Systematische Auslegung von Kurvenkoppelgetrieben für Führungsbewegungen

Von der Fakultät für Maschinenbau und Verfahrenstechnik der
Technischen Universität Chemnitz

genehmigte

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur
(Dr.-Ing.)

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Jörg Matthes
aus Taura

Chemnitz 2002

Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. E. h. J. Volmer
	Prof. Dr. rer. nat. habil. K.-H. Modler
	Prof. Dr.-Ing. R. Lohe
Mündliche Prüfung:	21. März 2002

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Professur Getriebelehre der Technischen Universität Chemnitz.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. J. Schönherr, der diese Arbeit in ihrer Anfangsphase betreut und durch seine Anregungen maßgebend geprägt hat. In tiefem Gedenken an Prof. Schönherr möchte ich mit dieser Arbeit sein Wirken als Leiter der Professur und als anerkannten Wissenschaftler hervorheben.

Mein Dank gilt in besonderer Weise Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. E. h. J. Volmer für die nachträgliche Übernahme der Betreuung dieser Arbeit. Er hat durch seine hohe fachliche Kompetenz auf dem Gebiet der Getriebetechnik mit wesentlichen Hinweisen zur Fertigstellung beigetragen.

Für die Förderung der Arbeit möchte ich Herrn Prof. Dr. rer. nat. habil. K.-H. Modler danken.

Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Lohe danke ich für sein besonderes Interesse an dieser Arbeit und seine wertvollen Hinweise.

Insbesondere gilt mein Dank Dr.-Ing. M. Dög für seine fachliche und organisatorische Hilfe während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter. Durch seine Anregung und sein Wirken hat er mich darin bestärkt, diese Arbeit zu verfassen. Für die hervorragende Umsetzung meiner Skizzen zu hochwertigen Zeichnungen möchte ich den Zeichnerinnen danken.

Schließlich danke ich meiner Frau und meinen Kindern, die mir besonders in der letzten Phase der Promotion viel Geduld und Verständnis entgegengebracht haben.

Chemnitz, Dezember 2001 Jörg Matthes

Inhaltsverzeichnis

1 EINLEITUNG 1

2 STAND DER TECHNIK UND ZIELSTELLUNG 4

2.1 Kurvengetriebe damals und heute 4

2.2 Mechanische vs. elektronische Antriebe 5

2.3 Auslegung von Kurvengetrieben 7
2.3.1 Übertragungsgetriebe 7
2.3.2 Führungsgetriebe 8

2.4 Rechnerunterstützte Getriebeauslegung 9
2.4.1 Rechnerunterstützte Konstruktion (CAD) 10
2.4.2 Kinematik- und Dynamikmodule in CAD-Systemen 12

2.5 Zielstellung der Arbeit 14

3 BEWEGUNGSDESIGN 15

3.1 Anforderungen 15

3.2 Inhalt und Objekte des Bewegungsdesign 16
3.2.1 Einordnung des Bewegungsdesign für ebene Bewegungen 16
3.2.2 Bewegung und Bewegungsaufgabe 17
3.2.3 Arten ebener Führungsbewegungen 19
3.2.4 Parameter der geometrie- und antriebsbezogenen Führung 21

3.3 Methodische Hilfsmittel für das Bewegungsdesign 24
3.3.1 Bewegungsskizze 25
3.3.2 Bewegungstabelle 29
3.3.3 Bewegungsdiagramm 30

3.4 Mathematische Beschreibung der ebenen Bewegung 31
3.4.1 Einteilung in Bahnabschnitte 31
3.4.2 Einfluss der Parametrisierung auf die Gestalt ebener Kurven 32
3.4.3 Parametrisierung der Führungsbahn 34
3.4.4 Geradenabschnitt (LINE) 35
3.4.5 Kreisbogen (CIRC) 36
3.4.6 Bewegungsgesetze für freie Übergänge 37
3.4.7 Splinekurven 41
3.4.8 HS-Kurven 42

3.5 Kopplung von Geometrie- und Bewegungsdesign 44
3.5.1 Bewegungsdesign als Gestaltungsaufgabe 44
3.5.2 Beschreibung der FBA mit CAD-Basisfunktionen 45

3.6 Beispiele der Beschreibung ebener Bewegungen 49
3.6.1 Bewegungsdesign am Beispiel einer ebenen Punktführung 49
3.6.2 Bewegungsdesign am Beispiel einer Ebenenführung 55

4 TYPAUSWAHL EBENER FÜHRUNGSKURVENGETRIEBE 59

4.1 Vorbetrachtungen 59

4.2 Ausgangssituation für die Typauswahl 60
4.2.1 Fallunterscheidung 60
4.2.2 Charakteristik von Führungsbewegungsaufgaben 63

4.3 Klassifikation und Struktursystematik von Führungsgetrieben 66
4.3.1 Klassifikation 66
4.3.2 Struktursystematik 69

4.4 Typbestimmung 74
4.4.1 Rechnerunterstützte Aufbereitung von Erfahrungswerten 75
4.4.2 Verfahren und Methoden zur Lösungsfindung 76
4.4.3 Entscheidungskriterien bei der Auswahl eines Führungskurvengetriebes 78
4.4.4 Führungskurvengetriebe mit minimaler Struktur 80
4.4.5 Entwicklungsaufwand und Mindestanforderungen 81

4.5 Typkatalog ebener Führungskurvengetriebe 82
4.5.1 Spezifik des Typkatalogs 82
4.5.2 Lösungskatalog 84

5 MAßSYNTHESE EBENER FÜHRUNGSKURVENGETRIEBE 87

5.1 Schritte der Maßsynthese 87
5.1.1 Maßsynthese des Koppelgetriebes 89
5.1.2 Maßsynthese des Kurvengliedes 90

5.2 Maßbestimmung von Koppelgetriebe und Kurvenglied am Beispiel eines Punktführungsgetriebes 94
5.2.1 Wahl der Anfangsbedingungen 94
5.2.2 Annäherung an konstante Bewegungsvorgaben durch Optimierung 95
5.2.3 Synthese eines Koppelgetriebes mit beschränkter Baugröße und bester Bewegungsgüte 96
5.2.4 Auslegung der Kurvenglieder nach dem Übertragungswinkel 97

5.3 Maßbestimmung von Koppelgetriebe und Kurvenglied am Beispiel eines Ebenenführungsgetriebes 103
5.3.1 FBA und Auswahl des Getriebetyps 103
5.3.2 Bestimmung der kinematischen Abmessungen 103

5.4 Kinematische Analyse mit Hilfe der Modulmethode 106
5.4.1 Analyse eines Punktführungsgetriebes 107
5.4.2 Analyse eines Ebenenführungsgetriebes 110

6 RECHNERUNTERSTÜTZTE AUSLEGUNG VON FÜHRUNGSKURVENGETRIEBEN 113

6.1 Systemübersicht 113

6.2 Grundlagen des Datenaustausches 115
6.2.1 Rechentechnische Realisierung der Schnittstelle 115
6.2.2 Informationsaustausch zwischen CAD/MKS-System und Berechnungsprogramm 116

6.3 Komponenten des Berechungsprogramms 118

6.3.1 Programmteil Bewegungsdesign 118
6.3.2 Programmteil Typkatalog 122
6.3.3 Programmteil CAD-Modell 125

7 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK 132

LITERATURVERZEICHNIS

ANHANG A: LÖSUNGSKATALOG

ANHANG B: KINEMATISCHE KETTEN MIT EINEM BZW. ZWEI KURVENGELENKEN ABGELEITET VON DEN ACHTGLIEDRIGEN DREHGELENKKETTEN

Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen	Einheit	Benennung
A_i	-	Koeffizienten
l, n	-	Laufvariablen
m	-	Polynomgrad
r	mm	Radius
t_a	s	Anfangszeit
t_e	s	Endzeit
t_R	s	Rastzeit
Δ	°	Winkeltoleranz
ε	°	Ebenenwinkel
φ_x	°	Drehwinkel um x-Achse
φ_y	°	Drehwinkel um y-Achse
φ_z	°	Drehwinkel um z-Achse
ρ	mm	Krümmungsradius

Kurzzeichen in den Getriebeschemata

Kurzzeichen	Einheit	Benennung
E	-	Ebene/ Ebenenlage
F	-	Kontaktpunkt Kurvenscheibe / Rolle
K	-	Koppelpunkt
k_K	-	Koppelkurve / Bahnkurve
M	-	Rollenmittelpunkt
M_0	-	Krümmungsmittelpunkt
q	-	Relativpolbahn
Q	-	Relativpol

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
aE	antriebsbezogene Ebenenführung
aP	antriebsbezogene Punktführung
DKA	direkte kinematische Analyse
E	Ebenenführung
FBA	Führungsbewegungsaufgabe
FEM	Finite Elemente Methode
FKG	Führungskurvengetriebe
IKA	inverse kinematische Analyse
MKS	Mehrkörpersimulation
P	Punktführung
ÜKG	Übertragungskurvengetriebe

Nicht aufgeführte Formelzeichen und Abkürzungen sind an der entsprechenden Textstelle näher erläutert.

1 Einleitung

Mechanische Antriebslösungen finden häufig Anwendung zur Erzeugung von schnellen, periodisch wiederkehrenden, über eine längere Betriebszeit unverändert oder teilweise unverändert bleibenden Bewegungsabläufen bei Zuführ- und Handhabebewegungen. Zudem werden sie zur Übertragung von hohen Kräften und Leistungen vor allem im Umfeld der Teilefertigung und Teilemontage eingesetzt. So bieten beispielsweise die in der Industrie als Pick-and-Place bezeichneten Handhabungsaufgaben geeignete Einsatzgebiete für getriebetechnische Lösungen, z. B. **Bild 1.1**, bei denen Vorteile von Kurvengetrieben eine große Rolle spielen [Ill 96]. Präzision und hohe Taktzeiten kurvengesteuerter Automaten sind bei der rationalen Montage von Serienteilen nach wie vor unerreicht [Sin 94].

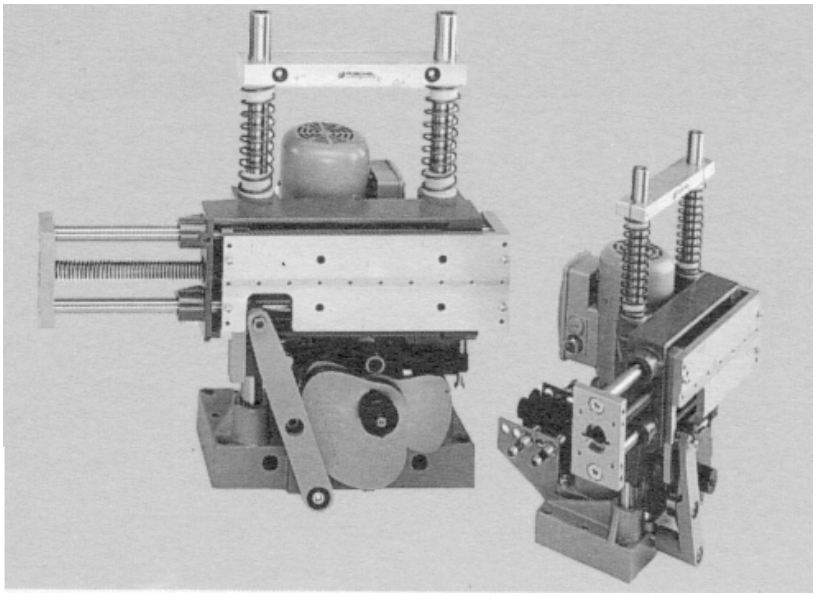


Bild 1.1: Kurvengesteuertes Handhabungsgerät mit Getriebemotor;
Quelle: Werkfoto der Firma Püschel Automatisierungssysteme, 58511 Lüdenscheid

Handhabungsaufgaben mit den Teilfunktionen bewegen, orientieren und positionieren lassen sich mit Führungsgetrieben realisieren. Die dafür geeignetsten Getriebearten sind Koppel- und Kurvengetriebe. Eine Kombination aus beiden ermöglicht es, gezielt die Vorteile beider Getriebearten auszunutzen und so einen großen Teil von Führungsaufgaben zu erfüllen. In Analogie zur Bezeichnung Übertragungskurvengetriebe (ÜKG) wurde für die Bewegungsaufgabe „Führen“ die Bezeichnung

Führungskurvengetriebe (FKG) definiert [Scha 99]. FKG finden hauptsächlich in der Fertigungs- und Montageautomatisierung Anwendung. Dabei zeichnen diese Getriebe besonders deren große Zuverlässigkeit und die hohe Wiederholgenauigkeit aus.

Die industrielle Nachfrage nach Handhabungsgeräten mit mechanischer Bewegungssteuerung hat dazu geführt, dass Anbieter von Kurvengetrieben zunehmend kurvengesteuerte Führungsgetriebe entwickeln und serienmäßig fertigen [dok 94]. Der Wettbewerb erfordert Mittel, die es dem Konstrukteur ermöglichen, schon während der Entwurfsphase sicher abzuschätzen, welche konstruktive Lösung den größten Erfolg verspricht. Um innovative Antriebslösungen zu entwickeln und auch anbieten zu können, stehen ihm eine Reihe rechnerunterstützter Methoden zur Verfügung. Die Steigerung der Effektivität vor allem in den frühen Entwurfsphasen erfordert es, den Iterationszyklus zwischen Berechnung, Gestaltung und Simulation zu optimieren. Der Weg dazu führt zur Systemintegration aller Einzeldisziplinen mit gemeinsamer Datenbasis. Die fortschreitende Entwicklung der CA-Technologien zeigt, dass dieser Integrationsprozess nicht nur den Konstruktionsbereich sondern vielmehr alle Bereiche der Produktentwicklung betrifft. Als Basis dieses Verbundes kristallisiert sich das 3D-CAD-System heraus. Ohne die Möglichkeit, reale Objekte bis zu einer gewissen Genauigkeitsstufe virtuell abzubilden, fehlt oft die einheitliche Kommunikationsbasis zwischen den Unternehmensabteilungen, die gerade im Entwicklungsprozess von hoher Wichtigkeit ist.

Ein von der DFG initiiertes Schwerpunktprogramm befasst sich daher mit „innovativen rechnerunterstützten Konstruktionsprozessen: Integration von Gestaltung und Berechung“. Der Beitrag der Professur Getriebelehre dazu dient der rechnerunterstützten Auslegung von ebenen Führungsgetrieben mit Kurbel-, Kurven- oder Servoantrieben, dessen Realisierung Bereiche dieser Arbeit prägen. Die Thematik dieser Arbeit befasst sich mit der Auslegung von FKG (Kurvenkoppelgetrieben). Darunter wird hier der Prozess von der Beschreibung der Führungsbewegungsaufgabe (FBA) bis zur Maßsynthese bzw. dem vom Getriebeschema abgeleiteten 3D-CAD-Modell verstanden.

Weiterhin hat die Professur, insbesondere ihr Leiter Prof. Schönherr, entscheidenden Anteil an der im VDI-Ausschuss „Kurvengetriebe“ erarbeiteten Richtlinie zur Auslegung von Führungskurvengetrieben. Bei der Arbeit an dieser Richtlinie musste festgestellt werden, dass es vor allem die Vielfalt der möglichen Führungsbewegungsaufgaben sowie der in Frage kommenden Getriebetypen schwer macht, eine einheitliche Methodik für die Auslegung dieser Getriebe zu finden. Zudem gibt es zu der Problematik der systematischen Untersuchung von FKG nur wenig Schrifttum. Diesem Umstand Rechnung tragend, wurde von Schönherr [Sch 96a] auf der Getriebetagung 1996 der Versuch unternommen, eine vollständige Systematik der Führungsbewegungsaufgaben und Getriebetypen zu erstellen und allgemeine Richtlinien für die Beschreibung der FBA und für das Auswählen eines geeigneten Getriebetyps zu entwerfen. Auf den nachfolgenden Entwicklungsschritt der Maßsynthese von Führungskurvengetrieben wurde jedoch nur kurz eingegangen.

Aufbauend auf dieser Systematik ist es das Ziel dieser Arbeit, die Entwicklungsschritte Bewegungsdesign, Typauswahl, Maßsynthese und rechnerische Analyse von FKG zusammenzufassen und durchgängig abzubilden. Unter der Maßgabe, diese Entwicklungsschritte mit Hilfe der Rechentechnik zu bewältigen, sind entsprechende Module zu entwerfen. Um neben der Ermittlung der kinematischen Abmessungen auch den Einfluss äußerer Kräfte und Momente sowie der Massenkräfte zu berücksichtigen, sollen die Daten direkt als grobgestalteter Entwurf in ein CAD/MKS-System übertragen werden.

2 Stand der Technik und Zielstellung

2.1 Kurvengetriebe damals und heute

Der vorerst spielerische Einsatz von Nockenmechanismen mit rotierenden Stiften bzw. Stangen lässt sich bis ins Altertum zurückverfolgen. Einer der Ersten, die sich systematisch mit Kurvengetrieben auseinander setzten, war Leonardo da Vinci. Er analysierte die einfachen Mechanismen des Altertums und kreierte daraus seine originären Schöpfungen, unter denen sich auch eine Vielfalt kurvengetriebener Bauformen befindet. In seinen Skizzenbüchern hielt er neben fertig durchdachten Konstruktionen auch die entsprechenden analytisch-synthetischen Lösungsschritte fest. Auch ohne direkten Anwendungsfall entwickelte er in systematischer Form Mechanismen zum Erzeugen und Umwandeln von Bewegungen. Anwendungsgebiete fanden sich in der Feinmechanik in Form von ebenen und räumlichen Uhrwerksmechanismen oder bei der Mechanisierung der Produktion. Obwohl er mit seinen Lösungen sowie seinem methodischen Vorgehen seiner Zeit weit voraus war, kann von einer Theorie der Kurvengetriebe noch nicht die Rede sein [MM 89].

In der Gegenwart werden Kurven- und Koppelgetriebe sowie deren Kombinationen in großer Vielfalt in Be- und Verarbeitungsmaschinen eingesetzt. Zum Einsatz kommen diese Getriebe hauptsächlich dann, wenn feste Bewegungsabläufe, schnelle Bewegungen oder große Kräfte zu übertragen sind. Sie bieten die Möglichkeit der Erfüllung in weiten Grenzen beliebiger Bewegungsaufgaben und stellen die sicherste und meist kostengünstigste Variante dar, ungleichmäßige Bewegungen zu erzeugen [Sch 96a]. Im Verständnis von bewegungstechnischen Zusammenhängen besitzen Getriebetechniker gewissermaßen eine „Kernkompetenz“, deren Grundlage die Übertragungsfunktion bei Kurvengetrieben bildet. Bewegungen in der Ebene lassen sich immer in eine eindimensionale Bewegung für jeweilige Koordinate aufspalten [Bra 00a].

Volmer [Vol 95] bezeichnet die Probleme der Synthese als sehr komplex; sie sind wesentlich komplizierter als die der Analyse. Aus einer Vielzahl von Varianten muss eine den Forderungen entsprechende Lösung gefunden werden. Als prinzipielle

Methoden zur Lösung des Auswahlproblems für Koppelgetriebe kann man unterscheiden zwischen:

1. der Suche nach einem für eine beliebige Bewegungsaufgabe geeigneten Getriebes in einer vollständigen Klasse von Getrieben oder

2. der Anwendung von Standardlösungen für typische Bewegungsaufgaben wie Schwing-, Schwing-Rast- oder Rast-in-Rast-Bewegungen.

Während Aufgabe 1 noch weitestgehend ungelöst ist, gibt es für Aufgabe 2 rechnerbasierte Kataloge, zum Beispiel von Peisach [Pei 95] oder Günzel [Gün 94], die getriebetechnische Einzellösungen mit speziellen analytischen Syntheseverfahren zum Finden einer bestimmten Getriebestruktur ermitteln. Das Projekt *GENESYS* von Braune [Bra 96] verfolgt die Zielstellung, ein flexibles erweiterbares Datenmodell für ein umfassendes Softwaresystem zur Synthese und Analyse zu schaffen, in dem eine Vielzahl von Verfahren integriert werden können. Ein erster Schritt zu einem allgemeinen Verfahren der Maßsynthese liegt in der Entwicklung eines Lösungsverfahrens für mehrere spezielle Bewegungsaufgaben [BL 93]. Das Ziel wird weitestgehend dadurch erreicht, dass das Problem der Synthese eines auch höhergliedrigen Getriebes einfacher Struktur in mehrere Probleme der Genaulagensynthese eines einzelnen Lenkers zerlegt wird.

2.2 Mechanische vs. elektronische Antriebe

Eine Antriebs- oder Bewegungsaufgabe kann stets auf technisch unterschiedliche Art und Weise gelöst werden. Während für gleichmäßige Abtriebsbewegungen eine Vielzahl von Standardlösungen existieren, gibt es für ungleichmäßige Abtriebsbewegungen oft keine solche Lösung. Ein innovatives Antriebskonzept zu finden, erfordert die Kenntnis der Merkmale unterschiedlicher Varianten. Gerade die Frage, ob eine mechanische oder elektronische Antriebslösung oder gar eine Kombination von beiden zum Einsatz kommen soll, wird immer öfter ins Kalkül gezogen. Die nachfolgenden Abschnitte illustrieren anhand von Beispielen, wo die Potentiale dieser Antriebslösungen liegen.

Mechanische Bewegungssysteme besitzen auf Grund ihrer zwangläufigen Bewegungssteuerung vor allem für hochdynamische Prozesse mit Arbeitstakten > 1000 pro Minute Vorteile gegenüber elektronisch gesteuerten Antrieben. Ein wesentliches Kriterium für die Einsatzgrenzen letzterer liegt in der Verarbeitungsgeschwindigkeit zur Erzeugung und Weiterleitung von Signalen. Weitere Auswahlkriterien umfassen die Bahngenauigkeit, hohe Kräfte und Momente von Adaptionsbewegungen sowie die erforderliche sensorisierte Positionskontrolle [Scha 99]. Die Grenze der Bewegung in diesem hochdynamischen Bereich wird festgelegt durch den bisweilen unakzeptabel hohen Geräuschpegel, den die mechanischen Komponenten der Bewegungssysteme erzeugen [Gerw 99].

Die Entwicklung intelligenter Servoantriebe zeigt, dass die elektronische Kurvenscheibe, als die ein dezentral gesteuerter Direktantrieb neuerdings bezeichnet wird, gerade in Bereichen mittlerer Drehzahlen (60 min^{-1} bis 1000 min^{-1}) wachsendes Interesse in der Industrie findet. Vorgefertigte Makrofunktionsblöcke für den Synchronlauf, den Betrieb als elektronische Kurvenscheibe oder eine Positionierregelung sind als Technologiefunktionen Bestandteil der Software des Servoumrichters und verringern damit den Programmieraufwand. So ist es möglich, mehrere unterschiedliche Kurvenscheiben zu speichern und sogar während der laufenden Produktion zu wechseln. Hauptantriebe, die nach dem Prinzip der Königswelle arbeiten, werden durch dezentrale wartungsfreie Einzelantriebe ersetzt, die sich nach einer Leitfrequenzvorgabe richten und über schnelle Bussysteme kommunizieren [Bro 99].

Ein Beispiel für höchste dynamische Belastung liefern kurvengesteuerte Ventiltriebe für Verbrennungsmotoren. Eine Nockenwellenumdrehung erfolgt in 20 ms bei einer Kurbelwellendrehzahl von 6000 min^{-1} und einer maximalen Beschleunigung von 10000 m/s^2. Bei diesen Anforderungen zeigen sich die Vorteile mechanischer Antriebe, die zum Teil mit ausgeklügelten Verstellmechanismen kombiniert werden, die auch teilflexible Bewegungsabläufe ermöglichen [Ten 94].

2.3 Auslegung von Kurvengetrieben

2.3.1 Übertragungsgetriebe

Als Ausgangspunkt der Forschung auf dem Gebiet der Kurvengetriebe kann die Monographie von ROTHBART [Rot 56] bezeichnet werden. Hier wurden erstmals die Bewegungsgesetze systematisch geordnet, Polydyne als Bewegungsgesetze eingeführt und umfangreiche Auslegungsrichtlinien angegeben.

Zahlreiche seitdem veröffentlichte Monographien und wissenschaftliche Artikel sind vor allem folgenden Themenkomplexen zuzuordnen:

- Entwicklung und Bewertung unterschiedlicher Methoden der Berechnung der Übertragungsfunktion, z. B. [Chen 82] und [KV 88],
- Auslegung von Kurven- und Kurvenschrittgetrieben, z. B. [Vol 89] und [LM 90],
- Analyse und Bewertung von Kurvengetrieben nach dynamischen Gesichtspunkten, z. B. [WR 96], [GH 77] und [DV 89],
- Ermittlung der kinematischen Abmessungen nach optimierenden Gesichtspunkten, z. B. [AL 91],
- Entwicklung von Methoden der Kurveninterpolation zur Berechnung der Fertigungskoordinaten, z. B. [GT 90], bzw. zur Verarbeitung von Messwerten, z. B. [VK 77] sowie
- die Bewertung des Fertigungs- und Spieleinflusses auf das Laufverhalten von Kurvengetrieben, z. B. [Koop 93].

In den VDI-Richtlinien 2142 und 2143 sowie im Fachbuch Kurvengetriebe [Vol 89] sind die wesentlichen Grundlagen für die Auslegung ebener Kurvengetriebe enthalten. Viele auf dem Markt befindliche Softwareprodukte wie *CDS* [Bra 91b], *OPTIMUS MOTUS* [dok 92] oder *induDrive* [dok 00] zur Auslegung von Kurvengetrieben wurden auf der Basis der VDI-Richtlinien entwickelt.

Die genannten sowie weitere entwickelte Programmsysteme enthalten Berechnungsmodule für die kinetostatische bzw. dynamische Analyse, z. B. [Hahn 89], [Isr 90], [Led 85] und [CS 90]. Zusätzliche Funktionen unterstützen die Federauslegung bzw. Werkstoffauswahl und bieten Schnittstellen zu Programmen für die Koppelgetriebeanalyse sowie die Berechnung und Ausgabe der NC-Daten für die

Kurvenkörperfertigung [Sch 90]. Neuere Untersuchungen befassen sich mit der Verkürzung der Entwicklungszeiten eines Getriebes und der Unterstützung des Anwenders bei der Lösung unvollständig formulierter (unscharfer) Aufgaben [Sch 96b, DM 98]. Außerdem ist es in den meisten Fällen möglich, über Datenschnittstellen die Kurvengeometrie an 2D-CAD-Systeme als Basis des konstruktiven Entwurfs des Getriebes zu übergeben. Hier wie auch in ersten Lösungen der wissensbasierten rechnergestützten Getriebekonstruktion [KF 94] laufen der kinematische und konstruktive Getriebeentwurf in unterschiedlichen, lediglich datengekoppelten Umgebungen ab. Einige CAD-Systeme enthalten bereits seit Ende der neunziger Jahre einfache Kinematikmodule für die Bewegungssimulation und den Kollisionstest [Bra 89].

2.3.2 Führungsgetriebe

Mit Hilfe von Koppelgetrieben lassen sich Führungsaufgaben in der Regel nur angenähert verwirklichen. Theoretisch ist es möglich, neun Punktlagen durch die Koppelkurve eines Viergelenkgetriebes zu realisieren. Mit steigenden Anforderungen an die zu realisierende Bewegung erhöht sich oft die Zahl der Getriebeglieder und die Schwierigkeit der Lösungsfindung, zudem wächst sowohl der Entwicklungsaufwand als auch der konstruktive Aufwand [Hain 70].

Will man mathematisch exakte, stetige Führungsbahnen erreichen, wird der Einsatz von Kurvengliedern erforderlich. Zum Problem der Auslegung der Kombination aus Koppel- und Kurvengetriebe zum Erzeugen von Führungsbahnen ist nur wenig Schrifttum bekannt [Sch 96a]. In der internationalen Literatur findet sich u. a. eine Arbeit zur Systematik von FKG [SK 81].

Die vielseitigsten Arbeiten zur Maßsynthese von drei- und viergliedrigen Führungskurvengetrieben wurden von Hain [Hain 67, Hain 71, Hain 74] geleistet. In einer ebenfalls von Hain [Hain 85] erstellten Systematik lassen sich aus sechsgliedrigen Drehgelenkketten 158 kombinierte Kurvengetriebe mit bis zu drei Kurvengelenken bilden. Bereits beim Einsatz nur eines Kurvengelenks ist die mathematisch genaue Führung eines Punktes auf einer vorgegebenen Bahn möglich. Bei zusätzlicher Vorgabe einer Geschwindigkeit bzw. der Führung einer Ebene benötigt man bereits zwei vollumrollte Kurven. Erhöht man nochmals die Anzahl der Kurvengelenke,

kann eine Koppelebene mit vorgegebener Geschwindigkeit bewegt bzw. ein Stillstand erzeugt werden. Die Schwierigkeiten der Auslegung der Kurvengetriebe liegen dabei weniger in der Maßgebung der Kurvenprofile, als vielmehr darin, einen übertragungsgünstigen Bereich zu schaffen bzw. die Umlauffähigkeit zu garantieren. Auf die gestalterische Umsetzung dieser Getriebevarianten wird in einigen Anwendungsbeispielen Bezug genommen [Hain 60].

Wie die Arbeit von Schaeffer [Scha 99] zeigt, existiert starkes Interesse an der standardisierten rechentechnischen Beschreibung von Führungsbewegungsaufgaben. Der Prozess der Typfindung, d. h. des Findens eines Mechanismus, der die FBA optimal erfüllt, erscheint dagegen weit schwieriger. Im Entwurf der VDI-Richtlinie 2740 sind dazu einige Lösungsvorschläge aufgeführt.

Unter den Gesichtspunkten der Kostensenkung und Leistungssteigerung müssen auch die Möglichkeiten von mechanisch-elektronischen (mechatronischen) Antriebslösungen in Betracht gezogen werden, um ggf. die Vorteile von mechanischen Getrieben in ihrer Kombination mit gesteuerten Antrieben zu nutzen. Zu einer solchen Antriebslösung wird das ungleichmäßig übersetzende Getriebe einfacher Struktur um einen Zusatz- oder Verstellantrieb erweitert, der lediglich zur geringfügigen Modifikation der Antriebsbewegung oder Führungsbahn [Ber 97] bzw. zum Ausgleich von Kräften benutzt wird. In der Literatur geben Crone und Klein-Breteler [CK 94] einen Überblick über die Einstell- und Verstellmöglichkeiten in Mechanismen. Eine Betrachtung des mechatronischen Gesamtsystems wird von Nitz [Nitz 94, Nitz 96] und Ulbricht/Ahlemeyer [UA 94] vorgenommen. Es ist jedoch ebenso möglich, Kurvengetriebe zur Steuerung von Verstellbewegungen einzusetzen. Nolte [Nol 94] stellt diese beiden Möglichkeiten zur Bewegungserzeugung gegenüber und zeigt, dass trotz der modernen Technik noch immer einige gravierende Nachteile der elektronischen Antriebe gegenüber den mechanischen Lösungen bestehen.

2.4 Rechnerunterstützte Getriebeauslegung

Während in der Vergangenheit für die Auslegung jeglicher Mechanismen ausschließlich spezielle, separate Rechnerprogramme eingesetzt wurden, zeigt sich

derzeit in der Industrie eine erhöhte Nachfrage an modularen Software-Systemen mit einheitlicher Benutzeroberfläche. Die kinematische Auslegung von Mechanismen ordnet sich damit mehr in den Prozess der konstruktiven Gestaltung ein und wirkt sich so positiv auf die Produktentwicklung aus. Nicht zuletzt erfordern immer kürzere Entwicklungszeiten die durchgängige Abbildung aller Prozesse der Produktentwicklung, die ohne den Einsatz rechnerunterstützter Systeme, sog. CAx-Systeme, nicht möglich wäre.

In [Bre 91] wurde eine ausführliche Darstellung zur Geschichte der computergestützten Getriebekonstruktion aufgezeigt, in der sich bereits der Trend zur Integration von Berechnungstools in das CAD-System abzeichnet. Dies resultiert gerade daher, dass das CAD-System die Basis aller angrenzender Bereiche der Konstruktion wie Fertigung (CAM), Entwicklung (CAE) usw. darstellt. Aus den anfänglichen einfachen Berechnungstools wurden umfangreiche Software-Systeme, wie z. B. MKS-Systeme und FEM-Systeme, als Zusatzmodule integriert. Eine Vielzahl kompakter, teils firmenspezifischer Applikationen ergänzen diese Produktpalette.

Aufgrund dieser Entwicklung kann die rechnerunterstützte Getriebeauslegung nicht mehr nur als eigenständige Einheit betrachtet werden, sondern sollte gerade im Hinblick auf die konstruktive Gestaltung eines Getriebes vielmehr als ein Teilkomplex der CAE-Systemen verstanden werden. Die nachfolgenden Abschnitte geben den Stand der Technik auf diesem Gebiet wieder.

2.4.1 Rechnerunterstützte Konstruktion (CAD)

Das Werkzeug in der rechnerunterstützten Konstruktion ist das CAD-System. CAD-Systeme lassen sich grundsätzlich den Bereichen 2D-Zeichnungserstellung, 3D-Geometriemodellierung und in sogenannte 2D/3D-Systeme zuordnen. Währendessen die 2D-Zeichnungssyteme am Ende ihrer Entwicklung angekommen sind, gibt es im 3D-Bereich noch genügend Entwicklungspotential. Ein Grund dafür liegt in der Eindeutigkeit der Informationen, z. B. zwischen Ansichten, Schnitten und Stücklisten, für die der Bearbeiter im 2D-System selbst verantwortlich ist. Im 3D-System und den damit verbundenen Arbeitstechniken besteht Widerspruchsfreiheit zwischen diesen Informationen [KHK 00]. Überdies stieg die Leistungsfähigkeit der 3D-CAx-Systeme aufgrund neuer Verfahren wie Parametrik, Simulation und dem

Aufbau eines wirklichkeitsgetreuen Modells im Rechner (Digital Mock-up) so sehr, dass noch keine umfassende Konstruktionsregel dafür vorliegt [VW 00]. Dabei lassen sich die wesentlichen Effekte der rechnergestützten Simulation von Mechanismen gegenüber der experimentellen Untersuchung bereits in der Kostensenkung und dem Zeitgewinn erkennen. Einen völligen Ersatz von Prototypen hat dies jedoch nicht zur Folge.

Als geeignete Datenstrukturen zur Beschreibung von Volumenmodellen haben sich die B-Rep (Boundary Representation) und CSG (Constructive Solid Geometry) Struktur bewährt. Während B-Rep die exakte Definition der Begrenzungsflächen ermöglicht, beschreibt CSG den Entstehungsprozess aus räumlichen Grundelementen (Kugel, Zylinder, Quader). Weitere Funktionen dienen der Modifikation des vorhandenen Körpers (Verrundungen, Fasen, ...), der Flächenmodellierung oder dem Erzeugen von Features (Bohrungen, Nuten usw.) [Lee 99]. Moderne CAD-Systeme verwenden eine hybride Datenstruktur (B-Rep und CSG) und verfügen über ein umfangreiches Repertoire an Funktionen zur Produktbeschreibung, das über Programmierschnittstellen erweitert bzw. angepasst werden kann [KHK 00].

Auf dem Gebiet der 3D-CAD-Systeme haben sich eine Reihe von Produkten auf dem Markt etabliert, wie *Pro/ENGINEER*®, *CATIA*®, *I-DEAS*®, *EUCLID*® und *UNIGRAPHICS*®. Diese warten mit fast identischen Grundfunktionen auf, die sich für unterschiedliche Technikdisziplinen wie Mechanik, Elektronik und Bauwesen erweitern lassen [Gie 00]. Die Unterschiede zwischen diesen Systemen lassen sich teilweise noch auf deren ursprüngliches Einsatzgebiet zurückführen. So existieren vorrangig im Fahrzeug- bzw. Flugzeugbau angewandte Lösungen, die z. B. im Bereich der Flächenmodellierung auf ein neues Featurekonzept sowie die globale Flächenbearbeitung setzen [Fur 97].

Die Bestrebungen, immer komplexere Produkte wie z. B. Werkzeugmaschinen, Verpackungsanlagen und Fahrzeuge in allen Einzelheiten als 3D-Modell abzubilden, bringen einige CAD-Systeme inklusive Hardware an die Grenzen des Machbaren. Vor allem bei parametrischen Systembaugruppen verliert man schnell den Überblick bei der Vielzahl von Beziehungen, die oft nur in einer Richtung, in sogenannten Eltern-Kind-Beziehungen, verlaufen. Änderungen der Baugruppen zu

einem fortgeschrittenen Zeitpunkt der Konstruktion sind damit fast unmöglich. Neue Konstruktionsmethoden wie die Top-Down Konstruktion [FL 99], die das Arbeiten in unterschiedlichen Detaillierungstiefen wie Strukturebene, Baugruppenebene, Bauteilebene vorsehen, sind erste Reaktionen der Anwender auf diese Leistungsdefizite. Aber auch die CAD-Systemanbieter reagieren darauf mit neuen Technologien. So verfügt das CAD-System *AUTODESK INVENTOR*® über sog. Adaptive Technologien, die u. a. für die Bearbeitung umfangreicher Baugruppen nur die aktuell benötigten Daten bereitstellen.

2.4.2 Kinematik- und Dynamikmodule in CAD-Systemen

Die an den Hochschulen in der Getriebetechnik entwickelten und eingesetzten Kinematikprogramme zur Synthese und Analyse beschränken sich oft nur auf spezielle Getriebestrukturen und verfügen über keine ausreichende Einbindung in ein CAD-System. Beispiele dafür sind Softwarelösungen zur Analyse von Koppelgetrieben wie *KAMOS* [Bra 91a], *KOPAK* [BS 95], *WinDAM* [Dre 97] und Kurvengetrieben wie *CDS* [Bra 91b], *CAMMEC* [Sch 89] oder Kurvenschrittgetrieben [Mat 96]. Aktuelle Forschungsprojekte wie *GENESYS* [Bra 96] und *KUBER* [Cor 00] haben diese Einschränkungen berücksichtigt. Anderseits existieren MKS-Systeme, wie *ADAMS*®, *DADS*®, *ITI-SIM*®, *SIMPACK*®, *MECHMACS*®, *MECHANICA*®, die einen großen Bereich der kinematischen und dynamischen Analyse abdecken und in der Lage sind, auch komplexe, nicht auf einen speziellen Bereich festgelegte Aufgaben zu lösen [DP 00].

Um die Assoziativität zwischen Getriebeschema und Volumenmodell herzustellen, muss man die Berechnungsmethoden in das CAD-System einbinden. Für die teilweise Lösung dieses Problems werden eine Reihe von verschiedenen, qualitativ recht unterschiedlichen CAD-Systemen mit Mechanikmodul angeboten. Deren Funktionsumfang reicht von der Analyse einfacher mechanischer Baugruppen bis hin zu Simulations- und Optimierungstools zur Maßsynthese. Dazu bieten einige Systeme, z. B. *Pro/MECHANICA Motion*®, *Autocad-Dynamic Designer*® und *UG-Scenario für Motion+*®, bereits eine vollständige Integrationslösung von CAD und MKS an, bei der unter CAD gestaltete Baugruppen analysiert und optimiert werden können. Verbesserungen in der Benutzerführung mit Windows konformer

Dialogführung sowie die Bereitstellung der Funktionalitäten der Feature-Technologie sind als die wesentlichsten Neuerungen zu nennen.

Grundsätzlich muss aber festgestellt werden, dass kommerzielle Mechanik-Module für Modellbildung, Simulation und Optimierung, nicht aber für Bewegungssynthese, Typauswahl und Vordimensionierung geeignet sind.

An dieser Stelle sei noch der Hinweis auf eine interessante Arbeit des Fachbereichs Informatik der FH-Hannover gegeben. Hier wird das Konzept für eine komfortable Benutzerumgebung zur Simulation von Antriebssystemen vorgestellt [KBK 97]. Dabei kann der Anwender aus einer Reihe von Katalogen für elektrische Maschinen, Kupplungen, Bremsen, Wellen usw. auswählen und diese Elemente als Sinnbilder auf einer grafischen Oberfläche zu einem Antriebssystem anordnen. In eigens entwickelten Dialogfenstern werden die zur Beschreibung der mechanischen Ersatzmodelle dienenden Elemente mit den nötigen Parametern versehen. Über die Schnittstelle zum Simulationsprogramm gelangen die Daten zum Preprozessor, und nach Ablauf der Simulation können die Analysedaten der Antriebselemente ausgewertet werden.

Dieses Konzept der Auslegung gleichmäßig übersetzender Antriebssysteme unterscheidet sich wesentlich von der Auslegung ungleichmäßig übersetzender Getriebe und lässt sich in dieser Form nicht übertragen. Auf Grund der speziellen Kinematik ist eine Vielfalt von getriebetechnischen Lösungen möglich. Eine Typ- und Maßsynthese von Koppelgetrieben ist in der Regel nur durch einen komplexen Iterationsprozess und mit dem entsprechenden getriebetechnischen Know-how durchführbar. Festverdrahtete Auslegungsalgorithmen wie sie für Maschinenelemente, z. B. Wellen-Nabe-Verbindungen, Kupplungen und Zahnradstufen, existieren, sind dafür kaum geeignet.

2.5 Zielstellung der Arbeit

Für die erfolgreiche Synthese von Führungsgetrieben ist die aufgabenadäquate Beschreibung der Führungsbewegungsaufgabe (FBA) eine wesentliche Voraussetzung. Soll diese Aufgabe von einem Konstrukteur ohne spezielles getriebetechnisches Fachwissen erfüllt werden, so müssen anschauliche, geometrieorientierte und wirksame Werkzeuge zur Verfügung gestellt werden. Als geometrieorientiertes Werkzeug des Konstrukteurs bietet das CAD-System bereits mehr oder weniger integriert die Möglichkeit der Dynamik- und Beanspruchungsanalyse von Mechanismen durch angekoppelte MKS- bzw. FEM-Bausteine. In beschränktem Maße können hier auch im Sinne einer Synthese kinematische und konstruktive Parameter optimiert werden. Bisher kaum gelöst ist dagegen das Problem des schnellen Findens einer brauchbaren Anfangslösung für eine vorgegebene FBA. Dieses betrifft sowohl den Typ und die Abmessungen als auch die konstruktive Detailgestaltung des Getriebes.

Die Arbeit stellt sich zum Ziel, als Bewegungsdesign ein durchgängiges Konzept für die Beschreibung einer FBA zu erarbeiten und die danach zur Realisierung der Bewegung erforderlichen Mechanismen zu finden und auszulegen. Es sollen dazu Methoden und Algorithmen für die Beschreibung der FBA und die Synthese ungleichmäßig übersetzender Getriebe, speziell von Führungskurvengetrieben unterschiedlichen Aufbaues untersucht werden. Darüber hinaus soll ein Konzept eines offenen rechnergestützten und CAD-nahen Systems für den konstruktiven Grobentwurf von Getrieben vorgestellt werden.

Das zu konzipierende Entwicklungssystem für FKG soll vor allem die erste Phase des Getriebeentwurfs, d. h. die Phase der Struktursynthese unterstützen. Es gilt dafür einen mit Geometrie- und Berechnungsdaten bestückten, erweiterbaren elektronischen Lösungskatalog zu entwickeln. Anhand charakteristischer Parameter, wie z. B. minimale Gliederzahl, realisierbare Führungsbahnen und konstruktive Anforderungen, sind geeignete Auswahlkriterien für die Typauswahl festzulegen. Die gefundene Getriebestruktur für eine vorgegebene FBA soll mit Hilfe eines CAD-Systems so zu einem FKG aufgebaut werden, dass eine nachfolgende dynamische Analyse im MKS-System mit geringstem Aufwand durchführbar ist.

3 Bewegungsdesign

Der geometrieorientierte Prozess des Beschreibens einer Bewegung, hier als Bewegungsdesign bezeichnet, erfolgt in einer frühen Phase der Auslegung von Mechanismen. Einzuordnen ist dieser Prozess in die Phase der Formulierung der Gesamtfunktion [VDI-Richtlinie 2222 Bl.1], woraus sich für die Auslegung eines Getriebes die Formulierung der Bewegungsaufgabe ableitet [VDI-Richtlinie 2727].

3.1 Anforderungen

Das Bewegungsdesign umfasst die realistische Beschreibung einer FBA, also eines technologischen Prozesses, in dem ein Arbeitspunkt oder -organ entlang einer vorgegebenen Bahn bewegt wird (**Bild 3.1**). Oft wird bei diesen Prozessen eine Synchronisation von Führungsbewegungen mit einer Antriebsbewegung gefordert. Dieses bedeutet, dass neben der geometrischen Gestalt der Bahnkurve auch deren Parametrisierung notwendig ist, z. B. im Bezug zu einem Antriebsparameter. Die Anforderungen an die Geometrie der Bewegung liegen in der Realisierung eines stetigen Bahnverlaufs, der eine hohe und wechselnde Zahl von Randwerten aufweisen kann und die Definition eines Bahnparameters erfordert. Bewegungsdesign ist deshalb mehr als Geometriedesign in dem Sinne, dass beispielsweise an Bahnkurven mit technologisch relevanten Punkten i. Allg. weitaus mehr Anforderungen gestellt werden als an Bauteilkonturen.

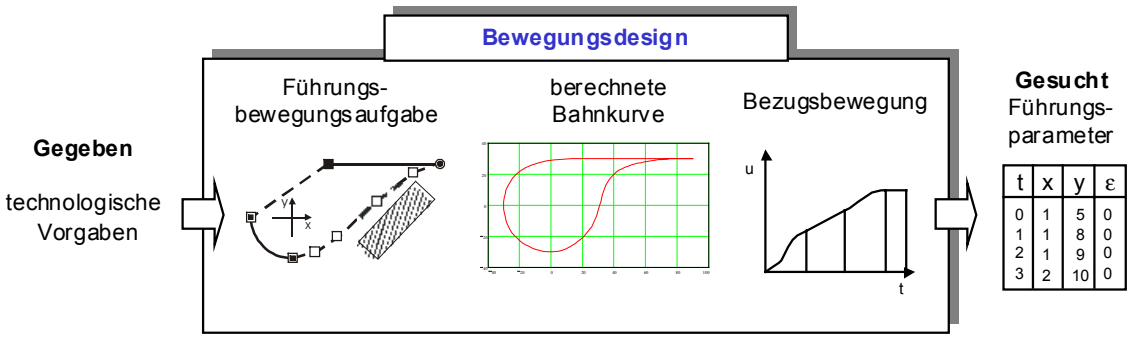


Bild 3.1: Problematik des Bewegungsdesigns

Die Beachtung der technologischen Vorgaben und die Formulierung der FBA sind nicht zu unterschätzende Arbeitsschritte, zu deren Lösung getriebetechnischer Sachverstand nötig ist. Ungünstig formulierte und unnötige oder zu strenge Vorga-

ben führen zu Bewegungsverläufen, die das Finden praktisch geeigneter Getriebelösungen erschweren oder unmöglich machen. Bereits kleine Variationen von strengen Vorgaben können das Lösungsspektrum wesentlich erweitern. Somit ist bereits an dieser Stelle sorgfältig zu prüfen, inwieweit Forderungen in einem bestimmten Bereich als variabel definiert werden können. Mit steigendem Grad der Komplexität, also der Anzahl technologischer Vorgaben und deren Güte (Toleranzen), erhöht sich der Aufwand zur Beschreibung und zur Lösung einer FBA enorm. Effektiv ist sie nur mit unterstützender Software zu lösen. Die dazu erforderliche quantitative Beschreibungsform erfolgt durch die Umwandlung der Vorgaben in geometrische und physikalische, also kinematische und dynamische Parameter. Aus diesen Parametern lassen sich die Bahnkurve und falls gefordert die Bezugsbewegung berechnen. Als Ergebnis werden die gesuchten Führungsparameter ausgegeben.

3.2 Inhalt und Objekte des Bewegungsdesign

3.2.1 Einordnung des Bewegungsdesign für ebene Bewegungen

In der Antriebstechnik werden im Zusammenhang mit der Definition einer Bewegung Begriffe wie Bewegungsplanung, Bahnplanung oder Bewegungssteuerung benutzt. Die Bezeichnungen Bewegungsplanung und Bahnplanung stammen aus der Robotik und befassen sich im Wesentlichen mit der Suche nach einer kollisions- und singularitätsfreien Bahn eines Roboterorgans in dessen Arbeitsraum. Von der Bewegungssteuerung hängt es dagegen ab, wie das Zusammenspiel zwischen mechanisch-elektrischen und elektronischen Komponenten erfolgt, um einen optimierten Bewegungsablauf zu gewährleisten. Die Bewegungssteuerung betrachtet ferner die Koordination zwischen kontinuierlichen und diskontinuierlichen Bewegungen eines Prozesses. Die funktionelle und konstruktive Integration dieser Komponenten spiegelt sich in der Bezeichnung „Mechatronik“ wieder.

Bewegungsdesign korrespondiert dem Grunde nach mit der Bewegungsplanung im Sinne der Suche nach einer Bewegungsbahn, befasst sich jedoch stärker mit der verlaufsoptimalen mathematischen Beschreibung einer geforderten FBA und ist noch an keine vorbestimme Antriebslösung gebunden. Vorgegeben werden dabei

neben ortsbezogenen Geometriegrößen auch zeitbezogene Zustandsgrößen wie Weg, Geschwindigkeit und Beschleunigung.

3.2.2 Bewegung und Bewegungsaufgabe

Die geometrische Dimension einer Bewegung lässt sich anhand der Freiheiten des Bezugssystems in ebene, sphärische und räumliche Bewegungen einteilen. Den allgemeinen Fall stellt die räumliche Bewegung dar, die mit Hilfe der kartesischen Koordinaten *x, y* und *z* sowie der Drehwinkel φ_x, φ_y und φ_z um die x-, y- und z-Achse in ihrem geometrischen Verlauf beschrieben wird. Ebene und sphärische Bewegungen mit jeweils drei Freiheiten bilden darin eine Untermenge. Die Zusammenhänge zwischen den Kenngrößen und Bezeichnungen geordnet nach wichtigen Aspekten einer Bewegung in einem technologischen Prozess sind in der in **Bild 3.2** dargestellten Übersicht verdeutlicht.

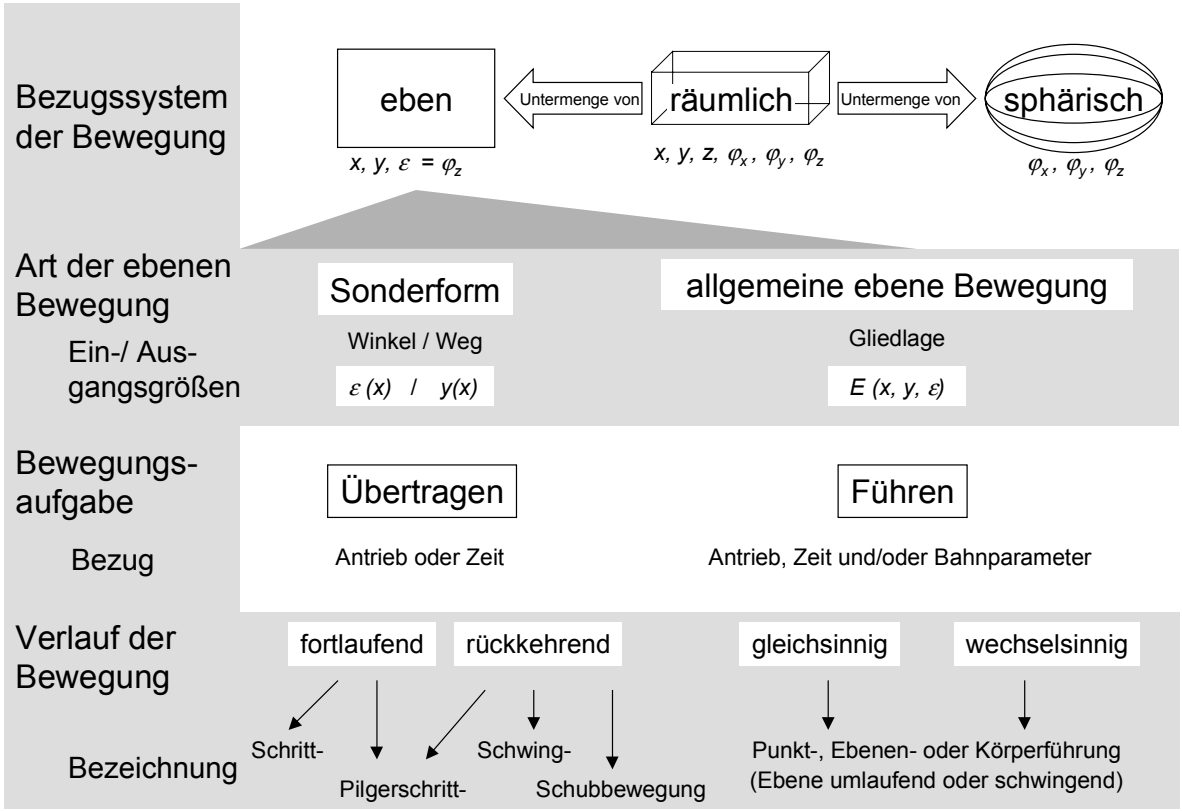


Bild 3.2: Systematik von Bewegungen in der Antriebstechnik

Für die aus dem praktischen Einsatz abgeleiteten einfachen Form (Sonderform) einer Bewegung werden Winkel bzw. Weg, Zeit sowie die in [VDI-Richtlinie 2143]

festgelegten Spezifikationen der Randpunkte als Beschreibungsgrößen in der Bewegungsaufgabe verwendet. Die Hauptaufgabe dieser periodischen Bewegung liegt in der Wandlung einer Antriebsbewegung in eine Abtriebsbewegung, deren Zusammenhang in der Übertragungsfunktion festgelegt ist (Bild 3.2). Für die Synthese eines Getriebes ist es sinnvoll, von vornherein zu prüfen, ob das Abtriebsglied während einer Bewegungsperiode wieder in die Ausgangsposition zurückkehrt (rückkehrende Bewegung) oder ob es sich periodisch weiter bewegt (fortlaufende Bewegung).

In dem allgemeinen Fall des Führens eines Gliedes liegt die Hauptaufgabe der Bewegung in der Realisierung einer Bahnkurve. Wird außerdem eine zeitliche Abfolge der Gliedlagen gefordert, ist zwischen zeitabhängiger Bezugs- und geometrieabhängiger Getriebefunktion zu unterscheiden (Bild 3.2).

