

# Schlussbericht

zum InnoNet-Projekt



## „Entwicklung eines aktiven Spannsystems zur hochpräzisen Kompensation von Winkelfehlern bei der Positionierung von Präzisionsbauteilen in Werkzeugmaschinen“

Kurzbezeichnung:	ActiveClamp
Fraunhofer IPK Förderkennzeichen:	16IN0703
Universität Rostock, IEF, IGS Förderkennzeichen:	16IN0704
Projektlaufzeit:	1.1.2009 bis 31.12.2010

Herausgeber: Prof. Dr. h. c. Dr.-Ing. Eckart Uhlmann

Autoren: Prof. Dr. h. c. Dr.-Ing. Eckart Uhlmann  
Dr.-Ing. Dirk Oberschmidt  
Dipl.-Ing. Jörg Essmann  
Dipl.-Ing. Armin Löwenstein  
  
Prof. Dr. sc. techn. Lienhard Pagel  
Dr.-Ing. Stefan Gaßmann  
Dipl.-Ing. Matthias Hinze

Das Projekt wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie (BMWi) innerhalb des Programms „Förderung innovativer Netzwerke (InnoNet)“ gefördert und vom Projektträger VDI/VDE-IT GmbH in Berlin betreut.



Bundesministerium  
für Wirtschaft  
und Technologie



VDI|VDE|IT

## Verbundpartner

Koordinator:

Fraunhofer-Institut für Produktionsanlagen und Konstruktionstechnik (IPK)  
Pascalstraße 8-9  
10587 Berlin



Universität Rostock  
Institut für Gerätesysteme und Schaltungstechnik (IGS)  
Universitätsplatz 1  
18055 Rostock



Hirschmann GmbH  
Kirchtannenstrasse 9  
D-78737 Fluorn-Winzeln



Dr. Fritz Faulhaber GmbH & Co. KG  
Daimlerstraße 23  
71101 Schönaich



Zimmer & Kreim GmbH & Co. KG  
Beineäcker 10  
D-64395 Brensbach



KERN Micro- und Feinwerktechnik  
GmbH & Co. KG  
Ammergauer Straße 11  
D-82418 Murnau-Westried



Mahr GmbH  
Carl-Mahr Straße 1  
D-37073 Göttingen



SEM GmbH  
Dorfstraße 6  
12621 Berlin



## Inhalt

<b>1 Zusammenfassung</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Aufgabenstellung</b> .....	<b>2</b>
<b>3 Voraussetzungen</b> .....	<b>3</b>
<b>4 Planung und Ablauf des Vorhabens</b> .....	<b>4</b>
<b>5 Wissenschaftlicher und technischer Stand zu Projektstart</b> .....	<b>5</b>
<b>6 Zusammenarbeit mit anderen Stellen</b> .....	<b>7</b>
<b>7 Erzielte Ergebnisse</b>	
<b>mit Verwendung der Zuwendung und Gegenüberstellung der Ziele</b> .....	<b>8</b>
7.1 Mechanisches System .....	8
7.1.1 Konzeption des mechanischen Systems .....	8
7.1.2 Entwicklung und Auslegung des mechanischen Systems .....	24
7.1.3 Aufbau des mechanischen Systems .....	28
7.1.4 Integration des Systems .....	30
7.2 Führung .....	35
7.2.1 Konzeption der Führungen .....	35
7.2.2 Auslegung des Festkörpergelenks .....	36
7.2.3 Fertigung des Festkörpergelenks .....	40
7.2.4 Integration des Gelenks .....	41
7.3 Antrieb .....	43
7.3.1 Konzeption der Antriebseinheit .....	43
7.3.2 Entwicklung der Antriebseinheit .....	47
7.3.3 Aufbau der Antriebseinheit .....	48
7.3.4 Integration der Antriebseinheit in das Spannsystem .....	50
7.4 Steuerung .....	54
7.4.1 Konzeption der Steuerung .....	54
7.4.2 Entwicklung der modularen Steuerung .....	56
7.4.3 Realisierung der Hardware .....	60
7.4.4 Realisierung der Firmware .....	66
7.4.5 Realisierung der Software .....	76
7.5 Entwicklung geeigneter Messalgorithmen .....	88
7.5.1 Messalgorithmen für unterschiedliche Einsatzmöglichkeiten .....	88
7.5.2 Optimierung der Messalgorithmen .....	88
7.6 Bestimmung der Systemgenauigkeit .....	95
7.7 Miniaturisierung des ersten Prototypen .....	98
<b>8 Wichtigste Positionen des zahlenmäßigen Nachweises</b> .....	<b>100</b>
<b>9 Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit</b> .....	<b>101</b>
<b>10 Voraussichtlicher Nutzen</b> .....	<b>102</b>
<b>11 Fortschritt auf diesem Gebiet bei anderen Stellen</b> .....	<b>103</b>
<b>12 Erfolgte und geplante Veröffentlichungen</b> .....	<b>104</b>
<b>Literaturverzeichnis</b> .....	<b>105</b>
<b>Danksagung</b> .....	<b>108</b>
<b>Anhang</b> .....	<b>109</b>

# 1 Zusammenfassung

Aufgrund der andauernden Produktminiaturisierung floriert der Markt für Mikrobauteile wie nie zuvor. Zur nachhaltigen Sicherung der internationalen Konkurrenzfähigkeit in diesem Markt muss die Produktivität der Fertigung gesteigert werden. Die Reduzierung der Nebenzeiten in der Produktion ist hierfür ein probates Mittel. Das bedeutet u. a. die exakte, schnelle und reproduzierbare Positionierung von Bauteilen in Werkzeugmaschinen durch Spannen, Messen, Ausrichten, und Werkstückwechseln. In der Mikroproduktion sind Strukturgrößen und Fertigungstoleranzen im Bereich einiger Mikrometer üblich. Um die genannten Prozessschritte automatisiert mit einer Präzision im Submikrometerbereich zu realisieren wurde innerhalb des hier vorgestellten Projektes eine neue Generation von Spannsystemen entwickelt.

Die Projektergebnisse des InnoNet-Projekts »ActiveClamp« wurden durch ein interdisziplinäres Konsortium, koordiniert durch das Fraunhofer IPK, in dem Zeitraum vom 1.1.2009 bis zum 31.12.2010 erarbeitet. Neben zwei Forschungseinrichtungen waren sechs Unternehmen beteiligt. Das Projekt wurde finanziert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie.

Der im Projekt entstandene Prototyp ist in der Lage, Winkelfehler von  $\pm 10$  mrad mit einer Auflösung von 0,002 mrad zu kompensieren. Die Werkstücke werden über ein pneumatisch betätigtes Nullpunktspannsystem aufgenommen. Für den Winkelfehlerausgleich sind hochgenaue Piezomotoren im Einsatz. Für den Betrieb dieser Piezo-Antriebe wurde eine bislang einzigartige Ansteuerung realisiert. Hierzu wurde eine Hardware entwickelt, die eine maximale Ausgangssignalfrequenz von 200 Hz bei einer maximalen Phasenkapazität von 27  $\mu\text{F}$  erreicht. Zudem verfügt die Firmware der Ansteuerung über sechs verschiedene Signalformen, wobei die Schrittauflösung zwischen 32 und 1024 Schritten pro Signalperiode variiert werden kann. Dadurch wird eine minimale Schrittauflösung des verwendeten Antriebssystems von wenigen Nanometern erreicht. Mit Hilfe der eigens entwickelten Softwareanwendung und der intuitiven Benutzeroberfläche können die Parameter der Ansteuerung jederzeit konfiguriert und so verschiedenen Anwendungen angepasst werden. Zur Positionsregelung werden kapazitive Sensoren mit einer Auflösung von 20 nm genutzt. Bei diesen hohen Präzisionsanforderungen können aufgrund des Stick-Slip Effektes keine konventionellen Gelenke eingesetzt werden. Daher wurden Festkörpergelenke entworfen, bei denen selbst bei kleinen Bewegungen keine Haftreibung auftritt. Da das Konzept skalierbar ist, kann es für unterschiedliche industrielle Anwendungen, wie z. B. Messmaschinen, Justageanlagen, optische Systeme und medizintechnische Geräte, eingesetzt werden.

## 2 Aufgabenstellung

Das Ziel des Verbundforschungsvorhabens ist die Entwicklung eines innovativen Spannsystems zur aktiven Kompensation von Winkelfehlern bei der Positionierung von Präzisionsbauteilen in Werkzeugmaschinen. Dabei stehen zwei Punkte im Vordergrund – zum einen die Entwicklung, die Auslegung und der Aufbau einer kompakten mechanischen Einheit zur Kompensation von Winkelfehlern und zum anderen die Entwicklung eines modularen Steuerungskonzeptes zur Integration in bestehende Maschinensteuerungen.

In einem mehrstufigen Entwicklungsprozess soll ein mechatronisches System mit integrierten Aktuatoren, Sensoren und einer Spannvorrichtung entwickelt, aufgebaut und die Systemgenauigkeit bestimmt werden. Das Antriebssystem soll derart ausgelegt werden, dass die gewünschte Position während des Bearbeitungsprozesses dauerhaft und kraftschlüssig erhalten bleibt. Das System soll unabhängig von dem Maschinentyp, der Anzahl der Bewegungsachsen, dem Werkstückkoordinatensystem, der Maschinensteuerung und der Qualität der Spannflächen sein und somit einen hohen Grad an Flexibilität und Effizienz während des Rüstprozesses bieten. So kann das System in unterschiedlichen Applikationen und Maschinen eingesetzt werden. Die zu entwickelnde Steuerung des Spannsystems muss in der Lage sein, die Aktuatoren so anzusteuern, dass die geforderte Positioniergenauigkeit erreicht wird. Um das Spannsystem automatisiert betreiben zu können, muss ebenfalls eine Schnittstelle zur Werkzeugmaschinensteuerung definiert werden. Im ersten Schritt soll hierzu ein geeignetes Steuerungskonzept entworfen werden.

Das Ergebnis des F&E Projektes ist ein Prototyp einer neuen Generation von aktiven Spannsystemen, die im Maschinen- und Anlagenbau zur Präzisionsbearbeitung Anwendung finden werden. Darüber hinaus kann das Spann- und Positionierkonzept in weiteren industriellen Anwendungen, wie z. B. in Messmaschinen, in Justagebauteilen optischer Systeme oder OP-Geräten der Medizintechnik, zur aktiven und automatisierten Lageregelung eingesetzt werden.

### 3 Voraussetzungen

Die Entwicklung eines aktiven Spannsystems, welches in der Lage ist, Positionsfehler im Submikrometerbereich auszuregulieren, stellt eine komplexe Aufgabe dar. Dazu bedarf es der Zusammenarbeit eines interdisziplinären Expertenteams. Daher arbeiteten im Rahmen dieses Projektes zwei Forschungseinrichtungen aus den Bereichen Mikrosystemtechnik, Konstruktion, Gerätesysteme und Schaltungstechnik eng mit sechs Industriepartnern aus unterschiedlichen Branchen zusammen. Das Fraunhofer IPK brachte seine Erfahrungen auf dem Gebiet der Mikroproduktionstechnik und der Maschinenentwicklung zur Konstruktion und zum Aufbau des mechanischen Systems sowie zur Inbetriebnahme und Ermittlung der Systemgenauigkeit ein. Weiter konnte das Fraunhofer IPK die langjährigen Erfahrungen bei der Umsetzung von Projekten zur Koordination dieses Forschungsvorhabens nutzen. Das IGS der Universität Rostock hat die Erfahrungen mit elektronischen Systemen und der Schaltungsentwicklung für die Auslegung und den Aufbau der nötigen Elektronikbausteine und für die Programmierung der Steuerungssoftware eingebracht.

Zur Entwicklung des mechanischen Systems konnten neben dem Fraunhofer IPK vor allem die Firmen Kern, Hirschmann und Zimmer&Kreim ihre Kompetenzen direkt einbringen. Die Firma Faulhaber als Hersteller komplexer, hochpräziser Miniatur- und Mikroantriebssysteme hat einen entscheidenden Beitrag zur Auswahl, Entwicklung und Anpassung der Antriebseinheit für den ersten Prototyp des Systems geleistet. Bei der Entwicklung der elektronischen Komponenten und der Steuerung wurde das IGS tatkräftig von der Firma SEM unterstützt. Die Wahl der Schnittstellen und die Gestaltung des Übergabeprotokolls für Korrekturwerte wurden in enger Zusammenarbeit mit den Werkzeugmaschinenherstellern Kern und Zimmer&Kreim sowie mit dem Fraunhofer IPK realisiert. Die Firma Mahr konnte aufgrund ihres Know-hows vor allem bei der Entwicklung der Mess- und Regelungsalgorithmen und bei dem Aufbau des Versuchstandes zur Verifikation der erreichbaren Genauigkeit unterstützen. Alle Unternehmen haben somit die geplanten FuE-Leistungen erbracht und zum Gelingen des Projektes beigetragen.

## 4 Planung und Ablauf des Vorhabens

Alle Arbeiten im F&E Vorhaben *ActiveClamp* verliefen gemäß Arbeitsplan, Änderungen waren nicht notwendig, alle Ziele wurden termingerecht erreicht. Nach der Kick-Off Veranstaltung zu Beginn des Projektes wurden die genauen Spezifikationen für das neue System anhand eines Fragenkatalogs festgelegt. Auf dieser Basis wurden vier mechanische Konzepte am Fraunhofer IPK entwickelt und im Rahmen des ersten Projekttreffens vorgestellt. Das favorisierte Konzept wurde detailliert konstruiert und ausgelegt. Diese Konstruktion wurde im Anschluss allen Projektpartnern vorgestellt. Konstruktive Details wurden im Rahmen des zweiten Projekttreffens am IGS in Rostock diskutiert. Im Anschluss wurden alle Komponenten beschafft und gefertigt. Das mechanische System wurde am Fraunhofer IPK in Berlin aufgebaut und getestet, parallel dazu wurden die Elektronikkomponenten am IGS in Rostock aufgebaut. Im Rahmen eines mehrtägigen Arbeitstreffens in Berlin wurden die Elektronik und die Mechanik erstmalig gemeinsam in Betrieb genommen und die Funktion getestet. Das gesamte System wurde dann bei der Firma Hirschmann in Fluorn-Winzeln den Projektpartnern präsentiert. Im Anschluss fanden eine Vielzahl von Arbeitstreffen zur Optimierung einzelner Elektronikkomponenten, zur Kalibrierung, zum Einrichten des Regelbetriebs, zu weiteren Optimierungen und Systemtests statt. Die Projektergebnisse wurden auf einer öffentlichen Veranstaltung im Produktionstechnischen Zentrum Berlin (PTZ) am 13.12.2010 vorgestellt und diskutiert. Die Veranstaltung stieß auf großes Interesse. Das Konsortium hat einstimmig beschlossen weiter an dieser Thematik zu arbeiten. Anhand einer konkreten industriellen Anwendung wird die vorgestellte miniaturisierte Variante der ersten Spannsystemgeneration realisiert. Während der gesamten Projektlaufzeit fanden eine rege Kommunikation, Diskussion und ein regelmäßiger Informations- und Erfahrungsaustausch innerhalb des *ActiveClamp*-Projektverbundes statt. Im Folgenden (**Abbildung 1**) sind alle relevanten Treffen aufgelistet. Die Treffen fanden in einem ausgeglichenen Verhältnis bei den Industriepartnern und den Forschungseinrichtungen statt.

Projektstart		24.2.2009	Kick Off im Produktionstechnischen Zentrum Berlin
Entwurf von vier Konstruktionskonzepten		27.3.2009	Versand des Fragenkatalogs zur Festlegung der Spezifikationen an alle Projektpartner
Detaillierte Konstruktion		3.4.2009	Auswertung des Fragenkatalogs und Festlegung der Spezifikationen
		13.7.2009	Projekttreffen 1 im Produktionstechnischen Zentrum Berlin
Beschaffungs- und Fertigungsphase		8.10.2009	Arbeitstreffen 1 bei der Firma Faulhaber in Schönaich
		15.10.2009	Vorlage der Konstruktion bei allen Projektpartnern
		23.11.2009	Projekttreffen 2 am IGS in Rostock
Entwicklung der Mess- und Regelalgorithmen	Aufbau- und Testphase der Mechanik und Elektronik	31.5. bis 3.6.2010	Projektpräsentation auf der euspen conference in Delft
		23. und 24.6.2010	Arbeitstreffen 2 im PTZ zur Hochzeit von Elektronik und Mechanik
		8.9.2010	Projekttreffen 3 bei der Firma Hirschmann in Fluorn-Winzeln
		10.9.2010	Arbeitstreffen 3 am IGS zur Fehlersuche an Motion Control Board 3
Optimierung der Regelalgorithmen, Miniaturisierung und Versuche zu Positioniergenauigkeit		18. bis 22.10.2010	Arbeitstreffen 4 am PTZ zur erneuten Kalibrierung und Einrichten des Regelbetriebs
		5.11.2010	Arbeitstreffen 5 am IGS zur weiteren Optimierung des Regelbetriebs
		25.11.2010	Arbeitstreffen 6 im Zentrum für Mikroproduktionstechnik zum Systemtest
Projektabschluss		13.12.2010	Abschlusstreffen im Produktionstechnischen Zentrum Berlin

Abbildung 1: Ablauf des Vorhabens

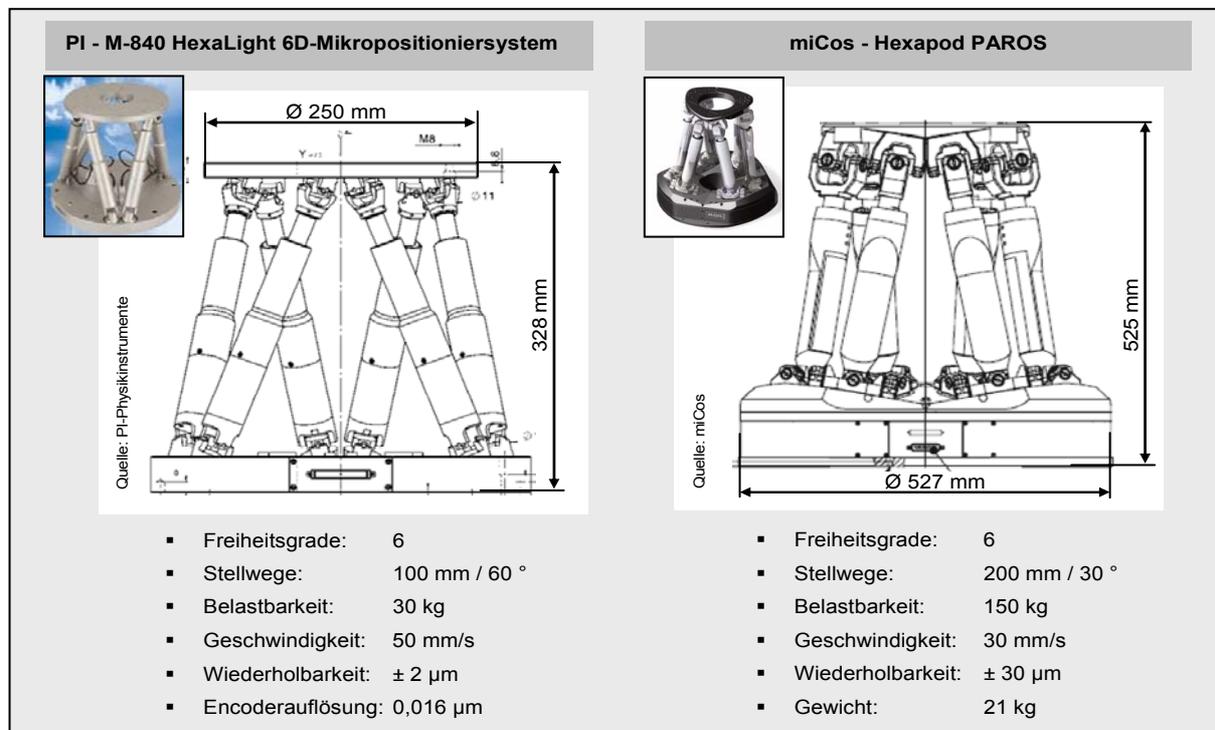
## 5 Wissenschaftlicher und technischer Stand zu Projektstart

Aktuelle Entwicklungen zeigen, dass bei der Herstellung und Montage von Mikro- und Präzisionsbauteilen der Kostendruck in der Fertigung rasant steigt [UHL05, UHL09a]. Zur nachhaltigen Sicherung der internationalen Konkurrenzfähigkeit in diesem Markt muss die Produktivität der Fertigung gesteigert werden [UHL07]. Die Reduzierung der Nebenzeiten in der Produktion ist hierfür ein probates Mittel. Die Nebenzeit umfasst alle Vorgänge, bei denen keine direkte Wertschöpfung am Bauteil erzielt wird [SPU86, UHL06, KLC08]. Genannt seien hier beispielsweise das Spannen, Messen, Ausrichten, Werkzeugwechseln und Werkstückwechseln. Eine schnelle und präzise Aufnahme der Bauteile in der Maschine ist somit eine Voraussetzung für eine wirtschaftliche Fertigung [HES99]. In der Mikroproduktion sind Strukturgrößen und Fertigungstoleranzen im Bereich einiger Mikrometer an der Tagesordnung [FIS00, HOH07, UHL08]. Beispielsweise werden beim Hochpräzisionsfräsen von Spritzgießformensätzen Lagegenauigkeiten der zu fertigenden Kavitäten zu den Außenkonturen im einstelligen Mikrometerbereich gefordert. Solche Genauigkeiten werden heute noch oft durch zeitaufwändige manuelle Einrichtvorgänge realisiert. Dabei kommen sogenannte Mikrometerbleche zum Einsatz, die einseitig unter die Werkstücke gelegt werden, um den Winkelversatz zu kompensieren. Mikrometerbleche haben eine minimale Dicke von 5  $\mu\text{m}$ , was bei entsprechendem Abstand die Auflösung der Winkelkompensation bestimmt. Dabei handelt sich um ein iteratives Verfahren. Dieser Vorgang bedarf einer hohen Erfahrung. Da das Ausrichten einer Achse zu einer Verkipfung der zweiten Achse führt, muss dieser Schritt häufig durchlaufen werden, bis das Werkstück für die Mikrobearbeitung freigegeben werden kann. Für ein Werkstück mit geringen Lagetoleranzen kann dieser Ausrichtvorgang pro Werkstück bis zu einer Stunde in Anspruch nehmen. Während im Bereich der Entwicklung geeigneter Fertigungsverfahren und Maschinensysteme für die Mikrofertigung in den vergangenen Jahren enorme Fortschritte erzielt werden konnten, besteht vor allem in den peripheren Bereichen des Herstellungsprozesses – Spannen, Positionieren, Messen, Winkelfehlerkompensation - Handlungsbedarf. Für diese Bereiche existieren jeweils nur Sonderlösungen für Teilbereiche und bislang keine durchgehende Lösung aller Problemfelder [WUL02, MAR07, WIT07].

Zum Spannen von Mikrobauanteilen werden häufig pneumatisch oder manuell betriebene Nullpunktspannsysteme eingesetzt. Diese werden entweder im Maschinentisch integriert oder auf Vorrichtungsplatten montiert. Das Spannsystem bestimmt hierbei den Referenzpunkt. Mit solchen Systemen ist ein Werkstückwechsel schnell und referenzgenau realisierbar. Moderne Werkzeugmaschinen sind häufig mit integrierten Messsystemen zur Positionserfassung der zu bearbeitenden Bauteile ausgestattet. Kommerziell verfügbare Messtaster sind mit Antastgenauigkeiten im Bereich von einem Mikrometer erhältlich. Mit solchen Systemen ist allerdings keine Überwachung der Bauteilposition während der Bearbeitung möglich.

Positioniersysteme für die Mikrofertigung, Biotechnologie, Halbleiterfertigung oder Optikpositionierung sind kommerziell erhältlich. Oft werden Parallelkinematiken mit sechs längenveränderbaren Stellgliedern, so genannte Hexapoden, für die genannten Anwendungen angeboten. Solche Systeme zeichnen sich durch die Beweglichkeit in allen sechs Freiheitsgraden aus [PHY07]. In folgender Abbildung sind zwei Systeme der Unternehmen *PI* und *miCos*, welche führend auf diesem Gebiet sind, gegenübergestellt. Das System von *miCos* ist beispielsweise in der Lage Lasten von bis zu 150 kg mit einem Verstellwinkel von 60° bei einer Wiederholgenauigkeit von  $\pm 30 \mu\text{m}$  zu positionieren. Diese Kenngrößen entsprechen nicht den Anforderungen beim Ausgleich von Winkelfehlern bei der Positionierung von

Präzisionsbauteilen in Werkzeugmaschinen. Mikrobauerteile haben oft nur sehr geringe Massen, müssen aber mit extrem hohen Genauigkeiten im Submikrometerbereich positioniert werden. Weiter muss ein System, welches in einer Werkzeugmaschine mit drei Achsen zum Einsatz kommt, statt sechs Freiheitsgrade nur zwei realisieren können, da die übrigen von der Maschine übernommen werden können.



**Abbildung 2: Kommerziell verfügbare Positioniersysteme**

Aus dem Stand der Technik wird ersichtlich, dass für die Bereiche Spannen, Messen und Positionieren jeweils Einzellösungen erhältlich sind, jedoch keine durchgehende Lösung für die Verwendung in Werkzeugmaschinen zur Mikrofertigung. An diesen Stand knüpfte das Projekt *ActiveClamp* direkt an um einen neuartigen und ganzheitlichen Lösungsansatz zu erarbeiten. Die neue Spannmittelgeneration vereint erstmalig die Funktionen Spannen, Messen und Positionieren in einem flüssigkeitsgeschützten System. Für die Mikrobearbeitung ist ein Spannprozess mit einer Wiederholgenauigkeit von 2 µm gefordert. Das Messen und Überwachen der Bauteilposition während der Bearbeitung wird mit einem integrierten Messsystem realisiert. Die Positioniergenauigkeit des Systems muss im Submikrometer Bereich liegen, um so Winkelfehler mit einer Wiederholgenauigkeit von  $\leq 1''$  zu kompensieren. Weiter müssen alle empfindlichen Komponenten gegen den Kontakt mit Flüssigkeiten und Schmutz geschützt sein, um einen sicheren Betrieb in unterschiedlichen Werkzeugmaschinen unter Dielektrikum oder Kühlschmiermittel gewährleisten zu können.

## **6 Zusammenarbeit mit anderen Stellen**

Über die Projektkooperation hinaus erfolgte eine enge Zusammenarbeit mit der Firma Micro-Epsilon. Im Projekt mussten anspruchsvolle Messaufgaben gelöst werden. Auf Grund der über 40-jährigen Erfahrung im Bereich der Weg-, Abstands- und Positionserfassung mit hochauflösenden kapazitiven Sensoren konnte die Firma Micro-Epsilon gute Lösungsansätze zur Genauigkeitssteigerung des Systems liefern.

## 7 Erzielte Ergebnisse mit Verwendung der Zuwendung und Gegenüberstellung der Ziele

Im Folgenden werden die im Projekt erarbeiteten Ergebnisse zu den sechs Arbeitspunkten mechanisches System, Führung, Antrieb, Steuerung, Messalgorithmen und Systemgenauigkeit detailliert vorgestellt.

### 7.1 Mechanisches System

Der Aufbau der mechanischen Komponente für das aktive Spannsystem gliedert sich in die vier Arbeitsschritte Konzeption, Entwicklung, Auslegung und Integration des mechanischen Systems.

#### 7.1.1 Konzeption des mechanischen Systems

Die Konzeption orientiert sich am allgemeinen Konstruktionsprozess, wie er durch die VDI Richtlinie 2221 definiert ist. Dazu müssen die Schritte Konfrontation, Information, Definition, Kreation, Beurteilung und Entscheidung von der Aufgabe bis zu einer Lösung durchlaufen werden. Zur Anwendung im Projekt *ActiveClamp* wird dieses allgemeine Schema präzisiert und auf die Konzeption des mechanischen Systems übertragen (**Tabelle 1**).

**Tabelle 1: Konzeption nach VDI 2221**

<b>Aufgabe</b>	Entwicklung eines aktiven Spannsystems zur hochpräzisen Kompensation von Winkelfehlern
<b>Konfrontation</b>	Beschreibung des Anwendungsgebietes, Aufdeckung der Notwendigkeit eines derartigen technischen Systems
<b>Information</b>	Stand der Technik, vorhandene Lösungsprinzipien
<b>Definition</b>	Vorgehensweise, Anforderungsliste
<b>Kreation</b>	Morphologischer Kasten, Erarbeitung von Konzepten
<b>Beurteilung</b>	Bewertung der Konzepte hinsichtlich des Erfüllungsgrades der Anforderungen
<b>Entscheidung</b>	Auswahl eines Konzeptes anhand des Bewertungsschemas
<b>Lösung</b>	Ein Konzept, welches im Projekt realisiert wird.

Das Ziel und somit die Aufgabe des Projektes ist die Entwicklung eines aktiven Spannsystem zur hochpräzisen Kompensation von Winkelfehlern. Die Beschreibung des Anwendungsgebietes, Aufdeckung der Notwendigkeit eines derartigen technischen Systems sowie der Stand der Technik sind bereits in Kapitel 4 beschrieben.

Für die Definition der Systemanforderungen ist ein Fragenkatalog erstellt worden, um die spezifischen Randbedingungen, Anwendungsfälle und Hinweise aller Projektpartner zu berücksichtigen. Der Fragenkatalog beinhaltet allgemeine, einschätzende Fragen und Fragen zu Funktion, Einsatz, Genauigkeit, Kräften, Schnittstellen, Sicherheit und zu den Stellbereichen. Die Auswertung des Fragenkatalogs führt zu der in **Tabelle 2** dargestellten Anforderungsliste.

Tabelle 2: Anforderungsliste

	Forderung	Empfehlung	Wunsch
<b>Kinematik</b>	Ausgleich von Nick- und Wankfehlern	Ausgleich von Nick- und Wankfehlern	Ausgleich von Nick-, Wank- und Gierfehlern
<b>Kippwinkelausgleich</b>	1 mrad bis 10 mrad	10 mrad	10 mrad
<b>Genauigkeit</b>	1“	0,5“	1“
<b>Max. Werkstückgewicht</b>	15 kg	40 kg	60 kg
<b>Schutzarten</b>	Flüssigkeitsschutz IP68, EMV Schutz	Flüssigkeitsschutz IP68, EMV Schutz	Flüssigkeitsschutz IP68, EMV Schutz
<b>Anzahl der Antriebe</b>	3 bis 6	-	-

### 7.1.1.1 Kreation

Innerhalb der Kurationsphase wurde zur Erarbeitung von Lösungskonzepten das systematische Kombinationsverfahren „Morphologischer Kasten“ angewandt [ZWI66, PAH07]. Systematisch kombiniert wurden die Komponenten Kinematik, Antrieb, Kraftübertragung, Führung, Gelenk und Kupplung. Dabei sind in der ersten Spalte des Kastens Teilfunktionen des zu konzipierenden Systems eingetragen und in der jeweiligen Zeile mehrere Lösungsansätze für jede Teilfunktion angegeben. Diese Teillösungen werden untereinander verbunden, wobei jede Teilfunktion nur von einem Lösungsansatz pro Kombination erfüllt werden kann. So ergibt sich eine große Anzahl theoretischer Lösungen. Es werden alle Konzepte erarbeitet, bei denen die Teillösungen untereinander kombinierbar sind. Alle Varianten werden gemäß VDI Richtlinie 2221 anhand eines Zielbaums bewertet, um die Anzahl der Konzepte zu minimieren und anschließend konstruktive Grobentwürfe der Favoriten anzufertigen.

Der morphologische Kasten (**Abbildung 3**) sieht für die Kinematik die Lösungsmöglichkeiten serielle, parallele und hybride Kinematiken vor. Serielle Kinematiken können nur mit angetriebenen Gelenken realisiert werden, da die Arbeitsplattform hierbei nur über eine einzige Führungskette mit dem Grundgestell verbunden ist. Daraus ergibt sich ein sehr großer Arbeitsraum. Jedoch kann nur eine eingeschränkte Dynamik aufgrund der hohen bewegten Massen erreicht werden. Die Antriebe sind aus dem gleichen Grund im Allgemeinen sehr stabil auszulegen, was ein ungünstiges Verhältnis von Eigenmasse zu bewegter Masse bewirkt [JUN04]. Typische Beispiele für serielle Kinematiken sind Knickarmroboter oder Konsolenfräsmaschinen. Parallele Kinematiken verfügen im Gegensatz zu seriellen Kinematiken über mehrere Führungsketten, welche die Arbeitsplattform mit dem Grundgestell verbinden. Es können somit neben den aktiven Gelenken auch nicht angetriebene Gelenke verbaut werden. Parallele Kinematiken erreichen eine hohe Dynamik, da durch geschickte Anordnung der Antriebe nur wenig Masse bewegt werden muss. Daraus folgt, dass die Antriebe klein ausgelegt werden können. Ein Nachteil sind hier die durch den Aufbau bedingten eingeschränkten Arbeitsräume [JUN04]. Hybride Kinematiken vereinen serielle und parallele Kinematiken. Es kann zwischen seriell-parallelen und parallel-seriellen Kinematiken unterschieden werden [KER94]. Bei der seriell-parallelen Struktur folgt eine serielle Struktur einer parallelen Struktur, d.h. ein Teil der Struktur verfügt über zwei Führungsketten. Eine parallel-serielle Struktur hingegen ist eine parallele Struktur, in der auf wenigstens einer Führungskette zwei angetriebene Gelenke direkt aufeinander folgen [JUN04]. Somit vereint die hybride Kinematik Vor- und Nachteile von sowohl paralleler als auch serieller Kinematik. Durch geschickte

Anordnung von parallelen und seriellen Strukturteilen kann auf die Anforderungen einer speziellen Anwendung eingegangen werden.

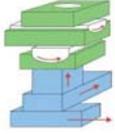
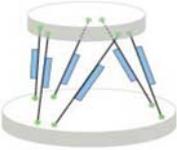
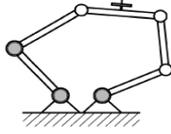
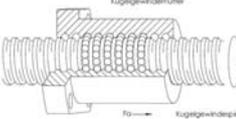
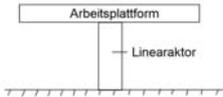
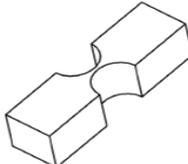
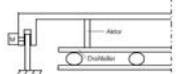
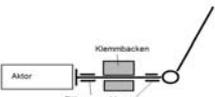
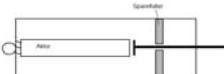
Baustein	Lösungsmöglichkeiten			
Kinematik	Seriell 	Parallel 		Hybrid 
	Hexapod		Tripod	
Antrieb	DC-Kleinstmotoren 	Schrittmotoren 	Linearantriebe 	Piezoaktoren 
Kraftübertragung	Mikrogetriebe 	Kugelgewindetrieb 	Direktantrieb 	
Führung und Gelenke	Klassische Gelenke 	Festkörpergelenke 		
Kupplung	Führung am Rand 	Klemmechanismus auf der Grundplatte 	Klemmechanismus innerhalb der Glieder 	

Abbildung 3: Morphologischer Kasten zur Konzeptentwicklung

Die Antriebe in dem morphologischen Kasten (**Abbildung 3**) lassen sich nach ihrem Wirkungsprinzip klassifizieren. Für das System kommen DC-Kleinstmotoren, Schrittmotoren, Linearantriebe und Piezoantriebe infrage. Gleichstrommotoren (DC-Motoren) werden z. B. in Kraftfahrzeugen für die Zentralverriegelungen, Fensterheber oder Scheibenwischer eingesetzt. Durch das sehr große Marktvolumen und die damit verbundenen hohen Stückzahlen sind die Kosten dieser Antriebsart sehr gering. Aufgrund des günstigen Verhältnisses zwischen Leistung und Baugröße haben diese Antriebe das Potential ein System mit geringen Abmaßen zu entwickeln. So hat z. B. der Gleichstrommotor 0308 003 B der Firma Faulhaber nur einen Durchmesser von 3 mm und eine Länge von 8 mm bei einer Drehzahl von 15.000 min<sup>-1</sup> und einem Anhaltmoment von 0,017 Nm. Als Schrittmotoren bezeichnet man Syn-

chronmotoren, bei denen das Magnetfeld des Stators schrittweise rotieren und somit der Rotor in dem Magnetfeld kleine definierte Schritte realisieren kann. Je mehr Schritte pro Umdrehung bei einem Motor möglich sind, umso mehr Polpaare sind im Stator erforderlich. Somit werden die Motoren mit einer hohen Winkelauflösung vergleichsweise groß. Linearantriebe erzeugen durch das Zusammenspiel von beweglichen Magnetfeldern translatorische Bewegungen. Das Wirkprinzip ist ähnlich dem des Drehstrommotors, jedoch befinden sich die Erregerwicklungen nicht auf einer Kreisbahn, sondern auf einer linearen Bahn. Mit Linearantrieben können sehr hohe Auflösungen im Nanometerbereich realisiert werden, da schon kleinste Änderungen der Betriebsspannung in translatorische Bewegung umgesetzt werden können [HER99]. Linearantriebe können hohe Kräfte im Kilonewtonbereich aufbringen. Allerdings sind die Bauräume von Linearantrieben vergleichsweise groß. Piezostapelaktoren und Piezomotoren nutzen den inversen Piezoeffekt, bei dem sich nichtleitende Festkörper bei elektrischer Polarisation verformen. Da die Verformung immer im elastischen Bereich des Materials erfolgt, können sehr kleine Bewegungen mit Auflösungen im Subnanometerbereich realisiert werden. Allerdings ist der Gesamthub begrenzt. Üblicherweise haben Piezostapelaktoren einen Hub von 0,1 % bis 0,2 % der Baugröße. Piezoantriebe zeichnen sich durch sehr gute dynamische Eigenschaften und eine hohe Steifigkeit aus [PHY05].

Der morphologische Kasten (**Abbildung 3**) sieht für die Kraftübertragung die Lösungsmöglichkeiten Mikrogetriebe, Kugelgewindetrieb und die direkte Kraftübertragung von Antrieb zu Arbeitsplatte vor. Die Kraftübertragung bezeichnet die Wandlung der Antriebsarbeit in Bewegung des kinematischen Systems. Unterschieden wird dabei zwischen Änderung der Drehzahl und Umformung einer rotatorischen in eine translatorische Bewegung. Hier entscheidet die Kinematik maßgeblich die Wahl der Kraftübertragung. Für die geforderten Winkelauflösungen sind Antriebe erforderlich, welche die durch die Kinematik definierten Stellwege ausführen können. Wenn hochauflösende Schrittmotoren die geforderten Winkel nicht erreichen oder dementsprechend teuer sind, können Mikrogetriebe die Drehbewegungen untersetzen, um die Anforderungen zu erfüllen. Mikrogetriebe können schon bei kleinsten Abmessungen große Untersetzungsverhältnisse von 50:1 erreichen. Kugelgewindetriebe werden zur Transformation rotatorischer in translatorische Bewegungen (DIN 69051) eingesetzt. Sie erfüllen dabei die Funktion eines Getriebes. Durch entsprechende Untersetzungsverhältnisse können somit rotatorische Bewegungen herkömmlicher Schrittmotoren in hinreichend kleine translatorische Schritte gewandelt werden. Konstruktionsbedingt haben Kugelgewindetriebe immer ein axiales Spiel, dies ist bei Hochpräzisionsanwendungen problematisch. Durch Vorspannen aller im Kraftfluss befindlichen Komponenten kann dieses Spiel verringert werden [NAD08].

Der Kombinationskasten (**Abbildung 3**) sieht für den Baustein Führung und Gelenke die Möglichkeiten klassische Gelenke und Festkörpergelenke vor. Die Führung der Arbeitsplattform muss sehr präzise erfolgen um die geforderte Genauigkeit des Systems zu gewährleisten. Der Arbeitsraum der Arbeitsplattform wird durch die verwendete Kinematik definiert. Diese kann sowohl Gelenke mit rotatorischen als auch mit translatorischen Freiheitsgraden beinhalten. Da Gelenke immer nur eine begrenzte Zahl von Freiheitsgraden aufweisen [HUE95], ergibt sich eine bestimmte Anordnung von Gelenken für die Führung und für die Arbeitsplattform. Daraus folgt, dass die Auswahl der Führung untrennbar mit der Auswahl der Gelenke verbunden ist. Die Gelenke übernehmen die Funktion der Kraftübertragung zwischen den Gliedern in einer Führungskette. Ihre Hauptcharakteristika sind Anzahl und Art der realisierten Freiheitsgrade. Klassische Gelenke sind nichtstarre Verbindungen zwischen zwei Gliedern oder Bauteilen, welche eine gegenseitige Bewegung ermöglichen. Klassische Gelenke können nahezu beliebige rotatorische bzw. translatorische Bewegungen zueinander ausführen. Jedoch erfordert eine

hohe Beweglichkeit eine Schmierung oder ein erhöhtes Gelenkspiel, was beides hohen Präzisionsanforderungen zuwider läuft. Des Weiteren unterliegen diese Arten von Gelenken dem Stick-Slip-Effekt, bei dem am Übergang zwischen Haft- und Gleitreibung von sich gegeneinander bewegenden Festkörpern ruckartige Bewegungen bzw. Schwingungen entstehen. Dieser Effekt kann negative Auswirkungen auf die erreichbare Genauigkeit bei der Positionierung und Orientierung von Werkstücken und Werkzeugen haben [POP09]. Ein Festkörpergelenk (FKG) bezeichnet einen Teil eines festen Körpers, welcher über eine verminderte Biegesteifigkeit verfügt. Dieses wird meist über eine Reduzierung des Bauteilquerschnittes an dieser Stelle erreicht. Die Art der Querschnittsverengung definiert dabei den Freiheitsgrad des Festkörpergelenks. Festkörpergelenke können ebenso wie klassische Gelenke über mehrere Freiheitsgrade verfügen. Bei Festkörpergelenken tritt kein Stick-Slip-Effekt und keinerlei Spiel auf, da keine Relativbewegung von zwei Reibpartnern gegeneinander stattfindet. Dies sind wesentliche Vorteile von Festkörpergelenken gegenüber klassischen Gelenken. Bei Festkörpergelenken gibt es ein starkes Trade-Off zwischen Beweglichkeit und Festigkeit, d.h. eine hohe Beweglichkeit im Gelenk erfordert einen kleinen Querschnitt, über den dann die Lasten übertragen werden müssen.

Um nach der Winkelfehlerkompensation die Arbeitsplattform in genauer Position zu halten, soll ein Klemmmechanismus die Position stabil halten. Eine Möglichkeit ist es, die Arbeitsplattform parallel zu den vorhandenen Führungsketten mit Hilfe einer weiteren Führung festzuklemmen. Problematisch ist dabei, dass die Führung am Rand der Arbeitsplattform so beschaffen sein muss, dass sie die volle Beweglichkeit der Arbeitsplattform gewährleistet und trotzdem hochpräzise klemmen kann, wenn die entsprechende Winkelfehlerkompensation vorgenommen wurde. Weiterhin ist es denkbar, die Antriebe der Führungsketten auf der Grundplatte anzuordnen, so dass jede Führungskette nach Einstellung der Korrekturlage über einen Klemmmechanismus mit der Grundplatte verbunden werden kann. Mit dieser Anordnung kann jedoch nur ein Aktor pro Klemmmechanismus ausgekuppelt werden. Weiterhin ist es möglich, den Kupplungsmechanismus innerhalb der Glieder der Führungsketten anzuordnen, in denen sich auch Antriebe befinden. So kann jedes Glied einer Führungskette fixiert und jeder Antrieb in dieser Kette aus dem Krafftfluss ausgekuppelt werden. Darüber hinaus können auch passive Gelenke fixiert werden.

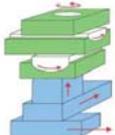
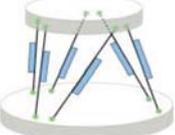
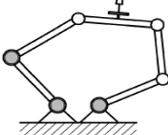
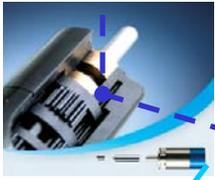
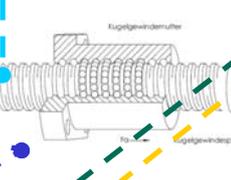
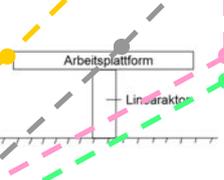
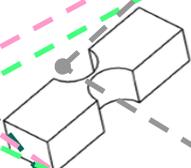
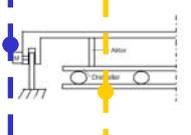
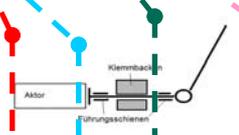
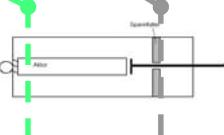
Baustein	Lösungsmöglichkeiten			
Kinematik	Seriell 	Parallel  Hexapod      Tripod		Hybrid 
Antrieb	DC-Kleinstmotoren 	Schrittmotoren 	Linearantriebe 	Piezoaktoren 
Kraftübertragung	Mikrogetriebe 	Kugelgewindetrieb 	Direktantrieb 	
Führung und Gelenke	Klassische Gelenke 	Festkörpergelenke 		
Kupplung	Führung am Rand 	Klemmmechanismus auf der Grundplatte 	Klemmmechanismus innerhalb der Glieder 	
<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <span>7</span> <span>6</span> <span>3</span> <span>4</span> <span>1</span> <span>2</span> <span>5</span> <span>8</span> </div>				

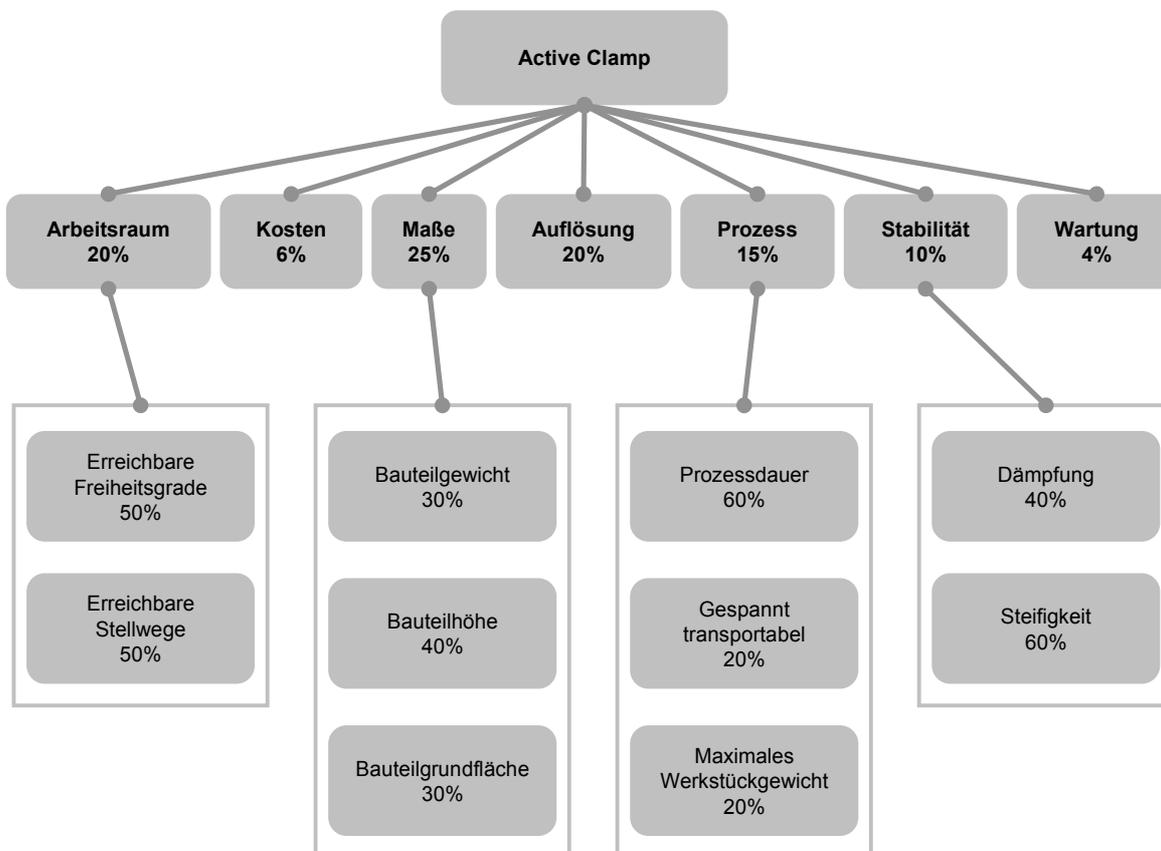
Abbildung 4: Morphologischer Kasten mit acht Konzeptvarianten

Anhand des vorgestellten morphologischen Kastens wurden acht realisierbare Varianten identifiziert, diese sind aus **Abbildung 4** und **Tabelle 3** zu entnehmen.

**Tabelle 3: Zusammenfassung der realisierbaren Kombinationen**

Konzeptnr.	Kinematik	Antrieb	Kraftübertragung	Gelenke	Kupplung
1	Tripod	Schrittmotor	Kugelgewindetrieb	Klassisch	Klemmen auf Grundplatte.
2	Hexapod	Linearantrieb	Direkt	Klassisch	Klemmen auf Grundplatte.
3	Hexapod	DC-Motor	Kugelgewindetrieb	Klassisch	Klemmen auf Grundplatte.
4	Hexapod	Schrittmotor	Kugelgewindetrieb	Klassisch	Klemmen auf Grundplatte.
5	Hexapod	Piezoantrieb	Direkt	Klassisch	Klemmen an in den Stellg.
6	Seriell	Linearmotor	Direkt	Klassisch	Führung am Rand
7	Hybrid	DC-Motor	Mikroge. mit Kugelgew.	Klassisch	Führung am Rand
8	Tripod	Piezoantrieb	Direkt	FKG	Klemmen an in den Stellern

Zur Minimierung der Varianten werden alle acht Kombinationen bewertet, um anschließend konstruktive Grobentwürfe der Favoriten anzufertigen. Als Bewertungsgrundlage der acht Konzepte ist ein Zielbaum (**Abbildung 5**), anhand der festgelegten Spezifikation, erstellt worden.



