_1} \alpha(l_1, l, r) = 0 \quad \Rightarrow \quad l_{1,opt} = l_{1,opt}(l, r) \quad (3.20)$$

$$l_{1,opt} = \frac{l(l+3r)}{3(l+2r)}$$

Wie schon erwähnt wurde, sind mit NAJO I nicht nur Rotationen sondern auch Translationen in  $y$  und  $z$  möglich (vgl. Bild 3.9). Damit der TCP von NAJO I reine Translationen in  $y$  ( $E^1, E^2$ ) bzw.  $z$  ( $E^3, E^4$ ) ausführt, muss dem Bild 3.13 entsprechend  $E^1 = -E^2$  bzw.  $E^3 = -E^4$  sein. Unter Zuhilfenahme der piezoelektrischen Grundgleichung (3.1) sehen die Gleichungen für die Translationen  $y(E^1, E^2)$  und  $z(E^3, E^4)$  folgendermassen aus:

$$y = \frac{1}{2} l d_{31} (E^1 - E^2) = \frac{1}{2} (l_1 + l_2) d_{31} (E^1 - E^2) \quad (3.21)$$

$$z = \frac{1}{2} l d_{31} (E^3 - E^4) = \frac{1}{2} (l_1 + l_2) d_{31} (E^3 - E^4) \quad (3.22)$$

Mit den Beziehungen (3.19), (3.21) und (3.22) kann jetzt der Ausdruck (3.11) explizit formuliert werden:

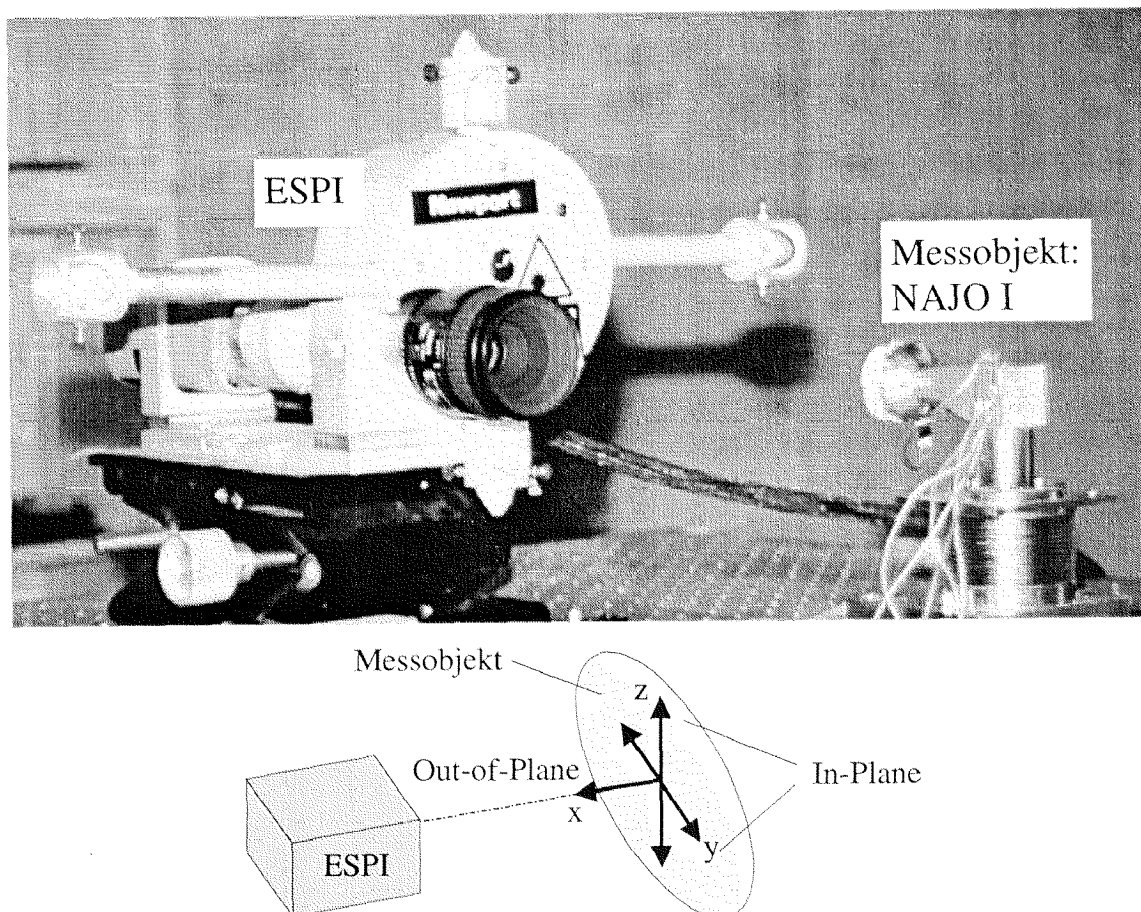
$$\begin{Bmatrix} y \\ z \\ \alpha \end{Bmatrix} = d_{31} \begin{bmatrix} l & 0 & 0 & \\ 0 & l & 0 & \\ 0 & 0 & g(l_1, l_2, r, t) & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1/2 & -1/2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1/2 & -1/2 \\ 1/4 & 1/4 & 1/4 & 1/4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} E^1 \\ E^2 \\ E^3 \\ E^4 \end{Bmatrix} \quad (3.23)$$

oder

$$\begin{Bmatrix} E^1 \\ E^2 \\ E^3 \\ E^4 \end{Bmatrix} = \frac{1}{d_{31}} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 \\ -1 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 1 \\ 0 & -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1/l & 0 & 0 \\ 0 & 1/l & 0 \\ 0 & 0 & 1/g(l_1, l_2, r, t) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ z \\ \alpha \end{Bmatrix} \quad (3.24)$$

### 3.1.6 Messergebnisse

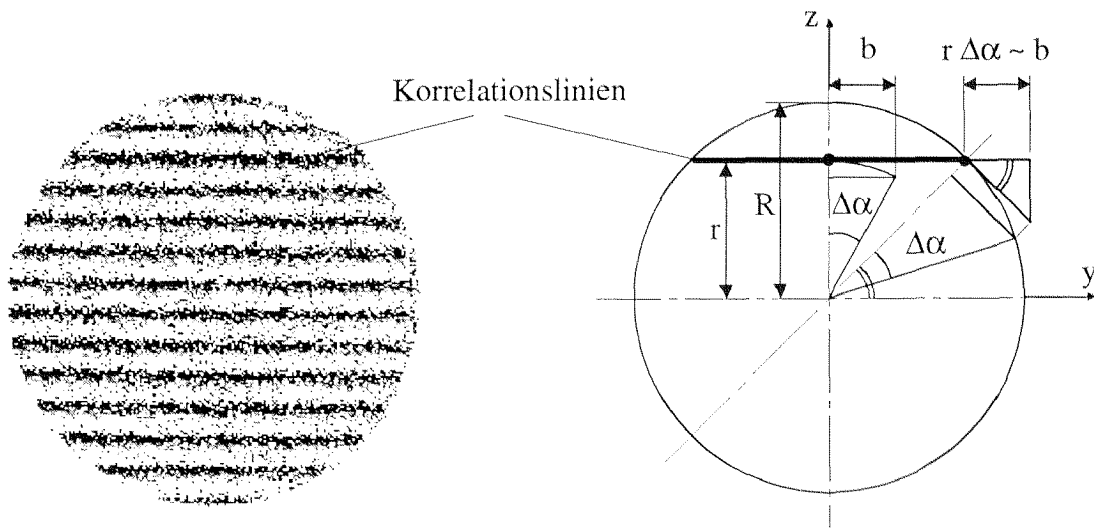
Zur Überprüfung der Beziehungen (3.23) und (3.24) wurden Messungen an NAJO I durchgeführt. Da die zu messenden Verschiebungen und Rotationen im Sub-Mikrometer- bzw. Millirad-Bereich liegen, können diese nur mit empfindlichen Messsystemen gemessen werden. Die Messungen wurden deshalb mit einem TEM und einem ESPI-System (Electronic Speckle Pattern Interferometer) durchgeführt [Wykes 82, Johansson 88, Hertwig 96]. Ein TEM hat bekanntlich ein



**Bild 3.14**

Das verwendete ESPI-System zur Durchführung von Messungen an NAJO I. Mit dem Messsystem können Messungen in sämtlichen Raumkoordinaten  $x$ ,  $y$  und  $z$  (Sensitivitätsrichtungen) durchgeführt werden.

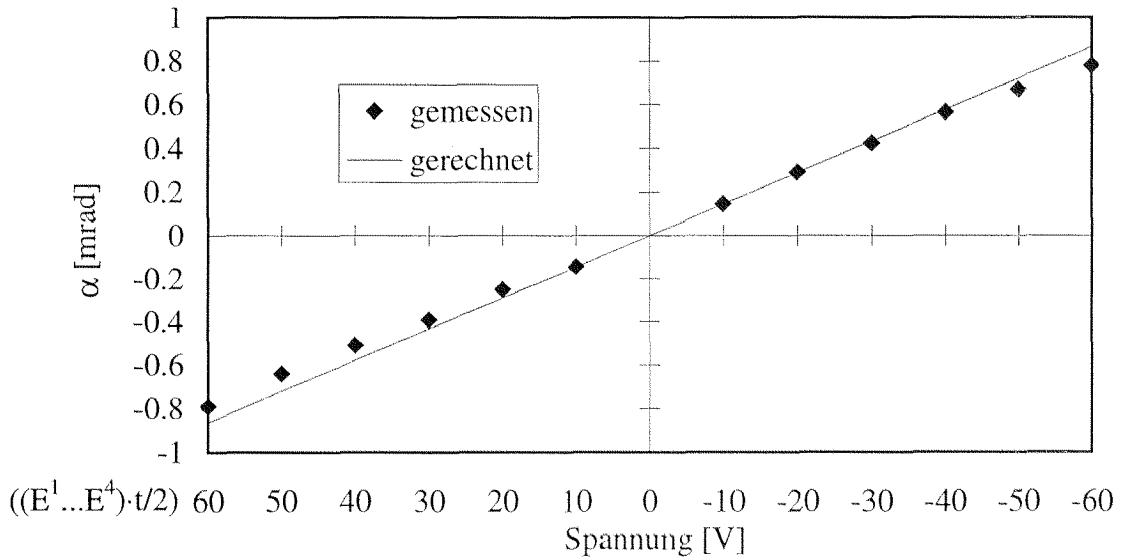
Auflösungsvermögen von ca.  $0.35\text{nm}$  und ein ESPI-System bis zu  $50\text{nm}$ . Mit dem ESPI-System können flächenhafte Verformungen (Dehnungen) von Strukturen visualisiert und quantitativ ausgewertet werden. Ein wesentlicher Vorteil dieses Messverfahrens ist, dass der Messvorgang berührungsfrei durchgeführt wird. Mit dem ESPI-System wird die Phasendifferenz des optischen Weges (Verschiebung) jedes Punktes zwischen zwei Objektzuständen gemessen. Starrkörperverschiebungen können mit dem ESPI-System zwar erfasst werden. Jedoch ist die Phasendifferenz jedes Punktes identisch (konstant) und das aus den Bilddaten errechnete Phasenkontrastbild enthält demnach nur *einen* Grauwert. D.h., dass das Phasenkontrastbild keine Informationen bezüglich der Verschiebung mehr enthält. Aus diesem Grund wurden die Verschiebungen mit einem TEM gemessen. Hingegen können mit dem ESPI-System Rotationen starrer Körper gemessen werden, da nach einer Rotationen die Phasendifferenz jedes gemessenen Objektpunktes nicht identisch ist. Dies zeigt sich durch sogenannte Korrelationslinien, welche auf der Messoberfläche erscheinen (Bild 3.15). Diese Korrelationslinien, welche als Isolinien des  $y$ -Anteils des Bogenmasses  $b$  interpretiert werden können, sind parallel zur eingestellten Sensitivitätsrichtung  $y$ .



**Bild 3.15**

Das Bild links zeigt die Korrelationslinien auf einer runden Scheibe infolge einer Drehung derselben um einen Winkel  $\Delta\alpha$ . Rechts ist die geometrische Interpretation der Korrelationslinien dargestellt.

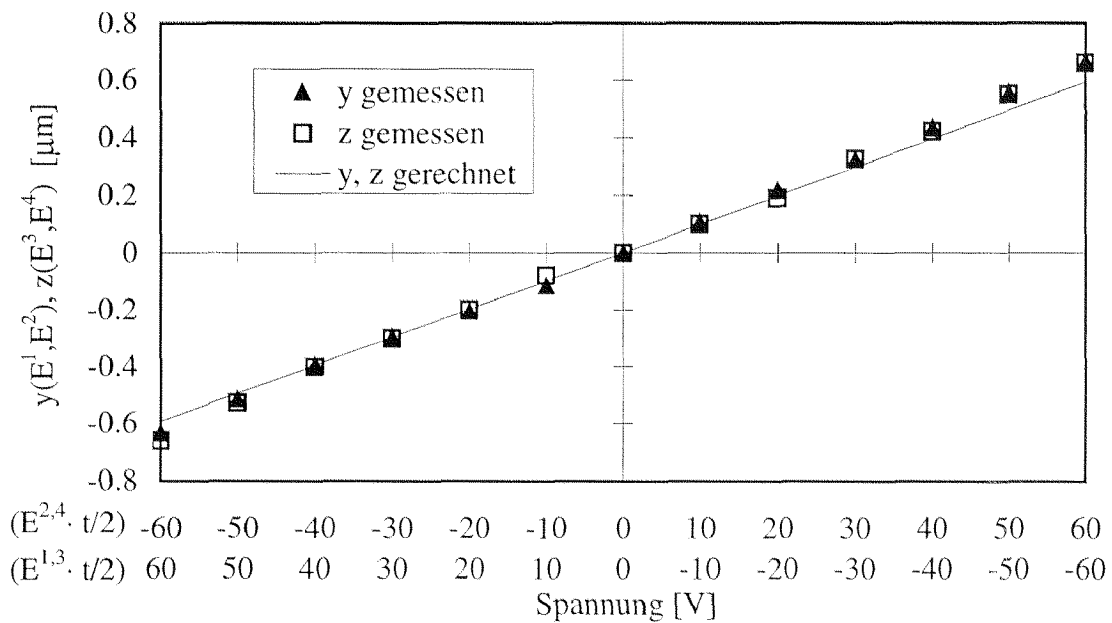


**Bild 3.16**

Gemessene und gerechnete Kippung  $\alpha$  mit folgenden Konstanten und geometrischen Größen:  $d_{31} = -2.8 \cdot 10^{-10} \text{ m/V}$ ,  $l_1 = 4.2 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 6.4 \text{ mm}$ ,  $t = 0.6 \text{ mm}$ ,  $r = 2.9 \text{ mm}$ .

Zur Erfassung der Kippwinkel von NAJO I durch anlegen verschiedener Spannungen, wurde eine am Gelenk befestigte Scheibe als Messobjekt verwendet.

Die mit dem ESPI-System gemessenen Kippwinkel der Scheibe bzw. des Gelenks von NAJO I haben gezeigt, dass die Beziehung (3.19) bzw. (3.23) und (3.24) das Kippverhalten gut beschreibt, s. Bild 3.16. Jedoch ist ersichtlich, dass mit zunehmender Kippung die gemessenen Kippwinkel

**Bild 3.17**

Gemessene und gerechnete Translationen  $y$  bzw.  $z$  ( $d_{31} = -2.8 \cdot 10^{-10} \text{ m/V}$ ,  $l_1 = 4.2 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 6.4 \text{ mm}$ ,  $t = 0.6 \text{ mm}$ ,  $r = 2.9 \text{ mm}$ ).

gegenüber den gerechneten abnehmen. Ein Grund dafür ist die Nachgiebigkeit des Klebstoffes der bimorphen Elemente, welcher im mechanischen Modell nicht berücksichtigt wird. Auch verlässt die Struktur bei zunehmendem Kippwinkel den linearelastischen Bereich.

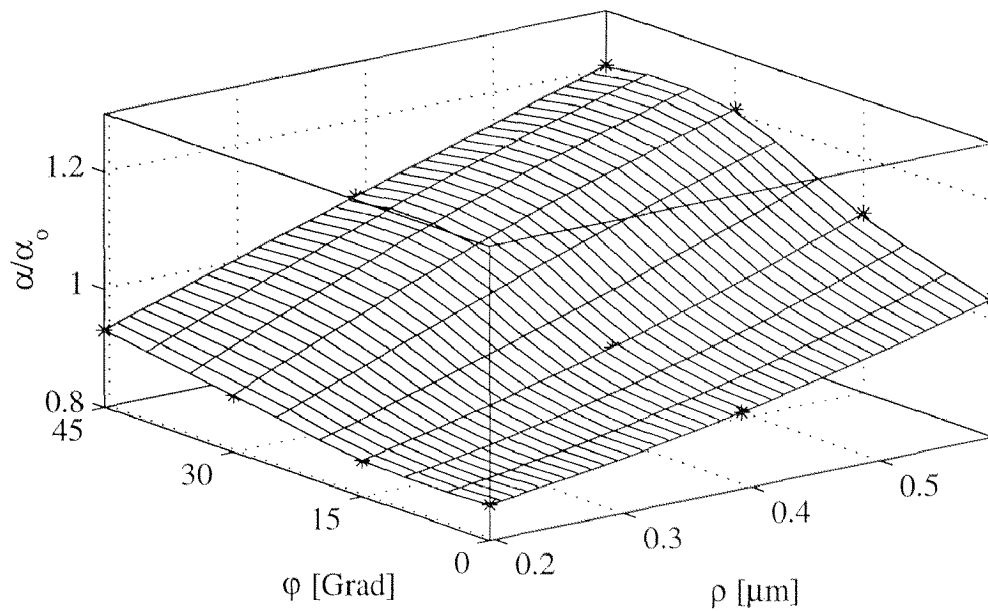
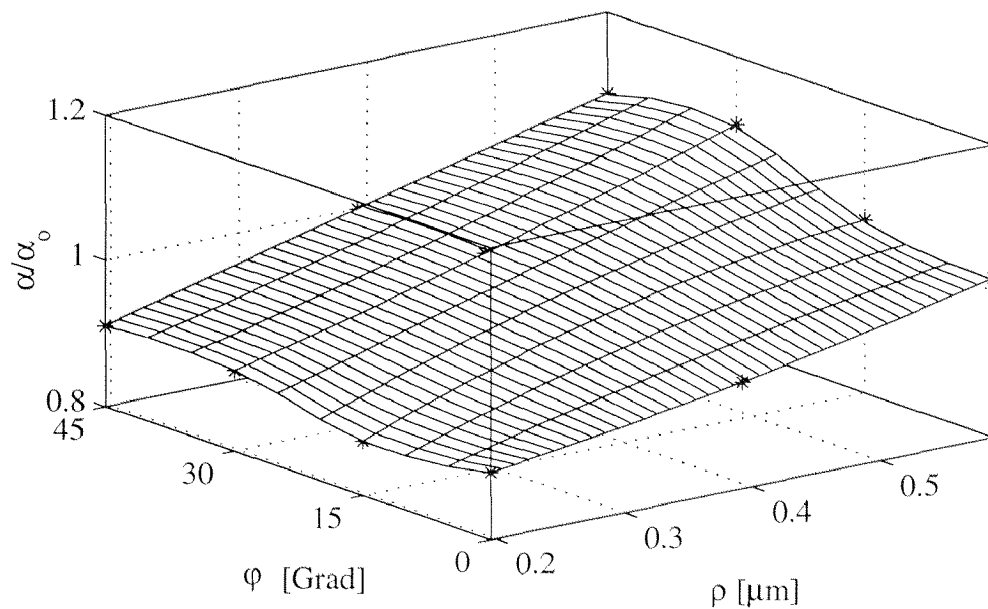
Wie oben schon erwähnt, wurden die Translationen des Gelenks von NAJO I mit einem TEM gemessen. Die Messergebnisse sind in Bild 3.17 dargestellt. Auch diese Messungen zeigen eine gute Übereinstimmung mit der Theorie (3.21)-(3.23). Der nichtlineare Verlauf der Messergebnisse liegt am nichtlinearen Verhalten der piezoelektrischen Konstanten  $d_{31} = d_{31}(E_{el})$  (vergl. Anhang B.1.3).

Gemessen wurden neben reinen Translationen und Rotationen auch deren Überlagerungen. Es interessierte insbesondere, wieweit allgemeine Bewegungen in allen möglichen Freiheitsgraden  $(y, z, \alpha)$  als Linearkombinationen beschrieben und ausgeführt werden können. Darum wurden die Kippwinkel  $\Delta\alpha$  mit überlagerten Translationen  $\Delta y$  und  $\Delta z$  mit den Kippwinkeln  $\Delta\alpha_0$  (ohne überlagerte Translationen) verglichen. Die Messergebnisse sind in Bild 3.18 a)-c) wiedergegeben. Die Translationen  $\Delta y$  und  $\Delta z$  sind in den Polarkoordinaten  $\rho$  und  $\varphi$  dargestellt. Aus Symmetriegründen wurden die Messungen nur im Bereich  $45^\circ \geq \varphi \geq 0$  durchgeführt. Die Translationen wurden nicht gemessen, sondern sind mit der Beziehung (3.23) berechnete Sollwerte.

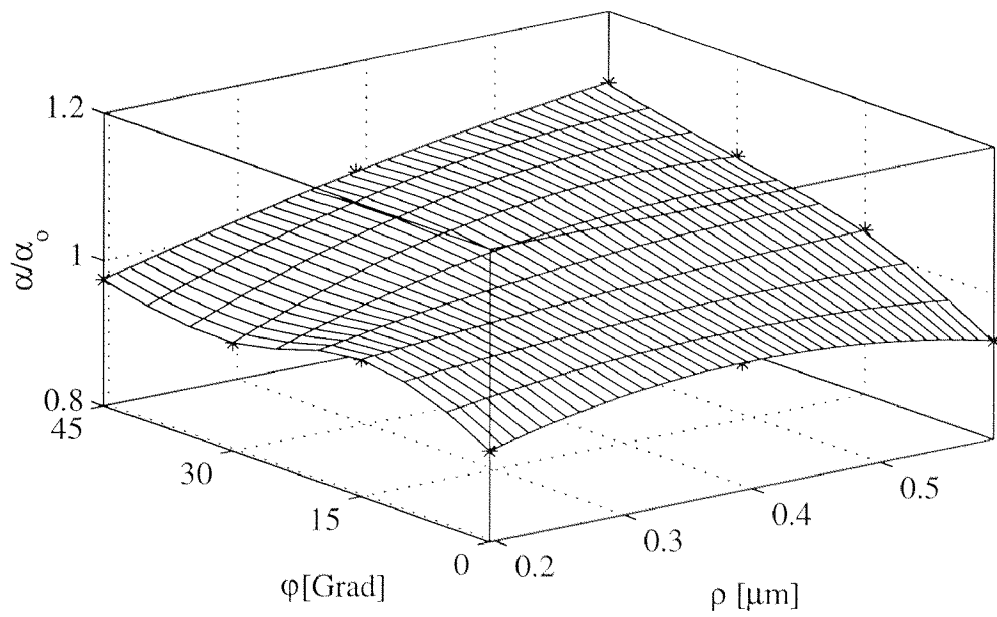
Ebenfalls untersucht wurden die parasitären Verdrehungen beim Durchführen von reinen Translationen  $\Delta y$  und  $\Delta z$  (Bild 3.19).

Wie erwartet, haben die Messungen gezeigt, dass ein absolut entkoppeltes Verschieben und Drehen des Gelenks nicht gewährleistet ist. Folgende Gründe sind dafür verantwortlich:

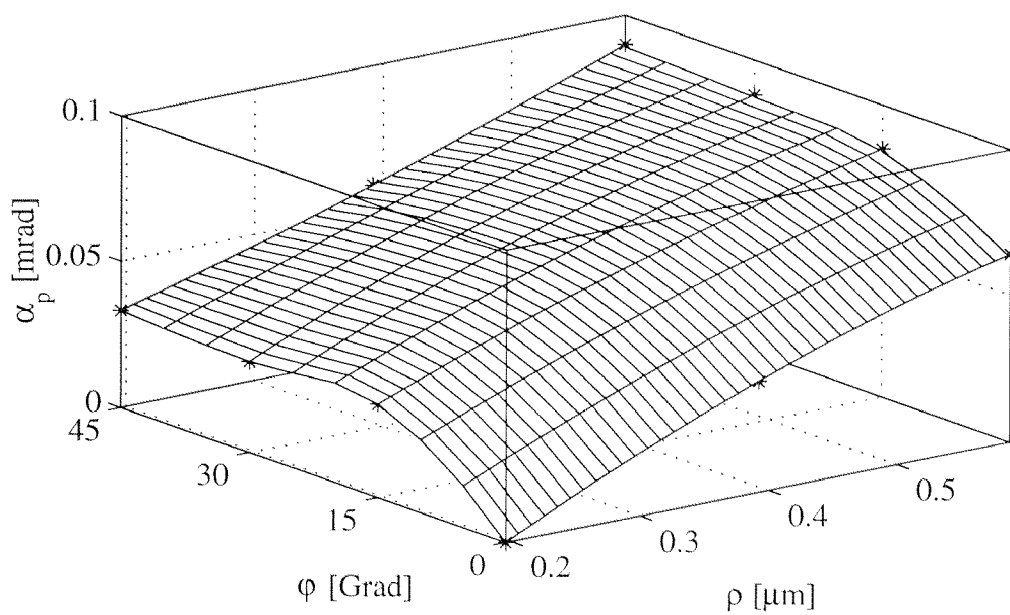
1. Die Fertigungsgenauigkeit (Geometrie, Werkstoffe) von NAJO I hat einen grossen Einfluss auf das kinematische Verhalten.
2. Wie bereits erwähnt, ist die piezoelektrische Ladungskonstante  $d_{31}$  in Tat und Wahrheit nicht konstant. Sie ist stark abhängig von der Stärke des angelegten elektrischen Feldes:  $d_{31} = d_{31}(E_{el})$ .
3. Bei grösseren Auslenkungen kann nicht mehr angenommen werden, dass das Strukturverhalten linearelastisch ist.

a)  $\alpha_0 = 0.29 \text{ mrad}$  ( $\rho = 0, \varphi = 0$ )b)  $\alpha_0 = 0.56 \text{ mrad}$  ( $\rho = 0, \varphi = 0$ )**Bild 3.18 a) - c)**

Gemessene Kippung  $\alpha$  bei überlagerten Translationen  $\rho(y, z), \varphi(y, z)$ . Die Kippung  $\alpha$  ist normiert aufgetragen ( $\alpha_0(\rho=0, \varphi=0)$ , mit  $y = \rho \cos \varphi$ ,  $z = \rho \sin \varphi$ ). Es wurde jeweils durch zwölf Messpunkte (gekennzeichnet mit einem \*) eine Ebene interpoliert. Die Translationen wurden nicht gemessen sondern aus den angelegten Spannungen bzw. elektrischen Feldern (Sollwerte) mit (3.23) berechnet ( $d_{31} = -2.8 \cdot 10^{-10} \text{ m/V}$ ,  $l_1 = 4.2 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 6.4 \text{ mm}$ ,  $t = 0.6 \text{ mm}$ ,  $r = 2.9 \text{ mm}$ ).



c)  $\alpha_0 = 0.78 \text{ mrad}$  ( $\rho = 0, \varphi = 0$ )



**Bild 3.19**

Parasitäre Verdrehungen  $\alpha_p$  infolge translatorischen Auslenkungen. Die Translationen wurden nicht gemessen sondern aus den angelegten Spannungen bzw. elektrischen Feldern (Sollwerte) mit (3.23) berechnet ( $d_{31} = -2.8 \cdot 10^{-10} \text{ m/V}$ ,  $l_1 = 4.2 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 6.4 \text{ mm}$ ,  $t = 0.6 \text{ mm}$ ,  $r = 2.9 \text{ mm}$ ).