Auf Grund der großen Anzahl möglicher Ein- und Ausgabegrößen einer allgemeinen Bewegung wird es in der [VDI-Richtlinie 2727] als sinnvoll erachtet, „...nur *Gliedlage* als Ein- und Ausgabegröße für einen Funktionenblock, der ein Getriebe repräsentiert, zu verwenden. Die Verknüpfung dieser Gliedlagen wird ... als *Getriebefunktion* bezeichnet.“ Diese Definition ist sowohl für Übertragungs- als auch Führungsbewegungen anwendbar. Die Gliedlage kennzeichnet damit den allgemeinen geometrischen Zustand einer ebenen Bewegung.

Eine Unterteilung nach der Richtung bzw. der geometrischen Komplexität der Bewegung führt zu den Kennzeichnungen wie Schritt-, Pilgerschritt- oder Schwingbewegung bzw. Punkt-, Ebenen- oder Körperführung. Der Begriff *Körperführung* soll dabei für die allgemeine Bewegung eines Körpers im dreidimensionalen Raum stehen. Eine umfassendere Darstellung der Kennzeichnung von Bewegungen bietet *die Matrix der Getriebefunktionen* in [VDI-Richtlinie 2727]. Darin sind den Antriebsfunktionen *gleichsinniges Drehen* und *wechselsinniges Schieben* alle möglichen Varianten von Abtriebsfunktionen zugeordnet.

In den weiteren Ausführungen zum Bewegungsdesign wird der allgemeine Fall einer ebenen Führungsbewegung betrachtet. Nahezu alle heute in der industriellen Praxis, z. B. im Verarbeitungsmaschinenbau oder in der Handhabungstechnik [VDI-

Richtlinie 2860], durch Getriebe erzeugte Führungsbewegungen sind ebener Natur oder können in jeweils durch ebene Getriebe erzeugte Teilbewegungen zerlegt werden.

3.2.3 Arten ebener Führungsbewegungen

Eine Führungsbewegung, in der Handhabungstechnik kurz als *Führen* bezeichnet, wird lt. [VDI-Richtlinie 2860] bestimmt durch die Eigenschaften Positionieren und Orientieren. Die Vorgabe beider Merkmale entspricht dem Führen einer Ebene bzw. eines Körpers, währenddessen das Positionieren dem Führen eines Punktes bzw. eines Körpers ohne Berücksichtigung dessen Orientierung gleichkommt [Dit 85].

Den einfachsten Fall erreicht man bereits durch Gleitgelenke, die Punkte auf Geraden, Kreisen, Ebenen, Zylinder- und Kugelflächen führen [Vol 87]. Bei dieser Art der Führung wird die Bahn durch eine gelenkige, formschlüssige Verbindung des zu führenden Gliedes mit dem Gestell erzeugt. Auf Grund der Lage von Arbeitsraum und Antriebsachse ist dies jedoch konstruktiv nicht immer gewünscht. Vielmehr erfolgt die Punktführung über die Drehbewegung einer Koppelebene um deren Momentanpol.

Die Art der ebenen Führungsbewegung legt die zu erfüllende FBA fest und kann in die in **Bild 3.3** dargestellten Punkt- und Ebenenführungen unterteilt werden. Die Punktführung lässt sich untergliedern in Allgemein-, Kreis- und Geradführung. Bei der Ebenenführung wird unterschieden zwischen Gerad- bzw. Kreisparallelführung, der Drehung um einen virtuellen Drehpunkt sowie der allgemeinen Führung. Aus den vielfältigen allgemeinen Führungen lassen sich zwar weitere Sonderformen ableiten, jedoch wird es nicht als sinnvoll erachtet eine weitere Unterteilung vorzunehmen. Als Kriterium für diese Unterteilung dient der Krümmungsradius ρ sowie der Ebenenwinkel ε.

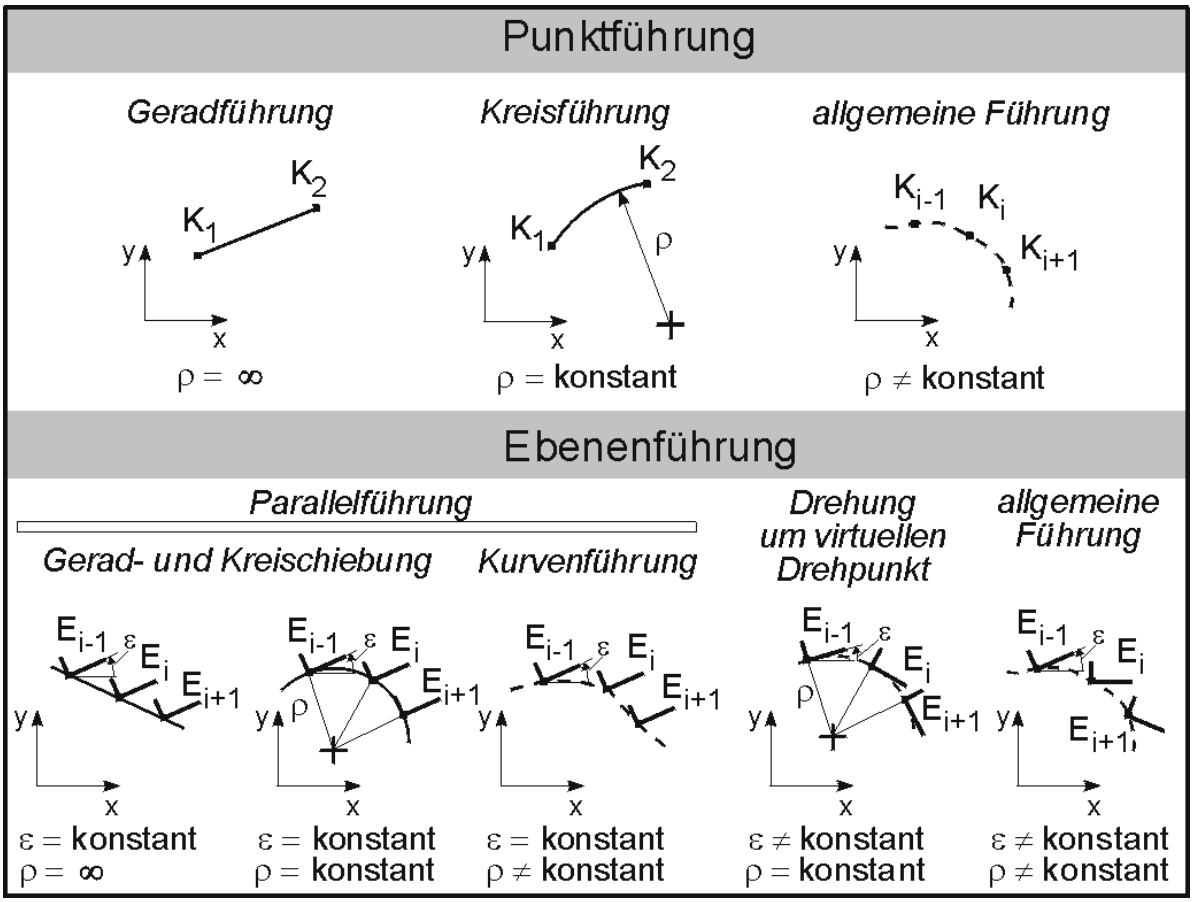
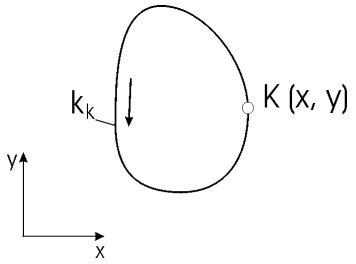
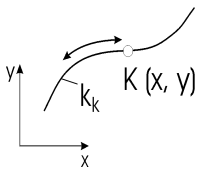
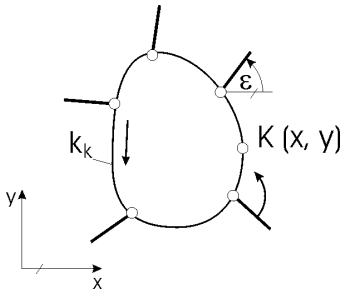
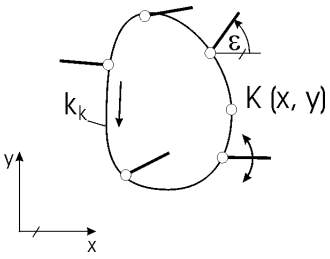
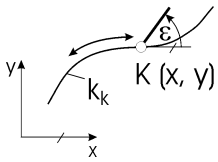


Bild 3.3: Einteilung der FBA nach Punkt- und Ebenenführung

Die Gliedlage (Ebenenlage) besitzt als Beschreibungsgrößen drei freie Parameter – die *x* und *y* Koordinaten der Position und den Ebenenwinkel ε. Bleibt der Ebenenwinkel während der Bewegung konstant, lassen sich aus den drei Punktführungen die drei Fälle der Ebenenparallelführung ableiten. Für die Auslegung des Getriebes erfordert dies jedoch wesentlich mehr Aufwand.

Geometrisch lassen sich Führungsbewegungen hinsichtlich der Durchlaufrichtung der Bahnkurve in gleichsinnige und wechselsinnige Bewegungen unterteilen. Bei der Ebenenführung ist bei beiden Durchlaufrichtungen zu prüfen, ob die Ebene *E* eine um *K* umlaufende oder eine schwingende (wechselsinnige) Bewegung entlang der Bahn k_K ausführen soll, siehe **Tabelle 3.1**. Der Bewegungssinn hat oft wesentlichen Einfluss auf die Auswahl des Getriebetyps.

Tabelle 3.1: Unterscheidung der Durchlaufrichtung eines Punktes bzw. einer Ebene [Sch 96a]

Führungsbewegungsaufgabe	**Durchlaufrichtung des Gliedpunktes *K***		
	gleichsinnig		wechselsinnig
<u>Punktführung</u> Erzeugung einer vorgegebenen Bahn k_K eines Gliedpunktes *K*			
<u>Ebenenführung</u> Erzeugung einer vorgegebenen Bahn (Lagenfolge) eines Getriebegliedes, d. h. einer Ebene *E*	Ebene umlaufend 	Ebene schwingend 	Ebene umlaufend oder schwingend 

3.2.4 Parameter der geometrie- und antriebsbezogenen Führung

Jede Führungsbewegung wird durch eine Menge von Koordinaten *x, y,* ε ... charakterisiert, zwischen denen eine bestimmte Zuordnung besteht. Diese wird am einfachsten über einen gemeinsamen Parameter *u* hergestellt. Für die geometrische Beschreibung können als Bahnparameter *u* die laufende Nummer *i* des Bahnelements, der entlang der Bahn zurückgelegte Weg *s* oder eine der Koordinaten *x*, *y*, oder ε verwendet werden.

Bei einer Führungsbewegung, für die kein Bezug zur Antriebsbewegung oder Zeit gefordert wird und die hier auch als geometrische Führung bezeichnet werden soll, ist der Weg-Zeit-Verlauf entlang der Bahn nicht Ziel, sondern Resultat der Auslegung. Sind dagegen durch das geführte Getriebeglied neben geometrischen auch zeit- oder antriebswinkelbezogene Vorgaben einzuhalten, dann spricht man auch von einer antriebs- oder zeitbezogenen (bezogenen) Führungsbewegung und es empfiehlt sich, die geometrische Beschreibung der Bewegungsbahn sowie die

Beschreibung der Bewegung entlang der Bahn in zwei getrennten Schritten durchzuführen. Das bedeutet, dass die Bewegungsbahn zuerst mit dem allgemeinen Parameter u beschrieben und später der funktionelle Zusammenhang $u(\varphi), u(w)$ oder $u(t)$ zwischen dem Parameter u und dem Antriebswinkel φ, dem Antriebsweg w oder der Zeit t zur Synchronisation von An- und Abtrieb ermittelt wird.

Alternativ können φ bzw. w oder t bei einer bezogenen Führung auch von vornherein als Parameter eingesetzt werden, womit aber einige Einschränkungen für die Variationsmöglichkeit der Bewegung in Kauf zu nehmen sind. So ist jedem Stützpunkt genau ein Parameter zuzuordnen und das gilt auch umgekehrt. Der geometrische Bahnverlauf kann nicht separat entworfen werden, sondern richtet sich immer nach dem oft vorgegebenen Antriebs- oder Zeitparameter. Für freie Bahnabschnitte kann dies zu unerwünschten Bahnverläufen führen.

Die Trennung des Antriebs- oder Zeitbezugs von der geometrischen Beschreibung der Führungsbahn ist vor allem dann von Bedeutung, wenn nicht jedem Stützpunkt eindeutig ein Zeitpunkt, eine Antriebsstellung, eine Geschwindigkeit oder ein anderer Bewegungsparameter zugeordnet wird. In einem gesonderten Berechnungsschritt erfolgt somit die Ermittlung der Bezugsbewegung, die ein Äquivalent zur fortlaufenden Übertragungsbewegung darstellt, wie sie bei Übertragungsgetrieben für Schrittbewegungen mit translatorischem Abtrieb verwendet wird.

Tabelle 3.2 fasst die für die Beschreibung einer ebenen Bewegung notwendigen Größen zusammen.

Tabelle 3.2: Größen zur Beschreibung einer Führungsbewegung

Symbol	**Parameter zur Beschreibung der Bahngeometrie**	**Einheit**
i	Nummer der Stützpunkte der Führungsbewegung	
x	Bahnkoordinate	mm
y	Bahnkoordinate	mm
ε	Winkel zwischen Ebene und positiver x-Richtung	°
u	Bahnparameter	-
τ	Tangentenwinkel an die Führungsbahn	°
κ	Krümmung der Führungsbahn	1/mm
s	Bogenlänge, häufig als geometrischer Bahnparameter u verwendet	mm
Symbol	**Parameter zur Beschreibung der Bewegung (kinematische Größen)**	**Einheit**
t	Zeit	s
φ	Antriebswinkel	°
w	Antriebsweg	mm
v	Geschwindigkeit	m/s
a_t	Tangentialbeschleunigung	m/s²
ω	Winkelgeschwindigkeit	1/s
α	Winkelbeschleunigung	1/s²
Spezifikation	Bewegungsaufgabe nach [VDI-Richtlinie 2143 Blatt 1]	-

Zur Erläuterung der in Tabelle 3.2 definierten Parameter für die Beschreibung der Bahngeometrie soll der Ausschnitt einer Bahnkurve in **Bild 3.4** dienen. Die Bewegungsbahn setzt sich zusammen aus einer beliebigen Anzahl von Bahnpunkten und durchläuft exakt (volle Rechtecke) oder genähert (leere Rechtecke) vorgegebene Stützpunkte K_i (x_i, y_i). Der Bewegungsübergang (Bahnsegment) zwischen zwei Stützpunkten soll ggf. unter der Vorgabe von Tangentenwinkel und Krümmung in den Stützpunkten (Randpunkten) ermittelt werden.

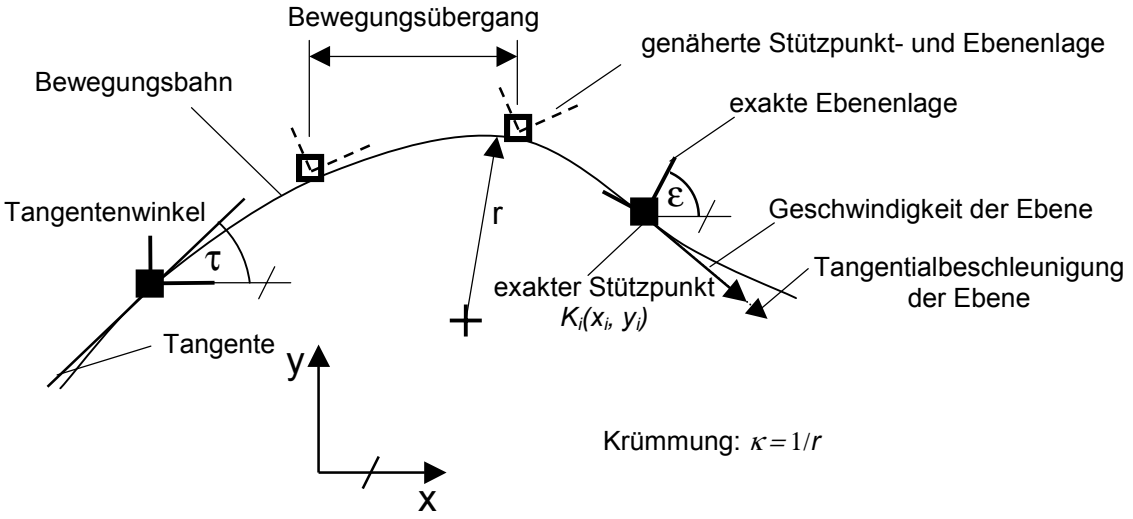


Bild 3.4: Ausschnitt einer Bewegungsskizze mit Symbolerklärungen und berechneter Bewegungsbahn

3.3 Methodische Hilfsmittel für das Bewegungsdesign

Die Beschreibung einer FBA hat nach der gedanklichen Vorüberlegung eine verbale Form, sie liegt in Wort oder Schrift schemenhaft vor. Anhand dieser abstrakten Informationen erfolgt die geometrische Aufbereitung der Daten in Form einer Bewegungsskizze, die als ein erster Entwurf unter Verwendung eines CAD-Systems erstellt werden kann. Mit Hilfe einer Bewegungsskizze ist der Übergang von einer mehr oder weniger „qualitativ gedachten“ technologischen FBA zu einer mathematischen Beschreibung des Problems am einfachsten zu realisieren. In ihr lassen sich, teilweise symbolisch [Scha 99] und bis zu einer gewissen Auflösung, alle für die Generierung der Bewegung gegebenen Randbedingungen integrieren.

Zum Sortieren und Quantifizieren der Randbedingungen wird eine Bewegungstabelle angelegt. In ihr findet der Anwender alle für die Berechnung der Bewegungsfunktion notwendigen Informationen geordnet vor. Er kann Randwerte spezifizieren, löschen oder hinzufügen. Die Informationen der Bewegungstabelle bilden die Grundlage für den Berechnungsalgorithmus und die zur Beurteilung notwendigen Kontrollausgaben. Die Ergebnisse der Berechnung der FBA werden in Bewegungsdiagrammen dargestellt, die ein wichtiges Hilfsmittel zur Bewertung der Bewegungsgüte sind.

3.3.1 Bewegungsskizze

Die Bewegungsskizze enthält, in symbolischer Form, alle Angaben, die zur Lösung der FBA notwendig sind. Dazu zählen grundsätzlich alle geometrischen und kinematischen Daten des Bewegungsobjekts im Bezugssystem und im umgebenden Raum. Weitere Angaben betreffen die technologischen Randbedingungen und allgemeine Angaben zu Dokumentationszwecken in Analogie zur technischen Zeichnung. Der Konstrukteur erhält damit die Möglichkeit, die FBA grafisch unterstützt und systematisch aufzubereiten.

Symbolik zur Kennzeichnung der Führungsbahn

Prinzipiell erscheint es schwierig, für die Bewegungsskizze eine vollständige Symbolik, gewissermaßen standardisiert, vorzugeben. In [Scha 99] wurde ein erster Vorschlag für einen standardisierten Symbolkatalog unterbreitet, der hier in verkürzter und teilweise angepasster Form verwendet wird. **Tabelle 3.3** enthält Symbole für die Beschreibung der wichtigsten geometrischen und kinematischen Randbedingungen einer Bewegung. Dazu zählen Positionssymbole, Symbole zur Kennzeichnung des Bahnabschnitts und allgemeine Symbole. Die angegebenen Bewegungsgrößen verdeutlichen den funktionalen Unterschied zwischen den einzelnen Symbolen. Damit wird wiederum deutlich, dass Bewegungsdesign einen größeren Informationsgehalt als Geometriedesign besitzt.

Der Übergang zwischen zwei Stützpunkten kann, als Gerade oder Kreisbogen, fest vorgegeben oder in gewissen Grenzen frei wählbar sein. Die Lage einer Ebene wird durch zwei senkrecht aufeinander stehende durchgezogen Richtungsstrahlen versinnbildlicht. Die Strahlen kennzeichnen exakt oder genähert die Ebenenlagen mit durchgezogener oder gestrichelter Linie. Für jedes Positionssymbol lassen sich zwei Ebenensymbole ableiten, jeweils für die exakte und die angenäherte Ebenenlage. In der Tabelle 3.3 wird dies beispielhaft für ein Positionssymbol dargestellt. Jedes Positions- und Ebenensymbol stellt somit die Verbindung zwischen zwei Übergängen dar und kann einen Zusatztext entsprechend der Art des Übergangs enthalten.

Tabelle 3.3: Symbolkatalog für Bewegungsskizzen

Symbol exakt	Symbol genähert	Begriff	Bemerkung	Lage- und Bewegungsgrößen
Position				
		Position	allgemeine diskrete Position	x, y
		Position mit Momentanrast	kurzer Halt	x, y, $v = 0$, $a_t = 0$, $t_{R,} = 0$
		Position mit Rast	Punkt mit Anfangs- und Endzeit	x, y, $v = 0$, $a_t = 0$, $t_R \neq 0$
		Position mit konstanter Geschwindigkeit	konstanter Geschwindigkeitsbetrag	x, y, $v \neq 0$, $a_t = 0$
		Position mit Umkehr	Spitze im Bahnverlauf	x, y, v = 0, $a_t \neq 0$
Ebene				
		Position mit Ebenenwinkel	Kennzeichnung einer Gliedlage	x, y, ε
		Position mit genähertem Ebenenwinkel	Kennzeichnung einer Gliedlage	x, y, ε, Δ
Bahnabschnitt				
		gerader Bahnabschnitt		$v \neq 0$, $a_t \neq 0$
		Bahnabschnitt als Kreisbogen		ρ, τ
		freier Bahnabschnitt	allgemeine Bewegung	x = f(u), y = f(u)
Allgemein				
A_0		fester Gestellpunkt	Drehgelenk (allgemein)	
A_0		Lagerpunkt für Kurvenscheibe	Drehgelenk (Kurvenscheibe)	
		Bauraum	maximaler Raum für Mechanismus	
S_R		Sperrzone Rechteck	von Bahn nicht zu durchquerender Bereich	
S_K		Sperrzone Kreis	siehe oben	
i = lfd. Nummer; A, S = alphabetische Bezeichner				

Allgemeine Symbole dienen der Kennzeichnung von Informationen, die das Umfeld des Getriebes betreffen, wie Achslagen, Sperrbereiche und Bauraum. Diese sind insbesondere bei der Bewertung des berechneten Bahnverlaufs sowie für die Festlegung der kinematischen Abmessungen von Bedeutung. Textliche Anmerkungen, die auf Besonderheiten hinweisen oder konkrete Zahlenwerte, dienen lediglich der Dokumentation und sind in der Bewegungsskizze ggf. durch Hinweislinien eindeutig Bewegungszuständen oder -abschnitten zuzuordnen.

Von Vorteil für das Beschreiben komplexer Führungsbewegungsaufgaben erweist sich das parallele Bearbeiten der Bewegungsskizze und der Bewegungstabelle, was bei einer rechentechnischen Realisierung beachtet werden sollte.

Darstellung der Bewegungsskizze

Die grafische Beschreibung von Führungsbewegungsaufgaben ist am Beispiel einer Punktführung im **Bild 3.5** und einer Ebenenführung im **Bild 3.6** dargestellt. Unter Verwendung der vereinbarten Symbolik wird die Soll-Bewegung eines Punktes bzw. einer Ebene definiert. Die hier aufgeführte Punktführung besitzt einen zeitlichen Bezug, währenddessen die Ebenenführung nur geometrisch zu beschreiben ist. Die Skizzen enthalten alle geometrischen und kinematischen Informationen, die aus dem technologischen Prozess ableitbar sind.

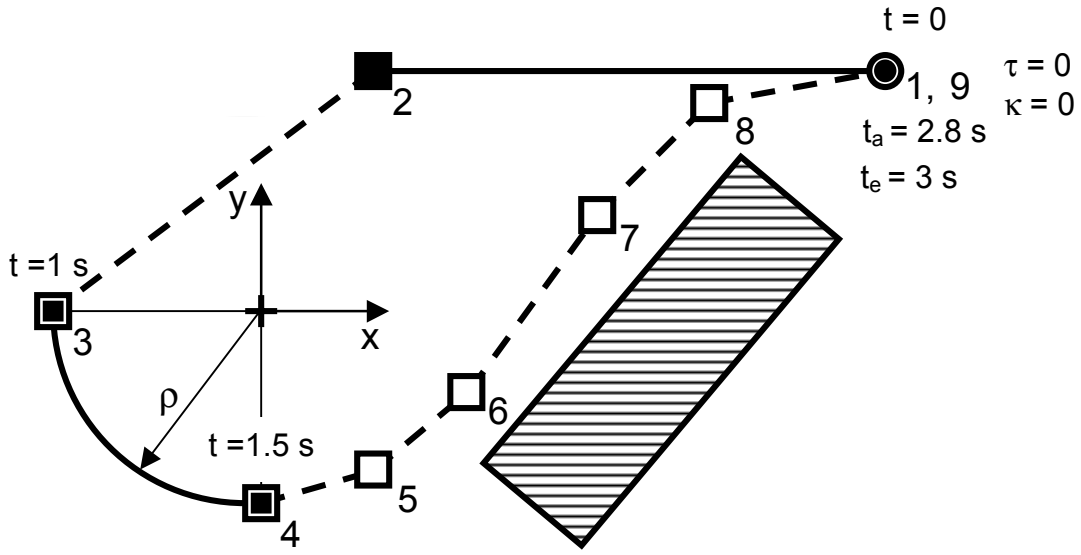


Bild 3.5: Beispiel einer Bewegungsskizze für eine Punktführung [Sch 96a]

Die in Bild 3.5 dargestellte geschlossene Punktführung wird gekennzeichnet durch einen Geradenabschnitt 1-2, einen Kreisbogenabschnitt 3-4 mit konstanter Geschwindigkeit sowie einem Stillstand 9 am Ende der Bewegung. Dieser Stillstand ermöglicht den exakten und ruckfreien Anschluss zwischen Anfangs- und Endpunkt der Bewegungsbahn in Form einer Spitze. Als weitere Vorgabe soll der angegebene Sperrbereich nicht durchfahren bzw. eine Kollision mit einem Getriebeglied verhindert werden. Die Angabe spezieller Randbedingungen wie Tangentenwinkel und Krümmung erfolgt, wenn es nicht aus der Skizze hervorgeht, in der Bewegungstabelle.

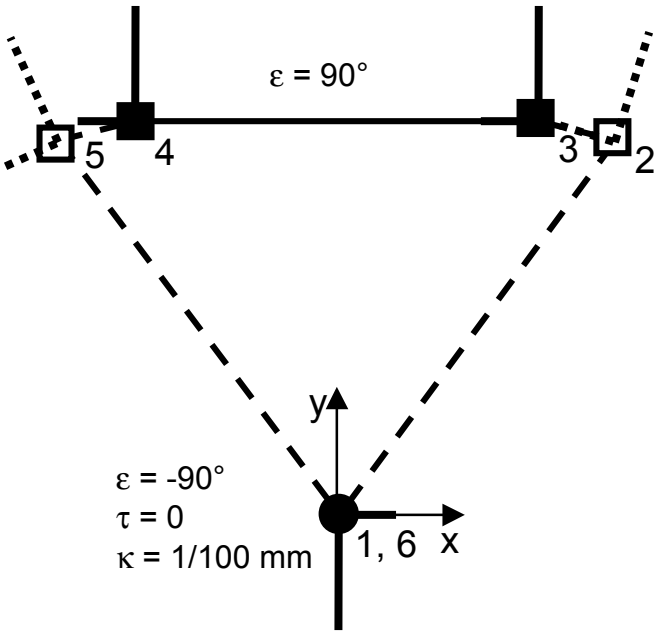


Bild 3.6: Beispiel einer Bewegungsskizze für eine Ebenenführung

In Bild 3.6 ist eine geschlossene, gleichsinnige Ebenenführung dargestellt, die zur Führung eines Leimpinsels in einer Verpackungsmaschine dient. Charakteristisch für diese Bewegung sind der Geradenabschnitt 3-4 zum Auftragen des Leims auf die Verpackung und die vorgegebene Krümmung der Bahnkurve 6-1 für das langsame Eintauchen des Pinsels in den Leimbehälter. Der Pinsel muss dazu aus der Eintauchlage 1 um 180° in mathematisch positiver Richtung in Lage 3 gedreht werden und darf während des Auftragens die eingenommene Lage nicht verändern. Die genäherten Punkt- und Ebenenlagen sollen ein möglichst gleichmäßiges Einlaufen in den Geradenabschnitt gewährleisten. Die Rückdrehung erfolgt im gleichen Drehsinn. Die explizite Vorgabe eines Antriebsbezuges für die Steuerung dieses

Prozesses ist hier nicht vorgesehen. Jedoch sollte die Geschwindigkeit der Ebenenlage entlang des Geradenabschnitts nur wenig schwanken.

3.3.2 Bewegungstabelle

Die Bewegungstabelle enthält die vollständige quantitative Beschreibung der Führungsaufgabe. Damit bildet sie einerseits eine notwendige Ergänzung der Bewegungsskizze und andererseits die Grundlage für die mathematische bzw. rechentechnische Behandlung der Führungsaufgabe. In der Bewegungstabelle findet der Anwender alle für die Berechnung der Bewegungsfunktion notwendigen Informationen geordnet nach der Nummer der Stützpunkte vor. In zusätzlichen Tabellen können Informationen über Toleranzgrenzen von Koordinaten sowie über die Abmessungen der Sperrbereiche abgelegt werden [GLS 98].

Am Beispiel der Punktführung aus Bild 3.5 zeigt **Tabelle 3.4** übersichtlich alle Parameter auf. Die Angaben darüber, wie der jeweilige Bewegungsabschnitt mathematisch beschrieben werden soll, enthalten die Spalten „Übergang“ und „Bewegungsaufgabe“ entsprechend der Festlegungen in der [VDI-Richtlinie 2143]. So sind die zulässigen Angaben für die mathematische Beschreibung des Übergangs LINE (Gerade), CIRC (Kreisbogen), POLY (Polynomfunktion) und ASPL (approximierter Spline). Zur Beschreibung einer Ebenenführung verfügt die Bewegungstabelle zusätzlich zu den Rubriken der Tabelle 3.4 über die Spalten für ε, $d\varepsilon/du$, $d^2\varepsilon/du^2$ bzw. $\omega = \dot{\varepsilon}$ und $\alpha = \ddot{\varepsilon}$. Die in der Tabelle 3.4 enthaltenen Größen werden in Tabelle 3.2 erklärt.

Tabelle 3.4: Bewegungstabelle am Beispiel der ebenen Punktführung aus Bild 3.5

Nr. *i*	**x / mm**	***y* / mm**	**τ / 1°**	**κ / 1/mm**	**Übergang (Bahnsegment)**		***t* / s**	***v* / m/s**	***a* / m/s²**	**Bewegungsaufgabe**
1	90	30			LINE		0	0	0	**R**
2	30	30	(180)	(0)		POLY				
3	-30	0	(270)	(1/30)	CIRC		1	(0,942)	0	**G**
4	0	-30	(0)	1/30		ASPL	1,5	(0,942)	0	**G**
5	15	-25								
6	25	-15								
7	40	20								
8	60	28								
9	90	30	0	0	LINE		2,8	0	0	**R**
10	90	30					3	0	0	**R**

3.3.3 Bewegungsdiagramm

Die Darstellung der berechneten Daten erfolgt insbesondere dann in Form von Diagrammen, wenn eine schnelle qualitative Auswertung gefordert wird. Demgegenüber begünstigt eine tabellarische Anordnung der Daten eine bessere quantitative Bewertung spezieller Bereiche, wie z. B. im Bahnverlauf der Bereich des Übergangs zweier Bewegungsabschnitte in einem Stützpunkt.

Ein weiterer Vorteil von Diagrammen ist die Möglichkeit der anschaulichen Darstellung differentialgeometrischer und kinematischer Eigenschaften der Bewegungsbahn. Differentialgeometrische Eigenschaften, wie der Anstieg einer Kurve oder dessen Krümmung, lassen sich mit Hilfe von Tangentenstrahlen oder Krümmungsradien abbilden. Vektorielle Größen werden üblicherweise als Vektorpfeile in Form eines Hodogrammes dargestellt. So lassen sich z. B. der Geschwindigkeitsverlauf als orthogonales Hodogramm bzw. der Verlauf der Normalbeschleunigung als lokales Hodogramm entlang der Bahnkurve symbolisch anzeigen. Darüber hinaus eignen sich Diagramme zur Kontrolle verschiedener Getriebestellungen bei der Simulation des Bewegungsablaufs eines Mechanismus, indem die Kennwerte als Vektorpfeile dargestellt werden. So kann zu jedem Zeitschritt eine Zuordnung zwischen der Stellung des Mechanismus und der kinematischen Kennwerte stattfinden.

Neben der Anzeige der Bahnkurve ist gerade die Anzeige der Koordinatenfunktionen von besonderem Interesse. So lassen sich Rückschlüsse aus der Welligkeit der Funktionsverläufe auf die Güte der Parametrisierung ziehen. Außerdem ermöglichen die Ableitungen der Koordinatenfunktionen gegenüber der Zeit die Beurteilung des stoß- und ruckfreien Verlaufs der Bahnkurve, deren Auswirkungen auf dem Mechanismus in erhöhtem Verschleiß bzw. der Schwingungsanregung liegen. Um z. B. die Ursachen von Sprüngen im Beschleunigungsverlauf zu ermitteln, erweist sich die Aufteilung in normal und tangential Komponente als günstig. So weisen Sprünge im Verlauf der Normalbeschleunigung auf krümmungsunstetige Übergänge hin. Die Ursachen für Sprünge im Verlauf der Tangentialbeschleunigung sind hingegen bei den verwendeten Bewegungsgesetzen bzw. deren Randwerten oder der Parametrisierung zu suchen.

3.4 Mathematische Beschreibung der ebenen Bewegung

3.4.1 Einteilung in Bahnabschnitte

Für die definierten Abschnitte der Bewegungsbahn bzw. der Weg-Zeit-Funktion entlang der Bahn müssen stetige mathematische Funktionen $x(u)$, $y(u)$ oder $\varepsilon(u)$ gefunden werden. Diese Funktionen müssen die vorgegebenen Rand- und Übergangsbedingungen exakt oder genähert erfüllen, d. h., für ihre Ermittlung werden bestimmte Interpolations- und Approximationsverfahren benötigt.

Die mathematische Darstellung ebener Kurven kann in expliziter $y = f(x)$, impliziter $F[x, y] = 0$ oder Parameterform $x = x(t)$, $y = y(t)$ erfolgen. Die explizite Form setzt bei der geschlossenen geometrischen Beschreibung unter Verwendung eines Polynoms eine in x-Richtung monotone Folge voraus. Sonst ist eine Teilung der Bahnkurve erforderlich. Die Parameterform ist besonders auf Grund ihrer allgemeinen Anwendbarkeit für die Beschreibung von Kurven geeignet. Die mathematische Beschreibung verlangt in diesem Fall zuerst eine Parametrisierung, um zu gewährleisten, dass jeder Stützpunktkoordinate x_i, y_i, ε_i, genau ein Parameterwert u_i zugeordnet ist.

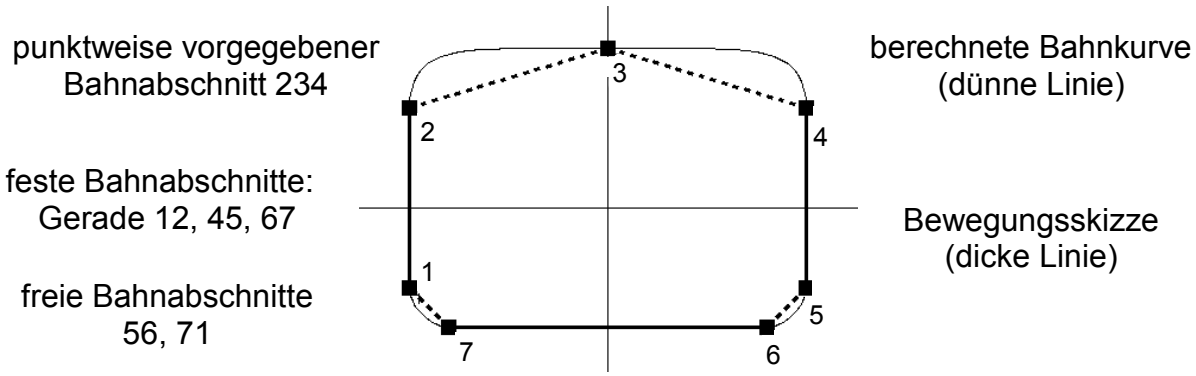


Bild 3.7: Bahnkurve mit verschieden Bahnabschnitten

Als günstig für die mathematische Beschreibung der FBA hat sich deren Einteilung in Bahnabschnitte erwiesen. Diese lassen sich in fest vorgegebene, freie oder punktweise vorgegebene Bahnabschnitte einteilen, wie am Beispiel der Bahnkurve **Bild 3.7** für eine Punktführung dargestellt. Bei fest vorgegebenen, kontinuierlichen Bahnabschnitten handelt es sich um lineare oder zirkulare Bahnabschnitte, also

Geradenabschnitte oder Kreisbögen, die sich exakt nach der Bogenlänge parametrisieren lassen.

Die fest vorgegebenen Bahnabschnitte sollten nicht direkt verbunden sondern normalerweise durch freie Abschnitte verbunden sein. Diese können neben den Anfangs- und Endpunkten weitere Stützpunkte enthalten, die exakt oder genähert den Bahnverlauf vorgeben. Damit lassen sich diese Abschnitte den punktweise vorgegebenen Bahnabschnitten zuordnen, wenn diese zusammen mathematisch beschrieben werden. Für die mathematische Beschreibung dieser Abschnitte können allgemeine Verfahren verwendet werden (siehe Abschnitt 3.4.6 ff.).

3.4.2 Einfluss der Parametrisierung auf die Gestalt ebener Kurven

Von besonderer Bedeutung für die Gestalt einer Kurve ist deren Parametrisierung. Welche Rolle die Parametrisierungsstrategie und der Parameterwert spielen, ist anschaulich in [HL 92] beschrieben. Die darin aufgeführten Strategien (**Tabelle 3.5**) können uneingeschränkt für die Parametrisierung von Bewegungsbahnen verwendet werden.

Tabelle 3.5: Parametriesierungsstrategien für ebene Kurven

Nr.	Bezeichnung der Strategie	Bemerkungen
I	äquidistante Parametrisierung	Aufteilung der Parameterintervalle in Abschnitte gleicher Größe, z. B. laufende Nummer der Punkte
II	chordale Parametrisierung	Berechnung der Parameterabstände als Näherung der Bogenlänge
III	zentripetale Parametrisierung	Berechnung des direkten Punktabstandes hat eine Maximierung der Krümmung zur Folge
IV	geometrische Parametrisierung	Bildung des Mittelwertes aus I und II
V	affin invariante Parametrisierung	Verallgemeinerung der Variante II über den zugeordneten Ausgleichskegelschnitt der gegebenen Punktmenge
VI	FOLEY- Parametrisierung	Berücksichtigung der Abstände sowie der Winkeländerungen in den Interpolationspunkten

Die Auswahl einer bestimmten Strategie (Tabelle 3.5) hängt im Wesentlichen von den gestellten Anforderungen ab. Während die *Strategie I* eine sehr einfache mathematische Beschreibung darstellt, verursacht sie jedoch bei unterschiedlich großen Abständen der Punkte erhebliche Krümmungsschwankungen. Die *Strategien II* und *III* zielen dagegen auf die Realisierung einer möglichst gleichmäßig gekrümmten Kurve ab, die besonders in *Strategie III* eine Minimierung der Normalbeschleunigung zur Folge hat. Für den Einsatz der *Strategie V* und *V*I steigt der mathematische Aufwand. Während in *Strategie V,* ein der gegebenen Punktmenge zugeordneter Ausgleichskegelschnitt berechnet wird, muss in *Strategie VI* die Winkeländerung in den Punkten ermittelt werden, bevor die eigentliche Berechnung des Parameterwertes erfolgt. Ein mit *Strategie VI* parametrisierter Spline weist dagegen wesentlich weniger Wendepunkte auf, als mit den *Strategien I – IV*.

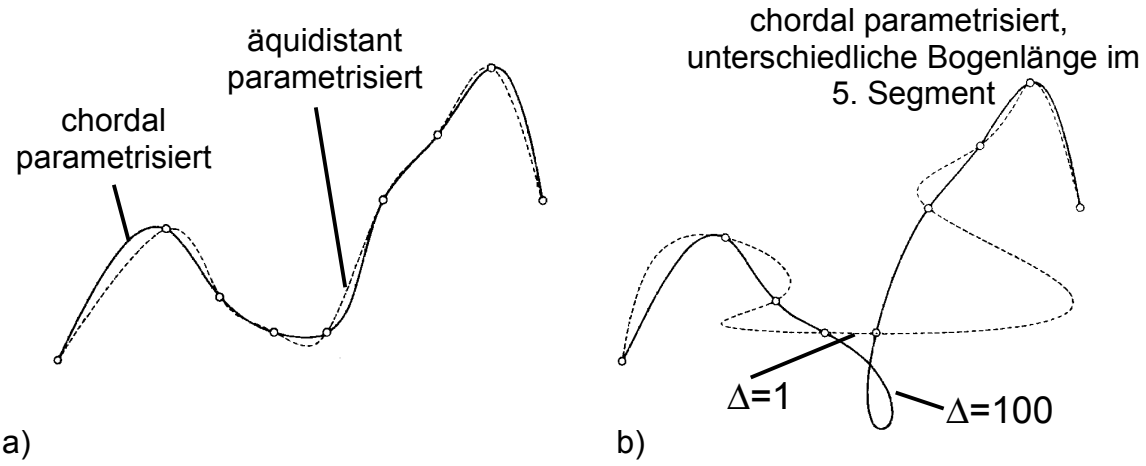


Bild 3.8: Interpolierender kubischer Spline parametrisiert unter: a) Verwendung verschiedener Parametrisierungstrategien; b) Änderung der Größe des Parameterwertes [HL 92]

Der Einfluss der Parametrisierungsstrategie und des Parameterwertes wird in **Bild 3.8** deutlich. Der durch neun Punkte definierte, interpolierende kubische Spline (Bild 3.8 a) ergibt bei der äquidistanten Parametrisierung eine stärker gekrümmte Kurve gegenüber der chordal parametrisierten Kurve. Die Änderung des Betrages des Parameterwertes (Bild 3.8 b) eines Kurvenabschnittes bewirkt bei gleicher Parametrisierungsstrategie eine Änderung der Gestalt der gesamten Kurve.

Ferner wird in [HL 92] darauf hingewiesen, dass keine dieser Strategien eine optimale Parametrisierung liefert. Diese kann nur durch eine nachgeschaltete Parameterkorrektur erreicht werden.

3.4.3 Parametrisierung der Führungsbahn

Als günstiger Bahnparameter für die Parametrisierung einer Führungsbahn hat sich, wie aus dem Vergleich zwischen äquidistanter und chordaler Parametrisierung ersichtlich, die Bogenlänge *s* einer zu erzeugenden Bahn erwiesen. Sind die Koordinaten *x* und *y* des Kurvenpunktes in Abhängigkeit eines Parameters *u* gegeben, so berechnet sich die Bogenlänge *s* aus dem Integral

$$s(u) = \int_{u_0}^{u} \sqrt{\left(\frac{dx(u)}{du}\right)^2 + \left(\frac{dy(u)}{du}\right)^2}\, du\,. \tag{3.1}$$

Ist der Parameter *u* selbst die Bogenlänge, so gelten im Falle einer ebenen Bewegung für die ersten (Tangentenwinkel τ) und zweiten Ableitungen (Krümmung κ) der Koordinaten *x(u)* und *y(u)* die Umrechnungen

$$x'(u) = \frac{dx}{du} = \cos\tau \qquad y'(u) = \frac{dy}{du} = \sin\tau \tag{3.2}$$

$$x''(u) = \frac{d^2x}{du^2} = -\kappa\sin\tau \qquad y''(u) = \frac{d^2y}{du^2} = \kappa\cos\tau \tag{3.3}$$

Der Parameter ε der Ebenenführung kann in vielen Fällen auch in Abhängigkeit der Bogenlänge eines geführten Punktes *K* beschrieben werden. Sollte dieses, wie z. B. im Falle einer Drehung der Ebene um eine Ruhelage von *K* nicht möglich sein, muss *K* variiert oder ein anderer Parameter gewählt werden.

Für die Ermittlung des Parameterwertes können die in [HL 92] aufgeführten Verfahren eingesetzt werden. Lässt sich die Bogenlänge eines Bahnüberganges zwischen den Stützpunkten *i* und *j* nicht analytisch exakt bestimmen, so wird für den Parameterwert näherungsweise der Punktabstand

$$u_j - u_i = d_{ij} = \sqrt{(x_j - x_i)^2 + (y_j - y_i)^2} \tag{3.4}$$

gesetzt, d. h. chordal parametrisiert. Eine bessere Näherung an die tatsächliche Bogenlänge liefert im Falle einer annähernd gleichmäßig gekrümmten Kurve die Berechnungsvorschrift

$$u_j - u_i = \frac{d_{ij}}{2} + \frac{(x_j - x_i)(\sin\tau_j - \sin\tau_i) - (y_j - y_i)(\cos\tau_j - \cos\tau_i)}{2\sin(\tau_j - \tau_i)} \text{ [Sch 97].} \tag{3.5}$$

Dazu müssen die Anstiegswinkel τ_i und τ_j der in Kurvendurchlaufrichtung gerichteten Tangenten im Anfangs- und Endpunkt bekannt sein oder näherungsweise bestimmt werden. Die Tangentenwinkel für Anfangs- und Endpunkt dürfen jedoch nicht gleich groß sein.

Als eine dritte Möglichkeit wird das Bahnsegment, über die Ermittlung eines Hilfspunktes zwischen den Stützpunkten des Bahnsegmentes, in zwei Kreisbögen mit tangentialem Übergang zerlegt [Sch 93]. Die Bogenlänge dieser Kreisbögen wiederum lässt sich exakt bestimmen. Dieses Vorgehen wird bei der Kreisinterpolation von Werkzeugbahnen bei NC-Maschinen angewendet.

3.4.4 Geradenabschnitt (LINE)

Die Bahnpunkte der fest vorgegebenen Bahnabschnitte zwischen den $K_i(x_i, y_i)$ und $K_j(x_j, y_j)$ lassen sich wie folgt ermitteln, wobei ein exakter Wert der Bogenlänge als Parameterdifferenz berechnet wird.

Für die Koordinaten der Punkte auf einer Geraden gilt

$$x(u) = x_i + \frac{u - u_i}{u_j - u_i}(x_j - x_i)\ ,\ y(u) = y_i + \frac{u - u_i}{u_j - u_i}(y_j - y_i),\ u_i \le u \le u_j \tag{3.6}$$

Als Parameterabstand kann der Wert des Punktabstandes d_{ij} benutzt werden, siehe Gleichung (3.4).

3.4.5 Kreisbogen (CIRC)

Zirkulare Bahnabschnitte oder Kreisbögen als fest vorgegebene Bahnabschnitte lassen sich unterschiedlich beschreiben. Hier soll vorausgesetzt werden, dass der Anfangspunkt $K_i(x_i, y_i)$, der Endpunkt $K_j(x_j, y_j)$ und die Krümmung κ_{ij} bekannt sind.

Da zwischen Anfangspunkt und Endpunkt des Bahnabschnittes vier Führungsbahnen möglich sind, gilt für die Angabe der Krümmung

$$\kappa_{ij} = \begin{cases} 1/r \text{ , falls Kreisbogen im Gegenuhrzeigersinn durchlaufen wird.} \\ -1/r \text{ , falls Kreisbogen im Uhrzeigersinn durchlaufen wird.} \end{cases} \tag{3.7}$$

Die Kennzahl W_{ij} berücksichtigt, ob für den Betrag des Zentriwinkels φ_{ij} des Kreisbogens gilt $|\varphi_{ij}| \le \pi$ oder $|\varphi_{ij}| > \pi$ ist:

$$W_{ij} = \begin{cases} 1 \text{ falls } |\varphi_{ij}| \le \pi \\ -1 \text{ falls } |\varphi_{ij}| > \pi \end{cases} \tag{3.8}$$

Mit d_{ij} aus Gleichung (3.4) sind die Koordinaten des Mittelpunktes M_{ij} und der Zentriwinkel φ_{ij}

$$x_{M_{ij}} = \frac{x_i + x_j}{2} - W_{ij} \frac{(y_j - y_i)\sqrt{4 - (\kappa_{ij} d_{ij})^2}}{2\kappa_{ij} d_{ij}},$$

$$y_{M_{ij}} = \frac{y_i + y_j}{2} + W_{ij} \frac{(x_j - x_i)\sqrt{4 - (\kappa_{ij} d_{ij})^2}}{2\kappa_{ij} d_{ij}}, \tag{3.9}$$

$$\varphi_{ij} = \frac{\kappa_{ij}}{|\kappa_{ij}|}\left[(1 - W_{ij})\pi + W_{ij} \arccos\left(1 - \frac{(\kappa_{ij} d_{ij})^2}{2}\right)\right]. \tag{3.10}$$

Mit Hilfe dieser Größen haben die Koordinaten der Kurvenpunkte die Darstellung

$$x(u) = x_{M_{ij}} + \cos\left[\varphi_{ij} \frac{u - u_i}{u_j - u_i}\right](x_i - x_{M_{ij}}) - \sin\left[\varphi_{ij} \frac{u - u_i}{u_j - u_i}\right](y_i - y_{M_{ij}}) \tag{3.11}$$

$$y(u) = y_{M_{ij}} + \sin\left[\varphi_{ij}\frac{u-u_i}{u_j-u_i}\right](x_i - x_{M_{ij}}) + \cos\left[\varphi_{ij}\frac{u-u_i}{u_j-u_i}\right](y_i - y_{M_{ij}}),\ u_i \le u \le u_j \tag{3.12}$$

Als Parameterabstand berechnet sich die exakte Länge des Kreisbogens aus

$$u_j - u_i = \frac{\varphi_{ij}}{\kappa_{ij}}. \tag{3.13}$$

3.4.6 Bewegungsgesetze für freie Übergänge

Ist ein Bahnabschnitt unter Beachtung der Randbedingungen frei, so können zu dessen Berechnung die für ÜKG gebräuchlichen polynomialen, trigonometrischen und kombinierten Bewegungsgesetze aus der [VDI-Richtlinie 2143] verwendet werden. Die Kennwerte dieser Bewegungsgesetze sind dazu geeignet, ein Bewegungsgesetz nach verschiedenen Gesichtspunkten gezielt auszuwählen. Im Wesentlichen erfolgt dies anhand der minimalen Werte für Maximalgeschwindigkeit oder -beschleunigung der Abtriebsbewegung. Die in der [VDI-Richtlinie 2143] enthaltenen Bewegungsgesetze besitzen in normierter Form Abschnitte von Übertragungsfunktionen die zwischen Rasten (R), Umkehrpunkten (U) und Bereichen konstanter Geschwindigkeit (G) oder allgemeiner Bewegung (B) verlaufen. Solche Bewegungsgesetze können vor allem dann für die Beschreibung der Koordinatenfunktion *x(u)*, *y(u)* und *ε(u)* verwendet werden, wenn der Bahnparameter *u* der Antriebs- oder Zeitparameter ist. Das Polynom 5. Grades erfüllt mit im Durchschnitt niedrigen Kennwerten die meisten Bewegungsaufgaben. Für die x-Koordinate lautet dieses in nicht normierter Form

$$x(u) = \sum_{m=0}^{5} A_m (u-u_i)^m,\ u_i \le u \le u_j. \tag{3.14}$$

Die Koeffizienten A_m berechnen sich aus den Werten $x_i = x(u_i)$ und $x_j = x(u_j)$ der Koordinaten sowie deren erster und zweiter Ableitung x_i', x_i'', x_j' und x_j'' nach u in den Randpunkten u_i und u_j des betrachteten Bahnabschnittes. Diese folgen aus den differentialgeometrischen Forderungen in den Stützpunkten, die nach den Gleichungen (3.2) und (3.3) berechnet werden [Sch 96a].

Neben dem Polynom 5. Grades können auch höhere Polynome verwendet werden, bei denen weitere Randwerte vorgebbar sind. Bei einem Polynom 7. Grades wären somit bis zu acht freie Randwerte vorgebbar, mit denen auch Krümmungsableitungen in die Berechnung einbezogen werden.

Polynome höheren Grades eignen sich vor allem dann als Bewegungsgesetz, wenn für höhere Ableitungen Randwerte einzuhalten sind oder wenn freie Randwerte zur Optimierung bestimmter Zielgrößen benötigt werden. Die Kopplung der Interpolation von Randwerten an die Koordinatenfunktionen mit einem Optimierungsfunktional erlaubt es, beliebige und wechselnde Randbedingungen zu berücksichtigen, ohne dass man alle für die Berechnung eines Polynoms 7., 9. und höheren Grades notwendigen Randwerte vorgibt. Die Verwendung eines bestimmten optimierten Zielfunktionales für die Ermittlung der Koeffizienten eines Bewegungsgesetzes hat dann einfach die Funktion einer Rechenhilfe.

Zur Beschreibung der Bewegung im *ij*-ten Bewegungsabschnitt wird ein Polynom ungeradzahligen Grades $2M+1$ gewählt, mit $M = 1,2,..$ als Anzahl der zu berücksichtigenden Ableitungen, das sich beispielhaft für die Koordinatenfunktion folgendermaßen darstellen lässt

$$x(u) = x_i(u) = \sum_{m=0}^{2M+1} A_{im}\left(u - u_i\right)^m, \quad \mathrm{u_i} \le u \le \mathrm{u_j}. \tag{3.15}$$

Die ersten M Ableitungen $x_n^{(m)}(u)$ von $x_n(u)$ nach u am Anfang und Ende des Bewegungsintervalls, die für die Bestimmung der Koeffizienten der Funktion *x(u)* benötigt werden, lauten

$$x_i^{(m)}(u_i) = m!\, A_{im} \tag{3.16}$$

$$x_i^{(m)}(u_j) = \sum_{l=m}^{2M+1} \frac{l!\left(u_j - u_i\right)\cdot\left(l-m\right)}{\left(l-m\right)!}\,\mathrm{A}_{im}, \quad m = 0,1,...,M \tag{3.17}$$

mit $l! = 1\cdot 2...\cdot l$ und $0! = 1$. Durch algebraische Umformungen und unter Verwendung kombinatorischer Identitäten gelingt es, das System der Gleichungen (3.16) und

(3.17) nach den Koeffizienten des Bewegungsgesetzes aufzulösen [Sch 96b]. Das Ergebnis ist

$$A_{im} = \frac{x_i^{(m)}(u_i)}{m!}, \tag{3.18}$$

$$A_{iM+1+m} = \sum_{l=0}^{M} \left\{ \frac{1}{l!(u_j - u_i)\cdot(M+1+m-l)} \sum_{n=0}^{l} \left[(-1)^{m+n+1} \binom{l}{n} s(M,m,n) \right] \cdot x_i^{(l)}(u_i) + \frac{(-1)^{m+l}}{l!} s(M,m,l) \cdot x_i^{(l)}(u_j) \right\} \tag{3.19}$$

mit $m = 0,1,...,M$, $\binom{l}{n} = \frac{l!}{n!(l-n)!}$ und $s(M,m,n) = \sum_{k=\max(m,n)}^{M} \left[\binom{M+k-n}{k-n} \binom{k}{m} \right]$.

