ANTRIEBSELEMENTE

Unkorrigiertes Vorlesungsmanuskript
zum Abschnitt 3.4 Zugmittelgetriebe/Hülltriebe

Teil 1

Ausgabe 2010

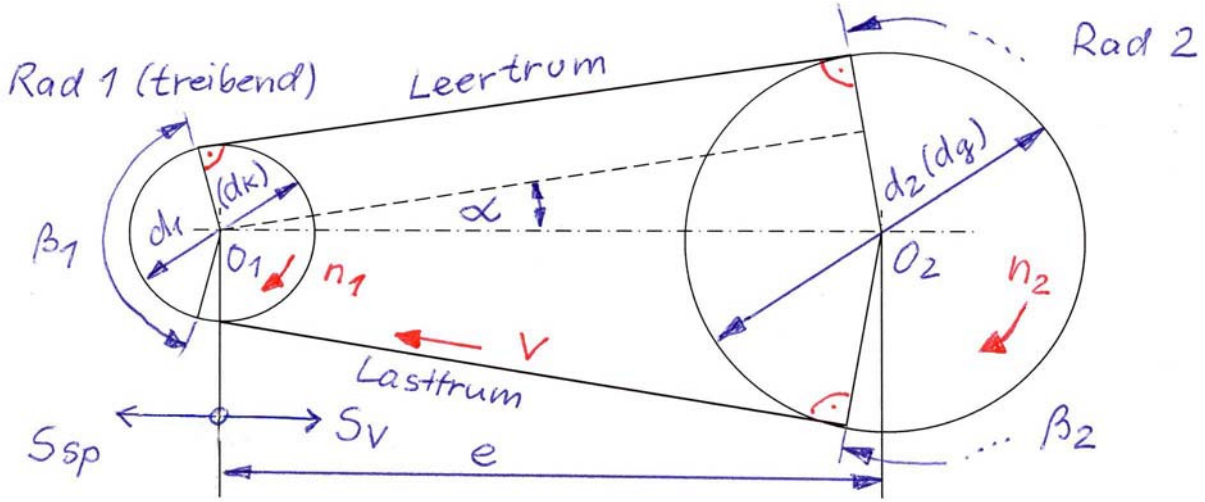
Technische Universität Dresden
Institut für Maschinenelemente
und Maschinenkonstruktion
Prof. Dr.-Ing. Berthold Schlecht

3.4 Zugmittelgetriebe / Hülltriebe (Riemen + Ketten)

Literatur: Konstruktionselemente des Maschinenbaus Bd.2, Steinhilper/Sauer, Springer Verlag
Zahnriemengetriebe, Nagel, Hanser Verlag
VDI – Richtlinie 2758 Riemengetriebe
DIN 2218, DIN 7753 (Keilriemen), VDI 2728, DIN 7721 (Zahnriemen)

3.4.1 Aufbau und Wirkungsweise

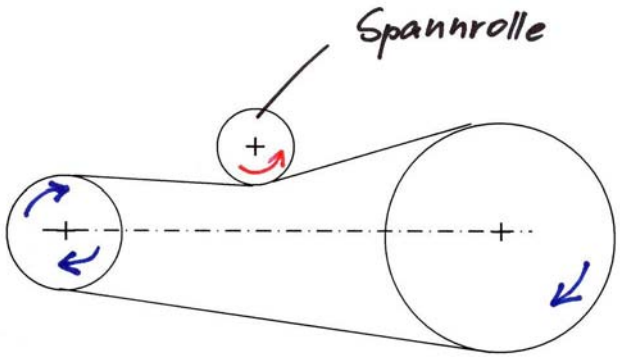
Aufgabe:
- Wandlung von Drehmoment und Drehzahl
- Änderung der Drehrichtung
- Überbrückung von Wellenabständen



$\overline{O_1O_2}$ – Wellenabstand
S_V – Verstellweg (zum Auflegen)
S_{sp} – Spannweg (zum Spannen)

Mit Spannrolle:

β1, β2
e = const.