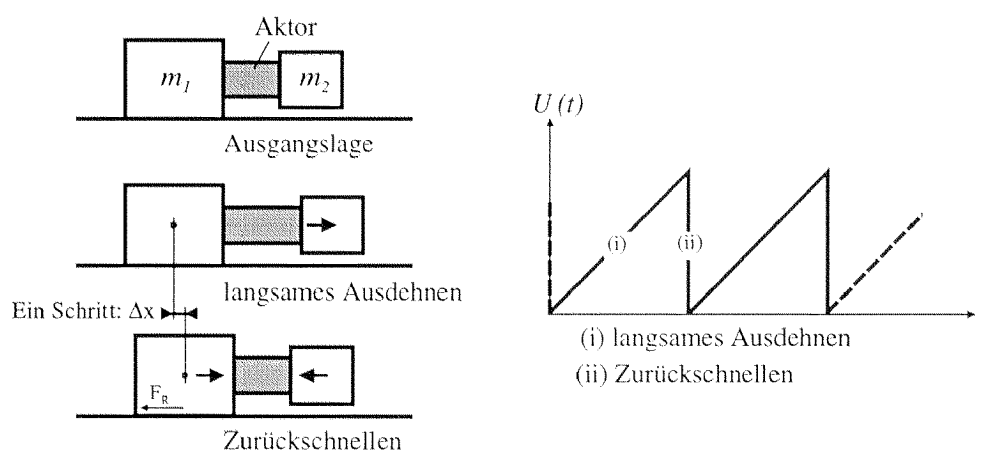
### 3.2 Positionierelemente basierend auf dem Schritt Prinzip

Im ersten Kapitel wurden drei geeignete Positionierprinzipien für höchste positioniertechnische Ansprüche vorgestellt. In dieser Arbeit hat man sich generell auf ein Prinzip, das *Schritt Prinzip*, konzentriert. Dieses Prinzip besteht dadurch, dass es mittels *eines* Aktors realisiert werden kann. Beispiele dafür sind: Impact-Drive-Mechanism [Higuchi 87], Stick-Slip-Drive [Pohl 87], Inchworm [Joyce 69, Burleigh 95]. Zesch hat dieses Positionierprinzip in seiner Arbeit ausführlich behandelt [Zesch 97].

Für das erste Prinzip, das *zweistufige Prinzip*, werden (wie der Name schon sagt) zwei Aktoren zum Positionieren benötigt. Für das dritte Prinzip, das *Prinzip der variablen Randbedingung*, werden ebenfalls zwei Aktoren benötigt: Ein Positionieraktor und ein Aktor für die zuschaltbare oder veränderbare Randbedingung.

#### 3.2.1 Impact-Drive-Mechanism (IDM)

Higuchi [Higuchi 87, 90] war einer der ersten, der das kontrollierte Positionieren mittels gezieltem Beschleunigen von Massen und der Ausnutzung der Nichtlinearität der Reibung etablierte (Bild 3.20). Betrieben wird der IDM bzw. der piezoelektrische Aktor mit einem nichtharmonischen Spannungssignal. Dieses versetzt den IDM in nichtlineare Schwingungen, aber nur wenn die Betriebsfrequenz deutlich



**Bild 3.20**

Mit einem IDM kann das Schrittprinzip umgesetzt werden: (1) Für grobes Positionieren der Masse  $m_2$  werden Schrittbewegungen ausgeführt, (2) hochauflösendes Positionieren der Masse  $m_2$  werden durch sanfte Auslenkungen desselben Aktors übernommen [Higuchi 87]. Während des Rutschvorgangs (ii) bleibt der Schwerpunkt des IDM in Ruhe.

unter der ersten Eigenfrequenz des IDM liegt. Es wird üblicherweise ein sägezahnförmiges Signal verwendet. Seltener werden Zykloiden oder ähnliche Funktionen verwendet [Renner 90, Büchi 96]. Wegen der Nichtlinearität der Reibung und der Unstetigkeit bzw. dem Sprung in der Geschwindigkeit, welche die Masse  $m$  beim Übergang vom Bereich (i) in den Bereich (ii) erfährt, wird der gesamte IDM durch die wirkende Trägheitskraft verschoben. Durch das Wiederholen dieses Vorgangs können mit dem IDM beliebige Strecken zurückgelegt werden. Damit dieser rutscht muss folgende Ungleichung erfüllt sein:

$$F_T > F_R \quad . \quad (3.25)$$

Das Betreiben von IDM ist aber nicht ganz unproblematisch. Damit dieser zuverlässig arbeitet, müssen im wesentlichen drei Bedingungen erfüllt sein:

1. Der Aktor soll möglichst grosse Geschwindigkeitssprünge ausführen,
2. die Reibungscharakteristik der Gleitflächen muss reproduzierbar sein,
3. der IDM soll eine möglichst hohe Steifigkeit besitzen.

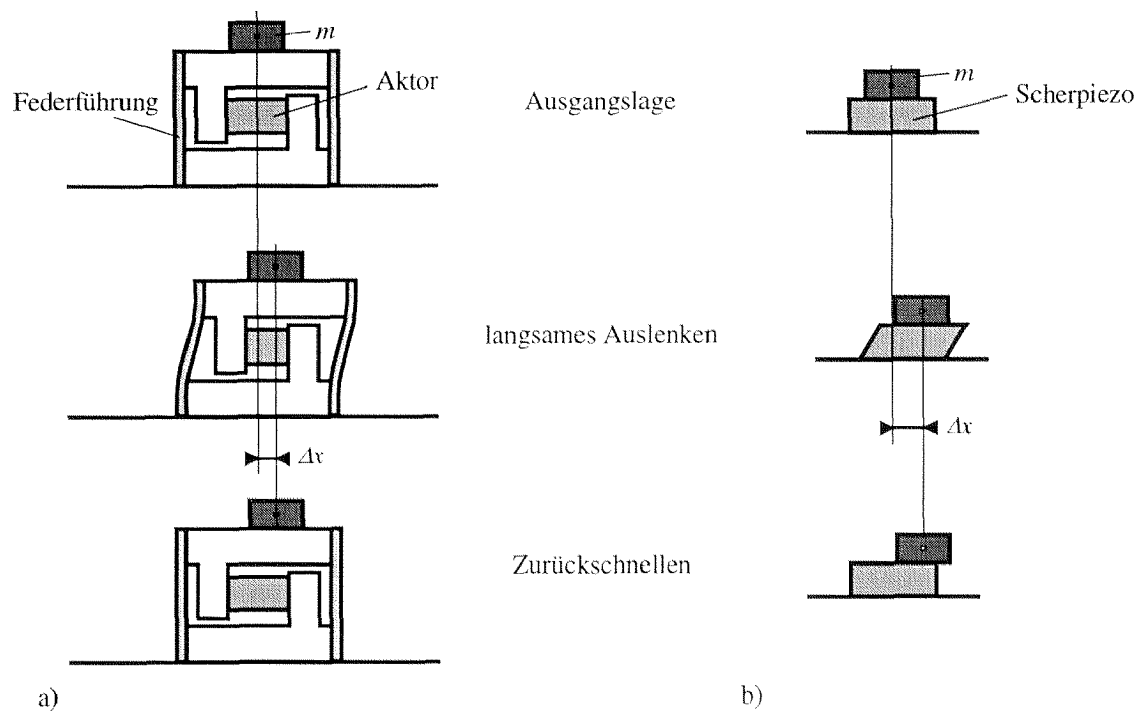
Später werden die drei Bedingungen anhand eines Modells genauer erläutert.

### 3.2.2 Stick-Slip-Drive (SSD)

Pohl entwickelte einen sogenannten Stick-Slip-Drive [Pohl 87] dessen Funktionsweise auf den gleichen physikalischen Prinzipien beruht, wie der oben vorgestellte IDM (Bild 3.21). Der einfachste Aufbau eines SSD kann mit einer Masse und einem Scherpiezo als Aktor realisiert werden [Omicron 93, Breguet 95] (Bild 3.21 b). Auch in den Arbeiten [Blackford 90, Renner 90, Kleindiek 96a,b] werden verschiedene Varianten von SSD vorgestellt. Für den SSD gelten die gleichen drei Bedingungen wie für den IDM.

### 3.2.3 Nichtlineares Schwingsystem als Positionierelement

Die Aktoren, der oben aufgeführten Positionierelemente (IDM und SSD), werden mit nichtharmonischen Signalen (z.B. Sägezahn), betrieben. Dies bewirkt ein nichtharmonisches bzw. sägezahnförmiges Schwingen der Positionierelemente, welches eine Voraussetzung für ihr Betreiben ist.

**Bild 3.21**

Stick-Slip-Drive: a) von Pohl [Pohl 87], b) von Omicron [Omicron 93]. Mit dem Stick-Slip-Drive wird im Gegensatz zum IDM nur eine Masse, die Masse  $m$ , bewegt und der Aktor wird nicht mitgeführt.

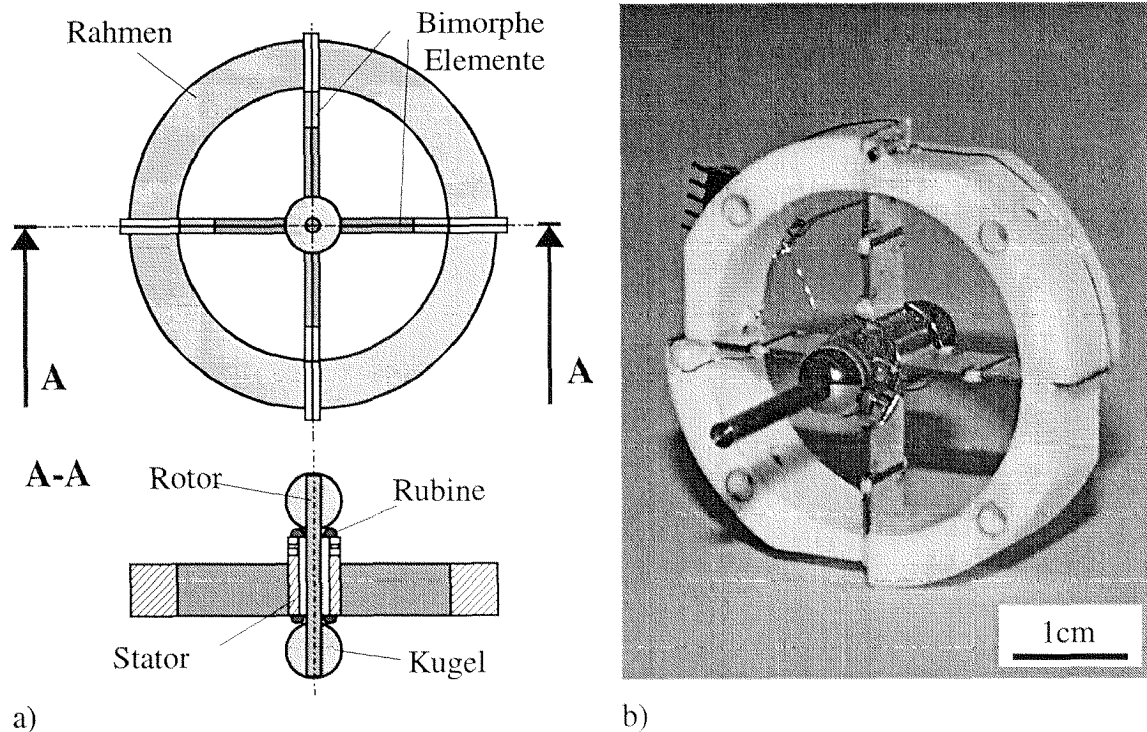
Dies bedeutet, dass diese nicht in Resonanz betrieben werden dürfen.

In [Ragulskis 88] wird ein nichtlineares Schwingssystem als Positionierelement vorgeschlagen. Dieses erlaubt, sind die Komponenten und physikalischen Größen aufeinander abgestimmt, einen Betriebszustand in Resonanz.

### 3.2.4 Erweiterung des Arbeitsbereichs von AS mittels Schritt-Prinzip

Wie im vorherigen Kapitel gezeigt wurde, ist der Arbeitsbereich bei elastischen und adaptiven Strukturen beschränkt. Zur Erweiterung des Arbeitsbereiches gibt es verschiedene Möglichkeiten. Eine geeignete Möglichkeit ist das Anwenden des *Schritt Prinzips*. Pohl hat mit seinem Mechanismus diese Möglichkeit bereits realisiert [Pohl 87].

Der adaptive Kippmechanismus alleine, wie er in Bild 3.11 gezeigt wird, hat nur ein stufenloses Drehvermögen von wenigen Milli-Rad (Feinpositionieren). Er soll so erweitert werden, dass mit ihm unbeschränkte Kippwinkel eingestellt werden können. Dafür wurde in die



a)

b)

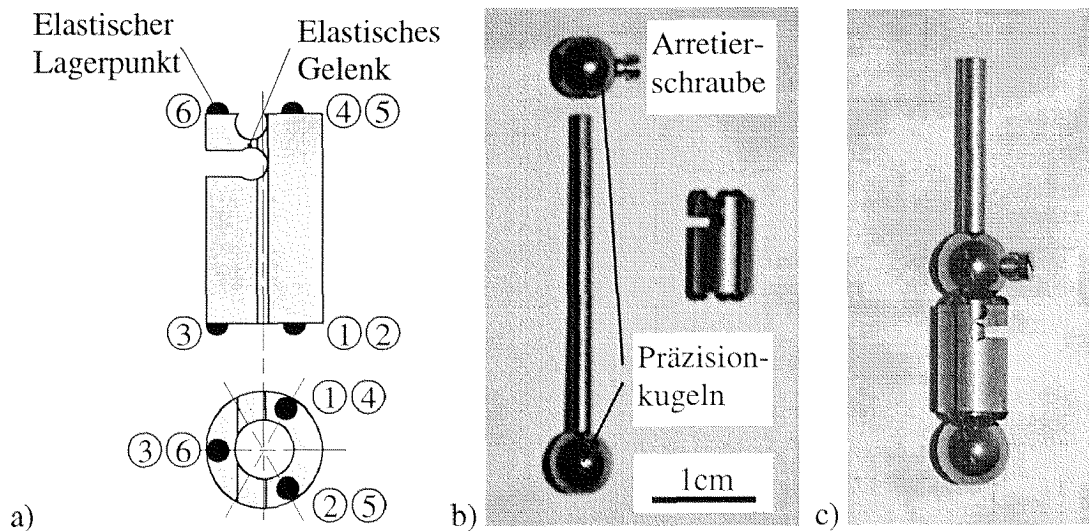
**Bild 3.22**

a): Zeichnung der um eine Lagerung (Stator und Rotor) erweiterten adaptiven Struktur NAJO I. b): Photo von NAJO I.

adaptive Struktur ein Lager, bestehend aus Stator und Rotor, integriert (Bild 3.22). Der Rotor wird vom Stator so aufgenommen, dass er nur einen rotatorischen Freiheitsgrad besitzt bzw. dass fünf (Anzahl Einschränkungen) seiner sechs Freiheitsgrade gesperrt werden (*Prinzip der statischen Bestimmtheit*). Wie im ersten Kapitel schon erwähnt wurde, sollten Lager und Führungen aller Art, möglichst mit geometrischen Grundkörpern realisiert werden, da diese mit kleinsten Formtoleranzen und hoher Oberflächengüte gefertigt werden können. Aus diesem Grund besteht der Rotor aus zwei miteinander verbundenen Präzisionskugeln, der mit fünf steifen Lagerpunkten statisch bestimmt gelagert ist (Bild 3.23). Ein sechster Lagerpunkt ist mittels eines elastischen Gelenks nachgiebig ausgebildet. Dieser dient nicht als Einschränkung, sondern dazu den Rotor gegen die fünf Lagerpunkte zu pressen.

Wird die adaptive Struktur NAJO I mit integriertem Rotor so mit einem nichtharmonischen Spannungssignal (z.B. Sägezahn) betrieben, wie in Bild 3.24 dargestellt, so können mit dem Rotor schrittförmige und beliebig grosse Rotationen um seine Achse eingestellt werden (Grobpositionieren).



**Bild 3.23**

a): Stator mit sechs Rubinen als Lagerpunkte für den Rotor: Fünf Rubine dienen als Einschränkung, ein nachgiebiger Rubin bzw. Lagerpunkt verspannt den Rotor gegen den Stator. b): Rotor bestehend aus zwei verbundenen Präzisionskugeln. Der Abstand und somit auch die Anpresskraft des Rotors gegen den Stator lässt sich stufenlos einstellen. c): Lager zusammengebaut.

### 3.2.5 Dynamisches Modell

Ein dynamisches Modell für SSD soll anhand einer adaptiven Parallelführung hergeleitet werden. In [Baumann 97] und [Zesch 97] sind bereits solche Modelle beschrieben.

Das dynamische Verhalten kann mit den folgenden Bewegungsgleichungen beschrieben werden (siehe auch Bild 3.25):

$$m_2 \ddot{x}_2 = F_R - F_L \quad (3.26)$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = d\dot{x}_{in} + cx_{in} - d\dot{x}_1 - cx_1 - F_R \quad (3.27)$$

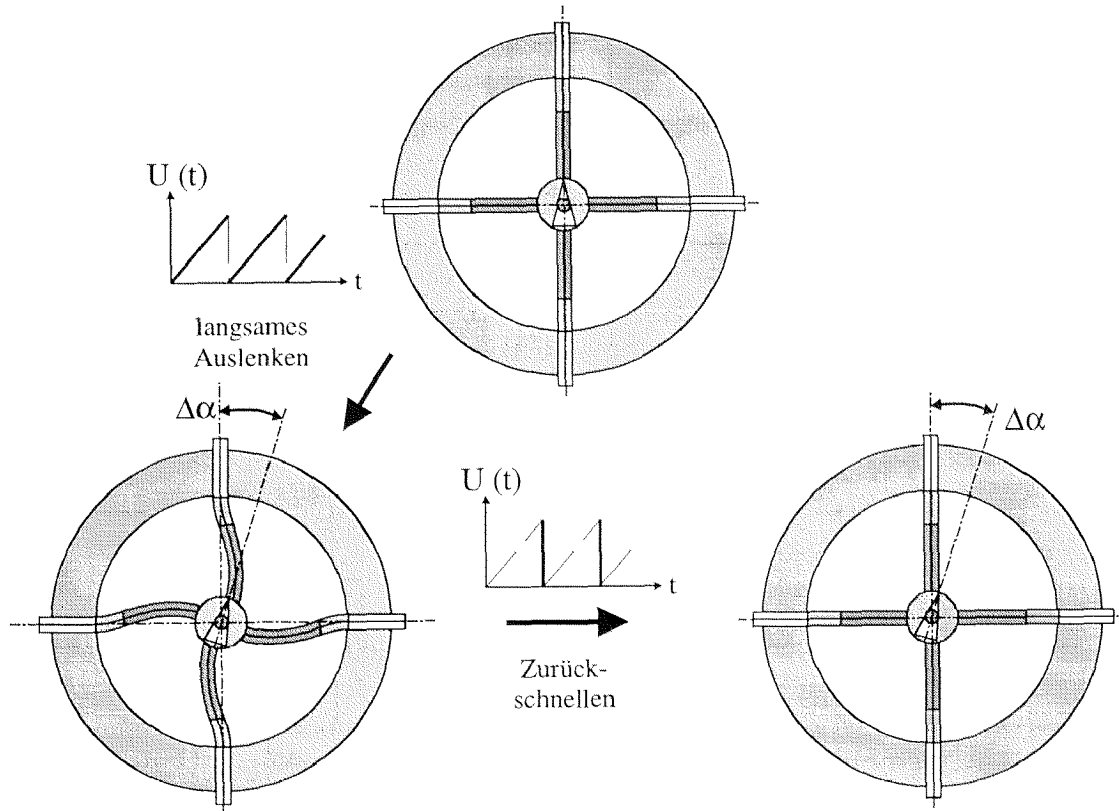
Der *Input* (in unserem Fall ein sägezahnförmiges Spannungssignal) des dynamischen Modells ist die translatorische Auslenkung  $x_{in}$ :

$$x_{in}(t) = f(U, \omega, t) = \hat{x}_{in}(U) \cdot \text{sawtooth}(\omega t) \quad (3.28)$$

Wird die adaptive Parallelführung dynamisch betrieben so können sich zwei Reibungszustände (Coulombsches Reibungsgesetz) zwischen den beiden Massen  $m_1$  und  $m_2$  einstellen:

1. Zustand: Haftreibung zwischen  $m_1$  und  $m_2$ :

Herrscht Haftreibung, so ist die Haftreibungskraft  $F_{stic}$  nicht



**Bild 3.24**

Positionieren mit dem Schritt- bzw. Trägheitsprinzip: Werden die bimorphen Aktoren mit einem sägezahnförmigen Spannungssignal betrieben, so dreht sich der Rotor mit kleinen Winkelschritten  $\Delta\alpha$  um seine Achse.

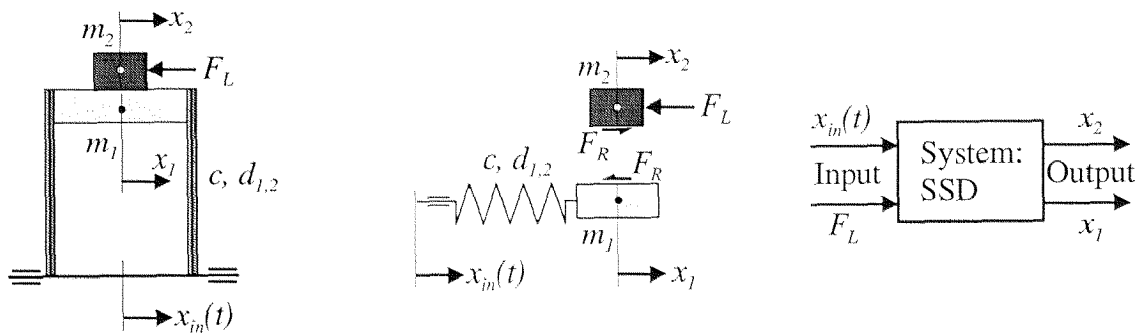
überschritten:

$$|F_R| = |m_2 \ddot{x}_1 + F_L| \leq F_{stic} \quad (3.29)$$

Die Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der beiden Massen  $m_1$  und  $m_2$  sind in diesem Zustand identisch:

$$\dot{x}_1 = \dot{x}_2 \quad , \quad \ddot{x}_1 = \ddot{x}_2 \quad (3.30)$$

Die Bewegungsgleichung kann dann wie folgt geschrieben werden:



**Bild 3.25**

Mechanisches Modell eines SSD.  $F_L$  repräsentiert eine Last, welche auf die Masse  $m_2$  wirkt.

$$\ddot{x}_1 = \ddot{x}_2 = \frac{1}{(m_1 + m_2)} \cdot (d_1 \dot{x}_{in} + c_1 x_{in} - d_1 \dot{x}_1 - c_1 x_1 - F_L) \quad (3.31)$$

2. Zustand: Gleitreibung zwischen den Massen  $m_1$  und  $m_2$ :

Herrscht Gleitreibung, so wurde die Haftreibungskraft  $F_{stic}$  überschritten:

$$|F_R| = |m_2 \ddot{x}_1 + F_L| > F_{stic} \quad (3.32)$$

Die Geschwindigkeiten der beiden Massen  $m_1$  und  $m_2$  sind in diesem Zustand nicht identisch:

$$\dot{x}_1 \neq \dot{x}_2 \quad (3.33)$$

Daraus ergeben sich die Gleichung (3.34) und die Bewegungsgleichungen (3.35) und (3.36):

$$F_R = F_{slip} \cdot \text{sign}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (3.34)$$

$$\ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2} (F_{slip} \cdot \text{sign}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - F_L) \quad (3.35)$$

$$\ddot{x}_1 = \frac{1}{m_1} \cdot (d_2 \dot{x}_{in} + c x_{in} - d_2 \dot{x}_1 - c x_1 - \text{sign}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \cdot F_{slip}) \quad (3.36)$$

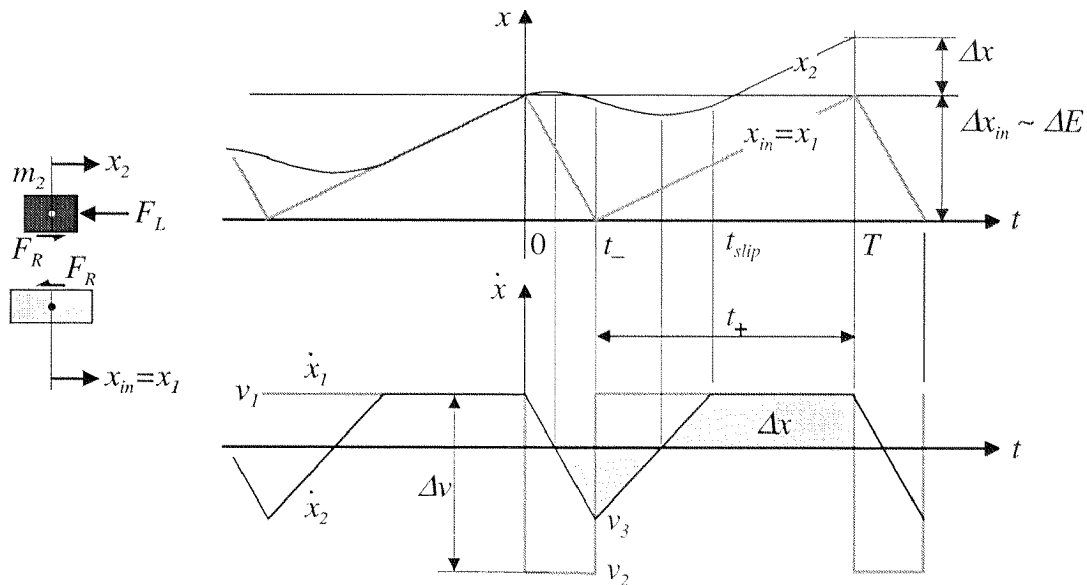
### 3.2.6 Mathematisches Modell

Für eine beliebige Anregung  $x_{in}(t)$  eine geschlossene analytische Lösung zu formulieren, welche die Schrittweite  $\Delta x$  der SSD beschreibt, ist mit dem oben beschriebenen System von Bewegungsgleichungen nicht möglich. Mit den folgenden vereinfachenden Annahmen kann jedoch eine geschlossene Lösung hergeleitet werden (siehe auch Bild 3.26):

1. Anregung (Input):

Sägezahnförmige (Spannungs-)Signale sind einfach zu erzeugen und sehr geeignet zum Betreiben von SSD bzw. Trägheitsantrieben [Büchi 96]. In der Realität ist es jedoch technisch nicht möglich ein ideales, sägezahnförmiges Spannungssignal mit  $t_- = 0$  zu erzeugen. Für  $t_-$  gilt daher immer die Ungleichung  $t_- > 0$ . Weiter gilt

$$T = t_- + t_+ = 1/f \quad (3.37)$$



**Bild 3.26**

Bewegungs- und Geschwindigkeitsverlauf des vereinfachten mechanischen Modells eines SSD

## 2. Coulombsche Reibung

Es wird das einfachste Reibungsmodell, das Coulombsche Reibungsgesetz, verwendet. Diese Modell nimmt während dem Zustand des Gleitens ( $\dot{x}_1 \neq \dot{x}_2$ ) ein geschwindigkeitsunabhängige Reibkraft  $F_R = F_{slip}$  an. In der Haftreibungsphase ( $\dot{x}_1 - \dot{x}_2 = 0$ ) gilt  $F_R = F_{stic} > F_{slip}$ .

