

# Koppelgetriebe

## Inhalt

### 1 Einleitung und Definitionen

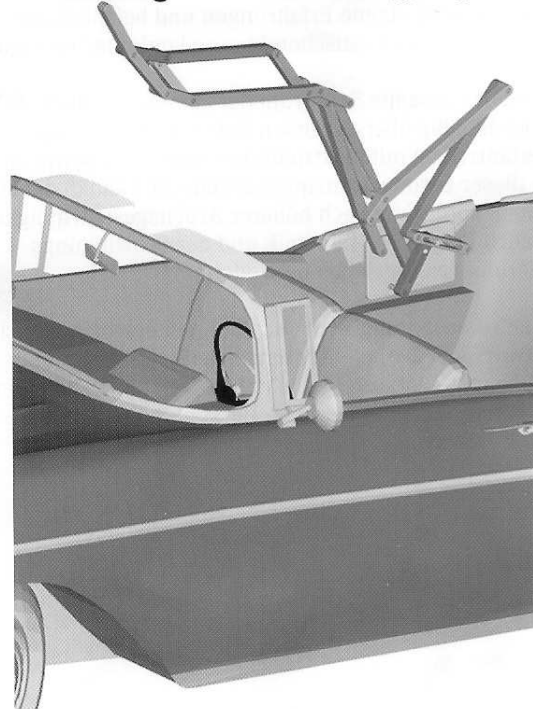
### 2 Getriebeaufbau

- 2.1 Gelenke
- 2.2 Getriebeglieder
- 2.3 Kinematische Kette
- 2.4 Getriebebildung
- 2.5 Getriebefreiheitsgrad
- 2.6 Beispiele von einfachen Gelenken und Getrieben

### 3 Einfache Koppelgetriebe

- 3.1 Satz von Grashof
- 3.2 Totlagen (Umkehrlagen)
  - 3.2.1 Schubkurbel
  - 3.2.2 Kurbelschwinge
- 3.3 Schubstangenverhältnis
- 3.4 Übertragungswinkel
- 3.5 Koppelkurven
  - 3.5.1 Definition
  - 3.5.2 Graphische Erzeugung
  - 3.5.3 Geradführung
  - 3.5.4 Beispiele
- 3.6 Kinematik von Koppelgetrieben
  - 3.6.1 Kinematische Grundlagen
  - 3.6.2 Graphische Ermittlung
    - 3.6.2.1 Geschwindigkeiten
    - 3.6.2.2 Beschleunigungen

### Problemlösungen in der Bewegungstechnik



### 4 Übungsbeispiele

### 5 Literatur

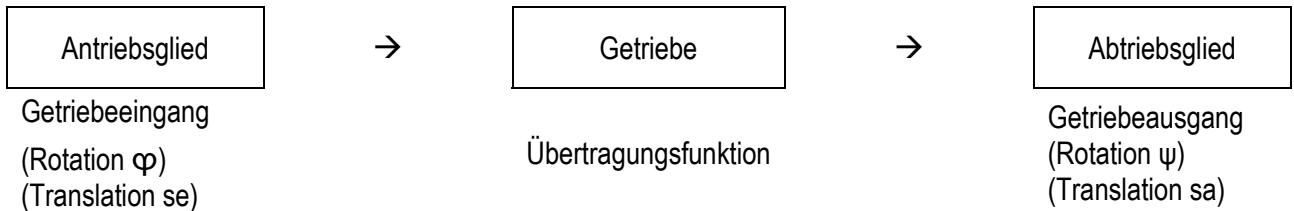
Prof. Dr. Schlenzka 3. Auflage 2004/2005

- nur zum Gebrauch in der Vorlesung und Übung, sonst Quellen benutzen -  
Überarbeitete Version :-)

## 1 Einleitung und Definitionen

**Getriebelehre:** Lehre von den Bewegungen der Maschinenteile

**Getriebe:** Einrichtung zum Umformen einer gegebenen Bewegung in eine gewünschte Bewegung.



Die Übertragungsfunktion stellt den gesetzmäßigen Zusammenhang zwischen Antrieb und Abtrieb dar. Sie ist abhängig von den Abmessungen der Getriebeglieder.

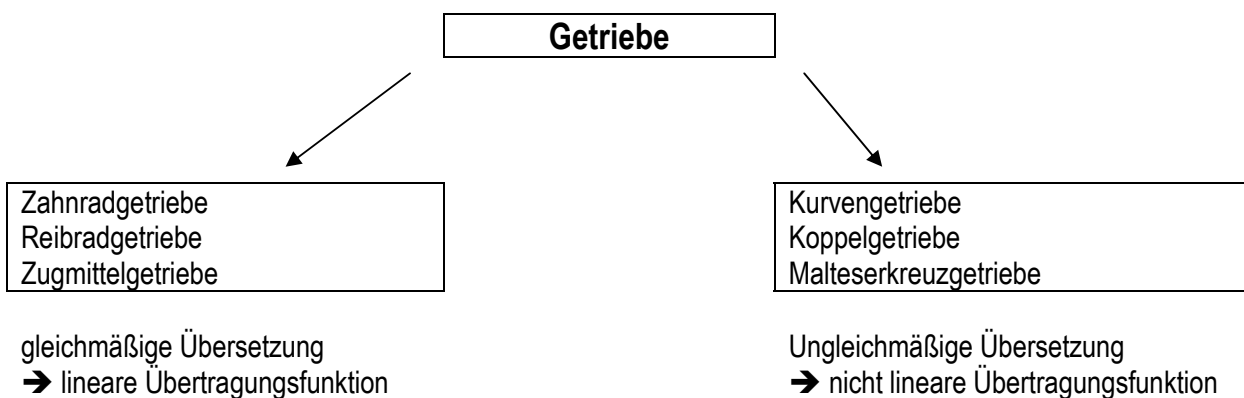
Die Getriebelehre wird in 3 **Aufgabengebiete** unterteilt:

**Getriebesystematik:** Aufbaulehre, behandelt den strukturellen Aufbau und die Aufbauelemente der Getriebe.

**Getriebeanalyse:** Untersuchung vorhandener Getriebe hinsichtlich der auftretenden Bewegungen und der wirkenden Kräfte.

**Getriebesynthese:** Entwicklung von Getrieben aus bekannten Aufbauelementen für vorgegebene Bewegungsforderungen.

### Einteilung der Getriebe



Gleichförmig übersetzende Getriebe haben eine **lineare** Übertragungsfunktion

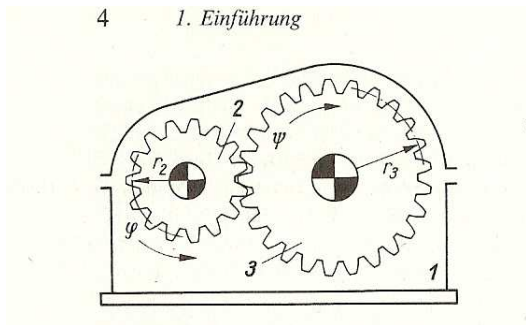


Bild 1.1: Zahnradgetriebe. (Rotation in Rotation)

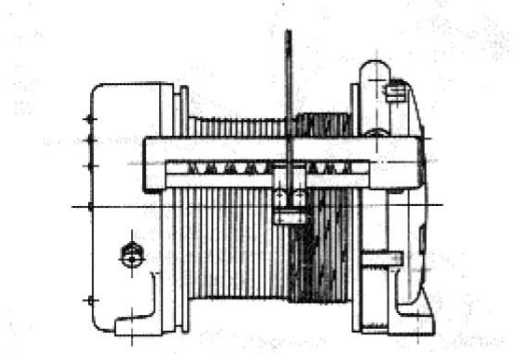
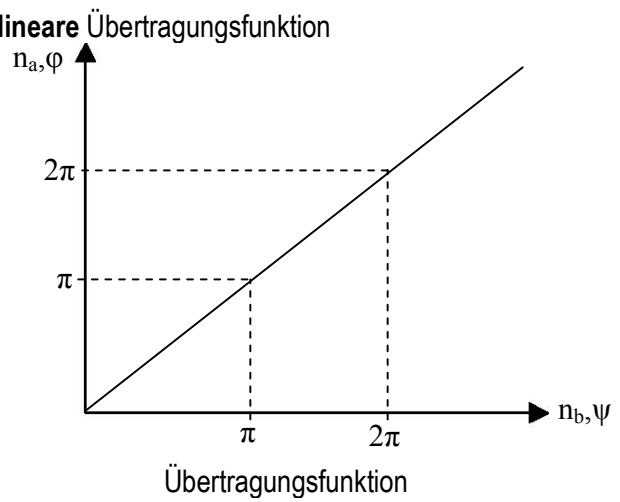
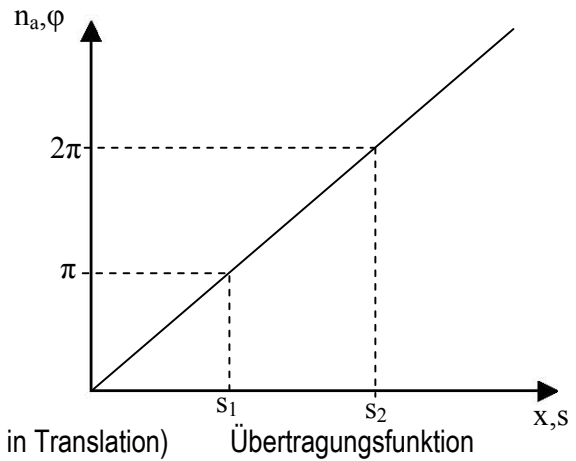


Bild 1.2: Seilaufspulvorrichtung einer Winde (Rotation in Translation)



Ungleichmäßig übersetzende Getriebe haben eine **nichtlineare** Übertragungsfunktion.

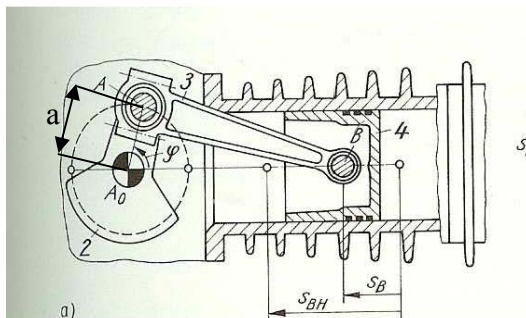
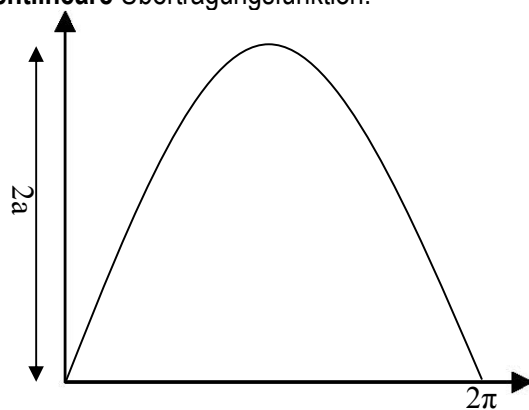
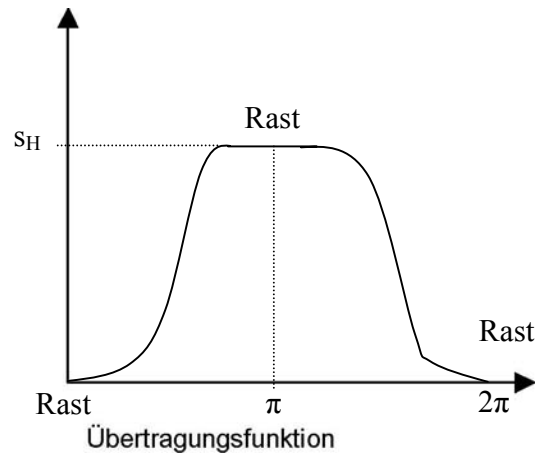
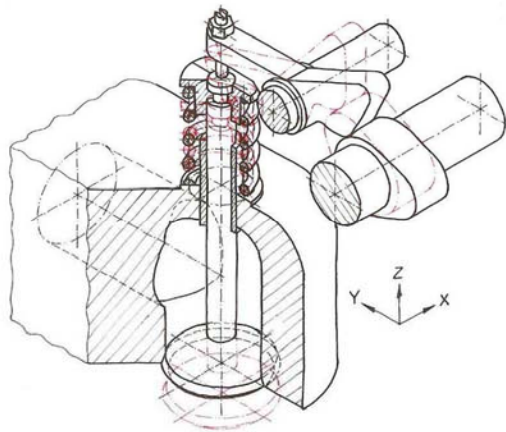


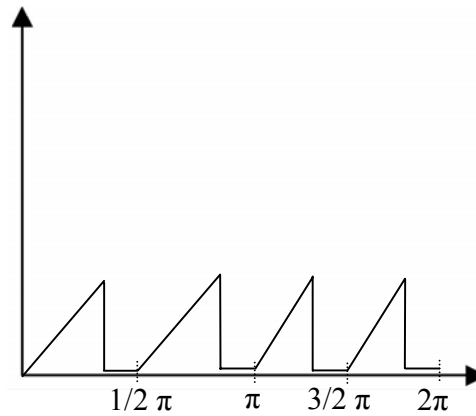
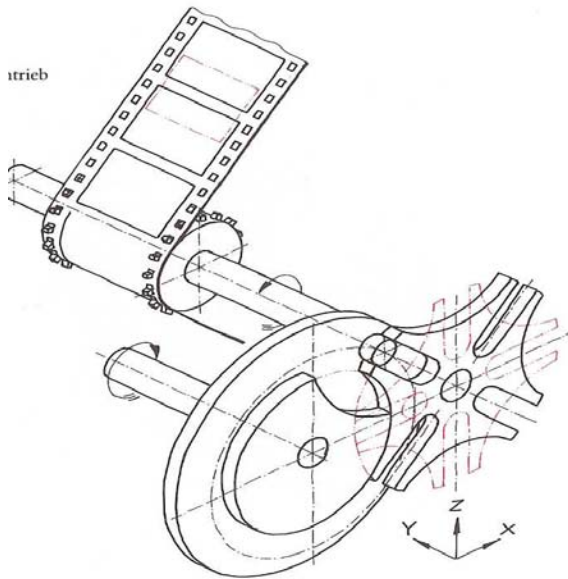
Bild 1.3 : Schubkurbelgetriebe als Antrieb eines Kolbenverdichters: Übertragungsfunktion  
Rotation der Kurbelwelle in eine nichtlineare hin- und hergehende Schubbewegung des Kolbens.





**Bild 1.4:** Rotation der Nockenwelle wird umgesetzt in eine nichtlineare hin- und hergehende Schub-  
bewegung des Ventils (Kurvengetriebe)

Eine weitere wichtige Gruppe der ungleichförmig übersetzenden Getriebe sind die Malteserkreuzgetriebe oder Schrittgetriebe. Eine kontinuierliche Drehbewegung des Antriebes in eine Rast in Rast Drehbewegung des Abtriebsgliedes umgeformt.

