



h	l	$r_m$	i	$\phi$
Höhe Flanke	Länge Flanke	Radius zur Mitte der Flanke	#Keile	Flanken zentr. . . 0.9 Innen zentr. . . 0.75
Vorteile	Grosse Momente, Gleimässige Verteilung über den Umfang, Stosshafte Momente, Genauer Rundlauf			
Nachteile	Kerbwirkung, Hohe Kosten			

### 2.3 Pressverband

Beispiel einer reibschlüssigen Verbindung (Wirkprinzip → Normalkräfte)  
**Längspressverband** Elastische Deformation von Welle und Nabe (axial "Reinge presst")  
**Querpressverband** Es wird mit  $\Delta T$  gearbeitet, Einfügen ohne kraftaufwändig  
 Schrumpfpresverband... Nabe wird erwärmt  
 Dehnpressverband... Welle wird abgekühlt  
**Festigkeitsnachweis** muss sowohl gegen Rutschen, als auch gegen Fließen (zu hohe Pressung) erbracht werden  
 Haftreibungsgesetz für die Resultierende aus Umfang- & Axiallast

$$F_{res} = \sqrt{F_U^2 + F_a^2} \leq F_N \cdot \mu = \frac{p \cdot A \cdot \mu}{S_R} \quad \sigma_V \leq \sigma_{zul}$$

**Toleranzen:** Übermasses festgelegt durch Toleranzen von Welle & Nabe  
 $U_{min}$  Garantiert minimale Normalkraft  
 $U_{max}$  Einschränkung gegen Fließen  
**Sicherheit** gegen Rutschen: ↑ Wirkfläche, ↑  $\mu$ , ↑ Passung, evtl. Stellschrauben

### 3 Wellendimensionierung

Belastungsfälle			
Zug/Druck	Torsion	Bending	Shear Force
$\sigma_{max} = \frac{F_N}{A_{min}}$	$\tau_{max} = \frac{T \cdot c}{J}$	$\sigma_{max} = \frac{M \cdot c}{I}$	$\tau_{max} = \frac{V \cdot Q}{I}$
$J = \frac{\pi}{2} \cdot c^4$		$I = \frac{\pi}{4} \cdot c^4$	

#### Dimensionierung des Durchmessers

Bending	$d_{min} \geq \sqrt[3]{\frac{M}{0.1 \cdot \sigma_{zul}}}$
Torsion	$d_{min} \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0.2 \cdot \tau_{zul}}}$

**Vergleichsspannungshypothesen** dienen dazu einen mehrachsigen Spannungszustand auf einen einachsigen zurückzuführen, um diesen mit dem Zugversuch vergleichen zu können  $\sigma_{vergleich} \leq \sigma_{yield}$ . (Es geht zwingend Information verloren)

**Normalspannungshyp NH** Für spröde Materialien bzw. stosshaften Belastungsfall

$$\sigma_{vergleich} = 0.5 \cdot (\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}) \leq \sigma_{zul}$$

**Schubspannungshyp SH** Für duktile Materialien im statischen Belastungsfall

$$\sigma_{vergleich} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{zul}$$

**Gestaltänderungsenergiehyp GEH** Für duktile Materialien im schwingenden Belastungsfall

$$\sigma_{vergleich} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{zul} \quad d_{min} \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot \sigma_{zul}} \cdot \sqrt{M^2 + 0.75T^2}}$$

#### Geometrie der Welle

**Phase** (meist 45°) Entgratung, Erleichterung bei weiterer Montage  
**Freistich** Wird benötigt um Naben direkt an die Wellenschulter ansetzen zu können (alternativ → Fase an der Nabe) ACHTUNG: Kerbwirkung (Kerbfaktor  $\alpha$ )  
**Wellenmutter** Axiale Sicherung der Welle-Nabe-Verbindung (evtl. Sicherungsblech)

### 4 Lager

#### Einteilung nach Lastaufnahme

Radial	Radial & Axial	Axial
Rillenkugellager	Schräggugellager	Axialrillenkugellager
Zylinderrollenlager	Kegelrollenlager	
	Pendelrollenlager (beide Richtungen)	

#### Lagerung von Wellen

**Schwimmend** Keine Aufnahme von axialen Kräften  
**Fest-Los** Eines der Lager nimmt axiale Kräfte auf  
**Angestellt** Beide Lager nehmen axiale Kräfte auf (in unterschiedliche Richtungen)