## 3. Betriebsfrequenz

Ist die Betriebsfrequenz  $2\pi \cdot f$  der Sägezahnfunktion weit unter der Eigenfrequenz  $\omega_0$ , so können  $x_{in}(t) = x_1(t)$  und  $\dot{x}_{in}(t) = \dot{x}_1(t)$  gesetzt werden (Bild 3.26).

Somit lauten die für Berechnung der Schrittweite  $\Delta x$  zu integrierenden vereinfachten Gleichungen (3.38), (3.39) und die dafür notwendigen Anfangsgeschwindigkeiten (3.40) und Integrationsgrenzen (3.41) wie folgt:

Gleitreibung:

$$\ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2}(-F_{slip} - F_L) , t \in (0, t_-) ; \ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2}(F_{slip} - F_L) , t \in (t_-, t_{slip}) \quad (3.38)$$

Haftreibung:

$$\dot{x}_1(t) = \dot{x}_{in}(t) = \dot{x}_2(t) = v_1 = \frac{\Delta x_{in}}{t_+}, \quad t \in (t_{slip}, T) \quad (3.39)$$

Anfangsgeschwindigkeiten  $v_1, v_3$ :

$$v_1 = \frac{\Delta x_{in}}{t_+}; \quad v_3 = -\int_0^{t_-} \ddot{x}_2 dt + v_1 = -\frac{(F_{slip} + F_L)}{m_2} \cdot t_- + \frac{\Delta x}{t_+} \quad (3.40)$$

Integrationsgrenze  $t_{slip}$ :

$$v_1 = \int_{t_-}^{t_{slip}} \ddot{x} dt + v_3 \Rightarrow t_{slip} = \frac{2 \cdot F_{slip} \cdot t_-}{(F_{slip} - F_L)} \quad (3.41)$$

Die geschlossene Lösung für die Schrittweite  $\Delta x$  mit einem Sägezahn als Input lautet dann:

$$\Delta x = \Delta x_{SSD} = \frac{\Delta x_{in}}{(1 - t_-/T)} - \frac{F_{slip} \cdot (F_{slip} + F_L)}{m_2 \cdot (F_{slip} - F_L)} \cdot t_-^2 \quad (3.42)$$

Das Ergebnis gibt uns Auskunft über den Einfluss der einzelnen Parameter auf die Schrittweite  $\Delta x$  der SSD. Die verschiedenen Parametereinflüsse sind in [Zesch 97] ausführlich besprochen. Es sollen hier jedoch die wichtigsten Einflüsse kurz abgehandelt werden.

In Kapitel 3.2.1 sind die drei wichtigsten Bedingungen aufgeführt, welche erfüllt sein müssen, damit SSD und IDM zuverlässig arbeiten und reproduzierbare Schrittweiten  $\Delta x$  mit minimaler Varianz ausführen. Anhand der gewonnenen Beziehung (3.42) können diese Bedingungen einfach plausibel gemacht werden. Um hohe Geschwindigkeits-sprünge  $\Delta v = v_1 - v_2$  zu erzielen, muss in erster Linie die Steigung der abfallenden Flanke maximal sein. Strebt die Steigung der abfallenden Flanke des Sägezahns  $|\Delta x_{in}/t_-| \rightarrow \infty$  bzw. die Zeit  $t_- \rightarrow 0$ , so strebt der Subtrahend von (3.42) gegen null. Der Minuend und somit auch die Schrittweite  $\Delta x$  wird maximal.

$$\Delta x_{\max} = \lim_{t_- \rightarrow 0} \Delta x = \Delta x_{in} \quad (3.43)$$

Es fällt auf, dass im Falle von  $t_- = 0$  die Reibkraft  $F_R = F_{slip}$  während Gleitphase keinen Einfluss auf die Schrittweite  $\Delta x$  hat. Mit einem möglichst kleinen  $t_-$  kann somit der Einfluss der Reibungscharakteristik (z.B. die Rauheit) der aufeinander gleitenden Flächen klein gehalten werden. Besitzt der SSD keine hohe Eigenfrequenz  $\omega_0$  oder wird er nicht mit einer tiefen Frequenz  $f \ll \omega_0/2\pi$  betrieben, so gilt die Annahme  $x_{in}(t) = x_1(t)$  nicht mehr. Ist dies der Fall, so sollte die Schrittweite  $\Delta x$  numerisch mittels dem Gleichungssystem (3.29)-(3.36) errechnet werden.

Weiter muss der Betrag der wirkenden Last  $F_L$  kleiner als die Gleitreibungskraft  $F_{slip}$  sein, damit die  $m_2$  vom Zustand des Gleitens wieder in den Zustand des Haftens zurückkehren kann:

$$|F_L| < F_{slip} \quad (3.44)$$

Damit innerhalb einer Periode  $T$  ein Schritt  $\Delta x$  zurückgelegt wird, darf die Dauer der Gleitphase  $t_{slip}$  (3.41) nicht grösser als die Periode  $T$  sein. Daraus kann dann Gleichung (3.45) hergeleitet werden:

$$T > t_{slip} = \frac{2 \cdot F_{slip} \cdot t_-}{(F_{slip} - F_L)} \Rightarrow F_L < F_{slip} \left(1 - 2 \cdot \frac{t_-}{T}\right) \quad (3.45)$$

Für rotatorische SSD, wie z.B. NAJO I, wird (3.42) zu folgender Beziehung umgeformt:

$$\Delta\alpha = \Delta\alpha_{SSD} = \frac{\Delta\alpha_{in}}{(1 - t_-/T)} - \frac{M_{slip} \cdot (M_{slip} + M_L)}{I_2 \cdot (M_{slip} - M_L)} \cdot t_-^2 \quad (3.46)$$

Zur Berechnung der Schrittweite  $\Delta x_{IDM}$  von IDM (Bild 3.20) wird die Beziehung (3.42) mit einem Impulsfaktor  $q$  multipliziert [Zesch 97]:

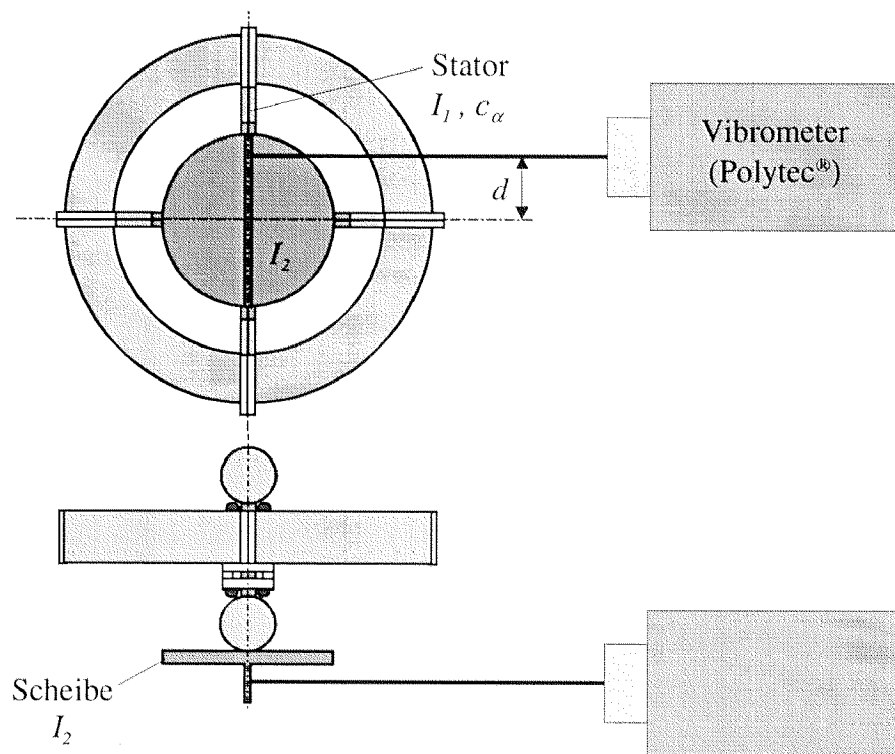
$$q = \frac{m_2}{m_1 + m_2} \quad (3.47)$$

Die Gleichung für IDM lautet dann:

$$\Delta x_{IDM} = q \cdot \Delta x_{SSD} = \frac{m_2}{m_1 + m_2} \cdot \frac{\Delta x_{in}}{(1 - t_-/T)} - \frac{F_{slip} \cdot (F_{slip} + F_L)}{(m_1 + m_2) \cdot (F_{slip} - F_L)} \cdot t_-^2 \quad (3.48)$$

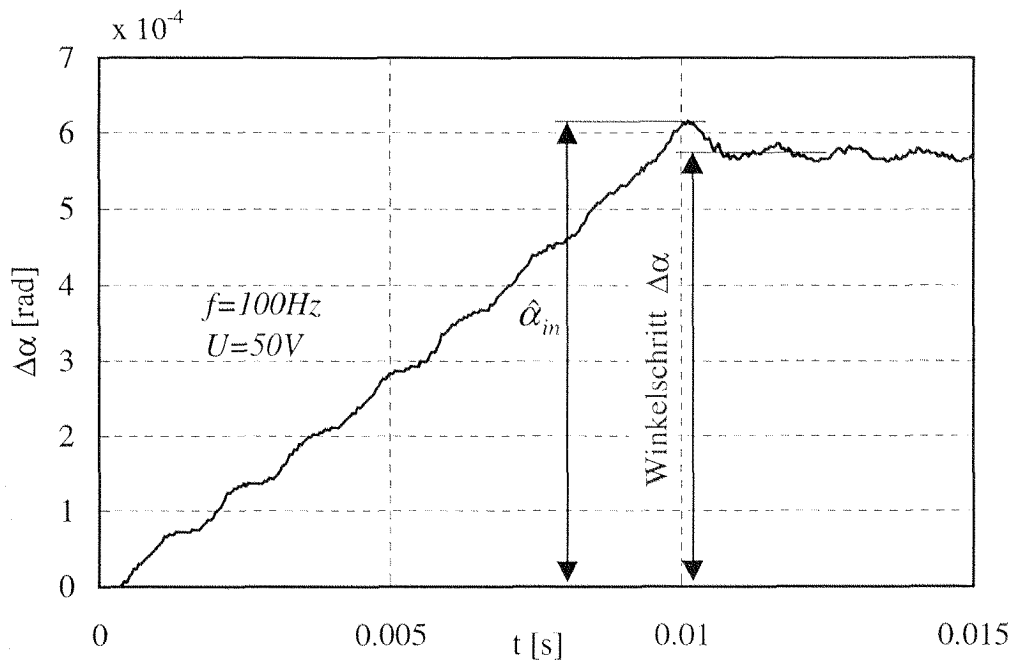
### 3.2.7 Messungen

Zur Verifizierung des dynamischen (s. Kapitel 3.2.5) und mathematischen Modells (s. Kapitel 3.2.6) wurden Messungen durchgeführt. Das dynamische Modell, welches für SSD mit einem translatorischen Freiheitsgrad formuliert ist, muss dem NAJO I entsprechend angepasst werden:  $m_1 \rightarrow I_1$ ,  $m_2 \rightarrow I_2$ ,  $c \rightarrow c_\alpha$ ,  $d \rightarrow d_\alpha$ ,  $F_{L,R,slip,stick} \rightarrow M_{L,R,slip,stick}$ ,  $x_{in}, \hat{x}_{in} \rightarrow \alpha_{in}, \hat{\alpha}_{in}$ . Die Sägezahn-Amplituden  $\hat{x}_{in}$  bzw.  $\hat{\alpha}_{in}$  wurden mit (3.19) und den Parametern  $d_{31} = -2.8 \cdot 10^{-10} \text{ m/V}$ ,  $l_1 = 4.2 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 6.4 \text{ mm}$ ,  $t = 0.6 \text{ mm}$ ,  $r = 2.9 \text{ mm}$  und  $E^1 \dots E^4 = U/(t/2)$  berechnet. Die Bestimmung der Steifigkeit  $c_\alpha$  und der Trägheit  $I_1$  des Stators ist im Anhang B erläutert. Das dynamische Modell (s. Kapitel 3.2.5) wurde mit SIMULINK<sup>®</sup> (The MathWorks, Inc.) programmiert. Das dynamische Verhalten wurde mittels eines Vibrometers (Polytec<sup>®</sup>) gemessen (s. Bild 3.28). Der Messaufbau ist in Bild 3.27 dargestellt.

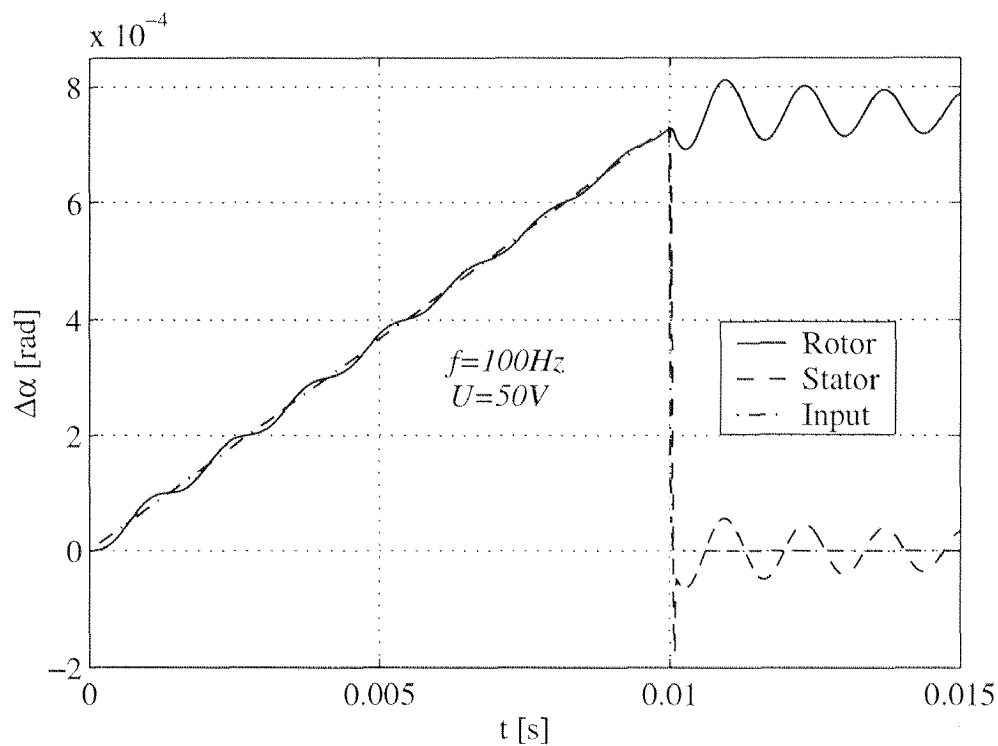


**Bild 3.27**

Messaufbau für die Durchführung der dynamischen Messungen. NAJO I wurde mit einem sägezahnförmigen Spannungssignal angeregt. Das dynamische Verhalten der Scheibe wurde dabei mit einem Vibrometer (Polytec<sup>®</sup>) aufgenommen. Mit der Distanz  $d$  kann der Winkel berechnet werden.



a)



b)

**Bild 3.28**

a): Dynamisches Verhalten des Rotors aufgenommen mit einem Vibrometer (Polytec<sup>®</sup>),  
 b): dynamisches Verhalten des Rotors und des Stators numerisch simuliert. Als Input wurde *ein* Sägezahn verwendet. Das Tiefpassverhalten des Verstärkers (Kepco, Pop 100-2M) wurde ebenfalls berücksichtigt: Grenzfrequenz  $\omega_g = 2\pi \cdot 22\text{kHz}$ . Verwendete Parameter:  $I_1 = 7.2 \times 10^{-9} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ,  $I_2 = 7 \times 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ,  $d_{\alpha,1} = 2 \cdot 0.02 \cdot \sqrt{c_\alpha \cdot (I_1 + I_2)}$ ,  $d_{\alpha,2} = 2 \cdot 0.02 \cdot \sqrt{c_\alpha \cdot I_1}$ ,  $c_\alpha = 15 \text{ Nm}$ ,  $M_{stic} = 3 \text{ Nmm}$ ,  $M_{slip} = 0.95 \cdot M_{stic}$ ,  $f = 100 \text{ Hz}$ .



Das simulierte dynamische Verhalten des Rotors zeigt mit dem gemessenen eine qualitativ gute Übereinstimmung. Dies zeigt sich insbesondere im Bereich der Haftreibung ( $0 < t < 0.01s$ ).

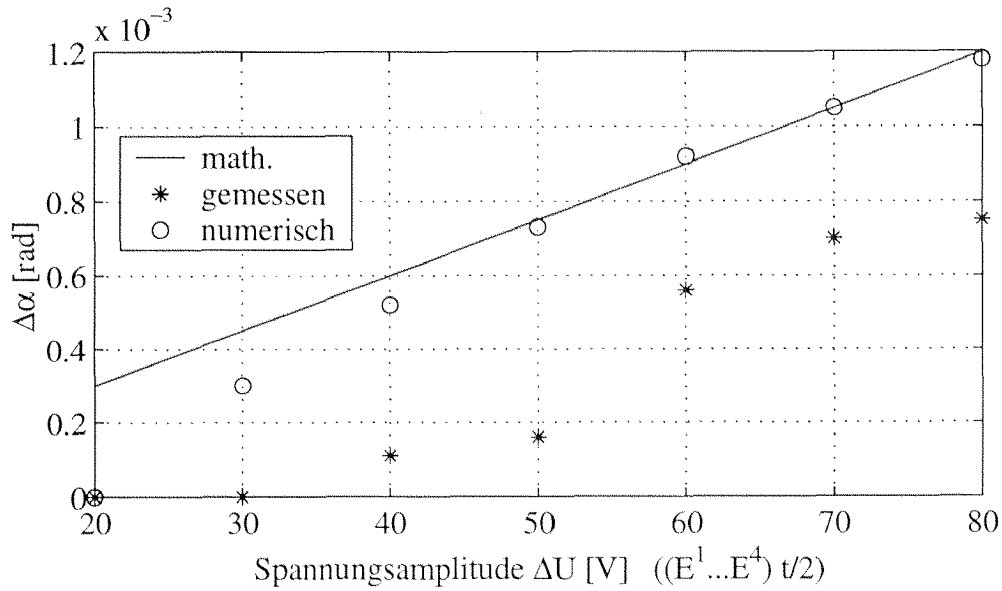
Die Gründe für die quantitative Abweichung von  $\hat{\alpha}_m$  sind dieselben, welche bereits im Kapitel 3.1.6 diskutiert wurden. Mit zunehmender Betriebsspannung werden die analytisch bestimmten statischen Kippungen  $\alpha$ , welche das  $\hat{\alpha}_m$  bzw.  $\hat{x}_m$  von Gleichung (3.28) repräsentieren, gegenüber den gemessenen grösser (vgl. Bild 3.16). Dies erklärt unter anderem auch, dass der numerisch simulierte Winkelschritt  $\Delta\alpha$  gegenüber dem gemessenen zu gross ist.

In Bild 3.29 a) sind die gemessenen und gerechneten Winkelschritte  $\Delta\alpha$  in Abhängigkeit der Sägezahnamplitude  $\Delta U$  dargestellt. Bild 3.29 b) zeigt den Einfluss der Reibung zwischen dem Rotor und dem Lager auf die Winkelschritte  $\Delta\alpha$ . Jeder Messpunkt wurde jeweils aus zehn Messungen<sup>6</sup> gemittelt. Die beiden Graphen zeigen, dass das numerische und analytische Modell mit den hier verwendeten Parametern gut übereinstimmt. Aber auch hier wird deutlich, dass die gerechneten Winkelschritte  $\Delta\alpha$  im Vergleich zu den gemessenen stets zu gross sind. Im Schnitt beträgt die Abweichung ca.  $0.4mrad$ . Bei zu grossem Reibmoment  $M_{slip} > 0.5Nmm$  führt der Rotor kaum mehr eine Bewegung aus (s. Bild 3.29 b).

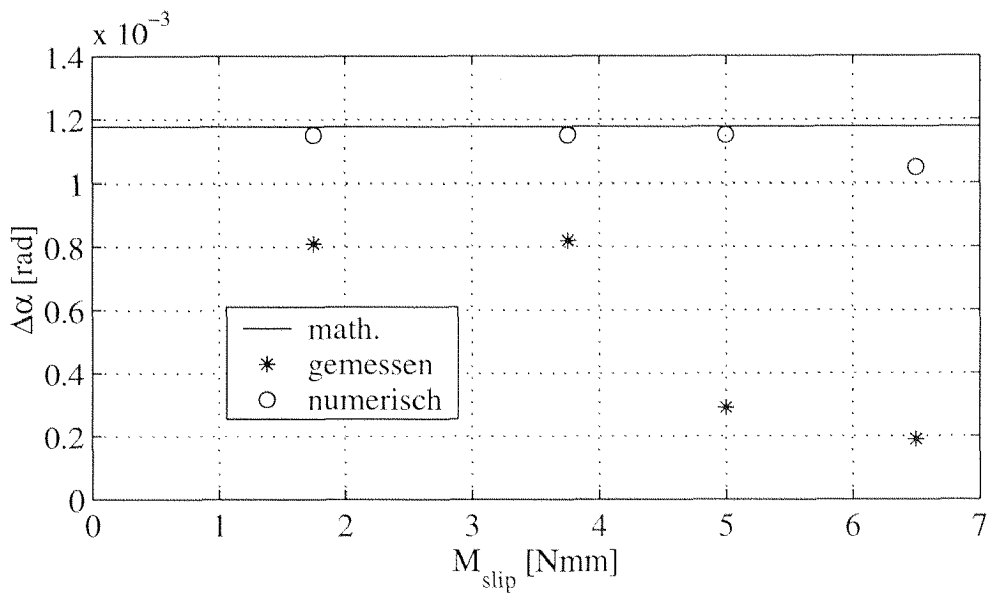
Die Messergebnisse weisen darauf hin, dass das für die numerische Simulation verwendete Coulombsche Reibungsgesetz das Reibungsverhalten zwischen Rotor (Wolframcarbid, WC) und Lager (Saphir) ungenügend beschreibt. Es ist nicht auszuschliessen, dass äussere Einflüsse, wie die Rauheit der Kugeloberflächen des Rotors, die Temperatur oder die Luftfeuchtigkeit, die Reibungscharakteristik beeinflussen. Dies müsste mit tribologischen Messungen untersucht werden.

---

<sup>6</sup> Diese Messungen wurden mit einem ESPI-System (Kapitel 3.1.6) durchgeführt.



a)



b)

**Bild 3.29**

Parameter für die numerische (s. Kapitel 3.2.5) und analytische (s. Kapitel 3.2.6) Berechnung der Winkelschritte  $\Delta\alpha$ :

$$I_1 = 7.2 \times 10^{-9} \text{ kg} \cdot \text{m}^2, \quad I_2 = 7 \times 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{m}^2, \quad c_\alpha = 15 \text{ Nm}, \quad d_{\alpha,1} = 2 \cdot 0.02 \cdot \sqrt{c_\alpha \cdot (I_1 + I_2)},$$

$$d_{\alpha,2} = 2 \cdot 0.02 \cdot \sqrt{c_\alpha \cdot I_1}, \quad M_{slip} = 0.95 \cdot M_{stic}, \quad t_- = 2 \times 10^{-5} \text{ s}, \quad \omega_g = 2\pi \cdot 22 \text{ kHz}, \quad f = 100 \text{ Hz}.$$

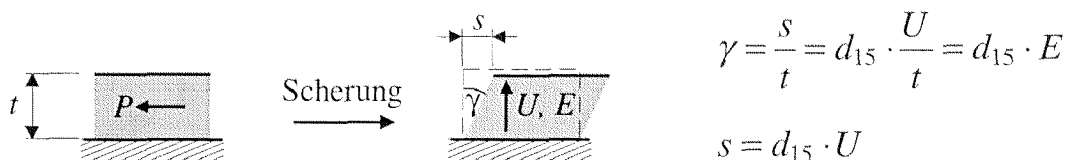
a): Winkelschritte  $\Delta\alpha$  in Funktion der Spannungsamplitude. Parameter:  $M_{stic} = 4.2 \text{ Nmm}$ .

b): Winkelschritte  $\Delta\alpha$  in Funktion des Gleitreibmomentes  $M_{slip}$ . Parameter:  $\Delta U = 80 \text{ V}$ .