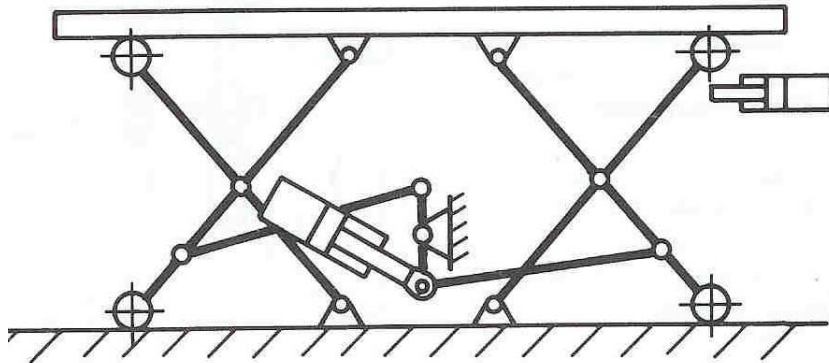


Übertragungsfunktion

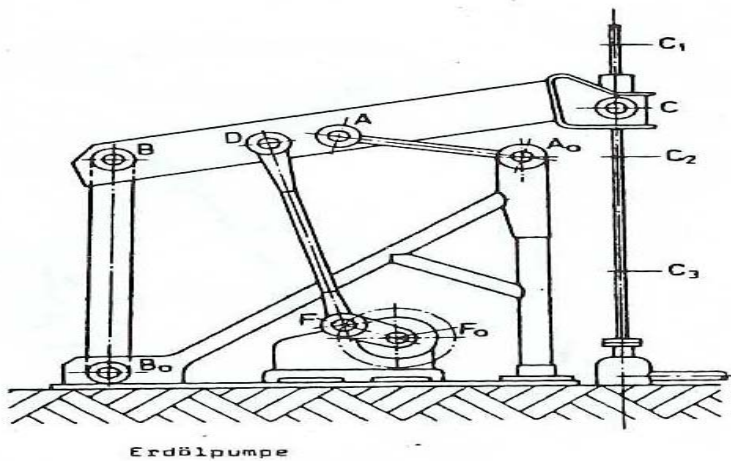
**Bild 1.5:** Malteserkreuzgetriebe oder Schrittgetriebe

Zu den nicht gleichförmig übersetzenden Getrieben gehören weiterhin die **Führungsgetriebe** oder Positioniergetriebe. Dies sind Getriebe bei denen ein Glied so geführt wird, dass es bestimmte Lagen einnimmt bzw. dass Punkte des Getriebegliedes eine bestimmte Bahn (Führungsbahn oder **Koppelkurve**) beschreibt.

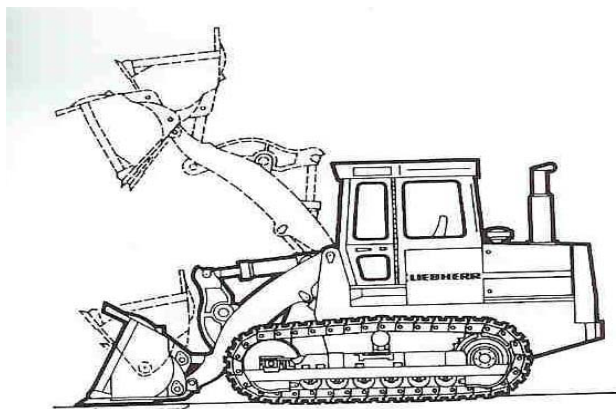
Die beweglichen Glieder werden entsprechend ihrer Funktion als **führende** oder **geführte** Glieder bezeichnet. Der Begriff Übertragungsfunktion wird bei Führungsgetrieben nicht benutzt.



**Bild 1.6: Doppelscherenkonstruktion einer Hebebühne:**  
 Der Gleichlauf beider Scheren sowie die Umsetzung der Linearbewegung des Kolbens in eine Linearbewegung der Hebebühne wird mechanisch über ein **Koppelgetriebe** vorgenommen.



**Bild 1.6a: Geradföhrung angewendet bei einer Erdölpumpe:**  
 Die Drehbewegung des Motors wird über ein Koppelgetriebe umgesetzt in eine Schubbewegung (Linearbewegung oder Geradbewegung) an der Pumpe.



**Bild 1.7: Schaufellader mit Koppelgetriebe:**  
 Die Schubbewegung des Kolbens wird in eine Schwingbewegung der Schaufel umgesetzt.

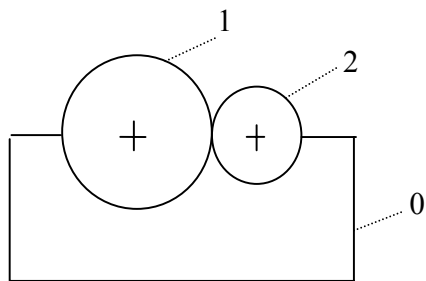
## 2 Getriebeaufbau

Getriebe lassen so genannte **Elemente** auch Getriebeglieder oder kurz Glieder zurückführen. Die Berührungstellen der Getriebeglieder oder Elemente sind die Elementenpaare oder Gelenke.

Ein Getriebe besteht aus mindestens **3 Elemente (Glieder)**, die über **Elementenpaare (Gelenke)** beweglich miteinander verbunden sind.

**Beispiele:**

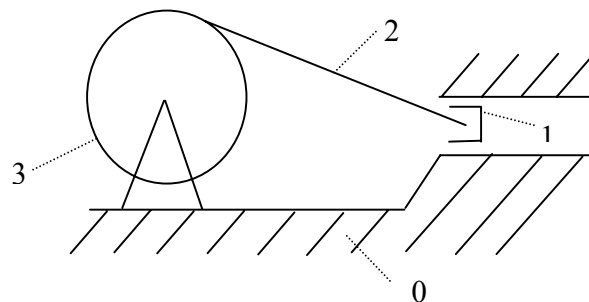
### Zahnradgetriebe



#### Elemente:

0: Gehäuse, Gestell  
1,2: Zahnräder

### Kurbeltrieb



#### Elemente:

0: Gehäuse, Gestell  
1: Kolben  
2: Pleuel (Koppel)  
3: Kurbel

### 2.1 Gelenke

Gelenke sind im weitesten Sinn bewegliche Verbindungen aller Art.

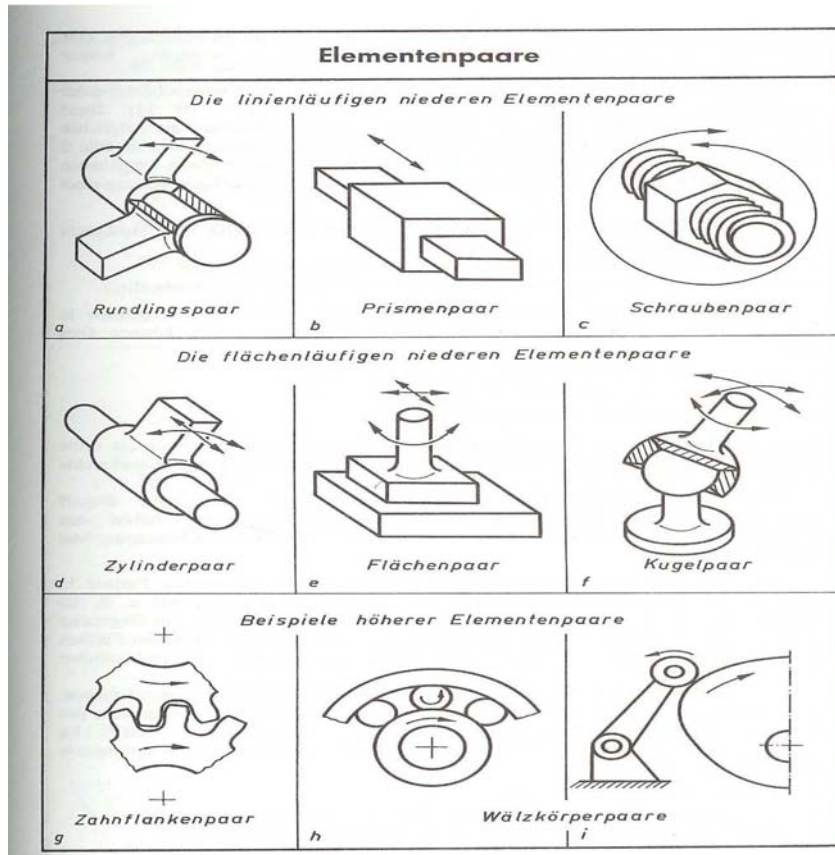
Nach der Berührung der Gelenkelemente (**Elementenpaare**) wird unterschieden zwischen:

#### **Niedere Elementenpaare NEP:**

- Flächenpressung (-berührung)
- geringe Werkstoffbeanspruchung
- Übertragung hoher Kräfte

#### **Höhere Elementenpaare: HEP**

- Linien- oder Punktberührung
- hohe Werkstoffbeanspruchung
- Übertragung geringer Kräfte



**Bild 2.1: Einteilung der Elementenpaare**

**Gelenkfreiheitsgrad f**

gibt die Anzahl der möglichen relativen Einzelbewegungen der beiden Gelenkelemente zueinander an.

Ist b die Anzahl der möglichen Bewegungen (Bewegungsgrad)

keine Verbindung (im Raum)     **b = 6**

3 Translation:  $s_x, s_y, s_z$

3 Rotation:  $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$

keine Verbindung (in der Ebene) **b = 3**

2 Translation:  $s_x, s_y$

1 Rotation:  $\varphi_x$

feste Verbindung     **b = 0**

Der maximal mögliche Freiheitsgrad  $f$  liegt

bei räumlichen Gelenken:  $f \leq 5$

bei ebenen Gelenken:  $f \leq 2$

**Unfreiheiten  $u$**

sind die durch das Gelenk verhinderten relativen Einzelbewegungen:

$$u = b - f$$

Die Verbindung zwischen den Gelenkelementen kann: **formschlüssig**, **kraftschlüssig** oder **stoffschlüssig** erfolgen.

$f = 1$			
	D Drehgelenk	S Schubgelenk	W Schraubgelenk
$f = 2$			
	DS Dreh Schubgelenk	DS Rollgleitgelenk	S <sub>2</sub> Doppelschubgelenk
$f = 3$			
	D <sub>2</sub> Kreuzgelenk	D <sub>2</sub> Kreuzgelenk	
$f = 4$			
	D <sub>2</sub> Kugelgelenk	DS <sub>2</sub> Plattengelenk	D <sub>2</sub> S Kugellillengelenk
$f = 5$			
	D <sub>2</sub> S <sub>2</sub> Zylinderflächengelenk	D <sub>3</sub> S Kugelrohrgelenk	D <sub>2</sub> S <sub>2</sub> Doppeldreh Schubgelenk
$f = 5$		<p>Als Symbole gelten D für Drehung, S für Schiebung, W für Schraubung (Windung). Ein tiefstehender Index hinter dem Buchstaben gibt die Anzahl der betreffenden Bewegungsformen für das bezeichnete Gelenk an, z.B.:</p> <p>D<sub>3</sub> Gelenk, das drei Drehungen zulässt,            DS<sub>2</sub> Gelenk, das eine Drehung und zwei Schiebungen zulässt.</p>	
	D <sub>3</sub> S <sub>2</sub> Kugel flächengelenk		

**Bild 2.2: Gelenke nach Anzahl ihrer Freiheitsgrade  $f$  bzw. Unfreiheiten  $u$  geordnet**



## 2.2 Getriebeglieder

Sind die relativ zueinander beweglichen Teile eines Getriebes, sie tragen die Gelenke. Eine Einteilung kann nach der Anzahl der vorhandenen Gelenke erfolgen:

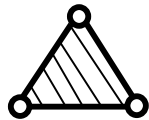
1-Gelenk-Glied (singuläres Glied)  
( keine Zwangsläufigkeit daher in Getrieben nicht vorhanden)  
Anzahl  $n_1$



2-Gelenk-Glied (binäres Glied)  
Anzahl  $n_2$

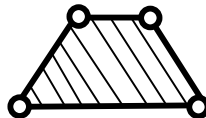


3-Gelenk-Glied (tertiäres Glied)  
Anzahl  $n_3$

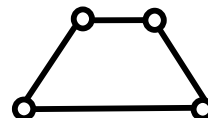


Schraffur → Getriebeglied starr

4-Gelenk-Glied (quaternäres Glied)  
Anzahl  $n_4$



≠



Gelenkviereck

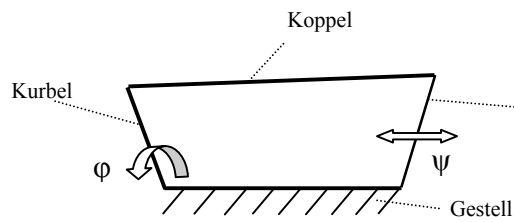
### Benennungen von Getriebegliedern :

Nach der im Getriebe ausführenden Bewegung werden die Getriebeglieder bezeichnet:

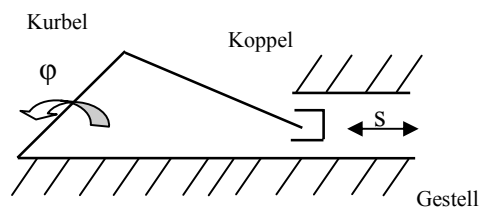
- Gestell : festes Getriebeglied
- Kurbeln: umlaufendes Getriebeglied
- Schwingen: schwingendes Getriebeglied
- Koppeln: Verbindung zwischen angetriebenem und abgetriebenem Getriebeglied

## Beispiele:

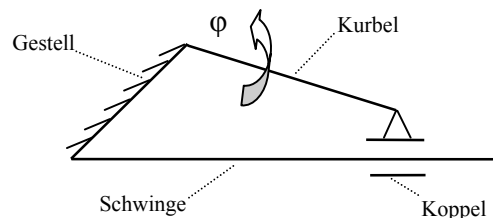
Kurbelschwinge



Schubkurbel



Kurbelschleife



Unterschied zur Schubkurbel:  
Schubgelenk ist drehbeweglich

## 2.3 Kinematische Kette

Die kinematische Kette ist die Reduktion eines Getriebes auf die einfachste Form, zur Darstellung der strukturellen Zusammenhänge in einem Getriebe.

Sie wird zur grundsätzlichen kinematischen Analyse benötigt.

Sämtliche geometrische Aspekte werden dabei vernachlässigt.

Sie besteht aus wenigstens 3 durch Gelenke verbundene Getriebeglieder.

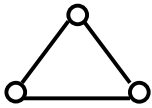
Die Überführung eines Getriebes in eine kinematische Kette ist eindeutig. Hingegen lässt sich aus einer kinematischen Kette nicht eindeutig ein Getriebe ableiten.