**Passungen** Prinzipiell sind Spielpassungen erwünscht (leichte Montage). Zulässig nur bei Punktlast (sonst → Passungsrost durch "Wandern")  
**Punktlast** Innen-/Aussenring bleibt relativ zur Last in Ruhe → Spielpassung  
**Umfanglast** Innen-/Aussenring dreht sich relativ zur Last → Übermasspassung

#### Schädigung

Stat. Belastung ↑	Stat. Belastung ↓	Ermüdungserscheinungen	
Wälzkörpereindrücke	Schlupfspuren	Pitting (Grübchen)	Fremdkörper

Statische Tragfähigkeit (für quasi ruhende Lager)

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

$S_0$	$C_0$	$P_{\equiv}$
Statische Tragsicherheit	Statische Tragzahl	Statisch äquivalente Belastung

**Lebensdauer** in  $10^6$  Umdrehungen

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \text{evtl.} \cdot \left(\frac{10^6}{60n}\right) \dots \text{Lebensdauer in Stunden}$$

C	P	p
Dynam. Tragzahl	Äquivalente dynam. Lagerbelastung	Lebensdauerexp.
$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$		

### 5 Schmierung

Grenzschichtschmierung	Teilschmierung	Vollschmierung
Festkörperreibung Unerwünscht	Mischreibung $F_R$ → Minimum	Flüssigkeitsreibung Belastung 100% vom Schmierfilm

Stribeck-Kurve... Reibkraft in Abhängigkeit von der Reibgeschwindigkeit  
**Anforderungen** Schmierfilm, Wärme ableiten (Ölschmierung), Abdichtung gegen Verunreinigungen (Fettschmierung), Laufgeräusch dämpfen, Schutz vor Korrosion

Fette	Öle	Festschmierstoffe
Seife, Schmierfett	Synthetische-, Mineralöle	Graphit, Teflon
Einfache Konstruktion Dichtwirkung Depotwirkung Wartungsaufwand ↓	Schmierverteilung Ausspülen von Partikeln Wärmeabfuhr möglich	Extreme Bedingungen

Entscheidend für einen guten Reibwert ist der Schmierfilm → Druck bewirkt ein Anheben der Kontaktflächen

#### Schmierkonzepte... frühe Festlegung

Ölumlaufschmierung	Ölbadschmierung	Lebensdauerschmierung
Sicher Wärmeabfuhr Hohe Drehzahlen (bei Einspritzung)	Kostengünstig Einfach Planschverluste	Kein Wartungsaufwand Kein Tauschen möglich

**Nachschmierung**... gleiches Schmierfett, bei betriebswarmen & drehendem Lager, vor langen Betriebsunterbrechungen, solange bis sich ein Fettkragen bildet (Nippel)

### 6 Toleranzen

↓ Toleranzen → Kosten ↑

#### Toleranzarten

Lage	Profil	Form	Welligkeit	Rauheit
------	--------	------	------------	---------

Toleranzen bestehen aus: Nennmass & Toleranzfeld (Mindestmass, Höchstmass)  
 Passung: Bezeichnung für das massliche Zusammenspiel zwischen zwei Bauteilen

Empfohlene Passung	Toleranzfeldlage und -größe für Nennmaß 60 in $\mu m$		H7/h6	H7/h6	H8/d9	H8/d9	H8/d9	H8/d9	H8/d9
	Außenmaß	Innenmaß							
H8/xH8/24mm	x8	H8	H8/h9	H8/h9	D10/h9 *	D10/h9	D10/h9	D10/h9	D10/h9
H8/h8/24mm		H8	H11/h9	H11/h9	(H11/d9)	(H11/d9)	(H11/d9)	(H11/d9)	(H11/d9)
H7/s6		H7	G7/h6 *	G7/h6	D10/h11 *	D10/h11	D10/h11	D10/h11	D10/h11
H7/r6		H7	H7/g6	H7/g6	C11/h9 *	C11/h9	C11/h9	C11/h9	C11/h9
H7/n6		H7	F8/h6 *	F8/h6	C11/h11 *	C11/h11	C11/h11	C11/h11	C11/h11
H7/k6		H7	F8/h9 *	F8/h9	(H11/c11)	(H11/c11)	(H11/c11)	(H11/c11)	(H11/c11)
H7/j6		H7	H8/e8	H8/e8	(A11/h11) *	(A11/h11)	(A11/h11)	(A11/h11)	(A11/h11)
		H7	E9/h9 *	E9/h9	(H11/a11)	(H11/a11)	(H11/a11)	(H11/a11)	(H11/a11)