**Abbildung 5: Zielbaum als Bewertungsgrundlage**

Die Gewichtung der einzelnen Aspekte ist in Abstimmung mit dem Konsortium festgelegt worden. Die

Einschätzung der Gewichte erfolgt je Hierarchieebene, somit kann eine strukturierte Betrachtung der Relevanz einzelner Aspekte für das Gesamtsystem durchgeführt werden. Auf Basis des Zielbaumes werden die acht Lösungsansätze hinsichtlich Erfüllungsgrad der Spezifikationen bewertet. Zur Bewertung der Varianten wurde das Verfahren des „*Paarweisen Vergleichs*“ angewandt. Dabei wird eine Skala von 0 bis 4 verwendet, auf welche die Vergleichsergebnisse normiert werden. 0 steht dabei für eine minimale Erfüllung des jeweiligen Teilaspekts, 4 entsprechend für eine maximale Erfüllung im Verhältnis zu allen anderen Varianten.

**Tabelle 4: Tabelle zur Beurteilung der Varianten**

Gruppe	Kriterium	Gruppengewicht	Kriteriumgewicht	Gesamtwicht	1		2		3		4		5		6		7		8	
					Bewertung	Gewichtet	Bewertung	Gewichtet	Bewertung	Gewichtet	Bewertung	Gewichtet	Bewertung	Gewichtet	Bewertung	Gewichtet	Bewertung	Gewichtet	Bewertung	Gewichtet
Arbeitsraum	Freiheitsgrade	0,2	0,5	0,1	0,0	0,00	1,7	0,17	1,7	0,17	1,7	0,17	1,7	0,17	4,0	0,40	3,3	0,33	2,0	0,20
	Stellwege		0,5	0,1	2,0	0,20	0,7	0,07	2,3	0,23	1,7	0,17	0,0	0,00	4,0	0,40	3,3	0,33	2,0	0,20
Kosten		0,1	1	0,06	4,0	0,24	1,0	0,06	2,7	0,16	2,7	0,16	1,0	0,06	0,0	0,00	2,7	0,16	1,2	0,07
Maße	Grundfläche	0,3	0,3	0,08	2,5	0,19	1,5	0,11	1,1	0,08	1,1	0,08	3,0	0,23	3,6	0,27	1,5	0,11	3,0	0,23
	Bauteilhöhe		0,4	0,1	3,0	0,30	2,7	0,27	2,7	0,27	2,7	0,27	1,3	0,13	0,0	0,00	0,7	0,07	0,9	0,09
	Gewicht		0,3	0,08	4,0	0,30	3,0	0,23	1,3	0,10	2,3	0,18	2,7	0,20	0,0	0,00	0,7	0,05	2,0	0,15
Auflösung		0,2	1	0,2	1,8	0,36	3,0	0,60	2,2	0,44	2,2	0,44	3,1	0,62	0,0	0,00	1,1	0,22	4,0	0,80
Prozess	Max. Werkstückgewicht	0,2	0,2	0,03	1,5	0,04	4,0	0,12	2,9	0,09	2,9	0,09	3,0	0,09	0,0	0,00	0,7	0,02	2,0	0,06
	Gespannt transportabel		0,2	0,03	4,0	0,12	4,0	0,12	4,0	0,12	4,0	0,12	4,0	0,12	0,0	0,00	1,0	0,03	4,0	0,12
	Kompensationsdauer		0,6	0,09	2,2	0,20	3,0	0,27	2,0	0,18	1,8	0,16	4,0	0,36	0,0	0,00	0,7	0,07	3,0	0,27
Stabilität	Steifigkeit	0,1	0,6	0,06	1,5	0,09	3,7	0,22	2,5	0,15	2,5	0,15	4,0	0,24	0,0	0,00	0,7	0,04	2,0	0,12
	Dämpfung		0,4	0,04	1,3	0,05	0,3	0,01	2,3	0,09	2,3	0,09	0,3	0,01	4,0	0,16	3,3	0,13	1,7	0,07
Wartung		0	1	0,04	4,0	0,16	4,0	0,16	4,0	0,16	4,0	0,16	1,8	0,07	0,0	0,00	0,9	0,04	1,0	0,04
<b>Summe:</b>					<b>2,26</b>	<b>2,40</b>	<b>2,24</b>	<b>2,23</b>	<b>2,30</b>	<b>1,23</b>	<b>1,60</b>	<b>2,42</b>								
<b>Rangordnung:</b>					<b>4</b>	<b>2</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>3</b>	<b>8</b>	<b>7</b>	<b>1</b>								

Aus der Bewertungstabelle (**Tabelle 4**) geht die Rangfolge der acht realisierbaren Kombinationen der Teillösungen hervor. Dabei schneiden die Varianten 8, 2, 5 und 1 nach dem angewandten Bewertungsverfahren am besten ab. Aufgrund hoher erwarteter Präzision hat die Kombination aus Tripod Kinematik, Piezoantrieben mit direkter Kraftübertrag, Führung mittels Festkörpergelenken und einem

Klemmmechanismus an den Stellern (Konzept 8) am besten abgeschnitten. Weniger Punkte hat die Hexapoden Kinematik mit Linearmotoren, klassischen Kugelgelenken und einem auf der Grundplatte angebrachten Klemmmechanismus. Die Kombination aus Hexapod mit Piezoantrieb, direkter Kraftübertragung und Kugelgelenken in Kombination mit einem in den Stellgliedern integrierten Klemmmechanismus hat nach der Bewertung den dritten Platz belegt. Die Tripod Kinematik mit Schrittmotor, Kugelgewindetrieben, Kugelgelenken und einem Klemmmechanismus auf der Grundplatte des Systems hat den vierten Platz belegt. Aufgrund des zu erwartenden hohen Spiels im Gesamtsystem durch die Kombination aus klassischen Gelenken und Kugelgewindetrieben ist ein deutlicher Präzisionsverlust dieser Kombination zu erwarten. In **Tabelle 5** sind alle Kombinationen nach der Rangordnung sortiert aufgelistet.

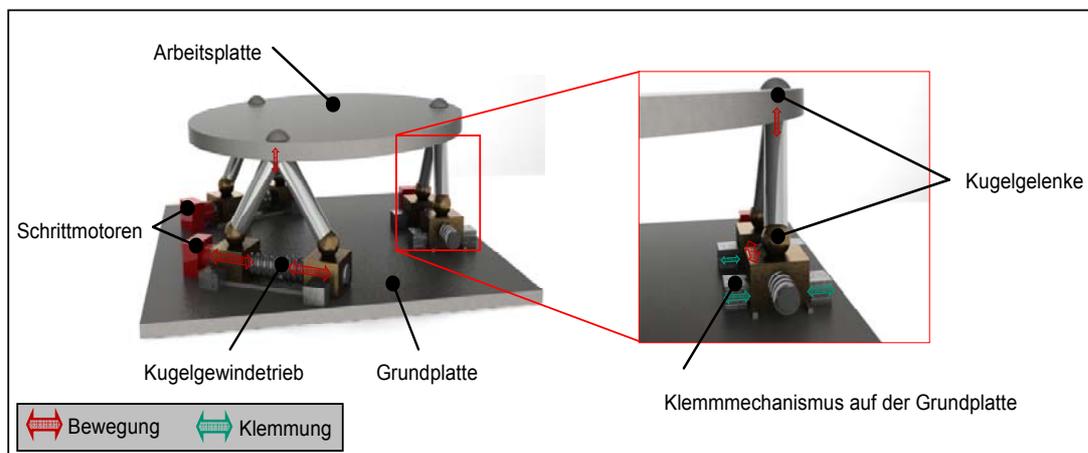
**Tabelle 5: Rangordnung der bewerteten Kombinationen**

Rangordnung	Konzeptnr.	Kinematik	Antrieb	Kraftübertragung	Gelenke	Kupplung
1	8	Tripod	Piezoantrieb	Direkt	FKG	Klemmen in den Stellern
2	2	Hexapod	Linearmotor	Direkt	Klassisch	Klemmen auf Grundplatte.
3	5	Hexapod	Piezoantrieb	Direkt	Klassisch	Klemmen in den Stellg.
4	1	Tripod	Schrittmotor	Kugelgewindetrieb	Klassisch	Klemmen auf Grundplatte.
5	3	Hexapod	DC-Motor	Kugelgewindetrieb	Klassisch	Klemmen auf Grundplatte.
6	4	Hexapod	Schrittmotor	Kugelgewindetrieb	Klassisch	Klemmen auf Grundplatte.
7	7	Hybrid	DC-Motor	Mikroge. + Kugelgew.	Klassisch	Führung am Rand
8	6	Seriell	Linearmotor	Direkt	Klassisch	Führung am Rand

Für die vier erfolgversprechendsten Varianten sind innerhalb des Projektes konstruktive Grobentwürfe angefertigt worden, im Folgenden werden diese vorgestellt. Dazu werden zunächst 3-D-CAD Prinzipskizzen erstellt. Anhand dieser Skizzen werden dann Berechnungen zu den Stellwegen, Kräften sowie Auflösungsanforderungen erfolgen. Diese Ergebnisse werden anschließend verglichen und ein Konzept zur Realisierung in diesem Projekt ausgewählt.

### 7.1.1.1.1 Konzept 1

Konzept 1 sieht, wie in **Abbildung 6** dargestellt, einen Tripod mit einfachen Schrittmotoren und Kugelgewindetrieben in Kombination mit klassischen Kugelgelenken und einem Klemmmechanismus auf der Grundplatte vor.



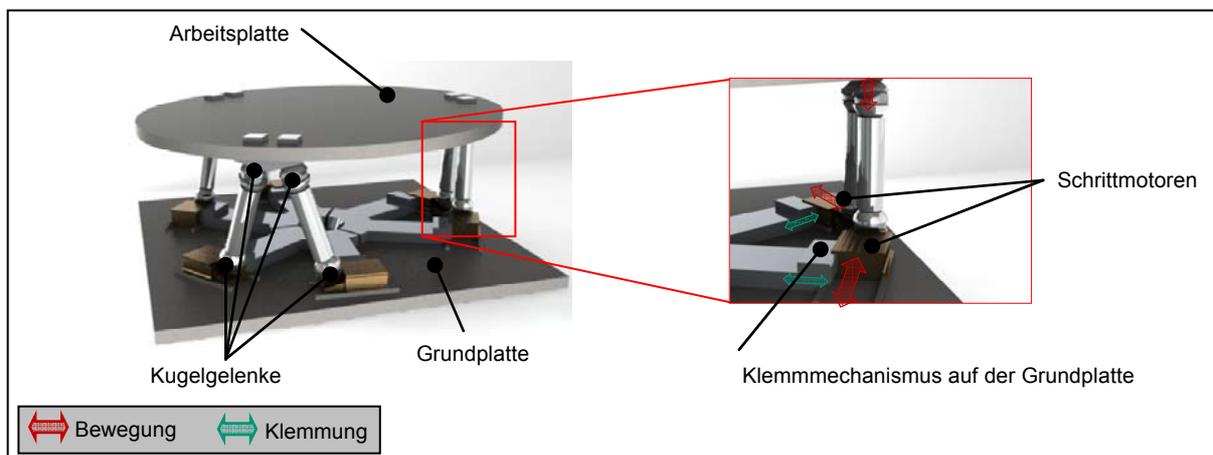
**Abbildung 6: Prinzipische Skizze Konzept 1**

Mit diesem Konzept können die zwei rotatorischen Freiheitsgrade: Nicken und Wanken realisiert werden. Dieses wird über die Höhenverstellung von drei Gelenkpunkten an der Arbeitsplattform erreicht. Die Arbeitsplattform ist an jedem dieser drei Punkte über Kugelgelenke oder äquivalente Bauformen mit jeweils zwei Stützen verbunden, die wiederum über Kugelgelenke mit auf einem Kugelgewindetrieb laufenden Schlitten verbunden sind. Durch die Anordnung von Links- und Rechtsgewinden laufen die beiden Schlitten abhängig von der Drehrichtung entweder aufeinander zu oder entfernen sich voneinander. Durch die konstante Länge der Stützen entsteht so eine Auf- bzw. Abwärtsbewegung des jeweiligen Gelenkpunktes auf der Arbeitsplattform und durch die Bewegung aller drei Punkte eine Verkippung der Arbeitsplattform. Die Kupplungsfunktion wird von seitlich an den Schlitten angeordneten Klemmböcken übernommen, die nach Abschluss der Höheneinstellungen an allen drei Punkten den Schlitten festklemmen und somit die auf den Schlitten wirkenden Kräfte in das Gestell leiten. Somit werden die hinter den Schlitten befindlichen Antriebe aus dem Kraftfluss ausgekuppelt.

Ein Vorteil dieses Konzeptes liegt in der Verwendung von vielen Normteilen, daher können die Kosten für die Realisierung dieses Konzeptes als gering eingestuft werden. Ein Nachteil ist die zu erwartende geringe Steifigkeit und Genauigkeit durch die Verwendung von komplexen Gelenken an der Arbeitsplatte. Somit ist die Erreichung der geforderten Genauigkeiten nicht sichergestellt.

### 7.1.1.1.2 Konzept 2

Das Konzept 2 sieht einen Hexapod mit sechs Linearmotoren, welche über Kugelgelenke mit der Arbeitsplatte verbunden sind, vor. Der Klemmmechanismus ist hier auf der Grundplatte vorgesehen (**Abbildung 7**).



**Abbildung 7: Prinzipskizze Konzept 2**

Hier erzeugen die Antriebe translatorische Bewegungen in der Ebene auf der Grundplatte. Die Anordnung als Hexapod sorgt dafür, dass diese sechs Antriebe durch die Gelenkanordnung alle drei rotatorischen Freiheitsgrade der Arbeitsplattform gewährleisten. Die Antriebe bewegen Schlitten, welche sich auf Linearführungen auf der Grundplatte befinden und über Kugelgelenke (oder äquivalente Vorrichtungen mit 3 Freiheitsgraden) mit den Stützen des Hexapods verbunden sind. Die Stützen des Hexapods sind über weitere Kugelgelenke mit der Arbeitsplatte verbunden. Die Schlitten werden über eine auf der Grundplatte angeordnete Kupplungsplatte festgeklemmt, sobald der Ausrichtungsprozess abgeschlossen ist. Dann erfolgt der Kraftfluss von der Arbeitsplattform in die Grundplatte nicht mehr über die Antriebe, die somit keine Lasten während des Bearbeitungsprozesses zu tragen haben. Die Kupplungsplatte wird von einem zentral angeordneten Antrieb vor- und zurückgefahren, so dass alle Schlitten gleichzeitig festgeklemmt bzw. freigegeben werden. Wie festgelegt muss die Arbeitsplatte um 10 mrad je Rotationsrichtung verstellbar sein. Im CAD-Modell befinden sich die Gelenke an der Arbeitsplattform in einem Abstand von 43 mm vom Mittelpunkt. Mit dieser Hexapodkinematik ist zusätzlich eine Kompensation von Gierfehlern möglich. Der maximal nötige Stellweg ist hier unabhängig ermittelbar, denn beim Drehen der Arbeitsplattform um die Z-Achse bewegen sich alle Schlitten in die gleiche Richtung. Es wird also keine zusätzliche Änderung der Höheneinstellung vorgenommen und es besteht daher keine Untersetzung der Schlittenbewegungen auf die Bewegung der Arbeitsplattform.

Die Möglichkeit, 3 bis 6 Freiheitsgrade zu realisieren, ist ein Vorteil dieser Variante. Weiter ist die Klemmung vergleichsweise einfach durch den in **Abbildung 7** gezeigten Aufbau realisierbar. Die hohe Anzahl von Bauteilen, die für dieses Konzept nötig sind, beeinflusst zum einen die Steifigkeit und Genauigkeit und zum anderen die Realisierungskosten negativ. Weiter ist mit Genauigkeitsverlust durch Auftreten von Stick-Slip-Effekten an den Führungen und Gelenken zu rechnen.

### 7.1.1.1.3 Konzept 5

Konzept 5 sieht einen Hexapod mit Piezoantrieben in Kombination mit klassischen Kugelgelenken vor. Der Klemmmechanismus ist hierbei in den Stellgliedern vorgesehen.

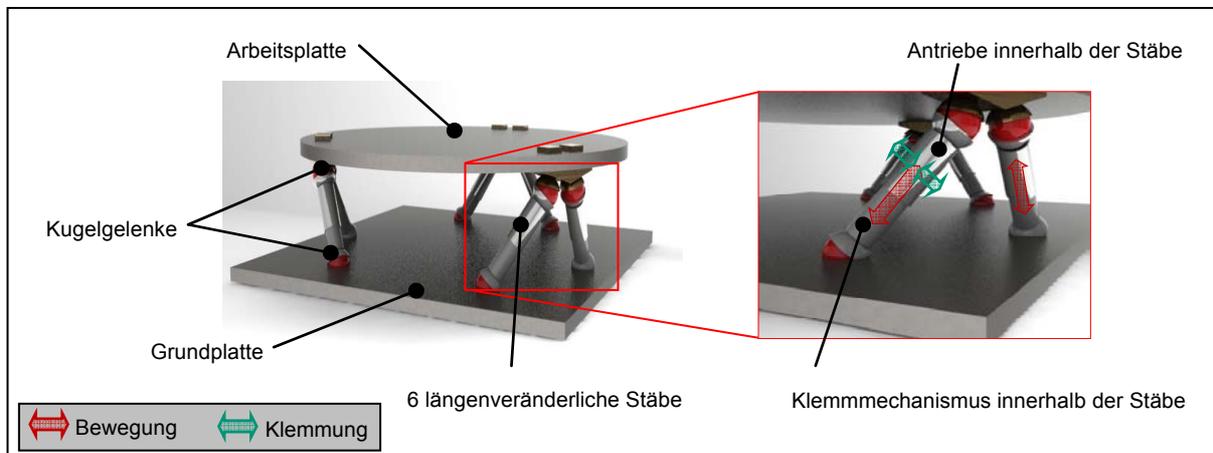


Abbildung 8: Prinzipskizze Konzept 5

Das Funktionsprinzip basiert hier auf einer vollparallelen Struktur in Form eines Hexapods, wodurch drei rotatorische Freiheitsgrade gewährleistet werden. Die sechs Stützen haben fixe Kopf- und Fußpunkte, an denen diese durch Kugelgelenke oder äquivalente Konstruktionen mit der Arbeitsplatte und der Grundplatte verbunden sind. Die Fußpunkte sind damit gestellfest. Die Bewegung der Arbeitsplatte erfolgt durch eine Änderung der Abstände zwischen den Kopf- und Fußpunkten einer Stütze. Dies wird durch einen in jeder Stütze befindlichen Antrieb ermöglicht, der die beiden ineinander passenden Teile der Stütze entlang ihrer gemeinsamen Achse relativ zueinander verschiebt. In jeder Stütze befindet sich zusätzlich zum Antrieb noch eine Klemmvorrichtung, welche den Antrieb aus dem Kraftfluss auskuppelt, wenn dieser die erforderliche Längeneinstellung der Stütze beendet hat. **Abbildung 9** zeigt rot den Verlauf des Kraftflusses bei ein- und ausgekuppeltem Antrieb.

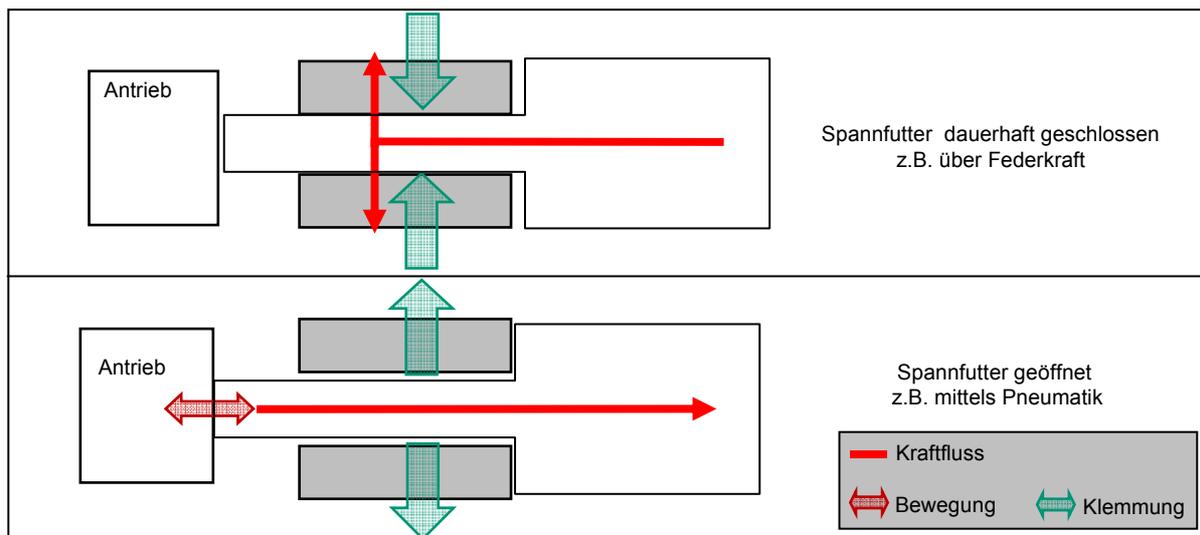


Abbildung 9: Klemmmechanismus innerhalb der Stäbe

Die Herausforderung besteht bei diesem Konzept in der Konstruktion der längenveränderbaren Stäbe aufgrund des begrenzten Bauraums.

### 7.1.1.1.4 Konzept 8

Konzept 8 sieht einen Tripod mit Piezoantrieben vor, bei dem die Kraftübertragung direkt von der Arbeitsstange der Aktoren auf die Arbeitsplattform geleitet wird. Das Klemmen wird innerhalb der Steller realisiert.

Das Konzept sieht eine parallele Anordnung von drei Aktoren vor. Somit können Winkelfehler in der X- und Y-Achse kompensiert werden (Nicken und Wanken). Hierbei finden die sogenannten Linearmotoren mit Piezoantrieb Anwendung. Diese haben den Vorteil, dass sie einen großen Stellweg von mehreren Millimetern bei einer Auflösung im Nanometerbereich ermöglichen. Das Klemmen der Arbeitsstange innerhalb der Aktoren kann über einen sogenannten Parkmodus realisiert werden.

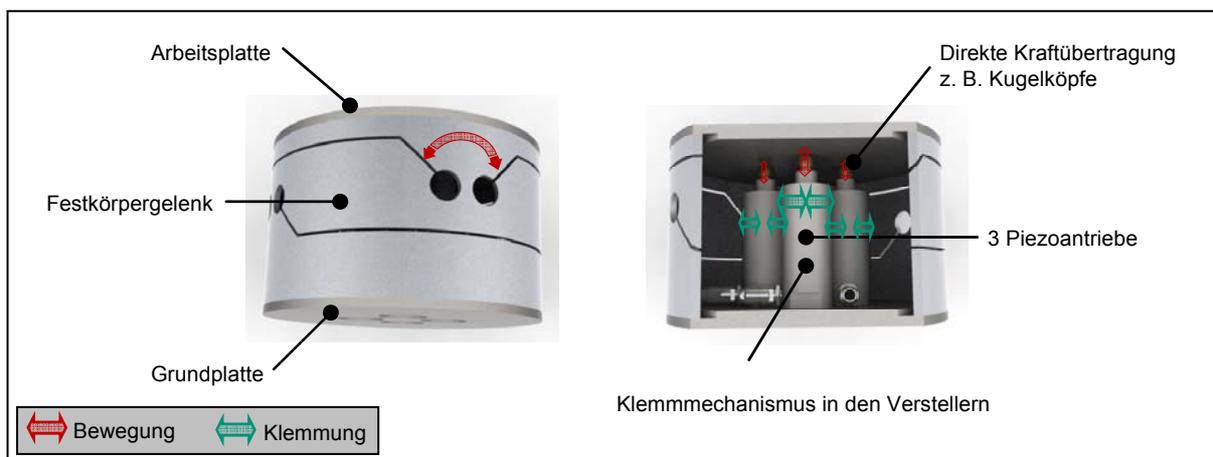


Abbildung 10: Prinzipskizze Konzept 8

Dieses Konzept bietet Vorteile gegenüber den anderen Konzepten. Durch die direkte Kraftübertragung ohne zusätzliche Gelenke sind eine hohe Steifigkeit, Genauigkeit und Auflösung zu erwarten. Zudem ermöglicht der einfache Aufbau eine hohe Fertigungstiefe am IPK, was die Fertigungskosten senkt. Eine Herausforderung dieses Konzepts ist die Antriebsauslegung, da handelsübliche Piezoantriebe üblicherweise zu geringe Stellwege haben, um den geforderten Kippwinkel zu realisieren.

### 7.1.1.2 Beurteilung

Im Folgenden werden die vier vorgestellten Konzepte hinsichtlich der Stellwege, Stellkräfte und zu bewegenden Massen verglichen und bewertet. Auf dieser Grundlage wird im weiteren Verlauf ein Konzept zur Umsetzung ausgewählt.

Für die vier vorgestellten Konzepte wird zunächst qualitativ die Über- bzw. Untersetzung zwischen Aktor- und Arbeitsplattenbewegung, Anordnung der Antriebe in den Führungsketten, Art der durch den Antrieb zur Verfügung zu stellenden Bewegung und Steifigkeit der verwendeten Gelenke eingeschätzt. Die Aufgabe der Antriebe ist, die Position des eingespannten Werkstücks mit der geforderten Präzision zu verändern. Dafür müssen alle den Antrieben nachgelagerten Elemente in der Führungskette der jeweiligen Konzepte unter Berücksichtigung der Reibungsverluste in Bewegungen versetzt werden, um die Lage des jeweiligen Bauteils zu verändern. Aufgrund der Kinematik wird bei den Konzepten 1, 2 und 5 der Aktorstellweg unterschätzt, d.h. der Hub der Antriebe ist stets größer als der Weg, der von der Arbeitsplattform zurückgelegt wird. So kann die Auflösung erhöht werden. Konzept 8 sieht die direkte Übertragung des Aktorhubes auf die Arbeitsplatte vor, demnach findet keine Über- oder Untersetzung statt. Die Aktorstellwege können als Maß für die Übersetzung herangezogen werden, da alle Varianten denselben Winkel realisieren können. Die benötigten Stellwege für den maximalen Kippwinkelausgleich wurden für die vorgestellten Konzepte berechnet. Die Ergebnisse sind in **Tabelle 6** zusammengefasst. Die benötigte Kipparbeit ergibt sich aus dem Produkt aus Stellweg und Aktorkraft. Bei Konzept 5 und Konzept 8 sind demnach die größten Stellkräfte notwendig, um die gleiche Kipparbeit  $W$  wie bei Konzept 1 und Konzept 2 zu erbringen, da hier der Stellweg geringer ist und keine Übersetzung durch die direkte Kraftübertragung vorliegt.

**Tabelle 6: Vergleich der Aktorstellwege**

Konzept	Maximal erforderlicher Stellweg	Relative Bewertung
1	5,43 mm	Hohe Untersetzung
2	5,43 mm	Hohe Untersetzung
5	1,74 mm	Geringe Untersetzung
8	1,70 mm	Keine Über-, Untersetzung

Im Folgenden werden für die vorgestellten Konzepte die Massen, welche von den Antrieben bewegt werden müssen, abgeschätzt und gegenübergestellt. So können die Rückschlüsse auf die nötigen Stellkräfte der Aktoren und auf realisierbare Genauigkeiten getroffen werden. Dabei entscheiden die Position des Antriebes innerhalb der Führungsketten und die Masse, welche der jeweilige Antrieb bewegen muss. In **Tabelle 7** sind die zu bewegenden Massen für die einzelnen Konzepte gegenübergestellt. Anhand einer qualitativen Abschätzung wird ein Indexwert für jedes Konzept gebildet. Die Summe der einzelnen Indexwerte dient dem Vergleich der Konzepte. Hierbei werden sehr große Massen mit 10, große Massen mit 7, mittlere Massen mit 3 und geringe Massen mit 1 bewertet.

**Tabelle 7: Bewertung der zu bewegenden Masse**

Konzept	Zu bewegende Bauteile in der Führungskette	Anzahl	Qualitative Abschätzung der Masse	Index pro Bauteilgruppe	∑ Indexwerte
1	Gewindebolzen mit zwei Muttern	1	sehr groß	10	22,3
	Bein	2	mittel	6	
	Gelenk	3	gering	3	
	Arbeitsplatte und Werkstück	1/3	sehr groß	3,3	
2	Schlitten	1	mittel	3	9,7
	Bein	1	mittel	3	
	Gelenk	2	gering	2	
	Arbeitsplatte und Werkstück	1/6	sehr groß	1,7	
5	Bein	1	mittel	3	12,7
	Gelenk	1	gering	1	
	Antrieb	1	groß	7	
	Arbeitsplatte und Werkstück	1/6	sehr groß	1,7	
8	Kugelkopf	1	gering	1	5,6
	Festkörpergelenkstellen	4/3	gering	1,3	
	Arbeitsplatte und Werkstück	1/3	sehr groß	3,3	

sehr große Massen = 10, große Massen = 7, mittlere Massen = 3, geringe Massen = 1

Aus **Tabelle 7** geht hervor, dass die Aktoren bei Konzept 8 im Vergleich zu Konzept 1, 2. und 5 die geringsten Massen bewegen müssen.

### 7.1.1.3 Favorisiertes Konzept

Die Entscheidung für ein Konzept zur Realisierung wurde auf Basis der Beurteilung aus **Tabelle 4** und der vorangegangenen Betrachtung der Stellwege und Massen gemeinsam mit den Projektpartnern getroffen.

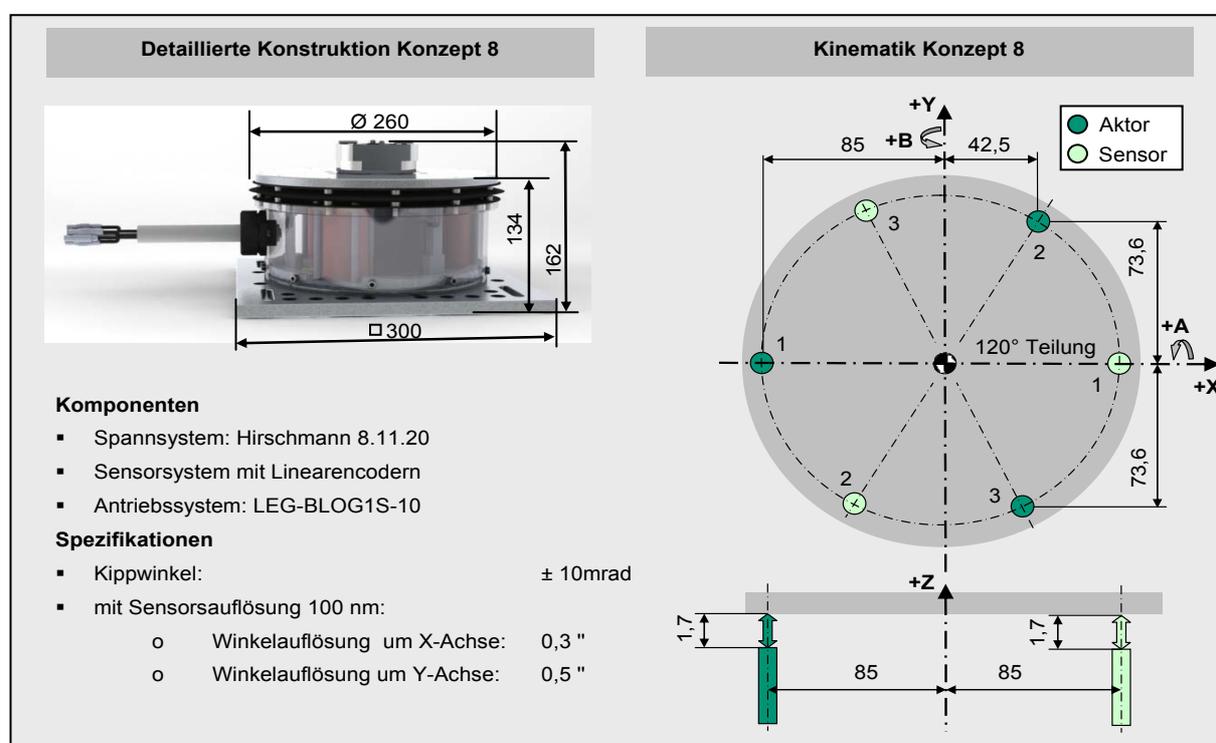
Bei den Hexapodkonzepten sind die Gelenkstellen die am stärksten beanspruchten Stellen. Dies spricht gegen die Hexapodkonzepte, da diese hohen Belastungen zu erhöhtem Verschleiß und Reibungsverlusten führen. Die Genauigkeitsanforderungen können damit nur schwer dauerhaft eingehalten werden. Ein weiterer Nachteil der drei Hexapodkonzepte sind die hohen Massen, die zum Kippwinkelausgleich bewegt werden müssen. Aus der Beurteilung der Masse geht hervor, dass bei Konzept 8, im Vergleich zu Konzept 1, 75 % weniger Masse bewegt werden muss, dies spricht für Konzept 8. Ein Vorteil von Konzept 1 ist die Verwendung von Normteilen. Allerdings benötigen die verwendeten Schrittmotoren, mit einer hinreichend großen Auflösung, und zusätzliche Transformationsmechanis-

men, wie Mikrogetriebe und Kugelgewindetrieb, erheblichen Bauraum. Ein weiterer Nachteil ist die zu erwartende geringe Steifigkeit und Genauigkeit durch die klassischen Gelenke. Aufgrund der Baugröße von kommerziell verfügbaren Linearantrieben und der insgesamt hohen Anzahl der Bauteile für Konzept 2 stellt die geforderte Baugröße des Gesamtsystems hier eine besondere Herausforderung dar. Die Konstruktion der längenveränderbaren Stäbe in Konzept 5 ist mit vielen Risiken verbunden, der begrenzte Bauraum in den Stäben und die zu erwartenden hohen Reibungsverluste sprechen gegen diese Konzepte. Bei den Konzepten 1, 2 und 5 ist mit Genauigkeitsverlust durch Auftreten von Stick-slip-Effekten an den Führungen und Kugelgelenken zu rechnen. Konzept 8 dagegen bietet Vorteile gegenüber den anderen Konzepten. Durch die direkte Kraftübertragung ohne zusätzliche Gelenke ist zu erwarten, die Anforderungen bezüglich Steifigkeit, Genauigkeit und Auflösung zu erfüllen.

Nach der vorangegangenen Bewertung der acht Konzepte und der Betrachtung der vier Favoriten wurde das Konzept 8 als das am besten zur Erfüllung der Anforderungen geeignete ausgewählt.

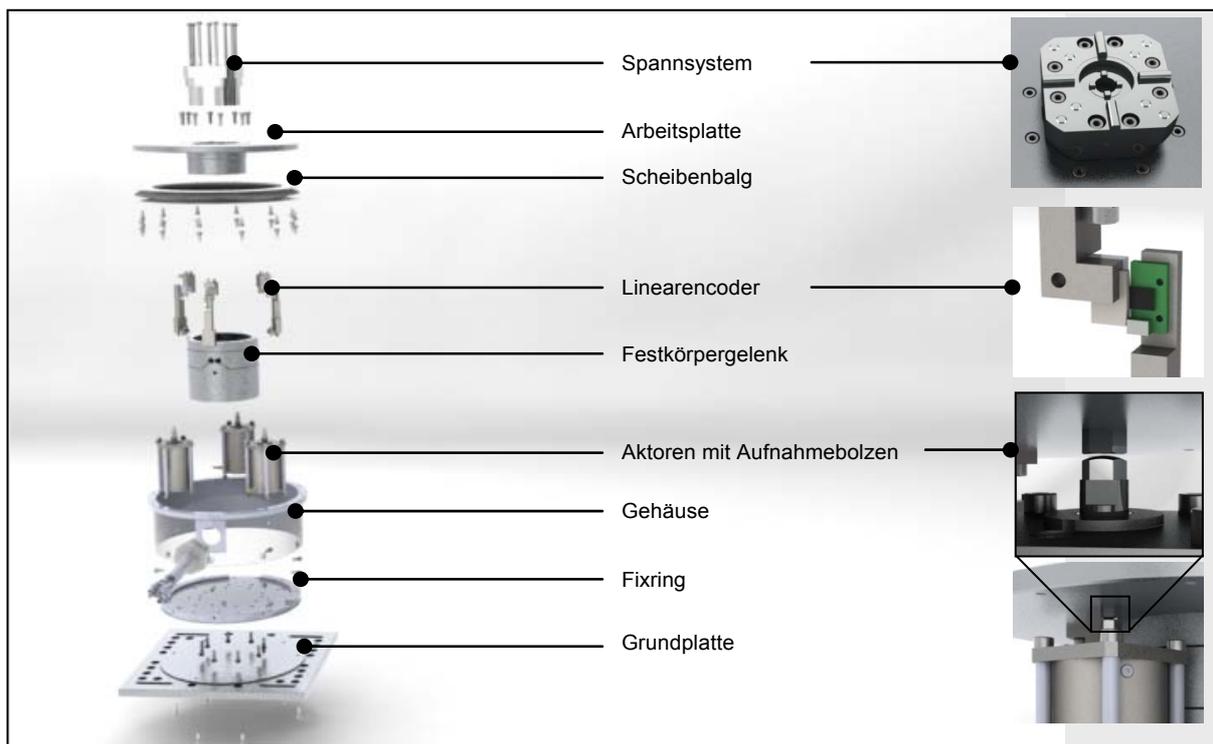
### 7.1.2 Entwicklung und Auslegung des mechanischen Systems

Die detaillierte Konstruktion zu Konzept 8 (**Abbildung 11**) sieht ein Spannsystem der Firma Hirschmann Model 8.11.20, ein Sensorsystem und angepasste Piezomotoren vor. Mit diesen Komponenten und der gezeigten Kinematik kann ein Kippwinkel von  $\pm 0,57^\circ$  mit einer Winkelauflösung um die X-Achse von 0,3 " und um die Y-Achse von 0,5 " realisiert werden. Die Aktoren und Sensoren sind mit einer Teilung von  $120^\circ$  in einem Abstand zum Systemnullpunkt von 85 mm in dem mechanischen System angeordnet. Aus dem Abstand zur jeweiligen Kippachse und der Sensorauflösung ergibt sich die jeweilige Winkelauflösung. Für eine Verkippung um die Y-Achse ist Sensor 1 entscheidend, für eine Verkippung um die X-Achse werden Sensor 2 und Sensor 3 simultan genutzt. Die Kraftübertragung der Aktoren erfolgt mittels Aufnahmebolzen mit Kugelform. Daher können nur Druckkräfte übertragen werden. Demnach sind für eine Verkippung der Arbeitsplatte um die X-Achse je nach Kipprichtung der Aktor 2 oder Aktor 3 im Einsatz. Für eine Verkippung um die Y-Achse sind alle Aktoren notwendig. In positiver Richtung erzeugt Aktor 1 und in negativer Richtung Aktor 2 und Aktor 3 die Hubbewegung.



**Abbildung 11: Detaillierte Konstruktion und Kinematik zu Konzept 8**

**Abbildung 12** zeigt den Entwurf zu Konzept 8 in einer Explosionsdarstellung. Das Spannsystem, welches das Werkstück aufnimmt, ist in die Arbeitsplatte integriert. Die Position dieser Arbeitsplatte wird von drei Aktoren verstellt und von drei Sensoren erfasst. Geführt wird die Arbeitsplatte dabei von einem zentralen Festkörpergelenk. Das System ist mit einem Gehäuse in Kombination mit einem Scheibenbalg gegen das Eindringen von Flüssigkeit und Staub geschützt. Die Sensoren, Aktoren und das Festkörpergelenk sind auf dem Fixring fixiert. Über die Grundplatte kann das mechanische System in unterschiedliche Werkzeugmaschinen über Langlöcher und Bohrbilder integriert werden.



**Abbildung 12: Explosionsdarstellung Konzept 8**

Die Arbeitsplatte, der Fixring und die Grundplatte sind für den ersten Prototyp aus der Aluminiumlegierung EN AW 6060 gefertigt. So können Fertigungskosten und Gewicht gespart werden. Die Arbeitsplatte wurde so gestaltet, dass möglichst viele verschiedene Spannsysteme integrierbar sind. So sind neben den verschiedenen Hirschmann Systemen auch Erowa oder System 3R Spannsysteme ohne große konstruktive Änderungen verwendbar. Es werden pneumatisch betriebene Spannsysteme verwendet. Mechanische Spannsysteme sind aufgrund der aufwändigen Konstruktion für eine Isolierung nach IP68 und dem Anzugsmoment, welches direkt auf die Aktoren und das Festkörpergelenk übertragen wird, nicht geeignet.

### 7.1.2.1 Konstruktive Änderungen

Im Folgenden werden die konstruktiven Änderungen, welche gemeinsam mit den Projektpartnern erarbeitet wurden, vorgestellt. Im Wesentlichen wurden innerhalb des Konsortiums das Spannsystem und die Sensorik überarbeitet (**Abbildung 13**).

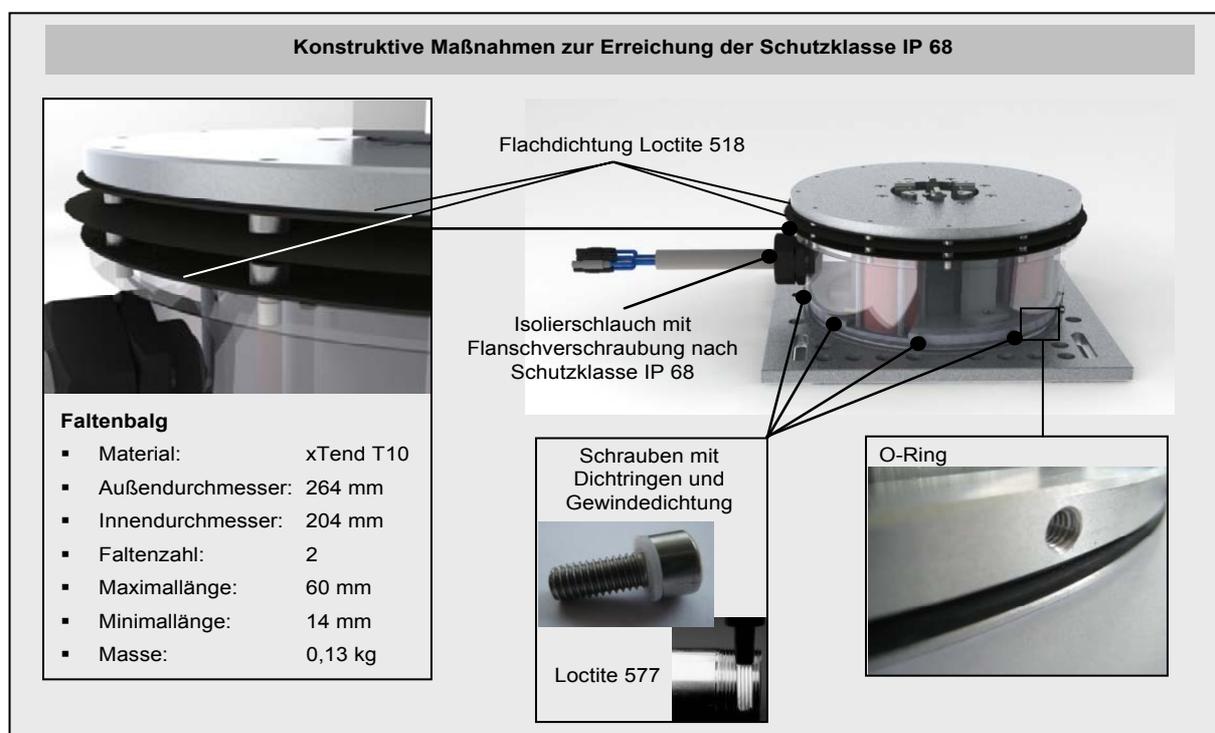


**Abbildung 13: Überarbeitung der Konstruktion**

Das Nullpunktspannsystem wurde wesentlich leichter und platzsparender gestaltet. Das neue Spannsystem ist in der Lage längere Spannzapfen aufzunehmen. So kann das Gesamtsystem mittels einer zusätzlichen Aufnahme am Spannzapfen in automatisierten Prozessketten eingesetzt werden. Durch die Neuauslegung des Spannsystems konnten die Masse um 1 kg und die Bauhöhe um 28 mm reduziert werden. Das aufwändige prototypische Sensorsystem mit Linearencoder wurde im Rahmen der Überarbeitung mit den Projektpartnern durch handelsübliche kapazitive Sensoren Capa NCDT 6300 CS 2 der Firma Micro-Epsilon ersetzt.

### 7.1.2.2 Konstruktive Maßnahmen für die Schutzklasse IP 68

Der Schutz des mechanischen Systems ist nach Schutzklasse IP 68 ausgelegt, um den sicheren Einsatz in unterschiedlichen Umgebungen zu gewährleisten. Die Bezeichnung IP 68 ist eine Schutzklasse nach DIN40050 – „Schutz von elektrischen Geräten gegen Berührung, Fremdkörper und Eindringen von Wasser und Schmutz“. Die Ziffer 6 steht für: „Vollständiger Berührungsschutz, Staubeintritt“, die Ziffer 8 für „Schutz gegen andauerndes Untertauchen“. Um diese Schutzklasse zu erreichen, wurden unterschiedliche konstruktive Maßnahmen getroffen (**Abbildung 14**). Die Sensor- und Aktorkabel werden gesammelt innerhalb eines Isolierschlauches aus dem Gehäuse geführt. Der Schlauch wird mittels einer Kabelverschraubung wasserdicht mit dem Gehäuse verschraubt. Weiter werden alle Schrauben mit Schraubendichtringen und Gewindedichtungen Loctite 577 versehen. Für die Schnittstelle zwischen Arbeitsplatte und dem Gehäuse wird ein Faltenbalg verwendet. Für die beiden Schnittstellen zwischen Faltenbalg und Gehäuse sowie Arbeitsplatte wird eine Flachdichtung Loctite 518 verwendet. Die Schnittstelle zwischen dem Gehäuse und der Grundplatte wird mittels O-Ring abgedichtet. Für das Spannsystem ist ebenfalls eine Flachdichtung vorgesehen. In **Abbildung 14** sind die Maßnahmen zur Abdichtung des Systems dargestellt.



**Abbildung 14: Systemauslegung nach IP68**

### 7.1.3 Aufbau des mechanischen Systems

Zum Aufbau des mechanischen Systems wurde das System zunächst mit Dummies für die elektronischen Komponenten montiert, um die Schutzklasse IP 68 nachzuweisen. Die Montage wurde nach dem Montageplan in **Tabelle 8** durchgeführt.

**Tabelle 8: Montageplan**

Schritt	Arbeitsgang
<b>1</b>	<b>Verbindung von Festkörpergelenk und Fixring</b>
1.1	Verstiften von Festkörpergelenk und Fixring
1.2	Verschrauben von Festkörpergelenk und Fixring
<b>2</b>	<b>Einbau der Aktoren</b>
2.1	Verschraubung der Distanzhülsen von der Unterseite mit dem Fixring
2.2	Verschraubung der Aktoren mit den Distanzhülsen
2.3	Verschrauben der Aufnahmebolzen mit den Aktoren
2.4	Verlegen der Kabel
<b>3</b>	<b>Einbau der Sensoren</b>
3.1	Verstiften der Sensorstative mit dem Fixring
3.2	Verschraubung der Sensorstative
3.3	Positionieren und Klemmen der Sensoren in den Sensorstativen
3.4	Verlegen der Kabel
<b>4</b>	<b>Befestigung des Gehäuses</b>
4.1	Befestigen des Isolierschlauches am Gehäuse
4.2	Verschraubung des Gehäuses mit dem Faltenbalg
4.3	Durchführung der Kabel und des Pneumatikschlauches
4.4	Anbringen des O-Rings am Fixring
4.5	Verschrauben des Gehäuses am Fixring
<b>5</b>	<b>Integration des Spannsystems in die Arbeitsplatte</b>
5.1	Anbringen der Auflageköpfe an der Arbeitsplatte
5.2	Befestigen des Pneumatikschlauches am Spannsystem
5.3	Verschrauben des Spannsystems an der Arbeitsplatte
<b>6</b>	<b>Einbau der Arbeitsplatte</b>
6.1	Verschraubung der Arbeitsplatte mit dem Faltenbalg
6.2	Verstiften der Arbeitsplatte mit dem Festkörpergelenk
6.3	Verschraubung der Arbeitsplatte mit dem Festkörpergelenk
<b>7</b>	<b>Verschrauben des Systems mit der Grundplatte</b>

### 7.1.3.1 IP 68-Test

Um die Dichtigkeit des Systems zu überprüfen, wurde das System mit Dummies für die Sensoren und Aktoren aufgebaut. Der Innenraum des Systems wurde dabei mit Indikatorpapier zum Nachweis von Wasser beklebt. Bei Kontakt mit Wasser ändert sich die Farbe des Papiers von Blassblau in Tiefblau. Für den IP 68 Test (**Abbildung 15**) wurde das System in vier gleichen Schritten bis zu einer maximalen Füllstandshöhe von 160 mm unter Wasser getaucht. Beim Erhöhen der Füllstände wurde das Indikatorpapier durch das Gehäuse optisch überprüft. Im Fall, dass keine Verfärbung festgestellt werden konnte, wurde der Versuch fortgeführt. Die Gesamtdauer des Versuches betrug 10 Stunden. Nach dem gesamten Versuch wurden das System demontiert und alle Indikatorpapiere überprüft. Es konnte keine Verfärbung des Indikatorpapiers festgestellt werden. Das System ist demnach nachweislich gegen das Eindringen von Wasser bei einer Eintauchtiefe von 160 mm und einer Eintauchzeit von 10 Stunden geschützt.