### 3.3 Positionierelemente: NAJO II und NAJO III

Neben dem oben beschriebenen Positionierelement NAJO I wurden zwei weitere Positionierelemente, NAJO II und NAJO III, entworfen und realisiert. Diese stellen eine Ergänzung und Erweiterung der in [Omicron 93, Zesch 97] vorgestellten Positionierelemente dar. Zum Positionieren nutzten diese beiden Positionierelemente, wie NAJO I, das Schritt- bzw. das Trägheitsprinzip. Somit gelten hier auch die Gleichungen (3.42)-(3.46). Als Aktoren dienen Scherpiezos. Scherpiezos haben den Vorteil, dass mit ihnen kompakte Positionierungen gebaut werden können. Nachteilig ist aber, dass die piezoelektrische Ladungskonstante  $d_{15}$  von Scherpiezos klein ist. Typischerweise beträgt diese etwa  $d_{15} = 4.4 \cdot 10^{-10} \text{ m/V}$ . Das Bild 3.30 verdeutlicht, dass die Auslenkungen  $s$  von Scherpiezos nicht durch geometrische Grössen, wie die Piezodicke  $t$  geändert werden können. Die Auslenkung kann lediglich durch die angelegte elektrische Spannung  $U$  beeinflusst werden. Dies hat zur Folge, dass Scherpiezos, werden sie zur Erzeugung von Bewegungen benutzt, mit hohen Spannungen betrieben werden. Der Positionierer von Omicron (Micro Piezo Slide, MS5), welcher ebenfalls Scherpiezos als Aktoren hat, wird bei einer Spannung von  $\Delta U = 400V$  betrieben.

Beim Betrieb beider Positionierelemente treten Resonanzphänomene auf. Die Geometrie und die verwendeten Strukturwerkstoffe (Stator und Rotor mit angebrachtem Probenhalter<sup>7</sup>) haben einen grossen Einfluss auf das Betriebsverhalten. Es zeigte sich, dass bei höheren Frequenzen (im Bereich  $\text{kHz}$ ) deutlich niedrigere Spannungsamplituden für einen zuverlässigen Betrieb ausreichen, als bei tiefen.



**Bild 3.30**

Die Auslenkung  $s$  wird bei Scherpiezos nur durch die Ladungskonstante  $d_{15}$  und die angelegte Spannung  $U$  bestimmt.

<sup>7</sup> Beim neuen Goniometer wurde der Probenhalter direkt am Rotor von NAJO II befestigt (s. Kapitel 4)

## 3.3.1 NAJO II

Das Positionierelement NAJO II mit zwei Bewegungsfreiheitsgraden (Translation und Rotation) (Bild 3.31 und Bild 3.32) besteht aus einem Stator, einem Rotor und drei Scherpiezopaketen. Der Rotor wird mit vier Rubinen gegenüber dem Stator statisch bestimmt gelagert, wobei zwei zusätzliche elastisch wirkende Rubine den Rotor verspannen. Die drei Aktorpakete ihrerseits setzen sich aus je zwei zusammengeklebten Scherpiezos zusammen. Eines dieser Scherpiezos ist für die Translation, das andere für die Rotation verantwortlich. Die beiden Bewegungen werden unabhängig voneinander ausgeführt. Jedoch sind die Bewegungen nicht voneinander entkoppelt. Wird der Rotor axial verschoben (Translation), so macht dieser eine parasitäre radiale Bewegung (Rotation) und umgekehrt. Wirkt eine Last auf den Rotor, z.B. das Eigengewicht des Rotors infolge Gravitation oder angehängte Lasten (Probenstab, s. Kapitel 4), so sind die Schrittweiten entgegen der Lastrichtung kleiner. Die technischen Daten zu NAJO II sind im Anhang D aufgeführt.

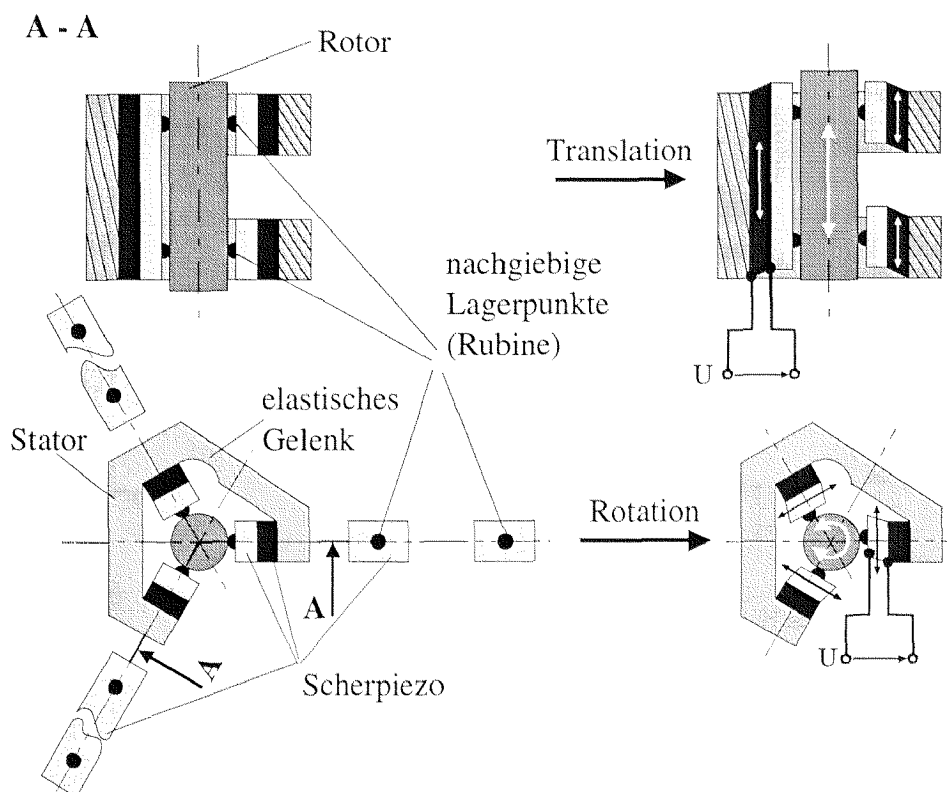
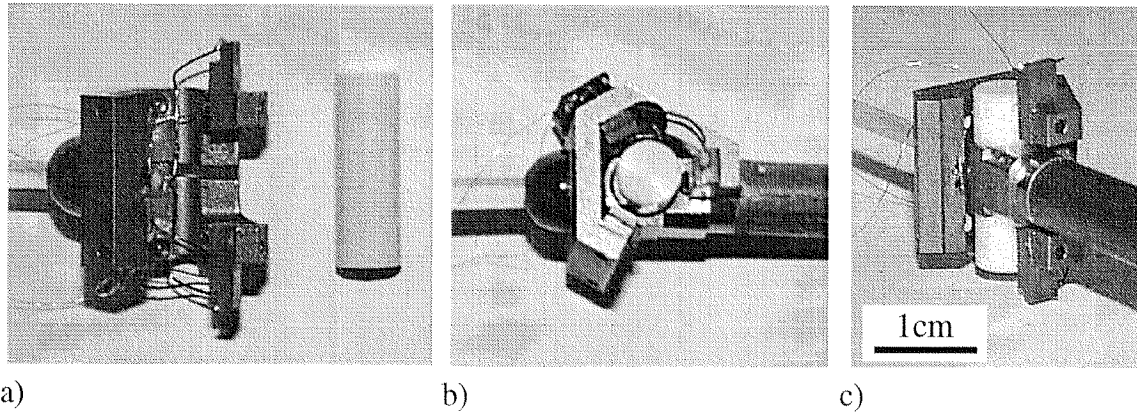


Bild 3.31

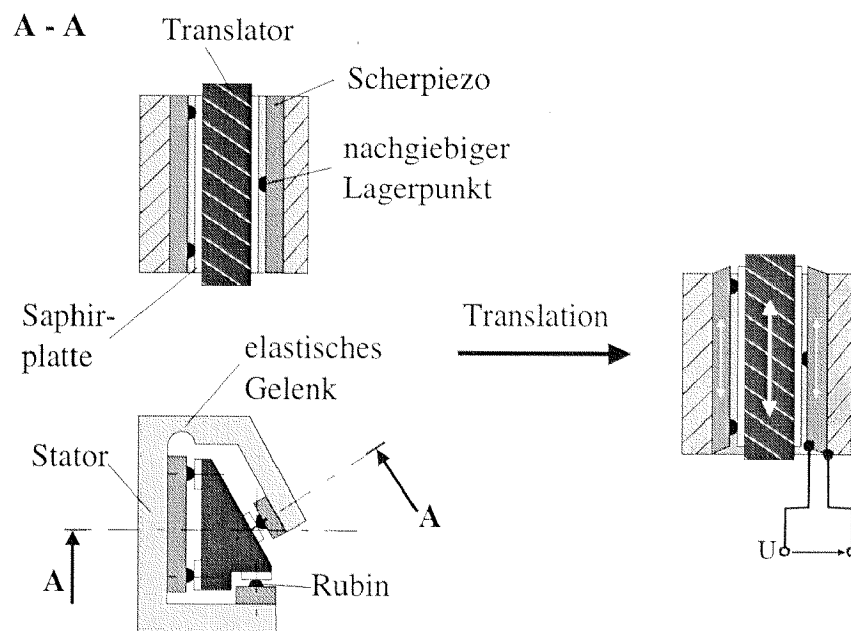
NAJO II: Dieses Positionierelement besitzt zwei Bewegungsfreiheitsgrade. Die Bewegungen werden mit Scherpiezos erzeugt.

**Bild 3.32**

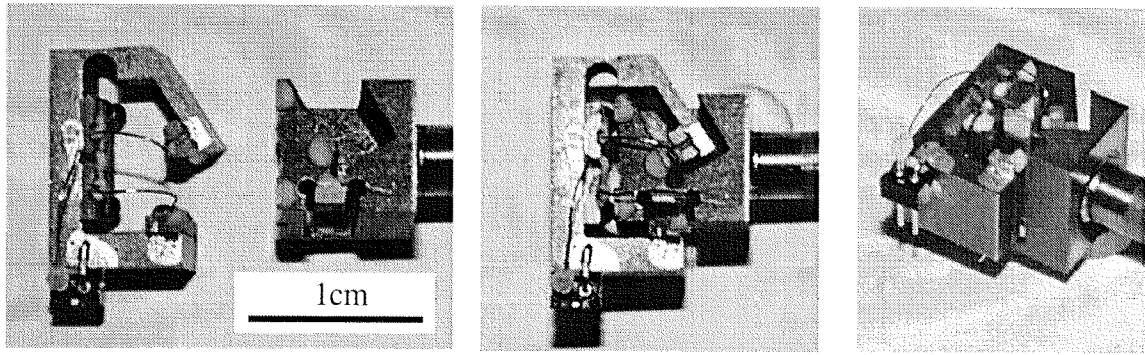
a): Stator und Rotor von NAJO II, b), c): NAJO II zusammgebaut.

### 3.3.2 NAJO III

NAJO III ist ein Positionierelement mit einem translatorischen Freiheitsgrad (Bild 3.33 und Bild 3.34). Der Translator wird somit mit fünf Punkten statisch bestimmt gelagert. Der Translator und der Stator sind aus Titan gefertigt. Ein Lagerpunkt ist elastisch und presst den Translator gegen die fünf Lagerpunkte am Stator. Als Gleitflächen am Translator werden polierte Saphirplättchen verwendet, da diese eine hohe Härte ( $HV = 23GPa$ ), eine minimale Formtoleranz und Rauheit ( $R_a < 50nm$ ) aufweisen. Im Anhang D sind die technischen Daten zu NAJO III im Detail aufgeführt.

**Bild 3.33**

Funktionsweise von NAJO III (Positionierer mit einem translatorischen Freiheitsgrad)



a)

b)

c)

**Bild 3.34**

a): Stator und Translator von NAJO III, b), c): NAJO III zusammengebaut.

# 4.

## Konstruktionskonzept und Konstruktion eines euzentrischen Goniometers

---

Im Kapitel 2 wurde die Problematik klassischer Goniometer und deren konstruktiven Mängel diskutiert. Gleichzeitig wurden konstruktive Lösungen zur Verbesserung und Überwindung dieser Mängel vorgeschlagen.

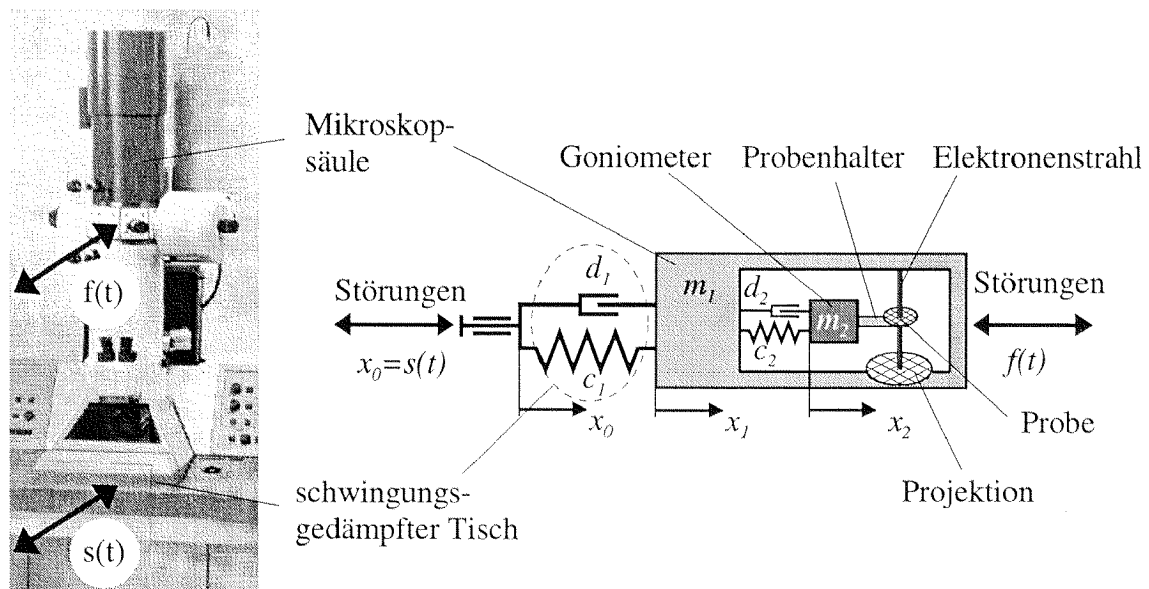
Im Kapitel 3 wurden verschiedene Positionierelemente vorgestellt, mit welchen Positioniersysteme mit unterschiedlichen Freiheitsgraden zusammengestellt werden können. Unter anderem lässt sich mit diesen ein euzentrisches Goniometer zusammenstellen.

In diesem Kapitel wird die technische Umsetzung der im Kapitel 2 (Tabelle 2.1) formulierten technischen Anforderungen beschrieben.

### 4.1 Konstruktionskonzept

Bei der Entwicklung des neuen Positioniersystems für ein TEM sollen nicht wie bis anhin nur kleinere Änderungen am bestehenden Goniometer zur Verbesserung seiner Eigenschaften durchgeführt werden. Eine Verbesserung des bestehenden Goniometers mit herkömmlichen Methoden und Massnahmen ist kaum oder nur noch mit grossem technischem Aufwand möglich. Deswegen sollen durch die Verwendung moderner Konstruktionskonzepte die Anforderungen eines (euzentrischen) Goniometers mit kleinerem technischem Aufwand als bisher erreicht werden.

Wird das Goniometer so weit als möglich miniaturisiert, so kann dieses

**Bild 4.1**

Schwingungsmodell der auf einem schwingungsgedämpften Tisch gelagerten Mikroskopsäule mit angeflanschem Goniometer

in das Oktagon integriert werden. Damit können aufwendige und stabilitätsbeeinträchtigende Konstruktionen, wie mechanische Vakuumdurchführungen (Dichtungen, O-Ringe), umgangen werden. Für die Realisierung der nötigen Positionierfreiheitsgrade eines idealen euzentrischen Goniometers, werden die im Kapitel 3 vorgestellten Positionierelemente verwendet. Diese sollen insbesondere eine kompakte und leichte Bauweise des Goniometers und eine stabile geometrische Kippachse für ein euzentrisches Kippen ermöglichen.

Ein einfaches Schwingungsmodell mit zwei Freiheitsgraden, wie es in Bild 4.1 dargestellt ist, und die dazugehörigen Schwingungsgleichungen (4.1) und (4.2) sollen den Einfluss und die Auswirkungen der Störungen  $s(t)$  und  $f(t)$ , deren Ursachen ausführlich in Kapitel 2 besprochen wurden, auf die Mikroskopsäule mit angeflanschem Goniometer veranschaulichen:

$$m_1 \ddot{x}_1 + \dot{x}_1(d_1 + d_2) + x_1(c_1 + c_2) = d_2 \dot{x}_2 + c_2 x_2 + \dot{s}(t)d_1 + s(t)c_1 + f(t) \quad (4.1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + \dot{x}_2 d_2 + x_2 c_2 = \dot{x}_1 d_2 + x_1 c_2 \quad (4.2)$$

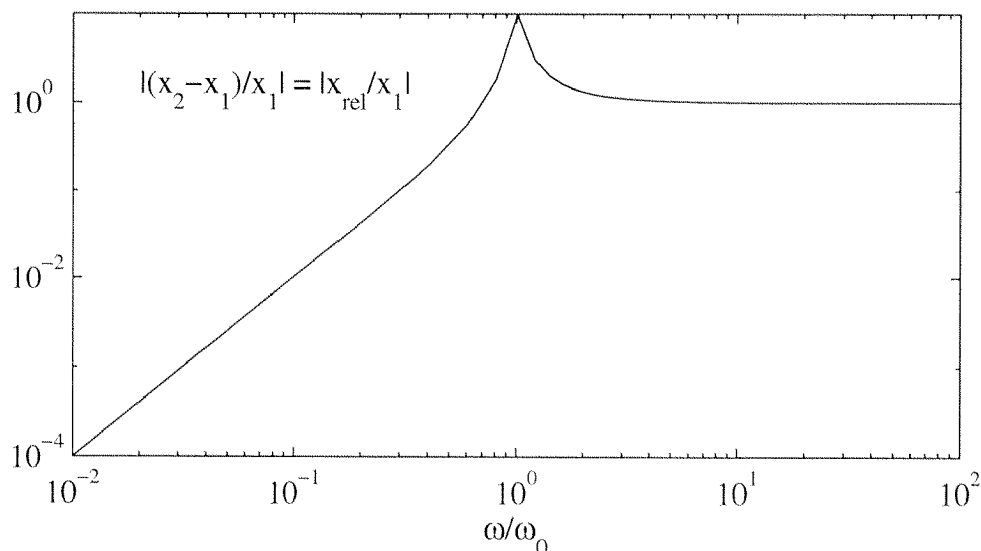
Die Störung  $s(t)$  ist eine Wegerregung (z.B. Fundamentalschwingungen) und die Störung  $f(t)$  eine Kräfteerregung (z.B. hervorgerufen durch



elektrische Zuleitungen). Aus der Literatur [Valle 80] ist zu entnehmen, dass die Schwingungsamplituden der Mikroskopsäule infolge Störungen in der Grössenordnung von  $0.01-1\mu m$  und die dominanten Störfrequenzen im Bereich von  $0-50Hz$  liegen. Von besonderem Interesse ist die Relativbewegung  $x_{rel} = x_2 - x_1$  der Probe bezüglich der Säule bzw. des Elektronenstrahls, welcher synchron mit der Mikroskopsäule schwingt (Der Elektronenstrahl hat seinen Ursprung im oberen Ende der Mikroskopsäule). Existiert eine Relativbewegung  $x_{rel}$  grösser als das Auflösungsvermögen des Elektronenmikroskops, so wird das Bild bzw. die Projektion verzerrt abgebildet. Diese Relativbewegung  $x_{rel}$  muss deshalb unter allen Umständen auf ein Minimum reduziert werden. Aus dieser Erkenntnis kann eine Zielgrösse abgeleitet werden:

$$x_{rel} = x_2 - x_1 = \min \quad (4.3)$$

Wie sie erreicht wird, kann qualitativ mit einem Amplitudengang der Schwingungsgleichung (4.2) veranschaulicht werden (Bild 4.2). Da die Amplituden und Frequenzen  $\omega$  der wirkenden Störungen nur bedingt beeinflusst werden können, ist das Erhöhen der Eigenfrequenz  $\omega_0$  des Goniometers die sicher wirkungsvollste Massnahme. Konstruktiv muss somit darauf geachtet werden, dass die Kopplung von  $m_2$  mit  $m_1$



**Bild 4.2**

Amplitudengang des Schwingsystems (4.2) infolge der Störung  $x_1(t)$  bei konstanter Amplitude und der Frequenz  $\omega(t)$ .

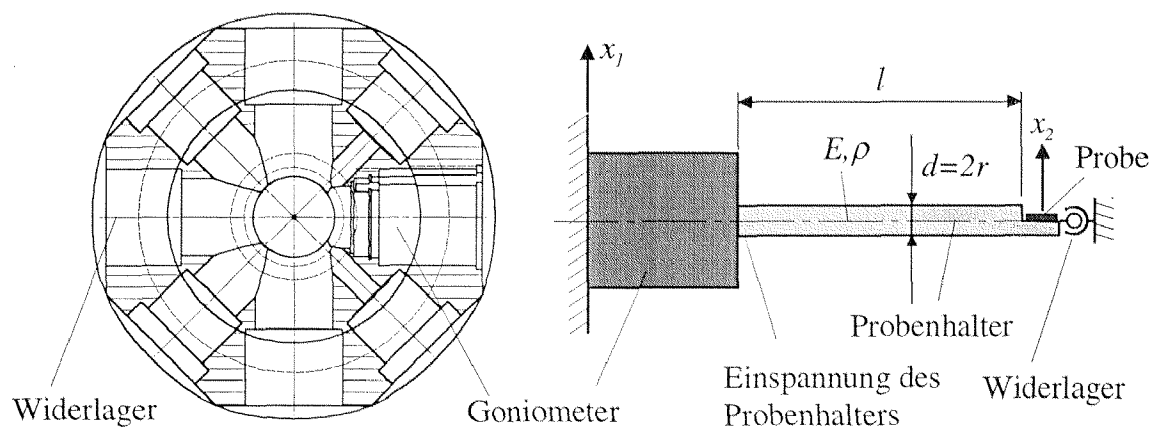
möglichst steif ausfällt (hohe Steifigkeit  $c_2$ ) und die Masse  $m_2$  so klein wie möglich ist. Eine leichte Bauweise bzw. die geringe Masse  $m_2$  und eine hohe Steifigkeit  $c_2$  bewirken also, dass die Eigenfrequenz  $\omega_0$  nach oben verschoben wird. Eine Erhöhung der Eigenfrequenz eines mechanischen Systems bewirkt immer eine Verminderung seiner mechanischen Empfindlichkeit.

$$\frac{c_2}{m_2} = \omega_0^2 = \max \quad (4.4)$$

Wenn möglich müssen die Störungen  $s(t)$  und  $f(t)$ , die auf das gesamte Mikroskop wirken, minimiert werden.

$$s(t) = \min, \quad f(t) = \min \quad (4.5)$$

Der Probenhalter oder Probenstab, wie er bei den Side-Entry Goniometern verwendet wird, muss ebenfalls näher betrachtet und diskutiert werden (Bild 4.1, Bild 4.3). Der Probenstab wird von Mikroskopherstellern auf unterschiedliche Weise gestaltet und gelagert (Kapitel 1 und 2). Philips hat seinen neuen Goniometer CompuStage<sup>®</sup> so gestaltet, dass der Probenstab nur einseitig gelagert bzw. eingespannt ist (ohne Widerlager: one-ear-design). Damit seine erste Eigenfrequenz möglichst hoch zu liegen kommt, wurde dieser so kurz und so leicht wie möglich gestaltet. Für diesen Probenhalter wurde deswegen Aluminium als Werkstoff verwendet. Chalcroft [Chalcroft 84] war einer der Wegbereiter dieses Konzeptes. Er



**Bild 4.3**

Die Figur links zeigt einen Schnitt durch ein Oktagon und die Lage des Goniometers und des Widerlagers. Rechts ist eine Skizze eines Goniometers mit dem Probenhalter dargestellt. Ein Widerlager wird nicht bei sämtlichen Goniometern verwendet.

hat dieses an einem Philips-Goniometer realisiert und gezeigt, dass ohne Widerlager eine hohe Stabilität und grosse euzentrische Kippwinkel erreichbar sind.

Zeiss wiederum verwendet bei seinem Goniometer das Konzept des Widerlagers. Im diesem Widerlager ist der x-Trieb integriert. Das Widerlager erhöht die Eigenfrequenzen des Probenstabes und verhindert, dass die Probe während eines Schwingvorgangs grosse Amplituden ausführt, da ein Schwingungsknoten beim Widerlager liegt.

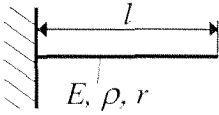
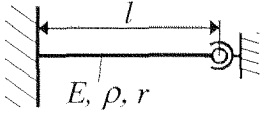
Zur qualitativen Betrachtung der Eigenfrequenzen  $\omega_0$  eines Probenhalters mit und ohne Widerlager können die Formeln aus der Tabelle 4.1 herangezogen werden [Roark 85]. Der Probenhalter kann als Stab angenommen werden und das Widerlager ist ein Gelenk mit drei rotatorischen Freiheitsgraden. Hat z.B. ein Probenhalter aus Aluminium ( $E = 70\text{GPa}$ ,  $\rho = 2100\text{kg/m}^3$ ) eine Länge  $l = 20\text{cm}$  und einen Durchmesser  $2r = 1\text{cm}$ , so liegt die Eigenfrequenz  $f_0$  ohne Widerlager in der Grössenordnung von  $200\text{Hz}$  und mit Widerlager bei  $800\text{Hz}$ . Der Amplitudengang des Probenhalters ist mit dem aus Bild 4.2 identisch und kann wieder für qualitative Betrachtungen herangezogen werden. Bei einem Störsignal mit einer Frequenz  $f = 50\text{Hz}$  und einer Amplitude von  $0.1\mu\text{m}$  beträgt  $x_{rel}$  ohne Widerlager ca.  $0.01\mu\text{m}$ . Dies ist ein Wert der weit über der Auflösung eines TEM liegt ( $0.35\text{nm}$ ). Bei einem Probenhalter mit Widerlager beträgt die Relativbewegung nur noch  $1\text{nm}$ . Ein Widerlager hat

**Tabelle 4.1**

Eigenfrequenzen des Probenhalters (runder Querschnitt) mit und ohne Widerlager

$\rho$ : Materialdichte,  $E$ : Elastizitätsmodul,  $I$ : Flächenträgheitsmoment,

$l$ : Probenhalterlänge,  $r$ : halber Probenhalterdurchmesser

	ohne Widerlager	mit Widerlager
Eigenfrequenz		
$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$	$f_0 = \frac{3.52}{2\pi \cdot l^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho \cdot r^2 \pi}}$	$f_0 = \frac{15.4}{2\pi \cdot l^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho \cdot r^2 \pi}}$

aber nicht nur Vorteile. Die technischen Probleme, die bei der Verwendung eines Widerlager entstehen, sind im Kapitel 2 ausführlich beschrieben. Das neu konzipierte Goniometer, welches in diesem Kapitel vorgestellt wird, soll deshalb ohne Widerlager auskommen.