Die Kinematische Kette gibt Hinweise über:

- Anzahl der Gelenke und ihre Freiheitsgrade
- Anzahl der Getriebeglieder  $n$
- Getriebefreiheitsgrad  $F$

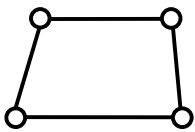
## Beispiele für kinematische Ketten

### Gelenkdreieck:



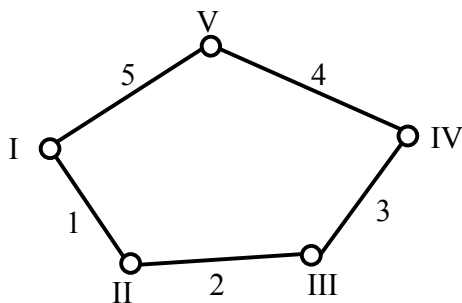
$n = 3$  Anzahl der Getriebeglieder  
 $g_1 = 3$  Anzahl der Gelenke mit Freiheitsgrad  $f = 1$   
 $F = 0$  → starr

### Gelenkviereck:



$n = 4$   
 $g_1 = 4$   
 $F = 1$  → zwangsläufig

### Gelenkfünfeck:



$n = 5$   
 $g_1 = 5$   
 $F = 2$

## 2.4 Getriebebildung

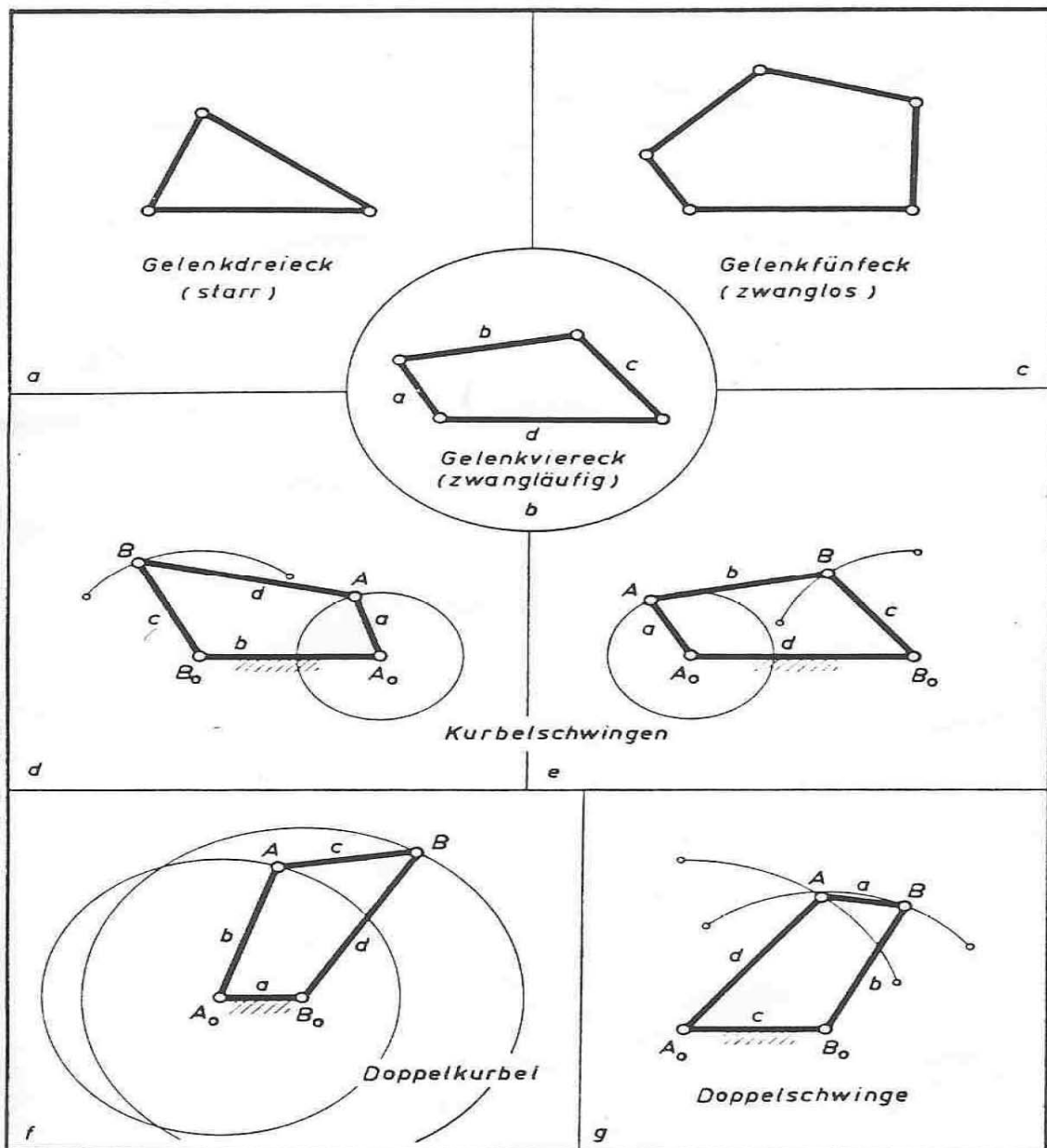
Aus einer kinematischen Kette erhält man ein Getriebe, wenn:

- ein Glied festgehalten wird und
- ein weiteres Glied angetrieben wird.

In Abhängigkeit vom angetriebenen und festgehaltenen Glied ergeben sich aus einer kinematischen Kette unterschiedliche Getriebe!

Aus der kinematischen Kette des **Gelenkvierecks** lassen sich **vier Getriebe** ableiten

Bezeichnung	a	b	c	d
Kurbelschwinge (d)	Kurbel	Gestell	Schwinge	Koppel
Kurbelschwinge (e)	Kurbel	Koppel	Schwinge	Gestell
Doppelkurbel (f)	Gestell	Kurbel	Koppel	Kurbel
Doppelschwinge (g)	Koppel	Schwinge	Gestell	Schwinge



**Bild 2.3 :** Kinematische Ketten der 3-,4- und 5-Gelenkgetriebe

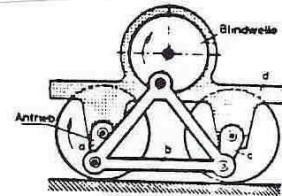
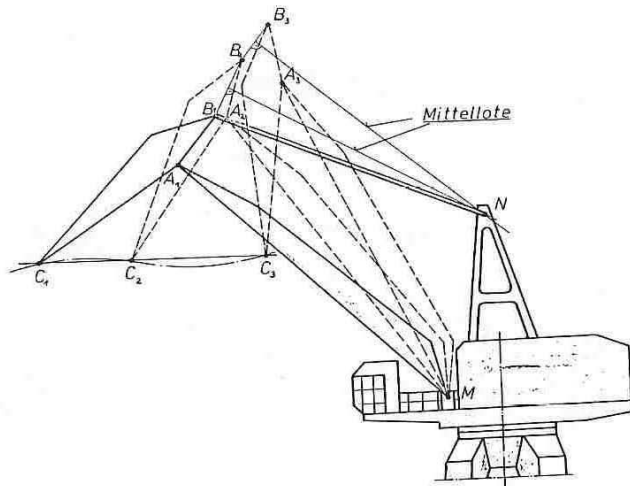


Bild 6.11: Antrieb einer Elektro-Lok. Parallelkurbel mit Blindwelle.

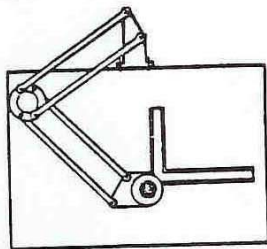
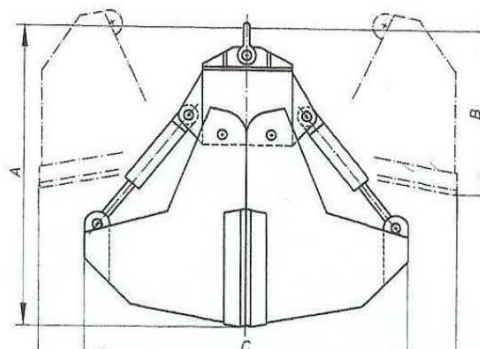
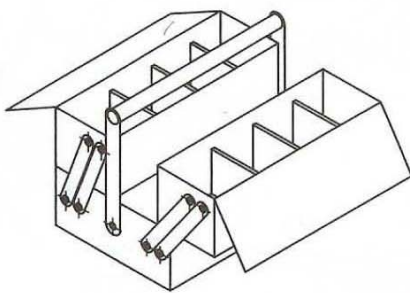
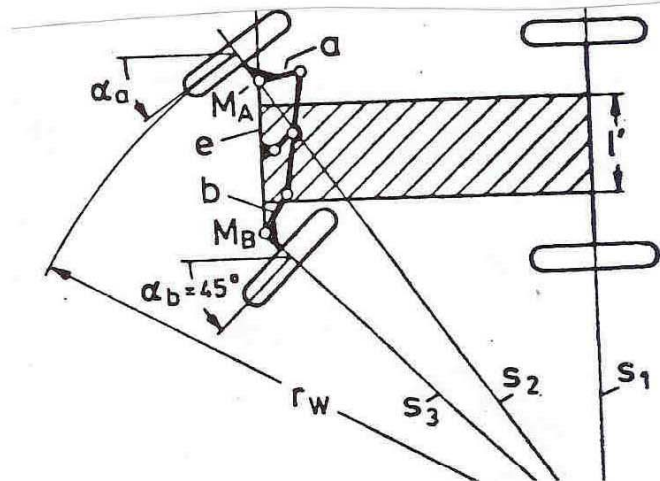


Bild 6.12: Parallelkurbeln bei einer Zeichenmaschine.



Bilder 2.4: Ausführungsformen von Viergelenkgetrieben

## 2.5 Getriebefreiheitsgrad (Laufgrad) F

Der Getriebefreiheitsgrad gibt die Anzahl der möglichen unabhängigen Bewegungen an.  
Er ist abhängig von:

- **n** Anzahl der Getriebeglieder
- **g** Anzahl der Gelenke
- **f** Anzahl der Freiheitsgrade der Gelenke
- **b** Anzahl der Freiheitsgrade der ungebundenen Getriebeglieder  
(  $b=6$  im Raum,  $b=3$  in der Ebene )

Der Getriebefreiheitsgrad F lässt sich aus der kinematischen Kette berechnen, indem von der Summe der möglichen Einzelbewegungen die Summe der Unfreiheiten der einzelnen Gelenke abgezogen wird:

$$F = b \cdot (n-1) - \sum_g b - f$$

**Zwangsläufige Getriebe** sind Getriebe mit dem Freiheitsgrad  $F=1$ . Jeder Stellung eines Gliedes ist die Stellung aller anderen Glieder eindeutig zugeordnet. In der Regel sind nur diese Getriebe praktisch brauchbar.

### Räumliche Getriebe

mit  $b = 6$

$$F = 6 \cdot (n-1) - \sum_g 6 - f$$

### Ebene Getriebe

mit  $b = 3$

$$F = 3 \cdot (n-1) - \sum_g 3 - f$$

mit:

- $g_1$  Summe der Gelenke mit einem Freiheitsgrad  $f=1$
- $g_2$  Summe der Gelenke mit zwei Freiheitsgraden  $f=2$

$$F = 3 \cdot (n-1) - 2 \cdot g_1 - g_2$$

Nur für die Ebene gültig !

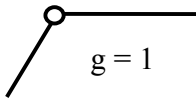
Hieraus folgt das Zwangslaufkriterium ( $F=1$ ) für ebene Getriebe:

$$0 = 3 \cdot n - 4 - 2 \cdot g_1 - g_2$$

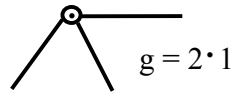
## 2.6 Beispiele von einfachen Gelenken und Getrieben

### Drehgelenk D

einfaches Drehgelenk (nur drehen)



doppeltes Drehgelenk (nur drehen)



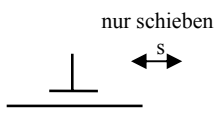
(3 Getriebeglieder, die über ein Gelenk verbunden sind)

Beispiel Viereckgetriebe

	$\left. \begin{array}{l} n = 4 \\ g_1 = 4 \\ g_2 = 0 \end{array} \right\} F = 3(4-1) - 2 \cdot 4 - 0 = 1 \rightarrow \text{zwangsläufig}$
	$\left. \begin{array}{l} n = 5 \\ g_1 = 6 \\ g_2 = 0 \end{array} \right\} F = 3(5-1) - 2 \cdot 6 - 0 = 0 \rightarrow \text{starr}$
	<p>Mit zusätzlicher Koppel (Querstrebe)</p> $\left. \begin{array}{l} n = 5 \\ g_1 = 6 \\ g_2 = 0 \end{array} \right\} F = 3(5-1) - 2 \cdot 6 - 0 = 0 \rightarrow \text{starr}$

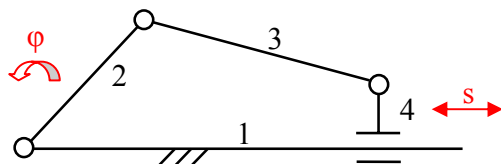
Merke: Wird in einer Kette zwischen zwei Gliedern eine Koppel eingefügt, so wird der Grad der Bewegungsfreiheit um eins erniedrigt

**Schubgelenk S** (nur schieben)  $f = 1$



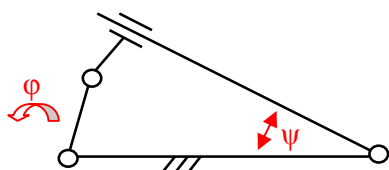
Bei konstanter Schubrichtung liegt ein Schubgelenk bei variabler Schubrichtung bezeichnet man es als Schleifengelenk.

Bsp. Schubkurbel



$$\left. \begin{array}{l} n = 4 \\ g_1 = 4 \\ g_2 = 0 \end{array} \right\} F = 1 \rightarrow \text{zwangsläufig}$$

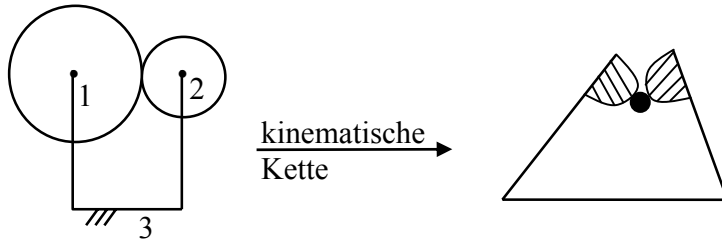
Bsp. Kurbelschleife



$$\left. \begin{array}{l} n = 4 \\ g_1 = 4 \\ g_2 = 0 \end{array} \right\} F = 1 \rightarrow \text{zwangsläufig}$$

**Wälzgelenk W** (nur wälzen)  $f = 1$

Bsp. starres Reibradgetriebe

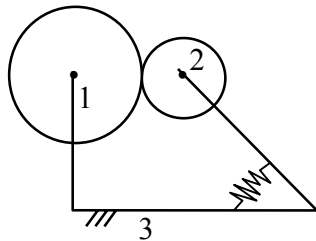


$$n = 3; g_1 = 3; g_2 = 0$$

$$F = 3(3-1) - 2 \cdot 3 = 0$$

→ starr

Bsp. zwangsläufiges Reibradgetriebe



$$n = 4; g_1 = 4; g_2 = 0$$

$$F = 3(4-1) - 2 \cdot 4 = 1$$

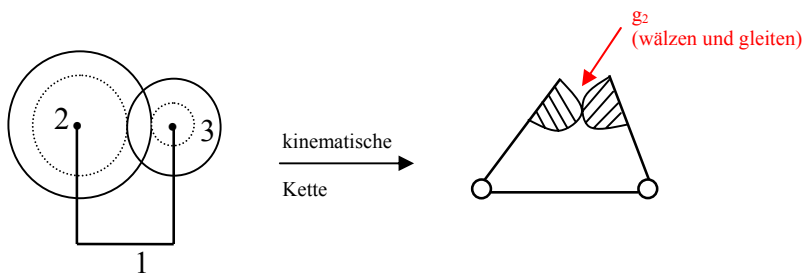
→ zwangsläufig

Übergeschlossene Getriebe (Getriebe  $F=0$ ) sind zu vermeiden!

Sie funktionieren nur unter Zusatzbedingungen z.B., dass beide Räder mit einem bestimmten Anpressdruck gegeneinander gedrückt werden.