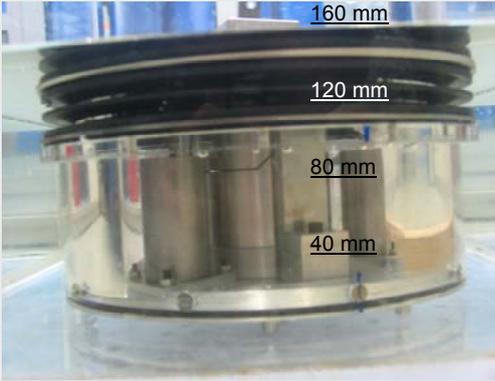
Versuchsaufbau		Versuchsdurchführung											
 <p>Quelle: PHYWE</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Feuchtigkeitsindikator im Innerraum des Systems</li> <li>System mit Dummies für Aktoren und Sensoren ausgestattet</li> </ul>	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Füllstand</th> <th>Dauer</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>160 mm</td> <td>4 Std.</td> </tr> <tr> <td>120 mm</td> <td>3 Std.</td> </tr> <tr> <td>80 mm</td> <td>2 Std.</td> </tr> <tr> <td>40 mm</td> <td>1 Std.</td> </tr> </tbody> </table>	Füllstand	Dauer	160 mm	4 Std.	120 mm	3 Std.	80 mm	2 Std.	40 mm	1 Std.	
Füllstand	Dauer												
160 mm	4 Std.												
120 mm	3 Std.												
80 mm	2 Std.												
40 mm	1 Std.												
 <p>Indikatorpapier</p>													
 <p>Aktor-Dummies Sensor-Dummies</p>		 <ul style="list-style-type: none"> <li>Insgesamt 10 Stunden unter Wasser</li> <li>Keine Verfärbung des Indikatorpapiers</li> <li>Kein Eindringen von Wasser festgestellt</li> </ul>											

Abbildung 15: IP68 – Dichtigkeitsnachweis

### 7.1.3.2 Endmontage und Vermessen des mechanischen Systems

Im Anschluss an den IP68-Test wurde das mechanische System nach Plan (**Tabelle 8**) montiert. Nach Montageschritt 3.4 wurden die Sensor- und Aktor-Koordinaten mit Hilfe einer Messmaschine Prismo der Firma Zeiss erfasst. Zum Antasten der Sensoren und der Aktoren wurde ein Kugeltaster mit einem Durchmesser von 2 mm aus Rubin verwendet. Der Referenzpunkt für die Messung wurde in der Mitte des Festkörpergelenks auf Höhe des Granittisches festgelegt. Die Koordinaten aus **Abbildung 16** beschreiben die Mittelpunkte der Sensormessflächen und die Arbeitsstangenmittelpunkte der Aktoren. Diese werden in der Steuerung für die Winkelberechnung hinterlegt, somit dienen sie zur Justierung des Systems. Anschließend wurde das System nach Montageplan fertig montiert.

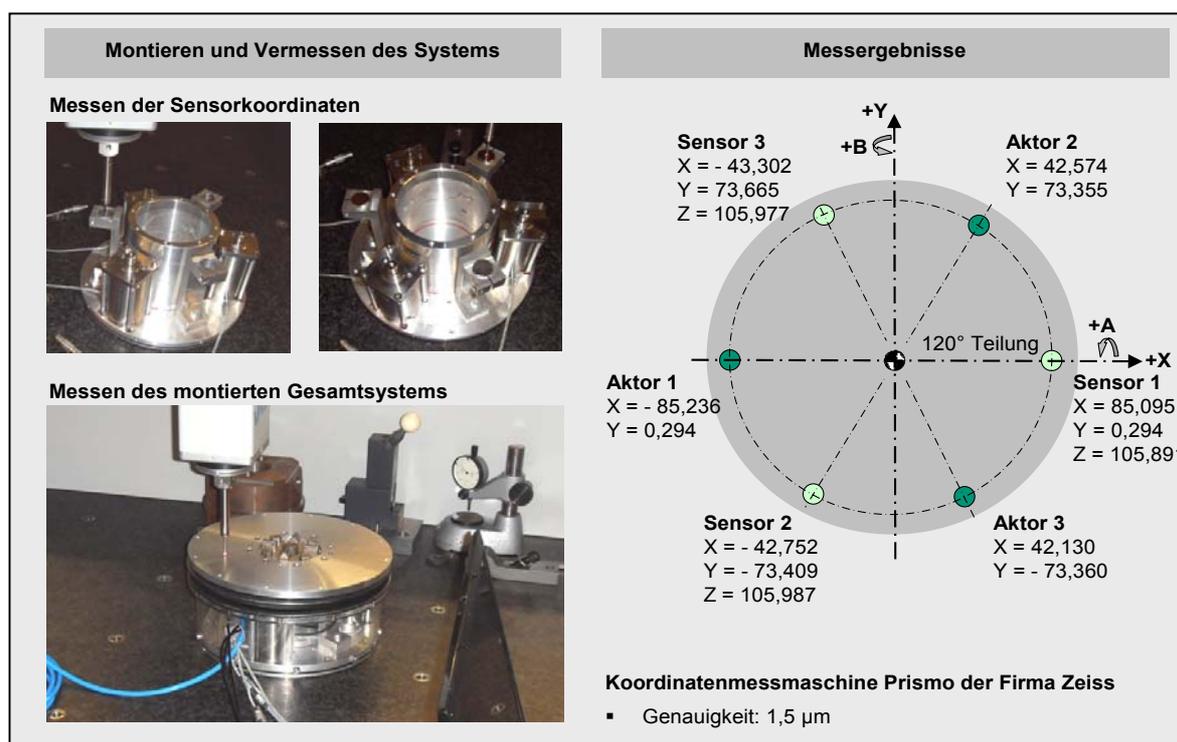


Abbildung 16: Messtechnische Erfassung der Aktoren und Sensoren

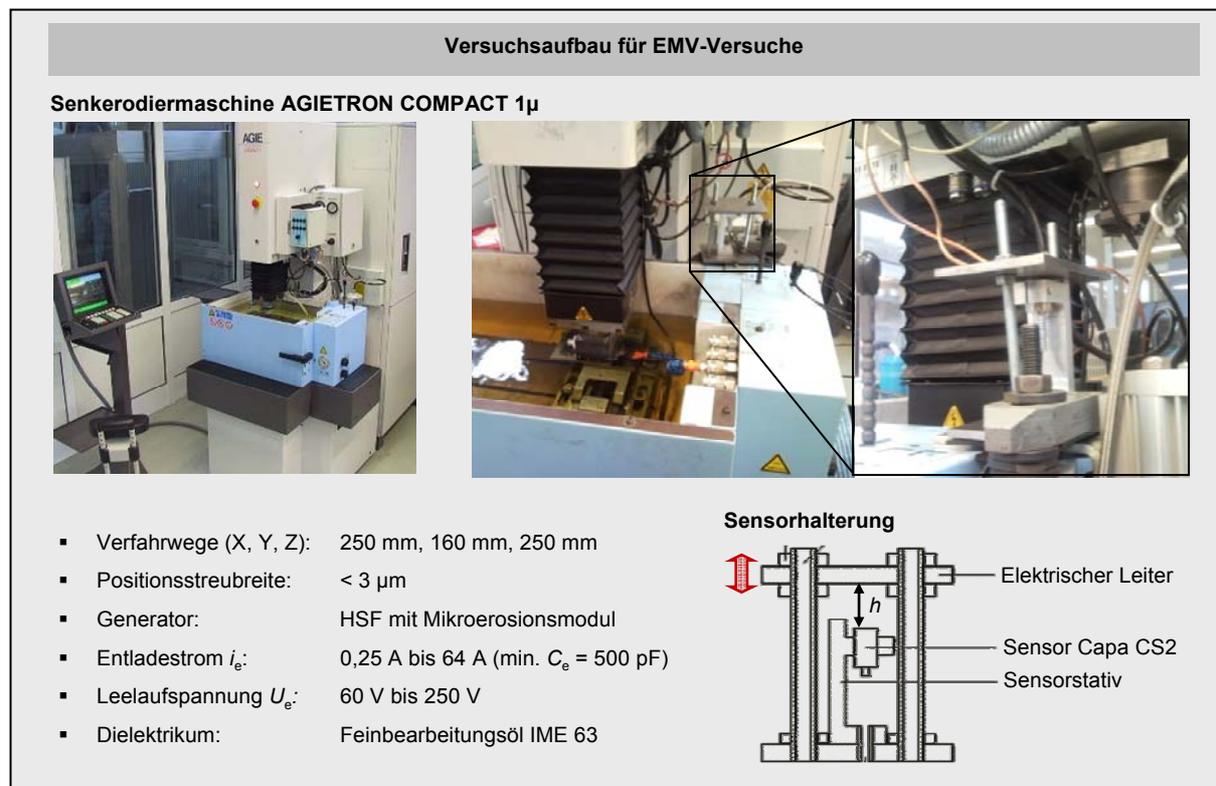
## 7.1.4 Integration des Systems

Für die Integration des Systems in eine Versuchsmaschine am IPK wurde der Einfluss elektrischer Wechselfelder auf das System untersucht. Anschließend wurden der Prototyp in ein hybrides Bearbeitungszentrum integriert und Bohrversuche in Verbindung mit dem System durchgeführt.

### 7.1.4.1 Elektromagnetische Verträglichkeit

Das aktive Spannsystem wurde für die Verwendung in unterschiedlichen Werkzeugmaschinen entwickelt. In Erodieranlagen wird je nach Anwendung mit sehr hohen Strömen und Spannungen gearbeitet [PIL06]. Daher muss geprüft werden, ob die elektrischen oder elektromagnetischen Felder in EDM-Anlagen das System unerwünscht beeinflussen. Die Position der Arbeitsplatte wird mit kapazitiven Sensoren erfasst, das Sensorsignal dient zur Regelung der Aktoren und somit zur Positionsregelung der Arbeitsplatte und des Werkstückes. Wird das Sensorsignal gestört, kann dies zu Fehlern in

der Lageregelung führen. Das Ziel der Untersuchungen ist demnach, den Einfluss der elektromagnetischen Felder auf die Sensorsignale zu untersuchen.



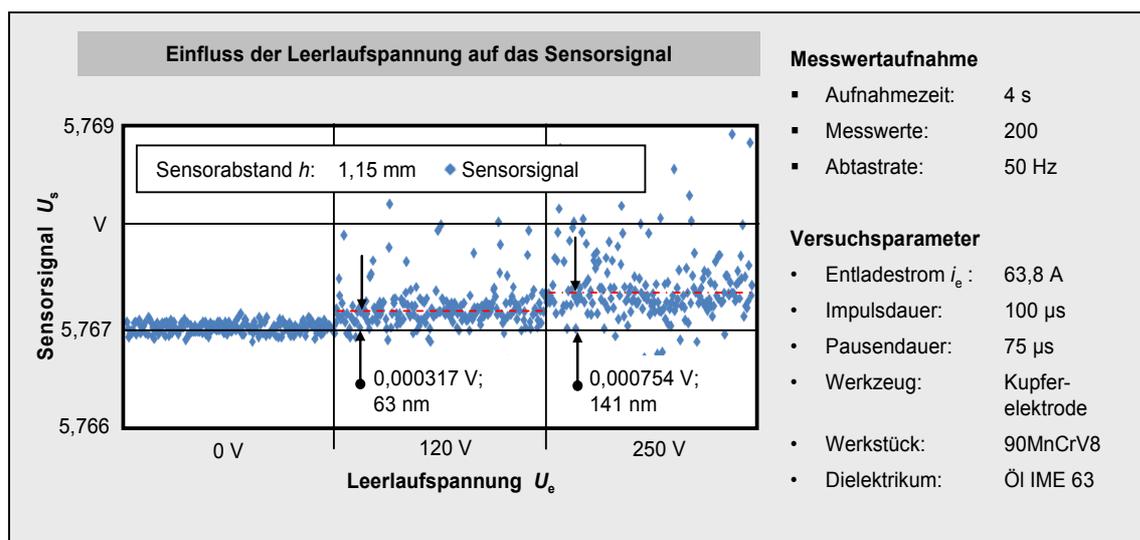
**Abbildung 17: Versuchsaufbau für EMV-Versuche**

Es wurde ein kapazitiver Sensor Capa CS2 der Firma Micro-Epsilon unter einem elektrischen Leiter im Arbeitsraum einer Senkerodiermaschine AGIETRON Compact 1 $\mu$  angebracht. Mit dem in **Abbildung 17** gezeigten Versuchsaufbau kann der Abstand  $h$  zwischen Sensor und dem elektrischen Leiter variiert werden. Das Sensorausgangssignal wurde in Abhängigkeit der Leerlaufspannung  $U_e$  und dem Abstand  $h$  untersucht. Die Versuche wurden mit unterschiedlichen Leerlaufspannungen  $U_{e1} = 250$  V,  $U_{e2} = 120$  V und bei ausgeschalteter Maschine, jeweils in Kombination mit den Abständen  $h_1 = 0,58$  mm,  $h_2 = 1,15$  mm und  $h_3 = 1,64$  mm durchgeführt. Somit ergibt sich ein 3<sup>2</sup>- vollfaktorieller Versuchsplan (**Tabelle 9**). Die Sensordaten zur Versuchsauswertung wurden mit der Software LabVIEW<sup>®</sup> erfasst.

**Tabelle 9: Versuchsplan Elektromagnetische Verträglichkeit**

Versuch	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Spannung $U_e$	0 V	120 V	250 V	0 V	120 V	250 V	0 V	120 V	250 V
Abstand $h$	0,58 mm			1,15 mm			1,64 mm		

Die Sensorsignale wurden beim Erodieren mit einer Kupferelektrode in Werkzeugstahl 90MnCrV8 aufgenommen. Als Dielektrikum wurde Feinbearbeitungsöl IME 63 verwendet. Bei jedem Versuch wurden 200 Messwerte mit einer Abtastrate von  $f = 50$  Hz aufgenommen und ausgewertet. **Abbildung 18** zeigt die Sensorspannung in Abhängigkeit der Leerlaufspannung bei einem Sensorabstand  $h = 1,15$  mm und einem Entladestrom  $i_e = 63,8$  A.



**Abbildung 18: Sensorspannung in Abhängigkeit der Leerlaufspannung**

Eine Erhöhung der Leerlaufspannung führt zu einer systematischen Erhöhung des Mittelwertes und der Streuung der Sensormesswerte. Auffällig ist, dass durch die Erhöhung der Leerlaufspannung mehr Ausreißer in positiver Richtung festzustellen sind. Aus **Tabelle 10** ist die systematische Mittelwertsabweichung der Sensorsignale, umgerechnet von Spannung in Weg, in Abhängigkeit des Sensorabstands  $h$  und der Leerlaufspannung  $U_e$  zu entnehmen.

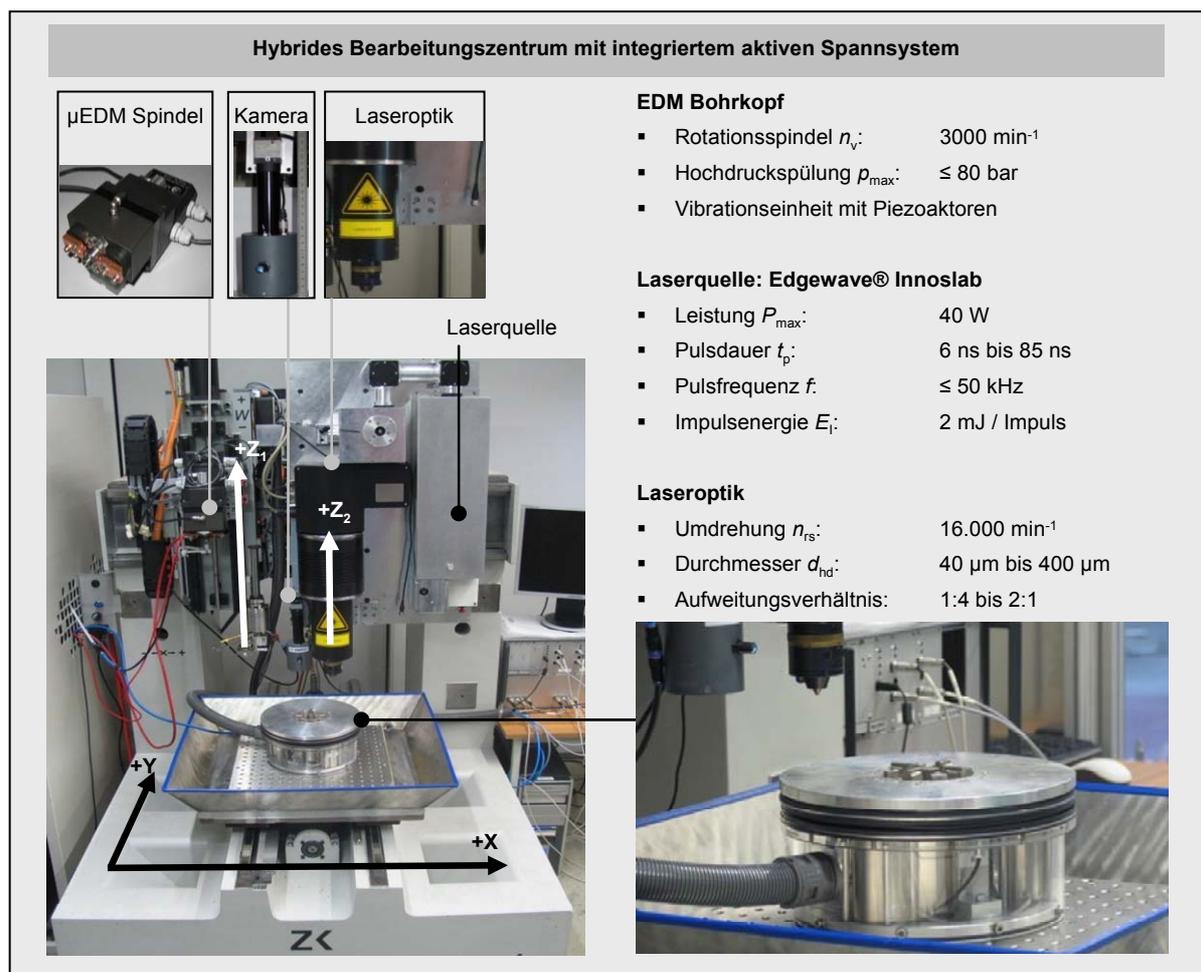
**Tabelle 10: Gemittelte Messwertsverschiebung bei den EMV-Versuchen**

	$h = 0,58 \text{ mm}$ (2,88 V)	$\Delta h_{(U_e)}$	$h = 1,15 \text{ mm}$ (5,77 V)	$\Delta h_{(U_e)}$	$h = 1,64 \text{ mm}$ (8,21 V)	$\Delta h_{(U_e)}$
	mm	nm	mm	nm	mm	nm
$U_e = 0 \text{ V}$	0,576109	-	1,153399	-	1,642332	-
$U_e = 120 \text{ V}$	0,576138	29	1,153462	63	1,642392	62
$U_e = 250 \text{ V}$	0,576159	50	1,153540	141	1,642483	151

Eine Erhöhung der Leerlaufspannung  $U_e$  sowie eine Erhöhung des Sensorabstandes  $h$  führen zu einer Erhöhung des Mittelwertes des Sensorsignals. Die maximale Abweichung beträgt  $\Delta h = 151 \text{ nm}$  bei einer maximalen Leerlaufspannung  $U_e = 250 \text{ V}$ . Zum einen ist die maximale Abweichung sehr gering, sie bewirkt einen Genauigkeitsverlust des Systems von  $\alpha = 0,3''$ . Zum anderen sind die Versuchsparameter vergleichbar mit einer Schruppbearbeitung von großen Abformwerkzeugen mit Entladeenergien von  $W_e = 4 \text{ J}$  bis  $W_e = 6 \text{ J}$ . Bei der weitaus größeren Zahl von geplanten Anwendungen für das Spannsystem, wie z. B. der Fertigung von Einspritzdüsen, treten Entladeenergien von lediglich  $W_e = 19 \mu\text{J}$  bis  $W_e = 25 \mu\text{J}$  auf. Bei solchen geringen Entladeenergien kann davon ausgegangen werden keine signifikanten Verschiebungen der Sensorsignale festzustellen. Sind hohe Entladeenergien gefordert, können durch Hard- oder Software-Filter die Streuungen reduziert und die systematischen Fehler kompensiert werden.

### 7.1.4.2 Integration in eine Versuchsmaschine am IPK

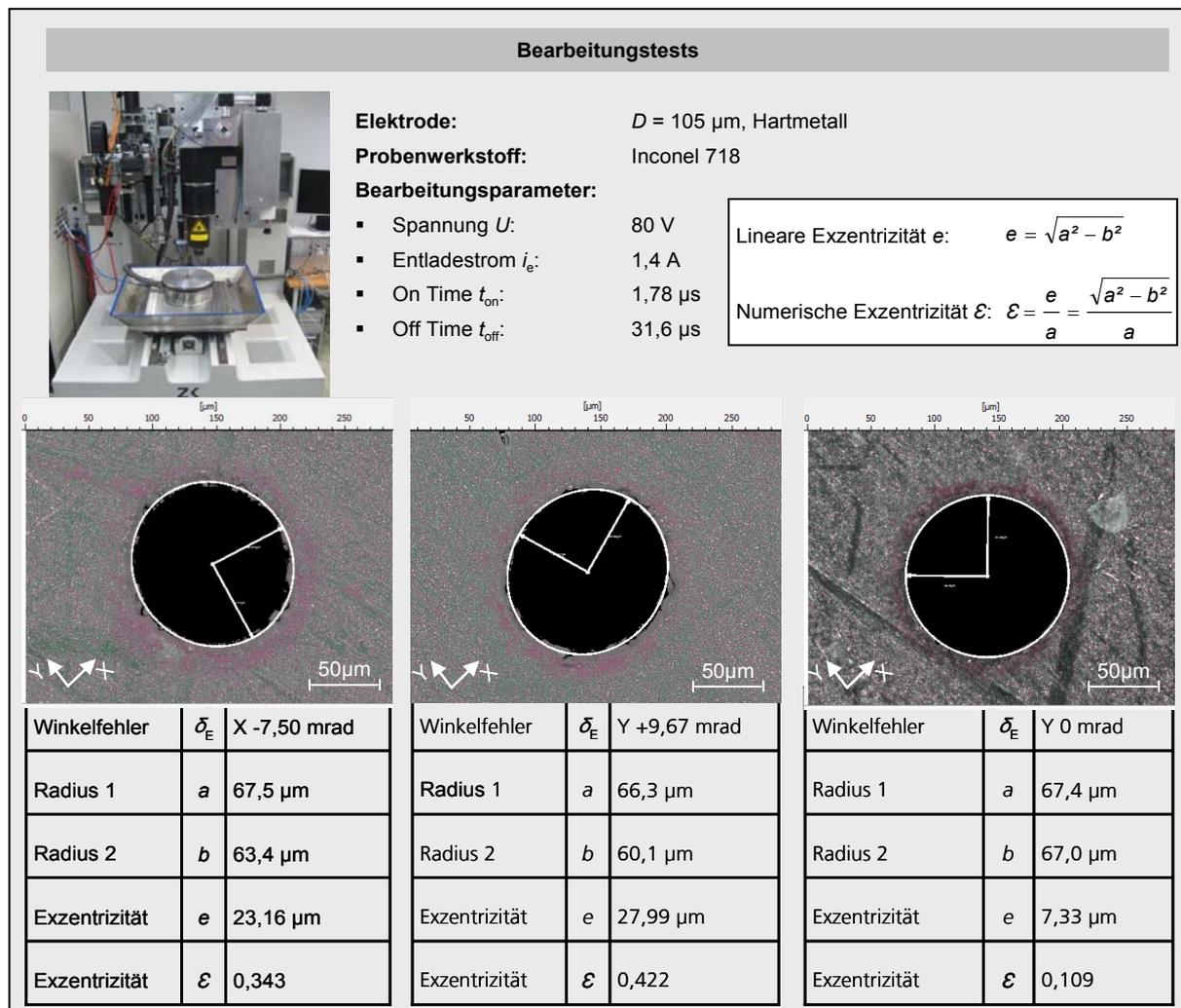
Bei der Fertigung von Mikrostrukturen führen kleine Winkelfehler bei der Werkstückpositionierung zu gravierenden Form- und Lageabweichungen. Gerade bei der Fertigung von komplexen Mikrobohrungen wie z. B. Einspritzdüsenbohrungen, Kühlluftbohrungen, Leiterplattenbohrungen und Spinddüsen ist die Werkstückpositionierung eine Herausforderung. Daher wurde im Rahmen dieses Arbeitspaketes der entwickelte Prototyp in ein hybrides Bearbeitungszentrum integriert und anschließend der Einfluss von Positionsunsicherheiten auf die Bearbeitungsergebnisse untersucht. So konnten die entwickelten Messalgorithmen innerhalb dieses Arbeitspaketes erstmalig unter realen und praxisnahen Bedingungen getestet und untersucht werden.



**Abbildung 19: Hybrides Bearbeitungszentrum**

Die Versuchsmaschine (**Abbildung 19**) vereint die Mikrofunktenerosion mit der Laserbearbeitung zur Steigerung der Effizienz bei der Fertigung von komplexen Mikrobohrungen. Dazu wird ein Laser mit Wendelbohroptik zum schnellen Vorbohren und ein EDM-Bohrkopf für die Schlichtbearbeitung genutzt. Der EDM-Bohrkopf ist zusätzlich mit einer Rotationsspindel, einer Hochdruckspülung und einer Einheit zur schwingungsunterstützten Bearbeitung mit Piezoaktoren ausgestattet. Durch eine integrierte Kamera werden beide Systeme zueinander ausgerichtet. Durch das integrierte Spannsystem können Winkelfehler bei der Werkstückpositionierung kompensiert werden. Das Bearbeitungszentrum ist als Portalkonstruktion aufgebaut und verfügt über zwei Z-Achsen. Die Z-Achse  $z_1$  positioniert das µEDM-Modul, die Z-Achse  $z_2$  den Laser und die Kamera. In der X-Achse ermöglicht ein Linearantrieb schnellen Positionswechsel zwischen µEDM-Modul und Laser. Die Positionierung in der Y-Achse wird mittels

im Werkzeuggestisch integriertem Servo-Antrieb realisiert. Mit diesem Maschinenkonzept können Bohrungen mit  $D = 0,05 \text{ mm}$  und einem Aspektverhältnisse von 100 in einer Bearbeitungszeit  $t < 20 \text{ s}$  gefertigt werden. Dies entspricht einer Verringerung der Bearbeitungszeit im Vergleich zu konventioneller EDM-Bearbeitung um 50 %.



**Abbildung 20: Bohrversuche in Verbindung mit dem aktiven Spannsystem**

Für die Bearbeitungstests wurden mehrere Bohrungen ohne Winkelfehlerausgleich und mit Winkelfehlerausgleich mit einer Elektrode  $D = 105 \text{ }\mu\text{m}$  aus Hartmetall in Proben aus Inconel 718 (Hochwärmfeste Nickelbasislegierung) mit der vorgestellten Versuchsmaschine (**Abbildung 19**) gefertigt. Die Bohrungen wurden mit einem optischen Messgerät erfasst. Um die Bohrungen miteinander vergleichen zu können, wurde die numerische Exzentrizität  $\mathcal{E}$  als Maß für den Lagefehler der Bohrungen anhand der Aufnahmen berechnet. Durch die Winkelfehlerkompensation mit den Prototypen des Spannsystems konnte die lineare Exzentrizität auf  $e = 7,33 \text{ }\mu\text{m}$  und die numerische Exzentrizität auf  $\mathcal{E} = 0,109$  reduziert werden. Somit konnte die Exzentrizität durch den Ausgleich des Winkelfehlers von  $\mathcal{E} = 0,422$  auf  $\mathcal{E} = 0,109$  um 74 % reduziert werden (**Abbildung 20**).

## 7.2 Führung

Zur Führung der Arbeitsplatte kommt bei dem vorgestellten mechanischen System ein zentrales Festkörpergelenk zum Einsatz. Dieses Kapitel beschreibt die Konzeption, die Auslegung mit Gelenkbe-rechnung und Simulationen, den Einfluss von Fertigungstoleranzen auf die Gelenkeigenschaften sowie die Integration in das Gesamtsystem.

### 7.2.1 Konzeption der Führungen

In Kapitel 7.1.1 wurden verschiedene Führungsvarianten miteinander verglichen und bewertet. Festkörpergelenke haben sich auf Grund der hohen Präzision und daraus resultierenden möglichen Positi-oniergenauigkeiten gegen klassische Gelenke durchgesetzt.

Im ersten Schritt wird die Geometrie der Gelenkstellen für die Konzeption festgelegt. Grundsätzlich sind für einfache Gelenkstellen drei unterschiedliche Formen denkbar: gerade, kreisförmig oder ellip-tisch. In **Tabelle 11** sind diese Formen gegenübergestellt und hinsichtlich der Kriterien Spannungskon-zentration, zulässiger Drehwinkel, Präzision und Fertigung bewertet.

**Tabelle 11: Vergleich unterschiedlicher Gelenkformen**

Form der Gelenkstelle		Spannungskonzentration	Zul. Drehwinkel	Präzision	Fertigung
Gerade		gering	groß	sehr niedrig	mittel
Kreisförmig		hoch	klein	hoch	sehr einfach
Elliptisch		mittel	mittel	mittel	schwierig

In **Tabelle 11** sind die verschiedenen Zusammenhänge zwischen der Form der Gelenkstellen und den daraus resultierenden Gelenkeigenschaften dargestellt. Bei geraden Gelenkstellen wird die Verkippung durch die Verformung des gesamten Steges erreicht. Dabei sind die Spannungen vergleichsweise gering. Allerdings verschiebt sich der Drehpunkt des Gelenks durch die Verkippung. Bei kreisförmigen Gelenken gibt es nur eine Stelle mit geringstem Querschnitt, an dem sich der Drehpunkt ortsfest ergibt. Hier entstehen die höchsten Spannungen, was den möglichen Drehwinkel reduziert. Elliptische Gelenkstellen verbinden die Vorteile von geraden und kreisförmigen Gelenken. Die Fertigung ist allerdings aufgrund der komplexen Form aufwändiger [JUN04]. Für die Auslegung der einzelnen Gelenkstellen und die Konstruktion des gesamten Festkörpergelenks wurde gemäß der **Tabelle 11** eine kreisförmige Form gewählt.

## 7.2.2 Auslegung des Festkörpergelenks

Die Auslegung des Festkörpergelenks FKG beginnt mit der Werkstoffauswahl. Anschließend werden die Geometrie anhand der festgelegten Spezifikationen berechnet und Simulationen zur Validierung sowie zur Bestimmung der Eigenfrequenzen durchgeführt.

### 7.2.2.1 Werkstoffauswahl

Neben der Gelenkgeometrie und dem Auslenkwinkel beeinflussen die Werkstoffeigenschaften des Gelenkes die Spannungen in den Gelenkstellen. Um einen sicheren Betrieb zu gewährleisten, darf das Material nur im elastischen Bereich verformt werden um die Dehngrenze nicht zu überschreiten [PRO65]. Somit hängt der zulässige Auslenkwinkel gleichermaßen von der Geometrie und dem Werkstoff ab. Gut geeignet für Festkörpergelenke sind Werkstoffe mit einem großen Verhältnis zwischen der 0,2-%-Dehngrenze  $R_{p0,2}$  und Elastizitätsmodul  $E$  [JUN04]. In **Tabelle 12** sind potenzielle Werkstoffe für Festkörpergelenke mit den entsprechenden Eigenschaften aufgeführt.

**Tabelle 12:** Eigenschaften verschiedener Materialien

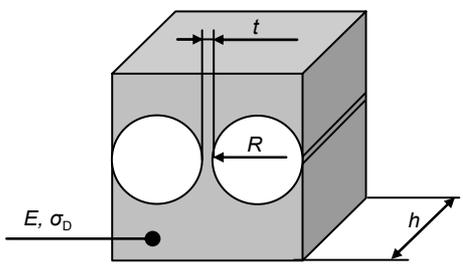
Material	Elastizitätsmodul $E$ [kN/mm <sup>2</sup> ]	0,2-%-Dehngrenze $R_{p0,2}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Verhältnis $\sigma_0 / E \cdot 10^3$
Stahl St37	210	180	0,86
Edelstahl 1.4301	200	190	0,95
Edelstahl 1.4462	200	450	2,25
Aluminium 7075 (vergütet)	71,7	480	6,69
Polykristallines Silizium	169	930	5,5
Polypropylen	1,4 (1,0...1,9)	34	24,28

Aufgrund des Einsatzes in Erodier- und Fräsmaschinen mit Kühlung oder Dielektrikum sollte auch das Festkörpergelenk korrosionsbeständig sein. Daher schließt sich S235 JR (St 37) aus. Aufgrund der elastischen Eigenschaften und der geringeren Dichte wurde die Aluminiumlegierung EN AW 7075 für das zentrale Gelenk ausgewählt.

### 7.2.2.2 Berechnung der Festkörpergelenke

Für die Berechnung einer kreisförmigen Festkörpergelenkstelle sind die Kenngrößen Radius  $R$  der Einkerbung, Stegbreite  $t$  an der dünnsten Stelle und Höhe  $h$  neben den Werkstoffeigenschaften Elastizitätsmodul  $E$  und 0,2%-Dehngrenze  $R_{p0,2}$  von Bedeutung [JUN04]. Diese Kenngrößen bestimmen den Zusammenhang zwischen den anliegenden Kräften und Momenten und der daraus resultierenden Bewegung des Gelenks. In **Tabelle 13** sind die wichtigen geometrischen Parameter und die relevanten Werkstoffkenngrößen aufgeführt.

**Tabelle 13: Gelenkauslegung**

	Parameter	Formelzeichen	Größe
	Radius	$R$	5 mm
	Höhe	$h$	10 mm
	Stegbreite	$t$	1 mm
	Auslenkwinkel	$\alpha$	$\pm 10$ mrad
	Werkstoffkennwerte für Al 7075		
	E-Modul	$E$	71,7 kN/mm <sup>2</sup>
	Dehngrenze	$R_{p0,2}$	480 N/mm <sup>2</sup>

Die Gelenkhöhe  $h$  wird aus konstruktiven Gründen auf  $h = 10$  mm festgelegt. Iterativ wurde der Radius  $R = 5$  mm sowie die Stegbreite  $t = 1$  mm berechnet und festgelegt. Im Folgenden wurde die Biege-nachgiebigkeit  $N_{rz0}$ , die Maximalspannung  $\sigma_{max}$  und der maximal zulässige Auslenkwinkel  $\alpha_{max}$  für diese Gelenkstelle nach *Jungnickel* berechnet:

$$N_{rz0} = \frac{9 \cdot \pi \cdot R^{\frac{1}{2}}}{2 \cdot E \cdot h \cdot t^{\frac{5}{2}}} \tag{1}$$

$$\Rightarrow N_{rz0} \approx \frac{9 \cdot \pi \cdot 5 \text{ mm}^{\frac{1}{2}}}{2 \cdot 71,7 \text{ kN/mm}^2 \cdot 10 \text{ mm} \cdot 1 \text{ mm}^{\frac{5}{2}}} = 0,000043 \cdot \text{Nmm}^{-1}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{6 \alpha}{h \cdot t^3 \cdot N_{rz0}} \tag{2}$$

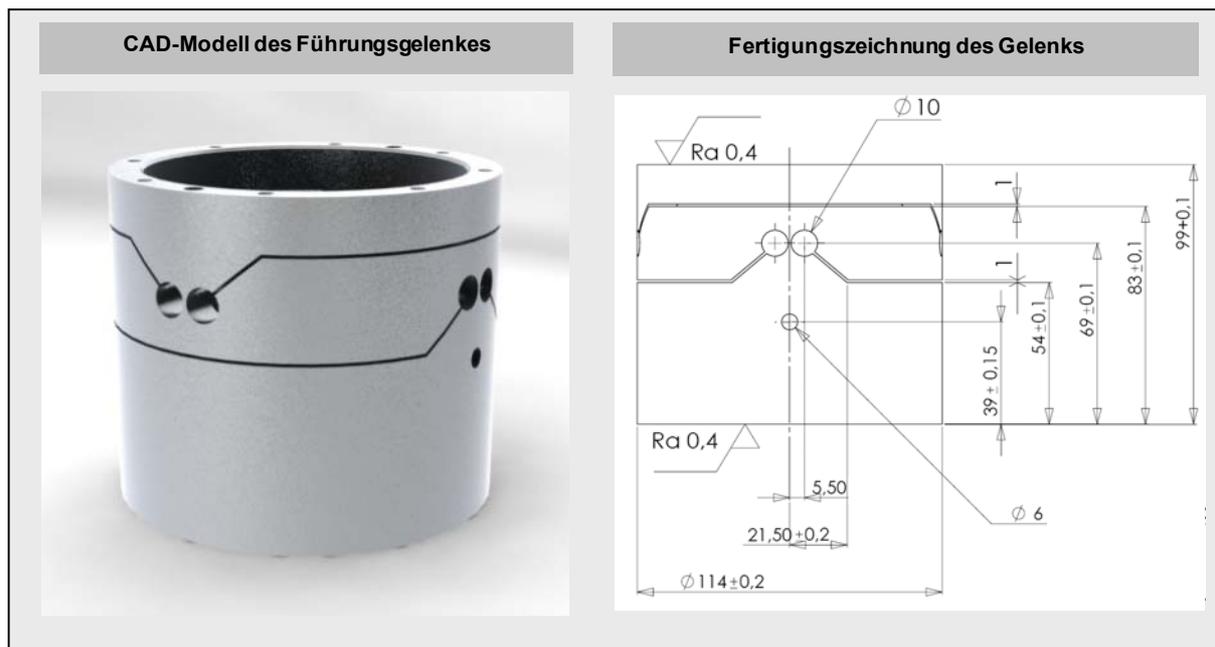
$$\Rightarrow \sigma_{\max} = \frac{6 \cdot 10 \cdot \text{mrad}}{10\text{mm} \cdot (1\text{mm})^3 \cdot 0,000043 \cdot 1/\text{Nmm}} = 139 \text{ N/mm}^2$$

Bei einer Verkipfung von  $\alpha = 10 \text{ mrad}$  ist mit einer Spannung von maximal  $\sigma_{\max} = 139 \text{ N/mm}^2$  in den Gelenken zu rechnen. Der maximal zulässige Auslenkwinkel berechnet sich mit  $\sigma_{\text{zul}} = R_{p0.2}$  wie folgt:

$$\alpha_{\max} = \frac{h \cdot t^2 \cdot N_{rz0}}{6} \cdot \sigma_{\text{zul}} \tag{3}$$

$$\Rightarrow \alpha_{\max} = \frac{10\text{mm} \cdot (1\text{mm})^2 \cdot 0,000043 \cdot 1/\text{Nmm}}{6} \cdot 480 \cdot \text{N/mm}^2 = 0,034 \text{ rad}$$

Somit ist sichergestellt, dass bei dem Auslenken des Gelenkes um  $\alpha = 10 \text{ mrad}$  die zulässige Dehngrenze der Aluminiumlegierung mit einer Sicherheit von  $S = 3,4$  nicht erreicht wird.

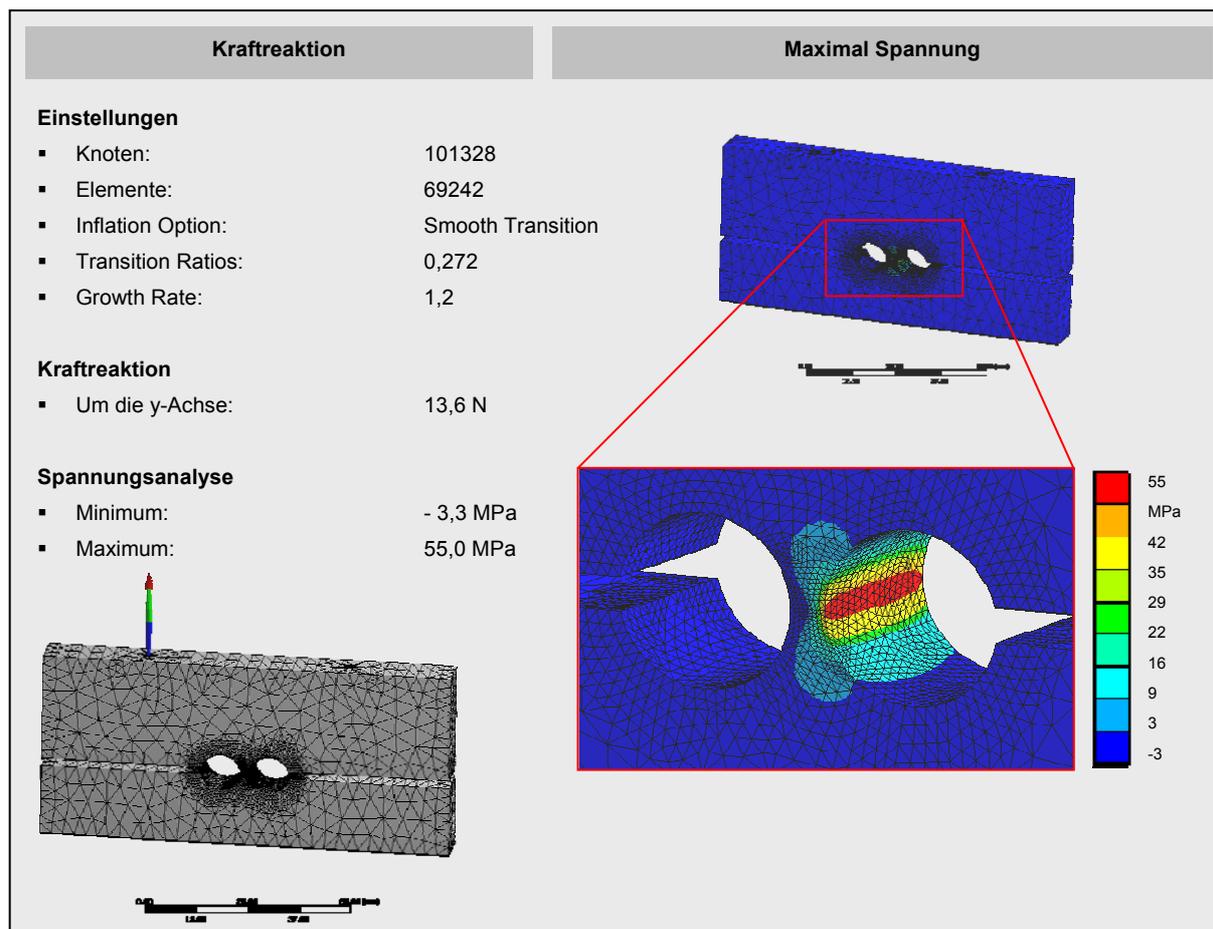


**Abbildung 21: Konstruktion der zentralen Führung**

Um die Gelenkstellen vor Beschädigung zu schützen, wurden die Biegeschlitz 1 mm breit gewählt. So ist eine maximale Durchbiegung von  $\alpha = 17,5 \text{ mrad}$  möglich. Somit ist der maximale Winkel von  $\alpha = 10 \text{ mrad}$  sichergestellt. Selbst bei einer vollen Gelenkbiegung von  $\alpha = 17,5 \text{ mrad}$  sind die Gelenkstellen mit einer Sicherheit von  $S = 2$  vor Beschädigung geschützt.

### 7.2.2.3 Simulation zur Validierung der Berechnung

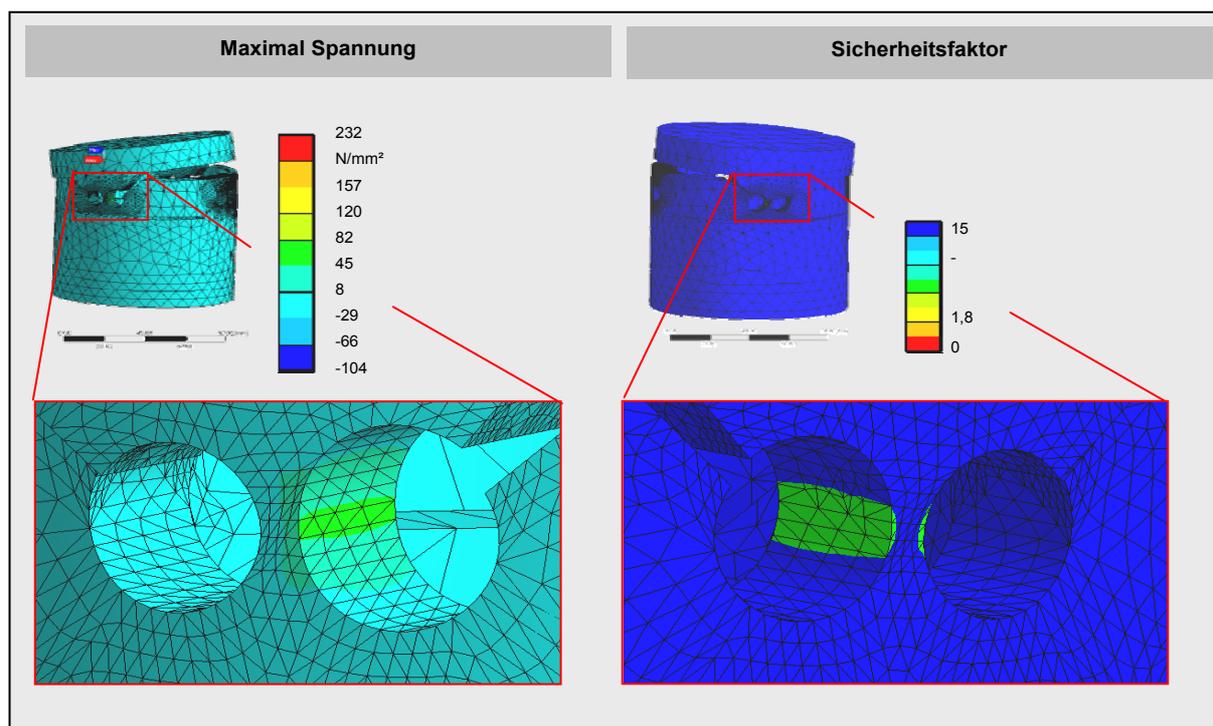
Die Gelenkkonstruktion aus **Abbildung 21** ist eine Parallelschaltung von jeweils zwei Gelenkstellen, welche wiederum in Reihe geschaltet sind. Da die Berechnungen für einfache Gelenkstellen gelten, wurden die berechneten Werte mittels der Simulationssoftware Ansys validiert. Im ersten Schritt wurden die Simulationsmodelle für einfache Gelenkstellen erstellt, um die Simulationen anhand der Berechnungen zu überprüfen. Im zweiten Schritt wurden die Modelle dann mit der Konstruktion aus **Abbildung 21** erweitert.



**Abbildung 22: Simulation einfacher Gelenkstellen**

Analytisch wurde für eine Auslenkung der dargestellten Gelenkstelle von  $\alpha = 1$  mrad eine Kraft von  $F = 15,09$  N und eine Spannung von  $\sigma = 61,4$  N/mm<sup>2</sup> an der dünnsten beanspruchten Gelenkstelle berechnet. Simulativ ergab sich eine Kraft von  $F = 13,6$  N und eine Spannung von  $\sigma = 55$  N/mm<sup>2</sup>, dies entspricht in beiden Fällen einer Abweichung von 14 %. Die Berechnungen der Reaktionskraft und die Maximalspannung wurden somit erfolgreich validiert.

Da die Simulationsmodelle anhand der Berechnungen validiert werden konnten, wurde im nächsten Schritt die gesamte Festkörpergelenkstruktur untersucht. Die verwendeten Werkstoffmodelle sowie die Vernetzungseinstellungen wurden dabei von den Berechnungen der einfachen Modelle übernommen.



**Abbildung 23: Simulation der gesamten Gelenkstruktur**

Anhand der Simulationen konnte der berechnete Sicherheitsfaktor  $S = 1,8$  bei der maximal möglichen Auslenkung von  $\alpha = 17,5$  mrad validiert werden. Die Simulationen am gesamten Festkörpergelenk weichen 5 % von den Berechnungen ab.

### 7.2.3 Fertigung des Festkörpergelenks

Um ein Fertigungsverfahren für die Gelenkstellen auszuwählen, müssen zunächst die Fertigungstoleranzen bestimmt werden. Dazu muss der Einfluss der Fertigungstoleranzen auf die Maximalspannung im Gelenk bekannt sein. Daher wird im Folgenden betrachtet, wie sich die Maximalspannung in Abhängigkeit der wichtigsten geometrischen Größen verändert. Für die Maximalspannung relevante Parameter sind der Radius  $R$ , die Stegbreite  $t$  und der Elastizitätsmodul  $E$  des Gelenkwerkstoffs. Diese Größen wurden innerhalb der Toleranzklasse DIN ISO 2768-1 (mittel) variiert und die Maximalspannung berechnet. Im Fall der ungünstigsten Kombination der relevanten Größen wurde bei maximaler Gelenkdurchbiegung von  $\alpha = 17,5$  mrad, einem Gelenkradius an der unteren Toleranzgrenze von  $R = 4,9$  mm, einer maximalen Stegbreite von  $t = 1,1$  mm und einem E-Modul von  $E = 66700$  N/mm<sup>2</sup> eine maximale Spannung von  $\sigma_{\max} = 252,9$  N/mm<sup>2</sup> berechnet. Nicht berücksichtigt wurde die Gelenkhöhe  $h$ , da dieses Maß bei gleichbleibender Durchbiegung keinen Einfluss auf die Spannungen im Gelenk hat. Die Gelenkhöhe  $h$  hat einen Einfluss auf die zur Verformung des Gelenkes notwendige Kraft. Der E-Modul ist aufgrund des hohen Einflusses und der zusätzlichen Wechselwirkung mit der Stegbreite einer der wichtigsten Stellhebel hinsichtlich der Maximalspannungen in Festkörpergelenken. Bei der Betrachtung der maximalen Spannungen wird deutlich, dass keine Gefahr besteht, die Dehngrenze von 480 N/mm<sup>2</sup> bei Einhaltung der Fertigungstoleranzen zu erreichen oder zu überschreiten.