Anzahl der Räder > 2 : Leistungsverzweigung, Drehrichtungsänderung möglich

<u>Kraftübertragung:</u> kraftschlüssig - zwischen Rad und Riemen

➔ Flach-, Keilriementrieb

formschlüssig - Ineinandergreifen von Zugmittel und Rad

➔ Ketten-, Zahnriemengetriebe

<u>Übersetzungsverhältnis:</u>

Umfangsgeschwindigkeit $v_{RK} = v_1 = v_2 = r_1\,\omega_1 = r_2\,\omega_2$

$d_2/d_1 = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 = \mathbf{i}$; i >1 ins Langsame

i <1 ins Schnelle

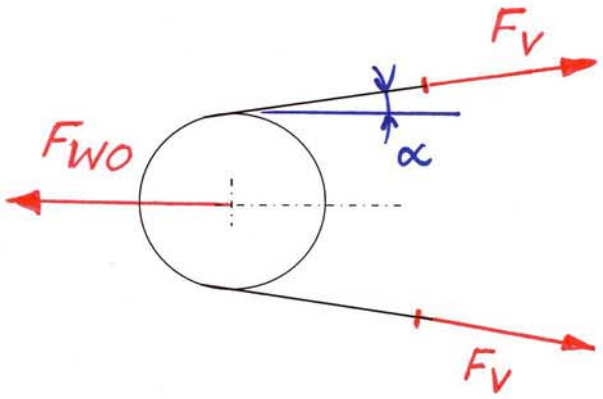
(Besonderheiten, wie Dehnschlupf bei RT und Polygoneffekt bei KT vernachlässigt!)

Übliche Übersetzungsverhältnisse ins Langsame:

- $i =$ 1 bis 6 für Flachriemen (mit Spannrolle bis 15, extrem bis 20)
- $i =$ 1 bis 10 für Keilriemen (extrem bis 20)
- $i =$ 1 bis 8 für Zahnriemen (extrem bis 12)
- $i =$ 1 bis 6 für Ketten (extrem bis 10)

<u>Kräfte, Drehmoment, Leistung</u> (ohne Fliehkraftwirkung)

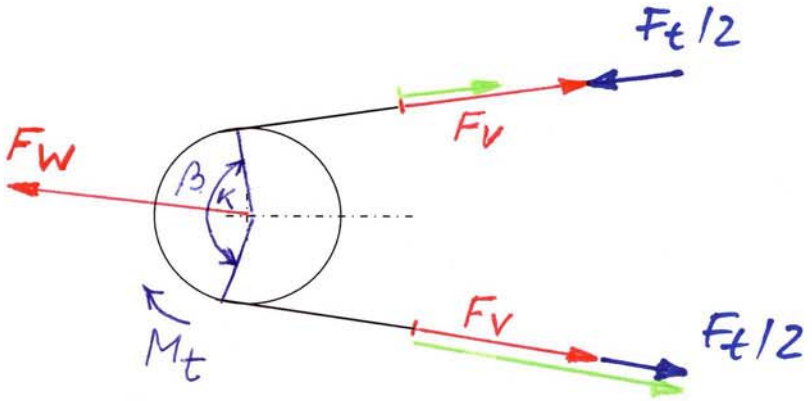
im Stillstand:



F_V - Vorspannkraft

F_{W0} - Wellenbelastung im Stillstand

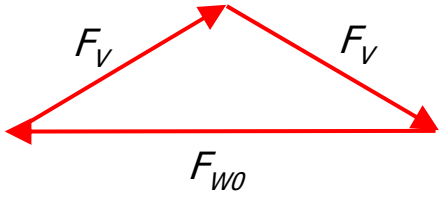
mit Antriebsmoment:

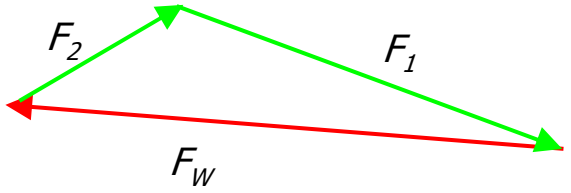


$F_{1,2}$ - Trumkräfte

F_W - Wellenbelastung

$$F_1 = F_V + \frac{F_t}{2} \qquad F_2 = F_V - \frac{F_t}{2}$$





$$F_{W0} = 2\,F_V \cos\alpha$$

$$F_{W0} = 2\,F_V \sin\left(\frac{\beta_k}{2}\right)$$

$$F_W = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2\,F_1 \cdot F_2 \cos\beta_k}$$