Kleine Buchstaben... Welle

Grosse Buchstaben... Bohrung

### 7 Kupplungen

**Kennzeichen**  $M_{Antrieb} = M_{Abtrieb}$

#### Einteilung

Nicht schaltbar			
Drehsteif (Winkelsynchrone Übertragung)	Ausgleichend		Drehelastisch (Dämpfend)
Nicht ausgleichend	Ausgleichend	Ausgleichend	
Scheibenkupplung (Flansche verschr.)	Metallbalg	Bolzenkupplung	
Schalenkupplung	Kardanwelle	Klauenkupplung (Einsatz)	
	Bogenzahnkup.	Schlangenfederkupplung	
Schaltbar			
Fremdbetätigt	Selbstbetätigt		
	Drehzahl	Moment	Richtung
Klauenkupplung	Fliehkraftkupplung	Rutschkupplung	Freilaufkup.
(auf Passfeder verschiebbar → Hebel)	$n_E = \sqrt{\frac{F_{Feder}}{2\pi^2 m r_s}}$	$M_G = 2\mu_G F_N r_m$	Sperrklinke
Kegelkupplung	$n_E \dots$ Drehzahl ab dem die Übertragung übertragen wird	$M_G \dots$ Moment ab dem die Übertragung unterbrochen wird	Klemmrolle
Einscheiben - Trockenlaufkup.		Kugelrastkup.	Verwendungs - Rücklauf - sperre
Lamellenkupplung			Velo

Ausgleichen... Axialer, radialer bzw. winkliger Versatz  
**Schlupf** Bei reibschlüssigen Kupplungen gibt es zwischen ein- & entkuppeltem Zustand Schlupf. Es sind hier zwar die Momente gleich, allerdings haben An- & Abtrieb unterschiedlich Drehzahlen → unterschiedliche Leistungen! Aus der Energiebilanz folgt  $P_{An} = P_{Ab} + q$   $q \dots$  WärmestromproZeit

### 8 Schaltungen

**Getriebe** Ermöglicht durch verschiedene Gänge verschiedene Übersetzungen. Der Momentenfluss passiert immer nur über einen Weg, die anderen Zahnräder sind zwar in Kontakt & drehen mit, aber ohne Kräfte!

**Schaltmuffe** Ermöglicht ein Ändern des Weges des Momentenflusses. Ist die einzige feste Verbindung zu Abtriebswelle (Zahnräder mit Kugellager). Greift formschlüssig in einen Zahnkranz am Zahnrad und nimmt dieses mit.

**Synchronring** Sorgt für Drehzahlenpassung zwischen Schaltmuffe & Zahnrad. Reibschlüssig, nur bis Formschluss greift.

### 9 Dichtungen

**Schutz** gegen das Eintreten von Verunreinigungen (Staub, Wasser), als auch Austreten von Betriebsstoffen (Kraftstoff, Kühlmittel)

Berührende Dichtungen	Berührungsfreie Dichtungen
Wirkflächen werden zusammengedrückt	Enger Spalt zwischen den Wirkflächen
Hohe Dichtwirkung	Dichtwirkung ~ Drehzahl
Einfluss auf Gegenläufigen (Reibung)	Verschleissfrei
Schlecht bei grossen Drehzahlen	Evtl. Spermedium (Fett)
<b>Radialwellendichtung</b>	<b>Spaltdichtung</b>
Dichtlippe wird per Schlauchfeder auf die Welle gedrückt. Glatte Wellenoberfläche (Verschleiss)	Glatter Spalt
ACHTUNG: Druckunterschiede	Trockene & Staubfreie Umgebung evtl. Förderrillen
	(nur bei stetig gleicher Drehrichtung)
<b>O-Ring</b>	<b>Labryrinthdichtung</b>
Extreme Druckunterschiede	Axial (Keine Gehäusesteilung)
Nicht Welle kerben, sondern Aussenteil	Radial (Gehäuseteilung nötig)
<b>Filzring</b>	<b>Nilosring</b>
Schutz gegen Spritzöl und Staub	Federnde Dichtscheibe
Nicht aber für Ölschmierung	Die eine Seite wird geklemmt, die andere Seite an ein rotierendes Teil gedrückt → Abrieb
Keine Druckunterschiede	Sehr feine Passung
Geringe Umlaufgeschwindigkeit ( $\leq 4 \frac{m}{s}$ )	

