



**TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN**  
**VIENNA  
UNIVERSITY OF  
TECHNOLOGY**



## Diplomarbeit

# Einlegegerät für Drehmaschinen

Ausgeführt zum Zweck der Erlangung des akademischen Grades  
eines Diplom-Ingenieurs

unter der Leitung von

**Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Friedrich Bleicher**  
**Institut für Fertigungstechnik und Hochleistungslasertechnik**  
**Labor für Produktionstechnik**

Eingereicht an der Technischen Universität Wien  
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

**Christoph Habersohn**

e0125550

Laimgrubengasse 12

A - 1060 Wien

Wien, am 17. September 2009

# Inhaltsverzeichnis

<b>INHALTSVERZEICHNIS</b> .....	<b>I</b>
<b>1 EINLEITUNG</b> .....	<b>1</b>
<b>2 ZIELSETZUNG</b> .....	<b>2</b>
<b>3 HANDHABUNGSTECHNIK</b> .....	<b>3</b>
3.1 HANDHABUNGSOBJEKTE .....	5
3.2 HANDHABUNGSVORGÄNGE .....	8
3.2.1 Speichern .....	10
3.2.2 Menge verändern .....	11
3.2.3 Bewegen .....	11
3.2.4 Sichern .....	12
3.2.5 Kontrollieren .....	13
3.2.6 Prozessabbildung .....	15
<b>4 BEWEGUNGSEINRICHTUNGEN</b> .....	<b>16</b>
4.1 ANTRIEB .....	18
4.1.1 Manueller Antrieb .....	18
4.1.2 Physikalische Prinzipien .....	18
4.1.3 Pneumatik .....	18
4.1.4 Hydraulik .....	21
4.1.5 Elektrik .....	22
4.2 STEUERUNG .....	29
4.2.1 Manuelle Betätigung .....	29
4.2.2 Kurvensteuerung und Getriebe .....	30
4.2.3 Fixverdrahtung und Endlagenschalter .....	31
4.2.4 SPS und Industriecomputer .....	31
<b>5 BESCHICKEN EINER DREHMASCHINE</b> .....	<b>33</b>
5.1 MANUELLE BESCHICKUNG .....	33
5.2 EINLEGEGERÄTE .....	34
5.3 INDUSTRIEROBOTER .....	36
5.4 SONDERMASCHINEN .....	37
<b>6 KONZEPTENTWICKLUNG</b> .....	<b>39</b>
6.1 MUSTERWERKSTÜCK .....	41
6.2 MASCHINE .....	41
6.3 EINSpanNFUTTER .....	42
6.4 GRUNDFUNKTION .....	44
6.5 EINSATZMÖGLICHKEITEN .....	45
<b>7 EINLEGEGERÄT</b> .....	<b>48</b>
7.1 ANTRIEB UND STEUERUNG .....	48
7.2 WECHSELKOPF .....	51
7.2.1 Funktion .....	51
7.2.2 Mechanische Ausführung .....	53
7.2.3 Mechanische Berechnungen .....	56
7.2.4 Wechselzeit .....	57
7.3 GELENKARM .....	58
7.3.1 Funktion .....	58
7.3.2 Mechanische Ausführung .....	59
7.3.3 Mechanische Berechnung .....	62
7.3.4 Steifigkeit .....	63
7.4 GRUNDGESTELL .....	66
7.4.1 Mechanische Ausführung .....	66
7.4.2 Mechanische Berechnung .....	69
<b>8 FAZIT</b> .....	<b>70</b>

<b>9</b>	<b>ABBILDUNGSVERZEICHNIS .....</b>	<b>71</b>
<b>10</b>	<b>TABELLENVERZEICHNIS .....</b>	<b>73</b>
<b>11</b>	<b>QUELLENVERZEICHNIS .....</b>	<b>74</b>
<b>12</b>	<b>ANHANG.....</b>	<b>77</b>
12.1	BERECHNUNGEN WECHSELKOPF.....	77
12.1.1	<i>Greifereinheit Haltekraft .....</i>	77
12.1.2	<i>Auswahl Einlegezylinder.....</i>	78
12.1.3	<i>Stoßdämpfer für Einlegehub .....</i>	78
12.1.4	<i>Verzögerung des Greifkopfes.....</i>	79
12.1.5	<i>Lineare Lagerbuchsen .....</i>	80
12.1.6	<i>Schwenkverzögerung .....</i>	83
12.1.7	<i>Schwenkantrieb.....</i>	84
12.1.8	<i>Stoßdämpfer für Schwenkbewegung .....</i>	85
12.1.9	<i>Schwenklager.....</i>	86
12.1.10	<i>Drehantrieb.....</i>	87
12.1.11	<i>FEM-Berechnungen.....</i>	88
12.1.12	<i>Zeit-Einlegehub.....</i>	92
12.2	BERECHNUNGEN GELENKARM.....	93
12.2.1	<i>Kinetische Energie .....</i>	93
12.2.2	<i>Verzögerung Langhubzylinder.....</i>	95
12.2.3	<i>Entlastungsfeder .....</i>	96
12.2.4	<i>Reaktionskräfte .....</i>	97
12.2.5	<i>Lagerberechnung.....</i>	106
12.2.6	<i>Langhubzylinder, Kurzhubzylinder.....</i>	106
12.2.7	<i>FEM-Berechnung.....</i>	107
12.2.8	<i>Steifigkeit in Wechselposition .....</i>	108
12.3	BERECHNUNGEN FUßGESTELL.....	113
12.3.1	<i>Drehantrieb.....</i>	113
12.3.2	<i>Stoßdämpfer.....</i>	114
12.3.3	<i>Drehlager.....</i>	115
12.3.4	<i>Fußkräfte.....</i>	117
12.3.5	<i>Kippsicherheit.....</i>	118

## 1 Einleitung

In der Kleinserienfertigung stellt die effektive Beschickung von Fertigungseinrichtungen oft eine Herausforderung dar. Um die Produktionskosten und -zeiten in einem wettbewerbsfähigen Rahmen zu halten, ist es meistens unumgänglich, eine automatisierte Handhabung einzusetzen. Allerdings gehen diese Systeme oftmals mit hohen Investitionskosten einher, die den Einsatz unrentabel machen können. Weiters ist für viele derartige Installationen eine lange Montage- und Einrichtzeit notwendig, was zu langen Stillstandszeiten im Produktionssystem während des Umstellens auf eine andere Serie führen kann. Daher werden diese Einrichtungen für gewöhnlich in der Massenfertigung bei großen Losgrößen eingesetzt. Viele derartige Aufbauten sind auch meistens für ein bestimmtes Werkstück und/oder eine Produktionsmaschine optimiert und dadurch für andere Anwendungen nur bedingt verwendbar.

Eine der flexibelsten Lösungen für die Beschickung ist der Industrieroboter. Für gewöhnlich ist dieses System im gesamten Arbeitsraum in beliebiger Orientierung frei positionierbar (6 Freiheitsgrade). Einschränkungen sind durch einfachere Systeme mit weniger als sechs Achsen (z.B. Portalroboter mit nicht schwenkbarem Greifer) oder in den Randzonen des Roboterarbeitsraumes möglich. Weiters ist durch die freie Programmierbarkeit eine beliebige Bahn im Arbeitsraum fahrbar. Dieser Funktionsumfang ist für die meisten Handhabungsoperationen, die nur eine einfache Bewegung zwischen Ablage und Maschinenspannsystem umfassen, nicht notwendig. Dadurch wird der Industrieroboter nicht in seinem vollen Umfang genutzt und ein großer Teil seiner Ressourcen werden nicht ausgelastet. Diese ineffiziente Nutzung geht normalerweise mit einer schlechten Rentabilität einher.

Auch ist für die Programmierung ein ausreichend geschulter Maschinenführer notwendig, der bei der Umstellung des Produktionssystems auf eine andere Serie die Handhabungsoperationen neu programmieren muss.

Für Unternehmen, die neben der Serienfertigung an denselben Maschinen auch Einzelfertigung betreiben, da die Auftragslage für Serienteile nicht ständig gegeben ist und die Maschinen sonst still stehen würden, ergibt sich durch die meisten fix installierten Systeme eine weitere Einschränkung. Normalerweise vermindern diese Handhabungsgeräte die freie Zugänglichkeit zum Arbeitsraum und Spannsystem der Maschine. Dadurch wird das Spannen und Einrichten des Produktionssystems für den einzelnen Teil erheblich erschwert bis unmöglich, wodurch im Normalfall höhere Produktionszeiten entstehen oder zusätzlich Maschinen angeschafft werden müssen. Diese schlechtere Auslastung verursacht im Regelfall hohe Fixkosten für das Unternehmen.

## 2 Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist es, ein Handhabungsgerät zu entwerfen, welches eine automatisierte Fertigung an einer für die Einzelteilfertigung konzipierten CNC-Drehmaschine erlaubt. Zusätzlich soll das System nicht an eine einzelne Maschine gebunden, sondern je nach Bedarf für verschiedene Produktionsanlagen einsetzbar sein. Wichtigste Kriterien dafür sind eine schnelle Aufstellung und Einrichtung, die auch von einem nur kurz eingeschulten Werker getätigt werden kann, sowie ein einfacher Transport innerhalb der Werkstätte.

Eine weitere Voraussetzung ist ein geringer Aufstellungsplatz vor der Drehmaschine, da in den meisten Werkstätten aus Kostengründen der Raum zwischen einzelnen Produktionseinheiten bzw. sonstigen Geräten möglichst gering gehalten wird.

Um die Inbetriebnahmezeit möglichst kurz zu halten, ist es außerdem notwendig, das Handhabungsgerät leicht in ein Produktionsleitsystem einbinden zu können. Das kann sowohl ein firmenweites System mit Feldbusanbindung sein als auch eine lokale Steuerung direkt über das Programm der CNC-Maschine. Im Betrieb ist eine hohe Werkstückwechselgeschwindigkeit erforderlich, um die Maschinenstillstandszeit zwischen zwei Bearbeitungsprozessen möglichst gering zu halten. Dadurch wird eine hohe Maschineneffizienz erreicht, was die Loszeiten und somit auch die Fertigungskosten reduziert.

Zusätzlich zu diesen technischen Anforderungen sollen die Anschaffungskosten des Handhabungsgerätes möglichst niedrig gehalten werden.

Zusammengefasst ergeben sich daraus folgende Erfordernisse: Es soll ein Handlingsystem konstruiert werden, das

- eine Drehmaschine beschicken,
- Drehteile bis 2 kg und
- bis zu einem Durchmesser von 200 mm handhaben kann,
- hohe Dynamik aufweist,
- hohe Positioniergenauigkeit hat,
- eine hohe Werkstückwechselgeschwindigkeit ermöglicht,
- leicht montier-, demontierbar sowie einrichtbar,
- einfach in den Fertigungsprozess integrierbar und
- kostengünstig ist.

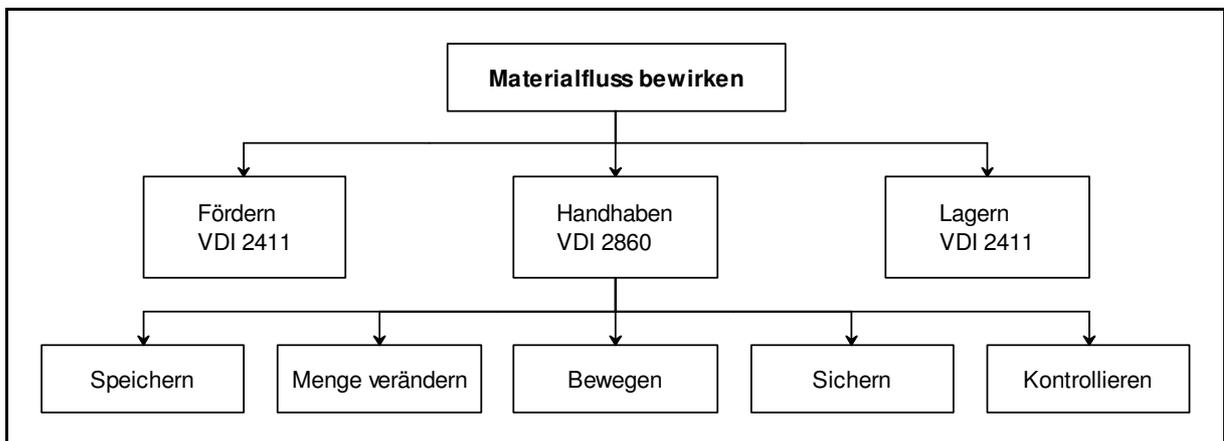
### 3 Handhabungstechnik

Handhabungstechnik ist die umfassende, zum vorwiegenden Teil automatisierte Manipulation – vor allem im Bereich der industriellen Fertigung – von Gegenständen [3, S.1]. Nach VDI 2860 ist Handhaben definiert mit [14, S.2]:

*Handhaben ist das Schaffen, definierte Verändern oder vorübergehende Aufrechterhalten einer vorgegebenen → räumlichen Anordnung von geometrisch bestimmten Körpern in einem Bezugskoordinatensystem.*

*Es können weitere Bedingungen – wie z.B. Zeit, Menge und Bewegungsbahn – vorgegeben sein.*

Dabei betrifft diese Handhabung nicht nur die Werkstücke selbst, sondern auch alle anderen an der Produktion beteiligten festen Mittel. Dazu gehören neben den Werkzeugen auch Spannmittel und andere Handhabungsobjekte. Damit ist die Handhabungstechnik ein Teil des Materialflusses. Dieser beinhaltet auch noch die Teilfunktionen Fördern und Lagern. Diese beiden Disziplinen sind Teil des Materialflusses im Makrokosmos des Betriebes, während die ähnlichen Sparten Bewegen und Speichern – dem Handhaben zugehörig – innerhalb des Mikrosystems eines Arbeitsplatzes oder entlang einer Produktionslinie ablaufen.



**Abbildung 1: Teilfunktionen des Handhabens [3, S.1]**

Im Allgemeinen können durch den Einsatz von mechanischen Geräten die Grenzen menschlicher Arbeit überwunden werden, sei es im Bereich der physischen Kraft oder der hohen Präzision. Weiters ist auch ein Einsatz in gesundheitsschädlicher Umgebung möglich.

Zusätzlich zu diesen Erweiterungen der menschlichen Fähigkeiten sprechen auch psychische Anforderungen und philosophische Betrachtungen für eine Automatisierung von Produktionsstätten. In dem Satz „Das Zuführen von Werkstücken im Takt einer Maschine ist keine schöpferische Tätigkeit und somit menschenunwürdig“ [3, S.2] werden diese Probleme, angefangen von der monotonen Tätigkeit über die Stressbelastung durch den Maschinentakt bis zum Fehlen intellektueller Anforderung, gut zusammengefasst.

Der Technisierungsgrad eines Handhabungssystems wird in sieben Stufen [3, S.3] unterteilt:

- Stufe 1: Alle notwendigen Funktionen werden von Hand ausgeführt.
- Stufe 2: Die Handhabung wird durch einfache technische Mittel erleichtert.
- Stufe 3: Eingeben und Ausgeben der Werkstücke geschehen automatisch. Das Ordnen und Zuteilen aus einem gebunkerten Vorrat wird von Hand ausgeführt. Die Arbeitskraft ist an den Takt der Maschine gebunden.
- Stufe 4: Zuteilen und Eingeben von Teilen in die Maschine erfolgen automatisch. Das Ordnen und das Füllen von Magazinen verbleiben noch in Handarbeit. Das Ausgeben erfolgt ebenfalls automatisch.
- Stufe 5: Alle notwendigen Zubringfunktionen werden von Zubringeinrichtungen maschinell ausgeführt. Die Funktionen werden automatisch überwacht. Die Werkstücke werden in der Regel automatisch geordnet, außer sie sind extrem kompliziert oder empfindlich.
- Stufe 6: Das Zubringegut liegt als Fließgut (Band, Draht, Materialstreifen, ...) vor.
- Stufe 7: Mehrere Bearbeitungs- bzw. Montagestationen sind miteinander verkettet.

Jede Stufe erhöht dabei den Automatisierungsgrad, der meistens mit einer Effizienzsteigerung und somit höheren Produktivität einhergeht. Im Gegenzug sind für eine Steigerung allerdings hohe Investitionen an den Produktionsanlagen sowie der Peripherie notwendig.

### 3.1 Handhabungsobjekte

Im Gegensatz zu Arbeitsmittel, die auch Gase, Flüssigkeiten, Pasten und Schüttgut umfassen, bezieht sich der Begriff Handhabungsobjekt ausschließlich auf geometrisch bestimmte Gegenstände, die von einer Handhabungseinrichtung bewegt und gehalten werden können. „Geometrisch bestimmt“ darf dabei weitläufig ausgelegt werden, solange sich der Körper annähernd bestimmen lässt, wie z.B. Schlachtkörper oder Steine. Eigenschaft dieser Objekte ist ein körpereigenes Koordinatensystem, durch das sie in einem Bezugssystem eindeutig definiert werden können [3, S.12].

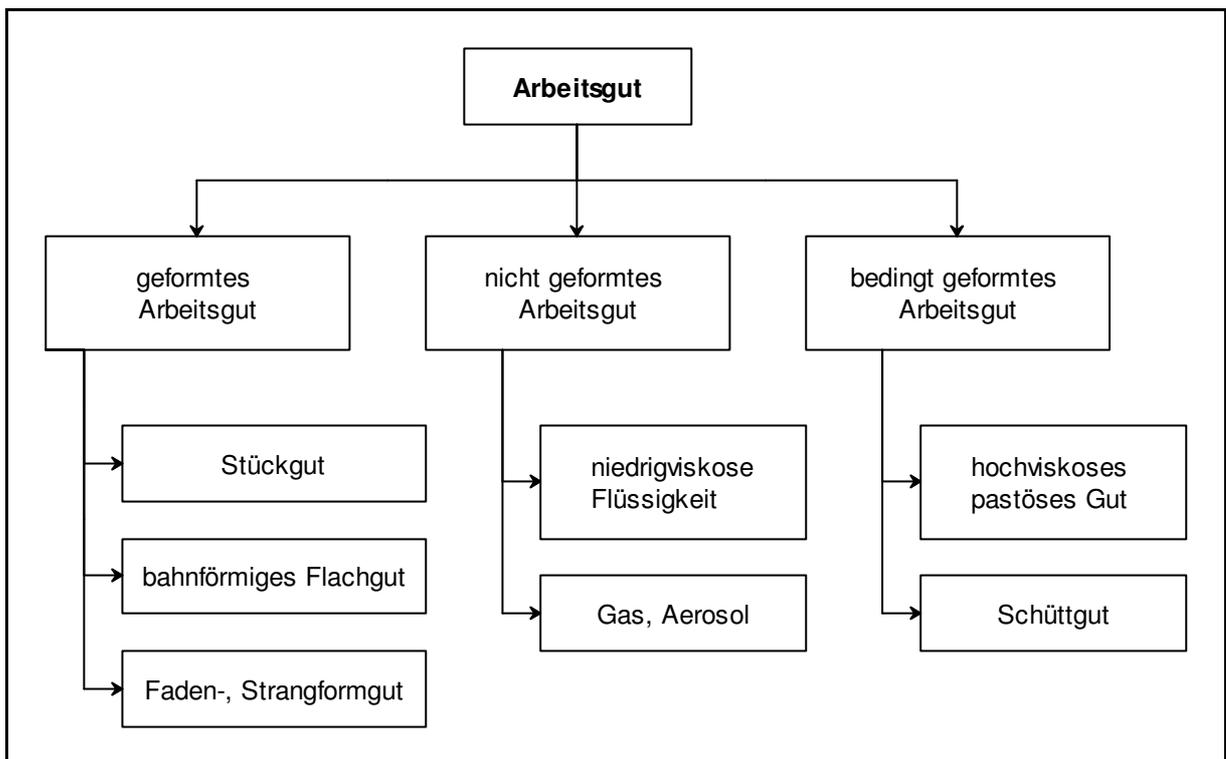
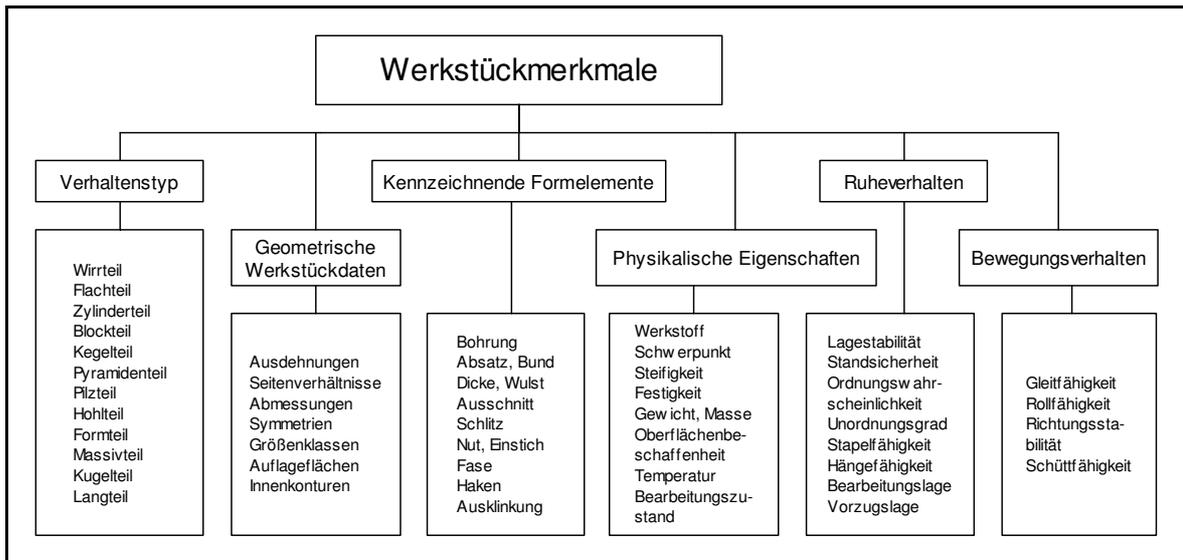


Abbildung 2: Allgemeine Gliederung von Arbeitsgut [3, S.13]

In Abbildung 2 ist eine Untergliederung von Arbeitsgut nach der Werkstückform angeführt. Durch die oben genannte Einschränkung sind Handhabungsobjekte nur in der Gruppe geformtes Arbeitsgut mit allen seinen Ausprägungen zu finden.

Eine weitere Gliederung von Handhabungsobjekten ist über die einzelnen Werkstückmerkmale gegeben, wie in Abbildung 3 angeführt. Eines der Hauptmerkmale ist neben der Größe und dem Gewicht auch die Werkstückform, da sie die Handhabung stark beeinflusst [3, S.12-15].



**Abbildung 3: Werkstückmerkmale [3, S.14]**

Abbildung 4 zeigt Beispiele für typische Werkstückgrundformen, wobei der Aufwand für die Manipulation von links oben nach rechts unten zunimmt. Kugel- oder stangenförmige Teile können z.B. durch einfaches Rollen auf einer Laufbahn transportiert werden, wohingegen Flachteile meist eine Walzen- oder Luftpolsterunterstützung benötigen. Genauso bestimmt die Oberfläche die Greifbarkeit eines Gegenstandes. Die größte Herausforderung stellen in der automatisierten Handhabung allerdings Wirrteile dar. Sie lassen sich in Hakenwirrteile (formschlüssige Verkettung), Klemmwirrteile (kraftschlüssige Verkettung) und Klebewirrteile (stoffschlüssige Verkettung) unterteilen und sind nur falls überhaupt mit großem Aufwand schadensfrei entwirr-, sortier- und zuführbar.

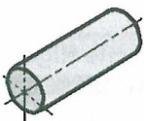
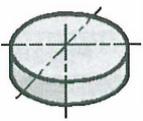
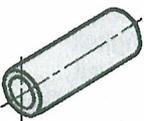
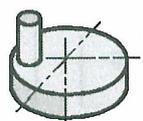
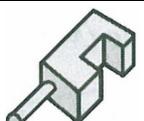
Werkstückgrundformen (Beispiele)					
Formelemente	Kugel	Stange	Flachteil	Pilzteil	Wirrteil
Teile mit glatter Außenform					
Merkmale in der Innen- und Außenkontur					
Werkstücke mit exzentrischen Elementen					
unregelmäßig zusammengesetzte Formen					

Abbildung 4: Beispiele für typische Werkstückgrundformen [3, S.13]

Ein weiteres wichtiges Merkmal ist das Ruheverhalten eines Objektes, um geeignete Transport- und Speichereinheiten bereitstellen zu können. So nimmt z.B. eine Kugel keine Ruheposition auf einer ebenen Fläche ein und muss mit zusätzlichen Stützelementen oder Einbuchtungen gehalten werden. Auch die Ordnungs- und Stapelfähigkeit hat einen enormen Einfluss auf die Lagerfähigkeit.

Für den Werkstücktransfer ist das Bewegungsverhalten entscheidend. So muss beachtet werden, dass man Objekte nicht beliebig in Führungen oder Rollbahnen transportieren kann. Vor allem bei Fallschächten und Kurven ist darauf zu achten, dass es zu keiner ungewollten Orientierungsänderung oder gar Verklemmung kommt. Auch sind bei komplizierten Werkstückgeometrien aufwendige Führungssysteme notwendig.

Durch den Trend, Fertigungs- und Montagesysteme immer mehr zu automatisieren, hat sich in der Konstruktionstechnik eine handhabungsgerechte Werkstückgestaltung durchgesetzt. Diese Gestaltungsmethode ermöglicht ein leichteres Identifizieren, Positionieren und Fügen der Einzelteile. Im Wesentlichen kann man folgende Formen unterscheiden [6, Kap.4&5; 3, Kap.2.4]:

- Verstärkung der Symmetrie oder Asymmetrie

Durch Erhöhung der Symmetrie kann ein Bauteil ohne aufwendige Einrichtungen für die Orientierung bei voller Funktionalität in eine Baugruppe eingesetzt werden. Eine Steigerung der Asymmetrie verbessert hingegen die Ausrichtbarkeit von Einzelteilen durch Anschläge, Führungen oder andere Positioniereinrichtungen.

- Erleichterung der Handhabung

Durch geeignete Gestaltung von Formelementen können ein Verklemmen innerhalb von Führungen verhindert oder bessere Halteflächen für Greifer, sowie Standflächen erzeugt werden. Auch das gezielte Setzen von Bohrungen und Ausnehmungen kann die Schwerpunktlage eines Werkstückes positiv beeinflussen. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, nicht rollfähige Werkstücke rollfähig zu machen.

- Einsatz von Quasifließgut

Vor allem bei Kleinteilen ist durch den Einsatz von Quasifließgut ein aufwendiges Ordnen und Prüfen hinfällig.

- Multifunktionselemente

Durch das Zusammenfassen von mehreren Funktionen in einem einzelnen Bauteil können die Teilezahl und somit die Handhabungs- und Montageoperationen reduziert werden. Ein Beispiel hierfür sind Multifunktionsmuttern, die die Haltefunktion einer Mutter, die Sicherung eines Sprengtringes und die bessere Auflagefläche einer Beilagscheibe in sich vereinen.

- Montagefreundliche Gestaltung

Zum einen wird mit Hilfe von Fasen und bauteilinternen Positionierelementen der Zusammenbau erleichtert, zum anderen kann durch eine Montagehaupttrichtung die Anzahl der Umspannvorgänge vermindert werden.

Diese Maßnahmen erlauben, die Konstruktion für die Automatisierung möglichst einfach zu halten. Dadurch werden einerseits geringere Investitionskosten erreicht und andererseits eine erhöhte Ausfallsicherheit des Gesamtsystems, da jede zusätzliche Handhabungseinheit bzw. aufwendigere Erfassung eine weitere Fehlerquelle in sich birgt.

### **3.2 Handhabungsvorgänge**

Jede komplexe Handhabung eines Objektes kann in lösungsneutrale einzelne Funktionen zerlegt werden, die in fünf Gruppen eingeteilt werden können. Nach VDI 2860 sind diese in Abbildung 1 angeführten Gruppen Speichern, Menge verändern, Bewegen, Sichern und Kontrollieren. An und für sich ist es möglich, alle Teilprozesse mit sieben Elementarfunktionen darzustellen, allerdings ist es nicht sinnvoll, immer einen derartig hohen Detaillierungsgrad anzuwenden. Deshalb wurden in der VDI 2860 neben den sieben Elementarfunktionen auch weitere zusammengesetzte Funktionen definiert.

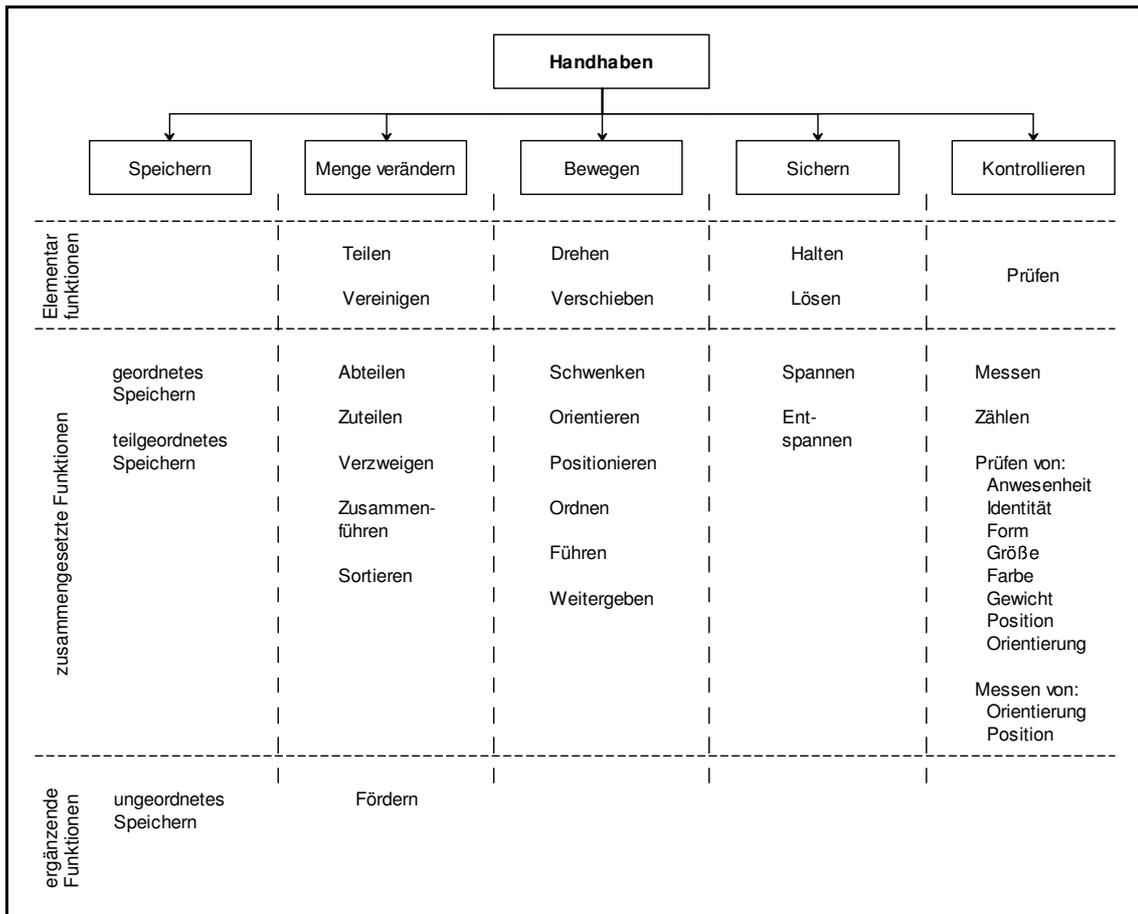


Abbildung 5: Teilfunktionen des Handhabens nach VDI [14, S.4]

Zusätzlich zu den Symbolen für die Handhabung sind auch die in Abbildung 6 dargestellten Bearbeitungsfunktionen angeführt. Dadurch ist es möglich, einen gesamten Produktionsablauf in einem Flussdiagramm darzustellen. Wie in diesen Diagrammen üblich, werden gleichzeitige Prozesse in angrenzenden Kästchen, aufeinanderfolgende Prozesse mit einem Pfeil verbunden dargestellt. Außerdem werden alle Funktionen eines Handhabungsgerätes mit einer strichpunktierten Umrandung zusammengefasst.

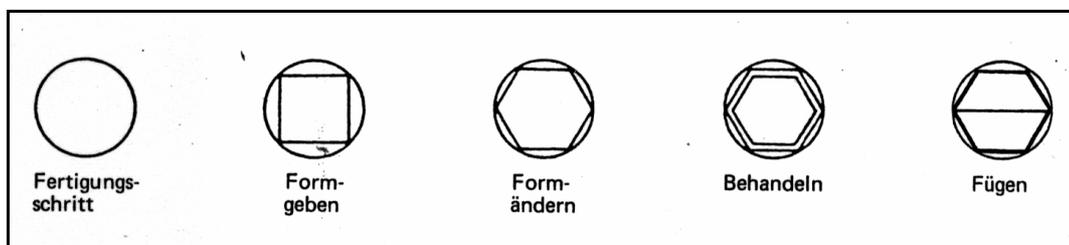


Abbildung 6: Fertigungsschritte [14, S.16]

### 3.2.1 Speichern

Speichern ist in der Handhabungstechnik das temporäre Aufbewahren von Objekten. Eine Möglichkeit der Unterscheidung folgt aus dem Ordnungszustand der Teile:

- geordnetes Speichern: Position und Orientierung voll bestimmt
- teilgeordnetes Speichern: Position und Orientierung teilweise bestimmt
- ungeordnetes Speichern: keine Bestimmung

An und für sich gehört das ungeordnete Speichern nicht mehr in den Bereich der Handhabungstechnik sondern zur Lagerung, da dafür zumindest eine Einschränkung in einem Freiheitsgrad gegeben sein müsste. Allerdings werden solche Bunker in der Industrie häufig eingesetzt und finden daher in der VDI 2860 Beachtung.



Abbildung 7: VDI Symbole Speichern [14, S.16]

Unterscheiden lassen sich die Speicher auch noch anhand ihrer Funktion [3, Kap.4.2]:

- Beschickungsspeicher: werden zur automatischen Bauteilversorgung einer Einzelmaschine oder der ersten Maschine einer Arbeitslinie eingesetzt.
- Ausgleichsspeicher: dienen entlang einer Produktionslinie zum Ausgleich unterschiedlicher Maschinentaktzeiten oder als Puffer, der in einer dritten Arbeitsschicht wieder gefüllt wird.
- Störungsspeicher: verhindern beim Ausfall einer Maschine den Stillstand der ganzen Arbeitslinie.
- Zwischenspeicher: sind Speicher, in denen herstellungsbedingte Wartezeiten, z.B. Trocknen, überbrückt werden.
- Sammelspeicher: sind Vorratsspeicher von meist fertigen Teilen, die dann in großer Stückzahl an den nächsten Produktionsschritt weitergegeben werden.

### 3.2.2 Menge verändern

Eine wichtige Funktion in der Handhabungstechnik ist das Verändern von Mengen entlang einer Produktionsstraße. Aus technischen und Kostengründen ist es meist notwendig, Teilströme von verschiedenen Maschinen zu vereinigen oder auf mehrere Produktionsstätten zu verteilen. Auch kann es vorkommen, dass vor einem Produktionsschritt Objekte vereinzelt werden müssen, um sie korrekt zuführen zu können.

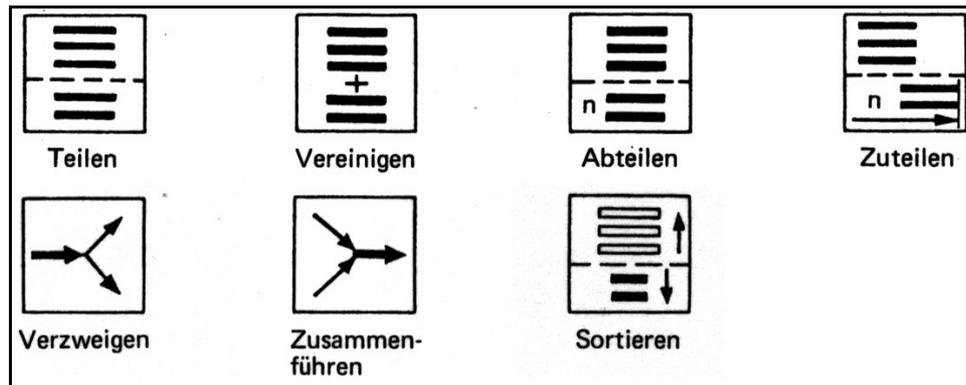


Abbildung 8: VDI Symbole Menge verändern [14, S.16]

Die Elementarfunktionen des Menge Veränderns sind Teilen und Vereinigen, in VDI 2860 sind allerdings noch die erweiterten Funktionen

- Abteilen: Bilden einer definierten Teilmenge,
- Zuteilen: Abteilen mit zusätzlicher Bewegung dieser Teilmenge,
- Verzweigen: Teilen von Mengenströmen,
- Zusammenführen: Vereinigen von Mengenströmen und
- Sortieren: Teilen anhand von speziellen Merkmalen

definiert.

### 3.2.3 Bewegen

Eine der grundlegenden Funktionen der Handhabungstechnik ist es, Objekte in ihrer Position und Orientierung zu verändern, sei es nun, um ein Werkstück von einem Bearbeitungsplatz zu entfernen, ein neues Werkzeug in eine Spindel einzusetzen oder Fertigteile in ein Lager einzuschlichten. Bei all diesen Vorgängen wird die Lage des manipulierten Gegenstandes verändert und dieser somit bewegt.

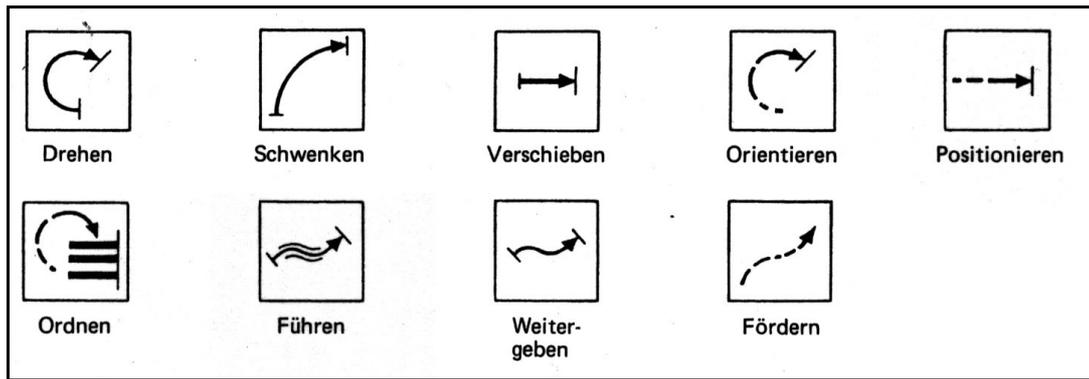


Abbildung 9: VDI Symbole Bewegung [14, S.16]

Grundsätzlich kann man all diese Bewegungsoperationen mit Hilfe der Elementarfunktionen Verschieben und Drehen bewerkstelligen. In VDI 2860 sind wieder häufig vorkommende zusammengesetzte Funktionen angeführt. Dazu zählen zum einen das Drehen um eine körperferne Achse, Schwenken genannt, zum anderen Kombinationen aus Verschieben und Drehen, wie Führen (definierte Position und Orientierung entlang einer Bahn) und Weitergeben (definierte Position und Orientierung am Anfang und Ende der Bewegung) als auch Fördern (Bewegung ohne definierte Lagen), das aber genauso wie das ungeordnete Speichern eigentlich keine Handhabungsoperation ist. Weiters sind noch die Funktionen Orientieren (Drehen in eine definierte Orientierung), Positionieren (Verschieben in eine definierte Position) und deren Kombination Ordnen angeführt.

### 3.2.4 Sichern

Eine weitere elementare Funktion der Handhabungstechnik ist das Sichern von Gegenständen. Dies ist das Aufrechterhalten einer bestimmten Position und Orientierung während eines Handhabungs- oder Bearbeitungsvorganges durch Form-, Kraft- oder Stoffschluss, wobei meist nur auf die ersten beiden Methoden oder eine Kombination der beiden zurückgegriffen wird. Stoffschluss kommt nur im seltenen Fall von Grenzflächenhaftung vor, da normalerweise das Lösen einer stoffschlüssigen Verbindung nicht leicht möglich ist [3, S.194].

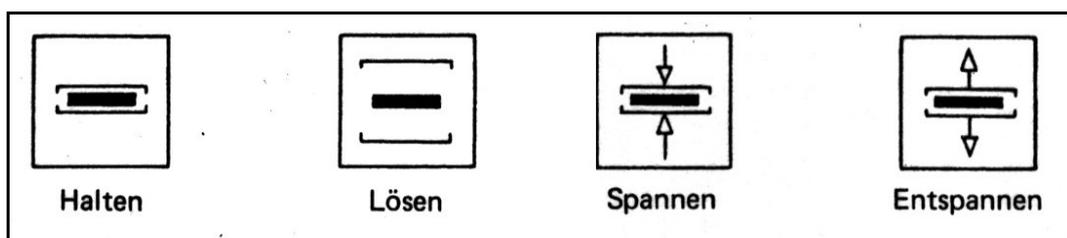
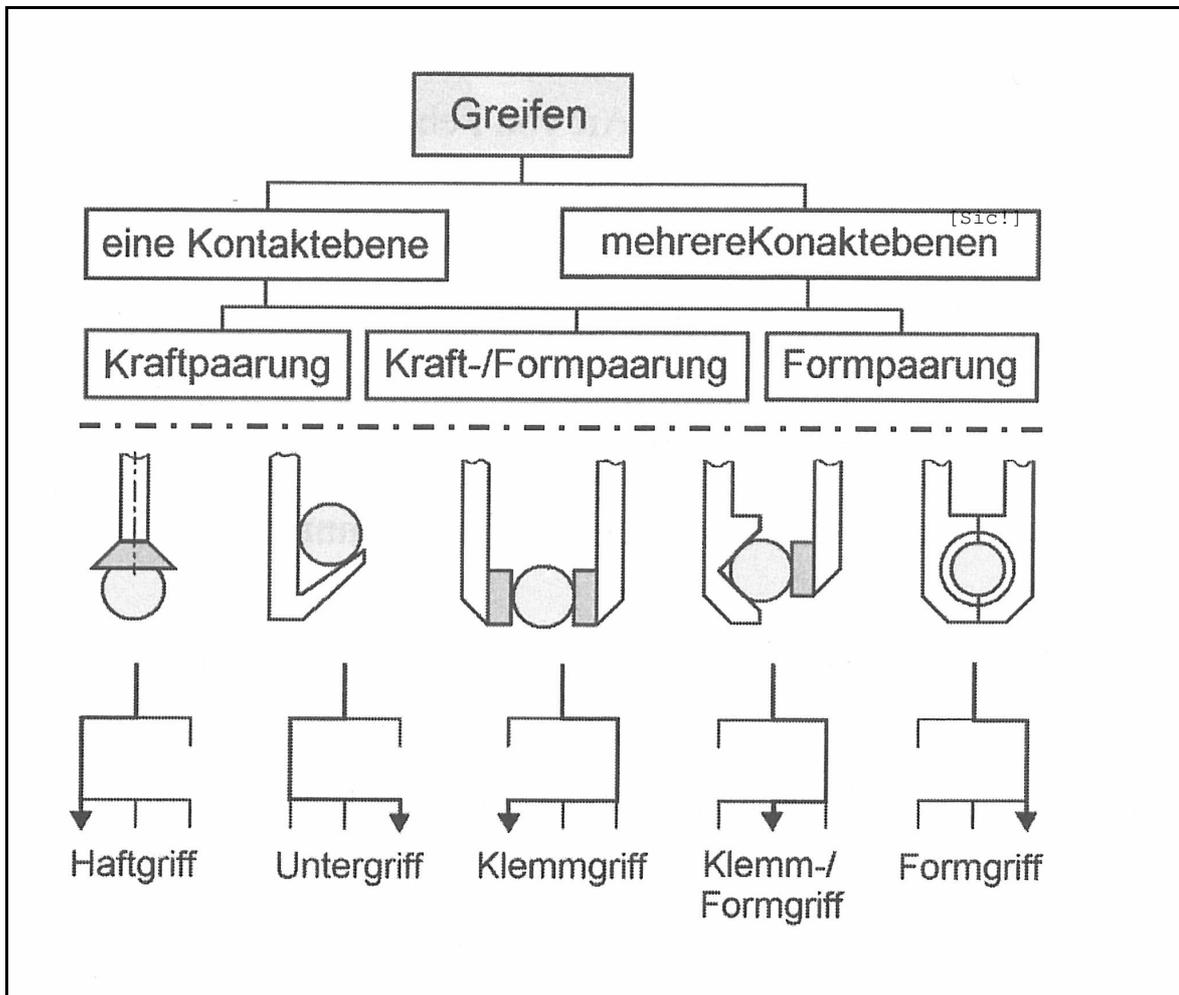


Abbildung 10: VDI Symbole Sichern [14, S.16]

VDI unterscheidet in dieser Gruppe nur Halten und dessen Umkehrfunktion Lösen, bzw. bei Beteiligung von Kraftschluss Spannen und Entspannen.



