# Kurvengetriebe

## Inhalt

**1 Einführung**
1.1 Abtriebsschwinghebel oder -welle
1.2 Abtriebsschieber

**2 Übertragungsfunktion**
2.1 Allgemeine Anforderungen
2.2 Bewegungsgleichungen

**3 Synthese von Kurvenscheiben**
3.1 Bewegungsplan
3.2 Bewegungsschaubild
3.3 Normierte Übertragungsfunktion (NÜF)

3.4 Bewegungsgesetze

3.4.1 Trigonometrische Bewegungsgesetze
3.4.1.1 Sinus - Funktion
3.4.1.2 Einfache Sinoide
3.4.1.3 Sinoide von Bestehorn

3.4.2 Potenzgesetze
3.4.2.1 Gerade
3.4.2.2 Quadratische Parabel
3.4.2.3 Kubische Parabel

3.4.3 Zusammenstellung von normierten Übertragungsfunktionen

**4 Übungsbeispiele**

**5 Literatur**

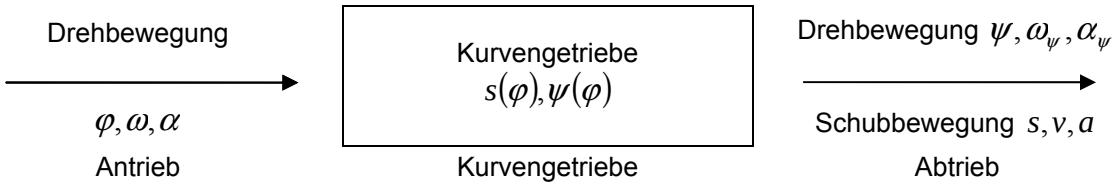


Bearbeitung: Prof. Dr. Schlenzka, 3. Auflage 2004/05
*- nur zum Gebrauch in der Vorlesung und Übung sonst Quellen benutzen-*
Überarbeitete Version :-) MB

## 1 Einführung

**Kurvengetriebe** stellen neben den Koppelgetrieben eine weitere Bauform ungleichmäßig übersetzender Getriebe dar. In Kombination mit gesteuerten Antrieben werden ungleichförmig übersetzende Getriebe immer häufiger auch als integrale Bestandteile **mechatronischer Systeme** eingesetzt.

Mit Kurvengetrieben kann fast jeder vorgeschriebene Bewegungsverlauf realisiert werden. Kurvengetriebe werden vorwiegend als **Übertragungsgetriebe** eingesetzt, bei den eine meist **gleichmäßig umlaufende Antriebsbewegung φ** in eine **ungleichmäßige Abtriebsbewegung mit oder ohne Rast** umgesetzt wird**.**



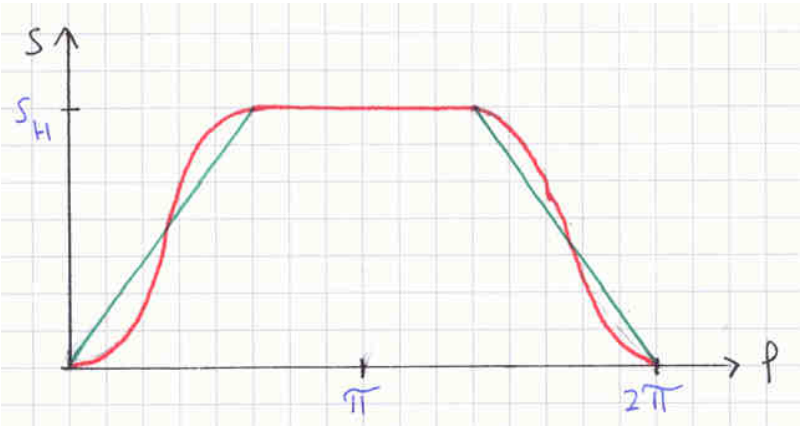




**Bild:** Funktion eines Kurvengetriebes

Kurvengetriebe bestehen aus mindestens 3 Getriebegliedern
**(Kurvenglied, Eingriffsglied und Gestell**).

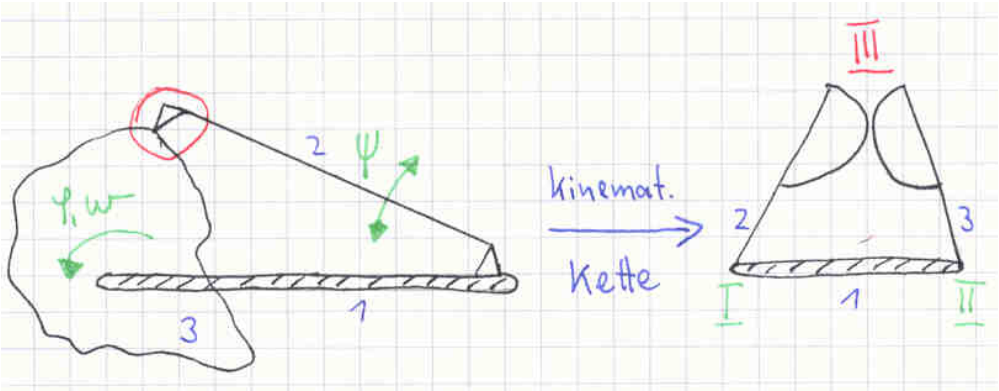



**Bild:** Grundform eines Kurvengetriebes

n=3; $g_1$=2; $g_2$=1 → F=3(n-1)-2$g_1$-$g_2$=1 ➔ zwangsläufig

Die auftretenden Geschwindigkeiten( $v, \omega_\psi$ ) und Beschleunigungen ( $a, \alpha_\psi$ ) des Eingriffsgliedes sind abhängig von:

- Drehzahl (in der Regel nicht veränderbar, weil vorgegeben)
- Form der Kurvenscheibe (beeinflussbar)

Damit ist der **Kurvenverlauf** unmittelbar entscheidend
für die periodisch auftretenden **Massenkräfte**. Diese wirken an der Berührungsstelle zwischen Kurvenglied und Eingriffsglied auf ein auf ein verschleißanfälliges **höheres Elementenpaar HEP.**
Hieraus erklärt sich, dass Kurvengetriebe oft verschleißanfälliger sind als Gelenkgetriebe.
Eine wesentliche Aufgabe bei der Gestaltung der Kurvenscheibe besteht daher darin, die auftretenden Beschleunigungen und damit die auftretenden Kräfte und Flächenpressungen bzw. Nockendrücke möglichst gering zu halten.Um die Übertragungseigenschaften im Kurvengelenk zu verbessern, werden oft drehbar gelagerte Rollen als Abtastorgan des Kurvenprofils verwendet. Die Rolle erhält dann eine eigene Getriebegliednummer.

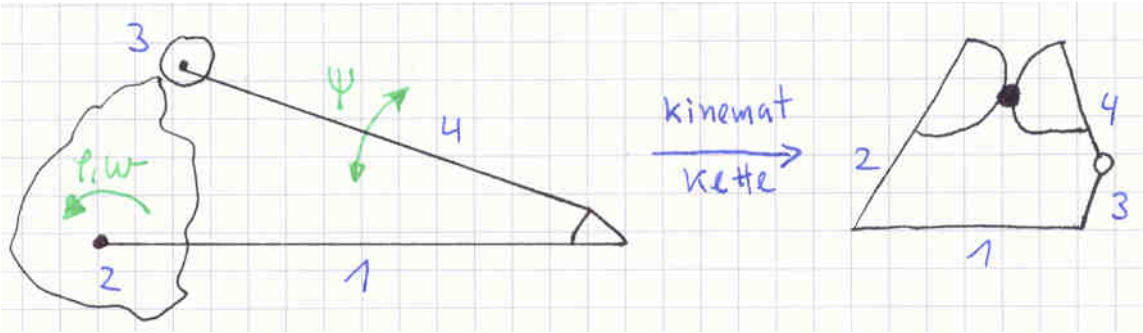



**Bild:** Kurvengetriebe mit Abtastrolle (Nr.3)

n=4; $g_1$=4; $g_2$=0 → F=3(n-1)-2$g_1$-$g_2$=1 ➔ zwangsläufig

Nach der Bewegung des Abriebsgliedes werden unterschieden Kurvengetriebe mit **Abtriebsschwinghebel** von Kurvengetrieben mit **Abtriebsschieber**

### 1.1 Abtriebsschwinghebel oder -welle

Die kontinuierliche Antriebsdrehbewegung wird in eine
diskontinuierliche Schwingbewegung oder Drehbewegung (rotatorische Bewegung **ψ(φ))** übersetzt**.**