**Gleitwälzgelenk G** (gleiten und wälzen)  $f = 2$

Bsp. Zahnradgetriebe



$$n = 3; g_1 = 2; g_2 = 1$$

$$F = 3(3-1) - 2 \cdot 2 - 1 = 1$$

→ zwangsläufig



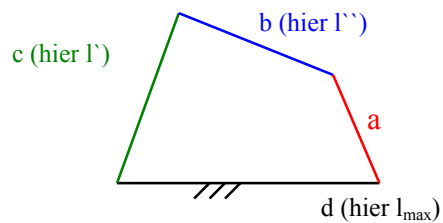
### 3.1 Einfache Koppelgetriebe

Unter Koppelgetriebe werden die Getriebe zusammengefasst deren Getriebeglieder aus **einfach gearbeiteten Laschen** bestehen, die über **Drehgelenke oder Schubgelenke** miteinander verbunden sind. Die Grundform des Koppelgetriebes, die nur Drehgelenke besitzt ist das **Gelenkviereck**.

**Viergelenkgetriebe** sind die aus dem Gelenkviereck abgeleiteten Getriebe. Sie sind die am häufigsten angewendeten ungleichförmig übersetzenden Getriebe. Das Übertragungsverhalten der Getriebe wird durch die Abmessungen der 4 Getriebeglieder bestimmt.

Bezeichnung der Abmessungen:

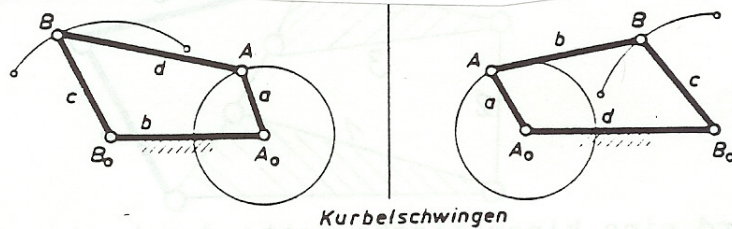
- a oder  $l_{\min}$  (rot) = kürzestes Getriebeglied
- $l_{\max}$  = längstes Getriebeglied
- d (schwarz) = Gestell
- c (grün) = (a) - gegenüberliegend
- $l'$  und  $l''$  = beliebig
- (die beiden anderen neben  $l_{\max}$  und  $l_{\min}$ )



Aus der Viergelenkkette lassen sich in Abhängigkeit von den Längen der Getriebeglieder 3 verschiedene Getriebetypen konstruieren:

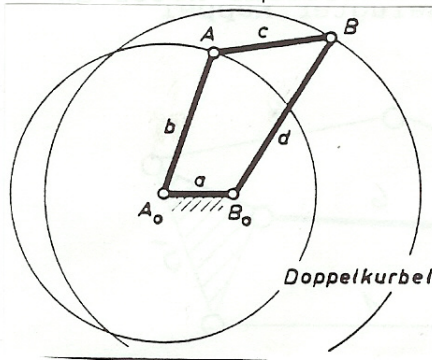
#### Kurbelschwingen

a läuft um



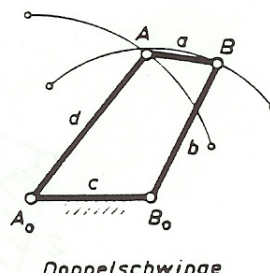
#### Doppelkurbel

a ist Gestell  
b und d laufen um



#### Doppelschwinge

c = Gestell



**Bild 3.1: Getriebetypen der Viergelenkkette**



### 3.1 Satz von Grashof

Die Bewegung der Getriebeglieder des Gelenkvierecks relativ zueinander ist nur durch die Abstände der Drehgelenke zueinander bestimmt.

Die Umlauffähigkeit gegenüber seinen beiden benachbarten Gliedern ist dem kürzesten Glied einer Kette nur möglich, wenn nach Grashof folgende Längenbedingung erfüllt ist:

$$l_{\text{min}} + l_{\text{max}} < l' + l''$$

**Doppelschwinger** oder **Totalschwinger** sind Viergelenkgetriebe bei denen kein Glied umlauffähig ist. Nach Grashof ist dies der Fall, wenn:

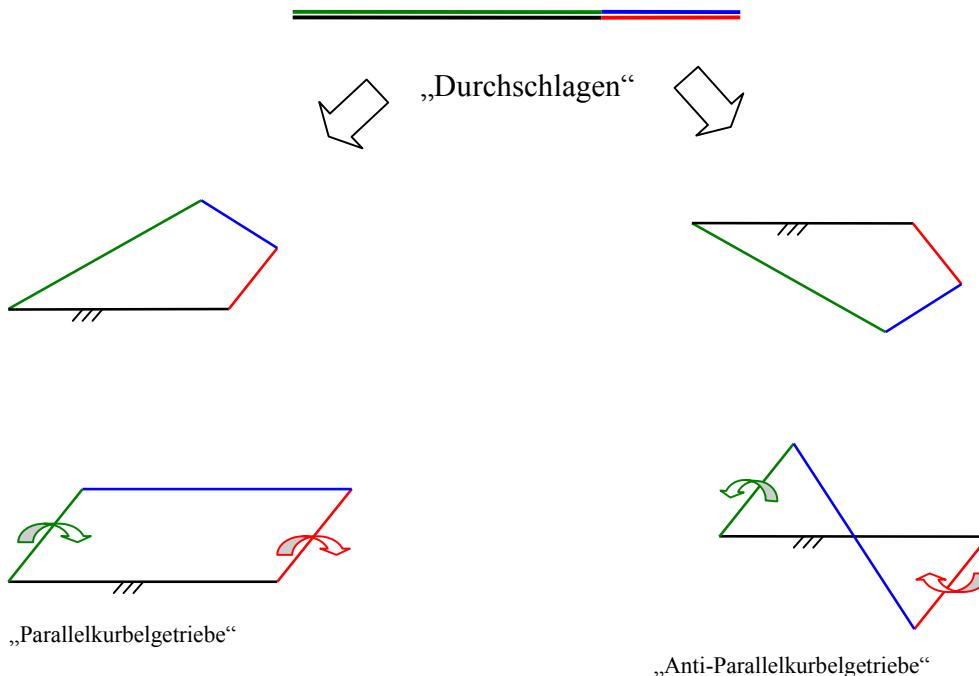
$$l_{\text{min}} + l_{\text{max}} > l' + l''$$

Doppelschwinger werden selten eingesetzt, da ein direkter Antrieb durch einen Motor nicht ist – es sei denn es wird eine Kurbelschwinge vorgeschaltet.

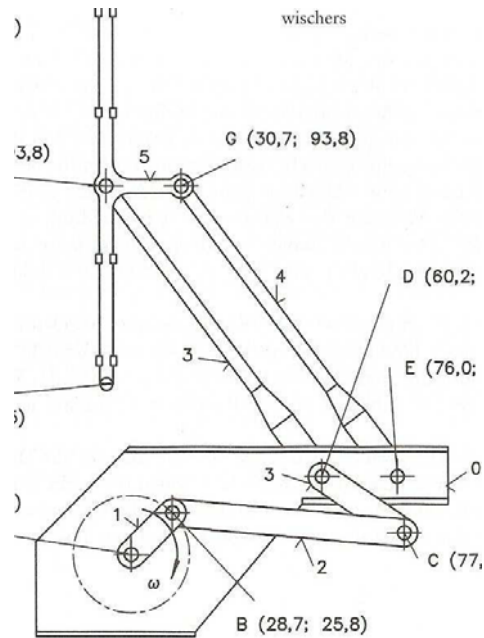
**Durchschlagende Getriebe** ergeben sich nach Grashof im Grenzfall der Längenbedingung:

$$l_{\text{min}} + l_{\text{max}} = l' + l''$$

Bei diesen Getrieben gibt es Stellungen bei denen alle 4 Glieder und Gelenke auf einer Geraden liegen. In dieser Stellung kann z.B. das Parallelkurbelgetriebe ( $a=c$ ,  $b=d$ ) zum Antiparallel- oder Zwillingskurbelgetriebe durchschlagen.

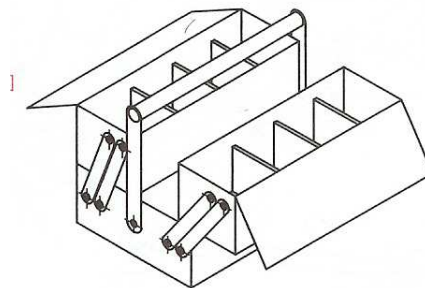


Beim **Parallelkurbeltrieb** drehen beide Kurbeln mit gleicher Winkelgeschwindigkeit in gleiche Richtung. Die Koppel wird parallel zu sich selbst verschoben und vollführt keine Drehung. Hieraus ergibt sich eine Vielzahl praktischer Anwendungen.



**Bild 3.4: Scheibenwischerantrieb**

Kurbelschwinge mit Parallelkurbel: Drehbewegung wird übertragen in eine Parallelbewegung des Scheibenwischerblattes



**Bild 3.5: Parallele Führung einer Werkzeugkiste mit Parallelkurbeltrieb**

In Abhängigkeit vom Gestell und den Abmessungen der Getriebeglieder lassen sich aus der Vieregelenkkette die in der folgenden Tabelle zusammengestellten Getriebe bilden:

Vieregelenkkette		$l_{\min} + l_{\max} < l' + l''$ umlauffähig $l_{\min} + l_{\max} = l' + l''$ durchschlagend $l_{\min} + l_{\max} > l' + l''$ nicht umlauffähig		
Funktion von $l_{\min}$		Getriebeschema a		
$l_{\min} + l_{\max} < l' + l''$	Kurbel 2			
	Gestell 1 bzw. Koppel 3			
$l_{\min} + l_{\max} = l' + l''$	Kurbel 2 und Kurbel 4 bzw. Koppel 3			
	Gestell 1 und Koppel 3 bzw. Kurbel 2			
$l_{\min} + l_{\max} > l' + l''$	beliebig			

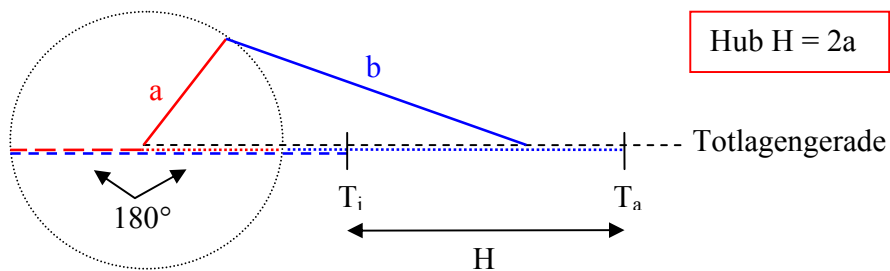
Bild 3.6: kinematische Ketten der Vieregelenkkette in Abhängigkeit von den Abmessungen

### 3.2 Totlage (Umkehrlage)

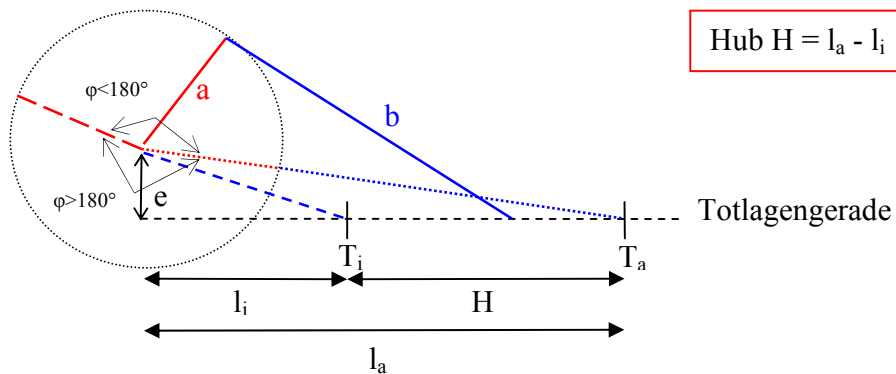
Bei allen schwingenden Getriebegliedern wird die Bewegung durch die Umkehrlagen begrenzt. Sie tritt innerhalb einer Bewegungsperiode zweimal auf und wird mit innere (Index i) und äußere (Index a) Totlage bezeichnet. Der Hub  $H$  ist der Abstand zwischen innerer und äußerer Totlage auf der Totlagengerade.

#### 3.2.1 Schubkurbel

Zentrische Schubkurbel: die Totlagengerade geht durch den Drehpunkt.  
Bsp. Kurbel  $a = 2$  cm Koppel  $b = 4.5$  cm



Exzentrische Schubkurbel: die Totlagengerade hat den Abstand  $e$  (Exzentrizität) zum Kurbeldrehpunkt.  
Bsp. Kurbel  $a = 1,7$  cm Koppel  $b = 6,0$  cm Exzentrizität  $e = 1,5$  cm



$$l_i = \sqrt{(b - a)^2 - e^2}$$

$$l_a = \sqrt{(a + b)^2 - e^2}$$

Exzentrizität beeinflusst:

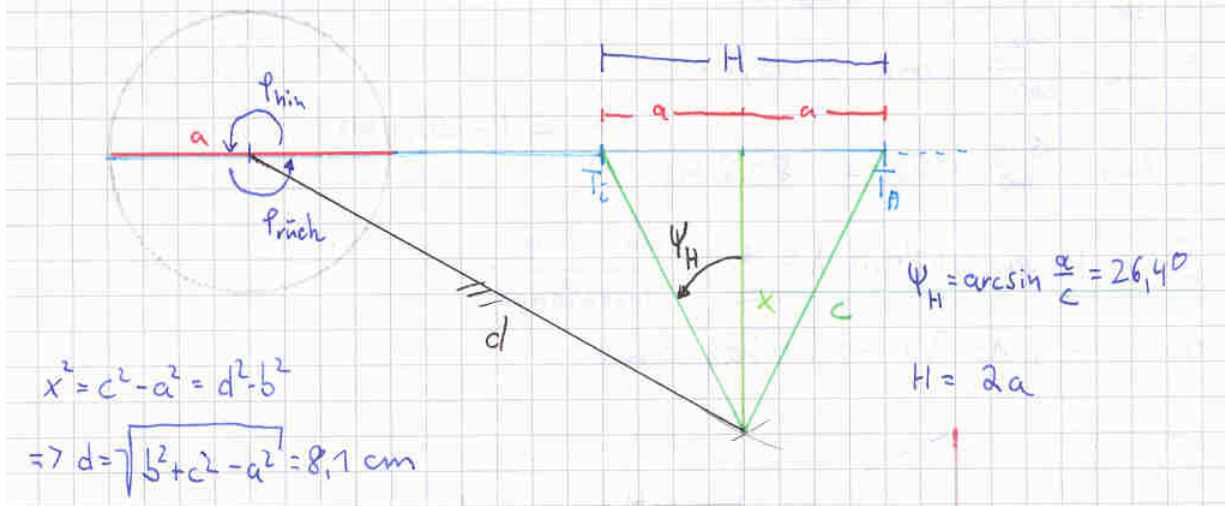
- Länge des Hubes
- Aufteilung des Kurbelwinkels für Hin- und Rückhub

### 3.2.2 Kurbelschwinge

Die Drehbewegung der **Kurbel** wird in eine Schwingbewegung der **Schwinge** umgeformt.

Zentrische Kurbelschwinge: → die Totlagengerade geht durch den Drehpunkt.