**Abbildung 11: Unterschiedliche Möglichkeiten des Greifens [14, S.16]**

Das klassische Beispiel für Halten ist der Greifer, allerdings zählen auch einfache Klemmelemente (z.B. Federklemme) oder geometrische Formelemente (z.B. Haltedorne oder Prismen) zu den Sicherungselementen [3, S.195].

### 3.2.5 Kontrollieren

Kontrollieren ist für die Handhabungstechnik eine Hilfsfunktion [14, S.7], um den vollautomatisierten Betrieb aufrecht erhalten zu können und Fehler innerhalb der Anlage zu erkennen. Man kann dabei zwei Arten unterscheiden, das Prüfen und das Messen. Beim Prüfen wird ein Werkstückmerkmal festgestellt und mit einer vorgegebenen Solleigenschaft verglichen. Das Ergebnis dieses Vergleichs ist nur ein binärer Wert (gut/schlecht, ja/nein, 0/1). Einen der einfachsten Fälle stellt ein Anwesenheitssensor mit den Werten Objekt anwesend und Objekt nicht anwesend dar. Im Gegensatz dazu erfasst das Messen eine Größe und beschreibt den Wert als das Vielfache einer Standardgröße, wie z.B. Meter oder Kilogramm.

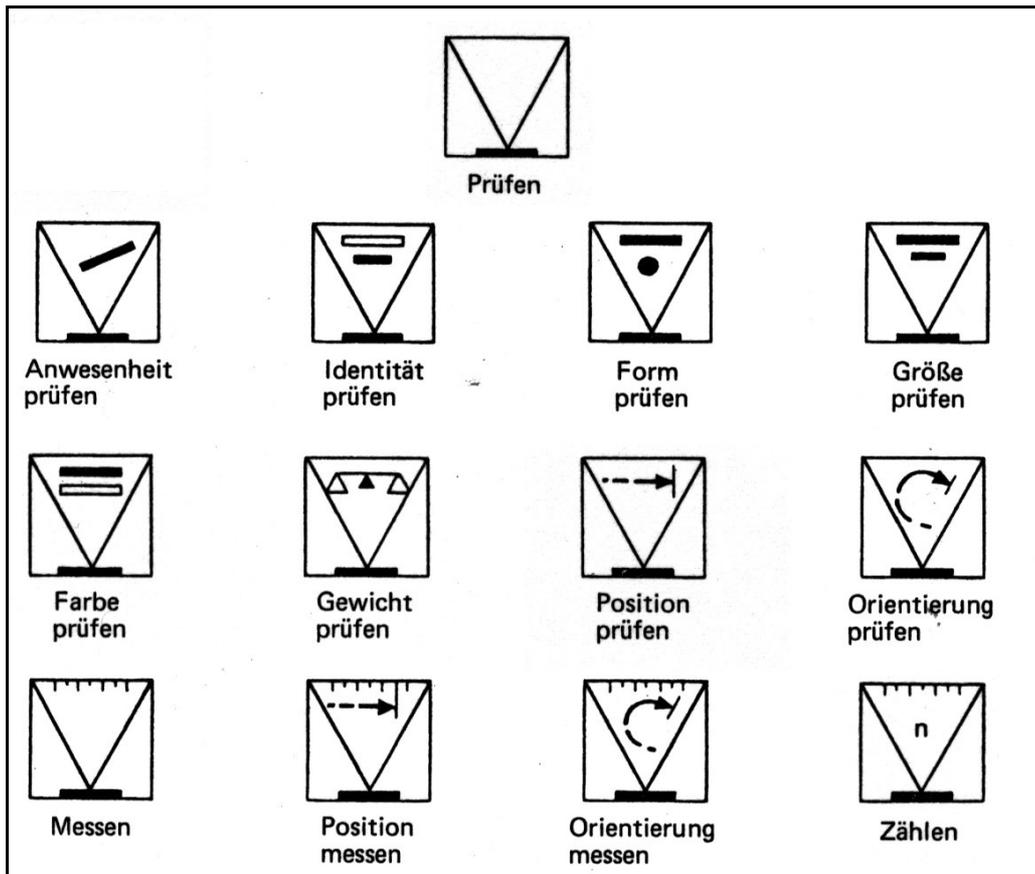


Abbildung 12: VDI Symbole Kontrollieren [14, S.16]

Bei der Objektmanipulation reicht es meistens die Funktion Prüfen einzusetzen, da eine „ja/nein“-Entscheidung für die meisten Anwendungsfälle ausreicht. Dazu zählen z.B. eine einfache Anwesenheitserkennung mit „anwesend/nicht anwesend“ sowie eine aufwendige Überprüfung von Bauteilmerkmalen, die eine „Gutteil/Ausschuss“-Meldung an eine Ausschleußeinrichtung weitergibt, bis hin zu RFID-Chipidentifikation die feststellt, ob sich das richtige Werkzeug oder Bauteil im Prozess befinden.

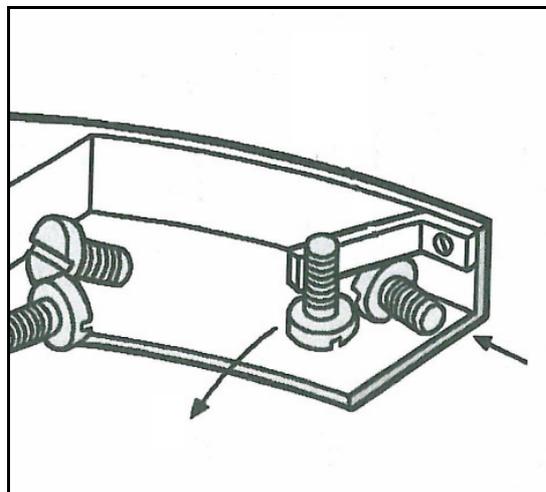


Abbildung 13: Abstreifdorn [3, S.184]



## 4 Bewegungseinrichtungen

Bewegungseinrichtungen sind technische Einrichtungen zum Realisieren der Handhabungsoperationen der Gruppe Bewegen. Eine Gliederung ist mit Hilfe von unterschiedlichen Kriterien nach Abbildung 15 möglich.

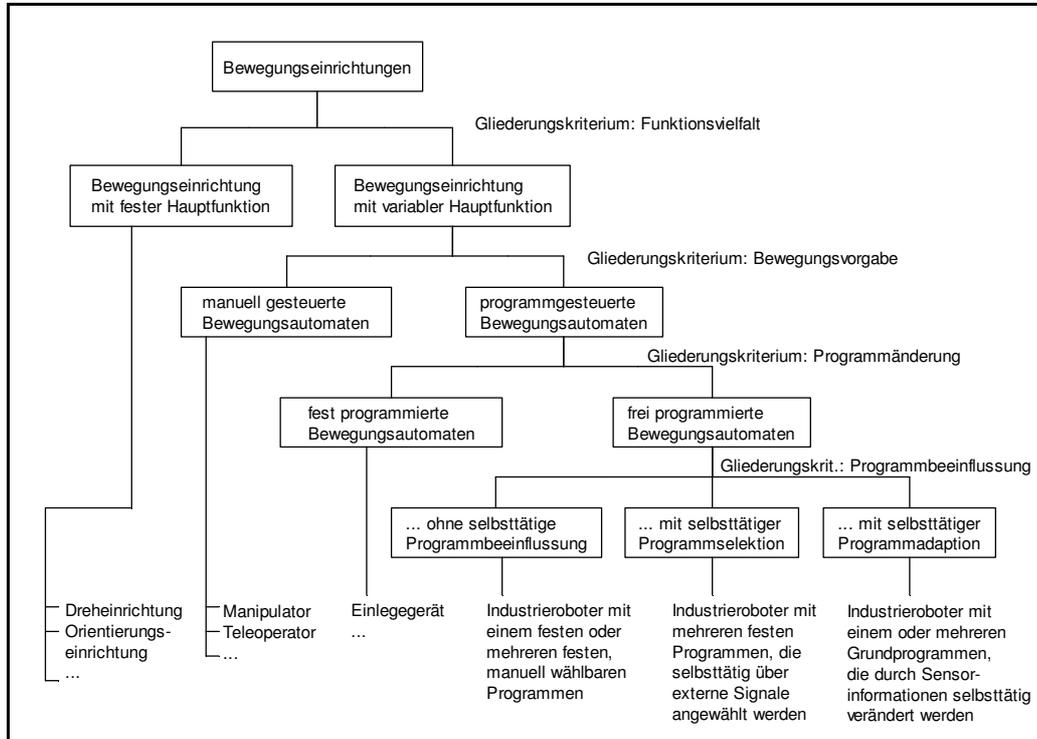


Abbildung 15: Gliederung von Bewegungseinrichtungen [14, S.14]

Durch diese Gliederung kann man fünf Typen von Einrichtungen unterscheiden [14; 1, Kap.5.2]:

1) Einfache Funktionsträger sind Bewegungseinrichtungen, die nur eine Hauptfunktion ausführen können. Es ist nicht möglich, durch irgendeine einfache mechanische (z.B. Anschläge) oder steuerungstechnische Veränderung diesen Ablauf zu beeinflussen. Die hauptsächliche Anwendung finden sie in Produktionsstraßen am Anfang oder zwischen den einzelnen Arbeitsschritten auf der Transportstrecke, wie z.B. eine Wendeeinrichtung.

2) Manipulatoren sind nach VDI 2860 „manuell gesteuerte Bewegungseinrichtungen, die vornehmlich für Handhabungsaufgaben eingesetzt werden.“ Darunter kann man sowohl einfache Systeme wie einen Kreuzschlitten mit Handrädern verstehen, als auch komplizierte Systeme wie einen Gelenkarmroboter, der seine Steuerbefehle nicht aus einem Programm, sondern durch manuelle Eingabe erhält.

### 3) Teleoperatoren

unterscheiden sich von Manipulatoren nur in Hinsicht auf ihre Steuerung. Hier erfolgt die Steuerung nicht direkt an dem Handhabungsgerät sondern ferngesteuert. Die Distanz zwischen Manipulator und Bediener spielt nur mehr insofern eine Rolle, in wie weit es mit technischen Mitteln möglich ist, eine geeignete Rückmeldung (Video, Audio) rechtzeitig an den Bediener zu senden und dessen entsprechende Handlungen auch noch innerhalb der notwendigen Reaktionszeit umzusetzen. Häufige Anwendung finden solche Systeme in gesundheitsschädlichen Umgebungen, wobei sich der Bediener außerhalb des Gefahrenbereichs in der Nähe des Handhabungsgerätes befindet. Allerdings können auch wesentlich weitere Entfernungen überbrückt werden, wie es z.B. in der Medizin üblich ist. Ein Spezialist, der eine Operation durchführt, befindet sich dabei nicht einmal mehr auf dem gleichen Kontinent wie der Patient. Die Grenzen dieser Anwendung erkennt man bei Teleoperatoren in der Weltraumtechnik. Dort benötigt der Datenaustausch durch die Kommunikationswege von mehreren tausend Kilometern bereits so lange, dass ein Handhaben in Echtzeit nicht mehr möglich ist und nur mit Hilfe von teilautomatisierter, intelligenter Steuerung gearbeitet werden kann.

### 4) Einlegegeräte

sind programmgesteuerte Manipulatoren. Ohne mechanische Änderungen, wie z.B. Anschläge am Automaten, ist es nicht möglich, seine Bewegungen zu verändern. Normalerweise sind diese Systeme am Ende mit Greifern ausgestattet und werden vornehmlich für Handhabungsoperationen eingesetzt.

### 5) Industrieroboter

sind universal einsetzbare Bewegungsautomaten mit mehreren Achsen, die unabhängig in jeder beliebigen Zwischenstellung angefahren werden können. Moderne Industrieroboter haben derzeit meistens sechs Achsen, um den Kopf innerhalb des Arbeitsraumes uneingeschränkt positionieren und orientieren zu können. Im Gegensatz zu anderen Funktionsträgern werden Industrieroboter nicht vorwiegend für Handhabungsaufgaben eingesetzt. Häufig finden sie auch in der Fertigungstechnik Anwendung als Träger für Schweiß- oder Lackiergeräte, sowie etliche andere Arbeitsmittel. Gesteuert werden diese Roboter über Industriecomputer, die je nach Technisierungs- und Anforderungsgrad unterschiedliche Flexibilisierungsstufen aufweisen. So können einfache Systeme mehrere unterschiedliche Programme speichern, die manuell anwählbar sind. Eine aufwendigere Lösung ist, wenn diese Programmwahl selbstständig über externe Signale erfolgt. Die höchste Flexibilität bieten Systeme, die autark ihre Programme über Sensordaten adaptieren können.

## 4.1 Antrieb

Grundfunktion einer Bewegungseinrichtung ist es, die Lage eines Objektes zu ändern. Um diese Aufgabe erfüllen zu können, ist es notwendig, Kräfte aufzubringen, die auf den Gegenstand wirken und ihn entsprechend bewegen. In der modernen Handhabungstechnik haben sich dabei drei Energieträger als praktikabel erwiesen: Pneumatik, Hydraulik und elektrische Antriebe. Zusätzlich können auch noch die Muskelkraft eines Werkers sowie das Ausnutzen physikalischer Prinzipien wie Schwerkraft oder Trägheit eingesetzt werden [3, Kap.4.4].

### 4.1.1 Manueller Antrieb

Dabei bringt ein Mensch die nötige Energie auf, um eine Bewegungseinrichtung zu betreiben. Dafür können Hebel, Handräder sowie Pedale als Funktionsträger dienen, die auf Spindeln oder Kurvenscheiben greifen. Für die automatisierte Fertigung sind diese Systeme allerdings nicht einsetzbar, da ein Bediener, der die Kraft aufbringt, unumgänglich ist.

### 4.1.2 Physikalische Prinzipien

Etliche Systeme können alleine mit Hilfe von physikalischen Gesetzen betrieben werden. Dabei kommen hauptsächlich die Schwerkraft und Trägheitskräfte zum Einsatz. Häufig benutzte Anwendungen sind z.B. Rutschen, Gleitschienen oder Rollenförderer. Es kann auch vorkommen, dass physikalische Effekte erst in zweiter Linie zum Tragen kommen, z.B. bei Schwingförderern. Primär wird die Schiene über einen Antrieb in Bewegung versetzt, die Fortbewegung selbst geschieht allerdings durch Trägheitskräfte.

Allen diesen Anwendungen ist gemein, dass sie fast ausschließlich für einfache Funktionsträger Verwendung finden und nicht bei Einlegegeräten oder Industrierobotern.

### 4.1.3 Pneumatik

Bei dieser Art von Antrieb wird auf die Arbeitsleistung bei Druckunterschieden von Luft zurückgegriffen. Das kann sowohl durch einen Überdruck wie bei Zylindern als auch durch einen Unterdruck (z.B. Vakuumgreifer) geschehen [15, Kap.4]. Auch wenn das primäre Arbeitsmedium Luft ist, wird der Druckunterschied durch einen anderen Energieträger erzeugt. Am häufigsten kommen mit einem Elektro- oder Verbrennungsmotor angetriebene Verdichter mit nachgeschalteten Druckluftspeichern zum Einsatz. Zusätzlich ist nach der Druckerzeugung noch eine Wartungseinheit notwendig, die überschüssige Feuchtigkeit, Partikel und Wärme abführt, den Druck konstant hält und im Bedarfsfall auch einen Ölnebel zur Schmierung einspritzt [8, S.71-75].

Die Vor- und Nachteile der Drucklufttechnik sind[8, S.67]:

- + leicht transportier- und speicherbar
- + fahrbare Kompressoren sind ortsunabhängig
- + geeignet für explosions- und feuergefährdete Räume
- + unempfindlich gegen Temperaturschwankungen
- + Kolbengeschwindigkeiten bis 3 m/s
- + Drehzahlen bis 450000 rpm
- + Aktoren bis zum Stillstand belastbar und überlastsicher
- + hohe Anfahrkräfte und -momente
- + geringes Leistungsgewicht, robust und leicht zu reparieren
- hohe Lärmerzeugung durch Kompressoren und Abluft
- erhöhter Energieaufwand durch Leckverluste
- geringe Kolbenkräfte durch geringen Arbeitsdruck
- Bewegung ist stark lastabhängig
- kleine konstante Geschwindigkeiten nicht realisierbar
- höhere Kosten

Heutzutage sind nahezu alle Werkstätten mit einer zentralen Druckluftversorgung ausgestattet, da moderne Maschinen und Handhabungssysteme häufig dieses Medium benötigen. Bei der Konstruktion muss daher meist kein eigenes Versorgungssystem mitgeschaffen, sondern nur die installierte Leistung des Betriebes berücksichtigt werden.

#### **a) Zylinder**

Zylinder sind Linearmotoren, die die pneumatische Energie in mechanische geradlinige Bewegung umwandeln. Dabei drückt die Luft auf einen Kolben, an den das mechanische Übertragungsglied gekoppelt ist. Im Wesentlichen kann man einfach- und doppeltwirkende Zylinder unterscheiden. Bei den einfachwirkenden ist ein Arbeitshub nur in eine Richtung möglich und die Rückstellung erfolgt über eine externe Kraft (z.B. Feder oder Membran). Bei den doppeltwirkenden kann auf beiden Seiten des Kolbens Druckluft angelegt werden. Dadurch wirkt die volle Kraft in beide Richtungen (eventuelle Unterschiede sind durch die Reduzierung der Kolbenfläche durch die Kolbenstange möglich) [8, S.79-84].

#### **b) Schwenkantrieb**

Bei diesen Bauformen wird nicht eine lineare Bewegung ausgeführt, sondern eine rotatorische. Im Wesentlichen gibt es zwei unterschiedliche Bauformen. Zum einen können linear angetriebene Zahnstangenkolben eine Welle antreiben, zum anderen ist ein Schwenkflügel direkt an die Antriebswelle montiert, der wie ein rotatorischer Kolben wirkt. In beiden Fällen wird der statische Druck auf eine Kolbenfläche in einer geschlossenen Kammer genutzt. Einschränkung gibt es dadurch im Schwenkbereich von maximal 270° [8, S.79].

### c) Druckluftmotoren

Diese Motoren haben ein sehr geringes Leistungsgewicht, sind explosions- und überlastsicher, robust, wartungs- und reparaturfreundlich. Ein weiterer Vorteil ist das hohe Anfahrmoment. In der Handhabungstechnik sind sie nur bei Hebezeugen gebräuchlich, ansonsten kommen sie vor allem bei hochdrehenden Spindeln im Werkzeugmaschinenbau vor. Es sind drei verschiedene Bauformen zu unterscheiden [8, Kap.2.3.4]:

#### ▪ Kolbenmotoren

Bei dieser Art treibt die Druckluft axial oder radial angeordnete Kolben abwechselnd an, diese übertragen ihre lineare Bewegung über eine Taumelscheibe oder eine Kurbelwelle an die Arbeitsspindel. Axialkolbenmotoren können Drehzahlen bis 6000 U/min erreichen, die radiale Ausführung dreht normalerweise langsamer, ermöglicht dafür aber Leistungen bis 10 kW. Weitgehend sind diese Antriebe von den Lamellenmotoren verdrängt worden.

#### ▪ Lamellenmotoren

Bei dieser Bauform ist die Antriebsachse exzentrisch zu einem Zylinderkörper angeordnet. Der Raum zwischen diesen Teilen wird mit Hilfe von an den Rotor montierten, versenkbaren Lamellen in mehrere Druckkammern unterteilt. Durch die Sichel-form der Druckkammern werden die Lamellen unterschiedlich tief in den Rotor versenkt und es entstehen verschieden große Flächen, die mit Druck beaufschlagt eine Drehung hervorrufen. Drehzahlen bis 30000 U/min sind dabei möglich.

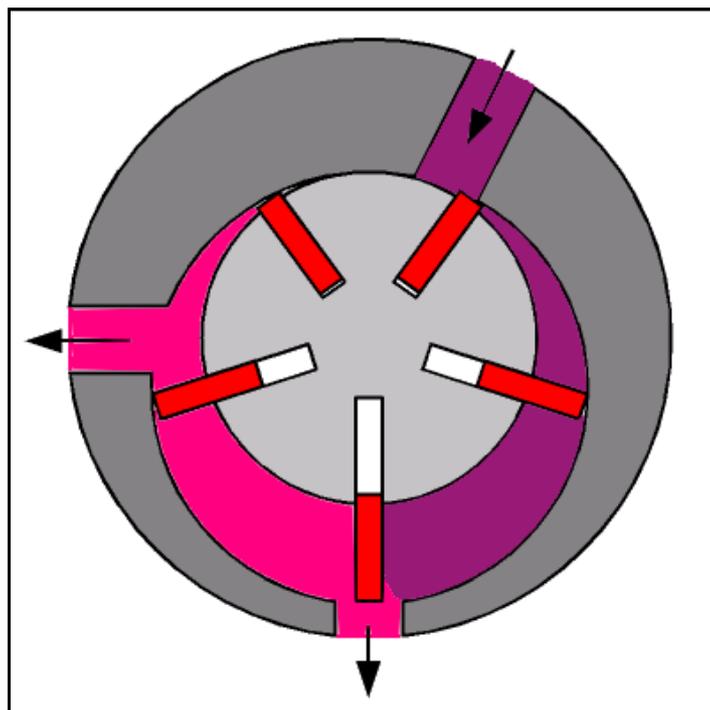


Abbildung 16: Lamellenmotor [28]

▪ Turbinenmotoren

Bei dieser Art wird die Druckluft über Düsen auf ein Turbinenrad geblasen. Sie werden in Axial-, Radial-, Tangential- und Freistrahlturbinen unterteilt. Wegen seiner hohen Leistungsdichte und Drehzahlen bis 450000 U/min findet dieser Motortyp allerdings in der Handhabungstechnik keinen Einsatz, sondern wird vorwiegend für angetriebene Werkzeuge verwendet.

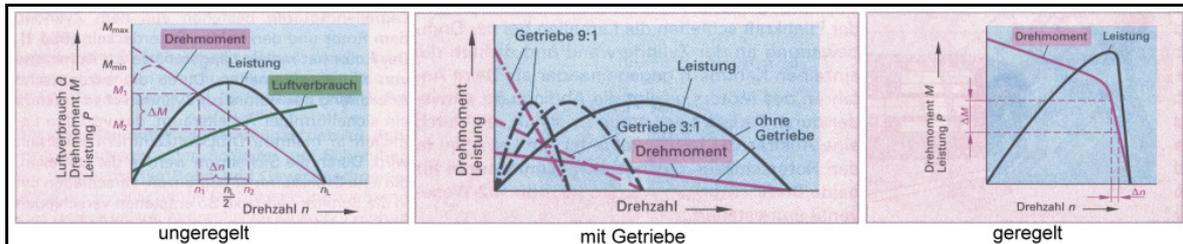


Abbildung 17: Kennlinien für Druckluftmotoren [8, S.78]

Nachteil von Druckluftmotoren ist die starke Abhängigkeit des Drehmomentes von der Drehzahl. Bei unregulierten Maschinen sind diese Werte proportional voneinander abhängig. Eine Möglichkeit, einen steileren Verlauf zu erreichen, ist der Einsatz von Untersetzungsgetrieben, allerdings wird dadurch der lineare Zusammenhang nicht unterbunden und der Drehzahlbereich stark eingeschränkt, es entstehen aber keine Leistungseinbußen. Eine andere Möglichkeit besteht im Vorschalten eines Reglers, dabei können Fliehkraft-, Differenzdruck- oder daraus kombinierte Regler verwendet werden. Diese Regler haben allerdings den Nachteil, dass sie nicht von außen gesteuert werden können. Umgehen kann man dieses Manko mit elektronischen Varianten.

#### 4.1.4 Hydraulik

Dieser Antrieb arbeitet mit dem gleichen Wirkprinzip wie die Pneumatik, allerdings wird in diesem Fall ein Fluid als Arbeitsmedium genutzt, meist Öl [15, Kap.2.2, Kap.2.3].

Die Vorteile der Hydraulik sind [8, S.114; 15, S.1]:

- + hohe Energiedichte und dadurch hohe Kräfte und Momente
- + höherer Druck gegenüber Pneumatik
- + stufenlos regelbare Geschwindigkeit und Drehzahl
- + Anfahren unter voller Last
- + geringe Baugrößen und dadurch geringe Trägheitsmomente
- + einfache Kraftüberwachung durch Drucksensoren
- + einfacher Überlastschutz durch Druckbegrenzungsventile
- + einfache Transformation von oszillierender und rotierender Bewegung
- + stufenlose Übersetzungsänderung unter voller Last
- + explosionsicher

Dem gegenüber stehen die Nachteile [15, S.2]:

- hohe Anschaffungskosten
- hohe Anforderung an Filter und Hydraulikflüssigkeit
- geringe Übertragungsentfernung durch Druckverlust
- Hydraulikflüssigkeit stark temperaturabhängig
- geringer Wirkungsgrad gegenüber mechanischen Lösungen
- Schlupf zwischen An- und Abtrieb
- erhöhte Anforderungen an Umweltschutzbestimmungen
- Rückflussleitung erforderlich

In der Wirkweise kann man zwei Arten unterscheiden, die Hydrostatik mit annähernd ruhenden Fluiden und die Hydrodynamik mit strömenden Flüssigkeiten. Die Aktoren selbst gleichen im Wesentlichen den Pneumatikbauteilen, wie Zylinder, Pumpen und Turbinen. Allerdings bietet die annähernde Volumenskonstanz auch die Möglichkeit, in einem geschlossenen System Kräfte über Rohre und Schläuche zu übertragen.

Meistens wird als Fluid spezielles Hydrauliköl verwendet, das folgende Anforderungen erfüllt[8, S.117]:

- Schmieren der bewegten Teile
- Reibungsminderung
- Korrosionsschutz
- Wärmeabfuhr von Arbeitsaggregaten
- Schutz vor Ablagerungen und Verklebungen
- Alterungsbeständigkeit
- Verträglichkeit mit allen Kreislaufkomponenten
- optimales Luftabscheidevermögen

Zusätzlich muss die verwendete Flüssigkeit laufend gereinigt und gewartet werden.

Bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten kann noch ein weiterer Effekt bei Hydrauliksystemen auftreten, die Kavitation. Dabei entsteht ein so hoher Unterdruck, dass sich kleine Dampfblasen bilden, die anschließend explosionsartig in sich zusammenfallen. Dadurch können angrenzende Wände zerstört werden. Dieser Effekt bereitet vor allem bei Turbinenschaufeln große Probleme [8, S.116].

#### **4.1.5 Elektrik**

In den letzten Jahren haben sich immer häufiger elektrische Antriebe durchgesetzt. Das hat zum Großteil mit der Entwicklung im Bereich der Permanentmagnetwerkstoffe zu tun. Dadurch wurden die Elektromagnete weitgehend ersetzt, leichtere und leistungsfähigere Motoren resultierten. Diese Werkstoffe halfen neben der rotatorischen Version auch dem eigentlich zuerst erfundenen elektrischen Linearmotor (1854), sich gegen die anderen Antriebe durchzusetzen [8, S.47].

Bei allen elektrischen Antrieben wird elektrische Leistung in mechanische umgewandelt. Dabei wird die Leistung eines elektrischen Magnetfeldes genutzt, die eine Kraft auf einen stromdurchflossenen Leiter (in den meisten Fällen eine Spule) ausübt. Das Feld kann entweder durch einen Permanent- oder Elektromagneten erzeugt werden.

Vorteile von Elektromotoren sind [5, Kap.1]:

- + leichter Energietransport
- + emissionsfrei
- + geräuscharm
- + hohe Dynamik
- + hohe Kräfte bei Spindelantrieben
- + hohe Stellgenauigkeit
- + Anhalten in beliebiger Position möglich

Je nach Erzeugung des elektrischen Feldes, der verwendeten Stromart sowie der Energieumsetzung sind drei Hauptmotortypen unterscheidbar, der Drehstromasynchronmotor, der Gleichstrommotor und der Drehstromsynchronmotor. Zusätzlich wurden noch spezielle Motortypen entwickelt (wie z.B. der Schrittmotor), die allerdings auf dem Wirkprinzip eines der Haupttypen beruhen.

#### **a) Drehstromasynchronmotor**

Ihr Betrieb erfolgt an einem symmetrischen, dreiphasigen Wechselstromnetz, wie das in Österreich übliche Starkstromnetz. Dabei sind die einzelnen sinusförmigen Spannungen mit gleicher Amplitude um jeweils  $120^\circ$  phasenverschoben. Mit dieser Versorgung ist es möglich, ein sich drehendes magnetisches Feld aufzubauen, in dem ein Rotor gelagert ist. Dabei ist die Drehzahl des Rotors geringer als die des umlaufenden Feldes [5, Kap.4].

Es gibt zwei unterschiedliche Bauformen: Kurzschlussläufer und Schleifringläufer [8, S.51].

Beim Kurzschlussläufer sind in den Rotor aus Blechpaketen (schlechte Stromleitung, dafür gut magnetisierbar) Längsnuten eingefräst, in die Kupfer oder Aluminium eingegossen wird (früher auch Stäbe oder Wicklungen), die an den Stirnseiten mit einem Ring kurzgeschlossen sind. Dieser läuft im zylindrischen Stator der das Drehfeld aufbaut. Durch die Induktion fließen durch den Rotor große Ströme und erzeugen das Antriebsmoment. Bei einem Schleifringläufer sind die Spulen in den Nuten nicht miteinander kurzgeschlossen, sondern mit Hilfe von Bürsten paarweise nach außen geführt. Je nachdem wie man diese Anschlüsse miteinander verschaltet, kann man die Eigenschaften des Motors verändern [5, Kap.4].

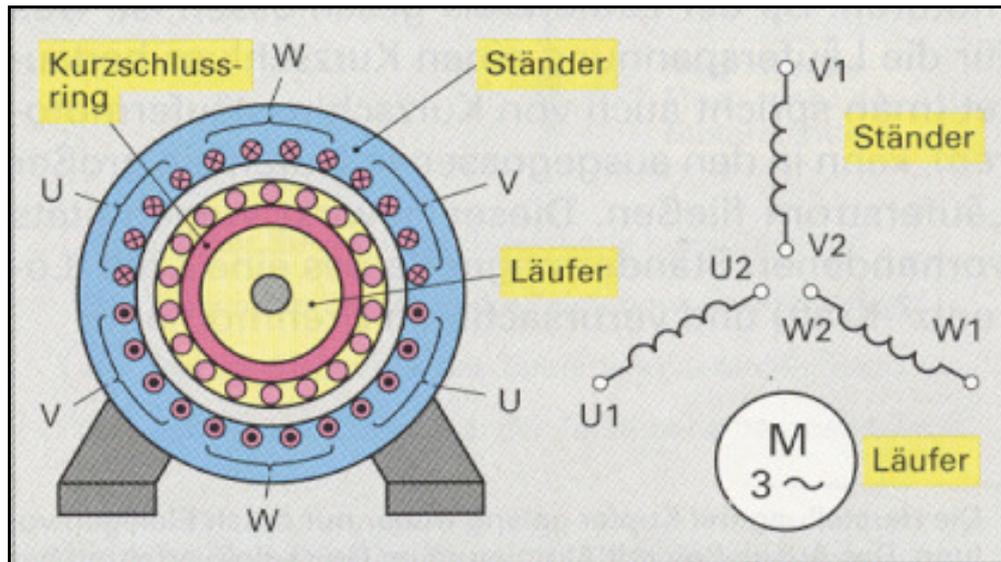


Abbildung 18: Drehstromasynchronmotor (Kurzschlussläufer) [8, S.51]

Vorteil dieser Motoren ist ihre einfache und robuste Bauweise sowie eine simple Ansteuerung, wenn man sie direkt am Stromnetz betreibt. Durch die Anzahl der Wicklungen im Stator (Ständer) ist es möglich, die Drehzahl zu fakturieren (siehe Tabelle 1). Dabei ist die tatsächliche Drehzahl des Rotors (Läufer) durch den Schlupf um rund 5% geringer.

Tabelle 1: Drehfelddrehzahlen bei 50 Hz Netz [8, S.53]

Polzahl	2	4	6	8	10	12	24
Ständerwicklungen	3	6	9	12	15	18	36
Drehfelddrehzahl [ $\text{min}^{-1}$ ]	3000	1500	1000	750	600	500	250

Eine Drehzahländerung dieser Motoren ist somit entweder über eine Frequenzänderung des Versorgungsnetzes oder über Änderung der Wicklungszahl möglich. Einfache Motoren haben umschaltbare Wicklungszahlen, dadurch kann allerdings nur zwischen Drehzahlen umgeschaltet werden. Eine weitere einfache Lösung sind Frequenzumformer, die dem Motor vorgeschaltet sind, allerdings kann damit nur eine Änderung von etwa 20% erreicht werden.

Die flexibelste Lösung ist eine feldorientierte Kommutierung, dabei verarbeitet ein Mikroprozessor Daten wie Vorgabedrehzahl, Winkellage und Istdrehzahl und regelt über eine elektronische Flusssteuerung die Motorversorgung. Durch diese sehr aufwendige Rechenarbeit ist eine stufenlose Drehzahlregelung möglich. Zusätzlich können über eine Feldschwächung bei reduziertem Antriebsmoment Drehzahlen bis 20000 U/min erreicht werden. Mit einem derartig gesteuerten Motor kann zum Teil auf Getriebe verzichtet werden, ein direkter Antrieb der Spindel ist möglich [8, S.53-61].

## b) Gleichstrommotor

Dieser Motor beruht auf einem sehr einfachen Wirkprinzip, allerdings ist die mechanische Ausführung etwas komplizierter. Dabei wird durch einen Kommutator eine Spule immer so mit Strom durchflossen, dass sie quer zum Erregerfeld steht und sich somit durch eine Drehung ausrichten möchte. In Abbildung 19 ist dieses Prinzip dargestellt, allerdings wird meistens nicht nur eine Spule verwendet, sondern mehrere Pole [5, Kap.2].

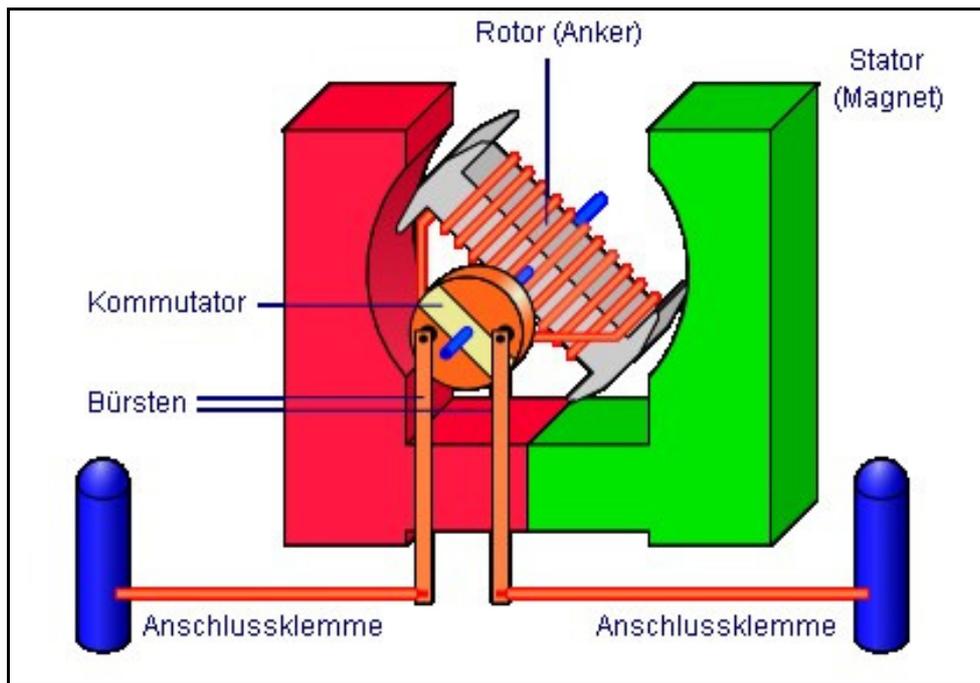


Abbildung 19: Funktion Gleichstrommaschine [29]

Diese Anordnung lässt sich auf verschiedene Arten ausführen. Eine erste Unterscheidung kann man in der Position des Rotors (der sich drehende Teil) treffen, möglich ist die klassische Anordnung mit dem Rotor innen (Innenläufer) oder der Außenläufer mit dem rotierenden Teil außen.

Weiters kann auch das Magnetfeld verschieden ausgebildet werden. Wenn es von einem Permanentmagneten erzeugt wird, spricht man von einem permanent erregten Motor. Sollte ein Elektromagnet zum Einsatz kommen, handelt es sich um elektrische Erregung. Permanent erregte Motoren werden häufig bei kleinen Motoren eingesetzt, da mit Elektromagneten höhere Leistungen erreicht werden können und die permanentmagnetischen Materialien relativ teuer sind.

Bei elektrisch erregtem Statorfeld gibt es je nach Anspeisung mehrere Arten: Wenn Ankerspule und Statorspule in Serie geschaltet sind, spricht man von einem Reihenschlussmotor, weiters gibt es noch den Nebenschlussmotor, bei dem die Spulen parallel geschaltet sind und die Kombination der beiden Arten zu einem Doppelschlussmotor. Sollten Rotor und Stator von unterschiedlichen Spannungsquellen gespeist werden, handelt es sich um eine fremderregte Gleichstrommaschine.

Eine weitere Entwicklung war der bürstenlose Gleichstrommotor, bei dem der mechanische Kommutator durch eine elektrische Schaltung ersetzt wird. Das hat den Vorteil, dass die durch die Reibung stark limitierte Drehzahlbegrenzung nicht mehr zum Tragen kommt. Nachteil ist eine zusätzliche elektrische Schaltung und ein weniger konstantes Drehmoment [2, Kap.4.3].

### c) Drehstromsynchronmotor

Der Drehstromsynchronmotor, auch Servomotor genannt, besteht aus dem Rotor, der mit Permanentmagneten bestückt ist und dem Stator, der die gleiche Wicklung wie ein Drehstromasynchronmotor trägt. Wird ein Drehfeld an die äußere Spule angelegt, läuft der Rotor mit diesem synchron um.

Durch eine elektronische Kommutierung des Drehfeldes kann der Motor stufenlos in einem weiten Drehzahlbereich angeregt werden. Damit zählt er zu den am häufigsten verwendeten Aktoren für Vorschubantriebe in Werkzeugmaschinen und Robotern sowie anderen gesteuerten Achsen in der Handhabungstechnik.

Seine Vorteile gegenüber Gleichstrommotoren sind [5, Kap.5]:

- + kleinere Baugröße und geringeres Gewicht
- + sehr kleine Reaktionszeiten
- + großer Drehzahlbereich (ruhiger, gleichmäßiger Lauf bis zu 1/200000 der maximalen Drehzahl)
- + geringer Wartungsaufwand (kein mechanischer Kommutator)
- + bessere Wärmeabfuhr
- + höherer Wirkungsgrad
- + höhere Lebensdauer



Abbildung 20: Drehstromsynchronmotor ohne Lager [17]

In der Industrie sind auch Versionen gebräuchlich, bei denen Rotor und Stator getrennt erhältlich sind, wobei zwei zusammengehörende Elemente nicht unbedingt die gleiche Baulänge haben müssen. Dadurch ist es möglich, den Läufer in einem gewissen Maße linear zum Ständer zu verschieben, was es nicht nötig macht, bei kurzen Hüben diesen und somit seine große Masse mitzubewegen. Das ermöglicht wesentlich höhere Verfahrensbeschleunigungen. Zusätzlich kann die geforderte Lagerung direkt in das Gehäuse einer Maschine integriert werden, womit die Gesamtlänge reduziert werden kann.

#### d) Schrittmotor

Der Schrittmotor ist im Wesentlichen eine Gleichstrommaschine mit Permanentmagneten als Rotor, die im Stator am Umfang gleichmäßig verteilt mehrere Pole besitzt. Zusätzlich hat der Antrieb eine Steuerung, die mit einem Eingangsimpuls jeweils die aktive Spule de- und die nächste Spule aktiviert (Einfacherregung). Dadurch richtet sich der Rotor an dem neuen Feld aus und legt einen Schritt in Drehrichtung zurück. Auch eine Doppelerregung, bei der abwechselnd eine bzw. zwei Spulen angesteuert werden, ist möglich. Das erhöht die Schrittzahl um das Doppelte, da eine Zwischenstellung zwischen zwei Spulen ermöglicht wird [8, S.66].

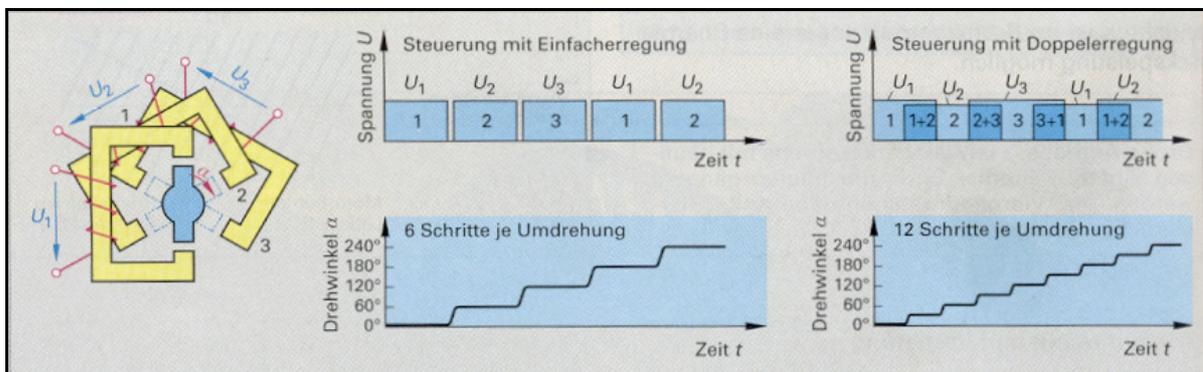


Abbildung 21: Schrittmotor [8, S.66]

Gebräuchlich sind derzeit Motoren mit fünf Erregerwicklungen, die jeweils 16 Pole (also insgesamt 80) haben. Somit ist eine volle Umdrehung nach 80 Schritten erreicht.

Gerne werden diese Motoren bei Stellantrieben wegen ihrer einfachen Ansteuerung verwendet. Dabei braucht man nur durch einen Pulsgenerator die gewünschte Anzahl an Schritten an den Motorregler senden und hat eine genau definierte Drehung. Die Geschwindigkeit kann dabei durch die Pulsfrequenz gesteuert werden.

Nachteil dabei ist allerdings eine merklich ruckartige Bewegung bei langsamen Drehzahlen. Auch kann man die Pulsfrequenz nicht beliebig verändern, da durch die Schwungmasse des Rotors dieser nicht schnell genug beschleunigt oder abgebremst werden kann und der Motor „Schritte verliert“, also eine Wei-

terdrehung um einige Schritte auch ohne Impuls erfolgt und dadurch die Lage nicht mehr korrekt ist. Die maximale Start/ Stopp-Frequenz liegt dabei bei rund 2000 Schritte/Sekunde. Drehmomente liegen maximal bei etwa 16 Nm, die allerdings bei hohen Drehzahlen (etwa 8000 Schritte/Sekunde) stark abnehmen.