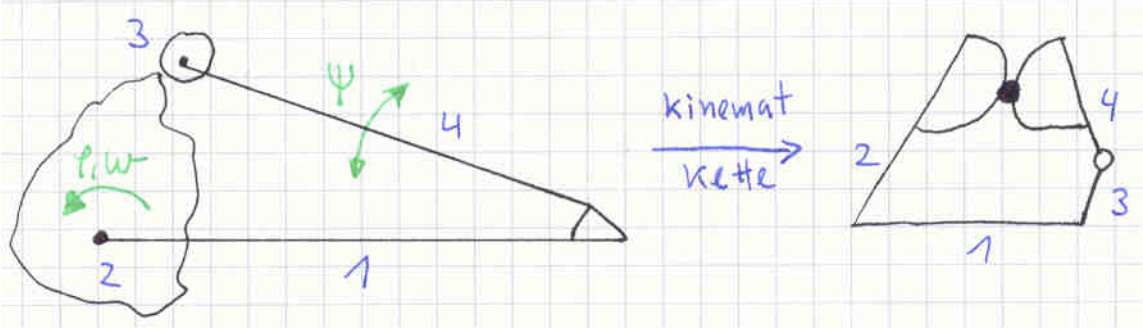



**Bild:** Kurvengetriebe mit Abtriebsschwinghebel (Nr.4)
n=4; $g_1$=4; $g_2$=0 → F=3(n-1)-2$g_1$-$g_2$=1 ➔ zwangsläufig

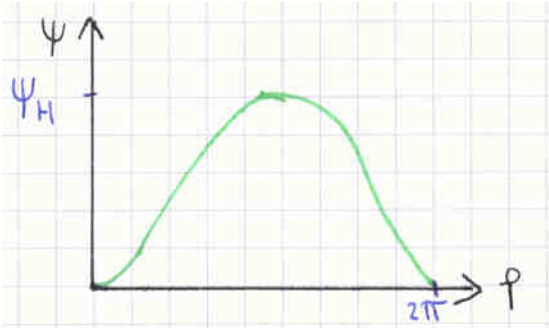



**Bild:** Übertragungsfunktion eines Kurvengetriebes mit Abtriebsschwinghebel

Als Beispiel seien mechanische Schrittantriebe (Kurvenscheiben – Schrittgetriebe) genannt.

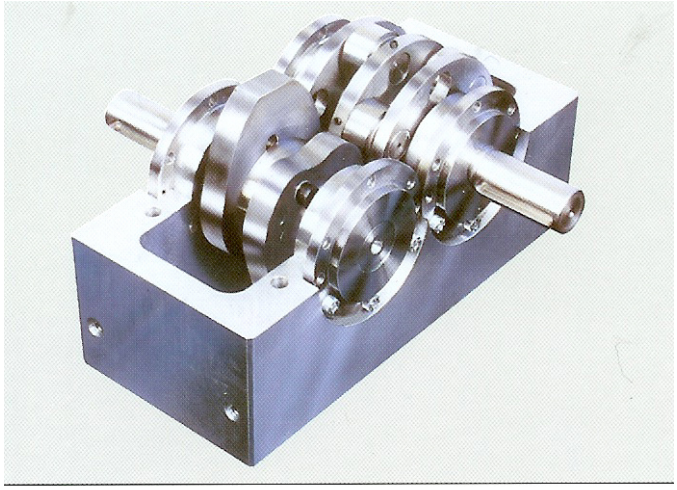


**Bild:** Kurvenscheiben-Schrittgetriebe der Firma EXPERT Maschinenbau

Anwendung finden Kurvenscheiben- Schrittgetriebe im Aussetzbetrieb z. B. in Verpackungsanlagen.

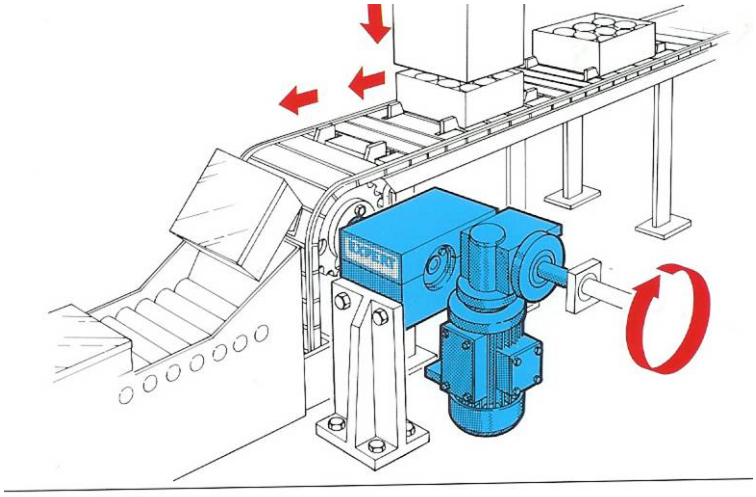


**Bild:** Aussetzender Antrieb einer Verpackungsanlage realisierte mittels Kurvenscheibenschrittgetriebe mit Aufsteckgetriebemotor (Firma EXPERT Maschinenbau)

## 1.2 Abtriebsschieber

Bei Kurvengetriebe mit **Abtriebsschieber** wird eine kontinuierliche Drehbewegung in eine diskontinuierliche Schiebebewegung (translatoriche Bewegung **s(φ)**) umgesetzt.

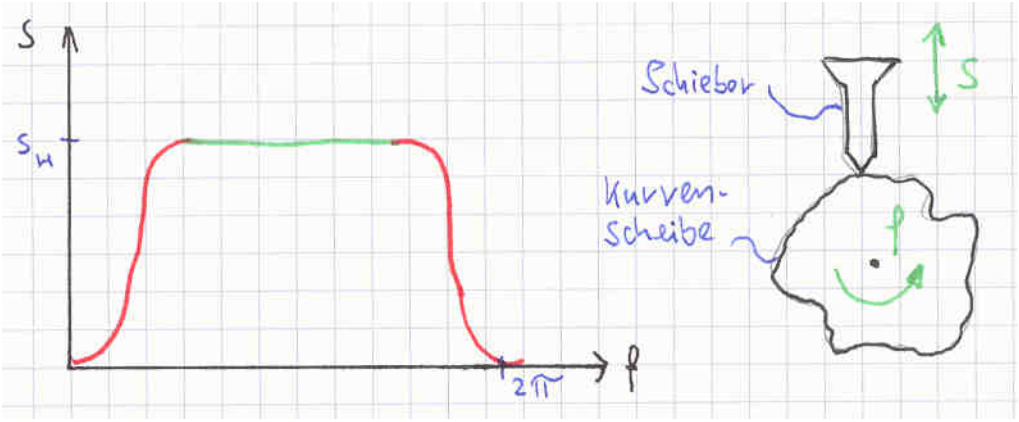



**Bild:** Übertragungsfunktion eines Kurvengetriebes mit Abtriebsschieber

Als Beispiel sei der Nockenwellenantrieb von Ventilen und Einspritzpumpen (Pumpe-Düse) eines Verbrennungsmotors genannt.

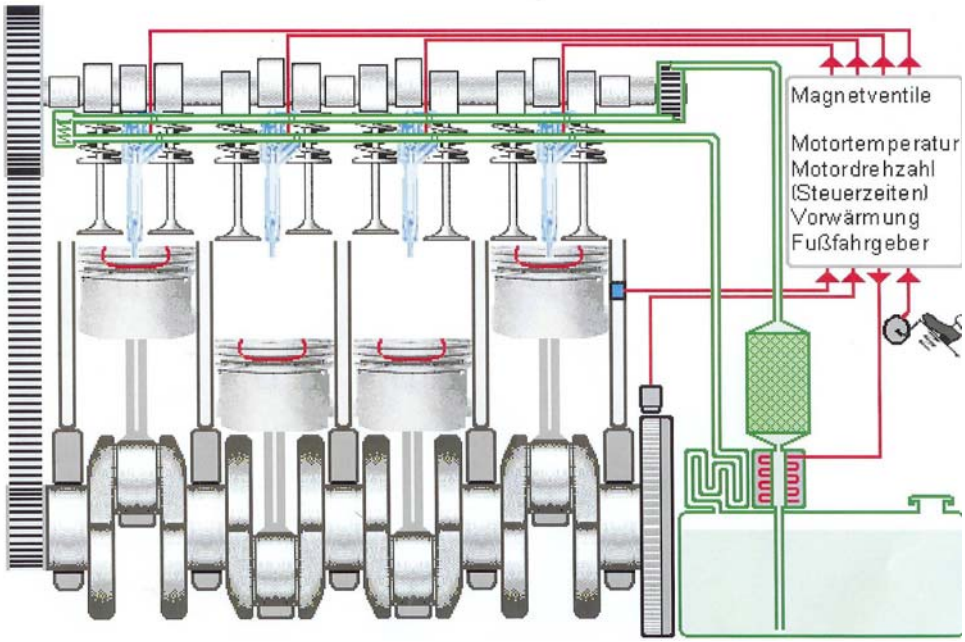



**Bild:** Nockenwellenantrieb von Ventilen und Pumpe Düse

Durch geeignete Profilgebung der Kurvenscheibe kann fast jede gewünschte Ausgangsfunktion **ψ(φ)** (Bewegung des Rollenhebels**)** bzw. **s(φ)** Bewegung des Rollenstößels realisiert werden.

