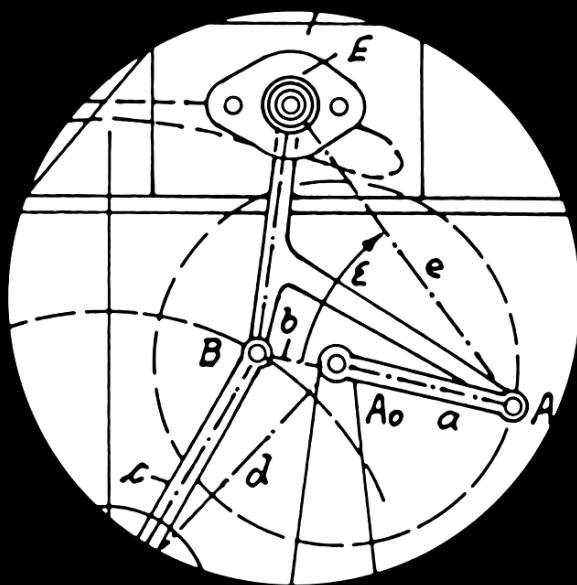


**VIEWEG PROGRAMMBIBLIOTHEK**  
**Mikrocomputer**

# Gelenkgetriebe für die Handhabungs- und Robotertechnik

**Drei Programmsysteme für den  
HP-41 CV  
mit vielen Beispielen**





Vieweg Programmbibliothek  
Mikrocomputer 17

**Gelenkgetriebe für die  
Handhabungs- und Robotertechnik  
(HP-41 CV)**

# Vieweg Programmbibliothek

## Mikrocomputer

Herausgegeben von Harald Schumny

### Band 1

Graphik-Programme für TRS-80  
und HP 9830

### Band 2

Iterationen, Näherungsverfahren,  
Sortiermethoden  
BASIC-Programme für  
CMB 3032, HP 9830, TRS-80,  
Olivetti 6060

### Band 3

BASIC und Pascal im Vergleich

### Band 4

BASIC-Anwenderprogramme

### Band 5

BASIC-Programme für den  
PC-1211/1212

### Band 6

Programme für den Einplatinen-  
computer TM 990/189

### Band 7

PC-1500-Sammlung I

### Band 8

Programme für den PC-1251

### Band 9

PC-1500-Sammlung II

### Band 10

PC-1500-Sammlung III

### Band 11

Anwenderprogramme zum ZX-81  
und ZX-Spectrum

### Band 12

17 Spiele für den PC-1500 A

### Band 13

Ausgewählte BASIC-Computerspiele  
(Atari 800)

### Band 14

Lineares Optimieren  
11 HP-41-Programme

### Band 15

Dienstprogramme (Tool-Kit)  
für den HP-41

### Band 16

Geodätische Berechnungsmethoden  
(Standard-BASIC)

### Band 17

Gelenk-Getriebe für die Handhabungs-  
und Robotertechnik (HP-41 CV)

### Band 18

Probleme der Festigkeitslehre  
Programme für den HP-41

Vieweg Programmbibliothek  
Mikrocomputer Band 17

Harald Schumny (Hrsg.)

# **Gelenkgetriebe für die Handhabungs- und Robotertechnik**

Drei Programmsysteme für den HP-41 CV  
mit vielen Beispielen

von Kurt Hain



Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH

## Der Autor des Buches

Dr.-Ing. E.h. *Kurt Hain*  
Peterskamp 12  
3300 Braunschweig

Das in diesem Buch enthaltene Programm-Material ist mit keiner Verpflichtung oder Garantie irgendeiner Art verbunden. Der Autor übernimmt infolgedessen keine Verantwortung und wird keine daraus folgende oder sonstige Haftung übernehmen, die auf irgendeine Art aus der Benutzung dieses Programm-Materials oder Teilen davon entsteht.

ISBN 978-3-528-04331-5      ISBN 978-3-663-14114-3 (eBook)  
DOI 10.1007/978-3-663-14114-3

**1984**

**Alle Rechte vorbehalten**

© Springer Fachmedien Wiesbaden **1984**

Ursprünglich erschienen bei Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig 1984.

Die Vervielfältigung und Übertragung einzelner Textabschnitte, Zeichnungen oder Bilder, auch für Zwecke der Unterrichtsgestaltung, gestattet das Urheberrecht nur, wenn sie mit dem Verlag vorher vereinbart wurden. Im Einzelfall muß über die Zahlung einer Gebühr für die Nutzung fremden geistigen Eigentums entschieden werden. Das gilt für die Vervielfältigung durch alle Verfahren einschließlich Speicherung und jede Übertragung auf Papier, Transparente, Filme, Bänder, Platten und andere Medien. Dieser Vermerk umfaßt nicht die in den §§ 53 und 54 URG ausdrücklich erwähnten Ausnahmen.

Umschlaggestaltung: Peter Lenz, Wiesbaden

# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b> .....	<b>VI</b>
<b>1 Die besonderen Eigenschaften der ungleichmäßig übersetzenden Gelenkgetriebe</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Berechnung von Funktionsgetrieben für gegebene Winkelzuordnungen</b> .....	<b>4</b>
2.1 Erzeugung eines gegebenen Kurvenverlaufes an einem auf einem Transportband bewegten Werkstück .....	7
2.2 Bedienungsanweisung für Programm „Winkelzuordnungen“ .....	8
2.3 Berechnungen für beschleunigungsgünstige Getriebe .....	11
2.4 Getriebe für stoß- und schwingungsfreies Anfahren mit stark verkürzten Förderzeiten .....	17
2.5 Getriebe mit zeitweise konstanter Abtriebsgeschwindigkeit .....	20
<b>3 Führungsgetriebe für die Handhabungstechnik</b> .....	<b>24</b>
3.1 Handhabungs-Beispiel zur Einführung in die Programmbenutzung der Koppelkurven-Synthese .....	25
3.2 Vorprogramm zu „5-Punkte-Synthese“ .....	26
3.3 Hauptprogramm zur Koppelkurven-Synthese .....	34
3.4 Unsymmetrische sechspunktige Koppelkurven-Geradführung .....	37
3.5 Absatzweiser Bandtransport mit Greiferzangen .....	42
3.6 Die archimedische Spirale als Koppelkurve .....	44
<b>4 Mehrfache Erzeugung von Koppelkurven</b> .....	<b>47</b>
4.1 Die koppelkurvengleichen Gelenkvierecke .....	51
4.2 Koppelpunkt-Geradführungen für angenähert konstante Geschwindigkeit ...	53
4.3 Einsatzmöglichkeiten für geschwindigkeitskonstante Koppelpunkt-Geradführungen .....	58
4.4 Exakte Parallel-Koppelbewegungen mit sechsgliedrigen Gelenkgetrieben ....	61
4.5 Takttransport von Werkstückreihen mit Parallel-Koppelbewegungen .....	63
4.6 Gleiche Handhabungsvorgänge für mehrere Werkstücke .....	66
4.7 Antriebsmöglichkeiten des umlauffähigen Doppelschwing-Getriebes .....	68
<b>Literaturverzeichnis</b> .....	<b>71</b>
<b>Bildernhang</b> .....	<b>75</b>

---

## Vorwort

Die Theorie der ungleichmäßig übersetzenden Getriebe ist wegen der mathematischen Zusammenhänge hohen Grades sehr schwierig zu durchdringen, und deshalb beschränkt sich die Mehrzahl der Konstrukteure auf den Einsatz der einfachsten Getriebe-Strukturen mit Steuerungen durch elektronische Baugruppen. Durch die Entwicklung der programmierbaren Rechner eröffnen sich aber nun Perspektiven, die auch die mehrgliedrigen Getriebe leichter überschaubar erscheinen lassen und damit zu deren vermehrtem Einsatz anregen.

In der Handhabungs- und Robotertechnik wird besonderer Wert auf die Flexibilität, also auf die Anpassungsfähigkeit an veränderliche Arbeitsbedingungen gelegt. In dieser Richtung sind aber den mechanischen Einrichtungen Grenzen gesetzt, die durch intensive Forschungsarbeiten mit besonderer Ausnutzung der Vorzüge der Getriebe weiter gesteckt werden können. Deshalb soll in diesem Buch versucht werden, einen Beitrag für mehr Ausgewogenheit zwischen Mechanik und Elektronik zu liefern, indem für zwei Haupt-Rechenprogramme grundlegende Anwendungsbeispiele aus der Handhabungstechnik behandelt werden. Beide Programme wurden bereits in Zusammenarbeit mit Herrn Dr.-Ing. H. Schumny in dem Buch "Gelenkgetriebe-Konstruktionen mit Kleinrechnern" (Verlag Vieweg, Reihe "Anwendung von Mikrocomputern" Band 9) für die beiden Rechner HP-41CV und HP-85 in allen Einzelheiten erläutert, so daß sie für andere Rechartypen ohne große Schwierigkeiten programmierbar sind. Im folgenden wird mit dem Rechner HP-41CV gearbeitet, es steht aber sofort für dieselben Beispiele auch der Rechner HP-85 ohne besondere Vorbereitung zur Verfügung.



Bei den hier gezeigten Beispielen aus der Handhabungstechnik braucht wegen der Kenntnis der Programme nur mit kurzen Anleitungen gearbeitet zu werden. Besonderer Wert wird in allen Fällen auf die Vorführung von Zahlenbeispielen gelegt, damit gegebenenfalls durch Maßstabsänderungen die gezeigten Getriebe unmittelbar verwendet werden können. Außerdem werden noch Bewertungs-Urteile an Hand von Kennwerten aufgestellt, um weitgehende Qualitätsvergleiche zu ermöglichen. Damit wird aber auch die Erwartung verbunden, daß zusätzlich von anderen Stellen nach besseren Ergebnissen gesucht wird. Bei Entwurfsarbeiten kann dabei mit einer großen Sicherheit gerechnet werden, in die Nähe der optimalen Bereiche gekommen zu sein, eine Sicherheit, die nicht hoch genug eingeschätzt werden kann.

Der Dank des Verfassers für das Zustandekommen dieses Buches gilt dem Herausgeber der Buchreihe, Herrn Dr.-Ing. H. Schumny und auch den Herren des Vieweg-Verlages, die für sorgfältige Bearbeitung und für eine rasche Herausgabe sorgten.

Braunschweig,  
im Mai 1984

Kurt Hain



---

# **1 Die besonderen Eigenschaften der ungleichmäßig übersetzenden Gelenkgetriebe**

In den Diskussionen und Veröffentlichungen auf dem Gebiete der Automatisierungstechnik hinsichtlich der Handhabungsgeräte wird meist über die "Kinematik" nur beiläufig gesprochen. Die diese Kinematik mit außerordentlich hohen Ansprüchen u.a. auch erzeugenden, ungleichmäßig übersetzenden Kurven- und Gelenkgetriebe (Kurbelgetriebe oder Koppelgetriebe) haben z.B. innerhalb der Verarbeitungsmaschinen zu beachtlichen Leistungssteigerungen geführt. Es wäre nun zu erwarten, daß alle dabei gesammelten Erfahrungen auch auf die Bewegungsprobleme zwischen den Maschinen und Arbeitsstationen übertragen werden. Die Entwicklungstendenzen zeichnen sich aber nur noch in Richtung weitestgehender Flexibilität mit elektronischer Bewegungssteuerung einfacher mechanischer Bauelemente ab, wenn es sich auch gelegentlich herausstellt, daß ein universal gesteuertes Gerät während seines ganzen Bestehens nur für eine einzige Bewegungsaufgabe eingesetzt wird.

Die ungleichmäßig übersetzenden Getriebe sind "Funktionsträger" vielfacher Art, und diese Funktionen lassen sich mit hoher Genauigkeit beliebig oft wiederholen. Allerdings können mit den Gelenkgetrieben, die hier behandelt und angewendet werden sollen, gegebene Bewegungsgesetze nur mit Annäherungen verwirklicht werden, die jedoch bei Voraussetzung optimaler Methoden mit um so geringeren Abweichungen in Kauf genommen werden müssen, je höherer Aufwand getrieben wird, d.h. in vorliegendem Falle, je höhere Gliederzahl die verwendeten Getriebe aufweisen. Selbstverständlich sollte mit allen Mitteln versucht werden, erst dann zu höherem Aufwand überzugehen, wenn alle Möglichkeiten ausgeschöpft sind.

Die ungleichmäßig übersetzenden Gelenkgetriebe, das sind Getriebe, deren Glieder nur mit Dreh- und Schubgelenken verbunden sind, werden in vorliegendem Buch für gegebene Bewegungsgesetze und für vorgeschriebene Bahnkurven berechnet, womit das Gebiet der Getriebesynthese gekennzeichnet ist. Es werden zwei verhältnismäßig umfangreiche Rechenprogramme, die in allen Einzelheiten schon an anderer Stelle dargestellt worden sind [1.1], für eine Reihe von Anwendungsbeispielen aus der Handhabungstechnik eingesetzt. Deshalb soll es genügen, wenn lediglich die Ausdrücke beider Programme aufgenommen werden und im übrigen versucht wird, mit Bedienungs-Anweisungen auszukommen, was wesentlich durch die Aufnahme der Ausdrücke mit den Eingangs- und Ergebniswerten unterstützt wird.

Die Gelenkgetriebe besitzen die hervorragende Eigenschaft, große Kräfte bei hohen Geschwindigkeiten übertragen zu können. Sie garantieren ein genaues Positionieren und lassen sich leicht und übersichtlich einstellen und justieren, und dies sogar während des Ganges! Damit ist aber auch ihre Flexibilität, d.h. ihr Einsatz für veränderliche Arbeitsbedingungen, angesprochen. Hier muß festgestellt werden, daß, nach dem heutigen Stand der Technik, in dieser Richtung verhältnismäßig enge Grenzen gesetzt sind, die allerdings durch intensive Forschung noch erweitert werden sollten.

Die numerische Behandlung der Gelenkgetriebe ist mit geschlossenen Gleichungen nur in sehr bescheidenem Maße möglich, und deshalb standen bisher die graphischen Methoden im Vordergrund. Nach Einführung der programmierbaren Rechner wurde die Suche nach einsatzfähigen Algorithmen, gelegentlich sogar mit der Aufstellung neuartiger Rechenmethoden, aufgenommen.

Die beiden hier verwendeten Synthese-Programme fußen auf der "Zeichnungsfolge-Rechenmethode", nach der mit dem Einsatz der analytischen Geometrie die zeichnerischen Schritte nachvollzogen werden mit dem Vorzug, daß in jeder Zwischenphase eine leichte Vergleichsmöglichkeit mit der Zeichnung gegeben ist.

Eine praxisgerechte Getriebe-Berechnung und -Konstruktion kann sich aber nicht mit der reinen Getriebe-Synthese begnügen, vielmehr müssen in besonderem Maße die "Nebenbedingungen" beachtet werden, die sich meist nur durch Nachrechnungen prüfen lassen. Diese sind z.B. die Durchlaufmöglichkeit des berechneten Getriebes durch die vorgegebenen Lagen auch in der vorgeschriebenen Reihenfolge, eine befriedigende Güte der Bewegungsübertragung, die Berücksichtigung der Kollisions-Gefahren, der Raumbedarf und nicht zuletzt das Streben nach einem beschleunigungsgünstigen Verhalten, d.h. die Berücksichtigung der Massenkräfte und der Lager- und Gelenk-Belastungen.

Eine Reihe solcher Nachprüfungen ist in die Programme eingebaut worden, und mit Ausnutzung zahlreicher IF-Schranken und Abrufen von Unterprogrammen durch Steuerprogramme wird ein vollautomatischer Ablauf des Gesamt-Programms innerhalb eines Lösungsfeldes ermöglicht, dessen Grenzen durch die Eingabe entsprechender Grenzwerte einstellbar sind. Die Rechenbeispiele werden mit dem Rechner HP-41CV vorgeführt [1.1]. Die Programme liegen sofort einsatzfähig auch für den Rechner HP-85 vor, sie können auch für jeden anderen Rechner aufbereitet werden.

---

## 2 Berechnung von Funktionsgetrieben für gegebene Winkelzuordnungen

In zwangsläufigen Getrieben sind die Winkel-Bewegungen zweier im Gestell gelagerter Glieder nach dem getriebeeigenen Gesetz einander zugeordnet, beide erfüllen also eine eindeutig definierte Funktion. Wenn nun durch vorgeschriebene Arbeitsbedingungen eine bekannte Funktion mechanisch zu realisieren ist, kann man sich z.B. im Bewegungsdiagramm eine Anzahl von "Genau-punkten" aussuchen und nur für diese die Abmessungen eines Gelenkvierecks zu berechnen versuchen. Je mehr man in der Lage ist, solche Genaupunkte vorzuschreiben und zu erfüllen, um so genauer muß die Übereinstimmung zwischen diesen Punkten des gegebenen Gesetzes mit demjenigen des Gelenkvierecks übereinstimmen.

Für das Gelenkviereck ist bekannt, daß es für 4 Lagen, die also drei Winkel einschließen, noch unendlich viele Gelenkvierecke mit geometrischen Orten auf der Kreispunktkurve gibt [2.1]. Für 4 Winkelzuordnungen gibt es dann nur noch 3 (bzw. 4) Lösungen, die aber wegen starker Einschränkungen selten zu brauchbaren Getrieben führen. In dem hier gegebenen Rahmen soll nun ein neuer Weg verfolgt werden, indem 5 Lagen (4 Winkel) einzugeben sind, für die Lagen 1-2-3, sowie für 1-4-5 je eine Dreilagenberechnung durchzuführen ist, und das gesamte Lösungsfeld nach den kleinsten Differenzen zwischen beiden Lösungen abgetastet wird [2.2]. Weitere Programmablauf-Einzelheiten werden am folgenden ersten Beispiel erläutert. Wenn es für die gegebene Aufgabe eine oder einige Fünflagen- (Vierwinkel-)Lösungen gibt, müssen diese auch erkannt und gefunden werden.

Das Rechenprogramm ist in T a b e l l e 2.1 ausgedruckt. Mit seinen 490 Programmplätzen hat es bei weitem die volle Kapazität des Rechners HP-41CV noch nicht ausgefüllt.

Tabelle 2.1 Ausdruck des Programms „Getriebe-Synthese für Winkelzuordnungen“

Size 051

01*LBL "HN10"	56 ENTER↑	111 STO 32	166 R-P	221*LBL 26
02*LBL 20	57 RCL 27	112 RCL 09	167 X<>Y	222 TONE 9
03 RCL 21	58 RCL 21	113 STO 16	168 SIN	223 RCL 39
04 RCL 22	59 -	114 RCL 13	169 SIGN	224 STO 41
05 -	60 R-P	115 STO 17	170 STO 37	225 RCL 02
06 RCL 32	61 STO 28	116 XEQ 21	171 RTN	226 RCL 00
07 RCL 31	62 RTN	117 RCL 16	172*LBL 24	227 -
08 -	63*LBL 21	118 STO 23	173 RCL 02	228 STO 02
09 /	64 RCL 07	119 RCL 17	174 RCL 00	229 XEQ 31
10 STO 26	65 RCL 16	120 STO 33	175 +	230 RCL 02
11 RCL 21	66 +	121 XEQ 20	176 STO 02	231 STO 42
12 RCL 23	67 ENTER↑	122 RCL 27	177 PSE	232 XEQ 27
13 -	68 RCL 02	123 STO 18	178 RCL 02	233 XEQ 31
14 RCL 33	69 P-R	124 RCL 26	179 RCL 30	234 RCL 42
15 RCL 31	70 RCL 05	125 STO 19	180 X<>Y	235 STO 02
16 -	71 -	126 RCL 28	181 X<>Y?	236 RCL 00
17 /	72 R-P	127 STO 20	182 XEQ 41	237 .1
18 STO 27	73 X<>Y	128 RCL 10	183 XEQ 31	238 *
19 RCL 26	74 RCL 17	129 STO 16	184 STO 30	239 STO 00
20 CHS	75 -	130 RCL 14	185 RCL 02	240 .0001
21 RCL 22	76 X<>Y	131 STO 17	186 .001	241 X<>Y
22 RCL 21	77 P-R	132 XEQ 21	187 +	242 X<=Y?
23 +	78 STO 16	133 RCL 16	188 STO 02	243 XEQ 28
24 *	79 X<>Y	134 STO 22	189 XEQ 31	244 RCL 38
25 RCL 32	80 STO 17	135 RCL 17	190 RCL 38	245 ABS
26 +	81 RTN	136 STO 32	191 +	246 .01
27 RCL 31	82*LBL 22	137 RCL 11	192 ENTER↑	247 X<>Y
28 +	83 RCL 26	138 STO 16	193 .001	248 X<=Y?
29 STO 28	84 RCL 19	139 RCL 15	194 R-P	249 XEQ 28
30 RCL 27	85 -	140 STO 17	195 X<>Y	250 RCL 39
31 RCL 23	86 ENTER↑	141 XEQ 21	196 SIN	251 ABS
32 RCL 21	87 RCL 27	142 RCL 16	197 STO 38	252 RCL 05
33 +	88 RCL 18	143 STO 23	198 RCL 37	253 X<>Y
34 *	89 -	144 RCL 17	199 *	254 X<>Y?
35 +	90 R-P	145 STO 33	200 0	255 XEQ 45
36 RCL 33	91 STO 39	146 XEQ 20	201 X<>Y	256 XEQ 24
37 -	92 RTN	147 RCL 28	202 X<=Y?	257*LBL 45
38 RCL 31	93*LBL 31	148 RCL 20	203 XEQ 26	258 RCL 43
39 -	94 RCL 07	149 -	204 XEQ 24	259 STO 00
40 2	95 ENTER↑	150 STO 44	205*LBL 27	260 RCL 02
41 /	96 RCL 02	151 XEQ 22	206 RCL 41	261 RCL 00
42 RCL 27	97 P-R	152 RTN	207 RCL 02	262 +
43 RCL 26	98 RCL 05	153*LBL 23	208 *	263 STO 02
44 -	99 -	154 XEQ 31	209 RCL 39	264 XEQ 23
45 /	100 STO 21	155 RCL 39	210 RCL 02	265 XEQ 24
46 STO 27	101 X<>Y	156 STO 37	211 RCL 00	266*LBL 28
47 RCL 26	102 STO 31	157 RCL 02	212 +	267 "*****"
48 *	103 RCL 08	158 .0001	213 *	268 PRA
49 RCL 28	104 STO 16	159 +	214 -	269 XEQ 31
50 2	105 RCL 12	160 STO 02	215 RCL 41	270 RCL 18
51 /	106 STO 17	161 XEQ 31	216 RCL 39	271 RCL 27
52 +	107 XEQ 21	162 RCL 37	217 -	272 +
53 STO 26	108 RCL 16	163 -	218 /	273 2
54 RCL 31	109 STO 22	164 ENTER↑	219 STO 02	274 /
55 -	110 RCL 17	165 .0001	220 RTN	275 STO 45

Tabelle 2.1 (Fortsetzung)

276 RCL 19	333 STO 48	390*LBL 29	447 RCL 15
277 RCL 26	334 XEQ 29	391 RCL 07	448 PRX
278 +	335 RCL 08	392 RCL 48	449 "D,D-PHI"
279 2	336 STO 48	393 +	450 PRA
280 /	337 XEQ 29	394 ENTER↑	451 RCL 05
281 STO 46	338 RCL 09	395 RCL 02	452 PRX
282 RCL 46	339 STO 48	396 P-R	453 RCL 01
283 ENTER↑	340 XEQ 29	397 RCL 05	454 PRX
284 RCL 45	341 RCL 10	398 -	455 "A*,D-A,A-MAX"
285 R-P	342 STO 48	399 R-P	456 PRA
286 STO 04	343 XEQ 29	400 X↑2	457 RCL 29
287 X<>Y	344 RCL 11	401 CHS	458 PRX
288 STO 47	345 STO 48	402 RCL 04	459 RCL 00
289 "PHI*,PSI*,A,BD"	346 XEQ 29	403 X↑2	460 PRX
290 PRA	347 "MUE:6-7"	404 +	461 RCL 30
291 RCL 07	348 PRA	405 RCL 03	462 PRX
292 PRX	349 RCL 49	406 X↑2	463 "PHI:16,17"
293 RCL 47	350 STO 48	407 +	464 PRA
294 PRX	351 XEQ 29	408 2	465 RCL 49
295 RCL 02	352 RCL 50	409 /	466 PRX
296 PRX	353 STO 48	410 RCL 03	467 RCL 50
297 RCL 39	354 XEQ 29	411 /	468 PRX
298 PRX	355 "MUE:I-A"	412 RCL 04	469 RCL 00
299 RCL 31	356 PRA	413 /	470 STO 43
300 ENTER↑	357 RCL 07	414 SF 25	471 RCL 29
301 RCL 21	358 CHS	415 ACOS	472 STO 02
302 R-P	359 STO 48	416 PRX	473 "-.-.-.-.-."
303 X<>Y	360 XEQ 29	417 RTN	474 PRA
304 RCL 47	361 100	418*LBL 30	475 XEQ 23
305 -	362 RCL 07	419 SF 12	476 XEQ 24
306 SIN	363 -	420 "VIER-WINKEL"	477*LBL 40
307 SIGN	364 STO 48	421 PRA	478 "A*,A-MAX,DA"
308 STO 06	365 XEQ 29	422 "ZUORDNUNG"	479 PRA
309 RCL 31	366 RCL 43	423 PRA	480 RCL 29
310 RCL 46	367 STO 00	424 CF 12	481 PRX
311 -	368 RCL 02	425 "PHI*"	482 RCL 30
312 ENTER↑	369 RCL 00	426 PRA	483 PRX
313 RCL 21	370 +	427 RCL 07	484 RCL 00
314 RCL 45	371 STO 02	428 PRX	485 PRX
315 -	372 "=====	429 "PHI:12,13,14,15"	486 RCL 00
316 R-P	373 PRA	430 PRA	487 STO 43
317 STO 03	374 XEQ 23	431 RCL 08	488 XEQ 23
318 "A,B,C,D,S"	375 RTN	432 PRX	489 XEQ 24
319 PRA	376*LBL 41	433 RCL 09	490 .END.
320 RCL 02	377 ADV	434 PRX	
321 PRX	378 "PHI*-ENDE"	435 RCL 10	
322 RCL 03	379 PRA	436 PRX	
323 PRX	380 RCL 07	437 RCL 11	
324 RCL 04	381 PRX	438 PRX	
325 PRX	382 RCL 29	439 "PSI:12,13,14,15"	
326 RCL 05	383 STO 02	440 PRA	
327 PRX	384 RCL 07	441 RCL 12	
328 RCL 06	385 RCL 01	442 PRX	
329 PRX	386 +	443 RCL 13	
330 "MUE:1-2-3-4-5"	387 STO 07	444 PRX	
331 PRA	388 XEQ 23	445 RCL 14	
332 0	389 XEQ 24	446 PRX	



## 2.1 ERZEUGUNG EINES GEGEBENEN KURVENVERLAUFES AN EINEM AUF EINEM TRANSPORTBAND BEWEGTEN WERKSTÜCK

Nach Bild 2.1 ist folgende Aufgabe zu lösen: Ein Werkstück  $W$  bewegt sich auf einem Transportband, und auf seiner Seitenwand ist eine vorgegebene Kontur  $k$  zu erzeugen, z.B. lediglich als ein Schriftzeichen oder auch als Löt- oder Schweißnaht, als vom Schneidbrenner zu verwirklichende Trennkante als Fräs- oder Schleifnut. Am Werkstück ist für andere Zwecke ein Stift oder eine Rolle  $C$  vorhanden, die nun ein Teilstück des in  $A_0$  gelagerten Hebels  $a$  antreibt. Über den Koppelhebel  $b$  ist der in  $B_0$  gelagerte Hebel  $c$  so zu bewegen, daß ein auf ihm angebrachtes Werkzeug  $E$  die gegebene Kontur  $k$  möglichst genau erzeugt. Es ist also eine Funktion zwischen den Hebels  $a$  und  $c$  zu erfüllen. Das Seitenstück des Hebels  $a$  wird mit einer Feder an die Rolle  $C$  angepreßt, und es wird nach Durchlaufen der Arbeitsstrecke wieder freigegeben, so daß der Hebel  $a$  gegen einen Anschlag wieder in seine Anfangsstellung zurückkehrt und das nächste Werkstück bearbeitet werden kann.

Nach Bild 2.2 mit dem Getriebeschema des Bildes 2.1 kann man zunächst die Lage der Gestellpunkte  $A_0$  und  $B_0$  beliebig annehmen. Nach praktischen Gesichtspunkten wählt man auf der gegebenen Kurve  $k$  fünf Punkte  $E_1$  bis  $E_5$ , und mit dem angenommenen Radius  $B_0D$  des Arbeitshebels schneiden die Parallelen zur Transportrichtung durch die  $E$ -Punkte diesen Kreis in den Punkten  $D_2$  bis  $D_5$ , wenn  $D_1 = E_1$  als Bezugspunkt angesehen werden soll. Damit sind die Winkel  $\psi_{12}$  bis  $\psi_{15}$  festgelegt. Die sich daraus ergebenden Strecken  $s_{12}$  bis  $s_{15}$  erhalten wir auf der Waagerechten durch den angenommenen Punkt  $C_1$  und führen zu den Punkten  $C_2$  bis  $C_5$ , und die Strahlen von  $C_1$  und von  $C_2$  bis  $C_5$  definieren die Winkel  $\varphi_{12}$  bis  $\varphi_{15}$ .

Nun ist ein Gelenkviereck zu berechnen, das in  $A_0$  einen Hebel  $a$  mit den  $\varphi$ -Winkeln und in  $B_0$  einen Hebel  $c$  mit den zugeordneten  $\psi$ -Winkeln realisiert. Am Bild 2.3 soll der Gang der Berechnung beschrieben werden. Das Gestell  $A_0B_0 = d$  liegt fest. Mit dem im Bild 2.1 eingetragenen Winkel  $\varphi^*$  ist die Winkellage

eines Strahles als geometrischer Ort für das Gelenk A und damit auch für die Länge  $A_0A$  ausgewählt. Mit den  $\varphi$ -Winkeln, Bild 2.3, ergeben sich die Punkte  $A_2$  bis  $A_5$ , und diese Punkte werden um  $B_0$  und um die negativen  $\psi$ -Winkel verdreht, wobei sich die Lagen  $A_2'$  bis  $A_5'$  einstellen. Nun werden die Kreise durch je drei Punkte  $A_1, A_2', A_3'$  und durch  $A_1, A_4', A_5'$  mit ihren Mittelpunkten  $B_{123}$  und  $B_{145}$  berechnet. Die Lage von  $A_1$  auf dem  $\varphi^*$ -Strahl wird zwischen einstellbaren Grenzen so lange verändert, bis, mit Hilfe einer IF-Schranke, ein Minimum-Wert des Mittelpunktabstandes  $B_{123}B_{145}$  errechnet ist. Hierbei wird die Schrittweite für die `Regula_falsi` bis auf einen kleinst einstellbaren Wert verringert. Für jedes Minimum werden die zugehörigen Gelenkviereck-Abmessungen und die entsprechenden Kennwerte berechnet.

Der Rechner wandert dann aber weiter auf dem  $\varphi^*$ -Strahl, und wenn kein weiteres Minimum feststellbar ist, druckt er nach Überschreiten eines einstellbaren  $a_{\max}$ -Wertes den  $\varphi^*$ -Winkel aus und schaltet mit dem einstellbaren Zeilensprung  $\Delta\varphi$  auf einen neuen  $\varphi^*$ -Strahl um. Dies wird automatisch so lange fortgesetzt, bis entweder nach Einsicht in die bislang ausgedruckten Ergebnisse manuell ausgeschaltet wird oder bis das gesamte, einstellbare Lösungsfeld abgetastet worden ist.

## 2.2 BEDIENUNGSANWEISUNG FÜR PROGRAMM "WINKELZUORDNUNGEN"

An Hand der Beispielbilder 2.1 bis 2.3 soll nun die Bedienungsanweisung mit den Angaben der `T a b e l l e 2.2` gegeben gegeben werden. Sämtliche Eingangswerte werden nach den R-Speichern, wie in der Tabelle angegeben, vor dem Start des Rechners manuell eingetastet. Der Anfangswinkel  $\varphi^*$  wird nur zu Beginn eingetastet, beim automatischen Rechenablauf ändert er sich mit der Schrittweite  $\Delta\varphi$ . Die  $\varphi$ - und die  $\psi$ -Winkel haben ihre Speicher  $R_{08}$  bis  $R_{11}$ , sowie  $R_{12}$  bis  $R_{15}$ . Die Gestelllänge  $d = R_{05}$  gilt als Maßstabswert für das Getriebe. Wenn sie geändert wird, verändern sich alle Längenmaße im Änderungs-Maßstab, sämtliche Winkelwerte behalten aber ihre Größe. Zwischen dem Kleinstwert  $a^*$  und dem Größtwert  $a_{\max}$  von  $a$  wird mit der

Tabelle 2.2 Programmablauf für das Beispiel der Bilder 2.1 bis 2.3

XEQ 30	
↓	
VIER-WINKEL ZUORDNUNG	
PHI*	
-25.00000000 $\psi^* = R07$	Eingangswerte
PHI: 12,13,14,15	
12.50000000 $\psi_{12} = R08$	
27.00000000 $\psi_{13} = R09$	
41.00000000 $\psi_{14} = R10$	
53.50000000 $\psi_{15} = R11$	
PSI: 12,13,14,15	
-3.054000000 $\psi_{12} = R12$	
-11.74000000 $\psi_{13} = R13$	
-23.21000000 $\psi_{14} = R14$	
-34.59000000 $\psi_{15} = R15$	
D, D-PHI	Ergebniswerte
70.00000000 $\alpha = R05$	
10.00000000 $\Delta\varphi = R01$	
A*, D-A, A-MAX	
5.000000000 $Q^* = R29$	
5.000000000 $\Delta Q = R00$	
50.00000000 $Q_{max} = R30$	
PHI: 16,17	
60.00000000 $\psi_{16} = R49$	
-10.00000000 $\psi_{17} = R50$	
-----	
PHI*, PSI*, A, BD	Ergebniswerte
-25.00000000	
-176.6525673	
7.642100000	
117.4004763	
A, B, C, D, S	
7.642100000	
38.08037856	
25.07725767	
70.00000000	
-1.000000000	
MUE: 1-2-3-4-5	Ergebniswerte
179.3897731	
163.8880449	
161.4027932	
165.7296048	
-1.015327231	
MUE: 6-7	
-1.048750551	
-1.048750551	
MUE: I-A	
161.3415819	
-2.067807503	
=====	
PHI*, PSI*, A, BD	Ergebniswerte
-25.00000000 $\psi^* = R07$	
-149.1862087 $\psi^* = R47$	
28.76240000 $Q = R02$	
8.464404619 $B = R39$	
A, B, C, D, S	
28.76240000 $Q = R02$	
14.45351446 $B = R03$	
35.99842415 $C = R04$	
70.00000000 $\alpha = R05$	
-1.000000000 $S = R08$	
MUE: 1-2-3-4-5	Ergebniswerte
123.4124302 $\mu_1$	
106.2503777 $\mu_2$	
100.9800741 $\mu_3$	
109.7558087 $\mu_4$	
131.0744994 $\mu_5$	
MUE: 6-7	
152.6130044 $\mu_6$	
152.6130044 $\mu_7$	
MUE: I-A	
100.0425265 $\mu_A$	
-7.927312777 $\mu_A$	
=====	
PHI*, PSI*, A, BD	Ergebniswerte
-25.00000000	
-176.3614397	
39.42050000	
15.76154740	
A, B, C, D, S	
39.42050000	
12.44827906	
42.96311043	
70.00000000	
1.000000000	
MUE: 1-2-3-4-5	Ergebniswerte
59.14327781	
29.07274732	
6.703639973	
37.20922367	
68.21946431	
MUE: 6-7	
86.37619716	
86.37619716	
MUE: I-A	
4.926076825	
-9.322872369	
=====	
PHI*-ENDE	Ergebniswerte
-25.00000000	
PHI*-ENDE	
-15.00000000	
PHI*-ENDE	
-15.00000000	
PHI*-ENDE	
-15.00000000	
PHI*-ENDE	
-15.00000000	
PHI*-ENDE	
-15.00000000	

Sprungweite  $\Delta a$  jeder von  $A_0$  ausgehende  $\varphi^*$ -Strahl abgetastet. Von besonderer Wichtigkeit ist die Eingabe der Winkel  $\varphi_{16}$  und  $\varphi_{17}$ . Sie geben den Bewegungsbereich für das Glied a an, in welchem sich das Getriebe jenseits des Rechenbereiches noch mit Sicherheit bewegen lassen muß, sie werden mit entsprechenden Vorzeichen von der Bezugslage 1 aus gemessen.

Für das Beispiel der Bilder 2.1 bis 2.3 ergeben sich z.B. auf dem Strahl  $\varphi^* = -25^\circ$  zwischen den Grenzen  $a^* = 5$  und  $a_{\max} = 50$  drei Lösungen mit den Längen  $a = 7,64.., 28,76.., 39,42..$ . Die Lösung mit  $a = 28,76$  wurde aus den im folgenden angegebenen Gründen als die bessere ausgewählt. Unter den Ergebniswerten werden zunächst die Winkel  $\varphi^*$  und  $\psi^*$  zur Kennzeichnung der Getriebe-Anfangslage, Bild 2.1, ausgedruckt. Die Zahlenangabe für B ( $=R_{39}$ ) kennzeichnet den Kleinst-Abstand der erwähnten Kreismittelpunkte, sie ist als Genauigkeits-Kennwert anzusehen. Neben den Hebel-Abmessungen a, b, c, d erfolgt noch die Zahlenangabe ( $\pm 1$ ) des Bereichswertes s. Er gibt nach Bild 2.1 an, ob der Zweischlag aus b und c unterhalb oder oberhalb der Diagonalen m gelegen ist. Bei  $\psi_m < \psi_c$  (im Bereich  $0^\circ$  bis  $180^\circ$ ) ist  $s = -1$ .

