Getriebesystematik

2

Zusammenfassung

Dieses Kapitel erläutert zunächst die wichtigsten Begriffe der Getriebetechnik und leitet so über zur Aufbaulehre der Getriebe oder Getriebesystematik mit Gliedern und Gelenken. Der Leser lernt die Unterschiede zwischen Übertragungs- und Führungsgetrieben einerseits und zwischen ebenen, sphärischen und räumlichen Getrieben andererseits kennen. Ausgehend vom Freiheitsgrad f einzelner Gelenke wird der Getriebefreiheitsgrad oder -laufgrad als Abzählformel

$$F = b\,(n-1) - \sum_{i=1}^{g} (b - f_i)$$

hergeleitet und an zahlreichen Beispielen erläutert. Da sich jedes Getriebe mit festgelegtem Gestellglied, An- und Abtriebsglied(ern) auf eine kinematische Kette zurückführen lässt, werden die wesentlichen kinematischen Ketten vorgestellt, aus denen sich zwangläufige ebene und räumliche Getriebe mit $F = 1$ entwickeln lassen.

2.1 Grundbegriffe

Die Definition eines Getriebes lautet (Volmer 1987):

> Ein Getriebe ist eine mechanische Einrichtung zum Übertragen (Wandeln oder Umformen) von Bewegungen und Kräften oder zum Führen von Punkten eines Körpers auf bestimmten Bahnen. Es besteht aus beweglich miteinander verbundenen Teilen (Gliedern), wobei deren gegenseitige Bewegungsmöglichkeiten durch die Art der

H. Kerle, B. Corves, M. Hüsing, *Getriebetechnik*, DOI 10.1007/978-3-658-10057-5_2

Verbindung (Gelenke) bestimmt sind. Ein Glied ist stets Bezugskörper (Gestell), die Mindestanzahl der Glieder und Gelenke beträgt jeweils drei.

Nach dieser Definition gibt es Getriebe zum Übertragen von Bewegungen bzw. Leistungen – sie werden *Übertragungsgetriebe* genannt – und Getriebe zum Führen von Gliedern oder Körpern, die *Führungsgetriebe* heißen. Im Rückblick auf das Kapitel zuvor handelt es sich bei den Getrieben der Abb. 1.2, 1.3, 1.7 und 1.9 um Übertragungsgetriebe, bei den Getrieben der Abb. 1.4 bis 1.6, 1.8, 1.10 und 1.11 um Führungsgetriebe.

2.1.1 Übertragungsgetriebe

In Übertragungs- oder auch Funktionsgetrieben erfolgt die Bewegungsübertragung nach einer *Übertragungsfunktion* (auch *Getriebefunktion*) und zwar ohne oder mit einer Änderung der Bewegungsform (z. B. Drehen, Schieben, Schrauben). Die *Bewegungs-* oder *Abtriebsfunktion* q des Getriebes setzt sich aus der zeitabhängigen *Antriebsfunktion* $p(t)$ und der Übertragungsfunktion $q(p)$ zusammen: $q(t) = q[p(t)]$, Abb. 2.1.

Entsprechend der Ableitungsstufe gibt es mehrere Übertragungsfunktionen (ÜF):

$$\begin{gathered} q = q\,[p\,(t)] \\ \rightarrow \text{ ÜF 0. Ordnung (ÜF 0) } q(p) \end{gathered} \tag{2.1}$$

Die Antriebsfunktion $p(t)$ ist vorgegeben.

Einmaliges Differenzieren nach der Zeit t liefert die Abtriebsgeschwindigkeit:

$$\begin{gathered} \dot{q} \equiv \frac{dq}{dt} = \frac{dq}{dp} \cdot \frac{dp}{dt} = q' \cdot \dot{p} \\ \rightarrow \text{ ÜF 1. Ordnung (ÜF 1) } q' \equiv \frac{dq}{dp} \end{gathered} \tag{2.2}$$

Entsprechend erhält man für die Abtriebsbeschleunigung:

$$\begin{gathered} \ddot{q} \equiv \frac{d^2q}{dt^2} = q'' \cdot \dot{p}^2 + q' \cdot \ddot{p} \\ \rightarrow \text{ ÜF 2. Ordnung (ÜF 2) } q'' \equiv \frac{d^2q}{dp^2} \end{gathered} \tag{2.3}$$

Für die gleichmäßig übersetzenden *G-Getriebe* gilt:

$$\begin{gathered} q = K \cdot p\;(t)\,, \quad K = \text{konst. (reziprokes } \textit{Übersetzungsverhältnis}) \\ \rightarrow \frac{q}{p} = \frac{\dot{q}}{\dot{p}} = \frac{\ddot{q}}{\ddot{p}} = K = q' = \frac{1}{i} \end{gathered} \tag{2.4}$$

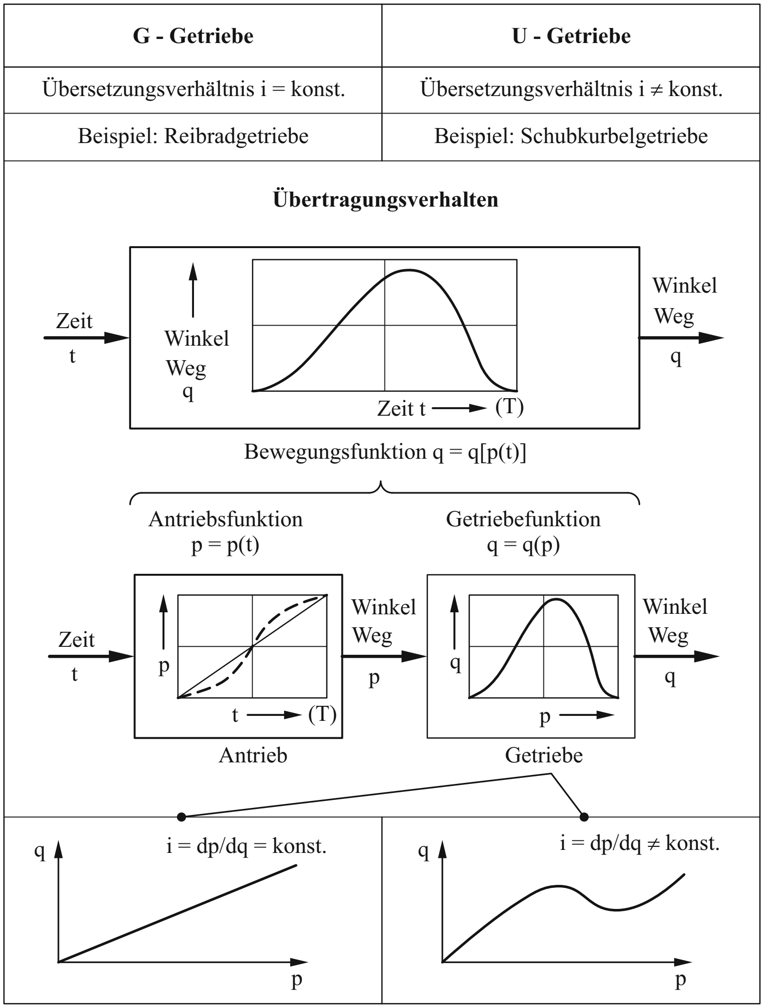


Abb. 2.1 Einteilung der Übertragungsgetriebe (Periodendauer T) (Dittrich 1985)

2.1.2 Führungsgetriebe

Definition (Volmer 1987)
Führungsgetriebe sind Getriebe, bei denen ein Glied so geführt wird, dass es bestimmte Lagen einnimmt bzw. dass Punkte des Gliedes bestimmte Bahnen (Führungsbahnen) beschreiben. Die beweglichen Glieder eines Führungsgetriebes werden entsprechend ihrer Funktion als führende oder geführte Getriebeglieder bezeichnet, d. h. die Begriffe An- und Abtriebsglied werden nicht benutzt, auch nicht

der Begriff Übertragungsfunktion. Die Einleitung einer Bewegung kann meist an beliebiger Stelle erfolgen.

Man unterscheidet drei Arten von Führung:

a) Eindimensionale Führung = *Positionierung* eines Gliedpunktes auf vorgeschriebener Bahnkurve; in der Ebene: $f(x, y) = 0$
b) Zweidimensionale Führung = Positionierung und *Orientierung* in der Ebene: Führen zweier Gliedpunkte auf vorgeschriebenen Bahnkurven; in der Ebene ist damit die Lage des Getriebeglieds vollständig definiert.
c) Dreidimensionale Führung = Positionierung und Orientierung im Raum: Führen dreier Gliedpunkte auf vorgeschriebenen Bahnkurven $f(x, y, z) = 0$

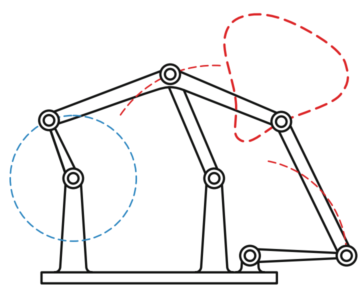
2.1.3 Lage der Drehachsen

Die Betrachtung der Bahnkurven leitet über zu einem Ordnungsmerkmal aller Getriebe anhand der Lage (Raumanordnung) der *Drehachsen* in den Gelenken.

Hinweis
Für ein Schubgelenk liegt die zugeordnete Drehachse im Unendlichen mit dem Kreuzungswinkel 90° zur Schubrichtung (*Bewegungsachse*).

a) Ebene Getriebe (Abb. 2.2):
   - Alle Drehachsen sind parallel,
   - die Bewegungsbahnen von Gliedpunkten liegen in parallelen Ebenen.
b) Sphärische Getriebe (Abb. 2.3):
   - Alle Drehachsen schneiden sich in einem Punkt,
   - die Bewegungsbahnen von Gliedpunkten liegen auf konzentrischen Kugelschalen.

Abb. 2.2 Ebenes Getriebe



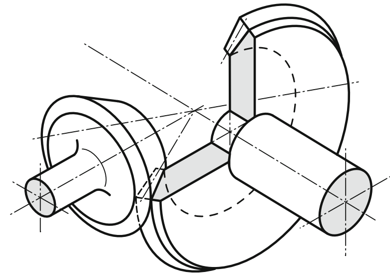


Abb. 2.3 Sphärisches Getriebe (2 Kegelräder)

c) Räumliche Getriebe (Abb. 2.4):
- Die *Drehachsen* kreuzen sich, d. h. es gibt zwischen ihnen einen *Kreuzungsabstand* und einen *Kreuzungswinkel* (siehe Kap. 9),
- die Bewegungsbahnen von Gliedpunkten liegen in nichtparallelen Ebenen oder auf allgemeinen räumlichen Flächen.

d) Kombinierte Bauformen (Abb. 2.5, 2.6, 2.7):
Neben den ebenen, sphärischen und räumlichen Bauformen sind auch kombinierte Bauformen möglich. Am häufigsten sind dabei solche kombinierten Getriebe anzutreffen, bei denen mehrere gleiche ebene Teilgetriebe räumlich zueinander angeordnet werden, wie z. B. der in Abb. 2.5 dargestellte Nabenabzieher, bei dem die Haken durch das äußere Gewinde der Verstellspindel auf die Größe des abzuziehenden Teiles eingestellt werden. Mit der innenliegenden Abziehspindel werden die Haken zum Abziehen in Längsrichtung verschoben.
Wie im vorliegenden Fall können mitunter aus einem solchen komplexen räumlichen Getriebe Baugruppen herausgegriffen werden, die für sich ein ebenes Getriebe darstellen.

Hinweis
Bei räumlichen Getrieben gibt es im Allgemeinen momentane *Schraubachsen* statt reine *Drehachsen*.