Der Kontakt im Kurvengelenk **(Zwangslaufsicherung)** wird entweder kraftschlüssig oder formschlüssig erzeugt.

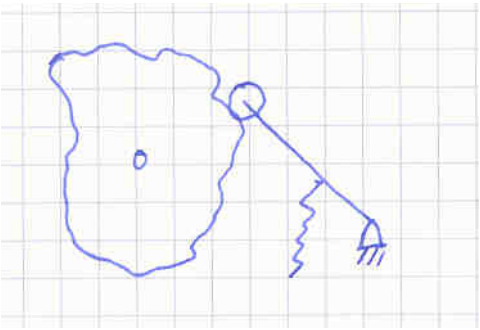


**Bild:** kraftschlüssige Zwangslaufsicherung

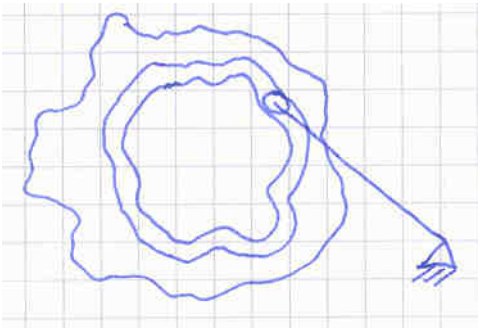


**Bild:** formschlüssige Zwangslaufsicherung

Um eine eindeutigen Bewegungsablauf zu gewährleisten ist die Rückstellfeder so zu dimensionieren, dass keine kein Abheben des Eingriffsglieds stattfindet. Dies bedeutet bei hohen Beschleunigen des Eingriffsgliedes wiederum entsprechend hohe Rückstellkräfte und damit Nockendrücke. Auch daher sollten die auftretenden Beschleunigungen möglichst minimiert werden.

# 2 Übertragungsfunktion

## 2.1 Allgemeine Anforderungen

Die Übertragungsfunktion wird bei

- spielfreien Gelenken und
- starren Getriebegliedern

durch die Form von

- Kurvenscheibe und
- Eingriffsglied (Schneide, Teller oder Rolle)

bestimmt.

Die Verbindung zwischen Kurvenscheibe und Eingriffsglied wird gebildet durch ein verschleißanfälliges **höheres Elementenpaar HEP** . Die Hubkurve muß daher so gestaltet werden, dass nur minimale Beschleunigungskräfte wirken d.h.

- Stoßfrei → Beschleunigung ∞
- Ruckfrei → Beschleunigungssprung

## 2.2 Bewegungsgleichungen

Für die kinematischen Größen des **Antriebsgliedes** gilt:

Drehwinkel $\varphi$

Winkelgeschwindigkeit $\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \dot{\varphi}$

Winkelbeschleunigung $\alpha = \frac{d\omega}{dt} = \ddot{\varphi}$

unter Berücksichtigung der Übertragungsfunktion s(φ) ergibt sich für die kinematischen Größen des **Abtriebsschiebers**

Weg $s(\varphi)$

Geschwindigkeit $v = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \bullet \frac{d\varphi}{dt} = \boxed{s' \bullet \omega = v}$

Beschleunigung $a = \frac{dv}{dt} = \frac{d}{dt}(s' \cdot \omega) = \frac{ds'}{dt} \cdot \omega + s' \cdot \frac{d\omega}{dt} = \frac{ds'}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \omega + s' \cdot \alpha = \boxed{s'' \cdot \omega^2 + s' \cdot \alpha = a}$

und für den **Abtriebsschwinghebel** mit der Übertragungsfunktion ψ(φ)

Winkel $\psi(t) = \psi(\varphi(t))$

Winkelgeschwindigkeit $\omega_\psi = \dot{\psi}(t) = \psi' \dot{\varphi}(t) = \psi' \omega$

Winkelbeschleunigung $\alpha_\psi = \psi(t) = \psi'' \omega^2 + \psi' \alpha$

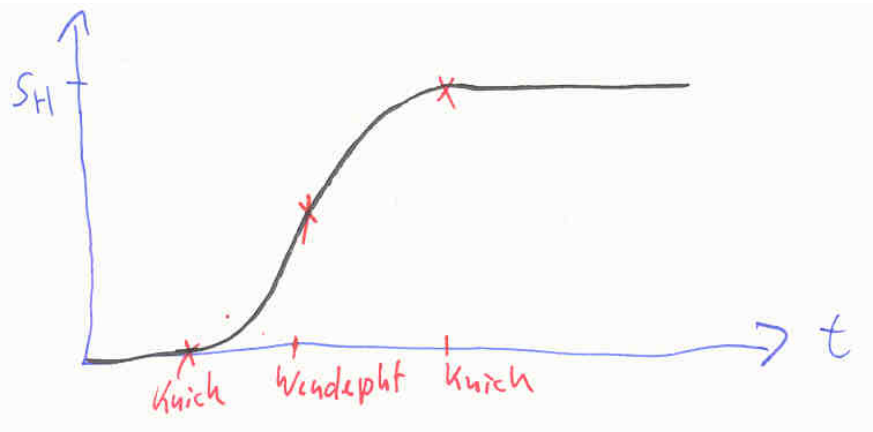
Läuft der Antrieb mit **konstanter Drehzahl** $\omega = \omega_0$ = const. ; $\alpha = 0$

dann gilt für den **Abtrieb**

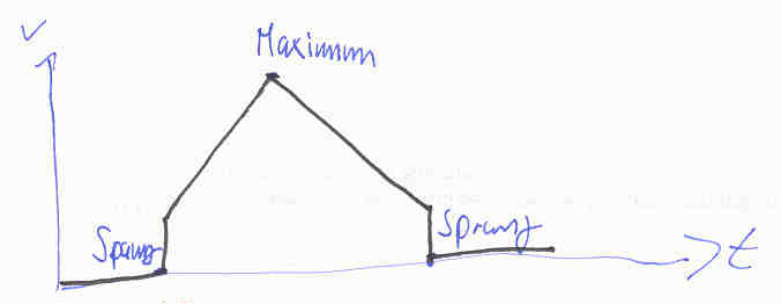
| | Abtriebsschieber | Abtriebsschwinge |
|---|---|---|
| Weg bzw. Winkel | $s(t)$ | $\psi(t)$ |
| Geschwindigkeit bzw. Winkelgeschwindig-keit | $v = s' \cdot \omega_0$ | $\omega_\psi = \psi' \cdot \omega_0$ |
| Beschleunigung bzw. Winkelbeschleuni-gung | $a = s'' \cdot \omega_0^2$ | $\alpha_\psi = \psi'' \cdot \omega_0^2$ |

Aus der Mathematik ist bekannt:

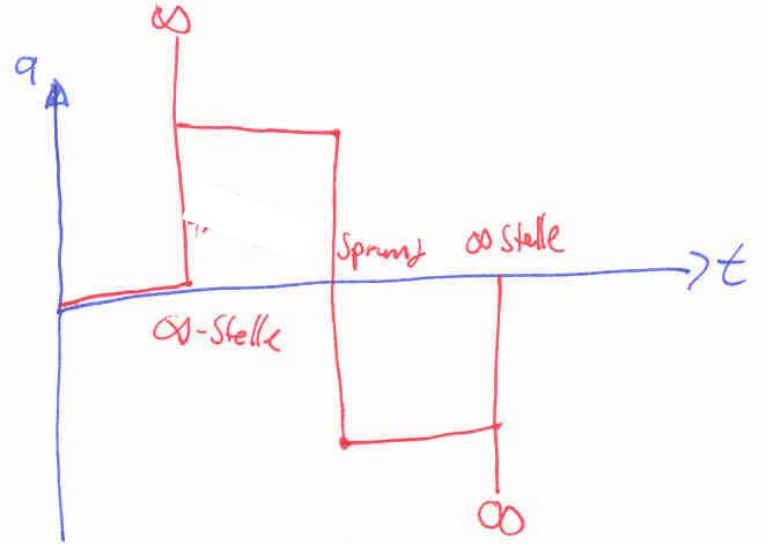
Weg




Geschwindigkeit




Beschleunigung



| | | |
|---|---|---|
| Weg, Zeit – Diagramm | Knick | Wendepunkt |
| Geschwindigkeits-, Zeit – Diagramm | Sprung | Maximum |
| Beschleunigungs-, Zeit – Diagramm | ∞ - Stelle | Sprung |
| Folge im Bewegungsablauf des Abtriebsgliedes | Stoß | Ruck |

Eine **stoß- und ruckfreie Abtriebsbewegung** erfordert, dass in der Übertragungsfunktion keine Knick- und Wendepunkte auftreten.