Von ausschlaggebender Bedeutung für den befriedigenden Lauf des Getriebes ist der Übertragungswinkel  $\mu$ . Er wird zwischen den Gliedern b und c gemessen. Bei  $\mu = 0^\circ$  und  $\mu = 180^\circ$  ist eine Bewegungsübertragung beim Antrieb am Glied a unmöglich! Meist wird die Abweichung vom Bestwert  $\mu = 90^\circ$  angegeben, so daß z.B. ein  $\mu = 150^\circ$  mit einem  $\mu = 30^\circ$  gleichzusetzen ist. In Tabelle 2.2 werden die Übertragungswinkel  $\mu_1$  bis  $\mu_5$  für die vorgegebenen Lagen ausgedruckt und außerdem  $\mu_6$  und  $\mu_7$ , die beide anzeigen, mit welcher Übertragungsgüte die durch  $\varphi_{16}$  und  $\varphi_{17}$  gesetzten Bewegungsgrenzen erreicht werden. Die Winkel  $\mu_i$  und  $\mu_a$  gelten für die Deck- und Strecklage von a mit d, mit den für das umlauffähige Gelenkviereck gültigen Kleinstwerten. Sie lassen also erkennen, ob das berechnete Gelenkviereck umlaufen kann. Da dies in vielen Fällen gar nicht gefordert zu werden braucht, können diese Werte unbeachtet bleiben. Das Programm, Tabelle 2.2, wird mit dem Label-Abruf XEQ 30 eingeleitet, das nach dem Eingangswerte-Ausdruck sofort mit den

einggegebenen Werten  $\varphi^*$  und  $a^*$  den Rechnungsgang einleitet. Für Zwischenrechnungen, bei denen die Liste der Eingangswerte und der kleinste Eingangswert  $a^*$  nicht erwünscht sind, kann die Programm-Einleitung mit XEQ 40 vorgenommen werden.

Das Beispiel der Kontur-Erzeugung läßt genügend freie Eingangs-Parameter, z.B. die Lage von  $A_0$  und  $B_0$ , offen, so daß eine Anpassung an gegebene Konturen erleichtert wird. Es ist darüber hinaus möglich, durch einstellbare Hebellängen das gesamte Spektrum des Gelenkvierecks voll auszunutzen, wie dies beim Formdrehen in Drehmaschinen gezeigt wurde [2.3].

### 2.3 BERECHNUNGEN FÜR BESCHLEUNIGUNGSGÜNSTIGE GETRIEBE

Es wurde schon darauf hingewiesen, daß außer der nach Programm ablaufenden Getriebe-Synthese noch wichtige "Nebenbedingungen" berücksichtigt werden sollten. Wenn die Arbeitsgeschwindigkeiten bei Handhabungsgeräten erhöht und die Auswirkungen der Massenkräfte gering gehalten werden sollen, lassen sich die Massen, die ja durch die gegebene Aufgabe bestimmt sind, nicht verkleinern. Es bleibt hier aber noch der verheißungsvolle Weg die Beschleunigungen, die bekanntlich mit dem Quadrat der Geschwindigkeit anwachsen, so weit wie möglich herabzusetzen. Es ist allein schon für das einfache Gelenkviereck noch nicht gelungen, die Getriebebelagen für die Extrembeschleunigungen oder sogar deren Beträge durch eindeutige geometrische Örter zu kennzeichnen. Auch ist noch nicht geklärt, unter welchen Voraussetzungen nur 2 oder gar 4 Extremwerte auftreten. Erfreulicherweise sind aber die Grenzen für die absolut erreichbaren kleinsten Beschleunigungen bekannt, nämlich bei konstanter Beschleunigung während der gesamten Bewegungsperiode. Das hierfür gültige Bewegungsgesetz ist die quadratische Parabel [2.4], die wegen der unvermeidlichen Beschleunigungssprünge aber nicht allgemein empfohlen werden kann. Immerhin ist sie als Bezugsgröße wertvoll. Damit ist es gelungen, den "Beschleunigungsgrad" zu definieren, dessen Bezugswert "1" für die quadratische Parabel gilt [2.5, 2.6].

Tabelle 2.3 Eingangs- und Ergebniswerte aus der Berechnung des Gelenkvierecks nach Bild 2.4

XEQ 30	
↓	
VIER-WINKEL ZUORDNUNG	
PHI*	=====
15.50000000 $\varphi^* = R07$	PHI*,PSI*,A,B
PHI:12,13,14,15	15.50000000 $\varphi^* = R07$
54.00000000 $\varphi^* = R08$	97.28575971 $\varphi^* = R47$
90.00000000 $\varphi^* = R09$	8.984400000 $a = R02$
124.00000000 $\varphi^* = R10$	8.463710372 $B = R39$
180.00000000 $\varphi^* = R11$	A,B,C,D,S
PSI:12,13,14,15	8.984400000 $a = R02$
8.263840000 $\varphi_{12} = R12$	91.26374563 $b = R03$
19.77660000 $\varphi_{13} = R13$	27.19095915 $c = R04$
31.46973000 $\varphi_{14} = R14$	100.00000000 $d = R05$
40.00000000 $\varphi_{15} = R15$	1.000000000 $s = R06$
D,D-PHI	MUE:1-2-3-4-5
100.00000000 $\alpha = R05$	81.66763025
1.000000000 $\Delta\varphi = R01$	94.42611291
A*,D-A,A-MAX	107.5007625
1.500000000 $a^* = R29$	118.6376621
1.500000000 $\Delta a = R00$	123.5624743
20.00000000 $a_{max} = R30$	MUE:6-7
PHI:16,17	81.66763025
0.000000000 $\varphi_{16} = R49$	89.93692022
40.00000000 $\varphi_{17} = R50$	MUE:I-A
.....	80.90437068
	124.4726959
	=====

Liegt z.B. ein Gelenkviereck nach Bild 2.4 vor, das als Kurbelschwinge mit umlaufender Antriebskurbel a und hin und her schwingendem Abtriebs-c verwendet wird, so ist der Kurbelwinkel  $\varphi_0$  zu definieren, den die Kurbel a durchläuft, wenn die Schwinge c gleichläufig mit a von einer Totlage  $B_0B_1$  bis zur anderen Totlage  $B_0B_a$  um den Schwingwinkel  $\psi_0$  dreht, so gilt für den Beschleunigungsgrad des Gleichlaufes:

$$\delta_{\alpha I} = \frac{\alpha_{I \max} \cdot \varphi_0^2 \cdot \pi}{\psi_0 \cdot 720} \quad (1)$$

und für den Gegenlauf:

$$\delta_{\alpha II} = \frac{\alpha_{I \max} \cdot (360 - \varphi_0)^2 \cdot \pi}{\psi_0 \cdot 720} \quad (2)$$

Für die Übergangsgesetze wurden "normierte" Größen eingeführt, d.h. der Antriebsteil und der Abtriebsteil wurden beide = 1 gesetzt. Jedem Teilbetrag  $z$  des Antriebes ist ein Teilbetrag  $f$  des Abtriebes zugeordnet:

$$0 < z < 0,5: \quad 2z^2 = f \quad (3)$$

$$0,5 < z < 1: \quad 1 - 2(z-1)^2 = f \quad (4)$$

Wenn für Hin- und Rückgang eines Gelenkvierecks an der Antriebskurbel  $\varphi_0 = 180^\circ = 1$  gesetzt wird, ergeben sich für  $z = 0,3; 0,5; 0,7; 1$  die  $\varphi$ -Winkelwerte  $\varphi = 54^\circ; 90^\circ; 124^\circ; 180^\circ$ . Bei einem gegebenen Schwingwinkel als Abtriebsbetrag  $\psi_0 = 40^\circ$  ergeben sich für den als Abtriebsglied wirkenden Hebel  $c$  jeweils  $\psi = f \cdot \psi_0$  nach Glm. (3) und (4):  $\psi = 7,2^\circ; 20^\circ; 32,8; 40^\circ$ . Mit diesen Werten wurde versucht, ein beschleunigungsgünstiges Gelenkviereck, also ein solches mit möglichst kleinem  $\delta_\alpha$  zu berechnen. Durch vielfache Iterationen wurden aber die nach Tabelle 2.3 eingesetzten, günstigeren Werte  $\psi_{12}$  bis  $\psi_{15}$  gefunden. Und hierfür ergaben sich dann die mit der Rest-Differenz  $B = 0,4637...$  gefundenen Abmessungen und die überaus bemerkenswert guten Übertragungswinkel, von den hier lediglich  $\mu_j$  und  $\mu_a$  als Extremwerte betrachtet zu werden brauchen.

Die Nachrechnung dieses Gelenkvierecks mit bekannten Programmen 2.7 führt zunächst zu geringen Abweichungen. Der Kurbelwinkel ändert sich von  $\varphi_0 = 180^\circ$  auf  $\varphi_0 = 177,4471^\circ$ , der Schwingwinkel von  $\psi_0 = 40^\circ$  auf  $\psi_0 = 39,5942^\circ$ . Der Beschleunigungsgrad errechnet sich auf den Gleichlauf zu  $\delta_{\alpha I} = 1,2773$  und für den Gegenlauf zu  $\delta_{\alpha II} = 1,3519$ . Dies ist ein beachtenswertes Ergebnis, wenn man als Vergleich die harmonische Bewegung (Sinusgesetz) mit  $\delta_\alpha = 1,248$  heranzieht! Hinzu kommt noch, daß das Getriebe ja nur für den Gleichlauf berechnet wurde und daß für den Gegenlauf ein nahezu gleich gutes Ergebnis zustande kommt!

Das beschleunigungsgünstige Gelenkviereck ist im Bild 2.4 dargestellt. Es hat, da  $\psi_m > \psi_c$ , den Bereichs-Kennwert  $s = +1$ . Im Bewegungs-Diagramm, Bild 2.5, ist ersichtlich, daß zwei Extrem-Beschleunigungswerte  $\alpha/\omega^2$  (auf das Quadrat der Winkelgeschwindigkeit bezogen) in den beiden Totlagen auftreten, wenn also das Übersetzungsverhältnis  $i = 0$  ist. Es ergeben sich bei  $\varphi_T = 15,6074^\circ$  ( $\varphi$  = Winkel zwischen Kurbel a und Gestell d)  $\alpha/\omega^2 = 0,3681$  und bei  $\varphi_T = 193,0545^\circ$  der Betrag  $\alpha/\omega^2 = 0,3591$ . Zum Vergleich ist im Bild 2.5 der Beschleunigungsverlauf nach der quadratischen Parabel mit den konstanten Beschleunigungen aufgeführt.

Das Gelenkviereck nach Bild 2.4 hat verhältnismäßig großen Raumbedarf, bezogen auf das Verhältnis  $a/d = 0,0898$ . Außer dem hier verwendeten Programm kann man auch versuchen, mit anderen Suchmethoden [2.6] zum Ziele zu kommen.

Die Fähigkeiten des einfachen Gelenkvierecks werden bei der Erzeugung von Schwingbewegungen wesentlich herabgesetzt, wenn ein langsamer Hin- und ein schneller Rückgang verlangt wird. Solche Arbeitsgänge werden oft verlangt, wenn für die gesamte Bewegungsperiode, nämlich für eine Umdrehung der Antriebskurbel, nur eine bestimmte Zeit zur Verfügung steht und diese für den eigentlichen Arbeitsgang so weit wie möglich auszunutzen ist, während der Rückgang, meist als Leergang anzusehen, in wesentlich kürzerer Zeit bewältigt werden kann.

In kinematischer Hinsicht bedeutet dies, die Kurbelwinkelanteile für Hin- und Rückgang, z.B. für Gleich- und Gegenlauf zwischen An- und Abtriebsglied mit möglichst großem Unterschied vorzusehen, bzw. bei dynamischer Betrachtung, die Massenkräfte für die Förderung eines Werkstückes etwa gleich groß zu halten mit dem Rückgang des Getriebes ohne die Masse des Werkstückes.

Nimmt man als noch zulässigen Kleinst-Übertragungswinkel  $\mu_{\min} = 30^\circ$  an, so gibt es mit dem Schwingwinkel  $\psi_0 = 40^\circ$  einen Kurbelwinkel von  $\varphi_0 = 220^\circ$  und für den Rückgang seinen Ergänzungswinkel  $360^\circ - \varphi_0 = 140^\circ$  [2.6].



Im B i l d 2.6 ist dieses Gelenkviereck als Erstgetriebe einer Serienanordnung dargestellt mit den Gliedlängen  $a_I = 17,101$ ;  $b_I = 33,8746$ ;  $c_I = 57,9228$ ;  $d_I = 50$  und  $\varphi_0 = 220^\circ$ , Anfangswinkel  $\varphi^* = 70^\circ$ . Die bezogene Winkelbeschleunigung für dieses Gelenkviereck allein [2.7] führt nach den Gln. (1) und (2) zu den Beschleunigungsgraden  $\delta_{\alpha I} = 2,89$  und  $\delta_{\alpha II} = 1,37$ . Will man die sehr ungünstige Beschleunigung im Bereich  $\varphi_0 = 220^\circ$  herabsetzen, so kann man z.B. nach Bild 2.6 ein zweites Gelenkviereck nachschalten und dieses mit dem hier vorliegenden Programmsystemgerecht berechnen. Dies soll in Ergänzung zu den Rechnungen an anderer Stelle [1.1] beschrieben werden. Zwischen den Differenzwinkeln  $\varphi_I$  der Antriebskurbel  $a_I$  und dem Abtriebsglied  $c$  des Zweit-Gelenkvierecks soll das Gesetz der quadratischen Parabel für die Werte  $z = 0,25; 0,5; 0,75; 1$  nach den Gln. (3) und (4) realisiert werden. Dafür ergeben sich: f-Werte in T a b e l l e 2.4 . Das Erst-Gelenkviereck erzeugt zwischen den Totlagenwinkeln  $\varphi_I^* = 70^\circ$  und  $\varphi_I^* + \varphi_0 = 70^\circ + 220^\circ = 290^\circ$  den Schwingwinkel  $\psi_0 = 40^\circ$ . Der Kurbelwinkel  $\varphi_0$  muß also nach den z-Werten in die unter  $\varphi_I$

**Tabelle 2.4** Zusammenstellung der Eingangswerte für die Berechnung des Zweit-Gelenkvierecks nach Bild 2.6

z	$\varphi_I$	f	$\Delta\psi_I =$	$\psi$
0	70	0	0	0
0,25	125	0,125	9,7985	5
0,5	180	0,5	25,4704	20
0,75	235	0,875	36,1627	35
1	290	1	40	40

**Tabelle 2.5** Eingangswerte und Rechenergebnisse für die Bestimmung des Zweit-Gelenkvierecks nach Bild 2.6. Speicher-Aufteilungen nach den Tabellen 2.2 und 2.3

<p style="text-align: center;"><u>XEQ 30</u></p> <p style="text-align: center;">↓</p>	
<b>VIER-WINKEL ZUORDNUNG</b>	<b>=====</b>
PHI*	PHI*,PSI*,A,BD
20.00000000	20.00000000
PHI:12,13,14,15	70.74143730
9.798512800	15.50510000
25.47044400	6.647579299
36.16274010	A,B,C,D,S
40.00000000	15.50510000
PSI:12,13,14,15	38.81036396
5.000000000	9.674465197
20.00000000	50.00000000
35.00000000	1.000000000
40.00000000	MUE:1-2-3-4-5
D,D-PHI	65.07795224
50.00000000	74.16315224
10.00000000	94.06489888
A*,D-A,A-MAX	111.6615560
5.000000000	119.1091935
3.000000000	MUE:6-7
100.0000000	74.16315224
PHI:16,17	119.1091935
9.798512800	MUE:I-A
40.00000000	56.91345825
-.-.-.-.-	-3.583617827
	<b>=====</b>

angegebenen Winkel unterteilt werden, und für diese sind nach einem Programm für Funktions-Gelenkvierecke [2.7] die Differenzbeträge  $\Delta\psi_I$  am Abtriebsglied  $c_I$  zu berechnen, die für das Zweit-Gelenkviereck die Eingangswerte  $\varphi$  darstellen. Für das End-Abtriebsglied  $c$  soll der gleiche Schwingwinkel  $\psi_0 = 40^\circ$  gegeben sein, dann ergeben sich nach Tabelle 2.4 die  $\psi$ -Werte mit jeweils  $\psi = f \cdot \psi_0$ .

Die  $\varphi$ - und die  $\psi$ -Eingangswerte sind in T a b e l l e 2.5 wieder zu erkennen, die das Rechenergebnis für das Zweit-Gelenkviereck zeigt. Die berechneten Gelenkviereck-Abmessungen  $a, b, c, d$  und der Bereichswert  $s = +1$  kommen für den Strahl  $\varphi^* = 20^\circ$  zustande. Wenn die Gestellgeraden  $d_I$  und  $d$  in derselben Flucht liegen, errechnet sich der Verbindungswinkel  $\epsilon$

am Zwischenglied  $c_I$ -a aus der Differenz von  $\varphi^* = 20^\circ$  und dem  $\psi_I$ -Winkel ( $124,2094^\circ$ ), den  $c_I$  in der Bezugslage ( $\varphi^* = 70^\circ$ ) einnimmt. Man kann die Glieder  $d_I$  und  $d$  beliebig zueinander verdrehen, dann muß man aber auch  $\epsilon$  mit diesem Verdrehwinkel ändern. Die Übertragungswinkel  $\mu$  (MUE) nach Tabelle 2.5 sind als außerordentlich günstig anzusehen. Die Winkel  $\mu_i$  und  $\mu_a$  brauchen nicht berücksichtigt zu werden, da das Zweit-Gelenkviereck nicht durch die a-d-Deck- oder Strecklage läuft.

Nun wird das sechsgliedrige Getriebe, Bild 2.6, mit einem Analyse-Programm nachgerechnet, und dabei ergibt sich der Beschleunigungsverlauf nach Bild 2.7 im Vergleich zu demjenigen  $\alpha'/\omega^2$  nach dem Gesetz der quadratischen Parabel. Die Beschleunigungsgerade findet man nach den Gln. (2.1) und (2.2) zu  $\delta_{\alpha I} = 1,536$  und  $\delta_{\alpha II} = 1,692$ . Gegenüber den Werten des Erst-Gelenkvierecks allein hat sich also  $\delta_{\alpha I}$  wesentlich verbessert (von 2,89 auf 1,536),  $\delta_{\alpha II}$  dagegen aber geringfügig verschlechtert (von 1,37 auf 1,692). Wenn man hier nach einem besseren Ausgleich sucht, bleibt immer noch das Abtasten des Gesamt-Lösungsfeldes ( $\varphi^*$  von  $0^\circ$  bis  $360^\circ$ ) offen.

## 2.4 GETRIEBE FÜR STOß- UND SCHWINGUNGSFREIES ANFAHREN MIT STARK VERKÜRZTEN FÖRDERZEITEN

Wenn mit verhältnismäßig großen Massen behaftete Werkstücke in möglichst kurzen Zeiten von einer Aufnahmestation in eine Bearbeitungsstation zu fördern sind und dabei Stöße und unliebsame Schwingungen beim Anfahren so weit wie möglich zu reduzieren bzw. überhaupt zu vermeiden sind, kann der Fördervorgang mit großen Beschleunigungen eingeleitet werden. Am Ende soll aber die Annäherung, das Anfahren so "sanft" wie möglich abgeschlossen werden. Zu Beginn braucht dabei keine besondere Rücksicht auf die Größe und auf den Verlauf der Beschleunigung genommen zu werden. Dafür kommt es aber darauf an, am Ende die Beschleunigung nicht nur so klein wie möglich, sondern deren Verlauf "verzögerungsgünstig" zu erhalten.

Für geringe Ansprüche kann hierfür schon das einfache Gelenkviereck empfohlen werden, wenn das Anfahren vor der Totlage

mit Kurbel-Koppel-Decklage vorgesehen wird. Außerdem sollte die Koppel b nicht sehr viel länger als die Kurbel a sein, vor allem darf der kleinste zulässige Übertragungswinkel nicht unterschritten werden. Diese Forderungen lassen sich leicht mit Gelenkvierecken erfüllen, bei denen in beiden kritischen Lagen die Abweichungen der beiden Extrem-Übertragungswinkel von  $90^\circ$  gleich groß sind. Das sind aber "zentrische" Kurbelschwingen mit gleichgroßen Kurbelwinkeln ( $180^\circ$ ) für Hin- und Rückgang. Für die folgenden Gleichungen kann man die Gestelllänge d, die Schwingenlänge c und den Kleinst-Übertragungswinkel  $\mu_{\min}$  vorschreiben:

$$\sqrt{\frac{c^2 - d^2}{1 - \left(\frac{d}{c \cdot \cos \mu_{\min}}\right)^2}} = a \quad (5)$$

$$\sqrt{a^2 + d^2 - c^2} = b \quad (6)$$

Für das folgende Zahlenbeispiel sollen gegeben sein:  $d = 50$ ;  $c = 49$ ;  $\mu_{\min} = 30^\circ$ , und dafür ergeben sich:

$a = 15,96717$  und  $b = 18,81358$ . Das "sanfte" Anfahrverhalten dieser Kurbelschwinge soll nun noch durch ein nachgeschaltetes Gelenkviereck verstärkt werden. Im Bild 2.8 ist das oben berechnete Erst-Gelenkviereck mit seinen Maßen  $a_I$ ,  $b_I$ ,  $c_I$ ,  $d_I$  zu erkennen. Es hat bei  $\varphi_I = 67,89708$  (Winkel zwischen Kurbel  $a_I$  und Gestell  $d_I$ ) und bei  $\varphi'_I = \varphi_I + 180^\circ = 247,89708^\circ$  seine beiden Totlagen und erzeugt einen Schwingwinkel  $\psi_0 = 38,0355^\circ$  [2.7].

Nun soll noch eine willkommene Möglichkeit des hier allseitig benutzten Winkelzuordnung-Programms ausgenutzt werden, das ja für 5 Lagen (mit 4 dazwischenliegenden Winkeln) ausgelegt ist. Um die Ergebnis-Auswahlmöglichkeiten wesentlich zu vergrößern, kann man es für nur 4 gegebene Lagen einsetzen. Es arbeitet in derselben Weise wie bisher, wenn man zwei  $\varphi$ - und zwei  $\psi$ -Winkel einander gleich setzt, wie in Tabelle 2.6 die Winkel  $\varphi_{13} = \varphi_{14}$  und  $\psi_{13} = \psi_{14}$ .

**Tabelle 2.6** Eingangswerte und Rechenergebnisse für die Bestimmung des Zweit-Gelenkvierecks nach Bild 2.8: sanftes Werkstück-Anfahren. Speicher-Aufteilungen nach den Tabellen 2.2 und 2.3

```

XEQ 30
↓
VIER-WINKEL
ZUORDNUNG
PHI*
46.00000000
PHI:12,13,14,15
0.318649600
0.480995300
0.480995300
0.529404000
PHI:12,13,14,15
0.154300000
0.232000000
0.232000000
0.255000000
D,D-PHI
30.00000000
2.00000000
A*,D-A,A-MAX
30.00000000
5.00000000
100.0000000
PHI:16,17
0.00000000
0.00000000
-.-.-.-.

=====
PHI*,PSI*,A,BD
46.00000000
137.7373547
45.52720000
3.655218856
A,B,C,D,S
45.52720000
26.82519181
29.65149266
30.00000000
-1.000000000
MUE:1-2-3-4-5
70.78240312
71.19981692
71.41293549
71.41293549
71.47654320
MUE:6-7
70.78240312
70.78240312
MUE:I-A
31.40916026
-2.580789534
=====

```

Als Bezugslage "1" soll für das Gesamtgetriebe die Lage  $\varphi_I = 217,49708$  eingesetzt werden, d.h. für  $30^\circ$  vor der Totlage  $\varphi_I'$  soll der sanfte Anfahrvorgang beginnen. Für die Winkel  $\varphi_I + 10^\circ + 20^\circ + 30^\circ$  sind zunächst die Differenzwinkel am Antriebshebel  $c_I$  zu berechnen, die ja für das zu berechnende Zweit-Gelenkviereck als Eingangswinkel  $\varphi_{12}, \varphi_{13} = \varphi_{14}, \varphi_{15}$ , eingetragen in Tabelle 2.6, gelten. In Anlehnung an das Gesetz der 5. Potenz [2.4] sind mit einigen Korrekturen zur Erzielung sehr günstiger Übertragungswinkel die Winkel  $\psi_{12}, \psi_{13} = \psi_{14}, \psi_{15}$  nach Tabelle 2.6 ausgewählt worden. Damit findet man die ausgedruckten Abmessungen und insbesondere die tatsächlich erreichten günstigen Übertragungswinkel. Der Verbindungswinkel zwischen den beiden Gelenkvierecken ist bei  $\varphi^* = 46^\circ$  nach

Tabelle 2.6 mit  $\epsilon = -130,3854^\circ$  bestimmt. Die "Annäherungswinkel" im Gesamtgetriebe sind gegenüber denjenigen im Erstgetriebe etwa auf den halben Betrag reduziert worden. Der Schwingwinkel im Gesamtgetriebe ergibt sich durch Nachrechnung [2.7] zu  $\psi_0 = 50,06^\circ$ .

Das im Bild 2.8 dargestellte Getriebe läßt auch z.B. den Bereichswert  $s = -1$  erkennen: das Abtriebsglied  $c$  wird von  $a$  über  $b$  "geschoben", es ist  $\psi_m < \psi_c$  (Eintragungen nach Bild 2.1). Das "anzufahrende" Werkstück ist am Hebel  $c$ , nach beiden Seiten verspannt, befestigt. Auf Einzelheiten bei der Aufnahme und bei der Abgabe wurde nicht eingegangen. Die Übertragungsfunktionen des Gesamtgetriebes sind im Bild 2.9 dargestellt. Vor der Berührungsstelle mit  $\varphi = 247,89708^\circ$  sind die sanften Übergänge nicht nur am Winkel  $\psi$ , sondern auch am Übersetzungsverhältnis  $i$  und an der bezogenen Beschleunigung  $\alpha/\omega^2$  zu beachten. Dieses Beispiel soll vor allem Anregungen zu weiteren Untersuchungen in dieser Richtung, alles zum Zwecke der Erhöhung der Arbeitsgeschwindigkeit, geben.

### 2.5 GETRIEBE MIT ZEITWEISE KONSTANTER ABTRIEBSGESCHWINDIGKEIT

Das Gelenkviereck allein ist nicht in der Lage, für ein hin und her schwingendes Abtriebsglied eine zeitweise, auch nur angenäherte konstante Abtriebsgeschwindigkeit zu erzeugen. Dies gelingt aber schon mit sechsgliedrigen Getrieben und hier mit einer vierpunktigen Übereinstimmung, d.h. in vier unendlich oder endlich benachbarten Getriebe lagen kann der Betrag desselben Übersetzungsverhältnisses erreicht werden. Man kann auch bei dieser Aufgabe, wenn sie mit einem Seriengetriebe gelöst werden soll, ein Erst-Gelenkviereck annehmen. Es soll ein solches mit einem Kurbelwinkel  $\varphi_0 = 220^\circ$  und einem Schwingwinkel  $\psi_0 = 40^\circ$  angenommen werden. Mit  $\mu_{\min} = 30^\circ$  hat es für diese beiden Totlagenwinkel die höchste Übertragungsgüte [2.6] mit den Maßen  $a_I = 17,101$ ;  $b_I = 33,87468$ ;  $c_I = 57,9228$ ;  $d_I = 50$ .

Da nun bekannt ist, daß es nur 4 Übereinstimmungen geben kann, also nur eine Dreiwinkel-Zuordnung erfüllbar ist, erweist es sich auch hier als zweckmäßig, das Winkelzuordnungs-Programm in verkürzter Form anzuwenden. Das Erst-Gelenkviereck hat seine beiden Totlagen bei  $\varphi_I^* = 70^\circ$  und bei  $\varphi_I^{**} = 290^\circ$  ( $\varphi_0 = 220^\circ$ ). Zunächst willkürlich, was in erster Betrachtung als willkommene Entwurfsfreiheit gewertet werden kann, sollen die Winkel  $\varphi_I = 150^\circ; 170^\circ; 190^\circ; 210^\circ$  angenommen werden, für die dann im Gesamtgetriebe am Abtriebsglied ebenfalls gleichgroße Winkeldifferenzen erreicht werden sollen. Die im Erst-Getriebe zu diesen  $\varphi$ -Winkeln errechneten Abtriebswinkel sind in T a b e l l e 2.7 als die Winkel  $\varphi_{12}, \varphi_{13} = \varphi_{14}, \varphi_{15}$  im Eingangsteil aufgenommen worden.

Nun folgt eine weitere wichtige Feststellung, nämlich die aus vielfachen Untersuchungen, theoretisch aber noch nicht verhärtete Tatsache, daß ein befriedigendes, angenähert konstantes Übersetzungsverhältnis nur mit negativem Vorzeichen erhalten werden kann. Deshalb sind in Tabelle 2.7 die Winkel  $\psi_{12} = -6.666..^\circ; \psi_{13} = \psi_{14} = -13.333..^\circ, \psi_{15} = -20^\circ$  eingesetzt worden, die das Übersetzungsverhältnis  $i_0 = -0.333..$  bestimmen. Für  $\varphi^* = -30^\circ$  des Zweit-Gelenkvierecks findet man dann die Ergebniswerte der Tabelle 2.7. Als Verbindungswinkel ergibt sich  $\epsilon = 188,6672^\circ$ . Das Gesamtgetriebe ist im B i l d 2.10 dargestellt. Getriebe mit solchen Eigenschaften werden z.B. für Wickelvorgänge, zur Herstellung von Verbindungs- oder Trenn-Nähten mit Umwandlung der Abtriebs-Kreisbewegung in eine geradlinige Bewegung durch Ritzel und Zahnstange, verwendet. Im Bild 2.10 ist eine Bearbeitungsstation mit gleichmäßig rotierendem Werkstück kenntlich gemacht, und für diese soll z.B. ein Druck- oder Etikettiervorgang durch die Relativgeschwindigkeit "0" ermöglicht werden.

Das Übersetzungsverhältnis im Gesamtgetriebe  $i_0 = \omega_c / \omega_{aI}$  und die bezogene Gesamtbeschleunigung  $\alpha_c / \omega_{aI}^2$  sind in ihrem Verlauf im B i l d 2.11 zu erkennen. Im Konstanzbereich schwankt die Beschleunigung um ihren Nullwert. B i l d 2.12 zeigt das Übersetzungsverhältnis in stark verzerrtem Maßstab im Konstanzbereich. Die Kurve wird von einer zur Abszisse parallelen Ge-

**Tabelle 2.7** Eingangswerte und Rechenergebnisse für ein Getriebe mit zeitweise konstanter Abtriebsgeschwindigkeit nach Bild 2.10. Speicher-Aufteilungen nach den Tabellen 2.2 und 2.3

VIER-WINKEL ZUORDNUNG	
PHI*	PHI*, PSI*, A, BD
-30.00000000	-30.00000000
PHI:12,13,14,15	-172.3814748
5.706913000	41.29310000
10.79453300	0.000326183
10.79453300	A,B,C,D,S
15.03148200	41.29310000
PSI:12,13,14,15	19.35783226
-6.666666666	22.29482600
-13.33333333	50.00000000
-13.33333333	1.000000000
-20.00000000	MUE:1-2-3-4-5
D,D-PHI	73.66595753
50.00000000	60.09522880
10.00000000	49.01101377
A*,D-A,A-MAX	49.01101377
5.000000000	40.55032398
5.000000000	MUE:6-7
70.00000000	127.3495565
PHI:16,17	27.71893206
-17.12330000	MUE:I-A
22.87667000	22.75536238
-.--.--.	-8.645736347
	=====

raden viermal geschnitten, womit die erwähnte Vierpunkte-Übereinstimmung gekennzeichnet ist. Es wäre erwünscht, daß die Ordinaten der beiden Minimumwerte gleichgroß sind. Um dies zu erreichen, könnte man z.B. die Winkellagen für die vorzugebenden Genaupunkte dort dichter aneinander rücken, wo die größten Abweichungen sind, was nach Bild 2.12 in der Nähe  $\varphi \sim 130^\circ$  eintritt. Bei allen Untersuchungen mit sich ändernden Eingangswerten muß aber immer wieder befürchtet werden, daß die End-Gliedlagen des Abtriebgliedes mit geringerer Übertragungsgüte oder auch gar nicht erreicht werden. Deshalb sollen gezielte Untersuchungen auf später verschoben werden.

Nach Bild 2.12 kommt, wie Nachrechnungen ergeben, das größte Minimum bei  $\varphi \sim 130^\circ$  mit  $i_0 = -0,33284$  und das einmalige Maximum bei  $\varphi \sim 170^\circ$  mit  $i_0 = -0,33728$  zustande. Vorgeschrieben war das Übersetzungsverhältnis  $i_0 = -0,333\dots$ , als Mittelwert



ergibt sich nun aber  $i_0 = -0,335$ , von dem die Abweichungen  $\pm\delta = \pm 0,0022$  gleichgroß sind. Mit  $i_0 = -0,335 = 100\%$  findet man die prozentuale Abweichung  $\delta\% = \pm 0,663\%$ . Die Grenzen des Konstanzbereiches [2.8] sind durch die mit dem  $i_0$ -Maximum gleiche  $i_0$ -Ordinate gegeben, womit auch die im Winkelmaß ausgedrückte Dauer der Konstanz mit  $\varphi_k = 90^\circ$  zustande kommt. Im Vergleich zu den bisher spärlich angestellten Untersuchungen [2.9] sind die hier erzielten Ergebnisse als verhältnismäßig gut zu bezeichnen [2.10].

Getriebe nach Bild 2.8, wie die meisten ungleichmäßig übersetzenden Getriebe, erfüllen hohe Lagensicherungs-Anforderungen, Sie sind deshalb gut als Positioniergetriebe geeignet, zumal auch vielfältige Justiermöglichkeiten gegeben sind. Im Vergleich hierzu interessieren die nichtmechanischen, wie z.B. elektrischen Lösungen für dieselben Aufgaben [2.11].

In dem Bereich des konstanten Übersetzungsverhältnisses kann man eine Parallelführung mit allen ihren praktischen Einsatzmöglichkeiten erzwingen. Bild 2.13 zeigt das Getriebe des Bildes 2.10 mit seinen Grund-Abmessungen. Im Konstanzbereich mit  $i_0 = -0,333$  ergänzt man das Getriebe, Bild 2.13, durch ein Zahnradpaar mit demselben Übersetzungsverhältnis, so daß sich zwei gleichlange Hebel  $D_0D = B_0C = r$  im Konstanzbereich parallel zueinander bewegen, d.h. die Entfernung DC bleibt konstant, und jeder beliebig angelenkte Zweischlag mit allen zugehörigen Punkten muß sich in Kreisbögen mit dem Radius  $r$  bewegen. Das Rad  $R_2$  macht  $1/3$  Umdrehung bei einer vollen Umdrehung der Kurbel  $A_0I A_I = a_I$ , und die Schwingperiode des Gliedes  $B_0C$  ist drei verschiedenen Teildrehungen des Gliedes  $D_0D$  zugeordnet. Dadurch erzeugt das Verbindungsgelenk E des Zweischlages e-f eine Bahnkurve k. Der angenommene, mit dem Glied f verbundene Behälter W bewegt sich z.B. mit einer Flüssigkeitsfüllung zeitweise parallel, für den Behälterboden sind einige Zwischenlagen außerhalb der Parallelbewegung eingezeichnet. Es leuchtet ein, daß für solche Zwischenlagen außerordentlich viele unterschiedliche Variationen in Abhängigkeit von der Zweischlag-Anordnung möglich sind.

---

### 3 Führungsgetriebe für die Handhabungstechnik

Die ungleichmäßig übersetzenden Getriebe sind in der Lage, Koppelpunkte auf bestimmten Bahnen mit verhältnismäßig hoher Genauigkeit zu führen, wie dies z.B. in der Handhabungstechnik in Arbeitsgängen wie Übergabe-, Bearbeitungs-, Spann- und Montage-Aufgaben gefordert werden muß. Bei Gelenkgetrieben mit ihren zur Aufnahme und zur Übertragung großer Kräfte geeigneten Dreh- und Schubgelenken können allerdings vorgeschriebene Bahnkurven nur mit mehr oder weniger guter Annäherung erzeugt werden. Die wichtigste Aufgabe besteht für diese Getriebe somit darin, diese Annäherungen so genau wie möglich zu erzielen, und deshalb werden Rechenprogramme verwendet, deren Möglichkeiten über das mit klassischen Methoden erreichbare Maß hinausgehen.

Mit Punktlagenreduktionen [3.1] gelingt es, 5 und sogar 6 "Genaupunkte" auf einer gegebenen Bahn exakt von dem Koppelpunkt eines Gelenkvierecks durchlaufen zu lassen. Das hierfür im folgenden verwendete Rechenprogramm besteht aus einem Vor- und einem Hauptprogramm, mit deren beider Hilfe eine graphische Methode der Punktlagenreduktionen rechnerisch nachvollzogen wird. Es sollte aber bekannt sein, daß es bei Getriebekonstruktionen nicht genügen kann, lediglich Algorithmen für Strukturberechnungen aufzustellen. Vielmehr ist es genau so wichtig, auch zusätzliche Bedingungen, die den einwandfreien Lauf und damit den Einsatz der Gelenkgetriebe bestimmen, zu erfüllen, was aber nahezu in allen Fällen lediglich mit Hilfe von Nachrechnungen bewerkstelligt werden kann.

Mit modernen, programmierbaren Rechnern bereitet es keine Schwierigkeiten, alle solche Forderungen in automatisch ablaufenden Programmen unterzubringen, wobei insbesondere Verzweigungen mit Hilfe von IF-Schranken große Dienste leisten können, wenn nämlich nach dem Programm z.B. zu entscheiden ist, ob eine Rechnung wegen unzureichender Ergebnisse abgebrochen werden soll und mit vorgeschriebenen Schrittweiten weiterzuführen ist.

Da bei Getriebekonstruktionen aber immer, was z.B. durch mehrere Schnittpunkte geometrischer Kurven - wie Kreis und Gerade - bedingt ist, auch verschiedene Lösungen zustande kommen können, sollte der Rechner die Alternativen und entsprechende Entscheidungshilfen kenntlich machen, um auf einfache Art auf eine Weiterrechnung oder gar den Abbruch der Rechnung zum Zwecke des Neubeginns mit geänderten und angepaßten Eingangswerten hinzuweisen.

### 3.1 HANDHABUNGS-BEISPIEL ZUR EINFÜHRUNG IN DIE PROGRAMMBENUTZUNG DER KOPPELKURVEN-SYNTHESE

Nach B i l d 3.1 soll ein Werkstück auf einer waagerechten Unterlage um eine gegebene Strecke verschoben werden. Dabei muß auf die Höhe des Werkstückes insofern Rücksicht genommen werden, als eine für den Verschiebevorgang verwendete Rolle auf ihrer dem Arbeitsgang angepaßten Bahnkurve  $k_E$  über ein nächstes, seitlich herangeführtes Werkstück hinwegbewegt werden muß.

Man kann die Bahnkurve  $k_E$  mit einigen Entwurfsfreiheiten festlegen und deshalb fünf E-Punkte nach enger begrenzten Vorschriften auswählen, z.B. die Punkte  $E_1$  und  $E_2$  so, daß sie sich der vertikalen Werkstückkante unter einem Winkel wenig unter  $90^\circ$  nähern, die Punkte  $E_3$  und  $E_4$  in möglichst geringer Höhe über der Verschiebefläche auf einer Geraden wandern und schließlich  $E_5$  seine Lage, wie oben erwähnt, einnimmt.