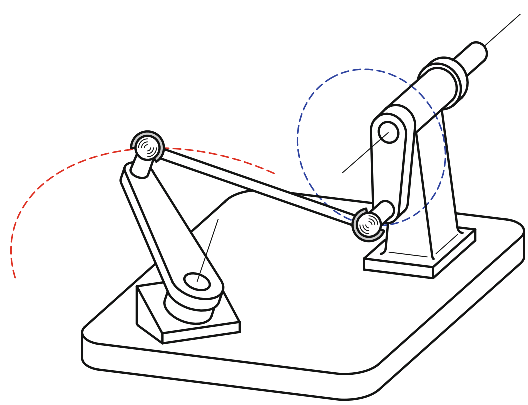
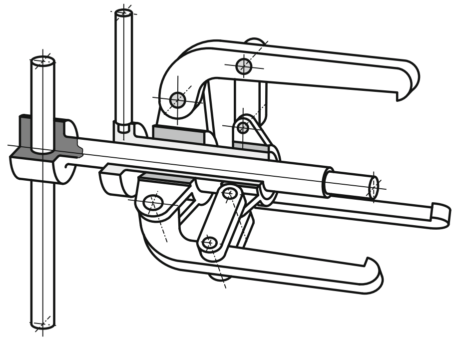


Abb. 2.4 Räumliches Getriebe (Dittrich 1970)

Abb. 2.5 Nabenabzieher



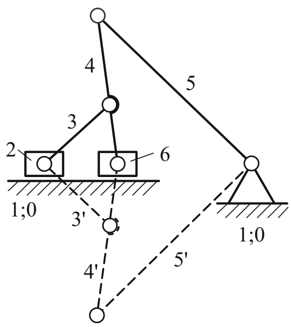


Abb. 2.6 Automatik-Regenschirm

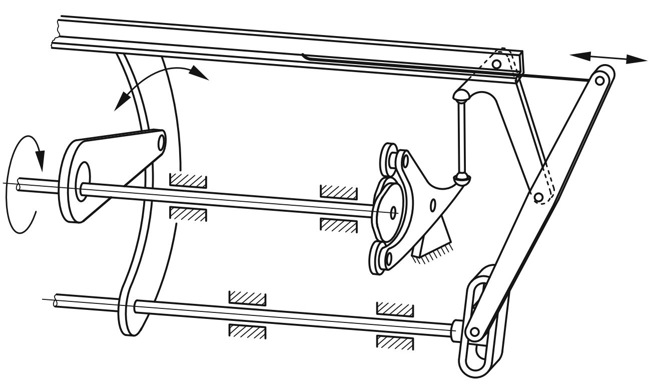


Abb. 2.7 Webladengetriebe als Greiferantrieb in einer Webmaschine

Wenn man zum Beispiel bei der Schraubbewegung der Verstellspindel nur die Längsbewegung relativ zur äußeren Mutter betrachtet, kann jeder Haken mit seinen Führungsgliedern als ein ebenes Getriebe mit drei Drehgelenken und einem Schubgelenk angesehen werden, wobei die äußere Mutter das Gestell ist.

Auf ähnliche Weise ist das in Abb. 2.6 gezeigte Getriebe zum Öffnen und Schließen eines Automatik-Regenschirms durch räumlich-symmetrische Anordnung von gleichartigen ebenen Getrieben entstanden.

Neben der symmetrischen räumlichen Anordnung gleichartiger ebener Teilgetriebe ist jedoch auch die allgemeine räumliche Kombination ebener Teilgetriebe anzutreffen. Dies ist z. B. in dem in Abb. 2.7 gezeigten Webladengetriebe zu sehen.

2.2 Aufbau der Getriebe

Ein Getriebe besteht definitionsgemäß aus mehreren Getriebegliedern, die so miteinander verbunden sind, dass sie dauernd in gegenseitiger Berührung gehalten werden und dabei relativ gegeneinander beweglich bleiben. Die beweglichen Verbindungen werden als Gelenke bezeichnet.

Um also ein Getriebe in eine bestimmte Systematik einzuordnen, ist es notwendig, einige Gesetzmäßigkeiten und Definitionen von Gelenken und der Gliederanordnungen zu kennen.

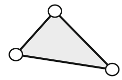
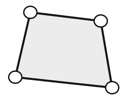
Daneben gibt es noch Hilfsglieder oder *Getriebeorgane*, die Sonderfunktionen in einem Getriebe erfüllen, z. B. Riemen, Ketten, Seile als Zugmittel, Federn und Dämpfer, Anschläge und Ausgleichsmassen. Entfernt man diese Hilfsglieder, so fällt lediglich die Sonderfunktion aus, entfernt man ein Getriebeglied oder ein Gelenk, so wird das Getriebe im Allgemeinen funktionsunfähig.

2.2.1 Getriebeglieder

Die Getriebeglieder müssen eine ausreichende Widerstandsfähigkeit gegenüber den auftretenden Kräften und Momenten aufweisen. Sie können dann als starr angesehen werden. Die Getriebeglieder werden entsprechend ihrer Funktion bezeichnet; folgende Benennungen sind üblich (Volmer 1987):

Das feste Glied oder Bezugsglied eines Getriebes heißt *Gestell*; mit ihm wird das ebenenfeste oder raumfeste Bezugskoordinatensystem x-y bzw. x-y-z verbunden. Die beweglichen Glieder eines Übertragungsgetriebes heißen *Antriebsglieder*, *Abtriebsglieder* und *Übertragungsglieder*; dagegen nennt man die beweglichen Glieder eines Führungsgetriebes *Führungsglieder*, wobei noch zwischen führenden und geführten Getriebegliedern unterschieden wird. *Koppelglieder* oder Koppeln verbinden sowohl bei Übertragungs- als

Abb. 2.8 Einteilung der Getriebeglieder nach Gelenkelementen

	Eingelenkglied	Anzahl n_1
	Zweigelenk- oder binäres Glied	Anzahl n_2
	Dreigelenk- oder ternäres Glied	Anzahl n_3
	Viergelenk- oder quaternäres Glied	Anzahl n_4
⋮	⋮	⋮

auch bei Führungsgetrieben bewegliche Glieder, ohne selbst mit dem Gestell verbunden zu sein.

Die Anschlussstellen für Gelenke zu benachbarten Gliedern heißen *Gelenkelemente*. Man klassifiziert die Glieder daher sehr oft nach der Anzahl der Gelenkelemente, Abb. 2.8.

Die hier aufgeführten Getriebeglieder sind stark vereinfacht dargestellt und dienen in dieser Form als Bausteine der *kinematischen Ketten* von Getrieben, siehe Abschn. 2.4.1.

2.2.2 Gelenke

Zu einem Gelenk gehören stets zwei *Gelenkelemente* als *Elementenpaar*, die zueinander passende Formen haben müssen. Eine Ordnung der Gelenke kann nach verschiedenen Gesichtspunkten erfolgen, Tab. 2.1.

Nachstehend sind einige Erläuterungen zu den sieben Gesichtspunkten genannt.

1) Bewegungsformen der Elemente relativ zueinander sind beispielsweise:
   - Drehen (D) → Drehgelenk
   - Schieben (S) → Schubgelenk
   - Schrauben (Sch) → Schraubgelenk (Drehen und gesetzmäßig überlagertes Schieben)
2) Außerdem kann das Bewegungsverhalten an der Berührstelle der Gelenkelemente beschrieben werden durch:
   - *Gleiten*
   - *Wälzen* oder *Rollen*
   - *Gleitwälzen* (*Schroten*)
3) und 4) Die Definition des *Gelenkfreiheitsgrads* lautet (Volmer 1987):

Der Gelenkfreiheitsgrad f ist die Anzahl der in einem Gelenk unabhängig voneinander möglichen Einzelbewegungen (Elementarbewegungen) der beiden Gelenkelemente bzw. die Anzahl der vorhandenen Drehachsen des Gelenks. Die durch das Gelenk verhinderten Einzelbewegungen heißen *Unfreiheiten*; ihre Anzahl ist u.

Es gilt mit b als *Bewegungsgrad*

$$f + u = b. \tag{2.5}$$

Für ebene Gelenke ist der Bewegungsgrad $b = 3$ und $1 \leq f \leq 2$, für räumliche Gelenke $b = 6$ und $1 \leq f \leq 5$.

5) Die Art der Berührung der Gelenkelemente kann erfolgen in:
   - Flächen → *niedere Elementenpaare* (NEP)
   - Linien → *höhere Elementenpaare* (HEP)
   - Punkten → höhere Elementenpaare (HEP)
6) Die Art der Paarung der Gelenkelemente kann formschlüssig, kraftschlüssig oder stoffschlüssig sein.
7) Ein Gelenk für den gewünschten Freiheitsgrad f ist statisch überbestimmt, wenn sich n_g Gelenkelemente an mehr als einer Stelle berühren und somit k Teilgelenke bilden, deren Summe der Unfreiheiten größer ist als die theoretisch notwendige Unfreiheit u des Gelenks. Der Grad der Überbestimmtheit ist

$$ü = \sum_{i=1}^{k}(u_i) - u = f - b(n_g - 1 - k) - \sum_{i=1}^{k}(f_i). \tag{2.6}$$

Tab. 2.1 Ordnung der Gelenke (Volmer 1995)

	Ordnende Gesichtspunkte	Beispiele für Gelenkbezeichnungen
1	Form der Relativbewegung der Gelenkelemente	Drehgelenk, Schubgelenk, Schraubgelenk
2	Bewegungsverhalten an der Berührstelle der Gelenkelemente	Gleitgelenk, Wälz- oder Rollgelenk, Gleitwälz- oder Gleitrollgelenk
3	Anzahl der möglichen relativen Einzelbewegungen (Gelenkfreiheitsgrad f)	Gelenk mit $f = 1$, mit $f = 2$, usw.
4	Gegenseitige Lage der Drehachsen am Gelenk	ebenes oder räumliches Gelenk
5	Berührungsart der Gelenkelemente	Gelenk mit Flächen-, Linien- oder Punktberührung der Gelenkelemente
6	Art und Paarung der Gelenkelemente	Gelenk mit Kraft- oder Formpaarung der Gelenkelemente
7	Statische Bestimmtheit, Grad der Überbestimmung	statisch bestimmtes oder statisch unbestimmtes (überbestimmtes) Gelenk

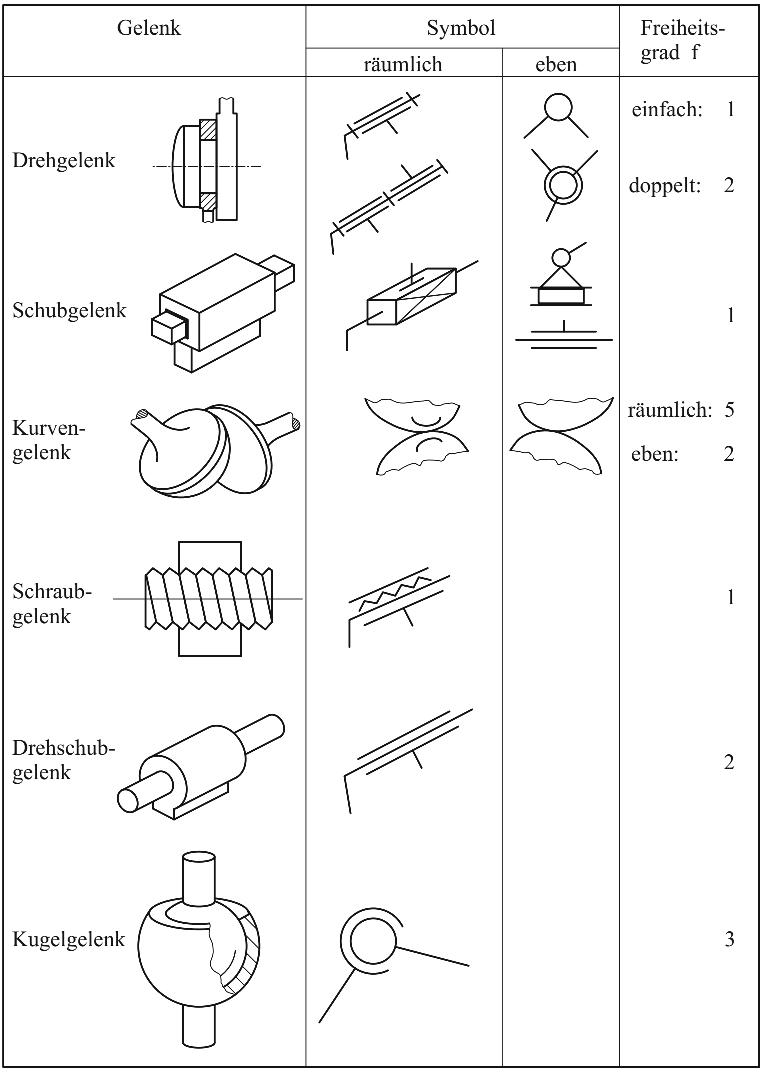


Abb. 2.9 Grundformen von Gelenken (Feldhusen und Grote 2014)

Die Herstellung statisch überbestimmter Gelenke erfolgt aus Gründen der Spielfreiheit und verlangt höchste Fertigungsgenauigkeit, um ein Klemmen zu vermeiden.