**Auswahlkriterien** Dichtrichtung (Ein-, Austritt), Schmierstoff, Umgebung (Druck, Geschwindigkeiten, Verunreinigungen,...), Zulässige Reibung, Kosten

### 10 Federn & Dämpfer

#### 10.1 Federn

**Grundprinzip** Kraft (SPEICHER) als Funktion einer Auslenkung.  $F_{(s)} = k_{(s)} \cdot s$

Elastische Deformation	Gasdruckfeder	Magnetisch	Elektrostatisch
$\sigma = E \cdot \epsilon$	$p \cdot V = const$		$F = \frac{k \cdot Q_1 \cdot Q_2}{r^2}$

Notwendige Energie, für eine gewisse Auslenkung findet sich als Fläche unter der Kurve des  $F_{(s)}$  Diagramm

**Resonanz** Anregung in der Eigenfrequenz ( $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$ ) führt zu stetiger Erhöhung der Energie. Häufige Ursache für Versagen!

Anwendung: Überkritischer Antrieb → Rotoren durchlaufen beim Hochlaufen (& Bremsen) Resonanzstellen (z.B. Tumbler)

## Bauformen (nach Belastung eingeteilt)

Zug & Druck	
Elastomerblock	$F = \frac{A \cdot E(s)}{l} \cdot s$ (E-Modul $\neq const$ )
Ringfeder	Reibung
Torsion	
Schraubenfeder (Druckfeder))	$F = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} \cdot s$ n... Windungen
Drehfeder	$M = \frac{G \cdot \pi \cdot d^4}{32 \cdot l} \cdot \phi$
Biegung	
Spiralfeder	$M = \frac{E \cdot h^3 \cdot b}{12 \cdot l} \cdot \phi$ $l = \pi \cdot \sum_{i=1}^n \dots \text{Länge}$
Blattfeder	$F = \frac{E \cdot h^3 \cdot b}{4 \cdot l^3} \cdot s$
Tellerfeder	Aufwändige Berechnung
Schenkelfeder	
Wellenfeder	

## Auslegung

**Mechanismus** Zu speichernde Energie, Vorspannkraft

**Stöße** Stossenergie, Maximal zulässige Kraft

**Resonanz** Gewollte bzw. zu meidende Frequenzen

**Vibrationsentkopplung** Masse im System, Frequenzen

**Zweck** Rückstellkraft, Schläge mindern, Vibrationen entkoppeln, Schwinger, Überbestimmtheit lösen

## 10.2 Dämpfer

**Grundprinzip** Kraft als Funktion einer Geschwindigkeit. DISSIPIERT Energie!

Die (negative) Leistung, die der Dämpfer an der Kraft verrichtet, findet sich als Fläche unter der Kurve im  $F(v)$ -Diagramm

Fluidische (viskose) Reibung	Coulomb'sche Reibung	Wirbelstrombremse	Elektromechanische Reibung
$F = \frac{\eta \cdot A}{d} \cdot v$	$F_R = \mu \cdot F_N$	$F = c_{B,d} \cdot v$	$F = c_{EM} \cdot v$

**Resonanzfall** Dämpfung bewirkt eine Verringerung der Amplitude und eine leichte Änderung der Resonanzfrequenz (je nach Anregungsart)

**Zweck** Stoss-, Schwingungsenergie dissipieren

## 10.3 Schaltungen

	Federn	Dämpfer
Parallel ( $s_1 = s_2$ )	$F = (k_1 + k_2) \cdot s$	$F = (c_1 + c_2) \cdot v$
Serie ( $F_1 = F_2$ )	$F = k_{ser} \cdot s \dots k_{ser} = \frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2}$	$F = c_{ser} \cdot v \dots c_{ser} = \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2}$

## 11 Schrauben

### 11.1 Grundlagen

**Wirkprinzip** Durch das Gewinde kann durch Abgleiten Drehbewegung in eine Längsbewegung gewandelt werden. Es entsteht eine Normalkraft, die einen Reibschluss der eingespannten Platten ermöglicht