## 3 Synthese von Kurvenscheiben

### 3.1 Bewegungsplan

Aus den gegebenen Forderungen für die Bewegung des Abtriebsgliedes wird zunächst der Bewegungsplan aufgestellt.

**Beispiel:**
Nach einem Hub $s_H$ in vorgegebener Zeit $t_P$ ( „p“ positiver Hub) soll das Abtriebsglied für eine Zeit $t_{R1}$ stillstehen (**Rast 1**) und anschließend in einer wiederum vorgegebenen Zeit sich in entgegengesetzte Richtung $t_N$ („n“ negativer Hub) bewegen und wiederum eine Zeit $t_{R2}$ stillstehen (**Rast 2**).

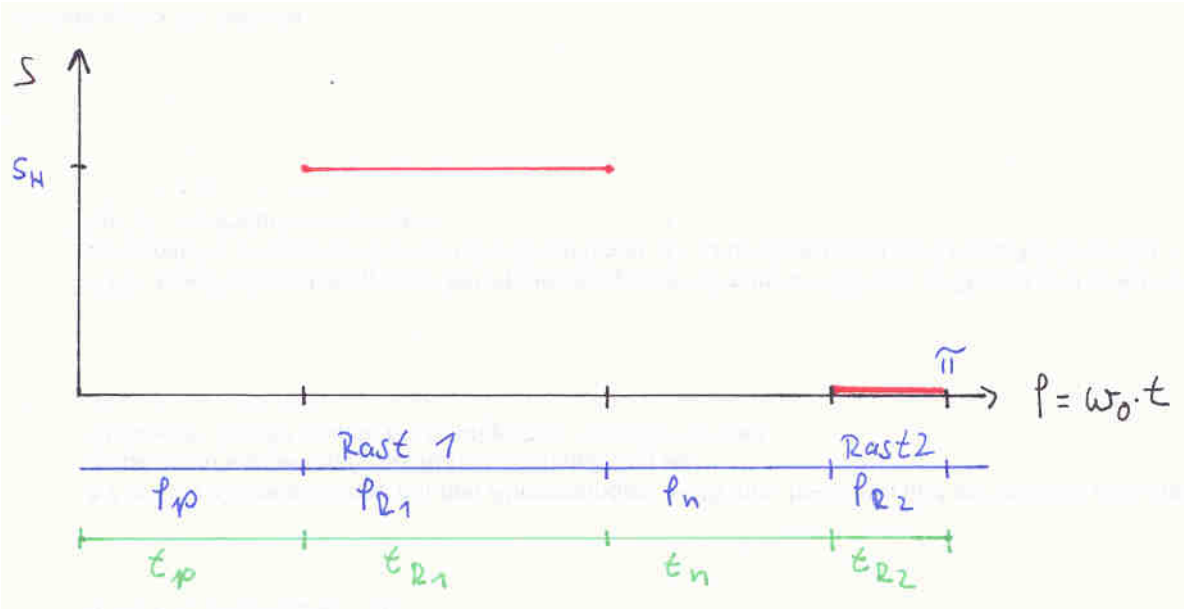



**Bild**: **Bewegungsplan**

### 3.2 Bewegungsschaubild

Für die Bewegungsabschnitte für die keine Forderungen bestehen müssen nun geeignete **Teilübertragungsfunktionen (TÜF)** ermittelt werden. Die Teilübertragungsfunktionen ergeben zusammen mit den Übertragungsforderungen die **Gesamtübertragungsfunktion (GÜF)** und deren graphische Darstellung das **Bewegungsschaubild:**

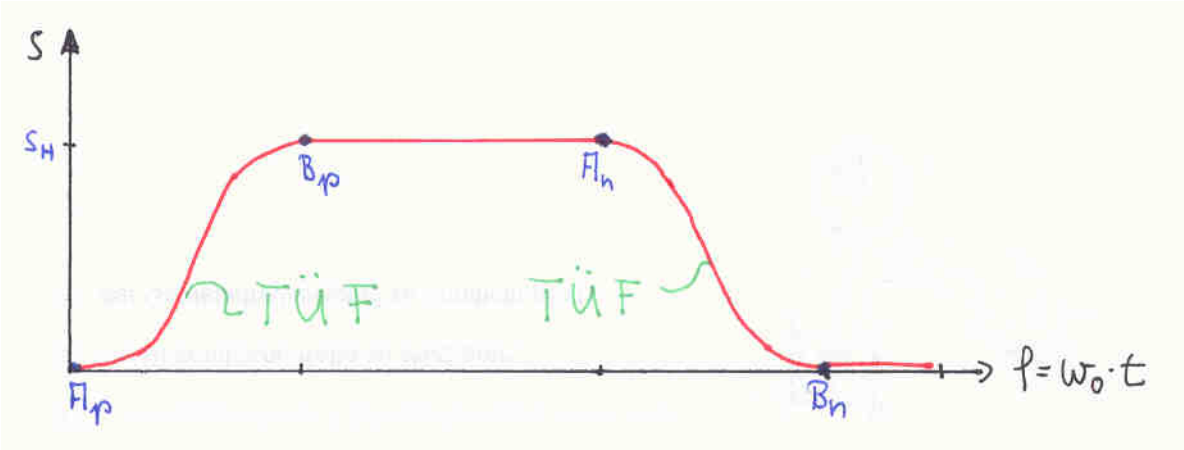



**Bild:** Bewegungsschaubild

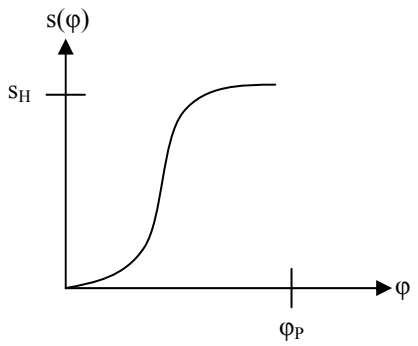
Die Wahl einer geeigneten TÜF ist bei der Forderung nach stoß- und ruckfreiem Lauf abhängig von der Bewegungsaufgabe in den Anschlußpunkten A und B also den Randwerten der Funktion. So ergibt sich:

| **Bewegungsaufgabe** | **Randwerte** | |
|---|---|---|
| | Geschwindigkeit | Beschleunigung |
| Rast | $s'\left(\varphi_{A_p}\right) = 0$ | $s''\left(\varphi_{A_p}\right) = 0$ |
| konst. Geschwindigkeit | $s'\left(\varphi_{B_p}\right) = const.$ | $s''\left(\varphi_{B_p}\right) = 0$ |

**Tabelle:** Forderung an die Randwerte bei gegebenen Bewegungsaufgabe

### 3.3 Normierte Übertragungsfunktion (NÜF)

Um allgemeingültige Aussagen über geeignete Teilübertragungsfunktionen machen zu können werden diese zunächst normiert.



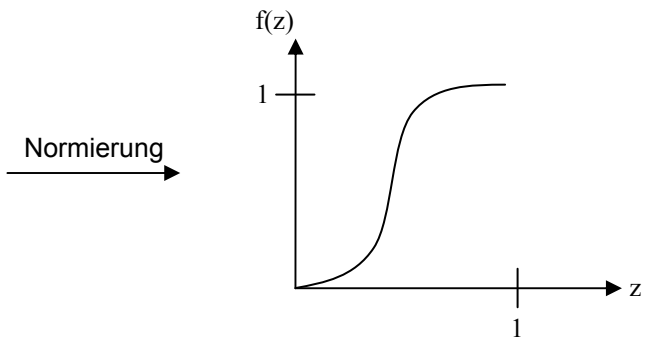




**Bild:** TÜF für pos. Bewegung

**Bild:** normierte TÜF für pos. Bewegung NÜF

normierter Parameter $z = \dfrac{\varphi}{\varphi_P}$

normierte Übertragungsfunktion (NÜF) $f(z) = \dfrac{s(\varphi)}{s_H}$

Für die tatsächlich Bewegung gilt: $s(\varphi) = f(z) \bullet s_H$

$$\boxed{\varphi = z \bullet \varphi_P}$$

mit der 1. Ableitung $s'(\varphi) = \dfrac{d\,f(z)}{d\,\varphi} \cdot s_H = \dfrac{d\,f(z)}{d\,z} \cdot \dfrac{d\,z}{d\,\varphi} \cdot s_H$