Die Aufgabe besteht darin, ein Gelenkviereck nach Bild 3.1 so zu berechnen, daß ein Koppelpunkt E die fünf vorgeschriebenen E-Punkte durchläuft, von dem stetigen Verlauf der Bahnkurve  $k_E$  möglichst wenig abweicht, mit seinen Gelenkpunkten in einem annehmbaren Rahmen bleibt und schließlich von einer im Gestellpunkt  $A_0$  gelagerten Kurbel  $A_0A = a$  umlaufend mit befriedigender Übertragungsgüte angetrieben werden kann. Die selbstverständlich aufzustellende Forderung, daß die fünf E-Punkte in der angegebenen Reihenfolge, die der Reihenfolge der fünf A-Punkte entsprechen muß, durchlaufen werden müssen, führt in bestimmten Fällen zu großen und manchmal unüberwindlichen Schwierigkeiten.

Das grundlegende Merkmal der Punktlagenreduktionen besteht darin, eine Anzahl von Konstruktionspunkten zusammenfallen zu lassen und die eigentlichen zur Rechnung heranzuziehenden Punkte so weit zu reduzieren, daß am Ende jeweils nur ein Kreis durch drei Punkte erfüllt werden kann. Bei der im Bild 3.1 beschriebenen Aufgabenstellung kommen fünf unterschiedliche Reduktionen zustande, wenn die die ganze Berechnung ermöglichende Vorarbeit geleistet wird, je zwei Paar der fünf E-Punkte so auszusuchen, daß ein Paar im Bahndurchlauf das andere einschließt. Im Bild 3.2 schließen  $E_1 - E_4$  die Punkte  $E_2 - E_3$  ein. Die Mittelsenkrechten  $g_{14}$  von  $E_1E_4$  und  $g_{23}$  von  $E_2E_3$  schneiden sich im Punkt  $B_{0(14-23)}$ , und dieser kennzeichnet eine Reduktion der vier Punkte  $E_1$  bis  $E_4$  auf deren nun noch zwei, wie im folgenden ersichtlich sein wird. Außer 14-23 gibt es noch die Paarungen 15-23, 15-24, 15-34, 25-34 als Schnittpunkte der entsprechenden Mittelsenkrechten.

### 3.2 VORPROGRAMM ZU "5-PUNKTE-SYNTHESE"

Für die Berechnungen der fünf  $B_0$ -Punkte gilt das Vorprogramm, Tabelle 3.1. Man kann zur Orientierung der E-Punkte ein beliebiges Koordinatensystem annehmen. Wählt man, wie im Bild 3.2, die beiden Lagen  $E_3$  und  $E_4$  parallel zur Abszisse, so sollte man eine der beiden die Parallelität bestimmenden Ordinaten  $y_{E3}$  und  $y_{E4}$  nicht mit der runden Zahl 4, sondern mit einer Genauigkeit nur sehr geringfügig beeinflussenden Größe  $y_{E4} = 4,00001$  eingeben.

**Tabelle 3.1** Vorprogramm zum Hauptprogramm „5-Punkte-Synthese“ zur Auswahl der Punktlage B<sub>0</sub> aus fünffacher Möglichkeit des Schnittpunktes zweier Mittelsenkrechten

## Size 050

01*LBL "HN13"	55 *	109 RCL 27	163*LBL 42	217*LBL 44
02*LBL 40	56 RCL 29	110 -	164 "=====	218 "=====
03 RCL 30	57 RCL 40	111 ENTER†	165 PRA	219 PRA
04 RCL 31	58 *	112 RCL 34	166 "M-S:15-23"	220 "M-S:15-34"
05 +	59 -	113 RCL 26	167 PRA	221 PRA
06 2	60 RCL 41	114 -	168 RCL 11	222 RCL 11
07 /	61 +	115 R-P	169 STO 30	223 STO 30
08 STO 38	62 RCL 39	116 X<Y	170 RCL 21	224 RCL 21
09 RCL 32	63 -	117 RCL 18	171 STO 32	225 STO 32
10 RCL 33	64 RCL 28	118 -	172 RCL 15	226 RCL 13
11 +	65 RCL 29	119 CHS	173 STO 31	227 STO 34
12 2	66 -	120 STO 18	174 RCL 25	228 RCL 23
13 /	67 /	121 RTN	175 STO 33	229 STO 36
14 STO 39	68 STO 26	122*LBL 39	176 RCL 12	230 RCL 15
15 RCL 34	69 RCL 38	123 "XB0,YB0"	177 STO 34	231 STO 31
16 RCL 35	70 -	124 PRA	178 RCL 22	232 RCL 25
17 +	71 RCL 28	125 RCL 26	179 STO 36	233 STO 33
18 2	72 *	126 PRX	180 RCL 13	234 RCL 14
19 /	73 RCL 39	127 RCL 27	181 STO 35	235 STO 35
20 STO 40	74 +	128 PRX	182 RCL 23	236 RCL 24
21 RCL 36	75 STO 27	129 "PSI-TM-UV"	183 STO 37	237 STO 37
22 RCL 37	76 RCL 32	130 PRA	184 XEQ 40	238 XEQ 40
23 +	77 RCL 27	131 RCL 17	185 XEQ 39	239 XEQ 39
24 2	78 -	132 PRX	186 RCL 09	240 RCL 09
25 /	79 ENTER†	133 RCL 18	187 X=0?	241 X=0?
26 STO 41	80 RCL 30	134 PRX	188 RTN	242 RTN
27 RCL 33	81 RCL 26	135 RTN	189 XEQ 43	243 XEQ 45
28 RCL 32	82 -	136*LBL 41	190*LBL 43	244*LBL 45
29 -	83 R-P	137 "=====	191 "=====	245 "=====
30 ENTER†	84 X<Y	138 PRA	192 PRA	246 PRA
31 RCL 31	85 STO 17	139 "M-S:14-23"	193 "M-S:15-24"	247 "M-S:25-34"
32 RCL 30	86 RCL 33	140 PRA	194 PRA	248 PRA
33 -	87 RCL 27	141 RCL 11	195 RCL 11	249 RCL 12
34 R-P	88 -	142 STO 30	196 STO 30	250 STO 30
35 X<Y	89 ENTER†	143 RCL 21	197 RCL 21	251 RCL 22
36 90	90 RCL 31	144 STO 32	198 STO 32	252 STO 32
37 +	91 RCL 26	145 RCL 14	199 RCL 15	253 RCL 13
38 TAN	92 -	146 STO 31	200 STO 31	254 STO 34
39 STO 28	93 R-P	147 RCL 24	201 RCL 25	255 RCL 23
40 RCL 37	94 X<Y	148 STO 33	202 STO 33	256 STO 36
41 RCL 36	95 RCL 17	149 RCL 12	203 RCL 12	257 RCL 15
42 -	96 -	150 STO 34	204 STO 34	258 STO 31
43 ENTER†	97 STO 17	151 RCL 22	205 RCL 22	259 RCL 25
44 RCL 35	98 RCL 37	152 STO 36	206 STO 36	260 STO 33
45 RCL 34	99 RCL 27	153 RCL 13	207 RCL 14	261 RCL 14
46 -	100 -	154 STO 35	208 STO 35	262 STO 35
47 R-P	101 ENTER†	155 RCL 23	209 RCL 24	263 RCL 24
48 X<Y	102 RCL 35	156 STO 37	210 STO 37	264 STO 37
49 90	103 RCL 26	157 XEQ 40	211 XEQ 40	265 XEQ 40
50 +	104 -	158 XEQ 39	212 XEQ 39	266 XEQ 39
51 TAN	105 R-P	159 RCL 09	213 RCL 09	267 RTN
52 STO 29	106 X<Y	160 X=0?	214 X=0?	268*LBL 38
53 RCL 28	107 STO 18	161 RTN	215 RTN	269 "=====
54 RCL 38	108 RCL 36	162 XEQ 42	216 XEQ 44	270 PRA

Tabelle 3.1 (Fortsetzung)

271 "K00.F.80"	328 PRX	385 PRX	442 RCL 24	499 "....."
272 PRA	329 STOP	386 RCL 25	443 STO 25	500 PRA
273 "X1,Y1,X2,Y2"	330*LBL 37	387 RCL 27	444 RCL 31	501 "A5 ZW.1/2"
274 PRA	331 "....."	388 +	445 STO 14	502 PRA
275 RCL 11	332 PRA	389 STO 25	446 RCL 33	503 "12"
276 RCL 26	333 "K00-RUECK"	390 PRX	447 STO 24	504 XROM 28,07
277 -	334 PRA	391 STOP	448 XEQ 38	505 STOP
278 STO 11	335 "X1,Y1,X2,Y2"	392*LBL 36	449 "....."	506*LBL 55
279 PRX	336 PRA	393 SF 12	450 PRA	507 XEQ 36
280 RCL 21	337 RCL 11	394 "....."	451 "A5 ZW.3/4"	508 XEQ 45
281 RCL 27	338 RCL 26	395 PRA	452 PRA	509 RCL 11
282 -	339 +	396 "BO-EING."	453 "12"	510 STO 15
283 STO 21	340 STO 11	397 PRA	454 XROM 28,07	511 RCL 21
284 PRX	341 PRX	398 CF 12	455 STOP	512 STO 25
285 RCL 12	342 RCL 21	399 "X1,Y1,X2,Y2"	456*LBL 53	513 RCL 30
286 RCL 26	343 RCL 27	400 PRA	457 XEQ 36	514 STO 11
287 -	344 +	401 RCL 11	458 XEQ 43	515 RCL 32
288 STO 12	345 STO 21	402 PRX	459 RCL 13	516 STO 21
289 PRX	346 PRX	403 RCL 21	460 STO 15	517 RCL 34
290 RCL 22	347 RCL 12	404 PRX	461 RCL 23	518 STO 12
291 RCL 27	348 RCL 26	405 RCL 12	462 STO 25	519 RCL 36
292 -	349 +	406 PRX	463 RCL 31	520 STO 22
293 STO 22	350 STO 12	407 RCL 22	464 STO 14	521 RCL 35
294 PRX	351 PRX	408 PRX	465 RCL 33	522 STO 13
295 "X3,Y3,X4,Y4"	352 RCL 22	409 "X3,Y3,X4,Y4"	466 STO 24	523 RCL 37
296 PRA	353 RCL 27	410 PRA	467 RCL 35	524 STO 23
297 RCL 13	354 +	411 RCL 13	468 STO 13	525 RCL 31
298 RCL 26	355 STO 22	412 PRX	469 RCL 37	526 STO 14
299 -	356 PRX	413 RCL 23	470 STO 23	527 RCL 33
300 STO 13	357 "X3,Y3,X4,Y4"	414 PRX	471 XEQ 38	528 STO 24
301 PRX	358 PRA	415 RCL 14	472 "....."	529 XEQ 38
302 RCL 23	359 RCL 13	416 PRX	473 PRA	530 "....."
303 RCL 27	360 RCL 26	417 RCL 24	474 "A5 ZW.2/3"	531 PRA
304 -	361 +	418 PRX	475 PRA	532 "A5 JENS.1"
305 STO 23	362 STO 13	419 "X5,Y5"	476 "12"	533 PRA
306 PRX	363 PRX	420 PRA	477 XROM 28,07	534 "12"
307 RCL 14	364 RCL 23	421 RCL 15	478 STOP	535 XROM 28,07
308 RCL 26	365 RCL 27	422 PRX	479*LBL 54	536 STOP
309 -	366 +	423 RCL 25	480 XEQ 36	537 .END.
310 STO 14	367 STO 23	424 PRX	481 XEQ 44	
311 PRX	368 PRX	425 RTN	482 RCL 12	
312 RCL 24	369 RCL 14	426*LBL 51	483 STO 15	
313 RCL 27	370 RCL 26	427 XEQ 36	484 RCL 22	
314 -	371 +	428 XEQ 41	485 STO 25	
315 STO 24	372 STO 14	429 XEQ 38	486 RCL 34	
316 PRX	373 PRX	430 "....."	487 STO 12	
317 "X5,Y5"	374 RCL 24	431 PRA	488 RCL 36	
318 PRA	375 RCL 27	432 "A5 JENS.4"	489 STO 22	
319 RCL 15	376 +	433 PRA	490 RCL 35	
320 RCL 26	377 STO 24	434 "12"	491 STO 13	
321 -	378 PRX	435 XROM 28,07	492 RCL 37	
322 STO 15	379 "X5,Y5"	436 STOP	493 STO 23	
323 PRX	380 PRA	437*LBL 52	494 RCL 31	
324 RCL 25	381 RCL 15	438 XEQ 36	495 STO 14	
325 RCL 27	382 RCL 26	439 XEQ 42	496 RCL 33	
326 -	383 +	440 RCL 14	497 STO 24	
327 STO 25	384 STO 15	441 STO 15	498 XEQ 38	

**Tabelle 3.2** Eingabe der x-y-Koordinaten der fünf E-Punkte und Ausdruck mit XEQ 36.  
Berechnung sämtlicher  $B_0$ -Punkt-Reduktionen mit XEQ 41 und  $1 = R_{09}$

XEQ 36		XEQ 41; $1 = R_{09}$	
=====		=====	
BO-EING.		M-S:14-23	Label 41
X1,Y1,X2,Y2		XBO,YBO	
66.00000000	$X_1 = R_{11}$	76.70454888	$Y_{B0} = R_{26}$
36.50000000	$Y_1 = R_{21}$	-44.40385343	$Y_{B0} = R_{27}$
64.50000000	$X_2 = R_{12}$	PSI-TW-UV	
17.00000000	$Y_2 = R_{22}$	46.08417518	$Y_{tw} = R_{17}$
X3,Y3,X4,Y4		28.11969860	$Y_{uv} = R_{18}$
37.00000000	$X_3 = R_{13}$	=====	
4.00000000	$Y_3 = R_{23}$	M-S:15-23	Label 42
11.00000000	$X_4 = R_{14}$	XBO,YBO	
4.00000100	$Y_4 = R_{24}$	43.80237488	
X5,Y5		25.19690110	
41.50000000	$X_5 = R_{15}$	PSI-TW-UV	
50.00000000	$Y_5 = R_{25}$	68.31801085	
		-86.18704263	
		=====	
		M-S:15-24	Label 43
		XBO,YBO	
		37.12388915	
		13.07668770	
		PSI-TW-UV	
		44.19311555	
		-168.3959459	
		=====	
		M-S:15-34	Label 44
		XBO,YBO	
		23.99999943	
		-10.74074181	
		PSI-TW-UV	
		25.56690739	
		82.81875117	
		=====	
		M-S:25-34	Label 45
		XBO,YBO	
		24.00000036	
		13.28707907	
		PSI-TW-UV	
		59.27676801	
		-108.9120130	
		=====	

Nach den Angaben, T a b e l l e 3.2, werden die x-y-Koordinaten der fünf E-Punkte eingegeben und mit dem Befehl XEQ 36 ausgedruckt. Setzt man den Steuerwert  $1 = R_{09}$ , so werden nun nach XEQ 41 sämtliche fünf  $B_0$ -Reduktionen nach Bild 3.2 berechnet und ausgedruckt. Mit M-S: 14-23 wird im Label 41 z.B. die Paarung der Mittelsenkrechten  $g_{14} - g_{23}$  gekennzeichnet.

Will man eine der fünf Paarungen berechnet haben, so setzt man  $0 = R_{09}$  und ruft das gewünschte Label, z.B. für die Paarung MS: 15-34, mit XEQ 44 ab.

Nun haben wir die fünffache Auswahl für die Lage des  $B_0$ -Punktes. Hat man sich aus konstruktiven Gründen für einen dieser Punkte entschieden, z.B. für  $B_{0(14-23)}$  nach Bild 3.2, so kann das Vorprogramm abgeschlossen werden, und zwar mit  $0 = R_{09}$  und jeweils dem XEQ-Befehl: 51=41; 52=42; 53=43; 54=44; 55=45 mit lediglich Veränderung der Ziffer 4 in Ziffer 5 mit Beibehaltung der Letztziffern.

Tabelle 3.3 Berechnung der Koordinaten x.-y. für den Übergang zum Hauptprogramm

XEQ 51; 0 = R<sub>09</sub>

=====  
BO-EING.

X1,Y1,X2,Y2

66.00000000
36.50000000
64.50000000
17.00000000
X3,Y3,X4,Y4
37.00000000
4.00000000
11.00000000
4.000001000
X5,Y5
41.50000000
50.00000000

x-y-Koordinaten  
wie XEQ 36

=====

M-S:14-23

XBO,YBO

76.70454888 XBO = R26  
-44.40385343 YBO = R27

PSI-TW-UV

46.06417518  $\psi_{tw} = R17$   
28.11969860  $\psi_{uv} = R18$

=====

K00.F.B0

X1,Y1,X2,Y2

-10.70454888 X1 = R11  
80.90385343 Y1 = R21  
-12.20454888 X2 = R12  
61.40385343 Y2 = R22

X3,Y3,X4,Y4

-39.70454888 X3 = R13  
48.40385343 Y3 = R23  
-65.70454888 X4 = R14  
48.40385443 Y4 = R24

X5,Y5

-35.20454888 X5 = R15  
94.40385343 Y5 = R25

Nach T a b e l l e 3.3 werden die x-y-Koordinaten nochmals ausgedruckt und ebenso die Werte  $x_{B0}$ ,  $y_{B0}$ , sowohl  $\psi_{tw}$  und  $\psi_{uv}$ , dann erfolgt eine Parallel-Koordinaten-Transformation in die x.-y.-Koordinaten mit  $B_0$  als Ursprung. Diese Transformation ist erforderlich, weil  $B_0$  als Zentralpunkt des eigentlichen Entwurfes zu entscheidenden Vereinfachungen führt. Um aber auch eine Koordinaten-Rückrechnung zu ermöglichen, ist der Abruf XEQ 37 mit Ausdruck vorgesehen.

Ist für den Rechner HP-41CV ein Massenspeicher vorhanden, so wird mit dem Befehl "XEQ  $\alpha$ -Readp - $\alpha$ " automatisch auf das Hauptprogramm für die eigentliche Synthese übergeleitet. Andernfalls braucht dieses Hauptprogramm, mit dem von nun an allein gearbeitet wird, lediglich aus anderen Programmspeichern, z.B. von den Magnetkarten, eingegeben zu werden.



**Tabelle 3.4** Hauptprogramm der „5-Punkte-Synthese“ zur Gelenkviereck-Berechnung für fünf gegebene Koppelpunkt-Lagen

## Size 055

01*LBL "HN12"	55 RCL 33	109 RCL 31	163 2	217 PRX
02 XEQ 35	56 COS	110 RCL 37	164 /	218 RCL 39
03*LBL 20	57 RCL 32	111 -	165 +	219 PRX
04 RCL 10	58 *	112 ENTER↑	166 ENTER↑	220 RCL 40
05 RCL 17	59 +	113 RCL 30	167 RCL 20	221 PRX
06 2	60 STO 32	114 RCL 36	168 P-R	222 RCL 41
07 /	61 RCL 10	115 -	169 STO 41	223 PRX
08 -	62 RCL 18	116 R-P	170 X<Y	224 "PHI-M"
09 ENTER↑	63 2	117 STO 02	171 RCL 37	225 PRA
10 RCL 20	64 /	118 X<Y	172 -	226 RCL 43
11 P-R	65 -	119 STO 28	173 ENTER↑	227 PRX
12 STO 30	66 ENTER↑	120 RCL 10	174 RCL 41	228 RTN
13 X<Y	67 RCL 32	121 -	175 RCL 36	229*LBL 19
14 STO 31	68 P-R	122 100	176 -	230 "A2 ??????"
15 RCL 21	69 STO 34	123 +	177 R-P	231 PRA
16 -	70 X<Y	124 XEQ 18	178 X<Y	232 "GAMMA,F1,P,H"
17 ENTER↑	71 STO 35	125 STO 30	179 RCL 20	233 PRA
18 RCL 30	72 RCL 35	126 RCL 35	180 -	234 RCL 10
19 RCL 11	73 RCL 31	127 RCL 37	181 XEQ 18	235 PRX
20 -	74 -	128 -	182 STO 41	236 RCL 20
21 R-P	75 ENTER↑	129 ENTER↑	183 RCL 40	237 PRX
22 STO 08	76 RCL 34	130 RCL 34	184 RCL 39	238 RCL 19
23 RCL 22	77 RCL 30	131 RCL 36	185 +	239 PRX
24 ENTER↑	78 -	132 -	186 2	240 XEQ 25
25 RCL 12	79 R-P	133 R-P	187 /	241*LBL 25
26 R-P	80 X<Y	134 X<Y	188 RCL 30	242 "....."
27 STO 32	81 90	135 RCL 28	189 +	243 PRA
28 X<Y	82 +	136 -	190 STO 43	244 RCL 25
29 RCL 10	83 TAN	137 XEQ 18	191 RTN	245 RCL 37
30 -	84 STO 33	138 STO 39	192*LBL 21	246 -
31 RCL 10	85 RCL 30	139 RCL 10	193 "....."	247 ENTER↑
32 2	86 RCL 34	140 RCL 18	194 PRA	248 RCL 15
33 /	87 +	141 2	195 XEQ 20	249 RCL 36
34 +	88 2	142 /	196 "GAMMA,F1,P"	250 -
35 STO 33	89 /	143 +	197 PRA	251 R-P
36 RCL 33	90 RCL 33	144 ENTER↑	198 RCL 10	252 STO 44
37 SIN	91 *	145 RCL 32	199 PRX	253 X<Y
38 X+2	92 CHS	146 P-R	200 RCL 20	254 ENTER↑
39 RCL 32	93 RCL 31	147 STO 40	201 PRX	255 SIGN
40 X+2	94 RCL 35	148 X<Y	202 RCL 19	256 ACOS
41 *	95 +	149 RCL 37	203 PRX	257 2
42 CHS	96 2	150 -	204 "A,D"	258 *
43 RCL 08	97 /	151 ENTER↑	205 PRA	259 +
44 X+2	98 +	152 RCL 40	206 RCL 02	260 STO 45
45 +	99 RCL 10	153 RCL 36	207 PRX	261 RCL 44
46 STO 44	100 TAN	154 -	208 RCL 37	262 X+2
47 0	101 RCL 33	155 R-P	209 ENTER↑	263 RCL 02
48 RCL 44	102 -	156 X<Y	210 RCL 36	264 X+2
49 X<Y?	103 /	157 RCL 28	211 R-P	265 +
50 XEQ 19	104 STO 36	158 -	212 STO 05	266 RCL 08
51 RCL 44	105 RCL 10	159 XEQ 18	213 PRX	267 X+2
52 SQRT	106 TAN	160 STO 40	214 "PHI*12,13,14"	268 -
53 RCL 19	107 *	161 RCL 10	215 PRA	269 2
54 *	108 STO 37	162 RCL 17	216 RCL 38	270 /

Tabelle 3.4 (Fortsetzung)

271 RCL 44	328 PRA	385 -	442 RCL 11	499 RCL 45
272 /	329 *A5 ?????*	386 R-P	443 -	500 ENTER†
273 RCL 02	330 PRA	387 X<Y	444 R-P	501 RCL 49
274 /	331 *GAMMA,F1,P,H*	388 RCL 28	445 X<Y	502 R-P
275 STO 44	332 PRA	389 -	446 RCL 32	503 STO 04
276 1	333 RCL 10	390 STO 28	447 -	504 X<Y
277 RCL 44	334 PRX	391 RCL 31	448 ENTER†	505 STO 54
278 ABS	335 RCL 20	392 RCL 21	449 RCL 33	506 RCL 31
279 X<Y?	336 PRX	393 -	450 P-R	507 RCL 45
280 XEQ 24	337 RCL 19	394 ENTER†	451 RCL 11	508 -
281 SF 25	338 PRX	395 RCL 30	452 +	509 ENTER†
282 RCL 44	339 RCL 46	396 RCL 11	453 STO 33	510 RCL 30
283 ACOS	340 PRX	397 -	454 X<Y	511 RCL 49
284 STO 44	341 *.....	398 R-P	455 RCL 21	512 -
285 *P,PHI-15,H*	342 PRA	399 X<Y	456 +	513 R-P
286 PRA	343 RTN	400 RCL 28	457 STO 32	514 STO 03
287 RCL 19	344*LBL 18	401 -	458 RCL 29	515 *MUE-H-M**
288 PRX	345 ENTER†	402 ENTER†	459 X†2	516 PRA
289 RCL 45	346 SIGN	403 RCL 29	460 RCL 28	517 RCL 43
290 RCL 46	347 ACOS	404 P-R	461 /	518 COS
291 RCL 44	348 2	405 RCL 11	462 RCL 28	519 RCL 02
292 *	349 *	406 +	463 +	520 *
293 +	350 +	407 STO 29	464 STO 45	521 CHS
294 RCL 38	351 RTN	408 X<Y	465 RCL 33	522 RCL 05
295 -	352*LBL 26	409 RCL 21	466 X†2	523 +
296 RCL 10	353 *=====	410 +	467 RCL 32	524 STO 51
297 -	354 PRA	411 STO 28	468 /	525 XEQ 28
298 100	355 RCL 45	412 RCL 14	469 RCL 32	526 RCL 43
299 +	356 RCL 46	413 RCL 15	470 +	527 COS
300 XEQ 18	357 RCL 44	414 X=Y?	471 STO 49	528 RCL 02
301 STO 42	358 *	415 XEQ 46	472 RCL 29	529 *
302 PRX	359 +	416 RCL 25	473 RCL 28	530 RCL 05
303 RCL 46	360 ENTER†	417 CHS	474 /	531 +
304 PRX	361 RCL 02	418 ENTER†	475 RCL 33	532 STO 51
305 RTN	362 P-R	419 RCL 15	476 RCL 32	533 RCL 03
306*LBL 23	363 RCL 36	420 CHS	477 /	534 X†2
307 1	364 +	421 R-P	478 -	535 RCL 04
308 STO 19	365 STO 47	422 STO 33	479 2	536 X†2
309 1	366 X<Y	423 X<Y	480 *	537 +
310 STO 46	367 RCL 37	424 STO 32	481 1/X	538 RCL 51
311 XEQ 21	368 +	425 RCL 48	482 RCL 45	539 X†2
312 XEQ 25	369 STO 48	426 RCL 25	483 RCL 49	540 -
313 -1	370 RCL 22	427 -	484 -	541 2
314 STO 46	371 CHS	428 ENTER†	485 *	542 /
315 XEQ 25	372 ENTER†	429 RCL 47	486 STO 49	543 RCL 03
316 -1	373 RCL 12	430 RCL 15	487 RCL 29	544 /
317 STO 19	374 CHS	431 -	488 *	545 RCL 04
318 1	375 R-P	432 R-P	489 RCL 28	546 /
319 STO 46	376 STO 29	433 X<Y	490 /	547 STO 50
320 XEQ 21	377 X<Y	434 RCL 32	491 CHS	548 1
321 XEQ 25	378 STO 28	435 -	492 RCL 45	549 RCL 50
322 -1	379 RCL 35	436 STO 32	493 2	550 ABS
323 STO 46	380 RCL 22	437 RCL 31	494 /	551 X<Y?
324 XEQ 25	381 -	438 RCL 21	495 +	552 XEQ 27
325 STOP	382 ENTER†	439 -	496 STO 45	553 RCL 50
326*LBL 24	383 RCL 34	440 ENTER†	497 XEQ 48	554 ACOS
327 *.....*	384 RCL 12	441 RCL 30	498*LBL 48	555 PRX

Tabelle 3.4 (Fortsetzung)

556 GTO 30	613 P-R	670 +	727 RCL 21	784 "MUE-5,PSI-5"
557+LBL 27	614 RCL 52	671 STO 53	728 STO 28	785 PRA
558 "NICHT"	615 +	672 RCL 54	729 RCL 11	786 RCL 42
559 PRA	616 STO 32	673 RCL 10	730 STO 29	787 RCL 10
560 "UMLAUFF."	617 X<>Y	674 -	731 RCL 31	788 +
561 PRA	618 RCL 51	675 100	732 STO 51	789 100
562 GTO 30	619 +	676 +	733 RCL 30	790 -
563+LBL 28	620 STO 33	677 STO 44	734 STO 52	791 RCL 38
564 RCL 03	621 RCL 51	678 PRX	735 XEQ 31	792 +
565 X12	622 RCL 33	679 RCL 53	736 "MUE-2,PSI-2"	793 ENTER↑
566 RCL 04	623 -	680 RCL 4+	737 PRA	794 RCL 02
567 X12	624 ENTER↑	681 -	738 RCL 22	795 P-R
568 +	625 RCL 52	682 SIGN	739 STO 28	796 RCL 36
569 RCL 51	626 RCL 32	683 STO 06	740 RCL 12	797 +
570 X12	627 -	684 "A,B,C,D,S"	741 STO 29	798 STO 52
571 -	628 R-P	685 PRA	742 RCL 35	799 X<>Y
572 2	629 X<>Y	686 RCL 02	743 STO 51	800 RCL 37
573 /	630 STO 54	687 PRX	744 RCL 34	801 +
574 RCL 03	631 RCL 33	688 RCL 03	745 STO 52	802 STO 51
575 /	632 CHS	689 PRX	746 XEQ 31	803 RCL 25
576 RCL 04	633 ENTER↑	690 RCL 04	747 "MUE-3,PSI-3"	804 STO 28
577 /	634 RCL 32	691 PRX	748 PRA	805 RCL 15
578 STO 50	635 CHS	692 RCL 05	749 RCL 35	806 STO 29
579 1	636 R-P	693 PRX	750 ENTER↑	807 XEQ 31
580 RCL 50	637 X<>Y	694 RCL 06	751 RCL 34	808 STOP
581 ABS	638 STO 32	695 PRX	752 R-P	809+LBL 33
582 X1Y?	639 CHS	696 "EPS.,E"	753 X<>Y	810 XEQ 21
583 XEQ 29	640 RCL 54	697 PRA	754 RCL 18	811 XEQ 25
584 RCL 50	641 +	698 RCL 45	755 +	812 XEQ 26
585 ACOS	642 PRX	699 RCL 31	756 X<>Y	813 STOP
586 STO 50	643 360	700 -	757 P-R	814+LBL 35
587 PRX	644 RCL 32	701 ENTER↑	758 STO 52	815 SF 12
588 RTN	645 +	702 RCL 49	759 X<>Y	816 "=====
589+LBL 29	646 RCL 10	703 RCL 30	760 STO 51	817 PRA
590 "MUE ?????"	647 -	704 -	761 RCL 23	818 "GV-KOPPELK."
591 PRA	648 PRX	705 R-P	762 STO 28	819 PRA
592 STOP	649 RTN	706 X<>Y	763 RCL 13	820 "5 GENAUPKTE"
593+LBL 46	650+LBL 30	707 STO 07	764 STO 29	821 PRA
594 RCL 24	651 "....."	708 RCL 21	765 XEQ 31	822 CF 12
595 RCL 25	652 PRA	709 RCL 31	766 "MUE-4,PSI-4"	823 "KOORD.E-PKTE"
596 X=Y?	653 "PSI-1"	710 -	767 PRA	824 PRA
597 XEQ 47	654 PRA	711 ENTER↑	768 RCL 10	825 "X1,Y1,X2,Y2"
598 RTN	655 RCL 31	712 RCL 11	769 RCL 17	826 PRA
599+LBL 31	656 ENTER↑	713 RCL 30	770 2	827 RCL 11
600 RCL 28	657 RCL 30	714 -	771 /	828 PRX
601 RCL 51	658 R-P	715 R-P	772 +	829 RCL 21
602 -	659 STO 52	716 X<>Y	773 ENTER↑	830 PRX
603 ENTER↑	660 X<>Y	717 RCL 07	774 RCL 20	831 RCL 12
604 RCL 29	661 ENTER↑	718 -	775 P-R	832 PRX
605 RCL 52	662 SIGN	719 STO 07	776 STO 52	833 RCL 22
606 -	663 ACOS	720 PRX	777 X<>Y	834 PRX
607 R-P	664 2	721 RCL 08	778 STO 51	835 "X3,Y3,X4,Y4"
608 X<>Y	665 *	722 PRX	779 RCL 24	836 PRA
609 RCL 07	666 +	723 "....."	780 STO 28	837 RCL 13
610 -	667 RCL 10	724 PRA	781 RCL 14	838 PRX
611 ENTER↑	668 -	725 "MUE-1,PSI-1"	782 STO 29	839 RCL 23
612 RCL 03	669 100	726 PRA	783 XEQ 31	840 PRX

**Tabelle 3.4 (Fortsetzung)**

841 RCL 14	852 STOP	863 PRX	874 +	885 +
842 PRX	853*LBL 47	864 RCL 28	875 TAN	886 STO 45
843 RCL 24	854 "....."	865 2	876 RCL 49	887 XEQ 48
844 PRX	855 PRA	866 /	877 RCL 29	888 STOP
845 "X5,Y5"	856 SF 12	867 ENTER↑	878 2	889*LBL 50
846 PRA	857 "4 GENAUPKTE"	868 RCL 29	879 /	890 XEQ 21
847 RCL 15	858 PRA	869 2	880 -	891 XEQ 26
848 PRX..	859 CF 12	870 /	881 *	892 STOP
849 RCL 25	860 "XB"	871 R-P	882 RCL 28	893 .END.
850 PRX	861 PRA	872 X<>Y	883 2	
851 ADV	862 RCL 49	873 90	884 /	

### 3.3 HAUPTPROGRAMM ZUR KOPPELKURVEN-SYNTHESE

Das Hauptprogramm der "5-Punkte-Synthese", T a b e l l e 3.4, dient zur Berechnung von Gelenkvierecken, von denen ein Koppelpunkt E die gegebenen Koppellagen  $E_1$  bis  $E_5$  genau in der gegebenen Reihenfolge durchläuft. Nach B i l d 3.3 gelten die x.-y.-Koordinaten für das Achsenkreuz mit  $B_0$  als Ursprung. Nun stehen zwei für den Entwurf entscheidende freie Eingangsgrößen zur Verfügung. Als erste legt der Winkel  $\gamma$  die Lage des Gestells d durch den Strahl  $B_0X_0$  fest. An diesen Strahl trägt man die halben Winkel  $1/2\psi_{tw} = 1/2\psi_{14}$  und  $1/2\psi_{uv} = 1/2\psi_{23}$  an, die aus dem Vorprogramm bekannt sind. Auf dem damit bestimmten Strahl  $B_0X_1$  wählt man als zweite freie Eingangsgröße mit  $B_0A_1 = f_1$  den Punkt  $A_1$ , womit auch die Strecke  $E_1A_1 = e$  festliegt.

Wenn nun der Fortgang der Konstruktion dadurch bestimmt ist, um  $E_2$  einen Kreisbogen mit  $e$  als Radius zu schlagen, der den Strahl  $B_0X_2$  im Punkt  $A_2$  schneidet, so muß dem Rechner die Möglichkeit gegeben werden, beide möglichen Punkte zu berechnen; die Entscheidung, welcher  $A_2$ -Punkt der günstigere ist, muß dem Programmbediener übertragen werden, wodurch der Dialog mit dem Rechner gekennzeichnet ist. Der nächste Konstruktionsschritt besteht darin, auf  $B_0X_0$  den Punkt  $A_0$  zu finden, der als Mittelpunkt eines Kreises mit dem Radius  $a$  durch  $A_1$  und  $A_2$  geht, d.h. es ist der Schnittpunkt  $A_0$  der Mittelsenkrechten von  $A_1A_2$  mit  $B_0X_0$  zu finden.

Das Kennzeichen der vorliegenden Methode liegt nun in der Symmetrie von  $A_4$  zu  $A_1$  und von  $A_3$  zu  $A_2$  auf dem a-Kreis mit  $B_0X_0$  als Symmetrieachse. Man braucht nämlich die gesamte Konstruktion nur für die E-Lagen 1, 4 und 5 durchzuführen; die Lagen  $E_2$  und  $E_3$  sind wegen der vorbereiteten Maßnahmen in jedem Falle mit erfüllt! [3.1] Also muß nur noch der Schnittpunkt  $A_5$  des Kreises um  $E_5$  mit  $e$  als Radius und mit dem a-Kreis bestimmt werden, für den es wieder zwei Möglichkeiten gibt! Deshalb wird in dieser Zwischenstufe eine Übersicht über die Variationen durch die zweifachen Lagen von  $A_2$  und  $A_5$  nach T a b e l l e 3.5 vom Rechner zusammengestellt. Für  $A_2$  gilt der Beiwert  $p = \pm 1 = R_{19}$  und für  $A_5$  der Beiwert  $h = \pm 1 = R_{46}$ .

Für den Abruf XEQ 23, Tabelle 3.5, werden die beiden grundsätzlich freien Parameter  $\gamma = R_{10}$  und  $f_1 = R_{20}$  eingegeben. Nach Programm, wie aus dem Ausdruck ersichtlich, werden zuerst für  $p = +1$  und nacheinander für  $h = +1$  und  $h = -1$  die Gliedlängen  $a$  und  $d$  sowie die Winkel  $\varphi^*$ ,  $\varphi_{12}$ ,  $\varphi_{13}$ ,  $\varphi_{14}$  nach Bild 3.3 berechnet, außerdem der Winkel  $\varphi_m = 180^\circ$  oder  $360^\circ$  ( $0^\circ$ ), über den sich Kurbel  $a$  zwischen den Symmetrie-Kurbellagen bewegt. Für  $h = +1$  und  $h = -1$  kommt dann der Winkel  $\varphi_{15}$  zum Ausdruck. Danach erfolgt das Gleiche für  $p = -1$  und nacheinander  $h = +1$  und  $h = -1$ .

Nun muß also nach kritischer Durchsicht der Tabelle 3.5 die Entscheidung über die Vorzeichen von  $p$  und  $h$  gefällt werden. Zuerst wählt man  $p = +1$  aus, weil hierfür  $a < d$  und damit die erste Voraussetzung für das Zustandekommen eines Gelenkvierecks gegeben ist, dessen Kurbel  $a$  umläuft und dessen Abtriebsglied  $c$  hin und her schwingt, wobei vorausgesetzt wurde, daß eine "Kurbelschwinge" gefordert wird. Hinsichtlich der Auswahl von  $h$  ist  $\varphi_{15} = 272,37^\circ$  mit  $h = -1$  zu bevorzugen, weil die Kurbellage  $A_0A_5$  günstiger zwischen  $A_0A_4$  und  $A_0A_1$  liegt als für  $h = +1$  ( $p = +1$ ) und damit auch die Bewegung von  $E$  zwischen  $E_4$  und  $E_1$  gleichmäßiger verläuft.