#### **e) Linearmotor**

Linearmotoren sind im Wesentlichen „abgewickelte“ Synchron- oder Gleichstrommotoren. Auch die Technologie von Asynchronmotoren ist möglich, wird allerdings selten eingesetzt. Gerne werden diese Antriebe für Schlitten verwendet, da der Einbau von mechanischen Übertragungselementen wie Spindeln nicht nötig ist und damit eine zusätzliche Komponente mit Fertigungsungenauigkeiten, Eigenfrequenzen und Steifigkeit entfällt. Bei der Konstruktion muss allerdings auf einige Besonderheiten geachtet werden [2, Kap.4.5].

**Vortriebskraft:** Zwischen erzeugter Kraft und Antriebskraft liegen keine mechanischen Komponenten, somit wirken alle Kräfte direkt auf den Motor und müssen von diesem abgefangen werden.

**Verlustwärme:** Der Motor befindet sich meistens in nächster Nähe zum Arbeitsraum und kann diesen in punkto Genauigkeit nachteilig belasten.

**Steifigkeit:** Die fehlenden mechanischen Übertragungsglieder, die Kraftspitzen durch ihre eigene Trägheit nur reduziert an einen Motor weitergeben, stellen eine hohe Anforderung an die Motorregelung.

**Anziehungskraft:** Zwischen den Motorteilen herrscht in etwa das Vier- bis Siebenfache der Nennkraft als Anziehungskraft. Diese muss von der Führung aufgenommen werden und darf nicht zu einer unzulässigen Deformation führen.

**Querkraft:** Auch in Querrichtung treten Kräfte auf, die von der Führung absorbiert werden müssen.

Trotz dieser Gestaltungsbesonderheiten bietet ein Linearmotor etliche Vorteile:

- + hohe Beschleunigung
- + hohe Geschwindigkeit
- + keine Verfahrwegbegrenzung
- + einfacher Einbau
- + keine nachgiebigen zusätzlichen Übertragungsglieder,
- + dadurch Kostenersparnis
- + keine mechanische Abnutzung
- + kein Umkehrspiel

Allerdings ist zu bedenken, dass eventuell beträchtliche Kosten durch die hochwertige Steuerung und eine große Anzahl von Permanentmagneten bei langen Verfahrenswegen entstehen können. Letzte Entwicklungen tendieren jedoch zu einer günstigeren Herstellung dieser Komponenten.

## 4.2 Steuerung

Um eine Handhabungsoperation auch durchführen zu können, müssen die zugehörigen Antriebe der Bewegungseinrichtung auch angesteuert werden, wobei die Herausforderung weniger das Starten eines einzelnen Antriebes ist, sondern das gezielte Verarbeiten von Informationen, um daraus einen prozesssicheren Ablauf zu generieren. Dazu zählt auch die Erkennung von Fehlern und Situationen, die Mensch und Maschine gefährden und eine entsprechende Reaktion darauf (wie z.B. durch einen einfachen Handhabungsstopp oder komplizierte Notfallprotokolle mit Abschalt-, Blockier- und Bremsaktionen).

Unterscheiden muss man bei der Anschaltung auch zwischen Steuern, Regeln und Leiten. Regeln zeichnet sich durch den geschlossenen Wirkkreis aus, bei dem der Istwert ständig mit einem Sollwert verglichen wird und das Stellsignal entsprechend anpasst. Beim Steuern ist ein offener Wirkungsweg geschaltet, bei dem nur ein Stellsignal eingespeist wird und keine Rückmeldung aus dem Prozess erfolgt. Bei komplexen Anlagen wird der Steuer- und Regelungsebene noch eine Leitebene übergeordnet, die eine Steuerung im Makrobereich übernimmt. Dazu zählen auch Datenerfassung, Datenaus-, Über- und Eingabe sowie Verarbeitung. Weiters existieren in diesem Bereich auch eine Prozessüberwachung und ein Erkennen von Gefahren und entsprechende Eingreifmechanismen [1, Kap.1].

Bei Beschickungsgeräten kommt vor allem die Steuerungsstufe zum Einsatz. Auch wenn einzelne Positionierachsen oder Stellmotoren, vor allem bei Industrierobotern, zusätzliche interne Regler haben, reicht es im Allgemeinen aus, nur die Endlagen oder bestimmte Aktionen vorzugeben und erst bei erfolgreichem Absolvieren der Tätigkeit eine Rückmeldung zu erhalten. Zusätzlich übernimmt meist auch noch ein Leitreechner die Kommunikation mit den anderen Maschinen oder Produktionseinrichtungen sowie globale Leitvorgaben [8, Kap.1].

### 4.2.1 Manuelle Betätigung

Bei dieser Art wird auf eine der leistungsstärksten, aber gleichzeitig fehlerreichsten Steuerungen zurückgegriffen: das menschliche Gehirn. Durch Drücken eines Schalters, über Handräder und Steuerknüppel bis hin zum komplizierten Erfassungssystem wie z.B. einem Datenhandschuh übernimmt hier ein Bediener sämtliche Start- und Bewegungsbefehle, sowie die Datenerfassung und -interpretation und daraus resultierende

Entscheidungen. Im Zuge der Automatisierungstechnik wird versucht, die manuelle Steuerung weitgehend zu vermeiden, vor allem in Produktionssystemen, da technische Lösungen in den meisten Fällen effektiver, präziser und ermüdungsärmer arbeiten.

Trotz alledem kann es im Bereich von vielen rechenintensiven, zum Teil auch intuitiven Entscheidungen, die eine schnelle komplizierte Reaktion benötigen, sinnvoll sein einen Werker und kein vollständig automatisiertes System einzusetzen. Bei diesen Lösungen kommt normalerweise zusätzlich eine Steuerung mit Halbleitertechnik zum Einsatz, nur das Steuerprogramm wird in Echtzeit eingespielt. Ein gutes Beispiel dafür sind Teleoperatoren im Bereich der Medizintechnik.

#### 4.2.2 Kurvensteuerung und Getriebe

Bei dieser Steuerung bewerkstelligen Kurvenscheiben den genauen Bewegungsablauf von Handhabungsgeräten. In der Kurvenscheibe sind durch Leitnuten sämtliche Wege sowie Beschleunigungen und Geschwindigkeiten analog hinterlegt. Durch diese nicht digitalisierte Speicherung ist es sehr gut möglich, vor allem bei hohen Geschwindigkeiten ruckfreie Bewegungen zu erreichen. Zusätzlich sind durch die direkte Übersetzung und den genauen Kontakt, öfters sogar spielfrei, zwischen den Stellgliedern genau zeitgleiche Bewegungsübertragungen möglich. Weiters sind diese Systeme relativ kostengünstig im Betrieb, da bis auf die hochgenaue Kurvenscheibe nur einfache mechanische Kopplungselemente zum Einsatz kommen.

Nachteil ist, dass durch die starke Linearität des Systems ein Einbau von Verzweigungen nicht möglich ist. Weiters ist ein einmal durch eine Kurve vorgegebener Bewegungsablauf nur durch den Austausch der Kurvenscheibe veränderbar, und selbst dann ist diese Maschine in ihrem Bewegungsraum durch die mechanische Ausführung stark beschränkt [8, Kap.2.1].

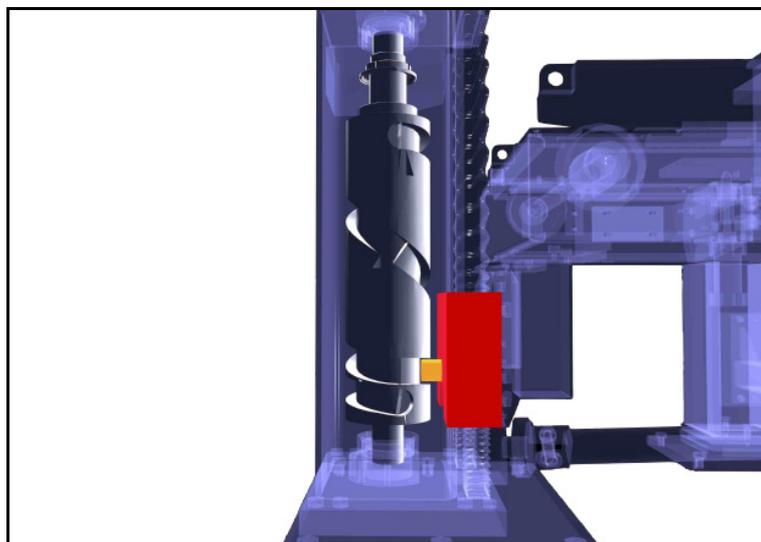


Abbildung 22: Kurvensteuerung [19]

### 4.2.3 Fixverdrahtung und Endlagenschalter

Bei diesem Verfahren werden binäre Signale von Endlagenschaltern oder Zeitgebern logisch miteinander verknüpft, um den nächsten Arbeitsschritt zu starten. Diese binären Signale müssen nicht unbedingt elektronisch sein, auch eine Realisierung von z.B. rein pneumatischen Systemen ist möglich. Dabei betätigen Anschläge Ventile und öffnen damit die Luftversorgung für den nachfolgenden Schritt oder können über pneumatisch betätigte Ventile logisch miteinander verknüpft werden.

Ähnlich wie bei den Kurvenscheiben ist es nicht möglich, ein Programm zu ändern, ohne den gesamten Steuerungsblock auszutauschen. Dafür stellt auch dieses System eine kostengünstige Alternative zur Leistungselektronik dar. Dieser Vorteil ist allerdings durch die rasante Entwicklung der Halbleitertechnik und den verbreiteten Einsatz von SPS im Schwinden begriffen.

Auch die Realisierbarkeit von stromlosen Schaltungen ist in der heutigen Zeit so gut wie nicht mehr relevant [8, Kap.2.2].

### 4.2.4 SPS und Industriecomputer

Speicherprogrammierbare Steuerungen und Industriecomputer sind die am weitesten verbreiteten Systeme in der Automatisierungstechnik. Bei diesem Layout berechnet ein Mikroprozessor sämtliche Steuerbefehle in Echtzeit. Dazu verarbeitet dieser elektronische Eingangssignale und gibt daraus resultierend Befehle an das Handhabungsgerät. Dabei sind der Komplexität des Programms mit all seinen Zeiten, Differentialgleichungen und Entscheidungen nur durch die Rechnerleistung und den Speicher Grenzen gesetzt.

Hauptproblem dieser Steuerungen ist allerdings die Durchlaufzeit eines einzelnen Programmzyklus. Dabei wird zuerst ein Abbild aller Eingangssignale erstellt, dieses dient danach als Grundlage für die Berechnung eines Abbildes für die Ausgangssignale. Erst nach der Abarbeitung wird dieses Abbild an die physikalischen Ausgänge übermittelt und ein neues Eingangssignalabbild erstellt. Sollte somit während der Mikrosekunden dauernden Berechnung eine kurze Änderung in einem Eingangssignal stattfinden, wird diese von der Steuerung nicht registriert, was unter Umständen fatale Folgen für den ganzen Prozess haben kann.

Somit ist es wichtig, bei der Erstellung eines SPS-Programms auf diese Möglichkeit Rücksicht zu nehmen und die Echtzeitfähigkeit des Systems zu gewährleisten. Helfen können dabei mannigfaltige Zusatzmodule, die diese Sonderfälle abfangen können. Dazu gehören z.B. Zähler, die unabhängig vom Programm Eingangsimpulse erfassen, oder Impulseingänge die erst nach einem Programmzyklus die zweite Änderung des Eingangssignals annehmen. Moderne SPS haben zusätzlich eine Interruptsteuerung, die bei bestimmten Systemänderungen (z.B. Timerablauf,

Eingangssignaländerung) das laufende Programm unterbrechen und eine entsprechende Reaktion auslösen.

Nichtsdestotrotz stellen hochdynamische Systeme eine bisweilen unmögliche Herausforderung dar, die nur mit mechanischen Lösungen wie Kurvenscheiben gelöst werden können [1, Kap.3.3; 8, Kap.2.8].

## 5 Beschicken einer Drehmaschine

Das Beschicken einer CNC-Drehmaschine unterliegt einigen baulichen Anforderungen, die nicht alle Systeme ohne weiteres bewältigen können. So ist es normalerweise nicht möglich, in ein Dreibackenfutter Werkstückträger oder Transportpaletten eines Transfersystems einzuspannen. Auch der Handhabungsplatz innerhalb der Maschine ist durch Reitstock, Werkzeugträger und nicht zuletzt durch das Maschinengehäuse stark begrenzt, sodass ausladende Beschickungssysteme oder Roboter an ihre Grenzen stoßen. Zusätzlich ist auch noch zu bedenken, dass das Werkstück in das Backenfutter eingeschoben bzw. herausgezogen werden muss und somit eine Bewegung innerhalb der Maschine in Spindelachse zusätzlich zu bewerkstelligen ist. Eine Möglichkeit, das Beschicken zu vereinfachen, ist ein Stangenlader. Dieser schiebt ein Rundmaterial von hinten in das Drehmaschinenfutter. Aus diesem Material wird der Drehteil herausgearbeitet und anschließend von der Stange abgestochen. Der Fertigteil fällt dann nach unten in eine Auffanglade oder wird von einem speziell konstruierten Mechanismus während des Trennens bei laufender Maschine gehalten und danach herausgeführt. Wenn nicht von der Stange gefertigt wird, ist ein Einsatz dieser Technologie nicht möglich und das Halbzeug muss von vorne ins Futter eingelegt werden.

### 5.1 Manuelle Beschickung

Eine der einfachsten Lösungen ist das manuelle Beschicken, dabei löst ein Werker das Backenfutter, entnimmt das Fertigteil und legt dieses auf einer Ablagefläche ab, die meist außerhalb der Maschine ist. Von dort wird anschließend ein neues Rohteil manuell in das Backenfutter eingelegt und gespannt.

Diverse Hilfsmechanismen können das Beladen erleichtern oder gar erst ermöglichen, z.B. ist für besonders große und schwere Drehteile ein Kran oder eine andere Hebeeinheit notwendig. Zusätzlich können Positionieranschlüge oder Feineinstellmechanismen ein genaues Ausrichten erleichtern und Beladungszeiten minimieren.

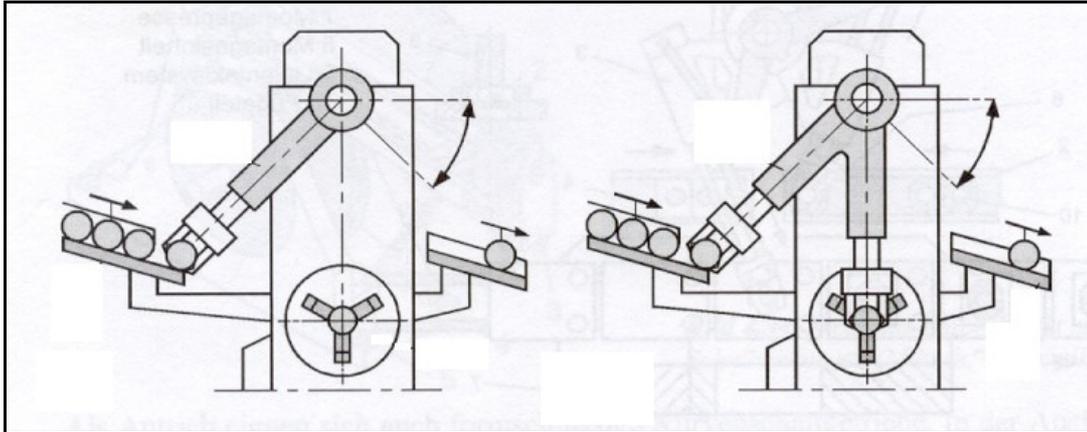


**Abbildung 23: Manuelle Beladung einer Drehmaschine [24]**

Eingesetzt wird diese Art der Beschickung ausschließlich in der Einzelfertigung, da bei dieser Form meistens eine ständige Anwesenheit des Maschinenführers an der Maschine notwendig ist, um die Vorschubachsen direkt zu steuern oder die CNC-Programme einzupflegen. Bei dieser zeitintensiven Fertigung stellt das langsame Beschicken keine relevante Prozessverzögerung mehr dar. Außerdem sind die einzelnen Teile meistens stark unterschiedlich, sodass ein Umrüsten eines Automaten mit immer anderen Greifköpfen die Manipulation verkompliziert und teuer macht, eine manuelle Beladung fällt somit wesentlich günstiger aus.

## 5.2 Einlegegeräte

Diese Geräte sind darauf optimiert, ein Werkstück möglichst schnell aus einem Magazin zu entnehmen und in die Drehmaschine einzulegen, sowie ein Fertigteil aus dem Futter zu entnehmen und damit einen Speicher zu beschicken. Dabei folgen sie einem einfachen Programm, das entweder von Kurvensteuerungen oder einer SPS vorgegeben wird. Normalerweise sind die Manipulationsgrenzen durch Anschläge in sehr engem Raum vorgegeben, bei besonders effektiven Manipulatoren sogar nur zwischen zwei Punkten zu „Pick & Place“-Geräten. Flexiblere Systeme können nicht nur an einen bestimmten Ort ablegen, sondern auch bestimmte Muster für die Palettierung zum einfacheren Weitertransport erzeugen [1, S.302-304].



**Abbildung 24: Beispiele für Einlegegeräte [3, S.128]**

Eingesetzt werden diese Systeme ausschließlich in der Massenfertigung, da die Anschaffung relativ teuer ist (meistens müssen diese Systeme extra für eine Anwendung konstruiert werden), dafür aber der Betrieb günstig ausfällt und eine erhebliche Produktionssteigerung erfolgt. Beispiele sind in Abbildung 24 angeführt, dabei hat der Doppelarm eine noch höhere Wechselgeschwindigkeit als das Einarmsystem.



**Abbildung 25: Serienmäßige Einlegegeräte [21]**

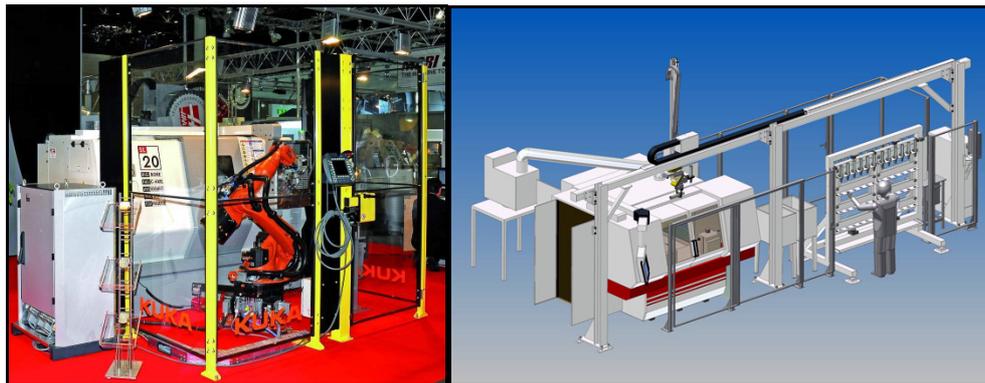
Einige Maschinenhersteller haben bereits serienmäßige Systeme für ihre Maschinen entwickelt (siehe Abbildung 25). Diese Systeme sind wesentlich günstiger, da die Entwicklungskosten entfallen, haben allerdings den Nachteil, dass sie meist weniger produktiv sind und zusätzlich eine Lösung zum Be- und Entladen der Werkstückmagazine gefunden werden muss. Gewinnbringend können diese Systeme bei der Kleinserienfertigung eingesetzt werden [22].

### 5.3 Industrieroboter

Eines der flexibelsten Systeme ist der Industrieroboter. Durch seine freie Programmierbarkeit kann er einfach auf andere Bewegungsabläufe umgestellt werden. Weiters kann durch die freie Positionierbarkeit der Achsen ohne Anschläge eine beliebige Position im Arbeitsraum angefahren werden. Dadurch kann sowohl innerhalb der Maschine verfahren als auch ein kompliziertes Palettiermuster realisiert werden.

Dabei können verschiedene Arten von Roboter zum Einsatz kommen, die allerdings bei einer Drehmaschine durch ihre beschränkte Zugänglichkeit begrenzt sind. So sind zum Beispiel keine Parallelkinematiken wie Hexapoden geeignet, die einen beschränkten Arbeitsraum aufweisen. Zielführend sind Bauformen wie Portal- oder kartesische Roboter sowie zylindrische Roboter und (einer der bekanntesten) der Gelenkarmroboter.

Nachteil von Industrierobotern sind die hohen Anschaffungskosten, die sich nur bei hoher Auslastung und vollem Einsatz seiner Flexibilität amortisieren [1, Kap.5.2.3; 3, Kap.5.1].



**Abbildung 26: Gelenkarmroboter [27] / Portalroboter [26]**

In Abbildung 26 sind zwei Möglichkeiten für den Einsatz von Robotern abgebildet. Das erste Beispiel zeigt eine Fertigungszelle, bei der als Handhabungsgerät ein Gelenkarmroboter verbaut ist. Diese Zellen sind meistens an ein flexibles Transportsystem angeschlossen, das Rohteile für die Bearbeitung bereitstellt und Fertigteile für die Weiterverarbeitung abholt. Im zweiten Fall kommt ein Portalroboter zum Einsatz, der aus dem rechts angeordneten Magazin die Bauteile entnimmt und wieder ablegt. Das Magazin wird in diesem Beispiel durch das Bedienpersonal geleert und neu bestückt. Durch eine ausreichende Größe des Magazins ist mit dieser Anordnung eine mannlose Schicht möglich.

## 5.4 Sondermaschinen

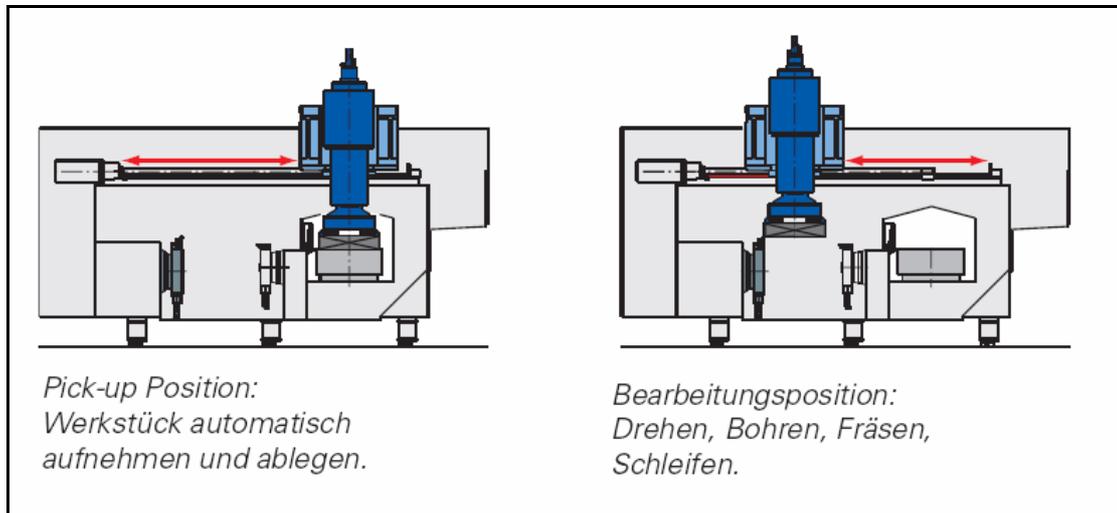
Unter Sondermaschinen werden hier alle Systeme gezählt, die sich nicht zu den bis jetzt genannten Kategorien zuordnen lassen.

Eine der häufigsten Anwendungen ist der schon erwähnte Stangenlader. Dabei wird das Halbzeug in Form einer Stange (bis zu 10 m Länge) von hinten durch das Backenfutter in die Drehmaschine stückweise eingeschoben. Danach erfolgt die Drehbearbeitung, die mit einem Abstich – das Trennen des Fertigteils von der Stange – beendet wird. Meistens ist an den Stangenlader ein zusätzliches Magazin für weiteres Halbzeug angeschlossen, sodass über lange Zeiten hinweg mannlos produziert werden kann. Dieses System ist wegen seiner Einfachheit und Produktivität in der Massenfertigung sehr beliebt, kann allerdings für zu bearbeitende Einzelteile nur beschränkt eingesetzt werden, da das Ausgangsmaterial immer den gleichen Durchmesser aufweist.



**Abbildung 27: Stangenlader [22]**

Eine weitere Möglichkeit stellen direkt in die Maschine integrierte Greifsysteme dar. Sie können entweder als zusätzlich montierter Arm ausgeführt sein oder als ein spezieller Greifer, der aus dem Werkzeugmagazin direkt in die Werkzeugaufnahme eingesetzt wird und die Vorschubachsen der Maschine als Verfahrsachsen nutzt. Auch kann die Antriebsspindel direkt zu einem Ladeplatz verfahrbar sein. Normalerweise müssen dafür allerdings eigene Drehzentren angeschafft werden. Bereits vorhandene Maschinen sind nur bedingt nachrüstbar.



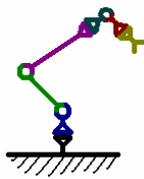
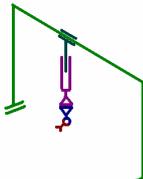
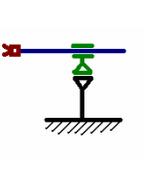
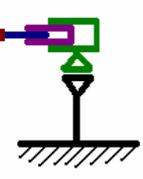
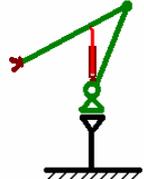
**Abbildung 28: Drehzentrum mit verfahrbarer Spindel [18]**

Anzuführen sind auch noch Sondermaschinen, die spezielle Spindelaufnahmen für Nullpunktspannsysteme haben. Dabei wird das Werkstück nicht direkt in die Maschine eingespannt, sondern ist auf einem Einsatz vormontiert. Damit ist die Einspannung in der Maschine unverändert, kann dadurch leicht automatisiert werden und minimiert somit die Stillstandszeit. Trotzdem ist es möglich, stark unterschiedliche Bauteile zu bearbeiten. Allerdings muss die Zeit für die Vormontage in Betracht gezogen werden. Eingesetzt wird dieses System vor allem in der Einzelfertigung, da die Umrüstzeit auf andere Spanngrößen entfällt.

## 6 Konzeptentwicklung

In Tabelle 2 sind einige Lösungsansätze für die automatische Beschickung gegenübergestellt. Da für die simple Beschickung einer Drehmaschine ein Industrieroboter nicht den vollen Umfang seiner möglichen Funktionen und Bewegungsfreiheitsgrade nutzt, sowie die Anschaffungskosten beträchtlich sind, wird als Typ ein Einlegegerät gewählt.

**Tabelle 2: Gegenüberstellung Beschickungsgeräte**

	Industrie- roboter Gelenkarm	Industrie- roboter Portal	Einlege- gerät Traverse	Einlege- gerät Teleskoparm	Einlege- gerät Gelenkarm
Prinzip					
Platzbedarf	-	--	+	++	++
Mobilität	-	--	+	++	++
Aufstellzeit	--	--	++	++	++
Einrichtzeit	+	+	-	-	-
Arbeitsraum	-	++	-	-	-
Freiheitsgrade	++	++	--	--	--
Antriebs- übersetzung	-	-	-	-	++
mechanische Komplexität	+	+	++	-	+
Steuerung Komplexität	--	--	+	+	+
Anschaffungs- kosten	--	--	++	+	+

Damit das Einlegegerät auch bei minimalen Aufstellungsplätzen (wie z.B. einem Gang zwischen zwei Maschinen) eingesetzt werden kann, ist die mechanisch einfachste Lösung einer Traverse nicht möglich, da dieser Typ beim Rückzug aus der Maschine einen entsprechenden Freiraum für den Kragträger benötigt. Für die Auslegerart wird daher auf das bewährte System eines Gelenkarms zurückgegriffen. Eine zusätzliche Kopplung der beiden Arme mit Hilfe einer Stabkinematik reduziert die Freiheitsgrade des Systems auf eins, sodass nur ein einzelnes Antriebsglied für die Positionierung notwendig ist. Ein weiterer Vorteil der Stabkinematik ist seine hohe mechanische Übersetzung. Dadurch kann der Gelenkarmkopf wesentlich schneller positioniert werden als es mit einem gleichartigen direkten Antrieb möglich wäre.

Als weitere Konstruktionsmerkmale, um die geforderte Zielsetzung zu erreichen, kommen folgende Mechanismen zum Einsatz:

- Erhöhung der Geschwindigkeit:
  - Einsatz eines Doppelgreifers:

Dadurch kann der Wechsel von Fertigteil und Rohteil in einem Arbeitszug innerhalb der Maschine bewerkstelligt werden, ohne dass das Handhabungsgerät ein weiteres Mal zur Ablage außerhalb der Maschine fahren muss.
  - Trennung von kurzen und langen Hüben:

Durch die getrennte Konstruktion von kurzhubigem Wechsel des Doppelgreifers und dem langen Zug in und aus der Maschine können die Antriebe optimal auf die Bewegung abgestimmt werden. Weiters ist dadurch ein Modulbau für das schnelle Umrüsten auf einen anderen Greifer leicht möglich.
  
- Erhöhung der Flexibilität:
  - Aufstellung getrennt von der Maschine:

Dadurch ist der Einsatz an jeder Drehmaschine ähnlicher Bauart möglich, ohne Veränderungen an der Maschine vornehmen zu müssen.
  - Durch Handhubwagen transportierbar:

Vorteilhaft für einen unkomplizierten Transport innerhalb eines Unternehmens.
  - Modulbauweise zum schnellen Umrüsten:

Dadurch wird die Einsatzmöglichkeit für das Einlegegerät erweitert. Dabei ist nicht nur ein Umstellen auf andere Zugweiten oder Werkstückgrößen möglich, sondern auch auf spezielle Anwendungen wie z.B. das Greifen eines drehenden Werkstückes während des Abstechens.
  - Kompakte Bauweise für geringen Stellplatz:

Notwendig, um auch bei geringem Platz (wie z.B. zwischen zwei Maschinen oder Maschine - Transportsystem/Peripherie in einem Gang) einsetzbar zu sein.
  - Möglichst freie Zugänglichkeit zur Maschine:

Erleichtert das Einrichten und Überprüfen des korrekten Prozessablaufes. Eventuell kann auch mit montiertem System eine manuelle Einzelfertigung stattfinden.
  
- Einfache Montage:
  - Eventuelle Bodenverankerung durch Schrauben:

Eine Verankerung im Boden erhöht die Standsicherheit und verhindert ein Verrutschen während des Einrichtens oder im Betrieb. Zusätzlich erleichtern im Boden integrierte Montagemöglichkeiten das Vorpositionieren bei der Aufstellung (Indexbohrungen bzw. -stifte).
  - Lineare Einstellbarkeit des Kopfes in drei Achsen:

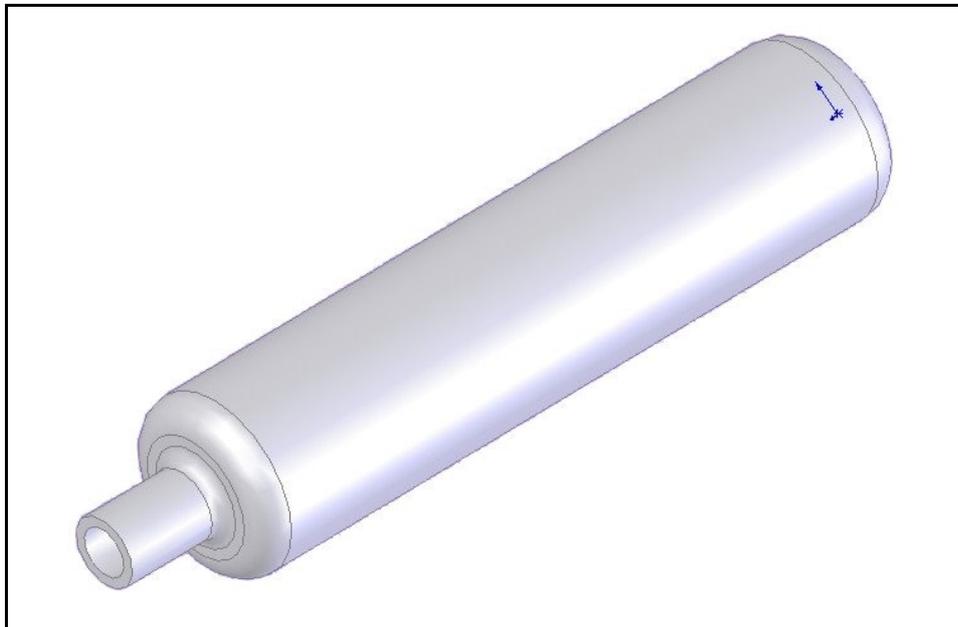
Ermöglicht beim Einrichten die exakte Positionierung
  - Rotatorische Einstellbarkeit des Kopfes in drei Achsen:

Ermöglicht beim Einrichten die exakte Positionierung

Da es ausgeschlossen ist, sämtliche Möglichkeiten von Maschine und Werkstück durch nur eine einzelne Auslegung abzudecken, müssen für eine Konstruktion Einschränkungen bezüglich Zugweiten, Werkstückdurchmesser und -gewicht getroffen werden. Um dennoch ein flexibles System zu erhalten, ist es notwendig, in Modulweise zu bauen. Damit kann durch Wechsel eines Teils des Einlegegerätes schnell auf andere Werkstücke bzw. Maschinen umgerüstet werden.

### 6.1 Musterwerkstück

Für die detaillierte Ausführung sind einige grundlegende Eigenschaften des Werkstückes wichtig. Als Musterwerkstück wurde ein Druckbehälter gewählt, wie er z.B. in Gaskartuschen eingesetzt werden kann.



**Abbildung 29: Musterwerkstück**

Dieser Drehteil hat einen Durchmesser von 25 mm und eine Länge von 140 mm. Die Masse beträgt in etwa 100 g. Im Regelfall muss nur der vordere Austrittsstummel plangedreht und ein Gewinde aufgeschnitten werden.

### 6.2 Maschine

Das Konzept an sich ist für jede beliebige Maschine einsetzbar, allerdings kann wegen der unterschiedlichen Futtergrößen, Maschinenabmessungen und weiterer Parameter nicht eine universale mechanische Lösung gefunden werden. Aus diesem Grund ist für die folgende Auslegung eine konkrete CNC Drehmaschine, die Gildemeister CTX 210, ausgewählt.



Abbildung 30: Gildemeister CTX 210 [20]

Aus den baulichen Abmessungen dieser Maschine (Abbildung 31) und zusätzlichem Raumbedarf für das Aufstellen ergeben sich folgende erforderliche Abmessungen für den Gelenkarm:

Einlegetiefe	1000 mm
Zugweite	850 mm
maximale vordere Armbreite	200 mm
Schräglage beim Einlegen	45 °
Schräglage beim Ablegen	0 °

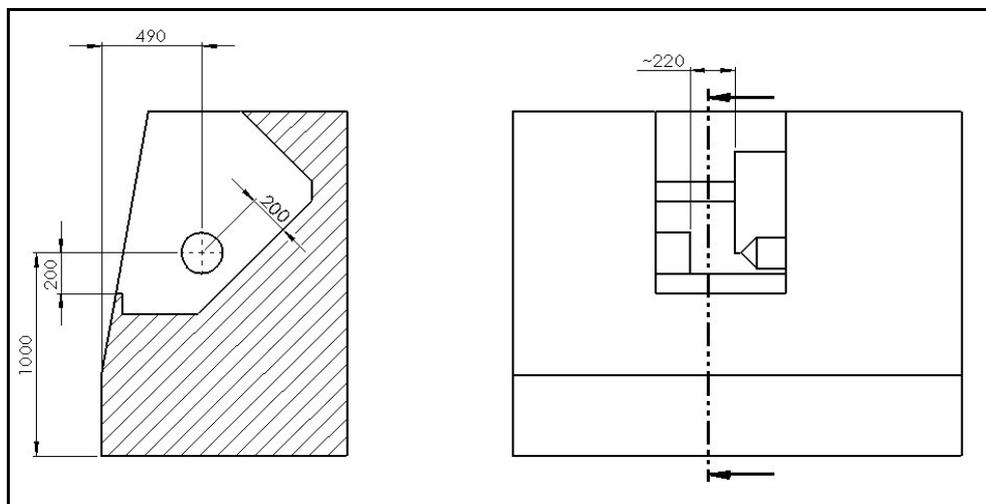
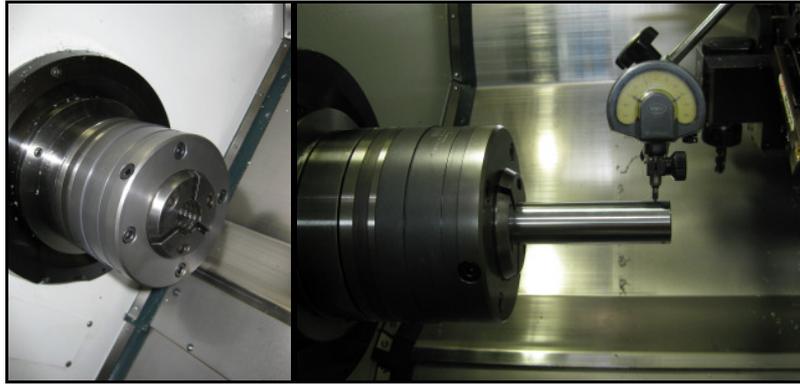


Abbildung 31: Gildemeister CTX 210 Abmessungen

### 6.3 Einspannfutter

Das Spannfutter der Drehmaschine beeinflusst wesentlich die Rundlaufgenauigkeit des Werkstückes. In der zur Auslegung herangezogenen Maschine ist das automatisch betätigte Spannsystem Spanntop der Firma Hainbuch verwendet. Vom Hersteller ist bei diesem Typ eine Einspanngenauigkeit von 0,01 mm angegeben [23, S.37]. Zur Überprüfung dieser Angaben wurde eine Versuchsreihe mit 50 Einspannvorgängen durchgeführt.

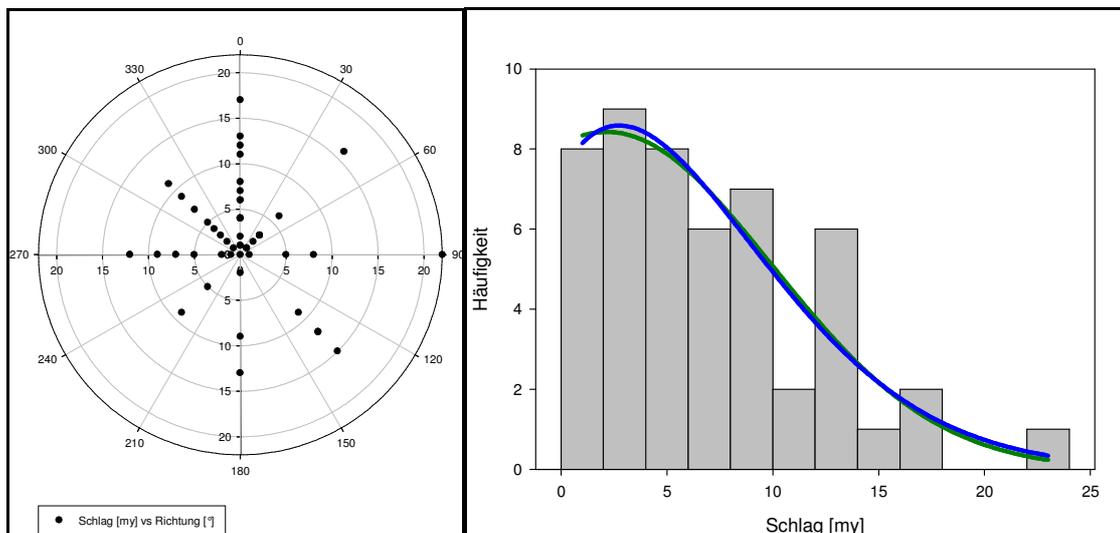


**Abbildung 32: Versuchsaufbau**

Als Testobjekt kam ein geschliffenes Rundmaterial mit einem Durchmesser von 30 mm zum Einsatz. Das Bestücken erfolgte mit der Hand bei einer Auskraglänge von 105 mm.

Gemessen wurde der Rundlauf in einer Entfernung von 100 mm zur Einspannstelle.

Aufgenommen wurden der radiale Schlag in  $\mu\text{m}$  und der Winkel mit der maximalen Auslenkung des Messtasters relativ zur Senkrechten im Augenblick des Spannsens.



**Abbildung 33: Messpunkte und Häufigkeitsverteilung**

Wie in Abbildung 33 linke Seite zu sehen, streuen die Messpunkte im Bereich bis 15  $\mu\text{m}$  unabhängig vom Winkel (mit einigen Ausreißern, die knapp darüber liegen). Die Angaben vom Hersteller konnten damit nicht erreicht werden.

Die rechte Seite von Abbildung 33 zeigt die Häufigkeitsverteilung mit einer interpolierten Gaußkurve (grün) bzw. Weibull (blau) vom gesondert betrachteten Schlag (Eine Überprüfung mit einem Shapiro-Wilk Test bestätigte die Normalverteilung der Werte). Daraus kann man erkennen, dass die Verteilung an der Zentrumsachse abgeschnitten ist.



Abbildung 34 zeigt das grundlegende Steuerungskonzept des Einlegegeräts. Im optimalen Einsatz arbeitet das Beschickungssystem entlang des äußeren Kreises. Dabei wird immer ein Fertigteil aus der Maschine genommen und gleichzeitig ein Rohteil eingelegt. In der Zwischenzeit wird am Ablageplatz ein abgelegtes fertiges Werkstück entnommen und ein neues Halbzeug platziert. Nach dem Wechsel fährt der Manipulator zur Ablage und die Maschine beginnt mit der Bearbeitung. Am Lagerplatz wird das fertige Werkstück abgelegt und der neue Rohteil aufgenommen. Sobald die Maschine mit der Bearbeitung fertig ist, kann der Zyklus wieder von vorne beginnen. Die anderen Wege stellen die Fälle dar, die durch eine noch nicht neu bestückte Ablage entstehen können.

## 6.5 Einsatzmöglichkeiten

Das Einlegegerät bewirkt eine Trennung des Arbeitsprozesses der Drehmaschine vom übrigen Produktionsprozess. Dadurch ist die Bereitstellung der Rohteile nicht an den genauen Wechselzeitpunkt gebunden, sondern kann während des gesamten Arbeitsprozesses erfolgen. Die Entnahme der Fertigteile vom Ablageplatz ist ebenfalls nicht mehr strikt gebunden und kann innerhalb des gleichen Zeitraumes getätigt werden. Diese beiden Manipulationen können auf drei unterschiedliche Arten realisiert werden: entweder durch händische Zuführung, ein automatisches Transportsystem oder einen Industrieroboter.