Die Randwerte $x^{(m)}(u_i)$ und $x^{(m)}(u_j)$ können durch feste Vorgaben definiert oder durch Stetigkeitsforderungen mit anderen Randwerten verknüpft sein. Die Stetigkeitsforderungen resultieren aus der Bewegungsaufgabe. Als freie Randwerte, ohne Forderungen aus der Bewegungsaufgabe, können sie so gewählt werden, dass der Verlauf der Funktion gezielt beeinflusst wird. Insbesondere werden fehlende Randwerte nach dem Zielfunktional

$$I_M = \int_0^X \left(\frac{d^M x}{du^M} \right)^2 du \rightarrow \min, \tag{3.20}$$

ermittelt. Dieses bewirkt die Minimierung des quadratischen Mittels der m-ten Ableitung der Parameterfunktion $x(u)$. Hervorzuheben ist, dass die in Gleichung (3.20) beschriebene Minimierung lediglich die Lösung eines linearen Gleichungssystems verlangt und zu einer Herabsetzung des Polynomgrades führt. Dies erfolgt in der Weise, dass das berechnete Polynom höchstens den Grad 2*M*-1 besitzt, wenn für $x(u)$ nur Festwerte bis zur *M*-1-ten Ableitung vorgegeben sind und gefordert wird, dass $x(u)$ *M*-1-mal stetig differenzierbar ist [DM 98].

Nicht vorgegebene bzw. unbekannte Randwerte können in dieser Weise bei Vorgabe des Polynomgrades und des Grades der Stetigkeit nach einem ausgewählten Glättungskriterium berechnet werden. Die Anzahl der veränderbaren Randwerte richtet sich nach dem Grad des Polynoms. Um den Bewegungsverlauf manuell zu beeinflussen, ist es von Vorteil, den Randwerten Eigenschaften wie *variabel, stetig*

oder *fest* zuzuordnen. Während die Eigenschaften *variabel* und *stetig* einen entsprechend den benachbarten Bereichen flexiblen bzw. optimalen Verlauf garantieren, wird über die Eigenschaft *fest* der Randwert direkt vorgegeben. Anschaulicher dagegen ist eine grafisch-interaktive Variation eines oder mehrerer *Design*-Randwerte durch das Setzen entsprechender Markierungen im Diagramm der Parameterfunktion.

Ein weiterer Vorteil des allgemeinen Polynomansatzes nach Gleichung (3.15) liegt darin, dass mit einem höheren Polynomgrad, z. B. 13 für $M = 6$, eine sehr gute Anpassung an nicht polynomiale Bewegungsgesetze zu erreichen ist. Die Koeffizienten des Polynoms werden aus den Randwerten der 0. bis *M*. Ableitung des zu ersetzenden Bewegungsgesetzes ermittelt und lassen sich leicht in einer erweiterbaren Bibliothek katalogisieren. Zerlegt man das Definitionsgebiet des Bewegungsgesetzes darüber hinaus in mehrere Teilbereiche, können Koeffizienten für die Berechnung jedes Teil-Bewegungsgesetzes gefunden werden. Es lassen sich damit trigonometrische und kombinierte Bewegungsgesetze mit hoher Genauigkeit approximieren.

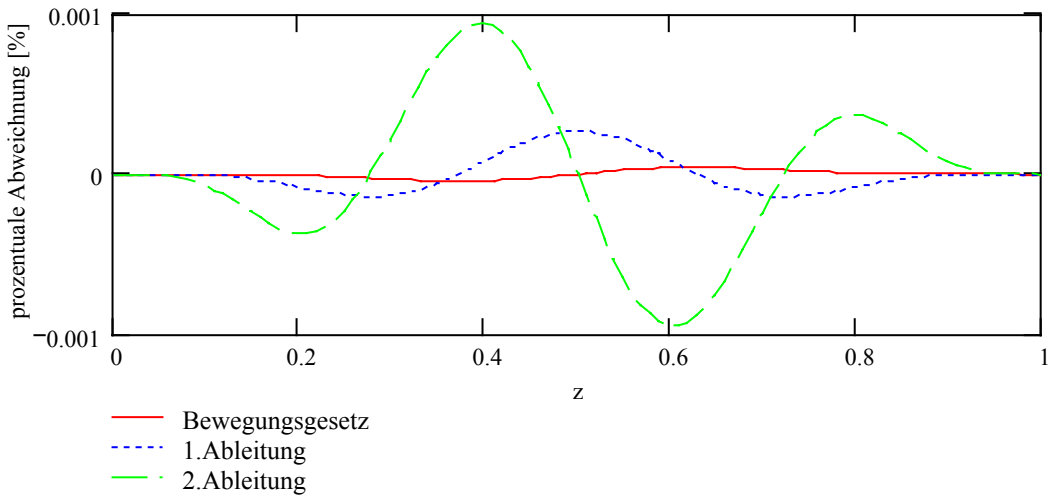


Bild 3.9: Prozentuale Abweichung des approximierenden Polynoms 13. Grades von der Sinoide von Bestehorn [DMS 97]

Am Beispiel der Sinoide von Bestehorn (**Bild 3.9**) wird deutlich, dass zwischen der Originalfunktion und dem nach obigem Ansatz berechneten Polynom sowie zwischen den entsprechenden Ableitungen kein wesentlicher Unterschied besteht.

Grundsätzlich muss für die Bewegungsgesetze der [VDI-Richtlinie 2143] geprüft werden, inwieweit diese für bestimmte Übergänge geeignet sind. So sind Rast-in-Rast Bewegungsgesetze, die den größten Anteil in der [VDI-Richtlinie 2143] ausmachen, zur Beschreibung des geometrischen Bahnverlaufs nur für Übergänge geeignet, die keine Forderungen an die Randwerte der Stützpunkte stellen [Scha 99]. Für alle anderen Übergänge bildet die Variation der Randwerte eine wichtige Rolle zur Glättung der Bahnkurve, z. B. um einen tangenten- bzw. krümmungsstetigen Übergang zu erzielen.

3.4.7 Splinekurven

Die im vorherigen Abschnitt beschriebenen Bewegungsgesetze in Form von Polynomen höheren Grades lassen sich ebenfalls unter die Rubrik Splinekurven einordnen. Zur Vervollständigung der zur Beschreibung ebener Bewegungen geeigneten mathematischen Verfahren sowie unter Berücksichtigung deren Bedeutung in der Computergrafik werden die Eigenschaften unterschiedlicher Splinefunktionen in **Tabelle 3.6** gegenübergestellt [HL 92].

Tabelle 3.6: Splinefunktionen

Bezeichnung	**Merkmale**
kubischer Spline	C^2-stetig; für eine offene Splinekurve sind zwei Randbedingungen frei wählbar; häufig in CAD-Systemen verwendet; einfach zu handhabende Splinefunktion
quintischer Spline	C^4-stetig; für eine offene Splinekurve sind vier Randbedingungen frei wählbar; „glatterer“ Verlauf als kubischer Spline; passt sich weniger stark an die vorgegebenen Punkte an
Hermite Splines	neben den Stützpunkten müssen noch die Ableitungen in Abhängigkeit der gewählten Ordnung vorgegeben werden; schwierige Handhabung, da Vorgabe von Ableitungen erforderlich
Splines in Tension	eliminieren unerwünschter Wendepunkte einer Kurve durch nur einen sog. Glättungsparameter bei Exponentialspline oder Intervall- und Punktgewichten bei polynomial Spline
Nichtlineare Splines	liefern ein exaktes mathematisches Modell für stark gekrümmte Kurven; werden in verallgemeinerter Form durch Bogenlänge und Krümmung beschrieben
Bezier- und B-Spline	Splinekoeffizienten erhalten eine geometrische Bedeutung, um den ungefähren Verlauf der Kurve festzulegen; ermöglichen interaktives Arbeiten

Das Besondere dieser Splinekurven liegt darin, dass die ersten *k*-Ableitungen der einzelnen Kurvensegmente stetig aneinander anschließen, d. h. die ersten *k*-Ableitungen der gemeinsamen Segmentrandpunkte übereinstimmen. Diese Splinefunktionen unterscheiden sich formal im Wesentlichen durch unterschiedliche Vorgabeparameter, die Art der Basisfunktion, z. B. Monome, Bernstein-Polynome oder Hermite-Funktionen, und ihre mathematische Komplexität. Sie eignen sich sowohl zum Beschreiben offener als auch, unter Vorgabe periodischer Randwerte, geschlossener Kurven.

Die geforderte C^k-Stetigkeit dieser Splinefunktionen kann sich gerade bei der Interpolation sehr ungleichmäßig verteilter Punkte oder bei nicht-äquidistanter Parametrisierung für Kurven mit großen Krümmungsänderungen sehr nachteilig auf den Verlauf der Kurve auswirken. Eine Erweiterung dieses Glättebegriffes der C^k-Stetigkeit um geometrisch interpretierbare, allgemeinere Übergangsbedingungen führt zu der Bezeichnung „geometrische Splinekurven“.

Interpolation und Approximation

Splinekurven lassen sich infolge parametrischer Interpolation oder Approximation einer gegebenen Punktmenge darstellen. Für das Resultat der Interpolation bzw. Approximation ist die gewählte Parametrisierung von entscheidender Bedeutung. Die Art des Splines besitzt dabei nur eine untergeordnete Bedeutung. Grundsätzlich kann zwischen Monom-, Bezier- und B-Splines gewählt werden, wobei B-Splines den geringsten Datenaufwand erfordern.

Probleme bei der Interpolation einer Splinekurve können vor allem bei starken Abweichungen der Punktabstände auftreten. Insbesondere der Einsatz von B-Splines kann zu einer Unlösbarkeit des Interpolationsproblems führen. Eine zentripetale Parametrisierung stellt hier im Vergleich zum Aufwand die effektivste Lösung dar [HL 92].

3.4.8 HS-Kurven

Analog zur Definition von HS-Profilen als durch „harmonische Synthese gefundene Lagefunktionen, um High-Speed (hohe Geschwindigkeit) zu erreichen“ [DV 89], lässt sich dies auch auf HS-Kurven beziehen. Mit Hilfe einer endlichen Fourierreihe

lassen sich die Parameterfunktionen $x(u)$, $y(u)$ und $\varepsilon(u)$ einer geschlossenen ebenen Kurve oder einer periodischen Ebenenfolge beliebig genau an die beschriebene Sollkurve annähern. Die Vorteile einer so beschriebenen Parameterfunktion liegen in deren einfachen Handhabbarkeit und der Stetigkeit dieser Funktion auch in höheren Ableitungen, d. h. in ihrer „vollständigen“ Ruckfreiheit.

Werden die harmonischen Anteile der zeitbezogenen Koordinatenfunktionen $x(t)$, $y(t)$ und $\varepsilon(t)$ eines Ebenenführungsgetriebes, die am schwingungsfähigem Führungsglied Resonanzen hervorrufen können, niedrig gehalten oder zu Null gemacht, so kann damit ein dynamischer Effekt erzielt werden. Das Ziel, durch die Verwendung von HS-Funktionen Resonanzen am Führungsglied zu vermeiden, ist bei Punktführungsgetrieben nur bedingt zu erreichen, da hier lediglich ein Punkt des Führungsgliedes „harmonisch“ geführt wird.

Für den Parameter $x(u)$ lautet die endliche Fourierreihe

$$x(u) = a_0 + \sum_{k=1}^{N}\left(a_k \cos\frac{2k\pi u}{U} + b_k \sin\frac{2k\pi u}{U}\right),\ 0 \le u \le U \text{ , [Sch96a]} \tag{3.21}$$

für den Bahnparameter u und dessen Periode U. Die Genauigkeit der Approximation hängt von der Anzahl N der Harmonischen ab [Bra 94]. Bereits wenige Glieder (N<10) der Fourierreihe bilden den Verlauf einer geschlossenen Kurve oft hinreichend genau ab.

Die Ermittlung der Koeffizienten a_k und b_k erfolgt unter der Forderung der minimalen Abweichung der Istfunktion von der lt. Bewegungsaufgabe geforderten Sollfunktion. Das Fehlerquadratminimum nach Gauß oder die Tschbychev-Approximation sind zwei Methoden, um diese Forderung zu realisieren [DV 89]. Ebenso lassen sich die Koeffizienten a_k und b_k berechnen, wenn die zu erzeugende Kurve als ein geschlossenes Polygon betrachtet wird [Sch 95a].

3.5 Kopplung von Geometrie- und Bewegungsdesign

3.5.1 Bewegungsdesign als Gestaltungsaufgabe

Für das Bewegungsdesign liegt die Gestaltungsaufgabe in erster Linie in der grafischen Aufbereitung der FBA. Ein in der Konstruktion übliches und exakt arbeitendes Werkzeug dafür ist das CAD-System. Den Stand der Technik auf diesem Gebiet verkörpern derzeit die 3D-CAD-Systeme, mit deren Hilfe die Konstruktion räumlicher Produktmodelle möglich ist, die ihrerseits die Grundlage für eine Reihe angrenzender Prozesse darstellen. Deren modularer Aufbau ermöglicht es den Anbietern, ihr CAD-System an spezielle Konstruktionszweige wie Maschinenbau, E-Technik, Luftfahrt usw. anzupassen. Für die Berechnung und Simulation in der Konstruktion, insbesondere der Antriebstechnik, reicht die Palette der handelsüblichen Module von einfachen Bewegungssimulatoren zur Kollisionsanalyse bis hin zu komplexen MKS-Systemen zur dynamischen Analyse von Baugruppen.

Die Entwicklung eines Mechanismus in der Konstruktionsumgebung (CAD-System) führt dazu, dass Randbedingungen, wie z. B. die Größe des Bauraums und des Arbeitsraumes sowie der Achspositionen, frühzeitig beachtet werden. Die Simulation mit 3D-Modellen unterstützt sowohl die Bauraum- als auch die Kollisionsuntersuchungen und dient zudem der besseren Verständigung. Die Simulation des Zusammenbaus liefert nützliche Informationen über die konstruktiven Gerechtigkeiten der Bauteile, wie die fertigungs-, montage- und wartungsgerechte Gestaltung.

Die Funktionalität, die allgemeine Bewegung eines Punktes bzw. eines Körpers kinematisch zu beschreiben, fehlt diesen Systemen bisher weitgehend. Zwar können mit Hilfe der Funktionen eines MKS-Systems für jede Koordinate im Raum einzelne elementare Antriebsfunktionen vereinbart oder Datentabellen geladen werden, jedoch gibt es keine Möglichkeit, die Bewegung eines Punktes oder eines Körpers anhand der FBA zu definieren. Einzig die Beschreibung der geometrischen Bahnkurve (Geometriedesign) ist möglich. Um diese fehlenden Funktionalitäten bereitzustellen, wird das CAD-System erweitert.

3.5.2 Beschreibung der FBA mit CAD-Basisfunktionen

Für die geometrische Beschreibung der Bahnkurve können Basisfunktionen des CAD-Systems wie auch des MKS-Systems genutzt werden. Am Beispiel des 3D-CAD-Systems Pro/ENGINEER® in Verbindung mit dem MKS-System Pro/MECHANICA-Motion® werden die Basisfunktionen untersucht. Diese umfassen die Definition von Hilfselementen, wie *Bezugspunkten* und *-kurven*, das Erstellen einer *2D-Skizze* sowie das Generieren einer *Führung*. Diese Funktionalitäten gehören zum festen Bestandteil von hochwertigen 3D-CAD-Systemen bzw. MKS-Systemen (siehe Abschnitt 2.4.1).

In den nachfolgenden Abschnitten werden die Ergebnisse der Untersuchung dieser drei Basisfunktionen hinsichtlich ihrer Eignung zur geometrischen Beschreibung einer Bewegung dargestellt.

Definition von Bezügen

Zu den grundlegenden Hilfselementen bei der Konstruktion in parametrischen 3D-CAD-Systemen zählen *Bezüge* wie Koordinatensysteme, Ebenen, Achsen und Punkte. *Bezüge* lassen sich in vielen Situationen einsetzen. In der Hauptsache werden sie als Referenzen in der Teile- und Baugruppenkonstruktion verwendet. Mit *Bezügen* lässt sich in kurzer Zeit ein Grobentwurf (Skelettstruktur) einer Konstruktion anhand von Vorgaben erzeugen, z. B. der Positionen von Antriebsachsen, der Abgrenzung des Bauraums und der Lage von Bauteilen.

Für die Definition der Geometrie einer FBA eignen sich Bezugspunkte besonders dann, wenn nur diskrete Punktlagen gegeben sind. Bezugspunkte, die in einer Ebene liegen, lassen sich in kurzer Zeit mit einer Reihe von Funktionen des CAD-Systems direkt im Modellbereich erzeugen. Einige Funktionen benötigen die Angabe von Koordinatenwerten über Tastatur oder Datei relativ zu einem Koordinatensystem, andere verwenden Referenzelemente. Alle Bezugspunkte können als ein Konstruktionselement in einem sog. Bezugspunkt-Array definiert werden.

Zur Definition einer Ebenenlage werden Punktpaare verwendet, die über eine Bezugskurve die Ebenenlage als Gerade kennzeichnen. Aus den einzelnen Punkt-

paaren wird der Winkel-Parameter ε berechnet. Diese Punkte können ebenso als Referenz für den zu bewegenden Körper benutzt werden.

Bei einem kontinuierlich beschriebenen Bahnverlauf mit Geradenabschnitten und Kreisbögen sind Bezüge nur eingeschränkt anwendbar. Zwar lässt sich der Bahnverlauf einfach mit einer Bezugskurve über mehrere Punkte (Spline) darstellen, jedoch garantiert dieser in der Regel nur einen angenäherten Verlauf. Das Darstellen von Geradenabschnitten ist damit zwar möglich, jedoch wird eine Auswertung der Informationen schwierig. Die Möglichkeit, den Spline zu manipulieren, beschränkt sich neben der Variation der Punktkoordinaten auf die Angabe eines Tangentenwinkels am Anfang bzw. Ende des Splines.

Erstellen einer 2D-Skizze

Für die Erzeugung der Konturen von Teilen und Konstruktionselementen stehen eine Reihe von Funktionen zur Verfügung. Eine grundlegende Funktion stellt neben dem *Teilemodus* der *Skizzenmodus* dar, der sowohl integriert in der Modellebene aufrufbar ist, als auch separat das Anlegen einer Skizze ermöglicht. Der *Skizzenmodus* bietet eine Vielzahl von Zeichen-Tools, die es ermöglichen die geforderte Bahnkurve mit Geraden, Kreisbögen und Splines abzubilden. Auch die Vorgabe von einzelnen Punkten und deren Verwendung als Stützpunkte für einen Spline ist denkbar. Erfolgt das Skizzieren bezogen auf ein Koordinatensystem vereinfacht dies die Auswertung der Skizze. Das Skizzieren sowie die Bemaßung einer Skizze unterstützt das CAD-System oft durch entsprechende Automatismen, wie z. B. Fangfunktionen oder den *Absichtsmanager* in Pro/ENGINEER.

Da eine Skizze aus einzelnen Elementen besteht, ähnlich der Bauteilstruktur, können für jedes Element die Informationen abgefragt werden. Das sind Informationen über die Art des skizzierten Elementes, die Punkt-Koordinaten und, besonders für die Parametrisierung wichtig, dessen Länge (Bogenlänge). Die Darstellung einer Ebenenlage erfolgt ausgehend von einem Stützpunkt durch Linien, die mit einer Winkelbemaßung versehen werden.

Das Skizzieren der Bahnkurve im separaten Modus erfolgt außerhalb oder als *kosmetisches* Element (*Gravur*) innerhalb des Modells. Nach dem Übertragen der

Skizze als CAD-Element *Bezugskurve* in das Modell sind die Daten der Skizze nicht mehr veränderbar. Dagegen bleiben die Daten der Skizze als Konstruktionselement *Gravur* im Modell erhalten und können jederzeit verändert werden.

Generieren einer Führung

Zur Beschreibung einer allgemeinen ebenen Bewegung im MKS-System Pro/MECHANICA-Motion kann die Option *Führung* als direkter Weg der Definition der Geometrie einer offenen Bahnkurve verwendet werden. Zum Modellieren eines analysierbaren *Führungskopplungspaars* im MKS-System ist es erforderlich, eine Bahngeometrie als Basis für die Führung bereitzustellen, diese als Führung zu definieren und eine *Führungskopplungs-Verbindung* zu erzeugen. Damit wird bereits eine Verbindung zwischen geometrischer Bahn und dem Mechanismus hergestellt.

Für Führungen können die Geometrietypen Gerade und Bogen sowie ebene, offene, nicht getrimmte C^2-Splinekurve verwendet werden. Die Geometrie kann außerdem aus Bezugspunkten erstellt werden. Insbesondere die Kopplungsgeometrie zwischen Bahnkurve und Mechanismus muss dabei als Punkt definiert werden. Die Führungsgeometrie kann außerdem mit der Funktion *Importieren* bzw. als ASCII-Datei mit der Funktion *Punktefeld* importiert werden.

Bewertung der CAD-Basisfunktionen

Mit diesen drei Basisfunktionen lässt sich die Bewegungsbahn nur geometrisch beschreiben, ohne Beachtung wechselnder Randbedingungen, erhöhter Stetigkeit oder des geforderten Antriebsbezuges. **Tabelle 3.7** zeigt eine Gegenüberstellung der drei Basisfunktionen nach wichtigen Kriterien zur Beschreibung von Führungsbewegungsaufgaben.

Tabelle 3.7: Gegenüberstellung der untersuchten CAD-Basisfunktionen für das Bewegungsdesign

Funktion / Kriterium	a) Bezüge	b) 2D-Skizze	c) Führung
Zeichenebene	direkt im Modell	direkt im Modell oder separat als 2D-Skizze	direkt im Modell
Art der Elemente	Punkt, Spline	Punkt, Gerade, Kreisbogen, Spline	
Form der Bahnkurve	offene und geschlossene Bahnkurven		offene Bahnkurven
Kennzeichnung der Ebenenlage	Punktpaare, (Linie)	Linien	keine Ebenenlagen möglich
Interaktion mit dem Programm	Eingabe der Koordinaten über Tastatur	zeichnen der Elemente mit Maus, automatische Bemaßung	zeichnen der Elemente mit Maus
Informationsgehalt	gering (nur Punktkoordinaten)	hoch (Punktkoordinaten, Bogenlänge, Tangentenwinkel, Krümmungen)	nicht auswertbar
Externer Datenzugriff (ProLINK [dok 99])	schnell, automatisch	mittel, teilautomatisch	nicht möglich (spezielle Schnittstelle des MKS-Systems)
Art der Verbindung mit dem Mechanismus	Ebenenverbindung (3 freie Parameter)		Punktverbindung, formschlüssig

Den größten Informationsgehalt und die besten Möglichkeiten zum Skizzieren einer Bewegungsbahn bietet die Funktion *2D-Skizze*. Die Funktion *Bezüge* sollte nur eingesetzt werden, wenn die Bahnkurve durch diskrete Punktkoordinaten gegeben ist bzw. die Punkt- und Ebenenlagen sich aus einer bereits vorhandenen Konstruktion ableiten lassen. Die Definition einer Bewegungsbahn mit der Funktion *Führung* stellt für das Bewegungsdesign im Sinne der Bahngenerierung keine neue Vorgehensweise dar, da die Geometrie der Bahn bereits bekannt sein muss. Ein weiterer Grund, der gegen diese Option spricht, ist die Beschränkung der Führung auf offene Geometrien. Die Option *Führung* lässt sich jedoch auch konträr anwenden,

indem die Geometrie einer Führung nachgebildet wird, z. B. zur Synthese einer offenen Kurvenkontur.

Aufteilung in CAD-Basis-Funktionen und Zusatzfunktionen

Der erste Schritt des Geometriedesigns einer ebenen Bewegungsbahn, der in groben Umrissen den Bahnverlauf skizziert, erfolgt im CAD-System Pro/ENGINEER durch das Definieren von *Bezugspunkten* bzw. das Skizzieren im *Skizzen-Modus*. Dafür sind keine gesonderten Funktionen notwendig. Der Einsatz von Makros ist an dieser Stelle eine effiziente Möglichkeit, den Ablauf von wiederkehrenden Funktionen zu beschleunigen. Grundlegend werden CAD-Funktionen benutzt, die als Referenz ein Koordinatensystem verwenden. Speziell bei der Definition von Bezugspunkten sind Referenzen wie Ebenen oder Körperkanten nur dann zu verwenden, wenn die Bezugspunkte über die Eingabe von Koordinaten positioniert werden. Bei allen anderen Funktionen, die als Referenz Bezüge benötigen, ist kein Zugriff auf die Koordinaten der Punkte möglich. Zum Skizzieren der Bahnkurve im *Skizzen-Modus* ist als Referenz ebenfalls ein Koordinatensystem erforderlich, da sonst die Elementinformationen nicht auswertbar sind.

Die Zusatzfunktionen, die mit Hilfe der Schnittstellensoftware Power/Pro-LINK [dok 99] auf die Datenbasis des CAD-Systems zugreifen, haben hier die Aufgabe, Informationen zu selektieren und diese für die Berechnung aufzubereiten. Für die beiden eingesetzten Methoden wird jeweils ein separates Verfahren entwickelt, das den notwendigen Datenzugriff realisiert (siehe Abschnitt 6.2.1).

3.6 Beispiele der Beschreibung ebener Bewegungen

3.6.1 Bewegungsdesign am Beispiel einer ebenen Punktführung

Beschreibung der FBA und Vorbetrachtungen zur Berechnung

Das bereits unter Abschnitt 3.3.1 betrachtete Beispiel der ebenen Punktführung (Bild 3.5, S. 27) enthält eine theoretische Aneinanderreihung verschiedenartiger Abschnitte und Forderungen (bezogen auf Tabelle 3.4, S. 29). Der schwierige Prozess der Formulierung der FBA aus einer Reihe technologischer Vorgaben wie er in der Praxis erfolgt, wird dabei nicht nachvollzogen. Vielmehr steht die Kombi-

nation von Bahnabschnitten mit unterschiedlichen Anforderungen sowie deren zeitliche Abfolge im Mittelpunkt.

Berechnung der Bewegungsbahn

Die Berechnung der als exakt definierten, festen Bahnabschnitte *Gerade* und *Kreisbogen* erfolgt nach der Gleichung (3.6) bzw. den Gleichungen (3.7 bis 3.12). Für den freien und den punktweise vorgegebenen Bahnabschnitt wird gefordert, dass der zu führende Punkt während der Bewegung eine stetige Geschwindigkeit und Beschleunigung besitzt. Dies wird dadurch erreicht, dass die Koordinatenfunktionen $x(u)$ und y(u) außerhalb von Rastpunkten und die Weg-Zeit-Funktion $u(t)$ überall zweimal stetig differenzierbar sind. Der unter Abschnitt 3.4.6 beschriebene Polynomansatz ermöglicht es, den Bewegungsverlauf mit minimalem Aufwand an diese Forderungen anzupassen. Hierzu wird die Option des Zielfunktionales aus Gleichung (3.20) zur Glättung der 2. Ableitung verwendet, womit sich der Polynomgrad 5 ergibt.

Für die Parametrisierung der Bewegungsbahn werden einige der unter Abschnitt 3.4.3 vorgestellten Parametrisierungsstrategien mit der eigens entwickelten Berechnungsvorschrift nach Gleichung (3.5) gegenübergestellt. Insbesondere soll veranschaulicht werden, welchen Einfluss die Parameterstrategie auf den geometrischen Verlauf dieser speziellen Bahnkurve hat. Dabei werden die Kriterien Tangenten- bzw. Krümmungsstetigkeit in den Stützpunkten sowie geringe Welligkeit der Kurve herangezogen. Diese Kriterien bilden die Grundlage für einen auch kinematisch günstigen Bahnverlauf.

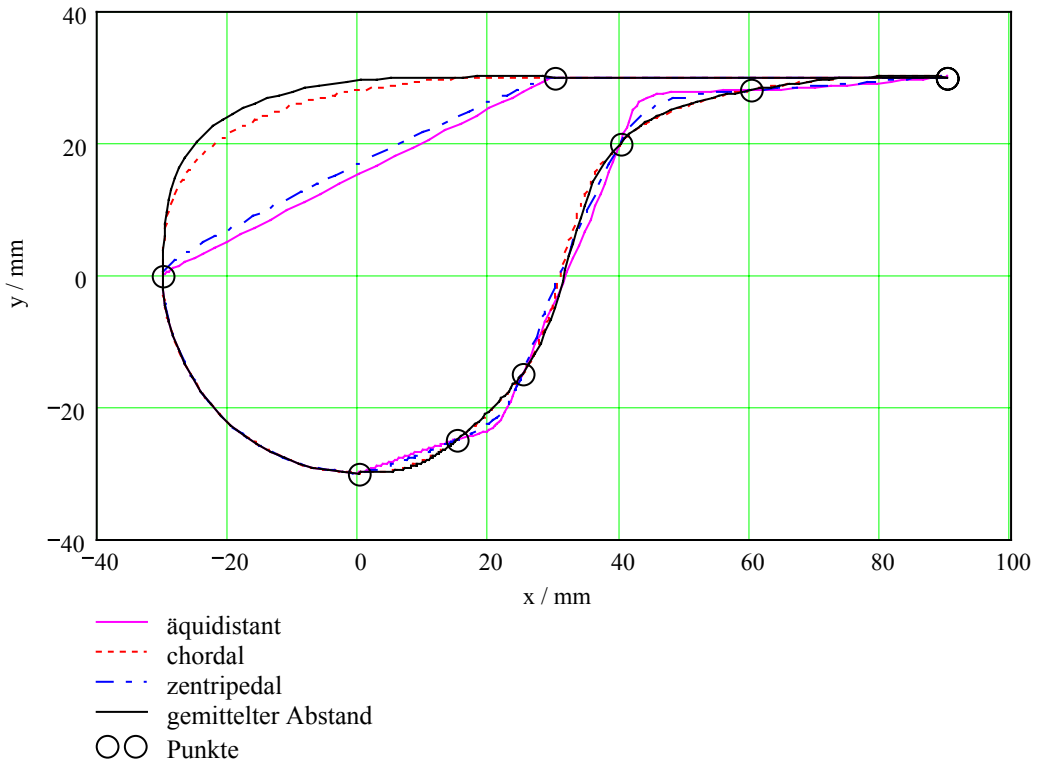


Bild 3.10: Gegenüberstellung von Parameterstrategien

Die äquidistant und zentripetal parametrisierten Bahnkurven zeigen vor allem in den Übergängen zu den festen Bahnabschnitten Knicke im Bahnverlauf unterschiedlich langer Bahnabschnitte (**Bild 3.10**). Dies lässt sich geometrisch nur durch die Vorgabe weiterer Stützpunkte beeinflussen bzw. kinematisch durch das Einführen von Rastzeiten an den Übergängen. Das sorgt jedoch für eine unterbrochene Bewegung. Die Kriterien Tangenten- bzw. Krümmungsstetigkeit lassen sich mit diesen Strategien nicht oder nur mit hohem Aufwand realisieren. Die chordal und gemittelt parametrisierten Bahnkurven besitzen einen tangenten- und krümmungsstetigen Verlauf, der insbesondere im punktweise vorgegebenen Abschnitt fast identisch ist.

Bild 3.11 zeigt den Einfluss der Variation des Polynomgrades am deutlichsten anhand der äquidistant parametrisierten Bahnkurve. Unter Ausnutzung der Optionen des Zielfunktionales aus Gleichung (3.20) bewirkt die Glättung der 1. Ableitung eine Senkung des Ausgangs verwendeten Polynoms 5. Grades auf 3. Dies zeigt am Beispiel einer äquidistant parametrisierten Bahnkurve im punktweise vorgegebenen Abschnitt eindrucksvoll, welchen Einfluss der Polynomgrad auf deren Wel-

ligkeit besitzt. Zur besseren Verdeutlichung der Welligkeit infolge des Polynomgrades ist diesem ein Polynom 9. Grades gegenübergestellt. Zur Erfüllung der Forderung Tangenten- bzw. Krümmungsstetigkeit im Anschluss des Kreisbogens bringt dies jedoch keine Verbesserung. Hier liegen die Ursachen darin, dass die Stützpunktabstände für eine äquidistante Parametrisierung zu verschieden sind.

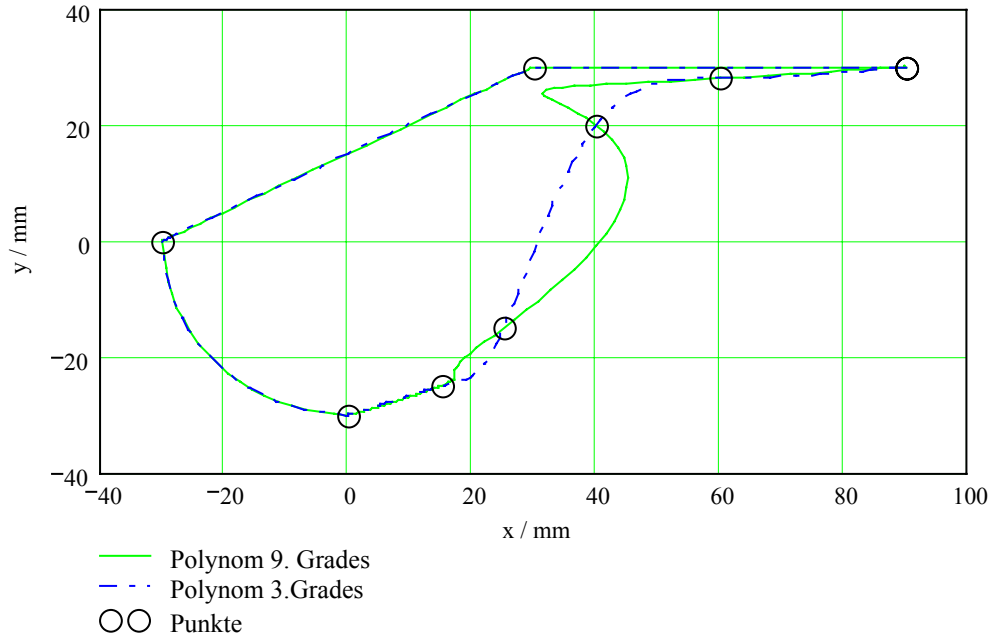


Bild 3.11: Äquidistant parametrisierte Bahnkurve mit unterschiedlichem Polynomgrad

Der in der Bewegungstabelle (Tabelle 3.4, S. 29) definierte Zeitbezug wird in einem zweiten Berechnungsschritt ermittelt, da nicht für jeden Stützpunkt ein Zeitbezug gefordert wird. Als Vorgaben für die Bewegung wird ein Abschnitt konstanter Geschwindigkeit (G) während des Durchlaufens des Kreisbogens und ein Rastabschnitt (R) am Ende der Bewegung gefordert. **Bild 3.12** zeigt die normierten Verläufe der berechneten Übertragungsfunktion $u(t)$ sowie deren erste und zweite Ableitung. Die Forderung der zweimal stetigen Ableitung der Übertragungsfunktion wird mit dem gleichen Polynomansatz wie zur Beschreibung der Bahnkurve erreicht.

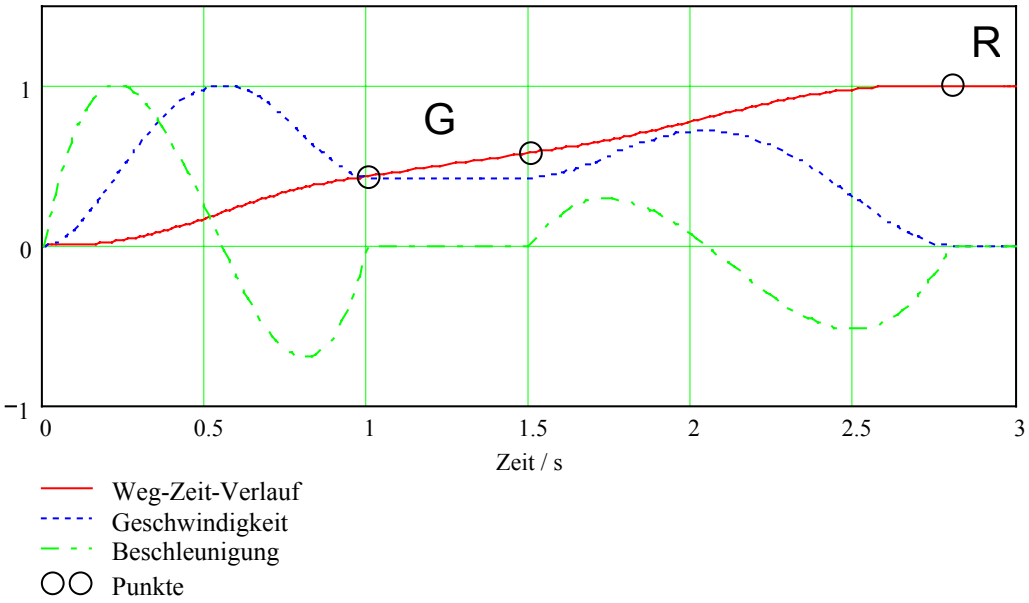


Bild 3.12: Normierter Verlauf der Übertragungsfunktion für den Zeitbezug

Ergebnisse und Bewertung des Bahnverlaufs

Neben der Darstellung der berechneten Bahnkurve in der Bewegungsskizze im **Bild 3.13** werden in Funktionsdiagrammen die Koordinatenfunktionen und deren Ableitungen angezeigt (**Bild 3.14**). Dies ermöglicht zum einen eine objektive geometrische Auswertung des Bahnverlaufs gegenüber der FBA und zum anderen die Bewertung der Glattheit der Bewegung für jede Koordinate.

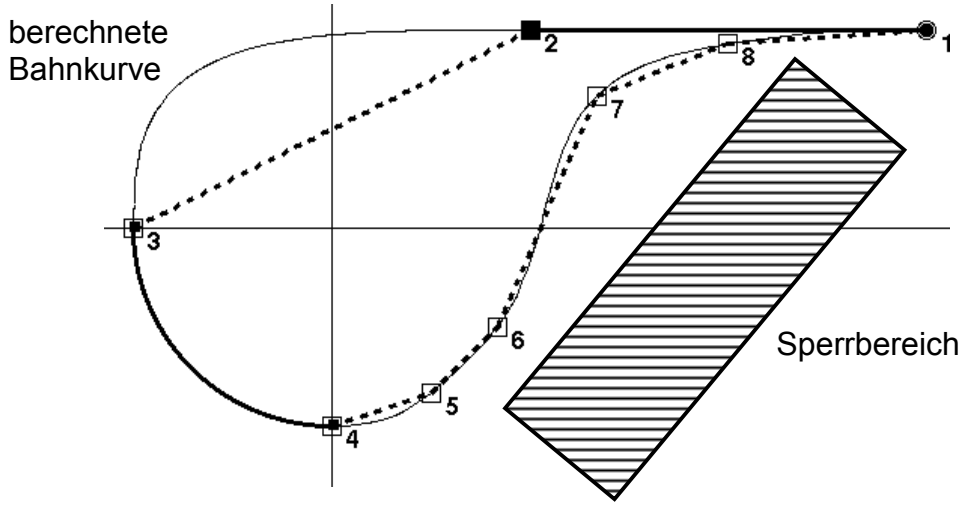


Bild 3.13: Bewegungsskizze und resultierende Bahnkurve der Punktführung aus Bild 3.5

Die Forderungen aus Tabelle 3.4 bzgl. Tangentenwinkel (Punkte 2; 3; 4) und Krümmung (Punkte 3; 4) werden erfüllt. Des Weiteren wird der tangenten- und krümmungsstetige Bahnverlauf durch die Punkte 5-1 realisiert, wobei die Stützpunkte so gewählt wurden, dass die Bewegungsbahn am vorgegebenen Sperrbereich vorbeiführt.

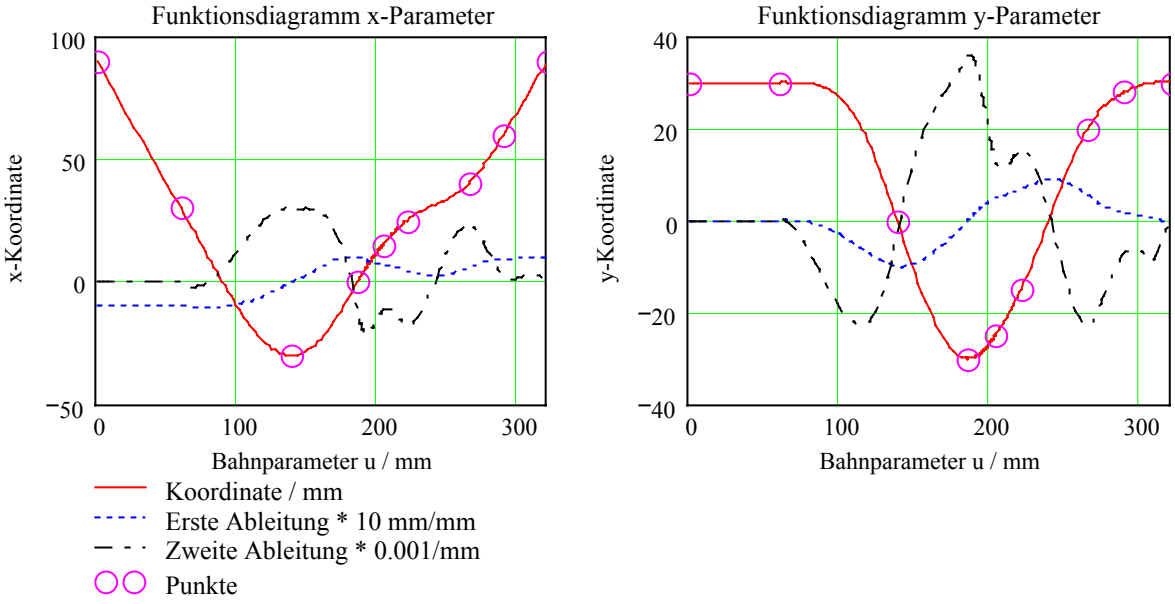


Bild 3.14: Berechnete Koordinatenfunktionen *x(u)* und *y(u)*

Die Darstellung der Koordinatenfunktionen und deren Ableitung nach dem Bahnparameter gibt einen ersten qualitativen Aufschluss über die Güte der Parametrisierung. Sprünge in den Ableitungen und die Welligkeit der Funktionsverläufe lassen erste Schlussfolgerungen über die Eignung der gewählten Bewegungsgesetze, den Bahnparameter bzw. die Randwerte zu. Bild 3.14 zeigt den Verlauf der berechneten Koordinatenfunktionen *x(u)* und *y(u)* aus denen sich die Grafik der resultierenden Kurve Bild 3.13 ergibt. Die zweite Ableitung besitzt einen stetigen Verlauf und gewährleistet somit eine krümmungsstetige Bahnkurve. Jedoch zeigt sich eine hohe Welligkeit, die über die Forderung nach einer höheren Krümmungsstetigkeit sowie eine bessere Annäherung des Bahnparameters an die Bogenlänge verringert werden kann.

Ein Maß für die Güte der Parametrisierung findet man in der Abweichung des Geschwindigkeitsverlaufes der Bezugsbewegung gegenüber der Geschwindigkeit

$v = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}$ des Bahnpunktes (**Bild 3.15**). Diese zeigt eine maximale Abweichung im Bereich des freien Übergangs von 7 %, die durch eine iterative Parameterkorrektur auf 4 % verbessert wird. Ein weiteres dem gleichzusetzendes Maß ist die 1. Ableitung der Bahnkurve nach der Bogenlänge, das im Idealfall die Bedingung in Gleichung (3.22) erfüllen muss. Will man diesen Idealfall erreichen, erfordert dies eine aufwendige Umparametrisierung [VDI-Richtlinie 2741E].

$$F'(x,y) = \sqrt{x'^2 + y'^2} = 1 \tag{3.22}$$

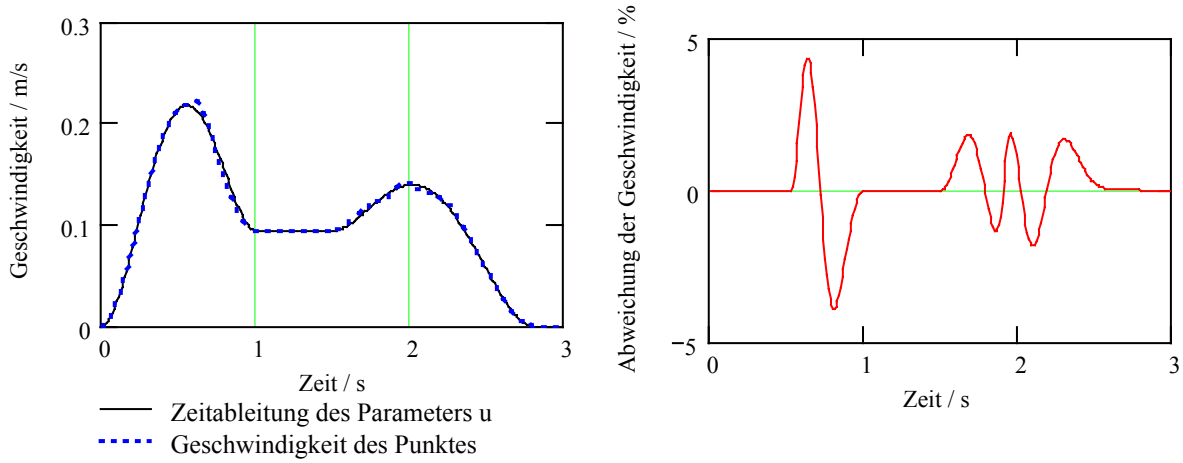


Bild 3.15: Zeitableitung des Parameters *u* und Geschwindigkeit des geführten Punktes sowie deren Abweichung

3.6.2 Bewegungsdesign am Beispiel einer Ebenenführung

Die zu realisierende symmetrische Bewegungsbahn des Punktes *K* in Bild 3.6 soll in ihrem tiefsten Punkt K_1 (0,0), dem Eintauchpunkt des Pinsels, eine waagerechte Tangente und genähert den Krümmungsradius 100 mm haben. Zum Leimauftragen ist zwischen den Punkten K_2 (50, 400) und K_4 (-50, 400) eine exakte Gerade zu durchlaufen und in den Punkten K_2 (100, 400) und K_5 (-100, 400) eine maximale Toleranz von –2 mm einzuhalten.

Die zu führende Ebene *E* soll im tiefsten Punkt der Bahn eine Momentanrast aufweisen und sich bis zu den Bahnpunkten K_2 bzw. K_5 um mindestens 178° gedreht haben. Zwischen den Punkten K_3 und K_4 soll sie - gegenüber der tiefsten Lage exakt um 180° gedreht - parallel geradverschoben werden.

Zusätzlich soll erreicht werden, dass die Geschwindigkeit des geführten Punktes im Bereich K_3 bis K_4 so wenig wie möglich schwankt. Da zur exakten Führung einer Ebene mindestens zwei Kurvenscheiben nötig sind, müsste für die Erfüllung eines genauen Antriebsbezugs eine weitere Kurvenscheibe oder ein gesteuerter Antrieb vorgesehen werden. Ansonsten lässt sich kein exakter Bezug zwischen Antriebsparameter und Ebenenlagen herstellen. Jedoch kann die Forderung nach einem angenäherten Antriebsbezug bei der Bestimmung der kinematischen Abmessungen Berücksichtigung finden, siehe Abschnitt 5.1.1.

Tabelle 3.8: Bewegungstabelle für eine Ebenenbewegung ohne Antriebsbezug

Geometrie der Bewegungsbahn							Ebenenbewegung			
Nr. ***i***	***x* / mm**	***y* / mm**	***τ* / 1°**	***κ* / 1/mm**	**Übergang**		***ε* / 1°**	***ε̇* / rad/s**	***ε̈* / rad/s²**	**Bewegungsaufgabe**
1	0	0	0	≈ 1/100	POLY		-90	0	0	R
2	100	400-2	-	-			90-2	-	-	-
3	50	400	180	-		LINE	90	0	0	R
4	-50	400	180	-	POLY		90	0	0	R
5	-100	400-2	-	-			90+2	-	-	-
6	0	0	0	≈ 1/100			270	0	0	R

Entsprechend der Bewegungsskizze im Bild 3.6 (S. 28) und obiger Beschreibung enthält die Bewegungstabelle (**Tabelle 3.8**) die Punkte K_1 bis K_6. Der freie Übergang zwischen den Punkten K_1 und K_3 bzw. K_4 und K_6 wird durch Polynome 5. Grades nach Gleichung (3.14) geschlossen, wobei die Einhaltung der Bedingungen $y_{1,4} \geq 398$ mm, $\varepsilon_1 \geq 88°$ und $\varepsilon_4 \leq 92°$ durch entsprechende Wahl des Parameterintervalls $\Delta u = u_3 - u_1 = u_6 - u_4$ erreicht werden soll. Die FBA für den Ebenenwinkel erfordert keine Zeitvorgabe, sondern bezieht sich auf die entsprechenden Stützpunkte.

In Abhängigkeit vom Parameterintervall Δu ergeben sich die für die Berechnung notwendigen Randwerte in **Tabelle 3.9**.

Tabelle 3.9: Randwerte für die geometrische Beschreibung der Führungsbewegung

Nr. *i*	*u* / mm	*x* / mm	*x´*	*x´´* / 1/mm	*y* / mm	*y´*	*y´´* / 1/mm	*ε* / 1°	*ε´* / rad/mm	*ε´´* / rad/mm²
1	0	0	1	0	0	0	1/100	-90	0	0
3	Δu	50	-1	0	400	0	0	90	0	0
4	Δu+100	-50	-1	0	400	0	0	90	0	0
6	2Δu+100	0	1	0	0	0	1/100	270	0	0

Mit dem Parameterintervall Δu lässt sich die Form der Bahnkurve und die Abweichung der *y*- bzw. ε-Koordinate von den Werten 400 mm bzw. 90° in den Punkten 2 und 5 beeinflussen (Tabelle 3.9). Von Interesse für die Auslegung des Getriebes ist auch das Radienverhältnis r_{max} / r_{min}, dass den Grad der Anpassung der Führungsbahn an einen Kreis charakterisiert, wenn

$$r = \sqrt{(x^2 + (y - 200)^2} \tag{3.23}$$

ist. Das Radienverhältnis r_{max} / r_{min} sollte so weit wie möglich bei Eins liegen, damit die Steuerkurve annähernd kreisförmig ist, womit sich gute Übertragungs- und Krümmungsverhältnisse erreichen lassen. Die Parameterwerte der chordal und nach dem angenäherten Kreisbogen parametrisierten Abschnitte (**Tabelle 3.10**) weisen bei Variation der Stützpunkte im vorgegebenen Toleranzbereich gegenüber dem gemittelten Wert ein schlechteres Radienverhältnis auf.

Tabelle 3.10: Parameterintervall Δu, Koordinaten $y_{2,5}$, $\varepsilon_{2,5}$, kleinster Krümmungsradius ρ_{min} und Radienverhältnis r_{max} / r_{min}

Δu / mm	$Y_{2,5}$ / mm	ε_2 / 1°	ε_5 / 1°	ρ_{min} / mm	r_{max} / r_{min}
403 (Punktabstand)	394,1	86,7	93,3	64,1	1,53
535	398,0	88,6	91,4	82,6	1,39
632,5 (Bogenlänge)	399,0	89,2	90,8	81,3	1,44

Die Bahnkurven des geführten Punktes *K* durch Variation des Parameterintervalls Δu (Tabelle 3.10) sind im **Bild 3.16** dargestellt.

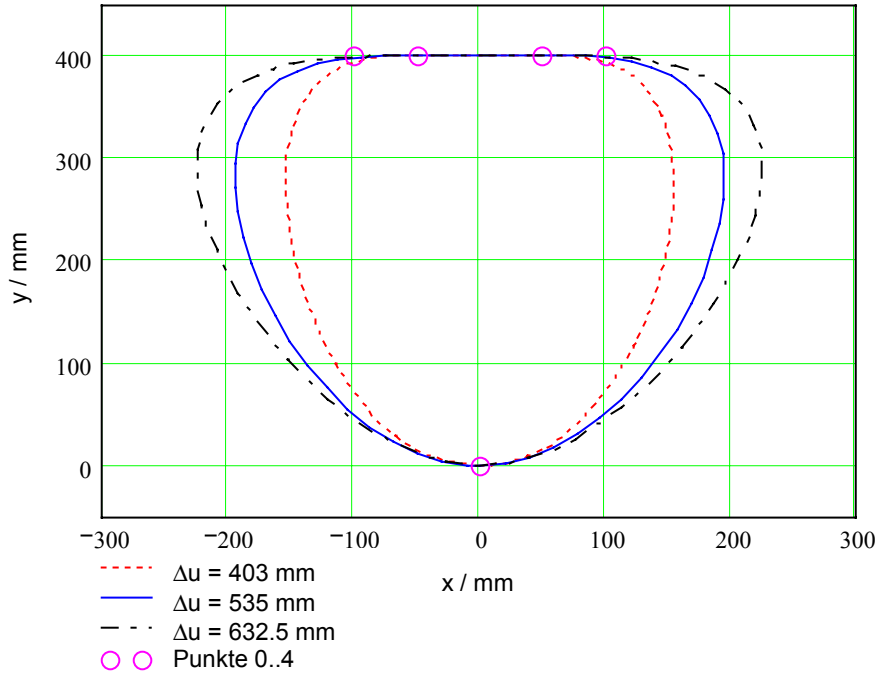


Bild 3.16: Bahn des geführten Punktes *K* für unterschiedliche Parameterintervalle Δu

Für die weitere Auslegung wird Δu = 535 mm gewählt, da sich damit bei Einhaltung der Toleranzen in den Punkten 2 und 5 die beste Annäherung an einen Kreis erzielen lässt.

4 Typauswahl ebener Führungskurvengetriebe

4.1 Vorbetrachtungen

Ausschlaggebend für den Erfolg der Typauswahl ist eine aufgabenadäquate Beschreibung der FBA, die eine mathematische Formulierung ermöglichen muss. Eine zu strenge Vorgabe von Punkten oder Abschnitten der Bahn eines zu führenden Punktes bzw. den Lagen eines Getriebegliedes oder eine ungeeignete mathematische Beschreibung dieser Bahn können dazu führen, dass die FBA nur mit einer unnötig großen Zahl von Getriebegliedern in einem unverhältnismäßig großen Bauraum oder überhaupt nicht realisierbar ist. Somit ist es wichtig, einen Kompromiss zwischen der Genauigkeit der Realisierung der geforderten FBA und dem technischen Aufwand, beziehungsweise den getriebetechnischen Möglichkeiten zu deren Realisierung, zu finden.