Cosinussatz

Momentengleichgewicht:

$$M_t + \frac{F_2 \cdot d_1}{2} - \frac{F_1 \cdot d_1}{2} = 0 \qquad F_1 - F_2 = \frac{2\,M_t}{d_1}$$

$$M_t + \left(F_V - \frac{F_t}{2}\right)\frac{d_1}{2} - \left(F_V + \frac{F_t}{2}\right)\frac{d_1}{2} = 0$$

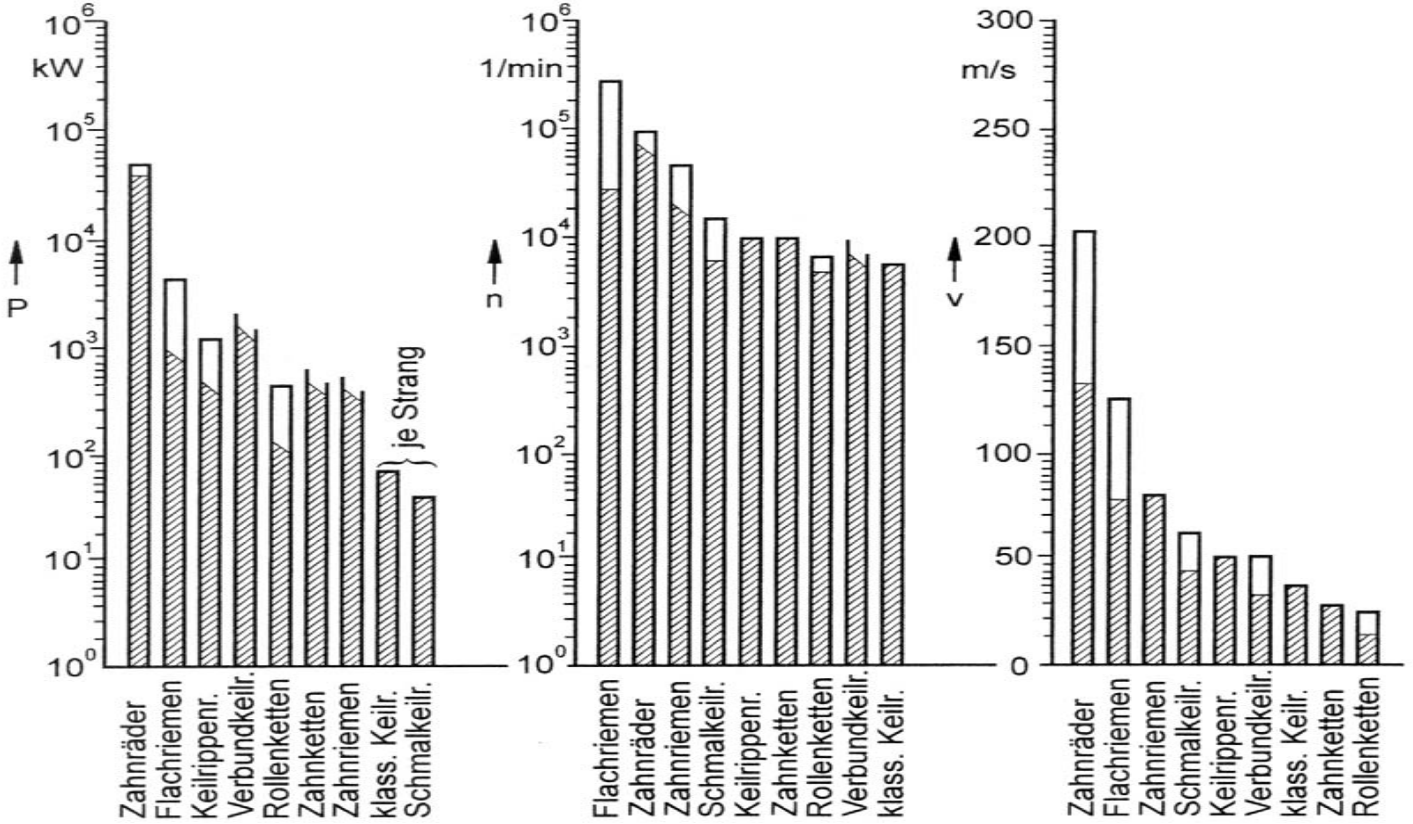
$$F_t = \frac{2\,M_t}{d_1} \qquad F_1 - F_2 = F_t$$