Mit den beiden Werten  $p$  und  $h$  kann nunmehr die Berechnung der Gelenkviereck-Rest-Abweichungen mit XEQ 33 nach T a b e l l e 3.6 vorgenommen werden [1.1]. Im Ausdruck werden zunächst die

**Tabelle 3.5** Übersicht über Zwischenergebnisse bei der 5-Punkte-Synthese durch Variationen der zweifach möglichen Punktlagen  $A_2$  und  $A_5$  nach Bild 3.3

XEQ 23	
.....	
GAMMA, F1, P	
242.00000000	$\gamma = R10$
65.00000000	$f1 = R20$
1.0000000000	$p = R19$
A, D	
25.50908669	$a = R02$
61.67027471	$\alpha = R05$
PHI*12,13,14	
85.82726840	$\varphi^* = R38$
44.14613040	$\varphi_{12} = R39$
144.1993328	$\varphi_{13} = R40$
188.3454632	$\varphi_{14} = R41$
PHI-M	
180.00000000	$\varphi_m = R43$
.....	
P, PHI-15, H	
1.0000000000	$p = R19$
336.7773190	$\varphi_{15} = R42$
1.0000000000	$h = R46$
.....	
P, PHI-15, H	
1.0000000000	$p = R19$
272.3783000	$\varphi_{15} = R42$
-1.0000000000	$h = R46$
=====	
GAMMA, F1, P	
242.00000000	$\gamma = R10$
65.00000000	$f1 = R20$
-1.0000000000	$p = R19$
A, D	
110.0531992	$a = R02$
47.25797445	$\alpha = R05$
PHI*12,13,14	
166.6337844	$\varphi^* = R38$
173.3184386	$\varphi_{12} = R39$
213.4139927	$\varphi_{13} = R40$
26.73243120	$\varphi_{14} = R41$
PHI-M	
360.00000001	$\varphi_m = R43$
.....	
P, PHI-15, H	
-1.0000000000	$p = R19$
352.9114401	$\varphi_{15} = R42$
1.0000000000	$h = R46$
.....	
P, PHI-15, H	
-1.0000000000	$p = R19$
184.7249703	$\varphi_{15} = R42$
-1.0000000000	$h = R46$

**Tabelle 3.6** Berechnung der Gelenkviereck-Abmessungen und -Kennwerte für die 5-Punkte-Synthese. Maße in Übereinstimmung mit Bild 3.3

XEQ 33	
.....	
GAMMA, F1, P	
242.00000000	
65.00000000	
1.0000000000	
A, D	
25.50908669	
61.67027471	
PHI*12,13,14	
85.82726840	
44.14613040	
144.1993328	
188.3454632	
PHI-M	
180.00000000	
.....	
P, PHI-15, H	
1.0000000000	
272.3783000	
-1.0000000000	
=====	
MUE-M-M*	
138.8932380	$\mu_m$
36.09160643	$\mu_m^*$
.....	
PSI-1	
94.36846020	$\psi_1 = R44$
A, B, C, D, S	
25.50908669	$a = R02$
57.90767773	$b = R03$
34.79408413	$c = R04$
61.67027471	$\alpha = R05$
1.0000000000	$s = R06$
EPS., E	
0.690437880	$\epsilon = R07$
128.1240812	$e = R08$
.....	
MUE-1, PSI-1	
-85.17529049	$\mu_1$
94.36846020	$\psi_1$
MUE-2, PSI-2	
-118.3140051	$\mu_2$
126.6288253	$\psi_2$
MUE-3, PSI-3	
-118.3140051	$\mu_3$
154.7485239	$\psi_3$
MUE-4, PSI-4	
-85.17529049	$\mu_4$
140.4526354	$\psi_4$
MUE-5, PSI-5	
-36.12883093	$\mu_5$
71.93358400	$\psi_5$

teilweise Wiederholung von XEQ 23

festgelegten und gewonnenen Werte nach Tabelle 3.5 nochmals festgehalten. Diese werden dann die Übertragungswinkel  $\mu_m$  und  $\mu_m^*$ , die für  $\varphi_m = 180^\circ$  gelten. Im Beispiel sind  $\mu_m^* = 138,89..^\circ$  (gleichwertig mit  $\mu = 41,11..^\circ$ ) und  $\mu_m = 36,091..^\circ$  als Extremwerte bei der Gelenkviereck-Umlauffähigkeit als befriedigend zu bezeichnen. Der Winkel  $\psi_1$  ist für das Aufzeichnen des Gelenkvierecks in der Bezugslage "1" ( $A_0A_1$ ) wichtig. Die Abmessungen des Gelenkvierecks  $a, b, c, d, \varepsilon, e$  und der Bereichskennwert  $s$  (vgl. Kap. 2) sind das eigentliche Rechenergebnis. Wenn dann darauf folgend für alle fünf Genaulagen die Übertragungswinkel  $\mu_1$  bis  $\mu_5$  und die c-Lagenwinkel  $\psi_1$  bis  $\psi_5$  berechnet und festgehalten werden, sollen diese Informationen für solche Gelenkvierecke gelten, von denen keine Umlauffähigkeit verlangt wird, die meist als hin und her schwingende Getriebe höheren Ansprüchen genügen sollen und Teilgetriebe in mehrgliedrigen Getrieben darstellen. Mit den beiden freien Parametern  $\gamma$  und  $f_1$  ist es möglich, das gesamte Lösungsfeld von  $\gamma = 0^\circ$  bis  $\gamma = 360^\circ$  vollautomatisch abzutasten. Dann ist es zweckmäßig, IF-Schranken für Grenzwerte, z.B. für die Längen  $a$  und  $d$  und für unbefriedigende  $\mu$ -Winkel einzubauen. Hierbei ist aber noch auf die fünffache Auswahlmöglichkeit der  $B_0$ -Lagen im Vorprogramm hinzuweisen. Schließlich muß noch auf ein zweites Synthese-Verfahren für dieselbe Aufgabe mit denselben Ergebnismöglichkeiten hingewiesen werden [3.1], für das bisher noch kein Rechenprogramm aufgestellt wurde.

### 3.4 UNSYMMETRISCHE SECHSPUNKTIGE KOPPELKURVEN-GERADFÜHRUNG

Wenn das Programm "5-Punkte-Synthese" bisher auf fünf vorgeschriebene Bahnpunkte beschränkt wurde, so geschah dies aus sehr wichtigen praktischen Erwägungen; denn es bleiben hierbei immer noch zwei freie Entwurfparameter, nämlich der Winkel  $\gamma$  für die Gestellgerade und der Abstand  $f_1$  des Punktes  $A_1$  von  $B_0$ . Bei voller Ausnutzung dieser beiden Parameter ist die Auswahl für praktisch verwendbare Getriebe, vor allem bei automatischem Abtasten eines ganzen Lösungsfeldes, noch groß genug. Besonders aber kann man mit ziemlicher Sicherheit feststellen, daß es bei Fehlmeldungen des Rechners unter den gegebenen Voraussetzungen auch keine Lösung gibt!

Es liegen trotzdem Untersuchungen vor, daß es für 6 Genaupunkte und nach Interpolationen sogar für 7 solcher Punkte Lösungen geben kann [3.1], und es ist sogar gelungen, bei Symmetrielagen für 8 Punkte zum Ziele zu kommen [3.2].

Im folgenden soll nun für eine Geradföhrung die einzigartige Möglichkeit behandelt werden, 5 Punkte vorzugeben und als Ergebnis eine sechspunktige Übereinstimmung zu erhalten! Die Koppelkurven des Gelenkvierecks sind 6. Grades, und deshalb sind maximal sechs Schnittpunkte der Koppelkurve mit einer Geraden erreichbar; es kann allerdings auch nur fünf Schnittpunkte geben. Der erste Fall tritt ein, wenn die Koppelkurve in derselben Richtung in den Bereich der sechs aufeinanderfolgenden Schnittpunkte eintritt, in der sie ihn auch wieder verläßt.

Bisher sind sechspunktige Geradföhrungen vorwiegend mit Hilfe gleichschenkliger oder symmetrischer Gelenkvierecke erzeugt worden. Bei der Koppelkurven-Symmetrie brauchen nur Berechnungen für drei Punkte, allerdings mit stark reduzierenden Bedingungen hinsichtlich Gliedlängen-Gleichheiten, durchgeführt zu werden. Die oben angegebene Bedingung ist in jedem Falle erfüllt.

Nach Bild 3.4 sollen auf einer Geraden vier Punkte  $E_1$  bis  $E_4$  paarweise symmetrisch vorgegeben werden, der Punkt  $E_5$  soll außerhalb dieser Paarungen auf der Geraden liegen. Das vorweggenommene Ergebnis der Koppelkurve  $k_E$  zeigt die Geradföhrung auf nur einer Seite der Restkurve; also muß ein sechster Punkt als Genaupunkt zustande kommen! Die Berechnung kann ohne das Vorprogramm für die Mittelsenkrechten von  $E_1 - E_4$  und  $E_2 - E_3$  vorgenommen werden; denn die beiden zugehörigen Mittelsenkrechten fallen zusammen. Die  $\psi$ -Winkel findet man, wenn die E-Koordinaten und die Entfernung  $y_0$  gegeben sind:

$$2 \cdot \arctan \frac{x_1}{y_0} = \psi_{14} \quad (3.1)$$

$$2 \cdot \arctan \frac{x_2}{y_0} = \psi_{23} \quad (3.2)$$



**Tabelle 3.7** Eingangswerte (XEQ 35) für die Berechnung einer Koppelkurven-Geradf hrung und (XEQ 33) Ergebniswerte für die Geradf hrung

XEQ 35		XEQ 33	
=====		.....	
GV-KOPPELK.		GAMMA, F <sub>1</sub> , P	MUE-M-M*
5 GENAUPKTE		160.0000000 ***	76.77506607 ***
KOORD. E-PKTE		48.00000000 ***	33.93332956 ***
X1,Y1,X2,Y2		1.000000000 ***	.....
15.00000000 ***		A,D	PSI-1
70.00000000 ***		13.48889739 ***	117.4166259 ***
10.00000000 ***		37.94568208 ***	A,B,C,D,S
70.00000100 ***		PHI*12,13,14	13.48889739 ***
X3,Y3,X4,Y4		131.7888656 ***	39.21516960 ***
-10.00000000 ***		16.63824760 ***	43.44131782 ***
70.00000100 ***		79.78402150 ***	37.94568208 ***
-15.00000000 ***		96.42226880 ***	1.000000000 ***
70.00000000 ***		PHI-M	EPS..E
X5,Y5		180.0000002 ***	12.01262704 ***
20.00000000 ***		.....	71.26323074 ***
70.00000000 ***		P,PHI-15,H	
		1.000000000 ***	
		341.3889229 ***	
		1.000000000 ***	
		=====	

Nach Bild 3.4 wählt man nun noch die Werte  $\gamma$  und  $f_1$ , und nach Vorversuchen  $p$  und  $h$ . Nach Tabelle 3.7 werden zunächst mit XEQ 35 die Eingangswerte ausgedruckt, um dann mit XEQ 33 die Ergebniswerte zu erhalten (weitere Eingangswerte hier:  $\gamma$ ,  $f_1(F_1)$ ,  $p$ ,  $h$ ).

Aus Tabelle 3.7 ist ersichtlich, daß die Winkel  $\psi^*$ ,  $\psi_{12}$ ,  $\psi_{13}$ ,  $\psi_{14}$  (Eintragungen siehe Bild 3.3) den Anforderungen genügen, darüber hinaus ist  $\psi_{15} = 341,388..^\circ$  ( $-18,611..^\circ$ ) und damit sichergestellt, daß die  $\psi$ -Winkel-Reihenfolge der E-Reihenfolge auf der Koppelkurve  $k_E$  entspricht. Die Winkel  $\mu_m = 76,775..^\circ$  (bei  $\psi = 180^\circ$ ) und  $\mu_m^* = 33,933..^\circ$  (bei  $\psi = 360^\circ$  bzw.  $0^\circ$ ) lassen mit diesen ihren Extremwerten erkennen, daß das Gelenkviereck mit durchaus noch befriedigender Übertragungsgüte umlauff hig ist. Da auch, für die Markierung des Gelenkvierecks in der Lage 1, der Winkel  $\psi_1 = 117,4166..^\circ$  ausgedruckt wird, liegen mit den Maßen  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$ ,  $e$ ,  $e$  sämtliche notwendigen Werte fest, so daß man auf das Ausdrucken der übrigen  $\mu$ - und  $\psi$ -Werte (siehe Tabelle 3.6) verzichten kann.

Um das Ergebnis bewerten zu können, ist eine Nachrechnung der Güte der Geradföhrung erforderlich, wozu ein früher benutztes Programm [3.3] eingesetzt werden soll. B i l d 3.5 zeigt in stark verzerstem Maßstab den Verlauf der Ordinaten  $v$ , die für ein parallel versetztes Koordinatensystem mit  $A_0$  als Ursprung gelten. Als erstes zeigt sich, daß tatsächlich eine sechspunktig eine Gerade schneidende Koppelkurve, allerdings noch mit unterschiedlichen Abweichungen der Extremwerte, zustande gekommen ist. Dies ist hier das besondere Kennzeichen der unsymmetrischen Koppelkurve (bei symmetrischen Koppelkurven ist auch eine Symmetrie der Abweichungen vorhanden), und die Unsymmetrie könnte sogar für bestimmte Anwendungen als ein Vorzug angesehen werden.

Nimmt man im Bild 3.5 einen Mittelwert  $v_m$  zwischen den beiden größten Extremwerten an, so findet man mit den Abmessungen des Bildes 3.4 eine Abweichung von  $\delta = \pm 0,03132$ . Die Dauer der Geradföhrung wird, Bild 3.5, im Winkelmaß dadurch bestimmt, daß die Schnittpunkte der von der Geraden auslaufenden Koppelkurve mit der Abszissenparallelen durch den größten Extremwert als Grenzwerte gelten. Man findet  $\varphi_G = 168^\circ$  und eine ebenfalls so gekennzeichnete Länge der Geradföhrung  $s_G = 47,5$ . Beim Einsatz  $s_G = 100\%$  ergibt sich eine prozentuale Abweichung  $\delta = 0,0659\%$ . Trotz der Unsymmetrie kann dieses Ergebnis durchaus mit entsprechenden Untersuchungen an symmetrischen Geradföhrungen verglichen werden [3.4], wobei auch ungünstigere Übertragungswinkel in Kauf genommen werden [3.5].

Im B i l d 3.6 ist die Verwendung des Gelenkvierecks als Montage-Vorrichtung dargestellt. Ein stangenförmiges Werkstück soll an einer vorgearbeiteten Öffnung mit hoher Genauigkeit positioniert und danach eingepreßt werden. Um eine Geradföhrung für die Stange (nicht für einen ihrer Punkte E) zu erreichen, wird ein Punkt F des Stangenträgers mit einer Rolle in einer zur Geradföhrung parallelen Nut geführt. Die Form der Koppelkurve oberhalb der Geradföhrung ermöglicht dann auch eine Schräglage des Stangenträgers zur Aufnahme des Werkstückes. In einer solchen Vorrichtung bieten sich vielfache Justier-Möglichkeiten an, um die Einföhrung der Stange in die Öffnung zu gewährleisten.

Tabelle 3.8 Zusatzprogramm für Greiferzangen-Bandtransport

XEQ 55		
↓		
893*LBL 55	910 X<>Y	927 -
894 90	911 CHS	928 RCL 39
895 RCL 40 <i>Y<sub>e1</sub></i>	912 90	929 +
896 2	913 +	930 STO 22 <i>Y<sub>e2</sub></i>
897 /	914 2	931 RCL 12
898 -	915 *	932 R-P
899 RCL 38 <i>Y<sub>e0</sub></i>	916 STO 17 <i>Y<sub>14</sub></i>	933 X<>Y
900 P-R	917 90	934 CHS
901 STO 11 <i>Y<sub>e1</sub></i>	918 RCL 41 <i>Y<sub>e2</sub></i>	935 90
902 X<>Y	919 2	936 +
903 RCL 38	920 /	937 2
904 -	921 -	938 *
905 RCL 39 <i>Y<sub>B0</sub></i>	922 RCL 38	939 STO 18 <i>Y<sub>23</sub></i>
906 +	923 P-R	940 STOP
907 STO 21 <i>Y<sub>e1</sub></i>	924 STO 12 <i>Y<sub>e2</sub></i>	941 .END.
908 RCL 11	925 X<>Y	<i>Eingangswerte</i>
909 R-P	926 RCL 38	

Tabelle 3.9 Berechnung der Gelenkvierck-Abmessungen und -Kennwerte für den Greiferzangen-Bandtransport in Übereinstimmung mit Bild 3.8. Bezeichnungen der Kennwerte nach Tabelle 3.6

XEQ 35		
↓		
=====		
GV-KOPPELK.		
5 GENAUPKTE		
KOORD. E-PKTE		
X1,Y1,X2,Y2		
19.29461491		
37.28831872		
9.742117067		
39.31876481		
X3,Y3,X4,Y4		
-9.742117067		
39.31876481		
-19.29461491		
37.28831872		
X5,Y5		
0.000000000		
43.000000000		
XEQ 33		
↓		
.....		
GAMMA,F1,P		
135.00000000		
30.000000000		
-1.000000000		
A,D		
16.81721892		
36.27443473		
PHI*12,13,14		
55.06590520		
322.2667893		
287.6014003		
249.8681896		
PHI-M		
360.00000000		
.....		
P,PHI-15,H		
-1.000000000		
93.77011670		
1.000000000		
=====		
MUE-M-M*		
32.88374395		
110.1681437		
.....		
PSI-I		
101.6165130		
A,B,C,D,S		
16.81721892		
28.79894101		
35.76471811		
36.27443473		
1.000000000		
EPS.,E		
14.50142046		
29.68919105		

### 3.5 ABSATZWEISER BANDTRANSPORT MIT GREIFERZANGEN

Im B i l d 3.7 soll ein Kreis um  $E_0$ , tangierend an die Gerade mit dem Abstand  $y_{E0}$ , von einem Koppelpunkt E erzeugt werden. Es bietet sich sofort die Lage des Punktes  $B_0$  mit beliebig wählbarem Abstand  $y_{B0}$  an. Für die Punktlagen  $E_1$  und  $E_2$ , und symmetrisch dazu für  $E_3$  und  $E_4$ , sollen die Winkel  $\psi_{e1}$  und  $\psi_{e2}$  angenommen werden. Für das Syntheseprogramm sind nun die Koordinaten der vier E-Punkte im Achsenkreuz mit  $B_0$  als Ursprung sowie die Winkel  $\psi_{14}$  und  $\psi_{23}$  zu berechnen. Bei der Benutzung des Rechners HP-41CV läßt sich ein Zusatz-Programm (Label 55) nach T a b e l l e 3.8 aufstellen mit den besonders gekennzeichneten Eingangswerten und den mit nach Bild 3.7 gewählten Ergebniswerten.

Für die Aufgabenstellung ist noch der Punkt  $E_5$  von Bedeutung, der auf der Symmetrieachse (y-Achse) der Kreisführung die "Dicke" der Kurve bestimmen soll. Nach T a b e l l e 3.9, XEQ 35, werden die Eingangswerte der x-y-Koordinaten ausgedruckt, und mit XEQ 33 kommt nach Wahl von  $\gamma = 135^\circ$ ;  $f_1 = 30$ ;  $p = -1$ ;  $h = +1$  das Gelenkviereck, dargestellt im B i l d 3.8, zustande. Mit dem Übertragungswinkel  $\mu_{\min} (MUE-M) = 32,88..^\circ$  genügt es noch normalen Ansprüchen.

Die kinematischen Grundlagen für die Greiferzangen-Wirkung sollen an Hand von B i l d 3.9 erläutert werden. Wenn die Koppelkurve teilweise mit einem Kreis mit dem Mittelpunkt  $E_0$  übereinstimmt, bleibt während dieser Übereinstimmung jeder beliebige Zweischlag  $EFE_0$  ein starres Gebilde, die Relativbewegung zwischen den Hebeln  $E_0F$  und  $EF$  ist Null, und die beiden Rollen  $R_1$  und  $R_2$  an diesen beiden verschiedenen Hebeln behalten ihren Abstand bei, so daß bei entsprechender Vorspannung ein zwischen den Rollen befindliches Werkstück mit konstanter Spannung gehalten wird. Sobald aber der Punkt E den kreisförmigen Teil der Koppelkurve verläßt, öffnet sich die Spannzange aus  $R_1$  und  $R_2$ , und der gesamte Mechanismus kann in die Anfangsstellung zurückkehren, um dort erneut zu spannen und zu transportieren. Die Spannkraft während des Transportes sollte mit bestimmten Federungen, z.B. in den Hebeln selbst, erzeugt

werden. Für ihre Einstellung bieten sich vielfache Möglichkeiten an, wie z.B. die exzentrische Rollenlagerung.

Durch die Kreisbewegung der beiden Spannhebel  $E_0F$  und  $EF$  muß das geradlinig geführte Bandmaterial geringfügig gebogen werden. Diese Verbiegung kann wesentlich vermindert werden dadurch, daß die Austrittsführung sehr kurz gehalten oder der Abstand zwischen dieser und der Spannstelle so groß wie möglich vorgesehen werden.

Der Entwurf von Gelenkvierecken für Kreisführungen beruht auf der Grundlage der gleichschenkligen Getriebe, wenn nämlich  $b = c = BE$  sind, vgl. Bild 3.8. Dabei entstehen genau symmetrische Koppelkurven. Die hier vorgeführte Methode führt zunächst zu geringerem Raumbedarf, weil die Koppelseite  $BE$  wesentlich kürzer als  $b$  und  $c$  ist. Sie ermöglicht aber auch die in bestimmten Grenzen beliebige Vorgabe des Punktes  $E_5$  und damit die Spannzangen-Öffnung. Besonders wichtig ist aber eine nahezu in jedem Falle erstrebte Flexibilität hinsichtlich der Anpassung an die gegebene Transportaufgabe. Die Länge des Transportweges, mit Annäherung gekennzeichnet durch die Entfernung  $E_1E_4$ , ist Teil der Aufgabe. Daneben ist auch die Dauer des Transportvorganges wichtig, die wiederum mit Annäherung durch den Winkel  $\varphi_{14}$  ausgedrückt wird. Nach Tabelle 3.9 ist dieser Winkel  $\varphi_{14} = 249,868.. - 360 = -110,1318..^\circ$ , d.h. die Kurbel  $a$  dreht sich von  $A_1$  bis  $A_4$  (entsprechend  $E_1$  bis  $E_4$ ) in negativem Sinne (im Uhrzeigersinn). Mit dem hier gewählten Lösungsbereich läßt sich  $\varphi_{14}$  durch die Eingangsgröße  $B_0A = f_1 = R_{20}$  beeinflussen. Die Veränderungen von  $\varphi_{14}$ , also der Transportdauer, in Abhängigkeit von  $f_1$  sind im Bild 3.10 zu erkennen, als zusätzliche Bewertung der Verlauf von  $\mu_{\min}$  und der Kurbellänge  $a$ . Bei  $f_1 = 18$  ist  $\varphi_{14} = -59,551..^\circ$ , bei  $f_1 = 35$  ist  $\varphi_{14} = -156,721..^\circ$ , jedoch nur  $\mu_{\min} = 25,564..^\circ$ . Bemerkenswert ist die Konstanz von  $\mu_{\min}$  in einem verhältnismäßig weiten Bereich. Der Anstieg von  $\varphi_{14} = -156,270..^\circ$  bei  $f_1 = 5$  wird mit  $\mu_{\min} = 18,57..^\circ$  und  $a = 2,348..$  erkaufte!

Zur Konstruktion nach Bild 3.8 ist noch zu bemerken, daß hier nur eine von den fünf möglichen Mittelsenkrecht-Variationen

benutzt wurde. Außerdem wurde die Untersuchung auf  $\gamma = 135^\circ$  beschränkt, so daß noch ein wesentlich breiteres Lösungsband zu vermuten ist. So ist mit Sicherheit ein Winkel  $\varphi_{14}$  bis etwa  $250^\circ$  zu erwarten, wobei allerdings die Güte der Kreisführung und damit eine größere Schwankung der Spannkraft in Kauf zu nehmen ist.

### 3.6 DIE ARCHIMEDISCHE SPIRALE ALS KOPPELKURVE

Die archimedische Spirale wird vielfach im Maschinenbau und in der Fertigungstechnik nutzbringend verwendet. Es liegt nahe, gleiche Wegstrecken auf einem um gleiche Winkelbeträge verschwenkten Strahl für Arbeitsgänge einzusetzen, bei denen z.B. in jeder Zwischenlage gleich große Kräfte auszuüben sind, ein gleichmäßig bewegter Kolben im schwenkbaren Zylinder für konstanten Druck zum Farbspritzen in gleicher Strickstärke sorgt, oder ein aus dem drehenden Vorratsbehälter gespeister Kunststoffstrang gleichmäßig auf einem Kreissegment abzulegen ist.

In B i l d 3.11 sind die geometrischen Grundlagen für die archimedische Spirale wiedergegeben. Auf einem Anfangsstrahl mit dem Winkel  $\eta^*$  und dem Abstand  $r^*$  liegt der Punkt  $E_1$  fest. Die weiteren Punkte  $E_2$  bis  $E_5$  ergeben sich aus den beiden weiteren Eingangswerten  $\Delta\eta$  und  $\Delta r$ , es ist also z.B.  $\eta_4 = \eta^* + 3\Delta\eta$  und  $r_4 = r^* + 3\Delta r$ . Das Programm hierfür ist in T a b e l l e 3.10, seine Anwendung in T a b e l l e 3.11 dargestellt.

Im Vorprogramm wurde, wie schon in Tabelle 3.2 vorgeführt, aus der Wahl der fünf Mittelsenkrechten-Paarungen die Entscheidung für MS: 14-23 getroffen, und deshalb die Weiterleitung, wie in Tabelle 3.3, mit XEQ 51 bewerkstelligt und damit der Übergang in das Hauptprogramm ermöglicht. T a b e l l e 3.12 zeigt das Ergebnis, und schließlich wird mit den auf  $B_0$  bezogenen Koordinaten das Gelenkviereck nach T a b e l l e 3.13 berechnet. Mit den sich daraus ergebenden Abmessungen ist das im B i l d 3.12 dargestellte Gelenkviereck entstanden, dessen Koppelpunkt E die vorgeschriebene archimedische Spirale  $k_E$  in

**Tabelle 3.10** Rechenprogramm zur Berechnung der Rechtwinkel-Koordinaten der archimedischen Spirale aus den Polar-Koordinaten mit gleichmässigen Teilbewegungen

538*LBL 56	553 X<Y	568 STO 23	583 RCL 38	598 PRA
539 RCL 38	554 STO 22	569 RCL 38	584 RCL 40	599 RCL 38
540 RCL 39	555 RCL 38	570 RCL 40	585 4	600 PRX
541 P-R	556 RCL 40	571 3	586 *	601 RCL 39
542 STO 11	557 2	572 *	587 +	602 PRX
543 X<Y	558 *	573 +	588 RCL 39	603 *DELTA-ETA-R
544 STO 21	559 +	574 RCL 39	589 RCL 41	604 PRA
545 RCL 38	560 RCL 39	575 RCL 41	590 4	605 RCL 40
546 RCL 40	561 RCL 41	576 3	591 *	606 PRX
547 +	562 2	577 *	592 +	607 RCL 41
548 RCL 39	563 *	578 +	593 P-R	608 PRX
549 RCL 41	564 +	579 P-R	594 STO 15	609 GTO 36
550 +	565 P-R	580 STO 14	595 X<Y	610 .END.
551 P-R	566 STO 13	581 X<Y	596 STO 25	
552 STO 12	567 X<Y	582 STO 24	597 *ETA*,R*	

**Tabelle 3.11**

Eingangswerte  $n^*$ ,  $r^*$ ,  $\Delta\eta$ ,  $\Delta r$  des Rechenprogrammes nach Tabelle 3.10 und Überleitung der Ergebnisse in vorhandenes Programm zum Ausdruck der neuen Eingangswerte für Koppelpunkt-Synthese

<u>XEQ 56</u>	
↓	
ETA*,R*	
30.00000000	$\eta^* = R38$
20.00000000	$r^* = R39$
DELTA-ETA-R	
15.00000000	$\Delta\eta = R40$
7.00000000	$\Delta r = R41$
====	
BO-EING.	
X1,Y1,X2,Y2	
17.32050808	$X_1 = R11$
10.00000000	$Y_1 = R21$
19.09188309	$X_2 = R12$
19.09188309	$Y_2 = R22$
X3,Y3,X4,Y4	
17.00000000	$X_3 = R13$
29.44486373	$Y_3 = R23$
10.61158085	$X_4 = R14$
39.68295888	$Y_4 = R24$
X5,Y5	
0.00000000	$X_5 = R15$
48.00000000	$Y_5 = R25$

den fünf Genauigkeitspunkten durchläuft. Von E aus als Gelenk wird der in  $F_0$  gelagerte Schleifenhebel angetrieben, der als Träger für zuteilende Werkstücke dient.

Als zusätzliche und für die Funktion des Mechanismus wichtige Bedingung ist die Restform der Koppelkurve so zu fordern, daß

**Tabelle 3.12** Vorprogramm zur Mittel-senkrechten-Auswahl für den Einsatz der archimedischen Spirale. Angaben für Speicher-Belegungen in Übereinstimmung mit Tabelle 3.3

XEQ 51; 0 = R<sub>09</sub>  
Vorprogramm

```

=====
BO-EING.
X1,Y1,X2,Y2
  17.32050000
  10.00000000
  19.09188309
  19.09188309
X3,Y3,X4,Y4
  17.00000000
  29.44486373
  10.61158085
  39.60295888
X5,Y5
  0.00000000
  48.00000000
=====
M-S:14-23
XB0,YB0
 -41.27382933
 12.28245069
PSI-TW-UV
 29.99999974
 9.974469372
=====
K00.F.B0
X1,Y1,X2,Y2
 58.59433741
 -2.282450690
 60.36571242
 6.809432400
X3,Y3,X4,Y4
 58.27382933
 17.16241304
 51.88541018
 27.32050819
X5,Y5
 41.27382933
 35.71754931
=====
A5 JENS.4

```

**Tabelle 3.13** Gelenkviereck-Berechnung für die Erzeugung der archimedischen Spirale nach Bild 3.10. Angaben für Speicher-Belegungen in Übereinstimmung mit Tabelle 3.6

XEQ 33  
Hauptprogramm

```

.....
GAMMA,F1,P
 140.0000000
 30.00000000
 1.000000000
A,D
 14.49936053
 41.22289172
PHI*12,13,14
 32.37859270
 336.9436930
 318.2991216
 295.2428146
PHI-M
 360.0000000
.....
P,PHI-15,H
 1.000000000
 128.7853185
 1.000000000
=====
MUE-M-M*
 31.53710109
 76.54927950
.....
PSI-I
 -100.8831086
A,B,C,D,S
 14.49936053
 50.33621439
 38.32307685
 41.22289172
 1.000000000
EPS.,E
 84.89978504
 80.41881798
.....

```

ein Rückgang des Schleifenhebels in die Ausgangsstellung ermöglicht wird, d.h. die Koppelkurve muß außerhalb des Drehpunktes  $F_0$  und auf derselben Seite wie der 5-Punkte-Teil bleiben.



---

## 4 Mehrfache Erzeugung von Koppelkurven

Schon bei den bisherigen Untersuchungen hat sich eindringlich gezeigt, daß es fast in jedem Falle ratsam ist, die reine numerische Getriebe-Synthese nur in bestimmten Fällen voll auszunutzen und dafür mehr Freiheiten im Getriebe-Entwurf für die sog. "Nebenbedingungen" zu erhalten. Hierzu gehört auch der Raumbedarf der Getriebe nicht nur mit der Blickrichtung, alle Glieder in möglichst kleinen Räumen unterzubringen, sondern auch andere Raumbereiche zur Auswahl zu haben, um beispielsweise schon vorhandenen anderen Konstruktionsgruppen auszuweichen. In diesem Sinne kann die Möglichkeit der dreifachen Erzeugung der Gelenkviereck-Koppelkurven nach dem Satz von Roberts [4.1] verstanden werden, d.h. für jedes beliebige Gelenkviereck mit einer Koppelpunktbahn gibt es in jedem Falle noch zwei zusätzliche Gelenkvierecke, die dieselbe Koppelkurve erzeugen. Über das reichhaltige Schrifttum der dreifachen Koppelkurven-Erzeugung liegt ein guter Überblick vor [4.2], wobei noch hinzuzufügen ist, daß es außerdem noch Gelenk-Fünfecke mit zwei gleichsinnigen Antrieben für dieselbe Koppelkurve gibt. Als Ergänzung wurden die nichtumlaufähigen (totalschwingenden) und die durchschlagfähigen Gelenkvierecke, deren Sonderlagen und die unterschiedlichen Strukturen untersucht [4.3].

Die mehrfache Koppelkurven-Erzeugung verdient in weit höherer Vielfalt besondere Beachtung bei den mehrgliedrigen Getrieben [4.4; 4.5]. Unter den 9 unterschiedlichen Möglichkeiten, mit sechsgliedrigen Getrieben höhere Koppelbewegungen zu erzeugen, gibt es nur eine einzige, eine Koppellebene so zu bewegen, daß sie genaue Parallelbewegungen beschreibt. Jeder Koppelpunkt der höheren Koppellebene beschreibt genau die gleiche Koppelkurve [4.6]. Solche Parallel-Koppelbewegungen können von großem praktischen Nutzen sein, zumal es mit Ausnutzung des Roberts' schen Satzes insgesamt sechs unterschiedliche sechsgliedrige Getriebe für genau die gleiche Koppelbewegung gibt.