Demnach kann bei Einhaltung der Fertigungstoleranzen nach DIN ISO 2768-1 (mittel) eine Beschädigung des Gelenks ausgeschlossen werden. In **Tabelle 14** sind die festgelegten Toleranzen zur Fertigung der Gelenkstellen zusammen gefasst.

**Tabelle 14: Fertigungstoleranzen des Festkörpergelenkes**

Fertigungstoleranzen			
<b>Radius</b>	$R = 5 \text{ mm}$	$\pm 0,1 \text{ mm}$	Bis 6mm nach DIN ISO 2768-1 (mittel)
<b>Höhe</b>	$h = 10 \text{ mm}$	$\pm 0,2 \text{ mm}$	Bis 30 mm nach DIN ISO 2768-1 (mittel)
<b>Stegbreite</b>	$t = 1 \text{ mm}$	$\pm 0,1 \text{ mm}$	Bis 6 mm nach DIN ISO 2768-1 (mittel)
<b>E-Modul</b>	$E = 71,7 \text{ kN/mm}^2$	$\pm 5000 \text{ N/mm}^2$	Lieferanteninformation

Der Gelenkgrundkörper wird gedreht und die Lochkreise zum Verschrauben mit der Arbeitsplatte und dem Fixring werden anschließend gebohrt. Die Gelenkstellen und die Biegespalte werden anschließend drahterodiert.

## 7.2.4 Integration des Gelenks

Das zentrale Gelenk wird wie in **Abbildung 12** gezeigt in das mechanische System integriert. Das mechanische System wiederum kann in den Bearbeitungsraum von unterschiedlichen Werkzeugmaschinen integriert werden (**Abbildung 19**). Durch die Bearbeitung wird das System wechselnden Lasten ausgesetzt die u. U. zu Schädigungen führen können. Die Anregungsfrequenzen dürfen nicht mit den Eigenfrequenzen des Spannsystems übereinstimmen, da es in diesem Fall zum kritischen Resonanzverhalten kommt. Das System kann dann durch steigende Amplituden deformiert oder zerstört werden. Da das Gelenk die Arbeitsplatte führt und mit dem Fixring verbunden ist, ist es ausschlaggebend für die Eigenfrequenzen des gesamten Aufbaus. Um die Eigenfrequenzen des Systems zu bestimmen, wurden die CAD-Modelle hinsichtlich der Eigenfrequenzen in der Software ANSYS analysiert.

Insgesamt wurden sieben kritische Eigenfrequenzen ermittelt. Die erste Deformation konnte bei einer Anregungsfrequenz von  $f = 255 \text{ Hz}$  festgestellt werden. Die zweite Deformation mit Verkippung tritt bei  $f = 859 \text{ Hz}$  auf. Vor allem die auftretende Verkippung ist kritisch zu sehen, da sie die Position der Arbeitsplatte direkt beeinflusst. Bei einer Frequenz von  $f = 1011 \text{ Hz}$  ist hauptsächlich die Grundplatte betroffen, diese Verformung kann als unkritisch angesehen werden. Die Frequenzen  $f = 1152 \text{ Hz}$  und  $f = 1162 \text{ Hz}$  fallen annähernd zusammen, es handelt sich um eine Mischfrequenz. Bei  $f = 1239 \text{ Hz}$  tritt eine Torsionsverformung auf. Diese Frequenz liegt nahe bei der letzten Eigenfrequenz von  $f = 1270 \text{ Hz}$ , bei welcher wieder eine Verkippung eintritt.

Demnach wird bei einer Anregung mit  $f = 859 \text{ Hz}$  und  $f = 1270 \text{ Hz}$  die Position der Arbeitsplatte direkt beeinflusst. Zu beachten ist, dass die bestimmten Eigenfrequenzen von den unterschiedlichen Werkstücken und Werkzeugmaschinen abhängen.

In **Abbildung 24** sind jeweils die maximalen Verformungen angegeben, welche eintreten, wenn das System mit der spezifischen Eigenfrequenz angeregt wird.

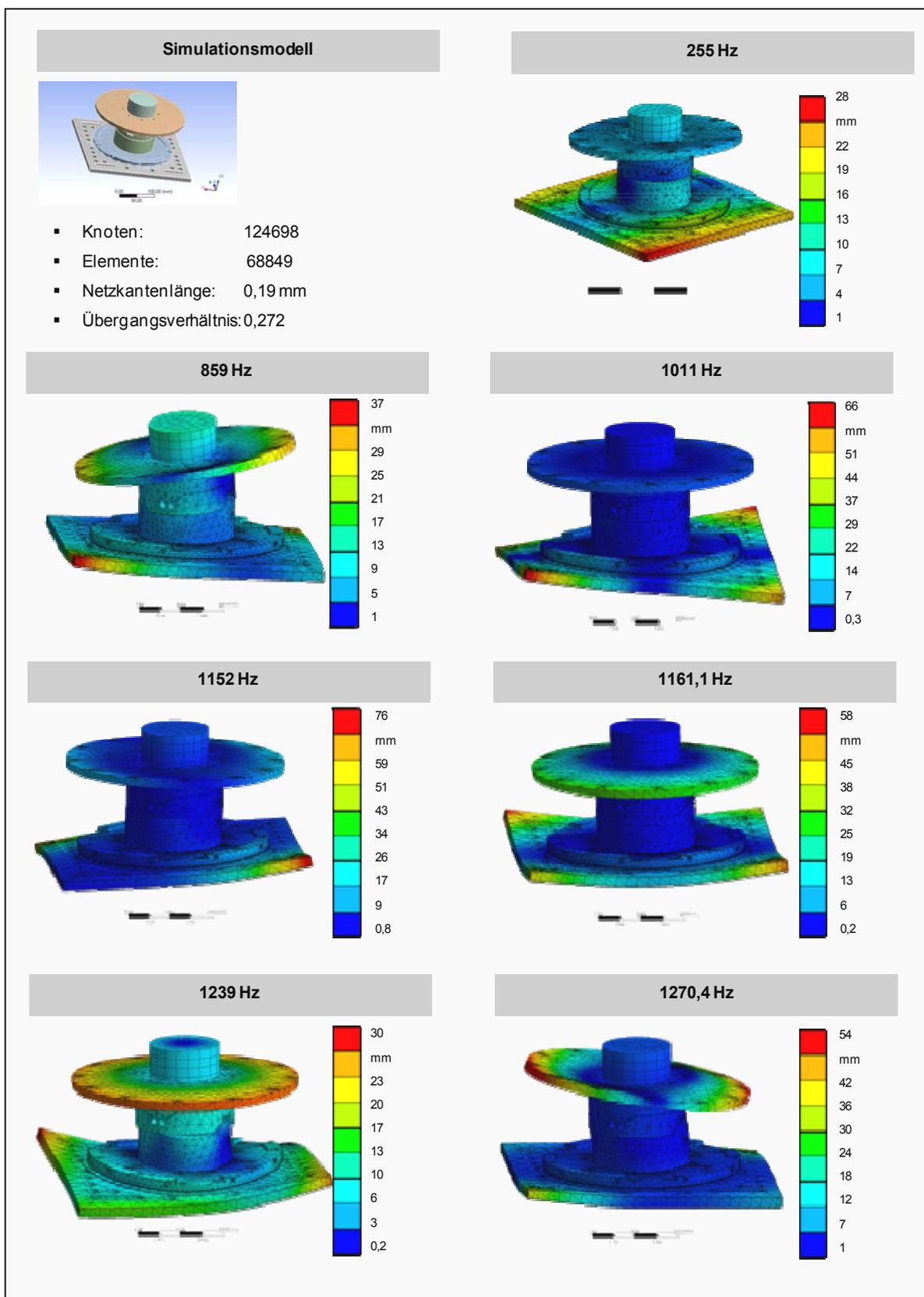


Abbildung 24: Verformung in Abhängigkeit der Eigenfrequenzen

## 7.3 Antrieb

In diesem Kapitel werden die Konzeption, die Entwicklung, der Aufbau und die Integration der Antriebseinheit vorgestellt. Dazu wurden die Systemkräfte berechnet, die Antriebseinheit modifiziert, ein Sensorsystem entwickelt, die Kraftübertragung zwischen den Aktoren und der Arbeitsplatte ausgelegt und die Antriebseinheit kalibriert.

### 7.3.1 Konzeption der Antriebseinheit

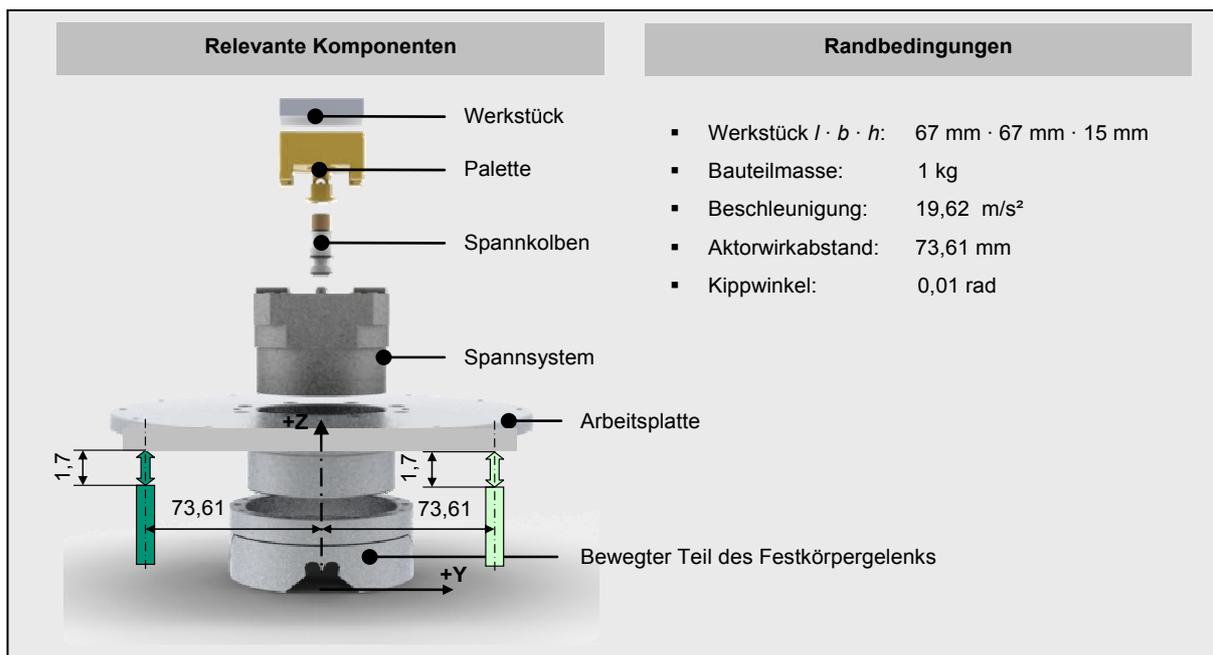
Für die Konzeption der Aktoren für das vorgestellte mechanische System stehen vier Parameter im Vordergrund: Baugröße, Auflösung, maximaler Hub und Stellkraft.

Die Baugröße der Aktoren ist entscheidend für die Baugröße des mechanischen Systems. Daher müssen die Aktoren möglichst klein ausgelegt werden. Um die geforderten Auflösungen im Submikrometerbereich zu realisieren, kommen zwei Antriebssysteme in Frage. Dies sind zum einen Piezostapel und zum anderen so genannte Piezostepper. Bei Piezostapeln hängt die Längenänderung der verwendeten Kristalle von der angelegten Spannung ab. Demnach ist die Auflösung der Aktoren von der Auflösung der Steuerelektronik direkt abhängig. Piezostapel können sehr hohe Druckkräfte ausüben, allerdings ist der maximale Hub solcher Antriebe mit max. 0,3 % der Bauhöhe vergleichsweise gering. Daher sind Piezostapel nur bedingt für das vorgestellte Konzept geeignet.

Piezostepper bestehen aus mehreren Piezoelementen. Je nach Ansteuerung der einzelnen Piezoelemente können kleine „Schritte“ (Steps) der Hubstange bewirkt werden. Der Hub der Aktoren ist nur von der Länge der Hubstange abhängig. Die Auflösung dieser Aktoren hängt ebenfalls von der Auflösung des Digital-Analogwandlers der Ansteuerelektronik ab. Vorteil dieser Aktoren sind die vergleichsweise großen möglichen Hubbewegungen. Diese Variante ist für den ersten Prototypen vorgesehen. Allerdings sind die Kräfte vergleichsweise gering zu Piezostapeln.

#### 7.3.1.1 Berechnung der Systemkräfte

Um die Aktoren zu entwickeln, müssen zunächst die benötigten Kräfte, in Abhängigkeit von Werkstückgewicht, Werkstückform und zu erwartenden Beschleunigungen betrachtet werden. Um die Kräfteberechnung und die im System wirkenden Kräfte zu veranschaulichen, werden zunächst die maximalen Kräfte an den Aktoren anhand eines typischen Beispiels aus der Mikroproduktion berechnet. In der Mikrofertigung sind kleine Werkstücke und dynamische Maschinen üblich. Für diese Berechnung wird eine Hartmetallplatte mit der Länge  $l = 67$  mm, Breite  $b = 67$  mm und Höhe  $h = 15$  mm mit der Masse  $m = 1$  kg und eine Beschleunigung von  $a = 20$  m/s<sup>2</sup> festgelegt. Dies übertrifft die Beschleunigung vieler Werkzeugmaschinen. In der folgenden Abbildung sind die beweglichen Komponenten und die Randbedingungen für die Berechnung dargestellt.



**Abbildung 25: Randbedingungen für die Kraftberechnung**

Zunächst wird das Drehmoment um den Drehpunkt des Festkörpergelenks bestimmt. Die Massen, die Massenschwerpunkte und die resultierenden Massenträgheitsmomente sind für die Komponenten Arbeitsplatte, Spannsystem, Spannkolben, Spannmutter, Palette, Festkörpergelenk und das Werkstück in folgender Tabelle aufgelistet.

**Tabelle 15: Massenträgheitsmomente zur Kraftberechnung**

Bauteil	Masse	Massenschwerpunkt	Massenträgheitsmoment		
	$m_i$ [g]	$S_i$ [mm]	$P_{xi}$ [g·mm <sup>2</sup> ]	$m_i \cdot S_i^2$ [kg·m <sup>2</sup> ]	$P_{xi} + m \cdot S_i^2$ [kg·m <sup>2</sup> ]
<b>Arbeitsplatte</b>	1518	30,98	5039081	0,001457	0,006497
<b>Spannsystem</b>	2467	43,21	1868195	0,004608	0,006476
<b>Spannkolben</b>	32	78,03	1251	0,000197	0,000198
<b>Spannmutter</b>	10	76,46	423	0,000057	0,000058
<b>Palette</b>	377	90,62	101783	0,003096	0,003198
<b>FKG</b>	339	7	538162	0,000017	0,000555
<b>Werkstück</b>	1000	108,41	392833	0,011750	0,012143

Die Gesamtmasse ergibt sich aus der Summe aller zu bewegenden Massen. Der Gesamtmassenschwerpunkt ergibt sich aus der Summe aller relevanten Massen und Massenschwerpunkte. Das Drehmoment um den Drehpunkt des Festkörpergelenks ergibt sich aus dem Produkt des Gesamtmas-

senschwerpunktes, der Beschleunigung und der Summe aus  $P_{xi} + m_i \cdot S_i^2$  aller relevanten Bauteile. Im Folgenden sind die Ergebnisse zusammengefasst:

- Gesamtmasse  $m_{ges} = 5,745 \text{ kg}$
- Gesamtschwerpunkt  $S_{ges} = 0,053 \text{ mm}$
- $\sum P_{xi} + m_i \cdot S_i^2 = 0,0291 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- Moment um den Drehpunkt  $M_{FKD} = 11,08 \text{ Nm}$

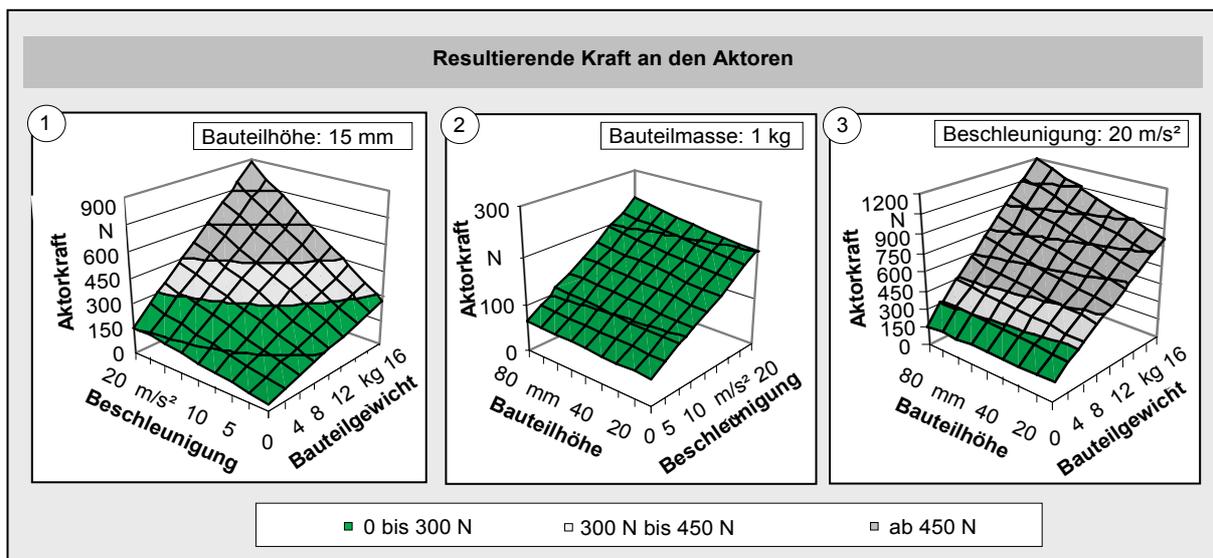
Aus dem Drehmoment am Festkörpergelenk (FKG) und dem Abstand des Aktors zum Drehpunkt ergibt sich die Kraft  $F_1$ , welche der Aktor zum Ausgleich aufbringen muss. Weiter müssen die drei Aktoren die Gewichtskraft  $F_G$  der zu bewegenden Teile überwinden. Aufgrund der Mittelpunktverschiebung entsteht eine zusätzliche Kraftkomponente  $F_2$ , welche sich im ungünstigen Fall zu der Gewichtskraft addiert. Je nach Aktorgeschwindigkeit ergibt sich eine weitere Kraftkomponente  $F_3$  aufgrund der Aktorbeschleunigung. Weiter muss die Kraft  $F_4$  zur Überwindung des FKG berücksichtigt werden. Damit die Arbeitsplatte immer im vorgespannten Zustand verkippt wird, muss eine Vorspannkraft  $F_5$  eingebracht werden, welche wiederum von dem gegenüber liegenden Aktor überwunden werden muss. Die Summe aller vorgestellten Kraftkomponenten ergibt die maximal auftretende Kraft an einem Aktor. Im Folgenden sind die Ergebnisse der Kraftberechnung zusammen gefasst.

**Tabelle 16: Kraftreaktion aufgrund der Beschleunigung**

Kraftkomponente	Bezeichnung	Größe
Kraft am Aktor durch Beschleunigung	$F_1$	150 N
Gewichtskraft	$F_G$	19 N
Kraftkomponente aufgrund von Mittelpunktverschiebung	$F_2$	1 N
Kraftkomponente aufgrund einer Aktorbeschleunigung von $5 \text{ m/s}^2$	$F_3$	27 N
Kraft zur Überwindung des FKG	$F_4$	6 N
Vorspannkraft	$F_5$	5 N
<b>Maximale Kraft am Aktor 3</b>	<b><math>F_{A3}</math></b>	<b>208 N</b>
Maximale Querkraft am Aktor 3	$F_{A3Q}$	2 N

Unter den gegebenen Bedingungen tritt im ungünstigsten Fall an einem der Aktoren eine Kraft von  $F_{A3} = 208 \text{ N}$  auf.

Im Folgenden wird die Aktorkraft in Abhängigkeit von Bauteilhöhe, Beschleunigung und Bauteilgewicht dargestellt.



**Abbildung 26: Aktorkraft in Abhängigkeit von Beschleunigung und Werkstück**

Das linke Diagramm in **Abbildung 26** zeigt die Änderung der Kraft in Abhängigkeit von Beschleunigung und Bauteilgewicht bei einer Bauteilhöhe  $h = 15 \text{ mm}$ . Diagramm 2 stellt die Aktorkraft in Bezug auf die Bauteilteilhöhe und die Beschleunigung dar, die Bauteilmasse ist konstant bei  $m = 1 \text{ kg}$ . Das rechte Diagramm zeigt die Abhängigkeit der Aktorkraft von Bauteilteilhöhe und Bauteilgewicht bei einer konstanten Beschleunigung von  $a = 20 \text{ m/s}^2$ . Die grüne Fläche markiert den unkritischen Betriebsbereich unter  $F = 300 \text{ N}$ . Bis zu der Grenze von hell- und dunkelgrauem Bereich ist die resultierende Kraft am Aktor unter  $F = 450 \text{ N}$ . Darüber hinaus ist mit einer höheren Kraft am Aktor zu rechnen.



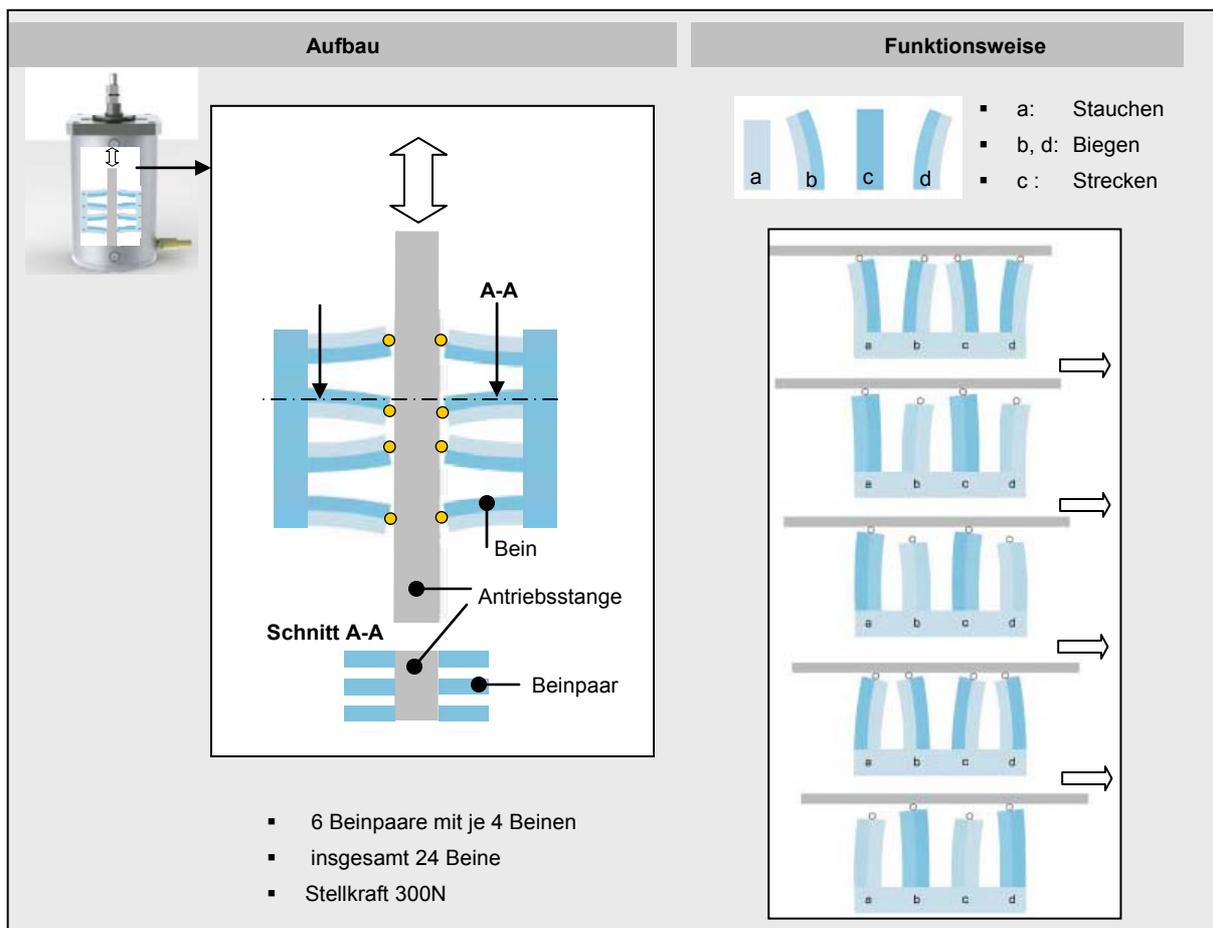
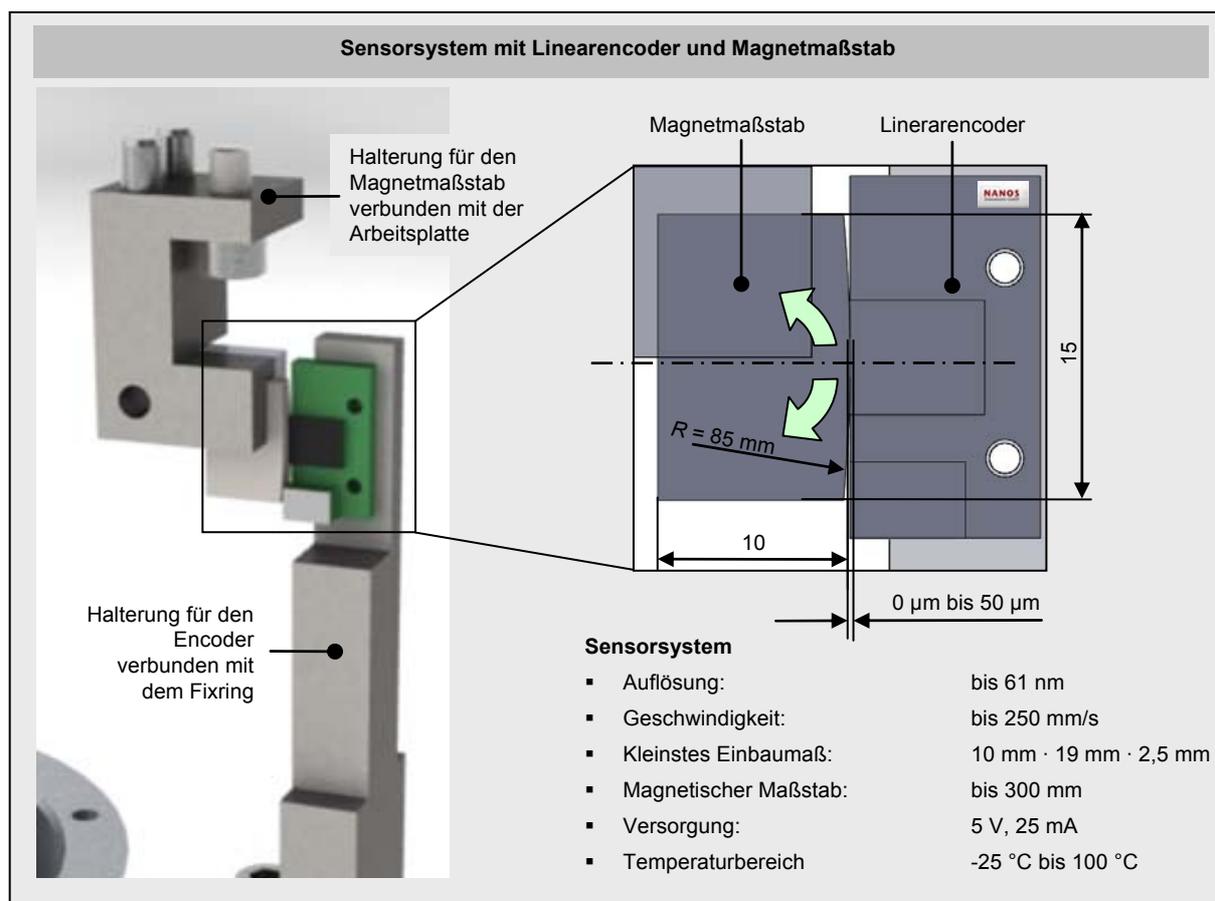


Abbildung 27: Aufbau und Funktionsweise der verwendeten Piezoaktoren

### 7.3.3 Aufbau der Antriebseinheit

Die gesamte Antriebseinheit besteht aus den Piezoantrieben und den Sensoren. In einem geschlossenen Regelkreis aus Aktoren und Sensoren bestimmt die Komponente mit der niedrigeren Auflösung die gesamte Systemgenauigkeit. Da die Aktoren eine Auflösung im Submikrometerbereich haben, wird im Folgenden ein Sensorsystem entwickelt, mit der die geforderte Systemgenauigkeit erwartet werden kann.

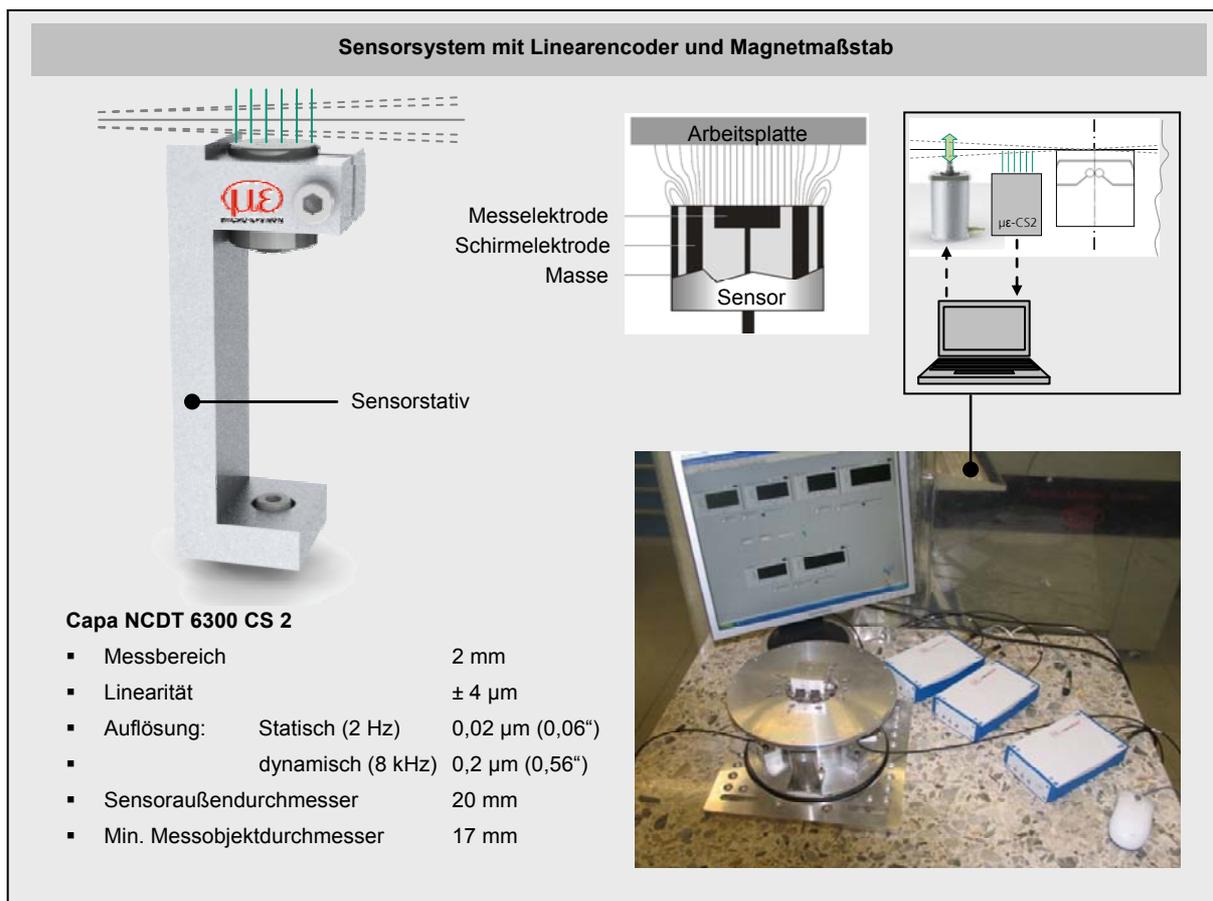
Aufgrund hoher Präzision und Stabilität bei sehr geringer Baugröße wurde im Rahmen dieses Arbeitspakets zunächst die Messwerterfassung mittels Linearencoder untersucht (siehe **Abbildung 28**).



**Abbildung 28: Sensorkonzept mit Linearencoder**

Die Winkeländerung zwischen der Arbeitsplatte und der Grundplatte führt zu einer kreisförmigen Bewegung an den Sensoren. Um diese auszugleichen, muss an dem keramischen Maßstab ein Radius von  $R = 85 \text{ mm}$  mit einer Toleranz von  $\pm 25 \text{ µm}$  geschliffen werden. Zudem muss auf dem keramischen Magnetmaßstab die Teilung radial aufmagnetisiert werden. Bei einer solchen prototypischen Sonderanfertigung ist eine zusätzliche aufwändige Entwicklung, Kalibrierung und hochgenaue Ausrichtung der einzelnen Elemente bei der späteren Montage notwendig. Aufgrund der hohen Kosten sowie dem nicht einschätzbaren Aufwand und Risiko der Neuentwicklung wurde eine Variante mit berührungslosen kommerziell verfügbaren Sensoren für die Realisierung gewählt. Hierfür sind Laser- oder Wirbelstromsensoren aufgrund der Baugröße ausgeschlossen.

Kapazitive Sensoren eignen sich aufgrund der Störuneempfindlichkeit, Baugröße und Genauigkeit für das System. Sie arbeiten nach dem Prinzip eines Plattenkondensators. Liegt bei zwei gegenüberliegenden Platten eine Spannung an, entsteht zwischen den Platten ein elektrisches Feld. Hier bilden der Sensor und die gegenüberliegende Arbeitsplatte eine Einheit, dessen Kapazitätsgröße sich abhängig von ihrem Abstand zueinander verhält.



**Abbildung 29: Funktion und Aufbau des finalen Sensorkonzeptes**

Der Abstand zwischen Sensor und Arbeitsplatte wird an drei Stellen gemessen, so kann die Position der Arbeitsplatte ermittelt werden. Da alle Sensoren eine Einheit mit der Arbeitsplatte bilden, wird eine Synchronisation vorgesehen, um eine gegenseitige Beeinflussung zu vermeiden. Die Auflösung der Sensoren bestimmt maßgeblich die Systemgenauigkeit, da die Auflösung der Sensoren geringer ist als die der Aktoren. In **Abbildung 29** ist der Aufbau der Antriebseinheit mit Mehrkanalbetrieb der Sensoren CS 2 unter Verwendung der drei Elektroniken capaNCDT 6300 und Synchronisationskabel dargestellt.

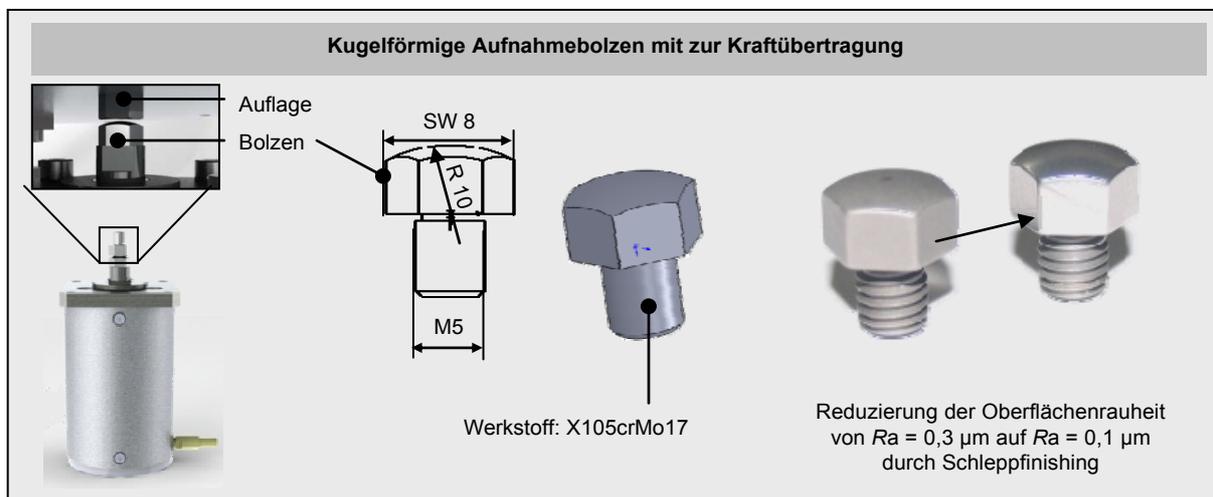
### 7.3.4 Integration der Antriebseinheit in das Spannsystem

Entscheidend für die Integration der Antriebseinheit sind die Wahl der Kraftübertragung von den Aktoren zu der Arbeitsplatte, in die der Werkstückhalter integriert ist, und die Kalibrierung der Antriebseinheit.

#### 7.3.4.1 Kraftübertragung

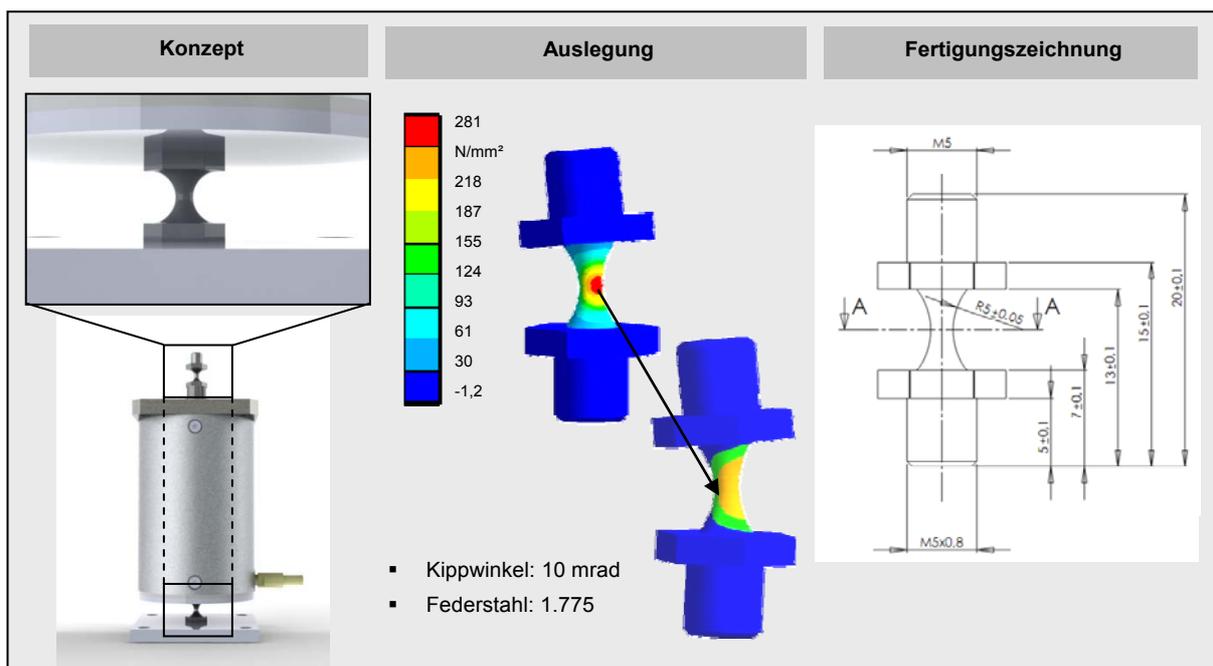
Eine effektive Art der Kraftübertragung ist die Verwendung von Aufnahmebolzen mit Kugelform. Die Vorteile liegen vor allem in der Einfachheit, den niedrigen Kosten und der hohen zu erwartenden Genauigkeit. Allerdings können nur Druckkräfte und keine Zugkräfte übertragen werden. Bei klassischen Piezostapeln ist dies kein Nachteil, da ohnehin nur Druckkräfte erzeugt werden können. Die vorgestellten Piezomotoren sind in der Lage Kräfte in beiden Richtungen zu erzeugen, daher führt die Verwen-

dung von Aufnahmebolzen mit Kugelform zu einer Reduzierung der Effektivität, da Zugkräfte nicht genutzt werden können. Da die Arbeitsplatte aus vergleichsweise weichem Aluminium besteht, werden Auflageflächen wie die Aufnahmebolzen aus besonders hartem und verschleißfestem Edelstahl 1.4125 gefertigt. Die verwendeten Aufnahmebolzen und Auflagen haben eine Oberflächengüte von  $Ra = 0,3 \mu\text{m}$  und eine Härte von 55 HRC (**Abbildung 30**).



**Abbildung 30: Integration der Antriebe mit polierten Aufnahmebolzen mit Kugelform**

Die zweite betrachtete Lösungsvariante ist die Antriebsintegration über Festkörpergelenke. Diese bieten die Möglichkeit, Kräfte in beide Richtungen übertragen zu können. Das führt zu einer Steigerung der Steifigkeit und Leistungsfähigkeit des Gesamtsystems. Zudem sind Festkörpergelenke verschleißfrei. Allerdings ist die Entwicklung, Auslegung und Fertigung wesentlich komplexer und die Systemhöhe vergrößert sich. Da die Kippung der Arbeitsplatte in zwei Achsen erfolgt, kann keine feste Richtung für die Kippung der Festkörpergelenke der Aktoren festgelegt werden. Daraus resultiert ein drehsymmetrisches Festkörpergelenk. Die Auslegung der Gelenke erfolgte mit Hilfe von FEM-Simulationen in iterativen Schleifen (**Abbildung 31**).



**Abbildung 31: FKG zur Kraftübertragung zwischen Aktoren und Arbeitsplatte**

Es wurden der Durchmesser des Steges sowie der Biegeradius variiert, da diese Größen einen signifikanten Einfluss auf die Spannungen im Material haben. Die Einbaumaße der Festkörpergelenke sind durch die Konstruktion vorgegeben. Die Simulationen konnten die Gesetzmäßigkeiten aus der Berechnung des zentralen Gelenkes bestätigen. Eine Reduktion des Stegdurchmessers und die Vergrößerung des Biegeradius führten zu einer Verringerung der Spannungen. Durch Variation der geometrischen Parameter konnten keine optimalen Gelenkeigenschaften gefunden werden. Daher wurde zur weiteren Verbesserung der Werkstoff geändert. Mit dem Federstahl 1.7225 konnte wie in **Abbildung 31** gezeigt eine günstige Kombination gefunden werden.

Nach der Fertigung der Gelenke und dem Polieren der kugelförmigen Aufnahmebolzen wurden beide Varianten getestet. Aufgrund der benannten Vorteile und der einfachen Montage wurde der erste Prototyp mit den beschriebenen Aufnahmebolzen und entsprechenden Auflagen ausgestattet.

### 7.3.4.2 Kalibrierung der Antriebseinheit

Die Antriebseinheit ist für die Verkipfung und die Positionserfassung der Arbeitsplatte zuständig. Die Ist-Position der Arbeitsplatte wird mit den vorgestellten kapazitiven Sensoren erfasst. Nach der Integration der Sensoren in das mechanische System, müssen diese kalibriert werden um die Abweichung des Sensorwertes vom Soll-Wert zu ermitteln. So wird durch die Kalibrierung die Übertragungsfunktion der Sensoren ermittelt. Mit den Übertragungsfunktionen kann später anhand der Sensordaten die genaue Position der Arbeitsplatte berechnet werden.

Zur Kalibrierung wird die Arbeitsplatte verkippt und die Position jeweils mit den integrierten Sensoren und extern mit einem induktiven Feinzeiger der Firma Mahr erfasst (**Abbildung 32**). Durch den Abgleich dieser beiden Datenreihen lässt sich die Übertragungsfunktion des Sensors bezüglich der Verkipfung der Arbeitsplatte bestimmen. Zur genauen Positionierung der Messuhr über den Mittelpunkten der Sensoren auf der Arbeitsplatte wurde ein Versuchstand mit Komponenten der Firma Owis entwickelt und aufgebaut. Die Koordinaten wurden in Kapitel 7.1.3.2 ermittelt. Für die Kalibrierung wurde die Arbeitsplatte ausgehend von einer negativen Verkipfung von  $\alpha = 10$  mrad in 12 Schritten in positive Richtung über den gesamten Verfahrbereich verkippt. Nach jedem Teilschritt wurde die Position der Arbeitsplatte extern und mit den kapazitiven Sensoren erfasst. Die Kalibrierung wurde für beide Achsen durchgeführt.

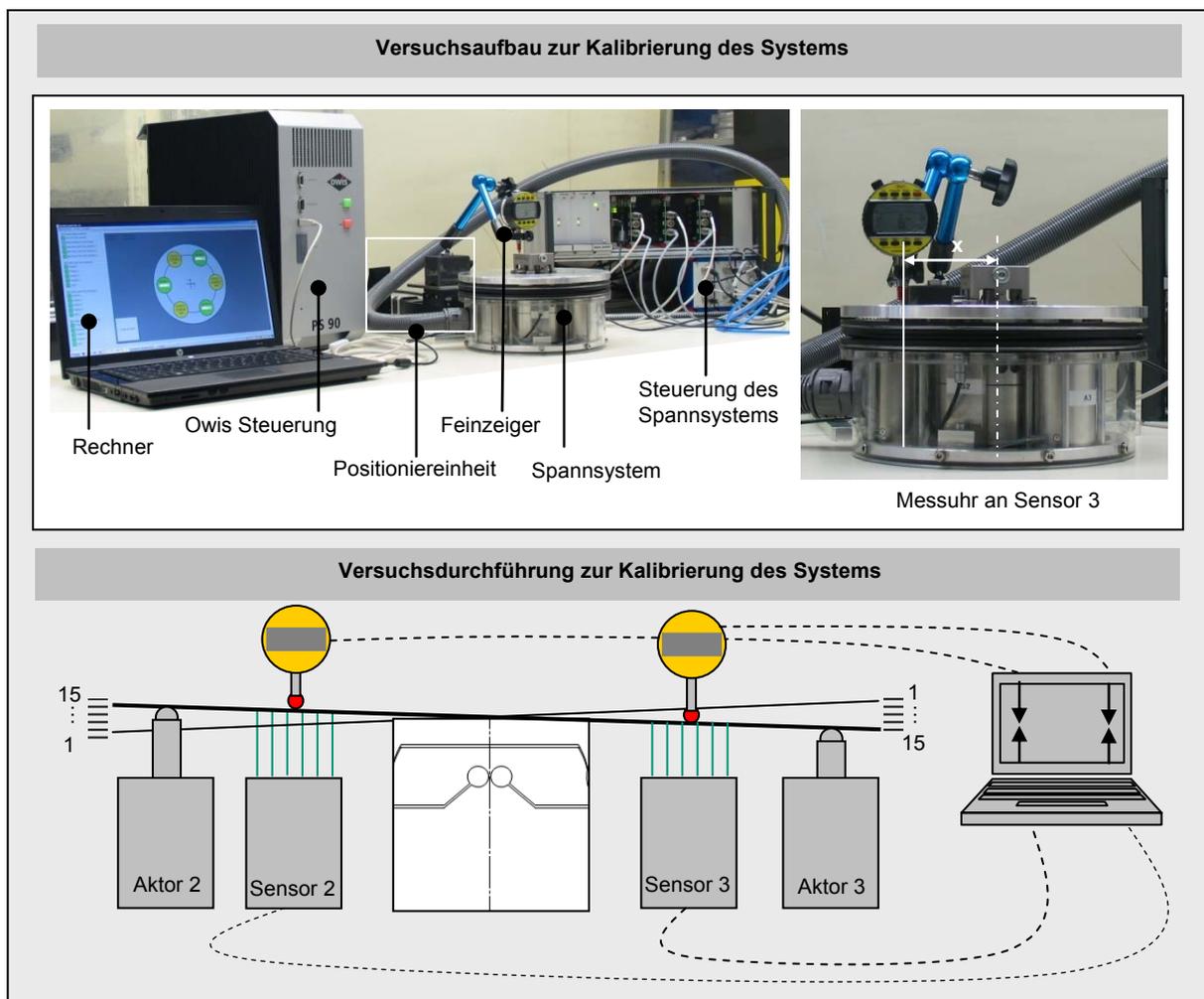


Abbildung 32: Versuchsaufbau zur Ermittlung der Sensorübertragungsfunktionen

Die dabei ermittelten Messwerte beziehen sich immer auf die Nulllage. Die Nulllage ist durch die Spannungswerte  $U_{S1} = 5,001 \text{ V}$ ,  $U_{S2} = 4,970 \text{ V}$  und  $U_{S3} = 5,000 \text{ V}$  definiert. Mit den Messwerten werden die linearen Übertragungsfunktionen errechnet. Zur Bestimmung des Abstands zwischen der Arbeitsplatte und dem jeweiligen Sensor wurden, durch die beschriebene Kalibrierung, die folgenden Übertragungsfunktionen bestimmt.