Vorspannkraft für kraftschlüssige Leistungsübertragung und Zahnriemen: $F_V > \frac{F_t}{2}$

bei Kettengetrieben: $F_1 = F_t \;;\; F_2 \approx 0$

Leistung: $P_1 = M_{t1} \cdot \omega_1 = F_t \cdot v$

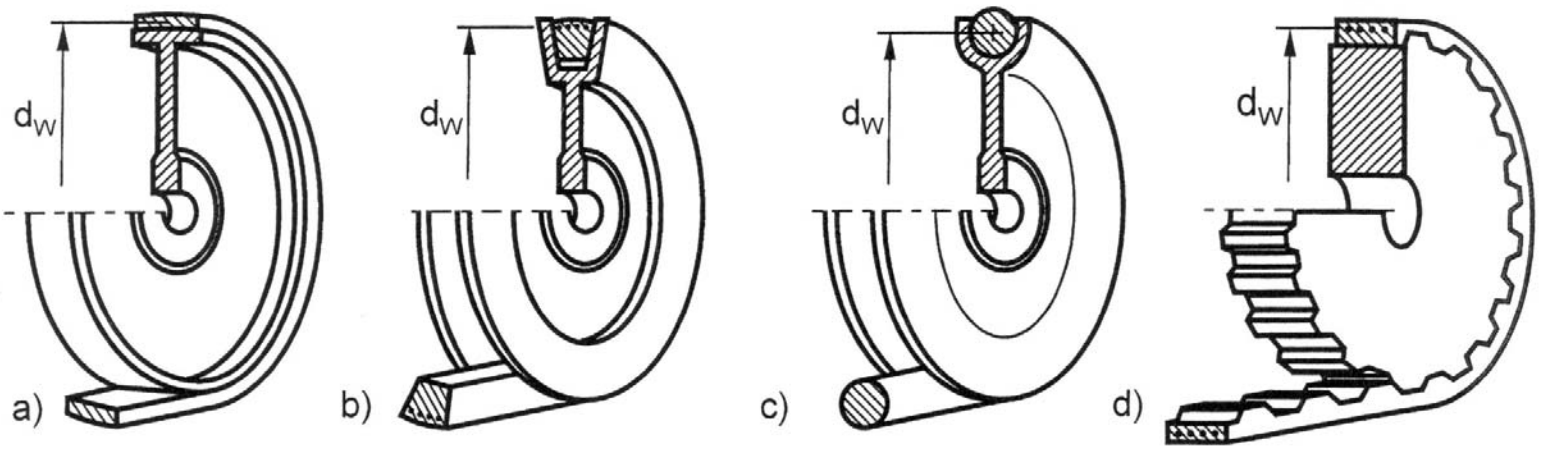
Leistungsvermögen:



3.4.2 Riemengetriebe

3.4.2.1 Bauarten, Eigenschaften, Anwendungen

Riemenarten:



a) Flachriemen: bei großen Wellenabständen, hohen Geschwindigkeiten, F_t beliebig
η= 0,96…0,98 Verarbeitungsmaschinen, Werkzeugmaschinen, Fördertechnik, Förderanlagen (Transportbänder)

b) Keilriemen: kleinere Umschlingungswinkel u. kleinere Spannkräfte möglich, geringere
η= 0,93…0,95 Wellenbelastung, kleinere Wellenabstände, große Übersetzungen
Kfz, WzM, Fördertechnik