**Tabelle 4.1** Rechenprogramm für koppelkurvengleiche Gelenkvierecke und für sechsgliedrige Getriebe mit Parallel-Koppelbewegungen

Size 060

01*LBL "PAKO"	55 RCL 04	109 STO 12	163 SIN	217 PRA
02*LBL 01	56 /	110 PRX	164 *	218 RCL 02
03 ADV	57 ACOS	111 RCL 02	165 STO 41	219 RCL 47
04 SF 12	58 RCL 06	112 RCL 35	166 PRX	220 *
05 "ROBERTS"	59 *	113 *	167 "II:EPS,E"	221 STO 22
06 PRA	60 CHS	114 STO 13	168 PRA	222 PRX
07 CF 12	61 RCL 30	115 PRX	169 RCL 07	223 RCL 04
08 "PHI=I:S=I"	62 +	116 RCL 04	170 CHS	224 RCL 47
09 PRA	63 STO 21	117 RCL 35	171 STO 17	225 *
10 RCL 01	64 PRX	118 *	172 PRX	226 STO 23
11 PRX	65 RCL 05	119 STO 14	173 RCL 02	227 PRX
12 "I:A,B,C,D"	66 RCL 04	120 PRX	174 STO 18	228 RCL 46
13 PRA	67 RCL 21	121 RCL 05	175 PRX	229 STO 24
14 RCL 02	68 COS	122 RCL 35	176 "II:PHIX,PSIX"	230 PRX
15 PRX	69 *	123 *	177 PRA	231 RCL 05
16 RCL 03	70 +	124 STO 15	178 RCL 37	232 RCL 47
17 PRX	71 STO 30	125 PRX	179 RCL 36	233 *
18 RCL 04	72 RCL 04	126 RCL 32	180 R-P	234 STO 25
19 PRX	73 RCL 21	127 RCL 07	181 X<>Y	235 PRX
20 RCL 05	74 SIN	128 +	182 STO 45	236 "III:X80,Y80"
21 PRX	75 *	129 RCL 12	183 PRX	237 PRA
22 "I:EPS,E"	76 STO 31	130 P-R	184 RCL 39	238 RCL 05
23 PRA	77 "XE,YE"	131 STO 36	185 RCL 41	239 STO 43
24 RCL 07	78 PRA	132 X<>Y	186 -	240 PRX
25 PRX	79 RCL 20	133 STO 37	187 RCL 38	241 0
26 RCL 00	80 -	134 CHS	188 RCL 40	242 PRX
27 PRX	81 RCL 30	135 RCL 34	189 -	243 "III:EPS,E"
28 RCL 01	82 RCL 19	136 +	190 R-P	244 PRA
29 RCL 02	83 -	137 RCL 33	191 X<>Y	245 RCL 00
30 P-R	84 R-P	138 RCL 36	192 STO 42	246 X12
31 STO 19	85 X<>Y	139 -	193 PRX	247 RCL 46
32 X<>Y	86 STO 32	140 R-P	194 RCL 07	248 X12
33 STO 20	87 RCL 07	141 X<>Y	195 COS	249 +
34 X<>Y	88 +	142 RCL 07	196 RCL 03	250 RCL 03
35 RCL 05	89 RCL 00	143 +	197 *	251 X12
36 -	90 P-R	144 RCL 13	198 RCL 00	252 -
37 R-P	91 RCL 19	145 P-R	199 *	253 2
38 STO 21	92 +	146 RCL 36	200 2	254 /
39 X<>Y	93 STO 33	147 +	201 *	255 RCL 00
40 STO 30	94 PRX	148 STO 38	202 CHS	256 /
41 "PSI"	95 X<>Y	149 X<>Y	203 RCL 03	257 RCL 46
42 PRA	96 RCL 20	150 RCL 37	204 X12	258 /
43 RCL 21	97 +	151 +	205 +	259 ACOS
44 X12	98 STO 34	152 STO 39	206 RCL 00	260 RCL 07
45 RCL 04	99 PRX	153 "II:X80,Y80"	207 X12	261 ABS
46 X12	100 RCL 00	154 PRA	208 +	262 *
47 +	101 RCL 03	155 RCL 15	209 SQRT	263 RCL 07
48 RCL 03	102 /	156 RCL 07	210 STO 46	264 /
49 X12	103 STO 35	157 COS	211 RCL 03	265 CHS
50 -	104 "=====	158 *	212 /	266 STO 27
51 2	105 PRA	159 STO 40	213 STO 47	267 PRX
52 /	106 "II:A,B,C,D"	160 PRX	214 "=====	268 RCL 04
53 RCL 21	107 PRA	161 RCL 15	215 PRA	269 RCL 35
54 /	108 RCL 00	162 RCL 07	216 "III:A,B,C,D"	270 *

Tabelle 4.1 (Fortsetzung)

271 STO 28	328 RCL 13	385 XEQ 11	442 -	499 -
272 PRX	329 STO 03	386 3	443 RCL 10	500 2
273 "III:XA0,YA0"	330 RCL 14	387 STO 10	444 +	501 /
274 PRA	331 STO 04	388 RCL 05	445 RCL 11	502 RCL 03
275 RCL 40	332 RCL 15	389 RCL 04	446 +	503 /
276 STO 44	333 STO 05	390 +	447 -8	504 RCL 04
277 PRX	334 "-----"	391 RCL 03	448 X<Y	505 /
278 RCL 41	335 PRA	392 RCL 02	449 X=Y?	506 ACOS
279 PRX	336 "II"	393 +	450 XEQ 17	507 PRX
280 "IIIPHX,PSIX"	337 PRA	394 X<Y	451*LBL 10	508 RCL 03
281 PRA	338 XEQ 00	395 X>Y?	452 -1	509 X+2
282 RCL 34	339 RCL 22	396 XEQ 12	453 STO 08	510 RCL 04
283 RCL 39	340 STO 02	397 4	454 RTN	511 X+2
284 -	341 RCL 23	398 STO 11	455*LBL 11	512 +
285 ENTER↑	342 STO 03	399 RCL 05	456 -2	513 RCL 05
286 RCL 33	343 RCL 24	400 RCL 04	457 STO 09	514 RCL 02
287 RCL 38	344 STO 04	401 -	458 RTN	515 +
288 -	345 RCL 25	402 ABS	459*LBL 12	516 X+2
289 R-P	346 STO 05	403 RCL 03	460 -3	517 -
290 X<Y	347 "-----"	404 RCL 02	461 STO 10	518 2
291 STO 49	348 PRA	405 -	462 RTN	519 /
292 PRX	349 "III"	406 ABS	463*LBL 13	520 RCL 03
293 X<Y	350 PRA	407 X<Y	464 -4	521 /
294 P-R	351 XEQ 00	408 X=Y?	465 STO 11	522 RCL 04
295 RCL 44	352 RCL 51	409 XEQ 13	466 RTN	523 /
296 +	353 STO 02	410 RCL 08	467*LBL 14	524 ACOS
297 STO 47	354 RCL 52	411 RCL 09	468 "KSA:A=MIN"	525 PRX
298 X<Y	355 STO 03	412 -	469 PRA	526 RTN
299 RCL 46	356 RCL 53	413 RCL 11	470 XEQ 22	527*LBL 23
300 +	357 STO 04	414 +	471 RTN	528 "C=AN,MUE=I=A"
301 STO 48	358 RCL 54	415 -3	472*LBL 15	529 PRA
302 RCL 34	359 STO 05	416 X<Y	473 "KSC:C=MIN"	530 RCL 02
303 RCL 31	360 STOP	417 X=Y?	474 PRA	531 X+2
304 -	361*LBL 00	418 XEQ 14	475 XEQ 23	532 RCL 03
305 ENTER↑	362 1	419 RCL 08	476 RTN	533 X+2
306 RCL 33	363 STO 08	420 RCL 09	477*LBL 16	534 +
307 RCL 30	364 RCL 03	421 +	478 "DK:D=MIN"	535 RCL 04
308 -	365 RCL 04	422 RCL 10	479 PRA	536 RCL 05
309 R-P	366 +	423 +	480 XEQ 22	537 -
310 X<Y	367 RCL 05	424 6	481 XEQ 23	538 X+2
311 STO 50	368 RCL 02	425 X<Y	482 RTN	539 -
312 PRX	369 +	426 X=Y?	483*LBL 17	540 2
313 "=====	370 X<Y	427 XEQ 15	484 "DS:B=MIN"	541 /
314 PRA	371 X>Y?	428 RCL 08	485 PRA	542 RCL 02
315 "I"	372 XEQ 10	429 CHS	486 RTN	543 /
316 PRA	373 2	430 RCL 09	487*LBL 22	544 RCL 03
317 XEQ 00	374 STO 09	431 +	488 "MUE=I,MUE=A"	545 /
318 RCL 02	375 RCL 03	432 RCL 10	489 PRA	546 ACOS
319 STO 51	376 RCL 04	433 +	490 RCL 03	547 PRX
320 RCL 03	377 -	434 RCL 11	491 X+2	548 RCL 02
321 STO 52	378 ABS	435 +	492 RCL 04	549 X+2
322 RCL 04	379 RCL 05	436 6	493 X+2	550 RCL 03
323 STO 53	380 RCL 02	437 X<Y	494 +	551 X+2
324 RCL 05	381 -	438 X=Y?	495 RCL 05	552 +
325 STO 54	382 ABS	439 XEQ 16	496 RCL 02	553 RCL 04
326 RCL 12	383 X<Y	440 RCL 08	497 -	554 RCL 05
327 STO 02	384 X=Y?	441 RCL 09	498 X+2	555 +

Tabelle 4.1 (Fortsetzung)

556 X+2	613 RCL 42	670 PRX	727 STO 57	784 PRA
557 -	614 RCL 21	671 *X/E,Y/E,EP,EB*	728 PRX	785 *GA-B,A/OA*
558 2	615 -	672 PRA	729 RCL 34	786 PRA
559 /	616 PRX	673 RCL 50	730 RCL 41	787 RCL 45
560 RCL 02	617 RCL 14	674 RCL 24	731 +	788 RCL 49
561 /	618 PRX	675 P-R	732 STO 58	789 -
562 RCL 03	619 *X/E,Y/E,EP,EB*	676 STO 55	733 PRX	790 PRX
563 /	620 PRA	677 X<>Y	734 RCL 34	791 RCL 12
564 ACOS	621 RCL 33	678 STO 56	735 -	792 PRX
565 PRX	622 RCL 40	679 RCL 33	736 RCL 57	793 *X/E,Y/E,EP,EB*
566 STOP	623 -	680 RCL 43	737 RCL 33	794 PRA
567*LBL 31	624 RCL 05	681 -	738 -	795 RCL 40
568 "-----"	625 +	682 STO 57	739 R-P	796 RCL 33
569 PRA	626 STO 55	683 PRX	740 PRX	797 +
570 *PAKO-A*	627 PRX	684 RCL 34	741 RCL 58	798 PRX
571 PRA	628 RCL 34	685 PRX	742 RCL 56	799 RCL 41
572 *GVI+AIIEIII*	629 RCL 41	686 RCL 05	743 -	800 RCL 34
573 PRA	630 -	687 PRX	744 RCL 57	801 +
574 *GA-A,A/O-A*	631 STO 56	688 RCL 34	745 RCL 55	802 PRX
575 PRA	632 PRX	689 RCL 56	746 -	803 RCL 15
576 RCL 49	633 RCL 34	690 -	747 R-P	804 PRX
577 RCL 01	634 -	691 RCL 57	748 PRX	805 RCL 18
578 -	635 RCL 55	692 RCL 55	749*LBL 35	806 PRX
579 PRX	636 RCL 33	693 -	750 "-----"	807 "-----"
580 RCL 22	637 -	694 R-P	751 PRA	808 PRA
581 PRX	638 R-P	695 PRX	752 *PAKO-E*	809 ADV
582 *X/E,Y/E,EP,EA*	639 PRX	696*LBL 34	753 PRA	810 STOP
583 PRA	640 RCL 38	697 "-----"	754 *GVIII+AI*	811 .END.
584 RCL 33	641 RCL 40	698 PRA	755 PRA	
585 RCL 40	642 -	699 *PAKO-D*	756 *GA-B,A/OA*	
586 -	643 RCL 05	700 PRA	757 PRA	
587 STO 55	644 +	701 *GVII+CIFI*	758 RCL 01	
588 PRX	645 STO 57	702 PRA	759 RCL 49	
589 RCL 34	646 RCL 39	703 *GA-B,B/OB*	760 -	
590 RCL 41	647 RCL 41	704 PRA	761 PRX	
591 -	648 -	705 RCL 21	762 RCL 02	
592 PRX	649 RCL 56	706 RCL 42	763 PRX	
593 RCL 34	650 -	707 -	764 *X/E,Y/E,EP,EB*	
594 -	651 RCL 57	708 PRX	765 PRA	
595 RCL 55	652 RCL 55	709 RCL 21	766 RCL 33	
596 RCL 33	653 -	710 RCL 04	767 RCL 40	
597 -	654 R-P	711 PRX	768 +	
598 R-P	655 PRX	712 P-R	769 PRX	
599 PRX	656*LBL 33	713 RCL 40	770 RCL 34	
600 RCL 28	657 "-----"	714 +	771 RCL 41	
601 PRX	658 PRA	715 STO 55	772 +	
602 "-----"	659 *PAKO-C*	716 X<>Y	773 PRX	
603 PRA	660 PRA	717 RCL 41	774 RCL 15	
604*LBL 32	661 *GVII+CIIFIII*	718 +	775 PRX	
605 "-----"	662 PRA	719 STO 56	776 RCL 00	
606 PRA	663 *GA-B,B/OB*	720 *X/E,Y/E,EP,EB*	777 PRX	
607 *PAKO-B*	664 PRA	721 PRA	778*LBL 36	
608 PRA	665 RCL 50	722 RCL 33	779 "-----"	
609 *GVI+CIIFII*	666 RCL 45	723 RCL 40	780 PRA	
610 PRA	667 -	724 +	781 *PAKO-F*	
611 *GA-B,B/OB*	668 PRX	725 RCL 05	782 PRA	
612 PRA	669 RCL 24	726 -	783 *GVIII+AIIEII*	

**Tabelle 4.2** Eingabe-Daten für gegebenes Gelenkviereck I und Ergebnis-Daten für die koppelkurvengleichen Gelenkvierecke II und III

XEQ 01	
↓	
<b>ROBERTS</b>	
PHI=I:S=I	
120.0000000	$\varphi = R01$
I:A,B,C,D	
24.89920000	$a = R02$
39.62325000	$b = R03$
36.52880000	$c = R04$
45.88500000	$d = R05$
I:EPS,E	
42.92464000	$E = R07$
59.25061100	$E = R00$
PSI	
122.7877026	$\psi_I = R21$
XE,YE	
20.45105114	$X_E = R33$
70.83992705	$Y_E = R34$
=====	
II:A,B,C,D <i>Gelenkviereck II</i>	
59.25061100	$a_{II} = R13$
37.23300874	$b_{II} = R13$
54.62344606	$c_{II} = R14$
68.61423598	$d_{II} = R15$
III:XBO,YBO	
50.24278031	$X_{BOII} = R40$
46.72875352	$Y_{BOII} = R41$
II:EPS,E	
-42.92464000	$E_{II} = R17$
24.89920000	$E_{II} = R18$
III:PHIX,PSIX	
56.27003006	$\varphi_{II} = R45$
165.7123426	$\psi_{II} = R42$
=====	
III:A,B,C,D <i>Gelenkviereck III</i>	
25.46703363	$a_{III} = R22$
37.36193192	$b_{III} = R23$
40.52686996	$c_{III} = R24$
46.93150283	$d_{III} = R25$
III:XBO,YBO	
45.88500000	$X_{BOIII} = R43$
0.00000000	$Y_{BOIII}$
III:EPS,E	
-41.74763791	$E_{III} = R27$
54.62344606	$E_{III} = R28$
III:XAO,YAO	
50.24278031	$X_{AOIII} = R44$
46.72875352	$Y_{AOIII} = R41$
IIIPHIX,PSIX	
24.67227790	$\varphi_{III} = R49$
98.01766790	$\psi_{III} = R50$
=====	
I	
KSA:A=MIN	
MUE=I,MUE=A <i>Kurbelschwinge I</i>	
31.66080559	$\mu_i$
136.6800029	$\mu_a$
-----	
II	
DS:B=MIN <i>Doppelschwinge</i>	
-----	
III	
KSA:A=MIN	
MUE=I,MUE=A <i>Kurbelschwinge II</i>	
31.66080558	$\mu_i$
136.6800028	$\mu_a$

#### 4.1 DIE KOPPELKURVENGLEICHEN GELENKVIERECKE

Die Entwurfshinweise für die Roberts'sche Konstruktion sind in den Lehrbüchern meist auf die Beweise und auf die theoretischen Grundlagen ausgerichtet. Es müssen aber meist noch besondere Überlegungen über die Lage der Gelenke bei den abgewandelten Gelenkvierecken angestellt werden. Für den praktischen Bedarf kann es genügen, das Programm und ausreichende Bedienungs-Anweisungen zur Verfügung zu haben, dann sind die erwähnten Überlegungen überflüssig.

Es hat sich als zweckmäßig erwiesen, sämtliche Maß-Festlegungen auf das gleiche Koordinaten-System mit dem Gestell d des Ausgangs-Gelenkvierecks als Abszisse und dem Kurbeldrehpunkt  $A_0$  als Ursprung zu beziehen, B i l d 4.1. Dieses Ausgangs-Gelenkviereck I ist mit seinen Abmessungen  $a, b, c, d, \epsilon, e$  und einem beliebig gewählten Kurbelwinkel  $\varphi$  gegeben. Nach Programm, T a b e l l e 4.1, werden der Winkel  $\psi$  und die Koordinaten des Koppelpunktes E berechnet. In einer früheren Veröffentlichung [4.7] wurden auch noch drei koppelkurvengleiche Gelenkfünfecke berechnet, hier soll die Beschränkung auf die Gelenkvierecke gelten.

Der Rechner berechnet nun nach Aufruf mit XEQ 01 die Daten der beiden anderen Gelenkvierecke II und III nach B i l d 4.2 und B i l d 4.3, die in T a b e l l e 4.2 abzulesen sind. Neben den Abmessungen  $a, b, c, d, \epsilon, e$  sind zur Getriebelagen-Definition die Koordinaten der Gestellpunkte  $A_0$  und  $B_0$  und auch die Lagenwinkel  $\varphi$  und  $\psi$  für die Glieder  $A_0A$  und  $B_0B$  notwendig. Die x-y-Koordinaten gelten für das bereits erwähnte Koordinaten-System. Nach Tabelle 4.2 stellt der Rechner aber auch die Struktur-Unterschiede der drei Gelenkvierecke zur Verfügung, und auch den Hinweis, ob die Gelenkvierecke umlauffähig sind. Dann gibt es immer zwei Kurbelschwingen mit umlaufender Kurbel a (Getriebe I und III) und eine umlauffähige Doppelschwinge (Getriebe II) mit umlaufender Koppel b relativ zum Gestell d [4.3]. Für die Kurbelschwingen berechnet der Rechner die Extrem-Übertragungswinkel  $\mu_i$  und  $\mu_a$ . Wenn das Ursprungsgetriebe eine Doppelkurbel ist (beide im Gestell als kürzestem Glied gelagerten Hebel laufen voll um), dann sind die beiden anderen Gelenkvierecke auch je eine Doppelkurbel.

In Tabelle 4.2 sind die wichtigen Daten der drei Gelenkvierecke mit ihrer Speicher-Zuordnung aufgeführt, um für eine Weiterrechnung in größerem Zusammenhang zur Verfügung zu stehen.

Das Gesamtprogramm, Tabelle 4.1, enthält noch den Zusatz (XEQ 31) für die sechsgliedrigen Getriebe mit Parallel-Koppelbewegungen, die später behandelt werden sollen. Da aber beide

**Tabelle 4.3** Ergebnis-Daten für die sechsgliedrigen Getriebe mit genau übereinstimmenden Parallel-Koppelbewegungen

XEQ 31 ↓	
PAKO-A Gelenkviereck I + GVI+AIIEIII Zweischl. $a_{II} e_{II}$ GA-A, A/O-A	PAKO-D Gelenkviereck II + GVII+CIFI Zweischl. $a_{II} f_{II}$ GA-B, B/OB
-95.32772210 $\gamma_A$ 25.46703363 $A_0 A' = a'$	-42.92464000 $\gamma_B$ 36.52880000 $B_0 B' = c'$
X/E, Y/E, EP, EA -29.79172917 $x_E'$ 24.11117353 $y_E'$ 68.61423598 $e_P$ 54.62344606 $e_A$	X/E, Y/E, EP, EB 24.88875145 $x_E'$ 117.5686806 $y_E'$ 46.93150286 $e_P$ 40.52686997 $e_B$
PAKO-B Gelenkviereck I + GVI+CIIFII Zweischl. $a_{II} f_{II}$ GA-B, B/OB	PAKO-E Gelenkviereck III + GVIII+AI Zweischl. $a_{II} e_{II}$ GA-B, A/OA
42.92464000 $\gamma_B$ 54.62344606 $B_0 B' = c'$	95.32772210 $\gamma_A$ 24.89920000 $A_0 A' = a'$
X/E, Y/E, EP, EB 16.09335083 $x_E'$ 24.11117353 $y_E'$ 46.93150283 $e_P$ 25.46703362 $e_B$	X/E, Y/E, EP, EB 70.69383145 $x_E'$ 117.5686806 $y_E'$ 68.61423598 $e_P$ 59.25061100 $e_A$
PAKO-C Gelenkviereck II + GVII+CIIEIII Zweischl. $a_{II} e_{II}$ GA-B, B/OB	PAKO-F Gelenkviereck III + GVIII+AIIEII Zweischl. $a_{II} e_{II}$ GA-B, A/OA
41.74763792 $\gamma_B$ 40.52686996 $B_0 B' = c'$	31.59775216 $\gamma_A$ 59.25061100 $A_0 A' = a'$
X/E, Y/E, EP, EB -25.43402886 $x_E'$ 70.83992705 $y_E'$ 45.88500000 $e_P$ 36.52887998 $e_B$	X/E, Y/E, EP, EB 70.69383145 $x_E'$ 117.5686806 $y_E'$ 68.61423598 $e_P$ 24.89920000 $e_A$

Teilprogramme miteinander gekoppelt sind, wurde auch der zugehörige Ergebnis-Teil als **T a b e l l e 4.3** schon hier aufgeführt.

#### 4.2 KOPPELPUNKT-GERADFÜHRUNGEN FÜR ANGENÄHERT KONSTANTE GESCHWINDIGKEIT

Eine hervorragende Bedeutung für den Getriebe-Einsatz haben seit je her Koppelpunkt-Geradführungen. L. Burmester, der als Gründer der Getriebe-Synthese angesehen werden kann, hat die Geradföhrung des Schreibstiftes eines Indikators für Dampfmaschinen-Diagramme zur Grundlage seiner Untersuchungen ge-

macht [4.8]. Schon hier kam es nicht nur auf die Genauigkeit der Geradföhrung allein an, sondern es wurde auch ein linearer Zusammenhang zwischen den Bewegungen des geradgeföhrten Punktes und den Winkeldrehungen des Antriebsgliedes gefordert. Nun ist festzustellen, daß zwar die Geradföhrung hinsichtlich ihrer Genauigkeit mit Rechnerunterstützung vielfach nachgeprüft worden ist, daß es aber für die Linearität bei Gelenkgetrieben nur spärliche Ergebnisse gibt.

Im B i l d 4.4 soll die Verwendung des Haupt-Programmes der 5-Punkte-Synthese nach Tabelle 3.4 für die Berechnung einer solchen Geradföhrung gezeigt werden. Dieses Programm [2.7] kann auch für eine 4-Punkte-Synthese mit dem Vorzug einer zusätzlichen Entwurfsvfreiheit eingesetzt werden. Man nimmt auf einer Geraden mit dem Ursprung  $B_0$  und der angenommenen Ordinate  $y_{E0}$  vier Punkte  $E_1$  bis  $E_4$  symmetrisch zu  $B_0$  so an, daß  $x_{E1} = 3x_{E2}$  und damit auch  $x_{13} = 2x_{12}$ , ferner  $x_{E1} = -x_{E4}$ ;  $x_{E2} = -x_{E3}$  sind. Das Kennzeichen für die 4-Punkte-Berechnung ist die Koordinaten-Gleichsetzung  $x_4 = x_5$  ( $R_{14} = R_{15}$ ) und  $y_4 = y_5$  ( $R_{24} = R_{25}$ ) nach T a b e l l e 4.4. Mit  $y_{E0} = 70$  und den Koordinaten nach Tabelle 4.4 berechnet man:

$$\psi_{14} = 2 \arctan \frac{x_{E1}}{y_{E0}} \quad (4.1)$$

$$\psi_{23} = 2 \arctan \frac{x_{E2}}{y_{E0}} \quad (4.2)$$

**Tabelle 4.4** Eingangswerte für die 4-Punkte-Geradföhrungs-Berechnung nach Bild 4.4 bei Verwendung des Hauptprogrammes nach Tabelle 3.4

XEQ 35

=====	
GV-KOPPELK.	
5 GENAUPKTE	
KOORD. E-PKTE	
X1,Y1,X2,Y2	
30.00000000	$x_1 = R_{11}$
70.00000000	$y_1 = R_{21}$
10.00000000	$x_2 = R_{12}$
70.00000001	$y_2 = R_{22}$
X3,Y3,X4,Y4	
-10.00000000	$x_3 = R_{13}$
70.00000000	$y_3 = R_{23}$
-30.00000000	$x_4 = R_{14}$
70.00000010	$y_4 = R_{24}$
X5,Y5	
-30.00000000	$x_5 = R_{15}$
70.00000010	$y_5 = R_{25}$



als  $\psi_{14} = 46,39718^\circ$  und  $\psi_{23} = 16,26020^\circ$  und setzt  $\psi_{14} = R_{17}$  und  $\psi_{23} = R_{18}$  (siehe z.B. Tabelle 3.2 mit  $\psi_{tw} = \psi_{14}$  und  $\psi_{uv} = \psi_{23}$ ). Nun wählt man, Bild 4.4, z.B.  $\gamma = R_{10} = 140^\circ$ ;  $p = R_{19} = 1$ . Mit einem eingegebenen Wert  $f_1 = R_{20}$  ermittelt der Rechner nun selbständig auf dem durch  $\gamma$  bestimmten Strahlenbüschel  $B_0 - X_0 - X_1 - X_2$  die Lage  $A_2$  mit  $E_1A_1 = E_2A_2$  und die Lage  $A_0$  auf  $B_0X_0$  und auf der Mittelsenkrechten von  $A_1A_2$  und damit auch die Gliedlängen  $a$  und  $d$  und die Winkel  $\varphi_{12}$  und  $\varphi_{13}$ .

Die geforderte Linearität zwischen den  $x$ - und den  $\varphi$ -Werten führt zu der Vorschrift, die Distanz  $f_1 = R_{20}$  so lange zu verändern, bis  $\varphi_{13} = 2 \varphi_{12}$ , weil ja  $x_{13} = 2x_{12}$ . Dies wurde nach Tabelle 4.5 für einen Wert  $f_1 = 59,357$  mit guter Annäherung erreicht, wie die ausgedruckten Winkel  $\varphi_{12}$  und  $\varphi_{13}$  erkennen lassen.

Mit diesen Teil-Ergebnissen, die noch auf der freien Wahl von  $y_{E0}$  und  $\gamma$  beruhen, gibt es nun noch eine unendlich große Zahl von Gelenkvierecken für die lineare Zuordnung der E-Punkte zu den  $\varphi$ -Winkeln. Deshalb kann man, Tabelle 4.5, die Koordinate  $x_B = R_{49}$  innerhalb vom Rechner mit "Error" angezeigten Grenzen beliebig annehmen und erhält die Abmessungen  $a, b, c, d, \epsilon, e$  und den Bereichsfaktor  $s$  des zugehörigen Gelenkvierecks.

In Tabelle 4.5 ist dies für  $x_B = 8,72; 8,75; 8,80; 8,85$  durchgerechnet worden. Dabei zeigen sich auch die Übertragungswinkel  $\mu_m$  und  $\mu_m^*$ , die die Umlauffähigkeit und deren Güte ausdrücken. Zur Kontrolle wird jeweils auch der Winkel  $\psi_1 = R_{44}$  ausgedruckt.

Bei dieser Berechnung ist darauf hinzuweisen, daß für sämtliche abgewandelten Gelenkvierecke die Werte für  $a$  und  $d$  sowie für die  $\varphi$ -Winkel erhalten bleiben und lediglich eine Änderung von  $b, c, \epsilon$  und  $e$  festzustellen ist. Die unterschiedlichen Formen der Koppelkurven in Abhängigkeit von  $x_B$  lassen Bild 4.5 bis Bild 4.8 erkennen, was gleichzeitig als ein interessanter Beitrag für die "Flexibilität" des Gelenkvierecks gewertet werden kann.

**Tabelle 4.5** Gelenkviereck-Berechnung für vier Koppellagen E<sub>1</sub> bis E<sub>4</sub> auf einer Geraden bei Verwendung des Hauptprogrammes nach Tabelle 3.4

<p>XEQ 50</p> <p>.....</p> <p>GAMMA, F1, P</p> <p>140.0000000 <math>\gamma = R10</math></p> <p>59.35700000 <math>F1 = R20</math></p> <p>1.000000000 <math>p = R19</math></p> <p>A, D</p> <p>24.94787916 <math>Q = R02</math></p> <p>45.85798279 <math>Q = R05</math></p> <p>PHI*12, 13, 14</p> <p>110.4087612 <math>\varphi^* = R38</math></p> <p>46.39381044 <math>\varphi_2 = R39</math></p> <p>92.78866724 <math>\varphi_3 = R40</math></p> <p>139.1824776 <math>\varphi_4 = R41</math></p> <p>PHI-M</p> <p>180.0000001 <math>\varphi_m = R43</math></p> <p>=====</p> <p>.....</p> <p>4 GENAUPKTE</p> <p>XB</p> <p>8.720000000 <math>XB = R49</math></p> <p>MUE-M-M*</p> <p>126.7788095 <math>\mu_m</math></p> <p>30.06881874 <math>\mu_m^*</math></p> <p>.....</p> <p>PSI-I</p> <p>117.9065747 <math>\psi_1 = R44</math></p> <p>A, B, C, D, S</p> <p>24.94787916 <math>Q = R02</math></p> <p>37.54969578 <math>b = R03</math></p> <p>41.62164783 <math>c = R04</math></p> <p>45.85798279 <math>d = R05</math></p> <p>1.000000000 <math>s = R06</math></p> <p>EPS., E</p> <p>35.78321249 <math>\epsilon = R07</math></p> <p>59.26059243 <math>e = R08</math></p> <p>=====</p> <p>.....</p> <p>GAMMA, F1, P</p> <p>140.0000000</p> <p>59.35700000</p> <p>1.000000000</p> <p>A, D</p> <p>24.94787916</p> <p>45.85798279</p> <p>PHI*12, 13, 14</p> <p>110.4087612</p> <p>46.39381044</p> <p>92.78866724</p> <p>139.1824776</p> <p>PHI-M</p> <p>180.0000001</p> <p>=====</p>		
<p>.....</p> <p>4 GENAUPKTE</p> <p>XB</p> <p>8.750000000</p> <p>MUE-M-M*</p> <p>131.2295735</p> <p>31.17815149</p> <p>.....</p> <p>PSI-I</p> <p>117.1444978</p> <p>A, B, C, D, S</p> <p>24.94787916</p> <p>38.41294793</p> <p>39.32707683</p> <p>45.85798279</p> <p>1.000000000</p> <p>EPS., E</p> <p>39.09214181</p> <p>59.26059243</p> <p>=====</p> <p>.....</p> <p>GAMMA, F1, P</p> <p>140.0000000</p> <p>59.35700000</p> <p>1.000000000</p> <p>A, D</p> <p>24.94787916</p> <p>45.85798279</p> <p>PHI*12, 13, 14</p> <p>110.4087612</p> <p>46.39381044</p> <p>92.78866724</p> <p>139.1824776</p> <p>PHI-M</p> <p>180.0000001</p> <p>=====</p> <p>.....</p> <p>4 GENAUPKTE</p> <p>XB</p> <p>8.800000000</p> <p>MUE-M-M*</p> <p>138.7305877</p> <p>31.34947201</p> <p>.....</p> <p>PSI-I</p> <p>115.6561009</p> <p>A, B, C, D, S</p> <p>24.94787916</p> <p>40.11898966</p> <p>35.52091236</p> <p>45.85798279</p> <p>1.000000000</p> <p>EPS., E</p> <p>44.25796797</p> <p>59.26059243</p> <p>=====</p>		
<p>.....</p> <p>4 GENAUPKTE</p> <p>XB</p> <p>8.850000000</p> <p>MUE-M-M*</p> <p>146.5495718</p> <p>28.74265520</p> <p>.....</p> <p>PSI-I</p> <p>113.8120681</p> <p>A, B, C, D, S</p> <p>24.94787916</p> <p>42.12328501</p> <p>31.74445627</p> <p>45.85798279</p> <p>1.000000000</p> <p>EPS., E</p> <p>48.96769601</p> <p>59.26059243</p> <p>=====</p>		

Bei der überragenden Bedeutung, die den Geradföhrungen zukommt, die von Getrieben mit nur Drehgelenken erzeugt werden, ist es unbedingt erforderlich, deren Genauigkeit nachzuprüfen. Für den geometrischen Ausgleich der Koppelkurve an eine Gerade wurden bereits im Bild 3.6 Anhaltspunkte gegeben. Im Bild 4.9 ist dies mit der Kurve  $y$  für das Getriebe des Bildes 4.7 gezeigt [3.3]. Auch hier liegt eine vierpunktig die Gerade schneidende Koppelkurve vor, und mit  $y_m$  ist die mittlere Ordinate zwischen dem größten Maximum und dem Minimum und mit  $\pm\delta y$  sind die Abweichungen von diesem Mittelwert herausgestellt. Die Begrenzung der Geradföhrung kommt durch die Schnittpunkte der berührenden Abszissenparallelen an die  $y_{min}$ -Stelle mit der  $y$ -Kurve selbst zustande. Die "Dauer" der Geradföhrung ist dann mit  $\varphi_E$  und der Beginn mit  $\varphi_E^*$  gegeben.

Nun kommt bei den hier zur Diskussion stehenden geschwindigkeitskonstanten Geradföhrungen noch die erzielte Genauigkeit in der Geschwindigkeits-Konstanz hinzu. Dazu dient ein Programm, das die augenblickliche Geschwindigkeit und Beschleunigung des Gelenkvierecks berechnet[4.9]; es ist neuerdings auch für den Rechner HP-41CV umgeschrieben worden. Die Koppelpunkt-Geschwindigkeit wird auf die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_a$  der Kurbel  $a$  bezogen und gilt als Längenmaß im Zeichenmaßstab. Hiermit ergibt sich im Bild 4.9 die Kurve  $v_E$  mit ihrem Mittelwert  $v_{Em}$  und wiederum den Abweichungen  $\pm\delta_{vE}$ . Die Dauer der Geschwindigkeitskonstanz ist im Winkelmaß durch  $\varphi_{vE}$  und der Beginn durch  $\varphi_{vE}^*$  gekennzeichnet. Es fällt auf, daß die Konstanzdauer geringer als die der geometrischen Geradföhrung ist, so daß es zweckdienlich ist, die Dauer in Abhängigkeit vom jeweiligen Verwendungszweck zu definieren.

Die im Bild 4.9 angegebenen Kennwerte sind in Tabelle 4.6 für die Gelenkvierecke nach den Bildern 4.5 bis 4.8 zum Vergleich zusammengestellt worden. Die Länge  $L_0$  gilt für die  $x$ -Koordinaten-Differenz entsprechend dem Differenzwinkel  $\varphi_E$  nach Bild 4.9. Es leuchtet ein, daß die prozentuale Geschwindigkeit  $\delta y\%$  gegenüber derjenigen bei sechspunktig eine Gerade schneidenden Geradföhrungen reduziert werden muß. Es ist grundsätzlich noch die Frage zu klären, ob es für das Gelenkviereck

**Tabelle 4.6** Kennwerte-Vergleich der vier Geradföhrungs-Gelenkvierecke nach den Bildern 4.5 bis 4.8. Bezeichnungen in Übereinstimmung mit Bild 4.9

y <sub>B</sub>	Bild	Koppelpunkt-Geschwindigkeit						Abweichung: Geradföhrung					
		V <sub>Em</sub>	± δ <sub>VE</sub>	± δ <sub>VE</sub> %	φ <sub>VE</sub> <sup>*</sup>	φ <sub>VE</sub>	y <sub>Em</sub>	L <sup>*</sup>	L <sub>0</sub>	± δ <sub>y</sub>	± δ <sub>y</sub> %	φ <sub>E</sub> <sup>*</sup>	φ <sub>E</sub>
8,72	4.5	25,0341	0,504	2,014	125	110	40,597	67,0	63,8	0,577	0,904	105	150
8,75	4.6	24,964	0,509	2,037	125	110	40,65	67,0	64	0,589	0,921	105	150
8,80	4.7	25,130	0,770	3,064	125	110	40,56	67,0	65,6	0,843	1,285	105	153
8,85	4.8	25,385	1,169	4,604	115	120	40,56	67,0	65,2	1,111	1,703	105	155

überhaupt sechspunktig schneidende und gute geschwindigkeitskonstante Koppelkurven geben kann, bzw. wie dies auf Kosten der Geschwindigkeitskonstanz getrieben werden kann. Da die hier gezeigte Konstruktion für geschwindigkeitskonstante Geradföhrungen nicht die einzige Art für diesen Zweck ist und bisher Vergleichswerte fehlen, kann nur vermutet werden, daß die Angaben nach Tabelle 4.6 entsprechenden Vergleichen die Waage halten können. Es ist zu bemerken, daß das Gelenkviereck mit  $y_B = 8,72$  für beide Genauigkeiten die günstigsten Werte liefert, daß aber auch die Koppelkurvenform, die in Kennwerten schwierig zu definieren ist, zu Vergleichen herangezogen werden sollte.

## 4.3 EINSATZMÖGLICHKEITEN FÜR GESCHWINDIGKEITSKONSTANTE KOPPELPUNKT-GERADFÖHRUNGEN

Wenn von einem einfachen Getriebe - wie dem Gelenkviereck - Koppelkurven erzeugt werden können, die teilweise mit einer Geraden übereinstimmen, und wenn außerdem der Koppelpunkt auf dieser Geraden mit konstanter Geschwindigkeit bewegt wird, muß darauf hingewiesen werden, daß in der Fertigungs-, Verarbeitungs-, Handhabungstechnik zu einem großen Teil geradlinige (oder kreisförmige) Bewegungen mit konstanter Geschwindigkeit verwendet werden. Es ist damit festzustellen, daß für Gelenkgetriebe hier noch weite Anwendungsbereiche offenstehen, zumal bei Berücksichtigung der leicht überschaubaren Übertragungsgüte mit Verklemmungen nicht gerechnet zu werden braucht. Die Reibungsverluste in den Drehgelenken sind gegenüber denen in Schubgelenken vernachlässigbar gering, so daß ihrem Einsatz nur

**Tabelle 4.7** Berechnung der koppelkurvengleichen Gelenkvierecke II und III für gegebenes Gelenkviereck I. Bezeichnungen und Speicherbelegungen in Übereinstimmung mit Tabelle 4.2

<u>XEQ 01</u>			
↓			
ROBERTS		III:A,B,C,D	
PHI=I:S=I		25.75853113	
128.0000000	II:A,B,C,D	36.67512260	I
I:A,B,C,D	59.26059243	41.42260900	KSA:A=MIN
24.94787916	36.85183018	47.34808397	MUE=I,MUE=A
48.11898966	52.46867699	III:XBO,YBO	31.34947201
35.52091236	67.73777830	45.85798279	138.7305877
45.85798279	II:XBO,YBO	0.000000000	-----
I:EPS,E	48.51412851	III:EPS,E	II
44.25796797	47.27352266	-42.52614951	DS:B=MIN
59.26059243	II:EPS,E	52.46867699	-----
PSI	-44.25796797	III:XAO,YAO	III
122.5112281	24.94787916	48.51412851	KSA:A=MIN
XE,YE	II:PHIX,PSIX	47.27352266	MUE=I,MUE=A
20.43309852	56.26904832	III:PHIX,PSIX	31.34947202
70.88982180	166.7691961	26.78411752	138.7305878
=====	=====	=====	

noch hohe Genauigkeitsansprüche im Wege stehen können. Diese so weit wie möglich zu erfüllen bleibt eine wichtige Aufgabe, wie schon die vorangegangenen Betrachtungen gezeigt haben.

Das Getriebe nach Bild 4.10 entspricht dem Getriebe I nach Tabelle 4.7. Mit seinem konstant und geradlinig bewegten Koppelpunkt E tritt relativ zu einem auf einem Transportband mit gleichmäßiger Geschwindigkeit laufenden Werkstück W ein Ruhezustand ein. Dadurch ergibt sich die willkommene Möglichkeit, die üblicherweise als Leerzeit angesehene Transportzeit für zusätzliche Arbeitsgänge auszunutzen! Die Frage, ob z.B. hierbei ein Loch gebohrt werden kann, müßte zunächst wegen im Vorangegangenen berechneter Abweichungen verneint werden. Es besteht aber keine Bruchgefahr für den Bohrer, wenn er nur zum Anbohren genau fixiert wird und danach z.B. mit Hilfe einer Oldham-Kupplung in geringen Grenzen ausweichen kann. Daneben gibt es noch mannigfaltige Arbeitsgänge, z.B. den Einschraubvorgang, bei denen diese Abweichungen ohne weiteres in Kauf genommen werden können. Hinzu kommen noch Montagearbeiten wie das Fügen mehrerer Teile auf dem Transportband, bewerkstelligt durch ein gestellfest angeordnetes Getriebe!

Im B i l d 4.11 wird gezeigt, daß für denselben Arbeitsgang mit umlaufender Kurbel a auch das Getriebe III nach Tabelle 4.7 ohne irgendwelche Einschränkungen verwendet werden kann. Wichtig ist hierbei der Raumbedarfsvergleich zwischen den Bildern 4.10 und 4.11, der erkennen läßt, wie weit man sich an andere, bereits vorhandene Baugruppen anpassen kann. In beiden Fällen wird auch auf die unterschiedliche Einordnung der beiden Achsenkreuze im x-y- und x'-y'-System hingewiesen, beide durch den Winkel  $\gamma$  zueinander verdreht. Das erstere gilt mit den Koordinaten nach Tabelle 4.7 für die Koppelkurven-Gleichheit, das zweite für die Synthese, deren Ergebnisse aus Tabelle 4.5 abzulesen sind.

Im B i l d 4.12 ist das Getriebe II nach Tabelle 4.7 aufgezeichnet. Während die Getriebe I und III Kurbelschwingen sind, bei denen die im Gestell gelagerte Kurbel a umlaufendes Antriebsglied ist, liegt hier eine umlauffähige Doppelschwinge vor, deren Koppelglied b voll umläuft und die beiden im Gestell  $A_0B_0 = d$  gelagerten Glieder  $A_0A = a$  und  $B_0B = c$  nur hin und her schwingen. Die Koppelkurve  $k_E$  ist in jedem Falle kongruent mit denen der Bilder 4.10 und 4.11. Die Abmessungen der Doppelschwinge, Bild 4.12, sind auf das x-y-Achsenkreuz entsprechend Tabelle 4.7 bezogen. Es ist jedoch wichtig, daß die Winkeldrehungen der Koppel b relativ zum Gestell d, die ja immer nur augenblicklich um den zugehörigen Momentanpol dreht, identisch sind mit denjenigen der Kurbeln a in den Bildern 4.10 und 4.11 [4.3]. Man kann diese Koppel trotz ihrer dauernden Verschiebungen vom Gestell d aus mit konstanter Winkelgeschwindigkeit antreiben, z.B. mit Hilfe einer mit der Koppel in Verbindung stehender Oldham-Kupplung oder mit einer das Gelenk A oder B antreibenden Gelenkwelle [4.10].