	Metrisch	Whitworth-Gewinde	Sägewinde
Zeichen	M	G oder R	S
Winkel $\beta$	60°	55°	30° bzw. 3°
Art	Spitzgewinde	Rundgewinde	Asymmetrisch
Anwendung	universell	Rohrleitungen	hydr. Pressen

**Gewindesteigung P** Bestimmt durch Steigungswinkel  $\phi = \frac{\beta}{2}$   $\tan \phi = \frac{P}{\pi \cdot d_2}$

**ISO Gewinde** Charakterisiert durch Flankenwinkel  $\beta = 60^\circ$  und Nenndurchmesser  $d$  in [mm]

**Schraubenquerschnitte** (Skizze)

- Nennendurchmesser...  $d$
- Spannungsdurchmesser...  $d_s = \frac{1}{2}(d_2 + d_3)$ , Spannungsquerschnitt  $A_s$
- Kerndurchmesser...  $d_3$

**Rechtsgewinde** Festziehen im Uhrzeigersinn (universeller Einsatz)

**Linksgewinde** Festziehen gegen den Uhrzeigersinn (Velo  $\rightarrow$  linkes Pedal, Gaskatusche)

**Festigkeitsklassen** Angabe mittels Kurzzeichen auf dem Schraubenkopf

- Unlegierte/Legierte...  $8.6 \rightarrow R_m = 8 \cdot 100 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$   $R_e = 6 \cdot 0.1 \cdot R_m \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$
- Nichtrostend... A2 - 70

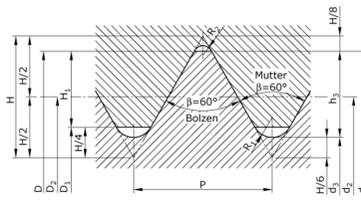
i Stahlgefüge

- A... Austenitisch
- F... Ferritisch

ii Legierungselemente

- 2... Cr, Ni
- 4... Cr, Ni, Mo

iii Zugfestigkeit  $R_m = 70 \cdot 10 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$



### Schraubenköpfe

Bauform	Anziehmom.	Kosten	Eigenschaften
Schlitzschrauben	Niedrig	Günstig	Schlechte Zentrierung
Kreuzschlitz	Niedrig	Günstig	Gute Zentrierung
Aussensechskant	Hoch	Günstig	$\uparrow$ Platzbedarf (Montage)
Innensechskant (Imbus)	Mittel	Günstig	$\downarrow$ Platzbedarf (Montage)
Aussenvielzahn	Sehr Hoch	Teuer	$\uparrow$ Platzbedarf (Montage)
Innenvielzahn (Torx)	Hoch	Teuer	$\downarrow$ Platzbedarf (Montage)

### 11.2 Schraubenverbindung

Schrauben werden durch das Anziehen auf Zug, sowie auf Torsion belastet, wird durch den Betrieb verstärkt (Kupplung: hohe Torsion)

**Konstruktionsfehler:** Kein Platz für Kopf oder Mutter, Keine ebene Auflagefläche, Keilkopfschlupf, Keilkopfpassung am Schaft, Zu wenig tragfähiges Material

**Vorspannkraft  $F_V$**  in Abhängigkeit vom Anziehmoment

$$M_A = F_V \cdot \frac{d_2}{2} [\tan(\phi + \rho'_G) + \mu_K \frac{D_{KM}}{d_2}] \quad (\text{Metrisch}) : M_A = 0.17 \cdot F_V \cdot d$$

$\rho'_G$ ... Reibungswinkel	$\mu_K$	$D_{KM}$
$\arctan \frac{\mu_G}{\cos \phi}$	Zw. Platte und Kopf	Mittleres D vom Kopf