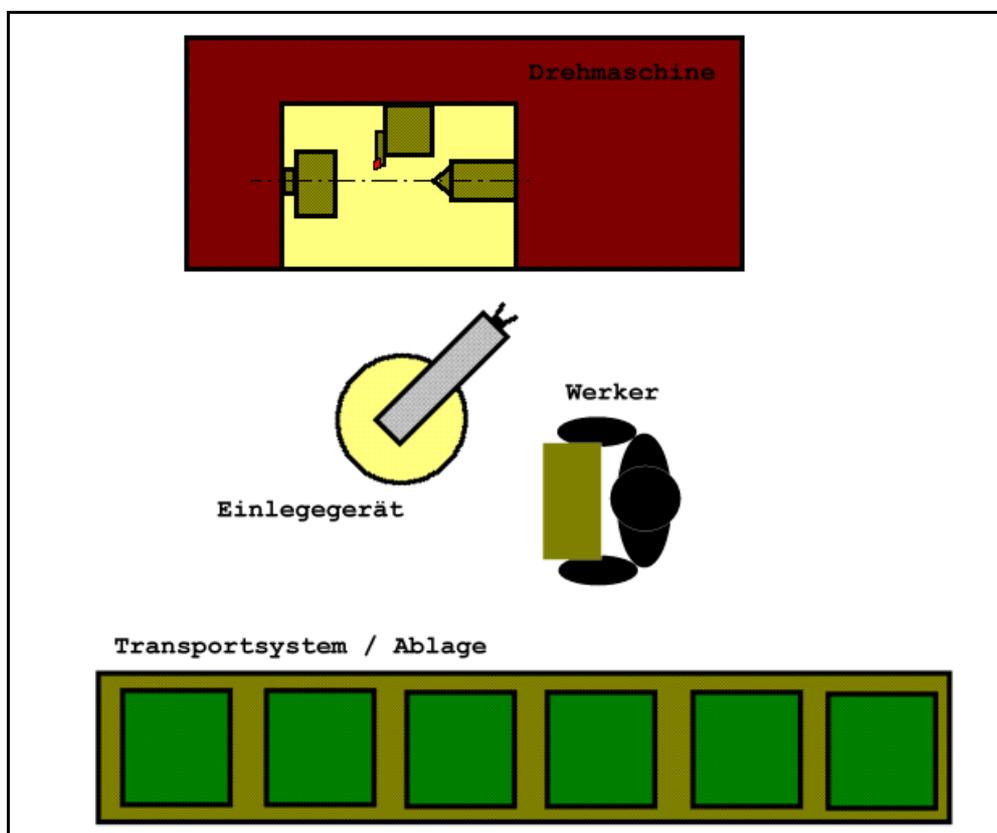
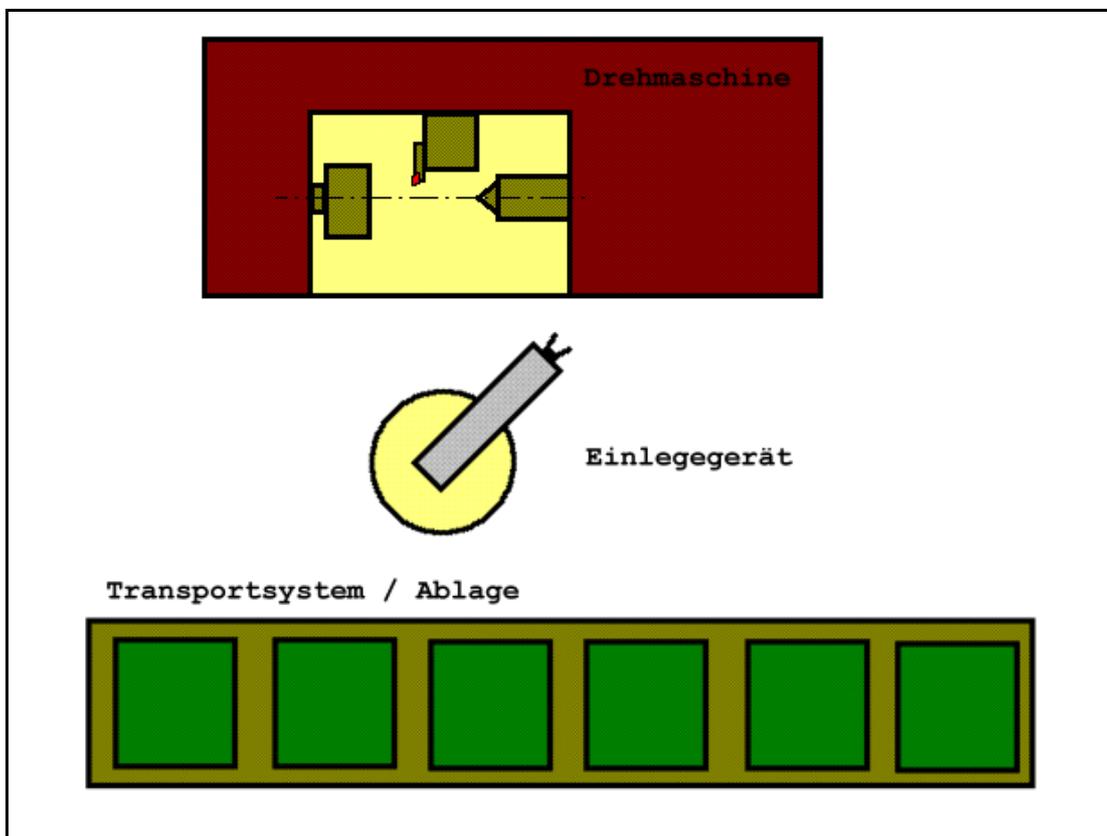


Abbildung 35: Werkstättenlayout mit Arbeiter (Technisierungsgrad 3)

Auch wenn bei der manuellen Lösung der Werker in der Zeit, in der er am Einlegegerät hantiert, auch direkt die Drehmaschine beschicken kann, ergeben sich durch den Einsatz des Einlegegerätes Vorteile. Zum einen ist ein Ablageplatz leichter zugänglich als das Spannfutter, und es muss nicht zusätzlich ein Spannmechanismus betätigt werden. Zum anderen ist durch die Entkopplung der Beschickung und des Arbeitsprozesses keine kurzfristige Bereitstellung notwendig, die eine ständige Anwesenheit eines Bedienpersonals erfordert oder mit Stillstandszeiten der Drehmaschine einhergeht. Durch das Einlegegerät erfolgt, sobald der Arbeitsvorgang beendet ist, ein automatischer Werkstückwechsel. Der Werker hat anschließend ein Zeitfenster (Prozesszeit der Drehmaschine), aus der Ablage des Greifsystems das Fertigteil zu entnehmen und ein neues Rohteil zu platzieren. Dadurch ist eine zeiteffiziente Nutzung von mehreren Drehmaschinen auch durch eine einzelne Person möglich.



**Abbildung 36: Werkstättenlayout direkt (Technisierungsgrad 5 oder 7)**

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, ein passendes Zu- und Abführsystem zu haben, von dem der Manipulator direkt die Teile entnehmen und wieder ablegen kann. Der Vorteil ergibt sich aus der komplett mannlosen Lösung, dem allerdings ein erhöhter Aufwand für die peripheren Einheiten gegenübersteht.

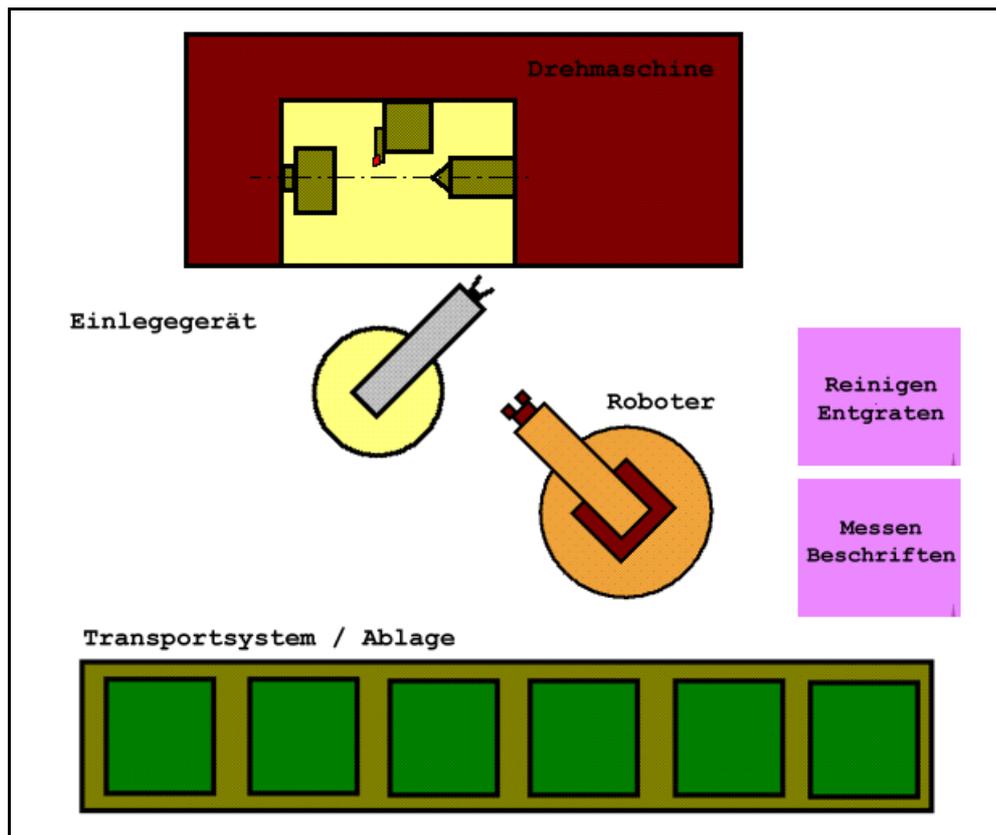


Abbildung 37: Werkstättenlayout mit Roboter (Techn. 5 oder 7)

Auch der Einsatz eines Industrieroboters ist möglich. Das Einlegegerät übernimmt dann als zusätzliches Prozessglied eine Entkopplung von Roboter und Drehmaschine. Durch seinen gesonderten Wechselzyklus mit dem Doppelgreifer können die Arbeitszeiten der übrigen Prozessglieder optimal ausgenutzt werden. Dadurch kann der Industrieroboter während der Fertigungszeit weitere aufwendige Tätigkeiten wie Entgraten, Reinigen, Vermessen und Beschriften übernehmen. Auch bei diesem Layout ist es möglich, das System mannlos zu betreiben.

## 7 Einlegegerät

Um eine möglichst hohe Wechselgeschwindigkeit zu erreichen, ist der komplette Vorgang in zwei Abschnitte geteilt: in den langen Weg vom Ablageplatz zur Maschinenspindel und in die kurzhubige Wechselbewegung. Diese Trennung der Bewegungen dient auch gleichzeitig als Abgrenzung für die einzelnen Module. Somit ergeben sich drei Abschnitte: Wechselkopf, Gelenkarm und Grundgestell.

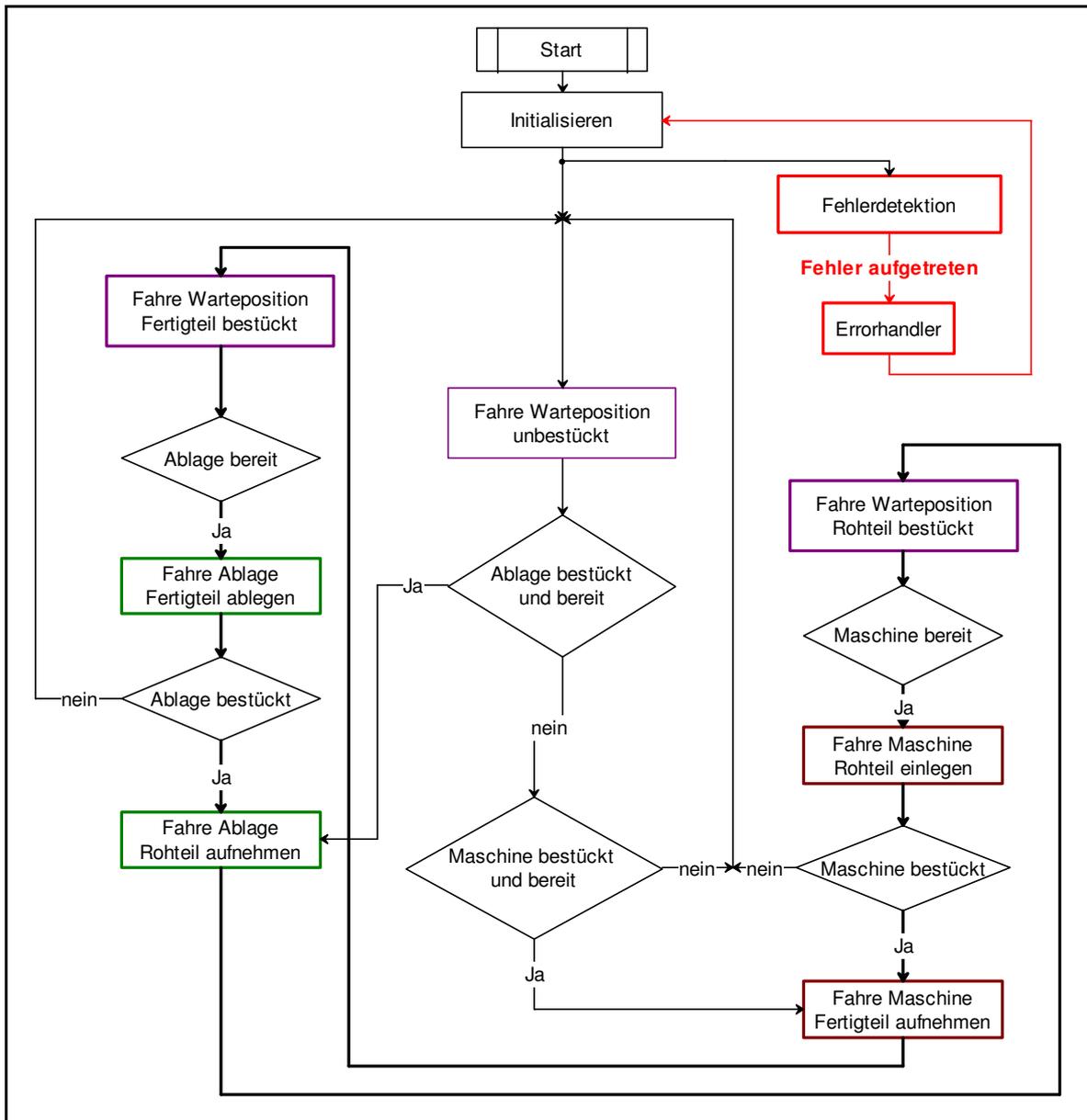
Dabei dient das Grundgestell als Aufnahme für die bewegten Teile. Über diese Einheit kann auch eine Feinpositionierung gegenüber der Spindelachse erfolgen. Auf dem Gestell ist der Gelenkarm angebracht. Diese Einheit vollführt die langzügigen Bewegungen vom Ablageplatz zur Maschinenspindel. Darauf montiert ist der Wechselkopf, der den schnellen Wechsel innerhalb der Maschine ermöglicht.

### 7.1 Antrieb und Steuerung

Als Arbeitsmedium für die mechanischen Komponenten des Einlegegeräts wird auf Druckluft zurückgegriffen. Ihr Vorteil liegt in der leichten Steuerbarkeit der Antriebsglieder über Ventile sowie der einfachen Installation. Durch die häufige Verwendung dieses Mediums in der Manipulationstechnik existiert eine große Anzahl von günstigen und bewährten Stellgliedern. Außerdem ist in einem Großteil der Produktionsstätten eine Druckluftversorgung installiert. Sie wird zur Kühlung bei Trockenbearbeitungen, zur Reinigung sowie als Arbeitsmedium für Druckluftzylinder, die z.B. Werkstücke und Werkzeuge handhaben, verwendet. Weiters benötigen moderne Fertigungsmaschinen Druckluft für den Betrieb.

Theoretisch wäre es auch möglich, die gesamte Steuerung mit Ventilen zu verwirklichen, allerdings ist es aus Gründen der Flexibilität und der Einfachheit sinnvoller, eine SPS mit elektronisch betätigten Ventilen zu verwenden.

Dadurch wird auch die Kommunikation mit der Peripherie erleichtert, die bei handelsüblichen Systemen mit elektrischen Kommunikationsleitungen ausgestattet ist.



**Abbildung 38: Gesamtkonzept - Flussdiagramm**

Abbildung 38 zeigt das grundlegende Steuerkonzept des Einlegegerätes. Nach einer Initialisierung geht das System in Warteposition und wartet auf eine Freigabe entweder von der Ablage oder der Drehmaschine. Sobald einer dieser Schaltbefehle kommt, fährt der Greifarm in entsprechende Position und entnimmt das Bauteil. Anschließend bewegt er sich zurück in die Warteposition und wartet auf eine entsprechende Freigabemeldung.

Im optimalen Betrieb befindet sich das System, wenn es sich entlang der dicken Linie in Abbildung 38 bewegt. Dabei wird immer ein Fertigteil aus der Drehmaschine entnommen und ein Rohteil eingelegt, ohne in die Warteposition zurückzukehren. Dadurch ergibt sich eine möglichst geringe Maschinenstillstandszeit. Nach dem gleichen Prinzip wird am Ablageplatz verfahren.

Parallel zu den Hauptfunktionen arbeitet eine Fehlerdetektion, die bei nicht vorgesehenen Ereignissen (wie z.B. Verklemmun-

gen, Druckluftausfall) oder durch externe Meldungen (wie Werker im Arbeitsraum) entsprechende Reaktionen (wie z.B. einen sofortigen Halt) auslöst.

Um die angeführten Prozesse zu verwirklichen, sind Kommunikationsleitungen mit der Peripherie notwendig. Dazu zählen in erster Linie die Drehmaschine und die Beschickungseinrichtung des Ablageplatzes, allerdings auch Leitungen mit Sicherheitseinrichtungen und übergeordneten Leitsystemen.

**Tabelle 3: Peripherie - Kommunikationsleitungen**

Name	Art	Funktion
M_free	Eingang	Drehmaschine bereit für Beschickung
M_free	Eingang	Drehmaschine Fertigteil bereit
M_SP_open	Eingang	Drehmaschine Spannfutter offen
M_SP_close	Eingang	Drehmaschine Spannfutter geschlossen
A_free	Eingang	Kein Zugriff auf Ablageplatz
H_D_free	Ausgang	Nicht in Drehmaschinenposition
H_A_free	Ausgang	Nicht in Ablageposition
B_SF_open	Ausgang	Drehmaschine Spannfutter öffnen
B_SF_close	Ausgang	Drehmaschine Spannfutter schließen
B_D_run	Ausgang	Halbzeug in Drehmaschine eingelegt
B_A_take	Ausgang	Fertigteil in Ablage
B_A_give	Ausgang	Kein Halbzeug in Ablage
E_self	Ausgang	Fehler
E_DM	Eingang	Fehler in Drehmaschine
E_AP	Eingang	Fehler bei Ablageplatz
E_gen	Eingang	Genereller Fehler
Notaus	Eingang	Notausleitung
C	E/A	Diverse weitere Kommunikationsbits

In Tabelle 3 sind die wichtigsten Kommunikationsleitungen mit der Peripherie angeführt. Aus Sicherheitsgründen sind einige Leitungen mit ihrer invertierten Bezeichnung aufgezählt. Dadurch wird bei einem Fehler in der Leitung nicht in einen unsicheren Zugriff geschaltet. Wenn z.B. das Bit A\_free durch ein A\_used (nicht invertiert) ersetzt wird und die Eingangsleitung einen mechanischen Defekt hat (Blockklemme gelöst, gekappt), würde das Einlegegerät einen Zugriff auf den Ablageplatz trotz aktivierter Steuerleitung nicht erkennen und eventuell selber eine dahingehende Bewegung ausführen. Folge davon wäre eine Kollision beider Geräte, die auf den Platz zugreifen wollen und damit entstünden mechanische oder im schlimmsten Fall gesundheitliche Schäden für einen in der Nähe Befindlichen Werker.

Unter den Punkt „Diverse weitere Kommunikationsbits“ fallen alle Steuerbefehle eines Leitrechners, Funktionswahlschalters, Tasters oder sonstiger Ein- und Ausgabegeräte sowie Schutz-einrichtungen für den Arbeitsraum, z.B. Lasertaster.

## 7.2 Wechselkopf

Der Wechselkopf ist der Teil, der innerhalb einer Maschine den raschen Austausch des gefertigten Drehteils durch ein neues Rohteil vollführt. Um die Maschinenstillstandszeit zu minimieren, ist der Einsatz eines Doppelgreifers notwendig, der die kleinräumige Austauschbewegung innerhalb des Drehzentrums vollzieht und nicht zuerst das Fertigteil außerhalb der Maschine ablegen und ein neues Rohteil aufnehmen muss. Wegen des Werkzeughalters ist vor allem die Baugröße in Drehachsrichtung beschränkt und stellt für die Konstruktion eine Herausforderung dar.

### 7.2.1 Funktion

Um den Wechsel innerhalb der Maschine vollführen zu können, sind drei getrennte Prozesse nötig, die durch eine entsprechende Rückmeldung der Maschine gestartet werden.

Durch den Greifarm wird der Wechselkopf in der Maschine positioniert, sodass die Achse des Greifers für das Fertigteil mit der Spindelachse übereinstimmt. Sobald die Freigabe zum Wechsel erfolgt ist, fährt der Kopf für das Fertigteil in die Entnahmeposition und umschließt das Werkstück. Danach erfolgt die Meldung für die Maschine, das Backenfutter zu öffnen.

Wenn das Drehzentrum die Rückmeldung „Futter geöffnet“ gibt, zieht der Greifer das Werkstück aus dem Futter und schwenkt den vorderen Teil des Wechselkopfes, sodass sich der Greifer mit dem Rohteil in Spindelachse befindet. Dieser schiebt das Teil in das Spannsystem ein und gibt die Freigabe, das Spannfutter wieder zu schließen.

Sobald die Maschine die Meldung „gegriffen“ gegeben hat, öffnet sich der Greifer und fährt zurück. Damit ist der Wechselvorgang abgeschlossen und der Wechselkopf kann durch den Gelenkarm aus dem Drehzentrum zurückgezogen werden.

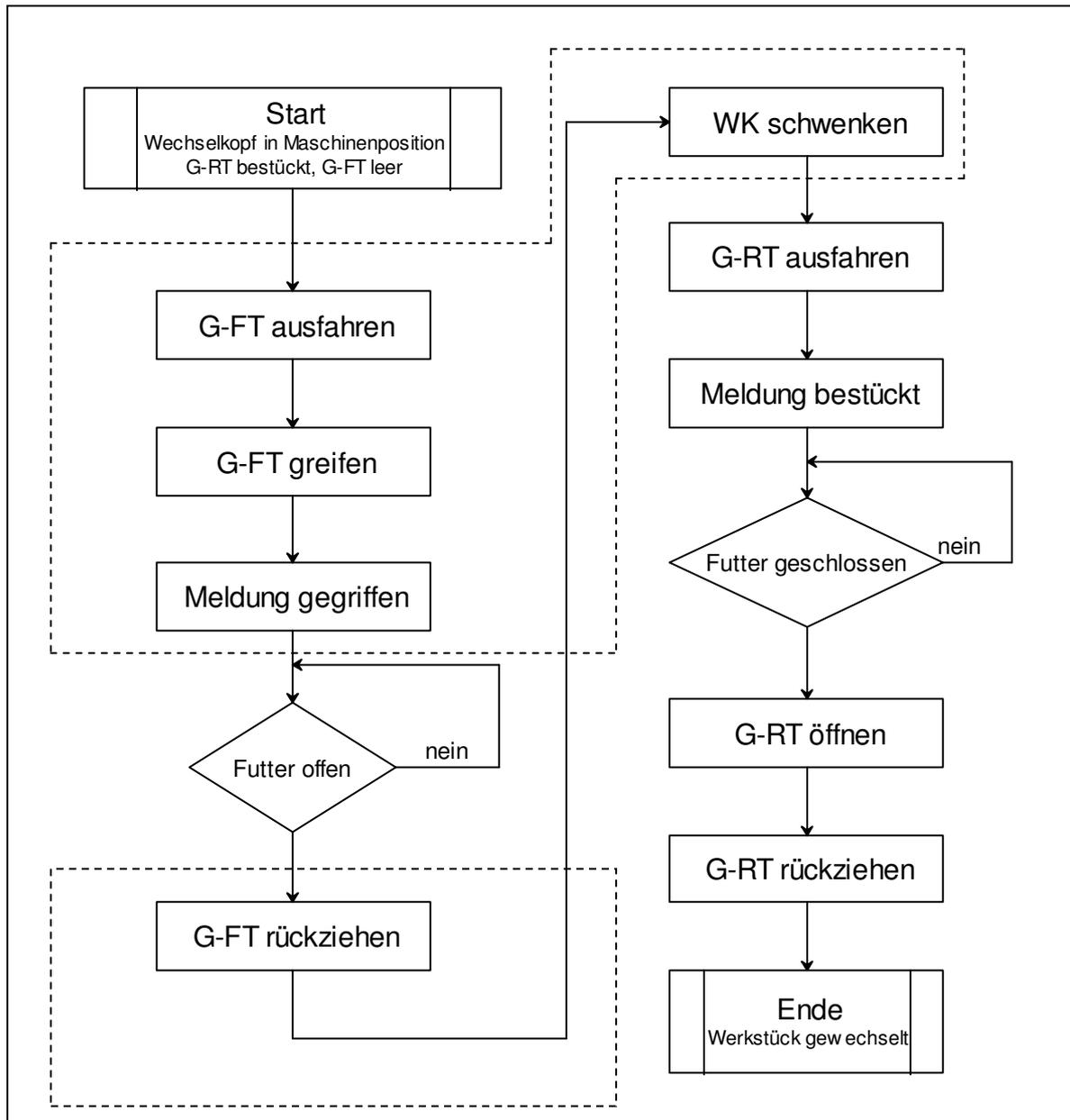


Abbildung 39: Wechselkopf - Flussdiagramm

Dieser Bewegungsablauf bezieht sich auf den optimalen Fall, dass sich ein fertig bearbeitetes Werkstück in der Maschine befindet. Sollte das nicht der Fall sein, kann bereits außerhalb des Drehzentrums der Wechselkopf in jene Position gebracht werden, bei der sich in Maschinenposition das Halbzeug in Spindelachse befindet. Dadurch kann ein Teil der Wechselbewegung ausfallen (siehe Abbildung 39, gestrichelter Bereich) und es wird eine kürzere Stillstandszeit erreicht. Zusätzlich zu dieser Wechselbewegung ist der Wechselkopf auch noch um seine Lagerachse drehbar. Dadurch können die Drehteilachsen senkrecht gestellt werden. Dies ermöglicht eine einfache Ablage.

### 7.2.2 Mechanische Ausführung

Um einen möglichst schmalen Bau- und Bewegungsraum zu erreichen, sind die beiden Greifer für die Werkstücke radial zu einer Schwenkachse angeordnet. Dadurch kann auch der vertikale Bauraum gering gehalten werden. Durch den Einsatz von kolbenstangenlosen Magnetkolbenzylindern ist es möglich, das ganze System noch kompakter zu gestalten.

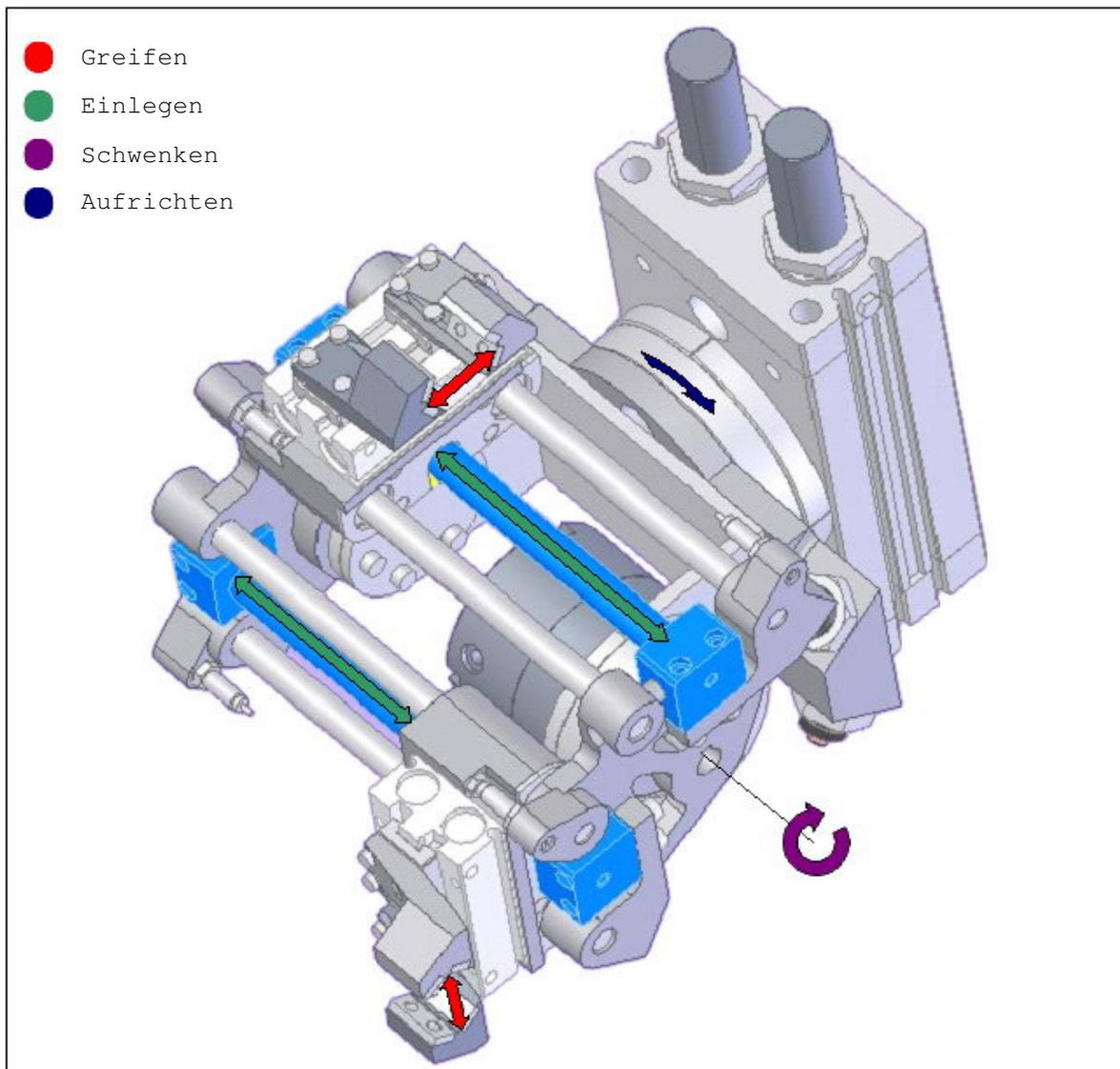
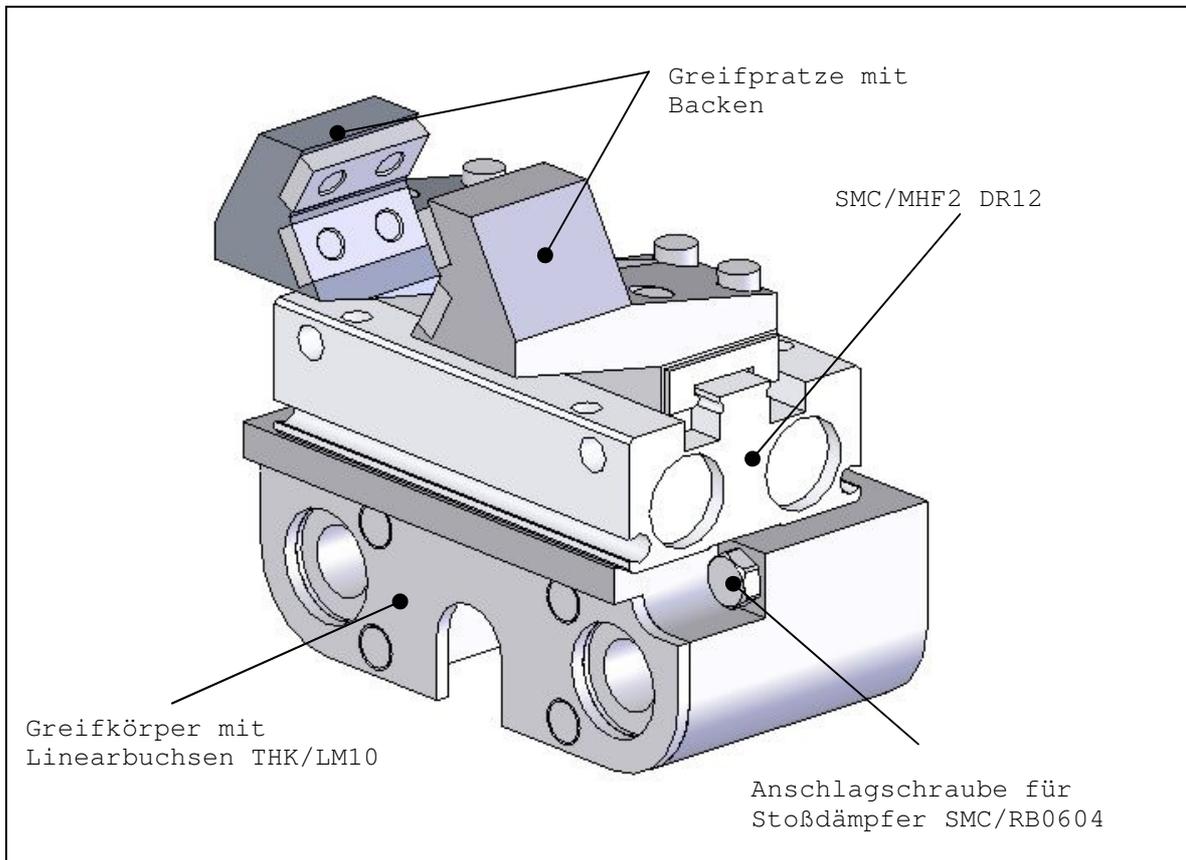


Abbildung 40: Wechselkopf

Bei der Konstruktion wurde für alle Aktoren auf Standardteile zurückgegriffen, um eine möglichst günstige Konstruktion zu erreichen und durch Know-how der auf Aktoren spezialisierten Firmen eine hohe Ausfallsicherheit zu gewährleisten.

Der Wechselkopf selbst ist aus drei Unterbaugruppen gebildet: der Greifeinheit in doppelter Ausführung, um insgesamt zwei Teile aufnehmen zu können, der Schwenkeinheit, die die Einlegezylinder trägt und der Dreheinheit, die als Kopplung zum Gelenkarm dient, die Drehung in Ablagestellung vollführt und den Pneumatikmotor für die Schwenkung trägt.



**Abbildung 41: Greifeinheit**

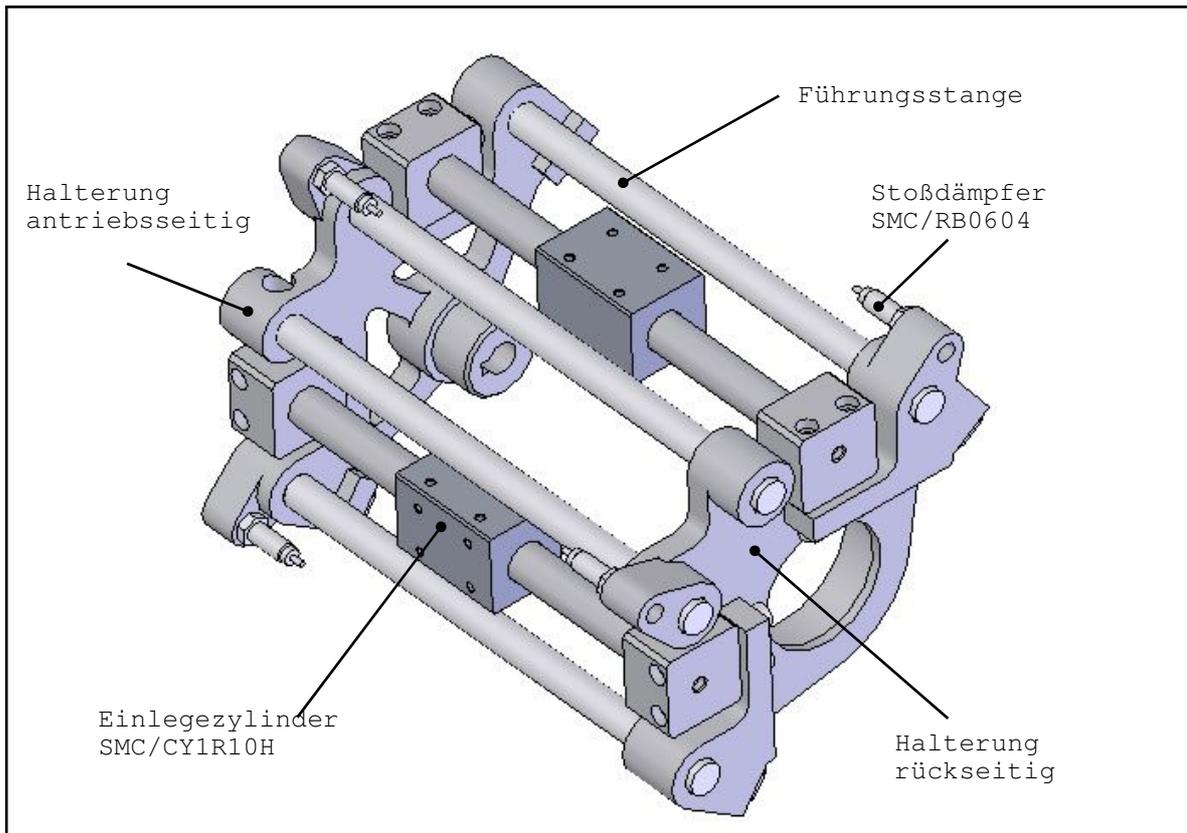


Abbildung 42: Schwenkeinheit

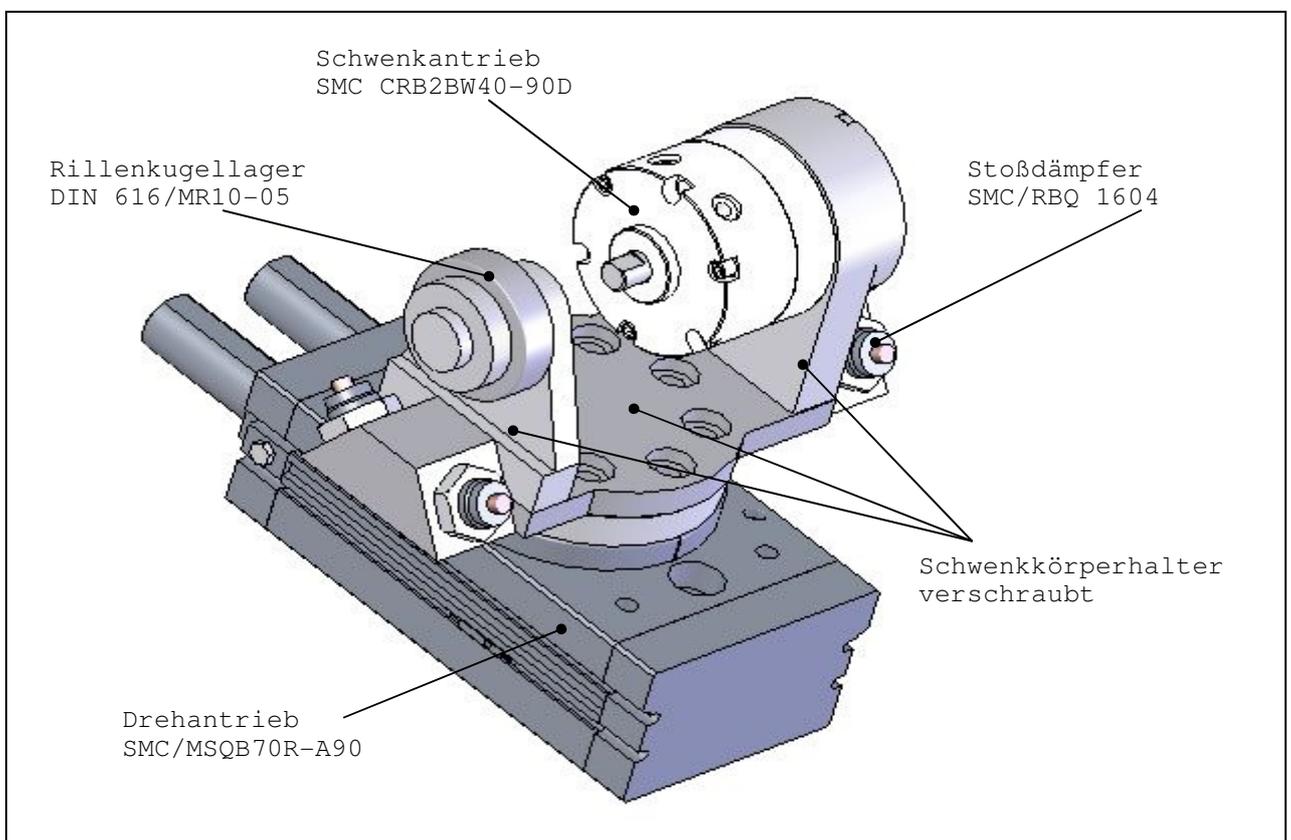


Abbildung 43: Dreheinheit

Für die Ausführung der Beschickungsfunktion sind zusätzlich Reedsensoren notwendig, die den Wechselkopffzustand an die Steuerung rückmelden. Für die Rückmeldung und die Ansteuerung der Stellglieder sind die in Tabelle 4 angeführten Ein- und Ausgänge notwendig. Dabei steuert die SPS die Druckluftbeaufschlagung und Entlüftung der Aktoren über elektromagnetisch betätigte Ventile.

**Tabelle 4: Wechselkopf - Anschlüsse**

P_Dr1-1	Druckversorgung für Drehung 1
P_Dr1-2	Druckversorgung für Drehung 2
E_Dr1-1	Endlagensensor Drehantrieb horizontal
E_Dr1-2	Endlagensensor Drehantrieb vertikal
P_S1-1	Druckversorgung für Schwenken 1
P_S1-2	Druckversorgung für Schwenken 2
E_S1-1	Endlagensensor Schwenkantrieb oben
E_S1-2	Endlagensensor Schwenkantrieb unten
P_Gr1-1	Druckversorgung Greifer 1 schließen
P_Gr1-2	Druckversorgung Greifer 1 öffnen
P_Gr2-1	Druckversorgung Greifer 2 schließen
P_Gr2-2	Druckversorgung Greifer 2 öffnen
E_Gr1-1	Endlagensensor Greifer 1 geschlossen
E_Gr1-2	Endlagensensor Greifer 1 geöffnet
E_Gr2-1	Endlagensensor Greifer 2 geschlossen
E_Gr2-2	Endlagensensor Greifer 2 geöffnet

### 7.2.3 Mechanische Berechnungen

Bei der Berechnung wurden die kritischen Einzelkomponenten unter Berücksichtigung der Herstellerangaben auf kritische Beanspruchung ausgelegt und die verbindenden Fertigungsteile nach den notwendigen Abmaßen ausgelegt und mittels FEM Modul Cosmos Works des Programms Solid Works auf Festigkeit kontrolliert. In Tabelle 5 sind die berechneten Kaufteile und FEM-Überprüfungen angeführt, der genaue Rechenweg ist im Anhang einzusehen.

**Tabelle 5: Wechselkopf - Bauteilberechnungen**

Bauteil	Berechnung
Greifer MHF2 DR12	Haltekraft, Belastung
Hubzylinder CY1R10H	Antriebsleistung, Hubzeit
Stoßdämpfer RB0604	Energieaufnahme
Lagerbuchse LM10	Belastung, Sicherheit
Schwenkantrieb CRB2BW40-90D	Antriebsleistung
Stoßdämpfer RBQ1604	Energieaufnahme
Schwenklager MR 10-05	Belastung, Sicherheit
Drehantrieb MSQB70R-A90	Antriebsleistung
Greifpratze	FEM - Belastungsanalyse
Greifkörper	FEM - Belastungsanalyse
Schwenkkörper	FEM - Belastungsanalyse
Schwenkhalter	FEM - Belastungsanalyse

### 7.2.4 Wechselzeit

Ausschlaggebend ist die Wechselzeit beim Vorgang innerhalb der Maschine, bei dem ein Fertigteil aus der Maschine entnommen und ein neues Halbzeug eingelegt wird. Dieser Prozess sollte in möglichst kurzer Zeit vollendet sein, um eine geringe Maschinenstillstandszeit zu erreichen.

Ein Wechselzyklus besteht aus folgenden Teilprozessen mit den zugehörigen Zeiten [siehe 12.1.12 Zeit-Einlegehub S.92]:

Greifer für Fertigteil ausfahren	0,212 s
Fertigteil greifen	0,1 s
Maschine: Futter öffnen	0,2 s
Greifer für Fertigteil einfahren	0,212 s
Wechselkopf schwenken	0,2 s
Bestückten Greifer für Halbzeug ausfahren	0,212 s
Maschine: Futter schließen	0,2 s
Halbzeug lösen	0,1 s
Greifer für Halbzeug einfahren	0,212 s

Die Kommunikations- und Schaltzeiten benötigen im Schnitt Millisekunden und können daher vernachlässigt werden. Somit ergibt sich eine Wechselzeit von 1,65 s wie in Abbildung 44 dargestellt ist.