In den Fällen, in denen die geforderte Bahnkurve durch eine algebraische oder transzendente Kurve approximiert werden kann, führen bereits Getriebe mit einfacher Struktur wie Koppelgetriebe bzw. deren Kombination mit Rädern zu einer schnellen Lösung. Besonders die viergliedrigen Koppelgetriebe werden auf Grund der Vielzahl von Informationen in Form von Koppelkurvensammlungen und Atlanten, z. B. [Hain 73] [Gün 95] [Sch 95b] häufig eingesetzt. Für Getriebe mit mehr als sechs Gliedern finden sich in der Praxis kaum noch Anwendungsgebiete. Zwar erzielt man mit diesen Getrieben eine Vergrößerung der Formenvielfalt von Koppelkurven, jedoch steigt damit der Lösungssaufwand bei gleichzeitiger Verringerung der Anzahl brauchbarer Lösungen. Bereits für sechsgliedrige Getriebe ist es schwierig, typische Koppelpunktbahnen wie bei viergliedrigen Koppelgetrieben zu ermitteln [Gün 94].

Ermöglichen es die Forderungen der FBA nicht, Getriebe mit einfacher Struktur einzusetzen, bietet sich eine Kombination aus Koppel- und Kurvengetriebe zur Lösung an. Aufgrund der Vielzahl der, durch die Erweiterung um Gliedergruppen und Kurvenglieder, möglichen FKG, ist eine systematische Aufbereitung der Getriebestrukturen notwendig.

Als schwierig erweist es sich, wirksame Hilfsmittel zur Typauswahl bereitzustellen. Für die Suche nach einem geeigneten Getriebe ist es daher wichtig, die Getriebe nach ordnenden Kriterien in Gruppen einzuteilen. Mit Hilfe der Auswertung der FBA sowie konstruktiven Bedingungen lässt sich die Menge von Lösungen einschränken. Vielmehr müssen die noch unvollständigen Informationen zur Thematik Typauswahl (Struktursynthese) der Getriebe mit mehr als vier Gliedern bzw. in Kombination mit anderen Getriebearten ergänzt und geordnet zusammengefasst werden.

4.2 Ausgangssituation für die Typauswahl

4.2.1 Fallunterscheidung

Die überwiegende Zahl aller Entwicklungsaufgaben in der Praxis befasst sich mit Anpassungskonstruktionen bereits vorhandener Getriebe an neue Gegebenheiten durch iterative Variation einzelner Parameter per Hand. Die Anwendbarkeit dieser „Probiermethode“ hängt ab vom Umfang der Änderungen bzgl. der FBA und der konstruktiven Veränderungen. Der Nachteil dieser Methode liegt in der zur Anpassung an die neuen Gegebenheiten benötigten Entwicklungszeit, die sich meist nur schwer abschätzen lässt. Die Suche nach einem Getriebe mit anderer Struktur sollte daher frühzeitig in Betracht gezogen werden. Registriert man konsequent einmal gefundene Strukturen und archiviert diese in einer Sammlung, verkürzt dies kostbare Entwicklungszeit. Von Vorteil für spätere Veränderungen sind Hinweise, die der Getriebevariante angefügt werden, weshalb die eine oder andere Änderung vorgenommen wurde, da sonst mit dem Weggang der jeweiligen Entwickler ein Informationsverlust droht.

Die kinematischen Grenzen der Anpassung eines vorhandenen Getriebes sind u. a. abhängig von der Anzahl zu ändernden Bewegungsparameter. Eine Änderung der Form der Bahnkurve eines viergliedrigen Koppelgetriebes kann bereits durch Variation der Lage des Koppelpunktes erfolgen. Die Realisierung eines geforderten Antriebsbezugs, die Vorgabe einer exakten Bahnkurve oder die Führung einer Ebene ist i. Allg. nur über die Erweiterung einer einfachen Getriebestruktur möglich.

Die Ausgangssituationen bei der Getriebesynthese sind fallweise unterschiedlich. Im Wesentlichen gibt es zwei Ausgangspunkte für die Lösung von Führungsbewegungsaufgaben. Ein Mechanismus (Getriebe) soll an neue Aufgaben angepasst werden oder die Aufbereitung der FBA selbst ist gefordert. Diese Ausgangspunkte lassen sich nach der Art der Führung in folgende drei praxisnahe Fälle am Beispiel einer Punktführung untergliedern.

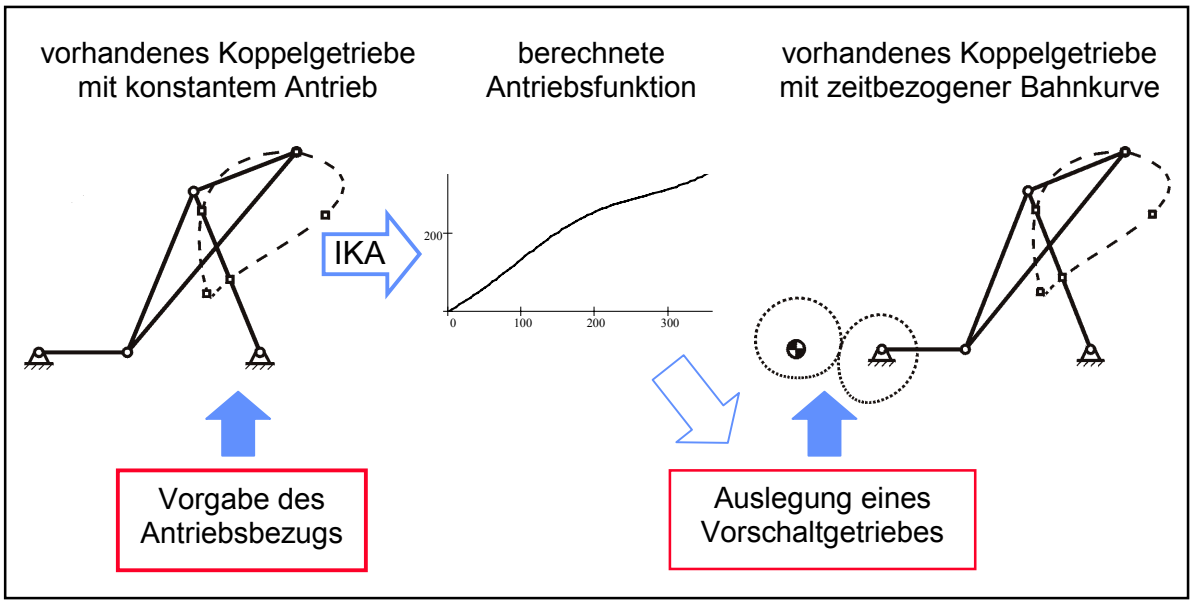


Bild 4.1: Fall a) kinematische Führung

Ein Getriebe, z. B. ein Koppelgetriebe, mit gleichmäßig umlaufenden Antrieb und unveränderlicher Bahnkurve ist vorhanden (**Bild 4.1**). Die Anpassung der FBA erfordert die Vorgabe eines Antriebsbezugs. Gesucht wird die neue Antriebsfunktion, mit der ohne Veränderung des vorhandenen Getriebes die Bahnkurve nach dem vorgegebenen Antriebsbezug durchfahren wird. Nach der Ermittlung der Bahnkurve mittels direkter kinematischer Analyse (DKA) und Einbeziehung des vorgegebenen Antriebsbezugs erfolgt die inverse kinematische Analyse (IKA). Als Ergebnis dieser Rückrechnung erhält man die erforderliche Antriebsfunktion. Zur Realisierung der Antriebsfunktion kann ein Vorschaltgetriebe eingesetzt werden, z. B. ein Unrundrädergetriebe oder ein gesteuerter Antrieb. Mit der Auslegung dieser Antriebseinheit ist die Lösung vollständig.

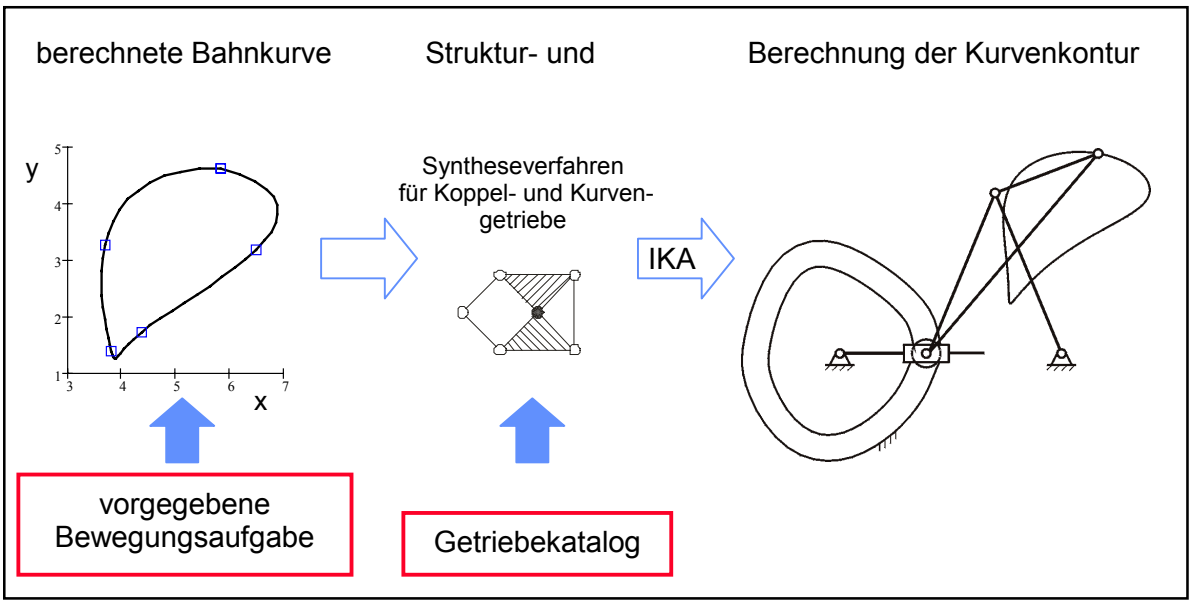


Bild 4.2: Fall b) nicht antriebsbezogene Führung

Ausgangspunkt des zweiten Fallbeispiels ist die Vorgabe einer FBA ohne Antriebsbezug (**Bild 4.2**). Gesucht wird ein Getriebe zur exakten Erfüllung der FBA. Die zur Realisierung dieser Aufgabe erforderliche Getriebestruktur wird nach der zu erfüllenden FBA und weiteren Bedingungen aus einem Getriebekatalog ausgewählt. Zur Auswahl und gleichzeitigen Ermittlung der kinematischen Abmessungen des viergliedrigen Koppelgetriebes für eine vorerst angenäherte Bahnkurve kann z. B. ein elektronischer Koppelkurvenatlas [BS 95] verwendet werden. Die so erhaltenen kinematischen Abmessungen des Koppelgetriebes dienen nun als Ausgangsbasis für die IKA. Aufgrund der Führung eines Punktes auf der berechneten Bahnkurve liefert die IKA als Ergebnis die Kontur der Kurvenscheibe.

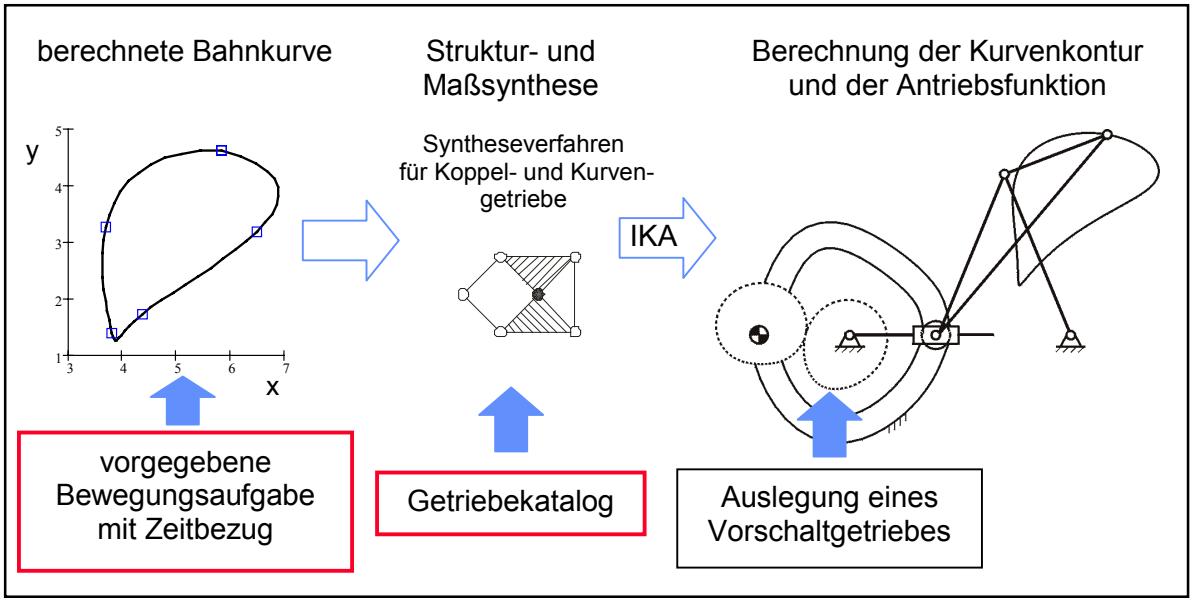


Bild 4.3: Fall c) bezogene Führung

Im Gegensatz zu dem vorherigen Beispiel wird hier eine FBA mit Antriebsbezug vorgegeben (**Bild 4.3**). Das gesuchte Getriebe soll sowohl die berechnete Bahnkurve exakt erfüllen als auch einen vorgegebenen Antriebsbezug einhalten. Nach der Auswahl einer Struktur, z. B. eines kombinierten Kurvenkoppelgetriebes, erfolgt die Maßsynthese des Getriebes, die z. B. in Analogie zu Fall b) ausführbar ist. Die Durchführung der IKA liefert anhand der berechneten Bewegungsbahn die Kurvenkontur, welche den exakten Bahnverlauf gewährleistet und die erforderliche Antriebsfunktion. Die Antriebsfunktion lässt sich analog zu Fall a) verwirklichen.

4.2.2 Charakteristik von Führungsbewegungsaufgaben

Das Festlegen von Bedingungen anhand der FBA ermöglicht es, den Lösungsraum auf bestimmte Getriebestrukturen einzugrenzen. Jede FBA lässt sich anhand verschiedener Merkmale klassifizieren. Die fünf wesentlichsten Merkmale sowie deren Unterteilung sind in **Tabelle 4.1** aufgelistet. Für jede FBA lassen sich zu den Merkmalen a)-d) je ein Kriterium bzw. für e) i. Allg. mehrere Kriterien finden. Mit Hilfe dieser Spezifikation werden bereits wichtige Informationen zur Auswahl eines Getriebetyps bereitgestellt.

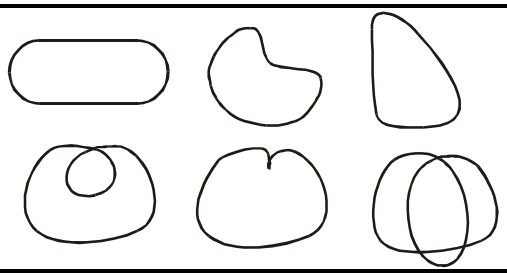
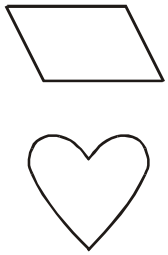
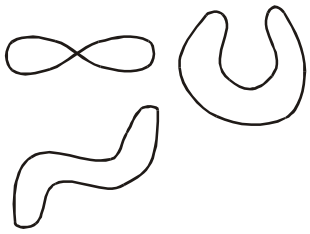
Tabelle 4.1: Kennzeichnung von Führungsbewegungsaufgaben

Merkmal	Unterteilung	Bemerkung
a) geometrische Komplexität (Anzahl der zu steuernden geometrischen Parameter)	Kreis- oder Geradführung allg. Punktführung allg. Ebenenführung	Beachtung der Durchlaufrichtung
b) Zeitbezug	zeitbezogene Führung nicht zeitbezogene Führung	auch antriebsbezogen oder nicht antriebsbezogen
c) Art der Beschreibung der Bahnkurve	diskrete Beschreibung der Bahnkurve kontinuierliche Beschreibung der Bahnkurve	endliche Anzahl von Punkten als stetige Kurven und Funktionen
d) Genauigkeit	exakte Führung angenäherte Führung	auch nur teilweise exakte Führung möglich
e) formbestimmende Eigenschaften	offene bzw. geschlossene Bahnkurve, Art der Krümmung der Bahnkurve, markante Punkte wie Spitzen, Doppelpunkte usw.	

Von der geometrischen Komplexität und dem Zeitbezug, also den zu steuernden Führungsparametern der FBA, hängt ab, wie viel Getriebeglieder bzw. Kurvengelenke benötigt werden. So wird für die Realisierung einer genauen Zuordnung einer Führungskoordinate zum Antriebsparameter oder zur Zeit bzw. zweier Führungskoordinaten zueinander i. Allg. jeweils ein Kurvengelenk benötigt. Entsprechend sind i. Allg. für eine geometrische Punktführung mindestens ein und für eine antriebsbezogene Punktführung mindestens zwei Kurvengelenke nötig. Soll das geführte Getriebeglied zusätzlich durch eine unbegrenzte Anzahl exakter Lagen geführt werden, wird ein weiteres Kurvengelenk benötigt. Zwangläufige Getriebe mit k Kurvengelenken, in denen das geführte Glied mindestens ein Dreh- oder Schubgelenk besitzt, haben entsprechend k+2, k+4, ... Glieder, wobei von der Form der Führungsbahn abhängt, ob die Minimalzahl k+2 technisch erreichbar ist [Sch 96a].

Insbesondere wenn die Bahnkurve einige markante Eigenschaften aufweist, lassen sich von vornherein Getriebetypen ausschließen. So können beispielsweise Bahnkurven zur Punktführung die Ecken, also Sprünge der Richtung der Kurventangente enthalten, nur bedingt mit einem dreigliedrigen Kurvengetriebe mit umlaufendem Steg erzeugt werden. Konkav gekrümmte oder stark wellige Bereiche einer Bahnkurve sind nicht mit einem dreigliedrigen Kurvengetriebe erzeugbar (**Tabelle 4.2**). Die Ursachen für derartige ungünstige, teilweise mit Krümmungssprüngen versehene Bereiche liegen in der Beschreibung der FBA und dem daraus abgeleiteten Geschwindigkeits- bzw. Beschleunigungsprofil. Koppelkurvenähnliche Formen der Bahnkurve lassen sich dagegen gut mit diesem Getriebetyp erzeugen.

Tabelle 4.2: Durch ein dreigliedriges Kurvengetriebe mit einer umrollten Arbeitskurve erzeugbare bzw. nicht erzeugbare geschlossene Kurven (Beispiele) [VDI-Richtlinie 2741 E]

erzeugbare Kurven	bedingt erzeugbare Kurven	nicht erzeugbare Kurven
		

Beispielsweise kann für die exakte Erzeugung der in Bild 3.5 auf Seite 27 dargestellten antriebsbezogenen Führungsbahn eines Punktes *K* ein viergliedriges Getriebe gemäß **Bild 4.4a** benutzt werden. Im Allgemeinen führt das Vorhandensein eines nicht im Gestell gelagerten Eingriffsgliedes, hier *BK*, dazu, dass die Abmessungen der Glieder und der mit dem allgemein bewegten Glied in Eingriff kommenden Kurvenscheibe größer sind als bei einem Getriebe, in dem die Bewegung dieses Gliedes durch einen zusätzlichen Zweischlag wie in **Bild 4.4b** mit im Gestell drehendem Eingriffsglied gesteuert wird, wenn in beiden Getrieben etwa ein gleicher minimaler Übertragungswinkel und eine gleiche größte Kurvenkrümmung eingehalten werden.

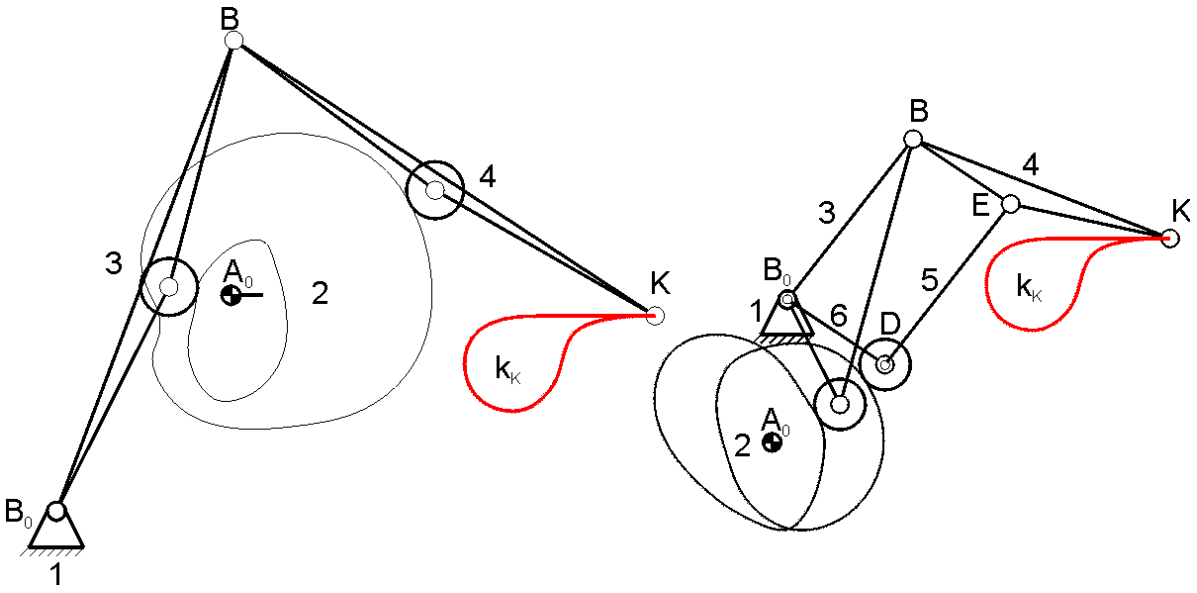


Bild 4.4: FKG für eine antriebsbezogene Führung des Punktes *K*, a) viergliedriges Getriebe mit dem allgemein bewegten Eingriffsglied *BK*, b) sechsgliedriges Getriebe mit zwei im Gestell gelagerten Eingriffsgliedern

4.3 Klassifikation und Struktursystematik von Führungsgetrieben

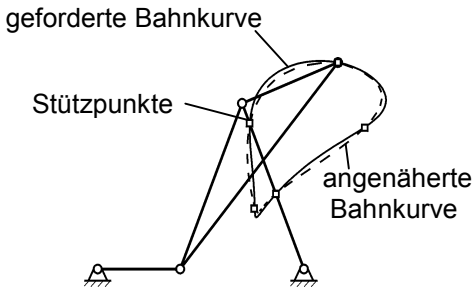
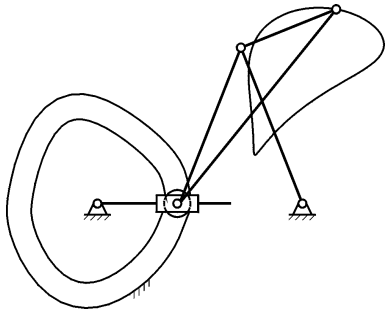
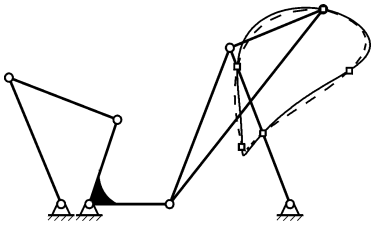
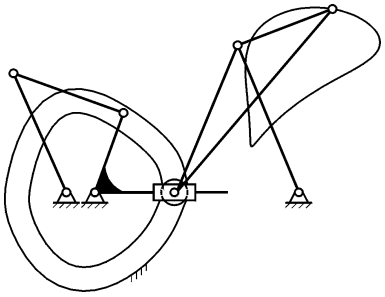
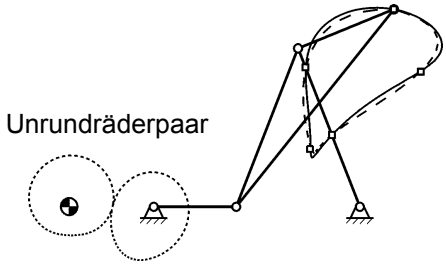
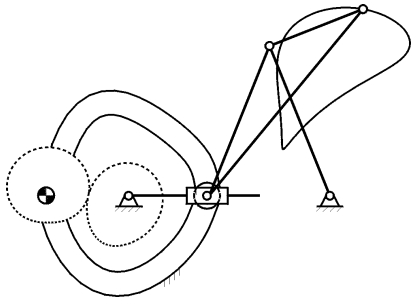
4.3.1 Klassifikation

Für die Erfüllung der Aufgabe von Führungsgetrieben, Punkte auf Bahnen bzw. Ebenen auf vorgegebenen Lagen zu führen, existieren eine ganze Reihe von verschiedenen Getriebearten. Die Klassifikation der Führungsgetriebe kann nach verschiedenen ordnenden Gesichtspunkten erfolgen [Vol 95]. Für eine Klassifikation der Führungsgetriebe ist die Einteilung nach der zu lösenden FBA zweckmäßig. Daneben sind in der getriebetechnischen Aufgabenstellung oftmals weitere Bedingungen definiert. Dies können Betriebseigenschaften, technologische Bedingungen, Betriebsbedingungen und Anschlussbedingungen zum übergeordneten System sein. Diese Bedingungen können bereits teilweise Bestandteil der FBA sein, wie z. B. der Platzbedarf.

Eine höhere Anforderung könnte die mathematisch exakte Realisierung einer stetigen Führungsbahn sein. Will man dies erreichen, macht sich der Einsatz von Kurvengliedern bzw. gesteuerten Antrieben erforderlich. Am Beispiel einer ebenen Punktführung ergeben sich die in **Tabelle 4.3** dargestellten Kombinationen, wenn zusätzlich ein Antriebsbezug gefordert wird. Ausgehend von einem viergliedrigen Koppelgetriebe erfolgt durch Veränderung der Struktur eine Anpassung an die

erweiterten Forderungen der FBA. Unter Vorgabe fünf diskreter Stützpunkte ist ein viergliedriges Punktführungsgetriebe zu finden, das einen angenäherten Bahnverlauf erzeugt. Die Realisierung eines exakten Zeitbezugs und Bahnverlaufs erfolgt schrittweise durch die Erweiterung der Struktur. So kann die Änderung des Zeitverlaufs bzw. Geschwindigkeitsverlaufs durch einfache Vorschaltgetriebe angenähert bzw. exakt erzeugt werden, z. B. Doppelkurbel oder Unrundräder-Getriebe. Der exakte Bahnverlauf hingegen wird mit Hilfe eines Kurvengelenks realisiert, in dem z. B. die Länge der Kurbel über einen an der Rolle befestigten Schieber variiert wird.

Tabelle 4.3: Klassifikation von Punktführungsgetrieben nach der Genauigkeit und dem Zeitbezug der Führung

	durch Koppelgetriebe angenähert erzeugte Bahnkurve	mit zusätzlichen Kurvenglied exakt erzeugte Bahnkurve
Punktführung ohne Zeitbezug		
Punktführung mit angenähertem Zeitbezug		
Punktführung mit exaktem Zeitbezug		

Ebenso lässt sich die Klassifikation der in Tabelle 4.3 dargestellten Punktführung auf eine Ebenenführung anwenden. Hierzu wird anstelle der Bahnkurve die Gliedlage als bestimmendes Element eingeführt.

Bei hintereinandergeschalteten Getrieben, wie in den Fallbeispielen bzw. in Tabelle 4.3 zu sehen, wird die Bewegung über ein Vorschaltgetriebe auf das eigentliche Führungsgetriebe weitergeleitet. Dagegen besitzt die Kombination aus offenen Gliedergruppen ein Antriebsglied, das direkt im FKG angeordnet ist. Das Antriebsglied für die hier untersuchten Getriebe ist somit das Glied, das die Führungsbewegung einleitet. Nicht zuletzt ist es auch möglich, die Bewegung direkt am Führungsglied einzuleiten.

Neben der Möglichkeit, eine kontinuierliche Steuerung über Vorschalt- bzw. Kurvengetriebe zu erreichen, können auch gesteuerte Antriebe eingesetzt werden. So ergibt sich eine weitere Gruppierung, wenn man ein zwangläufiges Getriebe um ein zusätzliches Getriebeglied erweitert und dieses gesteuert angetrieben wird. Ordnet man die Getriebe ohne Kurvengelenk nach der Anzahl der gesteuert angetriebenen Getriebeglieder, so kann eine Unterteilung in drei Getriebebaugruppen erfolgen (**Tabelle 4.4**). Der wesentliche Vorteil des gesteuerten oder geregelten Antriebs gegenüber einer Kurvenscheibe liegt in der Erzeugung einer flexiblen, d. h. an technologische Forderungen anpassbare Führungsbewegung, die sogar während des Laufes verändert werden kann. Für die in Tabelle 4.4 angegebenen Getriebe ist der Hauptantrieb immer ein nicht gesteuerter Antrieb.

Tabelle 4.4: Ordnung der ebenen Getriebe ohne Kurvengelenk nach der Anzahl gesteuerter Antriebe; *) mit gleichmäßig bewegtem Hauptantrieb

Anzahl gesteuerter Antriebe	**Freiheitsgrad**	**Getriebebezeichnung**	**Charakteristik der FBA**
0 *) oder 1	1	zwangläufiges Getriebe gleichmäßig oder gesteuert angetrieben	allgemeine Punktführung, ohne oder mit Antriebsbezug und durch endlich viele Punkte
1 *) oder 2	2	Verstellgetriebe oder Manipulator	allgemeine und flexible Punktführung, ohne oder mit Antriebsbezug
>1 *) oder > 2	≥ 2	Verstellgetriebe oder Manipulator	allgemeine und flexible Ebenenführung, ohne oder mit Antriebsbezug

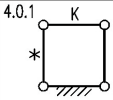
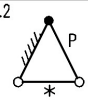
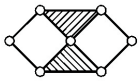
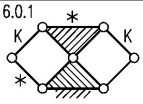
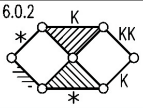
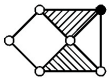
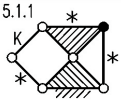
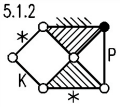
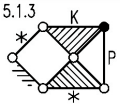
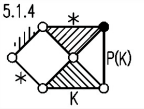
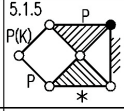
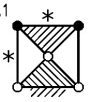
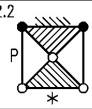
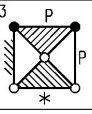
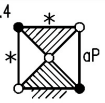
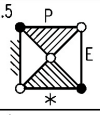
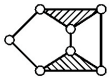
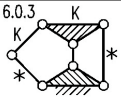
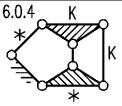
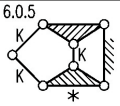
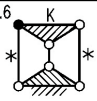
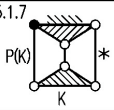
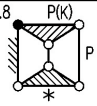
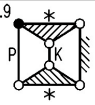
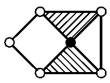
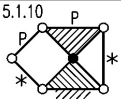
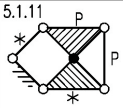
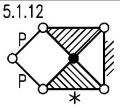
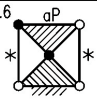
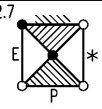
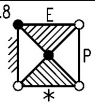
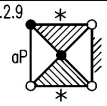
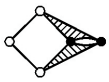
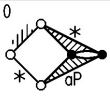
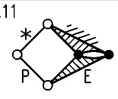
4.3.2 Struktursystematik

Die Struktur eines Getriebes wird bestimmt von der Anzahl der Glieder und Gelenke sowie deren Art und Anordnung. Die Anordnung der Gelenke entspricht den Aufbaugesetzen zwangläufiger Getriebe. Das in der Getriebetechnik verwendete Strukturbild ist die von GRÜBLER entwickelte kinematische Kette. Diese ist vor allem für systematische Untersuchungen besonders geeignet. Glieder und Gelenke eines zwangläufigen Getriebes bilden stets geschlossene Polygone bei denen weder die Funktion noch die kinematischen Abmessungen berücksichtigt werden. Eine weitere Variante des Strukturbildes basiert auf der Verwendung der Theorie der linearen Graphen. Hier werden in einem sog. Bindungsgraphen Glieder als Knoten und Gelenke als Kanten dargestellt [KS 76]. Diese abstrakten Formen der Darstellung erlauben das Auffinden von Strukturen mit Hilfe der Kombinatorik und stellen einen geeigneten Ausgangspunkt für das Aufsuchen aller möglichen Lösungsvarianten dar.

Beispielhaft dafür ist der unter Anwendung der Kombinatorik entstandene Typkatalog [Ger 00]. Dieser beinhaltet alle 6- bis 14-gliedrigen ebenen zwangläufigen Mechanismen mit Drehgelenken sowie einem Antrieb und unter Beachtung isomorpher (gleichgestaltiger) Strukturen. Hierbei ist ein Mechanismus eine kinematische Kette, in der ein Glied als Gestell und ein weiteres als Antrieb definiert wird. Eine Erweiterung auf Strukturen mit Kurvengelenken steht noch aus.

Den Ausgangspunkt für die Systematik von ebenen FKG, deren Ursprung in den Arbeiten von HAIN [Hain 60, Hain 67, Hain 70] liegt, bildet die Viergelenkkette. Die in **Tabelle 4.5** enthaltenen kinematischen Ketten werden entwickelt, indem in den vier- bzw. sechsgliedrigen Drehgelenkketten Zweigelenkglieder systematisch durch jeweils ein Kurvengelenk ersetzt werden. Mit Vergrößerung der Anzahl der Glieder und Gelenke sowie durch unterschiedliche Wahl des Gestellgliedes und eines im Gestell drehenden Antriebsgliedes, lässt sich eine Vielzahl von Strukturen ableiten. Diese eignen sich zur Führung eines Punktes oder einer Ebene. Die so gefundenen Getriebe unterscheiden sich bisweilen wesentlich hinsichtlich der Eigenschaft, allgemeine Führungsbewegungen zu erzeugen.

Tabelle 4.5: Strukturen (kinematische Ketten) abgeleitet von den vier- und sechsgliedrigen Drehgelenkketten [Sch 96a]

Kinematische Kette	Variation des Gestellgliedes				
	4.0.1 				
	3.1.1	3.1.2 			
	6.0.1 	6.0.2 			
	5.1.1 	5.1.2 	5.1.3 	5.1.4 	5.1.5 
	4.2.1 	4.2.2 	4.2.3 		
	4.2.4 	4.2.5 			
	6.0.3 	6.0.4 	6.0.5 		
	5.1.6 	5.1.7 	5.1.8 	5.1.9 	
	5.1.10 	5.1.11 	5.1.12 		
	4.2.6 	4.2.7 	4.2.8 	4.2.9 	
	4.2.10 	4.2.11 			
	3.3.1	3.3.2	3.3.3		

i, j, k	Getriebe mit i Gliedern, j Kurvengelenken und der laufenden Nummer k
○ , ●	Dreh– bzw. Kurvengelenk
⫽⫽	Gestell schraffiert
*	Getriebeglied für Antrieb im Gestell
P, E, aP, aE	Getriebeglied für allgemeine Punkt–, Ebenen–, antriebsbezogene Punkt– und antriebsbezogene Ebenenführung
P(K)	Getriebeglied für allg. Punktführung ohne kreisgeführten Gelenkpunkt
K, KK	Koppel, höhere Koppel

In Tabelle 4.5 sind die für die Erfüllung einer bestimmten FBA geeigneten Getriebeglieder mit Buchstaben gekennzeichnet. Es wird dabei zwischen Getriebegliedern zur Punktführung **P** und Ebenenführung **E** bzw. zur antriebsbezogenen Punktführung **aP** und antriebsbezogenen Ebenenführung **aE** unterschieden. Die Glieder eines Getriebes, die sich für eine antriebsbezogene Punktführung eignen, besitzen ebenfalls die Vorraussetzung zum Führen einer Ebene. Mit **P(K)** werden Getriebeglieder hervorgehoben, die für eine Punktführung geeignet sind und lediglich mit Koppelgliedern Drehgelenke bilden. Gegenüber Getriebegliedern, die an ein Glied angelenkt sind, das im Gestell gelagert ist, besitzen diese mit P(K) gekennzeichneten Glieder i. Allg. eine höhere Beweglichkeit.

Von den sechsgliedrigen Drehgelenkgetrieben existiert nur ein Getriebe mit einer höheren Koppel **KK**. Das ist eine Koppel, von der kein einziger Punkt auf Kreis oder Gerade geführt wird. Eine antriebsbezogene Ebenenführung ist mit einem dreigliedrigen FKG mit drei Kurvengelenken praktisch nur bedingt möglich. Eine Sonderstellung besitzt die Variante 3.3.3 aufgrund des fehlenden Drehgelenkes im Gestell und des somit nicht definierbaren Antriebsgliedes.

Die Anzahl der möglichen Getriebestrukturen, die aus einer kinematischen Kette entstehen, indem jedes Glied zum Gestell gemacht wird, ist gleich der Anzahl Glieder [Hain 67]. Da unter diesen jedoch isomorphe Strukturen vorhanden sind, ist es für Getriebe mit mehr als einem Kurvengelenk und vier Gliedern schwierig, genaue Aussagen zu treffen. Eine mit Hilfe der Kombinatorik entwickelte Vorgehensweise zum Auffinden von Getrieben, die aus einer kinematischen Kette unter Berücksichtigung der Anzahl von Schub- bzw. Kurvengelenken ableitbar sind, ist nicht bekannt.

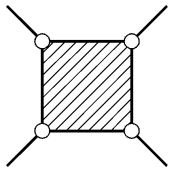
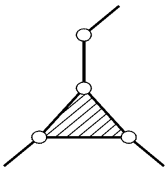
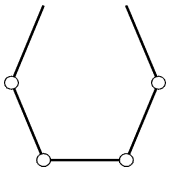
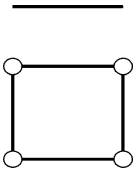
Eine wesentlich größere Anzahl von Getriebestrukturen mit Kurvengelenk wird erreicht, wenn zwischen

- Einfach- und Doppeldrehgelenken,
- Getriebegliedern mit Arbeitskurve bzw. Eingriffsorgan,
- Umlauf- und Schwinggelenken bzw. voll- und teilberollten Kurven,

unterschieden wird. Aus den zwei sechsgliedrigen Drehgelenkketten lassen sich so 158 Getriebe mit bis zu drei Kurvengelenken finden. Durch Variation des Gestellgliedes erhält HAIN 378 Getriebe aus den 44 Getrieben mit einem Kurvengelenk [Hain 60, Hain 67, Hain 85]. Noch nicht berücksichtigt wurde dabei die Variation des Antriebsgliedes, die Art und das Zusammenwirken von Kurve und Eingriffsorgan bzw. den Ersatz der Drehgelenke durch Schubgelenke unter Beachtung des Freiheitsgrades.

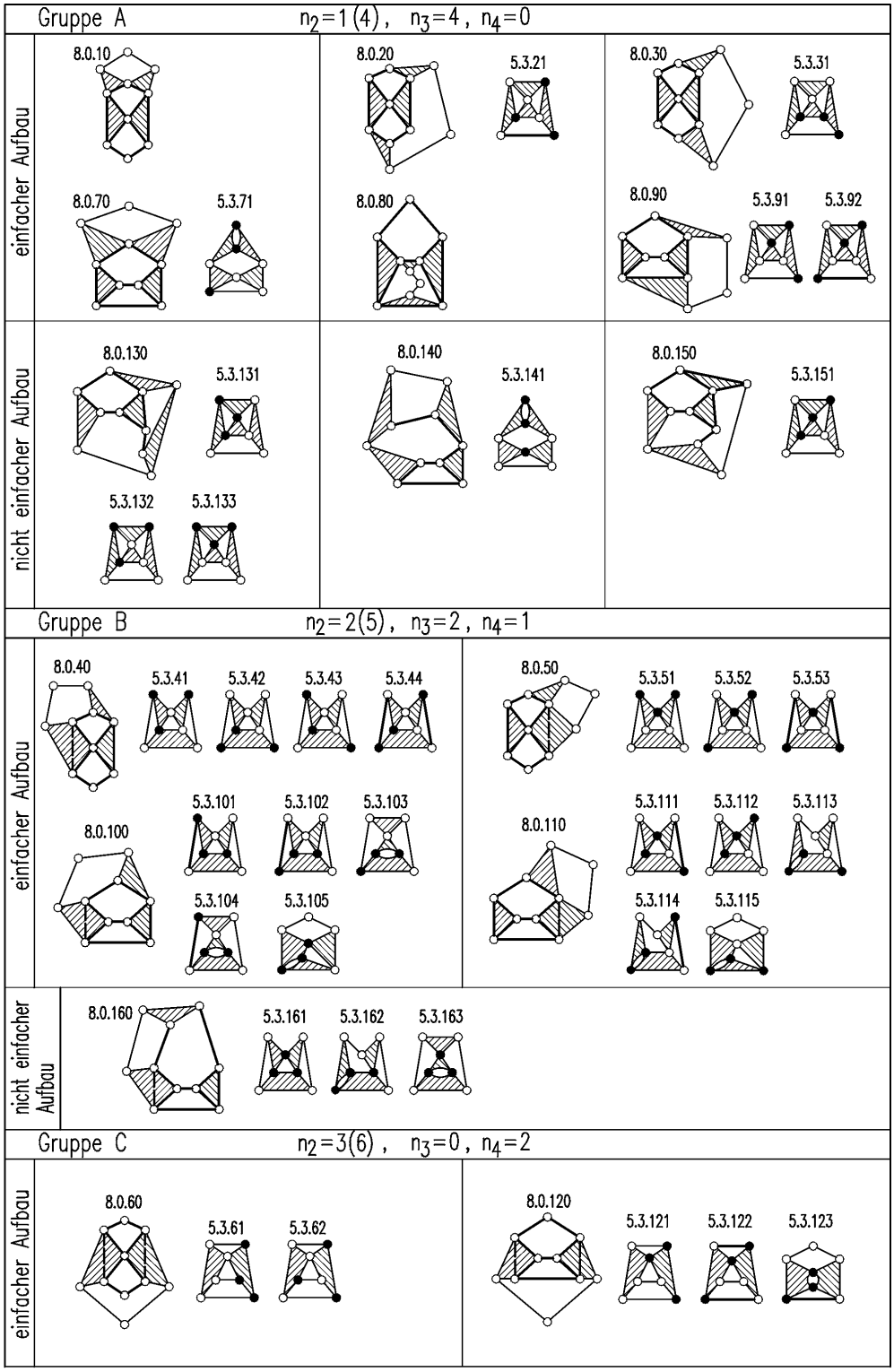
In einer sechsgliedrigen kinematischen Kette können nicht mehr als drei Kurvengelenke vorkommen. Diese dadurch entstandenen dreigliedrigen Getriebe eignen sich nur bedingt für eine allgemeine antriebsbezogene Ebenenführung, allein deshalb, weil das geführte Glied kein Dreh- oder Schubgelenk enthält. Dies ist nur durch eine Erweiterung der sechsgliedrigen Grundstruktur möglich. Die als Alternative aus den achtgliedrigen Getrieben abgeleiteten fünfgliedrigen Getriebe mit drei Kurvengelenken besitzen vier Dreh- oder Schubgelenke. Diese lassen sich in den in **Tabelle 4.6** aufgezeigten vier verschiedenen Möglichkeiten anordnen.

Tabelle 4.6: Anordnung der Dreh- und Schubgelenke bei fünfgliedrigen Getrieben mit drei Kurvengelenken

I	II	III	IV
			

Für die Realisierung einer antriebsbezogenen Ebenenführung müssen zwischen dem geführten Glied und einem im Gestell liegendem Antriebsgelenk mindestens drei Dreh- oder Schubgelenke liegen oder am geführten Glied nur Kurvengelenke vorhanden sein. Somit eignen sich nur Getriebe mit den Gelenkanordnungen III und IV für diese FBA [Sch 96a].

Tabelle 4.7: Zuordnung der fünfgliedrigen kinematischen Ketten mit 3 Kurvengelenken zu den achtgliedrigen Ketten; n_2, n_3, n_4 – Anzahl der Zwei-, Drei-, und Viergelenkglieder



i, j, k Getriebe mit i Gliedern, j Kurvengelenken und der laufenden Nummer k

○, ● Dreh– bzw. Kurvengelenk

Von den in [Vol 87] nummeriert aufgeführten 16 achtgliedrigen Drehgelenkketten können die 35 kinematischen Ketten mit drei Kurvengelenken aus **Tabelle 4.7** abgeleitet werden. Die Getriebeglieder der FKG, die jeweils allgemein antriebsbezogen geführt werden können, wurden aus [Sch 96a] übernommen und sind in Tabelle 4.7 dick gezeichnet. Dabei lässt sich erkennen, dass nur 11 Ketten mit einfachem Aufbau, die somit auf eine Stephensonsche- oder Wattsche-Kette zurückzuführen sind, allgemeingeführte Getriebeglieder besitzen. Aus den Getrieben der Gruppe B lassen sich die meisten Ketten mit drei Kurvengelenken finden. Damit zeigt sich, dass eine hohe Anzahl von Zweischlägen (Dyaden) kein ausschlaggebendes Kriterium für das Ableiten einer hohen Anzahl von fünfgliedrigen kinematischen Ketten ist. Über die Anzahl von Getrieben, die sich aus den fünfgliedrigen kinematischen Ketten ableiten lassen, liegen noch keine Erkenntnisse vor.

Verringert man die Anzahl Kurvengelenke auf zwei bzw. ein Kurvengelenk, so lassen sich die im Anhang B dargestellten 103 kinematischen Ketten aus den achtgliedrigen Drehgelenkketten bilden. Die größte Anzahl von Führungskurvengetrieben erhält man aus den 61 kinematischen Ketten mit zwei Kurvengelenken. Aufgrund der Vielzahl von Variationsmöglichkeiten sind besonders solche ohne allgemeinbewegtes Eingriffsglied von Bedeutung. Die Auslegung des Kurvengliedes als Antriebsglied wird dadurch einfacher und der Platzbedarf i. Allg. geringer. Die sich nun ergebenden freien Parameter des Koppelgetriebes bieten zwar einen größeren Gestaltungsspielraum, erfordern jedoch mehr Aufwand.

4.4 Typbestimmung

Der Erfolg bei der Entwicklung neuer oder der Verbesserung bestehender technischer Lösungen beruht zum Großteil auf der Kreativität des Entwicklers. Betrachtet man die Grundlage schöpferischer Tätigkeit als eine Kombination von vorhandenem Wissen, so lässt sich dieser Prozess nur durch die Bereitstellung notwendiger Informationen in ausreichender Quantität und Qualität forcieren. Fachbücher und Kataloge dienen dabei als häufig verwendete herkömmliche Informationsquellen. So bieten z. B. Konstruktionskataloge in komprimierter Form Wissen und ermöglichen den Zugriff auf eine Reihe von Lösungsalternativen. Dies verkürzt die Zeit der Suche und fördert zudem die Kreativität. Der Einsatz der Rechentechnik ermöglicht

den schnelleren Zugriff auf eine Fülle von Informationen und dient als Ergänzung und Erweiterung herkömmlicher Informationsquellen bzw. ersetzt diese.

4.4.1 Rechnerunterstützte Aufbereitung von Erfahrungswerten

In der Informationsverarbeitung wird seit Anfang der neunziger Jahre von „wissensbasierten“ Methoden gesprochen, da sich der Begriff Expertensystem aufgrund der nichterfüllten Erwartungen von Anwendern nicht durchsetzen konnte. Die in [BHJR 94] aufgeführte technische Definition eines Expertensystems beschreibt dieses als eine „... besondere Form eines Programms, die sich durch die Trennung der anwenderspezifischen Methoden in einer Wissensdatenbank und der anwenderunabhängigen Programmsteuerung ... auszeichnet“. Dies deckt sich mit der Aussage von Kinzinger [Kin 93], wonach Expertensysteme gegenüber einem konventionellen Programm keine festen Verbindungen zwischen Ablaufsteuerung und Lösungswissen besitzen. Demgegenüber steht die aus Sicht der Anwender assoziierte Betrachtungsweise von Expertensystemen als, „... Computerprogramme die Entscheidungen auf dem Kenntnis- und Wissensstand von Fachleuten unterstützen oder vorschlagen sollen, ...“. Diese allgemeinen Definitionen lassen sich auch auf wissensbasierte Systeme anwenden und zeigt deren Zusammengehörigkeit. Die Leistungsfähigkeit von Experten, deren Besonderheit nur schwer erklärbar ist, kann jedoch nicht ohne weiteres mit denen von Expertensystemen verglichen werden.

Anwendung findet die rechnerbasierte Wissensunterstützung in vielfältiger Form beispielsweise in der Produktentwicklung. Dabei handelt es sich u. a. um wissensbasierte Programme zur Konfiguration von Erzeugnissen oder methodischen Abläufen sowie „intelligenten“ Komponentenkatalogen [Vaj 01]. Diese Programme bieten vor allem dann eine effiziente Unterstützung, wenn es darum geht, ähnlich einem Baukasten, eine große Anzahl verschiedener Einzelkomponenten zu einem Gesamtsystem zu vereinigen. Der Grad der Effektivität hängt davon ab, wie sich das Gesamtsystem über eine Reihe klar definierbarer Parameter charakterisieren lässt. Diese Form der Unterstützung ist so nicht auf die ungleichmäßig übersetzenden Getriebe anwendbar.

Um eine rechnerbasierte Wissensunterstützung auf die Typauswahl von Getrieben anzuwenden, muss die Wissensbasis in grundlegende Eigenschaften und eine

erweiterbare Liste mit Hauptkriterien und Nebenbedingungen eingeteilt werden [Gün 94]. Die Wissensbasis sollte leicht erweiterbar sein und den aktuellen Wissensstand widerspiegeln. Die für die Typauswahl bedeutsame Recherche in einer solchen Wissensbasis erfolgt nach der zu erfüllenden FBA und kann in die drei Rubriken:

- vollständige Suche durch alle Getriebetypen,
- vorstrukturierte Suche, d. h. Suche nur nach bestimmten Getriebetypen die weitere Vorbedingungen erfüllen und
- direkte Suche nach einem speziellen Getriebe

unterteilt werden.

Als Einschränkung der Anwendbarkeit einer aktuellen rechnerunterstützten Wissensbereitstellung ist dagegen der hohe Entwicklungs- und Pflegeaufwand zu bewerten. Ein Großteil des Entwicklungsaufwandes nimmt das Zusammentragen von Wissen aus verschiedenen Quellen, wie z. B. Arbeitsrichtlinien und Konstruktionskatalogen, aber auch Erfahrungen die Personen (Experten) auf einem speziellen Gebiet gesammelt haben.

4.4.2 Verfahren und Methoden zur Lösungsfindung

Wichtig für den Konstrukteur ist es, auf wirksame Hilfsmittel zurückzugreifen, die eine Auswahl der für die Erfüllung der FBA geeigneten Getriebe aus einer bestimmten Gruppe unterstützen. Stützt man sich bei der Suche nach mechanischen Antriebslösungen auf die in der Konstruktionslehre angewendeten allgemeinen Methoden zur Lösungsfindung wie

- konventionelle Methoden und Hilfsmittel,
- intuitiv betonte Methoden und
- diskursiv betonte Methoden,

so ermöglichen diese eine Vielzahl von Vorgehensweisen [PB 93]. Das Auswählen geeigneter Lösungsvarianten infolge systematischer Suche mit Hilfe von Ordnungsschemata oder dem Verwenden von Katalogen wird dabei in der Praxis recht

häufig eingesetzt. Die durch systematische Betrachtungen erzeugten Schemata bieten oft eine Fülle von Lösungsvorschlägen. Die Schwierigkeit liegt hier darin, die Lösungsmenge frühzeitig durch geeignete Auswahlverfahren einzuschränken.

Eine Auswahl aus einem Katalog kann über Mustervergleich zwischen Anforderungen und möglicher Lösungsmenge erfolgen (Datenbank). Die Grenze des menschlichen Leistungsvermögens bei der Auswahl aus Katalogen ist erreicht, wenn die Zahl der Lösungen zu groß oder die Suchkriterien nicht sicher definiert werden können. Unsicherheiten treten besonders dann auf, wenn nicht alle Informationen des Katalogs auf absolute Größen zurückzuführen sind. Diese Unsicherheiten finden sich in der Informationsgewinnung, der Formulierung und der Wichtigkeit der Auswahlkriterien in Form von Forderungen oder Wünschen sowie in der Lösungsbeschreibung wieder. So wird bei der Suche in Katalogen unterschieden in sicher, teilweise sicher und unsicher beschriebene Merkmale.

Eine Methode, die sich im Besonderen mit der Auswertung unsicherer Informationen befasst, basiert auf der Theorie der Betrachtung unscharfer Mengen (FUZZY-Theorie). Die Eignung solcher Verfahren am Beispiel der Lösung von Bewegungsaufgaben wurden von LAWRENCE [Law 96] untersucht.

Besonders die diskursiv betonten Verfahren eignen sich zur Lösungsfindung für FBA. So kann die Suche eines FKG aus einer strukturierten Menge effektiv mit der Definition von Auswahlkriterien unterstützt werden. Die im Abschnitt 4.3.2 entwickelten fünf Kategorien zur Unterteilung von Führungsbewegungsaufgaben liefern dafür wichtige Kriterien. Die Eigenschaften der Führungsbahn werden über Auswahlstrategien mit der Getriebe-Strukturmenge verknüpft, die in Form eines erweiterbaren Katalogs vorliegt. Nach der Lösungsauswahl sind die gefundenen Lösungen nur Prinziplösungen, deren Abmessungen infolge Maßsynthese noch zu ermitteln sind.