(Geschwindigkeit) $\boxed{s'(\varphi) = f' \cdot \dfrac{s_H}{\varphi_P}}$

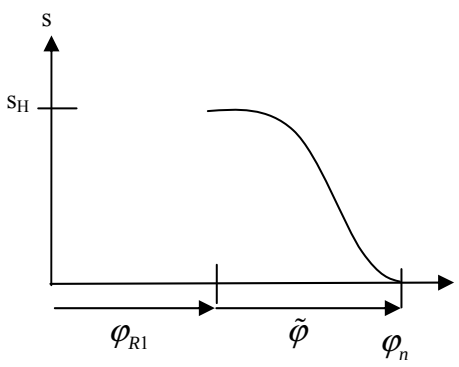
und der 2. Ableitung $s''(\varphi) = \dfrac{d\,s'}{d\,\varphi} = \dfrac{d\,f'}{d\,z} \cdot \dfrac{d\,z}{d\,\varphi} \cdot \dfrac{s_H}{\varphi_P}$

(Beschleunigung) $\boxed{s''(\varphi) = f'' \cdot \dfrac{s_H}{\varphi_P^2}}$

mit
f(z) NÜF 0.Ordnung

f´(z) NÜF 1.Ordnung

f´´(z) NÜF 2. Ordnung
Analog gilt für die negative Bewegung (Rückbewegung)




Normierung

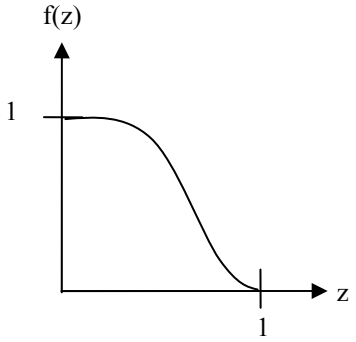



**Bild:** TÜF für neg. Bewegung

**Bild:** normierte TÜF für neg. Bewegung NÜF

normierter Parameter $$z = \frac{\tilde{\varphi}}{\varphi_n}$$

normierte Übertragungsfunktion (NÜF) $$\frac{s}{s_H} = 1 - f(z)$$

Für die tatsächlich Bewegung gilt:

$$s = \left(1 - f(z)\right) \cdot s_H$$
$$\tilde{\varphi} = z \cdot \varphi_n$$

mit der 1. Ableitung $$\boxed{s' = -f' \cdot \frac{s_H}{\varphi_n}}$$

und der 2. Ableitung $$\boxed{s'' = -f'' \cdot \frac{s_H}{\varphi_n^2}}$$

Unter Anwendung normierter Übertragungsfunktionen NÜF ergibt sich für die Geschwindigkeit und die Beschleunigung des **Abtriebsschiebers** für die positive und negative (entgegengesetzte) Bewegung bei **konstanter Drehzahl** der Kurvenscheibe

| | **Positive Bewegung** | **Negative Bewegung** |
|---|---|---|
| **Weg s** | $s(t) = s\left(\varphi(t)\right) = f(z) \cdot s_H$ | $s(t) = \left(1 - f(z)\right) \cdot s_H$ |
| **Geschwindigkeit v** | $v = s' \cdot \omega_o = f' \cdot \frac{s_H}{\varphi_p} \cdot \omega_o$ | $v = -f' \cdot \frac{s_H}{\varphi_n} \cdot \omega_o$ |
| **Beschleunigung a** | $a = s'' \cdot \omega_o^2 = f'' \cdot \frac{s_H}{\varphi_p^2} \cdot \omega_o^2$ | $a = -f'' \cdot \frac{s_H}{\varphi_n^2} \cdot \omega_o^2$ |

**Tabelle:** Kinematische Größen des Abtriebsschiebers in Abhängigkeit von der normierten Übertragungsfunktion

Analog lässt sich für Getriebe mit Abtriebsschwinge bei konstante Kurvenscheibendrehzahl ($\omega_0$=konst.) herleiten:

| | **Gleichlaufabschnitt** | **Gegenlaufabschnitt** |
|---|---|---|
| **Winkelweg $\psi$** | $\psi(t) = f(z)\ \psi_H$ | $\psi(t) = (1 - f(z))\ \psi_H$ |
| **Winkelgeschwindigkeit $\omega_\psi$** | $\omega_\psi = f'(z)\ \omega_0\ \psi_H/\varphi_P$ | $\omega_\psi = -f'(z)\ \omega_0\ \psi_H/\varphi_N$ |
| **Winkelbeschleunigung $\alpha_\psi$** | $\alpha_\psi = f''(z)\ \omega_0^2\ \psi_H/\varphi_P^2$ | $\alpha_\psi = -f''(z)\ \omega_0^2\ \psi_H/\varphi_N^2$ |

**Tabelle:** Kinematische Größen des Abtriebsschwinghebels in Abhängigkeit von der normierten Übertragungsfunktion

### 3.4 Bewegungsgesetze

In Abhängigkeit von den jeweiligen Bewegungsforderungen ist nun, eine geeignete Teilübertragungsfunktion (TÜF) zu ermitteln. Da es keine normierte TÜF gibt, die für alle Einsatzfälle von Kurvengetrieben die günstigste ist, besteht die Aufgabe des Konstrukteurs nun darin, die geeignetste zu ermitteln.

Zur Auswahl stehen:

- Trigonometrische Gesetze
- Potenzgesetze
- Kombination aus beiden.

**Beispiel: Rast-in-Rast-Bewegung**

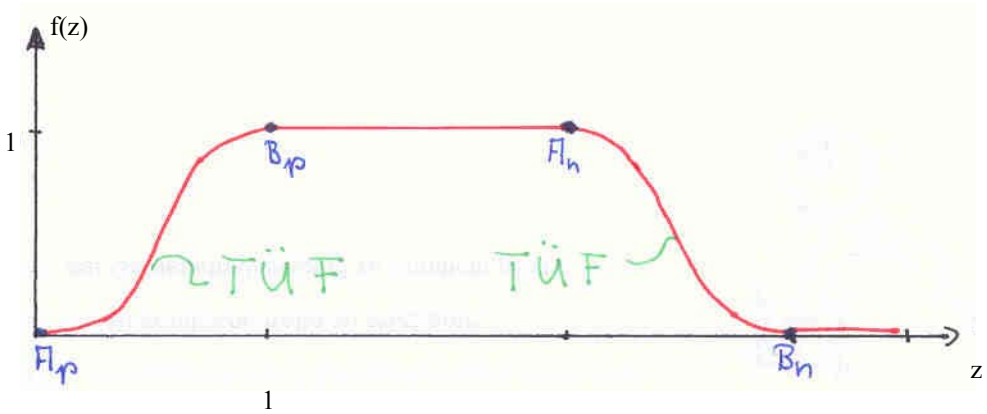
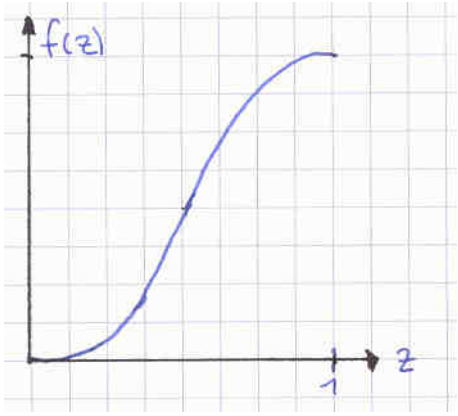



**Bild:** Normierte Übertragungsfunktion einer Rast-in-Rast-Bewegung

Die Teilübertragungsfunktion für die positive Bewegung sollte in den beiden Anschlußpunkten $A_P$ und $B_P$ folgende Randbedingungen erfüllen:

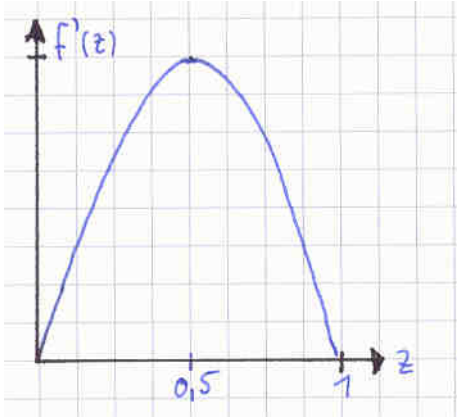
**Weg (0. Ordnung)**
Anschlußpunkt $A_P$ f(z=0)=0

Anschlußpunkt $B_P$ f(z=1)=1



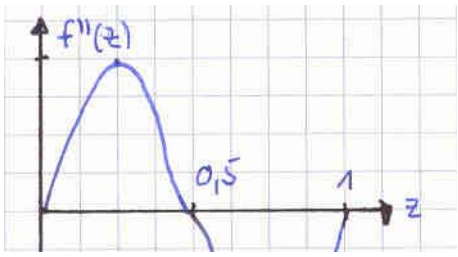

**Geschwindigkeit (1. Ordnung)**
(stoßfrei, d.h. kein Geschwindigkeits-sprung)
Anschlußpunkt $A_P$ f `(z=0)=0

Anschlußpunkt $B_P$ f `(z=1)=0




**Beschleunigung (2. Ordnung)**
(ruckfrei, d.h. kein Beschleunigungs-sprung)
Anschlußpunkt $A_P$ f ``(z=0)=0

Anschlußpunkt $B_P$ f ``(z=1)=0



### 3.4.1 Trigonometrische Bewegungsgesetze

Trigonometrische Bewegungsgesetze sind die aus trigonometrischen Funktionen zusammengesetzten normierten Übertragungsfunktionen.