Abbildung 2.9 zeigt einige häufig auftretende Grundformen von Gelenken in räumlichen und ebenen Getrieben.

2.3 Getriebefreiheitsgrad (Laufgrad)

Die Definition des *Getriebefreiheitsgrads* lautet (Volmer 1995):

> Der Getriebefreiheitsgrad F stimmt mit der Anzahl relativer Bewegungen überein, die verhindert werden müssten, um alle Glieder des Getriebes bewegungsunfähig zu machen. Er bestimmt im Allgemeinen die Anzahl der Getriebeglieder, die in einem Getriebe unabhängig voneinander angetrieben werden können.

Der Getriebefreiheitsgrad oder auch Laufgrad F ist im Allgemeinen **nicht** abhängig von

- den Abmessungen der Getriebeglieder,
- der Funktion der Getriebeglieder,
- der Art der Gelenke,

sondern ist eine Funktion der

- Anzahl n der Glieder, dabei gilt (siehe Abb. 2.8)

$$n = \sum_i (n_i), \tag{2.7}$$

- Anzahl g der Gelenke,
- Anzahl f_i der Freiheiten des i-ten Gelenks,

und abhängig von der Getriebestruktur, siehe Abschn. 2.4.

Früher nannte man nur Getriebe vom Freiheitsgrad $F = 1$ zwangläufig; heute spricht man ebenfalls von *Zwanglauf*, wenn entsprechend dem Freiheitsgrad F des Getriebes F Antriebsfunktionen $p(t)$ definiert sind, so dass sich die Lage aller Getriebeglieder ermitteln lässt.

Das *Viergelenkgetriebe* (kurz: *Gelenkviereck*) in Abb. 2.10a hat den Getriebefreiheitsgrad $F = 1$, denn es genügt ein Antriebsglied (hier: Glied 2 mit der Antriebsfunktion $\varphi(t)$), um die Bewegungen aller Glieder zwangläufig zu gestalten. Behindert man eine relative Bewegung zwischen zwei Gliedern, z. B. durch Blockade des Drehgelenks 23 zwischen den Gliedern 2 und 3, so wird das Getriebe unbeweglich ($F = 0$). Zwanglauf heißt hier also, dass die Abtriebsbewegung des Gliedes 4 gegenüber dem Gestell 1 berechenbar ist: $\psi = \psi[\varphi(t)]$.

Das *Fünfgelenkgetriebe* (kurz: *Gelenkfünfeck*) in Abb. 2.10b hat den Freiheitsgrad $F = 2$; es ist bei einem Antrieb nicht zwangsläufig. Um z. B. die Lage des Getriebe-

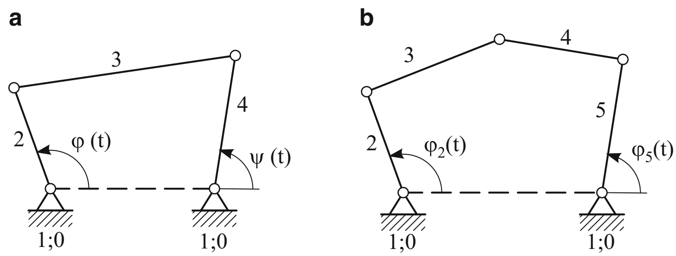


Abb. 2.10 **a** Viergelenkgetriebe mit $F = 1$ und **b** Fünfgelenkgetriebe mit $F = 2$

gliedes 4 gegenüber dem Gestell 1 festzulegen, müssen sowohl die Antriebsfunktion $\varphi_2(t)$ des Glieds 2 als auch die Antriebsfunktion $\varphi_5(t)$ des Glieds 5 vorgegeben werden.

In einem Getriebe als Gliedergruppe mit insgesamt n Gliedern kann jedes einzelne Getriebeglied b Einzelbewegungen ausführen, sofern es nicht mit anderen Gliedern gelenkig verbunden, sondern in einem Gedankenmodell frei beweglich ist. Da das Gestell sich nicht bewegt, bleiben allen $n-1$ beweglichen Gliedern insgesamt $b\,(n-1)$ Einzelbewegungen oder Freiheiten.

Das Verbinden der Glieder durch Gelenke schränkt die Anzahl der Einzelbewegungen ein. Die Anzahl der eingeschränkten Einzelbewegungen oder Unfreiheiten u_i errechnet sich aus Gl. 2.5 zu

$$u_i = b - f_i, \quad i = 1, 2, \ldots, g. \tag{2.8}$$

Aufsummiert über alle Gelenke ergibt sich

$$\sum_{i=1}^{g} (u_i) = \sum_{i=1}^{g} (b - f_i). \tag{2.9}$$

Im Umkehrschluss ist der Getriebefreiheitsgrad gleich der Anzahl der verbleibenden nicht eingeschränkten Freiheiten, also

$$F = b\,(n-1) - \sum_{i=1}^{g} (u_i) = b\,(n-1) - \sum_{i=1}^{g} (b - f_i). \tag{2.10}$$

Die vorstehende Gleichung heißt *Zwanglaufgleichung*. Für räumliche Getriebe mit $b = 6$ wird daraus

$$F = 6\,(n-1) - 6\,g + \sum_{i=1}^{g} (f_i) \tag{2.11}$$

und für ebene und sphärische Getriebe mit $b = 3$ gilt

$$F = 3(n-1) - 3g + \sum_{i=1}^{g} (f_i) = 3\,(n-1) - 2g_1 - g_2. \tag{2.12}$$

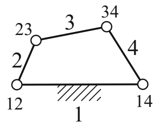
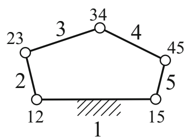
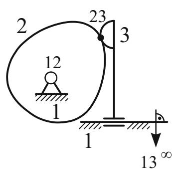
<table>
<tr><th colspan="7">Ebenes Viergelenkgetriebe</th></tr>
<tr><th>Getriebeschema</th><th>b</th><th>n</th><th>g</th><th>Gelenk EP</th><th>Unfrei-heiten u_i</th><th>Laufgrad F
$F = b(n-1) - \sum_{i=1}^{g}(u_i)$</th></tr>
<tr><td></td><td>3</td><td>4</td><td>4</td><td>12
23
34
14</td><td>2
2
2
2</td><td>$F = 3 \cdot (4 - 1) - 4 \cdot 2 = 1$</td></tr>
<tr><td colspan="7">Das ebene Viergelenkgetriebe ist bei einem Antrieb zwangläufig.</td></tr>
<tr><th colspan="7">Ebenes Fünfgelenkgetriebe</th></tr>
<tr><td></td><td>3</td><td>5</td><td>5</td><td>12
23
34
45
15</td><td>2
2
2
2
2</td><td>$F = 3 \cdot (5 - 1) - 5 \cdot 2 = 2$</td></tr>
<tr><td colspan="7">Zwei Antriebe sind notwendig.</td></tr>
<tr><th colspan="7">Ebenes Kurvengetriebe</th></tr>
<tr><td></td><td>3</td><td>3</td><td>3</td><td>12
23
13</td><td>2
1
2</td><td>$F = 3 \cdot (3 - 1) - 2 - 1 - 2 = 1$</td></tr>
<tr><td colspan="7">Das Elementenpaar 23 hat zwei Freiheiten (Gleiten und Rollen = Gleitwälzen).
Das ebene dreigliedrige Kurvengetriebe ist bei einem Antrieb zwangläufig.</td></tr>
</table>

Abb. 2.11 Ebene Getriebe

Hierbei ist g_1 die Anzahl der Gelenke mit $f = 1$ und g_2 die Anzahl der Gelenke mit $f = 2$.

Beispiele zur Bestimmung von *F*

In den Abb. 2.11, 2.12 und 2.13 sind einige Beispiele aufgeführt, welche die Bestimmung des Getriebefreiheitsgrades in übersichtlicher Form verdeutlichen.

Mit EP ist das *Elementenpaar* als Gelenk bezeichnet; es wird durchweg Gl. 2.10 verwendet.

Die Zwanglaufgleichung ist eine reine Abzählformel bezüglich n, g und f_i, sie berücksichtigt keine strukturellen Besonderheiten, die z. B. bei *übergeschlossenen Getrieben* durch sog. *passive Bindungen* vorhanden sind, so dass diese Getriebe einen höheren Freiheitsgrad aufweisen als er sich rechnerisch ergibt. Auch bei Getrieben mit mehr als einem Schubgelenk gibt es Einschränkungen für den Anwendungsbereich der Gln. 2.10 bis 2.12 (Volmer 1995). Der rechnerische Nachweis des Getriebefreiheitsgrads ist deswegen nicht als hinreichend anzusehen.

Passive Bindungen treten auf bei

- besonderen Lagen von Gelenkdrehachsen,
- überflüssigen Starrheitsbedingungen,
- besonderen Gliedabmessungen

und sind nicht immer leicht identifizierbar.

Während passive Bindungen den Getriebefreiheitsgrad erhöhen, verringern ihn sog. *identische Freiheiten* f_{id}. Identische Freiheiten sind mögliche Einzelbewegungen von Getriebegliedern oder Getriebeorganen, die eingeleitet werden können, ohne dass hierdurch sich die weiteren Getriebeglieder bewegen.