Neben herkömmlichen Katalogen und Atlanten existieren Datenbanken gekoppelt mit einem Berechnungsprogramm, das zudem eine Auslegung eines Getriebes ermöglicht. Der Aufbau und die Realisierung eines digitalen Getriebekatalogs ebener Koppelgetriebe wird in [Sch 95b] beschrieben. Die Suche erfolgt mit Hilfe

dieses Getriebekatalogs effektiv und schnell, indem nur wenige Koeffizienten der Fourierreihe der Bahnkurve mit denen des Katalogs verglichen werden. Ein Beispiel für den Einsatz eines digitalen Getriebekataloges ist das Programm *KOPAK* [BS 95]. Es stellt ein effektives Werkzeug zur Synthese einer Kurbelschwinge als Punktführungsgetriebe dar. Die Suche erfolgt lediglich unter Vorgabe eines Polygonzuges der Koppelkurve. Aus einer endlichen Menge von Varianten kann der Anwender ein Getriebe auswählen, das seinen Anforderungen annähernd entspricht.

4.4.3 Entscheidungskriterien bei der Auswahl eines Führungskurvengetriebes

Ein vielmals gefordertes Kriterium bei der Auswahl einer Getriebestruktur besteht darin, möglichst wenig Glieder und Gelenke, vor allem wenig Kurvengelenke, zu verwenden. Ob und wie viel Kurvengelenke und wie viel Getriebeglieder benötigt werden, hängt von den in **Tabelle 4.8** aufgeführten Kriterien ab. Diese resultieren unter anderem aus den bereits in Tabelle 4.1 definierten Merkmalen der FBA.

Tabelle 4.8: Abhängigkeit der Anzahl Kurvengelenke und Getriebeglieder von der FBA

Kriterium	Bemerkung
Art der Beschreibung der FBA	stetig oder diskret bzw. vollständig oder nur teilweise vorgegebene Führungsbahn
Qualität der Bahnrealisierung	exakt oder genähertes Durchlaufen der Bahn
Form der Führungsbahn	günstig sind koppelkurvenähnliche Formen
Grad der Stetigkeit der Führungsbahn	ungünstig sind Spitzen und Krümmungssprünge
zeitlicher Durchlauf	ungünstig sind längere Stillstände und große Beschleunigungen bzw. ruckartige Bewegungen
konstruktive, technologische und wirtschaftliche Anforderungen	

Das Getriebe mit Minimalstruktur erfüllt jedoch oft nur unzureichend die FBA oder es besitzt zu große Abmessungen bzw. schlechte Übertragungseigenschaften.

Baugröße und Übertragungseigenschaften bilden häufig die wichtigsten Restriktionen bzw. Optimierungsziele bei der Maßbestimmung. Führt die Optimierung zu keiner nennenswerten Verbesserung sollte die Minimalstruktur um zusätzliche Gliedergruppen erweitert werden. Die Verwendung höhergliedriger Führungskurvengetriebe wird erforderlich, wenn

- komplizierte Bahnen (Spitzen, Doppelpunkte ..),
- wellige Geschwindigkeitsprofile bezogen auf die Antriebsgeschwindigkeit oder
- exakte Führungsbewegungen

bei ausreichender Güte der Bewegungsübertragung realisiert werden sollen. Insbesondere durch die Erweiterung des Grundgetriebes um Zweischläge können weitere Bahnkurven gefunden werden, die die höhern Anforderungen der FBA erfüllen. Am Beispiel einer viergliedrigen Geradführung als Ausgangsbasis zeigt HAIN [Hain 76], wie durch die Erweiterung um bereits einen Zweischlag, weitere Koppelkurven mit Geradenabschnitt gefunden werden, die höheren Anforderungen genügen.

Neben der Suche nach Getrieben mit Minimalstruktur besitzt die Minimierung des Platzbedarfs häufig Priorität. So führt die Minimierung der Struktur nicht in jedem Fall zu einer Verringerung der Baugröße eines Getriebes. Insbesondere führt die Verlagerung der Kurvengelenke in Gestellnähe bzw. des Kurvengliedes direkt ins Gestell zu einer Verringerung des Platzbedarfs des Kurvengliedes. Ebenso trifft dies auf Eingriffsglieder zu. Nicht im Gestell gelagerte Eingriffsglieder erzeugen hohe Geschwindigkeiten, die im ungünstigsten Fall zum Unterschnitt führen. Die Kurvenscheibe eines Getriebes mit allgemein bewegten Eingriffsglied ist etwa doppelt so groß wie die eines im Gestell gelagerten Eingriffgliedes bei gleicher Übertragungsgüte [Hain 74].

Bedacht werden muss jedoch, dass durch die Vergrößerung der Anzahl Getriebegliedern die Sicherstellung der Lauffähigkeit bzw. das Erreichen einer günstigen Übertragungsgüte schwieriger wird. Bei der Auslegung der Abmessungen des Kurvengetriebes muss je Kurvengelenk ein Übertragungswinkel berücksichtigt

werden. Für die konstruktive Gestaltung muss man beachten, dass Relativ-Umlaufbewegungen geringere Massenwirkungen bei schnellen Bewegungen hervorrufen als oszillierende Bewegungen, die wiederum konstruktive Vorteile besitzen. Konstruktiv sind die Gelenke von benachbarten umlaufenden Gliedern so auszubilden, dass sie ein seitliches Vorbeibewegen ermöglichen [Hain 67]. Die Zwanglaufsicherung stellt eine weitere konstruktive Herausforderung dar und erhöht i. Allg. die Baugröße des Getriebes in Abhängigkeit der Anzahl von Kurvengelenken.

4.4.4 Führungskurvengetriebe mit minimaler Struktur

Die Entscheidung über den Strukturtyp des zu verwendenden Getriebes beruht in erster Linie auf den Anforderungen der FBA. So lassen sich vor allem Punktführungen wie Kreis- und Geradführungen oder Parallelführungen mit Koppelgetrieben, zumindest mit oft ausreichender Näherung, erzeugen [Vol 87]. Reicht jedoch die erzielte Näherung nicht aus, so können KFG mit minimaler Gliedanzahl zum Einsatz kommen. Wiederum existieren Aufgaben, für die selbst die in Abschnitt 4.4.4 beschriebenen Kurvengetriebe mit „Minimalstruktur“ (einfacher Struktur) ungeeignet sind. Das ist z. B. dann der Fall, wenn Bewegungen mit großer Ungleichmäßigkeit zu erzeugen sind bzw. die Bewegung einer Ebene vorgegeben wird.

Soll beispielsweise ein Punkt durch ein dreigliedriges Kurvengetriebe mit umlaufendem Steg (Nr. 01 in Anhang A) auf einer geschlossenen Führungsbahn gleichsinnig bewegt werden, so muss die zu erzeugende Kurve den Antriebsdrehpunkt umschließen. Dagegen können die mit diesem Getriebe zu erzeugenden Bahnkurven durchaus Spitzen oder Doppelpunkte enthalten [Hain 71]. Sprünge der Richtung der Kurventangente (Ecken) führen dagegen zu Stößen im Getriebe und dazu, dass entweder die außen- oder die innenliegende Rolle die Arbeitskurve unterschneidet. Wechselsinnige Punktführungen lassen sich durch dreigliedrige, gleichsinnig angetriebene Getriebe nur direkt erzeugen, und zwar dann, wenn der geführte Punkt *K* dem Mittelpunkt *M* der Eingriffsrolle entspricht (**Bild 4.5**).

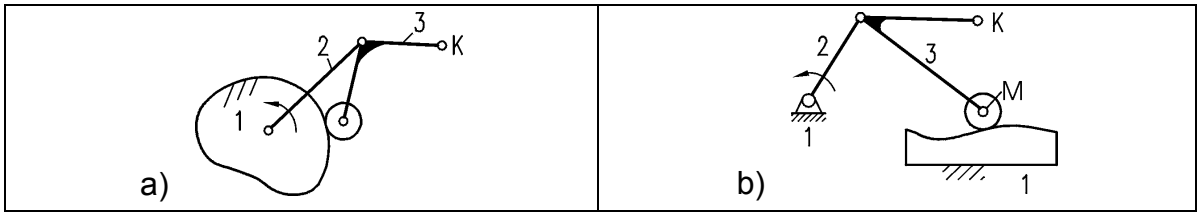


Bild 4.5: Dreigliedriges Kurvengetriebe a) mit vollumrollter und, b) mit teilberollter Kurvenkontur

Für ein Getriebe mit einem umlaufenden Antriebsglied darf das Gelenkviereck nur zwei benachbarte umlaufende und zwei benachbarte Schwinggelenke besitzen. Die Umlauf oder Schwingbewegung des Ursprungsgetriebes, des Koppelgetriebes, bleibt auch nach dem Ersetzen eines Zweigelenkgliedes erhalten. Die Kurve ist dementsprechend eine teil- oder vollberollte Kurve, wie Bild 4.5 zeigt. Anhand der Polgerade, auf der nur zwei Umlaufpole und ein Schwingpol oder drei Schwingpole liegen dürfen, ermittelt man das Schwing- oder Umlaufgelenk. Die Normale eines Kurvengelenks stellt bei dieser Betrachtung eine entartete Polgerade dar [Hain 76].

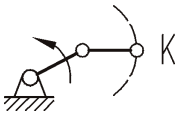
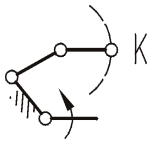
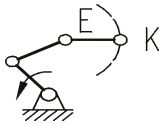
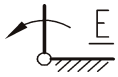
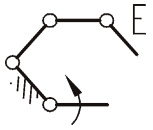
4.4.5 Entwicklungsaufwand und Mindestanforderungen

Eine wesentliche Einflussgröße zur Abschätzung des Aufwands bei der Auslegung und Konstruktion von Führungskurvengetrieben stellt neben der Anzahl der Glieder die Anzahl von Kurvengelenken dar. Unter den im Abschnitt 4.2.2 definierten Merkmalen der FBA wird eine Mindestanzahl von Kurvengelenken vorgegeben. Diese Mindestanforderungen gelten für den allgemeinen Fall und sind somit richtungsweisend. Für FBA mit geringen Anforderungen können ggf. weniger oder überhaupt keine Kurvengelenke als im allgemeinen Fall genügen, z. B. wenn die gegebene Führungsbahn wenigstens in einer Koordinate lediglich in diskreten Stellungen oder genähert einzuhalten ist. Zudem führen Kurvengetriebe mit Doppeleingriff als Sonderform zur Reduzierung der Anzahl von Kurvenscheiben von zwei auf eine [Hain 73]. Dabei ist die exakte Vorgabe nur von einem Teil der Bewegungsbahn möglich. Im übrigen Bereich ist diese nur angenähert vorgebbar mit Hinblick auf einen möglichst günstigen Übergangsbereich der beiden Kurvenkonturen. Zusätzliche Kurvengelenke werden dagegen benötigt, wenn die Bewegungsbahn besonders kompliziert oder die Anforderungen hoch sind.

Neben der Auslegung der Kurvengelenke, die im Wesentlichen den Ablauf der Bewegung steuern, ist ebenso die Auslegung des Teilgetriebes ohne Kurvengelen-

ke bzw. antreibende Kurvenglieder von Bedeutung. Dieses aus einer Kombination von Dreh- und Schubgelenken bestehende Teilgetriebe garantiert die notwendige Bewegungsfreiheit eines Punktes oder einer Ebene (**Tabelle 4.9**). So darf für eine Ebenenparallelführung das geführte Getriebeglied keine Verbindung mit einem Getriebeglied besitzen, das im Gestell gelagert ist [Hain 70].

Tabelle 4.9: Beziehung zwischen Teilgetriebe mit Dreh- bzw. Schubgelenken und der FBA [Sch 96a]

FBA	**P**	**aP**	**E** auch **aP**	**aE**	
Teilgetriebe mit minimaler Gliederzahl					
Bemerkung	zu führendes Glied besitzt kein Gelenk mit f = 1 im Gestell	zwischen dem zu führenden Punkt und dem Antriebsgelenk liegen zwei Gelenke mit f = 1	zwischen der zu führenden Ebene und dem Gestell liegen drei Gelenke mit f = 1	geführte Ebene besitzt kein Gelenk mit f = 1	zwischen der zu führenden Ebene und dem Antriebsgelenk liegen keine oder drei Gelenke mit f = 1

Dementsprechend besteht ein Teilgetriebe mindestens aus zwei dem Gestell in Reihe nachgeschalteten beweglichen Getriebegliedern, wenn ein Punkt allgemein geführt werden soll (siehe z. B. Getriebe Nr. 01 im Anhang A), bzw. aus mindestens drei Gliedern, wenn die Führung einer Ebene gefordert wird (z. B. Getriebe Nr. 06). Ein zusätzliches Getriebeglied wird benötigt, wenn die Führungsbewegung antriebs- oder zeitbezogen ist (z. B. Getriebe Nr. 05 und 07 bzw. Nr. 16 bis 18). Für die antriebs- oder zeitbezogene Führung einer Ebene kann ein dreigliedriges Getriebe der Nr. 02 mit drei Kurvengelenken Anwendung finden, wenn darauf verzichtet wird, dass das geführte Glied mindestens ein Dreh- oder Schubgelenk besitzt. Da diese Lösung jedoch konstruktiv schwierig zu realisieren ist, sind die fünfgliedrigen Getriebe Nr. 13 bis 15 als bessere Varianten anzusehen.

4.5 Typkatalog ebener Führungskurvengetriebe

4.5.1 Spezifik des Typkatalogs

In der im Abschnitt 4.3.2 vorgestellten Systematik ist eine Vielzahl von Getriebestrukturen aufgeführt, die sich zur Realisierung einer Führungsbewegung eignen. In

der Unterteilung von FKG gemäß **Tabelle 4.10** wird bereits eine erste Vorauswahl anhand der Komplexität der FBA getroffen. Dieses Merkmal allein reicht aber noch nicht aus, um eine spezielle Struktur festzulegen.

Tabelle 4.10: Anzahl von Führungskurvengetrieben aus Tabelle 4.5, unterteilt nach der Komplexität der FBA

Anzahl der Glieder	**3**		**4**	**5**
Anzahl der Kurvengelenke	**1**	**3**	**2**	**1**
	Anzahl der Getriebe in Tabelle 4.5			
Allgemeine Punktführung	1	2	9	9
Antriebsbezogene Punktführung	-		8	-
Allgemeine Ebenenführung	-		4	-
Antriebsbezogene Ebenenführung	-		-	-

In der Regel ist jedes Getriebe, das eine höhere Komplexität der FBA erfüllt, ebenso für die Erfüllung einer niederen Komplexität der FBA geeignet. Anhand der Charakteristik der Führungsbewegungsaufgaben steht eine Reihe weiterer spezifischer Auswahlkriterien fest, mit deren Hilfe die Suche nach einer Getriebestruktur forciert wird. Betrachtet man als Kriterien zur Gruppierung die Anzahl der Glieder und der Kurvengelenke, lässt sich ein entsprechender Lösungskatalog aufstellen.

Die Bezeichnung *Lösungskatalog* wird in der [VDI-Richtlinie 2727 Bl. 2] definiert als „Art eines Konstruktionskatalogs, der bestimmten Funktionen oder Aufgaben Lösungen zuordnet, wobei die Ordnungsgesichtspunkte eine Funktion oder eine Klasse von Funktionen darstellen“. Der vorgestellte Lösungskatalog ordnet sich nach der Klasse „Führungsbewegungen“ und beinhaltet als Lösungsvarianten nur FKG.

Die Bezeichnung *Typkatalog* steht hier als Oberbegriff und umfasst neben dem Lösungskatalog eine Vorschrift zur Beschreibung der darin enthaltenen Getriebestrukturen. Diese Vorschrift ist besonders für die rechnerunterstützte Analyse und Optimierung geeignet und wird im Abschnitt 5.4 erläutert.

4.5.2 Lösungskatalog

Die in den [VDI-Richtlinie 2727 Bl. 1 bis 4] zur Lösung von Bewegungsaufgaben mit Getrieben festgelegten Grundlagen lassen sich ebenfalls auf FKG anwenden. In der Matrix der Getriebefunktionen, die in Abhängigkeit von der Bewegungsaufgabe und einer vorgewählten Antriebsfunktion geordnet sind, finden sich unter der Bewegungsaufgabe *Führen* auch die Varianten „Punkt auf allgemeiner Bahn“ (D14) und „Körper mit allgemeiner Bewegung“ (D17). Als vorgewählte Antriebsfunktion wird hier „gleichsinniges Drehen“ (D) vorausgesetzt.

Die Auswertung und Komprimierung der Systematik im Abschnitt 4.3.2 bildet die Grundlage für den unter praktischen Gesichtspunkten entwickelten Lösungskatalog im Anhang A. Dieser enthält FKG zur Erzeugung von Punkt- und Ebenenführungen. Wie in der Struktursystematik dargelegt wird, lässt sich für Führungsgetriebe eine Vielzahl von Lösungen finden. Die meisten Lösungen sind jedoch praktisch kaum verwendbar, vor allem dann, wenn sie viele Glieder oder Kurvengelenke zwischen allgemein bewegten Gliedern besitzen. Bereits wenn der Rollenmittelpunkt auf einer allgemeinen Kurve zu bewegen ist und die Kurvenscheibe im Gestell dreht, können Einschränkungen durch zu hohe Relativgeschwindigkeiten auftreten. Diese verursachen stark gekrümmte Arbeitskurven bzw. es tritt Unterschnitt auf, wenn die Rolle sich schneller in die gleiche Richtung bewegt als die Arbeitskurve.

Der Katalog enthält 18 Getriebestrukturen mit Dreh- und Kurvengelenken, wobei die Kurvenglieder stets entweder auf einem im Gestell drehenden Antriebsglied liegen oder direkt im Gestell gelagert sind. Die Lagerung mehrerer im Gestell drehender Kurvenscheiben erfolgt meist auf einer gemeinsamen Antriebswelle. Jedoch können diese auch auf mehrere synchronisierte Antriebswellen montiert werden, z. B. um bessere Übertragungseigenschaften zu erzielen. Das Eingriffsorgan wird meist als Rolle ausgeführt und so auch in den Prinzipskizzen dargestellt, wobei hier weitere Varianten dem Konstruktionskatalog „Eingriffsglieder“ der [VDI-Richtlinie 2142] zu entnehmen sind. Einige der im Katalog aufgeführten Strukturen finden als Führungsgetriebe in unterschiedlichen Bereichen Verwendung z. B. in der Verarbeitungsindustrie in Nähautomaten und Abfüllanlagen oder der Landtechnik in Häckslern und Strohpressen [Hain 60].

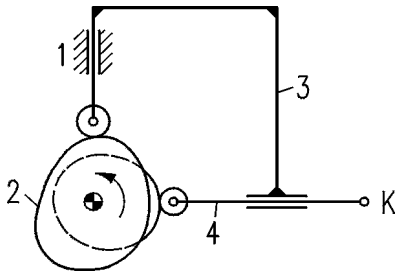


Bild 4.6: KFG mit Schubgelenken zur direkten Kopplung der Bahnkoordinaten

Der Einsatz von Drehgelenken gegenüber Schubgelenken bietet einige Vorteile. So ermöglicht es die durch den Einsatz von Drehgelenken erreichte, entkoppelte Steuerung der Punkt- oder Ebenenführung, ohne Zwischenglieder u. a. hohe Momente zu übertragen bei vergleichsweise gering dimensionierten Kurvengelenken. Zudem bereiten Schubgelenke bei der konstruktiven Gestaltung und der späteren Wartung mehr Probleme. Die vermeintlichen Vorteile der direkten Kopplung (**Bild 4.6**) der Koordinaten der Führungsbahn mit dem entsprechenden Kurvenglied bei der Berechnung gegenüber der indirekten Kopplung, spielen heute durch den Einsatz von Berechnungsmodulen keine Rolle mehr.

Der Lösungskatalog für ebene FKG im Anhang A unterteilt sich in die vier Bereiche Gliederungsteil, Hauptteil, Zugriffsteil und Anhang. **Tabelle 4.11** zeigt die Kopfzeile. Der Gliederungsteil umfasst als ordnende Gesichtspunkte der Lösungsvarianten die Anzahl der Glieder und Art der Gelenke. Die Auflistung der Getriebe im Lösungskatalog erfolgt nach der Anzahl der Glieder und Kurvengelenke. Dazu enthält der Gliederungsteil die kinematischen Ketten mit nummerierten Gliedern sowie die Kennzeichnung von Gestell, Antriebs- und Abtriebsglied (Führungsglied). Als mögliche Gelenkarten treten hier nur Dreh- und Kurvengelenke auf.

Tabelle 4.11: Kopf des Lösungskatalogs

Gliederungsteil							Hauptteil			Zugriffsteil							Anhang
Anzahl Glieder	Geometrie	kinematische Kette	Gestell	Antrieb	Abtrieb	Art der Gelenke	Prinzipskizze	Benennung	Nr.	geometrische Komplexität	Zeitbezug	Art der Beschreibung	Genauigkeit	formbest. Eigenschaften	Achslage	Baugröße	Bemerkungen
1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	1	2	3	4	5	6	7	

Der Hauptteil zeigt jeweils eine Lösungsalternative als Getriebeschema - im Gegensatz zur [VDI-Richtlinie 2727] auf, von dem mehrere konstruktive Lösungen ableitbar sind. Auf die Darstellung der Führungsbahn, wie in Rubrik 3 des Haupt-

teils der [VDI-Richtlinie 2727], wird verzichtet, da die Vielgestaltigkeit der Bahnkurve kein markantes Kriterium für eine bestimmte Struktur ist. Somit wird als Schema für Getriebe, bei denen offene und geschlossene Bahnkurven möglich sind und die Kurvengelenke im Gestell liegen, nur eine mögliche Variante angegeben.

Im Zugriffsteil sind die für FKG spezifischen Merkmale aus Tabelle 4.1 S. 64 aufgeführt. Dazu kommen noch Merkmale der Struktur, wie die Lage von Antriebs- und Abtriebswelle und ein Wert für die Baugröße des Getriebes. Die Baugröße soll als Anhaltswert dienen, der aus den in **Tabelle 4.12** aufgezeigten Kriterien gebildet wird. Dabei werden nur Kriterien des Gliederungsteils für die Bewertung verwendet, da diese als eindeutige Größen vorliegen. Der Wertebereich zur Beurteilung der Baugröße beginnt mit 1 und erreicht den Wert 6,5 für ein 14-gliedriges Getriebe. Damit der Wertebereich bei 1 beginnt, wird ausgehend von der kleinsten Gliederzahl, die Anzahl der Glieder für die Bewertung um zwei verringert. Als Beispiele werden die Strukturen Nr. 01 und Nr. 13 aus dem Lösungskatalog gewählt.

Tabelle 4.12: Festlegung des Vergleichswertes “Baugröße”

Kriterium	**Wertebereich**	**Wichtung**	**Nr. 01**	**Pkt.**	**Nr. 13**	**Pkt.**
Anzahl Glieder	3..14 (**- 2**)	40%	3**-2**	0,4	5**-2**	1,2
Anzahl allgemeinbewegter Eingriffsglieder	1..3	30%	1	0,3	2	0,6
Anzahl Kurvengelenke	1..3	20%	1	0,2	3	0,6
Art der Gelenke* mit f=1	D: 1; S: 2	10%	1	0,1	1	0,1
	Summe :	100%		1,0		2,5

*) D: Drehgelenk; S: Schubgelenk

Für alle im Lösungskatalog aufgeführten Getriebe wird die Führungsbewegung mit einem gleichmäßig umlaufenden Antrieb erzeugt. Die Form der Führungsbahn und deren zeitliches Durchlaufen hängen unter dieser Voraussetzung allein von der Struktur und den Abmessungen des Getriebes ab. Unter Einsatz eines mit nichtkonstanter Winkelgeschwindigkeit drehenden oder mit nichtkonstanter Geschwindigkeit schiebenden elektronisch gesteuerten Antriebs kann der zeitliche Verlauf der Führungsbewegung definiert werden. Damit lassen sich z. B. die Taktzeit, die Dauer eines Stillstandes oder andere relevante technologische Parameter leicht variieren [BW 98].

5 Maßsynthese ebener Führungskurvengetriebe

5.1 Schritte der Maßsynthese

Für die Maßsynthese, d. h. der Ermittlung der kinematischen Abmessungen, von FKG ist entscheidend, wie Koppel- und Kurvengetriebe zusammenwirken. Für den Fall der Hintereinanderschaltung lassen sich Koppel- und Kurvengetriebe als zwei separate Getriebe auslegen. So fungiert das Kurvengetriebe der Struktur Nr. 10 im Anhang A ähnlich einem Vorschaltgetriebe, während dessen die Führung von dem Koppelgetriebe realisiert wird.

Im Allgemeinen setzt sich jedoch die Struktur des FKG aus einer offenen Gelenkkette mit Dreh- und Schubgelenken zusammen. Der Zwanglauf der Gelenkkette, ohne Betrachtung der Kurvengelenke, resultiert aus der vorgegebenen Bahn des zu führenden Punktes oder der vorgegebenen Lagen der zu führenden Ebene. Durch Ergänzung um Kurven- und Eingriffsglieder wird der Zwanglauf im Getriebe technisch hergestellt. Damit lassen sich die kinematischen Abmessungen der offenen Gelenkkette, ohne Einbeziehung des Kurvengliedes, in gewissen Grenzen frei wählen bzw. aus zusätzlichen Bewegungsvorgaben oder Kriterien der Laufgüte des Getriebes ermitteln.

Im weiteren soll bei der Bezeichnung der Komponenten des Führungskurvengetriebes von dem allgemeinen Fall ausgegangen werden. Deshalb wird in den folgenden Abschnitten die Bezeichnung *Koppelgetriebe* für das Teilgetriebe mit Dreh- und Schubgelenken verwendet. Für die Ergänzung des Teilgetriebes wird hier die Bezeichnung *Kurvenglied* anstelle Kurvengetriebe benutzt, da die Kontur des Kurvengliedes das bestimmende Element darstellt.

Bei einer getrennten Betrachtung von Koppelgetriebe und Kurvenglied ist zu beachten, dass die Abmessungen des Koppelgetriebes, einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die Eigenschaften der Kurvengelenke haben. Im allgemeinen besteht die Tendenz, dass ein Koppelgetriebe mit im Verhältnis zur Führungsbahn geringer Baugröße große Kurvenscheiben benötigt, wenn eine akzeptable Übertragungsgüte in den Kurvengelenken erreicht werden soll. Allerdings gilt diese Aussa-

ge nur mit der Einschränkung, dass die größere Masse der Glieder eines Getriebes großer Baugröße wiederum einen ungünstigen Einfluss auf die Belastung der Kurvengelenke und damit auf die Größe der Kurvenscheiben haben kann.

Tabelle 5.1: Schritte, Ziele und Methoden der Maßbestimmung eines Führungskurvengetriebes

	Auslegung	
	des Koppelgetriebes	**des Kurvengliedes**
Parameter	kinematische Abmessungen einschließlich der Koordinaten von Gestellgelenkpunkten Montagevarianten	Kurvenscheibendrehpunkte und -drehrichtungen, Rollenmittelpunkte, Rollenradien Koordinaten der Punkte der Arbeitskurven
Restriktionen (Beispiele)	Kollisionsraum (Baugröße), Einbaubedingungen, Lage des Arbeitsraumes	Laufgüte (minimaler Übertragungswinkel) Krümmungsradius der Arbeitskurve Pressung im Kurvengelenk
Ziele (Beispiele)	Exakte Erfüllung von diskreten Bewegungsvorgaben Annäherung an diskrete oder kontinuierliche Bewegungsvorgaben Optimierung der Bewegungsgüte / Laufgüte	Minimierung der Größe des Kollisionsraumes bzw. des Kurvenkörpers
Methoden	Optimierung in Verbindung mit kinematischer Analyse Genaulagensynthese approximierende Mehrlagensynthese	Kinematische Analyse Hodografen- oder Polbahnverfahren [Hain 71] [VDI-Richtlinie 2142] Optimierung

Ein ausgewogenes Verhältnis zwischen der Baugröße des Führungskurvengetriebes und der Größe seiner Kurvenscheiben ist demnach anzustreben. Dies lässt sich am besten realisieren, indem die Schritte „Maßsynthese des Koppelgetriebes“ und „Maßsynthese des Kurvengliedes“, mehrmals durchlaufen werden. Prinzipiell können dabei die in **Tabelle 5.1** genannten Restriktionen und Auslegungsziele

untereinander vertauscht werden. So wird ausgehend von einem restringierten Übertragungswinkel bzw. einer beschränkten Pressung im Kurvengelenk ein kleinster Kurvenkörper ermittelt. In umgekehrter Reihenfolge lässt sich für einen Kurvenkörper mit vorgegebener Größe dessen hinsichtlich Übertragungswinkel oder Pressung beste Einbaulage ermitteln. Letztlich ist die in der Tabelle 5.1 gewählte Aufteilung in Auslegungsziele und Nebenbedingungen diejenige, die am einfachsten zu handhaben ist und hier praktiziert wird.

5.1.1 Maßsynthese des Koppelgetriebes

Die kinematischen Abmessungen des Koppelgetriebes können in gewissen Grenzen frei gewählt werden, wenn die Anzahl der zu steuernden Führungsparameter mindestens gleich der Anzahl Kurvengelenke ist. Dann ist es zweckmäßig, die Abmessungen so zu bestimmen, dass zusätzliche Bewegungsvorgaben eingehalten oder Zielkriterien wie optimale Laufgüte, minimale Beanspruchung usw. gerade im Hinblick auf die später auszulegenden Kurvengelenke erfüllt werden.

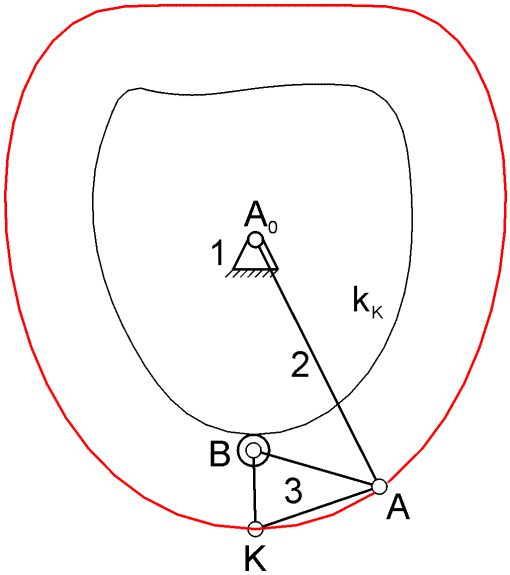


Bild 5.1: Dreigliedriges Punktführungsgetriebe für eine exakte Punktführung

Beispielsweise ermöglicht das Punktführungsgetriebe in **Bild 5.1** die Erfüllung zusätzlicher Bewegungsvorgaben, wenn die FBA lediglich eine exakt zu erfüllende kreisähnliche Bahnkurve fordert. Neben der vorgegebenen Punktführung können bis zu fünf Lagen des Führungsgliedes oder fünf zugeordnete Lagen des Antriebsgliedes vorgegeben werden, so dass dieses Getriebe begrenzt auch für eine Ebenenführung oder antriebsbezogene Punktführung verwendbar ist. So werden in

[Hain 71] die kinematischen Abmessungen eines dreigliedriges Punktführungsgetriebe mit einem Kurvengelenk so ermittelt, dass drei Lagen des Führungsgliedes definierten Lagen des Antriebsgliedes zugeordnet sind. Dabei muss bei diesem Getriebetyp beachtet werden, dass die Lage des Gestellpunktes A_0 innerhalb der Führungsbahn liegt, da ansonsten die Führungsbahn nur teilweise vorgebbar ist. Soll die geschlossene Führungsbahn erfüllt werden, darf die Rollenmittelpunktsbahn im Bild 5.1 keine Schnittpunkte mit den Kreisen der Radien $\overline{A_0A} + \overline{AB}$ und $\overline{A_0A} - \overline{AB}$ besitzen.

Freie Maßparameter eines Getriebes lassen sich auch durch die Definition von Nebenbedingungen, die nicht unmittelbar die Erfüllung der FBA beeinflussen, wie Platzbedarf oder Begrenzung der Gliedmasse eingrenzen. Um diese zu ermitteln, werden Verfahren der Genaulagensynthese, sequentiellen Bemessung und Optimierung, sowie integrierten Bemessung und Optimierung eingesetzt [Bra 00b]. Sachverstand und Erfahrungswerte helfen bei der Festlegung der zu optimierenden Parameter bzw. machen Optimierungsprozesse teilweise unnötig. Zu einem günstigem Verhältnis zwischen Aufwand und Nutzen zur Reduktion freier Parameter führt eine Kombination universeller Optimierungsverfahren mit Verfahren der Genaulagensynthese [Bau 99]. Der Effekt dieser Verfahren beruht auf der Einschränkung des Parameterraums.

Mit Hilfe algebraischer Methoden lassen sich die zeichnerischen Verfahren der Genaulagensynthese rechentechnisch sehr anschaulich darstellen [DBF 83]. Zudem können auch die auf Approximationstheorien basierten Näherungsverfahren zum Einsatz kommen. Nachteilig ist hier, dass die klassischen Syntheseverfahren oft nur für bestimmte Getriebetypen (Strukturen) anwendbar sind [Gün 94]. Universelle Verfahren, die sich besonders für die rechnerunterstützte Auslegung eignen, sind Optimierungsverfahren. Deren Problem liegt in der Wahl einer geeigneten Anfangslösung sowie der zu optimierenden Parameter.

5.1.2 Maßsynthese des Kurvengliedes

Eine einfache Möglichkeit die Abmessungen des Kurvengliedes zu ermitteln, bietet die Synthese nach dem minimalen Übertragungswinkel. Diese gewährleistet neben

der Lauffähigkeit des Getriebes eine gute Kraftübertragung im Kurvengelenk. Als Verfahren werden dazu das *Hodografenverfahren* und das *Näherungsverfahren* von FLOCKE eingesetzt, wenn der Mittelpunkt der Kurvenscheibe gesucht wird. Von HAIN wurde dagegen ein Verfahren zur Bestimmung eines günstigen Rollenmittelpunktes entwickelt [VDI-Richtlinie 2142]. Aufgrund der allgemeinbewegten Eingriffsglieder der FKG lässt sich das Verfahren von FLOCKE nur auf wenige Strukturen, z. B. Nr. 09 des Lösungskataloges, anwenden. Das Polverfahren von HAIN lässt sich immer dann einsetzen, wenn der Pol *P* fest auf dem Eingriffsglied liegt, d. h., zu einem Dreh- oder Schubgelenk dieses Gliedes gehört. Dieses gilt außer für das Ebenenführungsgetriebe Nr. 02 (Anhang A) für alle Getriebe des Lösungskatalogs.

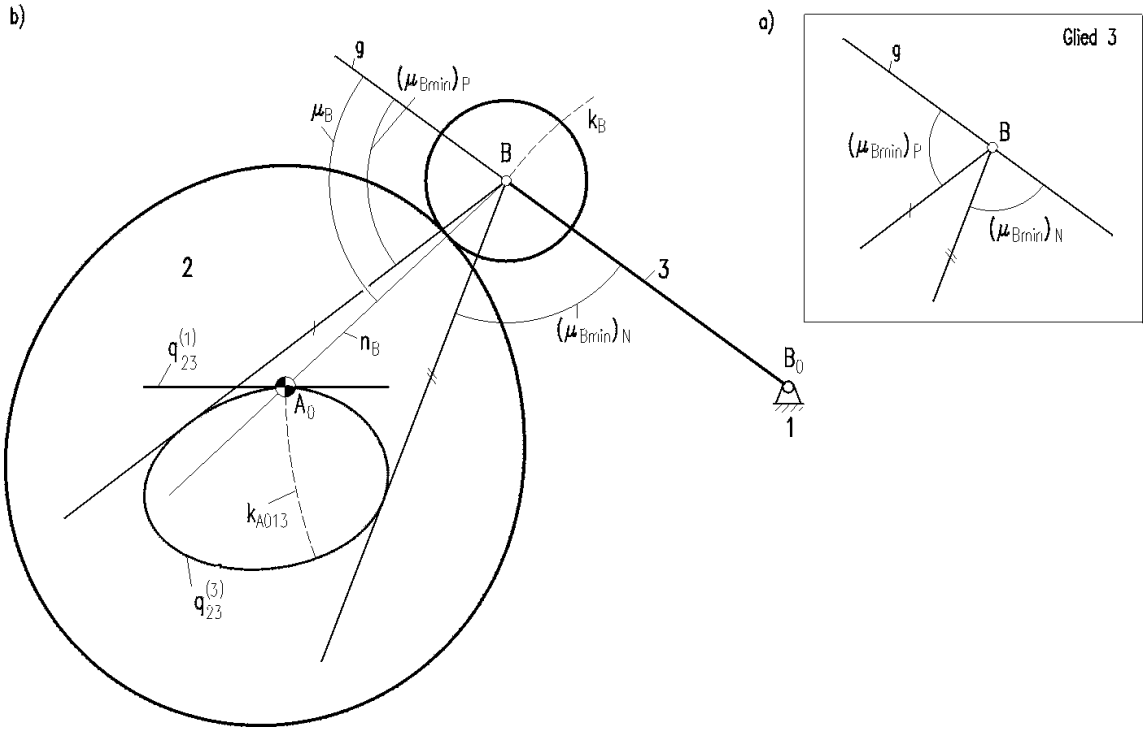


Bild 5.2: Polverfahren nach HAIN

Die Anwendung des Polverfahrens nach HAIN zeigt **Bild 5.2** für ein dreigliedriges ÜKG zur Realisierung einer Rast-in-Umkehr Bewegung. Für die Ermittlung des Rollenmittelpunktes sind neben der Übertragungsfunktion $\psi(\varphi)$, der Kurvenscheibendrehpunkt A_0 und der Drehpunkt des Eingriffgliedes B_0 vorzugeben. Mit diesen gegeben Werten erfolgt die Berechnung der Relativpolbahn $q_{23}^{(1)}$ als Schnittpunkte der Normalen n_B und der Gerade durch A_0 und $B_0 = P_{13}$. Wählt man als Bezugsys-

tem das Eingriffglied 3 leitet sich daraus die Relativpolbahn $q_{23}^{(3)}$ ab. Die Bahnkurve die der Punkt A_0 dabei beschreibt, teilt die Relativpolbahn in einen oberen Bereich für den Gleichlauf φ_P und einen unteren für den Gegenlauf φ_N. Auf Transparentpapier wird eine Gerade *g* mit dem Punk *B* gezeichnet, wie Bild 5.2a zeigt. Von dem aus werden zwei Strahlen mit den vorgegebenen minimalen Übertragungswinkeln für den Gleich- und Gegenlaufabschnitt angetragen. Die beiden Strahlen auf dem Transparent werden tangential an die Relativpolbahn $q_{23}^{(3)}$ angelegt, so dass die Gerade *g* durch den Pol P_{13} läuft. Oberhalb von $\overline{A_0B_0}$ angelegt, erhält man bei mathematisch positiver Drehrichtung der Kurvenscheibe ein F-Kurvengetriebe unterhalb ein P-Kurvengetriebe. Überträgt man nun den Punkt B auf die Getriebeskizze, ergibt sich das Getriebe mit den minimalen Abmessungen für die vorgegebenen Übertragungswinkel.

Im Gegensatz zu den Übertragungskurvengetrieben lässt sich der Kraftfluss bei FKG oft von vornherein nicht so genau charakterisieren, daher ist dieses Verfahren mit gewissen Einschränkungen zu betrachten. In den meisten Fällen liefert diese Methode jedoch eine brauchbare Anfangslösung, von der aus das Getriebe, unter Hinzuziehung anderer Kriterien, wie der Kurvenkrümmung oder Pressung, verbessert werden kann.

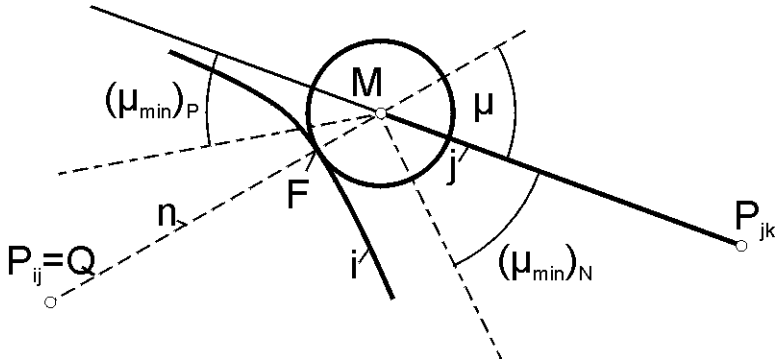


Bild 5.3: Allgemeiner Fall eines Kurvengelenks mit Darstellung des Übertragungswinkels μ und seines zulässigen Bereichs lt. Gleichung (5.1)

Gegenüber den Übertragungskurvengetrieben enthalten FKG oft mehrere Kurvengelenke, wofür die in **Bild 5.3** dargestellten verallgemeinernden Annahmen zu treffen sind. Die FKG können neben den im Gestell drehenden Kurvengelenken auch Kurvengelenke zwischen nicht im Gestell drehenden oder schiebenden Ge-

triebegliedern besitzen. Bei der Auslegung nach dem Übertragungswinkel wird, ausgehend von der bekannten Bewegung der Glieder *i* und *j,* die Lage des Rollenmittelpunktes *M* auf *i* oder *j* so bestimmt, dass in jeder Getriebestellung die Ungleichung

$$(\mu_{\min})_N \leq \angle QMP \leq 180° - (\mu_{\min})_P \tag{5.1}$$

erfüllt ist, wobei die Winkel $(\mu_{\min})_P$ und $(\mu_{\min})_N$ die kleinsten zulässigen Übertragungswinkel im Gleich- und Gegenlauf sind. Der Index P (positiv) des Übertragungswinkels kennzeichnet den Gleichlauf, während der Gegenlauf den Index N (negativ) erhält. Gleich- und Gegenlauf sind dadurch gekennzeichnet, dass die relative Drehung der Glieder *i* und *j* jeweils gegenüber dem Führungsglied *k* gleichen bzw. entgegengesetzten Drehsinn aufweist.

Im allgemeinen Fall eines Kurvengelenks (Bild 5.3) besitzt eines der beiden Glieder *i* und *j,* die das Kurvengelenk bilden eine kinematische Freiheit gegenüber einem Führungsglied *k.* Der (Momentan)pol $P = P_{ik}$ oder $P = P_{jk}$ charakterisiert diese kinematische Freiheit. Weiterhin ist dem Kurvengelenk der auf der Kurvennormalen *n* gelegene Pol $Q = P_{ij}$ zugeordnet. Im allgemeinen Fall kann sowohl *P* als auch *Q* der Relativpol sein, der andere Pol ist jeweils der Absolutpol. Der Übertragungswinkel μ tritt am Rollenmittelpunkt *M* als spitzer Winkel zwischen den zu den beiden Polen gerichteten Strahlen auf (Bild 5.3). Für den entsprechenden Anwendungsfall sind jeweils die Zuordnungen für *M* und P_{jk}, sowie die Polbahn $q = q_{ij}$ vorzunehmen. Diese Polbahn *q* ist der geometrische Ort von $Q = P_{ij}$ im Bezugssystem *j*.

5.2 Maßbestimmung von Koppelgetriebe und Kurvenglied am Beispiel eines Punktführungsgetriebes

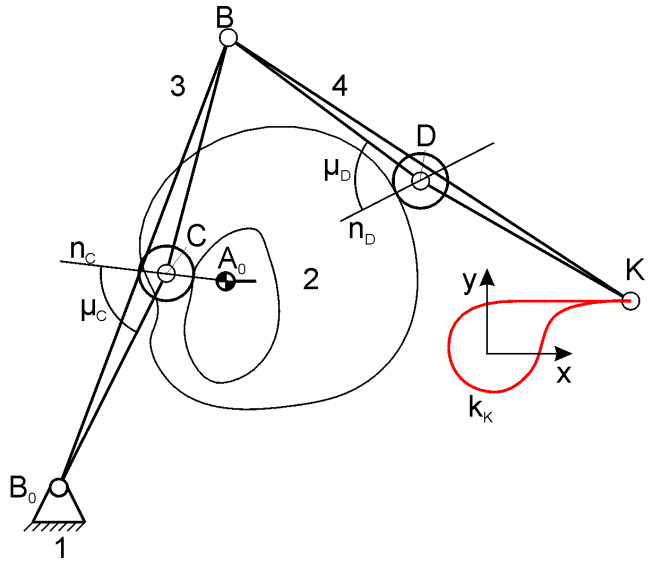


Bild 5.4: Variante des FKG Nr. 05

Die genannten Auslegungsschritte werden beispielhaft an dem Getriebe Nr. 05 des Lösungskataloges demonstriert (**Bild 5.4**). Das Getriebe eignet sich zur exakten antriebsbezogenen Bewegung eines Punktes entlang einer Kurve. Das Kurvenglied 2 steuert über die Kurvengelenke 23 und 24 die Bewegung des Punktes K entlang der Kurve k_K, unabhängig davon, wie die Koordinaten x_{B_0} und y_{B_0} des Gestelldrehpunktes B_0, die Gliedlänge $\overline{B_0B}$ und der Punktabstand $\overline{BK}$ gewählt werden. Diese freien Parameter können u. a. aus zusätzlichen Bewegungsvorgaben bestimmt werden. Ebenso lassen sich Kennwerte des Getriebes optimieren, die z. B. den Bauraum oder die Bewegungsgüte charakterisieren. In den nachfolgend aufgeführten Verfahren werden unterschiedliche Zusatzforderungen gewählt.

5.2.1 Wahl der Anfangsbedingungen

Werden für die Ermittlung einer gewissen Anzahl von freien Abmessungen des Koppelgetriebes ebenso viele zusätzliche kinematische Bedingungen vorgegeben, so können daraus i. Allg. endlich viele Getriebe bestimmt werden. Diese sind jedoch oft nicht lauffähig oder haben unbrauchbare Abmessungen. Zu guten Lösungen gelangt man eher, indem man einige Parameter, z. B. zur Begrenzung der Baugröße des Getriebes oder zur Gewährleistung einer gewünschten Anordnung der Getriebeglieder, festlegt und die restlichen Abmessungen aus einer reduzierten Anzahl von Bedingungen bestimmt. Durch Wiederholung des Syntheseprozesses, mit in einem zulässigen Bereich variierten Festwerten, lässt sich dann die Lösung gezielt verbessern. Dieses Verfahren wird in [Hain 71] für ein dreigliedriges Punkt-

führungsgetriebe mit einem Kurvengelenk, für das zusätzlich drei Antriebsstellungen vorgegeben sind, demonstriert.

Für die Bestimmung der vier Abmessungen x_{B_0}, y_{B_0}, $\overline{B_0B}$ und $\overline{BK}$ des hier auszulegenden Getriebes können maximal vier Lageverschiebungen, d. h. bis zu fünf Lagen des Führungsgliedes *BK* vorgegeben werden. Enthält die FBA keine Zusatzforderungen, so können die kinematischen Abmessungen und die Montagevariante des Koppelgetriebes so gewählt werden, dass, unter Einhaltung gewisser Bauraumgrenzen und Einbaubedingungen und im Hinblick auf die später auszulegenden Kurvengelenke, bestimmte Bewegungs- bzw. Führungseigenschaften des Getriebes optimiert werden. Es ist somit nicht erforderlich für die Ermittlung der kinematischen Abmessungen Syntheseverfahren einzusetzen, vielmehr werden die Abmessung mit Hilfe universeller Optimierungsverfahren in Verbindung mit kinematischer Analyse ermittelt.

Wird für die Bewegung des Führungsgliedes *BK* gefordert, dass es zwischen dem Anfangspunkt dem Endpunkt des Geradenstückes eine Geradschiebung ausführt, so muss der Abstand B_0B möglichst groß gewählt werden. Damit wird erreicht, dass die Bahn des Punktes *B* nur eine geringe Krümmung aufweist. Als Ausgangswerte für die Optimierungsrechnungen sollen zur Beschränkung der Baugröße folgende Nebenbedingungen

$$\sqrt{x_{B_0}^2 + y_{B_0}^2} \le 300\ \text{mm},\ x_{B0} < 0,\ y_{B0} < 0 \tag{5.2}$$

für die Lage des Gestellpunktes B_0 gelten.

5.2.2 Annäherung an konstante Bewegungsvorgaben durch Optimierung

In einer ersten Optimierungsrechnung ist zur besten Annäherung an die Bewegungsvorgabe $\varepsilon = const.$ für den Geradenabschnitt, die der Forderung nach einer Geradschiebung des Gliedes *BK* entspricht, die Minimierungsaufgabe

$$\Delta\varepsilon = \max_{K_1K_2} \varepsilon - \min_{K_1K_2} \varepsilon \xrightarrow{x_{B_0}, y_{B_0}, \overline{B_0B}, \overline{BK}} \min \tag{5.3}$$

zu lösen.

Zur Beschränkung der Gliedlängen sei die Bedingung

$$\overline{B_0B} + \overline{BK} \le 600\ \text{mm} \tag{5.4}$$

für die Gliedlängensumme einzuhalten. Mit Hilfe eines Verfahrens zur Lösung mehrdimensionaler Probleme der nichtlinearen Optimierung erhält man als Ergebnis die Parameter:

$$x_{B_0} = -206{,}5\ \text{mm} \quad y_{B_0} = -198{,}7\ \text{mm} \quad \overline{B_0B} = 317{,}8\ \text{mm} \quad \overline{BK} = 282{,}1\ \text{mm},$$

wobei der Drehwinkel des Führungsgliedes den kleinsten Wert $\Delta\varepsilon = 0{,}271°$ annimmt.

5.2.3 Synthese eines Koppelgetriebes mit beschränkter Baugröße und bester Bewegungsgüte

Hier sollen die Abmessungen nach dem Optimierungsziel

$$\max_{\{K\}}\left[\max(v_B, v_{KB})\right] \xrightarrow{x_{B_0}, y_{B_0}, \overline{B_0B}, \overline{BK}} \min \tag{5.5}$$

mit einer weiteren Nebenbedingung

$$\overline{B_0B} = \overline{BK} \tag{5.6}$$

ausgelegt und bestimmt werden, wobei v_B bzw. v_{KB} die Geschwindigkeit des Punktes *B* bzw. die Geschwindigkeit des Punktes *K* um den Punkt *B* sind. Während das Zielfunktional eine bestmögliche Aufteilung der Geschwindigkeit des zu führenden Punktes auf die Einzelbewegungen der Getriebeglieder B_0B und BK für alle Lagen von *K* bewirkt, beschränkt die Nebenbedingung die Größe des Getriebes. Die optimale Lage des Punktes B_0 befindet sich auf einem Kreis um den Nullpunkt mit dem Radius 300 mm, so dass ein dreiparametrisches nichtlineares Optimierungsproblem zu lösen ist. Als Ergebnis erhält man $x_{B_0} = -285{,}3\,\text{mm}$, $y_{B_0} = -92{,}7\,\text{mm}$ und $\overline{B_0B} = \overline{BK} = 315{,}9\,\text{mm}$.

5.2.4 Auslegung der Kurvenglieder nach dem Übertragungswinkel

Eine einfache Konstruktion für die Lösung dieser Aufgabe lässt sich angeben, wenn der Pol *P* zu einem Dreh- oder Schubgelenk gehört, d. h., wenn dieser fest auf dem Glied *i* bzw. *j* liegt (Bild 5.3, S. 89). Das hier betrachtete viergliedrige Punktführungsgetriebe besitzt die beiden Kurvengelenke:

- Gelenk 23: Rollenmittelpunkt $C = M3$; $i = 2$; $j = 3$; $k = 1$; $P = P_{13} = B_0$; $Q = P_{23}$
- Gelenk 24: Rollenmittelpunkt $D = M4$; $i = 2$; $j = 4$; $k = 3$; $P = P_{34} = B$; $Q = P_{24}$.

Dabei ist zu beachten, dass das Führungsglied *k* des Kurvengelenkes 24 nicht das Gestell 1 sondern die Schwinge 3 ist. Als Abmessungen für das Koppelgetriebe werden die in Abschnitt 5.2.3 ermittelten Werte verwendet.

konstruktive Ermittlung der Rollenmittelpunkte

Nach Festlegung des Kurvenscheibendrehpunktes A_0 und des Drehsinns der Kurvenscheibe (hier rechtsdrehend, mathematisch negativ) werden das Glied $j = 3$ mit dem Gelenk $P = P_{jk} = P_{13} = B_0$ in einer Lage und die zu dieser Lage gehörende Rastpolbahn $q = q_{ij} = q_{23}$, auf der die Pole $P_{ij} = P_{23} = Q$ liegen, gezeichnet (**Bild 5.5b**).

Auf einem Stück Transparentpapier, wie **Bild 5.5a** zeigt, werden danach an einer Geraden *g* im Punkt *C* die Winkel $(\mu_{\min})_P = 50°$ und $(\mu_{\min})_N = 60°$ in verschiedenem Drehsinn angetragen. Das Stück Transparentpapier wird so auf dem Lageplan positioniert, dass die Gerade *g* den Punkt $M = C$ enthält, wobei B_0 stets auf derjenigen durch *C* definierten Halbgeraden liegen muss, an dem $(\mu_{\min})_N$ angetragen wurde. Zulässig im Sinne von Ungleichung (5.1) sind dann alle Lagen des Transparentes und damit des Punktes *C*, in denen alle Punkte der Kurve *q* innerhalb der durch die Winkel $(\mu_{\min})_P$ und $(\mu_{\min})_N$ definierten Strahlen s_P und s_N liegen. Insbesondere lässt sich ein Punkt C^* finden, für den diese Strahlen die *q*–Kurve genau tangieren. Für diese Lage des Rollenmittelpunktes besitzt die Kurvenscheibe die geringsten Abmessungen. Je nachdem, in welchem Drehsinn $(\mu_{\min})_P$ und $(\mu_{\min})_N$

angetragen werden, ergeben sich die zulässigen Bereiche für C und $\hat{C}^*$ bzw. optimale Punkte C^* und $\hat{C}^*$.