Nach Bild 4.12 wandert der Koppelpunkt E auf dem Geradenstück der Koppelkurve  $k_E$ . In drei beliebig gewählten Lagen nimmt die Koppel die Stellungen  $E_1B_1$ ,  $E_2B_2$ ,  $E_3B_3$  ein. Die Parallelen zu  $E_2B_2$  und  $E_3B_3$  durch  $E_1$  ergeben dann mit  $E_1B_1$  die Winkel  $\beta_{12}$  und  $\beta_{13}$ , deren Differenzen gleich groß sein müssen, was also die konstante Antriebs-Winkelgeschwindigkeit kennzeichnet.

Wenn man einen Radius  $E_1G_1$  annimmt und dessen Schnittpunkte  $G_2$  und  $G_3$  mit dem  $\beta_{12}$ - und  $\beta_{13}$ -Strahl so weit parallel zu  $k_E$  verschiebt, daß sie  $B_2E_2$  und  $B_3E_3$  in  $H_2$  und  $H_3$  schneiden, so geben die Strecken  $G_2H_2$  und  $G_3H_3$  die Differenzwege an, die der Koppelpunkt  $G$  zurückgelegt hat.

Wenn also entsprechend Bild 4.13 auf der Koppel  $b$  ein Kreissegment mit  $E$  als Mittelpunkt und  $EG$  als Radius angeordnet wird, rollt dieses auf einem bandförmigen Werkstück  $W$  ohne zu gleiten (in Grenzen der berechneten Abweichungen!) ab, wenn sich das Werkstück mit einer den  $g$ -Strecken entsprechenden Geschwindigkeit bewegt. Damit kann also z.B. ein Etikettier- oder Druckvorgang erledigt werden. Es ist hinzuzufügen, daß dieses Abrollen nur für den geradlinigen Koppelkurven-Teil gelten kann. In der Restperiode läuft die Koppel  $b$  und mit ihr das Segment weiter um, und in dieser Zeit kann für ein neues Einfärben bzw. Material-Beschicken gesorgt werden. Auch hier ist zu beachten, daß sich alle diese Vorgänge mit einem Getriebe mit nur vier Drehgelenken abspielen.

#### 4.4 EXAKTE PARALLEL-KOPPELBEWEGUNGEN MIT SECHSGLIEDRIGEN GELENKGETRIEBEN

Von den 10 sechsgliedrigen zwangsläufigen Gelenkgetrieben [4.6] gibt es nur ein einziges mit einer höheren Koppelene, die während der gesamten Bewegungsperiode eine genaue Parallelführung durchläuft. Jede beliebige Gerade dieser Ebene bleibt sich selbst parallel bis zu dem Sonderfall, daß sie sich in sich selbst verschiebt. Der Pol dieser höheren Koppelene liegt immer im Unendlichen [4.6], und jeder beliebige Punkt der Koppelene beschreibt die gleiche kongruente und lagegenaue Koppelkurve. Diese Getriebe entstehen aus sechsfach möglichen Kombinationen aus den drei koppelkurvengleichen Getrieben I, II, III der Bilder 4.1, 4.2, 4.3, und aus diesem Grunde war es zweckmäßig, diese beiden Getriebegruppen in nur einem Programm, Tabelle 4.1, unterzubringen.

Es ist z.B. ein Gelenkviereck mit allen seinen Abmessungen gegeben, und daraus sind zuerst die beiden anderen koppelkurvengeichen Gelenkvierecke II und III mit XEQ zu berechnen. Mit XEQ 31, Tabelle 4.2, werden dann automatisch und ohne Unterbrechung die sechs sechsgliedrigen Getriebe für Parallel-Koppelbewegungen berechnet und ausgedruckt, Tabelle 4.3. Diese sechs Variationen sind als Getriebe A bis F in Bild 4.14 bis Bild 4.19 dargestellt.

Jedes der drei Gelenkvierecke I, II, III kann zweimal durch je einen Zweischlag aus den beiden anderen Gelenkvierecke zusammengesetzt werden in der Weise, daß ein sechsgliedriges Getriebe mit der Parallel-Koppelbewegung zustandekommt. Die Kombinationen wurden sowohl in den Bildunterschriften, Bilder 4.14 bis 4.19 als auch in Tabelle 4.3 als "PAKO-A" bis "PAKO-F" zusammengestellt.

Für jedes sechsgliedrige Getriebe werden in Tabelle 4.3 im x-y-Koordinatensystem der Tabelle 4.2 die notwendigen Daten zur Verfügung gestellt. Die rechnerischen Grundlagen hierfür wurden bereits in einer früheren Arbeit [4.6] bekanntgegeben. Im Bild 4.14 ist das Grund-Gelenkviereck I für einen beliebigen Kurbelwinkel  $\varphi$  aufgezeichnet. Im Punkt  $A_0$  wird der Zweischlag  $a'-e_A$  des Gelenkvierecks III genau winkelgleich angelenkt. Damit sind sofort die Koordinaten des Punktes  $E'$ , der Winkel  $\gamma_A$  und die Koppelstrecke  $e_p$  bestimmt, und diese Koppelstrecke  $EE'=e_p$  (in allen Fällen mit Doppelstrichen gekennzeichnet) beschreibt die erwähnte Parallelbewegung, jeder Punkt der durch sie definierten Ebene beschreibt genau die winkelgleiche Koppelkurve  $k_E$  des Punktes E im Grund-Gelenkviereck.

Als Zusatz-Zweischläge werden aus einem der drei Gelenkvierecke I, II, III entweder die Kombination aus a-e oder aus c-f eingesetzt, wie z.B. im Getriebe D mit dem Gelenkviereck II der Zweischlag  $c_{II}f_{II}$  aus dem Gelenkviereck II. Bei allen diesen sechsgliedrigen Getrieben ist außer auf den Übertragungswinkel im Gelenkviereck (zwischen b und c) noch auf den Übertragungswinkel  $\mu_E$  im Zusatz-Zweischlag zu achten. Er hat immer



$E'$  als Schnittpunkt. Da er im sechsgliedrigen Gesamtgetriebe insbesondere auch für nichtumlauffähige Getriebe ein wichtiger Kennwert und seine Berechnung im Zusammenhang mit anderen Daten nicht mehr ganz einfach ist, soll das Gesamt-Bewegungs-Spektrum dieser "Stephenson'schen" kinematischen Kette in einem Universalprogramm genauso automatisch vom Rechner erstellt werden, wie dies schon für die "Watt'sche" Kette geschehen ist [4.11]. Da nach Tabelle 4.3 die Maße für den Zweischlag mit  $\mu_E$  festliegen, kann er für jede beliebige Zwischenstellung mit Vorgabe eines Winkels  $\varphi$  (Tabelle 4.2) ermittelt werden.

#### 4.5 TAKTTRANSPORT VON WERKSTÜCKREIHEN MIT PARALLEL-KOPPEL-BEWEGUNGEN

In der Verarbeitungstechnik müssen oft ganze Reihen von Werkstücken oder anderen Gütern gehoben, transportiert und in eine neue Lage gesenkt werden. Wenn dies mit geringem Aufwand geschehen soll, bietet sich das hier behandelte sechsgliedrige Getriebe mit Parallel-Koppelbewegung an. Die Fördergut-Reihe bleibt immer parallel zu sich selbst, und die jeweils gebrauchten, parallelen Bahnkurven können in weiten Grenzen erzeugt werden. Nach Bild 4.20 sollen vier Punkte  $E_1$  bis  $E_4$  paarweise symmetrisch zueinander angenommen werden. Um eine möglichst ohne Seitenbewegungen angestrebte Gut-Aufnahme und -Abgabe zu gewährleisten, werden  $E_1$  und  $E_2$  sowie  $E_3$  und  $E_4$  auf je einer Vertikalen angenommen. Bei dieser Vier-Genaupunkt-Vorgabe sind noch genügend viele Freiheiten offen, um den Rest der Koppelkurve den praktischen Forderungen anpassen zu können. Auf der Symmetrieachse nimmt man, im Bild 4.4 schon gezeigt, einen Punkt  $B_0$  mit den E-Entfernungen  $y_{14}$  und  $y_{23}$  beliebig in befriedigenden Grenzen an; zu große Entfernungen erfordern großen Platzbedarf, zu kleine Entfernungen führen zu ungünstigen Übertragungsverhältnissen. Dann erhält man nach den Gln. (4.1) und (4.2) die Winkel  $\psi_{14}$  und  $\psi_{23}$ , für  $y_{14} = 60$  und  $y_{23} = 70$ ;  $x_{E1} = x_{E2} = 30$ ;  $x_{E3} = x_{E4} = -30$  die Winkel  $\psi_{14} = 53,13010^\circ = R_{17}$  und  $\psi_{23} = 46.3972^\circ = R_{18}$ .

**Tabelle 4.8** Berechnung eines Gelenkvierecks für Werkstückreihen-Transport nach den Grundlagen des Bildes 4.20. Abruf XEQ 35: Eingangswerte, Abruf XEQ 50: Gelenkviereck-Berechnung für vier Genaupunkte. Bezeichnungen und Speicherbelegungen in Übereinstimmung mit den Tabellen 4.4 und 4.5

XEQ 35	XEQ 50	
GV-KOPPELK. 5 GENAUPKTE KOORD.E-PKTE X1,Y1,X2,Y2 30.00000000 60.00000000 30.00000000 70.00000000 X3,Y3,X4,Y4 -30.00000000 70.00000000 -30.00000000 60.00000000 X5,Y5 -30.00000000 60.00000000	..... GAMMA,F1,P 260.0000000 39.00000000 1.00000000 A,D 18.96595696 42.33299755 PHI*12,13,14 66.86949110 331.4837326 254.7772852 226.2610179 PHI-M 360.0000000 =====	..... 4 GENAUPKTE XB -24.00000000 MUE-M-M* 30.34727572 126.8686613 ..... PSI-1 76.28706370 A,B,C,D,S 18.96595696 41.87279932 26.21312664 42.33299755 1.00000000 EPS.,E -31.28697164 105.7067035

Mit Benutzung des 5-Genaupunkte-Programmes nach Tabelle 3.4 für nur 4 Genaupunkte macht man nach Tabelle 3.4 die Eingabewerte  $x_4=x_5$  und  $y_4=y_5$  mit dem Ausdruck nach XEQ 35. Dann legt man  $\gamma$ ,  $f_1$  und  $p$ , eventuell nach einigen Vorversuchen, fest und erhält mit XEQ 50 zunächst die Gliedlängen  $a$  und  $d$  und die  $\varphi$ -Winkel für die Kurbel  $a$ . Man hat dann immer noch die freie Wahl für die Koordinate  $x_B$  ( $=R_{49} = -24$ ), und dies führt zu den Abmessungen des Gelenkvierecks nach Tabelle 4.8 und nach Bild 4.20. Wie bereits erwähnt, sind noch genügend viele Freiheiten offen, um den Restverlauf der Koppelkurve  $k_E$ , insbesondere oberhalb der Transportbewegung, den praktischen Forderungen gut anzupassen.

Nach Tabelle 4.9 werden nun die Grundlagen der Tabellen 4.2 und 4.3 benutzt, um mit XEQ 01 zunächst die beiden koppelkurvengleichen Gelenkvierecke und mit XEQ 31 die sechs Parallel-Koppelkurven-Getriebe zu berechnen. Im Bild 4.20 ist kenntlich gemacht, daß das Getriebe PAKO-A mit dem Gelenkviereck I als

**Tabelle 4.9** Berechnung der zwei zusätzlichen koppelkurvengeichen Gelenkvierecke und der sechs sechsgliedrigen Getriebe für Parallel-Koppelbewegungen für das Grund-Gelenkviereck nach Tabelle 4.8. Abruf XEQ 01: Berechnung der koppelkurvengeichen Gelenkvierecke, Abruf XEQ 31: Berechnung der sechsgliedrigen Getriebe PAKO-A- bis PAKO-F-Bezeichnungen und Speicherbelegungen in Übereinstimmung mit den Tabellen 4.2 und 4.3

XEQ 01		XEQ 31	
<b>ROBERTS</b> PHI=I:S=I 68.00000000 I:A,B,C,D 18.96595696 41.87279932 26.21312664 42.33299755 I:EPS,E -31.28697164 105.7067035 PSI 77.03509031 XE,YE 106.2277118 -19.13768065 =====		<b>PAKO-A</b> GVI+AIIEIII GA-A,A/O-A -228.5622738 33.16737188 X/E,Y/E,EP,EA 14.90030938 36.36176202 106.8684610 66.17430051 -----	
II:A,B,C,D 105.7067035 47.87902461 66.17430051 106.8684610 II:XBO,YBO 91.32732242 -55.49944267 II:EPS,E 31.28697164 18.96595696 II:PHIX,PSIX -20.32842806 45.74812681 =====		<b>PAKO-B</b> GVI+CIIFII GA-B,B/OB -31.28697150 66.17430051 X/E,Y/E,EP,EB 57.23330693 36.36176202 74.03129072 33.16737195 -----	
III:PHIX,PSIX -160.5622738 -37.60373037 =====		<b>PAKO-C</b> GVII+CIIFIII GA-B,B/OB -17.27530231 73.22650313 X/E,Y/E,EP,EB 63.89471425 -19.13768065 42.33299755 26.21312665 -----	
I KSA=A=MIN MUE=I,MUE=A 30.34727572 126.8686613 -----		<b>PAKO-D</b> GVII+CIIFI GA-B,B/OB 31.28697150 26.21312664 X/E,Y/E,EP,EB 155.2220367 -74.63712332 74.03129074 73.22650313 -----	
II DS:B=MIN -----		<b>PAKO-E</b> GVIII+AI GA-B,A/OA 228.5622738 18.96595696 X/E,Y/E,EP,EB 197.5550342 -74.63712332 106.8684610 105.7067035 -----	
III KSA=A=MIN MUE=I,MUE=A 30.34727568 126.8686613 -----		<b>PAKO-F</b> GVIII+AIIEII GA-B,A/OA 140.2338457 105.7067035 X/E,Y/E,EP,EB 197.5550342 -74.63712332 106.8684610 18.96595696 -----	

Grundgetriebe und dem Zweischlag  $a_{III}e_{III}$  des Gelenkvierecks III eingesetzt wurde. Das daraus entstehende Fördergetriebe ist in Hebelform im Bild 4.21 dargestellt. Die Träger für die fünf in Reihe liegenden stangenförmigen Werkstücke ist mit dem Glied  $EE' = e_p$  identisch. Bei dieser Bauform ist darauf zu achten, daß die beiden in  $A_0$  gelagerten und umlaufenden Kurbeln  $a$  und  $a'$  mit doppelter Kröpfung versehen werden müssen; eine konstruktive Maßnahme, die von anderen Anwendungen her gut bekannt ist. Der Übertragungswinkel  $\mu_E$  verläuft in diesem Getriebe noch innerhalb befriedigender Grenzen.

Dieses Beispiel mit seinen vielfach sich anbietenden Konstruktions-Freiheiten zeigt deutlich, daß der Rechner zwar ein sehr nützliches Hilfsmittel für Getriebeberechnungen ist, daß aber noch sehr viele Einflüsse in die Bewegungsvorgänge zu untersuchen sind, wenn ein nach allen Seiten befriedigendes Ergebnis angestrebt wird. Wenn eine gute Getriebekonstruktion entstehen soll, bei der es auch um das Vermeiden der Kollisionsgefahr und vor allem um eine günstige Platzaufteilung geht, dann ist ersichtlich, in welchem Umfange noch eine reine Konstruktionsarbeit übrig bleibt, bei der es allerdings zweckmäßig ist, den Rechner-Dialog mehrfach zu wiederholen. Aus diesem Grund kann das Getriebe des Bildes 4.21 durchaus noch als Zufallslösung betrachtet werden. Es bleibt eine reizvolle Aufgabe, für einen bestimmten Anwendungsfall alle sich bietenden Möglichkeiten einander gegenüberzustellen, um aus solchen Vergleichen wertvolle Erkenntnisse für andere Beispiele zur Verfügung zu haben.

Für Hochgeschwindigkeits-Arbeitsgänge kommen außerdem die Auswirkungen der Massenkräfte hinzu, so daß mehr als bisher zu fordern ist, entsprechende Untersuchungen anzuschließen, die eine zumindest provisorisch abgeschlossene Konstruktion voraussetzen [4.12].

### 4.6 GLEICHE HANDHABUNGSVORGÄNGE FÜR MEHRERE WERKSTÜCKE

Da bei Parallel-Koppelbewegungen jeder beliebige Punkt der Koppellebene die gleiche Koppelkurve beschreibt, liegt es nahe, auch beliebig viele, genau gleichartige Abtriebsbewegungen von dieser einen Koppellebene aus zu erzwingen! Bei Verarbeitungs-, Handhabungs- und Montagevorgängen wird oft verlangt, mehrere Werkstücke gleichzeitig in derselben Weise zu bewegen oder an einem Werkstück gleichzeitig mehrere miteinander übereinstimmende Arbeiten auszuführen. Dies soll mit dem Gelenkviereck nach Bild 4.22 vorgeführt werden, das sich gut als Rastgetriebe eignet [4.13]. Die Koppelkurve  $k_E$  hat in den Punkten  $E_1$  bis  $E_4$  vier Krümmungs-Extremwerte. In  $E_3$  liegt unendlich großer Krümmungsradius vor, und die Krümmung in  $E_1$  schmiegt

sich sehr gut und lange an die Koppelkurve  $k_E$  an, der zugehörige Krümmungsmittelpunkt fällt fast mit  $A_0$  zusammen. Zunächst werden nach Tabelle 4.10 mit XEQ 01 die beiden zugehörigen koppelkurvengleichen Gelenkvierecke II und III und danach mit XEQ 31 die sechs sechsgliedrigen Getriebe mit Parallelkoppel-Bewegung berechnet.

Im Grund-Gelenkviereck I liegt wegen  $\epsilon = 180^\circ$  der Koppelpunkt E auf der Koppel b, und wenn er außerhalb von B auf der Seite von A liegt, so trifft dies auch für das Gelenkviereck II zu, bei III liegt E aber zwischen A und B! Für das folgende Bei-

**Tabelle 4.10** Berechnung der koppelkurvengleichen Getriebe mit Parallel-Koppelbewegungen als Rastgetriebe für das Gelenkviertel nach Bild 4.22. Bezeichnungen und Speicherbelegungen in Übereinstimmung mit den Tabellen 4.2 und 4.3

XEQ 01		XEQ 31	
<b>ROBERTS</b> PHI=I:S=I -155.0000000 I:A,B,C,D 22.59650000 27.46500000 47.50000000 50.00000000 I:EPS,E 180.0000000 12.00000000 PSI -186.1270307 XE,YE -30.63808108 -15.93724957 ===== II:A,B,C,D 12.00000000 9.872856363 20.75368651 21.84598580 II:XBO,YBO -21.84598580 0.000000000 II:EPS,E -180.0000000 22.59650000 II:PHIX,PSIX -147.8392594 -6.127030745 =====		<b>PAKO-A</b> GVI+AIIEIII GA-A,A/O-A 0.000000000 32.46935636 X/E,Y/E,EP,EA -8.792095280 -15.93724957 21.84598580 20.75368651 ----- <b>PAKO-B</b> GVI+CIIFII GA-B,B/OB 180.0000000 20.75368651 X/E,Y/E,EP,EB 41.20790472 -15.93724957 21.84598580 32.46935636 ----- <b>PAKO-C</b> GVII+CIIFIII GA-B,B/OB 0.000000000 39.46500000 X/E,Y/E,EP,EB -80.63808108 -15.93724957 50.00000000 47.49999999 -----	
III:A,B,C,D 32.46935636 68.25368651 39.46500000 71.84598580 III:XBO,YBO 50.00000000 0.000000000 III:EPS,E 0.000000000 20.75368651 III:XAO,YAO -21.84598580 0.000000000 IIII:PHIX,PSIX -155.0000000 -147.8392594 ===== I KSA:A=MIN MUE=I,MUE=A 29.99944744 150.0020002 ----- II DS:B=MIN ----- III KSA:A=MIN MUE=I,MUE=A 29.99944749 150.0020003		<b>PAKO-D</b> GVII+CIFI GA-B,B/OB -180.0000000 47.50000000 X/E,Y/E,EP,EB -102.4840669 -15.93724957 21.84598582 39.46499998 ----- <b>PAKO-E</b> GVIII+AI GA-B,A/OA 0.000000000 22.59650000 X/E,Y/E,EP,EB -52.48406688 -15.93724957 21.84598580 12.00000000 ----- <b>PAKO-F</b> GVIII+AIIEII GA-B,A/OA 7.160740600 12.00000000 X/E,Y/E,EP,EB -52.48406688 -15.93724957 21.84598580 22.59650000	

spiel soll nach Tabelle 4.10 das Getriebe PAK0-D mit dem Gelenkviereck II und dem Zweischlag  $c_1 f_1$  aus Gelenkviereck I ausgewählt werden. Das Gelenkviereck II ist im Bild 4.23 als Doppelschwinge mit den Maßen "II" dargestellt. Im Gestell  $A_0 B_0 = d$  schwingen die Hebel  $A_0 A$  und  $B_0 B$  hin und her, die Koppel AB läuft relativ zum Gestell um. Einige Anregungen, wie dieses Getriebe vom Gestell aus umlaufend angetrieben werden kann, werden im nachfolgenden Abschnitt gegeben.

Bild 4.24 zeigt das Gesamtgetriebe mit der Erweiterung  $e_p - e_B$ . Das Grundgetriebe nimmt gegenüber den anderen Getriebe-teilen einen geringeren Raum ein, die Abstützung des Parallel-Koppelgliedes wird vom Hebelteil  $B_0 B'$  vom Gestell gut gesichert, und hier kommt es darauf an, die zugehörigen Lagerungen möglichst lang auszuführen. Sämtliche Punkte  $F_1$  bis  $F_4$  müssen dieselbe Koppelkurve  $k_F$  ( $k_{F1}$  bis  $k_{F4}$ ) beschreiben wie der Koppelpunkt E die Koppelkurve  $k_E$  im Grund-Gelenkviereck. Stellvertretend für vielfältig andere Anwendungsbeispiele soll hier eine Werkstückreihe zunächst in der gezeichneten Anfangsstellung nach der Zuführung für eine Bearbeitung während der Rastperiode bei weiterlaufendem Antriebsglied gehalten werden, um danach gleichzeitig in je einer Führung für Fügezwecke zu den Aufnahmestücken transportiert zu werden. Der Werkstückträger kehrt danach in seine Anfangsstellung zurück.

### 4.7 ANTRIEBSMÖGLICHKEITEN DES UMLAUFFÄHIGEN DOPPELSCHWING-GETRIEBES

Bei den vorangegangenen Betrachtungen wurden allgemeine "umlauffähige" Getriebe [4.14] untersucht, weil diese Getriebe der Anschauung am leichtesten entgegenkommen und bisher hauptsächlich verwendet wurden. Es muß aber darauf hingewiesen werden, daß auch die totalschwingenden und die durchlauffähigen Getriebe besondere Vorteile versprechen. Sie können, wie erst kürzlich gezeigt werden konnte, sogar umlaufend angetrieben werden, und aus diesen Gründen sollte ihnen künftig mehr Aufmerksamkeit gewidmet werden.

Bei der Gegenüberstellung der umlauffähigen Getriebe wurde mehrere Male die umlauffähige Doppelschwinge hervorgehoben. Sie hat gegenüber der Kurbelschwinge keine im Gestell gelagerte, gekröpfte Kurbel, sondern im Gestell gelagerte schwingende Hebel, die zweiseitig verkantungssicher gelagert werden können! Für die gezeigten Anwendungen war sie entweder die einzige oder die Übertragungsgünstigere Möglichkeit zur Bildung eines Parallel-Koppelgetriebes.

Der umlaufende Antrieb mit Hilfe einer Oldham-Kupplung ist im Bild 4.25 dargestellt. Die Welle  $F_0$  läuft im Lager d gleichmäßig mit der Führung e um, auf der der Kreuzschieber f gleitet. Die Führung g gleitet mit f und ist mit der Achse B fest verbunden. Diese wiederum ist mit der Koppel b verbunden, die von den Hebeln a und c hin und her gleitend geführt wird. Der Umlaufbewegung der Koppel b ist also eine Schwingbewegung überlagert, die aber von der Oldham-Kupplung wegen ihrer Ausgleichswirkung widerstandsfrei mitgemacht wird.

Mit mehr Raumbedarf senkrecht zur Zeichenebene verbunden ist der umlaufende Antrieb mit Benutzung einer Gelenkwelle, die zwei gleich gerichtete Kardangelenke hat und die unmittelbar eines der Gelenke A oder B antreibt, wobei natürlich durch eine Teleskopwelle für einen Ausgleich der Längendifferenzen gesorgt werden muß, wenn dieses Gelenk hin und her schwingt.

Der Antrieb der Doppelschwinge kann auch von einer umlaufenden Antriebskurbel über einen Koppelpunkt erfolgen. Es sind dabei einige im folgenden zu kennzeichnende Voraussetzungen zu berücksichtigen, u.a. muß der als Gelenk ausgebildete Koppelpunkt eine geschlossene Koppelkurve ohne Doppelpunkte beschreiben [4.15]. Nach Bild 4.26 beschreibt der zur Koppel AB zugehörige Koppelpunkt E die geschlossene ovale Koppelkurve  $k_E$ . Bei Anordnung des Drehpunktes  $F_0$  im Innern dieser Koppelkurve und unter Berücksichtigung weiterer, später zu erörternder Voraussetzungen kann der Antrieb von der umlaufenden Kurbel  $F_0F$  über die Stange FE erfolgen.

Für diesen Koppelantrieb gilt der Übertragungswinkel  $\mu_E$ , der sich mit Hilfe des augenblicklichen Poles P als Schnittpunkt von  $A_0A$  mit  $B_0B$  und dessen Verbindung mit E ergibt. Es ist  $\mu_E = \angle PEF$ , der Winkel zwischen Polstrahl PE, also der Normalen n (senkrecht zur Tangente t), und der Übertragungsstange EF.

Die konstruktive Gestaltung des Koppelkurven-Antriebes der Doppelschwinge kann z.B. mit Hilfe der Zapfenerweiterung nach Bild 4.27 erfolgen. Danach wird der Hebel  $A_0A$  als Lager-ring eines Exzenter ausgebildet, der ein Gelenk B mit der Entfernung  $AB = b$  hat, in dem der Hebel  $B_0B$  angelenkt ist. Am Exzenter ist außerdem ein Hebelstück mit dem Gelenk E angeschweißt. Im Grundriß, Bild 4.28, ist die Hebelanordnung in Achsrichtung zu erkennen. Die Schwinghebel  $A_0A$  und  $B_0B$  können beidseitig, die Kurbel  $F_0F$  muß fliegend gelagert sein.

Eine andere konstruktive Möglichkeit des Koppelkurven-Antriebes besteht nach Bild 4.29 darin, daß man die Bewegung durch einen der Gelenkzapfen A oder B vom Koppelpunkt E auf die Doppelschwinge selbst weiterleitet. So ist z.B. die Welle A auf der einen Seite des Hebels  $A_0A$  mit der Koppel AB und auf der anderen Seite mit dem Koppelpunkt-Ansatz AE fest verbunden. Mit der Projektion von AEB, Bild 4.30, wird also das gesamte Koppeldreieck dargestellt.

Es gibt noch eine weitere Möglichkeit, das umlauffähige Doppelschwinggetriebe durch die Koppel vom Gestell aus anzutreiben, nämlich mit zusätzlichen Zahnrad- oder Kettenrad-Getrieben, deren Räder in den Gelenken des Grundgetriebes gelagert sind, eines davon in einem Gestellpunkt. Dadurch entsteht eine Bewegungs-Überlagerung mit Ausnutzung der Relativ-Hebelbewegungen. Allerdings können hierbei, wenn bestimmte Grundregeln nicht beachtet werden, bei dem im Gestellgelenk gelagerten Rad Klemmwirkungen auftreten. In dieser Richtung fehlen noch einige grundlegende Untersuchungen, nach deren klärenden Ergebnissen dann allerdings die umlauffähige Doppelschwinge mehr als bisher mit Erfolg eingesetzt werden kann.



---

# Literaturverzeichnis

## Kapitel 1

- [1.1] H a i n, K., Schumny, H.: Getriebekonstruktionen mit Kleinrechnern. Wiesbaden/Braunschweig: Vieweg-Verlag 1984

## Kapitel 2

- [2.1] A l t, H.: Die Konstruktion der in der Getriebelehre benutzten Mittelpunktkurven. ZAMM 9 (1929), S. 423 - 425
- [2.2] H a i n, K.: Grenzen der Gelenkviereck-Funktionsgetriebe mit vermehrten Entwurfsfreiheiten. Feinwerktechnik & Meßtechnik 88 (1980), H. 5, S. 242 - 250
- [2.3] H a i n, K.: Formdrehen mit zwangsläufig geführten Werkzeugen. TZ f. prakt. Metallarb. 66 (1972), H. 10, S. 447 - 451
- [2.4] Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe. Richtlinie VDI 2143, Düsseldorf 1980
- [2.5] H a i n, K.: Optimierungsfelder für Kurbelschwing-Gelenkvierecke. Werkstatt und Betrieb 110 (1977) H. 2, S. 87 - 94
- [2.6] Getriebe für Hub- und Schwingbewegungen. Richtlinie VDI 2130, Düsseldorf 1984

## Literaturverzeichnis

---

- [2.7] H a i n, K.: Getriebetechnik - Kinematik für AOS- und UPN-Rechner. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg-Verlag 1981
- [2.8] Getriebekennwerte, Kennwerte für den Entwurf und die Entwicklung von Getrieben. Richtlinie VDI 2725, Düsseldorf 1983
- [2.9] H a i n, K.: Der Gütegrad der Kurbelgetriebe für Abtriebs-Schwingbewegungen mit zeitweise konstanter Geschwindigkeit. Konstruktion 24 (1972), H. 4, S. 135 - 141
- [2.10] H a i n, K.: Schwingbewegungen mit konstanter Geschwindigkeit im Hin- und Rückgang. dima (die Maschine) 38 (1984), Nr. 3, S. 27 - 30
- [2.11] S a g n e r, H.: Der Feingangantrieb - Antriebseinheit für Positionier- und Zuführaufgaben. dima (die Maschine) 38 (1984), Nr. 3, S. 25 - 26

## Kapitel 3

- [3.1] H a i n, K.: Angewandte Getriebelehre, 2. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 1961; Engl. Ausgabe: Applied Kinematics, Edited by Douglas P. Adams and Thomas P. Goodman, New York, San Francisco, Toronto, London, Sydney 1967, Mc Graw-Hill Company, USA
- [3.2] H a i n, K.: Der Entwurf gleichschenkliger Gelenkvier-ecke für gegebene symmetrische Koppelkurven. Konstruktion 18 (1966), H. 10, S. 397 - 402
- [3.3] H a i n, K.: Gelenkgetriebe-Geradführungen: Praktisches Bestimmen der zulässigen Toleranzen. Maschinenmarkt 89 (1983), Nr. 27, S. 561 - 563

- [3.4] H a i n, K.: Rechenprogramme für Gelenkviereck-Geradföhrungen. technica (Schweiz) 30 (1981), Nr. 26, S. 2471 - 2474
- [3.5] D i t t r i c h, G., R. Braune und W. Franzke; Algebraische Maßsynthese ebener viergliedriger Kurbelgetr. Fortschr.-Ber., VDI-Z, Reihe 1, Nr. 109, Düsseldorf 1983

#### Kapitel 4

- [4.1] R o b e r t s, S.: On the three bar motion in plane space, Proc. Lond. Math. Soc. Bd. 7 (1875), S. 14 - 23
- [4.2] G a s s e, Z.: Beitrag zur mehrfachen Erzeugung ebener Koppelkurven. Diss. TH Magdeburg 1973
- [4.3] H a i n, K.: Die vielfache Koppelkurven-Erzeugung in Gelenkvierecken unterschiedlicher Hauptbewegungen. Forsch. Ing.-Wes. 45 (1979), Nr. 3, S. 89 - 100
- [4.4] D i j k s m a n, E.A.: Six-Bar Cognate of Watt's Form. Trans ASME, J. Engg. Ind. 93 B (1970), pp. 183 - 190
- [4.5] D i j k s m a n, E.A.: Six-Bar Cognate of Stephenson Mechanism. Jnl. Mechanismus, Vol. 6 (1971), pp. 31 - 57
- [4.6] H a i n, K.: Erzeugung von Parallel-Koppelbewegungen mit Anwendungen in der Landtechnik. Grundlagen der Landtechnik, Nr. 20 (1964), S. 58 - 68
- [4.7] H a i n, K.: Der Kleinrechner als Informationsträger für Getriebekonstruktionen mit koppelkurvengleichen Getrieben. Taschenrechner u. Mikrocomputer, Jahrbuch 1983, S. 33 - 38 Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg-Verlag 1982

- [4.8] B u r m e s t e r, L.: Lehrbuch der Kinematik.  
Leipzig 1888
- [4.9] H a i n, K.: Rechenprogramm für Krümmungen und Beschleunigungen der Gelenkviereck-Koppelpunkte. Konstruktion 28 (1976), H. 11, S. 417 - 422
- [4.10] H a i n, K.: Getriebe-Atlas für verstellbare Schwing-Dreh-Bewegung. Braunschweig: Vieweg-Verlag 1967. Lizenzausgabe Berlin: VEB-Verlag Technik 1969
- [4.11] H a i n, K.: Der Rechner als Informationsspende für die Laufmöglichkeit kinematischer Ketten. Forsch. Ing.-Wes. 49 (1983), Nr. 2, S. 51 - 58
- [4.12] K e r l e, H.: Getriebetechnik - Dynamik für UPN- und AOS-Rechner. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg-Verlag 1982
- [4.13] H a i n, K.: Sechsgliedrige Gelenkgetriebe mit zwei Endrasten - enge Lösungsfelder. technica (Schweiz), 31 (1982), Nr. 22, S. 1927 - 1932
- [4.14] Ebene viergliedrige Getriebe mit Dreh- und Schubgelenken, Begriffserklärungen und Systematik. Richtlinie VDI 2145, Düsseldorf 1980
- [4.15] H a i n, K.: Phasenverschobene Schwingbewegungen. Maschinenmarkt 76 (1970), Nr. 11, S. 199 - 200

# Bilderanhang

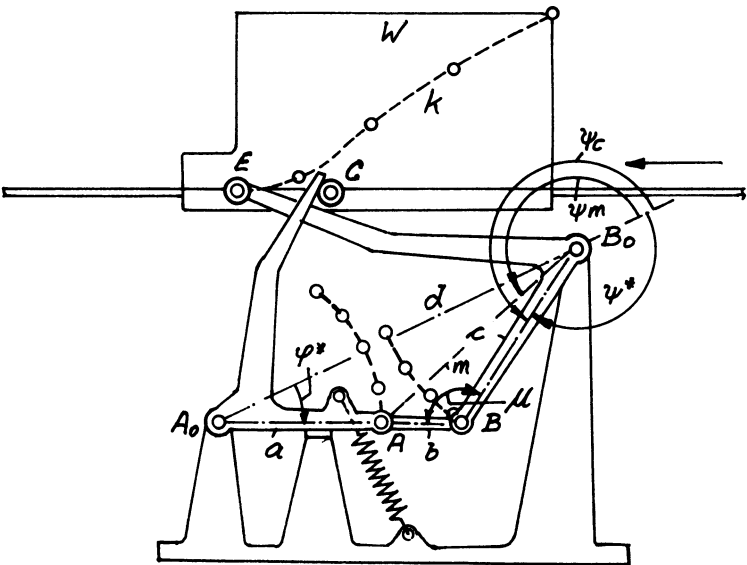


Bild 2.1 Vorrichtung zur Erzeugung einer gegebenen Kontur an dem auf einem Transportband bewegten Werkstück  $W$

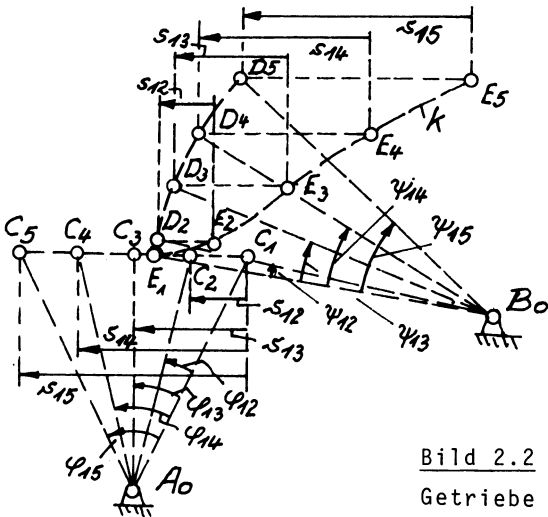


Bild 2.2 Aufgabenstellung für das Getriebe nach Bild 2.1

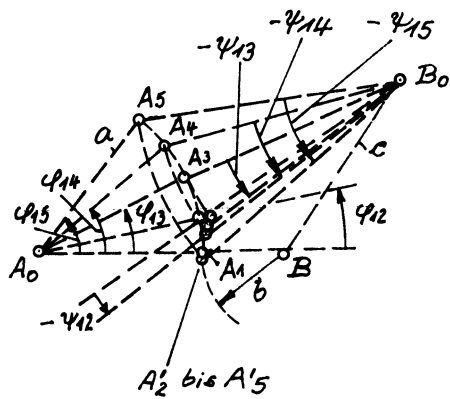


Bild 2.3 Geometrische Grundlagen für das Rechenprogramm, Tabelle 2.1

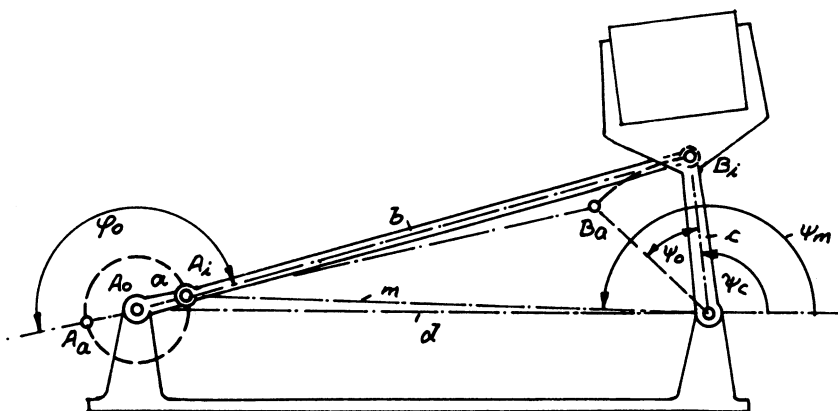


Bild 2.4 Beschleunigungsgünstiges Gelenkviereck mit gut angenähert harmonischem Bewegungsgesetz