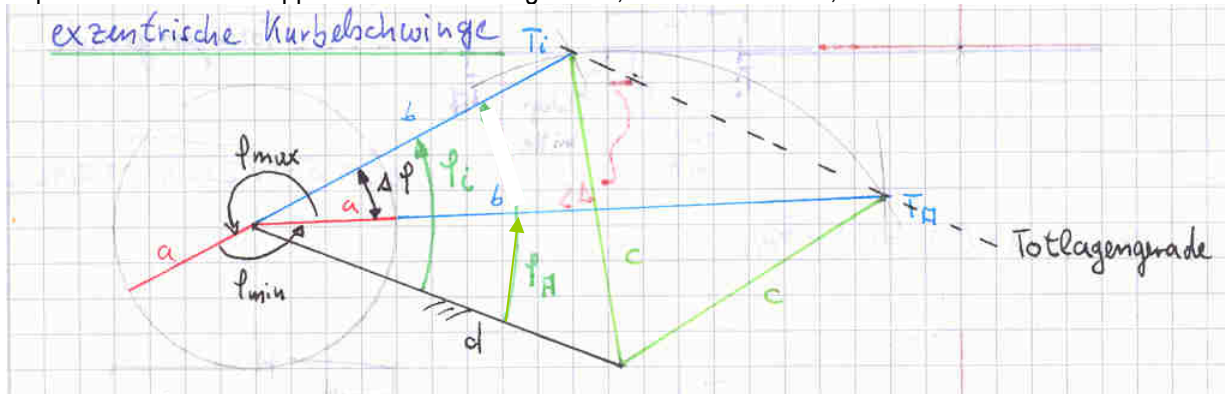
Bsp. Kurbel  $a = 2$  cm Koppel  $b = 7$  cm Schwinge  $c = 4,5$  cm



Zentrische Kurbelschwinge ergeben sich nur bei bestimmten Längenverhältnissen:  $d = \sqrt{b^2 + c^2 - a^2}$

Exzentrische Kurbelschwinge: → die Totlagengerade geht nicht durch den Kurbeldrehpunkt.

Bsp. Kurbel  $a = 2$  cm Koppel  $b = 7$  cm Schwinge  $c = 4,5$  cm Gestell  $d = 5,5$  cm



Cosinus Satz:  $c^2 = (b-a)^2 + d^2 - 2 \cdot (b-a) \cdot d \cdot \cos \varphi_i$

$$\varphi_i = \arccos \frac{(b-a)^2 + d^2 - c^2}{2(b-a) \cdot d} = 50,5^\circ$$

$$\varphi_a = \arccos \frac{(b+a)^2 + d^2 - c^2}{2(b+a) \cdot d} = 23,2^\circ$$

$$\Delta \varphi = (50,5 - 23,2)^\circ = 27,3^\circ$$

$$\varphi_{\max} = 180^\circ + \Delta \varphi = 207,3^\circ$$

$$\varphi_{\min} = 180^\circ - \Delta \varphi = 152,7^\circ$$

- die Aufteilung des Kurbelwinkels für Hin- und Rückbewegung erfolgt nicht in 2 gleiche Hälften zu je  $180^\circ$
- bei konstanter Kurbeldrehzahl erfolgt die Hin- und Rückbewegung in unterschiedlichen Zeiten.

**Beispiel:** Wie groß ist die Zeitdifferenz zwischen Hin- und Rückhub?

$$n_a = 300 \text{ min}^{-1} \quad T = \frac{1}{300} \text{ min} = \frac{1}{5} \text{ s} = 200 \text{ ms}$$

$$\left. \begin{aligned} T_{\max} &= \frac{207,3^\circ}{360^\circ} \cdot 200 \text{ ms} = 115,2 \text{ ms} \\ T_{\max} &= \frac{152,7^\circ}{360^\circ} \cdot 200 \text{ ms} = 48,8 \text{ ms} \end{aligned} \right\} \Delta T = 30,4 \text{ ms}$$

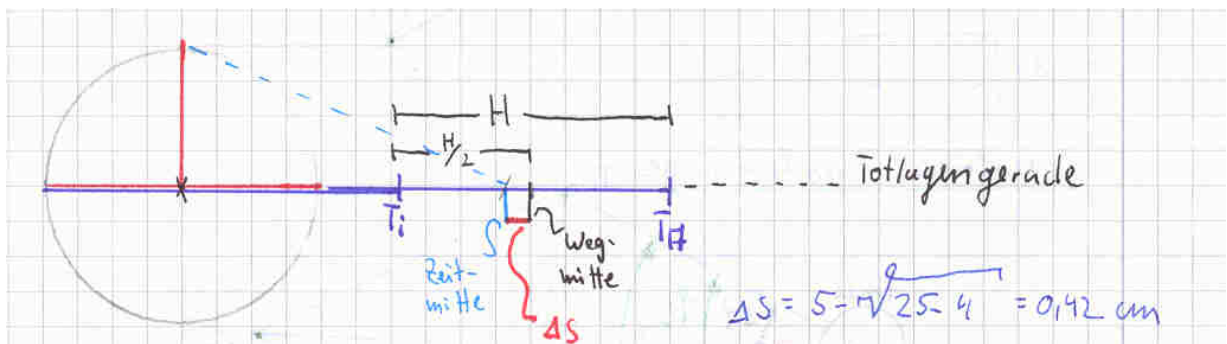
### 3.3 Schubstangenverhältnis $\lambda$

Bei Getrieben mit schwingenden Abtriebsgliedern ist neben der Exzentrizität auch das Schubstangenverhältnis von Bedeutung:

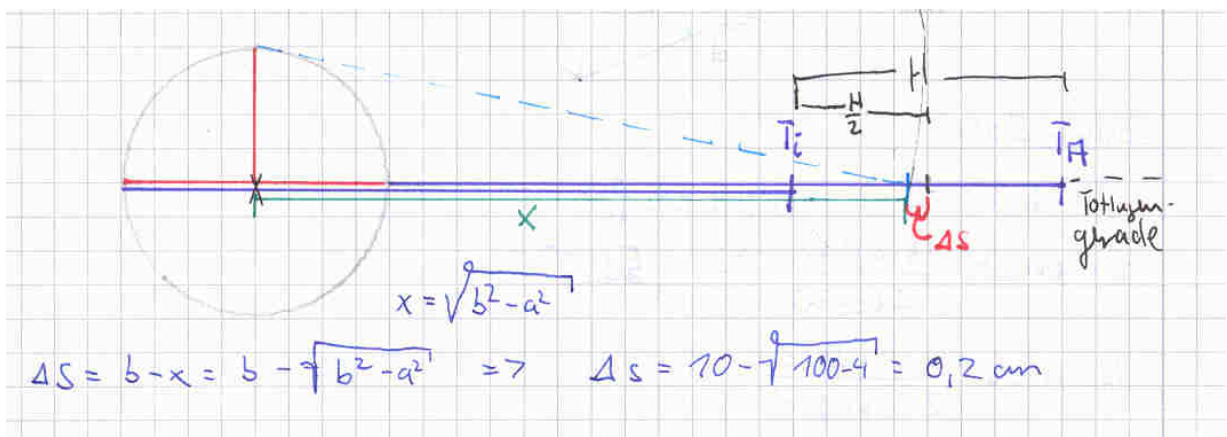
$$\lambda = \frac{a}{b} = \frac{\text{Kurbellänge}}{\text{Koppellänge}}$$

Je größer das Schubstangenverhältnis, desto größer ist der Unterschied zwischen Wegmitte  $H/2$  und Zeitmitte  $T = T/4$ . Ein kleines Schubstangenverhältnis führt zu einem **gleichmäßigen Bewegungsverhalten**.

Beispiel:  $a = 2 \text{ cm}$ ; großes  $\lambda$  ( $\lambda = 0,4$ )  $\rightarrow b = (2/0,4) \text{ cm} = 5 \text{ cm}$



Beispiel:  $a = 2 \text{ cm}$ ; kleines  $\lambda$  ( $\lambda = 0,2$ )  $\rightarrow b = (2/0,2) \text{ cm} = 10 \text{ cm}$





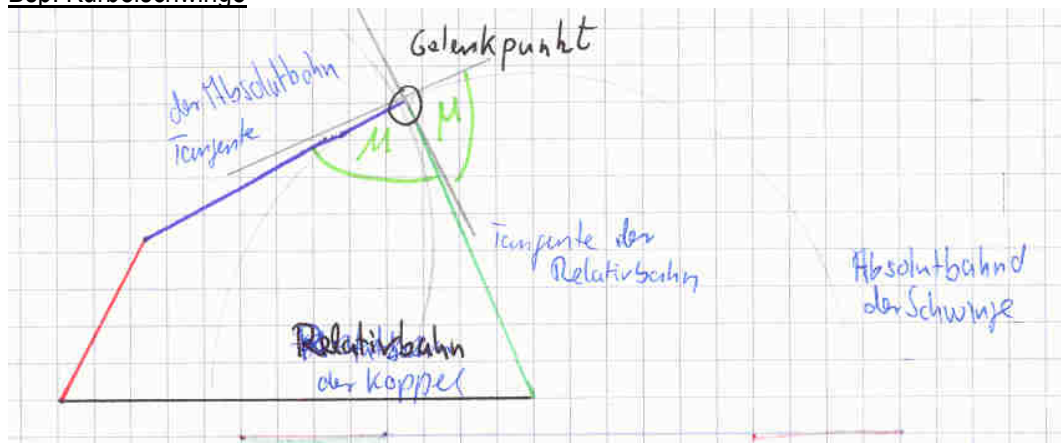
### 3.4 Übertragungswinkel $\mu$

Ein Maß für die **Kraftübertragungsgüte** eines ungleichförmig übersetzenden Getriebes stellt der **Übertragungswinkel  $\mu$**  dar.

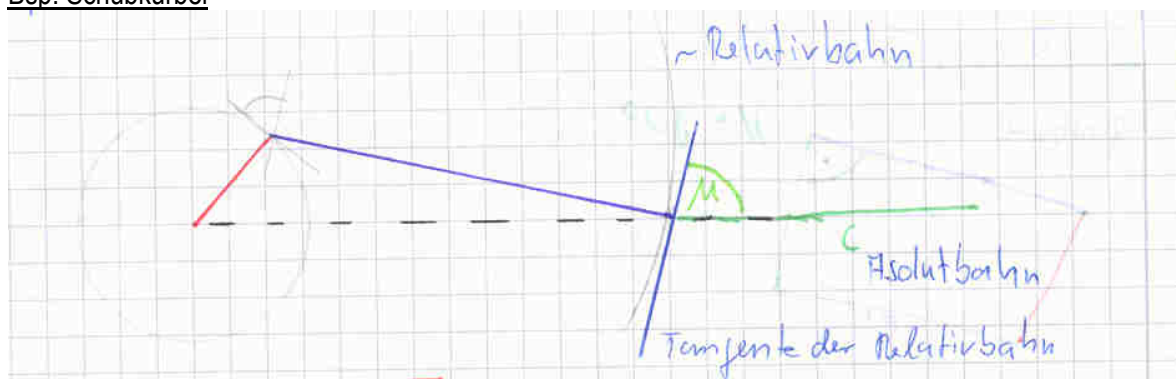
Der Übertragungswinkel  $\mu$  tritt im Gelenkpunkt zwischen Übertragungsglied (Koppel 'b') und Abtriebsglied (Schwinge 'c' bzw. Kolben).

Er ist definiert als der Winkel zwischen den Tangenten der Absolutbahn des Gelenkpunktes gegenüber dem Gestell und Relativbahn gegenüber dem Antriebsglied (Kurbel).

#### Bsp. Kurbelschwinge



#### Bsp. Schubkurbel

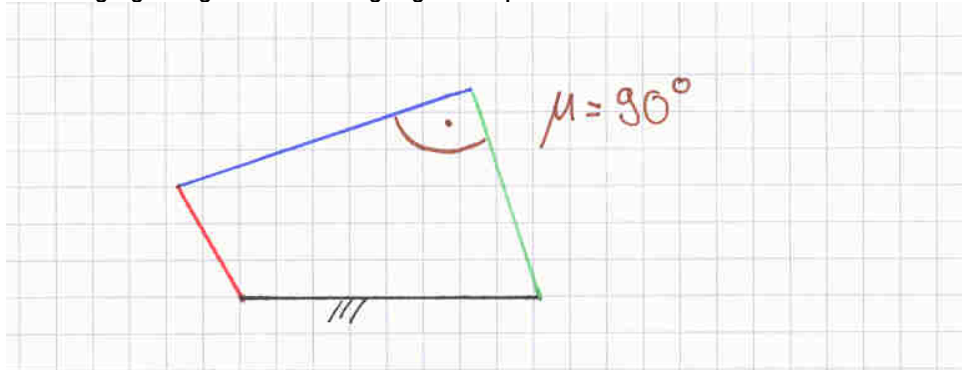


Vereinbarung:  $\mu \leq 90^\circ$ , d.h. ist  $\mu > 90^\circ \rightarrow \mu^* = 180^\circ - \mu$

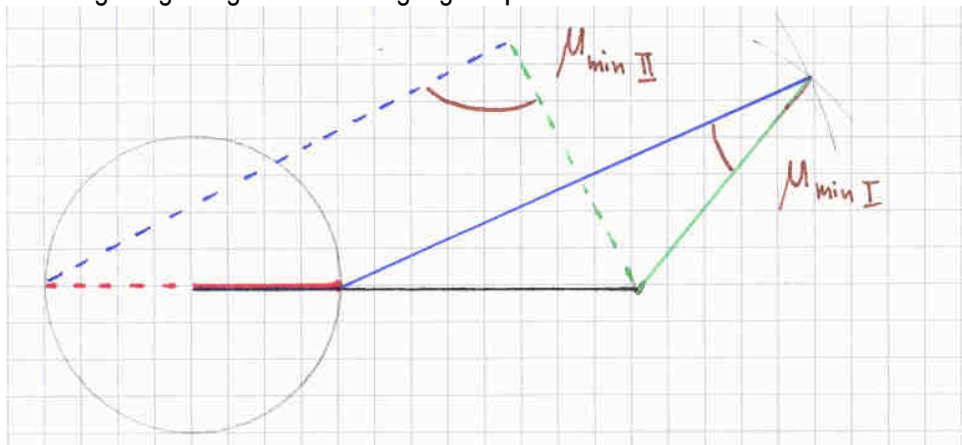
Der Ablenkwinkel  $\alpha$  ist der Ergänzungswinkel des Übertragungswinkel zu  $90^\circ$ :  $\alpha = 90^\circ - \mu$

Der **Übertragungswinkel** schwankt ja nach Getriebestellung zwischen einem Kleinstwert  $\mu_{\min}$  und einem Größtwert  $\mu_{\max}$ . Eine *optimale* Kraftübertragung ist bei  $\mu=90^\circ$  möglich; *keine* Kraftübertragung bei  $\mu=0^\circ$ .