Ebenfalls kann den Formeln entnommen werden, dass die Länge des Probenhalters  $l$  quadratisch in die Eigenfrequenz  $\omega_0$  eingeht. Daraus folgt eine weitere wichtige Zielgrösse für den Probenhalter:

$$l = \min \quad (4.6)$$

Weitere konstruktive Massnahmen, welche die Empfindlichkeit des Probenhalters (und somit des gesamten Goniometers) auf mechanische Störungen reduzieren, sind die Steigerung der Steifigkeit  $EI$  und eine möglichst leichte Bauweise des Probenhalters:

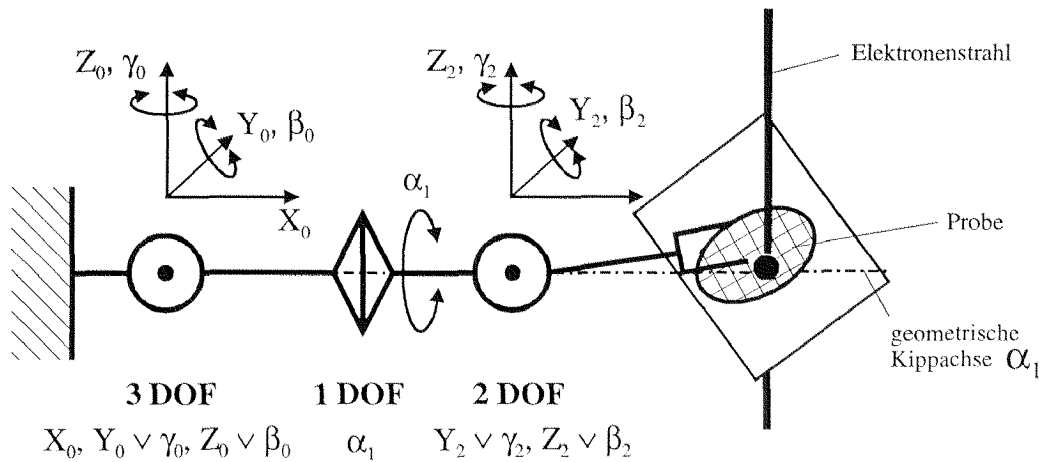
$$EI = \max \quad (4.7)$$

$$m = \min \quad (4.8)$$

## 4.2 Verwendete Kinematik

Im Kapitel 2 wurden zwei Kinematiken besprochen, die ein euzentrisches Kippen auf einer Ebene ermöglichen. Mit den Kinematiken in Bild 2.5 und Bild 2.6 kann jedes Probendetail in die euzentrische Achse gebracht bzw. euzentrisch gekippt werden. Die Kinematik Bild 2.6 zeigt die Kinematik eines idealen euzentrischen Goniometers: diese Kinematik hat den Vorteil, dass jedes Probendetail euzentrisch gekippt werden kann, ohne dass die Kippachse nachjustiert werden muss. So ideal diese Kinematik auch sein mag, so stellt sie auch hohe Anforderungen an die Konstruktion des Goniometers. Zwischen der Kippung und der Probe muss eine Kinematik mit drei Freiheitsgraden untergebracht werden. Dies ist nicht einfach zu realisieren, da die Masse und die Länge des Probenhalters minimal sein sollte.

Die Kinematik in Bild 2.5 bzw. Bild 4.4 ist konstruktiv einfacher, ist aber in der Praxis bedienungsunfreundlicher. Nach jedem Verstellen der  $X_0$ -Achse muss die Kippachse  $\alpha_1$  von neuem in den Elektronenstrahl und gleichzeitig in den Fokusbereich hineinjustiert werden. Wird die  $X_0$ -Achse aber nicht benutzt, so können immerhin Probendetails auf einer

**Bild 4.4**

Für die Konstruktion des neuen euzentrischen Goniometers wurde eine Kinematik mit sechs Freiheitsgraden verwendet.

Linie mit einer Länge von ca.  $2 \cdot 10^6 \text{ nm}$  euzentrisch gekippt werden.

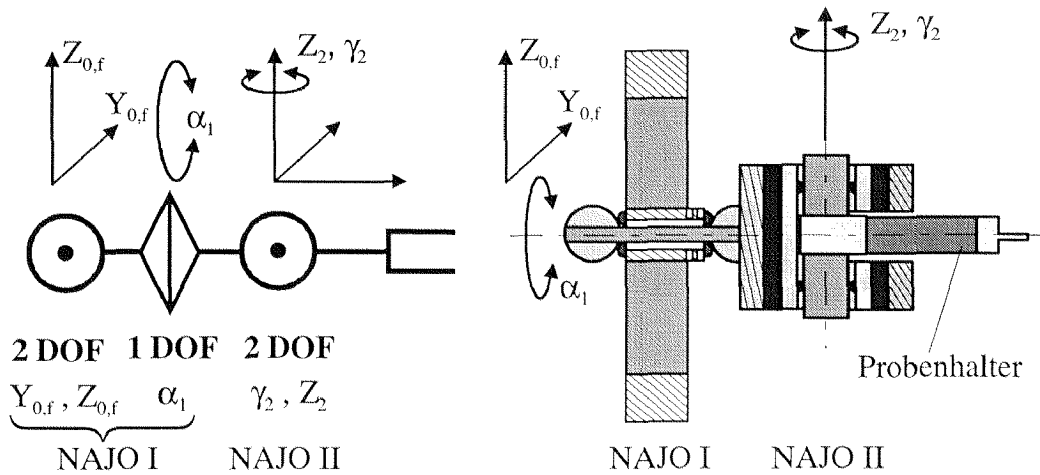
Da es in erster Linie um die Validierung und die Charakterisierung des in Kapitel 3 vorgestellten Positionierelementes NAJO I geht (Achsstabilität), wurde die zweite konstruktiv einfachere Variante gewählt (Bild 4.4). Zwischen der Probe und der Kippachse  $\alpha_1$  müssen somit zwei Positionierfreiheitsgrade,  $Y_2 \vee \gamma_2$  und  $Z_2 \vee \beta_2$ , Platz finden. Dies kann auf zwei Arten geschehen:

1. Hintereinanderschalten von zwei Positionierelementen mit je einem Freiheitsgrad (z.B.: NAJO III).
2. Verwenden eines Positionierelementes mit zwei Freiheitsgraden (z.B.: NAJO II).

Da die zweite Variante die oben schon erwähnten Anforderungen, Minimierung der Masse  $m$  (4.8) und der Länge  $l$  des Probenhalters (4.6), besser als die erste erfüllt, wurde die in Bild 4.4 dargestellte Kinematik mit insgesamt sechs Freiheitsgraden realisiert.

### 4.3 Konstruktion

Ein Teil der ausgewählten Kinematik wurde mit den im Kapitel 3 vorgestellten Positionierelementen umgesetzt (Bild 4.5). Für die Rotationsachse  $\alpha_1$  wurde das Positionierelement NAJO I eingesetzt. Dieses soll im wesentlichen eine stabile geometrische Kippachse

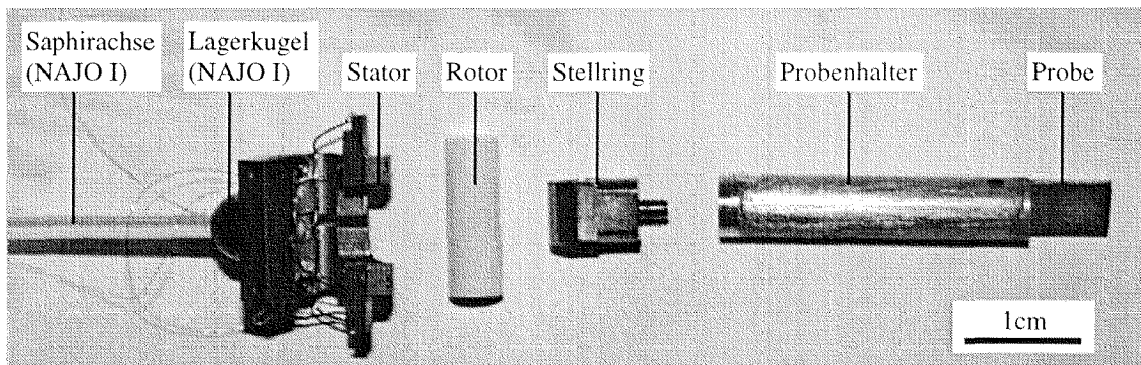


**Bild 4.5**

Die Achsen  $\alpha_1$ ,  $\gamma_2$  und  $Z_2$  des Goniometers sind mit den Positionierelementen NAJO I und NAJO II realisiert. Mit NAJO I ( $Y_{0,f}$ ,  $Z_{0,f}$ ) sind Feinjustierungen der  $Y_0$  – und  $Z_0$  – Achse möglich.

garantieren. Mit NAJO I sind neben Fein- und Grobeinstellungen (Schrittprinzip) des Drehfreiheitsgrades  $\alpha_1$  Feinjustierungen der  $Y_0$  – und der  $Z_0$  – Achse (mechanisches Fokussieren) (s. Bild 4.7) mit Submikrometerauflösung im Bereich von einem Mikrometer möglich<sup>1</sup>.

Für die Achsen  $Z_2$  und  $\gamma_2$  wurde der Positionierer NAJO II verwendet. Die beiden Positionierelemente sind so miteinander verbunden, dass der Stator an eine der beiden Lagerkugeln (abgeflacht) aus Keramik von NAJO I angeklebt wurde. Damit die Kopplung beider Elemente möglichst



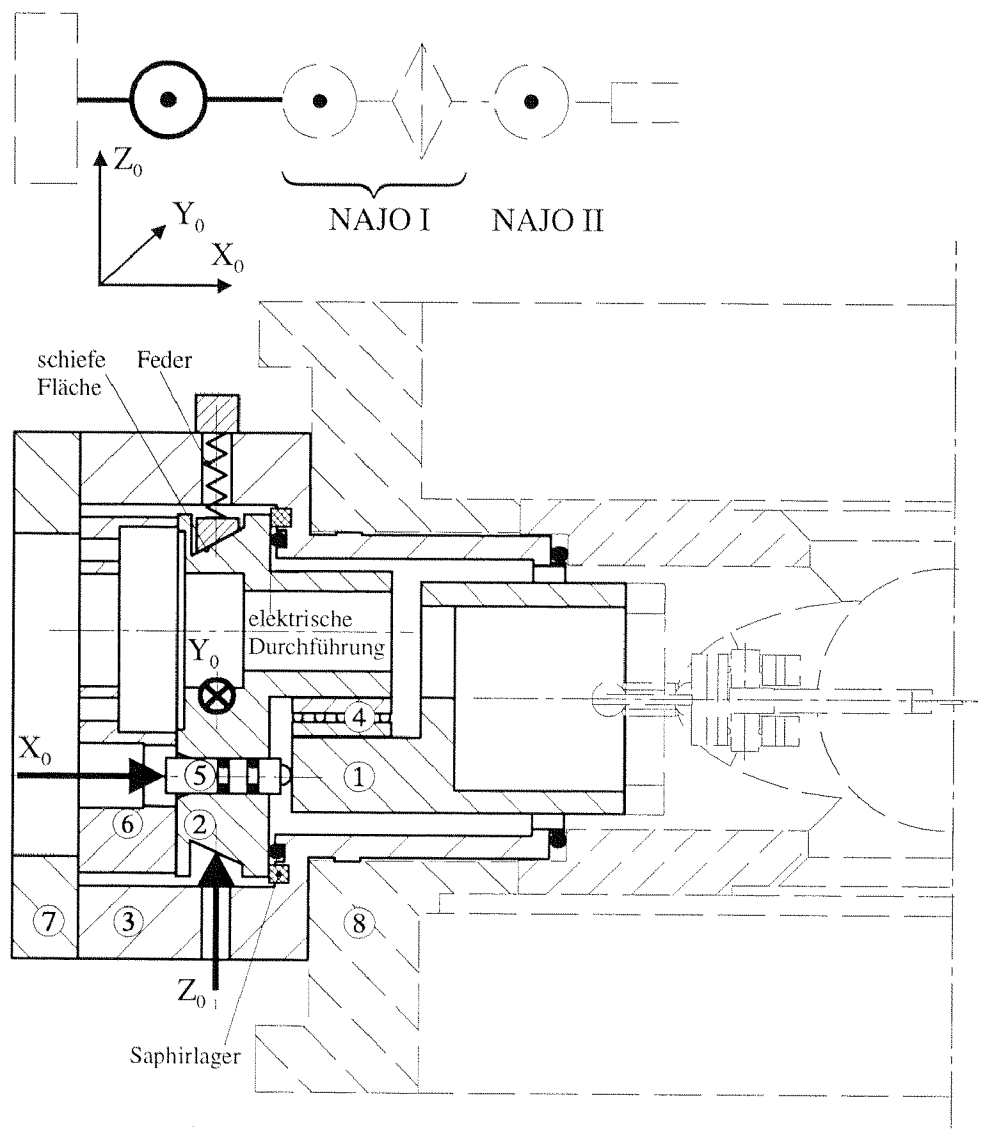
**Bild 4.6**

NAJO II zerlegt mit Probenhalter

<sup>1</sup> Beim Feinjustieren können die elektrischen Felder, welche sich durch das Ansteuern der bimorphen Elemente bilden, den Elektronenstrahl beeinflussen. Mittels einer Abschirmung können diese Störungen minimiert werden.

steif ist, wurde eine Saphirachse ( $E = 430\text{GPa}$ ,  $\varnothing 2\text{mm}$ ) gewählt (Bild 4.6).

Der Probenhalter ist mittels eines Stellringes direkt am Rotor befestigt. Der Probenhalter sollte vorzugsweise aus einem elektrisch leitenden<sup>2</sup> Werkstoff mit geringer Dichte  $\rho$  bzw. Masse  $m$  (s. (4.8)) bestehen. Es wurde ein UD-CFK-Rohr (unidirektionale Kohlefaser) ( $E_x = 130\text{GPa}$ ,  $\rho = 1.55\text{g/cm}^3$ ) mit einem Aussendurchmesser von  $5.5\text{mm}$  und einer



**Bild 4.7**

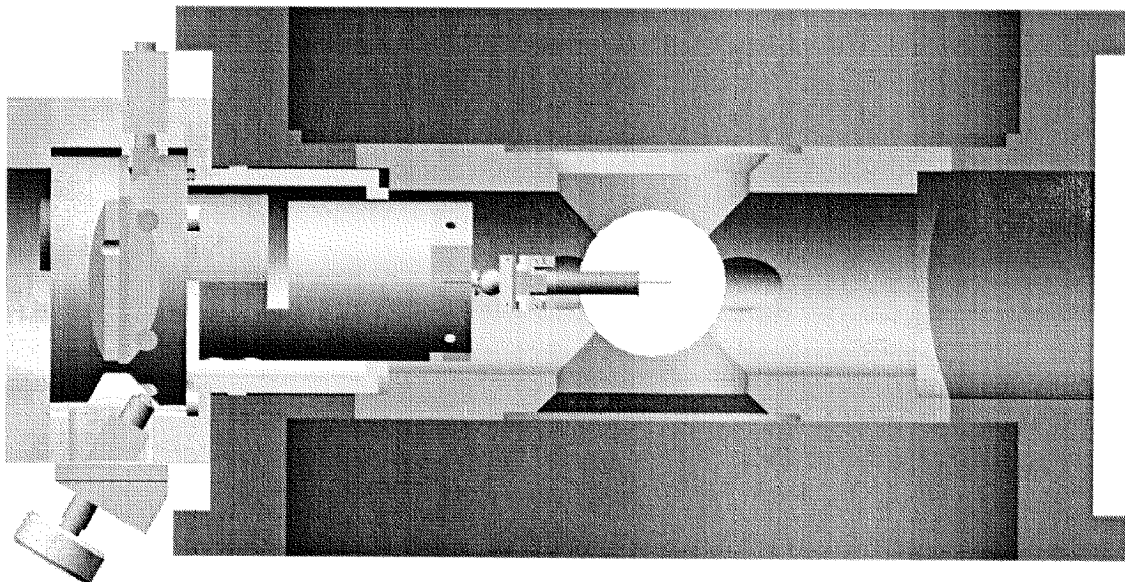
Schnitt durch den Oktagon mit dem angeflanschten Goniometer. Die Baugruppe mit den ausgezogenen Linien repräsentiert die  $X_0 - Y_0 - Z_0$ -Kinematik.

<sup>2</sup> Der auf die Probe auftreffende Elektronenstrahl erzeugt Ladungen auf dem Probenhalter, welche abgeführt werden müssen. Für diesen Zweck reicht auch ein Probenstab mit einer elektrisch leitenden Oberfläche (z.B. vergolden).

Wandstärke  $0.75\text{mm}$  gewählt.

Die  $X_0 - Y_0 - Z_0$ -Kinematik wurde mit konventioneller Feinwerktechnik realisiert (Bild 4.7), da diese Kinematik während des Arbeitens am Mikroskop weniger in Gebrauch ist und somit weniger hohe Stabilitätsanforderungen, wie Drift und Backlash, hat als die  $\alpha_1 - \gamma_2 - Z_2$ -Kinematik. Die kompakte Ausführung der Konstruktion des Goniometers bewirkt unter anderem, dass dieser im Oktagon Platz findet (s. Tabelle 2.1) und dadurch der Probenstab entsprechend kurz ausgeführt werden kann (s. (4.6)).

Die Kinematik besteht im wesentlichen aus den Bauteilen ① - ④ und erlaubt es den Körper ①, welcher die Schnittstelle zur  $Y_{0,f} - Z_{0,f} - \alpha_1 - \gamma_2 - Z_2$ -Kinematik (NAJO I und NAJO II) bildet, gegenüber der Basis ③ in drei Freiheitsgraden  $X_0, Y_0$  und  $Z_0$  zu bewegen. Die Basis ③ ist starr mit dem Oktagon ⑧ verbunden. Für die Translationen  $Y_0$  und  $Z_0$  wird der Körper ② und somit auch ① mittels zweier Mikrometerschrauben relativ zur Basis ③ verschoben. Die Lage des Körpers ② ist durch die drei Saphirscheiben, welche in der Basis ③ eingelassen sind, statisch bestimmt. Der herrschende Unterdruck im TEM und die auf die schiefe Fläche wirkende Normalkraft der Feder bewirken, dass die elastische Dichtung (O-Ring oder X-Ring) genügend stark

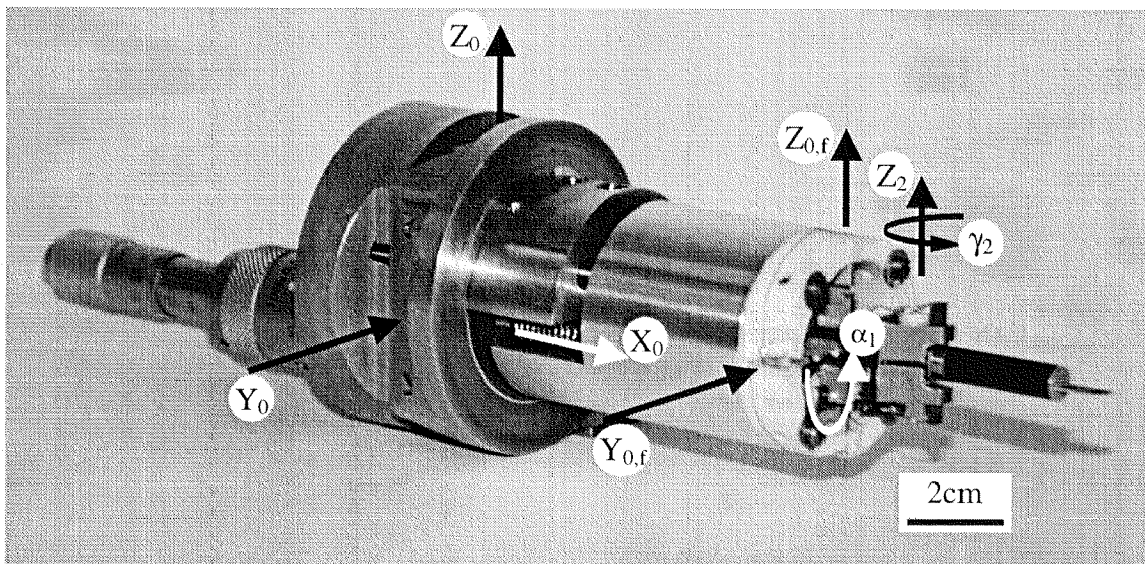


**Bild 4.8**

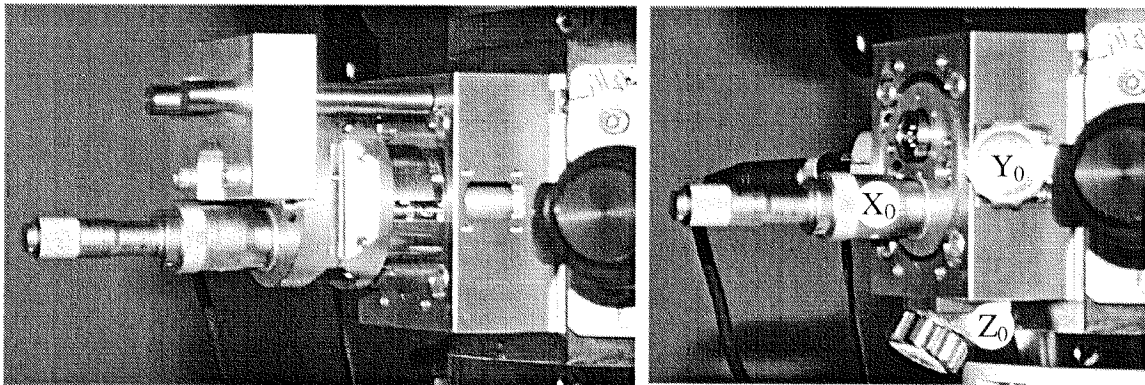
Die Lage des Goniometers im Oktagon



deformiert wird und somit der Körper ② auf den Saphirscheiben aufliegt. Auf diese Weise wird die Anforderung (4.4) erfüllt. Wenn es erforderlich ist, kann mit der Platte ⑦ das Bauteil ② bzw. das gesamte Goniometer gegenüber der Basis ③ zusätzlich verspannt werden. Die mit der Wälzführung ④ geführte  $X_0$ -Translation wird mit einer Mikrometerschraube, welche am Bauteil ⑥ befestigt ist, über eine mechanische Vakuumdurchführung ⑤ ausgeführt. Bild 4.8 zeigt das euzentrische Goniometer im Oktagon und Bild 4.9 a)-c) ausgebaut, während des Einbauvorgangs und eingebaut und justiert.



a)



b)

c)

**Bild 4.9**

Das euzentrische Goniometer:

- a): mit insgesamt sechs Freiheitsgraden  $X_0 - Y_0 (Y_{0,f}) - Z_0 (Z_{0,f}) - \alpha_1 - Y_1 - Z_1$ ,  
 b): während des Einbauvorgangs, c): eingebaut und justiert.

# 5.

## Resultate und Ausblick

---

Im ersten Teil dieses Kapitels wird das im Kapitel 4 vorgestellte euzentrische Goniometer validiert und charakterisiert. Es wird gezeigt, dass es zwei wichtige Anforderungen der hochauflösenden Elektronenmikroskopie und der ET in der Praxis erfüllt:

- hohe Stabilität - minimale Drift und Störungsempfindlichkeit – und
- Existenz einer stabilen geometrischen Kippachse.

Im zweiten Teil wird der Entwicklungsstand des neuen euzentrischen Goniometers diskutiert und schliesslich werden Anregungen zur Verbesserung desselben gemacht.

### 5.1 Bildentstehung und Bildanalyse beim TEM

Die verschiedenen Abbildungsmechanismen im TEM ergeben sich direkt aus der Art der Wechselwirkung der Strahlelektronen mit dem Objekt. Man unterscheidet elastische Streuung der (Strahl-)Elektronen am Kernpotential der Atome (Coulomb-Streuung) und inelastische Streuprozesse mit den Elektronen der Atomhüllen bzw. den Elektronen in Molekülorbitalen oder Leitungsbändern<sup>1</sup>. Die inelastisch gestreuten Elektronen, welche in der hochauflösenden Elektronenmikroskopie unerwünscht sind, tragen zum Wellenbereichsfehler bei und können mit einem Energiefilter

---

<sup>1</sup> Inelastisch gestreute Elektronen haben einen spezifischen Anteil ihrer Primärenergie verloren und können deshalb für analytische Zwecke genutzt werden (Electron Energy Loss Spectroscopy, EELS).

herausgefiltert werden<sup>2</sup>.

Ausserdem werden die Strahlelektronen abhängig vom Objekt (Ordnungszahl/Anordnung der Atome) und von der Massendicke (Dichte mal Dicke) mehr oder weniger abgelenkt. Gleichzeitig erfahren diese abgelenkten Elektronen in Funktion des Streuwinkels eine Phasenverschiebung. Die Streuung bzw. die Phasenverschiebung trägt zum Streu<sup>3</sup>- bzw. zum Phasenkontrast<sup>4</sup> eines Bildes bei. Ein TEM-Bild setzt sich somit aus diesen beiden Kontrasttypen zusammen. Bei dünnen Proben (wenige Nanometer) bestehend aus Atomen mit niedrigen Ordnungszahlen ist der Anteil des Streukontrastes vernachlässigbar klein. Die Abbilder der hier beobachteten dünnen Kohlenstoff-Aufdampfschichten (2–10nm) können deshalb näherungsweise als reine Phasenkontrastbilder interpretiert werden (s. Bild 5.2 und Bild 5.3).