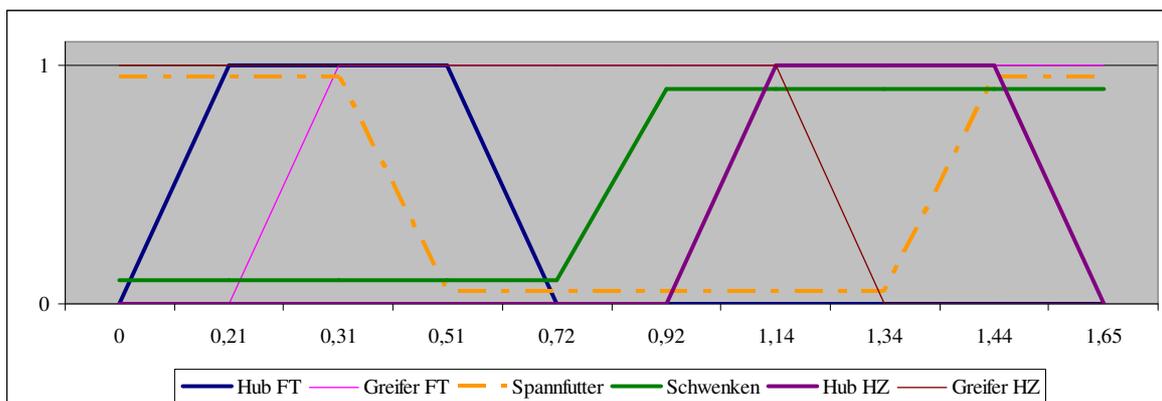


Abbildung 44: Werkstückwechselzeit

### 7.3 Gelenkarm

Der Gelenkarm dient dazu, den Wechselkopf entweder in Maschinen- oder Ablagestellung zu positionieren. Zusätzlich ist auch noch eine Warteposition vorgesehen, damit die beiden Arbeitsplätze frei zugänglich bleiben. Um diese drei Positionen anfahren zu können, ist ein Bewegungsfreiheitsgrad mit zwei Endlagen und einer Mittelposition notwendig. Der Einsatz von mechanisch gekoppelten Armen, die durch zwei Pneumatikzylinder positioniert werden, ist somit eine einfache Lösung. Diese Art erlaubt auch einen geringen Platzbedarf im Ruhezustand mit einer großen Reichweite des Kopfes.

#### 7.3.1 Funktion

In Abbildung 45 ist das Flussdiagramm für den Gelenkarm aufgezeichnet. Der optimale Betrieb findet entlang des dicken Pfades auf der rechten Seite statt. Dabei wird die größtmögliche Maschinenauslastung erreicht.

Bei diesem Ablauf wird immer ein Fertigteil abgelegt und im gleichen Zug ein Halbzeug aufgenommen. Danach fährt der Gelenkarm in Warteposition 2, die ein möglichst schnelles Positionieren des Wechselkopfes in der Maschine ermöglicht, und wartet auf die Meldung „Maschine fertig, Tür offen“. Sobald diese erfolgt ist, fährt der Greifarm aus und der Wechselkopf vollführt den Austausch in der Maschine, wie er in 7.2.1 beschrieben ist. Nach dem Wechsel wird der Gelenkarm wieder zurück in die Warteposition gezogen und die Freigabe für die Maschine zur Bearbeitung gegeben. In der Zwischenzeit wurde aus der Ablage das Fertigteil entfernt und ein neues Halbzeug platziert, damit der beschriebene Vorgang wieder von neuem begonnen werden kann.

Die anderen Zweige des Flussdiagramms stellen die Bewegungsabläufe dar, falls nicht der optimale Prozess gefahren werden kann, bzw. den Startvorgang, wenn sich noch kein Werkstück im Prozess befindet.

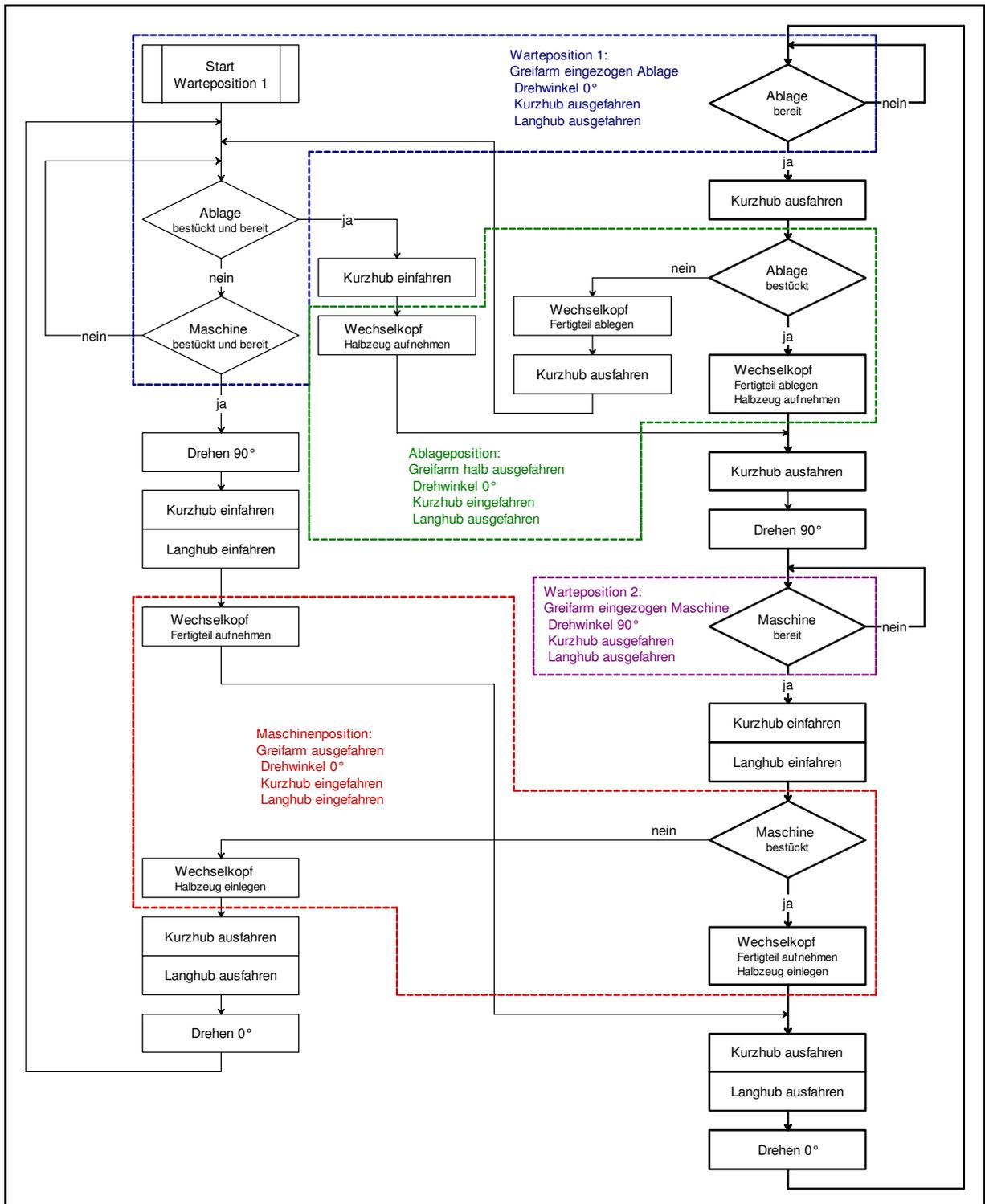


Abbildung 45: Gelenkarm – Flussdiagramm

Die umrandeten Gebiete in Abbildung 45 stellen die Positionen dar, die der Gelenkarm im normalen Betrieb einnehmen kann, sie entsprechen den Zuständen in Abbildung 34.

### 7.3.2 Mechanische Ausführung

Um eine hohe Steifigkeit auf kleinem Bauraum zu erreichen, wurde als Werkstoff für den Gelenkarm Stahl gewählt, da aus dem höheren Elastizitätsmodul gegenüber Aluminium eine höhere Steifigkeit resultiert. Der Vorteil der geringeren Dichte des

Aluminiums und somit größeren Profilrohren mit höheren Widerstandsmomenten ist durch die beschränkte Baubreite nicht nutzbar. Ein weiterer Vorteil von Stahl ist seine bessere Schweißbarkeit. Außerdem besitzt Stahl einen geringeren Längendehnungskoeffizient als Aluminium und ist damit thermisch stabiler.

Als Grundkonstruktion wurde ein parallelkinematisch gekoppelter Gelenkarm gewählt, die in Abbildung 46 zu sehen ist. Dabei wurde auf eine symmetrische Ausführung zugunsten der Endlagen verzichtet. Durch diese Maßnahme ist ein Rückzug des Kopfes über das vordere Lager möglich. Somit liegt der Gesamtschwerpunkt zwischen den beiden Lagerstellen und kann genau über der Drehachse des Tisches positioniert werden. Ein weiterer Vorteil der asymmetrischen Konstruktion ist ein geringer Platzbedarf im eingezogenen Zustand und somit ein kleiner Stellraum vor der Maschine, der gute Zugänglichkeit bzw. auch einen Einsatz bei beengten Aufstellverhältnissen ermöglicht.

Die Hauptabmessungen des Gelenkarms wurden iterativ ermittelt, wobei neben dem Einhalten der Vorgabeparameter Hauptaugenmerk auf die Kopfbewegung gelegt wurde. Notwendig sind eine Kopfdrehung von  $45^\circ$  und eine Einlegetendenz von oben, um nicht mit der Maschinenverkleidung zu kollidieren. In der Ablageposition muss der Kopf senkrecht stehen, damit bei einer Drehung des Wechselkopfes die Greifachsen vertikal stehen und somit die Teile von oben in die Ablage eingelegt werden. Ein Winkel von  $45^\circ$  in der Wechselposition ermöglicht hingegen eine optimale Platzausnutzung während der Manipulation innerhalb der Maschine.

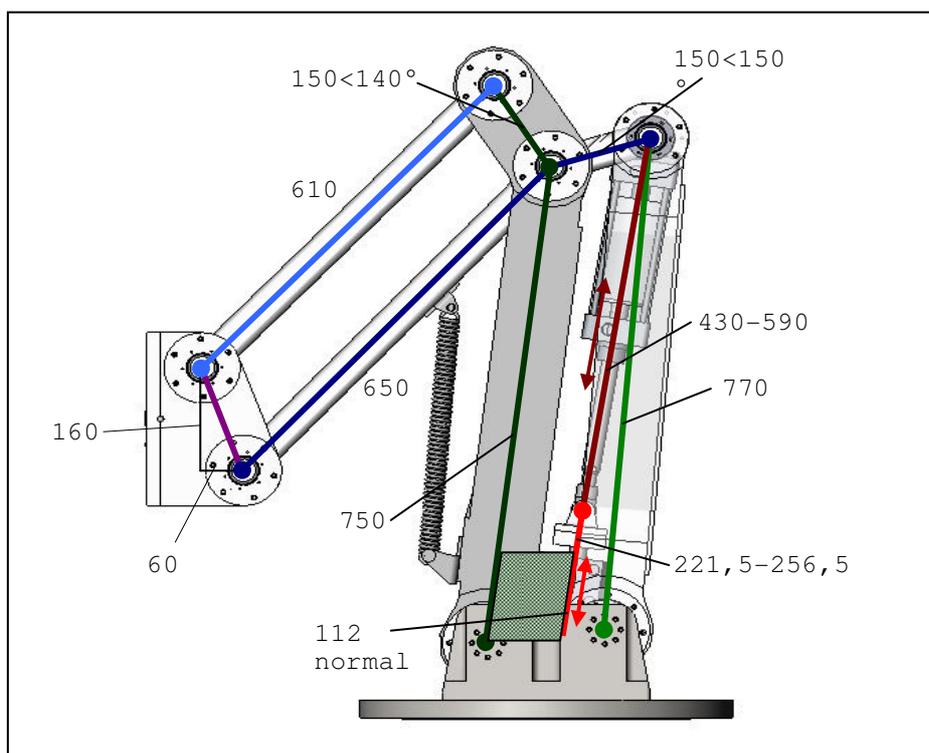


Abbildung 46: Gelenkarm - Kinematische Struktur

Die in Abbildung 46 verzeichneten Abmessungen (in mm) ergeben eine Zugweite von 945 mm und eine Absenkung von 301 mm, dabei muss allerdings noch eine eventuelle Verkürzung der Zugweite durch die Kopfdrehung mit einberechnet werden.

Durch den Antrieb sollen drei mögliche Positionen (Abbildung 47) angefahren werden: ganz eingefahren die Drehposition mit dem Schwerpunkt über der Drehachse (damit wird ein möglichst geringes Trägheitsmoment für die Hauptdrehung erreicht), die Ablageposition mit senkrechter Kopffläche und die Wechselposition mit weiter Auskragung. Ein Rückziehen hinter die Ablageposition ist notwendig, um nicht während der Drehung mit abgesetzten Bauteilen zu kollidieren.

Verwirklicht wird der Antrieb zwischen diesen Positionen mit Hilfe von zwei seriell montierten Hubzylindern. Theoretisch können durch diese Stellglieder vier Positionen angefahren werden, wobei nur drei genutzt werden. Platziert sind die Zylinder zwischen den beiden Fußstangen des Gelenkarms, wodurch Bauraum eingespart wird. Zusätzlich liegt ein Schutz gegen mechanische Beschädigung vor.

Zur Entlastung der Hubzylinder ist eine Zugfeder zwischen der unteren Fußstange und der unteren Kopfstange eingebaut. Dadurch werden die Zug- und Druckkräfte auf die Zylinder erheblich reduziert.

Der soeben beschriebene Aufbau mit den Teilen ist in Abbildung 48 zu sehen.

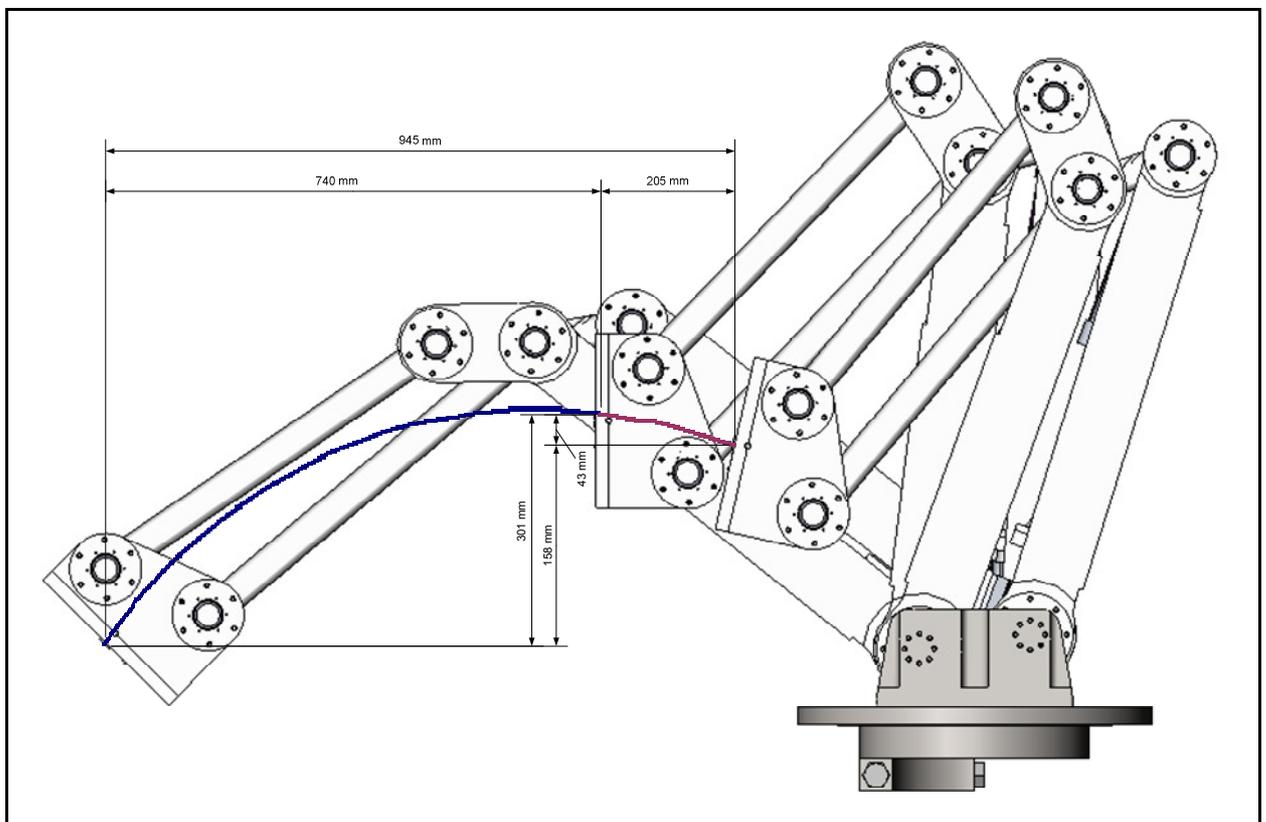
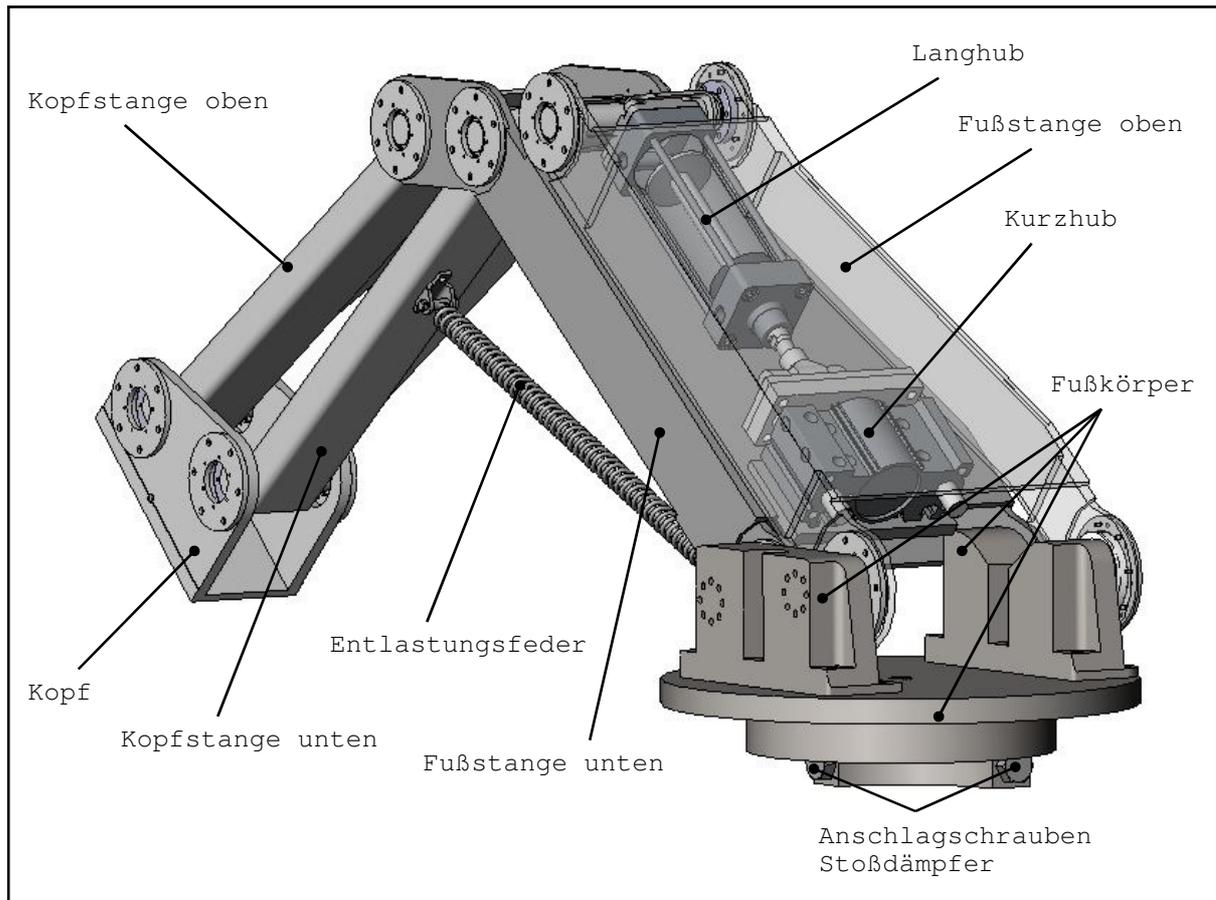


Abbildung 47: Gelenkarm - Positionen



**Abbildung 48: Gelenkarm**

Die Ansteuerung des Gelenkarmes erfolgt auf die gleiche Art wie die des Wechselkopfes mit den in Tabelle 6 angeführten Ein- und Ausgängen.

**Tabelle 6: Gelenkarm - Anschlüsse**

P_LH-1	Druckversorgung Langhub 1
P_LH-2	Druckversorgung Langhub 2
E_LH-1	Endlagensensor Langhub eingefahren
E_LH-2	Endlagensensor Langhub ausgefahren
P_KH-1	Druckversorgung Kurzhub 1
P_KH-2	Druckversorgung Kurzhub 2
E_KH-1	Endlagensensor Kurzhub eingefahren
E_KH-2	Endlagensensor Kurzhub ausgefahren

### 7.3.3 Mechanische Berechnung

Ein Großteil der Berechnung wurde mit Unterstützung der 3D-CAD Software Solid Works und den Zusatzanwendungen Cosmos Works (FEM) und Cosmos Motion (MKSD) durchgeführt.

In Tabelle 7 sind die Berechnungen aufgeführt, die an den Einzelteilen bzw. am gesamten Gelenkarm angestellt wurden. Die genauen Berechnungsergebnisse sind im Anhang einzusehen. Die Prüfung der Zylinder auf Energieaufnahme und Angriffskräfte stellte den kritischsten Teil der Konstruktion dar. Lagerkräfte und Spannungen im Gelenkarm fielen weit unterhalb der Belastungsgrenzen aus, da ein Optimierungskriterium eine

möglichst hohe Steifigkeit des Systems ist und somit die großen Baumaße die Festigkeitswerte in den Hintergrund stellen.

**Tabelle 7: Gelenkarm - Bauteilberechnung**

Bauteil	Berechnung
Langhub	Energieaufnahme, Kräfte
Kurzhub	Energieaufnahme, Kräfte
Lager	Belastung
Gelenkarm	Belastung
Gelenkarm - Kopf	Steifigkeit

### 7.3.4 Steifigkeit

Um hohe Verfahrgeschwindigkeiten zu erreichen, ist eine hohe Steifigkeit des Gelenkarmes notwendig. Dabei ist vor allem die Wechselposition ausschlaggebend, da zum einen dort möglichst hohe Geschwindigkeiten erreicht werden sollen und zum anderen durch die weite Auskragung die geringsten Steifigkeiten zu erwarten sind.

Für die Berechnung wurde mit Hilfe von Cosmos Works die Auslenkung des Kopfes unter Aufbringung von unterschiedlichen Kräften bestimmt und daraus die Steifigkeit des Gesamtsystems ermittelt. Dabei wurden jeweils Kräfte von 100, 200 und 500 N in allen drei Hauptrichtungen angesetzt und die Verschiebungen der Eckpunkte der Kopfmontagefläche gemessen. Aus diesen vier Werten kann man die Lageänderung des Kopfes in Richtung und Winkel herausrechnen (siehe Abbildung 49 - Abbildung 52) und daraus die Steifigkeit (wie in Tabelle 8 und Tabelle 9 angegeben) ermitteln. Die genauen Werte können im Anhang eingesehen werden.

Für die Achsrichtungen in Wechselposition gilt:

X	horizontal normal auf die gedachte Maschinendrehachse
Y	vertikal normal auf die gedachte Maschinendrehachse
Z	gedachte Maschinendrehachse
$c_{x/y/z}$	lineare Steifigkeit in X/Y/Z
$c_r$	lineare radiale Steifigkeit (Summe X/Y)
$\gamma_{x/y/z}$	rotatorische Steifigkeit um X/Y/Z
$s_{ab}$	Verschiebung Richtung b durch Kraft Richtung a
$\gamma_{ab}$	Verdrehung um b durch Kraft Richtung a

**Tabelle 8: Lineare Steifigkeit**

Belastungsrichtung	$c_x$ [N/ $\mu\text{m}$ ]	$c_y$ [N/ $\mu\text{m}$ ]	$c_r$ [N/ $\mu\text{m}$ ]	$c_z$ [N/ $\mu\text{m}$ ]
<b>X</b>	4,47	(-)12,03	4,19	131,39
<b>Y</b>	(-)12,23	1,83	1,81	(-)813,49
<b>Z</b>	125,65	(-)723,98	122,83	3,63

Tabelle 9: Rotatorische Steifigkeiten

Belastungsrichtung	$\gamma_x$ [N/"]	$\gamma_y$ [N/"]	$\gamma_z$ [N/"]
<b>X</b>	(-) 616,72	(-) 243,74	169,47
<b>Y</b>	278,15	(-) 328,05	7,77
<b>Z</b>	(-) 29,50	(-) 19,46	149,65

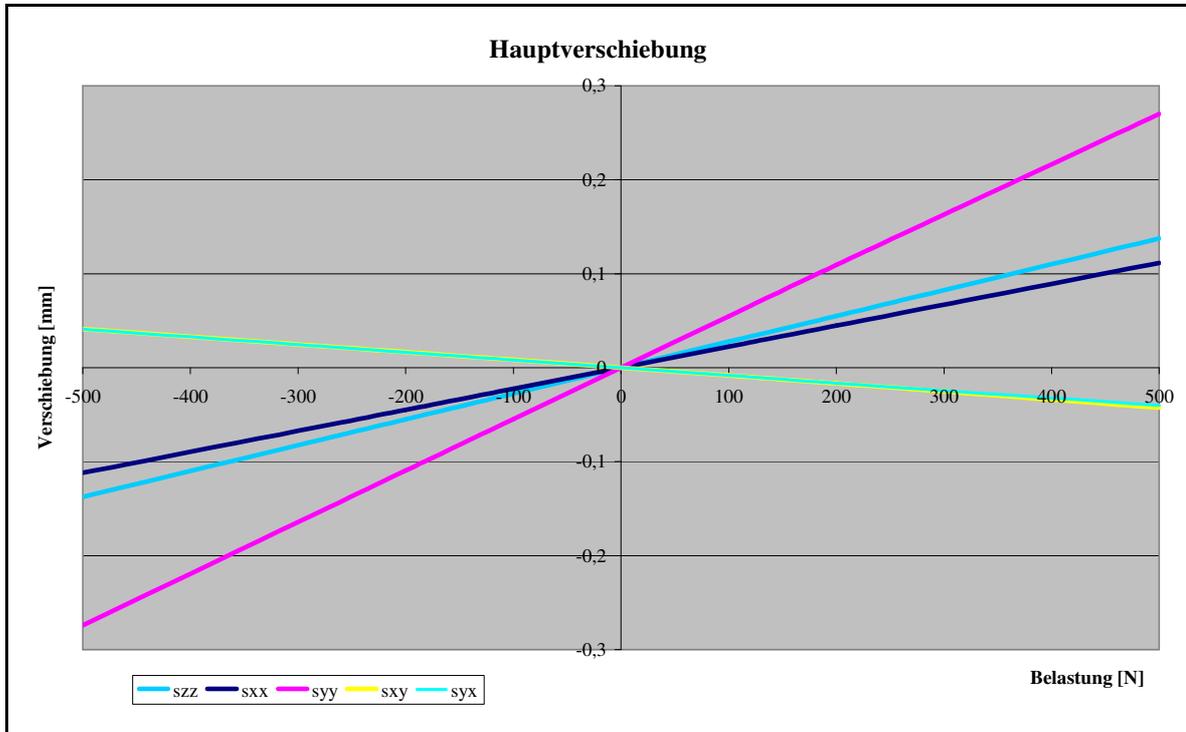


Abbildung 49: Verschiebung über Belastung (Hauptwerte)

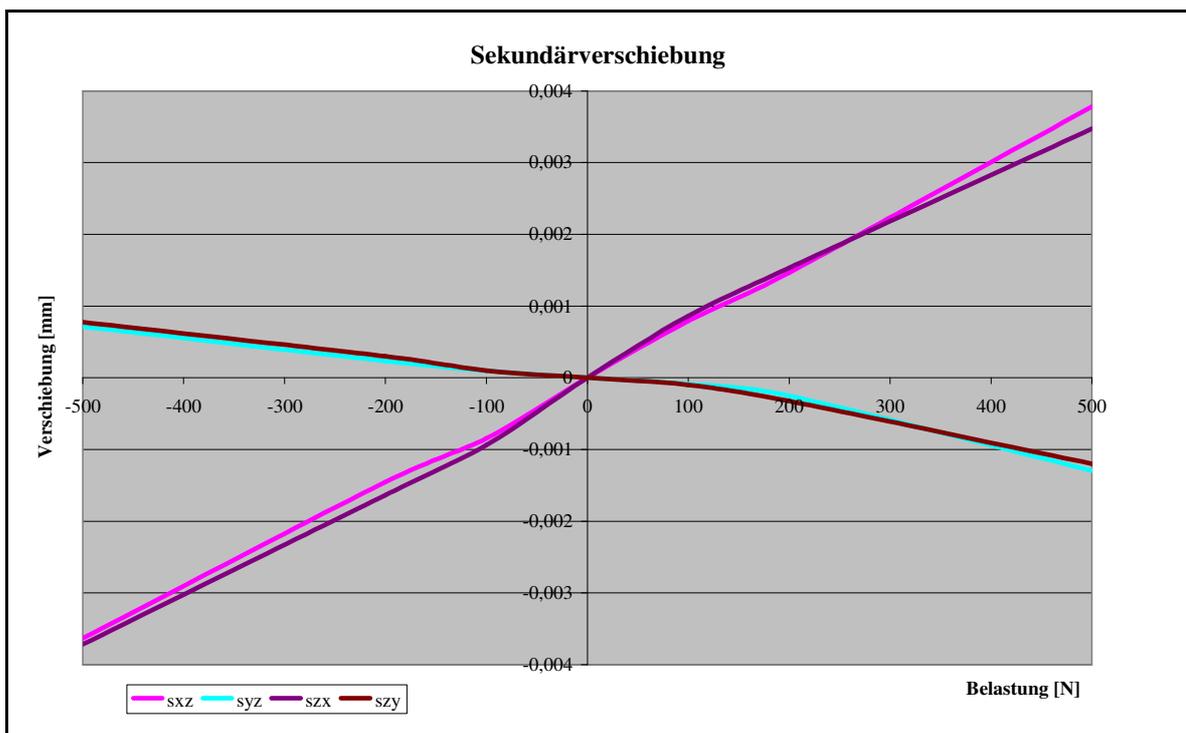


Abbildung 50: Verschiebung über Belastung (Sekundärwerte)

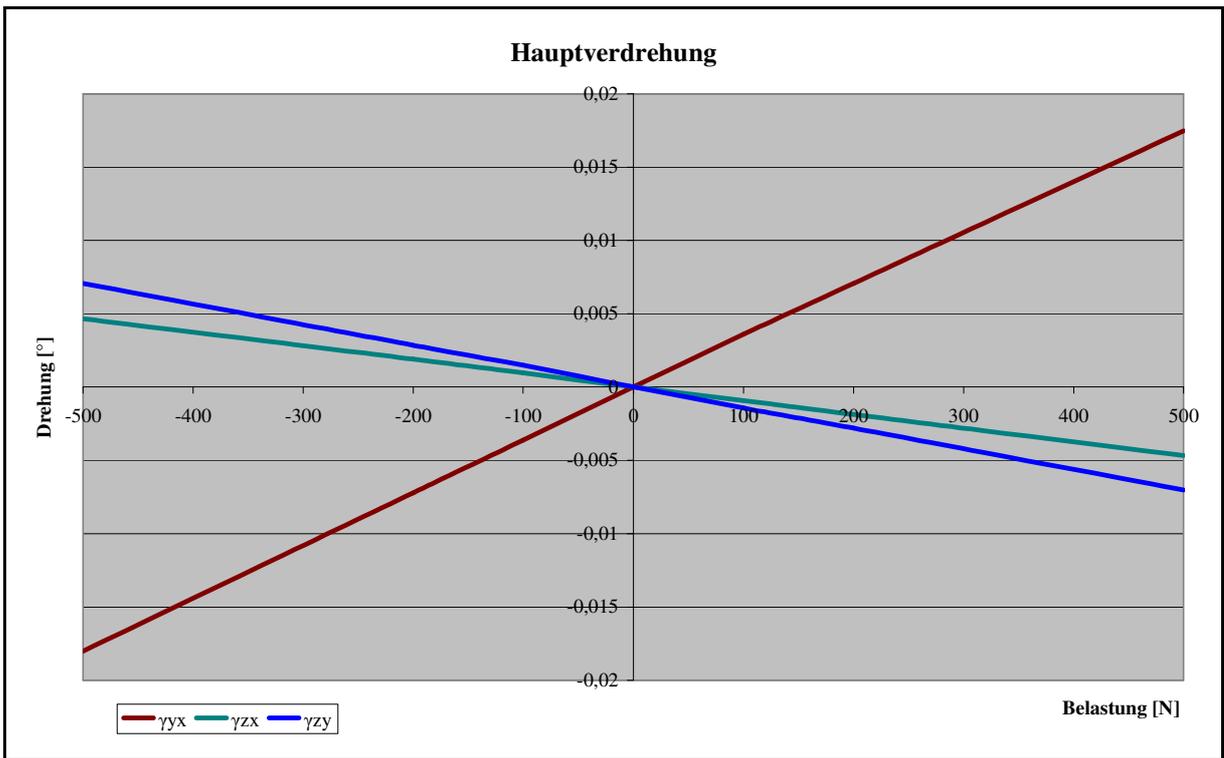


Abbildung 51: Verdrehung über Belastung (Hauptwerte)

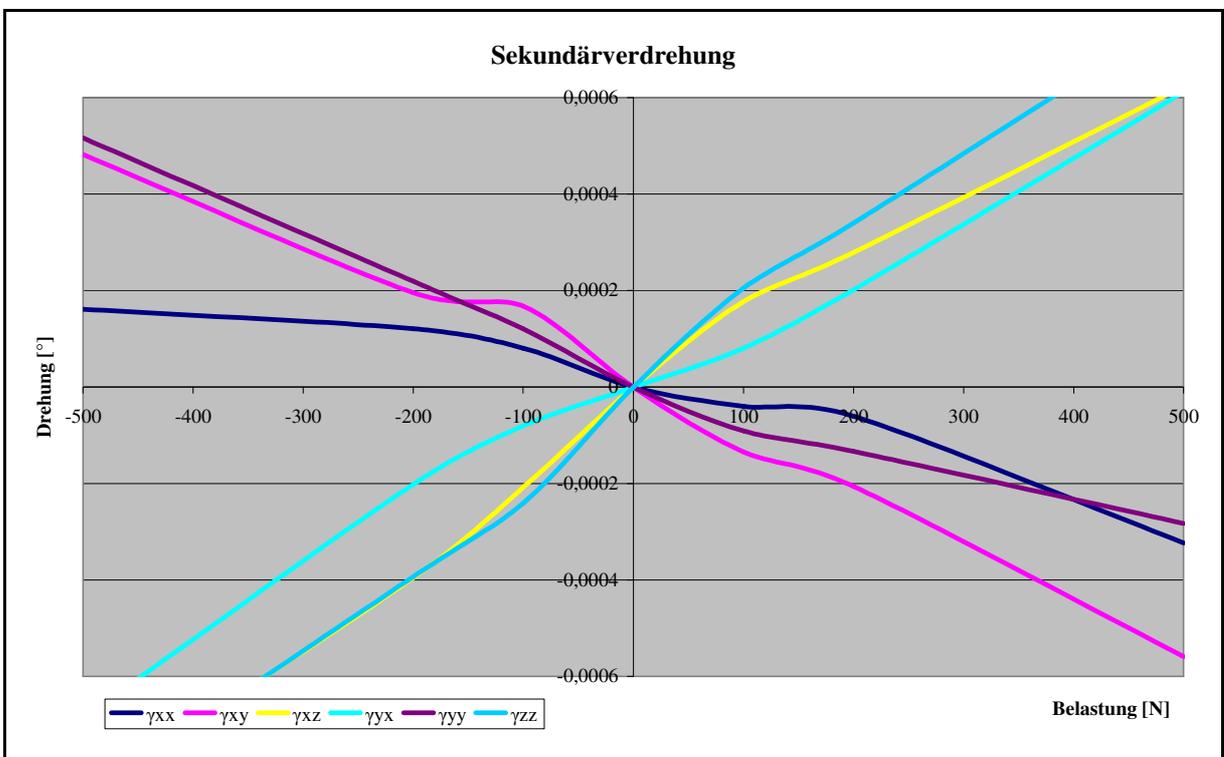


Abbildung 52: Verdrehung über Belastung (Sekundärwerte)

## 7.4 Grundgestell

Das Grundgestell nimmt die restlichen Teile des Systems auf. Anforderung daran ist eine einfache und stabile Konstruktion. Zusätzlich soll bei dieser Ausführung eine Positionierbarkeit in drei Richtungen gegeben sein sowie eine möglichst einfache Montage und Demontage des Manipulators. Das Grundgestell trägt auch den Drehantrieb für den Gelenkarm.

### 7.4.1 Mechanische Ausführung

Primäres Konstruktionsziel war eine möglichst einfache und stabile Ausführung, die leicht an alle Standflächen angepasst werden kann, sowie einen schnellen Auf- und Abbau erlaubt. Zentraler Teil des Grundgestelles ist die Traverse. Diese kann über vier Fußstangen horizontal ausgerichtet werden und trägt die Lageraufnahme für die Gelenkarmmontage. Zusätzlich sind in die Traverse noch der Schaltschrank integriert und zwei Querträger (siehe Abbildung 53, Transportauflage), die den Transport mit Hilfe eines Handhubwagens (Ameise) ermöglichen.

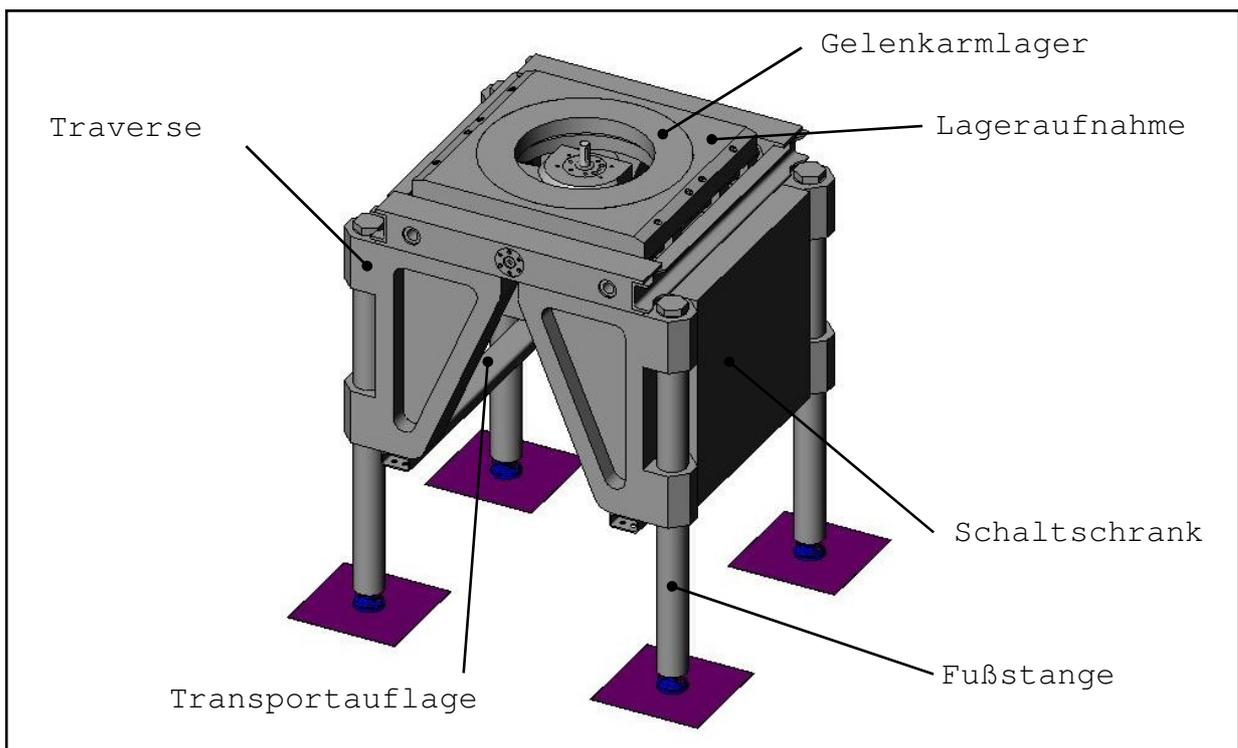


Abbildung 53: Grundgestell

Die vier Fußstangen sind an den oberen Auflagepunkten mit Gewinden versehen. Das gesamte System kann darüber grob höhenverstellt werden. Die feine Ausrichtung erfolgt danach über die standardisierten Fußelemente, die an der Unterseite angebracht sind (Abbildung 54).

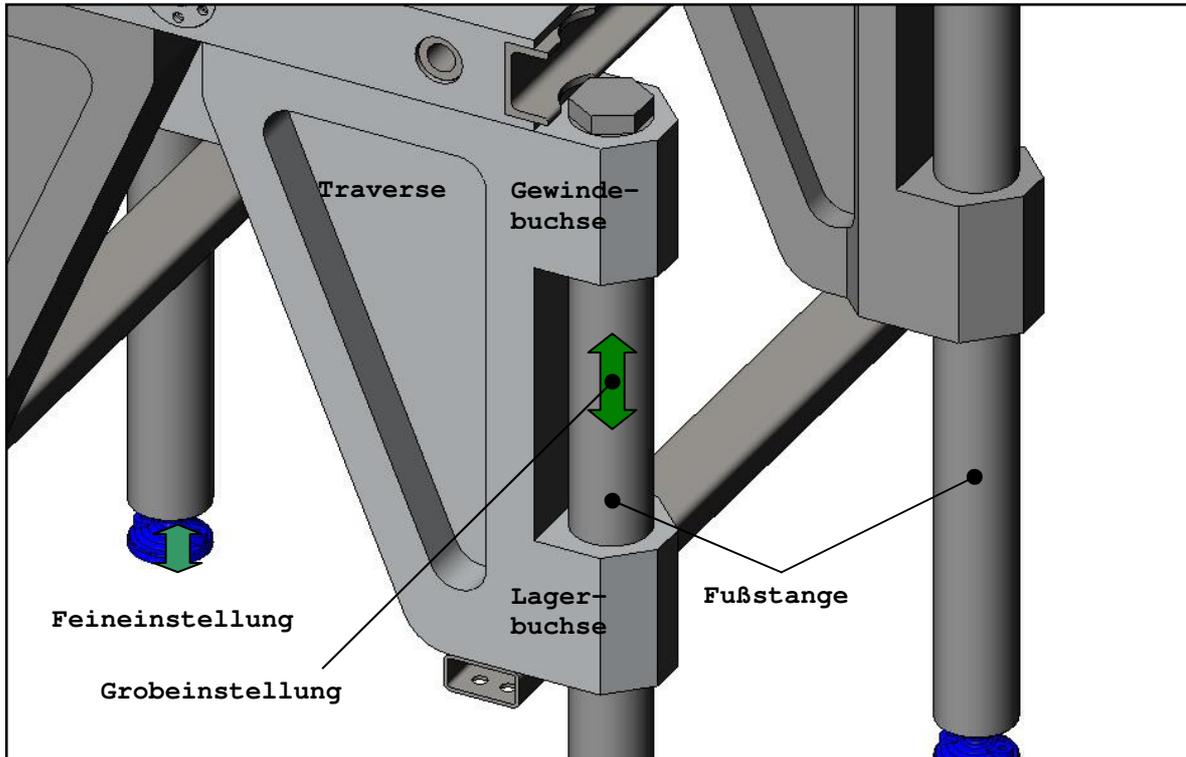


Abbildung 54: Grundgestell - Höheneinstellung

Die Lageraufnahme ist entlang von zwei Führungsstangen um 50 mm verschiebbar (Abbildung 55). Dabei erfolgt die Aufstellung so, dass diese Führungsstangen normal auf die Maschinenachse stehen (X-Richtung).