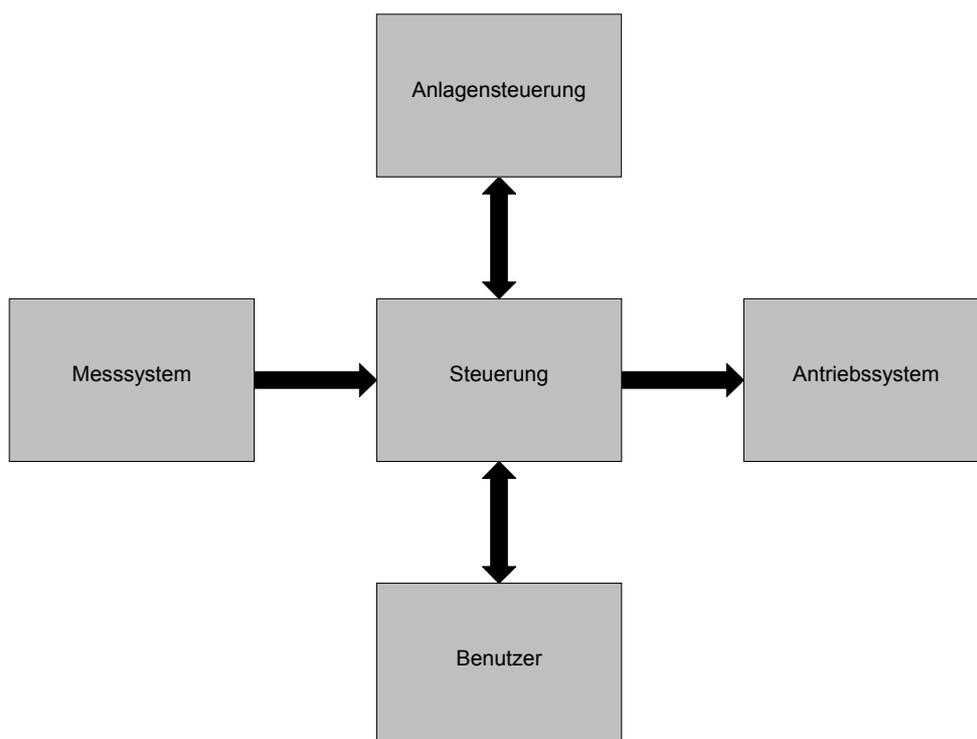
Tabelle 18: Übertragungsfunktionen

Übertragungsfunktion für die X-Achse	
Sensor 2	$S_{2x}(X_2) = 203,3 \mu\text{m/V} \cdot X_2 - 1010,5 \mu\text{m}$
Sensor 3	$S_{3x}(X_3) = 195,9 \mu\text{m/V} \cdot X_3 - 979,5 \mu\text{m}$
Übertragungsfunktion für die Y-Achse	
Sensor 1	$S_{1y}(X_1) = 200,9 \mu\text{m/V} \cdot X_1 - 1004,7 \mu\text{m}$
Sensor 2	$S_{2y}(X_2) = 206,5 \mu\text{m/V} \cdot X_2 - 1026,4 \mu\text{m}$
Sensor 3	$S_{2y}(X_3) = 196,7 \mu\text{m/V} \cdot X_3 - 983,5 \mu\text{m}$

## 7.4 Steuerung

### 7.4.1 Konzeption der Steuerung

Das Spannsystem setzt sich aus fünf Teilsysteme zusammen: Anlagensteuerung, Steuerung des Spannsystems, Mess- und Antriebssystem sowie Benutzer des Spannsystems. Darüber hinaus können – ausgehend von der Steuerung des Spannsystems – vier Schnittstellen identifiziert werden. Der allgemeine Steuerungsaufbau lässt sich somit in folgendem Blockschaltbild (**Abbildung 33**) zusammenfassen.



**Abbildung 33: Allgemeiner Steuerungsaufbau**

Gemäß dem konzipierten mechanischen System besitzt das Messsystem drei kapazitive Abstandssensoren mit jeweils einer dazugehörigen Sensorelektronik. Das Messprinzip beruht auf der Kapazitätsänderung zwischen Sensor und Messobjekt. Hierzu speist der Oszillator der Sensorelektronik (siehe **Abbildung 34**) einen frequenz- und amplitudenstabilen Wechselstrom in den Sensor ein. Der Spannungsabfall über dem Kondensator ist dann proportional zum Abstand des Sensors vom Messobjekt. Die Spannung wird durch die Sensorelektronik demoduliert, linearisiert und verstärkt und als Gleichspannungssignal ausgegeben. Die Ausgangsspannung der Sensorelektronik liegt für den nominalen Messbereich des Sensors zwischen 0 V und 10 V. Allerdings ist eine Überschreitung des Messbereichs bis zu 14 V möglich [MIC11].

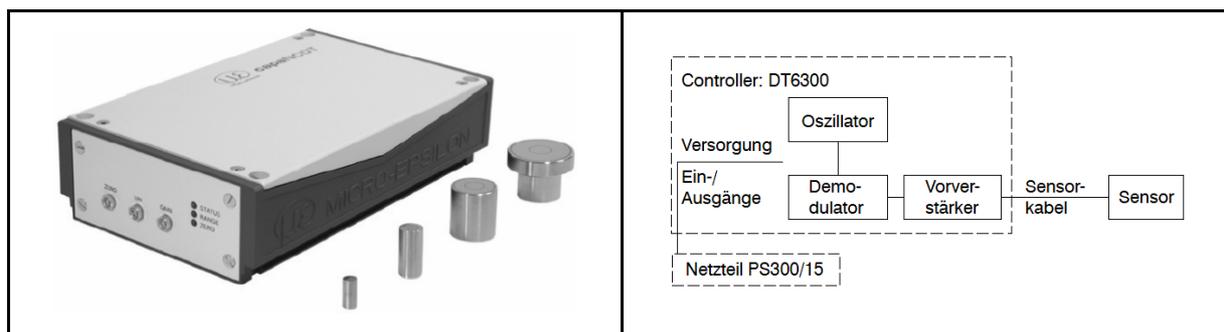


Abbildung 34: Sensorelektronik DT6300 mit Blockschaltbild [MIC11]

Das konzipierte mechanische System besitzt zudem drei lineare piezoelektrische Schrittantriebe. Jeder Schrittantrieb setzt sich aus mehreren Antriebselementen zusammen, welche wiederum aus jeweils vier piezoelektrischen Biegeschwingern bestehen. Für die Ansteuerung eines Biegeschwingers werden die Spannungen  $U_1$  und  $U_2$  benötigt. Sind beide Spannung gleich null, befindet sich der Biegeschwinger in der Neutralstellung (siehe **Abbildung 35**, Neutralstellung). Wird nun  $U_2$  erhöht, biegt sich der Biegeschwinger nach oben. Die Biegung erreicht ihr Maximum, wenn  $U_2$  die maximal zulässige Betriebsspannung erreicht (siehe **Abbildung 35**, Biegung nach oben). Hält man nun die Spannung  $U_2$  konstant und erhöht gleichzeitig die Spannung  $U_1$ , biegt sich der Biegeschwinger wieder nach unten, wird dabei allerdings gestreckt. Erreicht auch die Spannung  $U_1$  die maximale Betriebsspannung, ist der Biegeschwinger vollständig gestreckt (siehe **Abbildung 35**, Streckung). Senkt man die Spannung  $U_2$  nun wieder ab, so biegt der Biegeschwinger sich in die entgegengesetzte Richtung. Die maximale Biegung wird erreicht, wenn  $U_2$  gleich null ist und  $U_1$  der maximalen Betriebsspannung entspricht (siehe **Abbildung 35**, Biegung nach unten). Um den Biegeschwinger wieder in die Neutralstellung zurückzuführen, muss die Spannung  $U_1$  ebenfalls auf null abgesenkt werden. Wiederholt man diesen Vorgang entsteht eine Art Gehbewegung des Biegeschwingers. Die Kraft wird mittels Haftreibung auf die Antriebsstange des Piezoantriebs übertragen und kann somit vor und zurück bewegt werden.

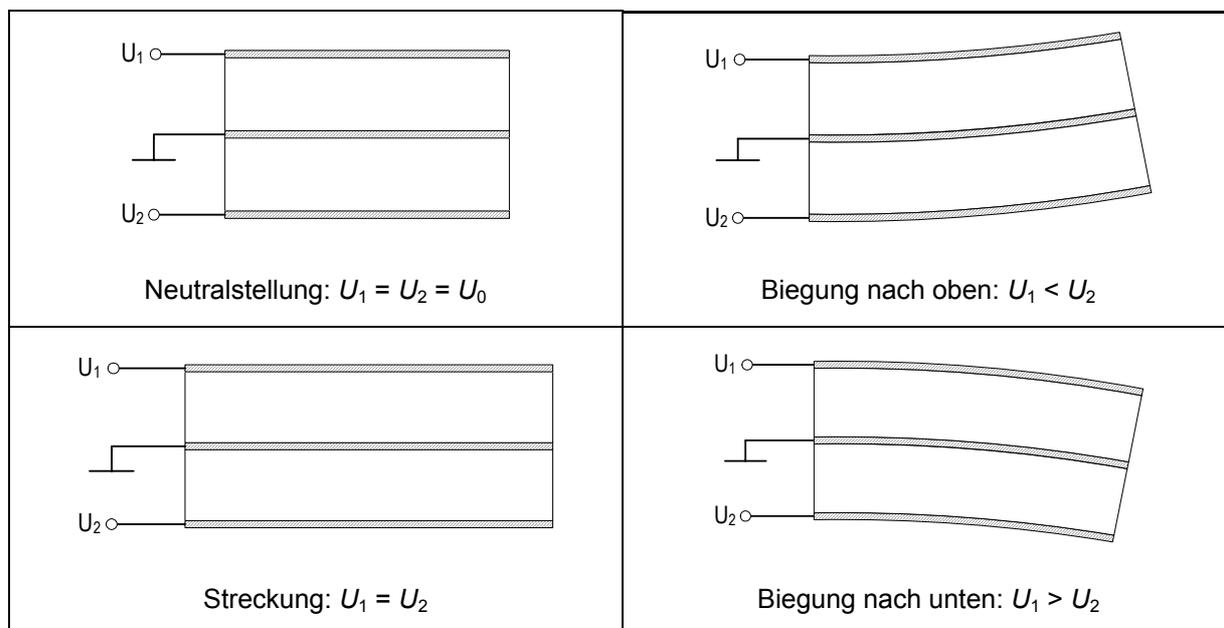


Abbildung 35: Biegeschwinger

Im Rahmen der Schnittstellendefinition zur Anlagensteuerung wurden zunächst Kommunikationsschnittstellen herkömmlicher Anlagen ermittelt. Die Recherche ergab, dass sowohl RS232 als auch

Ethernet weit verbreitet sind. Auf Basis des Rechercheergebnisses und des Ergebnisses der Projektteilnehmerbefragung wurde beschlossen, eine RS232-Schnittstelle und ein einfaches ASCII-Kommunikationsprotokoll zu realisieren. Weiterhin wurde zusammen mit den Projektteilnehmern festgelegt, die Benutzerschnittstelle mit Hilfe einer Softwareapplikation auf einem Rechnersystem umzusetzen, um die manuelle Eingabe von Korrekturwerten und die Konfiguration des Spannsystems zu ermöglichen. Hierzu wurde die Steuerung des Spannsystems um einen Steuerungsrechner erweitert, mit Hilfe dessen die Schnittstellen zur Anlagensteuerung und zum Benutzer des Spannsystems realisiert werden sollen. Die Schnittstelle zwischen dem Messsystem und dem Antriebssystem wird in der Steuerungseinheit realisiert. Zwischen Steuerungsrechner und Steuerungseinheit muss zudem eine weitere Schnittstelle definiert werden.

### 7.4.2 Entwicklung der modularen Steuerung

Das mechanische System sieht drei Sensoren und drei Antriebe vor, die jeweils um  $120^\circ$  versetzt um das Festkörpergelenk angeordnet sind. Durch diese Anordnung ist es möglich jeden Antrieb mit Hilfe des gegenüberliegenden Sensors zu positionieren. Da die Antriebe nur Druckkräfte auf die Arbeitsplatte übertragen können, muss die Positionierung der Arbeitsplatte durch den Steuerungsrechner geregelt werden. Andernfalls geht die eingestellte Vorspannung des Systems verloren. Basierend auf den soeben dargelegten Überlegungen und dem in der folgenden Tabelle dargestellten Systemaufbau können die Teilfunktionen der Steuerungseinheit und des Steuerungsrechners analysiert werden. Die Analyseergebnisse sind in **Tabelle 19** zusammengefasst.

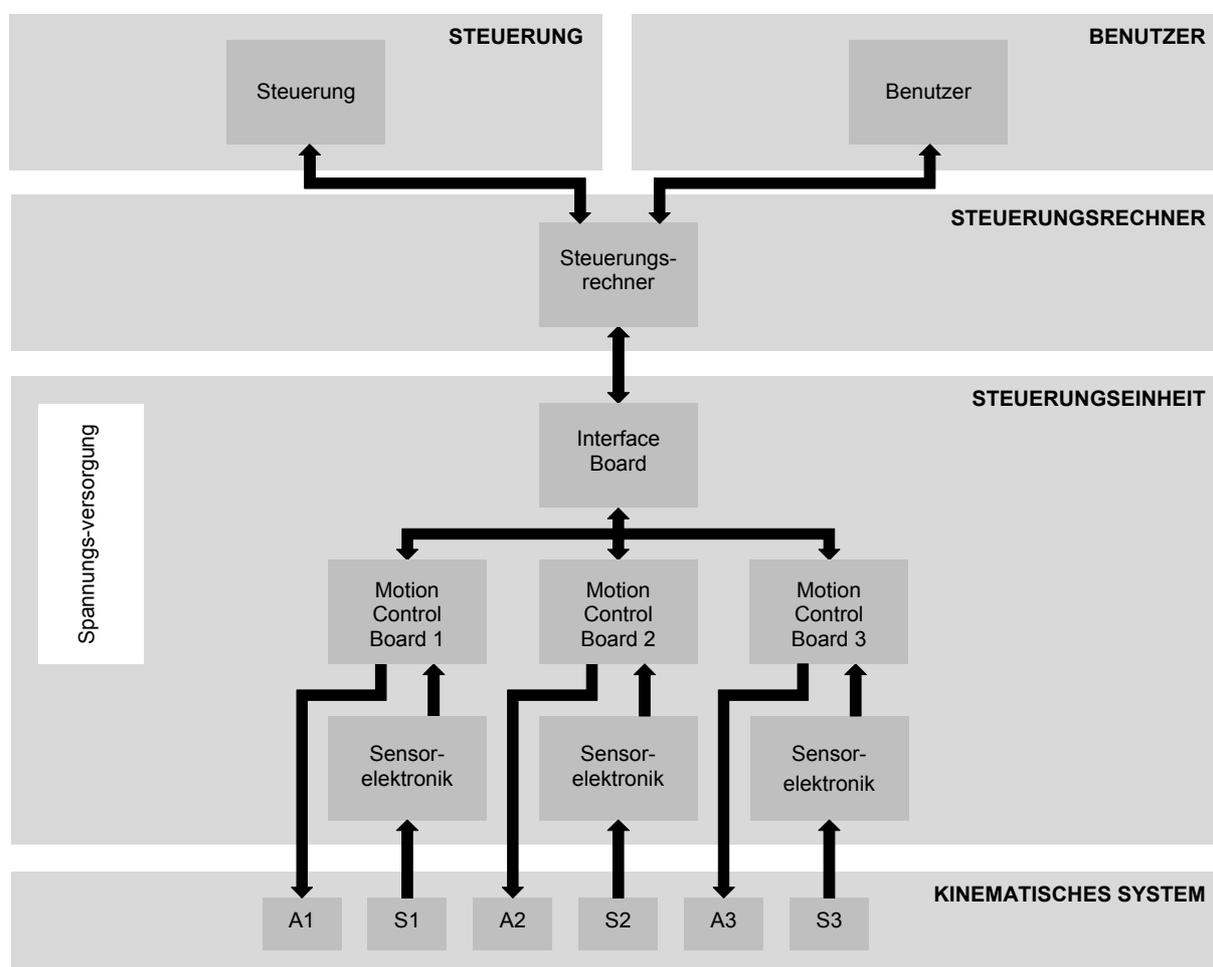
**Tabelle 19: Analyse der Teilfunktionen**

Teilsystem	Teilfunktion
<b>Steuerungsrechner</b>	Überwachung der Schnittstelle zur Anlagensteuerung
	Stellwege berechnen
	Steuerungseinheit und Softwareapplikation konfigurieren
	Realisierung der Benutzeroberfläche
	Positionierung überwachen
	Positionierung der Arbeitsplatte regeln
	Kommunikation mit der Steuerungseinheit
<b>Steuerungseinheit</b>	Antriebe ansteuern
	Sensorsignale einlesen
	Position der Antriebe regeln
	Kommunikation mit dem Steuerungsrechner

Das Steuerungssystem wurde so entwickelt, dass die Anzahl der benutzten Antriebe zunächst flexibel angepasst werden konnte. Weiterhin sollten jeweils ein Sensor und ein Antrieb zu einem Positionsregler zusammengefasst werden, welche wiederum über einen I<sup>2</sup>C-Bus miteinander verbunden werden

sollten. Hiermit war es theoretisch möglich bis zu 127 Positionsregler zu realisieren. Da konventionelle Rechnersysteme allerdings über keine I<sup>2</sup>C-Schnittstelle verfügen, musste eine alternative Lösung entwickelt werden. Die Schnittstelle zwischen Steuerungsrechner und Steuerungseinheit wurde daraufhin – aufgrund der weiten Verbreitung – als USB-Schnittstelle definiert. Daraus resultierte auch die Forderung, dass eine Schaltung zur Konvertierung der Daten zwischen I<sup>2</sup>C-Bus und Universal Serial Bus realisiert werden musste. Hierzu wurde ein Schnittstellenwandler realisiert.

Die **Abbildung 36** zeigt den endgültigen Aufbau des Steuerungssystems im Systemkontext. Zur Realisierung der Schnittstellen zur Anlagensteuerung und zum Benutzer müssen die entsprechenden Methoden in der Softwareapplikation implementiert werden. Weiterhin besitzt der Steuerungsrechner eine Schnittstelle zur Steuerungseinheit, welche als USB-Schnittstelle definiert wurde. Hierüber müssen die berechneten Stellwege an die einzelnen Positionsregler (Motion Control Boards) gesendet werden. Gleichzeitig muss der Positionierungsvorgang durch den Steuerungsrechner überwacht und nochmals geregelt werden. Hierzu sind ebenfalls die notwendigen Methoden in der Softwareapplikation zu realisieren.



**Abbildung 36: Blockschaltbild der Steuerung**

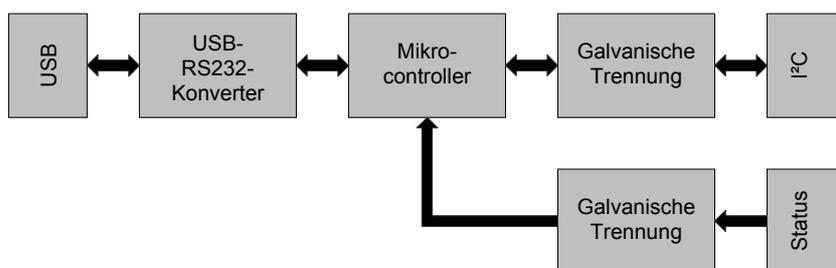
Die Steuerungseinheit besteht aus einem Schnittstellenwandler (Interface Board) und drei Motion Control Boards. Das Interface Board dient dazu, die Daten der USB-Schnittstelle auf den I<sup>2</sup>C-Bus umzusetzen. Hierzu ist es zunächst notwendig, eine geeignete Hardware zu entwickeln. Über den I<sup>2</sup>C-Bus werden dann die einzelnen Motion Control Boards angeschlossen. Sie dienen dazu, jeweils einen Antrieb mit Hilfe des jeweils gegenüberliegenden Sensors zu positionieren. Um diese Funktion zu erfüllen, muss ebenfalls eine geeignete Hardware entworfen werden.

### 7.4.2.1 Steuerungsrechner

Die Schnittstelle zur Anlagensteuerung wurde als RS232 festgelegt, weshalb der Steuerungsrechner genau eine solche Schnittstelle besitzen muss. Weiterhin wird für die Kommunikation mit der Steuerungseinheit genau eine USB-Schnittstelle benötigt. Unter Berücksichtigung der zur Verfügung stehenden Mittel und ausgehend von den geforderten Schnittstellen wurde ein Notebook beschafft. Da dieses keine RS232-Schnittstelle besitzt, musste zudem ein USB-RS232-Wandler beschafft werden.

### 7.4.2.2 Interface Board

Das Interface Board ist Teil der Steuerungseinheit und soll als Schnittstellenwandler zwischen dem Steuerungsrechner und den Motion Control Boards fungieren. Das Interface Board muss hierfür genau eine USB-Schnittstelle und genau eine I<sup>2</sup>C-Schnittstelle besitzen. Das Interface Board soll zusätzlich über zwei Wired-Or-Schaltungen verfügen, um eine Fehlermeldeleitung und eine Leitung zur Meldung der Betriebsbereitschaft realisieren zu können. Der I<sup>2</sup>C-Bus als auch die beiden Statusleitungen sollen galvanisch getrennt werden. Die **Abbildung 37** zeigt das, auf Basis der soeben dargelegten Anforderungen, entwickelte Blockschaltbild.

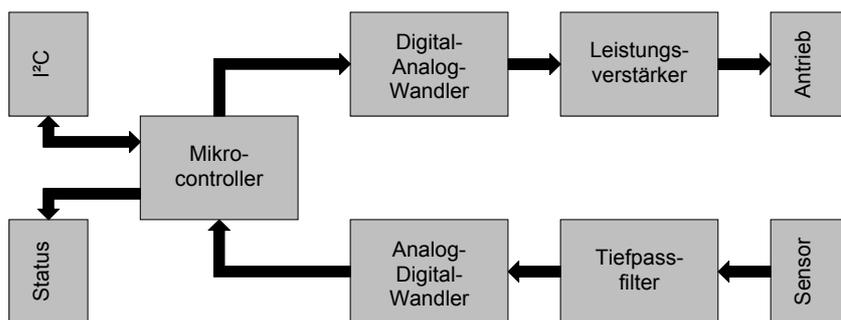


**Abbildung 37:** Blockschaltbild des Interface Boards

Das Interface Board besteht demnach aus einem USB-RS232-Wandler, einem Mikrocontroller und einer Schaltung zur Realisierung der galvanischen Trennung. Weiterhin verfügt das Interface Board über die geforderten Schnittstellen.

### 7.4.2.3 Motion Control Board

Die für die Ansteuerung der Antriebe notwendigen Signalformen sollen als Wertetabelle in einem geeigneten Mikrocontroller abgelegt werden. Mit Hilfe eines vierfachen Digital-Analog-Wandlers und vier Leistungsverstärkern wird daraus die gewünschte Signalform erzeugt. Weiterhin soll der Positionsregler in der Firmware des Mikrocontrollers implementiert werden, weshalb für die Auswertung des Sensorsignals ein Analog-Digital-Konverter benötigt wird. Die **Abbildung 38** zeigt das entwickelte Blockschaltbild des Motion Control Boards.



**Abbildung 38: Blockschaftbild des Motion Control Boards**

Die vier für die Ansteuerung der Antriebe notwendigen Signalformen werden mit einem vierfachen Digital-Analog-Wandler erzeugt und anschließend durch jeweils einen Leistungsverstärker verstärkt. Die maximale Ausgangssignalfrequenz soll 200 Hz betragen. Um diese Anforderung zu erreichen, muss jeder Leistungsverstärker einen bestimmten Lade- bzw. Entladestrom treiben können. Die einzelnen Phasen des Antriebs werden dabei als ideale Kapazitäten betrachtet, sodass der maximale Ausgangsstrom mit Hilfe der beiden folgenden Formeln berechnet werden kann.

$$I = \frac{Q}{t} \quad 7.1$$

$$Q = C \cdot U \quad 7.2$$

Weiterhin muss die Zeitspanne berechnet werden, in der der Kondensator aufgeladen werden muss, um die geforderte maximale Ausgangssignalfrequenz zu erreichen. Bei einem idealen Trapezsignal entspricht die minimale Ladezeit einem Viertel der Periodendauer.

$$t_{\text{Periode}} = \frac{1}{f_{\text{max}}} \quad 7.3$$

$$t_{\text{Laden}} = \frac{1}{4 \cdot f_{\text{max}}} \quad 7.4$$

Mit Hilfe der Formeln 7.1, 7.2 und 7.4 ließ sich nun der maximale Ladestrom für eine Phasenkapazität von 27  $\mu\text{F}$  und einer Ausgangsspannung von 46 V berechnen.

$$I_{\text{max}} = C \cdot U \cdot 4 \cdot f_{\text{max}} \quad 7.5$$

Der Leistungsverstärker muss demnach so dimensioniert werden, dass er einen maximalen Ausgangsstrom von mindestens 1 A treiben kann.

Die Auflösung des Digital-Analog-Wandler ergibt sich aus dem Verhältnis der geforderten Wegauflösung zur Grundschriftweite des Antriebs. Für den unbelasteten Antrieb wird die Grundschriftweite mit 5,5  $\mu\text{m}$  angegeben [PIE11]. Die geforderte Wegauflösung des Antriebs wurde mit 10 nm bestimmt. Die Auflösung des Digital-Analog-Wandlers kann demnach folgendermaßen berechnet werden.

$$n_{\text{DAC}} = \frac{\Delta h_{\text{Grundschrift}}}{\Delta h_{\text{min}}} \quad 7.6$$

Das Verhältnis zwischen Grundschriftweite und Wegauflösung beträgt 550. Somit muss der Digital-Analog-Wandler eine Auflösung von mindestens 10 Bit besitzen.

Eine weitere Funktion des Motion Control Boards besteht darin, das von der Sensorelektronik ausgegebene analoge Sensorsignal auszuwerten. Hierzu soll ein Digital-Analog-Wandler mit einer entsprechenden Auflösung verwendet werden. Das Verhältnis zwischen maximalem Messbereich und minimaler Auflösung des Sensors muss dazu kleiner als die darstellbare Wertemenge des Analog-Digital-Wandlers sein.

$$2^{n_{\text{ADC}}} \geq \frac{h_{\text{S}_{\text{Messbereich}}}}{h_{\text{S}_{\text{Auflösung}}}} \quad 7.7$$

Die obige Formel lässt sich nach der gesuchten Größe umstellen.

$$n_{\text{ADC}} \geq \frac{\log(h_{\text{S}_{\text{max}}}) - \log(h_{\text{S}_{\text{min}}})}{\log(2)} \quad 7.8$$

Die Berechnung ergibt eine minimale Auflösung von 15 Bit. Praktischerweise soll ein Analog-Digital-Wandler mit einer Auflösung von mindestens 16 Bit verwendet werden.

## 7.4.3 Realisierung der Hardware

### 7.4.3.1 Interface Board

Die Mikrocontrollerschaltung wurde mit einem ATmega48PA realisiert, welcher mit einer Taktfrequenz von 20 MHz betrieben wird. Der USB-UART-Wandler wurde durch einen FT232RL realisiert. Sowohl der Mikrocontroller als auch der USB-UART-Wandler werden mit der Betriebsspannung des USB versorgt, sodass auch bei einem Spannungsausfall der Steuerungseinheit die Verbindung zum Interface Board erhalten bleibt. Das realisierte Interface Board ist in der **Abbildung 39** dargestellt.

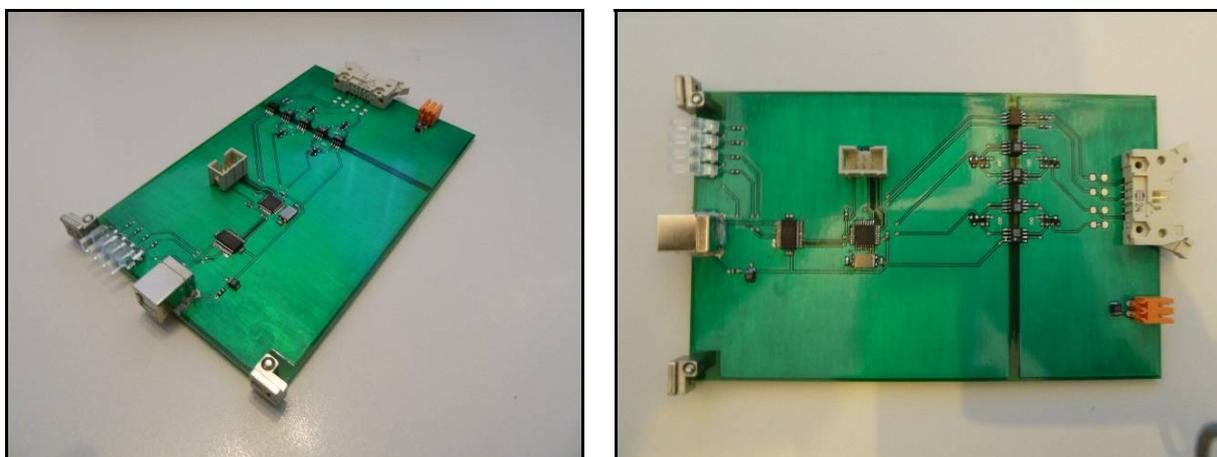
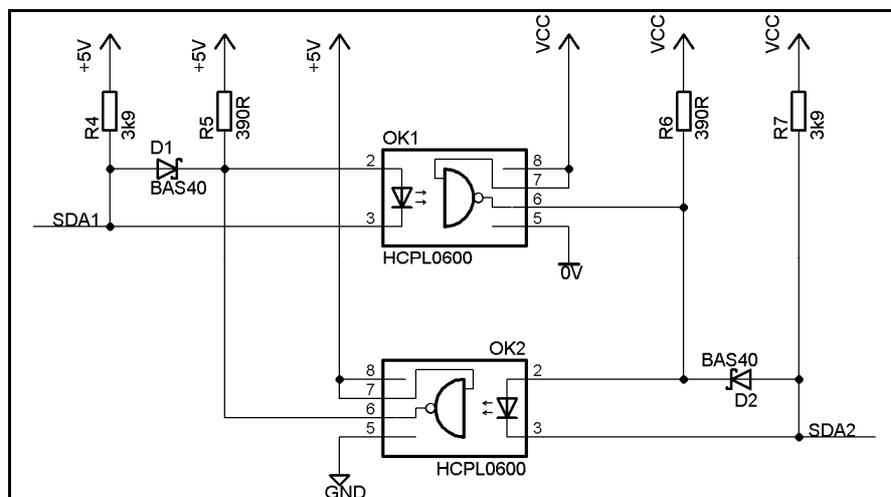


Abbildung 39: Realisiertes Interface Board

Entsprechend den Anforderungen wurde die galvanische Trennung des I<sup>2</sup>C-Busses realisiert. Die Schaltung ist in **Abbildung 40** exemplarisch für die Datenleitung des I<sup>2</sup>C-Busses dargestellt.



**Abbildung 40: Galvanische Trennung des I<sup>2</sup>C**

Wenn die beiden Signale SDA1 und SDA2 High-Level aufweisen, befindet sich die Schaltung im Ruhezustand und beide Optokoppler sind deaktiviert. Sendet der Mikrocontroller eine logische 1, also einen Low-Pegel, fließt durch R5 und D1 des Optokopplers OK1 ein Strom. Dadurch wird der Pegel des Optokopplerausgangs ebenfalls auf Low gezogen. Es fließt ein Strom durch R6, R7 und D2. Der Pegel an den I<sup>2</sup>C-Slaves entspricht dann der Flussspannung der Schottky-Diode D2. Gleichzeitig wird dieser Pegel nicht nach links weitergegeben, da die Diode D2 des Optokopplers OK2 für diesen Pegel falsch gepolt ist. Die Schaltung funktioniert ebenfalls für die umgekehrte Richtung da sie absolut symmetrisch ist.

### 7.4.3.2 Motion Control Board

Die Mikrocontrollerschaltung wurde mit einem ATmega324PA realisiert, welcher mit einer Taktfrequenz von 20MHz betrieben wird.

Der benötigte Leistungsverstärker soll das vom Digital-Analog-Wandler erzeugte Spannungssignal verstärken. Der Analog-Digital-Wandler liefert eine maximale Ausgangsspannung von 2,5 V. Die maximale Betriebsspannung des Antriebs beträgt 46 V. Die Verstärkung lässt sich somit mit der folgenden Formel berechnen.

$$V = \frac{U_A}{U_E}$$

7.9

Die Spannungsverstärkung des Leistungsverstärkers muss demnach 18,4 betragen. Weiterhin muss der Leistungsverstärker einen maximalen Ausgangsstrom von mindestens 1 A treiben können, um die geforderten 200 Hz Ausgangssignalfrequenz zu erreichen. Um diese Forderung zu erfüllen, wurde der OPA548 von Texas Instruments gewählt. Der OPA548 wird – wie in der **Abbildung 41** zu sehen – als nicht-invertierender Verstärker betrieben. Zusätzlich wurden ein Tiefpass (Kondensator C18) und ein Entladewiderstand (Widerstand R19) in die Schaltung eingefügt.

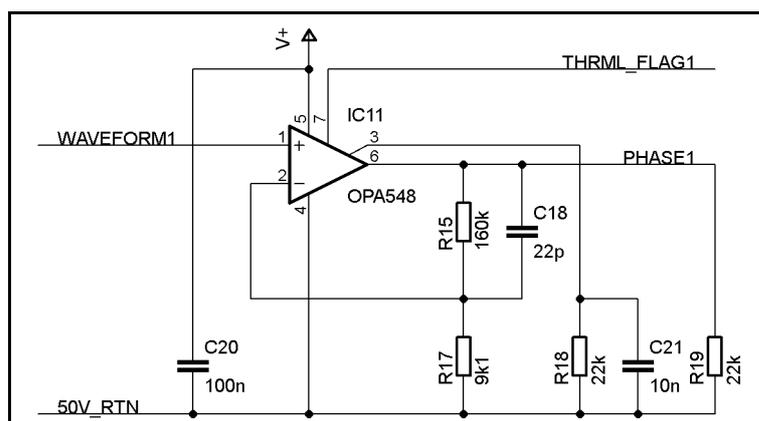


Abbildung 41: Schaltung des Leistungsverstärkers

Die Spannungsverstärkung der realisierten Schaltung kann mit Hilfe der folgenden Formel berechnet werden.

$$V = \frac{R_{15}}{R_{17}} + 1 \quad 7.10$$

$$V = \frac{160 \text{ k}\Omega}{9,1 \text{ k}\Omega} + 1$$

$$V = 18,6$$

Die Spannungsverstärkung beträgt somit 18,6 und erfüllt die gestellten Anforderungen. Weiterhin kann mit Hilfe des Widerstands R18 der maximale Ausgangsstrom des Operationsverstärkers eingestellt werden. Um die Dynamik des Verstärkers zu erhöhen, wurde ein maximaler Ausgangsstrom von 2 A eingestellt. Der Widerstandswert R18 kann laut Datenblatt nach folgender Formel berechnet werden [TEX11].

$$R_{18} = \frac{71250 \text{ V}}{I_{\text{max}}} - 13750 \Omega \quad 7.11$$

$$R_{18} = \frac{71250 \text{ V}}{2 \text{ A}} - 13750 \Omega$$

$$R_{18} = 21875 \Omega$$

Die Dimensionierung des Widerstands R18 ist somit verifiziert worden. Der maximale Ausgangsstrom des Leistungsverstärkers wird auf 2 A begrenzt.

Weiterhin soll die Dimensionierung des Entladewiderstands verifiziert werden. Hierzu muss die Zeitkonstante des, aus der Phasenkapazität und R19 entstehenden, Tiefpasses berechnet werden.

$$\tau = R_{19} \cdot C_{\text{Phase}} \quad 7.12$$

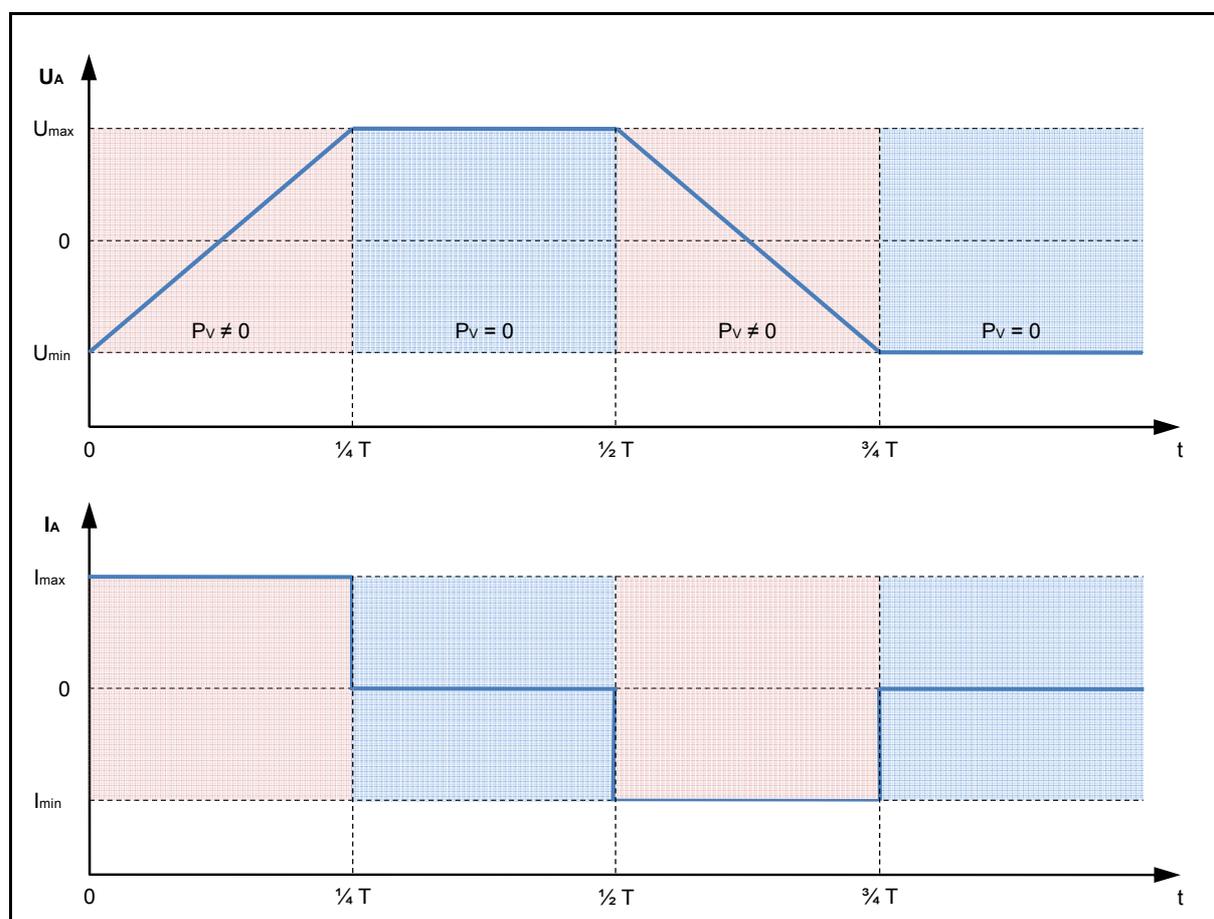
$$\tau = 22 \text{ k}\Omega \cdot 27 \mu\text{F}$$

$$\tau = 0,594s$$

Nach Ablauf der fünffachen Zeitkonstante ist die Spannung auf ungefähr 1/100 der Anfangsspannung abgesunken. Dies ergibt eine Entladezeit von ungefähr 3 s, um die Phasenkapazität des Antriebs zu entladen.

Da beim Umladen der Phasenkapazitäten eine nicht zu vernachlässigende Verlustleistung in den Operationsverstärkern auftritt, müssen diese gekühlt werden. Um die Parameter des benötigten Kühlkörpers abschätzen zu können, soll die zu erwartende Verlustleistung eines Operationsverstärkers berechnet werden.

Um die Berechnung zu vereinfachen, wurde der zeitliche Verlauf eines idealen Trapezsignals – wie in **Abbildung 42** dargestellt – in vier Abschnitte unterteilt. Während des ersten Abschnitts – zwischen  $t = 0$  und  $t = 0,25 T$  – wird die Phasenkapazität aufgeladen. Der maximale Ladestrom von 1 A fließt in die Phasenkapazität. Im Leistungsverstärker entsteht dabei eine nicht zu vernachlässigende Verlustleistung. Die zweite Phase – zwischen  $t = 0,25 T$  und  $t = 0,5 T$  – hält die Spannung der Phasenkapazität auf einem konstanten Wert. Das passiert nahezu leistungslos, da die Leckströme der Phasenkapazität vernachlässigbar klein sind. Während der dritten Phase – zwischen  $t = 0,5 T$  und  $t = 0,75 T$  – wird die Spannung der Phasenkapazität über den Operationsverstärker entladen, es fließt dabei der maximale Strom von 1 A. Die dabei entstehende Verlustleistung wird in Wärme umgewandelt und muss abgeführt werden. In der letzten Phase – zwischen  $t = 0,75 T$  und  $t = 1,00 T$  – wird die Spannung wieder auf einem konstanten Wert gehalten. Dies passiert wiederum leistungslos, da die Leckströme der Phasenkapazität vernachlässigbar klein sind.



**Abbildung 42:** Zeitlicher Spannungs- und Stromverlauf am Ausgang des Leistungsverstärkers

Für die Berechnung der mittleren Verlustleistung müssen also nur die Lade- und Entladephase betrachtet werden. Allgemein kann die mittlere Verlustleistung mit Hilfe der folgenden Formel berechnet werden, wenn die Strom- und Spannungsverläufe sowie die Periodenzeit der Schwingung bekannt sind.

$$\bar{p}(t) = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} u(t) \cdot i(t) dt \quad 7.13$$

Für die Ladephase kann der zeitliche Spannungsverlauf der Kollektor-Emitter-Spannung des Ausgangstransistors und der zeitliche Verlauf des Ausgangsstroms mit Hilfe folgender Formeln berechnet werden.

$$u_{A_1}(t) = U_B - \frac{U_{A_{\max}} - U_{A_{\min}}}{0,25T} t - U_{A_{\min}} \quad 7.14$$

$$i_{A_1}(t) = I_{\max} \quad 7.15$$

Analog können die zeitlichen Verläufe der Kollektor-Emitter-Spannung und des Ausgangsstroms für die Entladephase mit Hilfe folgender Formeln angegeben werden.

$$u_{A_2}(t) = U_{A_{\max}} - \frac{U_{A_{\max}} - U_{A_{\min}}}{0,25T} t \quad 7.16$$

$$i_{A_2}(t) = I_{\max} \quad 7.17$$

Löst man die Formel 7.13 mit Hilfe der eben beschriebenen zeitlichen Verläufe für die Kollektor-Emitter-Spannungen und die Ausgangsströme, ergibt sich die mittlere Verlustleistung eines Operationsverstärkers nach folgender Formel.

$$P_V = \frac{U_B}{4} \cdot I_{A_{\max}} \quad 7.18$$

$$P_V = \frac{50V}{4} \cdot 1A$$

$$P_V = 12,5W$$

Damit ergibt sich eine mittlere Verlustleistung von 12,5 W für einen Operationsverstärker. Die Gesamtverlustleistung aller Operationsverstärker beträgt somit 50 W. Um eine thermische Überlastung der Operationsverstärker zu vermeiden, müssen diese mit Hilfe eines Kühlkörpers gekühlt werden. Um Bauraum zu sparen, sollte möglichst ein einzelner Kühlkörper für alle Operationsverstärker realisiert werden. Um jedoch diesen Kühlkörper berechnen zu können, muss zunächst die Temperatur des Gehäuses des Leistungsverstärkers berechnet werden. Durch die ermittelte Verlustleistung eines Leistungsverstärkers und die beiden thermischen Widerstände – zwischen Chip und Chipgehäuse, sowie zwischen Gehäuse und Kühlkörper – entsteht eine Temperaturdifferenz zwischen Chip und Kühlkörper. Diese kann mit Hilfe der Angaben im Datenblatt berechnet werden.

$$T_{KK} = T_{\text{Chip}} - (R_{\text{th}_{CG}} + R_{\text{th}_{GK}}) \cdot P_V \quad 7.19$$

$$T_{KK} = 125^\circ\text{C} - \left( 2,5 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} + 0,5 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} \right) \cdot 12,5\text{W}$$

$$T_{KK} = 87,5^\circ\text{C}$$

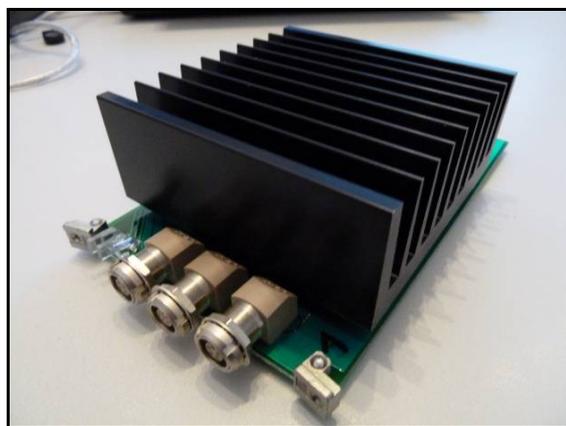
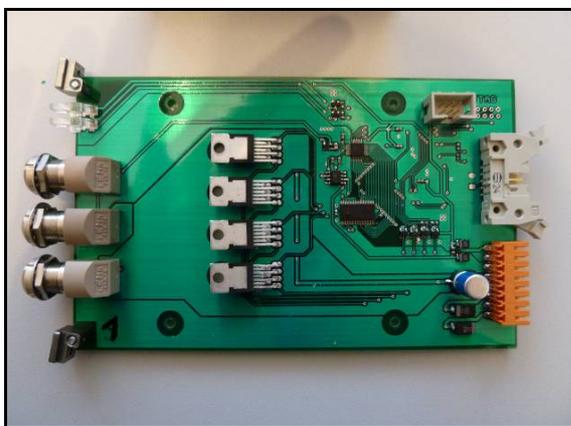
Weiterhin kann nun der benötigte thermische Widerstand des Kühlkörpers berechnet werden. Hierzu wird zusätzlich die maximale Umgebungstemperatur benötigt, welche hierbei auf maximal  $40^\circ\text{C}$  beschränkt werden soll.

$$R_{\text{th}_{KK}} = \frac{T_{KK} - T_U}{4P_V} \quad 7.20$$

$$R_{\text{th}_{KK}} = \frac{87,5^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C}}{4 \cdot 12,5\text{W}}$$

$$R_{\text{th}_{KK}} = 0,95 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

Somit ergibt sich ein minimaler thermischer Widerstand von ungefähr  $1 \text{ K/W}$  für den benötigten Kühlkörper. Der ausgewählte Kühlkörper ist der SK92 von Fischer Elektronik. Der verwendete Kühlkörper (**Abbildung 43**) hat eine Länge von  $100 \text{ mm}$  und einen thermischen Widerstand von unter  $1 \text{ K/W}$ .



**Abbildung 43:** Motion Control Board ohne und mit Kühlkörper

### 7.4.3.3 Spannungsversorgung und Gehäuse

Für die Spannungsversorgung der gesamten Steuerungseinheit werden vier verschiedene Betriebsspannungen benötigt. Für die Elektronik des Interface Boards und des Motion Control Boards muss eine Betriebsspannung mit  $+5 \text{ V}$  zur Verfügung gestellt werden. Des Weiteren wird für die Ansteuerung der Antriebe auf dem Motion Control Board eine Betriebsspannung von  $+50 \text{ V}$  benötigt. Außerdem soll eine Spannungsversorgung der Sensorelektroniken über die Motion Control Boards vorgesehen werden. Hierzu wird eine Betriebsspannung von  $\pm 15 \text{ V}$  benötigt. Die folgende Tabelle zeigt die

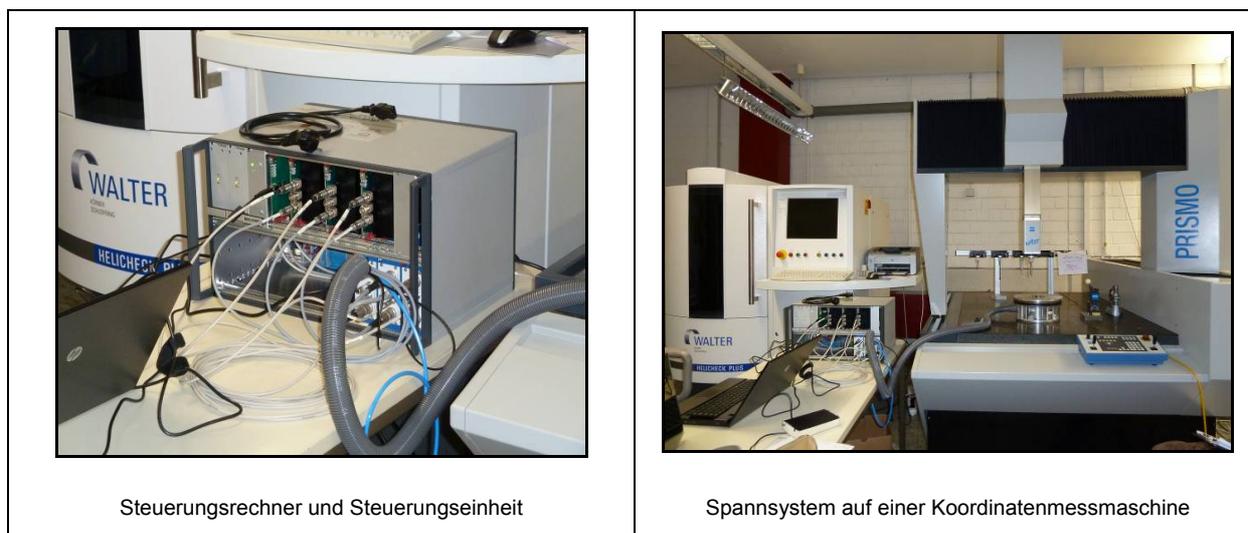
geschätzte Stromaufnahme für die einzelnen Betriebsspannungen sortiert nach den jeweiligen Baugruppen.