Die sich in einem Objektpunkt ergebende Phasenverschiebung  $\delta(\nu)$  und der daraus resultierende Phasenkontrast  $K(\nu)$  wird im wesentlichen durch folgende Zusammenhänge (5.1) und (5.2) beschrieben:

$$\delta = \frac{\pi}{2} \cdot \left( \frac{C_{\sigma} \cdot \sigma^4}{\lambda} + \frac{2 \cdot \Delta z \cdot \sigma^2}{\lambda} \right) \quad \text{mit} \quad \sigma = \lambda \nu = \frac{\lambda}{d} \quad (5.1)$$

$$K(\nu) = -2 \cdot \sin(\delta(\nu)) \quad (5.2)$$

$\sigma$ : Streuwinkel,  $\lambda$ : Wellenlänge  $\nu$ : Ortsfrequenz,  $d$ : Objektperiode (Linien- bzw. Punktabstände),  $C_{\sigma}$ : Öffnungsfehlerkonstante,  $\Delta z$ : Defokus

Aus (5.1) wird ersichtlich, dass bei einem Elektronenmikroskop die Phasenverschiebung und der Phasenkontrast, lediglich durch den Defokus  $\Delta z$  beeinflusst werden kann<sup>5</sup>, welcher mechanisch (mechanische Fokussierung) oder mit dem Linsenstrom eingestellt wird. Es werden drei Fokusbereiche unterschieden<sup>6</sup>:

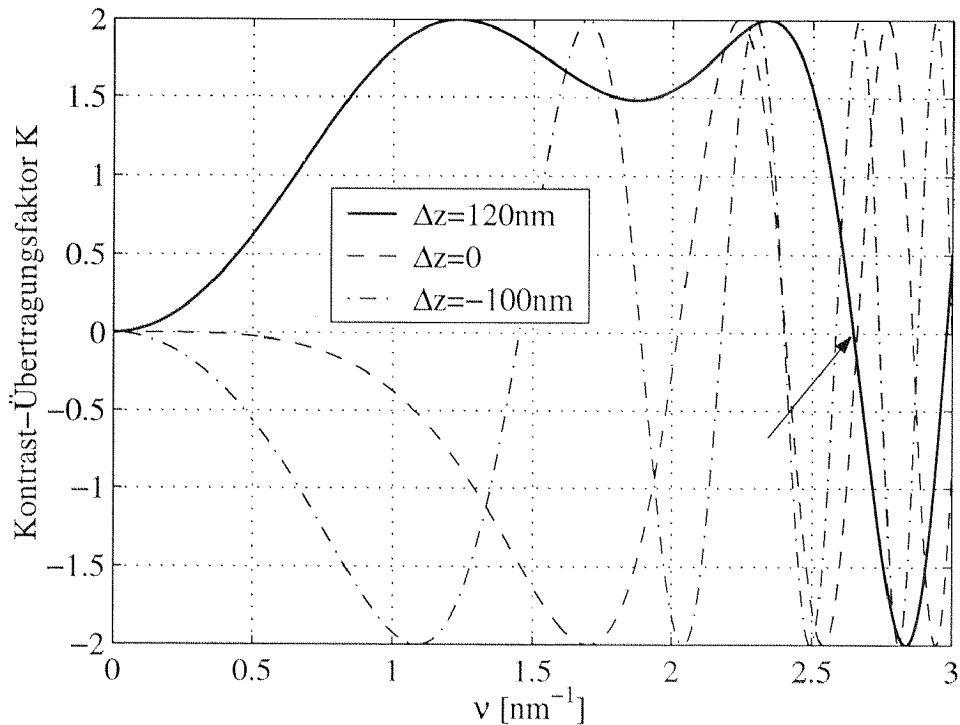
<sup>2</sup> Die folgenden Bilder wurden mit einem EM 912 OMEGA von Zeiss, welches mit einem Energiefilter (Omega Filter) ausgestattet ist, aufgenommen.

<sup>3</sup> Der Streukontrast wird oft auch Amplitudenkontrast genannt.

<sup>4</sup> Der Phasenkontrast entsteht aus der Interferenz der elastisch gestreuten Elektronen und der ungestreuten Teilwellen der einlaufenden Elektronenwelle bzw. Strahlelektronen. Das dabei für das menschliche Auge nicht erfassbare Hell-Dunkel-Bild (Kontrast) wird mit einem (Fluoreszenz)-Leuchtschirm oder einer geeigneten CCD-Kamera sichtbar gemacht.

<sup>5</sup> Die Öffnungsfehlerkonstante ist durch die Mikroskopkonstruktion gegeben.

<sup>6</sup> Das Vorzeichen vom Defokus  $\Delta z$  ist nicht mit dem Vorzeichen des zweiten Summanden von (5.1) identisch.

**Bild 5.1**

Die Kontrast-Übertragungsfunktion bei einem Öffnungsfehler  $C_{\delta} = 2.8\text{mm}$  (Zeiss EM 912) und einer Wellenlänge  $\lambda = 0.0035\text{nm}$  (Beschleunigungsspannung  $U = 120\text{kV}$ ) bei verschiedenen Defokuseinstellungen  $\Delta z$ . Der Defokus  $\Delta z = 120\text{nm}$  entspricht hier etwa dem Scherzerfokus. Im Scherzerfokus können bei den oben angegebenen Parametern,  $C_{\delta}$  und  $\lambda$ , sämtliche Objektperioden (Punkt- bzw. Linienabstände) von  $1/\nu = d \sim 1/2.7\text{nm}$  (erster Nulldurchgang, s. Pfeil) bis zu einigen Nanometern lückenlos sichtbar gemacht werden.

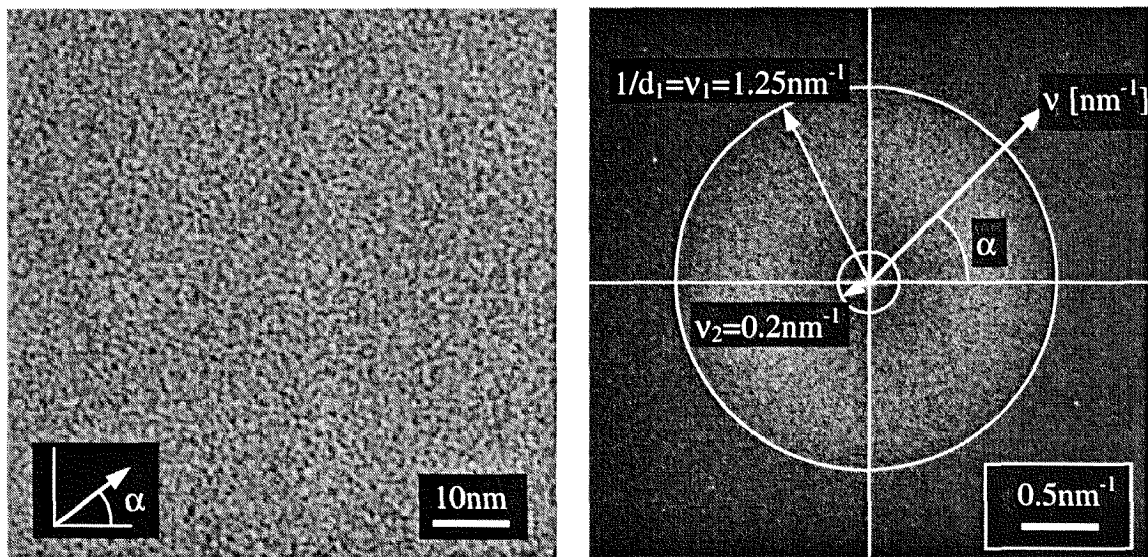
- Gaussfokus :  $\Delta z = 0$  ; Der 2. Summand wird zu null
- Überfokus :  $\Delta z < 0$  ; Der 2. Summand wird positiv
- Unterfokus :  $\Delta z > 0$  ; Der 2. Summand wird negativ

In der Praxis wird vorwiegend im Unterfokus gearbeitet, in welchem der Scherzerfokus liegt. Im Scherzerfokus ist die Kontrastübertragungsfunktion  $K(\nu)$  (5.2) über einen grossen Frequenzbereich zwischen  $\nu = 0$  und dem ersten Nulldurchgang  $K(\nu) = 0$  nahezu konstant ( $K \approx 2$ ) (vgl. Bild 5.1). D. h., dass in diesem Bereich kein Informationsverlust stattfindet (kein Nulldurchgang) und der Kontrastfaktor  $K$  nicht inverse Werte annimmt ( $K$  ist positiv).

Wird von einem aufgenommenen Bild (vgl. z.B. Bild 5.2 a)) numerisch die zweidimensionale Fouriertransformierte berechnet, so erhalten wir sein

zweidimensionales Leistungsspektrum (vgl. Bild 5.2 b)) desselben. Die hellen Stellen eines Schnittes unter einem beliebigen Winkel  $\alpha$  durch den Nullpunkt des Leistungsspektrums geben alle vom TEM erfassten Objektabstände (Perioden  $d = 1/\nu$ ) des Originalbildes unter dem Winkel  $\alpha$  wieder.

Ein amorphes Kohlegefüge setzt sich aus stochastisch verteilten feinkristallinen Graphitkörner (Graphitkristalliten) zusammen. Die mittlere Korngrösse liegt bei ca.  $1\text{nm}$ . Sind alle Bedingungen optimal (vgl. Kapitel 5.2), so entspricht der Kontrastverlauf des Leistungsspektrums von amorpher Kohle unter jedem beliebigen Winkel  $\alpha$  qualitativ der (Phasen-) Kontrastübertragungsfunktion des TEM bei der entsprechenden Defokuseinstellung. Die hellen konzentrischen Ringe, die sich bei einem Leistungsspektrum von amorpher Kohle und Proben mit ähnlichen Eigenschaften einstellen, werden als Thon'sche Ringe bezeichnet [Thon 66]. Dabei können natürlich die Thon'sche Ringe im Leistungsspektrum nie bei einer Ortsfrequenz  $\nu$  grösser als die Inverse der maximalen TEM-Auflösung zu liegen kommen.



a)

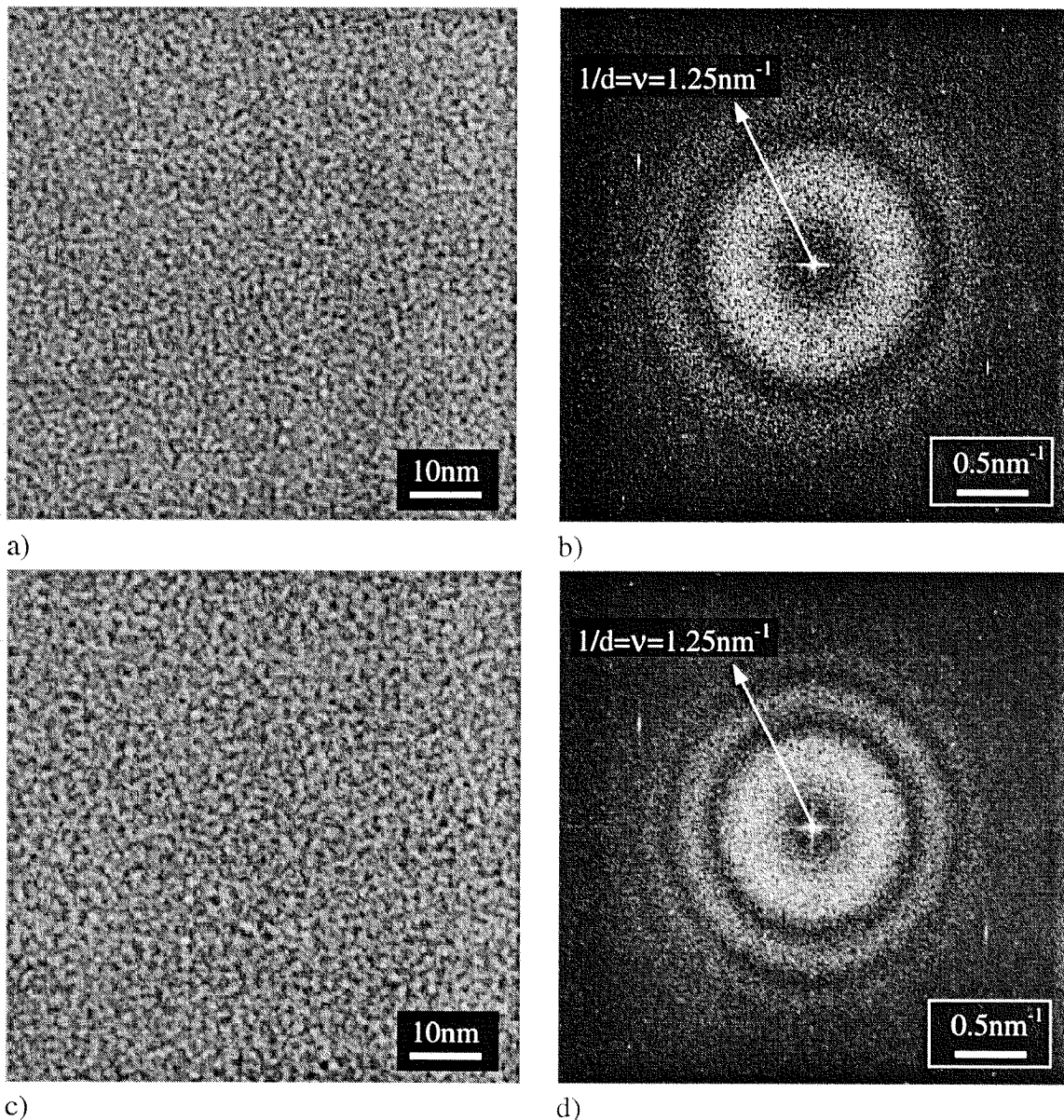
b)

Bild 5.2

a): TEM Bild (Zeiss EM 912) von amorpher Kohle aufgenommen mit dem neuen euzentrischen Goniometer bei einem Defokus von  $\Delta z \sim 100\text{nm}$ , einer primären Vergrösserung  $M = 125000\times$  und einer Beschleunigungsspannung von  $U = 120\text{kV}$ .  
 b): Zweidimensionales Leistungsspektrum der amorphen Kohle. Das Leistungsspektrum zeigt, dass bei den oben angegebenen Einstellungen ( $\Delta z$ ,  $M$  und  $U$ ) das TEM alle Objektabstände lückenlos von  $d_1 = 1/\nu_1 = 0.8\text{nm}$  bis  $d_2 = 1/\nu_2 = 5\text{nm}$  überträgt.

## 5.2 Stabilität

Anhand eines Leistungsspektrums von amorpher Kohle und anderen geeigneten Proben können sowohl Aussagen über die Stabilität eines Goniometers als auch über TEM-spezifische Eigenschaften, wie Astigmatismus (Linsenfehler) oder Kohärenz des Elektronenstrahls, gemacht werden. Ist ein Goniometer beispielsweise driftbehaftet, so kann in Richtung der Driftbewegung niemals die Auflösungsgrenze erreicht werden. Dasselbe gilt auch für Instabilitäten, wie z.B.



**Bild 5.3**

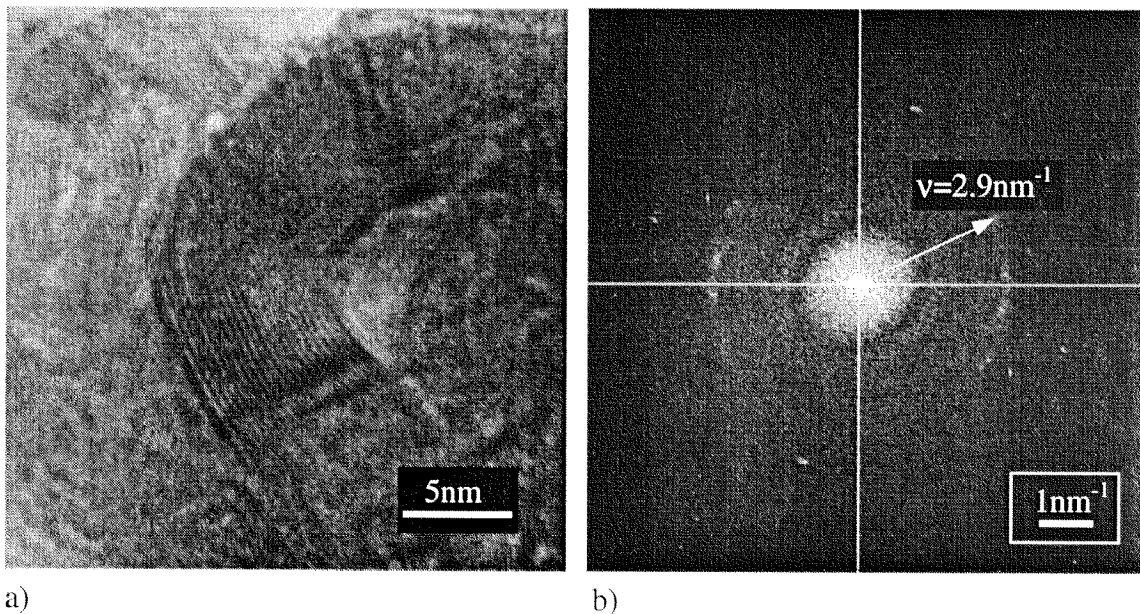
a) und c): TEM Bilder (mit dem neuen Goniometer) von amorpher Kohle bei einem Defokus von  $\Delta z \sim 200 \text{ nm}$  (a) bzw.  $\Delta z \sim 300 \text{ nm}$  (c), einer primären Vergrößerung  $M = 125000\times$  und einer Beschleunigungsspannung von  $U = 120 \text{ kV}$ , b) und d): Leistungsspektren der amorpheren Kohle bei den Defoki  $\Delta z \sim 200 \text{ nm}$  und  $\Delta z \sim 300 \text{ nm}$ .



Schwingungserscheinungen beim Probenstab (s. Kapitel 4). In Schwingungsrichtung wird ebenfalls keine Punktauflösung vorhanden sein. Somit können Instabilitäten leicht anhand von Leistungsspektren geeigneter Proben erkannt werden. Bei Instabilitäten ist die Informationsübertragung durch das TEM nicht mehr unter sämtlichen Winkeln  $\alpha \in (0, 2\pi)$  identisch. Im Leistungsspektrum erscheinen in Drift- und Schwingungsrichtung die typischen Thon'schen Ringe dann nur teilweise oder gar nicht.

Die TEM-Bilder Bild 5.2 und Bild 5.3 zeigen das Leistungsspektrum von amorphem Kohlegefüge bei verschiedenen Defoki aufgenommen mit dem neuen euzentrischen Goniometer. Es ist deutlich zu erkennen, dass der Verlauf der Leistungsspektren bzw. der Kontrast-Übertragungsfunktionen unter jedem Winkel  $\alpha$  ununterscheidbar sind. Dies deutet auf eine hohe Goniometerstabilität hin.

Ebenfalls wurde die Goniometerstabilität durch das Erkennen einer Graphitgitterstruktur von einer Probe aus graphitisiertem Kohlenstoff und



**Bild 5.4**

a): TEM Bild (Zeiss EM 912) von graphitisiertem Kohlenstoff aufgenommen mit dem neuen euzentrischen Goniometer bei einem Defokus von  $\Delta z \sim 100\text{nm}$ , einer primären Vergrößerung  $M = 250000\times$  und einer Beschleunigungsspannung von  $U = 120\text{kV}$ . Deutlich zu erkennen ist die typische Gitterstruktur des Graphits. Die Belichtungszeit betrug  $t = 3.5\text{s}$ . b): Leistungsspektrum des graphitisierten Kohlenstoffs. Das Leistungsspektrum verdeutlicht, dass die Objektperiode  $d = 1/v = 0.344\text{nm}$  des Graphitgitters vom TEM erfasst wird.

dessen Leistungsspektrum demonstriert, s. Bild 5.4. Der Gitterabstand des Graphitgitters entspricht in etwa der Punktauflösung ( $0.37nm$ ) des verwendeten TEM (Zeiss EM 912).

### 5.3 Euzentrisches Kippen mit dem neuen Goniometer

Die Kinematik des neuen Goniometers erlaubt ein euzentrisches Kippen eines beliebigen Probedetails (vgl. Kapitel 4.2 und Kapitel 4.3). Der Nachweis dafür wurde mit dem Aufzeichnen von Kippserien erbracht. Euzentrisches Kippen ist so definiert, dass ein ausgesuchtes Probedetail unter jedem Kippwinkel nicht auswandert und gleichzeitig der Fokus unverändert bleibt. Die mit dem neuen Goniometer manuell (Einstellen des Kippwinkels und Auslösen der Aufnahme) aufgenommenen Kippserien (vgl. Bild 5.5 und Bild 5.6) kommen dieser Definition sehr nahe. Durch einmaliges Justieren der Kippachse  $\alpha_1$  des Goniometers ist es möglich Kippserien in relativ kurzer Zeit (manuell ca. zwei Bilder pro Minute) aufzunehmen<sup>7</sup>. Der euzentrische Kippvorgang wird lediglich mit dem Positionierelement NAJO I bzw. mit der Achse  $\alpha_1$  durchgeführt, ohne dass mit einer anderen Achse nachkorrigiert werden muss. Dabei bleiben sämtliche Projektionen des Probedetails bei allen Kippwinkeln<sup>8</sup> im zentralen Bereich der  $1.9 \times 1.9 cm^2$  grossen CCD-Kamera des TEM. Aus den Kippserien Bild 5.5 und Bild 5.6 wird ersichtlich, dass das kippbedingte Auswandern (Shift) der Projektionen  $< 200nm$  und die Fokusänderung  $< 100nm$  ist (vgl. Tabelle 5.1). Die Fokusänderung wurde durch das Ausmessen des Beugungssaums bei einer Vergrößerung  $M = 20000 \times$  abgeschätzt. Mechanische Drift ist keine zu beobachten.

**Tabelle 5.1**

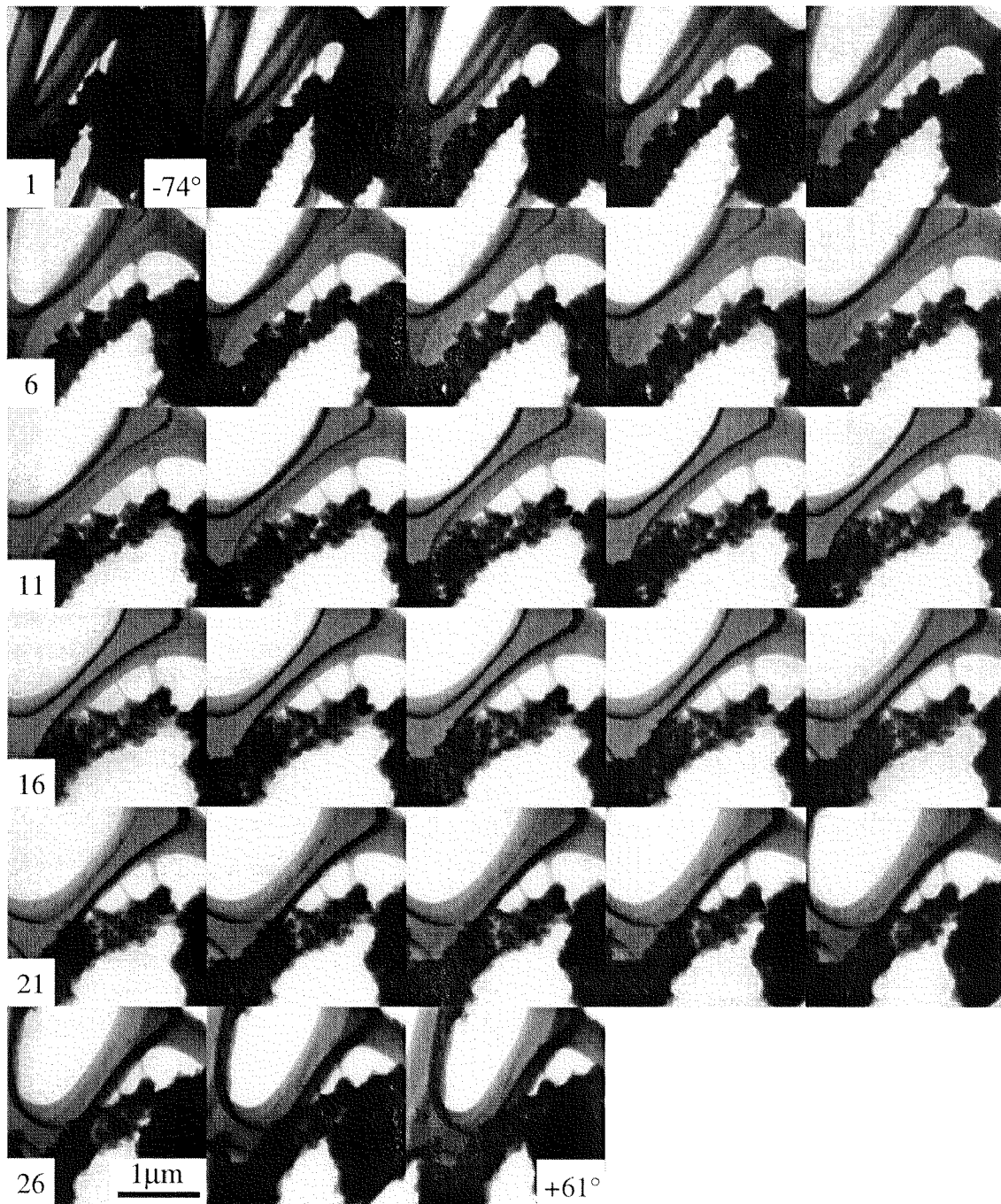
Das neue Goniometer verglichen mit dem Philips CompuStage<sup>®</sup>. Der CompuStage<sup>®</sup> wurde in [Koster 97] charakterisiert.

	Neues Goniometer	CompuStage <sup>®</sup>
Kippbedingte Shift	$< 200nm$	$3\mu m$
Fokusänderung	$< 100nm$	$1 - 2\mu m$

<sup>7</sup> Ein mit der Achse  $\gamma_2$  neu ausgesuchtes Probedetail liegt aufgrund der Probenunebenheit und Fertigungsungenauigkeiten nicht von vornherein in der Kippachse  $\alpha_1$ . Deswegen muss dieses Probedetail, bevor euzentrisch gekippt werden kann, mit der Achse  $Z_2$  in die Kippachse  $\alpha_1$  verschoben werden.