Die Gl. 2.10 lässt sich damit auf einfache Weise um zwei Summenausdrücke erweitern:

$$F = b\ (n-1) - \sum_{i=1}^{g} (u_i) - \sum_{j} \left[(f_{id})_j \right] + \sum_{j} \left(s_j \right). \tag{2.13}$$

Beispiele für Getriebe mit passiven Bindungen

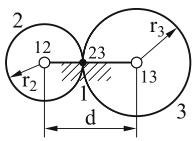
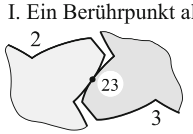
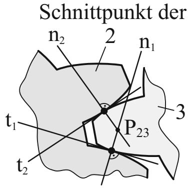
<table>
<tr><td colspan="9">Reibradgetriebe mit Wälz- oder Rollgelenk 23</td></tr>
<tr><td>Getriebeschema</td><td>b</td><td>n</td><td>g</td><td>s</td><td>f_{id}</td><td>Gelenk EP</td><td>Unfreiheiten u_i</td><td>Laufgrad $F = b\,(n\text{-}1) - \sum_{i=1}^{g}(u_i) - \sum_j[(f_{id})_j] + \sum_j(s_j)$</td></tr>
<tr><td>
</td><td>3</td><td>3</td><td>3</td><td>1</td><td>0</td><td>12
23
13</td><td>2
2
2</td><td>F = 3 · (3 - 1) - 3 · 2 + 1 = 1</td></tr>
<tr><td colspan="9">Der Achsabstand $d = r_2 + r_3$ ist exakt einzuhalten, d. h. s = 1.</td></tr>
<tr><td colspan="9">Für eine auch denkbare Zahnradpaarung im Gelenk 23 gibt es zwei Möglichkeiten:</td></tr>
<tr><td colspan="9">I. Ein Berührpunkt als Normalfall, f = 2 (Gleitwälzen), s = 0</td></tr>
<tr><td>
</td><td>3</td><td>3</td><td>3</td><td>0</td><td>0</td><td>12
23
13</td><td>2
1
2</td><td>F = 3 · (3 - 1) - 2 · 2 - 1 = 1</td></tr>
<tr><td colspan="9">II. Zwei Berührpunkte mit den zugeordneten Normalen n_1 und n_2 sowie Tangenten t_1 und t_2, nur Drehung um den Momentanpol P_{23} als Schnittpunkt der Normalen möglich, f = 1, Wälzen oder Rollen</td></tr>
<tr><td>
</td><td>3</td><td>3</td><td>3</td><td>1</td><td>0</td><td>12
23
13</td><td>2
2
2</td><td>F = 3 · (3 - 1) - 3 · 2 + 1 = 1</td></tr>
<tr><td colspan="9">Der Achsabstand d (nicht gezeichnet) der beiden Zahnräder ist exakt einzuhalten, sonst existieren keine zwei Berührpunkte, d. h. s = 1.</td></tr>
</table>

Abb. 2.12 Getriebe mit passiven Bindungen

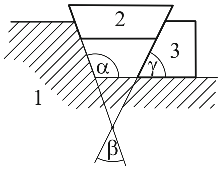
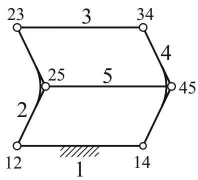
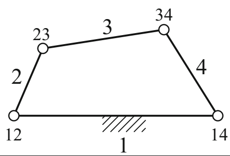
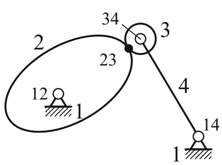
Getriebeschema	b	n	g	s	f_{id}	Gelenk EP	Unfreiheiten u_i	Laufgrad $F = b\,(n-1) - \sum_{i=1}^{g}(u_i) - \sum_j[(f_{id})_j] + \sum_j(s_j)$
Dreigliedriges Keilgetriebe								
	3	3	3	1	0	12 23 13	2 2 2	F = 3 · (3 - 1) - 3 · 2 + **1** = 1
Stets ist die Bedingung $\alpha = \gamma + \beta$ einzuhalten, d. h. s = 1.								
Übergeschlossenes Parallelkurbelgetriebe								
	3	5	6	1	0	12 23 34 45 14 25	2 2 2 2 2 2	F = 3 · (5 - 1) - 6 · 2 + **1** = 1
Glied 3 muss ebenso lang sein wie Glied 5 (oder Glied 1), d. h. s = 1.								
Ebenes Viergelenkgetriebe, räumlich betrachtet								
	6	4	4	3	0	12 23 34 14	5 5 5 5	F = 6 · (4 - 1) - 4 · 5 + **3** = 1
Die Achsen der Gelenke 23, 34, 14 müssen jeweils parallel zu der Achse des Gelenkes 12 sein, d. h. s = 3.								
Ebenes Kurvengetriebe mit Abtastrolle								
	3	4	4	0	1	12 23 34 14	2 1 2 2	F = 3·(4 -1) - (3·2 +1) - **1** = 1
Die Abtastrolle 3 ist drehbar, ohne dass das Kurvenglied 2 bewegt werden muss, d. h. $f_{id} = 1$.								

Abb. 2.13 Getriebe mit passiven Bindungen und identischem Freiheitsgrad

2.4 Struktursystematik

Die Strukturmerkmale eines Getriebes sind die Anzahl der Getriebeglieder, die Anzahl der Gelenke, die Art der Gelenke, die Gelenkfreiheiten, die Anzahl der Gelenkelemente an den einzelnen Getriebegliedern und die gegenseitige Anordnung der Getriebeglieder und Gelenke.

Aus den Strukturmerkmalen baut sich die Grundform eines Getriebes auf, die kinematische Kette, die im Wesentlichen die Funktion eines Getriebes darstellt, ohne konstruktive Einschränkungen zu berücksichtigen.

2.4.1 Kinematische Ketten

Definition (Volmer 1995)
Die *kinematische Kette* ist das vereinfachte Strukturmodell eines Getriebes. Es zeigt, wie viele Glieder und Gelenke ein Getriebe besitzt, welche Getriebeglieder miteinander verbunden sind und welche Gelenkfreiheiten auftreten. Die Angabe geometrisch-kinematischer Abmessungen und der Gelenkart ist hier unüblich.

Mit der kinematischen Kette hat man sowohl eine wichtige Grundlage für die systematische Untersuchung von Getrieben als auch einen Ausgangspunkt für die planmäßige Getriebeentwicklung geschaffen. Aus der kinematischen Kette wird ein *Mechanismus*, wenn ein Glied als Gestell festgelegt ist. Aus dem Mechanismus wird ein Getriebe, in

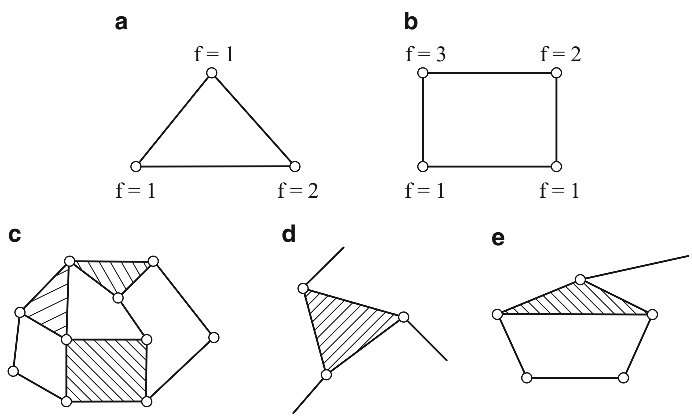


Abb. 2.14 Kinematische Ketten: **a** ebene, **b** räumliche, **c** (ebene) geschlossene, **d** (ebene) offene, **e** (ebene) geschlossen-offene kinematische Kette

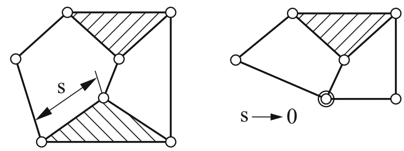


Abb. 2.15 Entstehung eines Mehrfachgelenks, hier: Doppeldrehgelenk

dem weiterhin ein oder mehrere Glieder je nach Freiheitsgrad als Antriebsglieder und Abtriebsglieder, führende oder geführte Glieder bestimmt werden. Erst durch diese Festlegung entstehen also Mechanismen bzw. Getriebe. Es ist offensichtlich, dass aus einer Kette viele verschiedene Getriebe entwickelt werden können.

Es gibt ebene und räumliche kinematische Ketten für ebene und räumliche Getriebe. In räumlichen kinematischen Ketten können ebene und räumliche Gelenke – letztere mit einem Gelenkfreiheitsgrad $f > 2$ – vorkommen bzw. gekennzeichnet sein.

Man unterscheidet zwischen geschlossenen und offenen kinematischen Ketten und deren Kombinationen (Hybridstrukturen), Abb. 2.14.

In kinematischen Ketten treten also gelenkig verbundene binäre, ternäre, quaternäre usw. Getriebeglieder auf; alle Gelenke sind symbolisch durch kleine Kreise dargestellt.

Hinweis
Die Relativbewegung der Glieder von zwangläufigen geschlossenen kinematischen Ketten ist identisch mit der Relativbewegung der aus diesen Ketten entwickelten Mechanismen oder Getrieben.

In kinematischen Ketten können auch Glieder mit *Mehrfachgelenken* auftreten. Ein Mehrfachgelenk entsteht, wenn an einem Glied der Abstand zwischen zwei oder mehreren Gelenkelementen zu null wird, Abb. 2.15.

Die einfachste ebene kinematische Kette besteht aus drei Gliedern entsprechend Abb. 2.14a. Daraus entsteht durch Auflösung des Gelenks mit $f = 2$ in zwei mit jeweils $f = 1$ das in Abb. 2.16a skizzierte Gelenkviereck mit vier NEP (Dreh- oder Schubgelenke), aus dem sich bereits eine Vielzahl von Getrieben entwickeln lässt, siehe

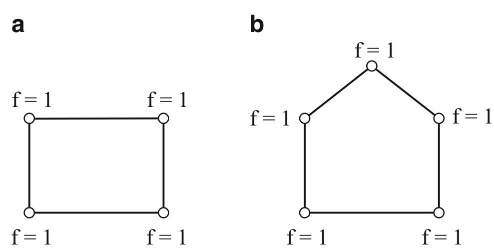


Abb. 2.16 **a** Viergliedrige und **b** fünfgliedrige kinematische Kette

Abschn. 2.4.2.1. Alle diese Getriebe haben den Laufgrad $F = 1$. Die hinsichtlich der Gliederanzahl nächsthöhere Gruppe für Getriebe mit dem Laufgrad $F = 1$ sind die sechsgliedrigen kinematischen Ketten, von denen es nur zwei Grundformen gibt: die WATT*'sche Kette* (I) und die STEPHENSON*'sche Kette* (II), Abb. 2.17. Nach Einführung von Doppelgelenken entstehen hieraus abgeleitete Ketten III und IV.

Die Gruppe der achtgliedrigen kinematischen Ketten bietet eine noch größere Vielfalt, insbesondere wenn man (nicht gezeichnet) Doppel- und Dreifachgelenke mit einbezieht, Abb. 2.18.

Geht man zu den kinematischen Ketten für Getriebe mit dem Laufgrad $F = 2$ (2 Antriebe) über, so bildet das in Abb. 2.10b abgebildete Gelenkfünfeck die Grundform der einfachsten kinematischen Kette dieser Art. Die nächsthöhere Gruppe sind die siebengliedrigen kinematischen Ketten, Abb. 2.19. Bei einigen dieser Ketten lassen sich Teilketten oder Teilpolygone mit dem *partiellen Laufgrad* $F = 1$ unterscheiden.

Durch *Gestellwechsel* entstehen daraus die ableitbaren Getriebe (letzte Spalte in Abb. 2.19), wobei symmetrisch bedingte Mehrfachlösungen nur einfach zu zählen sind. Neun Grundformen führen auf 34 verschiedene Getriebe.