#### 3.4.1.1 Sinus - Funktion

$$f(z) = \sin\frac{\pi}{2}z \qquad 0 \le z \le 1$$

**Weg (0. Ordnung)**

Anschlußpunkt $A_P$

Anschlußpunkt $B_P$

**Geschwindigkeit (1. Ordnung)**

Anschlußpunkt $A_P$

Anschlußpunkt $B_P$

**Beschleunigung (2. Ordnung)**

Anschlußpunkt $A_P$

Anschlußpunkt $B_P$

**Schlußfolgerung:**

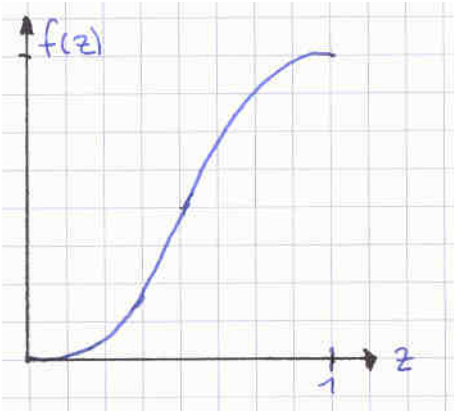
### 3.4.1.2 Einfache Sinoide

Hierbei handelt es sich um geneigte Sinuslinien

$$f(z) = \frac{1}{2}\left(1 - \cos(z\pi)\right) \qquad 0 \le z \le 1$$

**Weg (0. Ordnung)**

$$f(z) = \frac{1}{2}\left(1 - \cos(\pi \cdot z)\right)$$

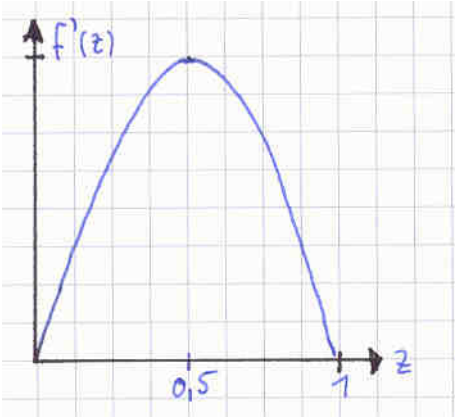



Anschlußpunkt $A_P$ f(z=0)=0 Ok

Anschlußpunkt $B_P$ f(z=1)=1 Ok

**Geschwindigkeit (1. Ordnung)**
(stoßfrei, d.h. kein Geschwindigkeitssprung)

$$f'(z) = \frac{\pi}{2}\sin(\pi \cdot z)$$

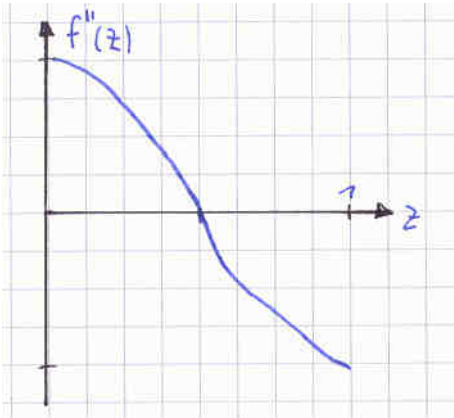



Anschlußpunkt $A_P$ f `(z=0)=0 Ok

Anschlußpunkt $B_P$ f `(z=1)=0 Ok

**Beschleunigung (2. Ordnung)**
(ruckfrei, d.h. kein Beschleunigungssprung)

$$f''(z) = \frac{\pi^2}{2}\cos(\pi \cdot z)$$




Anschlußpunkt $A_P$ f ``(z=0)=4,9 Nicht erfüllt

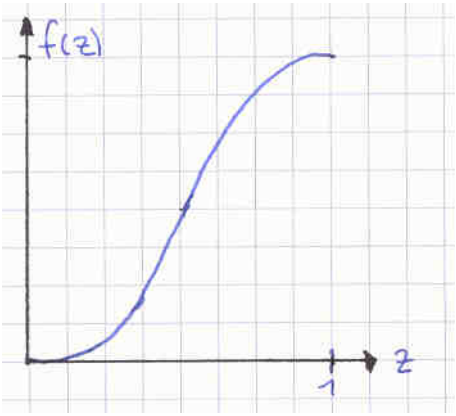
Anschlußpunkt $B_P$ f ``(z=1)=0

Schlussfolgerung: Nicht geeignet

### 3.4.1.3 Sinoide von Bestehorn

$$f(z) = z - \frac{1}{2\pi}\sin(2\pi \cdot z) \qquad 0 \le z \le 1$$

**Weg (0. Ordnung)**

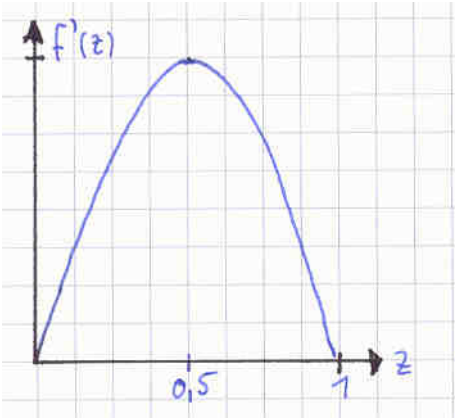



Anschlußpunkt $A_P$ f(z=0)=0 Ok

Anschlußpunkt $B_P$ f(z=1)=1 Ok

**Geschwindigkeit (1. Ordnung)**
(stoßfrei, d.h. kein Geschwindigkeitssprung)

$$f'(z) = 1 - \cos(2\pi \cdot z)$$

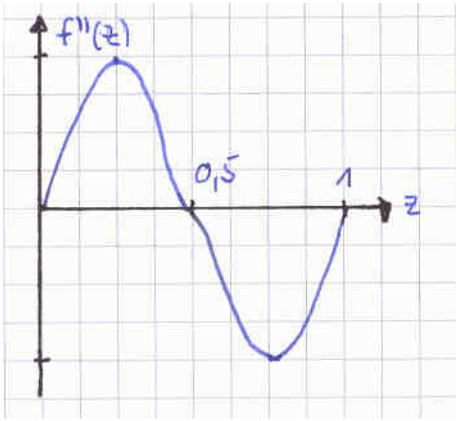



Anschlußpunkt $A_P$ f `(z=0)=0 Ok

Anschlußpunkt $B_P$ f `(z=1)=0 Ok

**Beschleunigung (2. Ordnung)**
(ruckfrei, d.h. kein Beschleunigungssprung)

$$f''(z) = 2\pi \sin(2\pi \cdot z)$$




Anschlußpunkt $A_P$ f ``(z=0)=0 Ok

Anschlußpunkt $B_P$ f ``(z=1)=0 Ok

Schlussfolgerung: Geeignet

### 3.4.2 Potenzgesetze

Potenzgesetze heißen diejenigen normierten Übertragungsfunktionen, die sich in der Form eines n-gliedrigen Polynoms als ganze rationale Funktion n-ten Grades

$$f(z) = z$$

darstellen lassen. Potenzgesetze lassen sich prinzipiell an alle Bewegungsaufgaben anpassen. Die Koeffizienten sind dazu so zu ermitteln, daß das Polynom den Randbedingungen genügt.