**Tabelle 20: Stromaufnahme der einzelnen Baugruppen**

Baugruppe	Anzahl	+5V	+15V	-15V	+50V
Motion Control Board	3	250 mA	0	0	1000 mA
Interface Board	1	250 mA	0	0	0
Sensorelektronik	3	0	150 mA	150 mA	0
		<b>1000 mA</b>	<b>450 mA</b>	<b>450 mA</b>	<b>3000 mA</b>

Die Spannungsversorgung wurde mit drei Netzteilen realisiert. Zum Einen ein Netzteil mit den Ausgangsspannungen 5 V und  $\pm 15$  V, zum Anderen zwei Netzteile mit einer Ausgangsspannung von 50 V. Da es keine Netzteile mit einer Ausgangsspannung von 50 V und einem maximalen Ausgangsstrom von 3 A in 19-Zoll-Standardbauform gibt, wurden zwei parallel schaltbare Netzteile beschafft.

Die gesamte Hardware der Steuerungseinheit wurde in ein standardisiertes 19-Zoll-Gehäuse (6HE und 84 TE) integriert (**Abbildung 44**). Alle entwickelten Leiterplatten wurden ebenfalls gemäß DIN 41 494 im Europakarten-Format gefertigt.



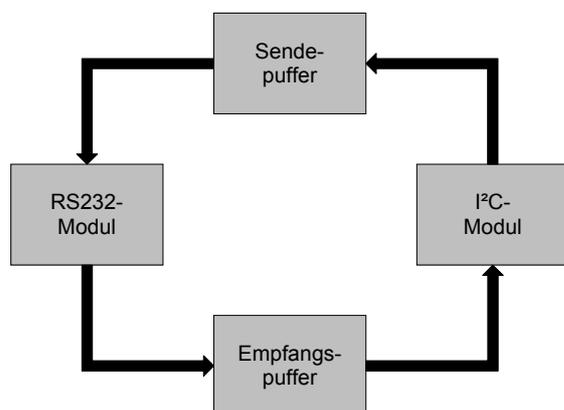
**Abbildung 44: Test auf einer Koordinatenmessmaschine**

#### 7.4.4 Realisierung der Firmware

Die Firmware des Interface Boards und des Motion Control Boards wurden in C mit Hilfe des AVR Studios (Version 4.18, Build 684, WinAVR 4.33) entwickelt.

### 7.4.4.1 Interface Board

Der Mikrocontroller konvertiert das vom Schnittstellenwandler über RS232 gesendete Protokoll auf den I<sup>2</sup>C-Bus. Die Sende- und Empfangsmethoden des RS232- und des I<sup>2</sup>C-Moduls wurden interrupt-gesteuert implementiert. Der Datenaustausch zwischen beiden Modulen wurde durch jeweils einen Ringpuffer für jede Senderichtung realisiert. Die **Abbildung 45** zeigt die Struktur der implementierten Firmware.



**Abbildung 45:** Firmwarekonzept des Interface Boards

Diese Architektur wurde durch mehrere Projektdateien verwirklicht. In der **Tabelle 21** sind alle realisierten Projektdateien und deren Kurzbeschreibung aufgelistet.

**Tabelle 21:** Beschreibung der Projektdateien

Dateiname	Beschreibung
<b>main.c</b>	Enthält die Hauptfunktion der Firmware des Interface Boards.
<b>Converter.c</b>	Implementiert die Funktionen für die Konvertierung der Daten von RS232 auf I <sup>2</sup> C-Bus.
<b>Converter.h</b>	Enthält die Deklarationen der Funktionen für die Konvertierung.
<b>InterfaceBoard.c</b>	Implementiert die Funktionen für die Initialisierung der Hardware.
<b>InterfaceBoard.h</b>	Enthält die Deklarationen der Funktionen zur Initialisierung der Hardware.

Das RS232-Kommunikationsprotokoll wurde mit 250 kBd, 8 Datenbits und einem Stoppbit definiert. Es wird auch kein zusätzlicher Paritätscheck durchgeführt. Weiterhin wurde ein ASCII-Zeichensatz definiert, mit dessen Hilfe die Datenübertragung über den I<sup>2</sup>C-Bus gesteuert werden kann. Die **Tabelle 22** zeigt die vom Interface akzeptierten Steuerzeichen sowie deren hexadezimale Darstellung.

Tabelle 22: ASCII-Steuerzeichen des Interface Boards

Steuerzeichen	Hexadezimal-Wert	Bedeutung
Start	0x53	Signalisiert den Beginn eines Datenframes
Stopp	0x50	Signalisiert das Ende eines Datenframes
Positive Bestätigung	0x06	Teilnehmeradresse wurde erkannt
Negative Bestätigung	0x15	Teilnehmeradresse wurde nicht erkannt
Reset	0x33	Softwarereset des Mikrocontrollers ausführen
Ping	0x43	Verbindung zum Interface Board testen

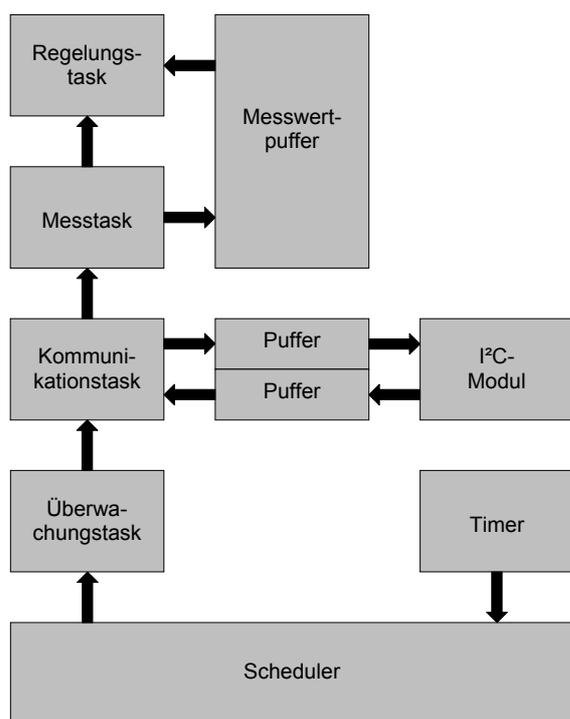
Um einen Datensatz an einen Busteilnehmer zu senden, müssen ein Startzeichen gefolgt von der Teilnehmeradresse, die Größe des Datensatzes und der Datensatz selbst an das Interface Board gesendet werden. Der Datenframe muss dann mit einem Stoppzeichen beendet werden. Anschließend beginnt die Datenübertragung über den I<sup>2</sup>C-Bus. Der Mikrocontroller sendet hierzu zunächst eine Startbedingung gefolgt von der Teilnehmeradresse. Wurde diese Adresse verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen über die RS232-Schnittstelle, andernfalls wird ein negatives Bestätigungszeichen gesendet.

Um einen Datensatz von einem Busteilnehmer einzulesen, müssen zwei Datenframes an den jeweiligen Busteilnehmer gesendet werden. Das erste Datenframe sendet einen bestimmten Befehl, welcher den Busteilnehmer veranlasst, die angeforderte Information in seinen Sendepuffer zu schreiben. Der Mikrocontroller sendet im Anschluss an das Stoppzeichen den Befehl über den I<sup>2</sup>C-Bus an den jeweiligen Busteilnehmer. Konnte die Teilnehmeradresse verifiziert werden, wird über die RS232-Schnittstelle ein positives Bestätigungszeichen gesendet, andernfalls ein negatives. Im zweiten Datenframe werden dann die angeforderten Daten ausgelesen. Hierzu muss ein Startzeichen gefolgt von der Teilnehmeradresse und der Anzahl der einzulesenden Bytes an das Interface Board gesendet werden. Das Datenframe muss wieder mit einem Stoppzeichen abgeschlossen werden. Anschließend beginnt der Mikrocontroller damit die Daten vom Busteilnehmer einzulesen und über die RS232-Schnittstelle zu senden.

#### 7.4.4.2 Motion Control Board

Die Firmware des Motion Control Boards muss vier Hauptfunktionen realisieren: Analog-Digital-Konverter auslesen, Digital-Analog-Konverter ansteuern, Status der Verstärkerschaltungen überwachen und die Kommunikation mit dem Steuerungsrechner gewährleisten.

Die Firmware wurde weiterhin mittels eines Schedulers realisiert, welcher unterschiedliche Intervallzeiten der Tasks zulässt. Die oben genannten Funktionen wurden in insgesamt vier einzelnen Tasks umgesetzt (Messtask, Regelungstask, Überwachungstask und Kommunikationstask). Außerdem wurde eine Interrupt Service Routine entwickelt, die die Kommunikation über den I<sup>2</sup>C-Bus implementiert. Weiterhin wurden ein Sende-, ein Empfangs- und ein Messwertpuffer realisiert. Die **Abbildung 46** zeigt den strukturellen Aufbau der Firmware des Motion Control Boards.



**Abbildung 46: Firmwarekonzept des Motion Control Boards**

Der Scheduler ist für die zeitliche Ausführung der Tasks verantwortlich und beruht auf dem Konzept des kooperativen Scheduling. Hierbei sind die Tasks selbst dafür verantwortlich, die genutzten Ressourcen nach Ablauf der Funktion an den Scheduler zurückzugeben. Die implementierten Tasks wurden in einer doppelt verketteten Liste abgelegt und werden dort durch die Verwaltungsroutine des Schedulers bearbeitet. Vorteil dieses Konzepts ist die Vorhersagbarkeit der Ausführung der einzelnen Tasks. Weiterhin können neue Tasks einfach der vorhandenen Software hinzugefügt werden oder vorhandene Tasks entfernt werden [PON01].

Für die Kommunikation über das I<sup>2</sup>C-Modul des Mikrocontrollers wurde zudem eine zusätzliche Interrupt Service Routine eingefügt. Diese Interrupt Service Routine steuert die Kommunikation über den I<sup>2</sup>C-Bus und stellt die Daten für die weitere Verarbeitung in einem Task mit Hilfe eines Empfangspuffers bereit. Die zu sendenden Daten werden ebenfalls mit Hilfe eines Sendepuffers an die Interrupt Service Routine weitergegeben, sodass die Datenintegrität während des Aufrufs der Interrupt Service Routine erhalten bleibt. Die Datenübergabe zwischen Messtask und Regelungstask wurde über den Messwertpuffer realisiert. Diese Architektur wurde durch mehrere Projektdateien verwirklicht. In der **Tabelle 23** sind alle realisierten Projektdateien und deren Kurzbeschreibung aufgelistet.

**Tabelle 23: Bezeichnung und Inhalt der Projektdateien**

Dateiname	Beschreibung
<b>main.c</b>	Enthält die Hauptfunktion des Motion Control Boards.
<b>MotionControlBoard.h</b>	Enthält die Inlinefunktionen zur Ansteuerung der Hardware und der Peripherie.
<b>Scheduler.h</b>	Enthält die Inlinefunktionen des Schedulers.
<b>WaveformForce.h</b>	Enthält die Wertetabelle der Signalform „Force“.
<b>WaveformSinus.h</b>	Enthält die Wertetabelle der Signalform „Sinus“.
<b>WaveformSpeed.h</b>	Enthält die Wertetabelle der Signalform „Speed“.
<b>WaveformSound.h</b>	Enthält die Wertetabelle der Signalform „Sound“.
<b>WaveformOmega.h</b>	Enthält die Wertetabelle der Signalform „Omega“.
<b>WaveformTrapezoid.h</b>	Enthält die Wertetabelle der Signalform „Trapez“.

#### 7.4.4.2.1 Scheduler

Durch die Nutzung eines Hardwaretimers mit einer entsprechenden Interrupt-Service-Routine wird eine Hauptzykluszeit definiert. Die Hauptzykluszeit lässt sich aus der aktuellen Konfiguration des Hardwaretimers (Produkt aus Vorteilerwert und Vergleichswert des Timers) und der Taktfrequenz des Mikrocontrollers berechnen.

$$t_{\text{HZ}} = \frac{n_{\text{Vorteiler}} \cdot n_{\text{Vergleichswert}}}{20\text{MHz}} \quad 7.21$$

Neben der Hauptzykluszeit können mehrere Nebenzkluszeiten definiert werden, indem für jeden Task eine Variable mit einem Ausführungsfaktor definiert wird. Die Nebenzkluszeit lässt sich dann als Ganzes Vielfaches dieser Hauptzykluszeit definieren.

$$t_{\text{NZ}} = n \cdot t_{\text{HZ}} \quad 7.22$$

Alle Tasks bis auf den Regelungstask werden im Intervall der Hauptzykluszeit ausgeführt. Der Regelungstask wird im Intervall der Nebenzkluszeit ausgeführt. Für jeden Task wurde ein Datenobjekt des Typs Task definiert. Alle Tasks werden in einer doppelt verketteten Liste verwaltet und durch die Verwaltungsroutine des Schedulers nacheinander ausgeführt, wenn die Zykluszeit abgelaufen ist [PON01].

Um die Ausführungszeit der einzelnen Tasks zu minimieren wurden die Tasks durch statische Inline-Funktionen implementiert, so dass das Zwischenspeichern der Register beim Aufruf der Funktionen entfällt. Die Ausführungszeiten der einzelnen Tasks wurden durch Simulation der Firmware im AVR Studio für eine Taktfrequenz von 20 MHz ermittelt. Die Interrupt Service Routine wurde bei der Berechnung fünffach gewichtet, da diese innerhalb eines Ausführungsintervalls mehrfach aufgerufen werden kann. Die ermittelten Ausführungszeiten der einzelnen Task und Routinen sind in **Tabelle 24** aufgelistet.

**Tabelle 24: Ausführungszeiten der Tasks und Interrupt Service Routinen**

Task oder Routine	Ausführungszeit
Regelungstask	15 $\mu$ s
Kommunikationstask	20 $\mu$ s
Messtask	5 $\mu$ s
Überwachungstask	5 $\mu$ s
Interrupt Service Routine – I <sup>2</sup> C (fünffach)	5 $\mu$ s
Interrupt Service Routine – Timer0	5 $\mu$ s
<b>Summe:</b>	<b>75 <math>\mu</math>s</b>

Die Summe der einzelnen Ausführungszeiten ergab einen Wert von ungefähr 75  $\mu$ s. Innerhalb von 75  $\mu$ s können alle Tasks und Routinen genau einmal ausgeführt werden bevor der nächste Timer-Interrupt auftritt. Die Hauptzykluszeit ist somit auf 75  $\mu$ s begrenzt.

#### 7.4.4.2.2 Überwachungstask

Der Task liest die Statussignale der Operationsverstärker ein und wertet anschließend die Flags der Status-Variable aus. Ist eines dieser Flags gesetzt, wird die Fehlermeldeleitung aktiviert. Andernfalls wird sie deaktiviert.

#### 7.4.4.2.3 Kommunikationstask

Dieser Task wurde implementiert, um die über die I<sup>2</sup>C-Schnittstelle empfangenen Daten zu verarbeiten. Anhand des ersten Bytes – der Befehl – kann die entsprechende Befehlsbehandlungsroutine zugeordnet werden. In der **Tabelle 25** sind alle Befehle und deren Befehlsbehandlungsroutinen aufgelistet.

**Tabelle 25: Zuordnung der Befehle zur dazugehörigen Behandlungsroutine**

Befehl	Hex	Behandlungsroutine
Ausgangssignal konfigurieren	0x10	ReceiveSignalConfig
Nebenzkluszeit konfigurieren	0x11	ReceiveControlCycleFactor
Hysterese konfigurieren	0x12	ReceiveHysteresis
Vergleichsregister konfigurieren	0x13	ReceiveTimerRegisterValue
Vorteiler konfigurieren	0x14	ReceivePrescalerValue
Parkmodus konfigurieren	0x15	ReceiveShutDownStatus
Stichprobengröße konfigurieren	0x16	ReceiveSampleSize
relative Zielposition senden	0x20	ReceiveRelativeTargetPosition

Befehl	Hex	Behandlungsroutine
relative Schrittzahl senden	0x21	ReceiveRelativeStepAmount
Antrieb vorspannen	0x23	---
Notstoppbefehl	0x30	---
Startbefehl	0x31	---
Resetbefehl	0x32	Reset
Slaveadresse setzen	0x33	ReceiveNewAddress
Stoppbefehl	0x34	---
Konfiguration des Ausgangssignals einlesen	0x50	SendSignalConfig
Nebenzykluszeit einlesen	0x51	SendControlCycleFactor
Hysterese einlesen	0x52	SendHysteresis
Wert des Vergleichsregisters einlesen	0x53	SendTimerRegisterValue
Vorteiler einlesen	0x54	SendPrescalerValue
Konfiguration des Parkmodus einlesen	0x55	SendShutDownStatus
Stichprobengröße einlesen	0x56	SendSampleSize
Status einlesen	0x60	SendStatus
Aktuellen Sensorwert einlesen	0x61	SendActualPosition

Die einzelnen Befehlsbehandlungsroutinen werten gegebenenfalls weitere Datenbytes aus. Alle Befehlsbehandlungsroutinen sind als statische Inline-Funktionen deklariert, sodass das Sichern der Register beim Aufruf der Befehlsbehandlungsroutine entfällt. Befehle denen keine Befehlsbehandlungsroutine zugeordnet wurde, werden direkt in diesem Task behandelt.

#### 7.4.4.2.4 Messtask

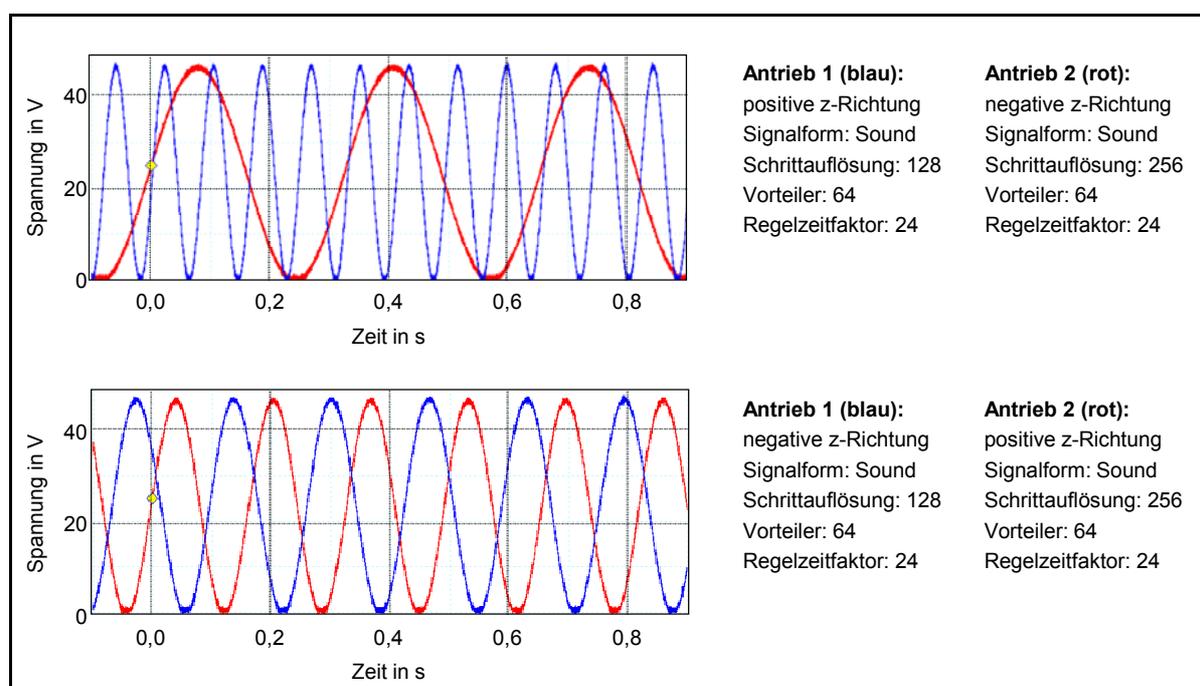
Der Task startet den Analog-Digital-Wandler. Das Ergebnis wird eingelesen, wenn das Busy-Flag des Analog-Digital-Wandlers deaktiviert ist. Durch die implementierte Warteschleife kann ein Deadlock auftreten, wenn das Busy-Flag nicht deaktiviert wird. Aus diesem Grund wurde eine zusätzliche Zählschleife eingefügt, welche nach vier Mikrosekunden die Warteschleife abbricht und das Timeout-Flag der Status-Variable setzt.

#### 7.4.4.2.5 Regelungstask

Der Task kontrolliert die Positionierung der Antriebe. Abhängig vom übergebenen Sollwert arbeitet der Task entweder als Schrittsteuerung oder als Positionsregler. Ebenso behandelt dieser Task den Ruhe-

zustand des Motion Control Boards, die Vor- und Nachbereitung eines Positionierungsvorgangs und den Notstopp. Für die Realisierung dieser Funktionen wurde ein Zustandsautomat implementiert.

Die Schrittsteuerung und der Positionsregler wurden im Zustand CONTROL\_STATE\_BUSY zusammengefasst. Die Schrittsteuerung wird die übergebene Schrittzahl ausgegeben und dann in den Zustand CONTROL\_STATE\_COMPLETED wechseln. Die Positionsregelung hingegen berechnet zunächst die Abweichung vom Sensorsollwert. Hierzu wird, je nach Konfiguration der Stichprobengröße, der Mittelwert der letzten Sensorwerte berechnet und die Differenz zwischen dem Mittelwert und der Sollposition gebildet. Liegt die Abweichung innerhalb der konfigurierten Hysterese des Reglers, wechselt der Zustandsautomat in den Zustand CONTROL\_STATE\_COMPLETED. Andernfalls wird abhängig vom Vorzeichen der berechneten Abweichung ein neuer Schritt ausgegeben. Um die Vorspannung während des Positionierungsvorgangs beizubehalten, wird die konfigurierte Schrittweite in positiver Z-Richtung jeweils halbiert, was einer Verdopplung der Hubgeschwindigkeit entspricht. Das bedeutet, dass der in positive Z-Richtung fahrende Antrieb eine Druckkraft auf den in negative Z-Richtung fahrenden Antrieb ausübt. Die Vorspannung des Systems kann so gehalten oder gar vergrößert werden. Auf Grund der Konstruktion der Antriebe ist die maximale Kraft auf die maximale Stellkraft des Antriebs begrenzt. Die **Abbildung 47** zeigt die Phasenspannungen des Antriebs 1 und 2 für verschiedene Kipprichtungen um die Y-Achse.



**Abbildung 47: Frequenzvergleich bei verschiedenen Kipprichtungen um die Y-Achse**

Nachdem der Positionierungsvorgang abgeschlossen wurde, wechselt der Zustandsautomat in den Zustand CONTROL\_STATE\_COMPLETED. Ist der Parkmodus aktiviert, wird der Zustand beibehalten, bis der Parkmodus abgeschlossen wurde. Der Zustandsautomat wechselt anschließend in den Zustand CONTROL\_STATE\_READY. Ist der Parkmodus deaktiviert, wechselt der Zustandsautomat direkt in den Zustand CONTROL\_STATE\_READY, wo das Ready-Flag wieder aktiviert wird. Der Zustand CONTROL\_STATE\_READY ist der Ruhezustand des Motion Control Boards. Er bleibt solange aktiviert, bis ein neuer Positionierungsvorgang gestartet wird. Wird ein Startbefehl empfangen, wechselt der Zustandsautomat in den Zustand CONTROL\_STATE\_START. Das Ready-Flag wird deaktiviert. Der Zustandsautomat wechselt wieder in den Zustand CONTROL\_STATE\_BUSY. Trifft ein Notstoppbefehl ein, wechselt der Zustandsautomat direkt in den Zustand

CONTROL\_STATE\_EMERGENCY. Die Phasen des Antriebs werden entladen, der Zustandsautomat wechselt wieder in den Zustand CONTROL\_STATE\_READY. Der Zustand CONTROL\_STATE\_READY ist der Ruhezustand des Motion Control Boards. Er ist solange aktiv, bis ein neuer Positionierungsvorgang gestartet wird. Hier wird ebenfalls das Ready-Flag gesetzt.

#### 7.4.4.2.6 Implementierung der Signalformen

Die sechs verschiedenen Signalformen sind jeweils als eine Wertetabelle im Flash-Speicher des Mikrocontrollers abgelegt. Hierzu wurden entsprechenden Wertetabellen Inline-Funktion zum Auslesen implementiert. Eine Wertetabelle belegt 2048 Byte. Die Wertetabellen wurden anhand der Vorschläge der Firma FAULHABER implementiert. Die Signalformen wurden zwischen den gegebenen Punkten linear extrapoliert. **Abbildung 48** zeigt die gemessenen Spannungswerte für verschiedene Signalformen an Phase 1 des Antriebs 1.

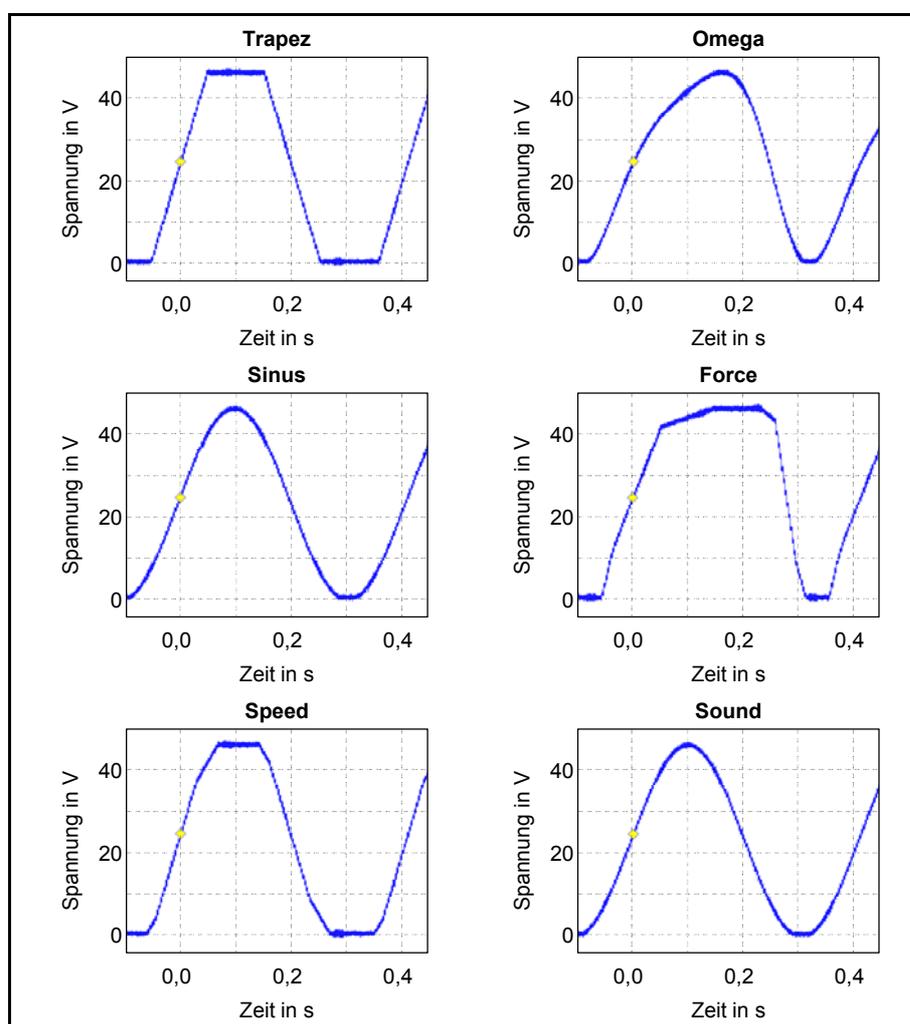
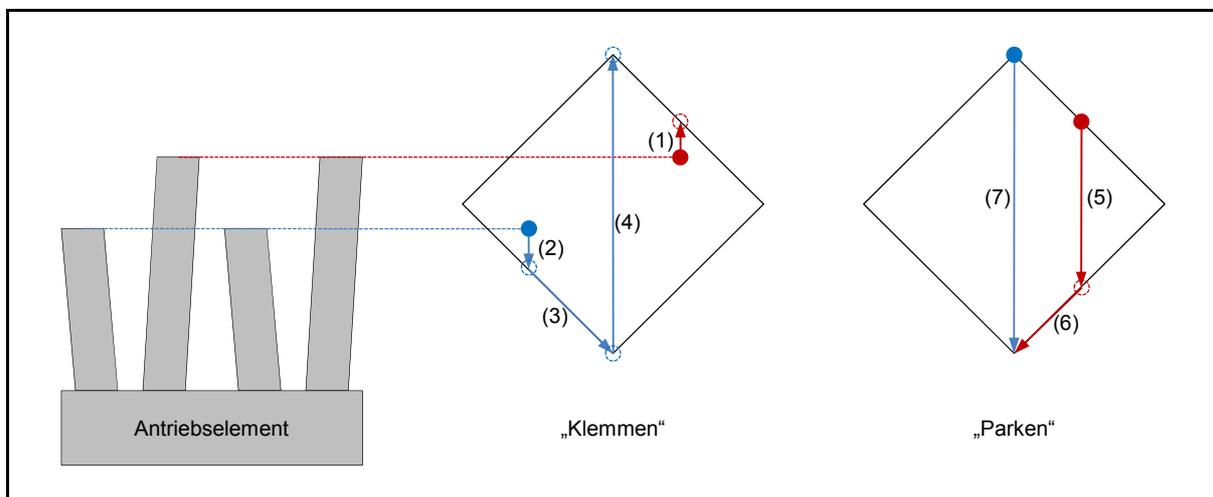


Abbildung 48: Gemessene Spannung der Phase 1 des Antriebs 1 mit unterschiedlichen Signalformen

#### 7.4.4.2.7 Parkmodus

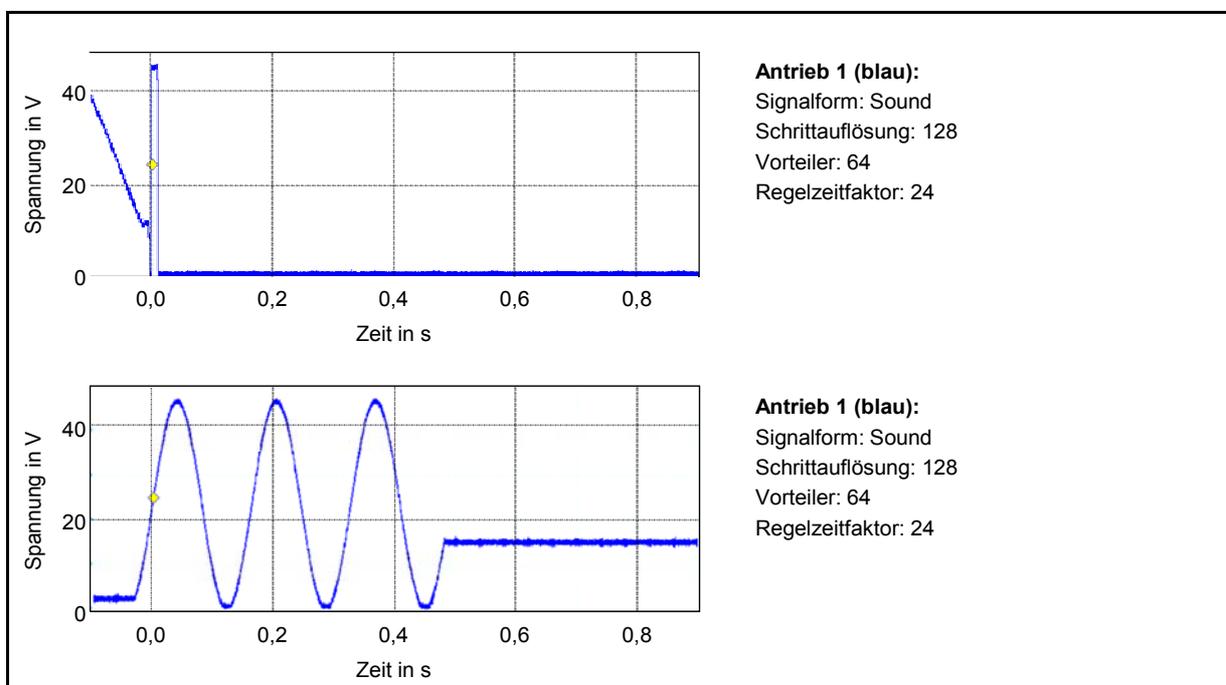
Der Parkmodus soll die Piezoelemente des Antriebs wieder in die Neutralstellung zurückbewegen, ohne dass dabei die Position des Antriebs merklich verändert wird. Um dies zu gewährleisten, wird zunächst ermittelt, welches der beiden Antriebspaare sich dichter an der Antriebsstange befindet. Das obere der beiden Antriebspaare wird dann senkrecht in die höchste Position gefahren (siehe

**Abbildung 49, 1).** Daraufhin wird das untere der beiden Antriebspaare in die Ruheposition gefahren (Schritte 2 und 3). Im nächsten Schritt wird das untere Antriebsbein senkrecht in die oberste Position gefahren (Schritt 4), woraufhin das andere Arbeitsbein in die Ruheposition gefahren werden kann (Schritte 5 und 6). Im letzten Schritt wird nun wieder das andere Antriebspaar aus der obersten Position in die Ruheposition gefahren (Schritt 7). Der Parkmodus ist damit abgeschlossen.



**Abbildung 49: Zustände des Parkvorgangs in zeitlicher Abfolge**

Die **Abbildung 50** zeigt den Unterschied zwischen ein- und ausgeschaltetem Parkmodus anhand der Ausgangsspannung. Es ist zu erkennen, dass nach dem Ende des Positionierungsvorgangs der aktuelle Spannungspegel gehalten wird. Der Vorteil des Parkmodus liegt allerdings darin, dass der Spannungspegel nach dem Positionierungsvorgang nicht gehalten werden muss.



**Abbildung 50: Vergleich des Spannungsverlaufs bei ein- und ausgeschaltetem Parkmodus**

#### 7.4.4.2.8 Befehlssatz

Der gesamte Befehlssatz des Motion Control Boards ist als Anlage dem Bericht beigelegt. Die Syntax des Befehls ist so angegeben, wie sie vom Steuerungsrechner über USB an das Interface Board gesendet werden muss, um den gewünschten Befehl auszuführen. Der Befehlssatz lässt sich in schreibende und lesende Zugriffe unterteilen. Beim schreibenden Zugriff wird das Startzeichen gefolgt von der Schreibadresse [AS] des jeweiligen Busteilnehmers gesendet. Daraufhin wird die Größe des Datensatzes gefolgt vom Datensatz [DBx] selbst gesendet. Das Sendeframe wird mit einem Stoppzeichen abgeschlossen. Damit ist der schreibende Zugriff beendet. Bei einem lesenden Zugriff wird wieder zunächst ein schreibender Zugriff mit dem entsprechenden Befehl gesendet. Dies veranlasst den Busteilnehmer, die gewünschte Information in den Sendepuffer zu schreiben. Anschließend wird diese Information mit einem Lesezugriff aus dem Sendepuffer des Busteilnehmers ausgelesen. Hierzu wird wieder ein Startzeichen, diesmal aber gefolgt von der Leseadresse [AL] des Busteilnehmers, an den Busteilnehmer gesendet. Anschließend wird die Anzahl der auszulesenden Datenbytes an den Busteilnehmer gesendet und mit einem Stoppzeichen abgeschlossen. Anschließend werden die ausgelesenen Datenbytes übertragen.

### 7.4.5 Realisierung der Software

Die Softwareanwendung für den Steuerungsrechner wurde in der Entwicklungsumgebung Visual Studio 2005 (Service Pack 3) mit MFC-Unterstützung entwickelt. Die Softwareanwendung wurde weiterhin als Multithreadanwendung mit einem Benutzer- und einem Steuerungs-Thread implementiert. Während der Benutzer-Thread die gesamte Benutzeroberfläche der Softwareanwendung implementiert, realisiert der Steuerungs-Thread die gesamte Steuerung der Kommunikation mit der Steuerungseinheit und der Anlagentechnik, sowie eine weitere Regelung zur Feinpositionierung der beiden Kippachsen.

#### 7.4.5.1 Inter-Thread-Kommunikation

Beim Datenaustausch zwischen dem Steuerungs-Thread und dem Benutzer-Thread musste darauf geachtet werden, dass nur ein Thread auf ein gemeinsames Objekt zugreifen darf. Andernfalls kann die Konsistenz der Daten nicht garantiert werden. Aus diesem Grund wurde die Inter-Thread-Kommunikation in dieser Software durch eine Gruppe von Systemnachrichten realisiert. Diese Systemnachrichten besitzen zwei weitere Parameter mit deren Hilfe Datenobjekte zwischen den Threads ausgetauscht werden können. Um diese Systemnachrichten global verfügbar zu machen, müssen diese zunächst beim Aufruf der Anwendung initialisiert werden. Wurde die Systemnachricht einmal initialisiert, können mit Hilfe dieser Nachricht Zeiger auf Datenobjekte versendet werden. In dieser Anwendung wird hierzu der Parameter `wParam` verwendet. Um einen Objektzeiger mit Hilfe des Parameters `wParam` zu versenden, muss der zu sendende Objektzeiger zunächst in den Datentyp `WPARAM` konvertiert werden. In der Nachrichtenbehandlungsroutine des Empfänger-Threads muss der Parameter wieder in den ursprünglichen Datentyp zurück konvertiert werden. Die folgende Tabelle zeigt alle in der Softwareanwendung benutzten Systemnachrichten und deren Verwendungszweck.

**Tabelle 26: Verwendete Systemnachrichten und deren Verwendungszweck**

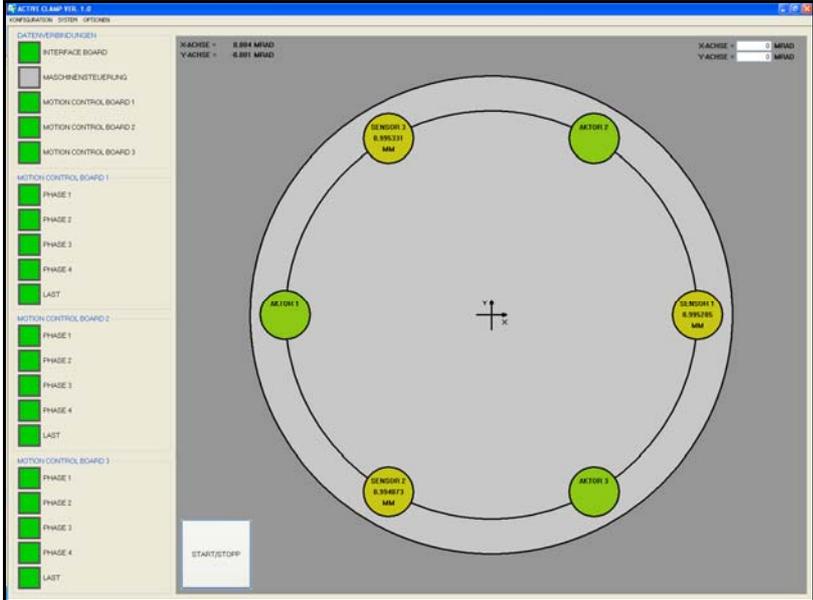
Systemnachricht	Verwendungszweck
<b><i>g_MsgOnStart</i></b>	Diese Systemnachricht wird vom <code>CDlgKinematic</code> -Objekt an das <code>CSystemThread</code> -Objekt gesendet, um einen Positionierungsvorgang zu starten. Abhängig vom eingestellten Modus – Schrittsteuerung oder Positionsregelung – werden die Sollwerte an das <code>CSystemThread</code> -Objekt übertragen.
<b><i>g_MsgOnUpdate</i></b>	Diese Systemnachricht wird vom <code>CSystemThread</code> -Objekt an das <code>CDlgKinematic</code> -Objekt gesendet, um die Messwerte der Anzeigen zu aktualisieren.

<b><i>g_MsgOnDisable</i></b>	Diese Systemnachricht wird von verschiedenen Objekten an das CDlgOutput-Objekt gesendet, um eine zu bestimmende Statusanzeige zu deaktivieren.
<b><i>g_MsgOnEnable</i></b>	Diese Systemnachricht wird von verschiedenen Objekten an das CDlgOutput-Objekt gesendet, um eine zu bestimmende Statusanzeige zu aktivieren.
<b><i>g_MsgOnBoardStatus</i></b>	Diese Systemnachricht wird vom CSystemThread-Objekt an das CDlgOutput-Objekt gesendet, um die Status-Flags der einzelnen Motion Control Boards zu aktualisieren.
<b><i>g_MsgOnConnectionStatus</i></b>	Diese Systemnachricht wird vom CSystemThread-Objekt an das CDlgOutput-Objekt gesendet, um den Verbindungsstatus der einzelnen Kommunikations-Verbindungen zu aktualisieren.
<b><i>g_MsgOnLoadConfiguration</i></b>	Wird vom CDlgMain-Objekt an das CSystemThread-Objekt gesendet, um die Konfigurationsdatei einzulesen.
<b><i>g_MsgOnSaveConfiguration</i></b>	Wird vom CDlgMain-Objekt an das CSystemThread-Objekt gesendet, um die aktuelle Konfiguration in der Konfigurationsdatei zu speichern.
<b><i>g_MsgOnBoardConfiguration</i></b>	Diese Systemnachricht wird vom CDlgMain-Objekt an das CSystemThread-Objekt gesendet, um die Konfiguration eines Motion Control Boards zu ändern.
<b><i>g_MsgOnConnect</i></b>	Diese Systemnachricht wird vom CDlgMain-Objekt an das CSystemThread-Objekt gesendet, um eine Verbindung zum Interface Board herzustellen.
<b><i>g_MsgOnDisconnect</i></b>	Diese Systemnachricht wird vom CDlgMain-Objekt an das CSystemThread-Objekt gesendet, um die Verbindung zum Interface Board zu trennen.
<b><i>g_MsgOnInputParameter</i></b>	Diese Systemnachricht wird vom CDlgMain-Objekt an das CSystemThread-Objekt gesendet, um den Eingabeparameter zu ändern.
<b><i>g_MsgOnInputUnitAngle</i></b>	Diese Systemnachricht wird vom CDlgMain-Objekt an das CSystemThread-Objekt gesendet, um die Einheit der Winkel zu ändern.
<b><i>g_MsgOnInputUnitDistance</i></b>	Diese Systemnachricht wird vom CDlgMain-Objekt an das CSystemThread-Objekt gesendet, um die Einheit der Längen zu ändern.
<b><i>g_MsgOnComPort</i></b>	Diese Systemnachricht wird vom CDlgMain-Objekt an das CSystemThread-Objekt gesendet, um den Namen des COM-Ports der Verbindung zum Interface Board und zur Anlagentechnik zu konfigurieren.
<b><i>g_MsgOnError</i></b>	Diese Systemnachricht wird vom CSystemThread-Objekt an das CDlgMain-Objekt gesendet, um eine Fehler-ID zu übertragen.
<b><i>g_MsgOnReset</i></b>	Diese Systemnachricht wird vom CDlgMain-Objekt an das CSystemThread-Objekt gesendet, um einen Reset eines Motion Control Boards oder des Interface Boards auszulösen.
<b><i>g_MsgOnZeroPosition</i></b>	Diese Systemnachricht wird vom CDlgMain-Objekt an das CSystemThread-Objekt gesendet, um die Arbeitsplatte in die Nulllage zu fahren.
<b><i>g_MsgOnDriveActuator</i></b>	Diese Systemnachricht wird vom CDlgMain-Objekt an das CSystemThread-Objekt gesendet, um einen zu bestimmenden Antrieb an die Arbeitsplatte heranzufahren.
<b><i>g_MsgOnClamp</i></b>	Diese Systemnachricht wird vom CDlgMain-Objekt an das CSystemThread-Objekt gesendet, um die Antriebe vorzuspannen.

### 7.4.5.2 Benutzerthread

Der Benutzer-Thread beruht auf einem dialogbasierenden Softwareentwurf. Hierzu wurden automatisch ein CAppMain- und ein CDlgMain-Objekt erzeugt. Die Klasse CAppMain wurde von der MFC-Klasse CWinApp abgeleitet und bildet den Haupt-Thread der Anwendung. Die Klasse CDlgMain wiederum enthält den Hauptdialog der Anwendung, welcher bei der Initialisierung des CAppMain-Objekts aufgerufen wird. Für die Darstellung der Messwerte und der Status der einzelnen Baugruppen wurden weitere Dialogklassen realisiert, welche als nicht modale Dialoge im Hauptdialog aufgerufen werden. In **Tabelle 27** sind alle realisierten Dialogklassen der Active-Clamp-Software sowie deren Kurzbeschreibung aufgelistet.

**Tabelle 27: Realisierte Klassen des Benutzer-Threads**

Klassenname	Kurzbeschreibung
<b>CAppMain</b>	Diese Klasse wurde automatisch erstellt und wurde von der Klasse CWinApp abgeleitet. Sie implementiert alle für die Initialisierung und für den Betrieb der Applikation notwendigen Methoden. Bei der Initialisierung der Klasse wird das CDlgMain-Objekt als modaler Dialog aufgerufen.
<b>CDlgMain</b>	Diese Klasse implementiert den Hauptdialog der Applikation. Zudem wurden in dieser Klasse die Methoden zur Behandlung der Menü-Ereignisse implementiert. Weiterhin wird bei der Initialisierung des Objekts das CDlgKinematic-, das CDlgOutput- und das CSystemThread-Objekt generiert und ebenfalls initialisiert.
	
<b>CDlgKinematic</b>	Diese Klasse implementiert die Methoden zur Ausgabe der eingelesenen Messwerte und für die Eingabe der Korrekturwerte durch den Benutzer.
<b>CDlgOutput</b>	Diese Klasse implementiert die Methoden für die Darstellung der Status der einzelnen Baugruppen und derer Kommunikationsverbindungen. Hierzu werden fünf CDlgStatusGrupu-Objekte genutzt.

**Abbildung 51: Hauptdialog der Applikation**

<p><b>CDIgSerial</b></p>	<p>Diese Klasse implementiert den Dialog zur Konfiguration der seriellen Verbindung zur Anlagensteuerung und zum Interface Board.</p>  <p><b>Abbildung 52: Konfigurationsdialog der seriellen Verbindung</b></p>
<p><b>CDIgMcb</b></p>	<p>Diese Klasse implementiert den Dialog zur Konfiguration eines Motion Control Boards.</p>  <p><b>Abbildung 53: Konfigurationsdialog</b></p>
<p><b>CDIgStatus</b></p>	<p>Diese Klasse implementiert ein Steuerelement zur farblichen Darstellung eines zu definierenden Zustandes.</p>
<p><b>CDIgStatusGroup</b></p>	<p>Diese Klasse implementiert ein Steuerelement zur Darstellung einer Gruppe von Zuständen. Hierzu wurden fünf CDIgStatus-Objekte verwendet.</p>

### 7.4.5.3 Steuerungsthread

Der Steuerungs-Thread wurde in der Klasse CSystemThread implementiert und basiert auf den Klassen CWinThread und CSystemConfig. Während die Klasse CWinThread die Methoden für die Implementierung des Threads bereitstellt, implementiert die Klasse CSystemConfig die Methoden zum Einlesen und Abspeichern der Konfigurationsdatei. Für die Realisierung der weiteren Funktionen wurden zusätzliche Klassen entworfen. In **Tabelle 28** sind alle realisierten Klassen des Steuerungs-Threads sowie deren Kurzbeschreibung aufgelistet.

**Tabelle 28: Realisierte Klassen des Steuerungs-Threads**

Klassenname	Kurzbeschreibung
<b>CSystemThread</b>	Diese Klasse implementiert die Methoden zur Initialisierung und zur Ausführung des Steuerungs-Threads. Für den Betrieb des Spannsystems als auch für die Überwachung der Schnittstelle zur Anlagensteuerung wurde jeweils eine Methode implementiert. Des Weiteren wird bei der Initialisierung ein CCommIfb-Objekt generiert, wodurch die Kommunikation mit dem Interface Board ermöglicht wird.
<b>CSystemCommSerial</b>	Diese Klasse implementiert die Methoden zur Kommunikation über die serielle Schnittstelle.
<b>CAverage</b>	Implementiert Methoden zur Bestimmung eines arithmetischen Mittelwerts.
<b>CSystemCommIfb</b>	Diese Klasse implementiert alle Befehle zur Kommunikation mit den Motion Control Boards über das Interface Board. Die Klasse wurde von der Klasse CSystemCommSerial abgeleitet.
<b>CSystemCommMachine</b>	Diese Klasse implementiert die Methoden für die Kommunikation mit der Anlagensteuerung.
<b>CSystemConfig</b>	Diese Klasse implementiert die Methoden zum Einlesen und Abspeichern der Konfigurationsdatei. Gleichzeitig dient diese Klasse als Basis zur Realisierung der Klasse CSystemThread.
<b>C3dKinematic</b>	Diese Klasse implementiert die Methoden zur Berechnung der relativen Sensorwerte anhand der übergebenen relativen Korrekturwinkel oder der Ist- und Sollenebene. Ebenso werden hier die Berechnung zur Bestimmung der Kippwinkel um die X- und Y-Achse realisiert.
<b>C3dPlane</b>	Diese Klasse implementiert die Methoden für die Darstellung einer Ebene im euklidischen Raum.
<b>C3dVector</b>	Diese Klasse implementiert die Methoden für die Darstellung eines Vektors im dreidimensionalen euklidischen Raum.