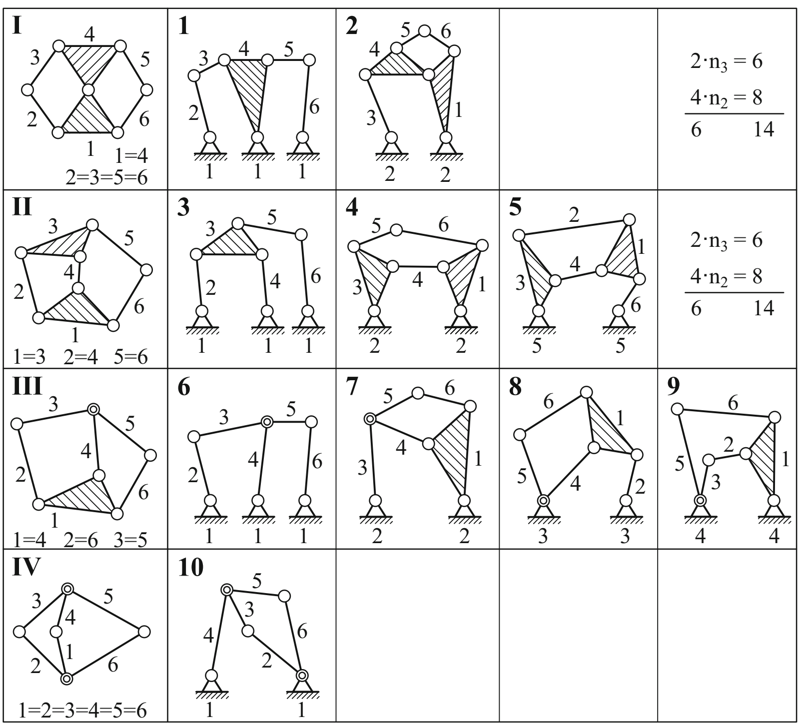


Abb. 2.17 Sechsgliedrige kinematische Ketten I bis IV und daraus abgeleitete Getriebe 1 bis 10 mit dem Laufgrad $F = 1$ (Hain 1965)

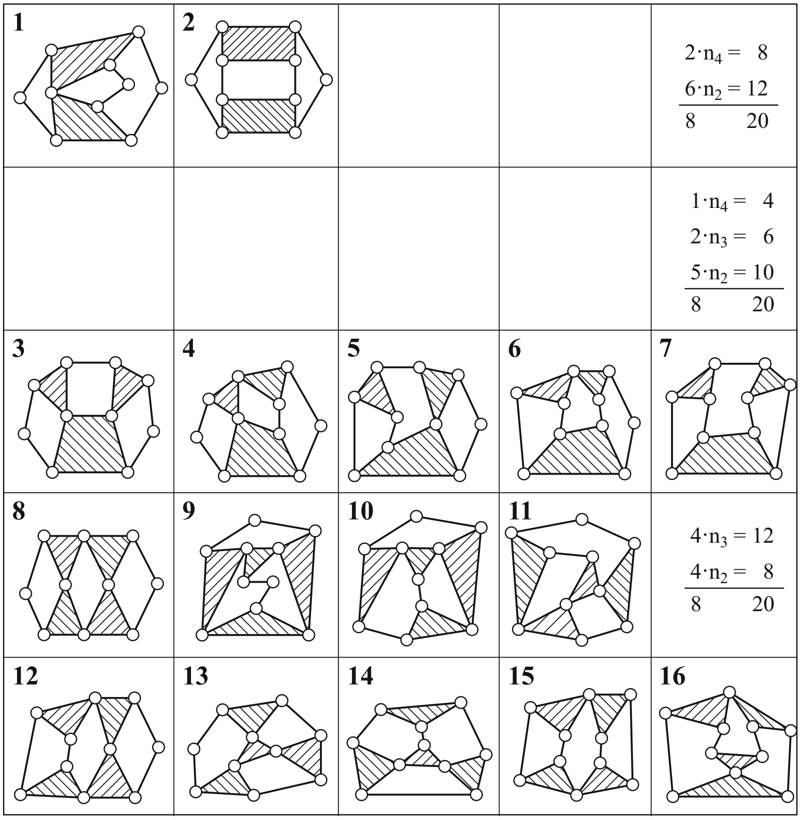


Abb. 2.18 Achtgliedrige kinematische Ketten für Getriebe mit dem Laufgrad $F = 1$ (Hain 1965)

2.4.2 Ebene Getriebe

2.4.2.1 Getriebe der Viergelenkkette

Die aus dem Gelenkviereck ableitbaren Getriebe heißen *Viergelenkgetriebe* und sind die am häufigsten angewendeten U-Getriebe im Maschinen- und Vorrichtungsbau. Aus der viergliedrigen kinematischen Kette entstehen, wenn unterschiedliche Gelenktypen eingesetzt werden, verschiedene Viergelenkketten. Es gibt generell bei ebenen Getrieben drei Gelenktypen: Drehgelenk, Schubgelenk und Kurvengelenk. Fügt man in die viergliedrige kinematische Kette systematisch alle diese Gelenktypen ein, so erhält man z. B. folgende Viergelenkketten: Drehgelenkkette (Abb. 2.20), Schubkurbelkette (Abb. 2.21), Kreuzschubkurbel- und Schubschleifenkette.

Aus der viergliedrigen Drehgelenkkette entsteht beispielsweise durch Festlegen des Glieds 1 und Zuweisen der Länge d (Gestelllänge) ein viergliedriges Drehgelenkgetriebe (Viergelenkgetriebe).

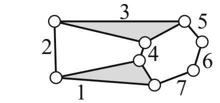
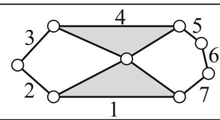
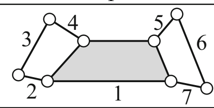
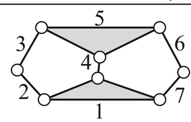
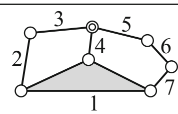
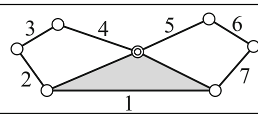
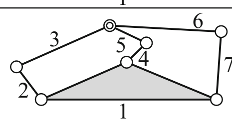
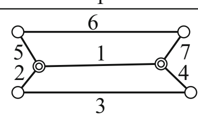
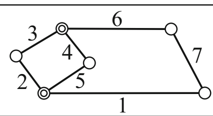
	Art der Gelenke	Kette	Teilketten mit F = 1	Zahl der ableitbaren Getriebe
I	Einfach-Gelenke		1 - 2 - 3 - 4	4
II			1 - 2 - 3 - 4	4
III			1 - 2 - 3 - 4 1 - 5 - 6 - 7	3
IV				3
V	1 Doppel-Gelenk		1 - 2 - 3 - 4	7
VI			1 - 2 - 3 - 4 1 - 5 - 6 - 7	4
VII				3
VIII	2 Doppel-Gelenke		1 - 2 - 3 - 4 1 - 5 - 6 - 7	3
IX			2 - 3 - 4 - 5	3
Σ				34

Abb. 2.19 Siebengliedrige kinematische Ketten I bis IX (Hain 1965)

Das Aussehen der Übertragungsfunktion dieses Viergelenkgetriebes, bzw. die Form der Führungsbewegung, ist dann durch die Längenverhältnisse a/d, b/d, c/d der Getriebeglieder zueinander bestimmt. Damit sind die Übertragungsfunktion und die Führungsbewegung von der Geometrie des Viergelenkgetriebes abhängig.

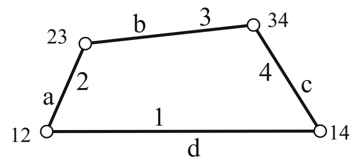


Abb. 2.20 Viergliedrige Drehgelenkkette mit Abmessungen a, b, c, d

Die verschiedenen Bewegungsmöglichkeiten des Viergelenkgetriebes werden unterschieden nach den Bewegungen, die dem Gestell benachbarte Getriebeglieder ausführen: Man unterscheidet umlaufende Glieder (Kurbeln) von zwischen zwei Grenzlagen schwingenden Gliedern, die als Schwingen bezeichnet werden. Die übrigen Glieder heißen im Allgemeinen Koppelglieder (Koppeln).

Nun sind beim viergliedrigen Drehgelenkgetriebe drei verschiedene Fälle möglich (die Gliedlängen a, b, c, d beziehen sich auf Abb. 2.20):

1. Glied a oder c läuft um $\rightarrow$ *Kurbelschwingen*, $l_{\min} = a$ bzw. c
2. Glieder a und c laufen um $\rightarrow$ *Doppelkurbeln*, $l_{\min} = d$
3. Glieder a und c nicht umlauffähig, b umlauffähig $\rightarrow$ *umlauffähige Doppelschwingen*, $l_{\min} = b$

Welcher Typ von Viergelenkgetriebe im Einzelnen vorliegt, kann mit dem nachfolgenden Satz und der Kenntnis, welches Glied Gestell ist, unterschieden werden (VDI 2145 1980).

Satz von Grashof
Ein Viergelenkgetriebe hat mindestens ein umlauffähiges Glied, wenn

$$l_{\min} + l_{\max} < l' + l'' \qquad (2.14)$$

gilt, dabei sind $l_{\min}$ und $l_{\max}$ die Längen des kürzesten bzw. längsten Getriebeglieds und l', l'' die Längen der zwei restlichen Glieder.

Bei einem Viergelenkgetriebe ist kein Glied umlauffähig, wenn

$$l_{\min} + l_{\max} > l' + l'' \qquad (2.15)$$

gilt. Solche Viergelenkgetriebe werden als *Totalschwingen* bezeichnet.

Mit

$$l_{\min} + l_{\max} = l' + l'' \qquad (2.16)$$

sind durchschlagende Getriebe mit sog. Verzweigungslagen gekennzeichnet, bei denen in mindestens einer Stellung alle Glieder und Gelenke auf einer Geraden liegen, z. B. beim

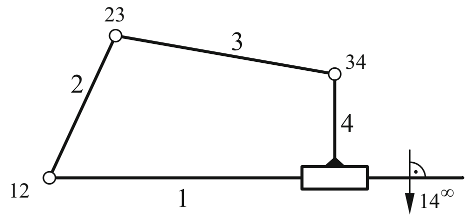


Abb. 2.21 Viergliedrige Schubkurbelkette

Parallelkurbelgetriebe nach Abb. 2.22. In einer Verzweigungslage kann das Parallelkurbelgetriebe zum *Antiparallel-* bzw. *Zwillingskurbelgetriebe* durchschlagen.

Anhand der Abb. 2.24 lässt sich entscheiden, welcher Typ eines viergliedrigen Drehgelenkgetriebes bei gegebenen Abmessungen und nach Wahl des Gestellgliedes vorliegt.

Einige dieser Viergelenkgetriebe sind in Abb. 2.25 zusammengestellt (Volmer 1995).

Aus der viergliedrigen Schubkurbelkette mit Schubglied 4 nach Abb. 2.21 ist zunächst einmal das bekannte *Schubkurbelgetriebe* (Schubkurbel) ableitbar, sofern Glied 1 zum Gestell erklärt wird, Abb. 2.23.

Das Schubkurbelgetriebe mit Schubgelenk entsteht aus dem Viergelenkgetriebe mit Drehgelenken, wenn der Punkt B_0 ins Unendliche rückt (Drehachse 14 im Unendlichen). Ferner lassen sich zwei Arten von Versetzungen (*Exzentrizitäten*) unterscheiden:

- *kinematische Exzentrizität* $e_k \equiv e$,
- *statische Exzentrizität* e_s.

Nur die kinematische Exzentrizität beeinflusst die Übertragungsfunktionen. Beide Exzentrizitäten sind vorzeichenbehaftet.