**Versagen** Abstreifen Innen-, oder Aussengewinde, Bruch der Schraube

**Lastanteil** Etwa 90% von den ersten 4 Gewindegängen (am nächsten an der Oberfläche), konstruktive Lösungen teuer

**Kraftfluss** Geschlossene Linien

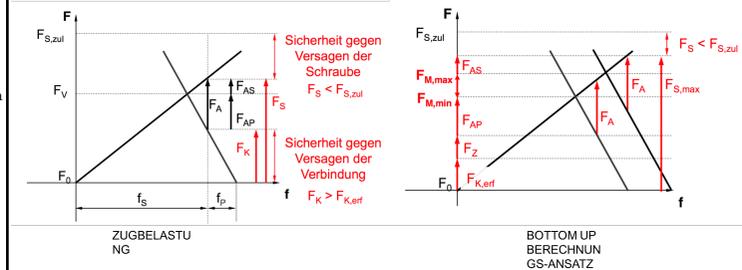
### 11.3 Verspannungsschaubild

**Plottet** Kraft über der Lageänderung  $F = \frac{1}{\delta} \cdot f$

**Lagenänderung  $f$**  nach dem Anziehen: Schraube verlängert  $f_s$ , Platten gestaucht  $f_p$

**Nachgiebigkeit  $\delta$**  beschreibt den Zusammenhang Kraft-Lageänderung als Funktion von Länge ( $l$ ), E-Modul (E) und Querschnitt (A) des Bauteils. Kann aus dem Verspannungsschaubild als **reziproker Wert der Steigung** abgelesen werden!

$$\delta = \frac{l}{E \cdot A}$$



**Vorspannkraft  $F_V$**  Schnittpunkt der beiden Geraden

**Zugbelastung  $F_A$**  (Axialer Anteil der Betriebslast) Zusätzliche Belastungen während des Betriebes dehnen die Schraube noch weiter  $F_{AS}$ , der Druck in den Platten und die Stauchung nehmen ab  $F_{AP}$ . Gehe am Verspannungsschaubild nach rechts (Skizze)

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\tan \frac{1}{\delta_P}}{\tan \frac{1}{\delta_S}}$$

Es muss beachtet werden, dass einerseits die Schraube nicht versagt nicht (Begrenzung durch  $F_{S,zul}$  andererseits die erforderliche Klemmkraft nicht unterschritten wird (Begrenzung durch  $F_{K,erf}$ )

**Setzkraft-Verlust  $F_Z$**  Kriechvorgänge wandeln einen Teil der elastischen Dehnung in plastische um (Spannungsrelaxation). Im Verspannungsschaubild kommt das einer Verschiebung der Geraden, die die Stauchung der Platte anzeigt (negative Steigung), nach links gleich

### 11.4 Schraubenauslegung

Nach der Vorauswahl der Schraube folgen die Berechnungen von

**Minimale Anziehkraft  $F_{V,min} = F_{K,erf} + F_{AP} + F_Z$**

**Maximale Anziehkraft  $F_{V,max} = \alpha_A \cdot F_{V,min}$   $\alpha_A$ ... Anziehungsfaktor**

**Maximale Schraubenkraft  $F_{S,max} = F_{V,max} + F_{AS} \leq F_{S,zul}$**

**Vergleichsspannung  $\sigma_v = \sqrt{\sigma_Z^2 + 3 \cdot (0.5\tau)^2}$**

**Sicherheitsfaktor  $S_F = \frac{R_e}{\sigma_v}$**

## 12 Integration

Konstruktionen erfordern das Zusammenspiel von Funktion, Gestaltung, Material, Herstellung

Anforderungen	Welchen Nutzen hat das System
Funktion	Wie werden die Anforderungen erfüllt Werden Momente/Drehzahlen umgewandelt Ist die Konstruktion einfach, eindeutig sicher
Gestaltung	Wie wird die Funktion umgesetzt Wie werden Wellen geführt, ? Sind die Teile produzierbar?
Lagerung	Welche Konzepte, Axiale Kraftaufnahme, etc:
Montage	Möglichst schnell und einfach Können Systemkomponenten schnell getauscht werden? Vormontage (Kassetten)
Schmierung	Wie wird ein Schmierfilm gebildet Passiert Wärmeableitung
Dichtung	In welche Richtung (ausen, innen)
Darstellung	Möglichst verständlich, zweckmässig

## 13 Zugmitteltriebe

Vorteile	Nachteile
Elastische Kraftübertragung	Schlupf (Flachriemen)
Geräuscharm	Grosse Querkraft (Welle)
Einfach & günstig	Grosser Platzbedarf
Geringer Wartungsaufwand	Begrenzter Temperaturbereich
Geringes Gewicht	Elektrostatische Aufladung möglich
Grosse Übersetzungen	
Hohe Umfangsgeschwindigkeiten	