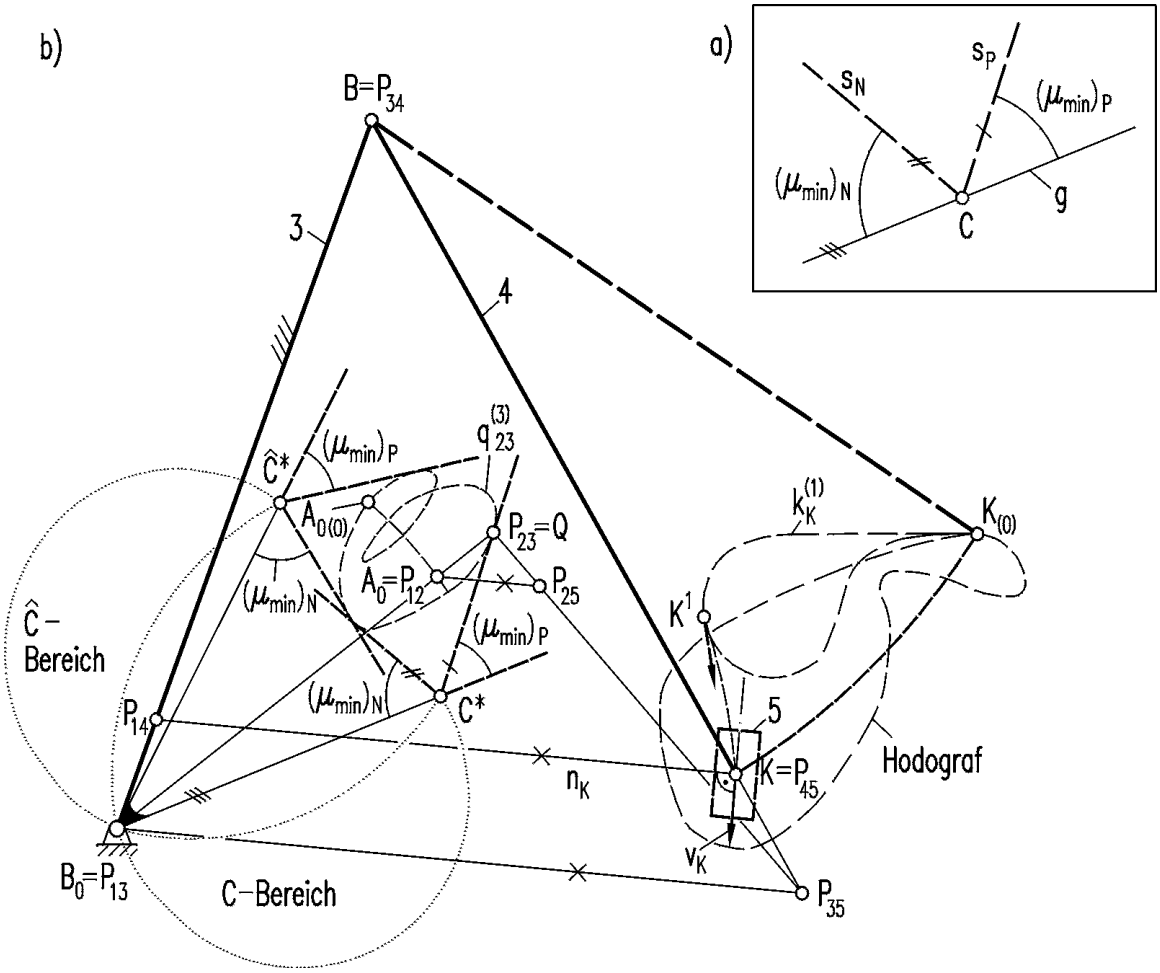


Bild 5.5: Ermittlung des Rollenmittelpunktes C nach dem Übertragungswinkel; a) Vorgabe der minimalen Übertragungswinkel für den Hin- und Rückgang; b) Ermittlung zulässiger Bereiche und der optimalen Lagen C^* und $\hat{C}^*$ des Rollenmittelpunktes für die kleinstmögliche Trag- und Gegenkurvenscheibe

Der zulässige Bereich für den Rollenmittelpunkt D auf dem Glied $j = 4$ und dessen optimale Lagen D^* und $\hat{D}^*$ lassen sich mit $i = 2$, $k = 3$ und $P = B$ für die vorgegebenen Winkel $(\mu_{\min})_P = 40°$ und $(\mu_{\min})_N = 50°$ analog bestimmen (**Bild 5.6**).

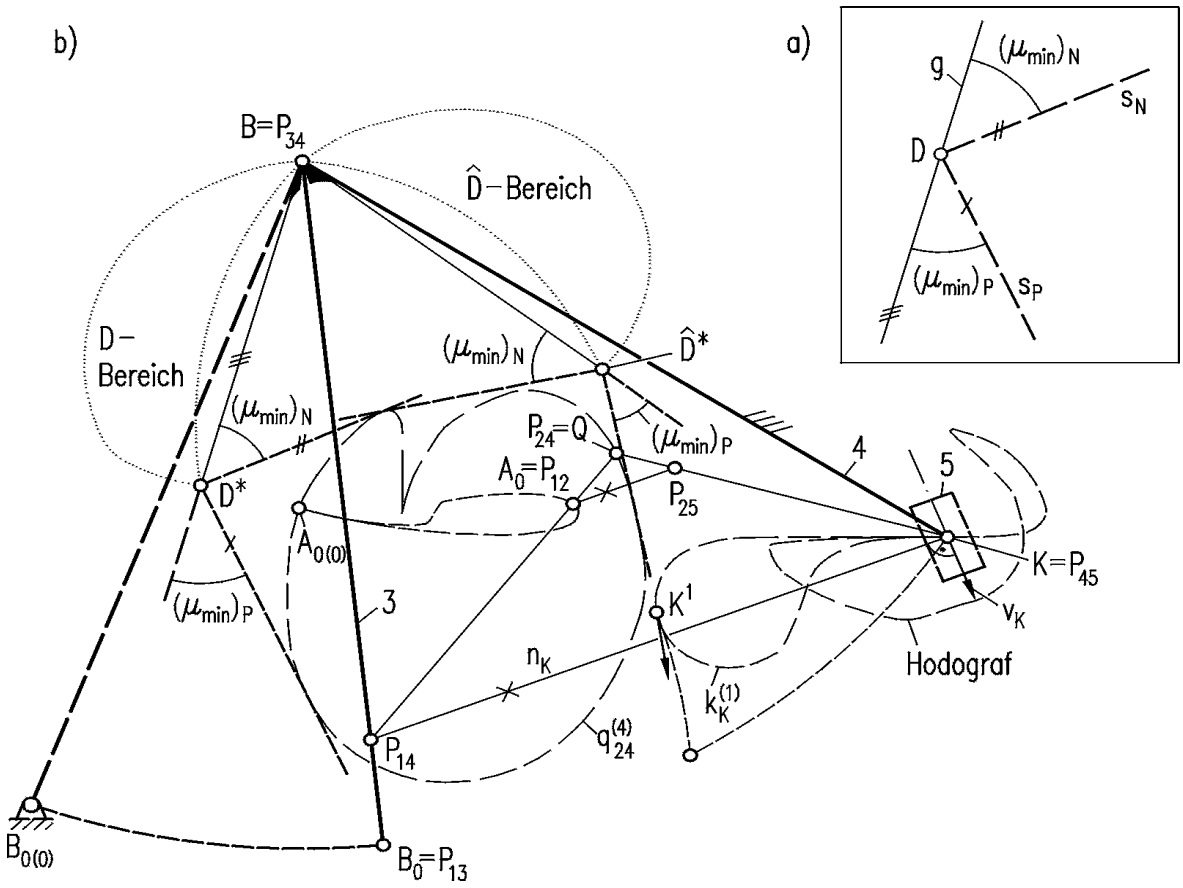


Bild 5.6: Ermittlung der Rollenmittelpunkte D nach dem Übertragungswinkel; a), b) wie in Bild 5.5

Das sog. übertagungsgünstigste Getriebe ergibt sich für $(\mu_{\min})_P = (\mu_{\min})_N = \overline{\mu}$. Je größer $\overline{\mu}$ vorgegeben wird, umso mehr verringert sich der Abstand MP_{jk} (Bild 5.3, S. 92). Im Grenzfall fällt M mit P_{jk} zusammen. Im Falle eines Drehgelenkes in P_{jk} beschreibt die Gleichung

$$2\overline{\mu}_{\max} + \Psi_0 = 180° \text{ [VDI-Richtlinie 2142]} \tag{5.7}$$

die Grenzbedingung. Der Gesamtschwingwinkel Ψ_0 definiert dabei den maximalen Winkel den der Pol P_{ij} im aktuellen Bezugssystem beschreibt.

Berechnung der Rollenmittelpunkte

Zur numerischen Ermittlung der auf einer Geraden g durch $P = B_0$ liegenden zulässigen Rollenmittelpunkte $M = C$ bestimmt man den genähert größten Abstand d_P der Kurve $q = q_{23}^{(3)}$ von der durch den Strahl s_P festgelegten Geraden und den

genähert kürzesten Abstand von der durch s_N bestimmten Geraden, wobei s_P und s_N im Punkt *P* beginnen und mit *s* die Winkel $(\mu_{\min})_P$ bzw. $180° - (\mu_{\min})_N$ einschließen. **Bild 5.7** zeigt dies am Beispiel des Rollenmittelpunktes *C* des Punktführungsgetriebes (Bild 5.5). Die Gerade *g* wird um den Winkel α geschwenkt und für jeden Punkt Q_i die Abstände d_P und d_N ermittelt. Dies geschieht unter Benutzung einer genügend großen Anzahl von Punkten Q_i der Polbahn *q*. Die Punkte Q_1 und Q_2 besitzen für diese gezeichnete Stellung den größten bzw. kleinsten Abstand von den Strahlen s_N bzw. s_P. Die parallelverschobene Strahlen s_N und s_P durch Q_1 und Q_2 schneiden die Gerade *g* in den Punkten *P*1 und *P*2.

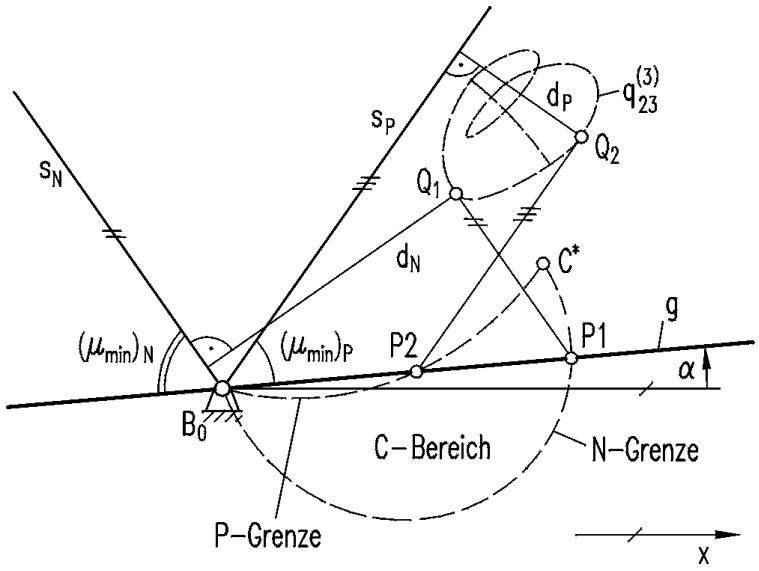


Bild 5.7: Randpunkte des zulässigen Bereiches für den Rollenmittelpunkt *C*

Dies stellt eine Umkehrung des zeichnerischen Verfahrens dar. Wenn *s* den Anstiegswinkel α hat, gilt

$$d_P = \max_{Q_i}\left\{(x_{Q_i} - x_{B0})\sin\left[\alpha + (\mu_{\min})_P\right] - (y_{Q_i} - y_{B0})\cos\left[\alpha + (\mu_{\min})_P\right]\right\} \tag{5.8}$$

$$d_N = \min_{Q_i}\left\{(x_{Q_i} - x_{B0})\sin\left[\alpha + 180° - (\mu_{\min})_N\right] - (y_{Q_i} - y_{B0})\cos\left[\alpha + 180° - (\mu_{\min})_N\right]\right\} \tag{5.9}$$

Für den Abstand $\overline{B_0C}$ aller zulässigen Punkte *C* auf *g* von B_0 gilt dann

$$\max\left(0, \frac{d_P}{\sin[(\mu_{\min})_P]}\right) \le \overline{B_0 C} \le \frac{d_N}{\sin[(\mu_{\min})_N]} \tag{5.10}$$

Für $d_N < 0$ oder $d_P / \sin[(\mu_{\min})_P] > d_N / \sin[(\mu_{\min})_N]$ existiert kein zulässiger Punkt M auf g. Im Rollenmittelpunkt C^*, für den die Kurvenscheibe am kleinsten ist, gilt

$$\overline{B_0 C^*} = d_P / \sin[(\mu_{\min})_P] = d_N / \sin[(\mu_{\min})_N]. \tag{5.11}$$

In ähnlicher Weise lassen sich die zulässigen Bereiche für $\hat{C}$ und der optimale Punkt $\hat{C}^*$ ermitteln.

Neben dem Übertragungswinkel hat der Krümmungsradius ρ der Kurvenkontur Einfluss auf die Pressung im Kurvengelenk. Ist bei festem Rollenradius der kleinste positive Wert $\rho^+_{\min}$ von ρ einer Außenkurve für einen Rollenmittelpunkt C^* oder $\hat{C}^*$ zu klein, so lässt sich dieses i. Allg. dadurch beheben, dass die zulässigen kleinsten Übertragungswinkel $(\mu_{\min})_P$ und $(\mu_{\min})_N$ schrittweise vergrößert werden. Damit werden die Rollenmittelpunkte C^* oder $\hat{C}^*$ variiert, bis der Wert $\rho^+_{\min}$ einen zulässigen Wert nicht mehr unterschreitet.

Konstruktion der Relativpolbahn

Die für die Konstruktion benötigte Relativpolbahn q kann berechnet oder konstruktiv ermittelt werden. Die in der VDI-Richtlinie 2142 vollzogene Methode zur Ermittlung des Relativpols für Getriebe mit Rollenhebel oder -stößel liefert dazu die Grundlage. Aufgrund des engen Zusammenhanges zwischen augenblicklichem Geschwindigkeitszustand und Übersetzung bzw. Drehschubstrecke lässt sich der Relativpol Q bestimmen. Die Folge der verschwenkten Relativpole Q bilden die q-Kurve unter Anwendung der kinematischen Umkehr. Dabei gilt es zwei Fälle zu unterscheiden.

Im ersten Fall ist die zu steuernde Bewegung nicht antriebsbezogen. Hier ergibt sich Q direkt aus den Polen, die den Dreh- und Schubgelenken zugeordnet sind und der Bahnnormalen im zu führenden Punkt K bzw. im Gelenkpunkt einer zu

führenden Ebene. Beispielsweise ist *Q* im Falle des Getriebes Nr. 01 im Anhang A der Schnittpunkt der verlängerten Antriebskurbel mit der Bahnnormalen in *K.*

Im zweiten Fall ist die Bewegung antriebsbezogen. Für die im Bild 5.5 dargestellte konstruktive Ermittlung wird der Punkt *K* als ein Drehgelenk verbunden mit einem zusätzlichen Hilfsglied betrachtet. In diesem Beispiel ist dies das Gelenk 45 (P_{45}=*K*), das mit dem Glied 5 verbunden ist. Das gedachte Hilfsglied 5 schiebt dabei momentan im Gestell, jeweils entlang der um B_0 von K^1 nach *K* gedrehten Tangenten an die Bahnkurve $k^1{}_K$. Die Bahnnormale n_K ist die Polstrecke $P_{15}P_{45}$. Da das Glied 2 ein mit der Winkelgeschwindigkeit ω_{21} im Gestell 1 drehendes Antriebsglied ist, liegt der Pol P_{25} auf einer Parallelen zu n_K durch P_{12} mit dem Abstand

$$\overline{P_{12}P_{25}} = \frac{v_K}{\omega_{21}} = r_{21_51} \tag{5.12}$$

von P_{12} . Bei einer antriebsbezogenen Führung wird daraus der Pol P_{25} bestimmt, bei einer nicht antriebsbezogenen Führung, bei der das Glied 2 meist nicht das Kurvenglied ist, lässt sich aus Gleichung (5.12) die Geschwindigkeit v_k des geführten Punktes berechnen.

Im hier betrachteten Getriebe aus Bild 5.5, S. 98 wird der auf *q* liegende Relativpol $Q = P_{23}$ in folgenden Schritten ermittelt:

- Wahl des Eingriffsgliedes *j* = 3 als Bezugssystem (z. B. B_0B fest auf Transparent), Ermittlung der Lagen der Pole $P_{12} = A_0$ und $K = P_{45}$ sowie der Bahnnormale n_K als Senkrechte zu v_K im Bezugssystem 3,
- Festlegen des Pols P_{25} auf der Polstrecke $P_{15}P_{45} = n_K$ wie oben beschrieben,
- Ermittlung des Pols P_{35} als Schnittpunkt der Parallelen zu n_K durch $P_{13} = B_0$ mit $P_{34}P_{45} = BK$,
- Ermittlung des gesuchten Pols $Q = P_{23}$ als Schnittpunkt der Geraden durch $P_{12} = A_0$ und $P_{13} = B_0$ sowie P_{25} und P_{35}.

Für die konstruktive Bestimmung eines Punktes $Q = P_{24}$ auf der Polbahn $q = q_{24}$ werden im Bezugssystem 4 zuerst die Bahnkurven der Punkte $P_{12} = A_0$ und $P_{13} = B_0$

sowie die Bahnnormale n_K ermittelt. Dann ergeben sich nacheinander die in Bild 5.5 angegebenen Pole P_{25} aus Gleichung (5.12), P_{14} aus n_k und B_0B und P_{24} aus $P_{12}P_{14}$ und KP_{25} .

Die endgültigen Abmessungen des Getriebes fasst **Tabelle 5.2** zusammen.

Tabelle 5.2: Datentabelle Punktführungsgetriebe

x_{A0}	y_{A0}	x_{B0}	y_{B0}	$\overline{B_0B}$	$\sphericalangle BB_0C$	$\overline{BK}$	$\sphericalangle KBD$
-176,3mm	-43.3mm	-285,3mm	-92,7mm	315,9mm	3,6°	315,9mm	6°

5.3 Maßbestimmung von Koppelgetriebe und Kurvenglied am Beispiel eines Ebenenführungsgetriebes

5.3.1 FBA und Auswahl des Getriebetyps

Gegeben sei die FBA nach Bild 3.7 auf Seite 31. Als FKG wird das viergliedrige Ebenenführungsgetriebe der Bauform Nr. 04 aus dem Lösungskatalog im Anhang A gewählt. Dieses FKG eignet sich sowohl zur antriebsbezogenen Punktführung als auch zur Führung einer Ebene. Es entsteht durch Erweiterung des Punktführungsgetriebes A_0AB (Bild 5.1, S. 89) der Bauform Nr. 01 um ein weiteres Eingriffsglied KC. Im Gegensatz zu der Prinzipskizze im Lösungskatalog sind auf Grund der gegebenen umlaufenden Ebenenbewegung, vollumrollte Kurvenkonturen zu erwarten. Die für diese FBA gewählte Getriebestruktur besitzt die geringste Anzahl von Gliedern und Gelenken. Die Kurvenkörper sind als Nutkurvenscheiben auszulegen.

5.3.2 Bestimmung der kinematischen Abmessungen

Die FBA zeigt, dass die zu führende Ebene gleichsinnig umläuft und die Bewegung symmetrisch zur y-Achse ist. Für die Koordinaten des Gestelldrehpunktes A_0 der innerhalb der Bahnkurve des umlaufenden Antriebsgliedes A_0A liegt, sind vorgegeben: $x_{A0} = 0$; $0 < y_{A0} < 400$ mm. Um günstige Übertragungsverhältnisse zu erhalten, wird das Verhältnis des größten zum kleinsten Abstand eines Bahnpunktes zu A_0 minimiert. Der Wert für die Koordinate y_{A0} beträgt so 221 mm. Als eine zusätzliche

Forderung soll erreicht werden, dass die Geschwindigkeit des Punktes *K* zwischen den Lagen K_2 und K_3 möglichst gering schwankt (**Bild 5.8**). Dazu müssen die Abmessungen $\overline{A_0A}$ und $\overline{AK}$ des Zweischlages A_0AK die Bedingung

$$\overline{A_0A}^2 - \overline{AK}^2 = \overline{A_0K_2}^2 \tag{5.13}$$

erfüllen. Die Abmessung $\overline{AK} = 100\,\text{mm}$ wird gewählt und der Abstand $\overline{A_0K_2}$ beträgt 185,9 mm. Aus Gleichung (5.13) folgt die Gliedlänge $\overline{A_0A} = 211{,}0\,\text{mm}$.

Bild 5.8 zeigt bereits die vollständige Getriebeskizze des FKG in der Anfangs- sowie zwei Zwischenstellungen. In der ersten Lage *L′K′C′* tritt für das geführte Glied der minimale Übertragungswinkel $\mu_{C'\min}$ auf, während in einer Lage *L″K″C″* ein sehr guter Übertragungswinkel $\mu_{C''}$ vorliegt.

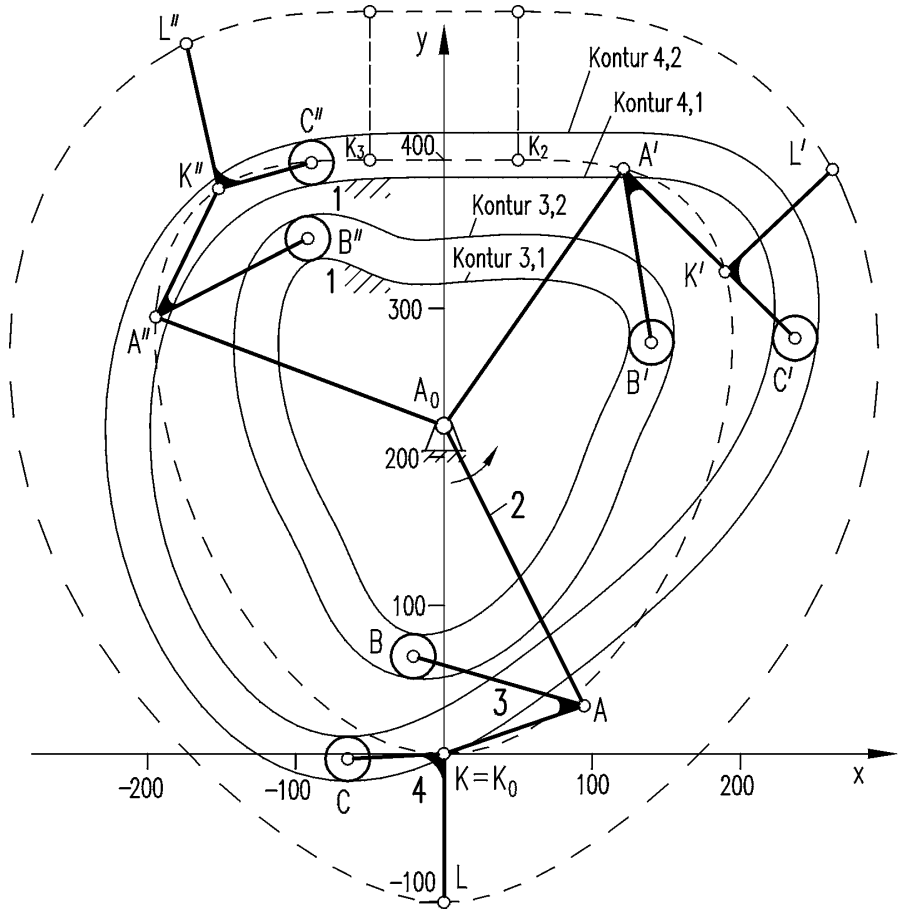


Bild 5.8: Kinematisches Schema des viergliedrigen Ebenenführungsgetriebes mit Nutkurven in zwei Zwischenstellungen

Für die beiden Kurvengelenke gelten die folgenden Beziehungen gemäß Bild 5.3, S. 92:

- Gelenk 13: Rollenmittelpunkt $B = M3$; $i = 1$; $j = 3$; $k = 2$; $P = A = P_{23}$; $Q = P_{13}$
- Gelenk 14: Rollenmittelpunkt $C = M4$; $i = 1$; $j = 4$; $k = 3$; $P = K = P_{34}$; $Q = P_{14}$.

Die Lage des Rollenmittelpunktes *B* auf dem Eingriffsglied *AK* findet man nun für vorgegebene Kleinstwerte des Übertragungswinkels im Gleich- und Gegenlauf nach dem in Abschnitt 5.2.4 beschriebenen Verfahren (**Bild 5.9**). Beispielsweise ergibt sich für $(\mu_{B\min})_P = (\mu_{B\min})_N = 60°$; $\overline{AB} = 107$ mm und $\sphericalangle KAB = -13°$. Auf analoge Weise erhält man den Rollenmittelpunkt *C.* Beispielsweise ergibt sich für $(\mu_{C\min})_P = (\mu_{C\min})_N = 45°$ $\overline{KC} = 84$ mm und $\sphericalangle LKC = -110°$.

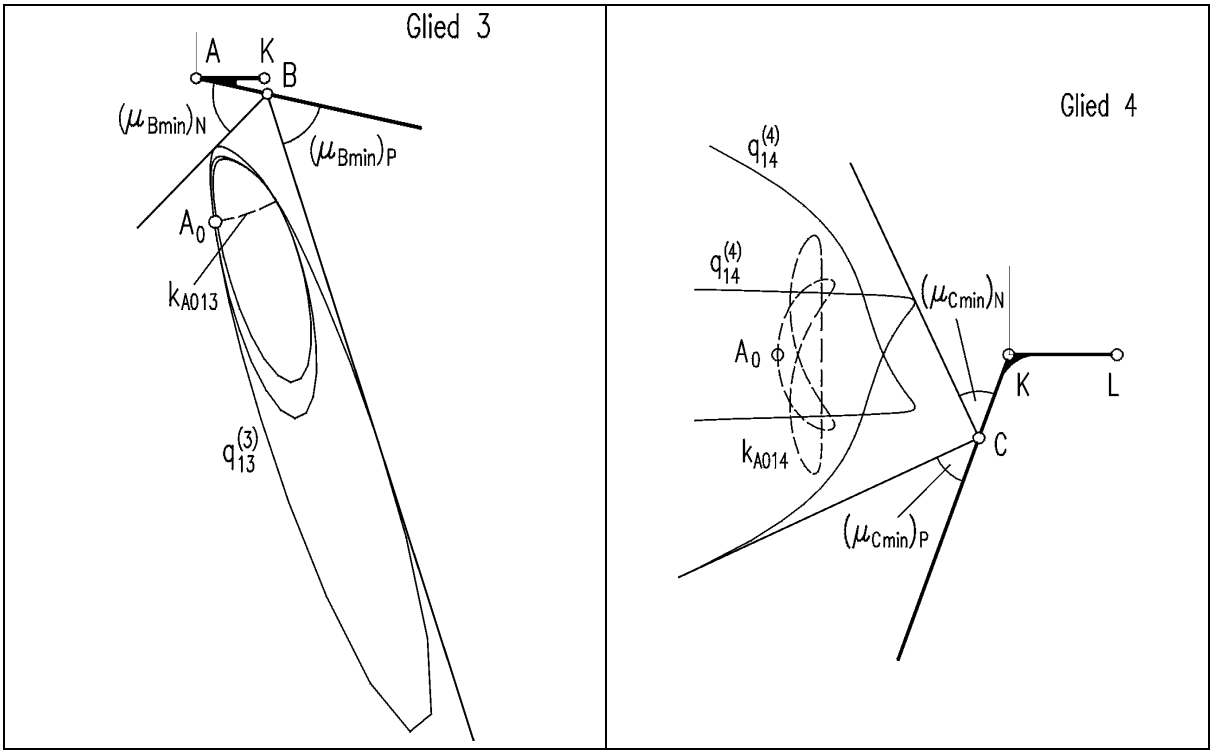
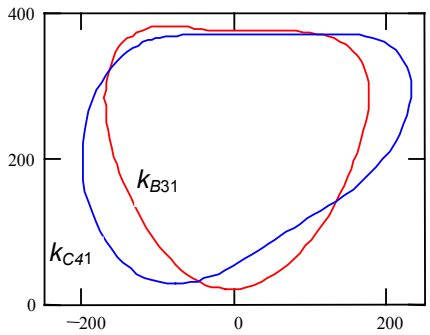


Bild 5.9: Ermittlung der Rollenmittelpunkte nach dem Kriterium des kleinsten Übertragungswinkels

Auf diesem Wege erhält man zwar ein übertragungsgünstiges Getriebe, jedoch kreuzen sich die Bahnen der Punkte *B* und *C* im Glied 1 in **Bild 5.10** und damit auch die Kurvenkonturen. Das ist in den meisten Fällen konstruktiv nicht umsetzbar. Will man die Kurvenkonturen nebeneinander anordnen, so muss der Mindestabstand zwischen den Rollenmittelpunktsbahnen gleich der Summe aus den

beiden Rollenradien und aus der mindestens geforderten Materialdicke zwischen den beiden Kurvennuten sein. Weiterhin ist zu beachten, dass der Krümmungsradius der Kurvenflanken wegen der Pressung im Kurvengelenk nicht zu klein wird.

Bild 5.10: Bahnen der Rollenmittelpunkte *B* und *C* bei übertragungsgünstiger Auslegung



Im vorliegenden Fall sollen Rollen mit dem Radius r_R = 15 mm verwendet werden, und es ist eine Mindestdicke des Materials von 10 mm zu gewährleisten. Damit ist zwischen den Bahnen der Punkte *B* und *C* ein Abstand von 40 mm einzuhalten. Der kleinste positive Krümmungsradius der Kurvenflanken soll nicht unterhalb von 15 mm liegen. Unter diesen Bedingungen sind die Rollenmittelpunkte *B* und *C* gesucht, so dass die Kleinstwerte der Übertragungswinkel $\mu_{B\min}$ und $\mu_{C\min}$ in etwa gleich groß und möglichst größer als 30° sind. Durch iterative Verbesserungen bzw. Optimierung erhält man die in **Tabelle 5.3** aufgelisteten Abmessungen und das in Bild 5.8 gezeigte Getriebe. Die Kleinstwerte der Übertragungswinkel sind $\mu_{B\min} = \mu_{C\min} = 35{,}7°$ und der kleinste positive Wert des Krümmungsradius aller vier Kurvenkonturen ist 20,2 mm.

Tabelle 5.3: Datentabelle des Ebenenführungsgetriebes

x_{A0}	y_{A0}	$\overline{A_0A}$	$\overline{AK}$	$\overline{AB}$	$\sphericalangle KAB$	$\overline{KC}$	$\sphericalangle LKC$
0	221 mm	211 mm	100 mm	120 mm	-35°	65 mm	-87°

5.4 Kinematische Analyse mit Hilfe der Modulmethode

Für die kinematische Analyse ebener FKG eignet sich besonders die in der VDI-Richtlinie 2729 beschriebene „Modulare kinematische Analyse ebener Gelenkge-

triebe mit Dreh- und Schubgelenken“, die hier als Modulmethode bezeichnet wird. Diese Methode wird angewendet für Getriebe, die sich, ausgehend vom Antrieb, in einfache Gliedergruppen (Zweischläge) zerlegen lassen. Ebenso lässt sich diese Zerlegung von einem Getriebepunkt oder –glied aus vornehmen, dessen Bewegung bekannt ist. Womit auch eine Rückrechnung vom Abtrieb auf den Antrieb möglich ist.

Ein in einfache Gliedergruppen zerlegtes Getriebe kann modular kinematisch analysiert werden. Die Methode lässt sich unter Hinzufügen einiger weniger Zwischenrechnungen auch für die Berechnung von Getrieben mit Kurvengelenken anwenden. Für diese Zwischenrechnungen, insbesondere die Berechnung der Kurvenkontur aus der Mittelpunktsbahn lassen sich neue Module formulieren. Die Anwendung der Modulmethode für die Analyse von Führungskurvengetrieben wird in den folgenden Abschnitten vorgestellt.

Für die Analyse eines Getriebes sind die Koordinaten der Lage von Gelenkpunkten sog. Anschlussgelenken und die festen kinematischen Abmessungen und Gliedwinkel vorzugeben. Anhand dieser Vorgaben werden die Punktkoordinaten der sog. Schließgelenke der Zweischläge durch die Module DDD, DDS, usw. ermittelt. Weitere Koordinaten eines Gliedpunktes lassen sich mit dem Modul FGP bestimmen. Die berechneten absoluten kartesischen Koordinaten x, y können mit dem Modul RKA oder RPO in relative kartesische Koordinaten u, v oder Polarkoordinaten umgerechnet werden.

Außerdem gibt es die Module DAN und SAN für die Berechnung von Gliedpunkten auf drehenden oder schiebenden Antriebsgliedern sowie das Modul KMP zur Ermittlung des Krümmungsmittelpunktes. Zeitlich veränderliche Größen werden stets mit ihrem Wert sowie ihrer ersten und zweiten Zeitableitung vorgegeben und berechnet.

5.4.1 Analyse eines Punktführungsgetriebes

Das Getriebe Nr. 06 des Lösungskataloges für eine antriebsbezogene Punktführung wird mit Hilfe der Modulmethode analysiert. Die dazu notwendigen Schritte sind in **Tabelle 5.4** aufgeführt und werden anhand des **Bildes 5.11** in den folgen-

den Abschnitten erläutert. Dabei werden nur die geometrischen Größen der Parameter genannt. Die ersten und zweiten Zeitableitungen werden stets berechnet, jedoch nicht explizit aufgeführt.

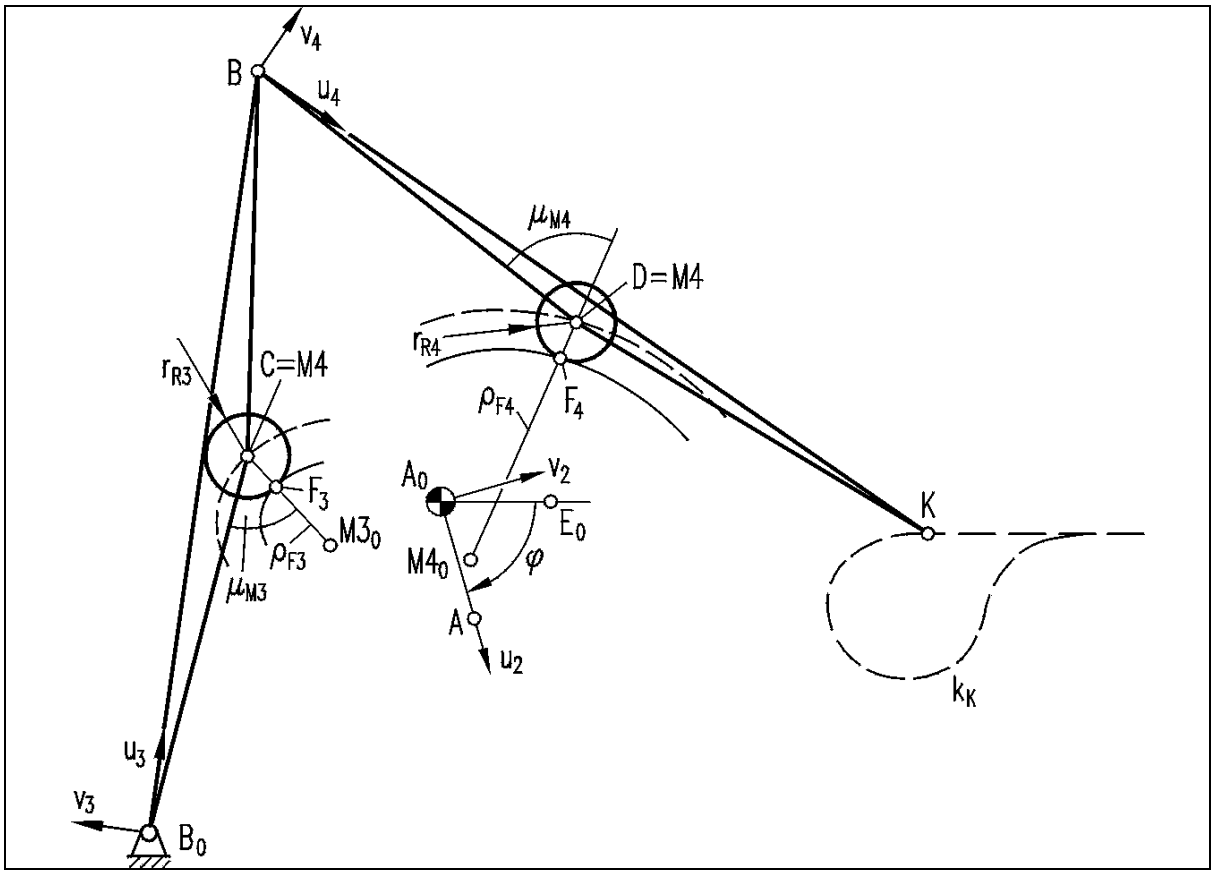


Bild 5.11: Punktführungsgetriebe Nr. 06 des Lösungskataloges

Im Modul DDD (Tabelle 5.4 Schritt 1) wird die *x*- und *y*-Koordinate des mittleren Gelenkpunktes (*B*) eines Zweischlages mit drei Drehgelenken (*K*, *B*, B_0) im gestellfesten Koordinatensystem *OXY* bestimmt (Bild 5.11). Der geführte Punkt *K*, dessen Lage, Geschwindigkeit und Beschleunigung aus der FBA bekannt sind, fungiert dabei als Drehgelenk. Das Modul DAN ermittelt, auf dem um A_0 mit dem Winkel φ drehend angetriebenen Kurvenglied 2, die aktuellen *x*-*y*-Koordinaten eines Gliedpunktes *A* in dem beispielsweise die Indexbohrung liegen kann und durch den die *u*-Achse des gliedfesten *u*-*v*-Koordinatensystems verläuft. Die Drehung erfolgt hier mathematisch negativ.

Die Schritte 3 bis 6 beinhalten die Berechnung der Relativkoordinaten der Punkte *A* und A_0 in den gliedfesten *u*-*v*-Systemen der Glieder 3 und 4. Aus den Relativkoor-

dinaten ergeben sich in einer Zwischenrechnung (Schritt 7) die *u*-*v*-Koordinaten der Relativpole Q_{23} und Q_{24}, die auf den Polkurven $q_{23}^{(3)}$ und $q_{24}^{(4)}$ liegen.

Tabelle 5.4: Berechnungsmodule nach VDI 2729 für das Punktführungsgetriebe Nr. 06; Gliedindex i = 3; 4

Nr.	Modul	Eingabe konstant	Eingabe variabel (einschl. 1. und 2. Zeitableitung)	Ausgabe (einschl. 1. und 2. Zeitableitung)
1	DDD	B_0B, BK, K_1=1	x_{B0}, y_{B0}, x_K, y_K	x_B, y_B
2	DAN	A_0A	x_{A0}, y_{A0}, x_{E0}, y_{E0}, φ	x_A, y_A
3	RKA	-	x_{B0}, y_{B0}, x_B, y_B, x_{A0}, y_{A0}	$u_{A0}^{(3)}, v_{A0}^{(3)}$
4	RKA	-	x_{B0}, y_{B0}, x_B, y_B, x_A, y_A	$u_A^{(3)}, v_A^{(3)}$
5	RKA	-	x_B, y_B, x_K, y_K, x_{A0}, y_{A0}	$u_{A0}^{(4)}, v_{A0}^{(4)}$
6	RKA	-	x_B, y_B, x_K, y_K, x_A, y_A	$u_A^{(4)}, v_A^{(4)}$
7	Zwischenrechnung: Ermittlung der Polbahnen q_{2i}, $t_q = \left[(u_A^{(i)} - u_{A0}^{(i)})\dot{u}_A^{(i)} + (v_A^{(i)} - v_{A0}^{(i)})\dot{v}_A^{(i)}\right] / \left(\dot{u}_{A0}^{(i)}\dot{v}_A^{(i)} - \dot{v}_{A0}^{(i)}\dot{u}_A^{(i)}\right)$ $u_{Q2i} = u_{A0}^{(i)} - t_q\dot{v}_{A0}^{(i)}$, $v_{Q2i} = v_{A0}^{(i)} + t_q\dot{u}_{A0}^{(i)}$ Festlegen der Rollenmittelpunkte $M3$ und $M4$			$u_{Q2i}^{(i)}, v_{Q2i}^{(i)}$ $\overline{B_0M3}, \sphericalangle BB_0M3$ $\overline{BM4}, \sphericalangle KBM4$
8	FGP	$\overline{B_0M3}, \sphericalangle BB_0M3$	x_{B0}, y_{B0}, x_{B0}, y_{B0}, x_B, y_B	x_{M3}, y_{M3}
9	FGP	$\overline{BM4}, \sphericalangle KBM4$	x_B, y_B, x_B, y_B, x_K, y_K,	x_{M4}, y_{M4}
10	RKA	-	x_{A0}, y_{A0}, x_A, y_A, x_{Mi}, y_{Mi},	u_{Mi}, v_{Mi},
11	KMP	-	u_{Mi}, v_{Mi}	u_{Mi0}, v_{Mi0}
12	Zwischenrechnung: Koordinaten der Kurvenkonturen F_i $x_{Fi} = u_{Mi} - K_K r_{Ri}\dot{v}_{Mi} / \sqrt{\dot{u}_{Mi}^2 + \dot{v}_{Mi}^2}$, $y_{Fi} = v_{Mi} + K_K r_{Ri}\dot{u}_{Mi} / \sqrt{\dot{u}_{Mi}^2 + \dot{v}_{Mi}^2}$ r_{Ri} – Radius der Rolle i, $K_K = \begin{cases} 1 & \text{für Außenkurve} \\ -1 & \text{für Innenkurve} \end{cases}$			x_{Fi}, y_{Fi}
13	RKA	-	x_{A0}, y_{A0}, x_A, y_A, x_{B0}, y_{B0}	u_{B0}, v_{B0}
14	RPO	-	u_{M3}, v_{M3}, x_{F3}, y_{F3}, u_{B0}, v_{B0}	$\overline{B_0M3}$, μ_{M3}
15	RKA	-	x_{A0}, y_{A0}, x_A, y_A, x_B, y_B	u_B, v_B
16	RPO	-	u_{M4}, v_{M4}, x_{F4}, y_{F4}, u_B, v_B	$\overline{B_0M4}$, μ_{M4}
17	RKA	-	x_{Fi}, y_{Fi}, u_{Mi}, v_{Mi}, u_{M0i}, v_{M0i}	$-\rho_{Fi}$, $\sphericalangle MiF_iMi_0$

Die Anwendung der in Abschnitt 5.2.4 beschriebenen Methode zur Bestimmung des Rollenmittelpunktes liefert die Polarkoordinaten $\overline{B_0C}$, $\sphericalangle BB_0C$ und $\overline{BD}$, $\sphericalangle KBD$ und mit Modul FGP in den Schritten 8 und 9 die absoluten kartesischen Koordinaten der beiden Rollenmittelpunkte $C = M3$ und $D = M4$ im jeweils gliedfesten System. Daraus lassen sich mit dem Modul RKA in Schritt 10 die Rollenmittelpunktsbahnen als Relativbahnkurven gegenüber dem Bezugsglied 2 bestimmen.

Modul KMP liefert in Schritt 11 die Krümmungsmittelpunkte an diese Kurve. In der Zwischenrechnung (Schritt 12) erfolgt die Ermittlung der Koordinaten der Arbeitskurven 3 und 4 als Äquidistanten der jeweiligen Rollenmittelpunktsbahnen. Für diese Zwischenrechnung sind der Radius der Rollen und die Lage der Arbeitskurven (Innen- oder Außenkurve) vorzugeben. Zur Berechnung einer Nutkurve muss der Schritt 12 erneut aufgerufen werden. Schließlich dienen die Schritte 13-17 der Ermittlung der Übertragungswinkel am Punkt *D* und *C* sowie der Krümmungsradien der Arbeitskurven ρ_{F3} und ρ_{F4} (Bild 5.11).

5.4.2 Analyse eines Ebenenführungsgetriebes

Nach der Modulmethode sind die in **Tabelle 5.5** enthaltenen Schritte zur Berechnung des Ebenenführungsgetriebes in Bild 5.8 auszuführen. Die Bewegung der Ebene wird durch die Bahnkurve des Punktes *K* und den Ebenenwinkel ε im Bezug zur positiven x-Achse definiert. Die Bahnkurve des Punktes *K* dient zur Berechnung des Schließgelenks Punkt *A* des Zweischlags DDD. Im Schritt 2 wird die Bahn des Punktes *L* zur Beschreibung der Ebenenlage berechnet. Die Hilfsgröße *d* zur Definition des Antriebs der Ebenenbewegung kann beliebig gewählt werden, z. B. $d = 100$ mm. Die nachfolgenden Schritte 3 bis 6 und 7 dienen der Ermittlung der Polbahnen $q_{13}^{(3)}$ und $q_{14}^{(4)}$, anhand derer die Rollenmittelpunkte $M3 = B$ und $M4 = C$ festgelegt werden. In den Schritten 8 bis 11 werden die Rollenmittelpunktsbahnen die Krümmungsmittelpunkte und die Koordinaten der Kontur für Kurvengelenk 13 und 14 ermittelt. Hier steuert der Parameter *j* die Berechnung der Konturen als Nutkurven. Als Kennwerte werden die Übertragungswinkel μ_{M3} und μ_{M4} sowie die Krümmungsradien ρ_{F3} und ρ_{F4} bestimmt.

Tabelle 5.5: Berechnungsschritte nach der Modulmethode für das Ebenenführungsgetriebe; Gliedindex i = 3;4

Nr.	Modul	Eingabe konstant	Eingabe variabel (einschl. 1. und 2. Zeitableitung	Ausgabe (einschl. 1. und 2. Zeitableitung
1	DDD	$\overline{A_0A}, \overline{AK}$, K_1=1	x_{A0}, y_{A0}, x_K, y_K	x_A, y_A
2	DAN	$\overline{KL}$	x_K, y_K, x_K+d, y_K, ε	x_L, y_L
3	RKA	-	x_A, y_A, x_K, y_K, x_{A0}, y_{A0}	$u_{A0}^{(3)}, v_{A0}^{(3)}$
4	RKA	-	x_A, y_A, x_K, y_K, $x_E = x_{A0}+d$, $y_E = y_{A0}$	$u_E^{(3)}, v_E^{(3)}$
5	RKA	-	x_K, y_K, x_L, y_L, x_{A0}, y_{A0}	$u_{A0}^{(4)}, v_{A0}^{(4)}$
6	RKA	-	x_K, y_K, x_L, y_L, x_E, y_E	$u_E^{(4)}, v_E^{(4)}$
7	Zwischenrechnung: Ermittlung der Polbahnen $q_{1i}^{(i)}$ $t_q = \left[(u_E^{(i)} - u_{A0}^{(i)}) u_E^{(i)'} + (v_E^{(i)} - v_{A0}^{(i)}) v_E^{(i)'} \right] / \left(u_{A0}^{(i)'} v_E^{(i)'} - v_{A0}^{(i)'} u_E^{(i)'} \right)$ $u_{Q1i}^{(i)} = u_{A0}^{(i)} - t_q v_{A0}^{(i)'}$, $v_{Q1i} = v_{A0}^{(i)} + t_q u_{A0}^{(i)'}$ Festlegen der Rollenmittelpunkte M_3 und M_4			$u_{Q1i}^{(i)}, v_{Q1i}^{(i)}$ $\overline{AM3}, \sphericalangle KAM3$ $\overline{KM4}, \sphericalangle LKM4$
8	FGP	$\overline{AM3}, \sphericalangle KAM3$	x_A, y_A, x_A, y_A, x_K, y_K	x_{M3}, y_{M3}
9	FGP	$\overline{KM4}, \sphericalangle LKM4$	x_K, y_K, x_K, y_K, x_L, y_L,	x_{M4}, y_{M4}
10	KMP	-	x_{Mi}, y_{Mi}	x_{Mi0}, y_{Mi0}
11	Zwischenrechnung: Koordinaten der Kurvenkonturen, j=1, 2 $x_{Fij} = x_{Mi} - K_{Kj} r_{Ri} y'_{Mi} / \sqrt{x'^2_{Mi} + y'^2_{Mi}}$ $y_{Fij} = y_{Mi} + K_{Kj} r_{Ri} x'_{Mi} / \sqrt{x'^2_{Mi} + y'^2_{Mi}}$ r_{Ri} – Radius der Rolle i, $K_{Kj} = \begin{cases} 1 & \text{für Außenkurve } (j=1) \\ -1 & \text{für Innenkurve } (j=2) \end{cases}$			x_{Fij}, y_{Fij}
12	RPO	-	$x_{M3}, y_{M3}, x_{F31}, y_{F31}, x_A, y_A$	$\overline{AM3}$, μ_{M3}
13	RPO	-	$x_{M4}, y_{M4}, x_{F41}, y_{F41}, x_K, y_K$	$\overline{KM4}$, μ_{M4}
14	RKA	-	$x_{Fij}, y_{Fij}, x_{Mi}, y_{Mi}, x_{M0i}, y_{M0i}$	$-K_{Kj}\rho_{Fij}$ $\sphericalangle MiF_{ij}M0i$
15	RPO	-	x_{A0}, y_{A0} , $x_E = x_{A0}+d$, $y_E = y_{A0}$, x_A, y_A	$\overline{A_0A}$, φ

Im Schritt Nr. 15 werden der Antriebswinkel φ und dessen Ableitungen φ' und φ'' nach dem Parameter u berechnet. Für die Ableitungen des Parameters u nach der Zeit gilt dann

$$\dot{u} = \frac{\dot{\varphi}}{\varphi'} \text{ und } \ddot{u} = \frac{\ddot{\varphi}}{\varphi'} - \frac{\varphi'' \dot{\varphi}^2}{\varphi'^3}, \tag{5.14}$$

wenn $\dot{\varphi}$ und $\ddot{\varphi}$ die Antriebswinkelgeschwindigkeit und -beschleunigung sind. Unter Verwendung dieser Größen und Gleichungen (3.2 und 3.3) lassen sich die Ableitungen $x' = dx/du$ und $x'' = d^2x/du^2$ eines beliebigen Parameters x nach u in dessen Zeitableitungen mit Gleichung (5.15) umrechnen.

$$x(t) = x(u(t)), \quad \dot{x}(t) = \frac{dx}{dt} = x' \frac{du}{dt}, \quad \ddot{x}(t) = \frac{d^2x}{dt^2} = x'' \left(\frac{du}{dt}\right)^2 + x' \frac{d^2u}{dt^2} \tag{5.15}$$

6 Rechnerunterstützte Auslegung von Führungskurvengetrieben

Oft geben Konstrukteure von Antriebssystemen heute gesteuerten Einzelachsen nur deshalb den Vorzug, weil sie in ihrer gewohnten Entwicklungsumgebung, dem CAD- oder Simulationssystem, zuwenig Unterstützung zur Auslegung mechanischer Antriebe bekommen [MS 00]. Zwar stehen ihnen mächtige Werkzeuge zur Nachrechnung und Parameteroptimierung zur Verfügung, der Prozess der Beschreibung von Bewegungen (Bewegungsdesign), die Auswahl von Getriebetypen und die Maßsynthese werden dagegen kaum unterstützt. Das hier vorgestellte Konzept soll die Auslegung von FKG in der Weise fördern, dass ausgehend von einer geometrieorientiert definierten FBA eine Reihe von Getriebetypen vorgeschlagen werden, die zur Realisierung in Frage kommen. Nach der Ermittlung der Abmessungen und der Analyse des 2D-Entwurfs erfolgen die weiteren kinetostatischen oder dynamischen Untersuchungen anhand des grobgestalteten Volumenmodells. Dazu ist es notwendig, den Schritt vom zweidimensionalen Getriebeschema zum dreidimensionalen Getriebemodell zu vollziehen. Realisiert wird dies mit Hilfe des parametrischen CAD-Systems Pro/ENGINEER und dem MKS-System MECHANICA/Motion. Im folgenden Text wird dementsprechend nur noch die Bezeichnung CAD- und MKS-System verwendet.

6.1 Systemübersicht

Die Struktur des Systems zur Auslegung von FKG orientiert sich an den derzeitigen Möglichkeiten der eingesetzten Systeme. Die Module zur Integration der Auslegung ebener FKG nutzen die Ressourcen des CAD- und MKS-Systems.

Das Hauptanliegen der rechnergestützten Auslegung ist die Unterstützung der frühen Entwurfsphasen ebener FKG. Die wichtigsten Entwurfsschritte wie Bewegungsdesign, Getriebesynthese und Konturberechnung stehen im Mittelpunkt des im **Bild 6.1** dargestellten Entwurfsprozesses. Diese werden in dem nach getriebetechnischen Gesichtspunkten gestalteten Berechnungsprogramm Pro/AleF)[1]

)[1] Pro: Hilfsapplikation zu Pro/Engineer; AleF: Auslegung ebener FKG

abgearbeitet. Der iterative Charakter des Entwurfsprozesses bedingt eine enge Verknüpfung der Entwurfsschritte.

Auf Seiten des CAD-Systems stehen die Funktionen zur Erzeugung der Geometrie im Mittelpunkt, wie Bild 6.1 zeigt. Verwendung finden die Funktionen des 2D-*Skizzenmodus* bzw. der Definition von *Bezügen* als zwei Möglichkeiten zur grafischen Beschreibung der FBA (Abschnitt 3.5.2). Die zum Aufbau eines Führungsgetriebes benötigten Teile, wie Getriebeglieder und Eingriffsorgane, werden als Modelle bereitgestellt. Da es sich hierbei um grobgestaltete Einzelteile handelt, können diese in Form von parametrischen Referenzmodellen hinterlegt werden. Die Anzahl der benötigten Teilemodelle wird dadurch stark verringert. Mit Hilfe von Referenzmodellen bzw. Referenzbaugruppen ist es bis zu einem gewissen Variationsgrad auch möglich, bereits gestaltete Getriebeglieder, Gehäuse und angrenzende Getriebe bzw. Normteile zu verwenden.