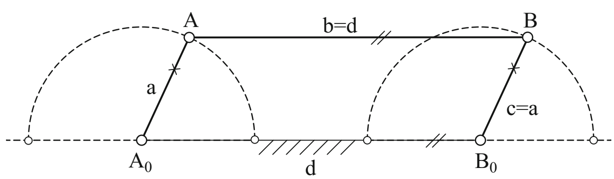


Abb. 2.22 Parallelkurbelgetriebe mit den beiden gestrichelt gezeichneten Verzweigungslagen auf der Gestellgeraden

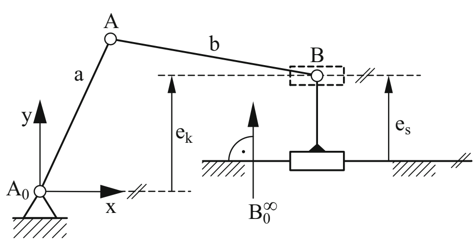


Abb. 2.23 Schubkurbelgetriebe mit Bezeichnungen

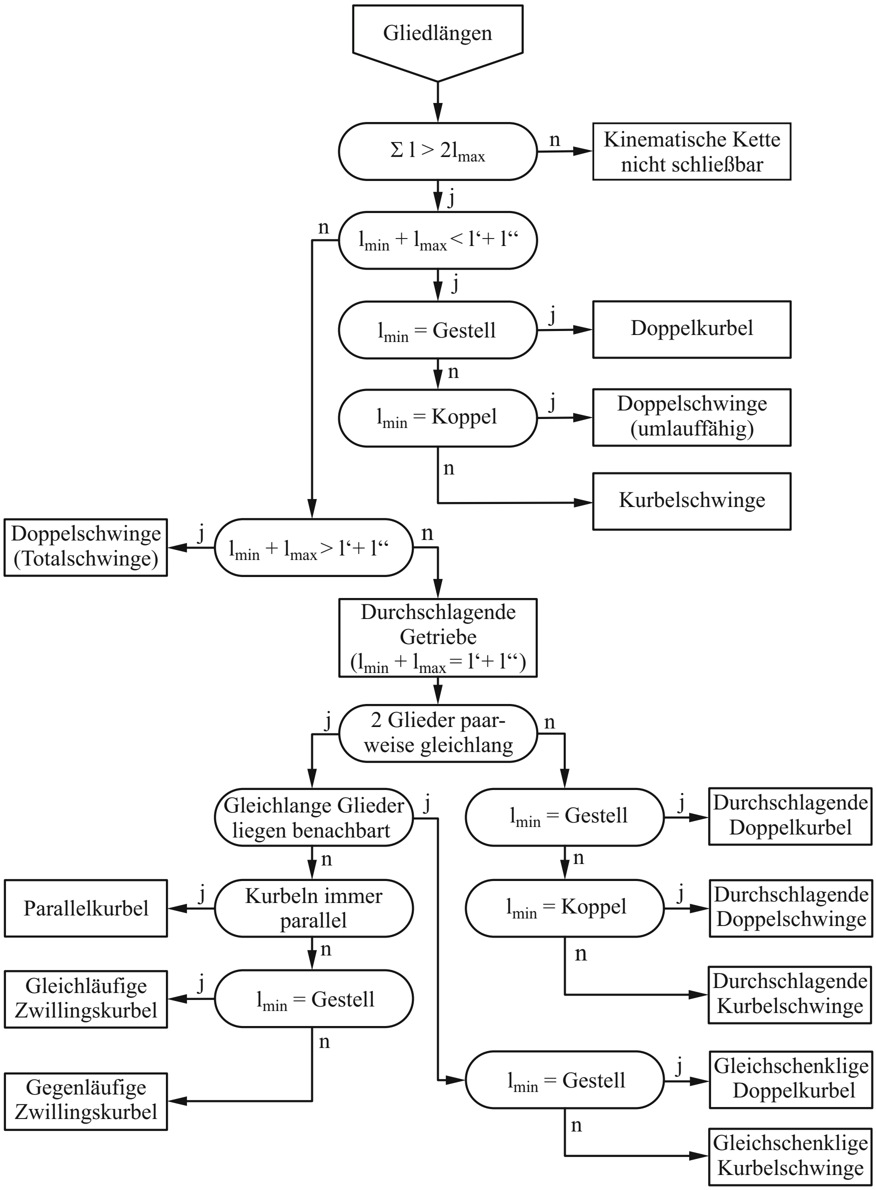


Abb. 2.24 Programmablaufplan zur Bestimmung von viergliedrigen Drehgelenkgetrieben (j = ja, n = nein)

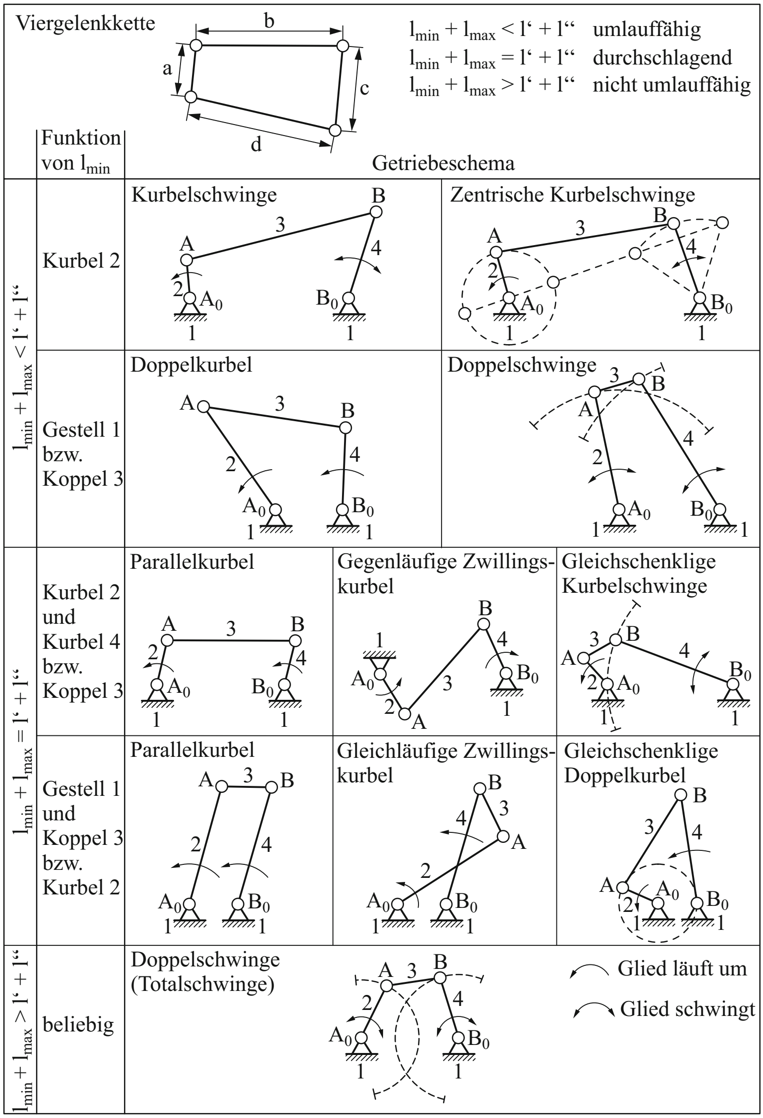


Abb. 2.25 Getriebe der viergliedrigen Drehgelenkkette

Wie stellt sich hier der *Satz von* GRASHOF dar?
Es ist

$$l_1 = d = \overline{A_0 B_0^\infty}, \quad l_4 = c = \overline{BB_0^\infty},$$
$$l_2 = a = \overline{A_0 A}, \quad l_3 = b = \overline{AB},$$

so dass die GRASHOF-Ungleichung für Umlauffähigkeit folgendermaßen definiert werden kann:

$$l_{\min} + l_{\max} < l' + l'' \quad \text{oder}$$
$$l_{\max} - l'' < l' - l_{\min} \quad \text{bzw.} \quad d - c < b - a,$$

d. h. alle Getriebe aus der Schubkurbelkette sind umlauffähig, sofern die Ungleichung

$$e < l' - l_{\min} \tag{2.17}$$

eingehalten wird. Es entstehen dann die Getriebe durch Gestellwechsel:

- **Schubkurbel:** Gestell = d
- **umlaufende Kurbelschleife:** Gestell = a
- **schwingende Kurbelschleife:** Gestell = b
- **Schubschwinge:** Gestell = c

Für $e = 0$ erhält man die zentrischen Ausführungen der oben genannten Getriebe.

Hinweis
Bei konstanter Schubrichtung liegt ein Schubgelenk, bei variabler Schubrichtung ein *Schleifengelenk* vor.

Die wichtigsten Getriebe der Schubkurbelkette sind in Abb. 2.26 aufgeführt (Volmer 1995). Es ist durchweg $e_k = e_s = e$ gesetzt worden.

Die Getriebe der Kreuzschubkurbel- und Schubschleifenkette haben zwei Schub- oder Schleifengelenke. Bei ersteren gibt es eine endliche Gliedlänge und den Kreuzungswinkel der beiden Schubrichtungen, Abb. 2.27 (Volmer 1995); bei letzteren ist charakteristisch, dass zwei Exzentrizitäten existieren und jedes Getriebeglied je ein Dreh- und ein Schubgelenkelement aufweist. Die Getriebe der Schubschleifenkette lassen keine Umlaufbewegung eines Glieds zu.

Koppelkurven
Die Koppelkurven der Viergelenkgetriebe sind vielgestaltig und werden für Führungsaufgaben herangezogen. Unter Koppelkurve versteht man definitionsgemäß entsprechend Abschn. 2.1.2 die Bahnkurve eines beliebigen Punktes (oft mit C bezeichnet) f(x,y) = 0 in der x-y-Ebene des Getriebes. Einige Beispiele zeigen die Abb. 2.28 bis 2.33, wobei die Koppelkurven nicht unbedingt maßstäblich gezeichnet sind.

In Abb. 2.33 ist ein sechsgliedriges sog. *Rastgetriebe* dargestellt (Rast = Stillstand). Die Rast der Schwinge D_0D wird durch Ausnutzen eines Teils der Koppelkurve des Punktes C

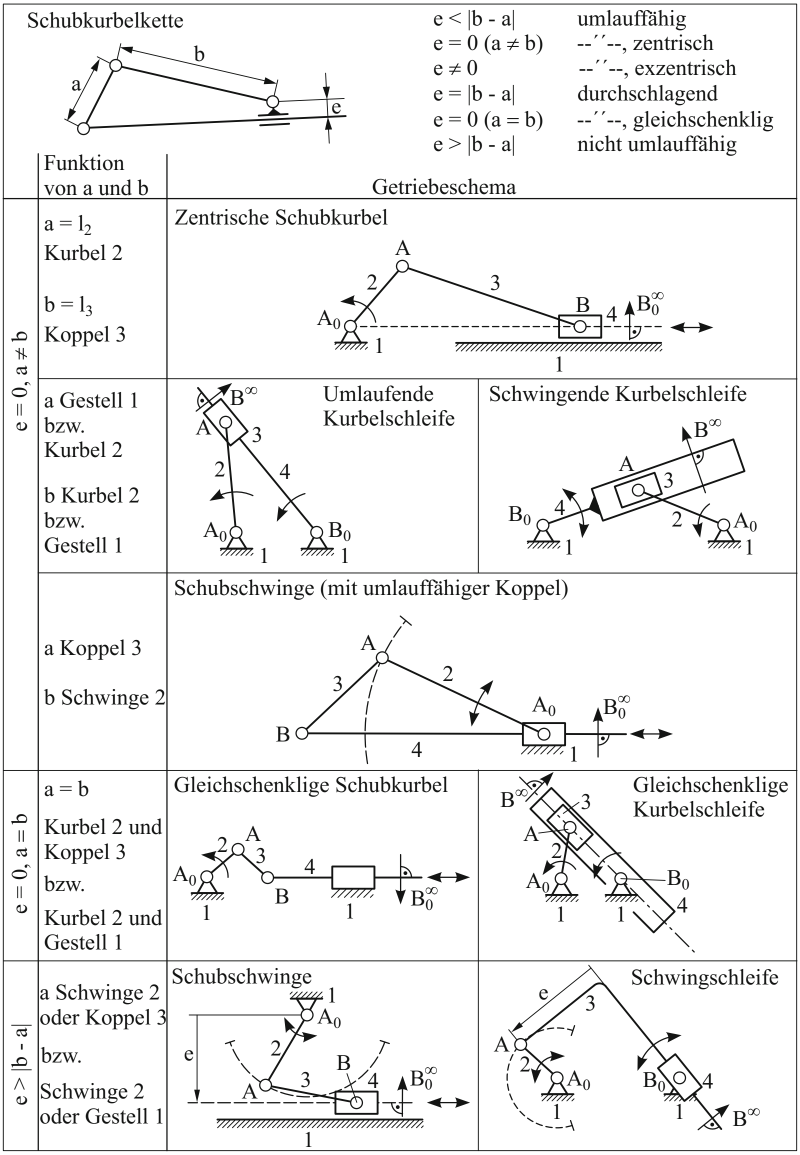


Abb. 2.26 Getriebe der viergliedrigen Schubkurbelkette

(stark ausgezogener Teil) des Viergelenkgetriebes A_0ABB_0 erzeugt. Beim Durchlaufen dieses Teils kommt der Punkt D des *Zweischlags* D_0DC zum Stillstand, weil die Länge CD mit dem *Krümmungsradius* weitgehend übereinstimmt. Da D mit dem *Krümmungsmittelpunkt* C_0 von C zusammenfällt, wird die Drehung des Glieds CD um C_0 erzwungen, während die Schwinge D_0D angenähert in Ruhe bleibt.