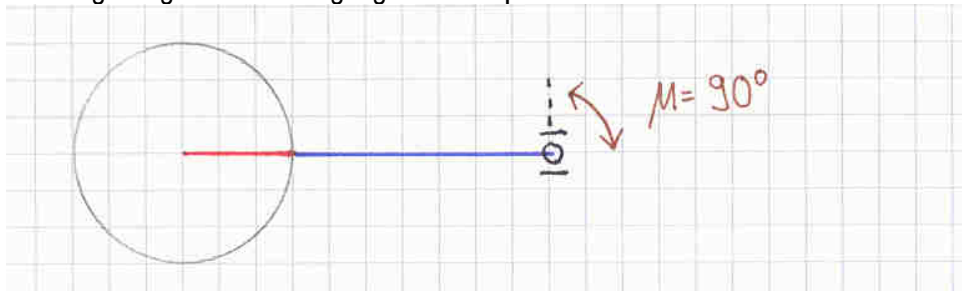
Bsp. Kurbelschwinge günstige Kraftübertragung  $\mu = 90^\circ$



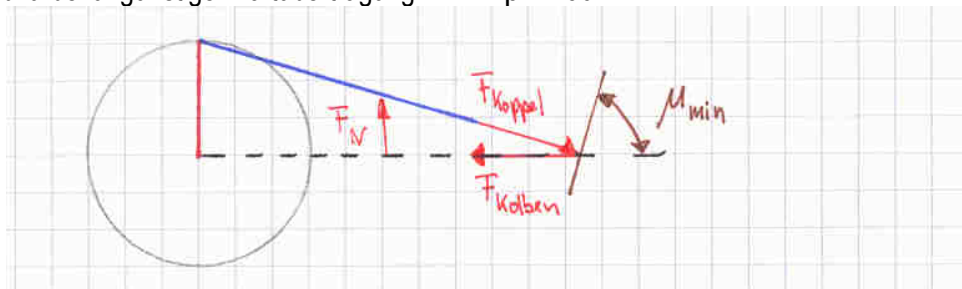
Bsp. Kurbelschwinge ungünstige Kraftübertragung  $\mu \ll 90^\circ$



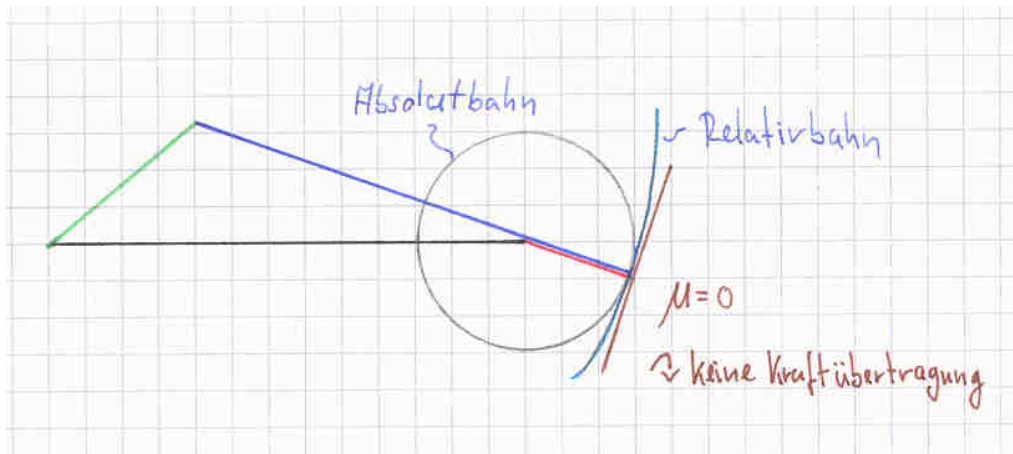
Bsp. Schubkurbel günstige Kraftübertragung  $\mu = 90^\circ$



Bsp. Schubkurbel ungünstige Kraftübertragung  $\mu \ll 90^\circ$

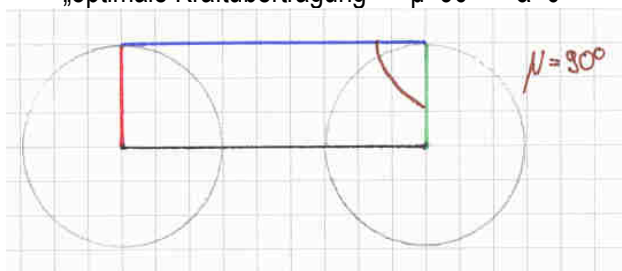


Beispiel: Übertragungswinkel  $\mu=0^\circ$  bei „Oma´s Nähmaschine“



Beispiel: Übertragungswinkel  $\mu=90^\circ$  und  $\mu=0^\circ$  eines Parallelkurbelantriebes einer Lokomotive

„optimale Kraftübertragung“  $\mu=90^\circ$   $\alpha=0^\circ$



„keine Kraftübertragung“  $\mu=0^\circ$   $\alpha=90^\circ$



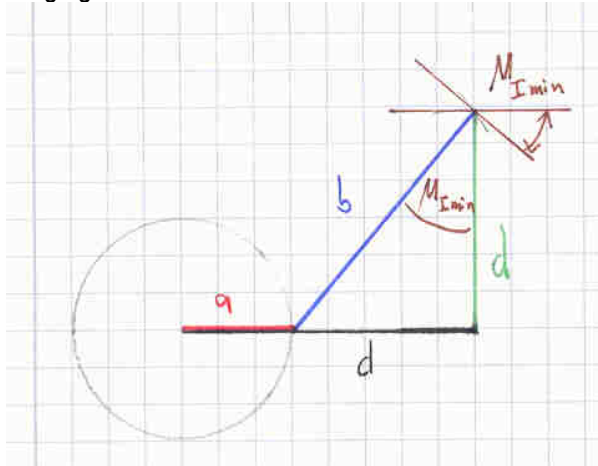
Der minimal auftretende Übertragungswinkel  $\mu_{\min}$  ist besonders bei langsam laufenden mit kleinen bewegten Massen ein Auswahlkriterium wobei  $\mu_{\min} > 40^\circ$  sein sollte.

Die Extremwerte von  $\mu$  treten in den **Steglagen** auf, wobei  $\mu_{\min}$  der kleinere der beiden Extremwerte ist. ( $\mu_{\min} = \min(\mu_I, \mu_{II})$ ). Ist  $\mu > 90^\circ$  dann gilt  $\mu = 180 - \mu$ .

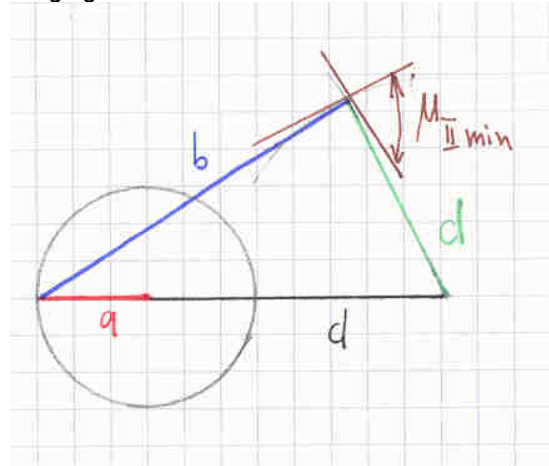
Minimaler Übertragungswinkel der Kurbelschwinge

$a = 2 \text{ cm}$ ,  $b = 5 \text{ cm}$ ,  $c = 4 \text{ cm}$ ,  $d = 5 \text{ cm}$

Steglage I



Steglage II



$$\text{Cosinussatz: } (d - a)^2 = c^2 + b^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos \mu$$

$$\mu_I = \arccos \frac{c^2 + b^2 - (d - a)^2}{2 \cdot b \cdot c} = 37^\circ$$

$$\mu_{II} = \arccos \frac{c^2 + b^2 - (d + a)^2}{2 \cdot b \cdot c} = 101^\circ$$

$$\mu_{II} > 90^\circ \rightarrow 180^\circ - 101^\circ = \mu_{II} = 79^\circ$$

$$\text{Ablenkwinkel } \alpha_{II} = 11^\circ$$

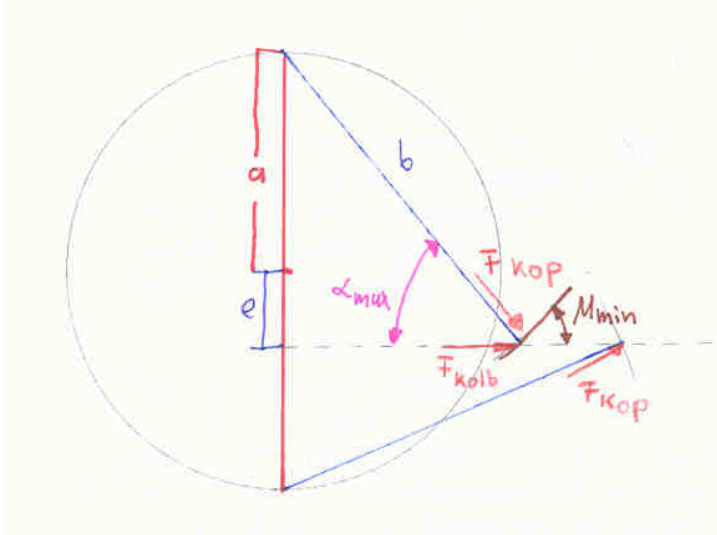
$$\text{Ablenkwinkel } \alpha_I = 53^\circ$$

$$\text{Minimaler Übertragungswinkel } \mu_{\min} = \text{MIN}(\mu_I, \mu_{II}) = 37^\circ$$

	$a = 2 \text{ cm}, b = 5 \text{ cm}, \lambda = 0,4$
	$\mu_{\min} = \arccos \frac{a}{b} = \arccos \lambda$
	$\mu_{\min} = 90^\circ - \alpha_{\max} = 66,4^\circ$
	$\alpha_{\max} = \arcsin \frac{a}{b} = 23,6^\circ$
	$a = 2, b = 10, \lambda = 0,4$
	$\alpha_{\min} = \arcsin 0,2 = 11,5^\circ$
	$\mu_{\max} = 78,5^\circ$
	$F_N = \sin \alpha \cdot F_{\text{Koppel}}$
	$F_R = \mu \cdot F_N = \mu \cdot F_{\text{Koppel}} \cdot \sin \alpha$
Umso kleiner das Schubstangenverhältnis, desto größer der Übertragungswinkel und umso kleiner der Ablenkwinkel → <b>kleine Kolbenreibkraft</b>	

## Minimaler Übertragungswinkel der exzentrischen Schubkurbel

$a = 3 \text{ cm}$ ,  $b = 5 \text{ cm}$ ,  $e = 1 \text{ cm}$

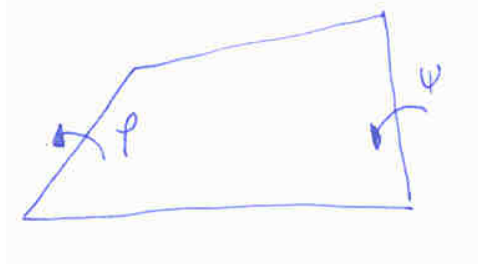


größter Ablenkswinkel:

$$\alpha_{\max} = \arcsin \frac{a+e}{b} = 53,1^\circ$$

$$\mu_{\min} = \arccos \frac{a+e}{b} = 36,9^\circ$$

Die Exzentrizität führt zu einer Vergrößerung des Ablenkswinkels bzw. zur Verkleinerung des Übertragungswinkels.



$$i = \frac{\dot{\varphi}}{\dot{\psi}} = \frac{\omega}{\omega_v} = f(\varphi) \text{ „nicht linear“}$$

$$\text{Übersetzungsverhältnis} = i = \frac{n_{\text{Antrieb}}}{n_{\text{Abtrieb}}} = f(\varphi)$$

## 2.4 Koppelkurven

### 2.4.1 Definition

Die Koppelkurve beschreibt die **Bahnkurve** eines beliebigen Punktes (oft mit C bezeichnet) der zur Koppelenebene erweiterten Koppel eines Koppelgetriebes. Die Form der Koppelkurve ist abhängig von:

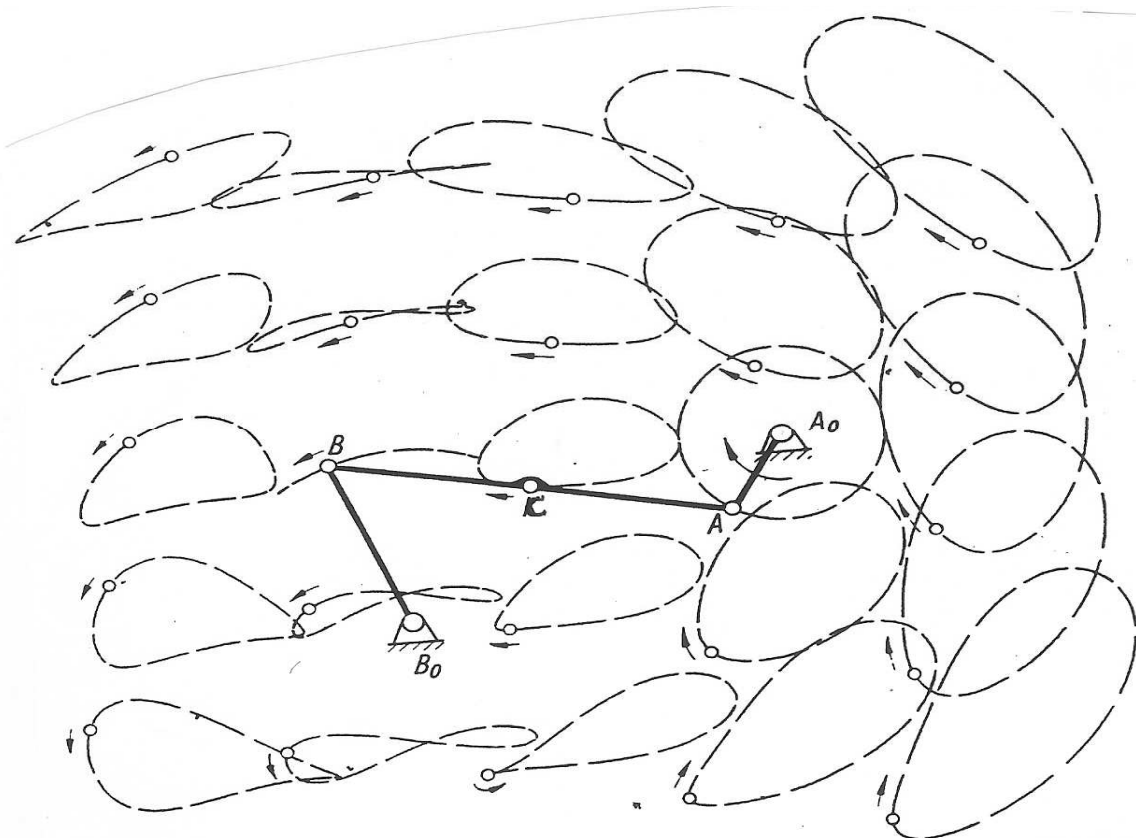
- Längenverhältnisse im Koppelgetriebe ( $a/b$ ;  $a/c$ ;  $a/d$ )
- Lage des Koppelpunktes C auf der Koppelenebene

Sie finden Verwendung bei der Beschreibung von Führungsaufgaben von Führunggetrieben.