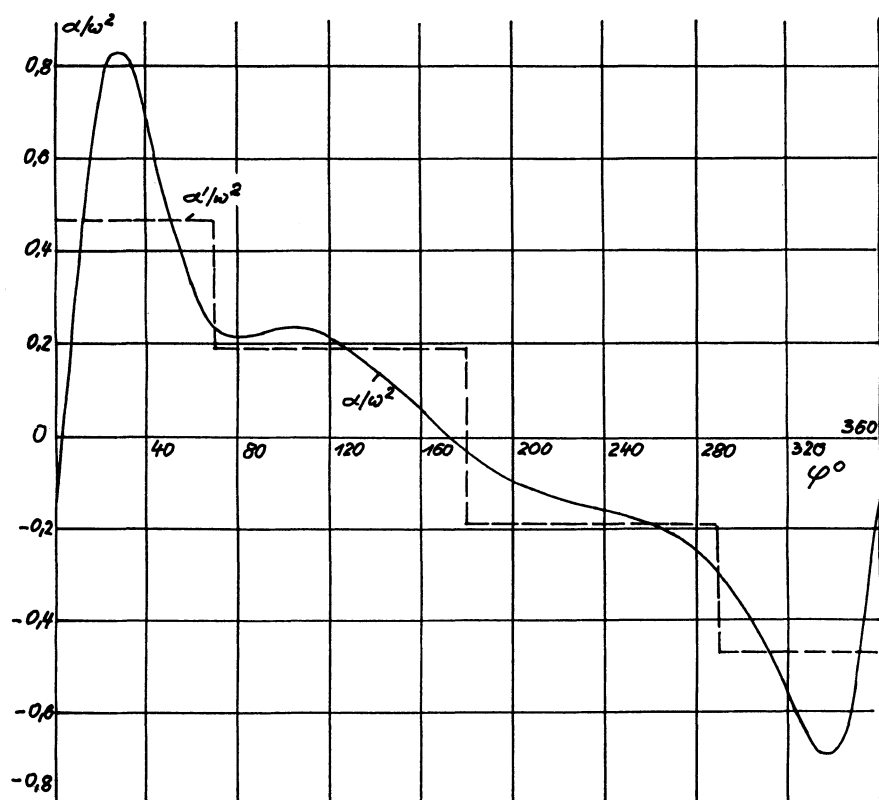


Bild 2.7 Bezogene Beschleunigung  $\alpha/\omega^2$  des sechsgliedrigen Getriebes nach Bild 2.6 im Vergleich zur Beschleunigung  $\alpha'/\omega^2$  der quadratischen Parabel



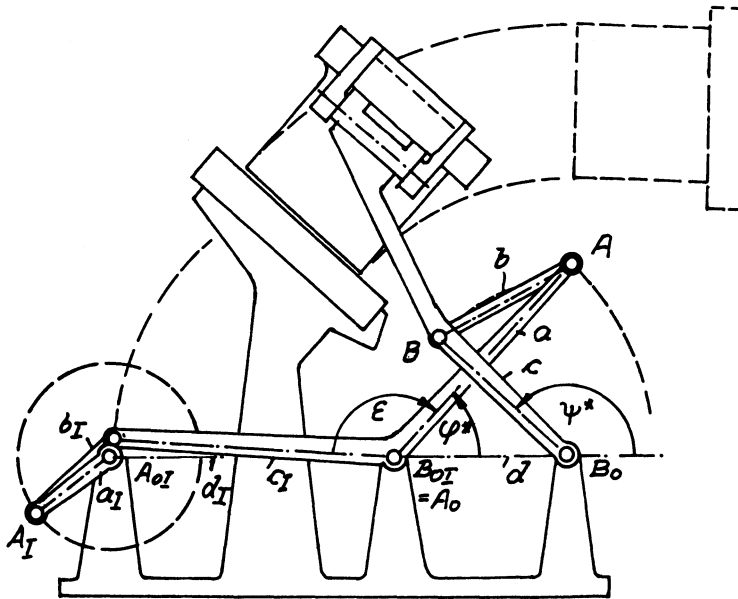


Bild 2.8 Sechsgliedriges Seriengetriebe zum sanften Anfahren eines Werkstückes an eine Bearbeitungsstation

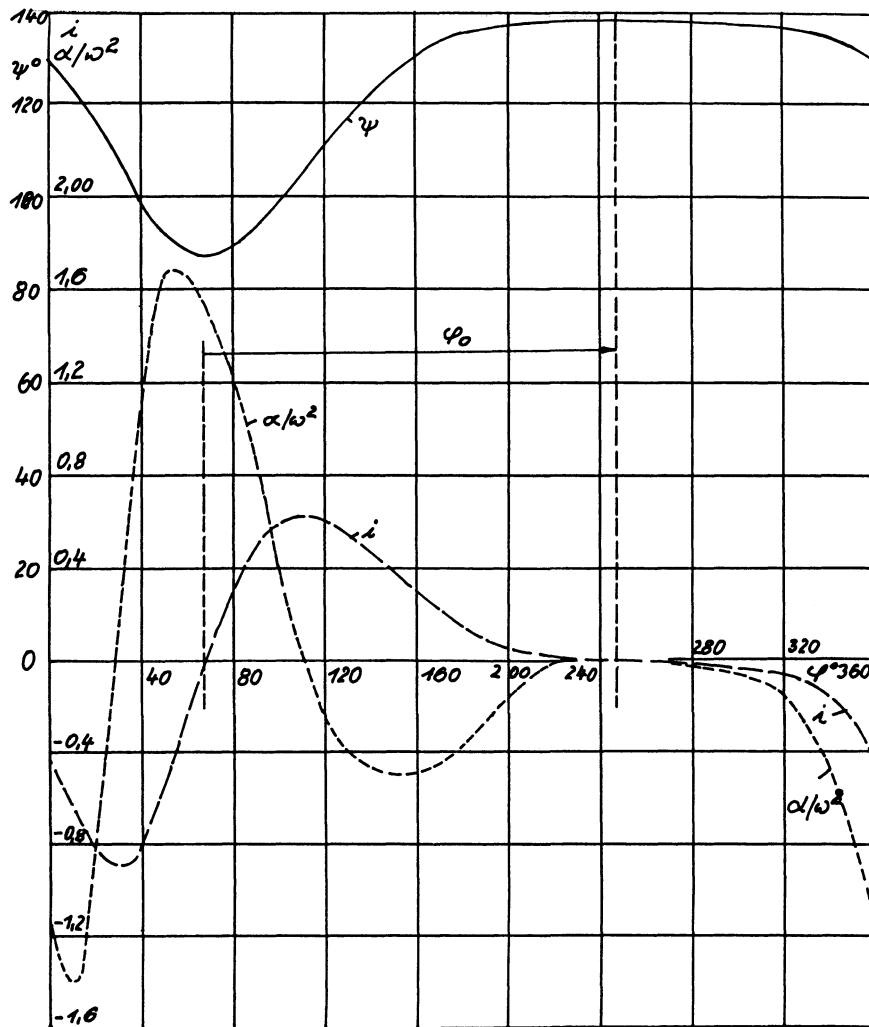
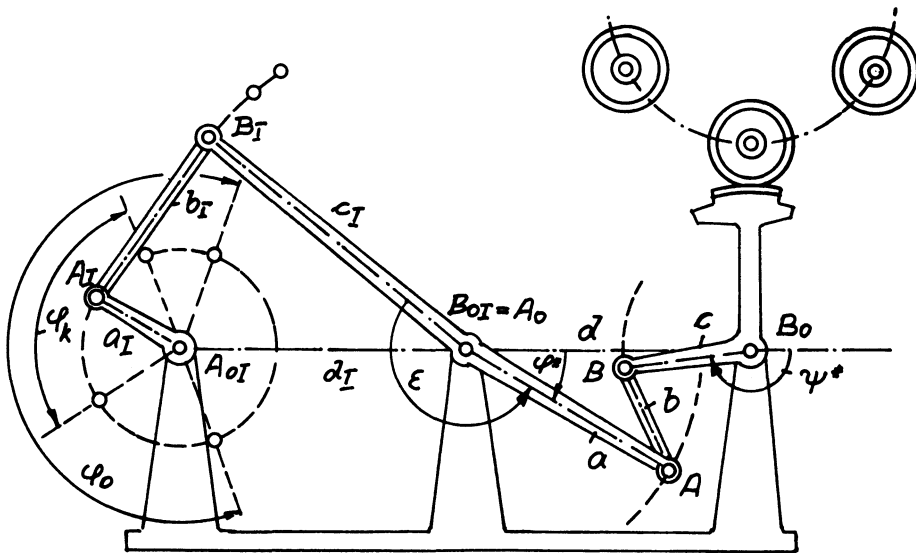


Bild 2.9 Übertragungsfunktionen  $\psi$  = Abtriebswinkel,  $i$  = Übersetzungsverhältnis,  $\alpha/\omega^2$  = bezogene Beschleunigung des sechsgliedrigen "Anfahr-Getriebes" nach Bild 2.8



**Bild 2.10** Seriengetriebe für zeitweise konstante Abtriebs-Geschwindigkeit

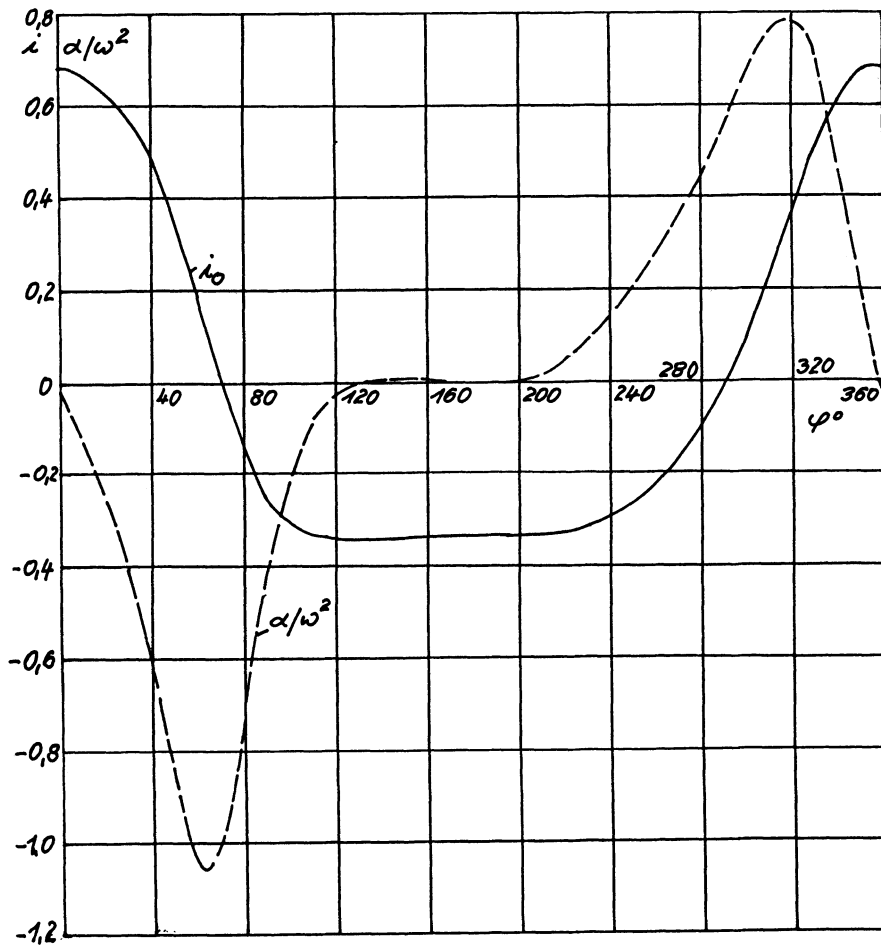


Bild 2.11 Übersetzungsverhältnis  $i_0$  und bezogene Beschleunigung  $\alpha/\omega^2$  im Getriebe nach Bild 2.10 mit zeitweise konstanter Abtriebs-Geschwindigkeit

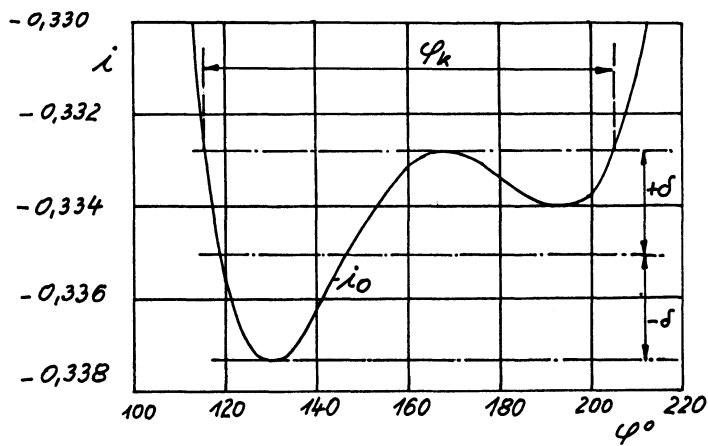


Bild 2.12 Übersetzungsverhältnis  $i_0$  im Gesamtgetriebe nach Bild 2.10 mit stark verzerrtem Maßstab

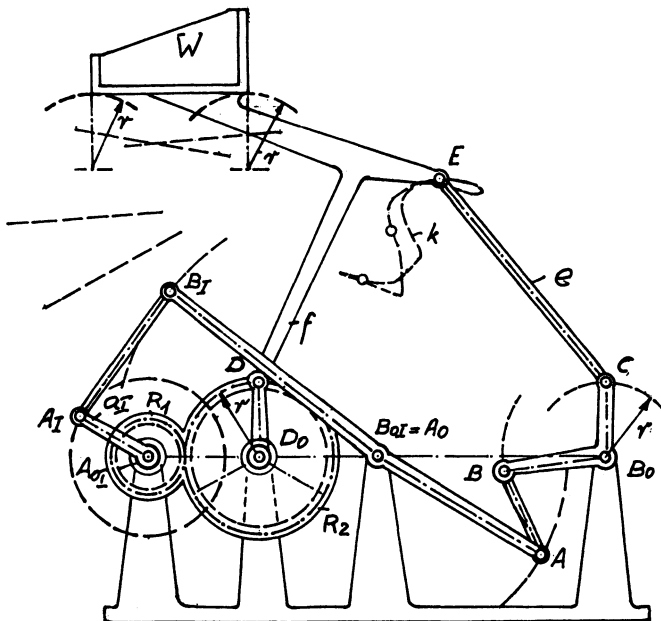


Bild 2.13 Erweitertes Getriebe mit zeitweise konstantem Übersetzungsverhältnis mit den Grundmaßen des Bildes 2.10 zur teilweisen Parallelführung einer Koppelene

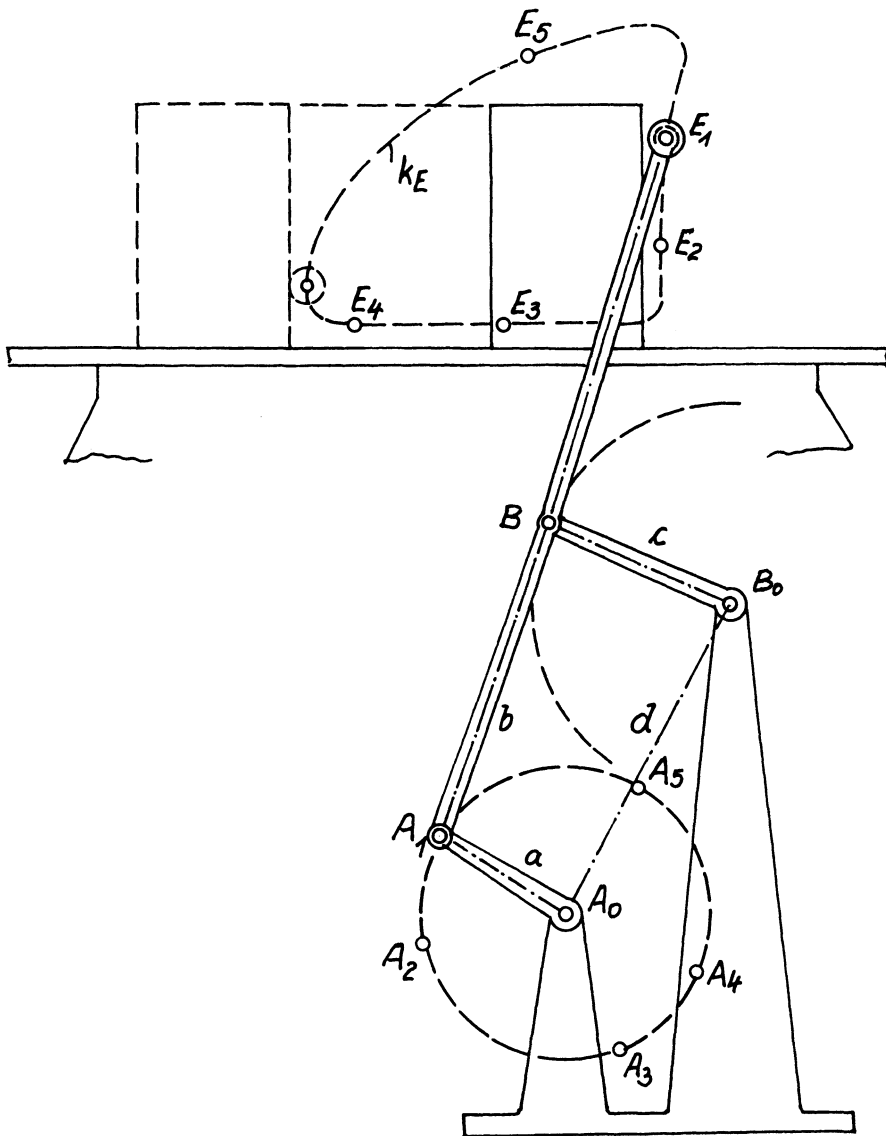


Bild 3.1 Gelenkviereck als Fördergetriebe zum Verschieben eines Werkstückes

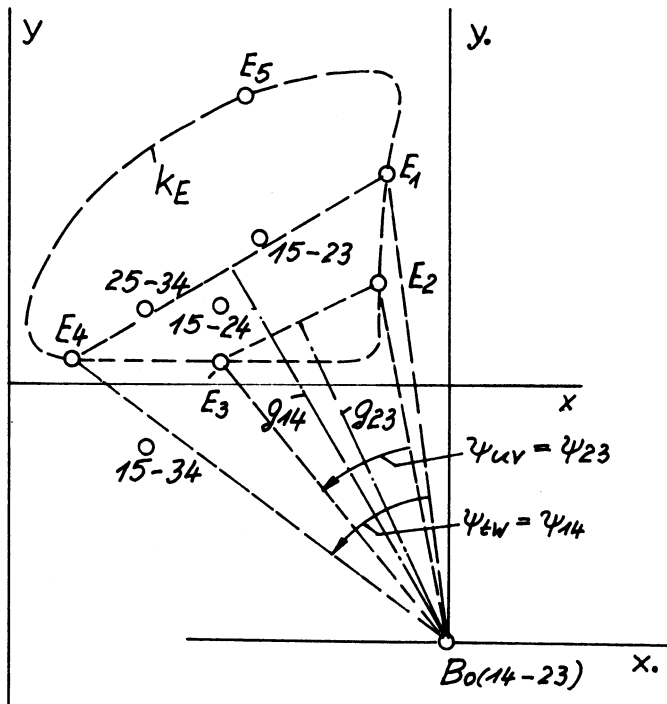
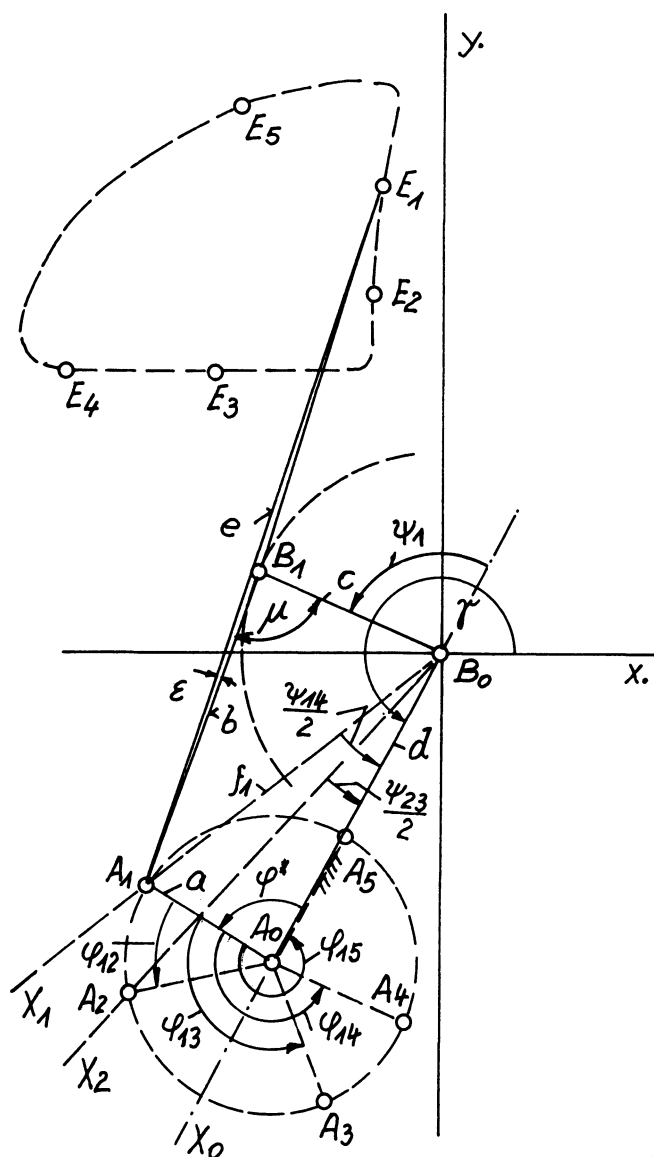


Bild 3.2 Berechnung der Koordinaten des fünffach möglichen Zentralpunktes  $B_0$  als Schnittpunkt zweier Mittelsenkrechten nach Bild 3.1



**Bild 3.3** Berechnung eines Gelenkvierecks als Führungsgetriebe durch fünf gegebene Genaupunkte  $E_1$  bis  $E_5$



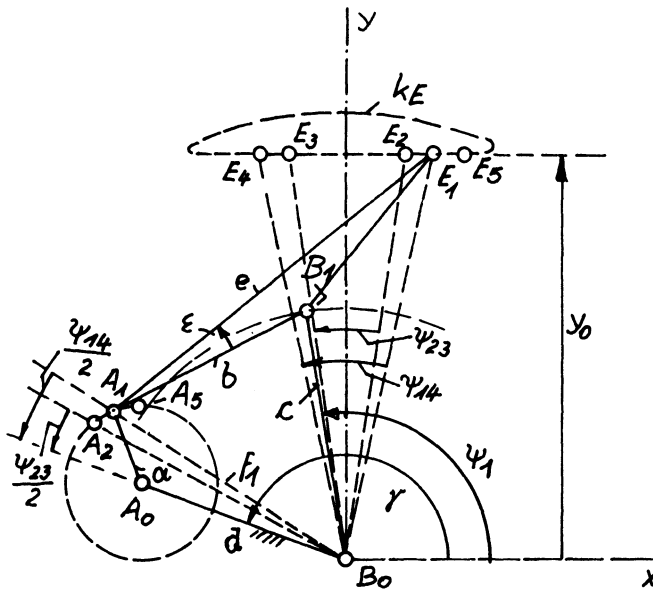


Bild 3.4 Berechnung eines Gelenkvierecks für eine Koppelkurven Geradföhrung mit sechspunktiger Übereinstimmung zwischen Koppelkurve und Gerader

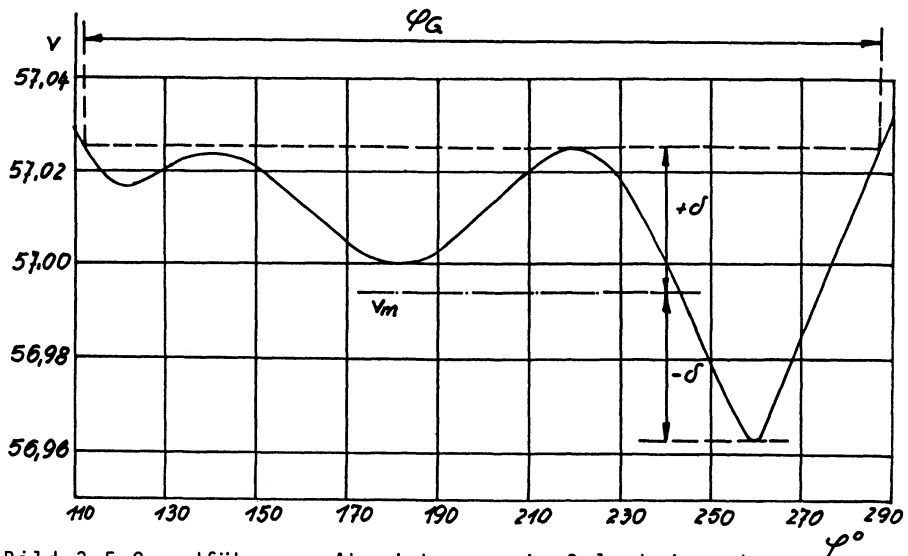
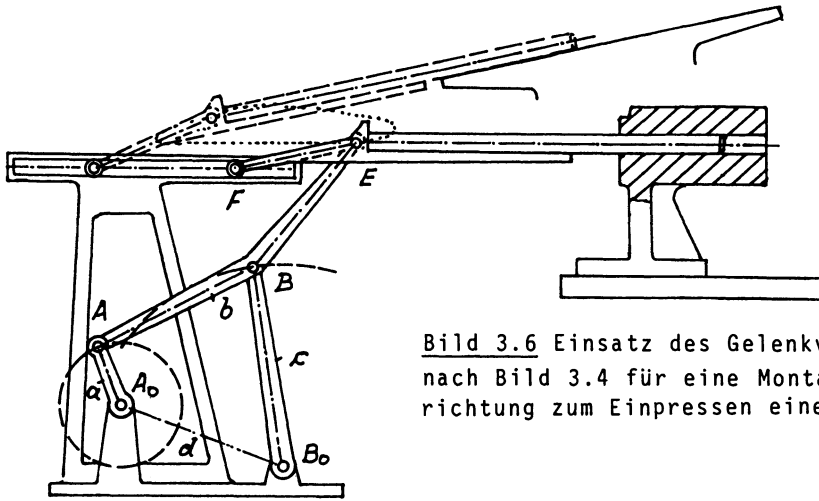


Bild 3.5 Geradföhrungs-Abweichungen im Gelenkviereck nach Bild 3.4



**Bild 3.6** Einsatz des Gelenkvierecks nach Bild 3.4 für eine Montage-Vorrichtung zum Einpressen eines Stabes

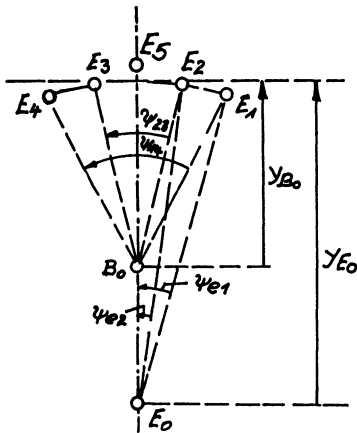


Bild 3.7

### Punktlagenreduktion für eine kreisförmige Teil-Koppelkurve

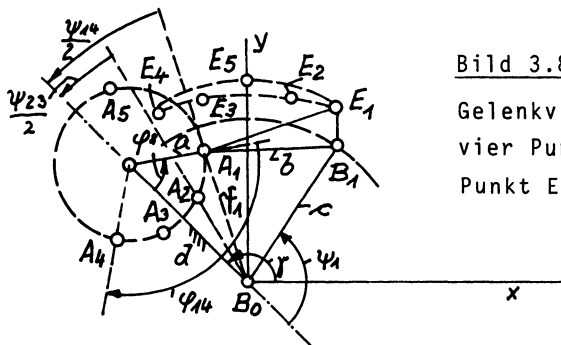


Bild 3.8

Gelenkviereck für Kreisführung der vier Punkte  $E_1$  bis  $E_4$  und für Punkt  $E_5$

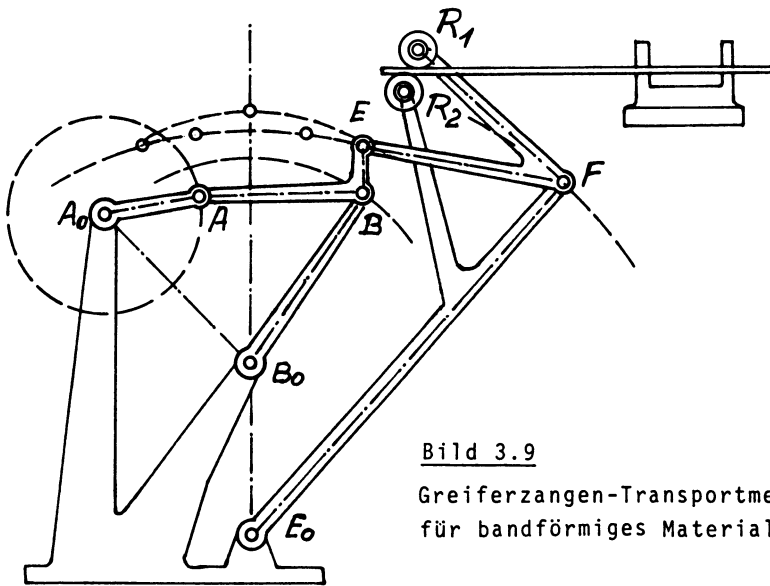


Bild 3.9

Greiferzangen-Transportmechanismus  
für bandförmiges Material

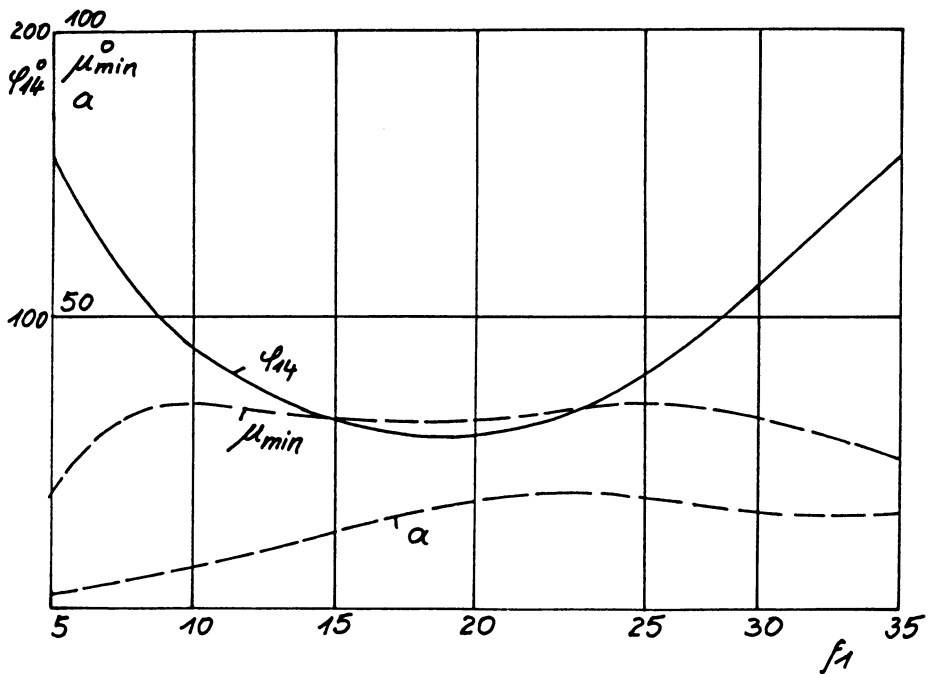


Bild 3.10 Flexibilität des Greiferzangen-Getriebes  
für veränderliche Arbeitsbedingungen

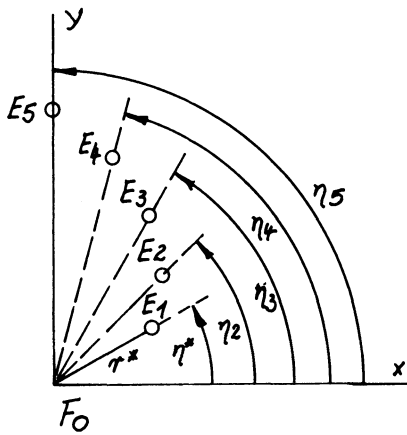


Bild 3.11 Geometrische Grundlagen für die archimedische Spirale

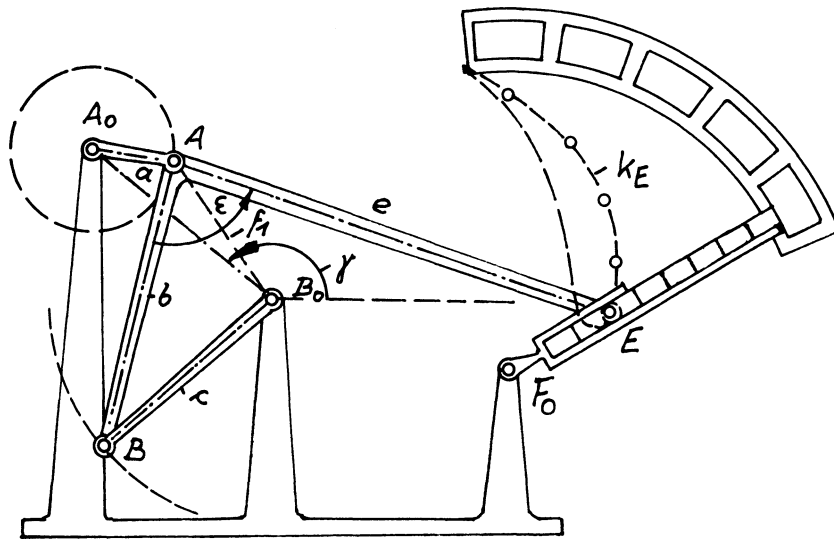


Bild 3.12 Gelenkviereck mit archimedischer Spirale als Teil-Koppelkurve für Sortiergerät

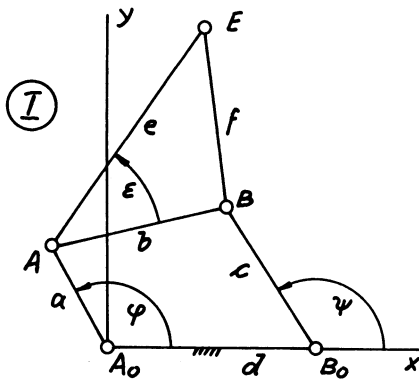


Bild 4.1 Ausgangs-Gelenkviereck I für die Berechnung der beiden koppelkurvengleichen Gelenkvierecke

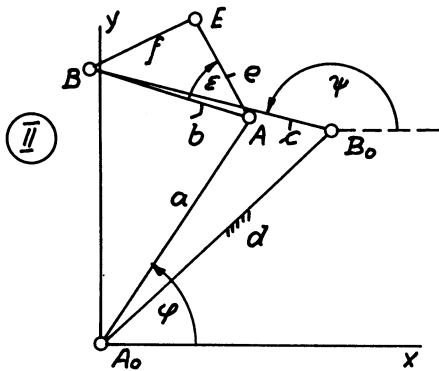


Bild 4.2 Abgewandeltes Gelenkviereck II für Getriebe I für die gleiche Koppelkurve des Punktes E

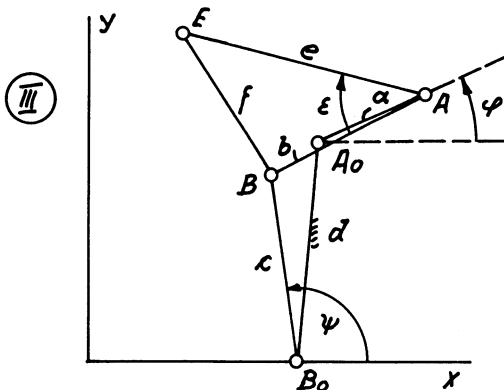
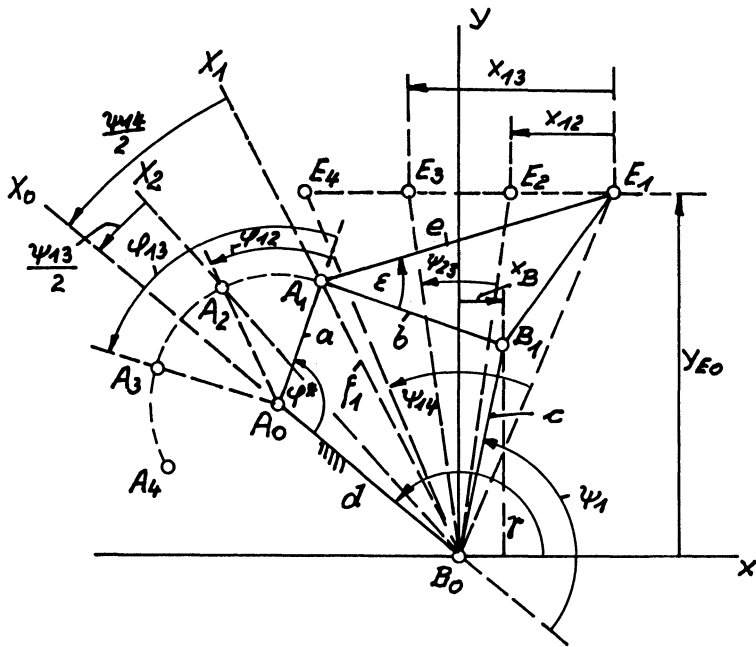
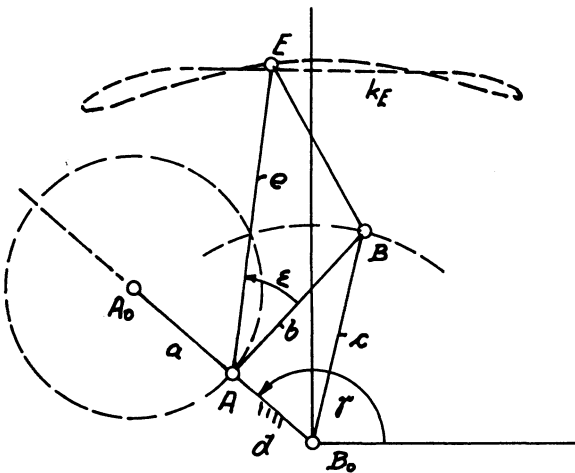