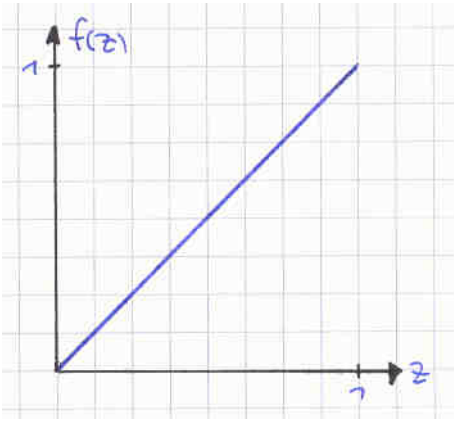
#### 3.4.2.1 Gerade

**Weg (0. Ordnung)**

$$f(z) = \frac{1}{2}\left(1 - \cos(\pi \cdot z)\right)$$

Anschlußpunkt $A_P$ f(z=0)=0 Ok

Anschlußpunkt $B_P$ f(z=1)=1 Ok

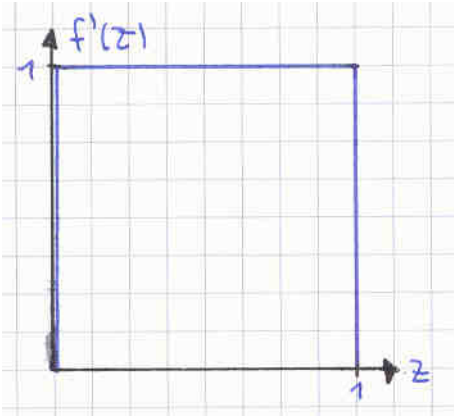



**Geschwindigkeit (1. Ordnung)**
(stoßfrei, d.h. kein Geschwindigkeitssprung)

$$f'(z) = 1$$

Anschlußpunkt $A_P$ f `(z=0)=1 Nicht erfüllt

Anschlußpunkt $B_P$ f `(z=1)=1 Nicht erfüllt

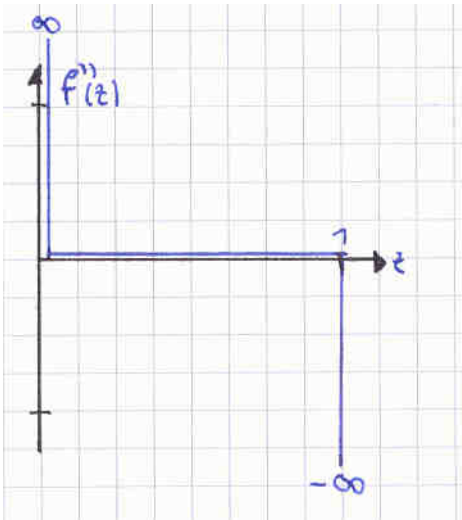



**Beschleunigung (2. Ordnung)**
(ruckfrei, d.h. kein Beschleunigungssprung)

$$f''(z) = 0$$

Anschlußpunkt $A_P$ f ``(z=0)=0 Ok (Stoß)

Anschlußpunkt $B_P$ f ``(z=1)=0 Ok (Stoß)




Schlussfolgerung: Nicht geeignet

### 3.4.2.2 Quadratische Parabel

für $0 \le z < 0{,}5 \qquad f(z) = 2z^2$

für $0{,}5 \le z \le 1 \qquad f(z) = 1 - 2(1-z)^2$

**Weg (0. Ordnung)**

Anschlußpunkt $A_P$

Anschlußpunkt $B_P$

**Geschwindigkeit (1. Ordnung)**

Anschlußpunkt $A_P$

Anschlußpunkt $B_P$

**Beschleunigung (2. Ordnung)**

Anschlußpunkt $A_P$

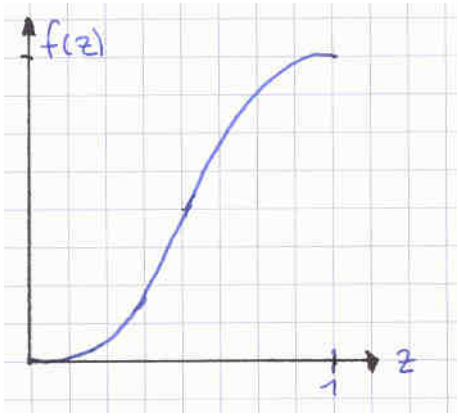
Anschlußpunkt $B_P$

**Schlußfolgerung:**

### 3.4.2.3 Kubische Parabeln

$$f(z) = 3z^2 - 2z^3$$

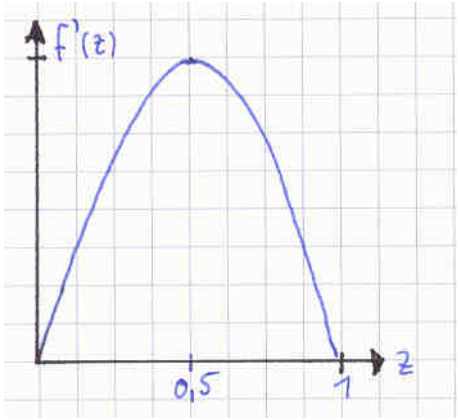
**Weg (0. Ordnung)**




| | | |
|---|---|---|
| Anschlußpunkt $A_P$ | f(z=0)=0 | Ok |
| Anschlußpunkt $B_P$ | f(z=1)=1 | Ok |

**Geschwindigkeit (1. Ordnung)**
(stoßfrei, d.h. kein Geschwindigkeitssprung)

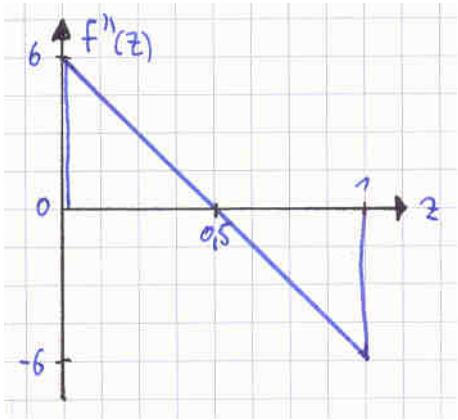
$$f'(z) = 6z - 6z^2$$




| | | |
|---|---|---|
| Anschlußpunkt $A_P$ | f `(z=0)=0 | Ok |
| Anschlußpunkt $B_P$ | f `(z=1)=0 | Ok |

**Beschleunigung (2. Ordnung)**
(ruckfrei, d.h. kein Beschleunigungssprung)

$$f''(z) = 6 - 12z$$




| | | |
|---|---|---|
| Anschlußpunkt $A_P$ | f ``(z=0)=6 | Nicht erfüllt (Ruck) |
| Anschlußpunkt $B_P$ | f ``(z=1)= -6 | Nicht erfüllt (Ruck) |

Schlussfolgerung: Nicht geeignet

### 3.4.3 Zusammenstellung von normierten Übertragungsfunktionen

Die folgende Tabelle zeigt eine Zusammenstellung der wichtigsten normierten Übertragungsfunktionen für die Rast – in – Rast - Bewegung mit ihren jeweiligen Ableitungen.