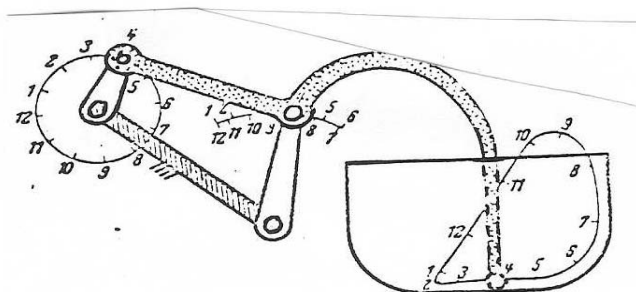
## 2.4.2 Graphische Erzeugung

a) In der Ausgangsstellung des Getriebes wird der Mittelpunkt der Gelenke A und B sowie der Koppelpunkt C durch ein Transparentpapier gebohrt. Nun bringt man das Transparentpapier in beliebige weitere Stellungen, wobei die Punkt A und B jeweils auf ihren Bahnkurven liegen müssen und zeichnet in diesen Stellungen jeweils den Koppelpunkt C durch das Transparentpapier auf das Zeichenblatt.

b) Die Koordinaten der Koppelkurven werden zunächst über mathematische Gleichungen beschrieben und anschließend für verschiedenen Lagen mit einem Computer berechnet und mit einem Plotter aufgezeichnet.



**Bild 3.7 :** Koppelkurven einer Kurbelschwinge bei unterschiedlicher Lage des betrachteten Punktes C auf der Koppel



**Bild 3.8:** Koppelkurve des Knetarmes einer Teigknetmaschine erzeugt mit Kurbelschwinge

### 3.5.3 Geradföhrung

Eine häufig vorkommende Führungsaufgabe ist die Geradföhrung – Führung eines Punktes auf einer Geraden. Eine exakte Geradföhrung wird von der Schubkurbel gebildet – jedoch ist häufig kein Platz zur Unterbringung einer Schubkurbel, so dass Teile der Koppelkurven von Gelenkgetrieben verwendet werden.

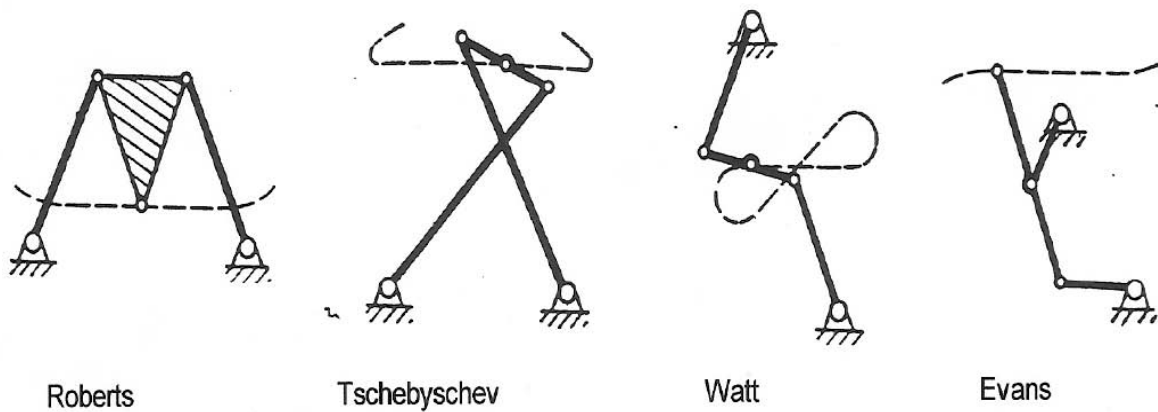
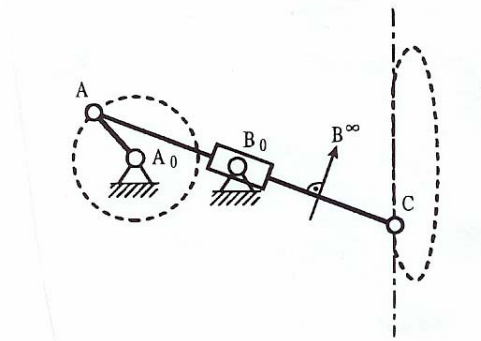


Bild 3.8: Koppelkurven von Geradföhrungen benannt nach Ihren Entdeckern

### 3.5.4 Beispiele

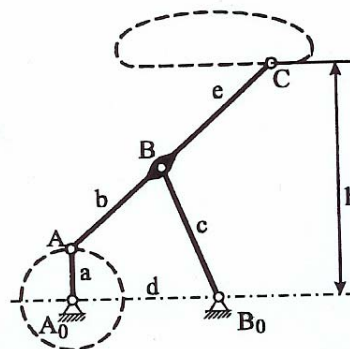
#### Konchiodenlenker

Schwingende Kurbelschleife mit angenäherter Geradföhrung des Punktes C



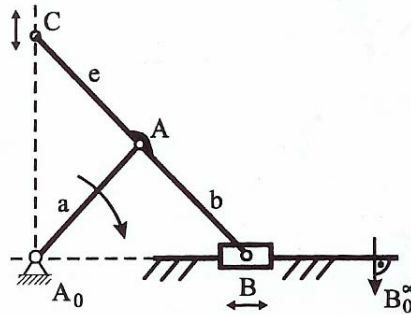
#### Kurbelschwinge

als angenäherter Geradföhrung mit  $a=1$  Längeneinheit (LE)  $b=c=e=2.5$  LE,  $d=2$  LE und  $h=4$  LE



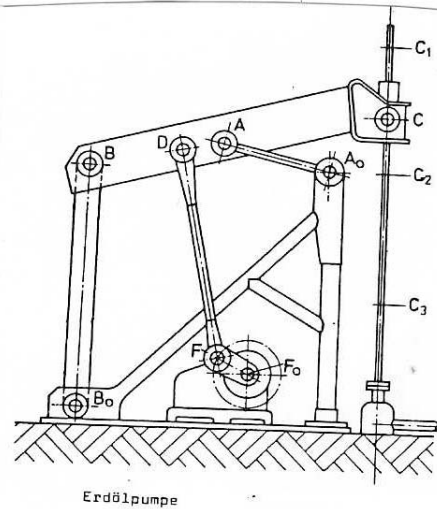
## Schubkurbelgetriebe

als exakte Geradführung mit  $a = b = e$



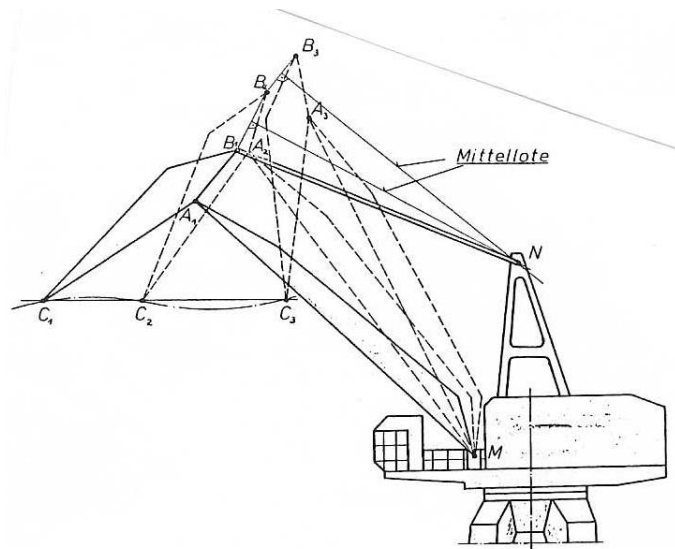
## Evansche Geradführung

angewendet bei einer Erdölpumpe.  
Der Koppelpunkt  $C$  beschreibt eine angenähert geradlinige Bahnkurve.



## Doppelschwinge

angewendet bei einem Kran (hier als Doppellenker bezeichnet).  
Der Koppelpunkt  $C$  beschreibt eine angenähert geradlinige Bahnkurve.



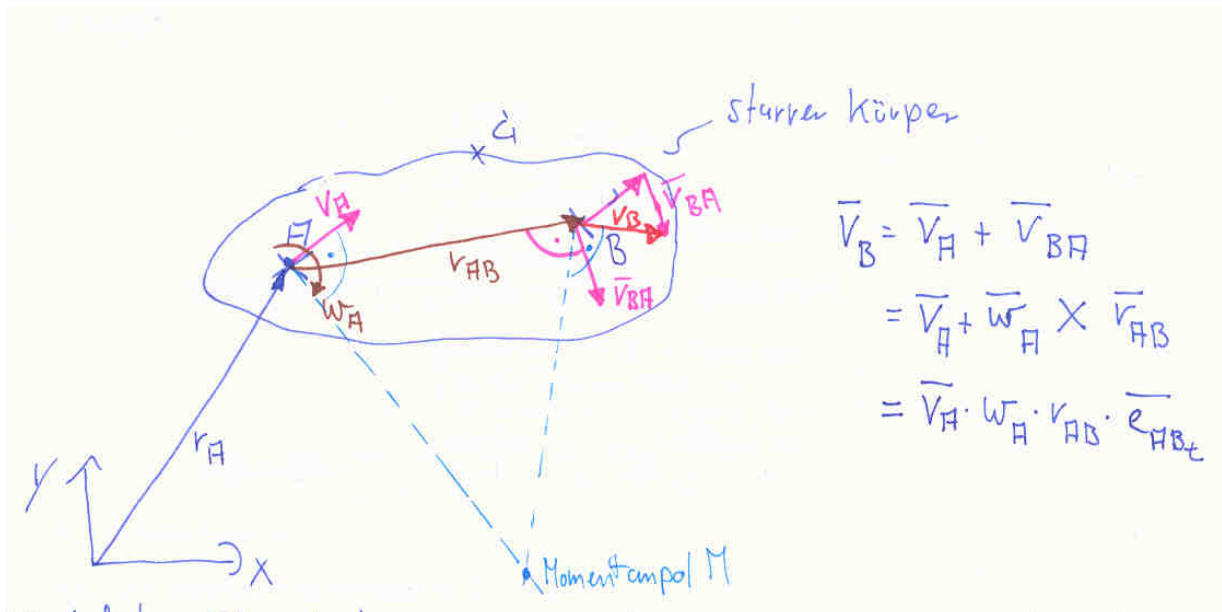


### 3.6 Kinematik von Koppelgetrieben

Mit wenigen Ausnahmen wie Parallelkurbelgetriebe haben Koppelgetriebe ein **nichtlineares Übertragungsverhalten**, d. h. eine gleichförmige Antriebsbewegung wird in eine ungleichförmige Abtriebsbewegung übertragen wobei hohe Beschleunigungen und damit Kräfte auftreten können.

#### 3.6.1 Kinematische Grundlagen

Wie aus der Kinematik (TM3) bekannt, setzt sich nach dem 1. Satz von Euler die allgemeine Bewegung eines starren Körpers zusammen aus einer Translationsbewegung und einer Rotationsbewegung zusammen.



Sind die Punkte B und A Punkte auf einen starren Körper und die Geschwindigkeit  $v_A$  und die Beschleunigung  $a_A$  bekannt so gilt für die

Satz: Jede beliebige Elementarbewegung eines ebenen bewegten Getriebegliedes ist eine Drehbewegung um einen eindeutig bestimmten Punkt, dem Momentandrehpol. Der Momentanpol gilt für die gesamte Ebene, d.h. für jeden Punkt der Getriebegliedes (hier Koppel).

Geschwindigkeit des Punktes B :

$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA} = \vec{v}_A + \vec{\omega}_A \times \vec{r}_{AB} = \vec{v}_A \cdot \omega_A \cdot r_{AB} \cdot \vec{e}_{ABt}$$

Beschleunigung des Punktes B

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \alpha_A \cdot r_{AB} \cdot \vec{e}_{BA_t} + r_{AB} \cdot \omega_A^2 \cdot \vec{e}_{BA_n}$$

Dabei bedeuten:

$$\begin{aligned} V_{BA} &= r_{AB} \times \omega_A = r_{AB} \cdot \omega_A \cdot e_{BA_t} && \text{Tangentialgeschwindigkeit von B um A} \\ a_{BA_t} &= \alpha_A \times r_{AB} = \alpha_A \cdot r_{AB} \cdot e_{BA_t} && \text{Tangentialbeschleunigung von B um A} \\ a_{BA_n} &= \omega_A \times V_{BA} = \omega_A \cdot V_{BA} \cdot e_{BA_n} && \text{Zentripetalbeschleunigung von B um A} \end{aligned}$$

$\alpha_A$  = Winkelbeschleunigung von A (bei  $n = \text{const.} \rightarrow \alpha_A = 0$ )

### 3.6.2 Graphische Ermittlung

Da die Übertragung der Bewegung bei Koppelgetrieben nicht linear ist, kann die Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverteilung stets nur für **eine Getriebestellung** erfolgen. In Abhängigkeit von den gegebenen Eingangsgrößen werden die Geschwindigkeiten für jeden Gelenkpunkt ermittelt.

#### 3.6.2.1 Geschwindigkeiten

Grundlage für die geometrische Konstruktion sind die durch den 1. Satz von Euler vorgegebenen Richtungen der einzelnen Geschwindigkeitskomponenten.

Das Vorgehen wird am folgenden Beispiel erläutert:

Eine Kurbelschwinge hat die Abmessungen Kurbel  $a=25\text{mm}$ , Koppel  $b=70\text{mm}$ , Gestell  $d=70\text{mm}$  und Schwinge  $c=40\text{mm}$ . Die Kurbel wird mit einer konstanten Winkelgeschwindigkeit von  $\omega_D=10\text{s}^{-1}$  angetrieben. Berechnen Sie die Geschwindigkeit des Gelenkpunktes von Schwinge und Koppel, wenn die Kurbel sich um  $\varphi_A=55^\circ$  Grad aus der Decklage mit dem Gestell entgegen der Uhrzeigerrichtung entfernt hat. Geben Sie auch das Übersetzungsverhältnis für diese Stellung an.

#### 3.6.2.2 Beschleunigungen

Die Beschleunigungen werden aus den zuvor ermittelten Geschwindigkeiten entwickelt. Da die Getriebeglieder starr sind stehen Zentripetalbeschleunigung  $a_n$  und Tangentialbeschleunigung  $a_t$  senkrecht aufeinander.

Am Beispiel der Kurbelschwinge aus 3.6.2.1 wird das vorgehen exemplarisch erläutert. (siehe auch Buch kinematische Grundlagen ebener Mechanismen und Getriebe)

### 3 Übungsbeispiele

1 Skizzieren Sie maßstabsgerecht die Übertragungsfunktion für ein einstufiges Zahnradgetriebe mit dem Übersetzungsverhältnis  $i=2$ .

2 Konstruieren Sie die Übertragungsfunktion eines zentrischen Schubkurbelgetriebes mit der Kurbellänge  $a=20$  mm und der Koppellänge (Pleuellänge)  $b=50$  mm. Kurbelwinkeldifferenz jeweils  $30^\circ$  !

3 Erweitern Sie eine Viergelenkkette um einen Zweischlag (ein Paar von 2 binären Gliedern, die mit den anderen Gliedern einer kinematischen Kette durch Dreh- oder Schubgelenke verbunden sind) Wie ändert sich die Anzahl der Getriebefreiheitsgrade?

**Merke:** Wird eine kinematische Kette durch eine Zweischlag erweitert, so bleibt der Freiheitsgrad der Kette unverändert.

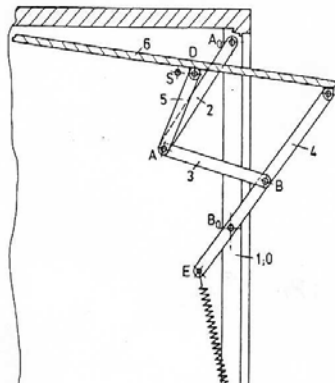
4 Fügen Sie in eine Fünfgelenkkette eine Koppel (binäres Glied, das mit 2 anderen Gliedern einer kinematischen Kette durch Dreh- oder Schubgelenke verbunden ist) ein.