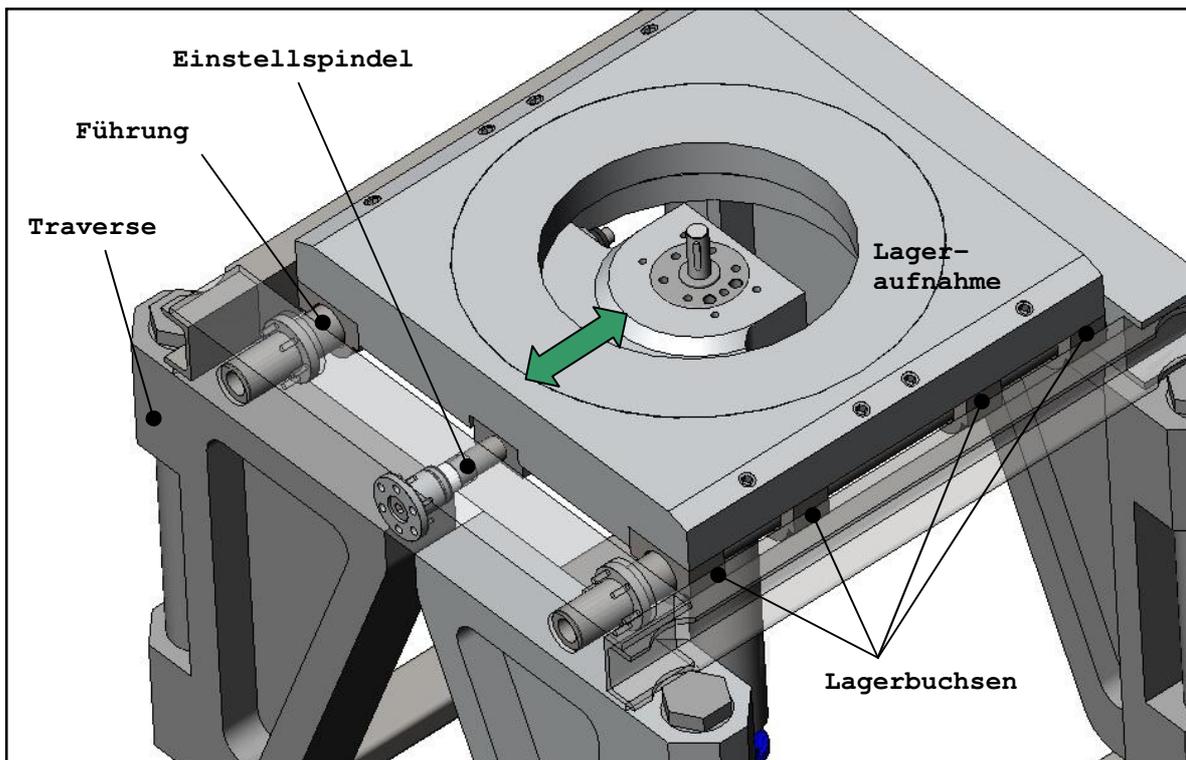
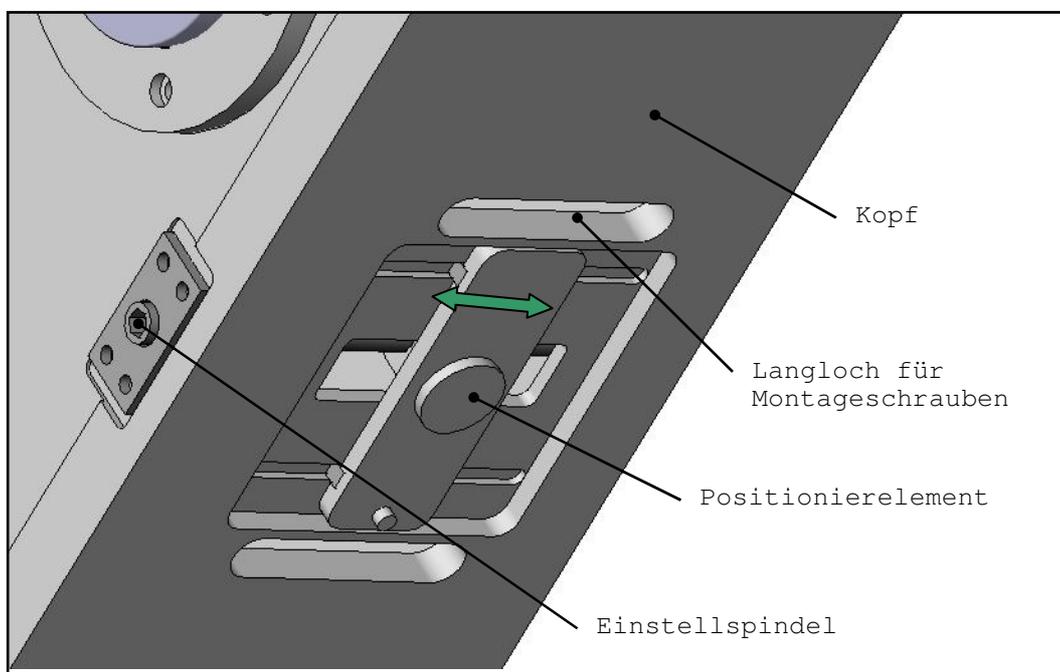


Abbildung 55: Grundgestell - Tiefeneinstellung

Durch diese beiden Einstellmöglichkeiten ist der Gelenkarm radial zur Maschinenachse in einem weiten Feld ausrichtbar. Zusätzlich kann die Drehweite durch pneumatische Dämpfungselemente mit Anschlag noch so weit eingestellt werden, dass die Greifachsen in Wechselposition mit der Maschinenspindel fluchten.

Die dritte lineare Einstellung in Richtung der Greifachsen wurde in den Kopf integriert. Dadurch hat sich die Konstruktion erheblich vereinfacht, da auf einen Kreuzschlitten verzichtet werden konnte. Dafür wurde ein um 50 mm linear verschiebbares Positionierelement für den Wechselkopf eingebaut, womit die Einstellung über eine Spindel erfolgt. Anschließend wird der Kopf über die Montageschrauben fixiert.



**Abbildung 56: Gelenkarmkopf - Einstelleinheit**

Die Einstellung erfolgt in folgenden Schritten:

- Grobes Positionieren des Systems mit dem Handwagen
- Ausfahren des Gelenkarmes in Maschinenstellung
- Die Fußstangen bis zum Boden ausschrauben und verankern
- Handwagen entfernen
- Den Gelenkarm mit dem hinteren Stoßdämpferanschlag für die Drehung normal auf die Maschinenachse ausrichten
- Mit den Fußelementen die Höhe justieren und die Lageraufnahme in Waage bringen
- Mit der Traverseneinstellung die Einlegeachsen mit der Maschinenachse fluchten
- Fußelemente und Traverse fixieren
- Mit der Einstellung am Kopf den axialen Abstand zum Backenfutter einstellen
- Wechselkopf mit Schrauben fixieren
- In Ablageposition fahren und die Ablage ausrichten

Mit dieser Einstellroutine ist es möglich, das System in kurzer Zeit aufzubauen und einzurichten.

#### 7.4.2 Mechanische Berechnung

Da der Drehantrieb auf dem Grundgestell montiert ist, erfolgt die Berechnung für diese Einheit und die zugehörigen Stoßdämpfer hier, obwohl der Bewegungsablauf eher dem Gelenkarm zuzuordnen ist.

Weiters ist eine Prüfung des Drehlagers erfolgt, obwohl aufgrund der großen Einbaumaße das Lager weit überdimensioniert ist.

Zuletzt erfolgt noch eine Ermittlung der Fußkräfte und der Sicherheit gegen Kippen. An und für sich ist das System ausreichend stabil, um auch ohne Fußbefestigung in vollem Umfang einsetzbar zu sein, allerdings empfiehlt es sich trotzdem, die Füße am Boden zu montieren, um die Genauigkeit zu erhöhen. Auch wird dadurch ein Verrücken durch Stöße verhindert.

**Tabelle 10: Grundgestell - Bauteilberechnungen**

Bauteil	Berechnung
Drehantrieb	Antriebsmoment
Stoßdämpfer	Energieaufnahme
Drehlager	Lagerbelastung
Standfläche	Kräfte, Kippsicherheit

## 8 Fazit

Das in dieser Arbeit konzipierte Einlegegerät ist für die CNC-Drehmaschine Gildemeister CTX 210 optimiert, kann aber für jede annähernd gleich große Maschine genutzt werden. Durch den modularen Aufbau stellt es auch keine Schwierigkeit dar, mit geringem konstruktivem Aufwand dieses Drehmaschinen-spektrum zu erweitern. Dasselbe gilt für den Wechselkopf (unterschiedliche Werkstückgrößen) und das Montagegestell (andere Aufstellungsmöglichkeiten).

Für den Einsatz in der Praxis erfolgt als nächster Schritt die Produktion und Montage des Prototyps. An diesem können die errechneten und simulierten Kennwerte wie Wechselgeschwindigkeit und Steifigkeit verifiziert werden. Vor allem der Ermittlung der Wiederholgenauigkeit kommt dabei eine besondere Bedeutung zu.

Zusätzlich zu diesen Versuchen ist es noch notwendig, ein geeignetes Sicherheitskonzept für den Arbeitsraum zu erstellen, das ebenso leicht aufgebaut und betriebsbereit gesetzt werden kann wie das Einlegegerät. Zur Überlegung stehen dabei vorrangig Systeme mit optischen Sensoren, die direkt an das Montagegestell angebracht werden können.

Das entworfene System ermöglicht es, eine automatisierte Fertigung für Kleinserien zeiteffizient und kosteneffektiv umzusetzen, dies vor allem durch den schnellen Aufbau und das leichte Einrichten. Dadurch können auch Maschinen, die vorwiegend für die Einzelfertigung gedacht sind, je nach Auftragslage in eine Serienproduktion eingebunden werden. Diese Ausprägung ist vor allem für kleine und mittlere Unternehmen interessant, die vorwiegend in der Einzelfertigung tätig sind und mit diesem System ihre Maschinen für eine zeitweilige Serienfertigung einsetzen können, ohne einen wesentlich kostenintensiveren Industrieroboter anschaffen zu müssen. Ein weiteres Anwendungsgebiet ergibt sich bei automatischen Fertigungszellen. In diesem Fall kommt vor allem der rasche Wechselzyklus zum Tragen. In Verbindung mit einem Industrieroboter, der weitere Tätigkeiten wie Entgraten, Reinigen und Beschriften übernimmt, können durch die Trennung der Prozesszyklen sowohl die Drehmaschine als auch der Roboter optimal genutzt werden.

## 9 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Teilfunktionen des Handhabens.....	3
Abbildung 2: Allgemeine Gliederung von Arbeitsgut.....	5
Abbildung 3: Werkstückmerkmale.....	6
Abbildung 4: Beispiele für typische Werkstückgrundformen...	7
Abbildung 5: Teilfunktionen des Handhabens nach VDI.....	9
Abbildung 6: Fertigungsschritte.....	9
Abbildung 7: VDI Symbole Speichern.....	10
Abbildung 8: VDI Symbole Menge verändern.....	11
Abbildung 9: VDI Symbole Bewegen.....	12
Abbildung 10: VDI Symbole Sichern.....	12
Abbildung 11: Unterschiedliche Möglichkeiten des Greifens.	13
Abbildung 12: VDI Symbole Kontrollieren.....	14
Abbildung 13: Abstreifdorn.....	14
Abbildung 14: Flussdiagramm eines Produktionsablaufes.....	15
Abbildung 15: Gliederung von Bewegungseinrichtungen.....	16
Abbildung 16: Lamellenmotor.....	20
Abbildung 17: Kennlinien für Druckluftmotoren.....	21
Abbildung 18: Drehstromasynchronmotor (Kurzschlussläufer).	24
Abbildung 19: Funktion Gleichstrommaschine.....	25
Abbildung 20: Drehstromsynchronmotor ohne Lager.....	26
Abbildung 21: Schrittmotor.....	27
Abbildung 22: Kurvensteuerung.....	30
Abbildung 23: Manuelle Beladung einer Drehmaschine.....	34
Abbildung 24: Beispiele für Einlegegeräte.....	35
Abbildung 25: Serienmäßige Einlegegeräte.....	35
Abbildung 26: Gelenkarmroboter / Portalroboter.....	36
Abbildung 27: Stangenlader.....	37
Abbildung 28: Drehzentrum mit verfahrbarer Spindel.....	38
Abbildung 29: Musterwerkstück.....	41
Abbildung 30: Gildemeister CTX 210.....	42
Abbildung 31: Gildemeister CTX 210 Abmessungen.....	42
Abbildung 32: Versuchsaufbau.....	43
Abbildung 33: Messpunkte und Häufigkeitsverteilung.....	43
Abbildung 34: Zustandsdiagramm Manipulator.....	44
Abbildung 35: Werkstättenlayout mit Arbeiter.....	45
Abbildung 36: Werkstättenlayout direkt.....	46
Abbildung 37: Werkstättenlayout mit Roboter.....	47
Abbildung 38: Gesamtkonzept - Flussdiagramm.....	49
Abbildung 39: Wechselkopf - Flussdiagramm.....	52
Abbildung 40: Wechselkopf.....	53
Abbildung 41: Greifeinheit.....	54
Abbildung 42: Schwenkeinheit.....	55
Abbildung 43: Dreheinheit.....	55
Abbildung 44: Werkstückwechselzeit.....	57
Abbildung 45: Gelenkarm - Flussdiagramm.....	59
Abbildung 46: Gelenkarm - Kinematische Struktur.....	60
Abbildung 47: Gelenkarm - Positionen.....	61
Abbildung 48: Gelenkarm.....	62

Abbildung 49: Verschiebung über Belastung (Hauptwerte) . . . .	64
Abbildung 50: Verschiebung über Belastung (Sekundärwerte) .	64
Abbildung 51: Verdrehung über Belastung (Hauptwerte) . . . . .	65
Abbildung 52: Verdrehung über Belastung (Sekundärwerte) . . .	65
Abbildung 53: Grundgestell . . . . .	66
Abbildung 54: Grundgestell - Höheneinstellung . . . . .	67
Abbildung 55: Grundgestell - Tiefeneinstellung . . . . .	67
Abbildung 56: Gelenkarmkopf - Einstelleinheit . . . . .	68
Abbildung 61: Greifbacke - Randbedingungen . . . . .	88
Abbildung 62: Greifbacke - Spannungen . . . . .	88
Abbildung 63: Greifkörper - Randbedingungen . . . . .	89
Abbildung 64: Greifkörper - Spannungen . . . . .	89
Abbildung 65: Schwenkkörper - Randbedingungen . . . . .	90
Abbildung 66: Schwenkkörper - Spannungen . . . . .	90
Abbildung 67: Schwenkhalter - Randbedingungen . . . . .	91
Abbildung 68: Schwenkhalter - Spannungen . . . . .	91
Abbildung 69: Einlegezeit . . . . .	92
Abbildung 70: Gelenkarm - lineare Geschwindigkeiten . . . . .	93
Abbildung 71: Gelenkarm - rotatorische Geschwindigkeiten . .	94
Abbildung 72: Fußstange unten - Kraftsystem . . . . .	97
Abbildung 73: Fußstange oben - Kraftsystem . . . . .	98
Abbildung 74: Kopfstange unten - Kraftsystem . . . . .	99
Abbildung 75: Kopfstange oben - Kraftsystem . . . . .	100
Abbildung 76: Kopf - Kraftsystem . . . . .	100
Abbildung 77: Zylinder Langhub - Kraftsystem . . . . .	101
Abbildung 78: Gelenkarm - FEM-Berechnung . . . . .	107
Abbildung 79: Gelenkarm - Punkte für Steifigkeitsmessung .	108
Abbildung 80: Drehlager - Lagerkräfte . . . . .	115
Abbildung 81: Grundgestell - Kraftsystem . . . . .	117

**10 Tabellenverzeichnis**

<i>Tabelle 1: Drehfelddrehzahlen bei 50 Hz Netz.....</i>	<i>24</i>
<i>Tabelle 2: Gegenüberstellung Beschickungsgeräte.....</i>	<i>39</i>
<i>Tabelle 3: Peripherie - Kommunikationsleitungen.....</i>	<i>50</i>
<i>Tabelle 4: Wechselkopf - Anschlüsse.....</i>	<i>56</i>
<i>Tabelle 5: Wechselkopf - Bauteilberechnungen.....</i>	<i>56</i>
<i>Tabelle 6: Gelenkarm - Anschlüsse.....</i>	<i>62</i>
<i>Tabelle 7: Gelenkarm - Bauteilberechnung.....</i>	<i>63</i>
<i>Tabelle 8: Lineare Steifigkeit.....</i>	<i>63</i>
<i>Tabelle 9: Rotatorische Steifigkeiten.....</i>	<i>64</i>
<i>Tabelle 10: Grundgestell - Bauteilberechnungen.....</i>	<i>69</i>
<i>Tabelle 11: Buchsen: Lastfälle.....</i>	<i>82</i>
<i>Tabelle 12: Buchsen: Äquivalente Lagerbelastungen.....</i>	<i>82</i>
<i>Tabelle 13: Gelenkarmteile - Bewegungsdaten.....</i>	<i>94</i>
<i>Tabelle 14: Gelenkarmteile - Energien.....</i>	<i>94</i>
<i>Tabelle 15: Gelenkarmteile - Massenwerte.....</i>	<i>102</i>
<i>Tabelle 16: Gelenkarmteile - Federkräfte.....</i>	<i>102</i>
<i>Tabelle 17: Gelenkarmteile - Abmessungen.....</i>	<i>103</i>
<i>Tabelle 18: Gelenkarmteile - Beschleunigungen.....</i>	<i>104</i>
<i>Tabelle 19: Werte der Ergebnismatrix.....</i>	<i>104</i>
<i>Tabelle 20: Lösung.....</i>	<i>105</i>
<i>Tabelle 21: Gelenkarmteile - Absolute Kräfte.....</i>	<i>105</i>
<i>Tabelle 22: Kräfte auf Zylinder.....</i>	<i>107</i>
<i>Tabelle 23: Verschiebung durch Schwerkraft.....</i>	<i>108</i>
<i>Tabelle 24: Verschiebung durch Kraft in X-Richtung.....</i>	<i>109</i>
<i>Tabelle 25: Verschiebung durch Kraft in Y-Richtung.....</i>	<i>110</i>
<i>Tabelle 26: Verschiebung durch Kraft in Z-Richtung.....</i>	<i>111</i>

## 11 Quellenverzeichnis

### Literatur:

- [1] Berling, Bernhard; Thrun, Werner; Vogt, Wolfgang  
(<sup>6</sup>2002): *Kaspers/Küfner, Messen - Steuern - Regeln*,  
Hrsg. Heinrich, Berthold, Wiesbaden: Friedr. Vieweg &  
Sohn Verlag/ GWV Fachverlag GmbH (ISBN: 3-528-54062-1)
- [2] Groß, Hans; Hamann, Jens; Wiegärtner, Georg (2006):  
*Technik elektrischer Vorschubantriebe in der  
Fertigungs- und Automatisierungstechnik*, Hrsg. Siemens  
Aktiengesellschaft, Erlangen: Publicis Corporate  
Publishing (ISBN: 978-3-89578-149-0)
- [3] Hesse, Stefan (2006): *Grundlagen der  
Handhabungstechnik*, München u.a.: Carl Hansen Verlag  
(ISBN: 978-3-446-40473-1)
- [4] Homborg, Gerhard; u.a. (1993): *Friedrich, Tabellenbuch  
Metall- und Maschinentechnik*, Bonn: Ferd. Dümmers  
Verlag (ISBN: 3-427-51032-8)
- [5] Kremser, Andreas (<sup>3</sup>2008): *Elektrische Maschinen und  
Antriebe, Grundlagen, Motoren und Anwendungen*,  
Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag/GWV Fachverlag GmbH  
(ISBN: 978-3-8351-0173-9)
- [6] Kurz, Ulrich; Hintzen, Hans; Laufenberg, Hans (<sup>3</sup>2004):  
*Konstruieren Gestalten Entwerfen*, Wiesbaden: Friedr.  
Vieweg & Sohn Verlag/ GWV Fachverlag GmbH [zuerst 2000]  
(ISBN: 3-528-23841-0)
- [7] Matek, Wilhelm; u.a. (<sup>13</sup>1995): *Roloff/Matek  
Maschinenelemente*, Braunschweig: Friedr. Vieweg & Sohn  
Verlagsgesellschaft mbH [zuerst 1963]  
(ISBN: 3-528-74028-0)
- [8] Schmid, Dietmar; u.a. (<sup>11</sup>2008): *Steuern und Regeln, Für  
Maschinenbau und Mechatronik*, Haan-Gruiten: Verlag  
Europa-Lehrmittel, Nourney, Vollmer GmbH & Co. KGG  
(ISBN: 978-3-8085-1042-1)
- [9] SMC B3(2005): *Best in Automation Band 3, Pneumatische  
Standardantriebe*, Korneuburg: SMC Pneumatik GmbH
- [10] SMC B4(2005): *Best in Automation Band 4, Pneumatische  
Spezialantriebe*, Korneuburg: SMC Pneumatik GmbH

- [11] SMC B5(2005): *Best in Automation Band 5, Schwenkantriebe Greifer*, Korneuburg: SMC Pneumatik GmbH
- [12] THK (2006): *General Catalog, Linear Motion Systems, A Technical Descriptions of the Products*, Japan: THK CO., LTD.
- [13] THK (2006): *General Catalog, Linear Motion Systems, B Product Specifications*, Japan: THK CO., LTD.
- [14] VDI 2860 (1990): *VDI - Richtlinie 2860, Montage- und Handhabungstechnik*, Düsseldorf: Beuth Verlag GmbH
- [15] Watter, Holger (<sup>2</sup>2008): *Hydraulik und Pneumatik, Grundlagen und Übungen - Anwendungen und Simulation*, Wiesbaden: Vieweg+Teubner/ GWV Fachverlag GmbH  
[zuerst 2007] (ISBN: 978-3-8348-0539-3)
- [16] Weck, Manfred; Brecher, Christian (<sup>6</sup>2005): *Werkzeugmaschinen Maschinenarten und Anwendungsbereiche*, Berlin Heidelberg: Springer Verlag  
(ISBN: 978-3-540-22504-1)

**Internet :**

- [17] Boshrexroth, Indradyn H (2004): *Grafik Indradyn H*, in: [http://www.boschrexroth.com/business\\_units/brc/subwebsites/product\\_catalogue/img\\_produktkatalog\\_de/antriebstechnik\\_bilder\\_de/indradyn/IndraDyn\\_H\\_600.jpg](http://www.boschrexroth.com/business_units/brc/subwebsites/product_catalogue/img_produktkatalog_de/antriebstechnik_bilder_de/indradyn/IndraDyn_H_600.jpg)  
[8. Juli 2009]
- [18] EMAG Holding GmbH (2007): *Vertikale multifunktionale Drehzellen, VLC 630, VLC 800, VLC 1200*, in: [http://www.emag.de/fileadmin/content/emag-webseite/doks/Prospekte/EMAG\\_VLC\\_de.pdf](http://www.emag.de/fileadmin/content/emag-webseite/doks/Prospekte/EMAG_VLC_de.pdf)  
[10. Juli 2009]
- [19] Expert-Tünkers GmbH (2009): *Grafik Kurvensteuerung*, in: [http://www.expert-international.com/d/aktuelles/img/Hub-Senk-Foerderer\\_Bild3.jpg](http://www.expert-international.com/d/aktuelles/img/Hub-Senk-Foerderer_Bild3.jpg)  
[8. Juli 2009]
- [20] Gildemeister (2007): *CNC-Universal-Drehmaschinen, CTX 10er-Baureihe*, in: [http://www.gildemeister.com/query/internet/v3/pdl.nsf/25e2767354420862c1256e3f003bbf7b/\\$file/pt1de07\\_ctx210310410510.pdf](http://www.gildemeister.com/query/internet/v3/pdl.nsf/25e2767354420862c1256e3f003bbf7b/$file/pt1de07_ctx210310410510.pdf)  
[10. Juli 2009]
- [21] Haas Automation (2009): *Hochproduktive Lösungen, Haas SL-20 mit automatischem Werkstücklader*, in: [http://www.haascnc.com/lang/highprod/Highprod\\_APL.asp?intLanguageCode=1031#highprod](http://www.haascnc.com/lang/highprod/Highprod_APL.asp?intLanguageCode=1031#highprod)  
[10. Juli 2009]

- [22] Haas Automation (2009): *Hochproduktive Lösungen, Stangenlader*, in:  
[http://www.haascnc.com/lang/highprod/Highprod\\_ABF.asp?intLanguageCode=1031#highprod](http://www.haascnc.com/lang/highprod/Highprod_ABF.asp?intLanguageCode=1031#highprod)  
 [10. Juli 2009]
- [23] Hainbuch (2008): *Hainbuch Katalog 2008*, in:  
[http://www.hainbuch.com/cms/upload/german/brochures/Hainbuch\\_Katalog\\_2008\\_oP\\_D\\_mit\\_IVZ.pdf](http://www.hainbuch.com/cms/upload/german/brochures/Hainbuch_Katalog_2008_oP_D_mit_IVZ.pdf)  
 [10. Juli 2009]
- [24] Hubert Kranz GmbH (2002): *Grafik Manuelle Beschickung*, in: <http://www.kranz-metallbearbeitung.de/cncdrehmaschine.jpg>  
 [8. Juli 2009]
- [25] Hüntelmann, Maschinen und Stahlbau GmbH (o.J.): *Grafik Manuelle Beschickung mit Kran*, in:  
<http://www.huentelmann.com/images/p1010375600x410.jpg>  
 [9. Juli 2009]
- [26] Nova Swiss (2009): *Grafik Portalroboter*, in:  
[http://www.nova-swiss.ch/images/Bild\\_01.jpg](http://www.nova-swiss.ch/images/Bild_01.jpg)  
 [10. Juli 2009]
- [27] Vogel Business Media GmbH & Co. KG (o.J.): *Grafik Gelenkarmroboter*, in:  
<http://www.maschinenmarkt.vogel.de/imgserver/bdb/169600/169693/original.jpg>  
 [10. Juli 2009]
- [28] Wikipedia, Ersteller MusterTapete (2006): *Datei: Lamellenmotor.png*, in:  
<http://de.wikipedia.org/wiki/Datei:Lamellenmotor.png>  
 [8. Juli 2009]
- [29] Wikipedia, Ersteller Algos (2007): *Datei: Gleichstrommaschine.svg*, in:  
<http://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Datei:Gleichstrommaschine.svg>  
 [6. Juli 2009]

## 12 Anhang

### 12.1 Berechnungen Wechselkopf

#### 12.1.1 Greifereinheit Haltekraft

m	0,1	kg	Werkstückmasse [Kap.6.1]
a	31,25	m/s <sup>2</sup>	maximale Axialbeschleunigung [Kap.12.1.4]
L	20	mm	Greifabstand seitlich
H	25	mm	Greifabstand Höhe
$\mu$	0,25		Reibungskoeffizient Stahl/Stahl [4, S.2-10]
p	0,3	MPa	Arbeitsdruck [11, S.25-5]
$F_H$	28	N	Haltekraft Greifer [11, S.25-4]
$F_D$		N	Normalkraft auf die Halteflächen
$F_R$		N	Reibhaltekraft
$F_A$		N	Austriebskraft durch die Beschleunigung

$$F_A = m \cdot a$$

$$F_A = 0,1 \cdot 31,25$$

$$F_A = 3,125$$

$$F_D = \frac{F_H}{2} \cdot \cos(30)$$

$$F_D = \frac{28}{2} \cdot \cos(30)$$

$$F_D = 16,165$$

$$F_R = 4 \cdot \mu \cdot F_D$$

$$F_R = 4 \cdot 0,25 \cdot 16,165$$

$$F_R = 16,165$$

$$F_R > F_A \quad \checkmark$$

$$16,165 > 3,125$$

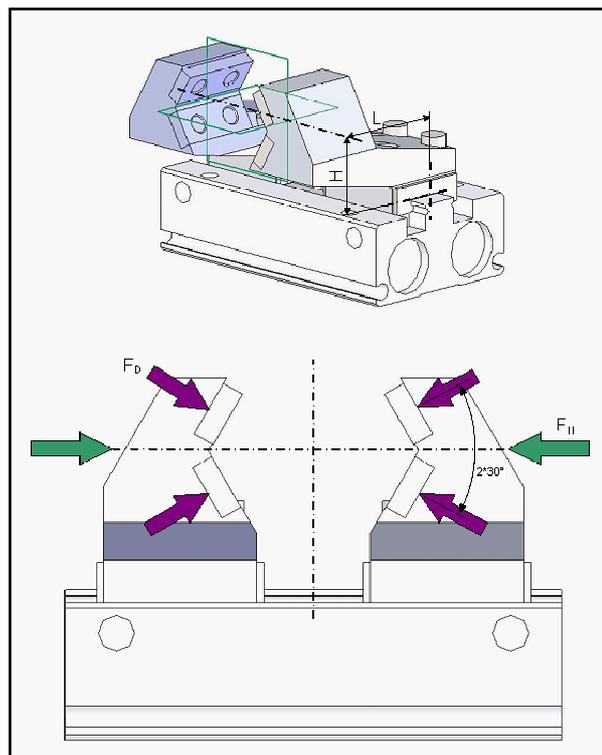


Abbildung 57: Greifeinheit -  
Kräfte/ Abmessungen

### 12.1.2 Auswahl Einlegezylinder

m	0,6	kg	bewegte Masse
l	100	mm	Hub
P		MPa	Betriebsdruck
F		N	Zylinderkraft

Auswahl über Hubgewicht [10, S.11-6]

**SMC/CY1R10H-100**

$$\Rightarrow P = 0,5 \text{ MPa}$$

$$\Rightarrow F = 39 \text{ N}$$

### 12.1.3 Stoßdämpfer für Einlegehub

**Lastfall:** abwärts mit Zylinder [9, S.23-2/23-3]

$F_1$	39	N	Zylinderkraft
v	0,5	m/s	Aufprallgeschwindigkeit
s	0,004	m	Dämpferhub
m	0,6	kg	bewegte Masse
$E_1$		Nm	kinetische Energie
$E_2$		Nm	potentielle Energie des Zylinders
E		Nm	Bremsenergie
$E_{zul}$		Nm	zulässige Energieaufnahme

$$E_1 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$$

$$E_1 = \frac{1}{2} \cdot 0,6 \cdot 0,5^2$$

$$E_1 = 0,075$$

$$E_2 = F_1 \cdot s$$

$$E_2 = 39 \cdot 0,004$$

$$E_2 = 0,156$$

$$E = E_1 + E_2$$

$$E = 0,075 + 0,156$$

$$E = 0,2274$$

Auswahl des Stoßdämpfers **SMC/RB0604** mit einer zulässigen Energieaufnahme von 0,5 Nm [9, S.23-1]

### 12.1.4 Verzögerung des Greifkopfes

**Annahme:** Der Kopf wird durch den Stoßdämpfer **SMC/RB0604** mit konstanter Beschleunigung abgebremst.

$a$	$m/s^2$	Beschleunigung
$v$	$m/s$	Geschwindigkeit
$v_0$	$0,5 \text{ m/s}$	Aufprallgeschwindigkeit
$s$	$m$	Weg
$s_e$	$0,004 \text{ m}$	Bremsweg [9, S.23-1]

$$a = \text{const}$$

$$v = \int a \cdot dt$$

$$s = \int v \cdot dt$$

$$v = a \cdot t + v_0$$

$$s = a \frac{t^2}{2} + v_0 t$$

Randbedingungen:

$$v(0) = v_0$$

$$v(t_{\max}) = 0$$

$$s(0) = 0$$

$$s(t_{\max}) = s_e$$

$$\Rightarrow a = 31,25 \text{ m/s}^2$$

### 12.1.5 Lineare Lagerbuchsen

Die Belastung der Linearbuchsen setzt sich aus mehreren Momenten und Radialkräften zusammen.

#### Moment durch exzentrischen Stoßdämpfer:

$l$	39,15 mm	Normalabstand
$F_a$	39 N	Antriebskraft [10, S.11-2]
$F_{SD}$	39 N	Dämpferreaktion
$M_{SD}$	Nmm	Moment durch Dämpfer

$$M_{SD} = F_a \cdot l$$

$$M_{SD} = 39 \cdot 39,15$$

$$M_{SD} = 1626,85$$

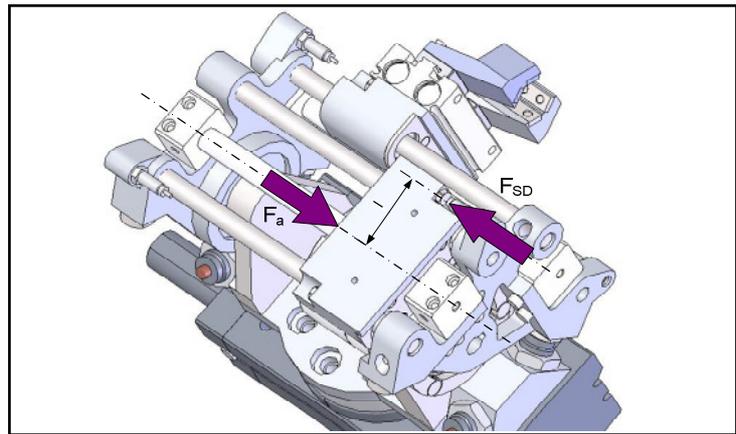


Abbildung 58: Buchsen - Stoßdämpfermoment

#### Moment durch Massenträgheit bei Hubbewegung:

$m$	0,6 kg	Greifermasse mit Werkstück
$a$	31,25 m/s <sup>2</sup>	Beschleunigung [Kap.12.1.4]
$l$	36,5 mm	Abstand Schwerachse - Stoßdämpfer
$F_a$	N	Massenkraft
$M_{MT}$	Nmm	Moment durch Dämpfer

$$F_a = m \cdot a$$

$$F_a = 0,6 \cdot 31,25$$

$$F_a = 18,75$$

$$M_{MT} = F_a \cdot l$$

$$M_{MT} = 18,75 \cdot 36,5$$

$$M_{MT} = 684,375$$

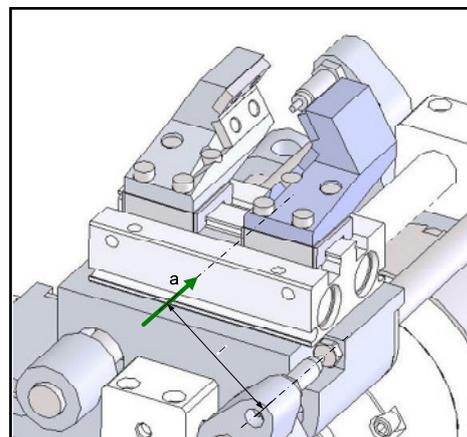


Abbildung 59: Buchsen - Trägheitsmoment

**Gewichtskraft:**

m	0,6	kg	Greifermasse mit Werkstück
g	9,81	m/s <sup>2</sup>	Erdbeschleunigung
F <sub>G</sub>		N	Gewichtskraft

$$F_G = m \cdot g$$

$$F_G = 0,6 \cdot 9,81$$

$$F_G = 5,886$$

**Radialkräfte durch Schwenkung:**

m	0,6	kg	Greifermasse mit Werkstück
a	88,768	m/s <sup>2</sup>	Bremsbeschleunigung [Kap.12.1.6]
r <sub>SD</sub>	0,054	m	Radialabstand Stoßdämpfer
r <sub>MM</sub>	0,075	m	Radialabstand Greifkopfschwerpunkt
F <sub>T</sub>		N	Trägheitskraft

$$F_T = m \cdot a \cdot \frac{r_{MM}}{r_{SD}}$$

$$F_T = 0,6 \cdot 88,768 \cdot \frac{0,075}{0,054}$$

$$F_T = 73,97$$

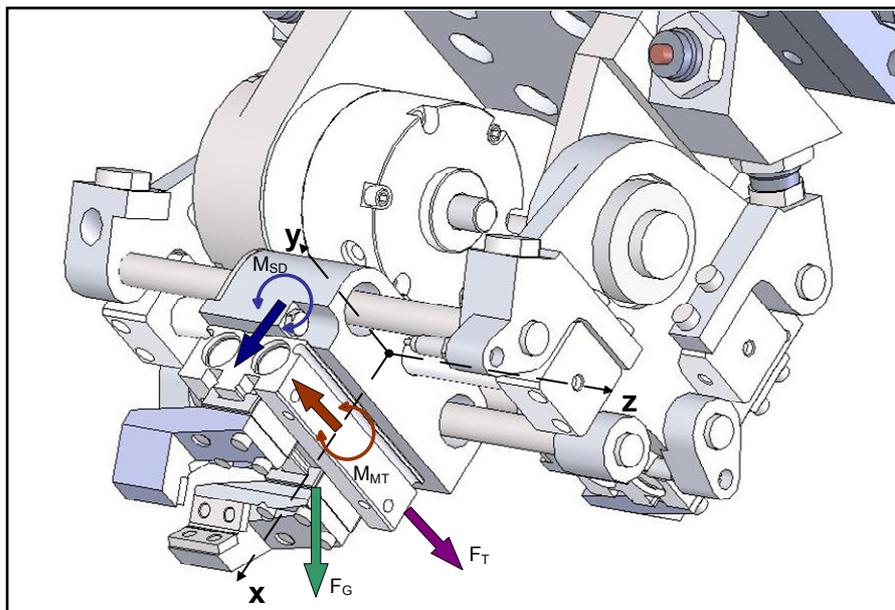
**Belastung:**

Abbildung 60: Buchsen - Lastfälle

In Tabelle 11 sind einige Lastfälle des Kopfes angeführt. Die Hauptbeanspruchung tritt dabei beim Anschlagen auf den Stoßdämpfer am Ende der Hubbewegung auf. Da das System durch die Verwendung von zwei Linearlagern überbestimmt ist, werden zur Vereinfachung für die Berechnung alle Kräfte zu 70% auf eine Buchse reduziert.

Tabelle 11: Buchsen: Lastfälle

Lastfall	$F_G$	$F_T$	$M_{SD}$	$M_{MT}$
1) konstante Bewegung	+X/-Y	0	0	0
2) linear angeschlagen	+X/-Y	0	+X	0
3) linear anfahren	+X/-Y	0	+X	+Y
4) schwenken anfahren	+X/-Y	-Y	+X	0

$F_G$	5,886	N	Gewichtskraft
$F_T$	73,97	N	Trägheitskraft
$M_{SD}$	1626,85	Nmm	Moment durch Dämpfer
$M_{MT}$	684,375	Nmm	Moment durch Trägheitskräfte
$\alpha$	45	°	Winkel zwischen $F_G$ und $F_T$
$F$		N	Lagerkraft
$M$		Nmm	Lagermoment
$P$		N	reduzierte äquivalente Lagerkraft [12, S.A-538]
$K$	0,389	1/mm	Äquivalenzfaktor [12, S.A-540, LM 10, Single nut]
$C_0$	549	N	Tragzahl [13, S.B-419, LM10]

$$P = (F + K \cdot M) \cdot 70\% < C_0$$

Tabelle 12: Buchsen: Äquivalente Lagerbelastungen

Lastfall	$F_G$	$F_T$	$F$	$M_{SD}$	$M_{MT}$	$M$	$P$
1	5,866	0	5,866	0	0	0	4,1
2	5,866	0	5,866	1626,85	0	1626,85	447,1
3	5,866	0	5,866	1626,85	684,375	1764,94	484,7
4	5,866	73,97	78,23	1626,85	0	1626,85	497,8

**Auswahl:** Kugelbuchse **THK/LM10**

### 12.1.6 Schwenkverzögerung

**Annahme:** Der Wechselkopf wird durch den Stoßdämpfer **SMC/RBQ1604** mit konstanter Beschleunigung abgebremst.

$\varphi$	90	°	Schwenkwinkel
$\omega_{90}$		1/s	maximale Winkelgeschwindigkeit [11, S.12-7]
$t_{90}$	0,2	s	Schwenkdauer (90°) [Kap.12.1.7]
$v_{90}$		m/s	maximale Geschwindigkeit
$r$	0,054	m	Radialabstand Stoßdämpfer
$s$		m	Weg
$v$		m/s	Geschwindigkeit
$a$		m/s <sup>2</sup>	Beschleunigung
$s_e$	0,004	m	Bremsweg [9, S.24-9]

$$\omega_{90} = \frac{2 \cdot \varphi}{t_{90}} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}$$

$$\omega_{90} = \frac{2 \cdot 90}{0,2} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}$$

$$\omega_{90} = 15,708$$

$$v_{90} = r \cdot \omega_{90}$$

$$v_{90} = 0,054 \cdot 15,708$$

$$v_{90} = 0,8427$$

$$a = \text{const}$$

$$v = \int a \cdot dt$$

$$s = \int v \cdot dt$$

$$v = a \cdot t + v_{90}$$

$$s = a \frac{t^2}{2} + v_{90}t$$

Randbedingungen:

$$v(0) = v_{90}$$

$$v(t_{\max}) = 0$$

$$s(0) = 0$$

$$s(t_{\max}) = s_e$$

$$\Rightarrow a = 88,768 \text{ m/s}^2$$

### 12.1.7 Schwenkantrieb

$\varphi$	90	°	Schwenkwinkel
$J_{zz}$	0,009385	kgm <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment auf die Drehachse
$t$	0,2	s	Schwenkzeit [11, S.4-2]
$\alpha$		1/s <sup>2</sup>	Winkelbeschleunigung [11, S.13-5]
$T_a$		Nm	Antriebsmoment
$T_e$		Nm	effektives Drehmoment [11, S.13-5]
$p$	0,5	MPa	Betriebsdruck [11, S.4-2]

$$\alpha = \frac{2 \cdot \varphi}{t^2} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}$$

$$\alpha = \frac{2 \cdot 90}{0,2^2} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}$$

$$\alpha = 78,54$$

$$T_a = J_{zz} \cdot \alpha$$

$$T_a = 0,009385 \cdot 78,54$$

$$T_a = 0,737$$

$$T_e \geq 10 \cdot T_a$$

$$T_e \geq 10 \cdot 0,737$$

$$T_e \geq 7,37$$

=> Drehflügelantrieb **SMC/CRB2BW40-90D** ( $T_e = 7,5$  Nm)  
[11, S.4-4, CRB2BW40-90D]

### 12.1.8 Stoßdämpfer für Schwenkbewegung

$T_e$	7,5	Nm	Antriebsmoment [Kap.12.1.7]
$\omega_{90}$	15,708	1/s	Aufprallgeschwindigkeit [Kap.12.1.6]
$s$	0,004	m	Dämpferhub [Kap.12.1.6]
$r$	0,054	m	Radialabstand Stoßdämpfer
$J_{zz}$	0,009385	kgm <sup>2</sup>	Trägheitsmoment
$E_1$		Nm	kinetische Energie
$E_2$		Nm	Zylinderenergie während Bremsung
$E$		Nm	Bremsenergie [9, S.24-10/24-11]
$E_{zul}$		Nm	zulässige Energieaufnahme

$$E_1 = \frac{1}{2} \cdot J_{zz} \cdot \omega^2$$

$$E_1 = \frac{1}{2} \cdot 0,009385 \cdot 15,708^2$$

$$E_1 = 1,158$$

$$E_2 = \frac{T_e}{r} \cdot s$$

$$E_2 = \frac{7,5}{0,054} \cdot 0,004$$

$$E_2 = 0,556$$

$$E = E_1 + E_2$$

$$E = 1,158 + 0,556$$

$$E = 1,714$$

Auswahl des Stoßdämpfers 2 x **SMC/RBQ1604** mit einer zulässigen Energieaufnahme von  $2 \times 1,96 = 3,92$  Nm [9, S.24-9]

### 12.1.9 Schwenklager

Für die Berechnung der Schwenklager wurde nur der höchste Belastungsfall herangezogen. Dabei wurde die gesamte Kraft auf ein einzelnes Lager bezogen, da sich die Lageraufteilung je nach Lage der Greifer ändert.

m	2,2	kg	Schwenkkopfmasse
$F_G$		N	Gewichtskraft
$F_A$	39	N	Axialkraft durch Hubeinheit [Kap.12.1.2]
$F_D$		N	Reaktionskraft durch Schwenkverzögerung
E	1,714	Nm	Bremsenergie [Kap.12.1.8]
s	0,004	m	Bremsweg [Kap.12.1.6]
X	1		statischer Radialäquivalenzfaktor [12, S.A-862]
Y	0,44		statischer Axialäquivalenzfaktor [12, S.A-862]
P		N	reduzierte äquivalente Lagerkraft [12, S.A-862]
$C_0$	5850	N	Tragzahl [7, Tabelleteil S.118]
$f_s$	2		statischer Sicherheitsfaktor [12, S.A-862]

$$F_G = m \cdot g$$

$$F_G = 2,2 \cdot 9,81$$

$$F_G = 21,58$$

$$F_D = \frac{E}{s}$$

$$F_D = \frac{1,714}{0,004}$$

$$F_D = 293,7$$

$$P = X(F_G + F_d) + Y \cdot F_A$$

$$P = 1(21,58 + 293,7) + 0,44 \cdot 39$$

$$P = 332,44$$

$$\frac{C_0}{P} \geq f_s$$

$$\frac{5858}{332,44} \geq 2 \quad \checkmark$$

$$17,6 \geq 2$$

Auswahl des Kugellagers **DIN 616/MR10-05**

### 12.1.10 Drehantrieb

$J_{ZZ}$	0,015523	kgm <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment auf die Drehachse
$J_{SKZ}$	0,009385	kgm <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment Schwenkkopf
$m$	4,3	kg	Montagemasse Drehantrieb
$r$	0,068	m	Kraftangriffsabstand zur Flanschfläche
$\varphi$	90	°	Schwenkwinkel
$\alpha_B$	78,54	1/s <sup>2</sup>	Bremsverzögerung [Kap.12.1.7]
$\omega_{90}$		1/s	maximale Winkelgeschwindigkeit [Kap. 12.1.6]
$t_{90}$	0,3	s	Schwenkdauer (90°) [11, S.11-2]
$E$		Nm	kinetische Energie
$F_G$		N	Gewichtskraft Wechselkopf
$M$		Nm	Belastungsmoment auf den Drehantrieb

$$\omega_{90} = \frac{2 \cdot \varphi}{t_{90}} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}$$

$$E = \frac{1}{2} \cdot J_{ZZ} \cdot \omega^2$$

$$\omega_{90} = \frac{2 \cdot 90}{0,3} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}$$

$$E = \frac{1}{2} \cdot 0,015523 \cdot 10,472^2$$

$$\omega_{90} = 10,472$$

$$E = 0,851$$

Auswahl des Schwenkantriebes **SMC/MSQB70R** mit einer zulässigen Energie von 1,1 J [11, S.11-2]

#### Wellenbelastung Gewichtskraft

$$F_G = m \cdot g$$

$$F_G = 4,3 \cdot 9,81$$

$$F_G = 42,183$$

#### Wellenbelastung Moment

Das maximale Moment setzt sich aus der vom Eigengewicht hervorgerufenen Belastung und aus dem Bremsmoment bei der Schwenkverzögerung zusammen.

$$M = F_G \cdot r + \alpha_B \cdot J_{SKZ}$$

$$M = 42,183 \cdot 0,068 + 78,54 \cdot 0,009385$$

$$M = 3,6$$

Das zulässige Belastungsmoment des **SMC/MSQB70R** beträgt 12,0 Nm [11, S.13-11] und bietet daher eine Sicherheit von 3,3. Damit sind auch alle anderen möglichen Belastungen ausreichend abgedeckt.