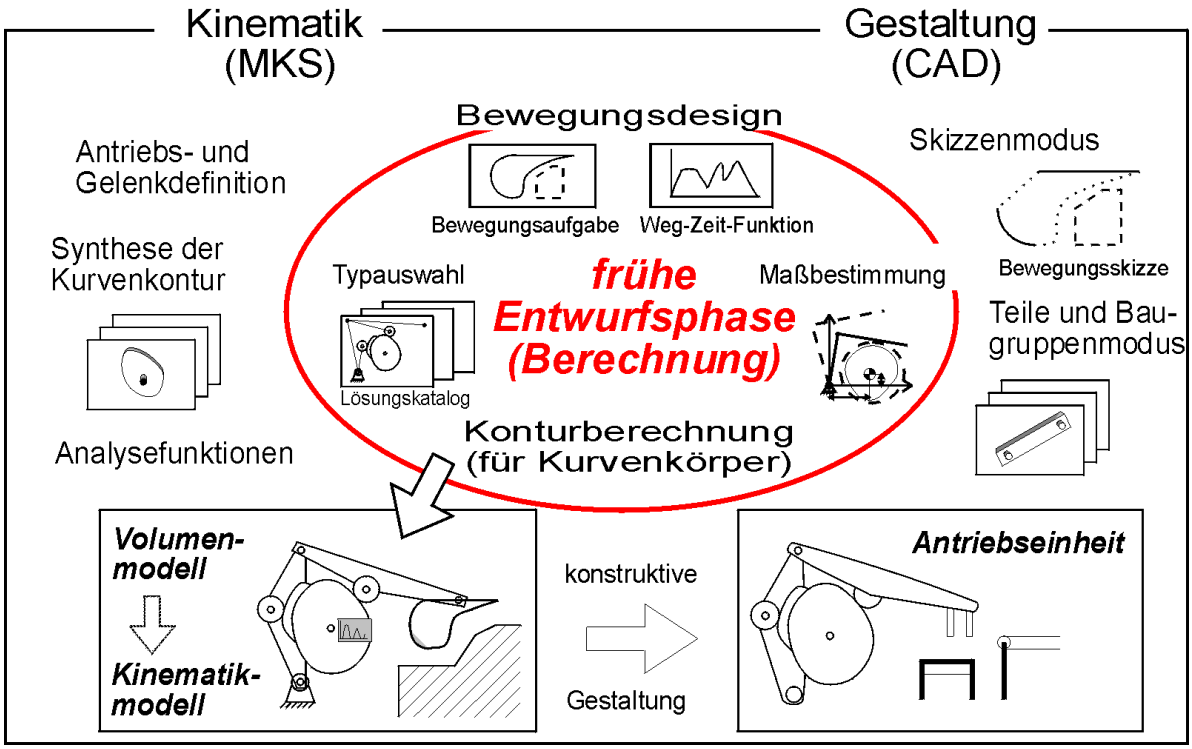


Bild 6.1: Systemaufbau

Für eine nachfolgende Analyse der Kinematik im MKS-System bildet die Baugruppe des CAD-Systems die Grundlage. Zur Überprüfung der Erfüllung der FBA kommt es bei der Erstellung eines ersten Entwurfs weniger auf ein feingestaltetes Modell

an, als auf ein funktionales Modell. Dieses lässt sich im Entwurfsprozess mit Hilfe eines MKS-Systems untersuchen. Die Vorteile des MKS-Systems sind dessen umfangreiche Möglichkeiten zur dynamischen Analyse und Simulation des Kinematikmodells, die dem Anwender nach erfolgtem Entwurf zur Verfügung stehen.

6.2 Grundlagen des Datenaustausches

6.2.1 Rechentechnische Realisierung der Schnittstelle

Als Schnittstelle zwischen dem CAD-System und dem Berechnungsprogramm Pro/AleF wird als Alternative zu den CAD-„internen“ Programmiertools, die Software Power/PRO-LINK [dok 99] eingesetzt. Mit dieser Software ist es möglich,

- Pro/ENGINEER optimal an bestimmte Aufgaben anzupassen,
- Applikationen zu entwickeln, ohne die schwierige Programmierung von Pro/Toolkit zu verwenden und

mit beliebigen externen Programmen zu kommunizieren [dok 99].

Die Software Pro-LINK kombiniert in geeigneter Weise den Zugriff auf die Datenstruktur des CAD-Systems mit der hochentwickelten Programmiersprache tcl/tk (**Bild 6.2**). Für den Zugriff auf die CAD-Datenstruktur werden Funktionen aus dem CAD-Interface Pro/Toolkit verwendet, die zu einzelnen häufig verwendeten Programmbausteinen zusammengefasst sind und so den Programmieraufwand erheblich verringern. Um diese Programmbausteine wurde die Programmiersprache tcl/tk erweitert und zur Schnittstellen-Software PRO-LINK kompiliert.

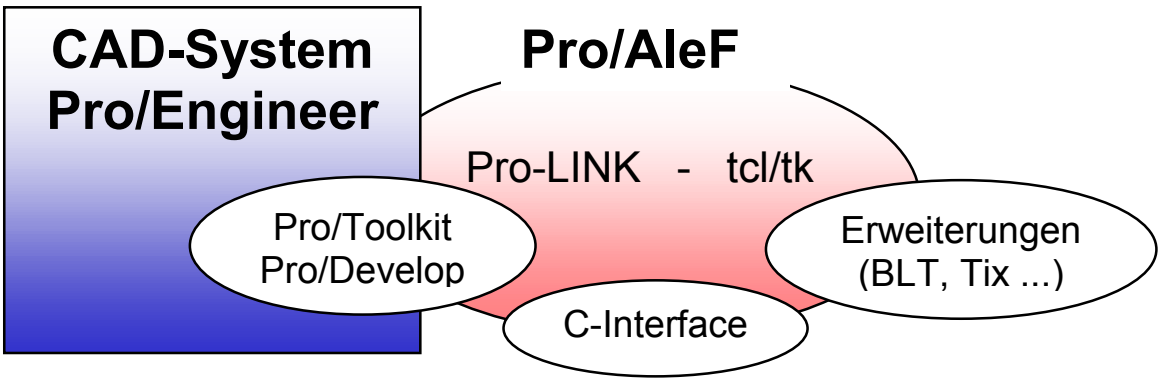


Bild 6.2: Struktur der Software-Schnittstelle

Die freiverfügbare Scriptsprache tcl/tk ist in den etwa 10 Jahren ihrer Entwicklung, zu einem außerordentlich vielseitigen Werkzeug bei der Programmierung plattformunabhängiger Applikationen geworden. In kurzer Zeit lassen sich einfache grafische Benutzeroberflächen erzeugen oder aber, unter Verwendung von dynamisch ladbaren C-Bibliotheken, umfangreiche Applikationen entwerfen. Die einfache Datenstruktur, die freie Verfügbarkeit im Internet und die vielen Erweiterungen haben zu einer schnellen Verbreitung dieser Programmiersprache geführt.

Für die Kommunikation der Schnittstellensoftware mit dem CAD-System gibt es zwei verschiedene Möglichkeiten, den synchronen oder asynchronen Modus. Im synchronen Modus wird Pro/AleF als Hilfsapplikation mittels Initialisierungsdatei im CAD-System geladen. Dabei erfolgt die Abarbeitung der Befehle der Pro-LINK-Applikation wie eine CAD-System-Anweisung seriell. Im asynchronen Modus kommuniziert Pro-LINK mit dem CAD-System über sogenannte Remote Procedure Calls. Das erlaubt eine parallele Arbeitsweise. Somit werden Operationen, die auf die Datenbasis des CAD-Systems zugreifen, im Hintergrund ausgeführt. Für die Bearbeitung der Beschreibung der FBA begünstigt der asynchrone Modus die parallele Interaktion mit der CAD-Oberfläche.

6.2.2 Informationsaustausch zwischen CAD/MKS-System und Berechnungsprogramm

Die Definition der Schnittstelle zwischen den Funktionen der Berechnungsapplikation und dem CAD/MKS-System unterteilt sich in die im **Bild 6.3** dargestellten Abschnitte. Für die Einbindung des *Bewegungsdesigns* wird die Datenübertragung realisiert, die im Bild 6.3 durch die Pfeile 1 und 2 dargestellt ist. Die Kopplung zur Übergabe der Getriebedaten, die aus den Programmschritten *Typkatalog* und *Maßsynthese* resultieren, verdeutlicht Pfeil 3. Zur Generierung des Kinematikmodells sind neben der Struktur und den Abmessungen noch weitere Steuerparameter notwendig. Die Übergabe der Geometrieparameter von Kurvenscheiben für das Getriebemodell ist nicht zwingend notwendig, da zur Ermittlung der Kontur auch die Funktionen des MKS-Systems verwendet werden können.

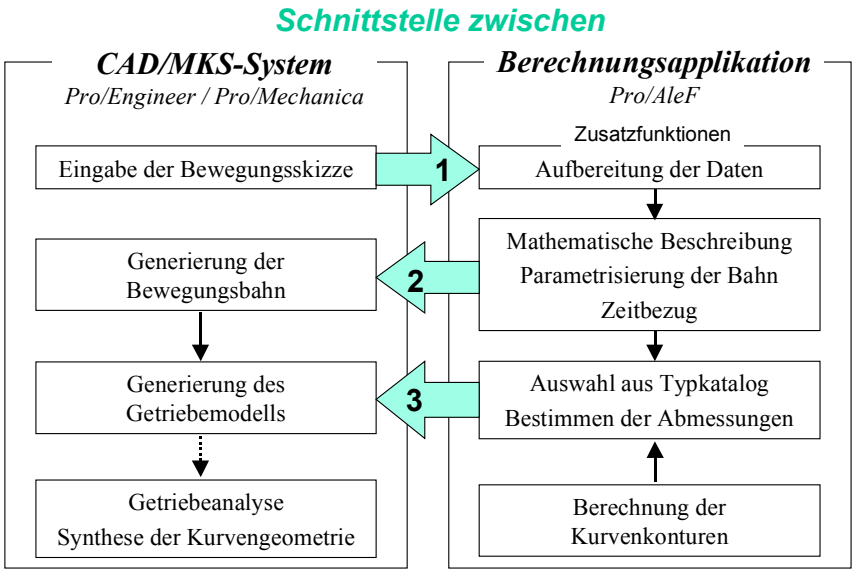
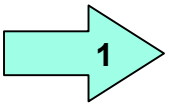
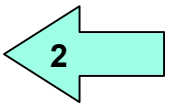


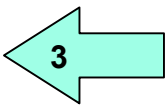
Bild 6.3: Schnittstelle der Berechnungsfunktionen



Die CAD-spezifischen Informationen der Bewegungsbahn des *Skizzen-Modus* oder der *Bezugspunkte* müssen an das Berechnungsprogramm übergeben werden. Mit Hilfe der Schnittstellensoftware wird auf die Daten der Bewegungsskizze im CAD-System zugegriffen. Der Zugriff auf Bezugspunkte erfolgt direkt, während die Elemente der CAD-Skizze auszuwählen sind.



Nach der Berechnung der Bewegungsbahn insbesondere der Antriebsparameter des zu führenden Punktes bzw. der Ebene und deren Bahnkurve erfolgt die Rückübertragung in das CAD/MKS-System. Antriebsparameter werden im MKS-System dem kinematischen Modell in Form einer Antriebsdatei zur Verfügung gestellt. Erst beim Start eines Rechenlaufs im MKS-System werden diese Dateien vom Gleichungslöser einbezogen. Dies hat zur Folge, dass die Antriebsdateien beim Aufbau des Kinematikmodells vorliegen müssen und über den Dateinamen mit dem Modell verknüpft werden. Eine spätere Veränderung der Antriebsparameter ist somit problemlos über diese Verknüpfung möglich, ohne Eingriff in das Kinematikmodell.



Zur Erzeugung eines Modells ist die Spezifik des jeweiligen CAD-Systems wichtig. Allgemein besteht ein Modell aus Teilen die zu Baugruppen zusammengefügt werden. Jedes Getriebe besteht anhand seiner

Struktur aus einer vorgegebenen Zahl von Gliedern, die nach einer festen Reihenfolge über Gelenke verbunden sind. Unter Verwendung dieser topologischen Informationen sowie der aktuellen Abmessungen des Getriebes ist ein entsprechendes Baugruppenmodell zu generieren. Die Übergabe der Daten der Kurvenkontur ist optional und hängt davon ab, ob die Analyse im Berechnungsprogramm oder im MKS-System durchgeführt wird.

6.3 Komponenten des Berechungsprogramms

Im Anschluss an die Erläuterung der jeweiligen Programmkomponente erfolgt die Demonstration des Ablaufs anhand der Lösung der FBA aus Abschnitt 3.6.1.

6.3.1 Programmteil Bewegungsdesign

Die Aufgabe dieses Programmteils besteht in der Berechnung der Bewegung eines Punktes oder einer Ebene. Dazu gilt es, die Vielzahl von Informationen, die die FBA beinhaltet, aufzunehmen und auszuwerten. Die unter Abschnitt 3.3 beschriebenen Hilfsmittel werden als Programmkomponenten bereitgestellt. Die Eingabe der Geometrieparameter der Bahnkurve kann sowohl im CAD-System als auch im Bewegungseditor des Berechnungsprogramms erfolgen. Die Möglichkeiten des Bewegungseditors gehen über die alleinige Eingabe der Geometrieparameter in der Weise hinaus, dass gezielt Eigenschaften der Stützpunkte bzw. Ebenenlagen definiert werden. Parallel dazu erscheinen die wichtigsten Informationen, wie Punktkoordinaten, Ebenenwinkel und Bahnparameter, in übersichtlicher Form in der *Bewegungstabelle.* Alle weiteren Daten, wie Art des Bahnsegmentes, Parameterstrategie und Parameterwert sowie der Randwerte zur Spezifikation des Übergangs zwischen den Stützpunkten bzw. den Ebenenlagen, stehen in einer separaten Übersicht und sind jederzeit einsehbar.

Die Anwendung der unter Abschnitt 3.3.1 dargestellten Symbolik ermöglicht es, bereits anhand der Skizze zu erkennen, ob es sich um eine zeitbezogene Bewegung handelt. Ist dies der Fall, hat eine genaue Definition eines Antriebs- oder Zeitparameters sowie dessen Zuordnung zum Bahnparameter *Bogenlänge* zu erfolgen. In Abhängigkeit von der gewählten Parameterstrategie wird der Parame-

terwert berechnet. Zur Berechnung der Bezugsbewegung wird auf die zur Auslegung der Übertragungsfunktion verwendeten Bewegungsgesetze zurückgegriffen.

Beschreibung einer antriebsbezogenen Punktführung

Die Beschreibung der FBA unter Verwendung der CAD-Applikation Pro/AleF beginnt mit dem Entwurf der Bahnkurve im *Skizzen-Modus*. **Bild 6.4** zeigt im linken oberen Bereich die im CAD-System definierte Skizze der Führungsbahn. Nach dem Einlesen der Skizzenparameter wird mit dem Aufruf *Bewegungstabelle* in das Berechnungsprogramm gewechselt und die Oberfläche der *Bewegungstabelle* erscheint. Die auszuwertenden Parameter werden an das Berechnungsprogramm übergeben und alle geometrischen Informationen aus dem CAD-System für jeden Stützpunkt bzw. jede Ebenenlage in der gelesenen Reihenfolge tabellarisch aufgelistet. Die in Bild 6.4 dargestellte *Bewegungstabelle* wird mit den Daten der Skizze und mit Standardwerten für die noch unvollständigen, geometrischen und kinematischen Angaben gefüllt.

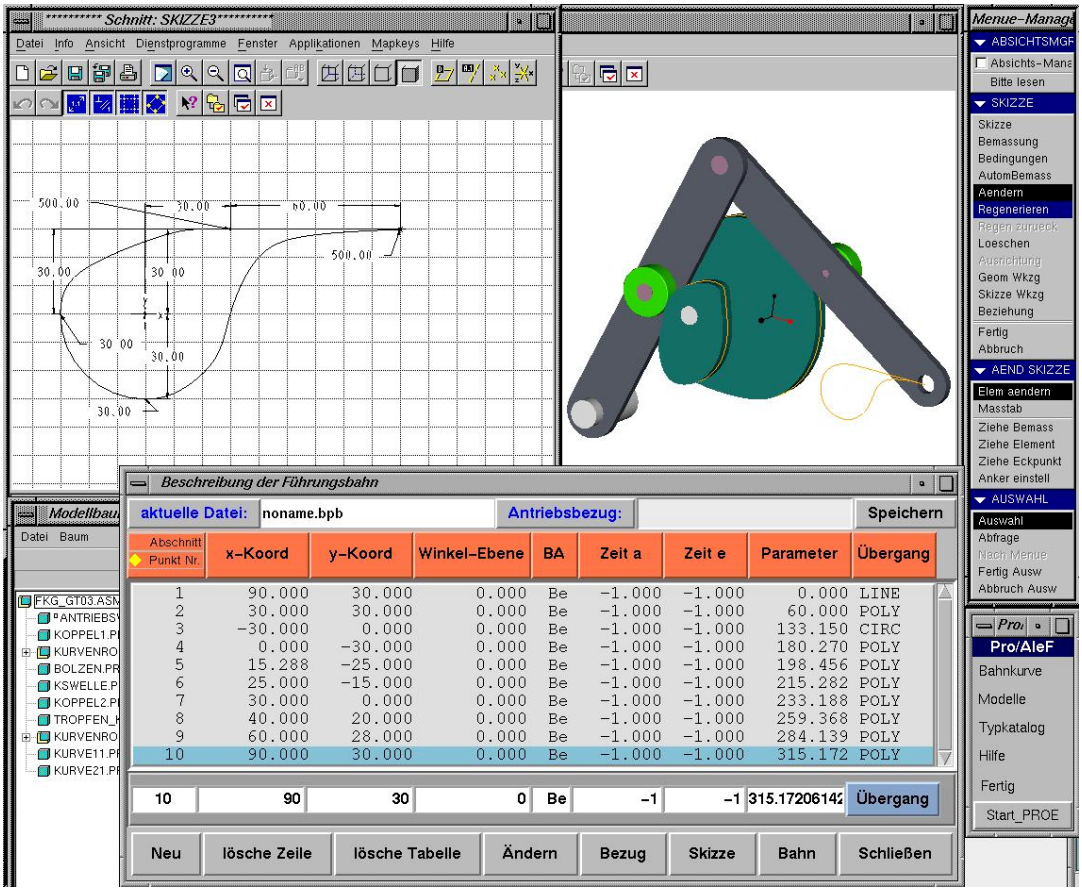


Bild 6.4: Aus einer Skizze abgeleitete Bewegungsbahn-Tabelle

Damit die geometrischen und kinematischen Daten einer komplexen Bewegungsbahn genau den Vorgaben der FBA entsprechen, gilt es diese anzupassen und ggf. um kinematische Parameter zu ergänzen. In der nachfolgenden Feinabstimmung der Bewegungsbahn erfolgt die Definition von Stetigkeitsforderungen, Randwerten und Zielkriterien aus Tabelle 3.4 für die detaillierte mathematische Beschreibung. Zur mathematischen Beschreibung der freien und der punktweise vorgegebenen Bahnabschnitte wird das unter Abschnitt 3.4.6 aufgeführte interpolierende Polynom verwendet.

Aufgrund des geforderten Zeitbezugs werden den Stützpunkten die entsprechenden Zeiten zugeordnet. Mit Hilfe der Funktion *Bezug* wird daraus die Bewegungsbezugs-Tabelle generiert und mit den Parametern für den Antriebsbezug aus Tabelle 3.4, S. 24 gefüllt, wie dem Bahnparameter und der Bewegungsaufgabe. Aus diesen Angaben sowie vorgegebenen variierbaren Optimierungsparametern lässt sich die Übertragungsfunktion berechnen und in Diagrammen ausgeben (**Bild 6.5**). Diese Übertragungsfunktion dient im weiteren als Bezugsfunktion für die Berechnung der Führungsbewegung.

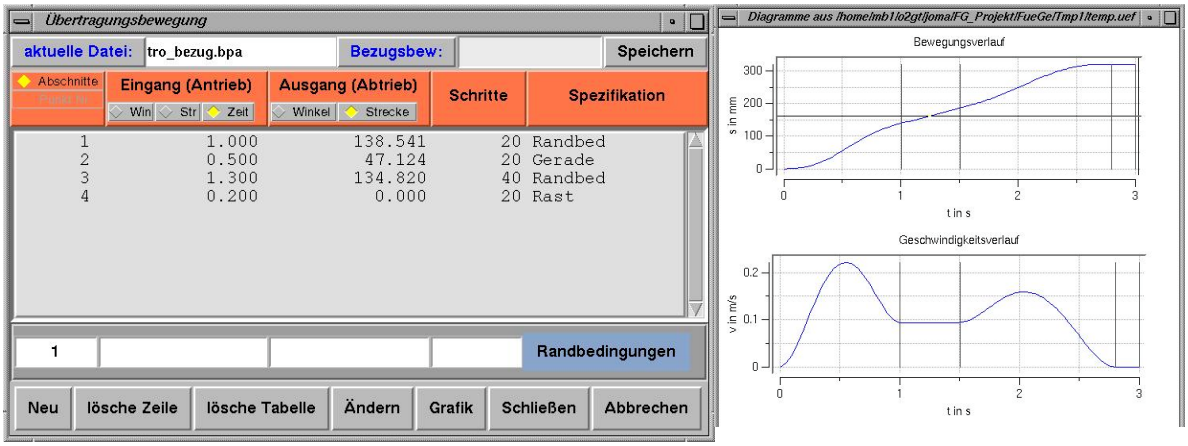


Bild 6.5: Tabelle und Diagramm zur Modifikation der Bezugsbewegung

Nach der Ermittlung der Bezugsfunktion erfolgt die Berechnung der Führungsbewegung für jede Koordinate sowie die Darstellung der Bahnkurve. Im Anschluss daran kann der Anwender mit Hilfe der Bewegungsdiagramme den berechneten Bahnverlauf bewerten und mit den Vorgaben vergleichen. Bei positiver Bewertung werden die Dateien der Antriebsparameter der Punkt- oder Ebenenbewegung für

das MKS-System angelegt. Als Ergebnis des Bewegungsdesigns wird die Führungsbewegung berechnet und deren geometrischer Verlauf als Bahnkurve in das Modell des Führungskurvengetriebes einbezogen, wie Bild 6.4 zeigt.

Eine anschaulichere Form des Bewegungsdesigns, im Gegensatz zu den CAD-Standardfunktionen, stellt die komplette graphische Definition der FBA dar. Da hierfür die Funktionen des CAD-Systems nicht ausreichen, wurde ein grafischer Bewegungseditor entwickelt (**Bild 6.6**). Anhand der unter Abschnitt 3.3.1 definierten Symbolik können die vorhandenen geometrischen Bahninformationen ergänzt bzw. neue FBA definiert werden. Der grafische Bewegungseditor ist direkt mit der Bewegungstabelle verbunden, womit gewährleistet wird, dass die Werte der Tabelle immer den aktuellen Stand der FBA darstellen.

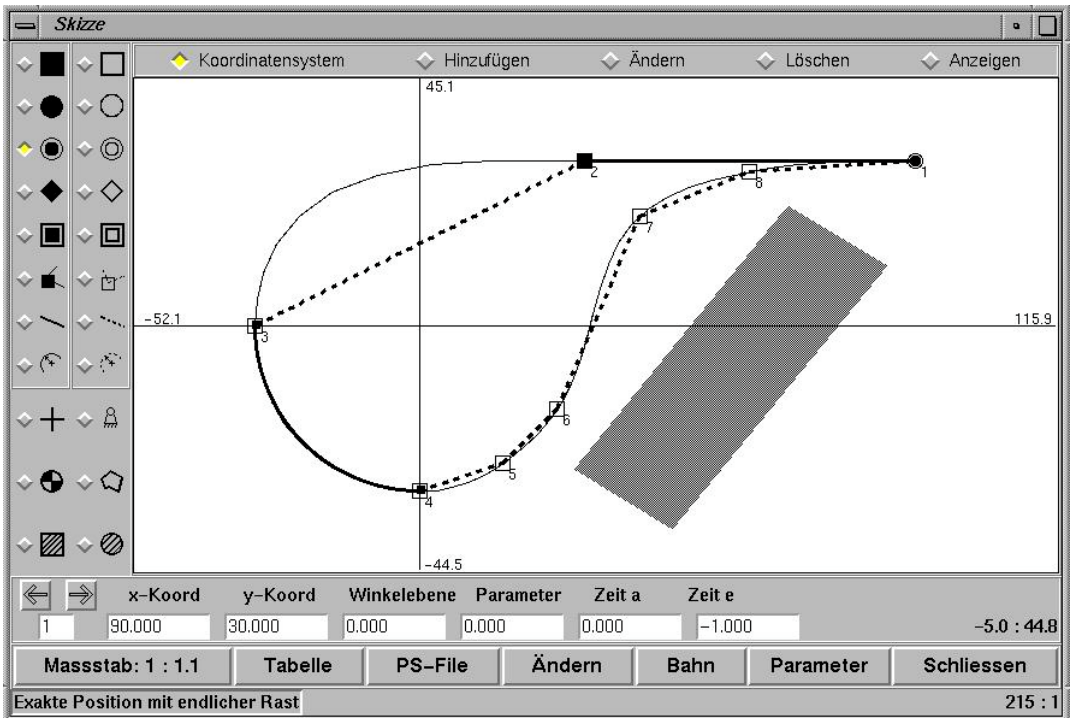


Bild 6.6: Grafischer Bewegungseditor

Die Arbeit mit dem Bewegungseditor ermöglicht eine bessere Bewertung der erzielten Ergebnisse. Durch den direkten Vergleich der berechneten und der vorgegebenen Bahnkurve, können Veränderungen der Qualität der Bahnkurve im Berechnungsprogramm vorgenommen werden. Dies betrifft neben der Güte der Parametrisierung die Anpassung der Randwerte sowie die Einhaltung des Bauraums und der Sperrzonen.

6.3.2 Programmteil Typkatalog

Zur Unterstützung der Auswahl eines Getriebetyps wurde der tabellarische Lösungskatalog in Form einer erweiterbaren Datenbank in das Berechnungsprogramm integriert. Über ein Datenbankformular, das den Rubriken des Lösungskatalogs entspricht, können auf einfache Art weitere Getriebestrukturen hinzugefügt werden. Darüber hinaus ermöglicht es die Datenbank, unterschiedliche Varianten einer Getriebestruktur aufzunehmen. Durch die Verknüpfung der Daten der Getriebevariante mit denen der Getriebestruktur verfügt die Variante nur über deren spezifischen Informationen. So lässt sich auch ein großer Fundus verschiedener Lösungen einfach verwalten. Um den Zugriff auf die Getriebevarianten zu erleichtern, können diese zusätzlich Projekten zugeordnet werden (**Tabelle 6.1**).

Tabelle 6.1: Daten-Hierarchie

Name der Getriebestruktur	**Name des Projektes**	**Name der Getriebevariante**
gt4g2k01)*	Projekt A	Variante A1
		Variante A2
	Projekt B	Variante B1
		Variante B2
		Variante B3
		Variante 11

)* Getriebetyp 4 gliedrig 2 Kurvengelenke lf. Nr. 01

Die bereits im Lösungskatalog nach ordnenden Gesichtspunkten abgelegten Informationen der Getriebestrukturen vereinfachen das Erstellen einer Datenbankstruktur. Für die hier verwendete SQL-Datenbank existiert die Erweiterungskomponente *FASTBASE* zu tcl/tk. Damit lassen sich alle Zugriffsoperationen direkt vom Berechnungsprogramm aus steuern.

Das der Datenbank zugrundegelegte Konzept zwischen Getriebestruktur und Getriebevariante zeigt **Bild 6.7**. Die Information des Lösungskatalogs mit Ausnahme der Eigenschaftenliste und der Hinweise sowie die Berechnungsschritte werden von der Struktur vorgegeben. Im Unterschied zur Getriebestruktur besitzt jede

Getriebevariante eine eigene Liste mit Eigenschaften und Bemerkungen sowie zusätzlich die Informationen zu ihrem CAD-Modell. Weiterhin verfügt die Variante über einen Verweis zur FBA, die mit der Getriebevariante realisiert wurde.

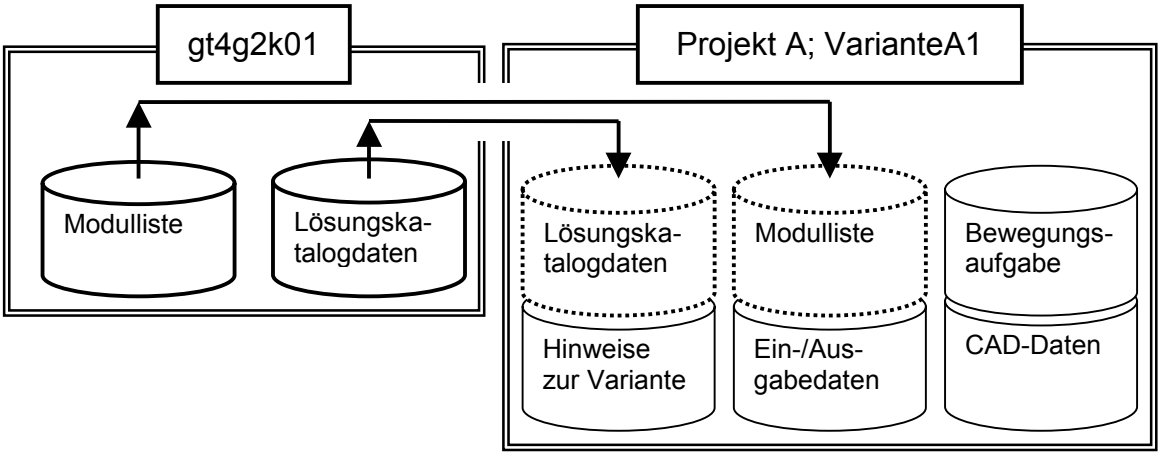


Bild 6.7: Datenkonzept zwischen Struktur und Variante

Neben den Daten des Lösungskataloges, die zur Auswahl eines Getriebes dienen, werden für jede Struktur die zur Analyse und teilweise Synthese benötigten Berechnungsdaten in der Datenbank abgelegt. Die Gruppierung der Berechnungsdaten orientiert sich an der im Programm *KAMOS* [Bra 91a] verwendeten Kommandodatei. Diese Folge von Anweisungen beinhaltet die nach dem Getriebeaufbau geordnete Liste der Module zur Abbildung der Struktur des Getriebes, die Liste aller zur Analyse notwendigen Abmessungen als Eingabeparameter und die Liste der Ausgabedefinitionen.

Der Aufbau der Liste der Module entspricht denen der Tabelle 5.4 und der Tabelle 5.5 auf S. 111. Zur universellen Verknüpfung der Modulparameter mit den Eingabeparametern, wie Punktkoordinaten, Längen, Winkel und Orientierungen, dienen fortlaufende Parameterbezeichner. Die Identifikation der Parameterbezeichner mit den Bezeichnern der Getriebestruktur erfolgt bei der Definition der Eingabedaten. Die Art der Ausgabe von Ergebnissen lässt sich beliebig steuern. Dazu kann die Art der Elemente wie Bahnkurve, Diagramm, Tabelle oder Datei für jede Variante individuell definiert werden.

Auswahl eines Getriebes

Für die Auswahl eines Getriebes stehen eine Reihe von Suchstrategien zur Verfügung. Nach der Definition der FBA stellen deren Merkmale ein erstes Auswahlkriterium dar. Mit steigender Komplexität verringert sich die Anzahl der einsetzbaren Getriebe. Als weitere Auswahlkriterien führen die Ordnungskriterien zu einer nochmaligen Reduzierung der Anzahl möglicher Getriebe. Die formbestimmenden Eigenschaften sowie die Baugröße dienen dabei zur zusätzlichen Orientierung. Ebenso lässt sich die Suche auf die Varianten bestimmter Strukturen ausweiten, indem Kennwerte zur Beschreibung der Laufeigenschaften sowie Hinweise zu den Varianten ausgewertet werden.

Die nachfolgend demonstrierte Vorgehensweise eines Suchzyklus basiert auf den im Anhang A dargestellten Lösungen. Für die im Abschnitt 3.6.1 definierte FBA lassen sich die charakteristischen Merkmale zusammenfassen in

- Punktführung mit Zeitbezug bei exakter Erfüllung der kontinuierlich beschriebenen, geschlossenen Bahnkurve.

Die Anzahl geeigneter Getriebe reduziert sich somit auf die Getriebe mit mindestens zwei Kurvenscheiben und mehr als drei Gliedern. Beschränkt man sich in einem weiteren Suchzyklus auf die Strukturen mit zwei Kurvenscheiben, reduziert sich die Anzahl der Strukturen auf sieben. Ungeeignet für die Erfüllung der FBA sind die zwei Getriebestrukturen Nr. 04 und Nr. 06 im Anhang A deren Kurvengelenke im Gestell liegen. Die Form der geschlossenen Bahnkurve verhindert es, den Antriebsdrehpunkt innerhalb der Bahnkurve anzuordnen. Diese Einschränkung lässt sich über das Suchkriterium „topologische Eigenschaften“ steuern (**Bild 6.8**). Danach verbleiben die fünf Strukturen in **Bild 6.9** mit 4 bzw. 6 Gliedern, geordnet nach der Gliederanzahl, in der Auswahlliste.

Staffelt man diese fünf Getriebe nach der kleinsten Baugröße kommen die Getriebestrukturen *gt4g2k02* und *gt6g2k01* in die nähere Auswahl. Diese beiden Getriebestrukturen besitzen ein bzw. kein allgemein bewegtes Kurvenglied. Bei annähernd gleichen Laufeigenschaften benötigt das sechsgliedrige Getriebe aufgrund der im Gestell drehenden Eingriffsglieder den geringeren Bauraum. Dagegen

besitzt das viergliedrige Getriebe aufgrund der wenigeren Glieder und Gelenke den geringeren Spieleinfluss. Die Zwanglaufsicherung der Kurvengelenke muss jedoch bei beiden Getrieben noch vorgesehen werden.

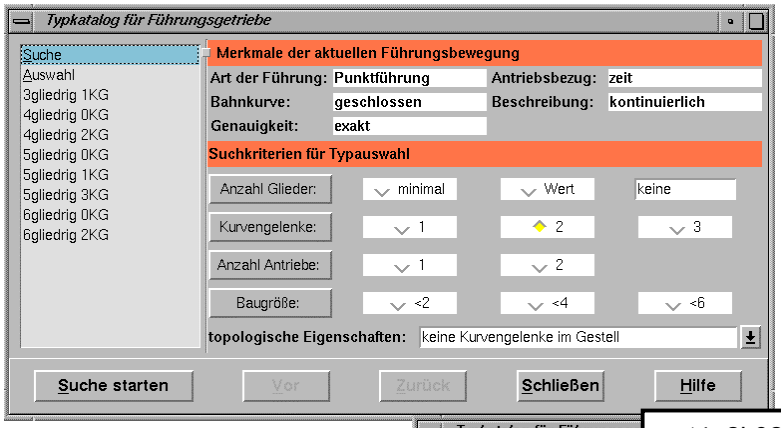


Bild 6.8: Programmdialog zur Typsuche

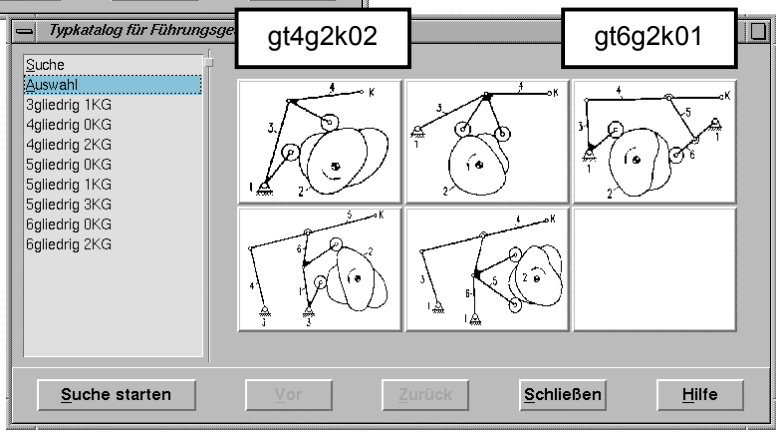


Bild 6.9: Auswahlliste der Getriebestrukturen die die aktuellen Suchkriterien erfüllen

Für das Bestimmen der kinematischen Abmessungen des Koppelgetriebes muss derzeit noch auf eine externe Software zurückgegriffen werden. Es besteht lediglich die Möglichkeit des Anpassens vorhandener Abmessungen an eine neue FBA. Diese universelle Methode führt zumindest zu einer Anfangslösung für eine nachgeschaltete Optimierung. Die zur Analyse des Getriebes notwendigen Kennwerte wie der Verlauf der Krümmung und des Übertragungswinkels sind Bestandteile der Berechnungsfolge der Getriebestruktur.

6.3.3 Programmteil CAD-Modell

Das Ziel dieses Programmteils ist es, den Schritt vom 2D-Getriebeschema zu einem 3D-Modell zu vollziehen und dabei ein umlauffähiges Getriebemodell zu erzeugen. Das erfordert eine Reihe von Informationen, die das 2D-Schema nicht enthält, wie die Breite und Tiefe der Glieder sowie die Tiefenschachtelung der Teile der Baugruppe. Um diese Parameter zu ermitteln, sind die aus den Belastungen

des Getriebes resultierenden Beanspruchungen der Glieder und Gelenke notwendig. Da diese Informationen vorerst nicht Inhalt der FBA sind, werden die Anfangswerte aus geometrischen Beziehungen gesetzt. Die Anforderungen im Hinblick auf die Modellierung der Getriebeglieder bestanden darin, möglichst wenige, einfach gestaltete Referenzteile einzusetzen. Jedes zusätzliche Konstruktionselement in einem Teil entwickelt sich zum Unsicherheitsfaktor beim Regenerieren der Modelle.

Modellierung der Teile

Die Modellierung der Getriebestrukturen des Lösungskatalogs zur Analyse bzw. Optimierung erfordert in der frühen Entwurfsphase ein einfaches aber funktionelles Modell. Die Anzahl der erforderlichen Teile lässt sich durch die Verwendung eines parametrischen Baukastens wesentlich reduzieren. Zur Modellierung der ebenen FKG mit nur Drehgelenken werden als Basiselemente je ein Gelenkglied, ein Gestellglied, eine Kurvenscheibe, ein Eingriffsorgan und ein Verbindungselement, z. B. Welle und Bolzen, benötigt und in einer Modellbibliothek abgelegt.

Jedes Modell in Pro/ENGINEER besitzt eine Liste der Hauptkonstruktionsschritte und -parameter. Diese Modellkonstruktionsliste kann so modifiziert werden, dass beim Regenerieren des Modells anhand von Beziehungen eine Vielzahl von Varianten definierbar sind. Dieser Vorgang lässt sich vergleichen mit dem Ausführen eines Programms, das entsprechend den definierten Steuerparametern verschiedene Verzweigungen durchläuft. So lässt sich aus einem Teilmodell *Gelenkglied* jeweils ein Zwei-, Drei- oder Viergelenkglied erzeugen. Diese Gelenkanzahl reicht für die Getriebe des Lösungskatalogs aus.

Das *Gelenkglied* besitzt aufgrund seiner maximal 4 Anschlussgelenke die größten Anforderungen an die Modellierung. Die im **Bild 6.10** dargestellten drei Varianten eines Drehgelenkgliedes sind alle aus einem Basisteil entstanden. Der dargestellte Modellbaum zeigt die Anzahl benötigter Konstruktionselemente für das Viergelenkglied. Das *Gelenkglied* verfügt bereits über zusätzliche Bezugspunkte in den Anschlussgelenken, die für die Definition von Gelenken im separaten Modus des MKS-Systems benötigt werden.

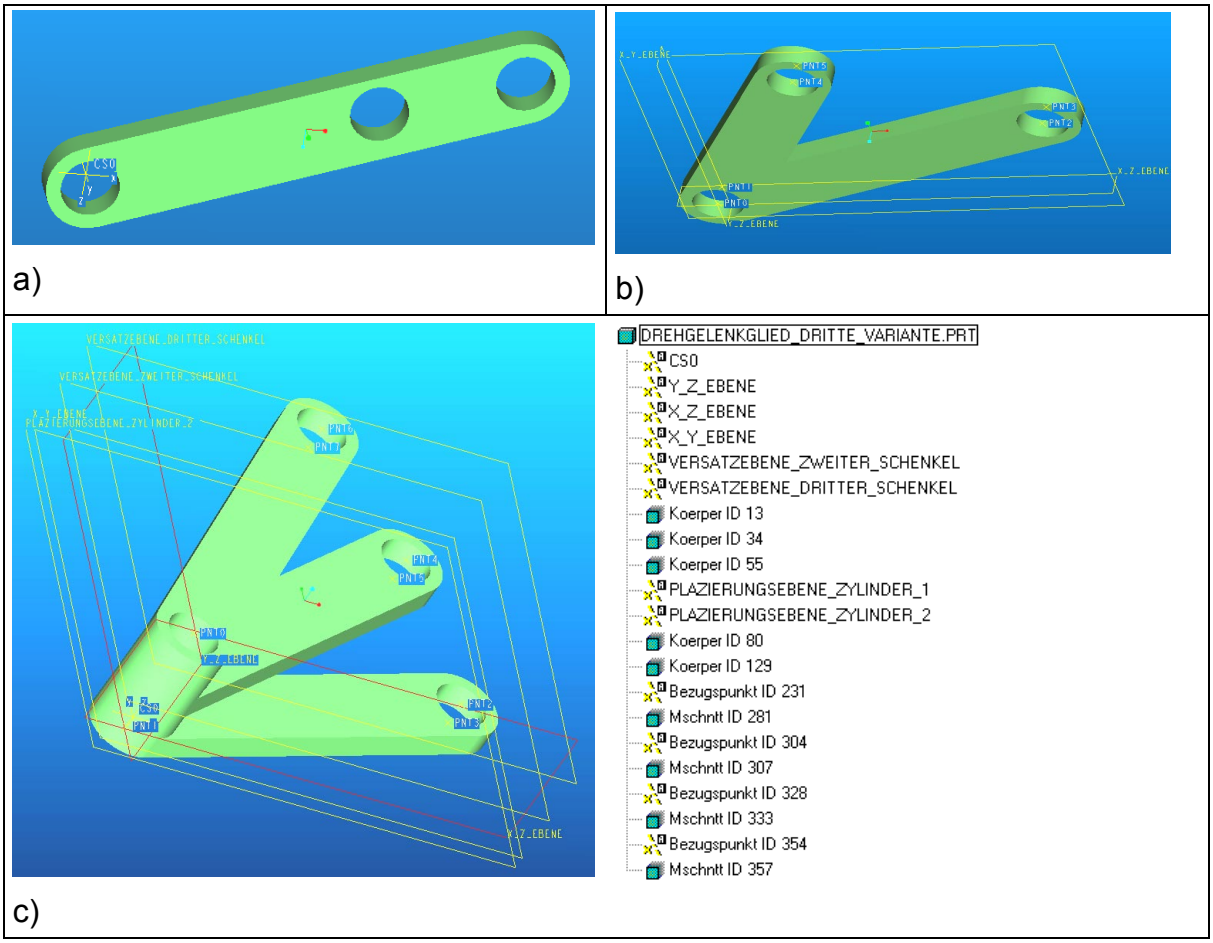


Bild 6.10: Varianten des Gelenkgliedes; Schwenkelwinkel a) 1 Grad und b) 30 Grad eines Dreigelenkgliedes; c) Viergelenkglied mit Tiefenversatz der Schenkel und dessen Modellbaum [Mül 01]

Das Bauteil *Gestell* wird für eine Analyse im MKS-System als Basisteil verwendet und besitzt für die Gestaltung nur symbolischen Charakter. Das Bauteil *Kurvenscheibe* basiert auf den Daten des Berechnungsprogramms, die in Form einer *Bezugskurve* die Referenz für das CAD-Modell darstellen. Der Austausch der *Bezugskurve* führt somit zur Veränderung der Kurvenscheibenkontur. Die weiteren zu modellierenden Teile sind das Eingriffsorgan *Rolle* und das Verbindungselement *Bolzen*, deren Modellgeometrie als einfache Hohl- bzw. Vollzylinder ausgebildet ist.

Methoden des Zusammenbaus

Für die Organisation des Zusammenbaus der Teile des Getriebes wurde neben den Methoden *Skelettmodell* und *Referenzmodell* eine Methode *Koordinatensystemmodell* entwickelt. Unter der Verwendung dieser Methoden soll als wesentliche Anforderung der automatische Zusammenbau des Getriebemodells anhand der Daten

des 2D-Schemas erfolgen. Eine für einige Zusammenbaufunktionen bedeutende Bedingung beruht auf der Abhängigkeit der Reihenfolge des Zusammenbaus der Teile, den sog. Eltern-Kind-Beziehungen. Dies bedeutet, dass Teile (Eltern), die zu einem frühen Zeitpunkt eingebaut wurden und eine Referenz zu später hinzugefügten Teilen (Kindern) besitzen, nicht ohne weiteres austauschbar sind. Um diese Einschränkung bei der Änderung einer Baugruppe auszuschließen, muss auf die zumeist einfachen, schnell zu modellierenden Funktionen verzichtet werden.

Das *Referenzmodell* beruht auf einer bereits vorhandenen Getriebebaugruppe, die über eine Liste definierter Parameter verfügt, mit denen eine Variation der wichtigsten Abmessungen des Modells möglich ist. Die zum Erzeugen der Baugruppe benötigten Getriebeglieder werden über Bedingungstypen (Referenzen) verknüpft. *Referenzmodelle* bieten sich an, wenn die Abmessungen einer oder mehrerer Komponenten im Nachhinein variiert werden sollen, ohne die Anzahl und die Zusammenbaubeziehungen der Komponenten zu verändern. Insbesondere einmal vergebene kinematische Eigenschaften eines solchen Modells bleiben erhalten.

Ein *Skelettmodell* ist ein Baugruppengerüst zur Festlegung und Charakterisierung von Referenzen oder Größenverhältnissen. An dieses Gerüst, das Zusammenbau- sowie Maßabhängigkeiten besitzt, werden die Teile „angehängt“. Die Bauteile stehen hierbei in direkter Verbindung zu dem *Skelettmodell*. Die Verwendung eines solchen Modells liefert folgende Vorteile:

- Die einzubauenden Komponenten beziehen sich nur auf das Skelettmodell und somit nicht auf andere Komponenten in Form von Eltern-Kind-Beziehungen.
- Die Bauteile können schnell und einfach ausgetauscht werden und
- Bewegungsanalysen lassen sich ohne aufwendige geometrische Beziehungen realisieren [KHK 00].

In direkter Anlehnung an das *Skelettmodell* und dessen Vorteile wurde ein *Koordinatensystemmodell* entwickelt. Der Einbau der Komponenten des Getriebes erfolgt über Bezüge, speziell über Koordinatensysteme. Die freie Vorgabe der Lageparameter für die Verschiebung in x-, y- und z-Richtung der Gliedkoordinatensysteme

erfolgt gegenüber dem globalen Koordinatensystem. Ausgangspunkt des Zusammenbaus bildet somit eine Baugruppe aus Koordinatensystemen, die sich über deren Lageparameter im Raum anordnen lassen. Für den Zusammenbau wird das Koordinatensystem eines Teils mit einem „lokalen“ Koordinatensystem der Baugruppe verknüpft, womit sich jederzeit die Position der Teile direkt verändern lässt.

Ablauf der Modellierung eines FKG

Nach der Auswahl eines Getriebes und der Ermittlung der Abmessungen besteht die Möglichkeit der Analyse im Berechnungsprogramm. Weiterführende Untersuchungen werden jedoch mit Hilfe eines 3D-Modells durchgeführt. Der Ablauf des Überführens der Daten aus dem Typkatalog sowie der Berechnungsergebnisse erfolgt auf „Knopfdruck“ in der Weise, dass für jedes Element des Getriebes ein Teil oder ein Bezug erzeugt wird. Dabei wird auf die Basisteile der Modellbibliothek zurückgegriffen. Alle Teilemodelle werden in dem Projektverzeichnis dieser Getriebevariante bereitgestellt.

Im nächsten Schritt erfolgt der Zusammenbau des Getriebes. Hier begünstigen die Vorteile des *Koordinatensystemmodells*, wie die einfachen Referenzen ohne Eltern-Kind Beziehungen und die gute Unterstützung durch die Schnittstellensoftware, die Wahl dieses Verfahrens. Nachdem die Parameter der Koordinatensysteme mit den Werten des 2D-Schemas überschrieben wurden, erfolgt der automatische Zusammenbau des 3D-Modells mit Hilfe der Zuordnungsvorschrift „Teilkoordinatensystem-Baugruppenkoordinatensystem“. Die vorerst definierte Tiefenschachtelung muss nach der Aktualisierung der Daten vom Anwender noch überprüft und ggf. reorganisiert werden. In diesem Ablauf kann das Modell wahlweise mit oder ohne Kurvenscheiben generiert werden.

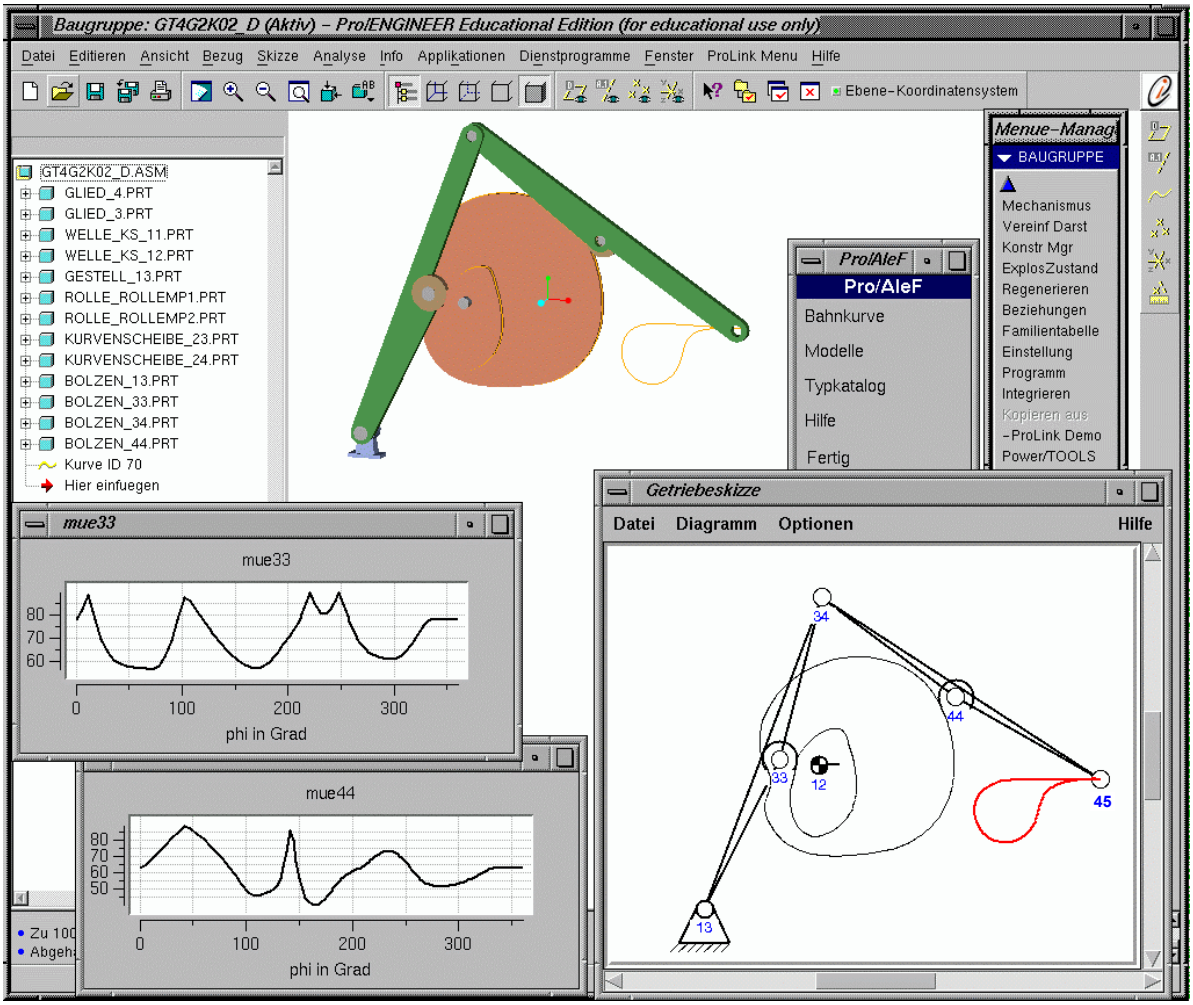


Bild 6.11: Getriebeschema im Berechnungsprogramm und davon abgeleitetes 3D-CAD-Modell

Bild 6.11 zeigt die Oberfläche des CAD-Systems mit dem Modell des FKG *gt4g2k02* sowie dem Dialogfenster des Berechnungsprogramms Pro/AleF. Im Berechnungsprogramm wird mit Hilfe von Kennwerten das FKG dimensioniert, z. B. den Übertragungswinkeln an den Kurvengelenken 23 und 24. Aus den Daten des 2D-Schemas wird im CAD-System automatisch ein 3D-Modell aufgebaut, indem die dazu notwendigen Funktionen mit Hilfe eines Softwaretools realisiert werden. Die Bauteile werden von den Referenzteilen abgeleitet, mit den aktuellen Parametern versehen und über ihre lokalen Koordinatensysteme eingebaut. Als Basis dient hier das Koordinatensystemmodell.

Die Konstruktionselemente im Modellbaum des Bildes 6.11 zeigen neben den Hauptteilen und der Bahnkurve noch die zusätzlich eingefügten Verbindungselemente, die Bolzen, an. Erfolgt die weitere konstruktive Gestaltung des Modells ohne

Veränderung der Parameterbeziehungen der Teile, kann dieses als Referenzmodell verwendet werden. Neben den konstruktiven Veränderungen können so auch die Eigenschaften eines Mechanismus in Form eines MKS-Modells integriert werden.

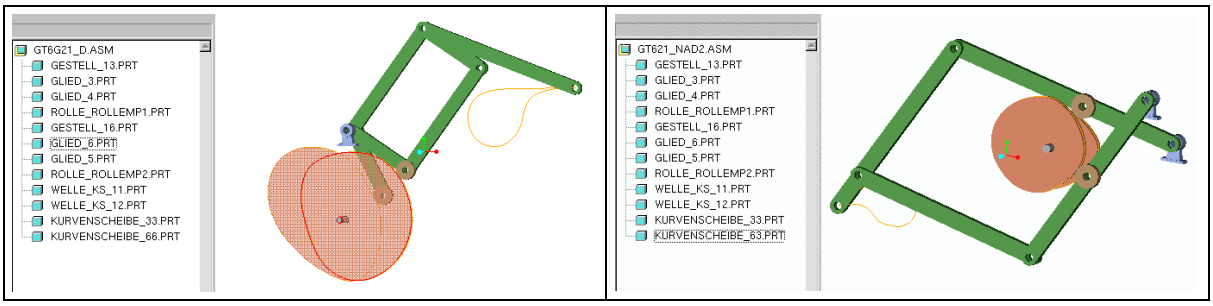


Bild 6.12: Vergleich zweier CAD-Modelle abgeleitet aus einer Struktur

Die in **Bild 6.12** dargestellten CAD-Modelle besitzen die gleiche Getriebestruktur, die des Getriebes Nr. 16 im Anhang A. Auf der Basis eines Referenzmodells wurde das rechte Modell über das Umdefinieren der Parameterwerte von dem linken Modell abgeleitet. So lassen sich auch von einem vorhandenen Getriebemodell, verschiedene Varianten für unterschiedlichen Führungsbewegungsaufgaben ableiten.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die häufige und zyklische Anpassbarkeit der technologischen Aufgabe bestimmt hauptsächlich die Antriebsvariante die zum Einsatz kommt. Dabei ist nicht immer die teuerste Variante auch die beste. Der Hang zur Hochtechnologie (Over-Engineering) in den Bereichen des Maschinenbaus zeigt eine Reihe von Schwächen, wie häufige Störanfälligkeit, komplizierte Bedienung oder hohe Kapitalbindung. Zum Teil haben diese Schwächen erhebliche Verfügbarkeitsverluste zur Folge [Kal 97]. Vielmehr ist die Entwicklung modularer Antriebssysteme nach dem Baukastenprinzip sowie die Standardisierung unter Nutzung moderner CA-Technologien voranzutreiben. Für die Auslegung mechanischer Antriebslösungen bedeutet diese Modularisierung im verstärkten Maße Funktionalitäten kommerzieller CAE-Systeme zu nutzen und zu erweitern.