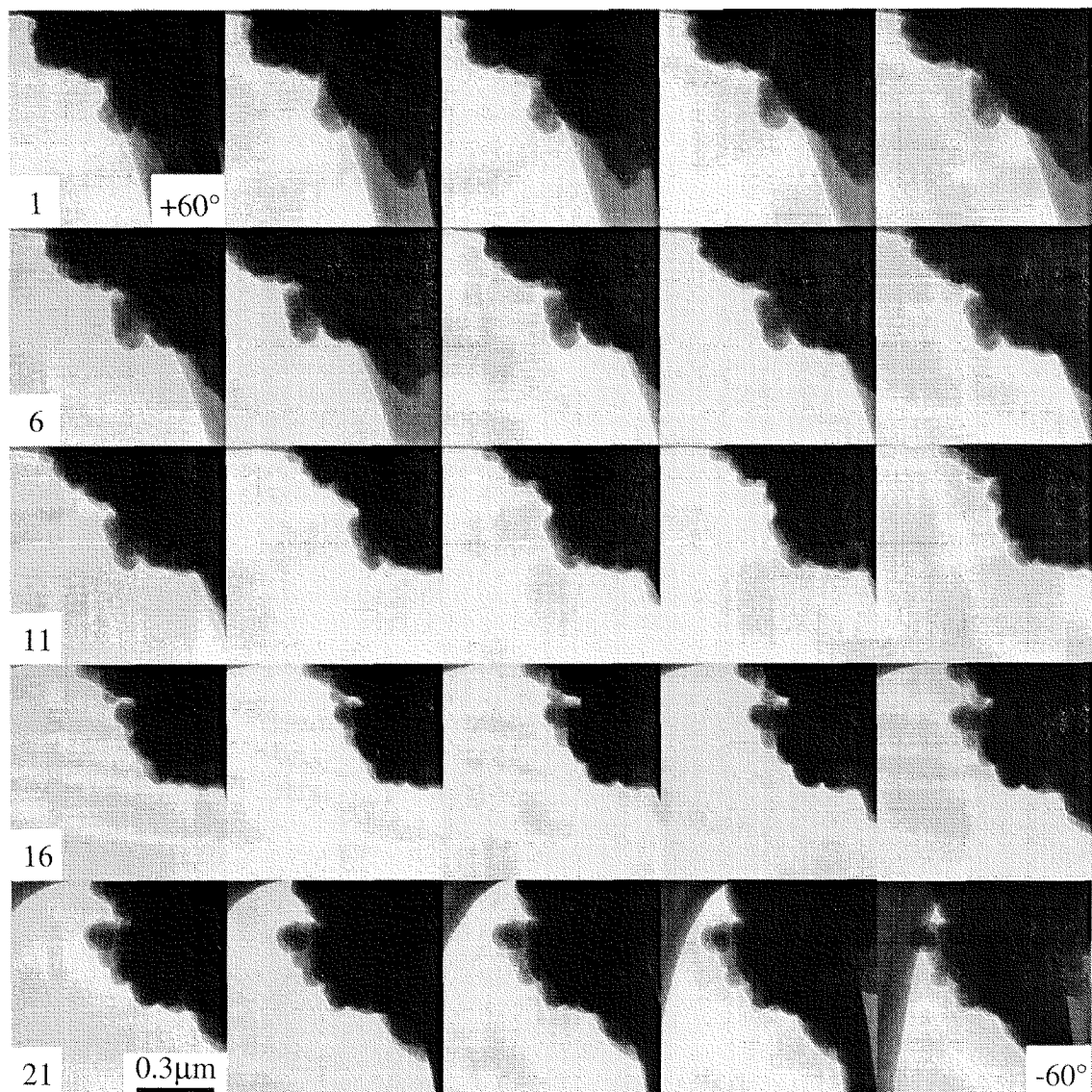
<sup>8</sup> Mit dem hier benutzten Probenhalter sind nur Kippungen von ca.  $\pm 70^\circ$  möglich. Die Geometrie des Probenhalters erlaubt keine grösseren Kippwinkel (Abschattung).





**Bild 5.5**

Kippserie von rekristallisiertem Russ auf Kohlelochfolie. Es wurden 28 Bilder in  $5^\circ$ -Schritten im Bereich von  $(-74^\circ)$ – $(+61^\circ)$  aufgenommen. Primäre Vergrößerung  $M = 6300\times$ , Aufnahmezeit für die Kippserie  $t = 9\text{ min}$ .

**Bild 5.6**

Kippserie von rekristallisiertem Russ auf Kohlelochfolie. Es wurden 25 Bilder in  $5^\circ$ -Schritten im Bereich von  $(+60^\circ) - (-60^\circ)$  aufgenommen. Primäre Vergrößerung  $M = 20000\times$ .

#### 5.4 Resultate

Die Stabilitätsmessungen (Kapitel 5.2) und insbesondere die aufgenommenen Kippserien (Kapitel 5.3) haben gezeigt, dass das neue Goniometerkonzept (Kapitel 4) wesentliche Vorteile gegenüber dem herkömmlichen hat. Die eindeutige Goniometerkinematik (statisch bestimmtes Lagern und Führen, vgl. Kapitel 1) bewirkt, dass ein zuverlässiges Positionieren im Submikrometerbereich und ein

euzentrisches Kippen der Probe möglich ist. Die unter anderem im Kapitel 2 und in den Publikationen [Dierksen 93, Koster 97, Rath 97] beschriebenen zeitaufwendigen Regelprozesse, welche beim euzentrischen Kippen mit herkömmlichen Goniometern u.a. aufgrund von kippbedingter Shift der Probe, allg. Drifterscheinungen und unpräzisen Kinematiken notwendig sind, müssen hier nicht angewendet werden. Dieses stabile und präzise Verhalten ist insbesondere die Folge der kompakten und steifen Konstruktion des Goniometers, welcher leicht im Oktagon integriert werden kann und somit keine mechanischen Durchführungen mit störenden elastischen Dichtungen (mechanische Drift) mehr benötigt. Eine endgültige Aussage über die Stabilität im Hinblick auf einen voll euzentrischen Goniometer für die ET und CET<sup>9</sup> kann aber erst gemacht werden, wenn die im Kapitel 2 aufgezeigte Kinematik, vgl. Bild 2.6 (idealer euzentrischer Goniometer), mit einem Kühlsystem für die CET realisiert ist.

## 5.5 Diskussion und Ausblick

Das Ziel dieser Abhandlung war die Validierung von piezoelektrischen Positionierelementen mit translatorischen und/oder rotatorischen Freiheitsgraden mit einem TEM. Von grossem Interesse war insbesondere die Realisation eines Positionierelementes mit einer möglichst idealen Kippachse. Mit dem Aufnehmen von Kippserien (s. Bild 5.5 und Bild 5.6) konnte gezeigt werden, dass das Positionierelement NAJO I eine nahezu ideale Kippachse besitzt. Alleine der Rundlauf der Lagerkugeln bestimmt die Lage der Kippachse: Je besser der Rundlauf der beiden Lagerkugeln, desto kleiner ist die Abweichung von einer idealen Kippachse.

Für ein Positioniersystem bzw. ein Goniometer ist das TEM aufgrund seines hohen Auflösungsvermögens und den *nicht* idealen Randbedingungen (Störungen, s. Kapitel 2.3.3) ein höchst anspruchsvoller Test-Benchmark. Es kann behauptet werden:

---

<sup>9</sup> CET: Cryo-Elektronentomographie. Die CET ist eine Methode zur Durchführung einer ET mit biologischen Proben. Dabei muss die Probe während des gesamten Tomographieprozesses möglichst konstant auf der Temperatur von flüssigem Stickstoff (LN<sub>2</sub>: T= ca. 70K) oder Helium (LHe: T= ca. 20-40K) gehalten werden. Ist die Temperatur nicht genügend konstant, so wird die daraus folgende Temperaturdrift eine CET stark erschweren oder gar verunmöglichen.

Wenn ein Positionierelement, respektive ein Positioniersystem, die hohen Anforderungen eines euzentrischen Goniometers für ein TEM erfüllt, so kann es auch für viele andere anspruchsvolle Positionierprozesse im Nanometerbereich verwendet werden.

Man denke dabei an Positionierprozesse auf den Gebieten der Optik, der Mikroskopie (Licht-, Elektronenmikroskopie, Scanning Electron Microscopy (SEM)), der Mikro- und der Nanotechnik.

### 5.5.1 Verwendung als euzentrischer Goniometer für die (C)ET

Soll das neue Goniometer zu einem idealen euzentrischen Goniometer für die (C)ET weiterentwickelt werden, so ist zunächst die Änderung der Kinematik nach Bild 2.6 notwendig. Dies bedeutet, dass die  $Y_2 - Z_2$ -Kinematik zwischen der Probe und der Kippachse  $\alpha_1$  um die  $X_2$ -Achse erweitert werden muss. Dadurch wird dann die  $X_0$ -Achse überflüssig, welche mit einer klassischen Kugelführung und einem Mikrometer realisiert wurde. Mit dieser Kinematik kann die Probe mit einmaligem Justieren der Kippachse  $\alpha_1$  auf der ganzen Ebene euzentrisch gekippt werden. Weiter muss für die CET ein Kühlsystem entwickelt und im Oktagon integriert werden, welches es erlaubt die Probe auf konstanter Temperatur von flüssigem Stickstoff oder Helium zu halten. Damit der neue Goniometer ‚alltagstauglich‘ wird, ist zudem eine geeignete Probenschleuse, welche ein schnelles und bequemes Probenwechseln zulässt, zu entwickeln.

Für eine 3-D Rekonstruktion mit einer aufgenommenen Kippserie müssen die Winkel, unter denen die einzelnen Aufnahmen bzw. Projektionen mit dem Positionierelement NAJO I gemacht wurden, bekannt sein. Das Einstellen der Kippwinkel kann mittels einer Regelung oder einer Steuerung erfolgen. Voraussetzung für eine reine Ansteuerung ist die Kenntnis des Betrages eines einzelnen Winkelinkrements, welches mit einem einzelnen Sägezahn ausgeführt werden kann. Entsprechend der Anzahl ausgeführten Sägezähne können dann beliebige Winkel mit der Auflösung eines Winkelinkrements<sup>10</sup> ausgeführt werden. Der Betrag eines Winkelinkrements wird durch das Abzählen der Anzahl Sägezahnschritte

---

<sup>10</sup> Bei NAJO I beträgt ein Winkelinkrement  $\Delta\alpha \sim 0.5\text{mrad} \sim 0.03^\circ$ . Die gemessene Standardabweichung beläuft sich dabei auf  $\sigma \sim 0.01\text{mrad} \sim 0.0006^\circ$ .

berechnet, welche für das Zurücklegen eines durch zwei Anschläge gegebenen Winkels notwendig sind. Dieses Verfahren kann auch beim Positionierelement NAJO II durchgeführt werden.

Ein geregeltes Einstellen des Kippwinkels wäre mit einem optischen Winkelencoder oder mit Hilfe von Bildverarbeitung (Vision) denkbar. Ein Sensor, wie ein Winkelencoder, bringt zusätzliches Gewicht und kann sich deshalb negativ auf die gesamte Goniometerstabilität auswirken. Der Regelprozess mit einem Winkelaufnehmer ist aber einfach und daher schnell. Bei der Regelung mittels Bildverarbeitung werden keine zusätzlichen Sensoren verwendet. Jedoch nimmt die Bildverarbeitung viel Zeit in Anspruch und verlängert somit die Aufnahmezeit einer gesamten Kippserie.

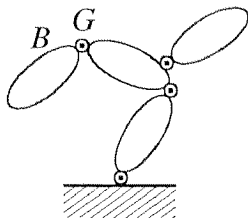
Nicht zuletzt sollte daran gedacht werden den Konstruktionsbereich des Goniometers, das Oktagon, dem neuen Goniometerkonzept anzupassen. Aus Stabilitätsgründen sollte dies so geschehen, dass das neue Goniometer näher beim Elektronenstrahl zu liegen kommt. Auf diese Weise könnte die gesamte Konstruktion noch kompakter ausgeführt werden.

# A.

## Kinematik

### A.1 Offene kinematische Kette

Eine offene Kinematik hat gleichviel Gelenke  $G$  wie Körper  $B$ . Jeder Körper kann eindeutig einem Gelenk zugeordnet werden [Hiller 92].



$G$  : Gelenke  
 $B$  : Körper

$$n_G = n_B \quad (\text{A.1})$$

$n_G$  : Anzahl Gelenke

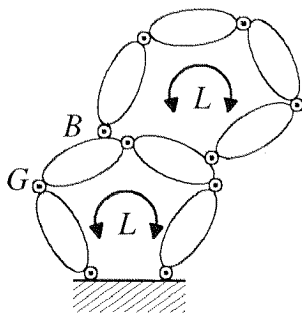
$n_B$  : Anzahl Körper

**Bild A.1**

Offene kinematische Kette

### A.2 Geschlossene kinematische Kette

Hat eine kinematische Kette mehr Gelenke  $G$  als Körper  $B$  und besitzt mindestens eine kinematische Schleife  $L$ , so nennt man diese eine geschlossene kinematische Kette [Hiller 92]. Eine solche Kinematik wird in zwei Gruppen eingeteilt: In eine vollkommen oder teilweise geschlossene Kinematik (Bild A.2, Bild A.3).



$G$  : Gelenke  
 $B$  : Körper  
 $L$  : Schleife

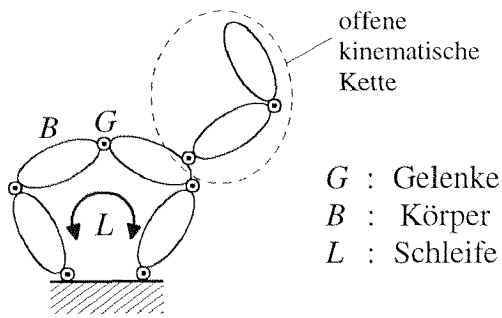
$$n_G > n_B \quad (\text{A.2})$$

$$n_L = n_G - n_B \quad (\text{A.3})$$

$n_L$  : Anzahl Schleifen

**Bild A.2**

Vollkommen geschlossene kinematische Kette



$$n_G > n_B \quad (A.4)$$

$$n_L = n_G - n_B \quad (A.5)$$

G : Gelenke  
 B : Körper  
 L : Schleife

**Bild A.3**

Teilweise geschlossene kinematische Kette

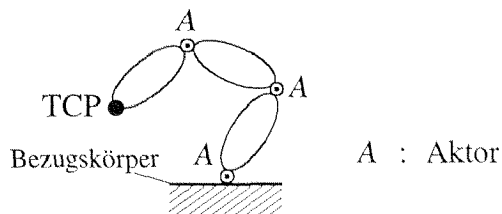
Eine teilweise geschlossene Kinematik setzt sich aus mindestens einer offen kinematischen Kette und mindestens einer vollkommen geschlossenen kinematischen Kette zusammen. Mechanismen sind vollkommen geschlossene kinematische Ketten.

### A.3 Serielle Kinematik

Bei einer seriellen Kinematik sitzen die Aktoren nicht nur in den Gelenken  $G$ , welche mit dem Bezugskörper verbunden sind. Ein typisches Beispiel sind Roboter mit serieller Kinematik (Bild A.4). Da solche Kinematiken sehr schwer sein können und die Motoren bei jedem Positionswechsel des TCP mitgeführt werden müssen, wirkt sich eine solche Konstruktion beispielsweise auf hochdynamische Bewegungen negativ aus.

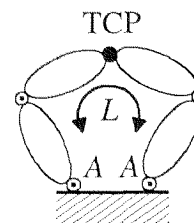
### A.4 Parallele Kinematik

Die Voraussetzung zur Erzielung einer parallelen Kinematik, ist das Vorhandensein mindestens einer vollständig geschlossenen kinematischen Kette. Die Aktoren liegen im Gegensatz zur seriellen Kinematik, alle auf dem Bezugskörper (Bild A.5). Die Aktoren bleiben somit bei jeder Lageänderung des TCP in Ruhe.



**Bild A.4**

Serielle Kinematik



**Bild A.5**

Parallele Kinematik

# B.

## NAJO I: Design

---

### B.1 Design von NAJO I

NAJO I besteht aus:

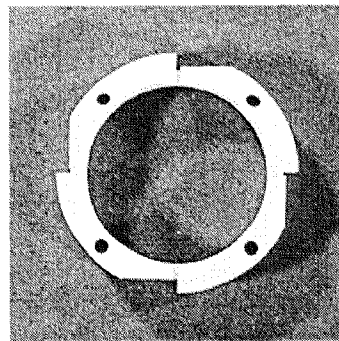
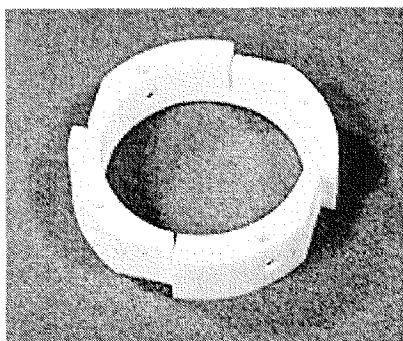
- einem Rahmen
- einem Lager
- und vier bimorphen Elementen.

#### B.1.1 Rahmen

Der Rahmen (Bild B.1) besteht aus einer Keramik, welche sich spanabhebend bearbeiten lässt (MACOR<sup>®</sup>). Dieser Werkstoff besitzt ähnliche physikalische und mechanische Eigenschaften wie Aluminium:

- Dichte  $\rho$  :  $2.52 \text{ g/cm}^3$
- Elastizitätsmodul  $E$  :  $66.9 \text{ N/mm}^2$ .

Als günstig erweisen sich auch die Hochvakuumtauglichkeit und die guten elektrischen Isolationseigenschaften von MACOR<sup>®</sup>.



**Bild B.1**

NAJO I-Rahmen bestehend aus MACOR<sup>®</sup> (Ø35mm)

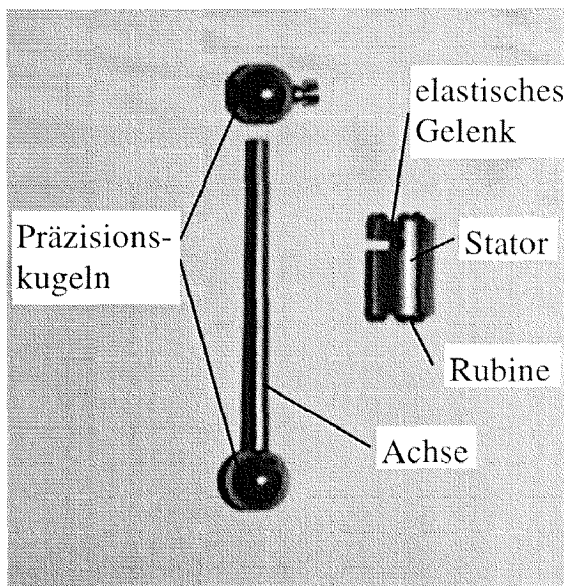


### B.1.2 Lager

Die Qualität und mechanischen Eigenschaften der Lagerkomponenten haben einen grossen Einfluss auf die Präzision des gesamten Positionierelementes. Es sollte stets auf einen guten Rundlauf der Kugeln geachtet werden<sup>1</sup>. Nur so kann eine stabile geometrische Achse garantiert werden. Dies ist unter anderem eine wichtige Voraussetzung, damit eine Probe euzentrisch gekippt werden kann. Damit die verwendeten Kugeln sich nicht plastisch verformen (Hertz'sche Pressung infolge Lagerrubinen), müssen diese eine hohe mechanische Härte und Festigkeit aufweisen. Geeignet sind deswegen Kugeln aus keramischem Werkstoff.

Da auf die Achse Kräfte und Momente wirken können, muss ihre Steifigkeit so hoch wie möglich gewählt werden. Dies kann mit einem hohen Elastizitätsmodul  $E$  aufweisenden Werkstoff erreicht werden. Diese Massnahme macht die Achse auch gegenüber Störungen unempfindlicher (hohe Eigenfrequenz).

Soll der Stator während des dynamischen Betriebszustandes möglichst dem Anregungssignal (z.B. Sägezahn) folgen, so ist es wichtig, dass seine Trägheit  $I$  minimal ist. Ebenso wichtig ist eine hohe Festigkeit des gewählten Werkstoffes, da im Stator ein elastisches Gelenk integriert ist.



Verwendete Werkstoffe für:

Kugel ( $\varnothing 6\text{mm}$ ):

- WC (Wolframcarbid)
- $E = 200\text{GPa}$ , Härte  $HV = 16\text{GPa}$
- $\text{Si}_3\text{Ni}_4$  (Siliciumnitrid)
- $E = 320\text{GPa}$ , Härte  $HV = 16\text{GPa}$

Saphirachse ( $\varnothing 2\text{mm}$ ) und Lagerrubine (Halbkugeln  $\varnothing 1.6\text{mm}$ ):

- $\text{Al}_2\text{O}_3$  (Korund)
- $E = 430\text{GPa}$ , Härte  $HV = 23\text{GPa}$

Stator ( $\varnothing 5.8\text{mm}$ ):

- Titan:
- $E = 430\text{GPa}$

**Bild B.2**

Lager bestehend aus zwei Kugeln, einer Achse, einem Stator und sechs Lagerrubinen.

<sup>1</sup> Kugeln mit einem Durchmesser bis zu 12mm können mit einem Rundlauf von 80nm hergestellt werden.

### B.1.3 Bimorphe Piezoelement

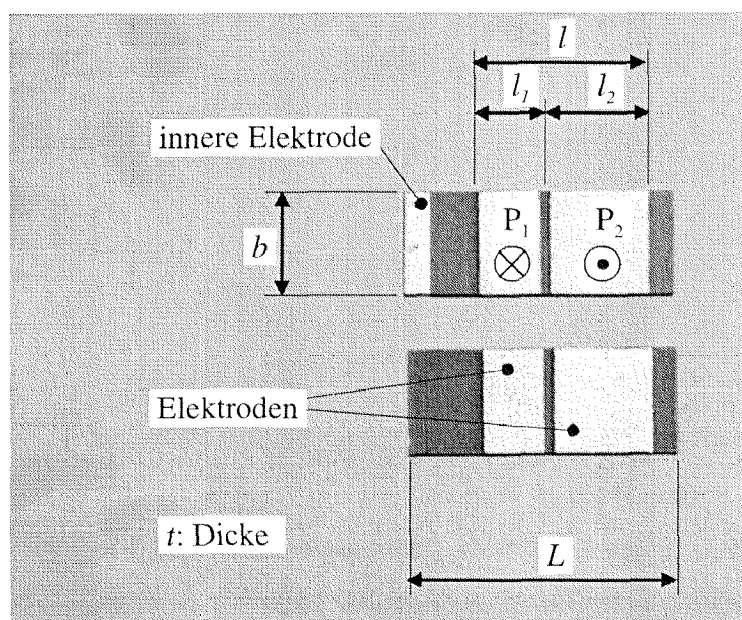
Bild B.3 zeigt die verwendeten bimorphen piezoelektrischen Elemente. Die Längen  $l_1$  und  $l_2$  wurden mit (3.20) bestimmt. Die bimorphen Elemente sind partiell polarisiert, so dass die Polarisationsrichtungen  $P_1$  und  $P_2$  entgegengesetzt sind. Die bimorphen Elemente werden mittels eines vakuumtauglichen Klebstoffes mit dem Rahmen und dem Stator verklebt.

Die piezoelektrische Ladungskonstante  $d_{ij}$ , welche das Verhältnis zwischen der Dehnung  $S_j$  und elektrischen Feldstärke  $E_i$  angibt, ist nicht konstant, sondern von verschiedenen Parametern abhängig. Ein wichtiger Parameter ist die elektrische Feldstärke  $E_i$ . Zeigt das elektrische Feld  $E_i$  in die Richtung der Polarisation, so nimmt die Ladungskonstante mit zunehmendem elektrischem Feld  $E_i$  zu. Für die Piezokeramik PPK 26 werden von Stettner<sup>®</sup> Kleinsignal- und Grosssignalwerte der Ladungskonstanten  $d_{ij}$  angegeben:

**Tabelle B.1**

Ladungskonstante  $d_{31}$ : Werte von Stettner<sup>®</sup> und gemessen bei  $E = 0.1 \cdot 10^6 \text{ V/m}$

	Kleinsignalwert	Grosssignalwert	gemessen
$E [10^6 \text{ V/m}]$	-	1.5	2
$d_{31} [10^{-10} \text{ m/V}]$	-1.9	-6.5	-11.5



Werkstoff:

- PPK 26 (Stettner<sup>®</sup>)
- $d_{31} = -2.8 \cdot 10^{-10} \text{ m/V}$
- $E = 70 \text{ GPa}$

Geometrie:

- $L = 15.6 \text{ mm}$
- $l_1 = 4.2 \text{ mm}$
- $l_2 = 6.4 \text{ mm}$
- $b = 6 \text{ mm}$
- $t = 0.6 \text{ mm}$

**Bild B.3**

Eigenschaften und Geometrie der verwendeten bimorphen Piezoelementen, welche von Stettner<sup>®</sup> [Stettner 96] hergestellt wurden.

## B.2 Ermittlung der Trägheit $I_1$ und der Steifigkeit $c_\alpha$ von NAJO I

Die Berechnung der Trägheit  $I_1$  [ $kg \cdot m^2$ ] von NAJO I, welche für die numerische Simulation benötigt wird (s. Kapitel 3), kann mit Hilfe folgender Beziehung ausgerechnet werden:

$$\sqrt{\frac{c_\alpha}{I_1}} = \omega_0 \quad (\text{B.1})$$

Zur Bestimmung der ersten Eigenfrequenz  $\omega_0$  (45500 Hz) wurde mittels eines Vibrometers (Polytec®) die Strukturantwort von NAJO I (ohne Rotor) auf einen einzelnen Sägezahn gemessen und daraus das Frequenzspektrum bestimmt (Bild B.4).

Die Steifigkeit  $c_\alpha$  lässt sich wie folgt berechnen:

1. Gleichgewichtsbedingung (s. Bild B.5):

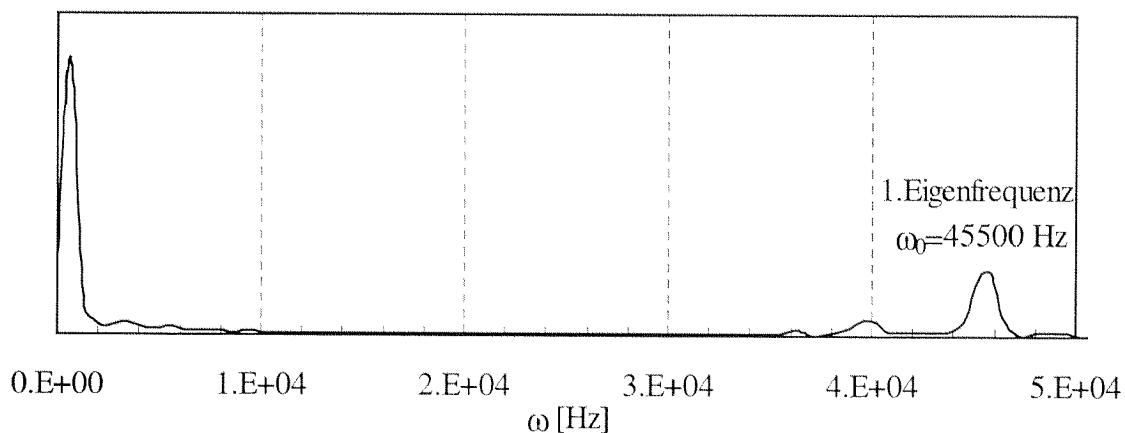
$$M(y_1) = B(r + y_1) - M_\alpha, \quad y_1 \in (0, l) \quad (\text{B.2})$$

2. Mit der elastische Energie  $U$  des bimorphen Elements kann dann die Verdrehung  $\alpha$  im Punkt C infolge eines angreifenden Momentes  $M_\alpha$  ermittelt werden:

$$\frac{\partial U}{\partial B} = 0 \quad \Rightarrow \quad B$$

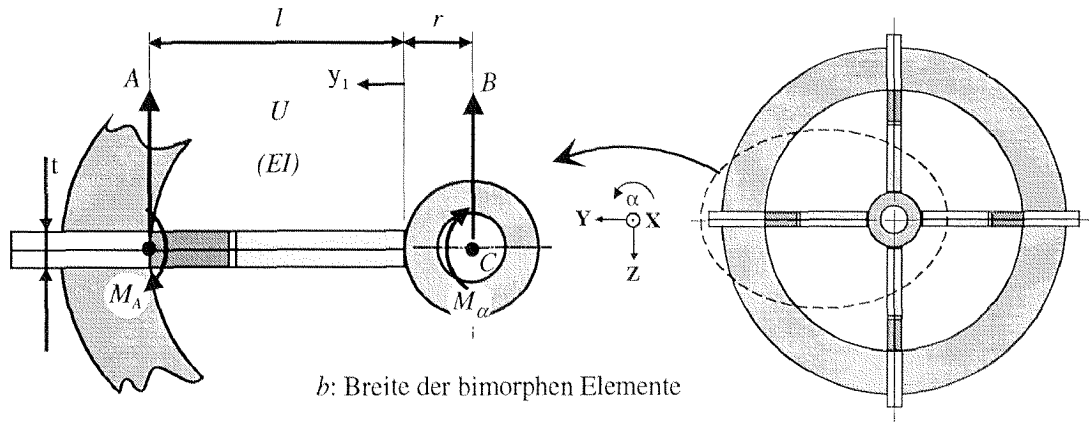
$$\frac{\partial U}{\partial M_\alpha} = \alpha = \frac{M_\alpha l}{12EI} \cdot \frac{l^2}{r^2 + l^2/3 + rl}, \quad I = \frac{b \cdot t^3}{12} \quad (\text{B.3})$$

Die Steifigkeit  $c_\alpha$  unter der Berücksichtigung, dass die Struktur aus vier



**Bild B.4**

Aufgenommenes Spektrum für die Bestimmung der ersten Eigenfrequenz  $\omega_0$ .