### 12.1.11 FEM-Berechnungen

#### a) Greifbacke

Die Lagerung erfolgt an den Backenflächen, an denen das Werkstück anliegt, mit einer Fixierung ausschließlich normal auf die Fläche. Zusätzlich ist eine Lagerung in die nicht belastete Richtung an der Anschraubseitenfläche angebracht, um ein vollständig definiertes System zu erhalten. Diese Lagerung hat allerdings keinen Einfluss auf das Berechnungsergebnis. Die Spannkraft des SMC-Greifers wird an der Anschraubfläche in Spannrichtung aufgebracht.

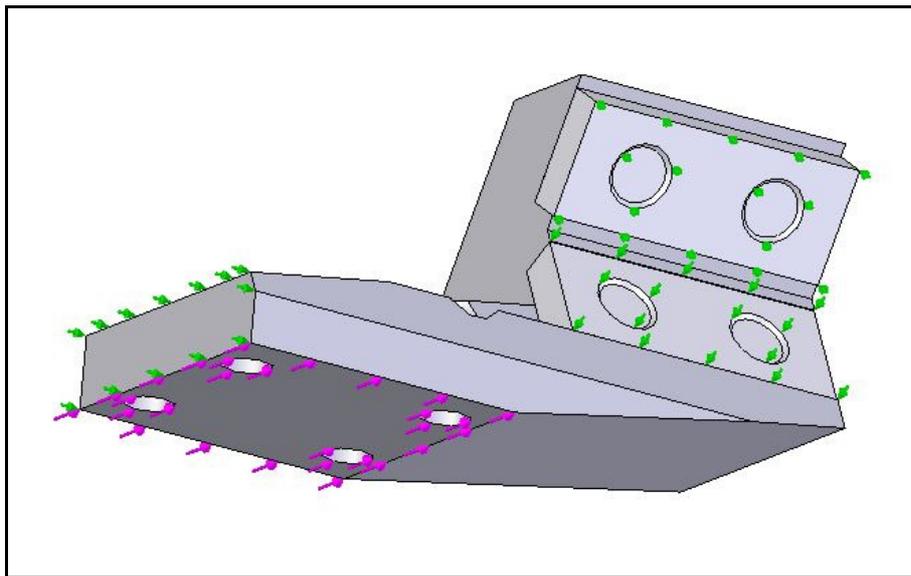


Abbildung 61: Greifbacke - Randbedingungen

Mit einer maximalen Spannungsspitze von  $7,2 \text{ N/mm}^2$  und einer flächigen Beanspruchung von  $2 \text{ N/mm}^2$  stellt die Belastung keinerlei Gefährdung für das Bauteil dar.

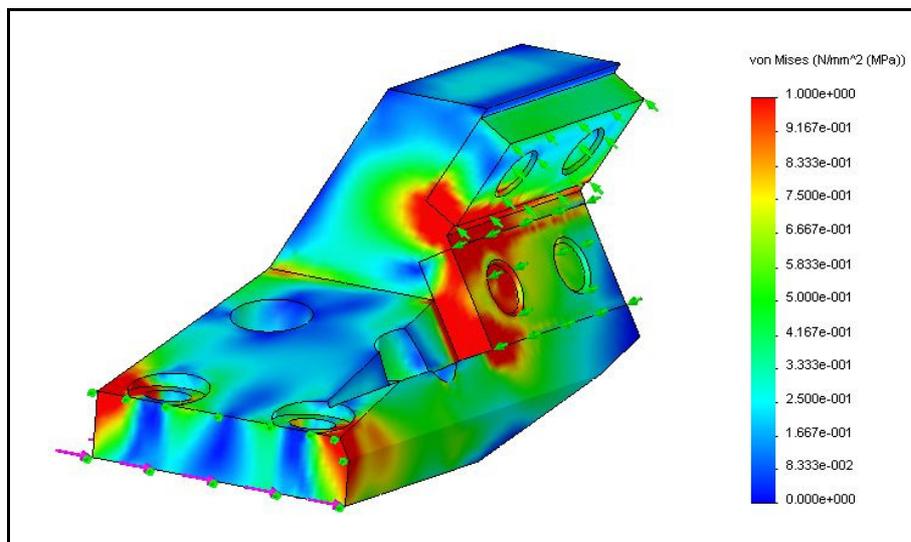


Abbildung 62: Greifbacke - Spannungen

## b) Greifkörper

Die Aufnahmen für die Linearbuchsen sind radial gelagert und eine Aufprallfläche für den Stoßdämpfer ist normal gesichert. Als Kräfte greifen die Antriebskraft des Hubzylinders und eine abgesetzte Last auf die Montagefläche des Greifzylinders an. Diese simuliert das Trägheitsverhalten der Aufbauten und ist sehr hoch angenommen, um auch größere und somit schwerere Werkstücke und Greifer abzudecken.

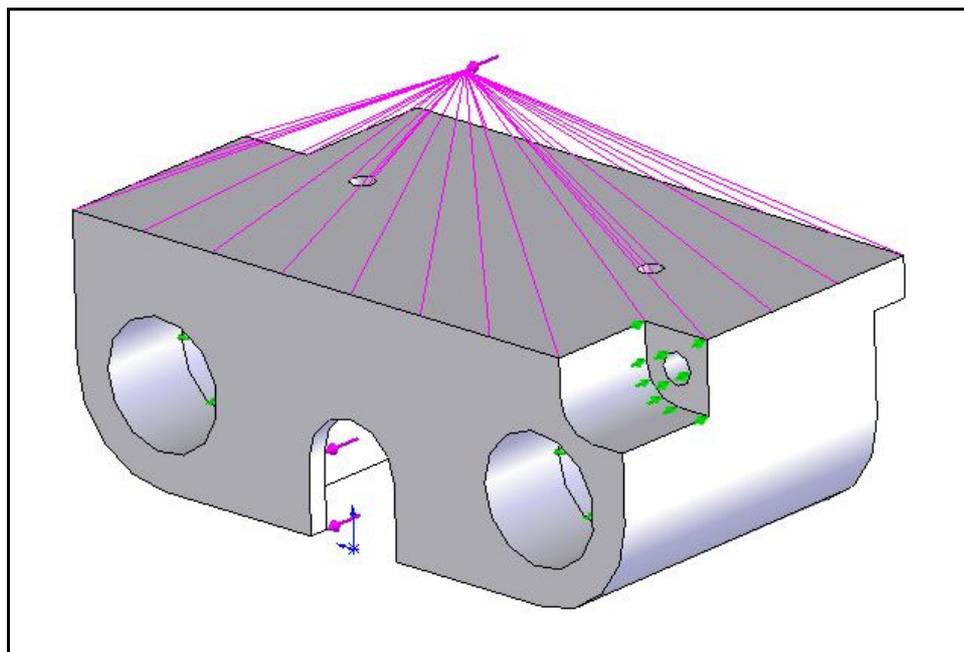


Abbildung 63: Greifkörper - Randbedingungen

Spannungsspitzen von  $3 \text{ N/mm}^2$  und weitgehende Belastungen von  $1 \text{ N/mm}^2$  stellen auch bei diesem Bauteil keine sicherheitsrelevanten Werte dar.

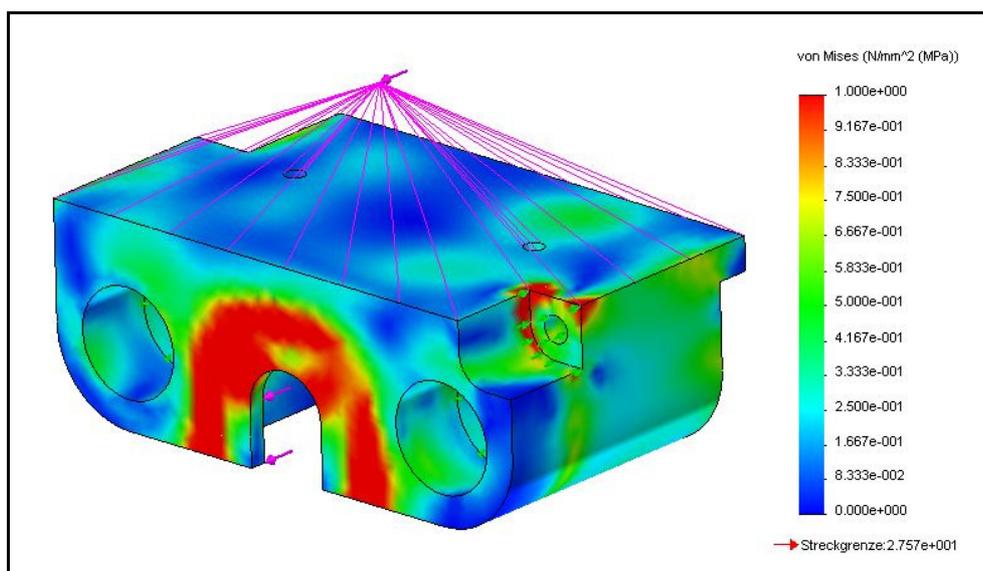


Abbildung 64: Greifkörper - Spannungen

### c) Schwenkkörper

Auf den Körper wurden alle Lasten, auch wenn sie nicht zusammen auftreten, aufgebracht. Dazu zählen die Kräfte der Hubzylinder und die zugehörigen Kräfte auf die Stoßdämpfer, das Moment vom Schwenkantrieb und die Trägheitskräfte der Greifkörper sowie zusätzlich die Schwerkraft. Die Lagerung erfolgt an den beiden Schwenklagern und den Auflagen der Stoßdämpfer für die Schwenkbewegung.

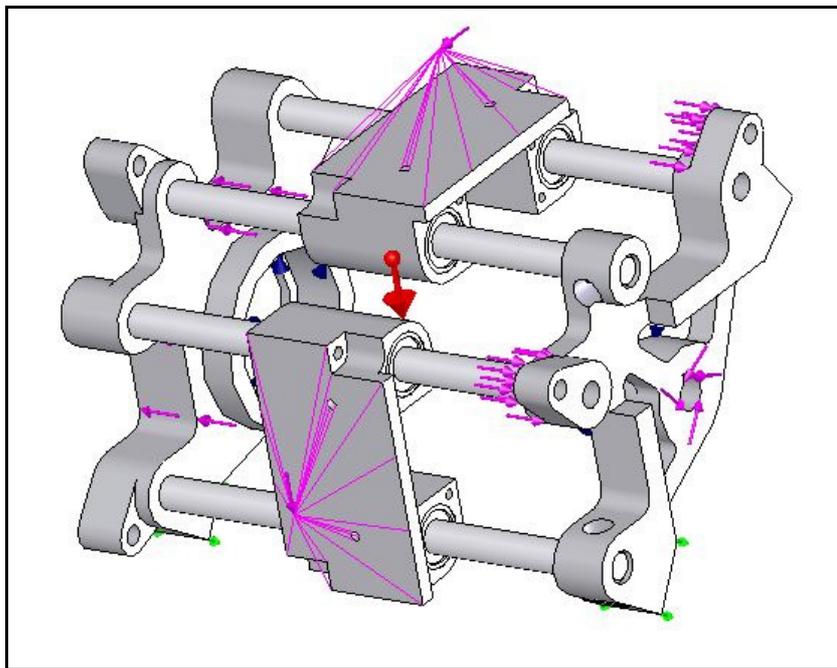


Abbildung 65: Schwenkkörper - Randbedingungen

Trotz dieser überzogenen Beanspruchung treten im Allgemeinen keine Spannungen über  $10 \text{ N/mm}^2$  auf. Auch die Spannungsspitzen von  $37 \text{ N/mm}^2$  an Korbstellen stellen für diese Einheit keinerlei Gefahr dar.

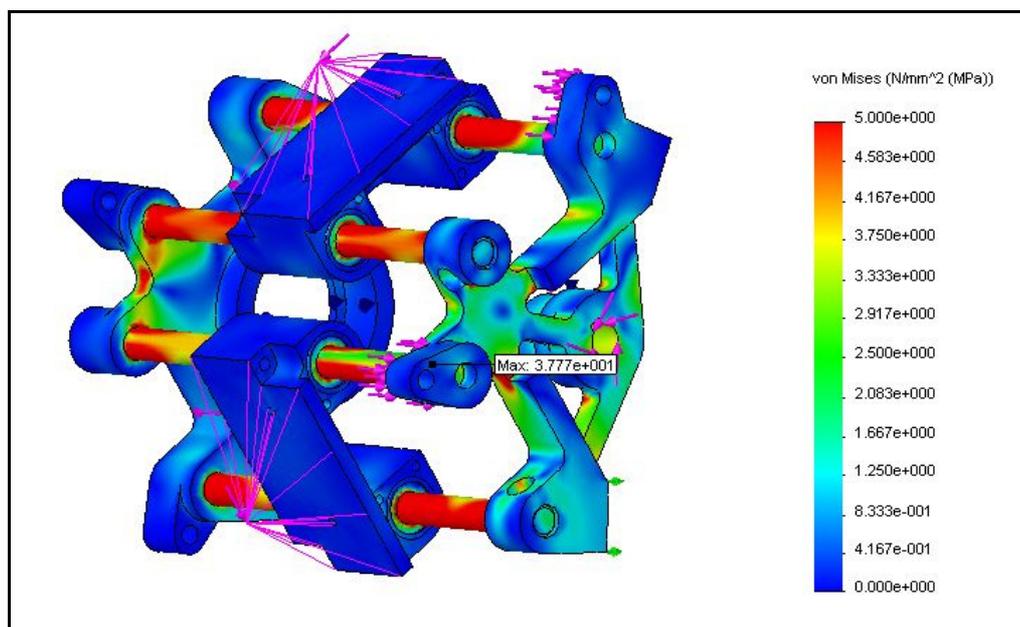


Abbildung 66: Schwenkkörper - Spannungen

#### d) Schwenkhalter

Die Lagerung erfolgt an der Anschraubfläche zum Drehantrieb. Als Kräfte werden die maximalen Lagerkräfte an den Lagerstellen und die Reaktionskräfte an den Stoßdämpfermontagegestellen aufgebracht.

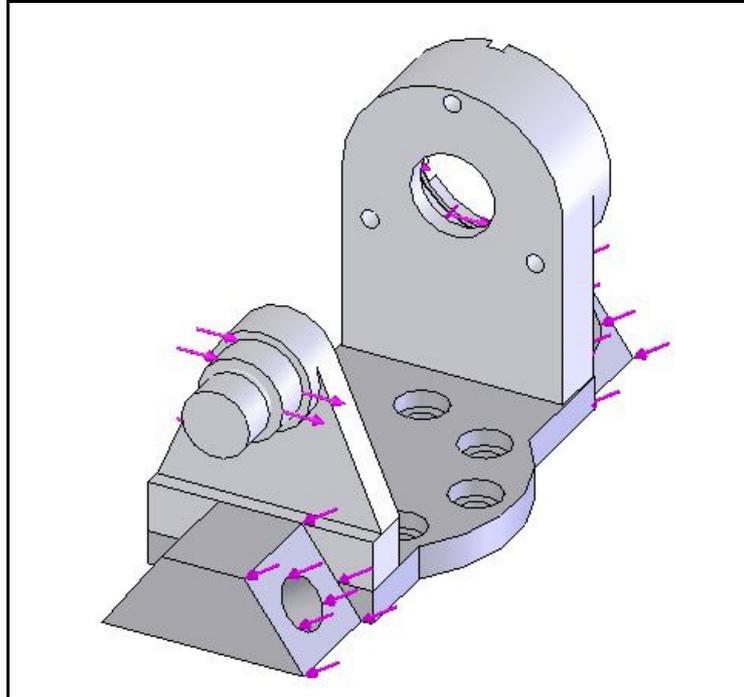


Abbildung 67: Schwenkhalter - Randbedingungen

Die großflächigen Beanspruchungen übersteigen nicht den Wert von  $15 \text{ N/mm}^2$  mit Kerbspitzen von  $22 \text{ N/mm}^2$  und stellen keine Gefährdung für das Material dar.

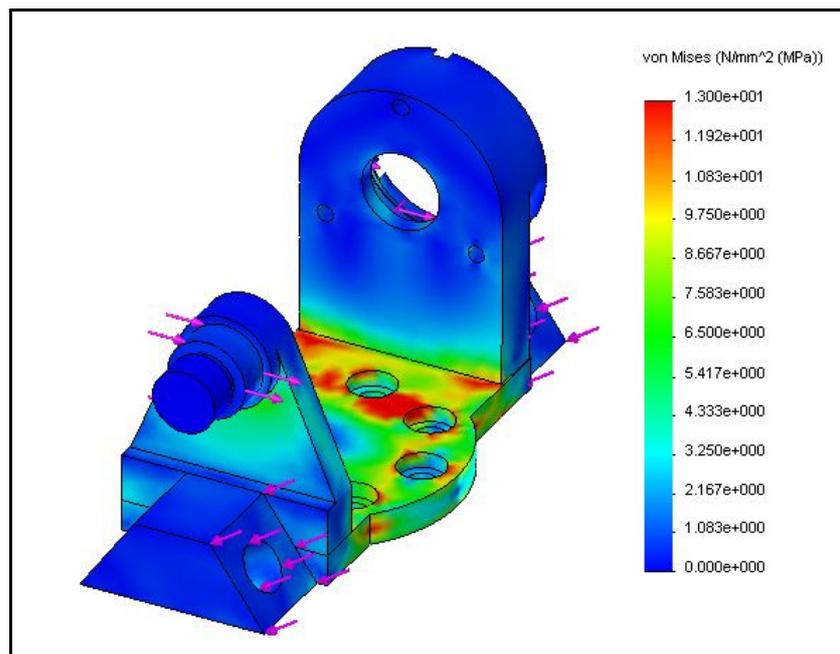


Abbildung 68: Schwenkhalter - Spannungen

### 12.1.12 Zeit-Einlegehub

Die Hubzeit setzt sich aus der Beschleunigungsphase, dem Weg mit maximaler Geschwindigkeit und der Abbremszeit zusammen.

$F_1$	39	N	Zylinderkraft
$m$	0,6	kg	Masse Greifkopf mit Werkstück
$v_{\max}$	0,5	m/s	maximale Geschwindigkeit
$a_b$		$\text{m/s}^2$	Beschleunigung
$a_v$	31,25	$\text{m/s}^2$	Verzögerung
$s_g$	0,1	m	Gesamtweg
$s_b$		m	Beschleunigungsweg
$s_v$	0,004	m	Bremsweg
$t_g$		s	Einlegezeit
$t_b$		s	Beschleunigungszeit
$t_w$		s	Zeit für Weg mit maximalem Hub
$t_v$		s	Verzögerungszeit

$$a_b = \frac{F_1}{m} = \frac{39}{0,6}$$

$$a_b = 65$$

$$t_b = \frac{v_{\max}}{a_b} = \frac{0,5}{65}$$

$$t_b = 0,00769$$

$$s_b = a_b \frac{t_b^2}{2} = 65 \frac{0,00769^2}{2}$$

$$s_b = 0,0019$$

$$t_w = \frac{s_g - s_b - s_v}{v_{\max}} = \frac{0,1 - 0,0019 - 0,004}{0,5}$$

$$t_w = 0,188$$

$$t_v = \sqrt{\frac{2 \cdot s_v}{a_v}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,004}{31,25}}$$

$$t_v = 0,016$$

$$t_g = t_b + t_w + t_v = 0,00769 + 0,188 + 0,016$$

$$t_g = 0,212$$

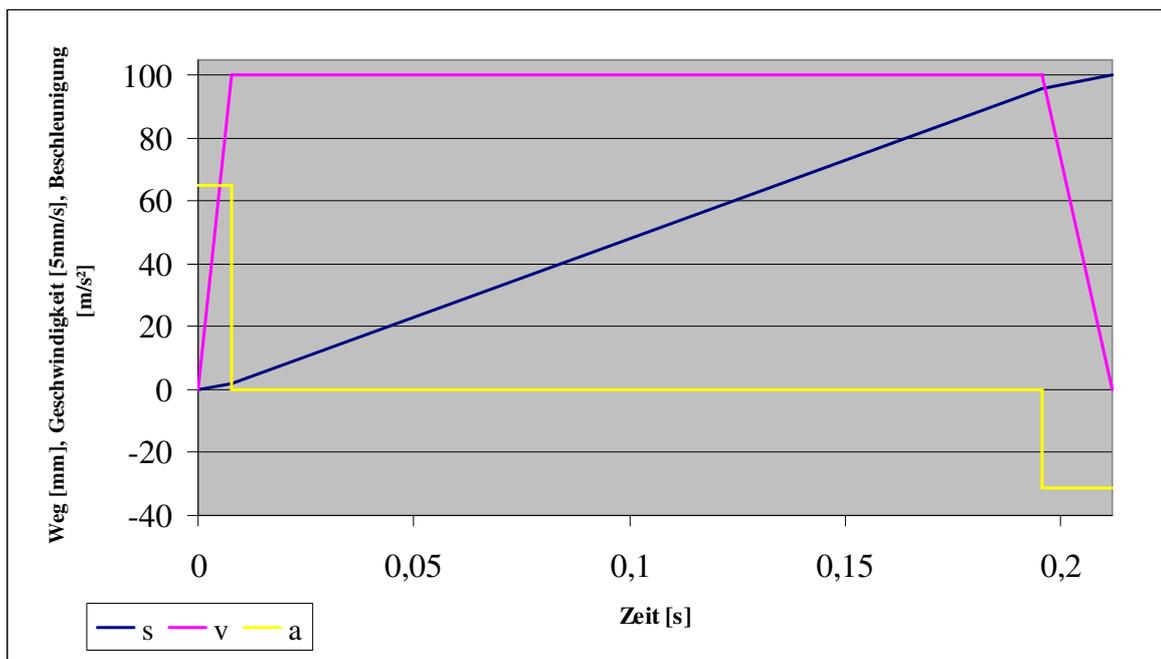


Abbildung 69: Einlegezeit

## 12.2 Berechnungen Gelenkarm

### 12.2.1 Kinetische Energie

Bewegungsgeber: Ausfahren Zylinder Langhub  
 Zylindergeschwindigkeit: 100 mm/s  
 Hubweg: 160 mm  
 Bewegungsdauer: 1,6 s

Die Geschwindigkeiten wurden durch eine Simulation mit der Software Solid Works und der Zusatzanwendung Cosmos Motion ermittelt.

Simuliert wurde der Bewegungsablauf von der Wechselposition in die Ablageposition mit konstanter Geschwindigkeit des Langhubzylinders von 100 mm/s. Deswegen existieren in den folgenden Grafiken bei den Endlagen keine Anfahrts- und Bremsrampen, die für die Berechnung keinen wesentlichen Ausschlag geben.

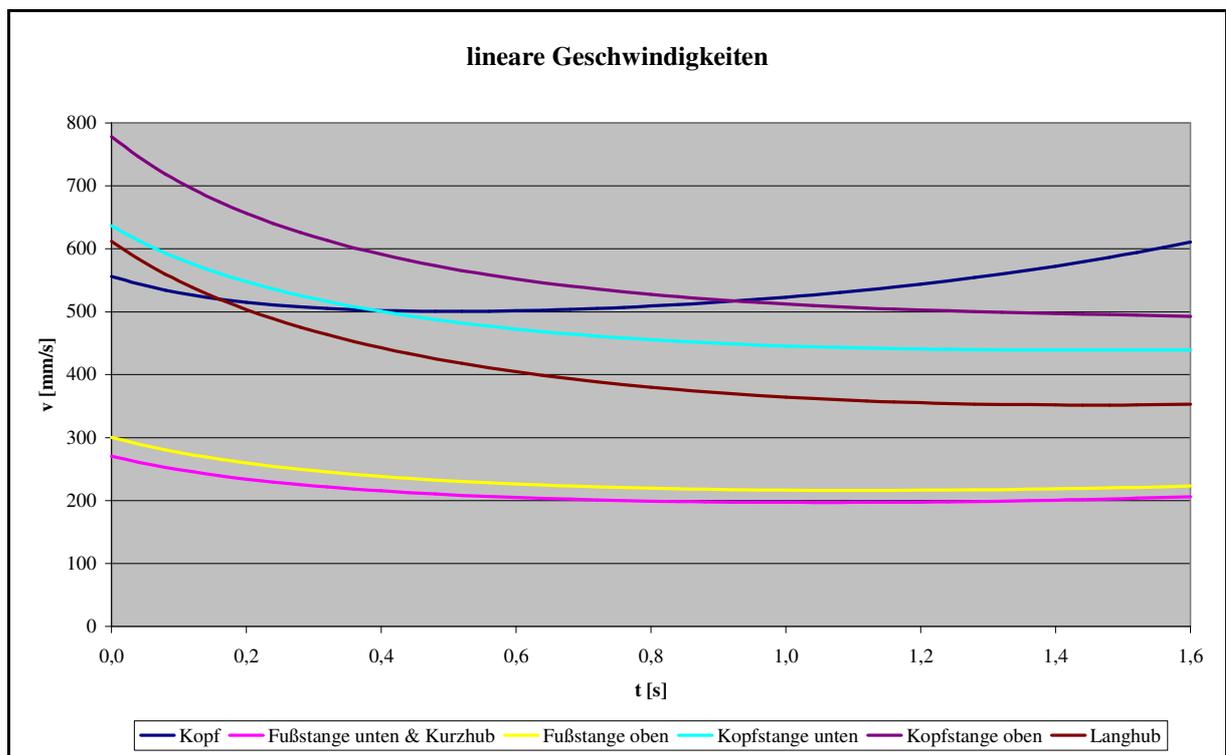


Abbildung 70: Gelenkarm - lineare Geschwindigkeiten

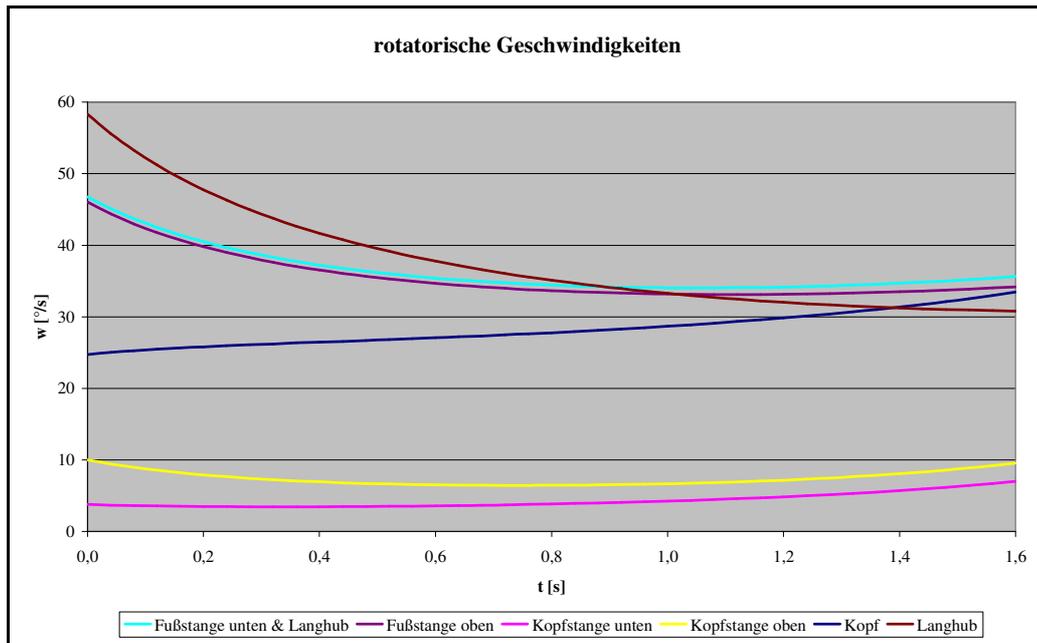


Abbildung 71: Gelenkarm - rotatorische Geschwindigkeiten

Die größte Gesamtenergie tritt beim Erreichen der Wechselposition auf.

Tabelle 13: Gelenkarmteile - Bewegungsdaten

	Masse [kg]	I [kgm <sup>2</sup> ]	v [m/s]	ω [rad/s]
<b>Fußstange unten + Kurzhub</b>	46,1	3,0691	0,2706	0,81635183
<b>Fußstange oben</b>	20,5	1,2546	0,3004	0,80359901
<b>Kopfstange unten</b>	15,8	1,0619	0,6362	0,0656117
<b>Kopfstange oben</b>	11,4	0,5497	0,7783	0,17472964
<b>Kopf + Wechseleinrichtung</b>	31,5	0,1031	0,5562	0,4315039
<b>Langhub</b>	5,9	0,1023	0,6118	1,01777782

$$E_{lin} = m \frac{v^2}{2}$$

$$E_{rot} = I \frac{\omega^2}{2}$$

$$E = E_{lin} + E_{rot}$$

Tabelle 14: Gelenkarmteile - Energien

	E <sub>lin</sub> [Nm]	E <sub>rot</sub> [Nm]	E [Nm]
<b>Fußstange unten + Kurzhub</b>	1,688	1,022	2,710
<b>Fußstange oben</b>	0,925	0,405	1,330
<b>Kopfstange unten</b>	3,197	0,002	3,200
<b>Kopfstange oben</b>	3,453	0,008	3,461
<b>Kopf + Wechseleinrichtung</b>	4,873	0,009	4,882
<b>Langhub</b>	1,104	0,053	1,157
<b>Gesamt</b>	15,240	1,501	16,741

### 12.2.2 Verzögerung Langhubzylinder

**Annahme:** Der Zylinder wird durch die pneumatische Dämpfung mit konstanter Beschleunigung abgebremst.

$a$		$\text{m/s}^2$	Beschleunigung
$v$		$\text{m/s}$	Geschwindigkeit
$v_0$	$0,1$	$\text{m/s}$	Aufprallgeschwindigkeit
$s$		$\text{m}$	Weg
$s_e$	$0,01$	$\text{m}$	Bremsweg

$$a = \text{const}$$

$$v = \int a \cdot dt$$

$$s = \int v \cdot dt$$

$$v = a \cdot t + v_0$$

$$s = a \frac{t^2}{2} + v_0 t$$

Randbedingungen:

$$v(0) = v_0$$

$$v(t_{\max}) = 0$$

$$s(0) = 0$$

$$s(t_{\max}) = s_e$$

$$\Rightarrow a = 1 \text{ m/s}^2$$

### 12.2.3 Entlastungsfeder

Die Federauslegung erfolgt bezüglich der minimalen Länge, der maximal gedehnten Länge und der notwendigen Kraft in dieser Position. Dabei muss in ungedehnter Länge trotzdem eine Federvorspannung vorhanden sein, um den sicheren Einbau und kein Verrutschen im Betrieb zu gewährleisten.

$l_0$	380	mm	Federlänge ungedehnt
$F_0$	200	N	Kraft ungedehnt
$l_{\max}$	660	mm	Federlänge maximale Dehnung
$F_{\max}$	1500	N	Kraft maximale Dehnung
$c$		N/mm	Federkonstante
$l$		mm	Federlänge
$\Delta l$		mm	Federlängung
$F_c$		N	Federkraft

$$\Delta l = l - l_0$$

$$F_c = F_0 + c \cdot \Delta l$$

Randbedingungen:

$$F_c(l_0) = F_0$$

$$F_c(l_{\max}) = F_{\max}$$

$$c = \frac{F_{\max} - F_0}{l_{\max} - l_0}$$

$$c = \frac{1500 - 200}{660 - 380}$$

$$c = 4,643$$

#### Federkraft in Ablageposition

$l_{\text{ablage}}$	410	mm	Federlänge maximale Dehnung
$F_{\text{ablage}}$		N	Kraft Ablageposition

$$F_{\text{ablage}} = F_0 + c \cdot (l_{\text{ablage}} - l_0)$$

$$F_{\text{ablage}} = 200 + 4,643 \cdot (410 - 380)$$

$$F_{\text{ablage}} = 339$$



## b) Fußstange oben

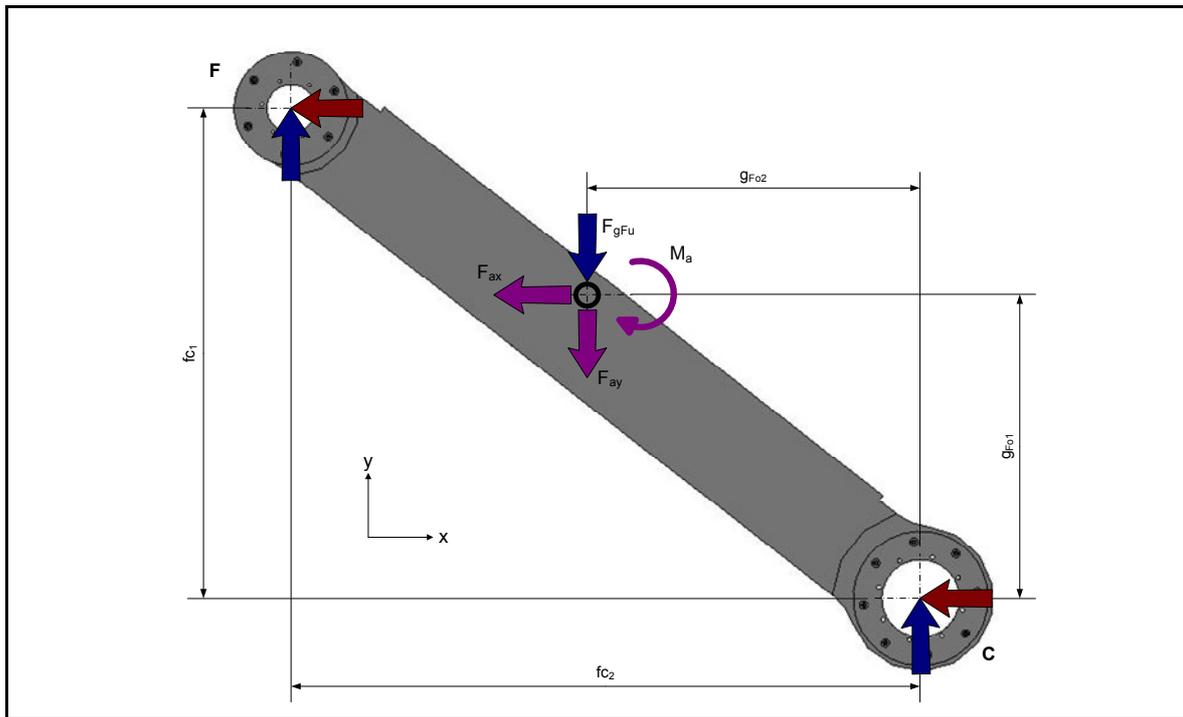


Abbildung 73: Fußstange oben - Kraftsystem

$$F_{Ex} + F_{Fx} = -m_{Fo} \cdot a_{Fox}$$

$$F_{Ey} + F_{Fy} = F_{gFo} + m_{Fo} \cdot a_{Foy}$$

$$F_{Fy} \cdot fc_2 - F_{Fx} \cdot fc_1 = F_{gFo} \cdot g_{Fo2} + m_{Fo} \cdot a_{Fox} \cdot g_{Fo1} + m_{Fo} \cdot a_{Foy} \cdot g_{Fo2} - I_{Fo} \cdot \alpha_{Fo}$$

## c) Kopfstange unten

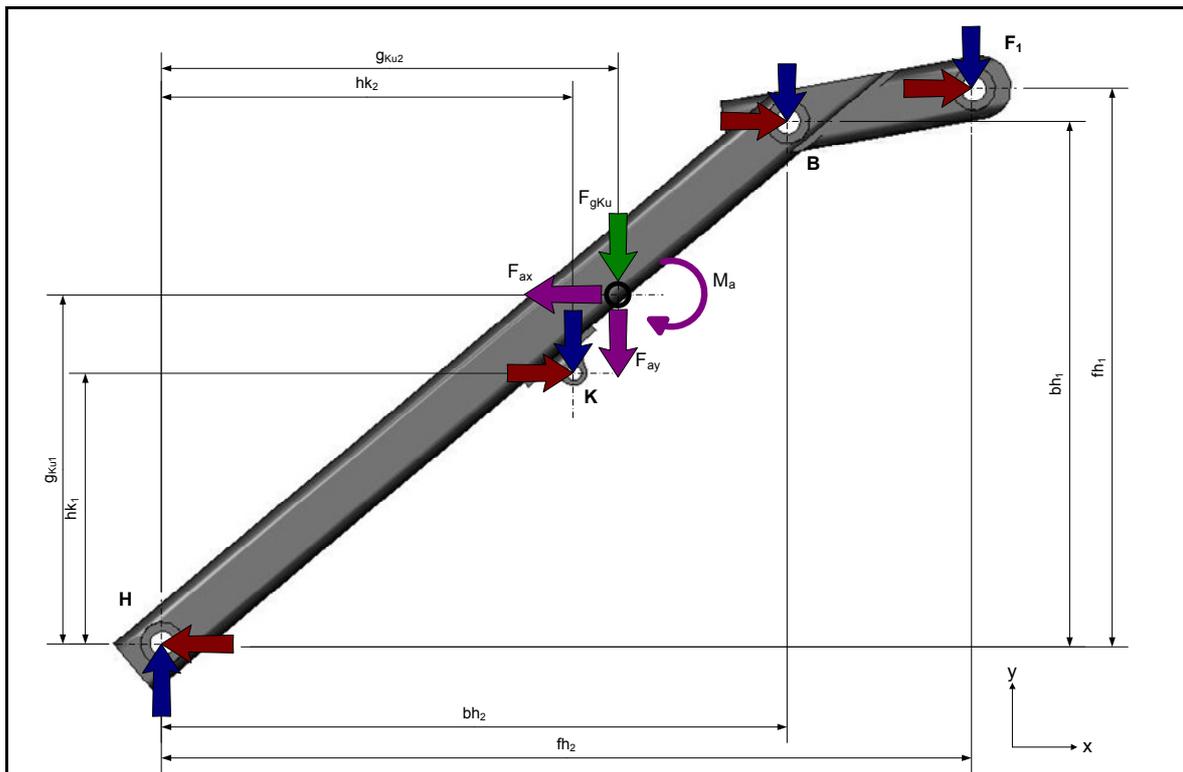


Abbildung 74: Kopfstange unten - Kraftsystem

$$F_{Bx} + F_{F1x} - F_{Hx} = m_{Ku} \cdot a_{Kux} - F_{Kx}$$

$$F_{By} + F_{F1y} - F_{Hy} = -F_{gKu} - m_{Ku} \cdot a_{Kuy} - F_{Ky}$$

$$F_{By} \cdot bh_2 + F_{Bx} \cdot bh_1 + F_{F1y} \cdot fh_2 + F_{F1x} \cdot fh_1 =$$

$$-F_{gKu} \cdot g_{Ku2} + m_{Ku} \cdot a_{Kux} \cdot g_{Ku1} - m_{Ku} \cdot a_{Kuy} \cdot g_{Ku2} - I_{Ku} \cdot \alpha_{Ku} - F_{Kx} \cdot hk_1 - F_{Ky} \cdot hk_2$$

## d) Kopfstange oben

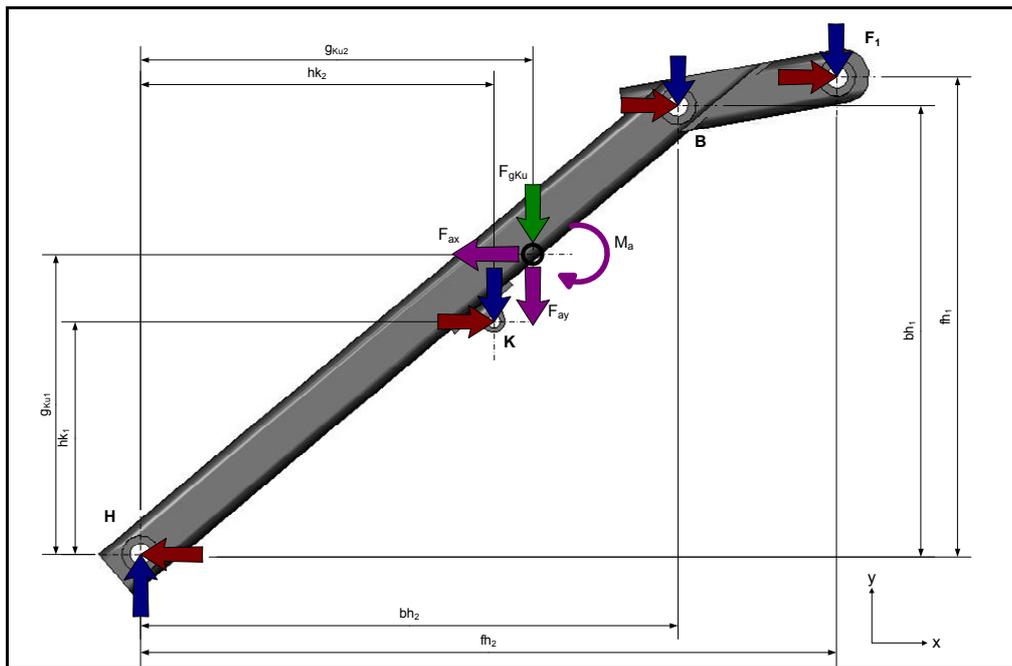


Abbildung 75: Kopfstange oben - Kraftsystem

$$F_{Ax} - F_{Ix} = m_{Ko} \cdot a_{Ix}$$

$$F_{Ay} - F_{Iy} = -F_{gKo} - m_{Ko} \cdot a_{Koy}$$

$$F_{Ay} \cdot ai_2 + F_{Ax} \cdot ai_1 = -F_{gKo} \cdot g_{Ko2} + m_{Ko} \cdot a_{Kox} \cdot g_{Ko1} - m_{Ko} \cdot a_{Koy} \cdot g_{Ko2} - I_{Ko} \cdot \alpha_{Ko}$$