Bild 4.3 Abgewandeltes Gelenkviereck III für Getriebe I für die gleiche Koppelkurve des Punktes E



**Bild 4.4** Geometrische Grundlagen für die Berechnung einer Gelenkviereck-Geradführung mit linearer Zuordnung zwischen Koppelpunkt-Bewegung (E) und Kurbeldrehung ( $\alpha$ )



**Bild 4.5** Gelenkviereck für geschwindigkeitskonstante Geradföhrung mit  $x_B = 8,72$

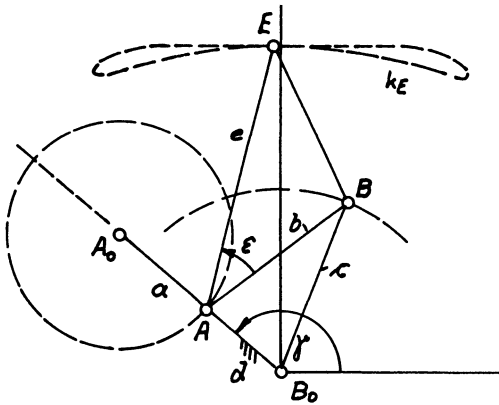


Bild 4.6 Gelenkviereck für geschwindigkeitskonstante Geradföhrung mit  $x_B = 8,75$

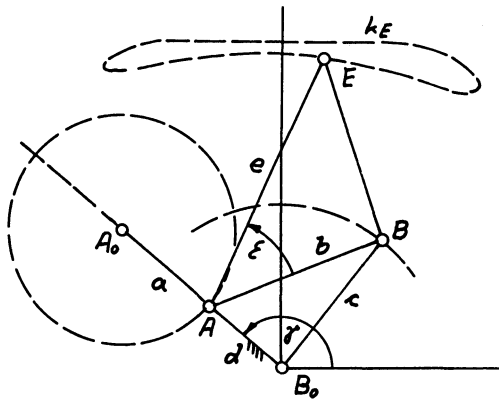


Bild 4.7 Gelenkviereck für geschwindigkeitskonstante Geradföhrung mit  $x_B = 8,80$

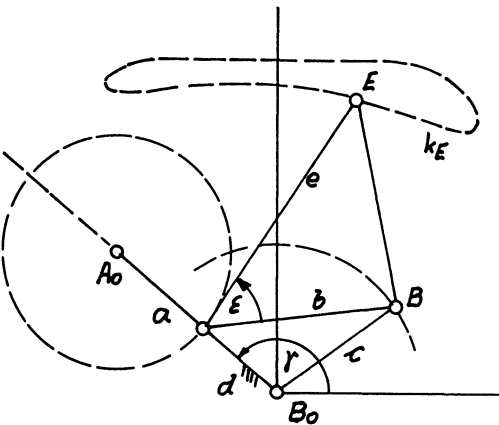


Bild 4.8 Gelenkviereck für geschwindigkeitskonstante Geradföhrung mit  $x_B = 8,85$

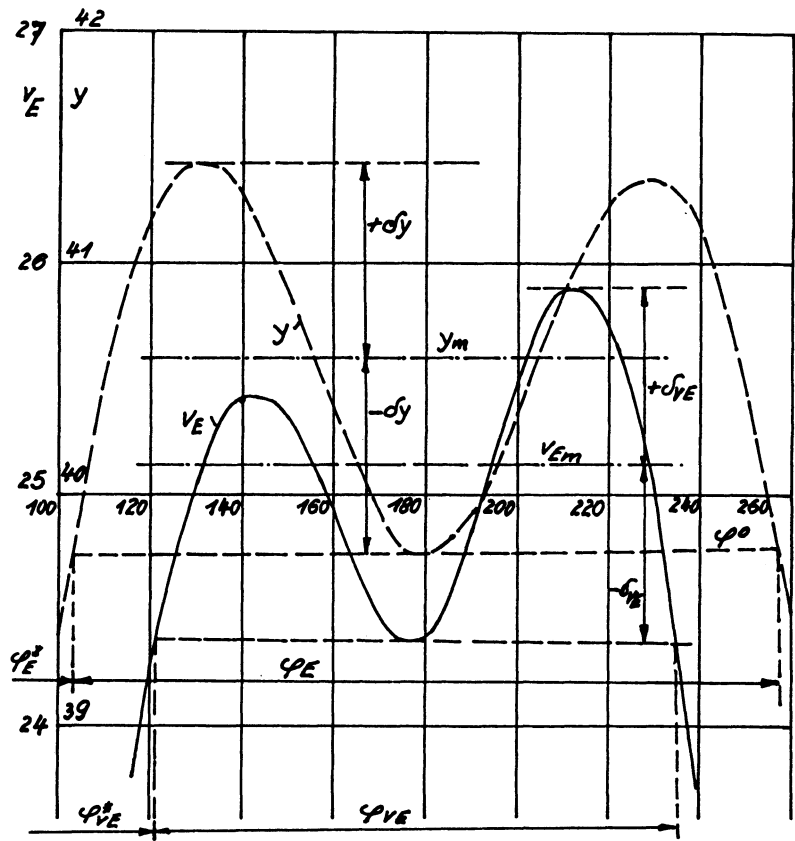


Bild 4.9 Verlauf der geometrischen Abweichung und der Koppelkurven-Geschwindigkeit  $v_E$  der Geradföhrung des Gelenkvierecks nach Bild 4.7



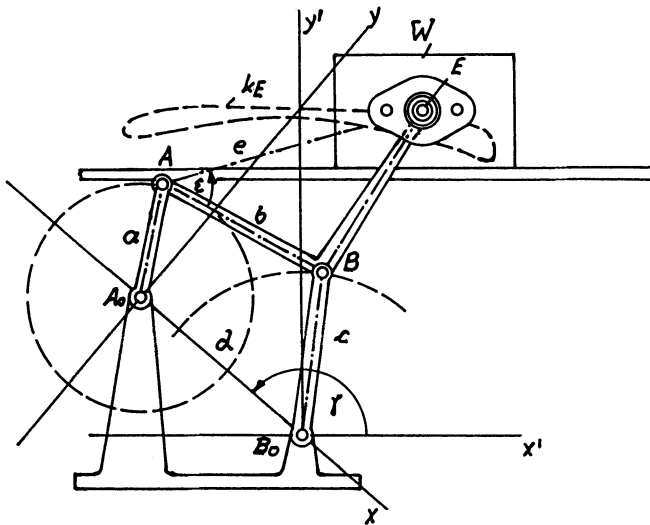


Bild 4.10 Geschwindigkeitskonstante Gelenkviereck-Geradführung I mit den Abmessungen nach Tabelle 4.7 für Bearbeitungs- oder Montage-Vorgänge an bandbewegten Werkstücken

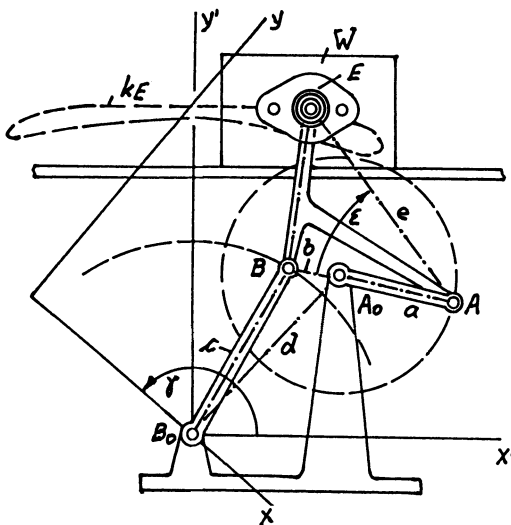


Bild 4.11 Geschwindigkeitskonstante Gelenkviereck-Geradführung III mit den Abmessungen nach Tabelle 4.7 für Bearbeitungs- oder Montage-Vorgänge an bandbewegten Werkstücken

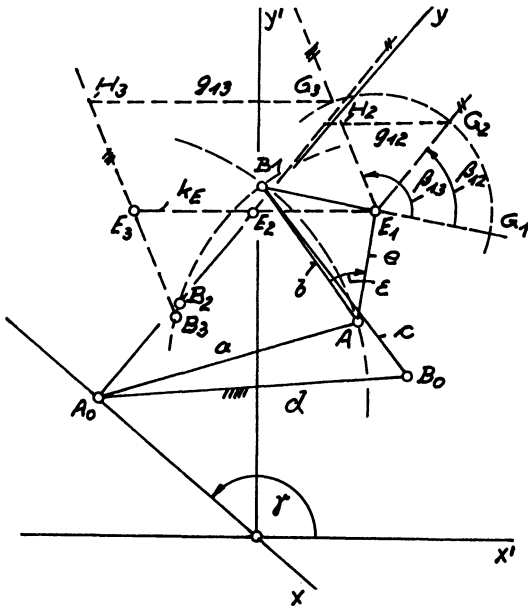


Bild 4.12 Gelenkviereck II nach Tabelle 4.7 als Doppelschwing-Getriebe mit umlaufender Koppel b relativ zum Gestell d

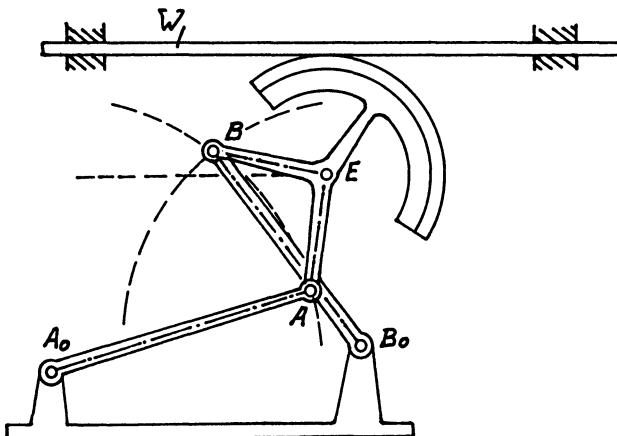


Bild 4.13 Doppelschwing-Getriebe nach Bild 4.12 mit Koppelantrieb und gleichmäßigem Abrollen eines Kreissegmentes auf linear bewegtem Werkstück

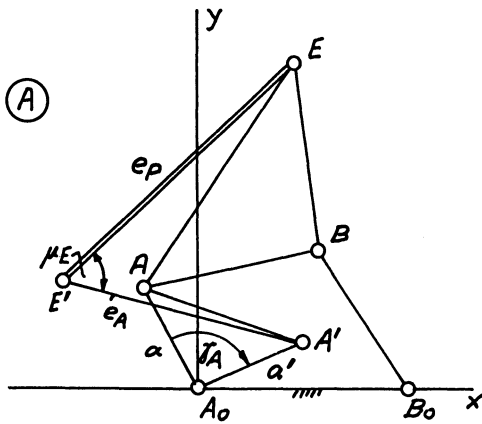


Bild 4.14 Sechsgliedriges Getriebe A für Parallel-Koppelbewegungen, zusammengesetzt aus Gelenkviereck I (Bild 4.1) und Zweischlag  $a_{III}e_{III}$  aus Gelenkviereck III (Bild 4.3)

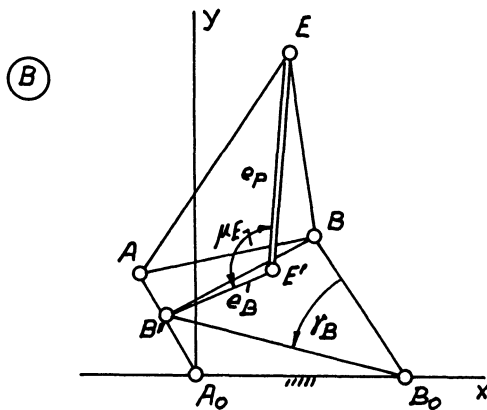


Bild 4.15 Sechsgliedriges Getriebe B für Parallel-Koppelbewegungen, zusammengesetzt aus Gelenkviereck I (Bild 4.1) und Zweischlag  $c_{II}f_{II}$  aus Gelenkviereck II (Bild 4.2)

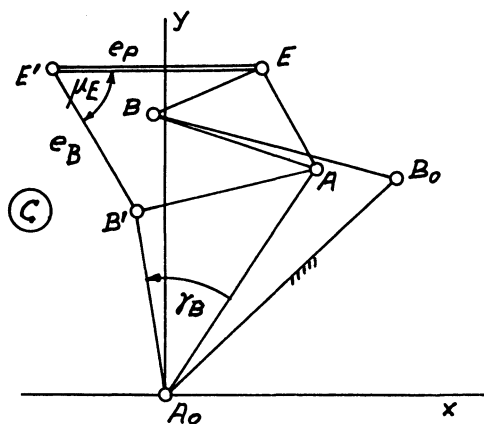


Bild 4.16 Sechsgliedriges Getriebe C für Parallel-Koppelbewegungen, zusammengesetzt aus Gelenkviereck II (Bild 4.2) und Zweischlag  $c_{II}f_{II}$  aus Gelenkviereck III (Bild 4.3)

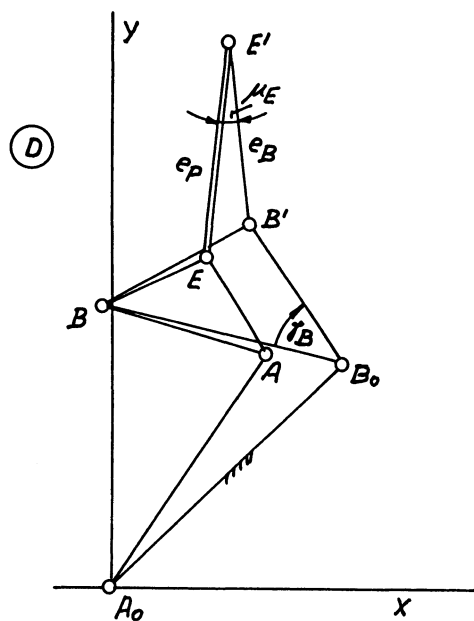


Bild 4.17 Sechsgliedriges Getriebe D für Parallel-Koppelbewegungen, zusammengesetzt aus Gelenkviereck II (Bild 4.2) und Zweischlag  $c_I f_I$  aus Gelenkviereck I (Bild 4.1)

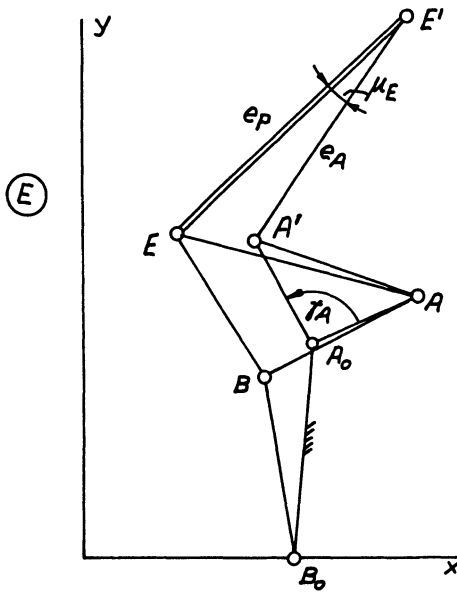


Bild 4.18 Sechsgliedriges Getriebe E für Parallel-Koppelbewegungen, zusammengesetzt aus Gelenkviereck III (Bild 4.3) und Zweischlag  $a_I e_I$  aus Gelenkviereck I (Bild 4.1)

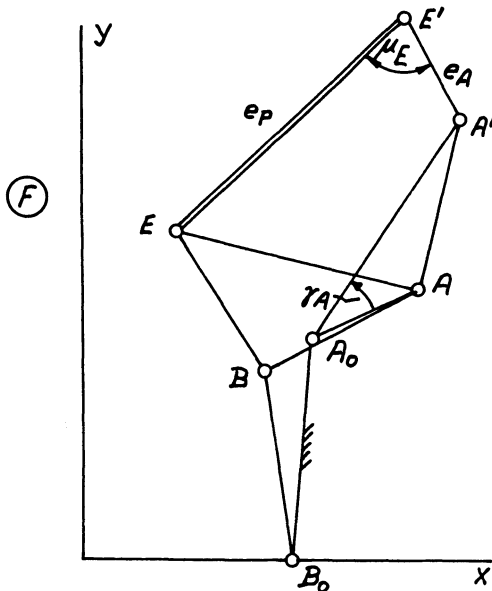


Bild 4.19 Sechsgliedriges Getriebe F für Parallel-Koppelbewegungen, zusammengesetzt aus Gelenkviereck III (Bild 4.3) und Zweischlag  $a_{II} e_{II}$  aus Gelenkviereck II (Bild 4.2)

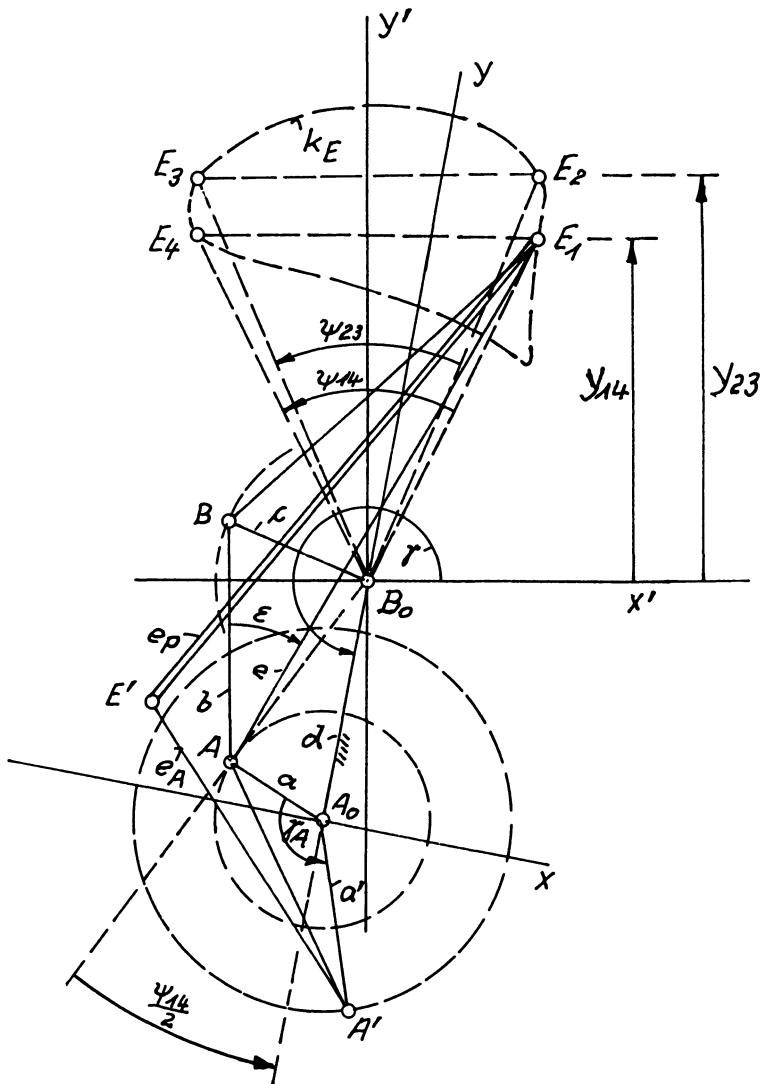


Bild 4.20 Geometrische Grundlagen für die Berechnung eines Gelenkvierecks für vier Genaupunkte  $E_1$  bis  $E_4$  und eines durch Zweischlag-Erweiterung entstandenen sechsgliedrigen Getriebes für Parallel-Koppelbewegungen

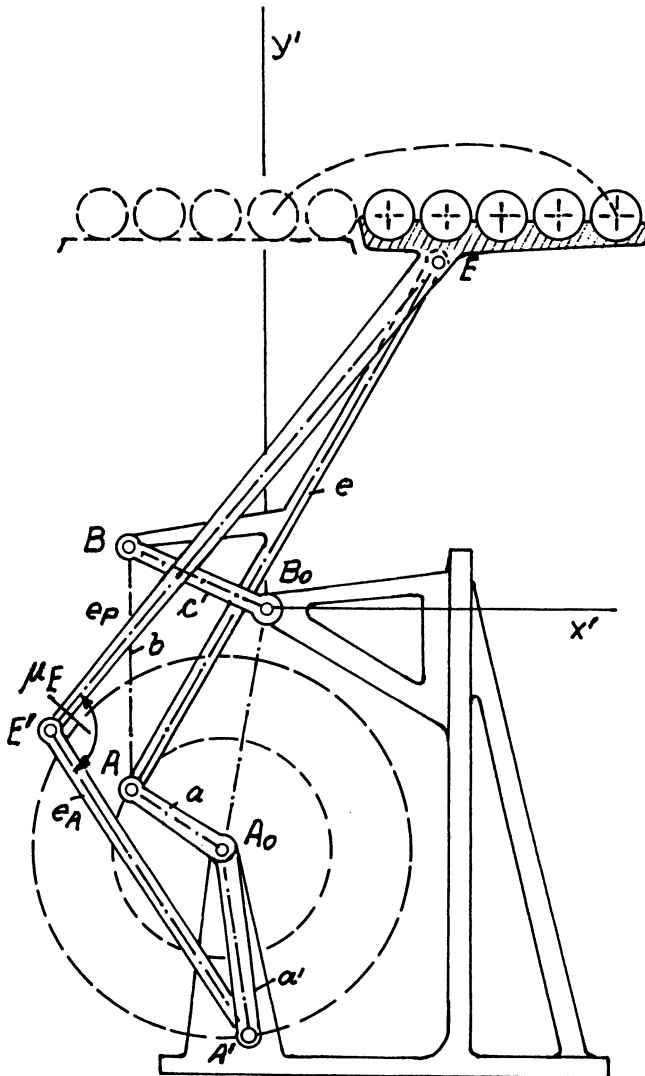
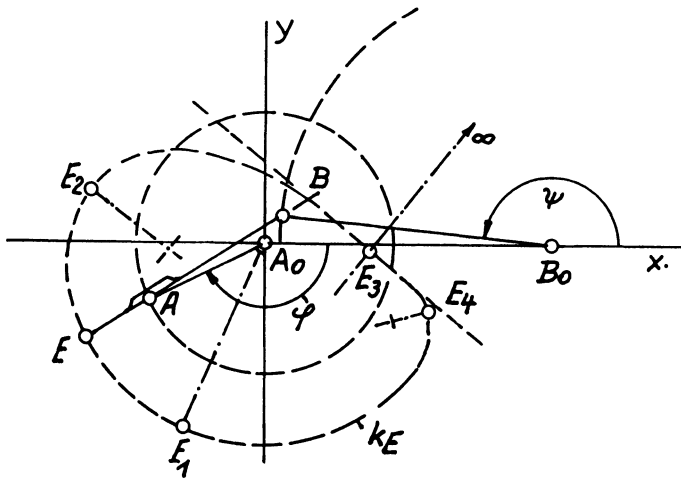
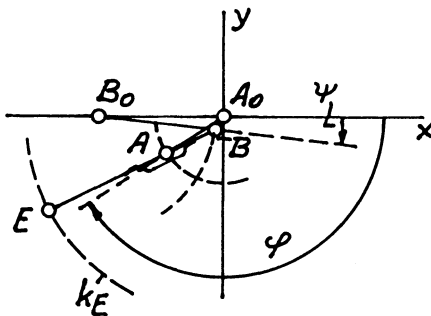


Bild 4.21 Sechsgliedriges Getriebe mit Parallel-Koppelbewegung  
für den Takttransport von Werkstückreihen



**Bild 4.22** Gelenkviereck als Kurbelschwinge mit einer Koppelkurve  $k_E$  für die Erzeugung einer Rastbewegung



**Bild 4.23** Umlauffähiges Doppelschwing-Getriebe als koppelkurvengleiches Getriebe für das Kurbelschwing-Getriebe nach Bild 4.22



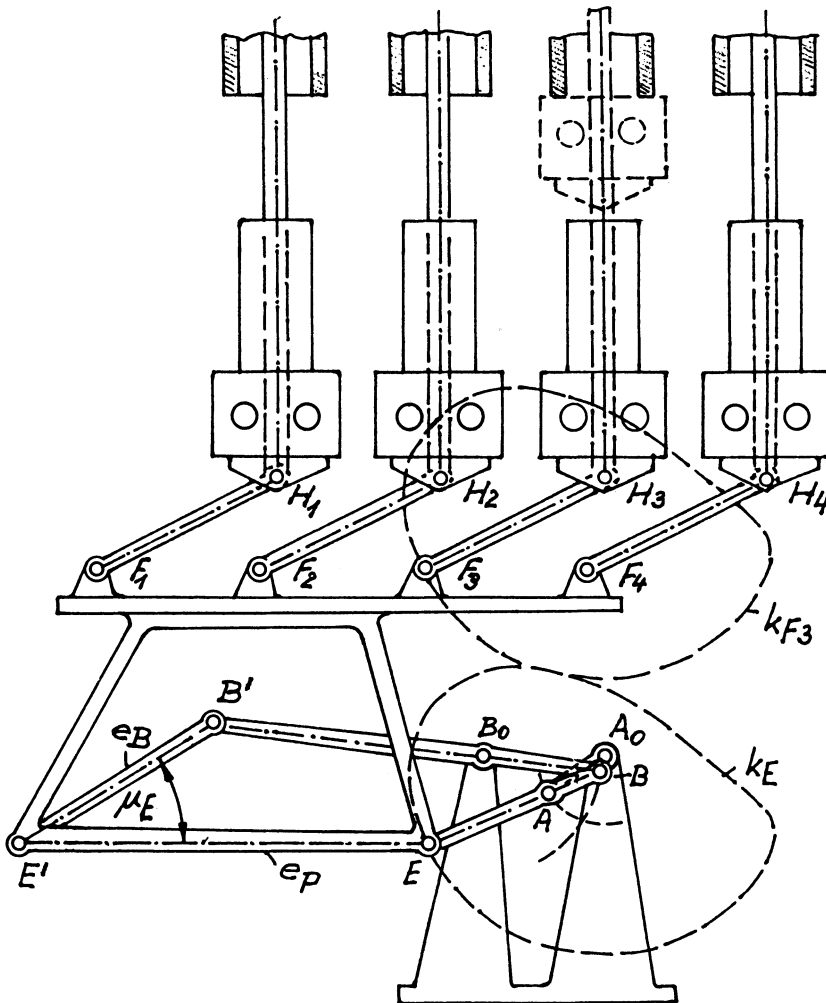


Bild 4.24 Sechsgliedriges Getriebe mit Parallel-Koppelbewegung zum gleichzeitigen und gleichartigen Bearbeiten und Fördern mehrerer Werkstücke

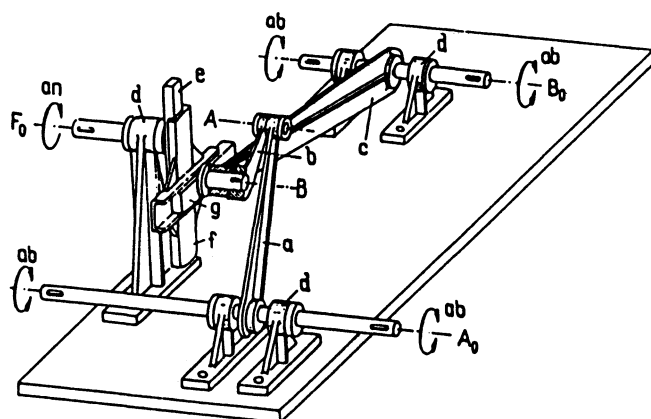


Bild 4.25 Antrieb eines umlauffähigen Doppelschwing-Getriebes vom Gestell aus mit Hilfe einer Oldham-Kupplung

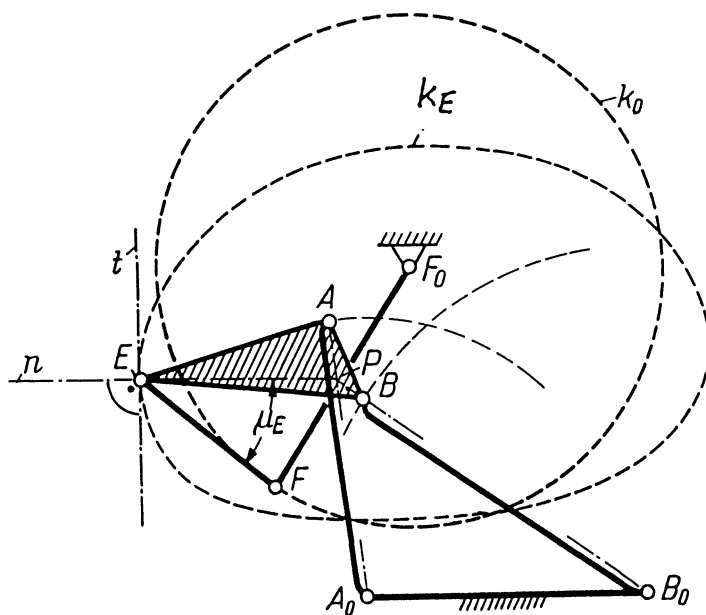


Bild 4.26 Umlaufender Antrieb eines Doppelschwing-Getriebes mit einem den Koppelpunkt E treibenden Zusatz-Zweischlag

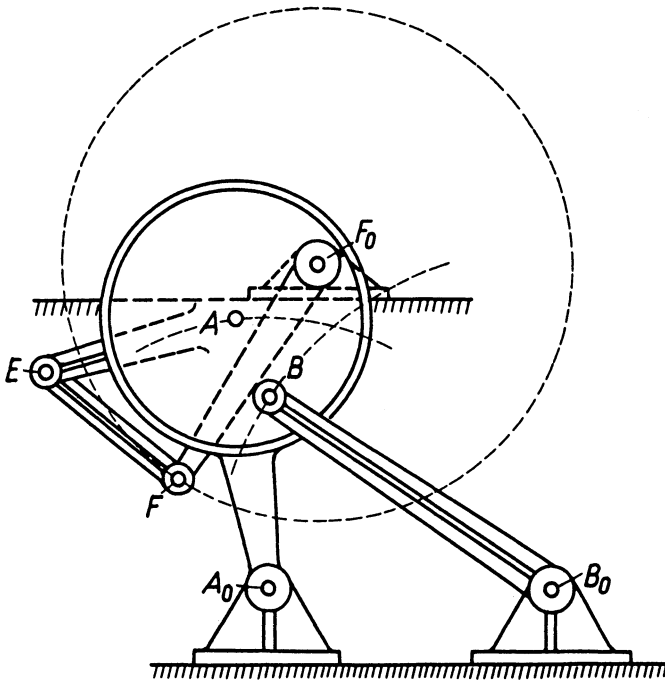


Bild 4.27 Praktische Ausführung des Doppelschwing-Getriebes nach Bild 4.26 mit Hilfe einer als Zapfenerweiterung dienenden Exzentrerscheibe

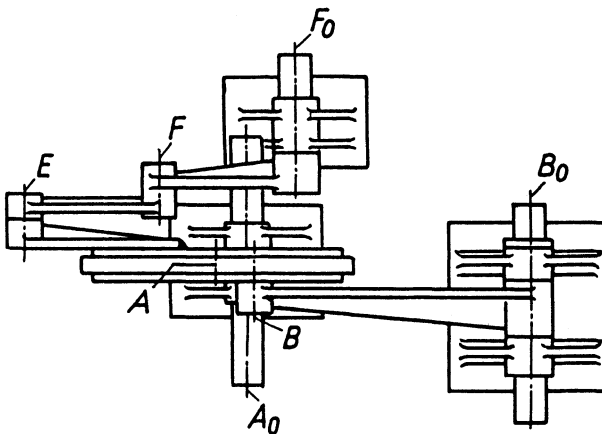


Bild 4.28 Grundriß des Getriebes nach Bild 4.27

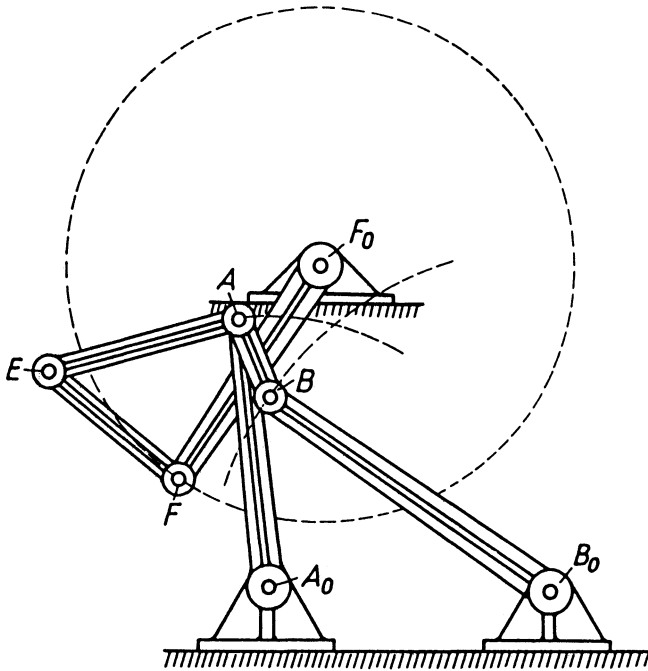


Bild 4.29 Praktische Ausführung des Doppelschwing-Getriebes mit Hilfe einer an der Koppel wirkenden Kurbelwelle

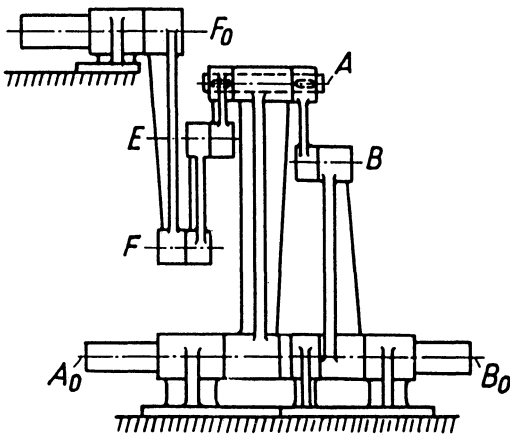


Bild 4.30 Seitenriß des Getriebes nach Bild 4.29

Kurt Hain und Harald Schumny

## **Gelenkgetriebe-Konstruktion**

mit Kleinrechnern HP-Serie 40 (HP-41 C/CV) und HP-Serie 80 (HP-83, HP-85, HP-86, HP-87). 1984. Ca. 200 S. mit 38 Abb. und 81 Tab. 16,2 X 22,9 cm. (Anwendung vom Mikrocomputern, Bd. 9.) Br.

Inhalt: Problemstellung — Besonderheit der verwendeten Kleinrechner und Bedienungshinweise — Berechnung von Gelenkvierecken für gegebene Winkelbewegungen — Der rechnerische Getriebeentwurf zur Erzeugung gegebener Bahnkurven — Sachwortverzeichnis.

In diesem Band werden zwei Grundprobleme der Getriebesynthese behandelt: die Verwendung ungleichmäßig übersetzender Getriebe als Funktionsmechanismen und Führungsgetriebe, bei denen ein Koppel-punkt eine gegebene Bahnkurve durchlaufen soll. Die Programmier-unterlagen werden in allgemeiner Form dargestellt, zugleich aber für die genannten Rechner-serien aufbereitet.

Karl-Heinz Gosmann

## **Anwenderhandbuch HP-41 C/CV**

1983. VIII, 178 S. mit 26 vollst. Progr. und deren Auflistung im Bar-Code. 16,2 X 22,9 cm. Br.

Inhalt: Manuelles Rechnen — Programmierung — Synthetische Programmierung — Anwendungen — Barcode — Listings.

Programmierbare Taschenrechner werden immer leistungsfähiger. Den vorläufigen Schlußpunkt dieser Entwicklung bei Hewlett Packard stellt der programmierbare Taschenrechner HP-41 C/CV dar. Durch seine bislang größte Speicherkapazität auf dem Taschenrechnersektor bietet er vielfältige Einsatzmöglichkeiten. Sein Bedienungskomfort ist gemessen an seinen Möglichkeiten groß, und durch seine Peripherie eignet er sich zum professionellen Einsatz und zur kommerziellen Nutzung. Dieses Anwenderhandbuch ermöglicht dem Benutzer aufgrund zugriffssicherer Information den optimalen Einsatz seines Rechners.

Michael Gehret

## **Softwareentwicklung am Beispiel einer Dateiverwaltung (HP-41)**

1984. X, 137 S. 16,2 X 22,9 cm. Br.

Inhalt: Dateiverwaltung — Datenstruktur — Software-Module — Programmoptimierung — Synthetische Programmierung — Barcodeanhang.

In diesem Buch wird ausführlich der Einsatz des Rechners HP-41 zur erfolgreichen Verwaltung von Adressendateien beschrieben. Dabei werden moderne Software-Entwicklungspraktiken angewendet (Modularisierung und schrittweise Verfeinerung).



## VIEWEG PROGRAMMBIBLIOTHEK

### Mikrocomputer

Die Bände der Programmbibliothek erscheinen getrennt für programmierbare Taschenrechner und Mikrocomputer und enthalten ausgetestete Programme zu jeweils einem ausgewählten Themenschwerpunkt, der in einem einführenden Beitrag vorgestellt wird, oder für einen aktuellen Rechner. Dabei wird der jeweilige Entwicklungsstand der Rechner-technik berücksichtigt.

Die Programmbibliothek ist mithin als Ergänzung der Programmsammlung im Mikrocomputer Jahrbuch anzusehen.

Die Programme sind, ausgehend von einer konkreten Aufgabenstellung, in der Regel in ihrem Ablauf beschrieben und durch ausgeführte Beispiele ergänzt. Wenn es nötig scheint, sind auch theoretische Grundlagen für die Programmierung erläutert.

Durch die graphischen, tabellarischen oder in Textform gegebenen Ablaufbeschreibungen wird die Übertragbarkeit auf andere Rechner-typen erleichtert, so daß die wirtschaftliche Nutzung der einzelnen Bände möglich ist. An Hand gleichartiger Aufgabenstellungen wird fallweise auch die unterschiedliche Arbeitsweise verschiedener Rechnertypen aufgezeigt.

Der Herausgeber bemüht sich ständig um eine sorgfältige Auswahl und Begutachtung der eingesandten Programme. Trotzdem kann keine Gewährleistung für vollständige Fehlerfreiheit übernommen werden. Programme zeigen ja oft erst nach vielen Testläufen mit wechselnden Parametern und Grenzbedingungen logische Fehlreaktionen und Sackgassen.

Für die Fälle, die zu Anregungen oder Kritik führen, sind in jedem Band die Anschriften der einzelnen Autoren angegeben. Wir erhoffen uns dadurch einen regen Gedankenaustausch zwischen Autoren und Benutzern der Programmbibliothek, der sich für beide Seiten als nützlich erweisen dürfte.



ISBN 978-3-528-04331-5