Die vorliegende Arbeit stellt sich zum Ziel, einen Beitrag zur Lösung von Führungsbewegungsaufgaben unter Verwendung ebener Führungskurvengetriebe (FKG) zu leisten. FKG sind kombinierte Getriebe; sie bestehen aus Gliedergruppen von Koppel- und Kurvengetrieben und haben die Aufgabe, Punkte auf bestimmten Bahnen oder Ebenen durch gegebene Lagen zu führen. Die zur Auslegung wichtigen Entwurfsschritte, wie Bewegungsdesign, Struktur- und Maßsynthese sowie deren exemplarische Integration in ein 3D-CAD-System unter der Maßgabe der weiteren konstruktiven Gestaltung des Vorentwurfs, werden erörtert und an Beispielen demonstriert. Es werden einzelne effektive Verfahren aufgeführt und erläutert.

Die Beschreibung der Führungsbewegungsaufgabe (FBA) zeigt, dass sie unabhängig von der späteren Antriebslösung betrachtet werden kann. Wesentlich hierbei ist die Einführung eines standardisierten Vorgehens, das neben der Unterstützung der quantitativen Formulierung der FBA auch die nachfolgende mathematische Beschreibung begünstigt. Hierzu wird eine zur grafischen Definition der FBA bereits definierte Symbolik in ergänzter Form angewendet. Die zur mathematischen Beschreibung der Führungsbewegung geeigneten Verfahren werden weiterentwickelt und bei Beispielen angewendet. Besonders die in der geometrischen Datenverar-

beitung angewanden Verfahren zur Parametrisierung der Führungsbahn werden untersucht und anhand von zwei Beispielen bewertet. Neben der mathematischen Beschreibung stellt die Arbeit Untersuchungen zum Einsatz eines kommerziellen CAD-Systems zur grafischen Beschreibung der FBA an. Dabei wird festgestellt, dass die derzeitigen Funktionen nur bedingt die geometrische Beschreibung der FBA unterstützen. Die Notwendigkeit der Erweiterung besteht; sie wird in Form von Zusatzapplikationen realisiert.

Bisher kaum gelöst ist das Problem des schnellen Findens einer brauchbaren Anfangslösung für eine vorgegebene FBA. Das betrifft sowohl den Strukturtyp und die Abmessungen als auch den prinzipiellen konstruktiven Aufbau des Getriebes. Ansätze wissensbasierter Systeme (Expertensysteme) finden i. Allg. nur geteilten Zuspruch. Die Abbildung von Getriebestrukturen in einem Lösungskatalog steht als Alternative zur Diskussion. Der hier entwickelte Katalog für ebene FKG orientiert sich im Aufbau an der bestehenden [VDI-Richtlinie 2727] für Konstruktionskataloge.

Die bereits von Schönherr [Sch 96a] aufbereitete Systematik der fünfgliedrigen kinematischen Ketten mit drei Kurvengelenken wird um die sechs- und siebengliedrigen Ketten mit zwei Kurvengelenken bzw. einem Kurvengelenk erweitert. Aus dieser Systematik werden praxistaugliche Getriebestrukturen mit maximal drei Kurvengelenken abgeleitet und in den Lösungskatalog aufgenommen. Die Typauswahl erfolgt anhand des Vergleichs der Kriterien des Lösungskatalogs mit denen der FBA sowie zusätzlichen Forderungen. Der vorgestellte Typkatalog umfasst neben den Informationen des Lösungskatalogs die Daten zur Beschreibung der kinematischen Parameter.

Als vorteilhaft für die Maßsynthese ebener FKG erweist sich die Aufteilung in die Schritte „Synthese des Koppelgetriebes“ und „Synthese des Kurvengliedes“. Diese sind häufig mehrmals zu durchlaufen, um so möglichst optimale Laufeigenschaften des gesamten Getriebes zu erzielen. Als Maßsyntheseverfahren eignen sich allgemeine Verfahren wie das der Optimierung in Verbindung mit kinematischen Analysen für das Koppelgetriebe oder das Polbahnverfahren für das Kurvenglied. Insbesondere die Anwendung eines verallgemeinerten Polbahnverfahrens zur Maßsynthese des Kurvengliedes nach dem Übertragungswinkel wird in dieser

Arbeit an einem Punkt- und an einem Ebenenführungsgetriebe algorithmierbar und rechnergestützt erläutert.

Das hier konzipierte rechnergestützte Entwicklungssystem für FKG unterstützt vor allem das Bewegungsdesign und die Struktursynthese. Es basiert auf einem mit Geometrie- und Berechnungsdaten bestückten ständig erweiterbaren elektronischen Typkatalog. Mit einer Reihe charakteristischer Parameter, wie minimale Getriebestruktur, realisierbare Führungsbahnen und konstruktive Anforderungen, liegen geeignete Auswahlkriterien für die Strukturauswahl vor. Die gefundene Getriebestruktur für eine vorgegebene FBA wird in einem CAD-System als Volumenmodell aufgebaut. Dieses Volumenmodell bildet die Grundlage für ein mit Hilfe der Funktionen eines MKS-Systems erzeugtes Kinematikmodell. Über die Programmschnittstelle erfolgt der bidirektionale Austausch von Geometriedaten mit dem CAD-System sowie den Antriebsdaten für das Kinematikmodell.

Ausblick

Die Problematik der Struktursynthese, also des Findens eines geeigneten Getriebetyps aus der Vielzahl möglicher Strukturen, lässt noch genügend Raum für weitere Suchverfahren. Ein erster Ansatz liegt im Erkennen der Form der Bahnkurve oder der Ebenenlagen zur Auswahl einer Getriebevariante, z. B. mit Hilfe neuronaler Netze [VY 00]. Dies setzt eine Vielzahl von bekannten und gespeicherten Lösungen voraus. Eine weitere Möglichkeit bieten spezifische Kriterien der Bahnkurve zur Beschreibung ihrer Form, ähnlich den Fourierkoeffizienten des Koppelkurvenatlas [Sch 95b].

Noch wenig untersucht ist die konstruktive Gestaltung von FKG nach den in diesen spezifischen Getriebe auftretenden Belastungen sowie deren Einfluss auf die Maßsynthese. Gerade die stetige Entwicklung der CA-Technologie bietet hier neue, vielseitige Möglichkeiten, virtuelle Prototypen zu testen.

Literaturverzeichnis

AL 91 Angeles, J.; Lopez-Cajun, C.S.: Optimization of Cam Mechanisms. Dordrecht, Biston, London: Kluver Academic Publishers 1991

Bau 99 Bauermann, E.: GENESYS – Erweiterung der Systemarchitektur und Entwicklung einer Optimierungskomponente in einer Gelenkgetriebesoftware. VDI Fortschrittsberichte, Reihe 10, Nr. 625, 1999

Ber 97 Berger, M.: Ein Beitrag zur Manipulation von Bahnkurven ebener servoangetriebener Koppelgetriebe. VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 8 Nr. 604, Düsseldorf: VDI Verlag 1997

BHJR 94 Busch, B.; Herrmann, T.; Just, K.; Rittenbruch, M.: Systeme für Experten statt Expertensysteme. Sankt Augustin: Infix Verlag, 1994

BL 93 Braune, R.; Lücke, J.: Effektive Auslegung von Koppelgetrieben durch Integration von Genaulagensynthese und allgemeiner Optimierung. Mech. Mach. Theory 28 (1993) H. 4, S. 507-514

Bra 00a Braune, R.: Bewegungs-Design – Eine Kernkompetenz des Getriebetechnikers. VDI Berichte 1567 (2000), S. 1-25

Bra 00b Braune, R.: Erfahrungen mit der Nutzung von klassischen Methoden der Getriebesynthese bei der rechnergestützten Getriebeoptimierung. Festschrift zum 70. Geburtstag von Prof. Volmer, TU-Chemnitz: 2000

Bra 89 Braune, R.: Kinematikkomponenten in CAD-Systemen - Ein vergleichender Marktüberblick. CAD/CAM-Report 10 (1989), S. 40 – 57

Bra 91a Braune, R.: Kamos-Programmsystem zur Analyse ebener Koppelgetriebe. Institut für Getriebetechnik, Universität Hannover 1991

Bra 91b Braune, R.: CDS-Programmsystem zur Analyse ebener Kurvengetriebe. Institut für Getriebetechnik, Universität Hannover 1991

Bra 94 Braune, R.: HS-Profile mit vielen Harmonischen – Wirkungsvolle Schwingungsreduzierung in Kurvengetrieben bei extremen Bewegungsanforderungen. VDI-Berichte 1111 (1994), S. 127-155

Bra 96 Braune, R.: GENESYS – Zielstellung und Realisierungsstand eines umfassenden Softwaresystems für die Entwicklung ungleichmäßig übersetzender Getriebe. VDI- Berichte 1281 (1996), S. 17-46

Bre 91 Bretschneider, L.: Entwicklung eines CAD-orientierten Verfahrens zur Analyse von Bewegungsabläufen in ebenen Getrieben. Diss., Universität der Bundeswehr Hamburg, 1991

Bro 99 Brosch, P. F.: Intelligente Antriebe in der Servotechnik. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie 1999

BS 95 Berger, M.; Schönherr, J.: Kopak – elektronischer Koppelkurvenatlas, Programmsystem zur Synthese eines Führungsgetriebes. Professur Getriebelehre TU Chemnitz 1995

BW 98 Braune, R.; Wywra, K.: Elektronische Kurvenscheiben als Antrieb von Koppelgetrieben. Betriebsverhalten – Simulation – Einsatzoptimierung. VDI- Berichte 1423 (1998), S. 107-130

Chen 82 Chen, F.Y.: Mechanics and Design of Cam Mechanisms. New York: Pergamon Press 1982

CK 94 Crone, H.; Klein-Breteler, A.: Intelligente Spezialmaschinen mit einstellbaren Mechanismen. VDI Berichte 1111 (1994), S. 1-30

Cor 00 Corves, B.: IGM-Programmsystem. Aachen, Internet 2000-12-19 (www.igm.rwth-aachen.de/Ww/pcprog.html)

CS 90 Corves, B.; Spiegelberg, G.: Aufbau eines Entwicklungssystems für Kurvengetriebe. VDI- Berichte 847 (1990), S. 69-84

DBF 83 Dittrich, G.; Braune, R.; Franzke, W.: Algebraische Maßsynthese ebener viergliedriger Kurbelgetriebe. VDI Fortschrittsberichte, Reihe 1, N. 109, Düsseldorf: VDI Verlag 1983

Dit 85 Dittrich, G.: Systematik der Bewegungsaufgaben und grundsätzliche Lösungsmöglichkeiten. VDI-Berichte 576 (1985), S. 1-20

DM 98 Dög, M.; Matthes, J.; Integration der rechnergestützten Auslegung und Gestaltung ebener und räumlicher Kurvengetriebe. VDI Berichte 1423 (1998), S. 39-52

DMS 97 Dög, M.; Matthes, J.; Schönherr, J.: Integration von Berechnung und Gestaltung in die CAD – Umgebung von ebenen und räumlichen Kurven- und Kurvenschrittgetrieben. Tagungsband 3. Magdeburger Maschinenbau-Tage Berlin: Logos Verlag, 1997, S. 45-54

DP 00 Deeg, M.; Pollmächer, J.: Vergleich unterschiedlicher Programmsysteme für die Mehrkörpersimulation (MKS) hinsichtlich ihrer Eignung zur Lösung maschinendynamischer Probleme. Master-Thesis, FH-Karlsruhe, 2000

Dre 97 Dresig, H. u. a.: CAD-DAM – Programmsystem zur dynamischen Analyse von Mechanismen. Professur Maschinendynamik und Schwingungslehre TU-Chemnitz 1997

DV 89 Dresig, H.; Vul`fson, I. I.: Dynamik der Mechanismen. Berlin: Verlag der Wissenschaften, 1989

FL 99 Feldhusen, J.; Lashin, G.: 3D-CAD in der Praxis. Konstruktion 10 (1999), S. 11-18

Fur 97 Furrer, M.: Flächen für das Auge und die Fertigung. CAD-CAM Report 11 (1997), S. 74-78

Ger 00 Gerlach, S.: Rechnergestützte Synthese ebener Koppelgetriebe nach Strukturmerkmalen. Diplomarbeit, TU-Chemnitz, Fakultät für Informatik, Chemnitz 2000

Gerw 99 van Gerwen, J.: Elektronic camming and gearing. Assembly Automation Vol. 19, (1999) H. 1, S. 35-38

GH 77 Gatzen, H.; Heinzl, J.: Dynamik schnellaufender Kurvengetriebe. VDI Berichte 281 (1977), S. 163-169

Gie 00 Giersbeck, M.: Entwicklung eines Konstruktionshilfesystems zur integrierten Gestaltung und Berechnung von Schnappverbindungen. Diss., RWTH Aachen, 2000

GLS 98 Gierse, F. J.; Lohe, R.; Schaeffer, Th.: Beschreiben von Führungs-Bewegungsaufgaben Bewegungsskizzen – Bewegungstabellen, VDI-Berichte 1423 (1998), S. 1-26

GT 90 Gassmann, V.; Tolle, P.: Algorithmen zur Approximation von ebenen Kurven mit Kreisbögen gleicher Tangente in den Anschlußpunkten, VDI Berichte 874 (1990), S. 155-172

Gün 94 Günzel, D: Ein Beitrag zur rechnerunterstützten Typ- und Maßsynthese ungleichmäßig übersetzender Mechanismen und Getriebe. VDI Fortschrittsberichte Reihe 1 Nr.232, Düsseldorf: VDI Verlag 1994

Gün 95 Günzel, D: Koppelkurvenatlas ebener viergliedriger Gelenkgetriebe. Aachen: Shaker Verlag 1995

Hahn 89 Hahn, W.: Kurvengetriebekonstruktion unter Berücksichtigung von CAD/CAM, VDI Berichte 736 (1989), S. 209-230

Hain 60 Hain, K.: Systematik mehrgliedriger Kurvengetriebe und ihre Anwendungsmöglichkeiten. Maschinenbautechnik 9 (1960) H. 12, S. 641-649

Hain 67 Hain, K.: Systematik und Umlauffähigkeit drei- und mehrgliedriger Kurvengetriebe. Konstruktion 19 (1967) 10, S. 379-388

Hain 70 Hain, K.: Entwurf mehrgliedriger Kurvengetriebe zur Führung einer Koppelebene auf vorgeschriebenen Bahnen. Werkstatt und Betrieb 103 (1970) H. 2, S. 104-106

Hain 71 Hain, K.: Die Erzeugung von Bahnkurven durch dreigliedrige Kurvengetriebe. Feinwerktechnik 75 (1971) H. 7, S. 289-294

Hain 73 Hain, K.: Getriebebeispiel-Atlas. Düsseldorf: VDI-Verlag 1973

Hain 74 Hain, K.: Kurvengetriebe mit umlaufender Doppelkurve zur Erzeugung von Bahnkurven mit vorgeschriebener Geschwindigkeit. Mechanism and Machine Theory 9 (1974) H. 1, S. 7-26

Hain 76 Hain, K.: Übergang von der Systematik zur Kinematik der Gelenkgetriebe. Technica 26 (1976), S. 1831-1837

Hain 85 Hain, K.: Katalog für Kurvengetriebe zur Bahnkurven-Erzeugung. Maschinenbautechnik 34 (1985) H. 4, S. 264-265

HL 92 Hoschek, J.; Lasser, D.: Grundlagen der geometrischen Datenverarbeitung. Stuttgart: Teubner-Verlag 1992

Ill 96 Illig, W.: Kurvengesteuerte Handhabungsgeräte für Pick-and-Place und andere Aufgaben. Antriebstechnik 35 (1996) H. 2, S. 34-36

Isr 90 Israel, G. R.: Komplexe CAD/CAM-Lösung für Hochleistungskurven-Mechanismen. VDI Berichte 847 (1990), S. 53 – 68

Kal 97 Kalkowski, P.: Innovationsstrategien des deutschen Maschinenbaus. VDI-Zeitschrift 139 (1997) Nr. 7/8 S. 26-30

KBK 97 Klingenberg, R.; Becker, N.; Krebs, U.: Simulation in der Antriebstechnik. Antriebstechnik 36 (1997) H. 5, Teil 1 S. 59-62; H. 7, Teil 2 S. 61-66

KF 94 Kinzinger, R.; Funk, W.: CAD-Expertensystem-Kopplung – ein Schritt auf dem Weg zum wissensbasierten Konstruktionssystem. Konstruktion 46 (1994), S. 64-68

KHK 00 Köhler, P.; Hoffmann, R.; Köhler, M.: Pro/ENGINEER Praktikum. 2. Auflage, Braunschweig: Vieweg Verlag 2000

Kin 93 Kinzinger, R.: Eine CAD-Expertensystem-Kopplung – dargestellt am Beispiel der Lösung von Bewegungsaufgaben. Diss., Universität der Bundeswehr Hamburg, 1993

Koop 93 Koop, F.: Beurteilung der Optimierung von Fertigungseinflüssen auf das Betriebsverhalten von Kurvengetrieben, VDI Fortschrittberichte, Reihe 1, Nr. 222, 1993

KS 76 Kiper, G.; Schian, D.: Sammlung der Grüblerschen kinematischen Ketten mit bis zu zwölf Gliedern. VDI-Berichte Reihe 1, Nr. 44. Düsseldorf: VDI Verlag, 1976

KV 88 Koloc, Z.; Václavík, M.: Vakove Mechanismy. Prag: SNTL 1988

Law 96 Lawrence, A.: Verarbeitung unsicherer Information im Konstruktionsprozeß - dargestellt am Beispiel der Lösung von Bewegungsaufgaben. Diss., Universität der Bundeswehr Hamburg, 1993

Lee 99 Lee, K.: Principles of CAD/CAM/CAE systems. Addison-Wesley, 1999

LM 90 Luck, K.: Modler, K.-H.: Getriebetechnik. Wien, NewYork: Springer Verlag 1990

Mat 96 Matthes, J.: KSCHRITT – Programm zur Berechnung ebener Kurvenschrittgetriebe. Lehrstuhl Getriebetechnik TU Chemnitz, 1996

MM 89 Mauersberger, K.; Müller, J.: Kurvengetriebe in Leonardo da Vinci's Skizzenbuch – ein technik-historischer Exkurs in die Renaissance. Berlin: KDT, Vortragsband II IFToMM-Symposium Kurvengetriebe, 1989, S. 3-10

MS 00 Matthes, J.; Schönherr, J.: Integration des Bewegungsdesigns für ebene Führungsgetriebe in ein CAD-System. Proceedings of IFToMM (2000), S.445-450

Mül 01 Müller, J.: Automatische Generierung parametrischer Kinematikmodelle in Pro/ENGINEER. Studienarbeit TU-Chemnitz, Fakultät für Maschinenbau und Verfahrenstechnik, Chemnitz 2001

Nitz 94 Nitz, G.: Ein Prüfstand für fünfgliedrige ebene Kurbelgetriebe mit gesteuerten Antrieben. VDI Berichte 1111 (1994), S. 259-271

Nitz 96 Nitz, G.: Vorteilhafte Erfüllung von Bewegungsaufgaben durch fünfgliedrige Drehgelenkgetriebe mit gesteuerten Antrieben. VDI-Berichte 1281 (1996), S. 249-266

Nol 94 Nolte, R.: Bewegungsoptimierung zur Drehzahlsteigerung bei mechanischer und elektronischer Bewegungssteuerung. VDI Berichte 1111 (1994), S. 365-378

PB 93 Pahl, G.; Beitz, W.: Konstruktionslehre Methoden und Anwendung. 3. Auflage, Berlin Heidelberg NewYork: Springer-Verlag, 1993

Pei 95 Peisach, E.E.: A Method for identifying the struktural Diagrams of Linkages. Jounal of Machiniery Manufacture and Reliability, No. 5, 1995, pp.13-17

Rot 56 Rothbart, H.A.: Cams, Design, Dynamics and Accuracy. New York: John Wiley 1956

Sch 89 Schönherr, J.: CAMMEC – Programmsystem zur Analyse ebener und räumlicher Kurvengetriebe. Lehrstuhl Getriebetechnik TU Chemnitz 1989

Sch 90 Schönherr, J.: CAD-orientierte Verfahren für den Entwurf und die Rekonstruktion von Kurvengetrieben. Diss. B, TU Karl-Marx-Stadt, 1990

Sch 93 Schönherr, J: Smooth biarc curves. Computer Aided Design 25 (1993) H. 6, S. 365-370

Sch 95a Schönherr, J: Synthese von Punktführungsgetrieben und Qualitätskontrolle von Kurvenkörpern auf der Basis der Fourieranalyse. Konstruktion 47 (1995), S. 69-73

Sch 95b Schönherr, J.: Digital mechanism catalogues for path generators based on Fourier`s curve representation. Proceedings of IFToMM Vol.2 (1995), S. 817- 821

Sch 96a Schönherr, J.: Kurvenführungsgetriebe – eine einfache und robuste Alternative zu teueren und überdimensionierten Manipulatoren. VDI Berichte 1281 (1996), S. 97-114

Sch 96b Schönherr, J.: Cam Motion Synthesis for Mixed Motion Constraints using Well – Behaved Polynomials of High Order. Proceedings of the ASME Mechanisms Conference Irvine Cal., 1996

Sch 97 Schönherr, J.: Unterlagen zum Entwurf der VDI-Richtlinie 2741. Chemnitz, 1997

Scha 99 Schaeffer, T.: Systematisches Lösen von Führungs-Bewegungsaufgaben. VDI-Fortschrittsberichte Reihe 1, Nr.312. Düsseldorf: VDI Verlag 1999

Sin 94 Singer, M.: Präzision im Takt. Industrie 15 (1994), S. 96-98

SK 81 Singh, Y. P.; Kohli, D.: Synthesis of Cam-Link Mechanisms for Exact Path Generation. Mechanism and Machine Theory Vol. 16 No. 4 (1981), S. 447-457

Ten 94 Tenberge, P.: Verstellsysteme für kurvengesteuerte Ventilantriebe in Hubkolbenmotoren. VDI-Berichte 1111 (1994), S. 31-55

UA 94 Ulbrich, H.; Ahlemeyer, E.: Präzise Bewegungen nichtlinearer Übertragungsgetriebe durch aktive Elemente. ZAMM 74 (1994) H. 4, S. 81-83

Vaj 01 Vajna, S.: Wissensbasierte Produktentwicklung. CAD-CAM Report 3 (2001), S. 88-97

VK 77 Vaclavík, M.; Koloc, Z.: Berechnung, Fertigung und Qualitätskontrolle von Kurvenkörpern. Maschinenbautechnik 26 (1977) H. 7, S. 292 – 296

Vol 87	Volmer, J. (Hrsg.): Getriebetechnik-Lehrbuch. 5. Auflage, Berlin: Verlag Technik 1987
Vol 89	Volmer, J: Getriebetechnik - CAD/CAM Kurvengetriebe. Berlin: Verlag Technik 1989
Vol 95	Volmer, J: Getriebetechnik Grundlagen. Berlin: Verlag Technik 1995
VW 00	Vanja, S.; Weber, Ch.: Teilmodelle im Konstruktionsprozess – Bindeglied zwischen methodischer und rechnerunterstützter Konstruktion. Konstruktion 4 (2000), S. 46-50
VY 00	Vasiliu, A.; Yannou, B.: Dimensional synthesis of planar mechanisms using neural networks: application to path generator linkages. Mechanism and Machine Theory 36 (2001), S. 299-310
WR 96	Wiederich, J. L.; Roth, B.: Dynamic Synthesis of cams using finite trigonometric series. Trans. ASME 1996 B (1), S. 287 – 293

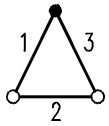
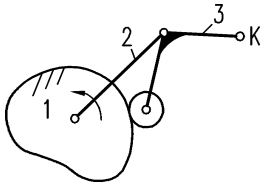
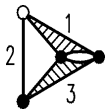
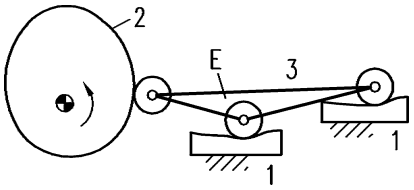
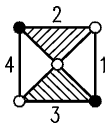
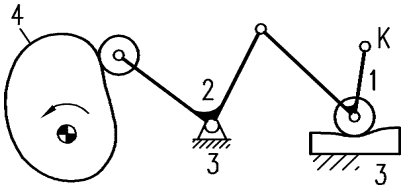
technische Dokumentationen

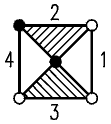
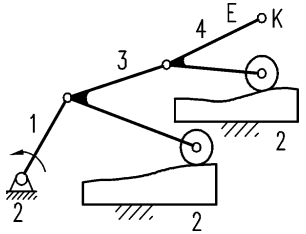
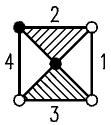
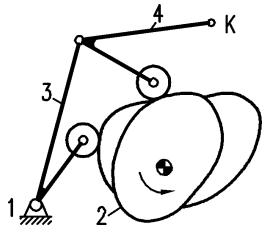
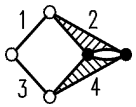
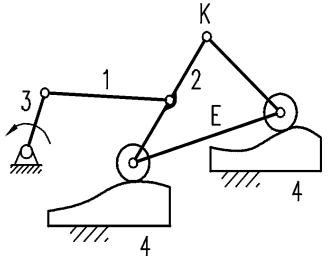
dok 00	Dokumentation induDrive. induSim GmbH, Bibertal, 2000
dok 92	Dokumentation: Optimus Motus. NOLTE NC- Kurventechnik, 1992
dok 94	Dokumentation Handhabungsgerät. Firmenschrift der Fa. Miksch GmbH, Göppingen, 1994
dok 99	Dokumentation Power/Applications. aCATec GmbH, Gehrden, 1999

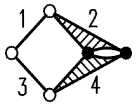
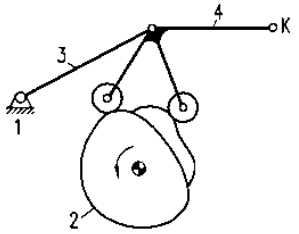
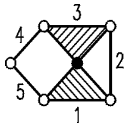
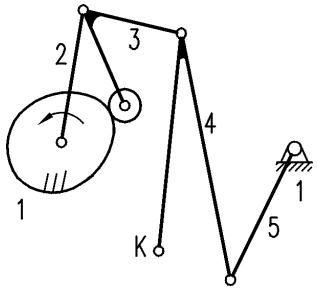
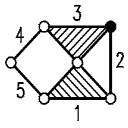
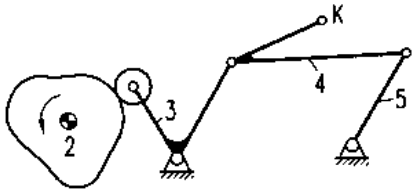
Normen und Richtlinien

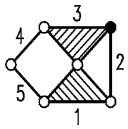
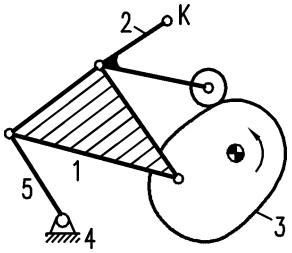
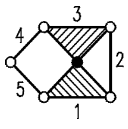
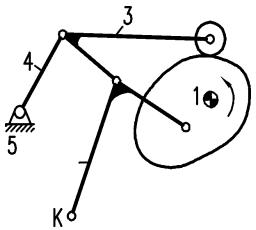
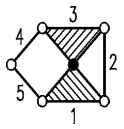
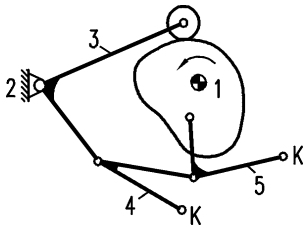
VDI-Richtlinie 2142	Auslegung ebener Kurvengetriebe
VDI-Richtlinie 2143	Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe
VDI-Richtlinie 2222 Bl. 1	Konstruktionsmethodik; Konzipieren technischer Produkte
VDI-Richtlinie 2727 Bl. 1	Lösung von Bewegungsaufgaben mit Getrieben-Grundlagen
VDI-Richtlinie 2727 Bl. 2	Lösung von Bewegungsaufgaben mit Getrieben-Erzeugung hin und hergehender Schubbewegungen, Antrieb gleichsinnig drehend
VDI-Richtlinie 2729	Modulare kinematische Analyse ebener Gelenkgetriebe mit Dreh- und Schubgelenken
VDI-Richtlinie 2740 Bl. 2 E	Mechanische Einrichtungen in der Automatisierungstechnik – Führungsgetriebe
VDI-Richtlinie 2741 E	Kurvengetriebe für Punkt- und Ebenenführung
VDI-Richtlinie 2860	Montage- und Handhabungstechnik; Handhabungsfunktionen, Handhabungseinrichtungen; Begriffe, Definitionen, Symbole

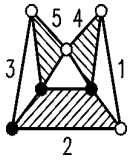
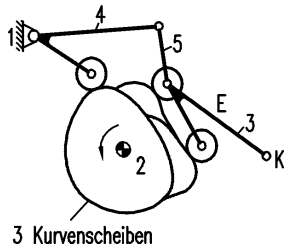
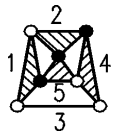
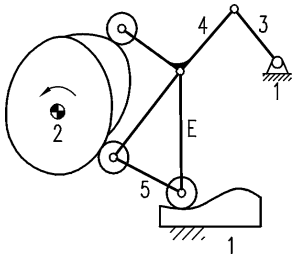
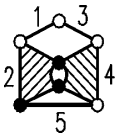
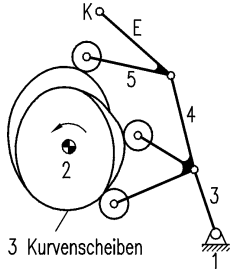
Anhang A: Lösungskatalog für Führungskurvengetriebe mit nur Drehgelenken, nach steigender Gliederzahl bzw. Anzahl der Kurvengelenke geordnet

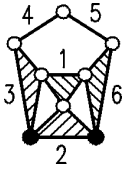
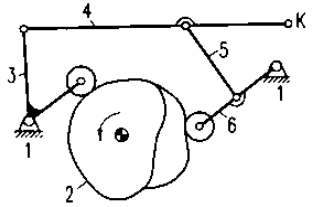
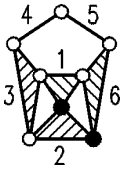
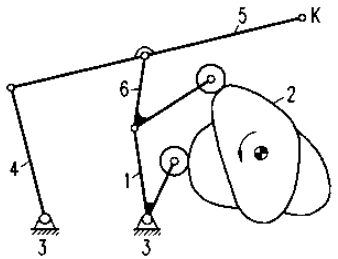
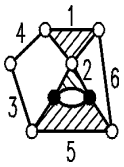
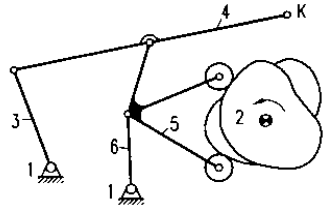
Gliederungsteil							Hauptteil			Zugriffsteil							Anhang
Anzahl Glieder	Geometrie	kinematische Kette	Gestell	Antrieb	Abtrieb	Art der Gelenke	Prinzipskizze	Benennung	Nr.	geometrische Komplexität	Zeitbezug	Art der Beschreibung	Genauigkeit	formbestimmende Eigenschaften	Achslage	Baugröße	Bemerkungen
1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	1	2	3	4	5	6	7	1
3	e b e n		1	2	3	2D 1G		FKG	01	PF	-	kon	ex	geschlossene Bahn, keine Ecken, kreis-ähnlich	pa	1,0	Kurvenscheibe innerhalb der Bahn oder nur teilweise vorgeb-bar
3			1	2	3	1D 3G		FKG	02	EF	+	kon	ex	Ebene schwin-gend	pa	2,0	Auslegung nach Übertragungswin-kel schwierig
4			3	4	1	3D 2G		FKG	03	PF	+	kon	ex	offene Bahn	pa	1,6	

Gliederungsteil							Hauptteil			Zugriffsteil							Anhang
Anzahl Glieder	Geometrie	kinematische Kette	Gestell	Antrieb	Abtrieb	Art der Gelenke	Prinzipskizze	Benennung	Nr.	geometrische Komplexität	Zeitbezug	Art der Beschreibung	Genauigkeit	formbestimmende Eigenschaften	Achslage	Baugröße	Bemerkungen
1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	1	2	3	4	5	6	7	1
4			2	1	4	3D 2G		FKG	04	PF	+	kon	ex	offene und geschlossene Bahn, Spitzen möglich	pa	1,9	dreigliedriges Kurvengetriebe erweitert um ein Eingriffsglied, auch zur Ebenenführung geeignet
4			1	2	4	3D 2G		FKG	05	PF	+	kon	ex	offene und geschlossene Bahn, Spitzen möglich	pa	1,6	dreigliedriges Kurvengetriebe mit übergeschaltetem vierten Glied, auch zur Ebenenführung geeignet
4			4	3	2	3D 2G		FKG	06	EF	-	kon	ex	Ebene schwingend oder umlaufend	pa	1,9	auch für zeitbezogene Punktführung geeignet

Gliederungsteil							Hauptteil			Zugriffsteil							Anhang
Anzahl Glieder	Geometrie	kinematische Kette	Gestell	Antrieb	Abtrieb	Art der Gelenke	Prinzipskizze	Benennung	Nr.	geometrische Komplexität	Zeitbezug	Art der Beschreibung	Genauigkeit	formbestimmende Eigenschaften	Achslage	Baugröße	Bemerkungen
1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	1	2	3	4	5	6	7	1
4			1	2	4	3D 2G		FKG	07	PF	+	kon	ex	offene und geschlossene Bahn, Spitzen möglich	pa	1,9	günstige Zwanglaufsicherung, auch zur Ebenenführung geeignet
5			1	2	4	5D 1G		FKG	08	PF	-	kon	ex	offene und geschlossene Bahn,	pa	1,5	Erweiterung des Getr. Nr. 01 um einen Zweischlag, Kurvenscheibe kann auch außerhalb der Bahn liegen
5			1	2	4	5D 1G		komb. Getriebe	09	PF	+	dis	an	offene Bahn, Spitzen möglich	pa	1,5	getrennte Auslegung von Kurven- und Koppelgetriebe

Gliederungsteil							Hauptteil			Zugriffsteil							Anhang
Anzahl Glieder	Geometrie	kinematische Kette	Gestell	Antrieb	Abtrieb	Art der Gelenke	Prinzipskizze	Benennung	Nr.	geometrische Komplexität	Zeitbezug	Art der Beschreibung	Genauigkeit	formbestimmende Eigenschaften	Achslage	Baugröße	Bemerkungen
1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	1	2	3	4	5	6	7	1
5			4	3	2	5D 1G		FKG	10	PF	-	kon	ex	geschlossene Bahn, Spitzen möglich	pa	1,8	Lagerung in Kurvenscheibe kann auch durch Kurbel ersetzt werden, Koppel-getriebe gibt angenäherte Bahn vor
5			5	1	2	5D 1G		FKG	11	PF	-	kon	ex	geschlossene Bahn, Spitzen möglich	pa	1,8	Lagerung in Kurvenscheibe kann auch durch Kurbel ersetzt werden
5			2	1	4 5	5D 1G		FKG	12	PF	-	kon	ex	geschlossene Bahn, Spitzen möglich	pa	1,5	Lagerung in Kurvenscheibe kann auch durch Kurbel ersetzt werden

Gliederungsteil							Hauptteil			Zugriffsteil							Anhang
Anzahl Glieder	Geometrie	kinematische Kette	Gestell	Antrieb	Abtrieb	Art der Gelenke	Prinzipskizze	Benennung	Nr.	geometrische Komplexität	Zeitbezug	Art der Beschreibung	Genauigkeit	formbestimmende Eigenschaften	Achslage	Baugröße	Bemerkungen
1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	1	2	3	4	5	6	7	1
5			1	2	3	4D 3G		FKG	13	EF	+	kon	ex	Ebene schwingend	pa	2,5	aufwendige Zwanglaufsicherung
5			1	2	5	4D 3G		FKG	14	EF	+	kon	ex	Ebene schwingend	pa	2,8	
5			1	2	5	4D 3G		FKG	15	EF	+	kon	ex	Ebene schwingend	pa	2,8	

Gliederungsteil							Hauptteil			Zugriffsteil							Anhang
Anzahl Glieder	Geometrie	kinematische Kette	Gestell	Antrieb	Abtrieb	Art der Gelenke	Prinzipskizze	Benennung	Nr.	geometrische Komplexität	Zeitbezug	Art der Beschreibung	Genauigkeit	formbestimmende Eigenschaften	Achslage	Baugröße	Bemerkungen
1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	1	2	3	4	5	6	7	1
6			1	2	4	6D 2G		FKG	16	PF	+	kon	ex	offene und geschlossene Bahn, Spitzen möglich	pa	2,1	zwei dreigliedrige Kurvengetriebe gekoppelt mit Zweischlag
6			3	2	5	6D 2G		FKG	17	PF	+	kon	ex	offene und geschlossene Bahn, Spitzen möglich	pa	2,4	Getriebe Nr. 05 mit angelenktem Zweischlag
6			1	2	4	6D 2G		FKG	18	PF	+	kon	ex	offene und geschlossene Bahn, Spitzen möglich	pa	2,7	gute Zwanglaufsicherung, Getriebe Nr. 07 mit angelenktem Zweischlag

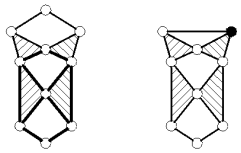
zu **Gelenkarten**:		zu **geometrischer Komplexität**:		zu **Zeitbezug**:		zu **Art der Beschreibung**:		zu **Genauigkeit**:		zu **Achslage:**	
D	Drehgelenk	PF	Punktführung	+	mit Zeitbezug	kon	kontinuierlich	ex	exakt	pa	parallel
S	Schubgelenk	EF	Ebenenführung	-	ohne Zeitbezug	dis	diskret	an	angenähert		
G	Gleitwälzgelenk										

Anhang B: Kinematische Ketten mit einem bzw. zwei Kurvengelenken abgeleitet von den achtgliedrigen Drehgelenkketten

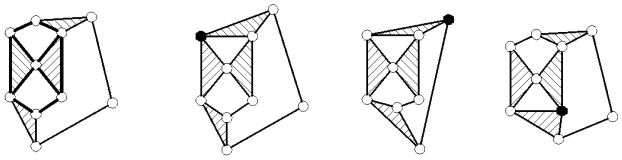
Gruppe A $n_2 = 3\,(4)$, $n_3 = 4$, $n_4 = 0$

einfacher Aufbau

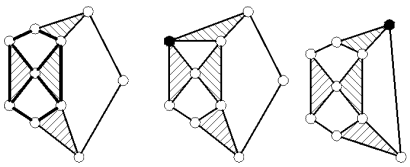
8.0.10 7.1.11



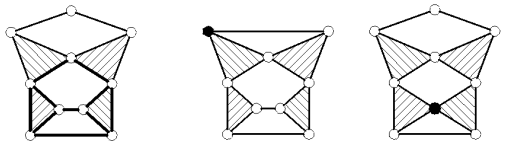
8.0.20 7.1.21 7.1.22 7.1.23



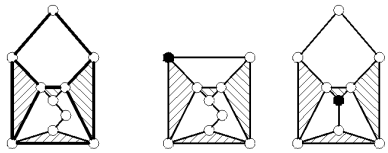
8.0.30 7.1.31 7.1.32



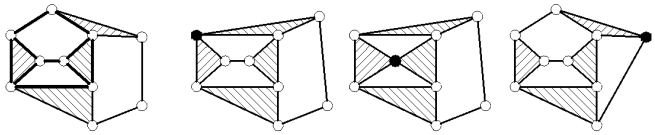
8.0.70 7.1.71 7.1.72



8.0.80 7.1.81 7.1.82

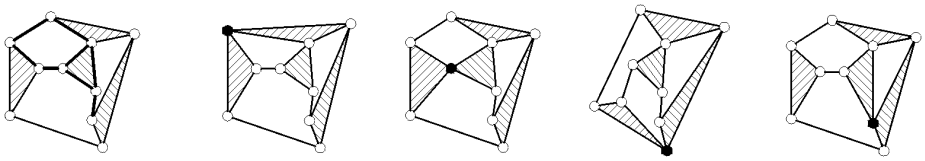


8.0.90 7.1.91 7.1.92 7.1.93

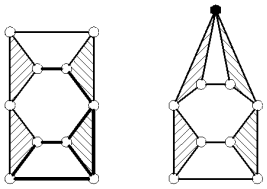


nicht einfacher Aufbau

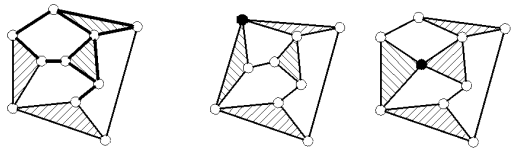
8.0.130 7.1.131 7.1.132 7.1.133 7.1.134



8.0.140 7.1.141



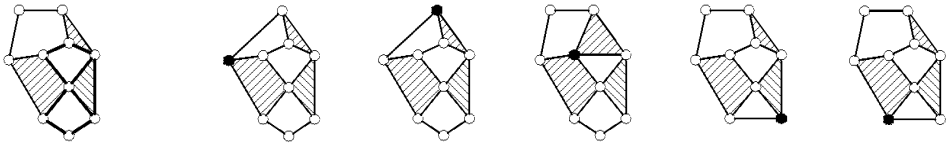
8.0.150 7.1.151 7.1.152



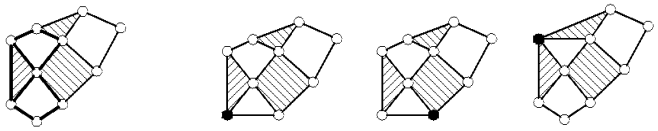
Gruppe B $n_2 = 4\,(5)$, $n_3 = 2$, $n_4 = 1$

einfacher Aufbau

8.0.40 7.1.41 7.1.42 7.1.43 7.1.44 7.1.45

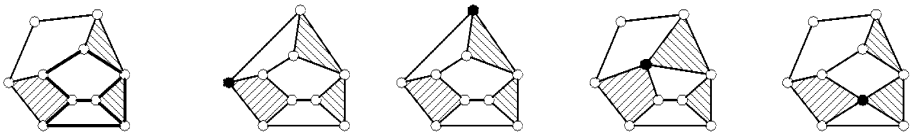


8.0.50 7.1.51 7.1.52 7.1.53

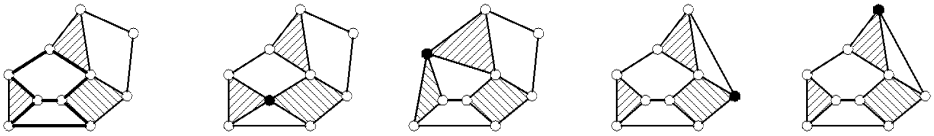


nicht einfacher Aufbau

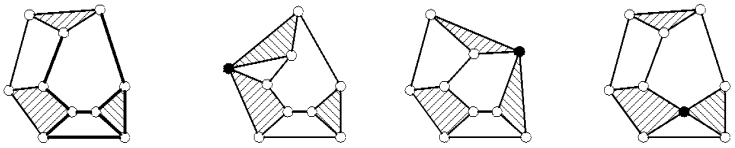
8.0.100 7.1.101 7.1.102 7.1.103 7.1.104



8.0.110 7.1.111 7.1.112 7.1.113 7.1.114



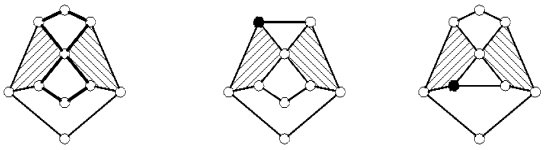
8.0.160 7.1.161 7.1.162 7.1.163



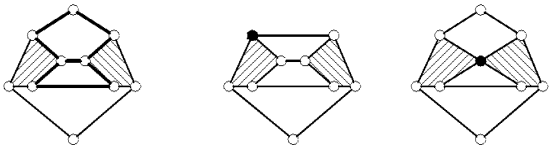
Gruppe C $n_2 = 5\,(6)$, $n_3 = 0$, $n_4 = 2$

einfacher Aufbau

8.0.60 7.1.61 7.1.62

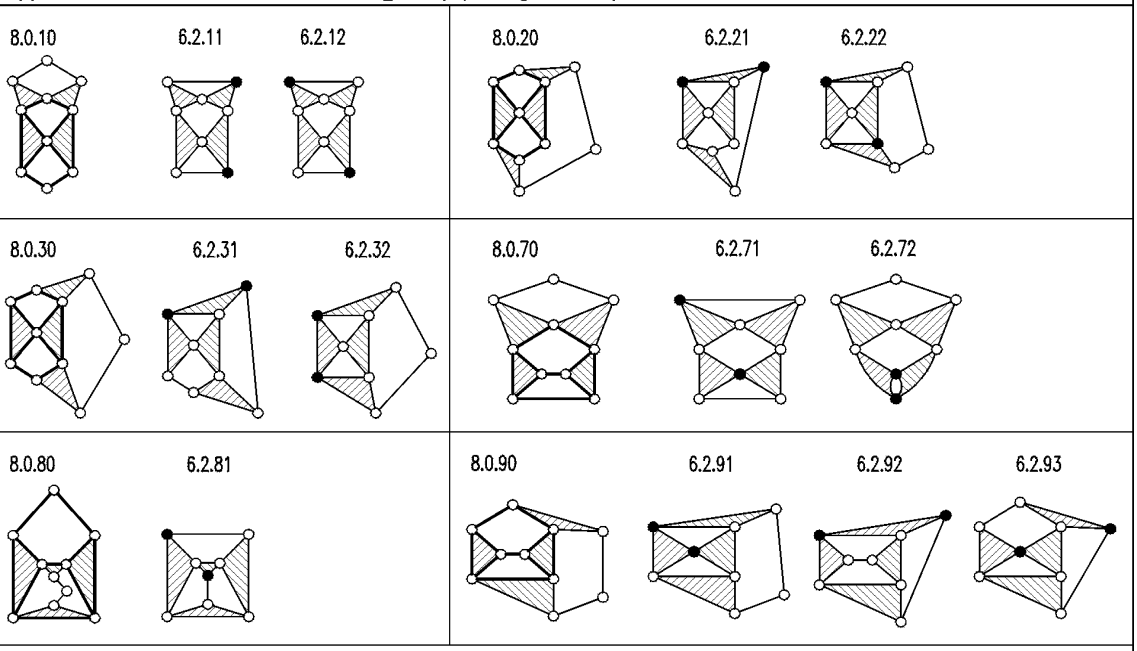


8.0.120 7.1.121 7.1.122

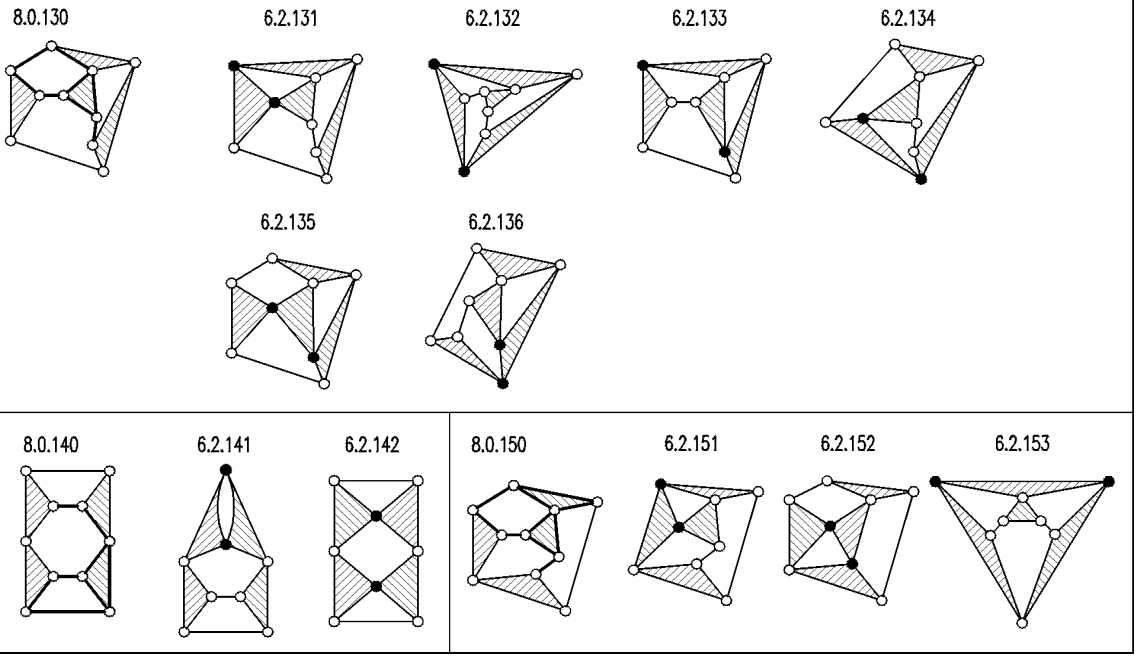


Gruppe A $n_2 = 2(4),\ n_3 = 4,\ n_4 = 0$

einfacher Aufbau

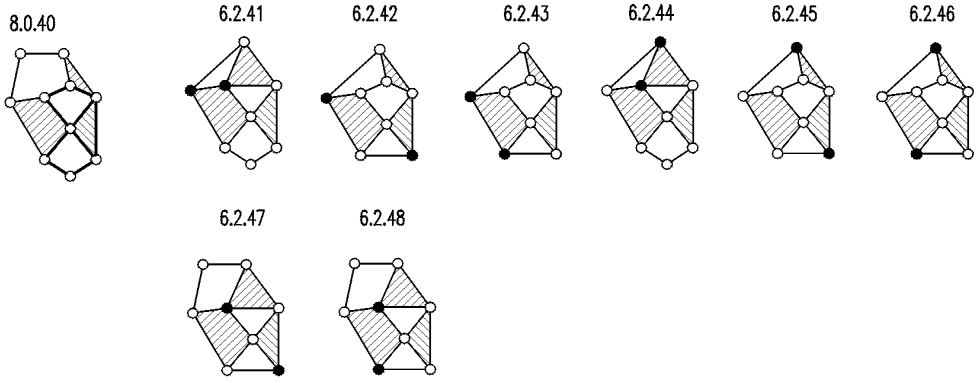


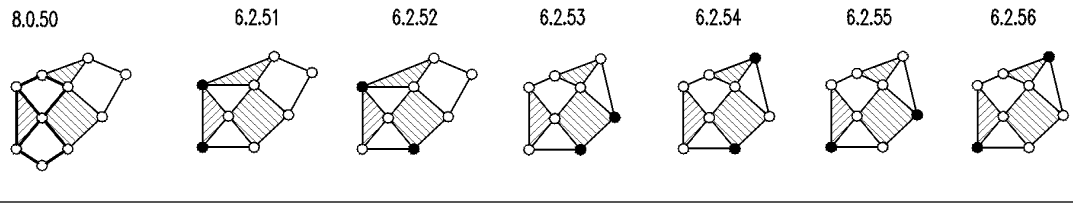
nicht einfacher Aufbau

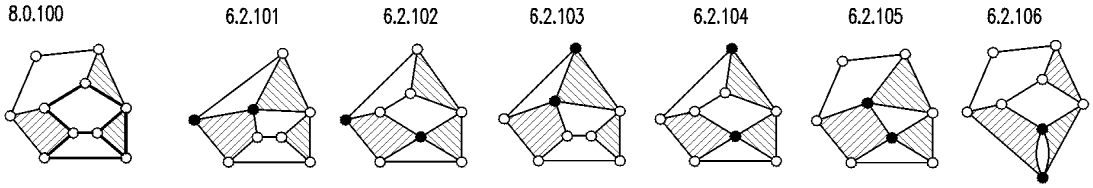


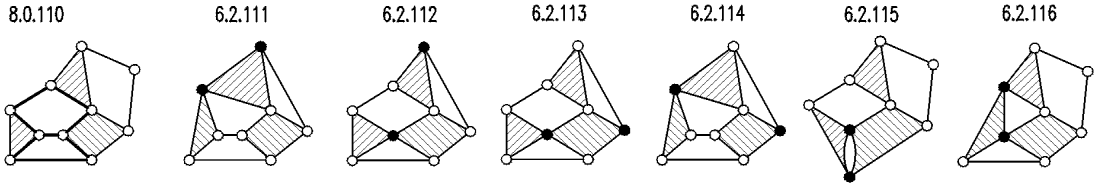
Gruppe B $n_2 = 3\,(5),\quad n_3 = 2\ ,\ n_4 = 1$

einfacher Aufbau

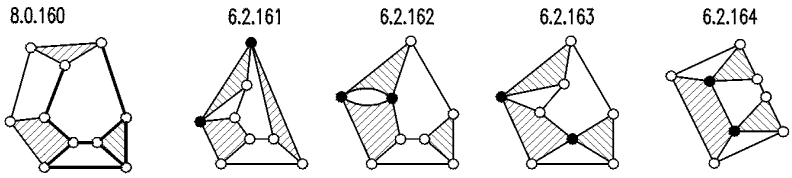








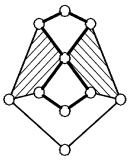
nicht einfacher Aufbau



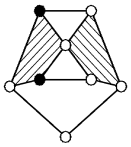
Gruppe C $n_2 = 4(6),\ n_3 = 0,\ n_4 = 2$

einfacher Aufbau

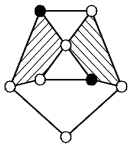
8.0.60



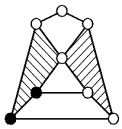
6.2.61



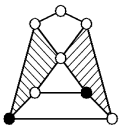
6.2.62



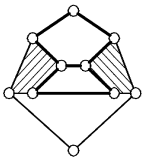
6.2.63



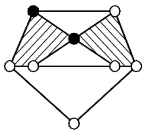
6.2.64



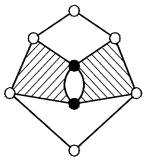
8.0.120



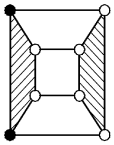
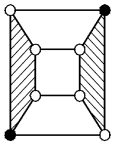
6.2.121



6.2.122



6.2.123



6.2.124