## e) Kopf

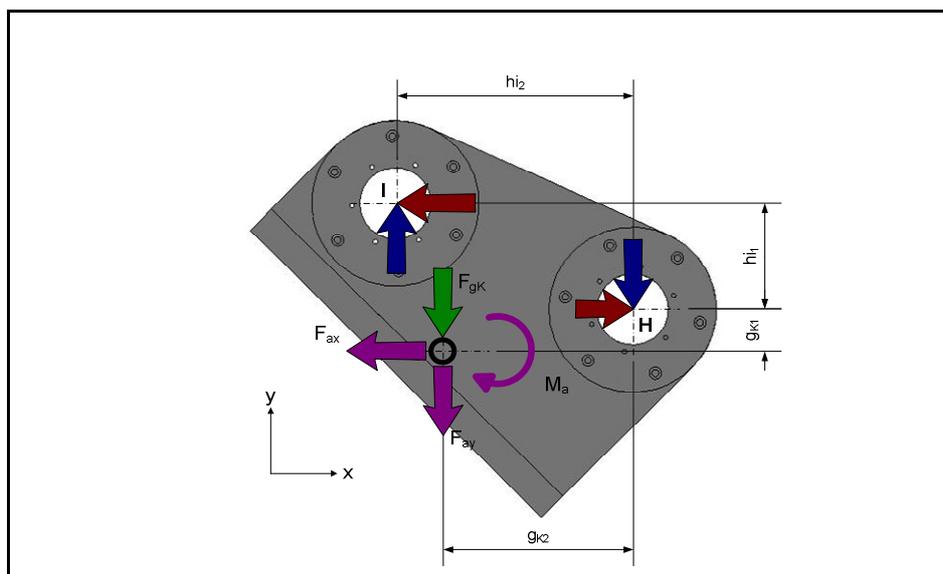


Abbildung 76: Kopf - Kraftsystem

$$F_{Hx} + F_{Ix} = m_K \cdot a_{Kx}$$

$$F_{Hy} + F_{Iy} = -F_{gK} - m_K \cdot a_{Ky}$$

$$F_{Iy} \cdot hi_2 - F_{Ix} \cdot hi_1 = -F_{gK} \cdot g_{K2} + m_K \cdot a_{Kx} \cdot g_{K1} - m_K \cdot a_{Ky} \cdot g_{K2} + I_{Ku} \cdot \alpha_{Ku}$$

## f) Zylinder Langhub

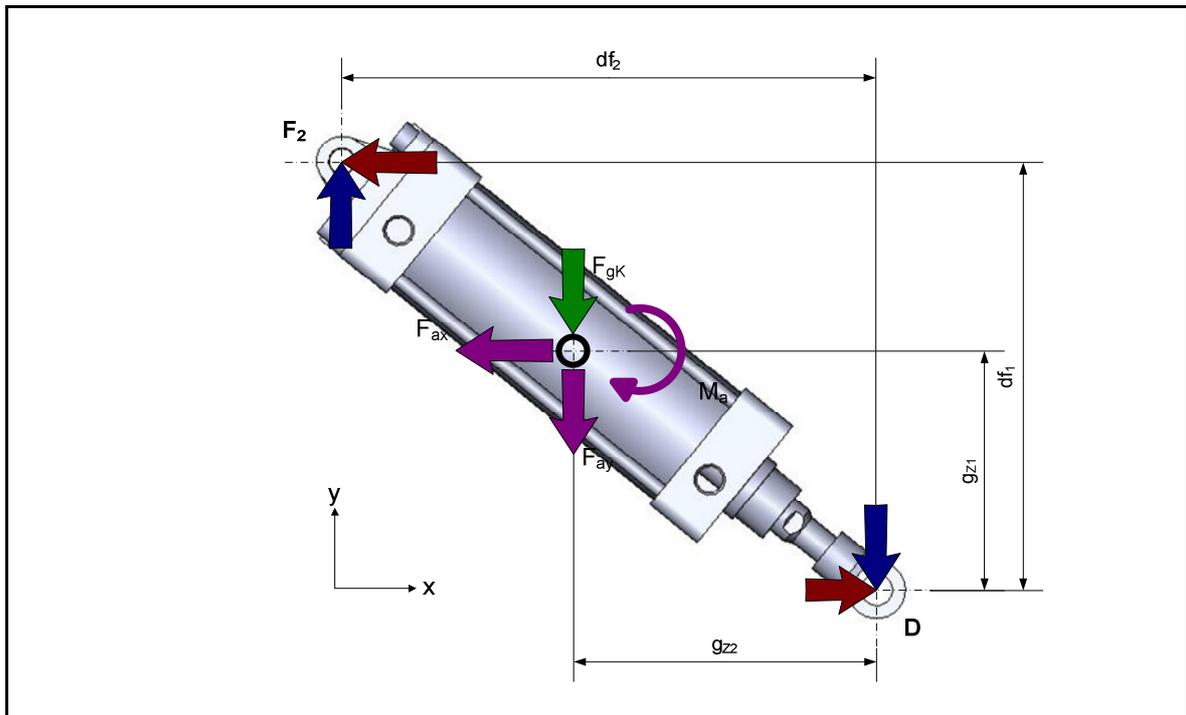


Abbildung 77: Zylinder Langhub - Kraftsystem

$$F_{Dx} + F_{F2x} = m_Z \cdot a_{Zx}$$

$$F_{Dy} + F_{F2y} = -F_{gZ} - m_Z \cdot a_{Zy}$$

$$F_{F2y} \cdot df_2 - F_{F2x} \cdot df_1 = -F_{gZ} \cdot g_{Z2} - m_Z \cdot a_{Zx} \cdot g_{Z1} - m_Z \cdot a_{Zy} \cdot g_{Z2} + I_Z \cdot \alpha_Z$$



Tabelle 17: Gelenkarmteile - Abmessungen

	Wechselposition	Ablageposition	Drehposition	Wechselposition ausfahren
ac <sub>1</sub>	0,46743	0,87032	0,84594	0,46743
ac <sub>2</sub>	0,73408	-0,00993	-0,20433	0,73408
bc <sub>1</sub>	0,47045	0,74439	0,70504	0,47045
bc <sub>2</sub>	0,58411	-0,09159	-0,25578	0,58411
dc <sub>1</sub>	0,22617	0,20616	0,20293	0,22617
dc <sub>2</sub>	0,10225	-0,13821	-0,19276	0,10225
g <sub>fu1</sub>	0,22370	0,32578	0,30388	0,22370
g <sub>fu2</sub>	0,24458	-0,06104	-0,13237	0,24458
cj <sub>1</sub>	-0,00025	0,13640	0,15195	-0,00025
cj <sub>2</sub>	0,16070	0,08498	0,05232	0,16070
fc <sub>1</sub>	0,47576	0,76716	0,73558	0,47576
fc <sub>2</sub>	0,60543	-0,06606	-0,22764	0,60543
g <sub>fo1</sub>	0,24781	0,36994	0,35004	0,24781
g <sub>fo2</sub>	0,27991	-0,05384	-0,13125	0,27991
bh <sub>1</sub>	0,41872	0,47513	0,49864	0,41872
bh <sub>2</sub>	0,49716	0,44357	0,41696	0,49716
fh <sub>1</sub>	0,44504	0,51890	0,55018	0,44504
fh <sub>2</sub>	0,64484	0,58704	0,55783	0,64484
g <sub>ku1</sub>	0,28898	0,33039	0,34774	0,28898
g <sub>ku2</sub>	0,36391	0,32678	0,30825	0,36391
hk <sub>1</sub>	0,21682	0,25437	0,27032	0,21682
hk <sub>2</sub>	0,32729	0,29903	0,28470	0,32729
ai <sub>1</sub>	0,34527	0,44084	0,47022	0,34527
ai <sub>2</sub>	0,50288	0,42161	0,38858	0,50288
g <sub>ko1</sub>	0,20099	0,25663	0,27373	0,20099
g <sub>ko2</sub>	0,29274	0,24543	0,22620	0,29274
hi <sub>1</sub>	0,07044	0,16011	0,16932	0,07044
hi <sub>2</sub>	0,15569	0,05971	0,02306	0,15569
g <sub>k1</sub>	0,02856	-0,05559	-0,07521	0,02856
g <sub>k2</sub>	0,10670	0,09544	0,08089	0,10670
df <sub>1</sub>	0,27060	0,58200	0,55365	0,27060
df <sub>2</sub>	0,33418	-0,09685	-0,20388	0,33418
g <sub>z1</sub>	0,13530	0,29100	0,27683	0,13530
g <sub>z2</sub>	0,16709	-0,04843	-0,10194	0,16709

Tabelle 18: Gelenkarmteile - Beschleunigungen

	Wechselposition	Ablageposition	Drehposition	Wechselposition ausfahren
$a_{fux}$	0,00	0,00	0,00	1,82
$a_{fuy}$	0,00	0,00	0,00	2,00
$\alpha_{fu}$	0,00	0,00	0,00	8,17
$a_{fox}$	0,00	0,00	0,00	1,99
$a_{foy}$	0,00	0,00	0,00	2,25
$\alpha_{fo}$	0,00	0,00	0,00	8,03
$a_{kux}$	0,00	0,00	0,00	3,93
$a_{kuy}$	0,00	0,00	0,00	4,68
$\alpha_{ku}$	0,00	0,00	0,00	0,66
$a_{kox}$	0,00	0,00	0,00	4,07
$a_{koy}$	0,00	0,00	0,00	5,63
$\alpha_{ko}$	0,00	0,00	0,00	1,75
$a_{kx}$	0,00	0,00	0,00	3,99
$a_{ky}$	0,00	0,00	0,00	3,95
$\alpha_k$	0,00	0,00	0,00	4,31
$a_{zx}$	0,00	0,00	0,00	4,47
$a_{zy}$	0,00	0,00	0,00	7,90
$\alpha_z$	0,00	0,00	0,00	10,18

Tabelle 19: Werte der Ergebnismatrix

Platz	Wechselposition	Ablageposition	Drehposition	Wechselposition ausfahren
1	-1363,527	27,954	95,217	-1447,245
2	-172,894	114,396	276,361	-80,833
3	9,809	-60,128	-83,533	25,984
4	0,000	0,000	0,000	-40,816
5	201,105	201,105	201,105	247,210
6	56,291	-10,827	-26,395	69,239
7	-1363,527	27,954	95,217	-1301,496
8	-780,133	-492,843	-330,878	-854,093
9	-556,646	-144,566	-72,112	-566,332
10	0,000	0,000	0,000	46,375
11	-111,834	-111,834	-111,834	-175,959
12	-32,738	-27,447	-25,297	-43,149
13	0,000	0,000	0,000	45,908
14	-112,815	-112,815	-112,815	-158,252
15	-12,037	-10,767	-9,126	-15,130
16	0,000	0,000	0,000	26,361
17	-57,879	-57,879	-57,879	-104,495
18	-9,671	2,803	5,900	-19,985
19	0,000	0,000	0,000	0,000
20	0,000	0,000	0,000	0,000

Tabelle 20: Lösung

Platz	Wechselposition	Ablageposition	Drehposition	Wechselposition ausfahren
$F_{ax}$	108,9	60,9	51,7	182,9
$F_{ay}$	-139,9	-128,8	-127,7	-211,4
$F_{bx}$	-4788,8	96,8	288,8	-4849,8
$F_{by}$	-3591,1	-1549,9	-1118,1	-3829,4
$F_{cx}$	3393,4	2,0	234,4	4814,2
$F_{cy}$	3649,3	1030,0	248,2	5317,2
$F_{dx}$	-76,9	-131,8	-279,8	-1594,6
$F_{dy}$	-91,3	763,0	1273,9	-1357,3
$F_{ex}$	-3393,4	-2,0	-234,4	-5119,4
$F_{ey}$	-2558,4	60,8	842,7	-3858,0
$F_{fx}$	3393,4	2,0	234,4	5078,6
$F_{fy}$	2759,5	140,3	-641,6	4105,2
$F_{f1x}$	3316,4	-129,8	-245,4	3457,6
$F_{f1y}$	2726,2	961,2	690,3	2852,5
$F_{f2x}$	76,9	131,8	479,8	1621,0
$F_{f2y}$	33,4	-820,9	-1331,8	1252,8
$F_{hx}$	-108,9	-60,9	-51,7	-90,6
$F_{hy}$	-84,8	-95,8	-96,9	-122,8
$F_{ix}$	108,9	60,9	51,7	136,5
$F_{iy}$	-28,0	-17,0	-15,9	-35,4

Tabelle 21: Gelenkarmteile - Absolute Kräfte

Platz	Wechselposition	Ablageposition	Drehposition	Wechselposition ausfahren
$F_a$	177,3	142,5	137,8	279,5
$F_b$	5985,7	1552,9	1154,8	6179,4
$F_c$	4983,2	1030,0	341,4	<b>7172,8</b>
$F_d$	119,4	774,3	1304,3	2094,0
$F_e$	4249,8	60,8	874,7	6410,3
$F_f$	4373,8	140,3	683,1	<b>6530,3</b>
$F_{f1}$	4293,1	969,9	732,6	4482,4
$F_{f2}$	83,8	831,4	1415,6	2048,7
$F_h$	138,0	113,5	109,8	152,6
$F_i$	112,4	63,2	54,1	141,0

### 12.2.5 Lagerberechnung

$F_R$	N	radiale Lagerbelastung [Kap.12.1.4]
$C_0$	N	statische Tragzahl [13, S.B-796]
$f_s$	1-2	statischer Sicherheitsfaktor [12, S.A-862]

$$\frac{C_0}{F_R} \geq f_s$$

#### Fußlager

Typ: **THK/RU66**

$C_0$	2*22300	N
$F_R$	7173	N

$$\frac{2 \cdot 22300}{7173} = 6,2 \geq f_s \quad \checkmark$$

#### Gelenklager

Typ: **THK/RU42**

$C_0$	2*8350	N
$F_R$	6530	N

$$\frac{2 \cdot 8350}{6530} = 2,6 \geq f_s \quad \checkmark$$

### 12.2.6 Langhubzylinder, Kurzhubzylinder

Verwendeter Zylinder: **SMC/C95SDB80-160**

P	6	bar	Betriebsdruck
$F_{\text{ein}}$	3016	N	effektive Zylinderkraft einfahren
$F_{\text{aus}}$	2722	N	effektive Zylinderkraft ausfahren
$E_{\text{zul}}$	20	Nm	zulässige Energieaufnahme [9, S.4-3]
$F_{\text{max}}$	1304,3	N	Kolbenkraft Drehposition
$F_{\text{aus}}$	119,4	N	Kolbenkraft Wechselposition
E	16,74	Nm	Energie Endlage

#### Energieaufnahme:

$$E < E_{\text{zul}} \quad \checkmark$$

$$16,74 < 20$$

Die Entlastungsfeder, die einen Teil der kinetischen Energie während des Bremsvorganges absorbiert, wurde nicht berücksichtigt.

**Haltekraft ausgefahren, eingefahren:**

In den Endlagen wirkt die resultierende Kraft immer in den mechanischen Formschluss des Zylinders und muss nicht von der Druckluft gehalten werden.

**Beschleunigungskräfte [Kap.12.2.4]:**

Für die Bewegung muss die resultierende Zylinderkraft überwunden werden, der restliche Anteil dient zur Beschleunigung des Systems, wobei die zu überwindende Haltekraft mit der Bewegung abnimmt.

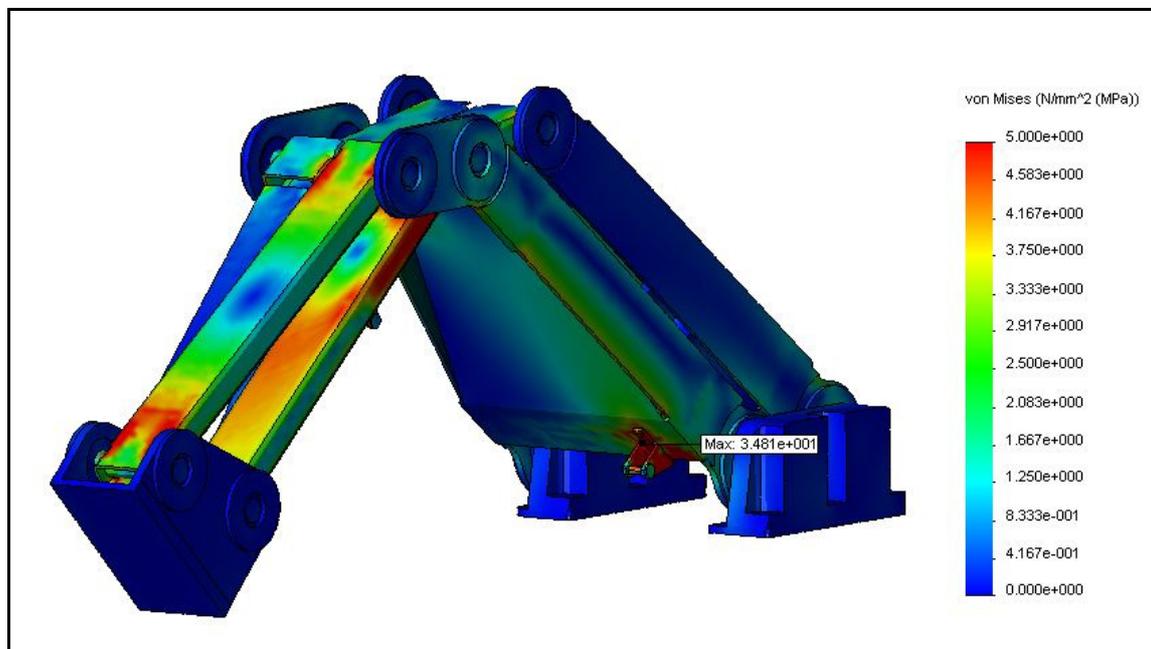
**Tabelle 22: Kräfte auf Zylinder**

	Wechselposition	Ablageposition	Drehposition
<b>Richtung</b>	ein	aus	aus
<b>F<sub>zyl</sub> [N]</b>	3016	2722	2722
<b>F<sub>Halte</sub> [N]</b>	119,4	774,3	1304,3
<b>F<sub>a</sub> [N]</b>	2896,6	1947,7	1418

Der exzentrische Teil der Kräfte auf den Kurzhubzylinder fällt durch die Konstruktion vernachlässigbar gering aus, es muss wegen statischer Bestimmtheit und zur definierten Bewegung allerdings trotzdem ein geführter Zylinder verwendet werden.

**12.2.7 FEM-Berechnung**

Für die Berechnung wurde nur die Schwerkraft sowie die zusätzliche Masse des Wechselkopfes beachtet.

**Abbildung 78: Gelenkarm - FEM-Berechnung**

Die Belastungen sind mit in den Armen von maximal 8 N/mm<sup>2</sup> zu vernachlässigen. Alleine die Spannung von 35 N/mm<sup>2</sup> an Korbstellen von der Federaufhängung stellt eine Ausnahme dar. Es besteht aber nicht die geringste Gefahr bezüglich mechanischen Versagens.

### 12.2.8 Steifigkeit in Wechselposition

Die Steifigkeit wurde auf die Platte des Kopfes, an der die Wechseleinheit montiert ist, bezogen auf die Grundplatte des Gelenkarmes ermittelt. Dabei wurden die Kräfte 100, 200 und 500 N in alle Richtungen aufgebracht und die Verschiebung der Eckpunkte des Kopfes gemessen.

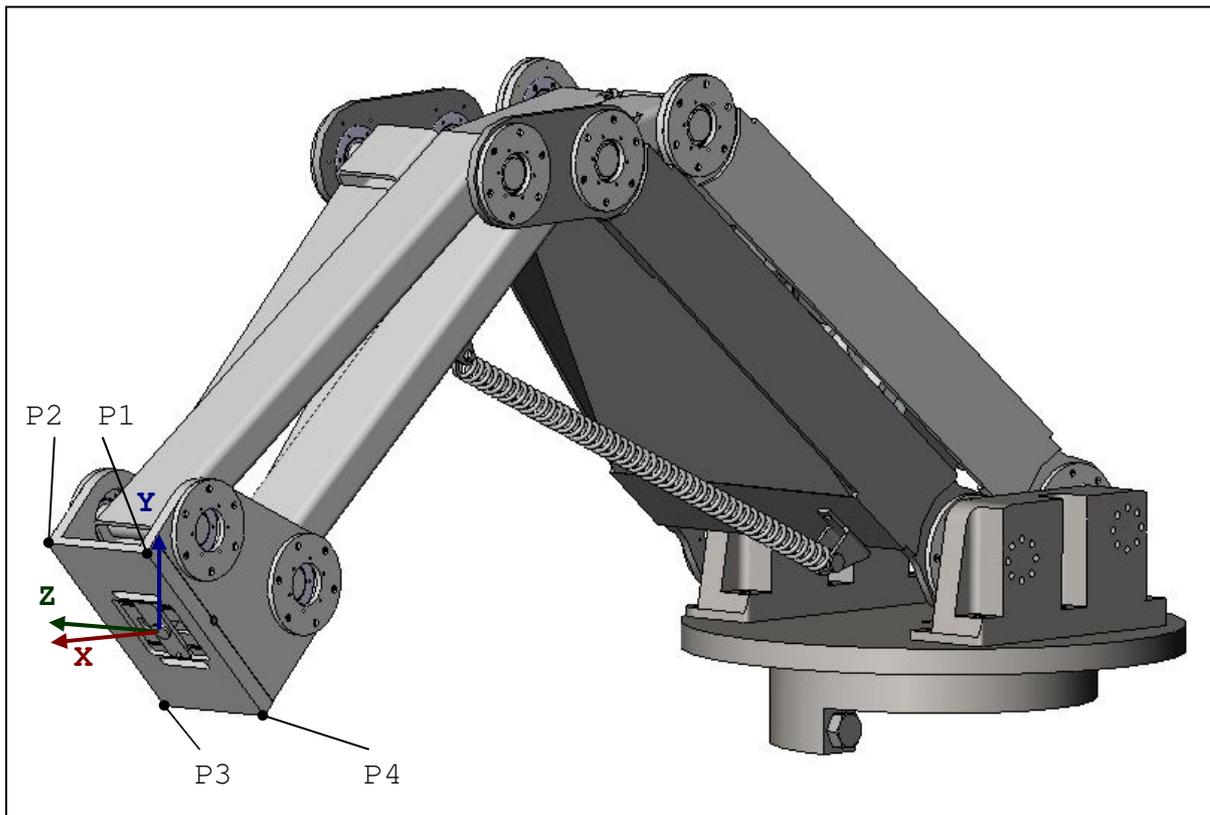


Abbildung 79: Gelenkarm - Punkte für Steifigkeitsmessung

Für die Berechnung wurden nicht die absoluten Werte herangezogen, sondern die relative Verschiebung bezüglich der nur durch die Schwerkraft belasteten Struktur. Dieses Vorgehen erzeugt einen speziell auf den Einsatz bezogenen Wert, da die Schwerkraft nicht nur eine alleinige Verschiebung in Y-Richtung erzeugt, sondern auch in die anderen Raumachsen.

Tabelle 23: Verschiebung durch Schwerkraft

	$\Delta P1_0$	$\Delta P2_0$	$\Delta P3_0$	$\Delta P4_0$
x	-0,02405	-0,02364	-0,0876	-0,088
y	-0,3301	-0,3308	-0,2666	-0,2659
z	-0,004842	-0,004841	-0,005241	-0,005241

Tabelle 24: Verschiebung durch Kraft in X-Richtung

	$\Delta P1$	$\Delta P2$	$\Delta P3$	$\Delta P4$
X-500				
x	-0,1352	-0,1336	-0,2004	-0,202
y	-0,29	-0,2911	-0,2241	-0,223
z	-0,009002	-0,009	-0,008347	-0,008348
X-200				
x	-0,0685	-0,06762	-0,1329	-0,1338
y	-0,3141	-0,3151	-0,2496	-0,2486
z	-0,006451	-0,00645	-0,006541	-0,006541
X-100				
x	-0,04638	-0,04554	-0,1102	-0,111
y	-0,3221	-0,323	-0,2581	-0,2572
z	-0,005855	-0,005855	-0,005918	-0,005919
X+100				
x	-0,001747	-0,001685	-0,06505	-0,06513
y	-0,3381	-0,3387	-0,2751	-0,2745
z	-0,003897	-0,003897	-0,004602	-0,004603
X+200				
x	0,02038	0,02028	-0,04277	-0,04266
y	-0,3464	-0,347	-0,2837	-0,2832
z	-0,003136	-0,003136	-0,004012	-0,004013
X+500				
x	0,0872	0,08622	0,02432	0,0253
y	-0,372	-0,3719	-0,3098	-0,3099
z	-0,0006637	-0,0006642	-0,001856	-0,001856

Tabelle 25: Verschiebung durch Kraft in Y-Richtung

	$\Delta P1$	$\Delta P2$	$\Delta P3$	$\Delta P4$
Y-500				
x	0,04631	0,04799	-0,07593	-0,07762
y	-0,6351	-0,6341	-0,5098	-0,5108
z	-0,006115	-0,006114	-0,002539	-0,002539
Y-200				
x	0,004047	0,004992	-0,08299	-0,08394
y	-0,4519	-0,4521	-0,3638	-0,3636
z	-0,005318	-0,005317	-0,004298	-0,004299
Y-100				
x	-0,01003	-0,009323	-0,08534	-0,08604
y	-0,391	-0,3915	-0,3152	-0,3147
z	-0,005089	-0,005089	-0,004801	-0,004801
Y+100				
x	-0,0381	-0,03792	-0,08994	-0,09012
y	-0,2692	-0,2701	-0,2179	-0,217
z	-0,004653	-0,004653	-0,005609	-0,00561
Y+200				
x	-0,05223	-0,05216	-0,09257	-0,09265
y	-0,2088	-0,21	-0,1694	-0,1682
z	-0,004559	-0,004559	-0,006031	-0,006032
Y+500				
x	-0,093	-0,0933	-0,09911	-0,09882
y	-0,03016	-0,03237	-0,02654	-0,02432
z	-0,004651	-0,004651	-0,00802	-0,008021

Tabelle 26: Verschiebung durch Kraft in Z-Richtung

	$\Delta P1$	$\Delta P2$	$\Delta P3$	$\Delta P4$
Z- 500N				
x	-0,03509	-0,01719	-0,08398	-0,1019
y	-0,325	-0,3372	-0,2702	-0,2579
z	-0,1466	-0,1466	-0,1389	-0,1389
Z- 200N				
x	-0,02856	-0,02108	-0,08636	-0,09383
y	-0,3281	-0,3335	-0,268	-0,2626
z	-0,06148	-0,06148	-0,05865	-0,05865
Z- 100N				
x	-0,02641	-0,02235	-0,08711	-0,09117
y	-0,3292	-0,3323	-0,2673	-0,2642
z	-0,03327	-0,03327	-0,03194	-0,03194
Z+ 100N				
x	-0,02173	-0,0249	-0,08819	-0,08502
y	-0,331	-0,3294	-0,2659	-0,2675
z	0,02354	0,02354	0,02149	0,02149
Z+ 200N				
x	-0,01959	-0,02615	-0,08899	-0,08243
y	-0,3322	-0,3282	-0,2652	-0,2691
z	0,05174	0,05174	0,04822	0,04822
Z+ 500N				
x	-0,01314	-0,03016	-0,09156	-0,07454
y	-0,3358	-0,3249	-0,2633	-0,2742
z	0,1367	0,1367	0,1284	0,1284

Im Allgemeinen gilt für die Steifigkeit die Formel:

$$\text{Steifigkeit} = \frac{\text{Kraft}}{\text{Verschiebung}}$$

Dafür wurden für die lineare Steifigkeit die Mittelwerte aus den Eckpunkten von allen Kräften mit

$$c_{Fs} = \frac{1}{6} \sum_{i=-500}^{+500} \frac{4F_{si}}{\sum_{j=1}^4 \Delta Pj_{si} - \Delta Pj_{si0}}$$

und für die Drehsteifigkeit wurde der Mittelwert von allen Kräften, gemittelt über die Verdrehung der Punkte, deren Verbindung auf der jeweiligen Achse liegen, herangezogen

$$\text{mit } \gamma_{Fx} = \frac{1}{6} \sum_{i=-500}^{+500} \frac{F_i}{\frac{1}{2} \left( \arctan \frac{\Delta P1_{iy} - \Delta P2_{iy}}{l_z + \Delta P2_{iz} - \Delta P1_{iz}} + \arctan \frac{\Delta P4_{iy} - \Delta P3_{iy}}{l_z + \Delta P3_{iz} - \Delta P4_{iz}} \right) - \varphi_{x0}}$$

$$\text{und } \gamma_{Fy} = \frac{1}{6} \sum_{i=-500}^{+500} \frac{F_i}{\frac{1}{2} \left( \arctan \frac{l_x + \Delta P2_{ix} - \Delta P1_{ix}}{l_z + \Delta P2_{iz} - \Delta P1_{iz}} + \arctan \frac{l_x + \Delta P3_{ix} - \Delta P4_{ix}}{l_z + \Delta P3_{iz} - \Delta P4_{iz}} \right) - \varphi_{y0}}$$

$$\text{und } \gamma_{Fz} = \frac{1}{6} \sum_{i=-500}^{+500} \frac{F_i}{\frac{1}{2} \left( \arctan \frac{l_y + \Delta P1_{iy} - \Delta P4_{iy}}{l_x + \Delta P1_{ix} - \Delta P4_{ix}} + \arctan \frac{l_y + \Delta P2_{iy} - \Delta P3_{iy}}{l_x + \Delta P2_{ix} - \Delta P3_{ix}} \right) - \varphi_{z0}}$$

Dabei gilt

$c_{Fs}$	N/ $\mu\text{m}$	Steifigkeit in Kraftrichtung und Richtung
$\gamma_{Fs}$	N/ $^\circ$	Drehsteifigkeit in Kraftrichtung und Drehachse
$F_{si}$	N	Kraft in Richtung und Größe
$\Delta Pj_{si}$	$\mu\text{m}$	Verschiebung in Punkt, Richtung und Größe
$\Delta Pj_{si0}$	$\mu\text{m}$	Grundverschiebung in Punkt, Richtung und Größe
$l_s$	$\mu\text{m}$	Abstand der Punkte in Richtung
$\varphi_{s0}$	$^\circ$	Grundverdrehung in Richtung

mit den Indizes

F	Kraftrichtung mit X, Y, Z
s	Richtung mit X, Y, Z
i	Kraftgröße mit -500, -200, -100, 100, 200, 500 N
j	Punkt mit 1, 2, 3, 4

## 12.3 Berechnungen Fußgestell

### 12.3.1 Drehantrieb

$\varphi$	90	°	Drehwinkel
$J_{yy}$	8,155	kgm <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment auf die Drehachse
$t$	1	s	Schwenkzeit [12, S.5-2]
$\alpha$		1/s <sup>2</sup>	Winkelbeschleunigung
$T_f$		Nm	Antriebsmoment
$T_e$		Nm	effektives Drehmoment [12, S.13-5]
$p$	0,6	MPa	Betriebsdruck

$$\alpha = \frac{2 \cdot \varphi}{t^2} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}$$

$$\alpha = \frac{2 \cdot 90}{1^2} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}$$

$$\alpha = 3,14$$

$$T_f = J_{yy} \cdot \alpha$$

$$T_f = 8,155 \cdot 3,14$$

$$T_f = 25,62$$

$$T_e \geq 3 \cdot T_f$$

$$T_e \geq 3 \cdot 25,62$$

$$T_e \geq 76,86$$

**Verwendet:** SMC/CRB1BW100SD mit einem  $T_e$  von 87 Nm [12, S.5-3]

### 12.3.2 Stoßdämpfer

$\varphi$	90	°	Schwenkwinkel
$t_{90}$	1	s	Schwenkdauer (90°) [Kap.12.3.1]
$T_e$	87	Nm	Antriebsmoment [Kap.12.3.1]
$\omega_{90}$		1/s	Aufprallgeschwindigkeit
$s$	0,013	m	Dämpferhub [9, S.24-9]
$r$	0,15	m	Radialabstand Stoßdämpfer
$J_{yy}$	8,155	kgm <sup>2</sup>	Trägheitsmoment
$E_1$		Nm	kinetische Energie
$E_2$		Nm	Zylinderenergie während Bremsung
$E$		Nm	Bremsenergie [9, S.24-10/24-11]
$E_{zul}$		Nm	zulässige Energieaufnahme

$$\omega_{90} = \frac{2 \cdot \varphi}{t_{90}} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}$$

$$\omega_{90} = \frac{2 \cdot 90}{1} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{360}$$

$$\omega_{90} = 3,14$$

$$E_1 = \frac{1}{2} \cdot J_{yy} \cdot \omega_{90}^2$$

$$E_1 = \frac{1}{2} \cdot 8,155 \cdot 3,14^2$$

$$E_1 = 40,20$$

$$E_2 = \frac{T_e}{r} \cdot s$$

$$E_2 = \frac{87}{0,15} \cdot 0,013$$

$$E_2 = 7,54$$

$$E = E_1 + E_2$$

$$E = 40,20 + 7,54$$

$$E = 47,74$$

Auswahl des Stoßdämpfers **SMC/RBQ3213** mit einer zulässigen Energieaufnahme von 49 Nm [9, S.24-9]

### 12.3.3 Drehlager

Das Drehlager wird durch das Eigengewicht des Gelenkarmes und seinen Unterbau sowie den Trägheitskräften während der Manipulation belastet.

Je nach Auskragweite des Armes wird durch die Gewichtskraft nicht nur eine statische Kraft, sondern auch ein Moment induziert.

Für die Berechnung des Drehlagers wurde nur die höchste Beanspruchung genommen. Diese tritt auf, wenn der Gelenkarm in Wechselposition fährt und dort abgebremst wird. Die Kräfte auf die Fußlager können aus der Berechnung von Punkt 12.2.4 übernommen werden. Zusätzlich wirkt auch noch die Gewichtskraft des Gelenkarm-Unterbaues auf das Drehlager.

$F_{Cx}$	4814	N	Kraft Fußlager vorne X-Richtung
$F_{Cy}$	5317	N	Kraft Fußlager vorne Y-Richtung
$F_{Ex}$	(-)5119	N	Kraft Fußlager hinten X-Richtung
$F_{Ey}$	(-)3858	N	Kraft Fußlager hinten Y-Richtung
$X_C$	84,5	mm	Abstand vorderes Fußlager X
$Y_C$	89	mm	Abstand vorderes Fußlager Y
$X_E$	84,5	mm	Abstand hinteres Fußlager X
$Y_E$	110	mm	Abstand hinteres Fußlager Y
$F_G$	450	N	Unterbau Gewichtskraft
$F_A$		N	axiale Lagerkraft
$F_R$		N	radiale Lagerkraft
$M$		Nm	Lagermoment

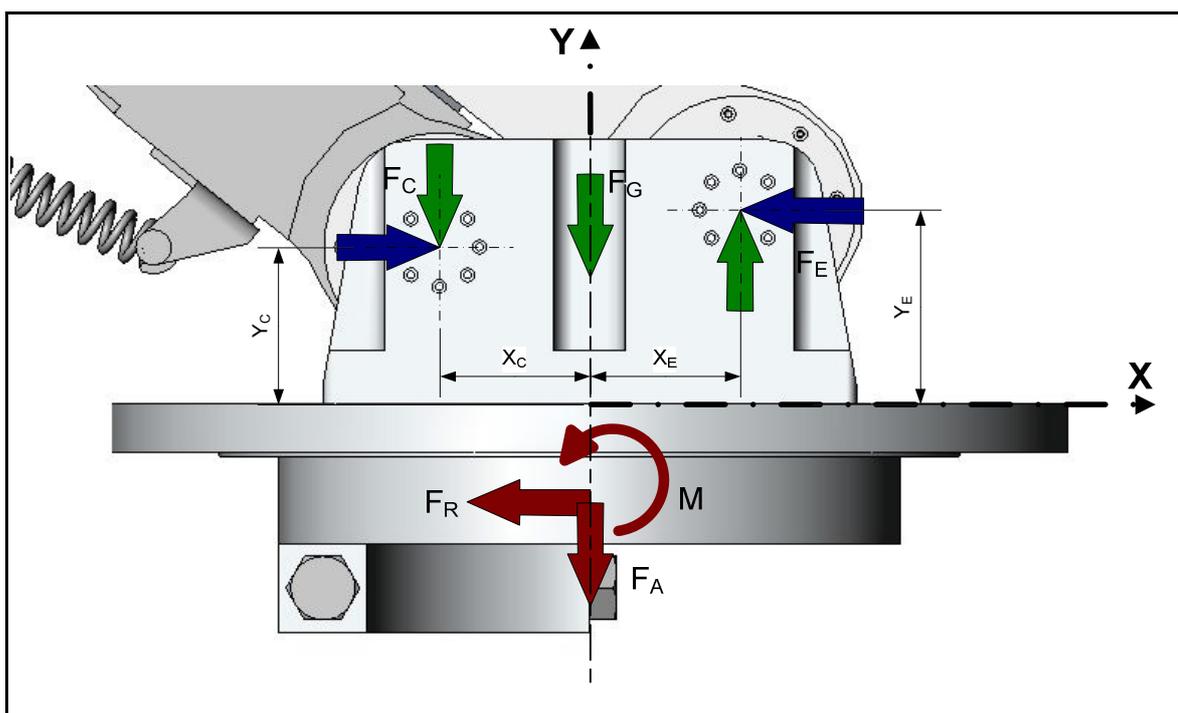


Abbildung 80: Drehlager - Lagerkräfte

$$F_A = F_{Cy} - F_{Ey} + F_{Gy}$$

$$F_A = 5317 - 3858 + 450$$

$$F_A = 1909$$

$$F_R = F_{Ex} - F_{Cx}$$

$$F_R = 5119 - 4814$$

$$F_R = 305$$

$$M = F_{Ex} \cdot Y_E - F_{Cx} \cdot Y_C + F_{Ey} \cdot X_E + F_{Cy} \cdot X_C$$

$$M = 5119 \cdot 0,110 - 4814 \cdot 0,089 + 3858 \cdot 0,0845 + 5317 \cdot 0,0845$$

$$M = 909$$

$P_0$		N	statische äquivalente Radialbelastung [12, S.A-862]
$C_0$	473000	N	statische Tragzahl [13, S.B-796 (RU 445)]
$f_s$	3		statischer Sicherheitsfaktor [12, S.A-862]
$X_0$	1		statischer Radialäquivalenzfaktor [12, S.A-862]
$Y_0$	0,44		statischer Axialäquivalenzfaktor [12, S.A-862]
$dp$	0,4454	m	Rollenmittenkreis [13, S.B-796 (RU 445)]

$$P_0 = X_0 \cdot \left( F_R + \frac{2 \cdot M}{dp} \right) + Y_0 \cdot F_A$$

$$P_0 = 1 \cdot \left( 305 + \frac{2 \cdot 909}{0,4454} \right) + 0,44 \cdot 1909$$

$$P_0 = 5226,68$$

$$\frac{C_0}{P_0} > f_s$$

$$\frac{473000}{5226,68} > 3 \quad \checkmark$$

$$90 > 3$$

Obwohl das Lager bei weitem überdimensioniert ist, machen es die Einbauverhältnisse notwendig, ein derart großes Lager zu verwenden.

### 12.3.4 Fußkräfte

Da das System annähernd symmetrisch bezüglich der Kräfte [Kap.12.3.3] ist, kann man annehmen, dass die beiden vorderen bzw. hinteren Füße jeweils das gleiche Gewicht tragen. Zusätzlich darf die Fußreibungskraft nicht größer als die aufnehmbaren Reibungskräfte werden.

$F_G$	4000 N	Grundgestell Gewichtskraft
$F_A$	1909 N	axiale Lagerkraft
$F_R$	305 N	radiale Lagerkraft
$M$	909 Nm	Lagermoment
$F_{FV}$		vordere Fußkräfte
$F_{FH}$		hintere Fußkräfte
$F_{FR}$		Fußreibungskräfte
$X_L$	0,365 m	Drehlagerabstand X
$Y_L$	1,200 m	Drehlagerabstand Y
$X_F$	0,730 m	Fußabstand
$\mu$	0,25	Reibungsbeiwert [4, S.2-10]

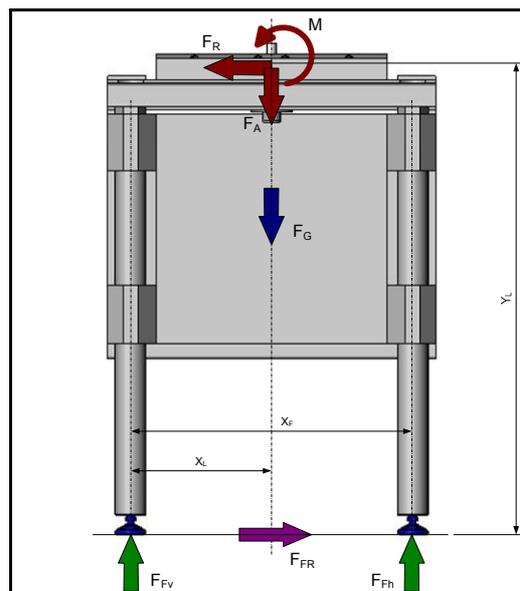


Abbildung 81: Grundgestell - Kraftsystem

$$F_{FV} + F_{FH} = F_A + F_G$$

$$F_{FR} = F_R < (F_{FH} + F_{FV}) \cdot \mu$$

$$F_{FH} \cdot X_F = (F_A + F_G)X_L - F_R \cdot Y_L - M$$

$$\Rightarrow F_{FR} = 305 < (1909 + 4000) \cdot 0,25 = 1477 \quad \checkmark$$

$$F_{FH} = \frac{(1909 + 4000) \cdot 0,365 - 305 \cdot 1,2 - 909}{0,73}$$

$$F_{FH} = 1208$$

$$F_{FV} = 1909 + 4000 - 1208$$

$$F_{FV} = 4701$$

### 12.3.5 Kippsicherheit

**Annahme:** Es werden nur die radiale Drehlagerkraft und das Moment in diese Betrachtung einbezogen, wobei sich die axiale Drehlagerkraft positiv auf die Sicherheit auswirken würde. Weiters wird auch nur der Fall betrachtet, dass sich die hintere Fußlagerkraft umkehrt, was zu einem Abheben der Steher führen würde und somit zu einer nicht mehr eindeutig definierten Lage [Kap.12.3.3, Kap.12.3.4].

$F_G$	4000	N	Grundgestell Gewichtskraft
$F_A$	1909	N	axiale Lagerkraft
$F_R$	305	N	radiale Lagerkraft
$M$	909	Nm	Lagermoment
$F_{Fh}$		N	hintere Fußkräfte
$X_L$	0,365	m	Drehlagerabstand X
$Y_L$	1,200	m	Drehlagerabstand Y
$X_F$	0,730	m	Fußabstand
$v$			Kippsicherheit

$$F_{FH} \cdot X_F = (F_A + F_G)X_L - (F_R \cdot Y_L + M) \cdot v$$

$$0 = (F_A + F_G)X_L - (F_R \cdot Y_L - M) \cdot v$$

$$v = \frac{(F_A + F_G)X_L}{(F_R \cdot Y_L + M)}$$

$$v = \frac{(1909 + 4000) \cdot 0,365}{450 \cdot 0,73 + 909}$$

$$v = 1,74$$