Wie ändert sich die Anzahl der Getriebefreiheitsgrade?

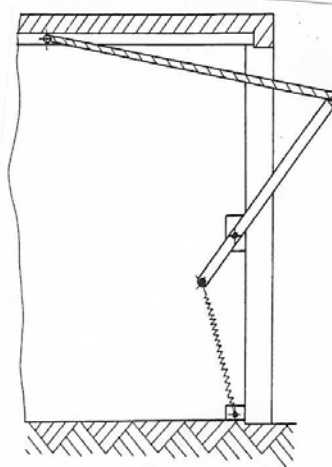
**Merke:** Wird in einer Kette zwischen zwei Gliedern eine Koppel eingefügt, so wird der Grad der Bewegungsfreiheit um eins erniedrigt.

5 Skizzieren Sie die kinematische Kette der folgenden Führungsgetriebe und berechnen Sie den Getriebefreiheitsgrad

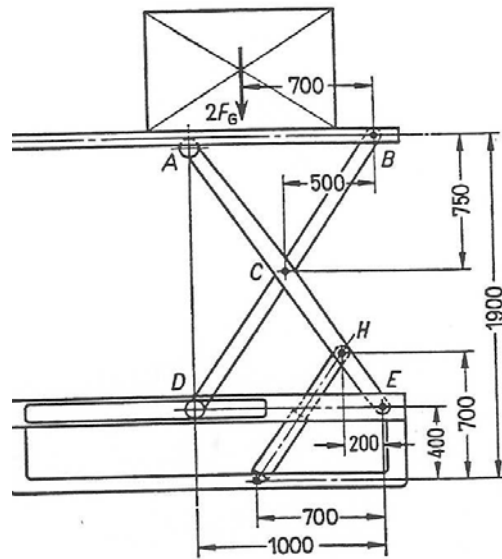
Garagentor ohne Laufschiene



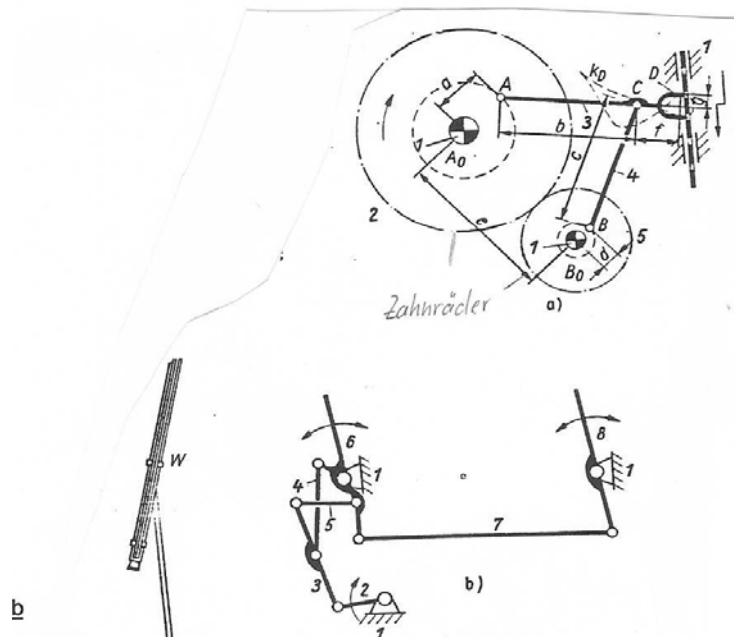
Garagentor mit Laufschiene



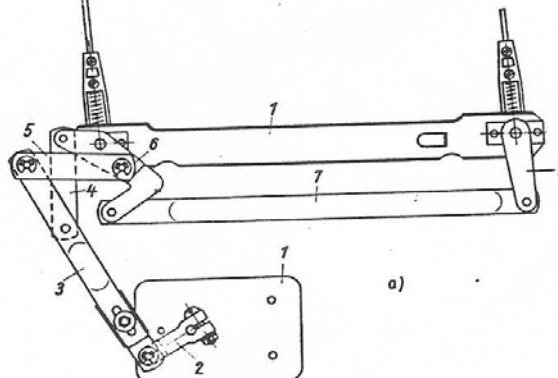
Hubpodium



Filmgreifergetriebe

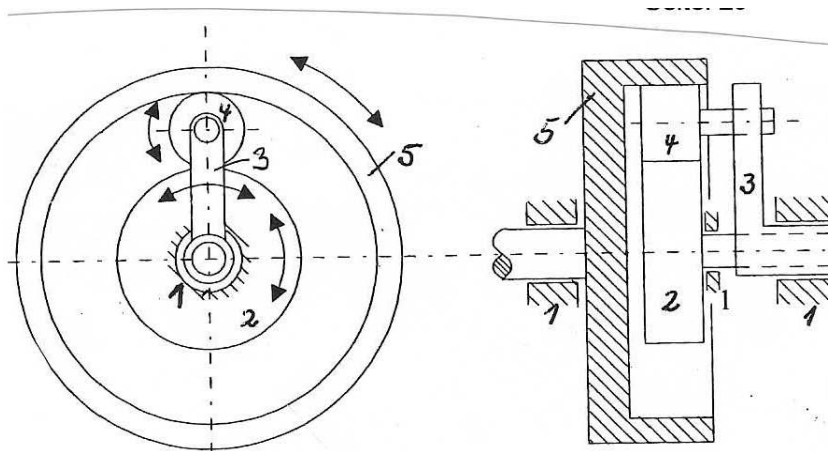


Scheibenwischerantrieb



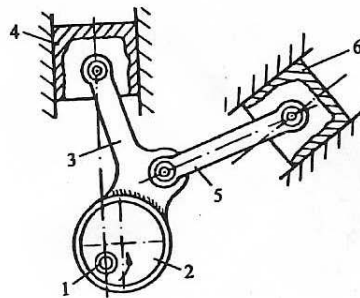
5 Zu dem in Vorder- und Seitenansicht dargestellten Summen- bzw. Differentialgetriebes sind:

- Elementenpaare nach ihrem Freiheitsgrad einzuordnen,
- die kinematische Kette zu skizzieren,
- der Getriebefreiheitsgrad zu ermitteln. ( $F=2$ )



6 Für den abgebildeten 2-Zylinder-V-Kompressor sind:

- die kinematische Kette zu skizzieren,
- der Getriebefreiheitsgrad zu ermitteln ( $F=1$ ).



7 Ist die Kurbel der Kurbelschwinge mit den Abmessungen:  $a=40$  mm,  $b=100$  mm,  $c=70$  mm,  $d=90$  mm umlauffähig? (*ja*)

8 Für eine Kurbelschwinge mit den Abmessungen:  $a=25$  mm,  $b=40$  mm und  $c=70$  mm ist eine Gestellänge so zu wählen, dass das Kurbel a umlauffähig ist. Skizzieren Sie die gerade noch möglichen Kurbelschwinge. ( $55\text{mm} \leq d \leq 85\text{mm}$ )

9 Für eine Kurbelschwinge mit den Abmessungen:  $a=40$  mm,  $b=100$  mm,  $c=70$  mm und  $d=90$  mm ist zu ermitteln, in welchen Grenzen die Gestellänge 'd' - unter Beachtung der Umlauffähigkeit der Kurbel 'a' - verändert werden kann. ( $70\text{mm} \leq d \leq 130\text{mm}$ )

10 Für eine Kurbelschwinge mit den Abmessungen:  $a=30$  mm,  $b=110$  mm und  $d=80$  mm ist unter Berücksichtigung der Umlauffähigkeit der Kurbel 'a', das mögliche Kleinst- und Größtmaß für die Schwinge 'c' zu bestimmen. ( $60\text{mm} \leq c \leq 160\text{mm}$ )

11 Für eine zentrische Schubkurbel mit den Abmessungen  $a=20$  mm und  $b=50$  mm sind zu bestimmen:

- der Gesamthub des Gleitsteines ( $H=40\text{mm}$ ),
- die Kurbelstellungen, wenn der Gleitstein in der Hubmitte steht ( $\varphi = \pm 78,5^\circ$ )
- der Drehwinkel der Kurbel, der zurückgelegt werden muss, bis vom inneren Umkehrpunkt der Gleitstein die Hubmitte  $H/2$  erreicht hat, ( $101,5^\circ$ )
- der Übertragungswinkel  $\mu$  bei  $H/2$  ( $\mu=66,9^\circ$ )

12 Für eine zentrische Kurbelschwinge  $a=30\text{ mm}$ ,  $b=75\text{ mm}$  und  $c=60\text{ mm}$  sind zu ermitteln:

- Das Glied "d" graphisch und rechnerisch, ( $d=91,2\text{ mm}$ )
- das Schubstangenverhältnis ( $\lambda=0,4$ )
- die Größe des ungünstigsten Übertragungswinkels ( $\mu=52,5^\circ$ ).

13 Am Beispiel von 2 zentrischen Schubkurbeln  $a=15\text{ mm}$  und  $b_1=37,5\text{ mm}$  und  $b_2=75\text{ mm}$  ist zu klären, welchen Einfluss das Schubstangenverhältnis auf einen günstigen Übertragungswinkel hat. ( $\mu_{min,1}=66,4^\circ$ ,  $\mu_{min,2}=78,2^\circ$ )

**Merke:** Je kleiner das Schubstangenverhältnis desto größer der minimale Übertragungswinkel!

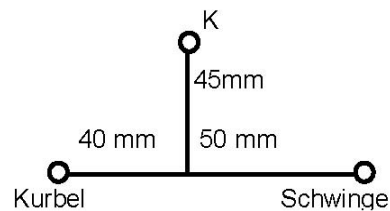
14 An einer exzentrischen Schubkurbel  $a=20\text{ mm}$ ,  $b=85\text{ mm}$  und  $e=20\text{ mm}$  (tiefer) sind zu ermitteln:

- minimaler Übertragungswinkel ( $\mu_{min}=62^\circ$ ),
- maximaler Übertragungswinkel ( $\mu_{max}=90^\circ$ ).

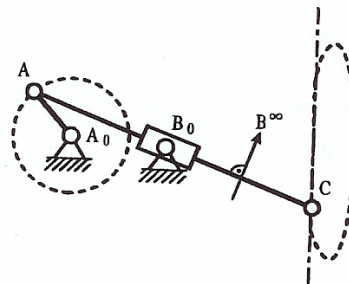
15 Eine nach unten exzentrische Geradschubkurbel hat einen Kurbelradius  $a=35\text{ mm}$ , ein Schubstangenverhältnis  $\lambda=0,35$  und eine Exzentrizität  $e=20\text{ mm}$ .

- Skizzieren sie die Übertragungsfunktion  $s(\varphi)$  in Stufen von  $\Delta\varphi=30^\circ$  Kurbelwinkel ausgehend von der Decklage von Kurbel und Koppel (links drehend).
- Bestimmen Sie die Größe des Hubes zeichnerisch und rechnerisch ( $7,2\text{ cm}$ ).
- Ermitteln Sie die Winkeldifferenz zwischen Hin- und Rückhub zeichnerisch ( $\Delta\varphi=18,4^\circ$ ).

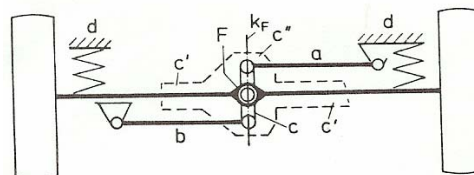
16 Für den gemäß Skizze gegebenen Punkt K der Koppelene eines Gelenkviereckes mit den Abmessungen Kurbel  $a=30\text{ mm}$ , Koppel  $b=90\text{ mm}$ , Schwinge  $c=100\text{ mm}$  und Gestell  $d=120\text{ mm}$  ist die Koppelkurve zeichnerisch zu bestimmen und zwar alle  $\Delta\varphi=15^\circ$  Kurbelwinkel.



17 Für die schwingende Kurbelschleife (Konchoidenlenker) mit den Abmessungen: Kurbel  $a=30\text{ mm}$ , Koppel  $b=90\text{ mm}$  und den Abstand  $A_0B_0=50\text{ mm}$  ist für den Punkt C die Koppelkurve in Schritten von  $\Delta\varphi=30^\circ$  zu konstruieren.



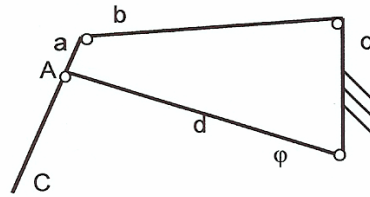
18 Bei der Aufhängung von Starrachsen bei Pkw's findet die Wattsche Geradföhrung Anwendung. Sie gewährlleistet, dass beim Anheben eines Rades das Gelenk F annähernd geradlinig auf der Koppelkurve  $k_F$  bewegt und somit das seitliche Verschieben der Räder reduziert. Es ist die Koppelkurve (geradliniger Bereich) einer Achsaufhängung mit der Achslänge  $a=b=60\text{ mm}$  im Abstand  $c=30\text{ mm}$  zu zeichnen.



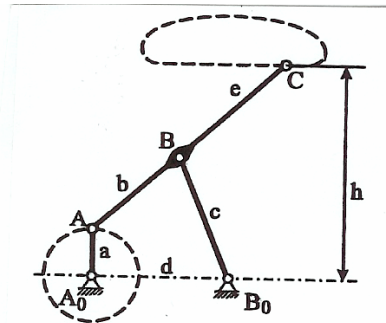
19 Für die Doppelschwinge ist die Koppelkurve des Punktes C für die Winkel  $\varphi$  ( $10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ$  und  $30^\circ$ ) der Schwinge 'd zur horizontalen zu konstruieren.

Abmessungen:  $a=30\text{mm}$ ,  $b=80\text{mm}$ ,  $c=60\text{mm}$   
 $d=100\text{mm}$  und  $AC=60\text{mm}$

Gestell ist c



20 Es ist die Koppelkurve des Punktes C einer Kurbelschwinge in  $30^\circ$  Schritten mit den Abmessungen  $a=20\text{mm}$ ,  $b=c=e=50\text{mm}$   $d=40\text{mm}$  zu zeichnen und der Abstand  $h$  zu ermitteln.



21 Ein zentrisches Schubkurbelgetriebe hat die Abmessungen Kurbel  $a=25\text{mm}$ , Koppel  $b=70\text{mm}$ . Die Kurbel wird mit einer konstanten Winkelgeschwindigkeit von  $\omega_D=10\text{s}^{-1}$  angetrieben. Berechnen Sie die Geschwindigkeit und Beschleunigung des Kolbens, wenn die Kurbel sich um  $\varphi_A=55^\circ$  aus der Totlagengerade gedreht hat.

## 5 Literatur

### Einführung in die Getriebelehre

H.Kerle / R.Pittschellis

B.G. Teubner Verlag Stuttgart

### Konstruktive Getriebelehre

L. Hagedorn, W.Thonfeld, A. Rankers

Springer Verlag ,Berlin Heidelberg New York

### Getriebetechnik – Grundlagen

J. Volmer

Verlag Technik Berlin

### Kinematische Grundlagen ebener Mechanismen und Getriebe

Steinilper, Hennerici, Briz

Vogel Buchverlag

### Maschinendynamik

U. Hollburg

Oldenbourg Verlag München Wien