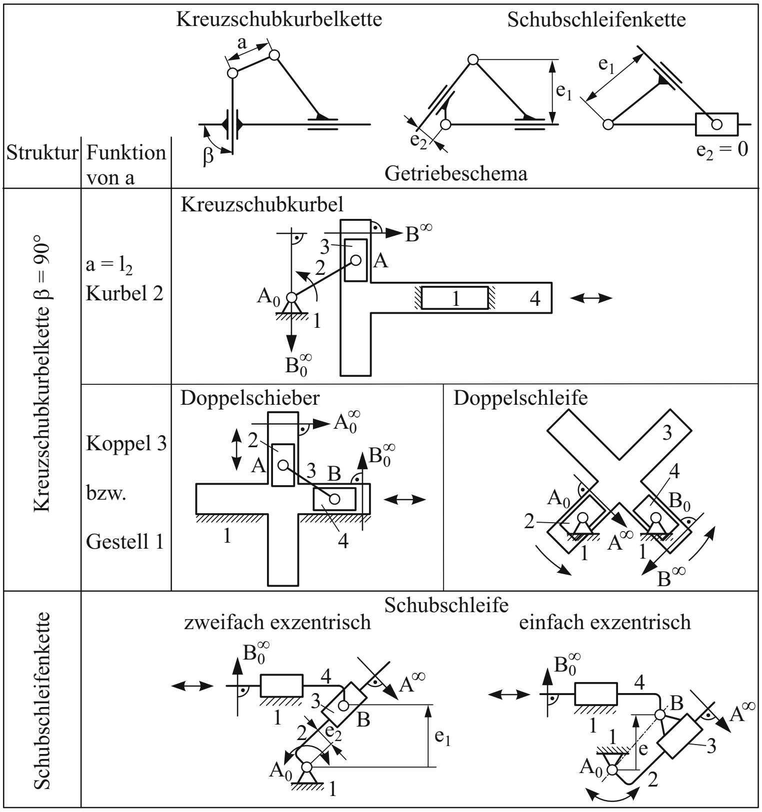


Abb. 2.27 Getriebe der viergliedrigen Kreuzschubkurbel- und Schubschleifenkette

Abb. 2.28 Koppelkurven der Kurbelschwinge

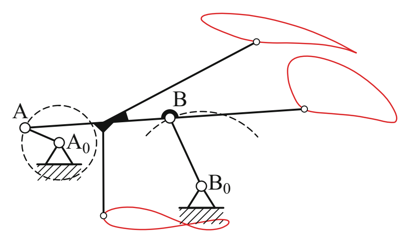
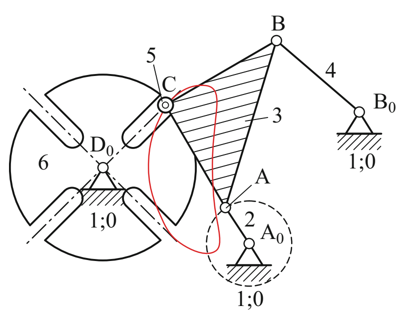


Abb. 2.29 Sechsgliedriges Getriebe: Koppelkurvengesteuertes Malteserkreuzgetriebe (Stillstandsicherung nicht eingezeichnet)



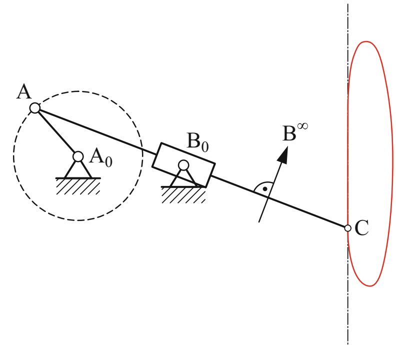


Abb. 2.30 Schwingende Kurbelschleife mit angenäherter Geradführung des Punktes C (Konchoidenlenker)

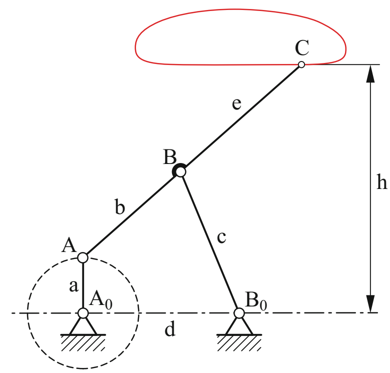


Abb. 2.31 Angenäherte Geradführung nach HOECKEN (Dizioğlu 1965 und Dizioğlu 1967): $a = 1$; $b = c = e = 2{,}5$; $d = 2$; $h = 4$ Längeneinheiten

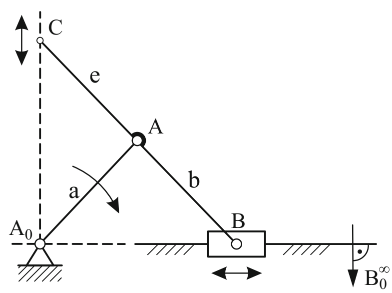


Abb. 2.32 Exakte Geradführung mit einem Schubkurbelgetriebe für $a = b = e$

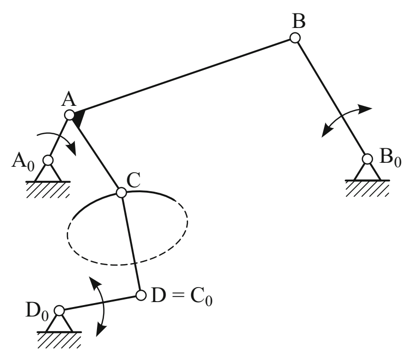


Abb. 2.33 Sechsgliedriges Rastgetriebe

2.4.2.2 Kurvengetriebe

Kurvengetriebe haben mindestens ein Kurvengelenk (HEP mit $f = 2$) und bestehen aus mindestens drei Gliedern. In Abb. 2.34 ist die aus der einfachsten kinematischen Kette mit drei Gliedern (Abb. 2.14a) ableitbare Grundform (Kurvenkette) eines dreigliedrigen Kurvengetriebes mit *Kurvenglied*, *Eingriffsglied* und *Steg* skizziert, aus dem sich durch die Wahl des Stegs zum Gestell 1 die beiden Standardfälle des Kurven-Übertragungsgetriebes ergeben: Kurvengetriebe mit Abtriebs(schwing)hebel und Kurvengetriebe mit Abtriebsschieber. Im Eingriffsglied 3 ist sehr oft eine drehbar gelagerte Rolle ($f_{id} = 1$) als unmittelbares Abtastorgan des Kurvenprofils gelagert, um die Übertragungseigenschaften im Kurvengelenk zu verbessern. Die Rolle erhält dann meistens eine eigene Gliednummer.

Durch Variation der beiden verbleibenden NEP (Dreh- und Schubgelenke) und durch *Gestellwechsel* erhält man systematisch alle Bauformen dreigliedriger Kurvengetriebe, Abb. 2.35.

Jedem Punkt K des Kurvenprofils, der momentan das Kurvengelenk mit der Abtastrolle bildet, ist ein *Krümmungsmittelpunkt* K_0 auf der Normalen n zugeordnet, Abb. 2.36. Verbindet man K_0 mit dem Rollenmittelpunkt B durch ein fiktives binäres Glied, so erhält man das für die skizzierte Lage gültige *Ersatzgelenkgetriebe*. Für das Getriebe mit *Rollenhebel* ergibt sich ein viergliedriges Drehgelenkgetriebe $A_0K_0(A)BB_0$, für das Getriebe mit *Rollenstößel* ein viergliedriges Schubkurbelgetriebe $A_0K_0(A)BB_0^{\infty}$. Die Abmessungen des Ersatzgelenkgetriebes ändern sich mit jeder neuen Stellung des Kurvengetriebes, die jeweiligen Kinematik-Gleichungen sind jedoch bis zur Beschleunigungsstufe äquivalent.

Durch eine geeignete Profilgebung des Kurvengliedes kann fast jede gewünschte Getriebefunktion $\psi(\varphi)$ (Rollenhebel) bzw. $s(\varphi)$ (Rollenstößel) verwirklicht werden. Eine komplette Auslegung von Kurvengetrieben ist mit Hilfe von (VDI 2142, Bl. 1 1994, VDI 2142, Bl. 2 2011, VDI 2143, Bl. 1 1980 und VDI 2143, Bl. 2 1987) möglich.

Der Kontakt im Kurvengelenk zwischen Kurven- und Eingriffsglied (Zwanglaufsicherung) wird entweder kraftschlüssig oder formschlüssig aufrechterhalten, Abb. 2.37.

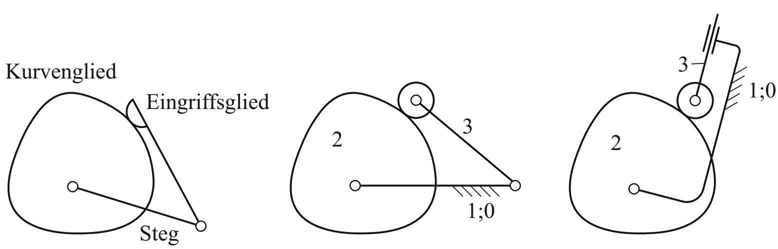


Abb. 2.34 Grundform und Standardfälle des dreigliedrigen Kurvengetriebes (Volmer 1989)

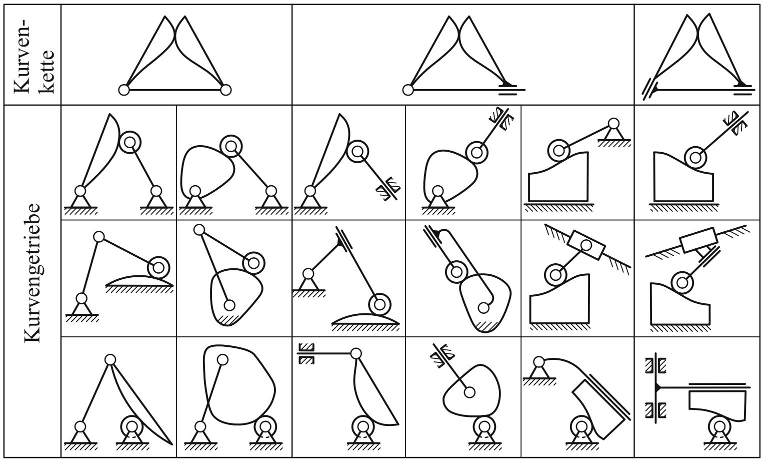


Abb. 2.35 Systematik der dreigliedrigen Kurvengetriebe (Volmer 1989)