**Bild B.5**

Mechanisches Modell für die Berechnung der Steifigkeit  $c_\alpha$

bimorphen Elementen besteht, lautet dann:

$$c_\alpha = \frac{M_\alpha}{\alpha} = 48 \cdot EI \cdot \frac{r^2 + l^2/3 + rl}{l^3} \quad (\text{B.4})$$

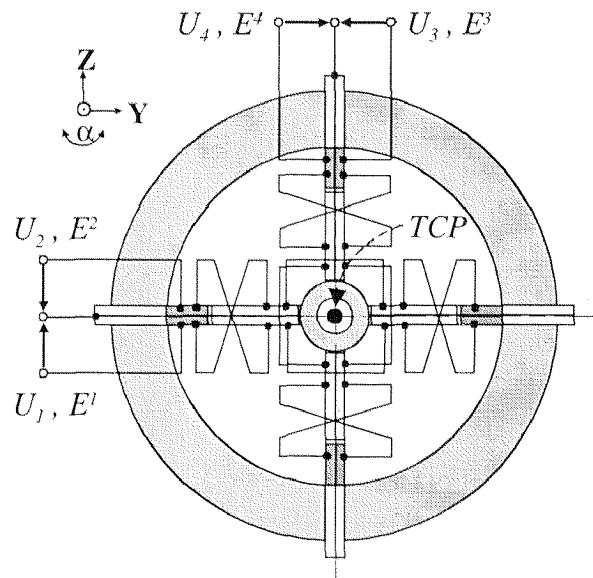
Daraus können schliesslich folgende Werte bestimmt werden:

$\omega_0$ (gemessen)	$c_\alpha$ (gerechnet)	$I_1$ (gerechnet)
45500Hz	15Nm	$7.2 \cdot 10^{-9} \text{kg} \cdot \text{m}^2$

### B.3 Die elektrischen Verbindungen von NAJO I

Um den TCP der eine ebene Kinematik besitzenden, adaptiven Positionierung NAJO I in den drei Freiheitsgraden  $(Y, Z, \alpha)$  zu positionieren, werden die partiell polarisierten Abschnitte der bimorphen Elemente, wie in Bild B.6 dargestellt, miteinander elektrisch verbunden und entsprechend angesteuert (s.a.(3.23)):

$$\{y \ z \ \alpha\}^T = J \cdot \{E^1 \ E^2 \ E^3 \ E^4\}^T.$$



**Bild B.6**

Elektrische Verbindung von NAJO I

## B.4 Technische Daten: NAJO I

### Allgemeine Daten

Max. E-Feld ( $E_{Max,PPK\ 26} = U_{Max}/(t/2) = E^1 \dots E^4 < E_c$ ): .....  $9 \cdot 10^5 \text{ V/m}$

Haltemoment  $M_H$  (einstellbar): .....  $0 - 6 \text{ Nmm}$

Maximale Last  $M_{L,max}$  ( $M_H = 6 \text{ Nmm}, U = 80 \text{ V}$ ): .....  $0.87 \text{ Nmm}$

( $M_H = 6 \text{ Nmm}, U = 90 \text{ V}$ ): .....  $1.3 \text{ Nmm}$

### Grobpositionieren (Schrittprinzip)

Schrittgrösse (Rotation)  $\Delta\alpha$ : .....  $0.2 - 1 \text{ mrad}$

Geeignete Betriebsspannung  $\Delta U$ : .....  $50 - 100 \text{ V}$

Betriebsfrequenz  $f$  ( $2\pi \cdot f \ll \omega_0$ ): .....  $0 - 100 \text{ Hz}$

### Feinpositionieren

Maximale Translationen  $\Delta y, \Delta z$  ( $E_{Max}$ ): .....  $2 \mu\text{m}$

Maximale Rotation  $\Delta\alpha$  ( $E_{Max}$ ): .....  $3 \text{ mrad}$

# C .

## Laminattheorie

---

### C.1 Annahmen der Platten- und Mehrschichttheorie

Die Annahmen, welche in der Platten- und der Mehrschichttheorie getroffen werden, sind:

1. Das Verhältnis der Platten- bzw. Laminatausdehnung zur Laminatdicke ist gross.
2. Es gilt die *Bernoulli*-Hypothese (Ebenbleiben der Querschnitte bei Verformung).
3. Es liegt ein zweiachsiger Spannungszustand vor.

### C.2 ABD-Matrix

Die *ABD*-Matrix stellt die Beziehung zwischen der Laminatverformung  $\varepsilon^0$  und  $\kappa$  und den äquivalenten Lasten  $N$  und  $M$  her:

$$\begin{Bmatrix} N \\ M \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon^0 \\ \kappa \end{Bmatrix} \quad (\text{C.1})$$

Die *ABD*-Matrix setzt sich aus der MembranstEIFIGKEITSMATRIX  $A$ , der Koppelmatrix  $B$  und der BiegestEIFIGKEITSMATRIX  $D$  zusammen:

$$\begin{aligned} A_{ij} &= \sum_{k=1}^n (\bar{Q}_{ij})_k (z_k - z_{k-1}) \\ B_{ij} &= \sum_{k=1}^n (\bar{Q}_{ij})_k \frac{(z_k^2 - z_{k-1}^2)}{2} \\ D_{ij} &= \sum_{k=1}^n (\bar{Q}_{ij})_k \frac{(z_k^3 - z_{k-1}^3)}{3} \end{aligned} \quad (\text{C.2})$$

### C.3 Reduzierte Schichtsteifigkeiten

$$\begin{aligned}
 Q_{11} &= \frac{E_{11}}{1-\nu_{12}\nu_{21}} \\
 Q_{22} &= \frac{E_{22}}{1-\nu_{12}\nu_{21}} \\
 Q_{66} &= G_{12} \\
 Q_{12} &= \frac{\nu_{21}E_{22}}{1-\nu_{12}\nu_{21}} = \frac{\nu_{12}E_{22}}{1-\nu_{12}\nu_{21}}
 \end{aligned} \tag{C.3}$$

### C.4 Transformation der reduzierten Schichtsteifigkeiten

(C.4) beschreibt die Transformation der reduzierten Schichtsteifigkeiten  $Q$  bezogen auf Materialkoordinaten in die reduzierten Schichtsteifigkeiten  $\bar{Q}$  bezogen auf ein Bezugssystem.

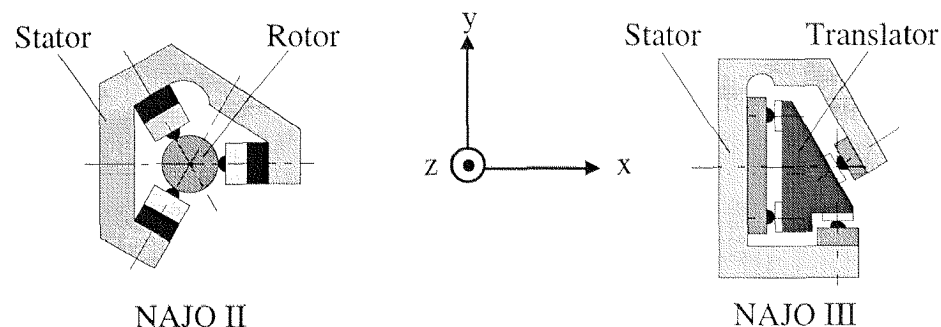
$$[\bar{Q}] = [T]^{-1}[Q][T]^{-T}, \quad [T]^{-T} = [R][T][R]^{-1} \tag{C.4}$$

Transformationsmatrix  $T$ :

$$T = \begin{bmatrix} \cos^2 \Theta & \sin^2 \Theta & 2 \sin \Theta \cos \Theta \\ \sin^2 \Theta & \cos^2 \Theta & -2 \sin \Theta \cos \Theta \\ -\sin \Theta \cos \Theta & \sin \Theta \cos \Theta & \cos^2 \Theta - \sin^2 \Theta \end{bmatrix} \tag{C.5}$$

Reuter-Matrix  $R$ :

$$R = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \end{bmatrix} \tag{C.6}$$

**D .****Technische Daten: NAJO II und NAJO III****Bild D.1**

Geometrie und Koordinatensystem von NAJO II und NAJO III

**D.1 Technische Daten: NAJO II**

Stator

Material: ..... Titan

Gewicht (inkl. Scherpiezo): ..... 2.8g

Trägheit  $I_x$  (inkl. Scherpiezo): .....  $80 \text{ g} \cdot \text{mm}^2$ 

Rotor

Material: .....  $\text{Al}_2\text{O}_3$ Durchmesser  $d$  : ..... 4.75mm

Gewicht: ..... 1g

Trägheit  $I_z$  : .....  $2.9 \text{ g} \cdot \text{mm}^2$ Trägheit  $I_z$  (inkl. Probenhalter): .....  $100 \text{ g} \cdot \text{mm}^2$ Trägheit  $I_x$  : .....  $20 \text{ g} \cdot \text{mm}^2$ 

Scherpiezo PK 31 [Marco] und PPK 62 [Stettner 96]

Gewicht: ..... 1g

Ladungskonstante  $d_{15}$  (PK 31): .....  $4.4 \cdot 10^{-10} \text{ m/V}$ Ladungskonstante  $d_{15}$  (PPK 62): .....  $- \text{m/V}$ Betriebsspannung  $\Delta U$ 

Betriebsfrequenz im kHz Bereich: ..... 300V

Betriebsfrequenz ( $\Delta U = 300 \text{ V}$ )Rotation  $f$  : ..... 3.2kHzTranslation  $f$  : ..... 12kHz



Schrittgrösse (ein Schritt bei  $\Delta U = 300V$ )

Translation: ..... 40nm

Rotation: ..... 20 $\mu$ rad

Maximale Last ( $\Delta U = 300V$ )

Rotation  $M_{L,max}$ : ..... 0.1Nmm

Translation  $F_{L,max}$ : ..... 0.1N

Haltekraft / Haltemoment

Haltekraft  $F_H$ : ..... 0.4N

Haltemoment  $M_H = F_H \cdot d/2$ : ..... 0.95Nmm

## D.2 Technische Daten: NAJO III

Stator

Material: ..... Titan

Gewicht: ..... 2.2g

Translator

Material: ..... Titan

Gleitflächen: ..... Saphir

Gewicht: ..... 2.4g

Scherpiezo PXE 71 [Megatron 92]

Gewicht: ..... 1g

Ladungskonstante  $d_{15}$ : .....  $1.6 \cdot 10^{-10} m/V$

Betriebsspannung  $\Delta U$

Betriebsfrequenz  $f$  im kHz Bereich: ..... 300V

Betriebsfrequenz  $f$  ( $\Delta U = 300V$ ): ..... 14.7kHz

Schrittgrösse (ein Schritt bei  $\Delta U = 300V$ ): ..... 40nm

Maximale Last  $F_{L,max}$ : ..... 0.05N

Haltekraft  $F_H$ : ..... 0.4N

## Literaturverzeichnis

- [Ananthasuresh 95] *Ananthasuresh G. K., Kota S.:* Designing compliant mechanism, Mechanical engineering: pp 93-96, Vol. 117/No. 11, November 1995.
- [Asselbergs 94] *Asselbergs P. E., Smeets E. M., Coppoolse H. P., Janson A. J., Otten M. T., Felsmann M.:* Design of a new, five-axis motorised goniometer for the CM series microscopes: the CompuStage: Electron Optics Bulletin, Vol. 133, pp 1-12, 1994.
- [Baumann 93] *Baumann D., Rudischhauser A.:* Design und Realisierung eines Drehgelenkes für einen Nano-Roboter: Semesterarbeit (Institut für Robotik, IfR), ETH Zürich, 1993.
- [Baumann 94] *Baumann D.:* Berührungsfreie Mikrolager: Diplomarbeit am IfR, ETH Zürich, 1994.
- [Baumann 97] *Baumann D.:* High resolution positioning for a rotor: IEEE/ASME Int. Conf. on Advanced Intelligent Mechatronics, Tokyo, June 1997.
- [Blackford 90] *Blackford B. L., Jericho M. H.:* Simple two dimensional piezoelectric micropositionier for scanning tunneling microscope: Rev. Sci. Instrum., 61(1), 1990.
- [Bleuler 94] *Bleuler H., Kawakatsu H.:* Micromachined active magnetic bearings: Fourth Int. Symp. on magnetic Bearings, ETH Zurich, August 1994.

- [Breguet 95] *Breguet J.-M., Clavel R., Renaud P.:* A 4-degrees-of-freedom microrobot with nanometer resolution: International progress in precision engineering (8-IPES), Proceedings of the 8th International Precision Engineering Seminar, Compiègne, France, May 1995.
- [Büchi 96] *Büchi R.:* Modellierung und Regelung von Impact Drives für Positionierungen im Nanometerbereich: Diss. ETH Nr. 11788, 1996.
- [Burleigh 95] Burleigh, The Micropositioning Book, 1990, Burleigh Instruments, Inc., Fishers, NY, USA.
- [Chalcroft 84] *Chalcroft J. P., Davey C. L.:* A simply constructed extreme-tilt holder for the Philips eucentric goniometer stage: Journal of Microscopy, Volume 134, Part 1, April 1984.
- [Cormack 64] *Cormack A. M.:* Representation of a function by its line integrals, with some radiological applications: J. Appl. Phys., Vol. 35, pp 2908-2912, 1964.
- [DeRosier 68] *DeRosier D., Klug A.:* Reconstruction of three-dimensional structures from electron micrographs: Nature, London, Vol. 217, pp 130-134, 1968.
- [Dierksen 93] *Dierksen K.:* Automatisierung tomographischer Methoden in der Elektronenmikroskopie und Anwendung auf in amorphem Eis eingebettete Präparate: Diss. Technische Universität München, 1993.
- [Dubbel 86] Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau: Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo, 1986.
- [Frank 92] *Frank J.:* Electron Tomography: Plenum Press, New York, 1992.

- [Fukuda 94] *Fukuda T., Ueyama T.:* Cellular robotics and micro robotic systems: World scientific series in robotics and automated systems, Vol. 10, World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 1994.
- [Hagood 88] *Hagood N., Crawley E. F., Luis J. de, Anderson E. F.:* Developement of integrated components for control of intelligent structures, smart materials, structures and mathematical issues: U.S. Army Res.Office Workshop, pp 80-104, Blacksburg, USA., Sept. 1988.
- [Hertwig 96] *Hertwig M., Flemming T., Floureux T., Aebischer H.:* Speckle interferometric damage investigation of fibre-reinforced composites: Optics and laser in engineering 24, pp 485-504, 1996.
- [Higuchi 87] *Higuchi T., Hojjat Y., Watanabe M.:* Micro actuators using recoil of an ejected mass: Proc. of Micro Robots and Teleoperators Workshop, IEEE, Hyannis, 1987.
- [Higuchi 90] *Higuchi T.:* Innovative actuators for micromanipulation and microinjection in biotechnology: Proceedings of the 4th Toyota Conference, pp 145-157, October 21-24, 1990.
- [Hiller 92] *Hiller M.:* Computergestützte Kinematik und Dynamik für Mechanismen: Vorlesungsunterlagen, ETHZ, 1992.
- [Howell 94] *Howell L. L., Midha A.:* The developement of force-deflection relationships for compliant mechanisms: Machine elements and machine dynamics, pp 501-508, DE-Vol.71, ASME, 1994.
- [IRE 49] Standards on piezoelectric crystals, Proceedings of the IRE, 37, pp 1378-1395, December 1949.

- [Isupov 94] *Isupov V. A., Yushin N. K., Smirnova E. P., Sotnikov A. V., Tarakanov E. A., Maksimov A.:* Electrostrictive actuators on base of PMN-PSN solid solution ceramics: *Ferroelectrics*, Vol. 160, Number 3-4, pp 239-242, 1994.
- [Janocha 92] *Janocha H.:* Aktoren-Grundlagen und Anwendungen: Springer Verlag, Berlin 1992.
- [Johansson 88] *Johansson S., Predko K. G.:* Performance of a phase-shifting speckle interferometer for measuring deformation and vibration: *J. Phys. E: Sci. Instrum.*, 22, 1988.
- [Jones 75] *Jones R. M.:* Mechanics of composite materials: Hemisphere publishing corporation, 1975.
- [Joyce 69] *Joyce G. C., Wilson G. C.:* Micro-step motor: *J. Sci. Instrum. (J. Phys. E)*, Series 2, Volume 2, 1969.
- [Kaizuka 88] *Kaizuka H., Byron S.:* A simple way to reduce hysteresis and creep when using piezoelectric actuators: *Japanese J. Appl. Phys.*, Vol. 27, No.5, pp L773-L776, May 1988.
- [Kleindiek 96a] *Kleindiek St.:* Electromechanical positioning device: US Patent: US5568004, Date of Patent: Oct. 22, 1996 (Filed: Apr. 19, 1994).
- [Kleindiek 96b] *Kleindiek St.:* Entwicklung und Anwendung eines miniaturisierten Linearantriebs mit Sub-Nanometer-Präzision und Millimeter-Stellweg: Diss. Eberhard-Karl-Universität zu Tübingen, 1996.
- [Koch 88] *Koch J.:* Piezoxide (PXE) - Eigenschaften und Anwendungen: Valvo Unternehmensbereich Bauelemente der Philips GmbH, Juli 1988.

- [Koster 97] *Koster A.J., Grimm R., Typke D., Hegerl R., Stoschek A., Walz J., Baumeister W.:* Perspectives of molecular and cellular electron tomography: Electron Tomography: Proceedings of the electron tomography Workshop (March 16-19, Ringberg Castle, Germany), Journal of structural biology (special issue), Vol. 120, Number 3, December 1997.
- [Krause 87] *Krause W.:* Gerätekonstruktion: Dr. Alfred Hüthig Verlag, Heidelberg, 1987.
- [Krause 93] *Krause W.:* Konstruktionselemente der Feinmechanik: Carl Hanser Verlag, München, Wien, 1993.
- [Kuribayashi 89] *Kuribayashi K., Sagawa D.:* Millimeter size joint actuator using shape memory alloy: IEEE Micro Electro Mechanical Systems, pp 139-144, Salt Lake City, Utah, Feb. 20-22, 1989.
- [Kuribayashi 90] *Kuribayashi K.:* Reversible SMA actuator for micron sized robot: IEEE Micro Electro Mechanical Systems, pp 217-221, Napa Valley, California, Feb. 11-14, 1990.
- [Kynar 90] KYNAR PIEZO FILM, Product summary and price list 1990, 5M-10-88E, ATOCHEM SENSORS LTD. 22 Ridge Way, Hillend Industrial Park, Fife KY11 5JN Scotland.
- [Lickfeld 79] *Lickfeld K. G.:* Elektronenmikroskopie: Stuttgart, Ulmer Verlag, pp 168-171, 1979.
- [Marco] Marco Systemanalyse und Entwicklung GmbH, Hans-Böckler-Str. 2, D-85221 Dachau.

- [Matey 87] *Matey J. R., Crandall R. S., Brycki B., Briggs G. A.:* Bimorph-driven x-y-z translation stage for scanned image microscopy: *Rev. Sci. Instrum.* 58 (4), pp 567-570, 1987.
- [Megatron 92] MEGATRON AG, Piezokeramik (PXE) Distributor für PHILIPS (Verkaufskatalog), Grabenstrasse 9, CH-8952 Schlieren, 1992.
- [Midha 94] *Midha A., Norton T. W., Howell L. L.:* On the nomenclature, classification, and abstractions of compliant mechanisms: *Journal of mechanical design, Transaction of the ASME*, pp 270-279, Vol. 116, March 1994.
- [Muralt 86] *Muralt P., Pohl D. W., Denk W.:* Wide-range, low-operating-voltage, bimorph STM: Application as potentiometer: *IBM Journal of research and development*, pp. 443-450, Vol. 30, Number 5, September 1986.
- [Neubauer 94] *Neubauer, R. E., Baumann D., Siegwart R.:* Eddy-current magnetic levitation systems for linear and rotary microstep actuators: *The Int. Symposium on Advanced Computational and Design Techniques in App. Electromagnetic Systems, ISEM*, June 22-24, Seoul, Korea, 1994.
- [Newport 94] The 1994 Newport Catalog - Scientific and laboratory products, 1994.
- [Omicron 93] Omicron Vakuumphysik GmbH, Adjusting device for microscopic movements, US Patent: US5237238, Date of Patent: Aug. 17, 1993 (Filed: Jul. 18, 1991).

- [Paradies 97] *Paradies R.:* Statische Verformungsbeeinflussung hochgenauer Faserverbundreflektorschalen mit Hilfe aplizierter oder integrierter aktiver Elemente: Diss. ETH Nr. 12003, 1997.
- [PI 93] Physik Instrumente (PI) GmbH & Co., Produkte für die Mikrostelltechnik (Katalog), CAT 110-D-07/93.13, Polytec-Platz 5-7, 76337 Waldbronn.
- [Pohl 87] *Pohl D. W.:* Dynamic piezoelectrical translation devices: Rev. Sci. Instrum. 58 (1), pp 54-57, January 1987.
- [Radon 17] *Radon J.:* Über die Bestimmung von Funktionen durch ihre Integralwerte längs gewisser Mannigfaltigkeiten: Berichte über die Verhandlungen der Königlich Sächsischen Gesellschaft der Wissenschaften zu Leipzig, Math. Phys. Klasse 69, pp 262-277, 1917.
- [Ragulskis 88] *Ragulskis K., Bansevicius R., Barauskas R., Kulvietis G.:* Vibromotors for precision microrobots: Hemisphere publishing corporation, New York, 1988.
- [Rath 97] *Rath B. K., Marko M., Radermacher M., Frank J.:* Low-Dose Automated Electron Tomography: A Recent Implementation, Electron Tomography: Proceedings of the electron tomography Workshop (March 16-19, Ringberg Castle, Germany), Journal of structural biology (special issue), Vol.120, Number 3, December 1997.
- [Renner 90] *Renner Ch., Niedermann A. D., Kent A. D., Fischer Ø.:* A vertical piezoelectric inertial sliding device: Rev. Sci. Instrum., 61 (3), March 1990.
- [Roark 85] *Roark R. J., Young W. C.:* Formulas for stress and strain: McGraw-Hill, 1985.



- [Sato 93] *Sato K., Shimokobe A., Chida Y., Wada S.:* An active parallel leaf spring mechanism with a long working range and a high position resolution: Proceedings of the 7th International Precision Engineering Seminar, 530-541, May 1993.
- [Schweitzer 94] *Schweitzer, G., Bleuler H., Traxler A.:* Activ Magnetic Bearings: vdf-Hochschulverlag ETHZ, 1994.
- [Siegwart 94] *Siegwart R. Y., Bühler P., Baumann D., Neubauer R. E.:* Eddy current bearings for micro-structure levitation: 4th International Symposium on Magnetic Bearings, ETH Zürich, August 1994.
- [Smith 92] *Smith S. T., Chetwynd D. G.:* Foundations of ultraprecision mechanism design: London, Gordon and Breach, 1992.
- [Stettner 96] STETTNER GmbH & Co., Piezokeramische Bauelemente (Katalog), STCO 4300/4-05/96, Kanalweg 35, D-92318 Neumarkt.
- [Tai 89] *Tai Y.-C., Muller R. S.:* IC-Processed electrostatic synchronous micromotors: Sensors and Actuators, 20, 1989.
- [Thon 66] *Thon F.:* Zur Defokussierungsabhängigkeit des Phasenkontrastes bei der elektronenmikroskopischen Abbildung: Zeitschrift für Naturforschg., sect. A / 21, pp 476-478, 1966.
- [Valle 80] *Valle R., Genty B., Marraud A.:* A new side-entry eucentric goniometer stage for HVEM: Electron Microscopy 1980, Proceedings of the sixth international conference on high voltage electron microscopy, Sept. 1-3, 1980.

- [Wada 89] *Wada B. K.*: Adaptive structures: The winter annual meeting of the American society of mechanical engineers, San Francisco, California, December 1989.
- [Wykes 82] *Wykes C.*: Use of electronic speckle pattern interferometry (ESPI) in the measurement of static and dynamic surface displacements: *Optical Engineering*, 21 (3), 1982.
- [Zesch 97] *Zesch W.*: Multi-degree-of-freedom micropositioning using stepping principles: Diss. ETH Nr. 12318, 1997.

## Lebenslauf

### Personalien

Name	Daniel Guy Baumann
Geburtsdatum	10.6.1964
Heimatort	Bern
Zivilstand	ledig, lebe in Gemeinschaft mit Frau Yumi Mukai und unseren Töchtern Sanae Irina (geboren am 18.5.1993) und Kiriko Fiona (geboren am 24.12.1994)

### Ausbildung

1971-1980	Grundschule (Zürich)
1981-1985	Gymnasium Juventus (Zürich)
1986	Umfassende ETH Aufnahmeprüfung
1987	Besuch von Kursen an den Jazzschulen Zürich und Bern
1988-1994	Studium des Maschinenbaus an der ETH-Zürich mit den Vertiefungsrichtungen: Robotik und Konstruktion und Bauweisen
Februar 1994	Diplom als Dipl. Masch.-Ing. ETH

### Anstellungsverhältnisse

1.4.1994-31.7.1999	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Konstruktion und Bauweisen (IKB)
seit 1.8.1999	Gruppenleiter Cryo-Sensorik bei der Firma Bruker AG in Fällanden ZH