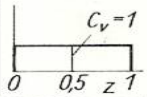
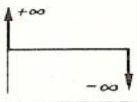
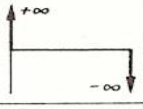
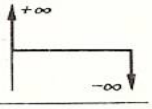
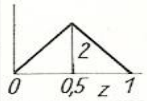
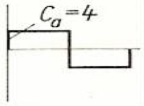
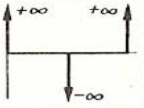
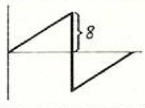
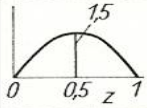
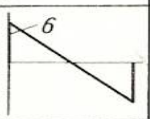
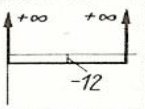
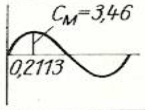
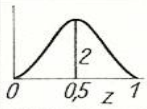
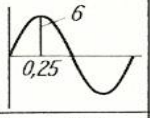
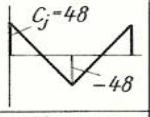
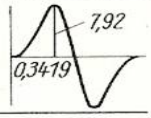
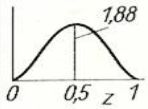
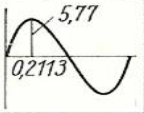
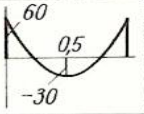
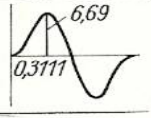
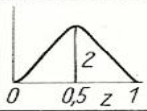
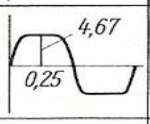
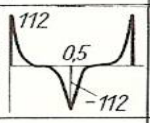
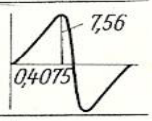
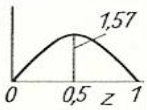
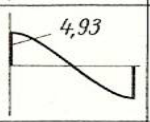
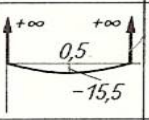
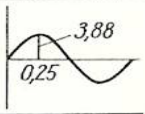
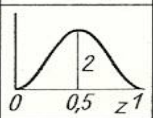
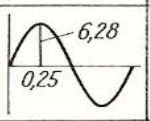
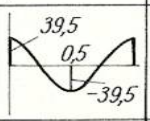
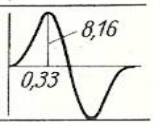
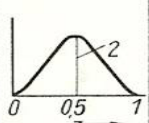
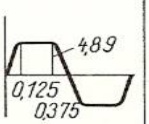
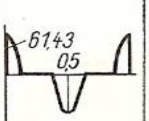
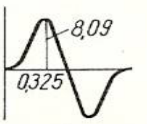
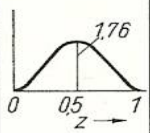
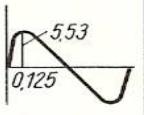
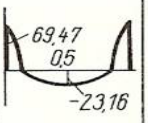
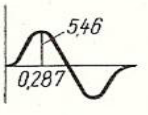
| Bewegungs-gesetz | Normierte Übertragungsfunktion | $f'(z)$ | $f''(z)$ | $f'''(z)$ | $f'(z)\cdot f''(z)$ |
|---|---|---|---|---|---|
| Gerade<br>1. Polynom<br>1. Potenz | $f(z)=z$ |  |  |  |  |
| quadratische Parabel<br>2. Polynom<br>2. Potenz | $z=0\ldots0{,}5$: $f_1(z)=2z^2$<br>$z=0{,}5\ldots1$: $f_2(z)=1-2(1-z)^2$ |  |  |  |  |
| kubische Parabel<br>2-3 Polynom<br>3. Potenz | $f(z)=3z^2-2z^3$ |  |  |  |  |
| 3-4 Polynom<br>4. Potenz | $z=0\ldots0{,}5$: $f_1(z)=8(z^3-z^4)$<br>$z=0{,}5\ldots1$: $f_2(z)=1-8[(1-z)^3-(1-z)^4]$ |  |  |  |  |
| 3-4-5 Polynom<br>5. Potenz | $f(z)=10z^3-15z^4+6z^5$ |  |  |  |  |
| 3-4-5-6-7-8 Polynom<br>8. Potenz | $z=0\ldots0{,}5$: $f_1(z)=\frac{8}{3}(7z^3-35z^4+112z^5-224z^6+256z^7-128z^8)$<br>$z=0{,}5\ldots1$: $f_2(z)=1-\frac{8}{3}[7(1-z)^3-35(1-z)^4+112(1-z)^5-224(1-z)^6+256(1-z)^7-128(1-z)^8]$ |  |  |  |  |
| Sinuslinie<br>(einfache Sinoide) | $f(z)=\frac{1}{2}[1-\cos(\pi z)]$ |  |  |  |  |
| Sinoide von Bestehorn | $f(z)=z-\frac{1}{2\pi}\sin(2\pi z)$ |  |  |  |  |
| Modifiziertes Beschleunigungstrapez | $z=0\ldots\frac{1}{8}$: $f_1(z)=\frac{1}{2+\pi}\left[2z-\frac{1}{2\pi}\sin(4\pi z)\right]$<br>$z=\frac{1}{8}\ldots\frac{3}{8}$: $f_2(z)=\frac{1}{2+\pi}\left[-\frac{1}{2\pi}+2z+4\pi\left(z-\frac{1}{8}\right)^2\right]$<br>$z=\frac{3}{8}\ldots0{,}5$: $f_3(z)=\frac{1}{2+\pi}\left[-\frac{\pi}{2}+2(1+\pi)z-\frac{1}{2\pi}\sin(4\pi z-\pi)\right]$<br>$z=0{,}5\ldots1$: $f(z)=1-f(1-z)$ |  |  |  |  |
| Modifizierte Sinoide | $z=0\ldots\frac{1}{8}$: $f_1(z)=\frac{1}{4+\pi}\left[\pi z-\frac{1}{4}\sin(4\pi z)\right]$<br>$z=\frac{1}{8}\ldots\frac{7}{8}$: $f_2(z)=\frac{1}{4+\pi}\left[2+\pi z-\frac{9}{4}\sin\left(\frac{4\pi}{3}z+\frac{\pi}{3}\right)\right]$<br>$z=\frac{7}{8}\ldots1$: $f_3(z)=\frac{1}{4+\pi}\left[4+\pi z-\frac{1}{4}\sin(4\pi z)\right]$ |  |  |  |  |

**Tabelle:** Symmetrisch normierte Übertragungsfunktionen für die Rast –in -Rast-Bewegung

## 4 Übungsbeispiele

**4.1** Für eine Rast- in- Rast-Bewegung ist die Kurvenscheibe eines Kurvengetriebes mit zentrischem Schieber als Abtriebsglied zu ermitteln. Die Berührung zwischen Kurve und Abtriebsglied erfolgt mit einer Schneide.

Daten:

| | | | |
|---|---|---|---|
| Hub | $s_H$ = 25 mm | Anstiegswinkel | $\varphi_p = 60^0$ |
| konst. Antriebsdrehzahl | $n_0$= 250 $min^{-1}$ | 1. Rastwinkel | $\varphi_{R1} = 75^0$ |
| Grundkreisradius | $r_0$= 20 mm | Abstiegswinkel | $\varphi_n = 90^0$ |
| Drehrichtung | math. positiv | 2. Rastwinkel | $\varphi_{R2}=135^0$ |
| Bewegungsgesetz | einfache Sinoide | | |

a) Skizzieren Sie maßstabsgerecht das Bewegungsschaubild
b) Berechnen Sie in jeweils 12 Schritten für den Anstieg (positive Bewegung) und für den Abstieg (negative Bewegung) die Kontur der Kurvenscheibe.
c) Skizzieren Sie die Kurvenscheibe im Maßstab 2:1.
d) Berechnen sie die max. Geschwindigkeit und Beschleunigung des Abtriebsschiebers.

**4.2** Für eine Rast - in -Rast-Bewegung ist die Kurvenscheibe eines Kurvengetriebes mit zentrischem Schieber als Abtriebsglied zu ermitteln. Die Berührung zwischen Kurve und Abtriebsglied erfolgt mit einer Schneide.

Daten:

| | | | |
|---|---|---|---|
| Hub | $s_H$ = 25 mm | Anstiegszeit | $t_p$ = 40 ms |
| konst. Antriebsdrehzahl | $n_0$= 250 $min^{-1}$ | 1. Rastzeit | $t_{R1}$= 50 ms |
| Grundkreisradius | $r_0$= 20 mm | Abstiegszeit | $t_n$ = 60 ms |
| Drehrichtung | math. positiv | 2. Rastzeit | $t_{R2}$= 90 ms |
| Bewegungsgesetz | Sinoide nach Bestehorn | | |

a) Skizzieren Sie maßstabsgerecht das Bewegungsschaubild
b) Berechnen Sie in jeweils 12 Schritten für den Anstieg (positive Bewegung) und für den Abstieg (negative Bewegung) die Kontur der Kurvenscheibe.
c) Skizzieren Sie die Kurvenscheibe im Maßstab 2:1.
d) Berechnen sie die max. Geschwindigkeit und Beschleunigung des Abtriebsschiebers.

**4.3** Für eine Gerätesteuerung ist ein formschlüssiges, zentrisches Kurvengetriebe mit schwingendem, zentrischem Abtriebsglied zu entwerfen. Die Berührung zwischen Kurve und Abtriebsschwinge erfolgt mit einer Abtastrolle.

Daten:

| | | | |
|---|---|---|---|
| Hub | $s_H$ = 20 mm | Anstiegszeit | $t_p$ = 40 ms |
| konst. Antriebsdrehzahl | $n_0$= 300 $min^{-1}$ | 1. Rastzeit | $t_{R1}$= 50 ms |
| Grundkreisradius Mittelpunkt | $r_0$= 20 mm | Abstiegszeit | $t_n$ = 50 ms |
| Drehrichtung | math. negativ | | |
| Bewegungsgesetz | einfache Sinoide | | |
| Abtastrollendurchmesser | $D_{ro}$ =15 mm | | |
| Länge der Abtriebsschwinge | l=85 mm | | |

a) Skizzieren Sie maßstabsgerecht das Getriebeschema mit Maßangaben.
b) Skizzieren Sie maßstabsgerecht das Bewegungsschaubild.
c) Ermitteln Sie graphisch und skizzieren das Weg, Zeit-Diagramm im Maßstab 5:1für den Anstieg in 12 Schritten.
d) Berechnen Sie in jeweils 12 Schritten für den Anstieg (positive Bewegung) und für den Abstieg (negative Bewegung) die Kontur der Kurvenscheibe.
e) Skizzieren Sie die Kurvenscheibe im Maßstab 2:1.
f) Berechnen sie die max. Geschwindigkeit und Beschleunigung der Abtriebsrolle.

## 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