### 7.4.5.4 Positionsregelung

Um die Positionsregelung zu aktivieren, muss im Menü der Anwendung der Punkt OPTIONEN-EINGABEPARAMETER-WINKEL oder OPTIONEN-EINGABEPARAMETER-EBENEN aktiviert werden. Zusätzlich muss das Spannsystem bereits vorgespannt sein. Die Sollwerte für die Positionsregelung können in die aktiven Eingabefelder eingetragen werden. Nach der Bestätigung der Schaltfläche START/STOPP werden die Sollwerte an den Steuerungs-Thread übertragen.

Um die Ansteuerung und Überwachung des Positionierungsvorgangs zu vereinfachen, wurde im Steuerungs-Thread für jede Kippachse ein Positionsregler implementiert. Die beiden Kippachsen werden unabhängig voneinander positioniert, so dass zunächst die Sollposition der X-Achse erreicht sein

muss, bevor die Y-Achse positioniert wird. Um dies zu gewährleisten, werden aus den übertragenen Korrekturwinkeln zunächst die Sollwerte der beiden Kippachsen berechnet. Weiterhin wird zunächst die Regeldifferenz des Kippwinkels der X-Achse berechnet und überprüft, ob diese innerhalb der Hysterese liegt. Liegt sie außerhalb, werden die relativen Sensorwerte der einzelnen Sensoren berechnet und übertragen. Anschließend wird der Positionierungsvorgang gestartet. Während des aktiven Positionierungsvorgangs werden ständig die Status der einzelnen Motion Control Boards eingelesen. Beendet ein Motion Control den Positionierungsvorgang frühzeitig, wird der gesamte Vorgang angehalten, um die Vorspannung des Spannsystems zu erhalten. Anschließend wird durch den Positionsregler ein neuer Positionierungsvorgang gestartet. Dieser Vorgang wird solange wiederholt, bis der aktuell berechnete Kippwinkel der X-Achse in der Hysterese des Positionsreglers liegt. Anschließend wird die Y-Achse positioniert. Sollten sich durch die Positionierung der anderen Achse weitere Positionsfehler ergeben, wird der gesamte Vorgang wiederholt, bis beide Sollwerte erreicht wurden. Weiterhin wurden verschiedene Geschwindigkeiten für die Bewegung der Antriebe in positive und negative Z-Richtung eingeführt. Dies soll weiterhin dazu beitragen, die Vorspannung des Spannsystems zu erhalten oder gar zu erhöhen. Um die Genauigkeit zu erhöhen, wurde zudem eine Mittelwertbildung in das System eingefügt. Der Steuerungs-Thread bildet dabei den Mittelwert aus dem aktuell berechneten Verkipfungswinkel der jeweiligen Achse und dem vorherigen Wert der jeweiligen Achse.

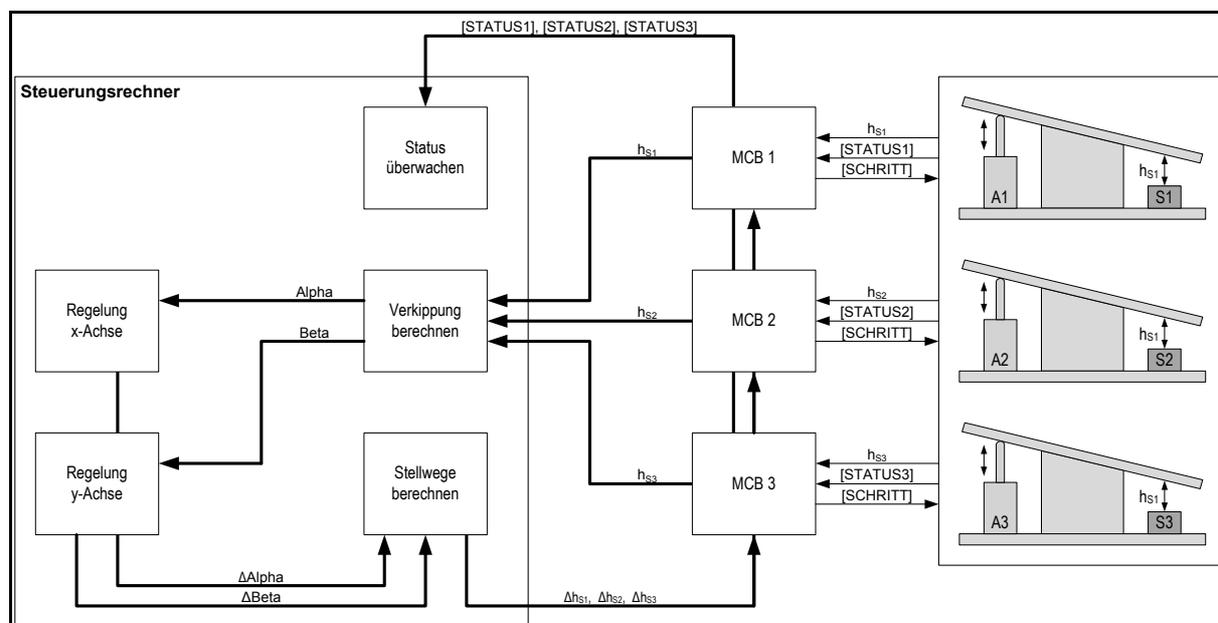


Abbildung 54: Blockschaubild der Lageregelung

#### 7.4.5.5 Schrittsteuerung

Für die Schrittsteuerung muss im Menü der Punkt OPTIONEN-EINGABEPARAMETER-SCHRITTE gewählt werden. Hiermit wird der Schrittsteuerungsmodus aktiviert. Die Sollwerte der Antriebe können in die Eingabefelder eingetragen werden. Nach der Bestätigung der Schaltfläche START/STOPP werden die Sollwerte an den Steuerungs-Thread übertragen. Dieser sendet die Sollwerte an die einzelnen Motion Control Boards und startet anschließend den Positionierungsvorgang. Tritt während dieser Prozedur ein Fehler auf, wird eine Fehlermeldung angezeigt. Andernfalls werden die Eingabefelder solange deaktiviert, bis der Positionierungsvorgang abgeschlossen ist. Außerdem werden ständig die aktuellen Messwerte und Status der Motion Control Boards eingelesen und die Anzeigen aktualisiert.

### 7.4.5.6 Konfigurationsdatei

Die Konfiguration der Active-Clamp-Software wird in einer Textdatei gespeichert. Mit Hilfe der Parameter lässt sich die Anwendung den eigenen Anforderungen anpassen. In **Tabelle 29** sind die einzelnen Parameter der Konfigurationsdatei sowie deren Bedeutung aufgelistet.

**Tabelle 29: Definition der Parameter der Konfigurationsdatei**

<b>INPUT_PARAMETER</b>	
INPUT_STEPS	Schrittmodus aktivieren
INPUT_ANGLE	Eingabe relativer Korrekturwinkel aktivieren
INPUT_PLANE	Eingabe einer Ist- und einer Sollebene der Arbeitsplatte aktivieren
<b>UNIT_ANGLE</b>	
UNIT_ARCSEC	Alle Winkelangaben werden in Bogensekunden dargestellt.
UNIT_RAD	Alle Winkelangaben werden in Radiant dargestellt.
UNIT_MRAD	Alle Winkelangaben werden in Milliradian dargestellt.
UNIT_URAD	Alle Winkelangaben werden in Mikroradian dargestellt.
UNIT_DEGREE	Alle Winkelangaben werden in Grad dargestellt.
<b>UNIT_DISTANCE</b>	
UNIT_NM	Alle Längenangaben werden in Nanometern dargestellt.
UNIT_UM	Alle Längenangaben werden in Mikrometern dargestellt.
UNIT_MM	Alle Längenangaben werden in Millimetern dargestellt.
<b>SLAVE_ADDRESS_MCB1</b>	
Dieser Parameter gibt die Slaveadresse des Motion Control Boards 1 an. Der Wert muss zwischen 2 und 254 liegen und wird als dezimale Ganzzahl angegeben. Es sind zusätzlich nur Adressen erlaubt, welche durch zwei teilbar sind.	
<b>SLAVE_ADDRESS_MCB2</b>	
Dieser Parameter gibt die Slaveadresse des Motion Control Boards 2 an. Der Wert muss zwischen 2 und 254 liegen und wird als dezimale Ganzzahl angegeben. Es sind zusätzlich nur Adressen erlaubt, welche durch zwei teilbar sind.	
<b>SLAVE_ADDRESS_MCB3</b>	
Dieser Parameter gibt die Slaveadresse des Motion Control Boards 3 an. Der Wert muss zwischen 2 und 254 liegen und wird als dezimale Ganzzahl angegeben. Es sind zusätzlich nur Adressen erlaubt, welche durch zwei teilbar sind.	
<b>IFB_COM_PORT</b>	
Dieser Parameter gibt den Namen des COM-Ports zum Interface Board an.	
<b>MCTRL_COM_PORT</b>	

Dieser Parameter gibt den Namen des COM-Ports zur Anlagentechnik an.
<b>SENSOR_1_X</b>
Dieser Parameter gibt die X-Koordinate des Sensors 1 ausgehende vom Systemmittelpunkt an. Die Angabe muss in Millimetern erfolgen. Zusätzlich werden nur Punkte als Dezimaltrennzeichen akzeptiert.
<b>SENSOR_1_Y</b>
Dieser Parameter gibt die Y-Koordinate des Sensors 1 ausgehende vom Systemmittelpunkt an. Die Angabe muss in Millimetern erfolgen. Zusätzlich werden nur Punkte als Dezimaltrennzeichen akzeptiert.
<b>SENSOR_1_Z</b>
Dieser Parameter gibt die Z-Koordinate des Sensors 1 ausgehende vom Systemmittelpunkt an. Die Angabe muss in Millimetern erfolgen. Zusätzlich werden nur Punkte als Dezimaltrennzeichen akzeptiert.
<b>SENSOR_2_X</b>
Dieser Parameter gibt die X-Koordinate des Sensors 2 ausgehende vom Systemmittelpunkt an. Die Angabe muss in Millimetern erfolgen. Zusätzlich werden nur Punkte als Dezimaltrennzeichen akzeptiert.
<b>SENSOR_2_Y</b>
Dieser Parameter gibt die Y-Koordinate des Sensors 2 ausgehende vom Systemmittelpunkt an. Die Angabe muss in Millimetern erfolgen. Zusätzlich werden nur Punkte als Dezimaltrennzeichen akzeptiert.
<b>SENSOR_2_Z</b>
Dieser Parameter gibt die Z-Koordinate des Sensors 2 ausgehende vom Systemmittelpunkt an. Die Angabe muss in Millimetern erfolgen. Zusätzlich werden nur Punkte als Dezimaltrennzeichen akzeptiert.
<b>SENSOR_3_X</b>
Dieser Parameter gibt die X-Koordinate des Sensors 3 ausgehende vom Systemmittelpunkt an. Die Angabe muss in Millimetern erfolgen. Zusätzlich werden nur Punkte als Dezimaltrennzeichen akzeptiert.
<b>SENSOR_3_Y</b>
Dieser Parameter gibt die Y-Koordinate des Sensors 3 ausgehende vom Systemmittelpunkt an. Die Angabe muss in Millimetern erfolgen. Zusätzlich werden nur Punkte als Dezimaltrennzeichen akzeptiert.
<b>SENSOR_3_Z</b>
Dieser Parameter gibt die Z-Koordinate des Sensors 3 ausgehende vom Systemmittelpunkt an. Die Angabe muss in Millimetern erfolgen. Zusätzlich werden nur Punkte als Dezimaltrennzeichen akzeptiert.

### 7.4.5.7 Kommunikation mit der Steuerungseinheit

Für die Kommunikation mit der Steuerungseinheit wird die Treibersoftware von der Firma FTDI verwendet. Die Treibersoftware generiert hierzu einen virtuellen seriellen COM-Port für die Kommunikation mit dem FT232RL des Interface Boards. Die Methoden zur Kommunikation über eine serielle Schnittstelle sind in der Klasse CSystemCommSerial implementiert. Die Klasse CSystemCommIffb wurde von dieser Klasse abgeleitet und realisiert sämtliche Methoden zur Kommunikation mit den Motion Control Boards über das Interface Board.

### 7.4.5.8 Kommunikation mit der Anlage

Die Kommunikation mit der Anlage wurde in der Klasse CSystemCommMachine implementiert. Auch hier wurde ein einfacher ASCII-Befehlssatz für die serielle Schnittstelle (19200 Bd, 8 Datenbits, ein Stoppsbit und keine Parität) implementiert. Der komplette Befehlssatz ist im Anhang des Berichts zusammengefasst.

### 7.4.5.9 Kinematische Berechnungen

Die Aufgabe der Softwareanwendung ist es weiterhin die Stellwege der einzelnen Antriebe zu berechnen. Dazu wurde die Klasse C3dKinematic implementiert.

Für die Berechnungen der einzelnen Sollwerte müssen die Positionen der einzelnen Sensoren bekannt sein. Diese sind in der Konfigurationsdatei abgelegt und müssen bei jedem Programmstart eingelesen werden. Die Position der Sensoren lässt sich dann mit Hilfe dreier Ortsvektoren definieren.

$$\vec{r}_S = \begin{bmatrix} x_S \\ y_S \\ z_S \end{bmatrix} \quad 7.23$$

Die Abhängigkeit des zu berechnenden relativen Stellwegs von den beiden Korrekturwinkeln lässt sich mit Hilfe folgender Matrix beschreiben.

$$K_S = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ -\tan\beta & \tan\alpha & 0 \end{bmatrix} \quad 7.24$$

Für die Berechnung des relativen Stellwegs muss der Ortsvektor des Sensors mit der Matrix multipliziert werden.

$$K_S \cdot r_S = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ -\tan\beta & \tan\alpha & 0 \end{bmatrix} \cdot [x_S \quad y_S \quad z_S]$$

$$K_S \cdot r_S = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ -x_S \cdot \tan\beta & y_S \cdot \tan\alpha & 0 \end{bmatrix} \quad 7.25$$

Die relative Änderung des jeweiligen Sensorwerts lässt weiter umformen zu folgender Gleichung.

$$\Delta z_S = -x_S \cdot \tan \beta + y_S \cdot \tan \alpha \quad 7.26$$

Im nächsten Schritt wird die errechnete relative Höhenänderung des Sensors in einen binären Wert umgerechnet. Der Umrechnungsfaktor ergibt sich aus dem statischen Übertragungsverhältnis des Spannungsteilers und der maximalen Ausgangsspannung der Sensorelektronik bei einem nominellen Hub von 2 mm. Außerdem werden die maximale Eingangsspannung des Analog-Digital-Konverters und die Bitauflösung benötigt.

$$d = h_{S_{\max}} / \left( \frac{U_{S_{\max}} \cdot 2^n}{U_{\text{ADC}_{\max}} \cdot g} \right) \quad 7.27$$

$$d = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m} / \left( \frac{10 \text{ V} \cdot 2^{16}}{5 \text{ V} \cdot 3} \right)$$

$$d \approx 45.776 \cdot 10^{-9} \frac{\text{m}}{\text{LSB}}$$

Der relative Sensorsollwert, der an das Motion Control Board übergeben wird, ergibt sich aus der folgenden Formel.

$$\Delta n_{\text{Soll}} = \frac{\Delta z_S}{d} \quad 7.28$$

Für die Berechnung der aktuellen Kippwinkel der Arbeitsplatte um die X- und um die Y-Achse werden die aktuellen Sensormesswerte, die Ortsvektoren der drei Sensoren und der Umrechnungsfaktor benötigt. Um die unterschiedliche Einbauhöhe der Sensoren nicht außer Acht zu lassen, werden die Z-Komponenten der drei Ortsvektoren und die jeweiligen Sensorhöhen addiert.

$$\vec{r}_S = \begin{bmatrix} x_S \\ y_S \\ z_S + h \end{bmatrix} \quad 7.29$$

Im nächsten Schritt werden die Spannvektoren der Arbeitsplattenebene aus den daraus resultierenden Vektoren berechnet.

$$\vec{a} = \vec{r}_{S2} - \vec{r}_{S1} = \begin{bmatrix} x_{S2} - x_{S1} \\ y_{S2} - y_{S1} \\ z_{S2} - z_{S1} + h_{S2} - h_{S1} \end{bmatrix} \quad 7.30$$

$$\vec{b} = \vec{r}_{S2} - \vec{r}_{S3} = \begin{bmatrix} x_{S2} - x_{S3} \\ y_{S2} - y_{S3} \\ z_{S2} - z_{S3} + h_{S2} - h_{S3} \end{bmatrix} \quad 7.31$$

Mit Hilfe des Kreuzprodukts der beiden Spannvektoren der Arbeitsplattenebene wird nun der Normalenvektor dieser Ebene berechnet.

$$\vec{n}_{AP} = \vec{a} \times \vec{b} \quad 7.32$$

$$\vec{n}_{AP} = \begin{bmatrix} a_y b_z - a_z b_y \\ a_z b_x - a_x b_z \\ a_x b_y - a_y b_x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix} \quad 7.33$$

Für die Berechnung der Verkippungswinkel muss weiterhin der ideale Normalenvektor der Arbeitsplattebene definiert werden und der Normalenvektor der Arbeitsplattebene in die X- und Y-Komponente zerlegt werden.

$$\vec{n}_{ideal} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad 7.34$$

$$\vec{n}_{xz} = \begin{bmatrix} n_x \\ 0 \\ n_z \end{bmatrix} \quad 7.35$$

$$\vec{n}_{yz} = \begin{bmatrix} 0 \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix} \quad 7.36$$

Mit Hilfe der Gleichung 7.37 können nun die Verkippungswinkel der Arbeitsplatte aus der idealen Nulllage berechnet werden.

$$\cos \gamma = \frac{\vec{a} \cdot \vec{b}}{|\vec{a}| \cdot |\vec{b}|} \quad 7.37$$

Für den Verkippungswinkel der Arbeitsplatte aus der idealen Nulllage um die X-Achse ergibt sich folgende Formel.

$$\begin{aligned} \cos \alpha &= \frac{\vec{n}_{ideal} \cdot \vec{n}_{yz}}{|\vec{n}_{ideal}| \cdot |\vec{n}_{yz}|} \\ \cos \alpha &= \frac{0 \cdot 0 + 0 \cdot n_y + 1 \cdot n_z}{\sqrt{0+0+1} \cdot \sqrt{0+n_y^2+n_z^2}} \\ \cos \alpha &= \frac{n_z}{\sqrt{n_y^2+n_z^2}} \quad 7.38 \end{aligned}$$

Für den Verkippungswinkel der Arbeitsplatte aus der idealen Nulllage um die Y-Achse ergibt sich dann folgende Formel.

$$\cos \beta = \frac{\vec{n}_{\text{ideal}} \cdot \vec{n}_{xz}}{|\vec{n}_{\text{ideal}}| \cdot |\vec{n}_{xz}|}$$

$$\cos \beta = \frac{0 \cdot n_x + 0 \cdot 0 + 1 \cdot n_z}{\sqrt{0+0+1} \cdot \sqrt{n_x^2 + 0 + n_z^2}}$$

$$\cos \beta = \frac{n_z}{\sqrt{n_x^2 + n_z^2}} \quad 7.39$$

Für die Ausgabe der berechneten Winkel müssen nun zwei Fälle betrachtet werden. Der Verkippungswinkel um die X-Achse ist positiv, wenn die Y-Komponente des Normalenvektors der Arbeitsplattenebene größer als Null ist (Gleichung 7.40), andernfalls ist der Verkippungswinkel negativ (Gleichung 7.41).

$$\alpha = \arccos \left( \frac{n_z}{\sqrt{n_y^2 + n_z^2}} \right) \quad 7.40$$

$$\alpha = -\arccos \left( \frac{n_z}{\sqrt{n_y^2 + n_z^2}} \right) \quad 7.41$$

Analog gilt diese Betrachtung für den Verkippungswinkel um die Y-Achse. Ist die X-Komponente des Normalenvektors der Arbeitsplatteebene größer Null, so ist der Verkippungswinkel positiv (Gleichung 7.42), andernfalls negativ (Gleichung 7.43).

$$\beta = \arccos \left( \frac{n_x}{\sqrt{n_x^2 + n_z^2}} \right) \quad 7.42$$

$$\beta = -\arccos \left( \frac{n_x}{\sqrt{n_x^2 + n_z^2}} \right) \quad 7.43$$

## 7.5 Entwicklung geeigneter Messalgorithmen

### 7.5.1 Messalgorithmen für unterschiedliche Einsatzmöglichkeiten

Die entwickelten Messalgorithmen sind für die möglichen Anwendungen des Systems einsetzbar. Mit Hilfe der vorgestellten Software können zudem die Messalgorithmen für weitere Anwendungen angepasst werden.

### 7.5.2 Optimierung der Messalgorithmen

Dieses Arbeitspaket beinhaltet die Optimierung der entwickelten Messalgorithmen. Im Fokus steht dabei die Verbesserung der Genauigkeit und der Prozesszeiten. Dazu werden die Steuergrößen der Aktoren hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf die Systemgenauigkeit untersucht. Anhand dieser Untersuchungen können zum einen die optimalen Einstellungen der Aktoren gefunden werden und zum anderen kann die grundsätzliche Tauglichkeit der einzelnen Einstellmöglichkeiten bestimmt werden.

Die verwendeten Aktoren werden über die Motion Control Boards von IGS mit unterschiedlichen Signalformen und Schrittteilungen angesteuert. Diese Steuergrößen können unterschiedliche Auswirkungen auf das Regelverhalten und die Systemgenauigkeit haben. Ziel des Versuchs ist es, diese Auswirkungen zu ermitteln und mit statistischen Methoden auszuwerten um festzustellen wie groß der Einfluss einzelner Parameter auf die Systemtauglichkeit sowie die Systemgenauigkeit ist. Dazu werden, wie in der ISO 230 – 2 „Prüfregeln für Werkzeugmaschinen“, Positionen mehrmals von beiden Richtungen angefahren und gemessen. Dies wird mehrmals mit unterschiedlichen Parameterkombinationen durchgeführt. Aus diesen Daten wird dann die Wirkung bzw. Wechselwirkung der einzelnen Parameter auf die Systemgenauigkeit ermittelt.

Die Steuergrößen Signalform, Auflösung und Parkmodus wurden als Parameter ausgewählt. Für jeden Parameter sind zwei Stufen festgelegt (**Tabelle 32**). Für den Parkmodus Ein/Aus, für die Signalform Trapez/Omega und für die Schrittteilung 128/256 und 512/1024. Die Signalform Sinus sowie die übrigen Schrittteilungen wurden nicht untersucht. Jeder Aktor verfügt über ein Dialogfenster zum Konfigurieren des Motion Control Boards, welcher unter dem Menü „Motion Control Board“ aufgerufen wird. Für jeden einzelnen Aktor lassen sich somit Signalform, Auflösung und Parkmodus einstellen. Um den Einfluss der gewählten Parameter sowie eventuelle Wechselwirkungen untereinander zu erfassen, wurde ein  $2^3$ -Versuchsplan vollfaktoriell erstellt (**Tabelle 30**).

**Tabelle 30:**  $2^3$ -Versuchsplan

Versuch	Parkmodus	Signalform	Schrittweite
1	Aus	Trapez	128/256
2	Ein	Trapez	128/256
3	Aus	Omega	128/256
4	Ein	Omega	128/256
5	Aus	Trapez	512/1024
6	Ein	Trapez	512/1024
7	Aus	Omega	512/1024
8	Ein	Omega	512/1024

Nach der ISO 230 – 2 ist für Achsen mit einem Verfahrensweg von unter 90° vorgeschrieben mindestens drei Positionen in jeweils fünf Prüfzyklen anzufahren. Die Versuche wurden nach dem Linearschrittverfahren durchgeführt, demnach werden alle Positionen fünfmal von jeder Richtung angefahren. Die Positionen werden mit den vorgestellten internen Sensoren erfasst und anschließend die Genauigkeiten berechnet. Die Messdaten werden mit einem Programm, welches innerhalb des Projektes entwickelt wurde, erfasst. An jeder Position wurde 100 Messwerte alle 10 ms erfasst und gemittelt. Anschließend werden die Bit-Werte in Spannungswerte und Längenwerte umgerechnet. Die Umrechnung erfolgte gemäß **Tabelle 31**. Die Berechnung der Bit-Werte in Spannung erfolgt nach in **Tabelle 31** angegebener Formel, wobei R1 für einen Widerstand von 10 kΩ und R2 für einen Widerstand von 5 kΩ steht.

**Tabelle 31: Umrechnung der Sensorwerte**

Größe	Einheit	Formel
Bitwert	-	Mittelwert (100 Messwerte)
Spannung	V	$\frac{\text{Bitwert}}{65535} \cdot 5V \cdot \left(\frac{R1}{R2} + 1\right)$
Weg	µm	Spannungswert · Spannungs/Weg Steigung
Winkel	mrاد	$ARCTAN \cdot \left(\frac{\text{Weg}}{\text{Sensorabst.} \cdot 1000} + 1\right) \cdot 1000$

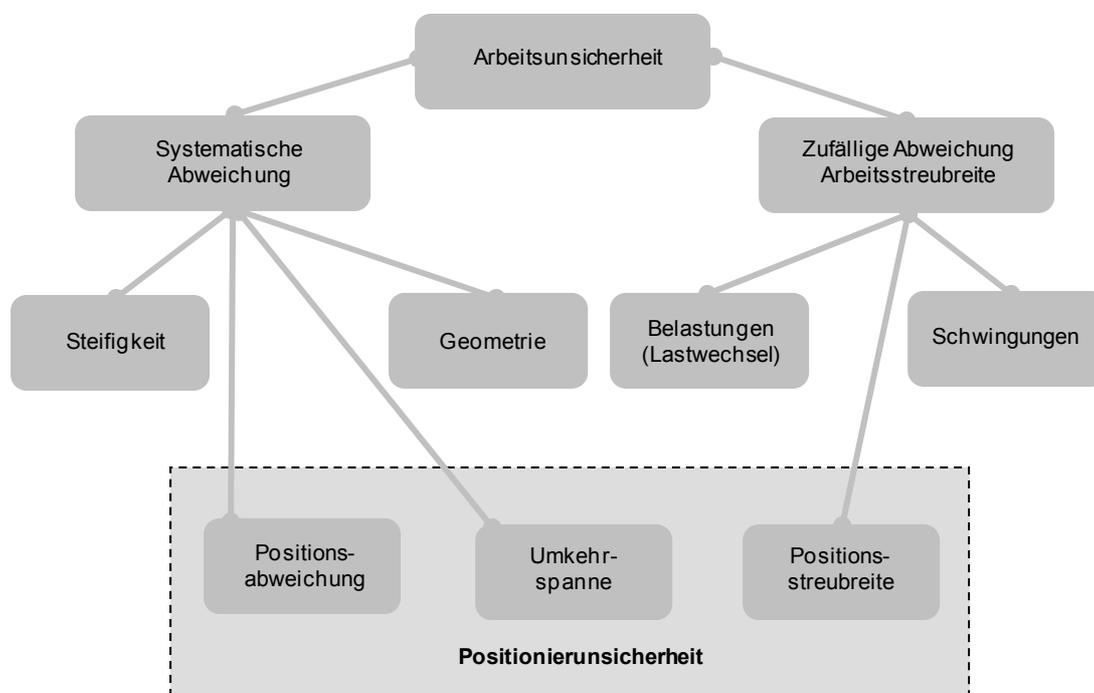
Für die Analyse wurden die Positionen -1 mrad, 0 und +1 mrad in der A-Achse angefahren. Mit den umgerechneten Sensorwerten wurden anschließend die Zielgrößen Standardabweichung, Mittlere Positionsstreuung, Mittlere Umkehrspanne sowie die Positionsunsicherheit berechnet (**Tabelle 32**). Die Zielgrößenberechnung erfolgt nach VDI 3441.

**Tabelle 32: Zielgrößen nach VDI 3441**

Zielgröße	Formelzeichen	Formel
Standardabweichung	$s_i$	$s_i \hat{=} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (x_{ji} \uparrow - \bar{x}_i \uparrow)^2}$
Mit. Positionsstreuung	$P_{smit}$	$P_{smit} = 6 \cdot s_i$
Mit. Umkehrspanne	$U_{mit}$	$U_{mit} = \left  \bar{x}_i \downarrow - \bar{x}_i \uparrow \right $
Positionsunsicherheit	$P_{Ui}$	$P_{Ui} = U_{mit} + P_{smit}$

Die Positionsstreuung  $P_s$  beschreibt für die jeweilige Kippachse die Auswirkung zufälliger Abweichungen in jeder Position. Die mittlere Positionsstreuung  $P_{smit}$  entspricht dem arithmetischen Mittelwert der Positionsstreuungen aller Messpositionen. Die Umkehrspanne  $U$  ist eine systematische Abweichung und stellt die Differenz aus den Mittelwerten der Messwerte aus beiden Anfahrrichtungen für

jede Position dar. Die mittlere Umkehrspanne  $U_{mit}$  ist der arithmetische Mittelwert der Umkehrspannen aller Messpositionen. Die Positionsunsicherheit  $P$  ist die Gesamtabweichung unter Berücksichtigung der in den Einzelpositionen ermittelten Positionsabweichung, Umkehrspanne und Positionsstreuung. Sie umfasst somit alle systematischen Abweichungen, wie die Umkehrspanne und die Positionsabweichung, sowie die zufällige Abweichung Positionsstreuung. Die untenstehende **Abbildung 55** gibt einen Überblick über die Definitionen aus der VDI 3441.



**Abbildung 55:** Zielgrößenübersicht nach VDI 3441

### 7.5.2.1 Analyse des Parkmodus

Der Parkmodus bewirkt, dass die Aktoren die Antriebsstange einklemmen, wenn diese gerade nicht verfährt. Dadurch erhöht sich die Reibkraft zwischen Stellgliedern und Antriebsstange, was eine höhere Steifigkeit der Arbeitsplatte zur Folge hat. Durch das Klemmen verschiebt sich die Antriebsstange um wenige Mikrometer. Durch die entstehende Abweichung des Kippwinkels, gerät die Arbeitsplatte aus der Hysterese der Regelung, wodurch nach dem Parken die Regelung erneut einsetzt. Der eingeschaltete Parkmodus ist somit nicht systemtauglich, da die Sollposition nicht vom System erreicht werden kann. Es wurde analysiert wie hoch die Abweichung durch den Parkmodus ist, wenn dieser nach abgeschlossener Regelung eingeschaltet wird (**Tabelle 33**). Der Parkmodus wurde für jeden Aktor separat über die Software aktiviert.

**Tabelle 33: Auswirkung des Parkmodus auf die Verkipfung**

<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Schrittteilung:512/1024</li> <li>▪ Signalform: Trapez</li> </ul>	Grad [°]	Winkelsekunden[“]	µm (R = 100)
Nulllage	0,000018	0,06	0,03
Parkmodus Aktor 1	0,000033	0,12	0,05
Parkmodus Aktor 2	0,000480	1,73	0,84
Parkmodus Aktor 3	0,001251	4,5	2,18

Beim Parken des ersten Aktors kann eine Verkipfung von  $\alpha = 0,06''$  festgestellt werden. Beim Parken von den beiden weiteren Aktoren steigert sich die die Abweichung um  $\alpha = 1,67''$  bis hin zu  $\alpha = 2,77''$ . Durch die Systemuntauglichkeit des Parkmodus reduziert sich der  $2^3$ -Versuchsplan auf einen  $2^2$  Plan (**Tabelle 34**). Die ersten beiden Versuche wurden mit einer Schrittweite von 128 für Aktor 1 und 256 für Aktor 2 und Aktor 3 durchgeführt. In dem ersten Versuch wurden die Aktoren mit der Signalform Trapez angesteuert, in dem zweiten mit der Signalform Omega. Die Versuche 3 und 4 wurden mit einer Schrittteilung von 512 für Aktor 1 und 1024 für Aktor 2 und Aktor 3 durchgeführt.

**Tabelle 34:  $2^2$  Versuchsplan**

Versuch	Parkmodus	Signalform	Schrittweite
1	Aus	Trapez	128/256
2	Aus	Omega	128/256
3	Aus	Trapez	512/1024
4	Aus	Omega	512/1024

Da die Abweichungen im Vergleich zum Verfahrensweg sehr klein sind, werden in **Abbildung 57** jeweils nur der Bereich um die Nullposition dargestellt (**Abbildung 56**). Die Zielgrößenberechnung erfolgt allerdings aus den Mittelwerten aller Positionen.

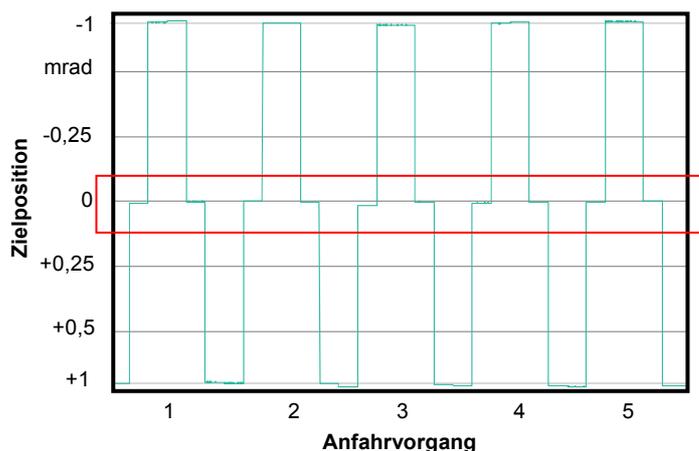
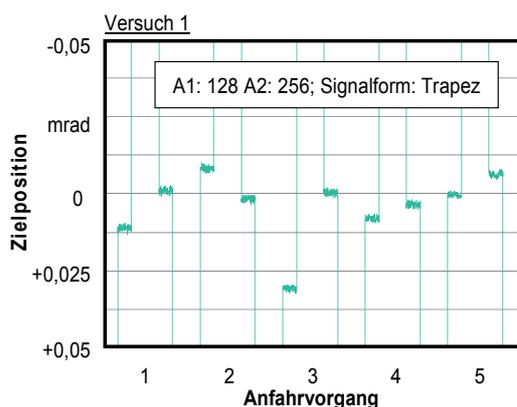


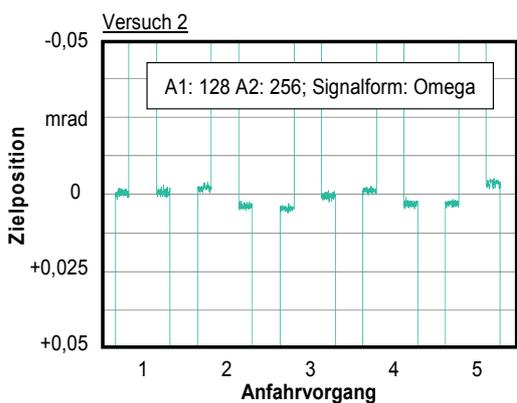
Abbildung 56: Darstellungsbereich um die Nulllage

### 7.5.2.2 Versuchsauswertung

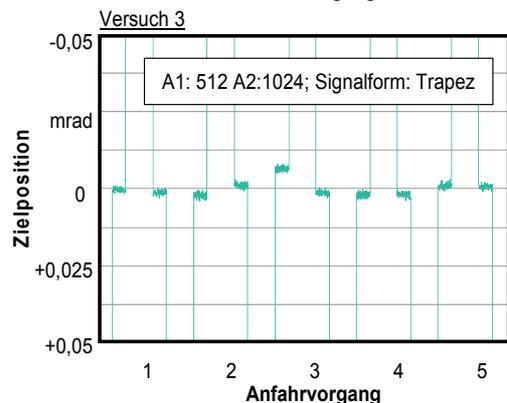
Alle Versuchsergebnisse sind in **Abbildung 57** dargestellt. Versuch 1 wurde mit der Signalform Trapez für alle Aktoren, und einer Schrittteilung von 128 für Aktor 1 und 256 für Aktor 2 und 3 durchgeführt. Hier konnte insgesamt die größte Umkehrspanne beim 3. Anfahrsvorgang festgestellt werden, sie beträgt  $\alpha = 0,025$  mrad (5,5“). Die Mittlere Umkehrspanne beträgt  $\alpha = 0,0053$  mrad (1,09“) und die Mittlere Positionsunsicherheit beträgt  $\alpha = 0,037$  mrad (7,71“). Versuch 2 wurde mit der Signalform Omega für alle Aktoren und einer Schrittteilung von 128 für Aktor 1 und 256 für Aktor 2 und 3 durchgeführt. Die Mittlere Umkehrspanne beträgt hier  $\alpha = 0,0052$  mrad (1,07“) und die Mittlere Positionsunsicherheit beträgt  $\alpha = 0,024$  mrad (4,95“). Die Auswertung von Versuch 3 ergibt eine Mittlere Umkehrspanne von  $\alpha = 0,0020$  mrad (0,43“) und eine Mittlere Positionsunsicherheit von  $\alpha = 0,0082$  mrad (1,69“). Bei Versuch 4 beträgt die Mittlere Umkehrspanne  $\alpha = 0,0037$  mrad (0,77“) und die Mittlere Positionsunsicherheit  $\alpha = 0,0139$  mrad (2,86“).



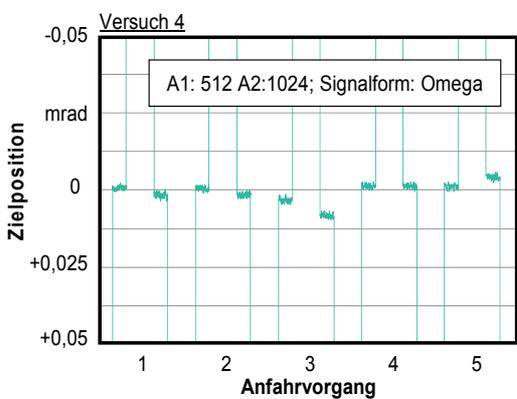
		mrad "	
Standardabweichung	$s_i$	0,0078	1,61
Positionsstreuung	$P_{smit}$	0,032	6,60
Mittlere Umkehrspanne	$U_{mit}$	<b>0,0053</b>	<b>1,09</b>
Max Umkehrspanne	$U_{max}$	0,0220	4,55
Positionsunsicherheit	$P_{Ui}$	<b>0,037</b>	<b>7,71</b>



		mrad "	
Standardabweichung	$s_i$	0,0045	0,93
Positionsstreuung	$P_{smit}$	0,027	5,57
Mittlere Umkehrspanne	$U_{mit}$	<b>0,0052</b>	<b>1,07</b>
Max Umkehrspanne	$U_{max}$	0,0165	3,42
Positionsunsicherheit	$P_{Ui}$	<b>0,024</b>	<b>4,95</b>



		mrad "	
Standardabweichung	$s_i$	0,0041	0,84
Positionsstreuung	$P_{smit}$	0,0070	1,45
Mittlere Umkehrspanne	$U_{mit}$	<b>0,0020</b>	<b>0,43</b>
Max Umkehrspanne	$U_{max}$	0,0054	1,12
Positionsunsicherheit	$P_{Ui}$	<b>0,0082</b>	<b>1,69</b>



		mrad "	
Standardabweichung	$s_i$	0,0043	0,89
Positionsstreuung	$P_{smit}$	0,0119	2,45
Mittlere Umkehrspanne	$U_{mit}$	<b>0,0037</b>	<b>0,77</b>
Max Umkehrspanne	$U_{max}$	0,0085	1,75
Positionsunsicherheit	$P_{Ui}$	<b>0,0139</b>	<b>2,86</b>

Abbildung 57: Versuchsauswertung

In Tabelle 35 sind die Versuchsergebnisse zusammengefasst und zum Vergleich gegenübergestellt.

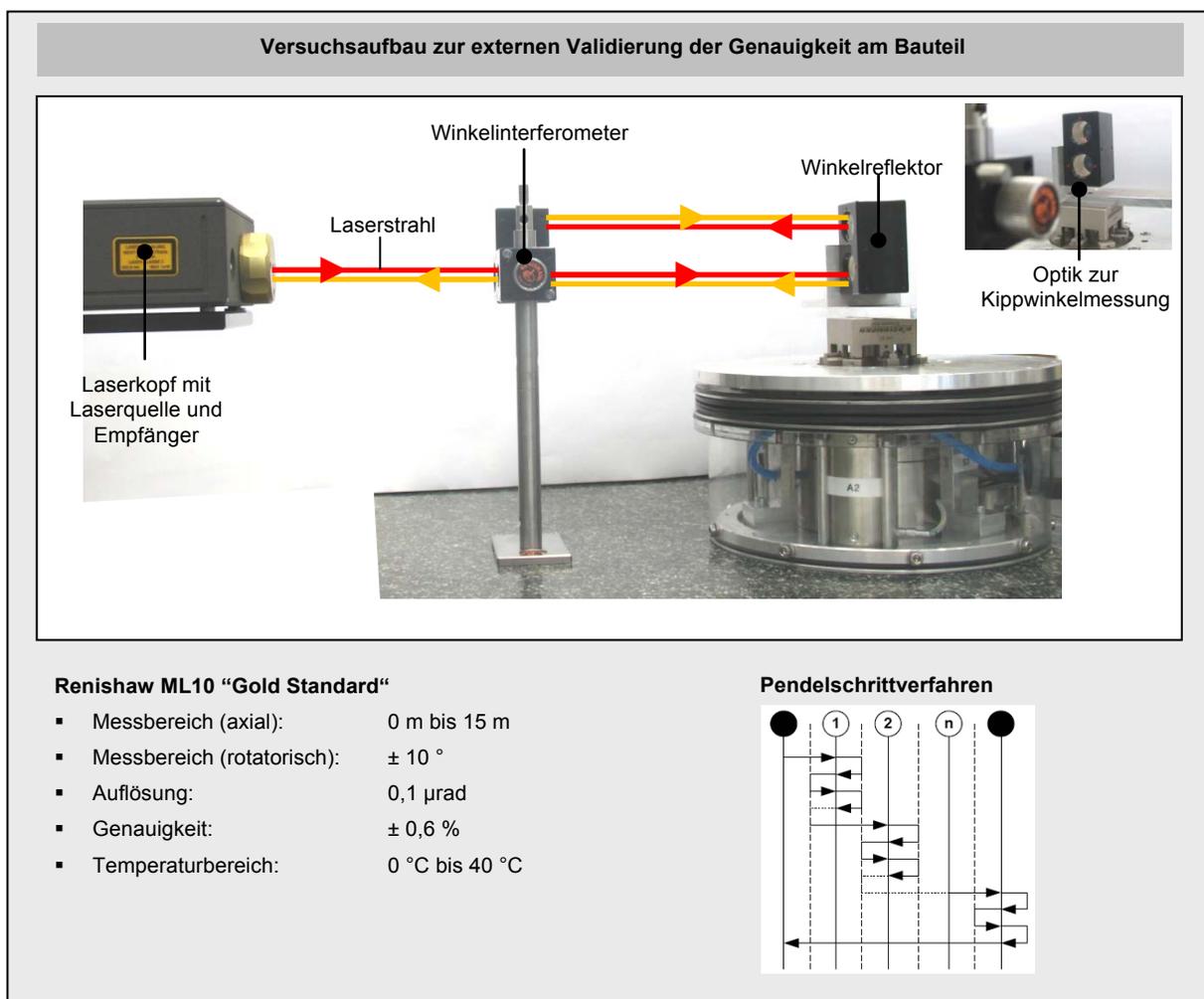
**Tabelle 35: Zusammenfassung der Versuchsergebnisse**

	Versuch 1	Versuch 2	Versuch 3	Versuch 4
<b>Parameter</b>	128/256; Trapez	128/256; Omega	512/1024; Trapez	512/1024; Omega
<b>Mittlere Umkehrspanne</b>	1,09"	1,07"	0,43"	0,77"
<b>Mittlere Positionsunsicherheit</b>	7,71"	4,95"	1,69"	2,86"

Aus **Tabelle 35** geht hervor, dass bei gleicher Signalform durch eine Erhöhung der Schrittteilung die Umkehrspanne und somit auch die Positionsunsicherheit signifikant verringert werden kann. So reduziert sich bei der Signalform Trapez die Umkehrspanne von  $\alpha = 1,09''$  (Versuch 1) auf  $\alpha = 0,43''$  (Versuch 3) um 60 %. Bei der Signalform Omega reduziert sich die Umkehrspanne von  $\alpha = 1,07''$  (Versuch 2) auf  $\alpha = 0,77''$  (Versuch 4) um 30 %. Die Mittlere Positionsunsicherheit konnte durch die Erhöhung der Schrittteilung bei der Signalform Trapez von  $\alpha = 7,71''$  (Versuch 1) auf  $\alpha = 1,69''$  (Versuch 3) um 78 % reduziert werden. Bei der Signalform Omega konnte die Mittlere Positionsunsicherheit von  $\alpha = 4,95''$  (Versuch 2) auf  $\alpha = 2,86''$  (Versuch 4) um 45 % reduziert werden. Die Genauigkeit des Systems ist demnach umso besser, je höher die Schrittteilung gewählt wird. Die Änderung der Signalform von Trapez auf Omega bewirkt bei geringerer Schrittteilung eine Reduzierung der Mittleren Positionengenauigkeit und bei hoher Schrittteilung einer Erhöhung der Mittleren Positionengenauigkeit. Die Systemgenauigkeit ist demnach wechselseitig von der Schrittteilung und der Signalform abhängig. Bei geringer Schrittteilung reduziert sich die Mittlere Positionsunsicherheit durch die Änderung der Signalform von Trapez auf Omega von  $\alpha = 7,71''$  (Versuch 1) auf  $\alpha = 4,95''$  (Versuch 2) um 36 %. Bei hoher Schrittteilung erhöht sich die Mittlere Positionsunsicherheit durch die Änderung der Signalform von Trapez auf Omega von  $\alpha = 1,69''$  (Versuch 3) auf  $\alpha = 2,86''$  (Versuch 4) um 40 %. Die niedrige Schrittteilung von 128/256 führte zudem zu einer deutlichen Erhöhung der Prozesszeit bis zum Erreichen der Soll-Position. Die Schrittweite ist hier in Relation zur gewählten Hysterese zu groß, so dass die Hysterese häufig von beiden Seiten überschritten wird, bevor die Sollposition erreicht wird. Das beste Ergebnis bezüglich Systemgenauigkeit konnte mit der Signalform Trapez mit der Schrittteilung 512/1024 erzielt werden. Die Umkehrspanne liegt in diesem Fall bei  $\alpha = 0,43''$ , dies entspricht auf einem Radius von  $R = 100$  mm einer Umkehrspanne von  $h = 0,2 \mu\text{m}$ .

## 7.6 Bestimmung der Systemgenauigkeit

Das Ziel dieses Arbeitspaketes ist die externe Validierung der Systemgenauigkeit und die Verifikation der erreichbaren Genauigkeiten am Bauteil. Zu diesem Zweck werden die systematischen und die zufälligen Fehlerkenngrößen Positionsabweichung, Umkehrspanne sowie die Positionsstreuung extern mit einem Laserinterferometer nach VDI 3441 ermittelt. Für die Untersuchungen wurde ein Laserinterferometer der Firma Renishaw vom Typ ML10 Gold Standard (**Abbildung 58**) verwendet. Die Untersuchungen wurden mit den optimalen Parametern aus Kapitel 6.5 durchgeführt. In **Abbildung 58** ist der Versuchsaufbau dargestellt. Mit Hilfe eines Winkelreflektors, welcher anstelle eines Bauteils in das System eingespannt ist, und eines Winkelinterferometers kann der genaue Kippwinkel extern ermittelt werden.



**Abbildung 58: Versuchsaufbau mit Winkelinterferometer**

Im ersten Schritt der Untersuchungen wurde die Positionsabweichung für die Nulllage sowie für  $\alpha = \pm 1 \text{ mrad}$ ,  $\alpha = \pm 5 \text{ mrad}$  und  $\alpha = \pm 10 \text{ mrad}$  ermittelt (**Abbildung 58**). Die Positionsabweichung wird als der Unterschied zwischen der wahren Position entlang einer Maschinenachse und der von dem Messsystem der Maschine ausgegebene Position definiert. Die Positionsabweichung  $P_a$  wird nach der Mittelung als Spitze-Spitze-Wert der Abweichungen berechnet. Es konnte eine maximale Positionsabweichung von  $\alpha = 1,32''$  festgestellt werden. Die Messwerte zeigen, dass die Abweichung mit dem Abstand zur Nulllage ansteigt, wobei die Abweichung in positiver Kipprichtung am größten ist.

Position	Soll-P. [mrad]	Soll-P. [°]	Ist-P. [°]	$P_a$
Position 1	-10	-0,5729577	-0,572591	1,32
Position 2	-5	-0,2864788	-0,286802	1,16
Position 3	-1	-0,0572957	-0,057099	0,71
Position 4	0	0	0,000016	0,05
Position 5	1	0,0572957	0,057179	0,42
Position 6	5	0,2864788	0,286630	0,56
Position 7	10	0,5729577	0,572711	0,89

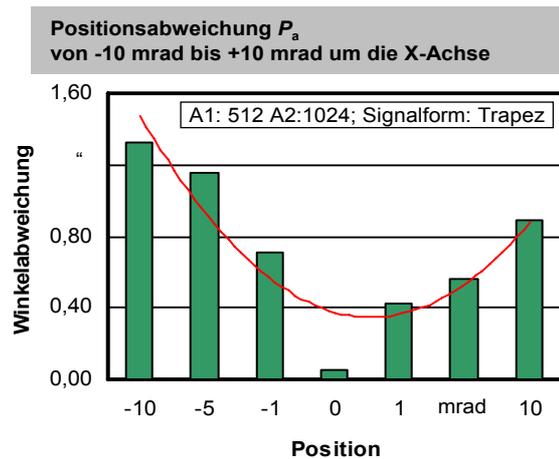


Abbildung 59: Positionsabweichung  $P_a$  um die X-Achse

In weiteren Untersuchungen zur Ermittlung der Positionsabweichung, Umkehrspanne und Positionsstreuung wurde das Pendelverfahren angewendet. Der Vorteil des Verfahrens ist, dass die einzelnen Positionen in zeitlich kurzen Abständen angefahren werden und die Messwerte weniger von systematischen Störgrößen wie z. B. Temperaturänderungen oder Schwingungen beeinflusst werden. Es wurden drei Positionen jeweils fünfmal aus jeder Richtung nach VDI 3441 angefahren. Die Auswertung nach VDI 3441 beinhaltet die Zielgrößen Positionsabweichung  $P_a$ , mittlere und maximale Umkehrspanne  $U_{mit}$  und  $U_{max}$ , mittlere und maximale Positionsstreuung  $P_{smit}$  und  $P_{smax}$ . Aus diesen Werten wurde dann die Positionsunsicherheit  $P$  berechnet.