Abb. 2.36 Kurvengetriebe und zugeordnete Ersatzgelenkgetriebe

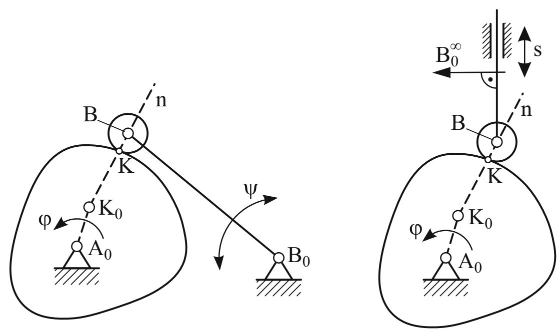
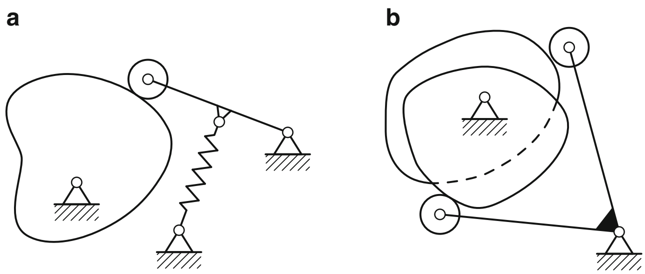


Abb. 2.37 Zwanglaufsicherung durch **a** Kraftschluss oder **b** Formschluss (VDI 2142, Bl. 1 1994)



2.4.3 Räumliche Getriebe

Räumliche Getriebe oder Raumgetriebe sind dadurch gekennzeichnet, dass sie *Drehachsen* haben, die sich kreuzen und denen auch eine Schubbewegung überlagert sein kann, siehe Kap. 9. Sonderfälle sind die sphärischen Getriebe, deren Drehachsen sich in einem Punkt schneiden.

Ein wichtiges technisches Anwendungsgebiet der Raumgetriebe und ihrer Sonderfälle tut sich für *Wellenkupplungen* auf als Übertragungsgetriebe zur Weiterleitung von Drehungen zwischen zwei im Gestell gelagerten Wellen, Abb. 2.38. An- und Abtriebswelle dürfen dabei eine beliebige Lage im Raum zueinander einnehmen, d. h. sie dürfen sich kreuzen. Normalerweise sind räumliche Wellenkupplungen ungleichmäßig übersetzend, sie können jedoch auch mit konstanter Übersetzung ausgelegt werden (*Gleichgangkupplungen*) (Duditza 1971).

Beträgt beispielsweise der Getriebefreiheitsgrad $F = 1$, so liefert die *Zwanglaufgleichung* (2.11)

$$\sum_{i=1}^{g} (f_i) = 6\,(g-n) + 7. \tag{2.18}$$

Für Getriebe mit gleicher Glieder- und Gelenkzahl, z. B. $g = n = 4$, lässt sich die Summe 7 der Gelenkfreiheiten auf verschiedene Weise aufteilen, z. B. entsprechend Abb. 2.39.

Während Fall 2 der *Wellenkupplung* der Abb. 2.38a entspricht, zeigt Abb. 2.40 das konstruktiv ausgeführte Getriebe im Fall 3 mit einer Dreh-Schub-Abtriebsbewegung.

Ein Beispiel eines sphärischen Getriebes als Sonderfall stellt das *Kreuzgelenk* oder *Kardangelenk* mit $f = 2$ dar (Abb. 2.41).

Die Übertragungsfunktion der Drehung von Welle 2 auf Welle 4 lautet

$$\tan\psi = \frac{\tan\varphi}{\cos\lambda}. \tag{2.19}$$

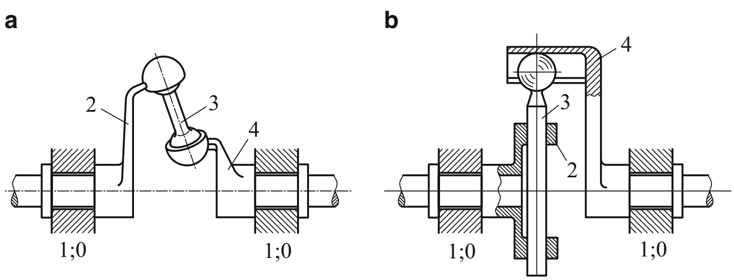


Abb. 2.38 Zwei Wellenkupplungen als viergliedrige Raumgetriebe mit $f_{id} = 1$ (Glied 3) (Beyer 1963)

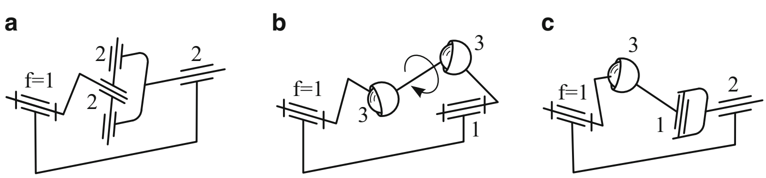


Abb. 2.39 Drei Raumgetriebe mit vier Gliedern und vier Gelenken (Volmer 1995): **a** Fall 1: $\Sigma f = 1{+}2{+}2{+}2 = 7$; **b** Fall 2: $\Sigma f = 1{+}3{+}3{-}f_{id}{+}1 = 7$ mit $f_{id} = 1$; **c** Fall 3: $\Sigma f = 1{+}3{+}1{+}2 = 7$

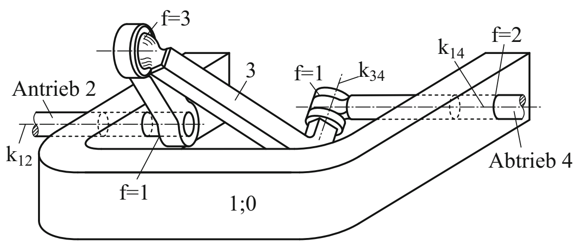


Abb. 2.40 Viergliedriges Raumkurbelgetriebe (Beyer 1963): Kurbel 2, Koppel 3, Drehschieber 4, Gestell 1, Bewegungsachsen k_{ij}

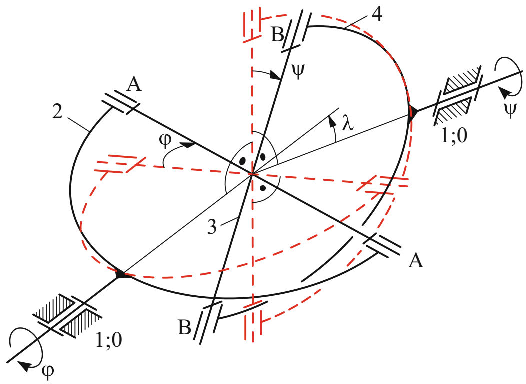


Abb. 2.41 Kreuz- oder Kardangelenk (Volmer 1995)

Dies bedeutet also eine ungleichmäßige Übersetzung. Hierbei ist λ der *Kreuzungswinkel* zwischen An- und Abtriebswelle.

Die Ungleichmäßigkeit der Drehung kann durch eine passende Hintereinanderschaltung zweier Kreuzgelenke eliminiert werden (Volmer 1995).

2.5 Übungsaufgaben

Die Aufgabenstellungen und die Lösungen zu den Übungsaufgaben dieses Kapitels finden Sie auf den Internetseiten des Instituts für Getriebetechnik und Maschinendynamik der RWTH Aachen.

http://www.igm.rwth-aachen.de/index.php?id=aufgaben

Aufgabe 2.1
Gelenke: Freiheitsgrad

Aufgabe 2.2
Räumliche Getriebe: Freiheitsgrad

Aufgabe 2.3
Wellenkupplung: Freiheitsgrad

Aufgabe 2.4
Wellenkupplung: Freiheitsgrad

Aufgabe 2.5
Wellenkupplung: Freiheitsgrad

Aufgabe 2.6
Summen- bzw. Differentialgetriebe: Getriebeaufbau, Gelenk- und Getriebefreiheitsgrad, Struktursystematik

Aufgabe 2.7
OLDHAM-Kupplung: Kinematisches Schema

Aufgabe 2.8
2-Zylinder-V-Kompressor: Kinematische Kette, kinematisches Schema, Freiheitsgrad

http://www.igm.rwth-aachen.de/index.php?id=loesungen

Literatur

Beyer, R.: Technische Raumkinematik. Springer, Berlin/Göttingen/Heidelberg (1963). DMG-Lib ID: 3979009

Dittrich, G.: Vergleich von ebenen, sphärischen und räumlichen Getrieben. In: VDI-Ber. Nr. 140. S. 25–34. (1970). DMG-Lib 2228009: 2228009

Dittrich, G.: Systematik der Bewegungsaufgaben und grundsätzliche Lösungsmöglichkeiten. In: VDI-Ber. Nr. 576. S. 1–20. (1985). DMG-Lib ID: 1610009

Dizioğlu, B.: Getriebelehre. Bd. 1: Grundlagen. Vieweg, Braunschweig (1965)

Dizioğlu, B.: Getriebelehre. Bd. 2: Maßbestimmung. Vieweg, Braunschweig (1967)

Duditza, F.: Querbewegliche Kupplungen. Antriebstechnik. **10**(11), 409–419 (1971)

Feldhusen, J., Grote, K.-H. (Hrsg.): DUBBEL – Taschenbuch für den Maschinenbau. 24. Aufl. Springer, Berlin (2014). S. G167–G177

Hain, K.: Getriebesystematik. Beitrag Nr. BW 881 des VDI-Bildungswerks Düsseldorf (1965). DMG-Lib ID: 2313009

VDI (Hrsg.): VDI Richtlinie 2142, Bl. 1: Auslegung ebener Kurvengetriebe – Grundlagen, Profilberechnung und Konstruktion. Beuth-Verlag, Berlin (1994). überprüft und bestätigt (2002)

VDI (Hrsg.): VDI-Richtlinie 2142, Bl. 2: Auslegung ebener Kurvengetriebe – Berechnungsmodule für Kurven- und Koppelgetriebe. Beuth-Verlag, Berlin (2011), Berichtigung (2014)

VDI (Hrsg.): VDI-Richtlinie 2143, Bl. 1: Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe – Theoretische Grundlagen. Beuth-Verlag, Berlin (1980), überprüft und bestätigt (2002)

VDI (Hrsg.): VDI-Richtlinie 2143, Bl. 2: Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe – Praktische Anwendung. Beuth-Verlag, Berlin (1987), überprüft und bestätigt (2002)

VDI (Hrsg.): VDI-Richtlinie 2145: Ebene viergliedrige Getriebe mit Dreh- und Schubgelenken; Begriffserklärungen und Systematik. Beuth-Verlag, Berlin (1980), überprüft und bestätigt (2012)

Volmer, J. (Hrsg.): Getriebetechnik – Lehrbuch. 5. Aufl. VEB Verlag Technik, Berlin (1987)

Volmer, J. (Hrsg.): Getriebetechnik – Kurvengetriebe. 2. Aufl. Hüthig, Heidelberg (1989). DMG-Lib ID: 104009

Volmer, J. (Hrsg.): Getriebetechnik – Grundlagen. 2. Aufl. Verlag Technik, Berlin/München (1995). DMG-Lib ID: 102009

http://www.springer.com/978-3-658-10056-8

Getriebetechnik
Grundlagen, Entwicklung und Anwendung
ungleichmäßig übersetzender Getriebe
Kerle, H.; Corves, B.J.; Hüsing, M.
2015, XV, 297 S. 285 Abb. in Farbe. Mit zahlreichen
Praxisbeispielen und Lösungen., Softcover
ISBN: 978-3-658-10056-8