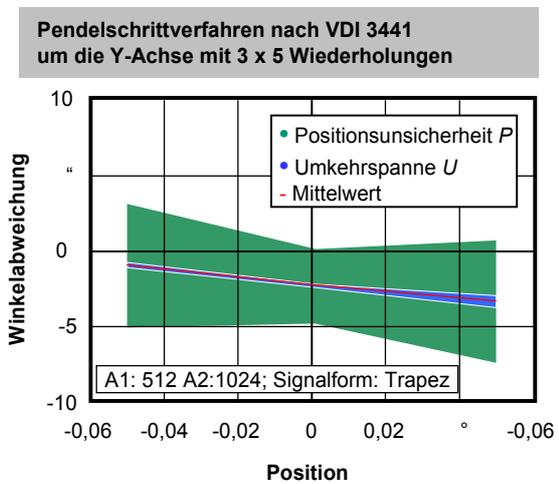
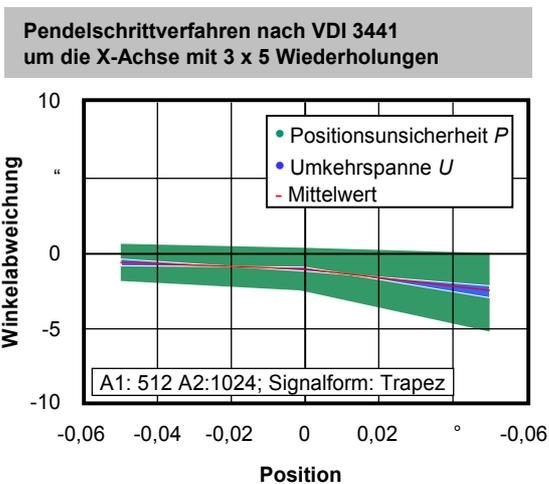


Abbildung 60: Externe Validierung der Positionsunsicherheit nach VDI 3441

Um die X-Achse liegt die mittlere Umkehrspanne bei  $\alpha = 0,45''$ , die mittlere Positionsunsicherheit bei  $\alpha = 3,85''$ . Um die Y-Achse konnte eine Mittlere Umkehrspanne von  $\alpha = 0,48''$  und eine Mittlere Positionsunsicherheit bei  $\alpha = 7,48''$  festgestellt werden (Tabelle 38). Insgesamt bestätigen die extern validierten Ergebnisse die zuvor durch die Sensoren ermittelten Ergebnisse der Steuergrößenanalyse. Bei den Untersuchungen der Verkippung um die X-Achse konnte mit  $\alpha = 3,85''$  eine noch geringere Positionsunsicherheit im Vergleich zu den Untersuchungen der Y-Achse festgestellt werden. Hier lag die Positionsunsicherheit bei  $\alpha = 7,48''$ .

Tabelle 36: Fehlerkenngrößen nach VDI 3441

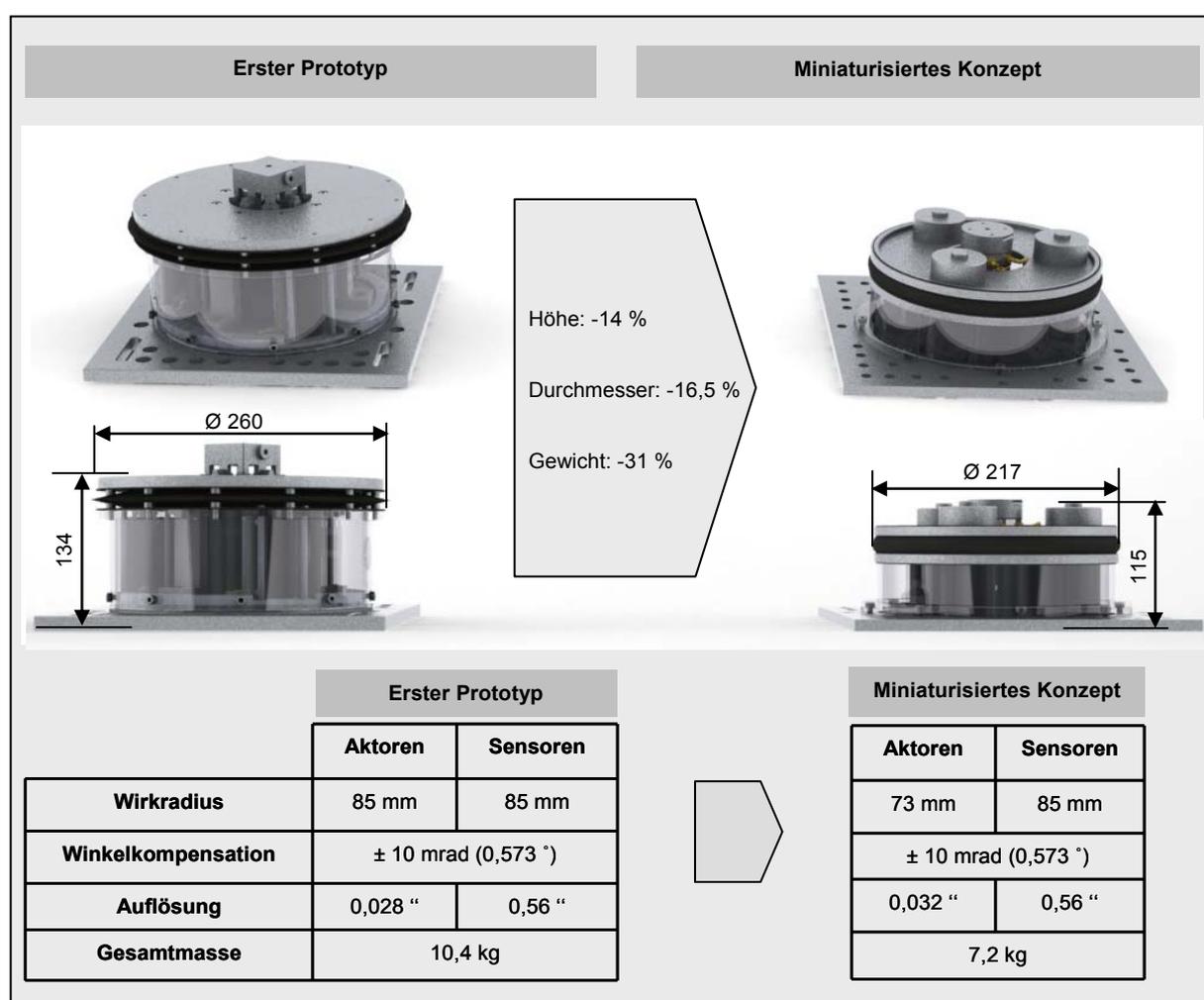
Fehlerkenngröße		um X-Achse		um Y-Achse	
			R = 100 mm		R = 100 mm
<b>Mittlere Standardabweichung</b>	$s_i$	0,56"	0,3 $\mu\text{m}$	1,16"	0,6 $\mu\text{m}$
<b>Mittlere Positionsstreuung</b>	$P_{\text{smit}}$	3,40"	1,7 $\mu\text{m}$	7,00"	3,5 $\mu\text{m}$
<b>Mittlere Umkehrspanne</b>	$U_{\text{mit}}$	<b>0,45"</b>	<b>0,2 <math>\mu\text{m}</math></b>	<b>0,48"</b>	<b>0,3 <math>\mu\text{m}</math></b>
<b>Max Umkehrspanne</b>	$U_{\text{max}}$	0,83"	0,4 $\mu\text{m}$	0,83"	0,4 $\mu\text{m}$
<b>Mittlere Positionsunsicherheit</b>	$P_{\text{Ui}}$	3,85"	1,9 $\mu\text{m}$	7,48"	3,6 $\mu\text{m}$

Die Unterschiede der Ergebnisse der Steuergrößenanalyse und der externen Validierung können auf die zusätzlichen systematischen Fehler sowie die Unterschiede in der Versuchsdurchführung zurückgeführt werden. Die systematischen Abweichungen können kompensiert werden. Dazu müssen in nachfolgenden Untersuchungen für eine ausreichend große Anzahl von Positionen Korrekturfaktoren ermittelt werden.

## 7.7 Miniaturisierung des ersten Prototypen

Der Arbeitsraum in Werkzeugmaschinen ist begrenzt, daher sollte Maschinenzubehör, welches den Arbeitsraum zusätzlich einschränkt, möglichst kleine Abmaße haben. Aus dieser Motivation wurde eine Miniaturisierung des ersten Prototyps durchgeführt. Dafür wurden alle Komponenten des Systems neu ausgelegt, wobei das grundsätzliche Konzept einer Parallelkinematik beibehalten wurde.

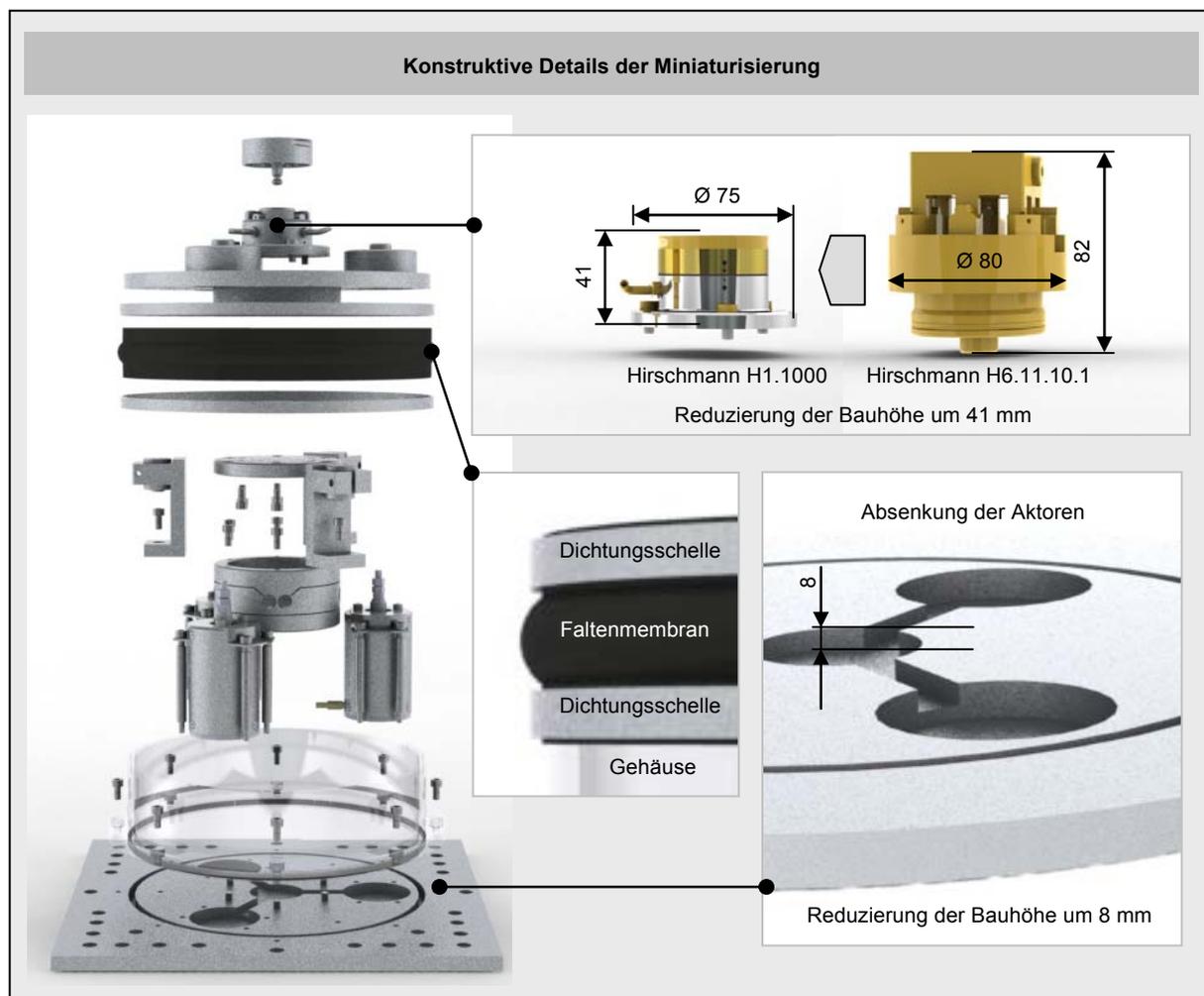
Im Folgenden werden die konstruktiven Maßnahmen, die zu einer Verkleinerung des Gesamtsystems führen, aufgezeigt und näher erläutert. **Abbildung 61** zeigt den aktuellen Demonstrator im Vergleich zu dem miniaturisierten Konzept. Der prinzipielle Aufbau des Spannsystems wurde beibehalten. Durch die Neuauslegung einzelner Komponenten konnten die Bauhöhe um 14 %, der Außendurchmesser um 16,5 % und das Gesamtgewicht um 31 %, bei gleichbleibender Winkelauflösung, reduziert werden.



**Abbildung 61: Miniaturisierung des ersten Prototypen**

Das miniaturisierte Modell hat eine Bauhöhe von  $h = 115$  mm, einen Außendurchmesser von  $D = 217$  mm und eine Gesamtmasse von ca.  $m = 7,2$  kg. In **Abbildung 62** ist eine Auswahl der wichtigsten konstruktiven Änderungen dargestellt. Bei der neu ausgelegten Arbeitsplatte befinden sich die Aktoren in hoch gesetzten Buchsen, wodurch die Bauhöhe des Systems reduziert werden kann. Die Aktoren werden bei dem neuen Konzept in der Grundplatte abgesenkt, wodurch die Bauhöhe um  $h = 8$  mm verringert werden kann. Die Funktionen des Fixrings werden bei dem neuen Konzept vollständig von

einer neu ausgelegten Grundplatte übernommen. Die sternförmigen Absenkungen in der neuen Grundplatte sind zur Führung der Anschlusskabel notwendig.



**Abbildung 62: Aufbau des neuen Konzeptes**

Für das miniaturisierte Konzept ist ein neues Spannsystem vorgesehen. Der Projektpartner *Hirschmann GmbH* hat ein Spannsystem (*H1.1000*) entwickelt, welches in Bezug auf Größe und Positioniergenauigkeit große Vorteile bietet [QUI10]. **Abbildung 62** zeigt eine Gegenüberstellung der beiden Spannsysteme. Um den Außendurchmesser zu verringern, wurde eine Verbindungsplatte integriert, die das Festkörpergelenk mit der Arbeitsplatte verbindet. In dem ersten Prototyp ist ein Faltenbalg zum Flüssigkeitsschutz vorgesehen, welcher an der Unterseite der Arbeitsplatte durch einen Flanschanschluss angeschraubt ist. Der neue Faltenbalg wird über die Stirnseite der Arbeitsplatte „übergestülpt“ und mit Schlauchschellen fixiert. Durch den neuen Anschluss kann vor allem der Außendurchmesser reduziert werden. Aufgrund der Reduzierung der Bauhöhe des Gesamtsystems muss die Höhe des Festkörpergelenkes angepasst werden. Je weiter die Sensoren von der Kippachse entfernt liegen, desto größer ist ihre Winkelauflösung. In welchem Abstand die Sensoren konstruktiv befestigt werden können, hängt vom Durchmesser des Gehäuses und vom Aufbau der Sensorhalterung ab. Durch eine Neuauslegung der Sensorhalterung konnte bei Verkleinerung des Außendurchmessers des Gehäuses der Abstand zur Kippachse beibehalten werden, sodass die Winkelauflösung nicht verringert wurde. Statt einer Klemmverbindung mittels Zylinderschraube wird nun eine Madenschraube zur Fixierung des Sensors in der Halterung verwendet.

## **9      Notwendigkeit und Angemessenheit           der geleisteten Arbeit**

Alle in Kapitel 7 vorgestellten Arbeiten wurden nach Arbeits- und Zeitplan durchgeführt. Alle Arbeiten waren zur Erreichung der Projektziele notwendig.

## 10 Voraussichtlicher Nutzen

Der erste Prototyp wird am Fraunhofer IPK als Demonstrator verbleiben und in unterschiedliche Werkzeugmaschinen integriert. So wird die Effizienz von Versuchen gesteigert. Die Projektergebnisse werden allen Projektpartnern zur Verfügung gestellt, so dass die Ergebnisse als Problemlösung für Kunden genutzt werden können. Die Komponentenhersteller können daher eine Umsatzsteigerung erzielen.

### *Anwender*

#### **Zimmer & Kreim GmbH & Co. KG, Brensbach**

Der entwickelte Demonstrator ist eine Erweiterung für Zimmer & Kreim. Der berücksichtigte und nachgewiesene Flüssigkeitsschutz macht den Einsatz in Z & K-Anlagen möglich und interessant. Es werden aktuell industrielle Anwendungen im Bereich der EDM-Bearbeitung identifiziert.

#### **KERN Micro- und Feinwerktechnik GmbH & Co. KG, Murnau-Westried**

Kern sieht die Möglichkeit des Einsatzes im Bereich der Mikro-Teilefertigung bei optischen Oberflächen, beim Bohren und bei 3-achsiger Bearbeitung von Freiformflächen mit Kugelfräser. Zurzeit werden der Einbau des Gerätes in eine Werkzeugmaschine und der Betrieb unter Normalbedingungen d.h. fräsen und bohren mit Kühlschmiermittel mit einer Testdauer von 3 Monaten geplant. Anschließend kann die Kalkulation des Gerätes erfolgen.

#### **Mahr GmbH, Göttingen**

Mahr erarbeitet zurzeit ein Konzept für einen neuen Kipp- und Zentriertisch. Als Eingangsinformationen werden dabei die Ergebnisse aus dem Projekt *ActiveClamp* berücksichtigt, d.h. das Gesamtsystem und die Detaillösungen für die Gelenke, Antrieb, Sensorik und Regelung aus dem Projekt können mit in das neue Tischkonzept von Mahr einfließen. Insbesondere dienen die Erfahrungen im Projekt als Entscheidungskriterien. Wichtig dabei ist, dass in *ActiveClamp* Technologien zum Einsatz kamen, wie z. B. die Piezoaktorik, mit denen Mahr bisher eher wenig Erfahrung hat. Zudem werden Detailspekte aus *ActiveClamp* auch in anderen Systemen, bei denen es, wie häufig bei Mahr-Messgeräten, z. B. auf hohe Steifigkeit ankommt, berücksichtigt werden.

### *Komponentenhersteller*

#### **Hirschmann GmbH, Fluorn-Winzeln**

Das entwickelte System ist eine direkte Erweiterung der Produktpalette der Firma Hirschmann. Der Prototyp wird auf der EuroMold in Frankfurt erstmalig am Hirschmann Stand vorgestellt. Eine Umsatzsteigerung ist in Abhängigkeit der Nachfrage zu erwarten.

#### **Dr. Fritz Faulhaber GmbH & Co. KG, Schönaich**

Im Rahmen des InnoNet-Forschungsvorhabens "Active Clamp" konnte mit Hilfe von Piezoaktoren ein hochpräzises Werkzeugspannsystem entwickelt werden. Hierfür wurden Piezoaktoren auf maximale Stell- und Haltekräfte von 300 N hin entwickelt und in einem Prototypenaufbau erfolgreich eingesetzt. Besondere Vorteile entstehen durch die kraftschlüssige Fixierung, so dass ein Überlastschutz systemimmanent gewährleistet ist. Mit Hilfe des Microsteppingbetriebs bei den Piezoaktoren kann eine Schrittweite von 10 Nanometern erreicht werden. Diese Piezoaktoren mit extrem hohen Stell- und Haltekräften bieten die Basis für weitere Anwendungen von Piezoaktoren in der Spanntechnik für hochpräzise Positionierungen, insbesondere für Anwendungen im Maschinen- und Anlagenbau. Faulhaber erwartet eine Umsatzsteigerung von ca. 3 % bei Antrieben für die Feinstpositionierung.

#### **SEM GmbH, Berlin**

Die SEM GmbH konnte die vorhandenen Kompetenzen in einem neuen Gebiet einbringen und so Erfahrungen im Bereich der Ansteuerung von Positioniersystemen für die Mikroproduktion sammeln. Weiter konnten gute Kontakte zu den anderen Projektpartnern durch die zahlreichen Projekttreffen geknüpft werden.

## **11 Fortschritt auf diesem Gebiet bei anderen Stellen**

Den Verbundpartnern sind keine Fortschritte bei anderen Stellen auf dem in diesem Projekt bearbeiteten Themengebiet bekannt.

## 12 Erfolge und geplante Veröffentlichungen

Das Konzept des entwickelten Systems ist bereits im Rahmen der Euspens Konferenz im Juni 2010 und im Mai 2011 einem internationalen Publikum in Delft vorgestellt worden. Weiter wurde das aktive Spannsystem in der Zeitschrift *Futur* und in dem Jahresbericht des Fraunhofer IPK und des IWF der TU Berlin vorgestellt.

**Tabelle 37: Erfolgte Publikationen**

[UHL10]	Uhlmann, E.; Loewenstein, A.; Essmann, J.: Development of a High Precision Clamping System for the Compensation of Angular Errors in Workpiece Alignments. Proceedings of the euspens International Conference, Delft 6/2010
[UHL10]	Uhlmann, E.; Löwenstein, A.; Essmann, J.: <i>ActiveClamp</i> – innovatives Spannsystem für mikro- und Präzisionsbauteile. <i>Futur</i> 3/2010, S. 8-9
[UHL10]	Uhlmann, E.; Löwenstein, A.; Essmann, J.: Vorstellung des FuE-Projektes <i>ActiveClamp</i> - „Entwicklung eines aktiven Spannsystems zur hochpräzisen Kompensation von Winkelfehlern bei der Positionierung von Präzisionsbauteilen in Werkzeugmaschinen“. Jahresbericht des Fraunhofer IPK und des IWF der Technischen Universität Berlin, 2010
[UHL11]	Uhlmann, E.; Langmack, M.; Löwenstein, A.; Oberschmidt, D.: New hybrid machine tool for Laser assisted micro electrical discharge drilling with an integrated automated clamping system. Proceedings of the euspens International Conference, Como, 5/2011

Der entwickelte Prototyp wurde im April 2011 auf der Hannovermesse und auf einem Workshop zu Abtragenden Verfahren in der Mikroproduktion in Berlin ausgestellt (**Abbildung 63**) und so einem großen Publikum vorgestellt.



**Abbildung 63: Ausstellung des entwickelten Prototypen**

Im Rahmen der Euspens Konferenz 2011 in Como wird das System in Verbindung mit einem hybriden Bearbeitungszentrum vorgestellt. Weiter wird das Forschungsprojekt in den Fachzeitschriften *Mikroproduktion* und *Elektronik* präsentiert, um so das Interesse einer fachkundigen Leserschaft zu wecken.

Weiter sind drei Publikationen in der Zeitschrift *Mikroproduktion* Ausgabe 04/2011, wt Werkstattstechnik online Ausgabe 11/12 2011 und in der Zeitschrift *Elektronik* für das Jahr 2011 geplant.

## Literaturverzeichnis

- [HUE95] Hüttner, K. H.; Beitz, W.: Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau (18. Auflage), Springer, Berlin Heidelberg New York, 1995
- [FIS00] Fischer, S.: Fertigungssysteme zur spanenden Herstellung von Mikrostrukturen. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2000
- [HER99] Hering, E.: Elektrische Maschinen. Springer, Berlin Heidelberg New York, 1999
- [HES99] Hesselbach, J.; Pokar, G.: Handhabungstechnik für die Mikromontage; Seminarberichte (1999) 44: Automatisierte Mikromontage: Handhaben und Positionieren von Mikrobauanteilen, IWB TU München, 1999
- [HOH07] Hohwieler, E.; Kurz, M.; Essmann, J.; Oberschmidt, D.: Hochpräzise Werkzeug- und Werkstückvermessung - Kompensieren heißt, Fehler vermeiden. Mikroproduktion (2007) Nr.2, S.54-57 ISSN: 1614-4538
- [JUN04] Jungnickel, U.: Miniaturisierte Positioniersysteme auf Basis monolithischer Strukturen. Dissertation, TU Darmstadt, 2004
- [KER94] Kerle, H.: Parallelroboter in der Handhabungstechnik – Bauformen, Berechnungsverfahren, VDI-Berichte Nr. 1111 (1994), S. 207-227
- [KLC08] Klocke, F.; König, W.: Fertigungsverfahren 1 – Drehen, Fräsen, Bohren (8. Auflage). Springer, Berlin Heidelberg New York, 2008
- [MAR07] Firmenschrift Hochlast xyZ-Tisch, [www.marco.de](http://www.marco.de), marco Systemanalyse und Entwicklung GmbH, Dachau
- [MIC11] MICRO-EPSILON MESSTECHNIK GmbH & Co. KG. Betriebsanleitung capaNCDT 6300/6310. Online: <http://www.micro-epsilon.de>, 01.04.2011
- [NAD08] Nadella GmbH: Kugelgewindetriebe (Katalog), Nufringen, 2008
- [PAH07] Pahl, G.; Beitz, W.; Feldhusen, J.; Grote, H.: Konstruktionslehre (7.Auflage). Springer, Berlin, Heidelberg, New York, 2007

- [PHY05] Physik Instrumente GmbH & Co. KG: Die ganze Welt der Nano- und Mikropositionierung (Gesamtkatalog), Karlsruhe, 2005
- [PHY07] Firmenschrift Modellübersicht Hexapoden, Lineartische, Drehtische, Hubtische, Linearaktoren. [www.physikinstrumente.de](http://www.physikinstrumente.de), Physik Instrumente Karlsruhe, 2007
- [PIE11] PiezoMotor Uppsala AB, Piezo LEGS® Linear 300 and 450 N. Online: [http://www.piezomotor.se/uploaded/150046\\_00\\_LTC30011.pdf](http://www.piezomotor.se/uploaded/150046_00_LTC30011.pdf), 01.04.2011
- [PIL06] Piltz, S.: Grundlagen und Prozessstrategien der Mikrofunktenerosion für die Bearbeitung von Rotationsbauteilen, Dissertation, Technische Universität Berlin, 2006
- [PON01] Pont, M.: Patterns for time-triggered embedded systems: building reliable applications with the 8051 family of microcontrollers. Addison-Wesley, Reading, 2001
- [POP09] Popov, V. L.: Kontaktmechanik und Reibung – Ein Lehr und Anwendungsbuch von der Nanotribologie bis zur numerischen Simulation. Springer, Berlin Heidelberg New York, 2009
- [PRO65] Pros, M.; Weisbord, L.: How to design flexure hinges; Machine Design, Vol.37 (1965), S. 151-156
- [QUI10] Quitter, D.: Ultrapräzises Mini-Nullpunktspannsystem in der Prozesskette. Konstruktionspraxis, 2010
- [SPU86] Spur, G.; Stöferle, T.: Handbuch der Fertigungstechnik: Fügen, Handhaben und Montieren. Carls Hanser Verlag München Wien, 1986
- [TEX11] Texas Instruments, OPA548: High Voltage, High Current Operational Amplifier, Online: <http://focus.tij.co.jp/jp/lit/ds/sbos070b/sbos070b.pdf>, 01.04.2011
- [UHL05] Uhlmann, E.; Schauer, K.: Dynamic Load and Strain Analysis for the Optimization of Micro End Mills. Annals of the CIRP 54, (2005), S. 75–78
- [UHL06] Uhlmann, E.; Bayat, N.: High Precision Positioning with Ferrofluids as an Active Medium. In: CIRP ANNALS 2006, Elsevier, Oxford (2006), S. 415-418

- [UHL07] Uhlmann, E.; Oberschmidt, D.: Integration von Fertigungssystemen für die Serienfertigung von Kleinst- und Mikrobauanteilen. Futur: Vision und Innovation. Mitteilungen aus dem Produktionstechnischen Zentrum (PTZ), Berlin (2007), Nr.1, S. 14-15. ISSN: 1438-1125
- [UHL08] Uhlmann, E.; Oberschmidt, D.: Machining behaviour of monocrystalline diamond end mills. American Society for Precision Engineering -ASPE-: 23rd ASPE Annual Meeting and 12th ICPE. Proceedings: October 19-24, 2008, Portland, Oregon Raleigh, NC: ASPE, (2008), S.96-99. ISBN: 978-1-887706-47-6
- [UHL09a] Uhlmann, E.; Oberschmidt, D.; Mahr, F.: Wie Prozess und Struktur wechselwirken. Mikroproduktion (2009) Nr.5, S.30-34 ISSN: 1614-4538
- [WIT07] Firmenschrift ICEVICE Gefrierspanntechnik. Horst Witte Gerätebau, Bleckede, 2007
- [WUL02] Wulfsberg, P.; Lehmann, J.: Spanntechnik für die Mikrofertigung. wt Werkstattstechnik online (2003) Nr.3, S.146 – 149
- [ZWI66] Zwicky, F.: Entdecken, Erfinden, Forschen im Morphologischen Weltbild, Droemer-Knauer, München, 1966

## Danksagung

Das Projekt *ActiveClamp* wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie (BMWi) innerhalb des Programms „Förderung innovativer Netzwerke (InnoNet)“ unter den Förderkennzeichen 16IN0703 und 16IN0704 finanziert und vom Projektträger VDI/VDE-IT GmbH in Berlin betreut. Weiter sei allen Industriepartnern für die fachliche und materielle Unterstützung gedankt.

## Anhang

### Befehlssatz Motion Control Board

#### Ausgangssignal konfigurieren

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x02	0x10	[DB1]	0x50
Interface Board	[ACK]					

Dieser Befehl konfiguriert das Signal zur Ansteuerung des Antriebs. Es können sowohl die Signalform als auch die Auflösung des Signals konfiguriert werden. Um die Konfiguration zu ändern, muss ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS], der entsprechende Befehl [0x10] und das entsprechende Datenbyte [DB1] an das Interface Board gesendet werden. Der Aufbau des Datenbytes ist der folgenden Tabelle zu entnehmen. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15).

Bit 7	Bit 6	Bit 5	Bit 4	Bit 3	Bit 2	Bit 1	Bit 0
0	SIG2	SIG1	SIG0	0	RES2	RES1	RES0
Trapez	0	0	0	1024	0	0	0
Omega	0	0	1	512	0	0	1
Sinus	0	1	0	256	0	1	0
Speed	0	1	1	128	0	1	1
Force	1	0	0	64	1	0	0
Sound	1	0	1	32	1	0	1

#### Nebenzyklusfaktor konfigurieren

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x02	0x11	[DB1]	0x50
Interface Board	[ACK]					

Um den Nebenzyklusfaktor – und damit auch die Nebenzykluszeit - einzustellen, muss ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS], der entsprechende Befehl [0x11] und das entsprechende Datenbyte [DB1] an das Interface Board gesendet werden. Der Wert des Datenbytes entspricht dem einzustellenden Nebenzyklusfaktor und wird als vorzeichenlose Ganzzahl interpretiert. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15). Die Nebenzykluszeit ergibt sich dann aus dem Produkt der Hauptzykluszeit und des Nebenzyklusfaktors.

**Hysterese konfigurieren**

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x02	0x12	[DB1]	0x50
Interface Board	[ACK]					

Um die Hysterese des Dreipunktreglers zu konfigurieren, muss ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS], der entsprechende Befehl [0x12] und das entsprechende Datenbyte [DB1] an das Interface Board gesendet werden. Der Wert des Datenbytes entspricht der einzustellenden Hysterese und wird als vorzeichenlose Ganzzahl in LSB des Sensorwerts interpretiert. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15).

**Wert des Vergleichsregisters des Hardwaretimers konfigurieren**

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x02	0x13	[DB1]	0x50
Interface Board	[ACK]					

Um den Wert des Vergleichsregisters des Hardwaretimers einzustellen, muss ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS], der entsprechende Befehl [0x13] und das entsprechende Datenbyte [DB1] an das Interface Board gesendet werden. Der Wert des Datenbytes entspricht dem einzustellenden Wert des Vergleichsregisters und wird als vorzeichenlose Ganzzahl interpretiert. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15).

**Vorteiler des Hardwaretimers konfigurieren**

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x02	0x14	[DB1]	0x50
Interface Board	[ACK]					

Um den Wert des Vorteilers des Hardwaretimers einzustellen, muss ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS], der entsprechende Befehl [0x14] und das entsprechende Datenbyte [DB1] an das Interface Board gesendet werden. Der Aufbau des Datenbytes ist der folgenden Tabelle zu entnehmen. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15).

	Bit 7	Bit 6	Bit 5	Bit 4	Bit 3	Bit 2	Bit 1	Bit 0
1	0	0	0	0	0	0	0	0
8	0	0	0	0	0	0	0	1
64	0	0	0	0	0	0	1	0
256	0	0	0	0	0	0	1	1
1024	0	0	0	0	0	1	1	0

**Parkmodus konfigurieren**

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x02	0x15	[DB1]	0x50
Interface Board	[ACK]					

Um den Parkmodus ein- oder auszuschalten, muss ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS], der entsprechende Befehl [0x15] und das entsprechende Datenbyte [DB1] an das Interface Board gesendet werden. Ist das LSB des Datenbytes gleich eins, wird der Parkmodus eingeschaltet. Ist das LSB des Datenbytes gleich Null, wird der Parkmodus ausgeschaltet. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15).

**Stichprobengröße konfigurieren**

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x02	0x16	[DB1]	0x50
Interface Board	[ACK]					

Um die Stichprobengröße bei der Bildung des Sensormittelwerts zu verändern, muss ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS], der entsprechende Befehl [0x16] und das entsprechende Datenbyte [DB1] an das Interface Board gesendet werden. Der Aufbau des Datenbytes ist der folgenden Tabelle zu entnehmen. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15).

	Bit 7	Bit 6	Bit 5	Bit 4	Bit 3	Bit 2	Bit 1	Bit 0
1	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	1
4	0	0	0	0	0	0	1	0
8	0	0	0	0	0	0	1	1
16	0	0	0	0	0	1	0	0
32	0	0	0	0	0	1	0	1
64	0	0	0	0	0	1	1	0
128	0	0	0	0	0	1	1	1
256	0	0	0	0	1	0	0	0

#### Relative Zielposition senden

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x05	0x20	[DB1]	[DB2]	[DB3]	[DB4]	0x50
Interface Board	[ACK]								

Um eine neue relative Zielposition zu übergeben, muss ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS], der entsprechende Befehl [0x50] und die entsprechenden Datenbytes [DB1..4] an das Interface Board gesendet werden. Die relative Zielposition wird als vorzeichenbehaftete 32-Bit-Ganzzahl interpretiert. Das höherwertige Byte wird zuerst gesendet. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15).

**Relative Schrittzahl senden**

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x05	0x21	[DB1]	[DB2]	[DB3]	[DB4]	0x50
Interface Board	[ACK]								

Um eine neue relative Nanoschrittzahl zu übergeben, muss ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS], der entsprechende Befehl [0x51] und die entsprechenden Datenbytes [DB1..4] an das Interface Board gesendet werden. Die relative Nanoschrittzahl wird als vorzeichenbehaftete 32-Bit-Ganzzahl interpretiert. Das höherwertige Byte wird zuerst gesendet. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15).

**Antrieb vorspannen**

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x01	0x23	0x50
Interface Board	[ACK]				

Um den Antrieb vorzuspannen, muss ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS] und der entsprechende Befehl [0x23] an das Interface Board gesendet werden. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15).

**Notstopfbefehl**

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x01	0x30	0x50
Interface Board	[ACK]				

Um einen Notstopp zu veranlassen, muss ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS] und der entsprechende Befehl [0x30] an das Interface Board gesendet werden. Wurde die Adresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15).

**Startbefehl**

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x01	0x31	0x50
Interface Board	[ACK]				

Um den Positionierungsvorgang zu starten, muss ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS] und der entsprechende Befehl [0x31] an das Interface Board gesendet werden. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15).

**Resetbefehl**

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x01	0x32	0x50
Interface Board	[ACK]				

Um einen Reset auszuführen, muss ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS] und der entsprechende Befehl [0x32] an das Interface Board gesendet werden. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15).

**Slaveadresse konfigurieren**

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x02	0x33	[DB1]	0x50
Interface Board	[ACK]					

Um die Slaveadresse zu ändern, muss ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS], der entsprechende Befehl [0x33] und das entsprechende Datenbyte [DB1] an das Interface Board gesendet werden. Der Wert des Datenbytes entspricht der neuen Slaveadresse. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15).

**Stoppbefehl**

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x01	0x34	0x50
Interface Board	[ACK]				

Um einen Positionierungsvorgang anzuhalten, muss ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS] und der entsprechende Befehl [0x34] an das Interface Board gesendet werden. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15).

**Konfiguration des Ausgangssignals einlesen**

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x01	0x50	0x50	0x53	[AL]	0x01	0x50
Interface Board	[ACK]	[DB1]							

Um die aktuelle Konfiguration des Ausgangssignals eines Busteilnehmers einzulesen, muss zunächst ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS] und der entsprechende Befehl [0x50] an das Interface Board gesendet werden. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15). Der Busteilnehmer schreibt die aktuelle Konfiguration in den Sendepuffer. Mit einem weiteren Datenframe, welches die Leseadresse [AL] des betreffenden Busteilnehmers enthält, kann der Sendepuffer ausgelesen werden. Das Ergebnis [DB1] wird vom Interface Board zurückgesendet. Der Aufbau des Datenbytes ist der folgenden Tabelle zu entnehmen.

Bit 7	Bit 6	Bit 5	Bit 4	Bit 3	Bit 2	Bit 1	Bit 0
0	SIG2	SIG1	SIG0	0	RES2	RES1	RES0
Trapez	0	0	0	1024	0	0	0
Omega	0	0	1	512	0	0	1
Sinus	0	1	0	256	0	1	0
Speed	0	1	1	128	0	1	1
Force	1	0	0	64	1	0	0
Sound	1	0	1	32	1	0	1

**Wert der Nebenzykluszeit einlesen**

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x01	0x51	0x50	0x53	[AL]	0x01	0x50
Interface Board	[ACK]	[DB1]							

Um den aktuellen Wert des Nebenzyklusfaktors eines Busteilnehmers einzulesen, muss zunächst ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS] und der entsprechende Befehl [0x51] an das Interface Board gesendet werden. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15). Der Busteilnehmer schreibt den aktuellen Wert des Vergleichsregisters in den Sendepuffer. Mit einem weiteren Datenframe, welches die Leseadresse [AL] des betreffenden Busteilnehmers enthält, kann der Sendepuffer ausgelesen werden. Das Ergebnis [DB1] wird vom Interface Board zurückgesendet. Der Wert des Datenbytes entspricht dem aktuellen Wert des Nebenzyklusfaktors und wird als vorzeichenlose Ganzzahl interpretiert.

**Wert der Hysterese einlesen**

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x01	0x52	0x50	0x53	[AL]	0x01	0x50
Interface Board	[ACK]	[DB1]							

Um den aktuellen Wert der Hysterese des Dreipunktreglers eines Busteilnehmers einzulesen, muss zunächst ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS] und der entsprechende Befehl [0x52] an das Interface Board gesendet werden. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15). Der Busteilnehmer schreibt den aktuellen Wert des Vergleichsregisters in den Sendepuffer. Mit einem weiteren Datenframe, welches die Leseadresse [AL] des betreffenden Busteilnehmers enthält, kann der Sendepuffer ausgelesen werden. Das Ergebnis [DB1] wird vom Interface Board zurückgesendet. Der Wert des Datenbytes entspricht dem aktuellen Wert der Hysterese des Dreipunktreglers und wird als vorzeichenlose Ganzzahl interpretiert.



**Konfiguration des Parkmodus einlesen**

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x01	0x55	0x50	0x53	[AL]	0x01	0x50
Interface Board	[ACK]	[DB1]							

Um die aktuelle Konfiguration des Parkmodus einzulesen, muss zunächst ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS] und der entsprechende Befehl [0x54] an das Interface Board gesendet werden. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15). Der Busteilnehmer schreibt die aktuelle Konfiguration in den Sendepuffer. Mit einem weiteren Datenframe, welches die Leseadresse [AL] des betreffenden Busteilnehmers enthält, kann der Sendepuffer ausgelesen werden. Das Ergebnis [DB1] wird vom Interface Board zurückgesendet. Ist das LSB des eingelesenen Datenbyte gleich eins, ist der Parkmodus eingeschaltet, andernfalls ist er ausgeschaltet.

**Größe der Stichprobengröße einlesen**

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x01	0x56	0x50	0x53	[AL]	0x01	0x50
Interface Board	[ACK]	[DB1]							

Um die aktuelle Größe der Stichprobe bei der Bildung des Sensormittelwerts einzulesen, muss zunächst ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS] und der entsprechende Befehl [0x54] an das Interface Board gesendet werden. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15). Der Busteilnehmer schreibt die aktuelle Konfiguration in den Sendepuffer. Mit einem weiteren Datenframe, welches die Leseadresse [AL] des betreffenden Busteilnehmers enthält, kann der Sendepuffer ausgelesen werden. Das Ergebnis [DB1] wird vom Interface Board zurückgesendet. Der Aufbau des Datenbytes ist der folgenden Tabelle zu entnehmen.

	Bit 7	Bit 6	Bit 5	Bit 4	Bit 3	Bit 2	Bit 1	Bit 0
1	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	1
4	0	0	0	0	0	0	1	0
8	0	0	0	0	0	0	1	1
16	0	0	0	0	0	1	0	0
32	0	0	0	0	0	1	0	1
64	0	0	0	0	0	1	1	0
128	0	0	0	0	0	1	1	1
256	0	0	0	0	1	0	0	0

**aktuellen Sensorwert einlesen**

Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x01	0x61	0x50	0x53	[AL]	0x02	0x50
Interface Board	[ACK]	[DB1]	[DB2]						

Um den aktuellen Sensormittelwert – abhängig von der aktuellen Konfiguration der Stichprobengröße - einzulesen, muss zunächst ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS] und der entsprechende Befehl [0x54] an das Interface Board gesendet werden. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15). Der Busteilnehmer schreibt den aktuellen Sensormittelwert in den Sendepuffer. Mit einem weiteren Datenframe, welches die Leseadresse [AL] des betreffenden Busteilnehmers enthält, kann der Sendepuffer ausgelesen werden. Das Ergebnis [DB1..2] wird vom Interface Board zurückgesendet. Das Ergebnis muss als vorzeichenlose 16-Bit-Ganzzahl interpretiert werden.

Status einlesen									
Steuerungsrechner	0x53	[AS]	0x01	0x60	0x50	0x53	[AL]	0x02	0x50
Interface Board	[ACK]	[DB1]	[DB2]						

Um den aktuellen Status einzulesen, muss zunächst ein Datenframe mit der Schreibadresse des betreffenden Busteilnehmers [AS] und der entsprechende Befehl [0x60] an das Interface Board gesendet werden. Wurde die Schreibadresse des Busteilnehmers verifiziert, sendet das Interface Board ein positives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x06), andernfalls ein negatives Bestätigungszeichen ([ACK] = 0x15). Der Busteilnehmer schreibt die aktuelle Konfiguration in den Sendepuffer. Mit einem weiteren Datenframe, welches die Leseadresse [AL] des betreffenden Busteilnehmers enthält, kann der Sendepuffer ausgelesen werden. Das Ergebnis [DB1] wird vom Interface Board zurückgesendet. Der Aufbau des Datenbytes kann der folgenden Tabelle entnommen werden.

Bit 7	Thermische Überlast des Operationsverstärkers der Phase 1
Bit 6	Thermische Überlast des Operationsverstärkers der Phase 2
Bit 5	Thermische Überlast des Operationsverstärkers der Phase 3
Bit 4	Thermische Überlast des Operationsverstärkers der Phase 4
Bit 3	Timeout-Fehler des Analog-Digital-Wandlers
Bit 2	nicht genutzt
Bit 1	Ready-Flag
Bit 0	Fehler-Flag

**Befehlssatz Steuerung****Relative Korrekturwinkel in Bogensekunden übertragen**

Anlage	[A]	[LZ]	[P1]	[,]	[P2]	0x13
Steuerungsrechner	[ACK]					

Die Korrekturdaten der X- und Y-Achse werden als relative Korrekturwinkel mit der Einheit 1/10 Bogensekunden übertragen. Der Parameter [P1] steht für den Korrekturwinkel um die X-Achse im mathematisch positiven Drehsinn. Der Parameter [P2] steht für den Korrekturwinkel um die Y-Achse im mathematisch positiven Drehsinn. Nach Erhalt der beiden Korrekturwinkel werden die relativen Sensorwerte der einzelnen Sensoren vom Steuerungsrechner ermittelt. Liegen diese im möglichen Stellbereich des Spannsystems, sendet der Steuerungsrechner ein positives Bestätigungsbyte (hexadezimal: 0x06). Liegen die berechneten Stellwege außerhalb des möglichen Stellbereichs, sendet der Steuerungsrechner ein negatives Bestätigungsbyte (hexadezimal: 0x15).

**Relative Korrekturwinkel in Mikroradian übertragen**

Anlage	[U]	[LZ]	[P1]	[,]	[P2]	0x13
Steuerungsrechner	[ACK]					

Die Korrekturdaten der X- und Y-Achse werden als relative Korrekturwinkel mit der Einheit 1/10 Mikroradian übertragen. Der Parameter [ALPHA] steht für den Korrekturwinkel um die X-Achse im mathematisch positiven Drehsinn. Der Parameter [BETA] steht für den Korrekturwinkel um die Y-Achse im mathematisch positiven Drehsinn. Nach Erhalt der beiden Korrekturwinkel werden die relativen Sensorwerte der einzelnen Sensoren vom Steuerungsrechner ermittelt. Liegen diese im möglichen Stellbereich des Spannsystems, sendet der Steuerungsrechner ein positives Bestätigungsbyte (hexadezimal: 0x06). Liegen die berechneten Stellwege außerhalb des möglichen Stellbereichs, sendet der Steuerungsrechner ein negatives Bestätigungsbyte (hexadezimal: 0x15).

**Relativen Korrekturwinkel in Grad übertragen**

Anlage	[D]	[LZ]	[P1]	[,]	[P2]	0x13
Steuerungsrechner	[ACK]					

Die Korrekturdaten der X- und Y-Achse werden als relative Korrekturwinkel mit der Einheit 1/10000 Grad übertragen. Der Parameter [ALPHA] steht für den Korrekturwinkel um die X-Achse im mathematisch positiven Drehsinn. Der Parameter [BETA] steht für den Korrekturwinkel um die Y-Achse im mathematisch positiven Drehsinn. Nach Erhalt der beiden Korrekturwinkel werden die relativen Sensorwerte der einzelnen Sensoren vom Steuerungsrechner ermittelt. Liegen diese im möglichen Stellbereich des Spannsystems, sendet der Steuerungsrechner ein positives Bestätigungsbyte (hexadezimal: 0x06). Liegen die berechneten Stellwege außerhalb des möglichen Stellbereichs, sendet der Steuerungsrechner ein negatives Bestätigungsbyte (hexadezimal: 0x15).

**Punkte einer Ist- und einer Sollebene in Millimetern übertragen**

Anlage	[P]	[LZ]	[IST]	[,]	[SOLL]	0x13
Steuerungsrechner	[ACK]					

Die relativen Korrekturwinkel der X- und Y-Achse werden aus der übergebenen Ist- und der Sollebene vom Steuerungsrechner berechnet. Die Parameter [IST] steht für das Punktetriplett der Istebene, welche hintereinander folgend gesendet werden müssen. Zuerst wird die X-Koordinate des ersten Punkts übertragen, als letztes die Z-Koordinate des dritten Punkts. Der Parameter [SOLL] steht für das Punktetriplett der Sollebene, welches analog zum Punktetriplett der Istebene gesendet werden muss. Nach Erhalt der beiden Ebenen werden die Korrekturwinkel und daraus die relativen Sensorwerte der einzelnen Sensoren vom Steuerungsrechner ermittelt. Liegen diese Stellwege im möglichen Stellbereich des Spannsystems, sendet der Steuerungsrechner ein positives Bestätigungsbyte (hexadezimal: 0x06). Liegen die berechneten Stellwege außerhalb des möglichen Stellbereichs, sendet der Steuerungsrechner ein negatives Bestätigungsbyte (hexadezimal: 0x15).

**Startbefehl**

Anlage	[S]	0x13
Steuerungsrechner	[ACK]	[ACK]

Durch das Senden des Startbefehls wird der Positionierungsvorgang durch den Steuerungsrechner gestartet. Der Empfang des Startbefehls wird durch den Steuerungsrechner mit einem positiven Bestätigungsbyte (hexadezimal: 0x06) quittiert. Wird der Korrekturvorgang erfolgreich beendet, sendet der Steuerungsrechner ein weiteres positives Bestätigungsbyte. Tritt während des Korrekturvorgangs ein Fehler auf, so dass der Korrekturvorgang abgebrochen werden muss, sendet der Steuerungsrechner ein negatives Bestätigungsbyte (hexadezimal: 0x15).

### Notstoppbefehl

Anlage	[N]	0x13
Steuerungsrechner	[ACK]	

Mit Hilfe dieses Befehls kann der aktuelle Positionierungsvorgang angehalten werden. Die einzelnen Phasen der angeschlossenen Antriebe werden entladen, die Stromversorgung der Steuerungseinheit bleibt aktiv. Der Eingang des Notstoppsignals wird mit einem positiven Bestätigungsbyte quittiert.