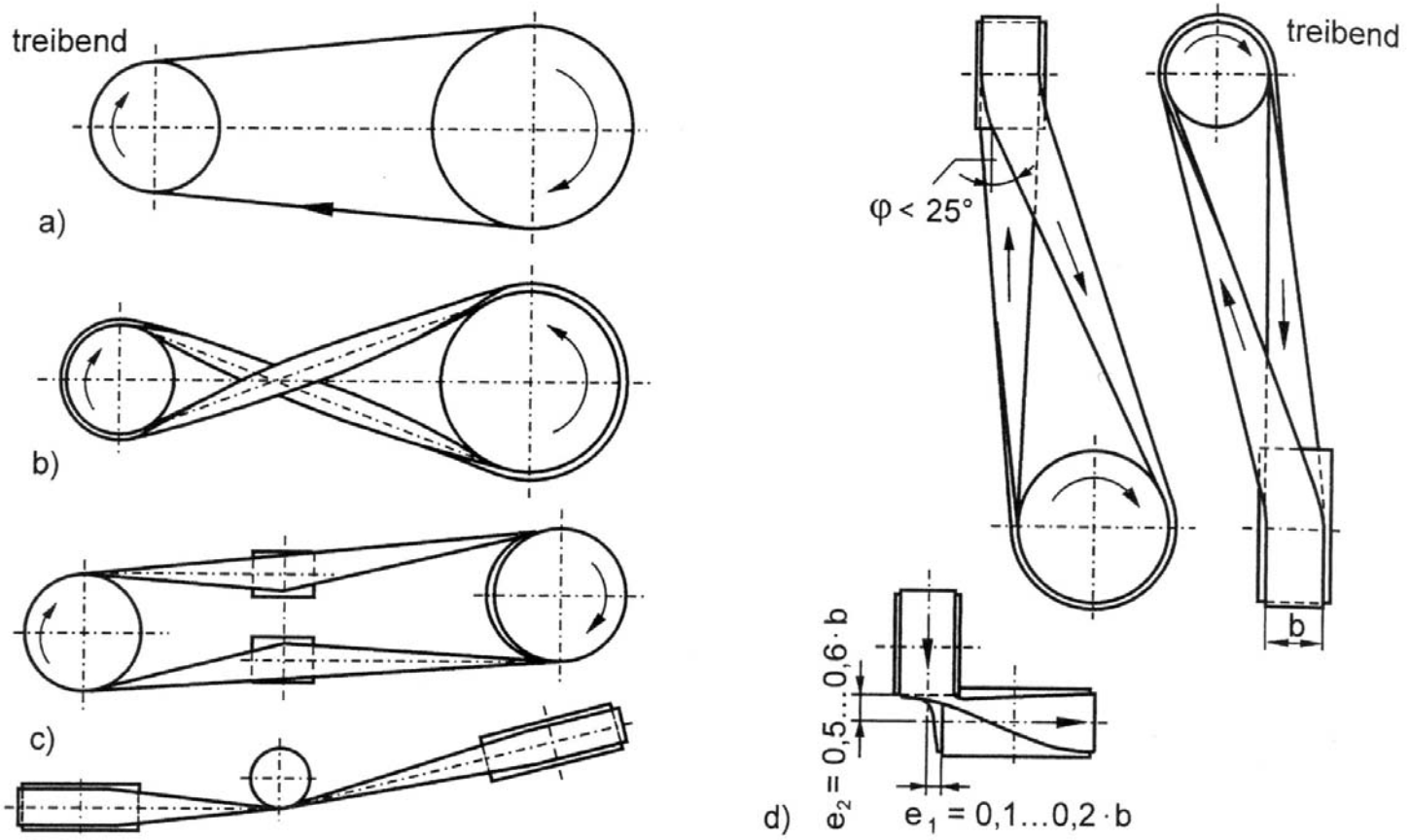
c) Rundriemen: nur zur Bewegungsübertragung, nicht zur Leistungsübertragung, beliebig räumlich umlenkbar
Geräte- und Feinwerktechnik

d) Zahnriemen: Formschluss → winkelgetreue Übertragung
η = 0.96 … 0.98 Gerätetechnik, Kfz (z.B. Nockenwelle), WzM

Vorteile
- einfacher Aufbau bei großen Achsabständen
- auch nicht parallele Wellen
- stoss- u. schwingungsdämpfend
- geräuscharm (außer Zahnriemen)
- kurzzeitig überlastbar
- geringe Wartung
- Leistungsverzweigung

Nachteile
- Dehnungsschlupf (außer Zahnriemen)
  durch unterschiedliche Dehnung im Last- u. Leertrum
- relativ enge thermische Einsatzgrenzen
- Reibungszahl (außer Zahnriemen)
- begrenzte Umfangsgeschwindigkeiten (Fliehkraft)
- zusätzliche Wellenbelastung wegen Vorspannung

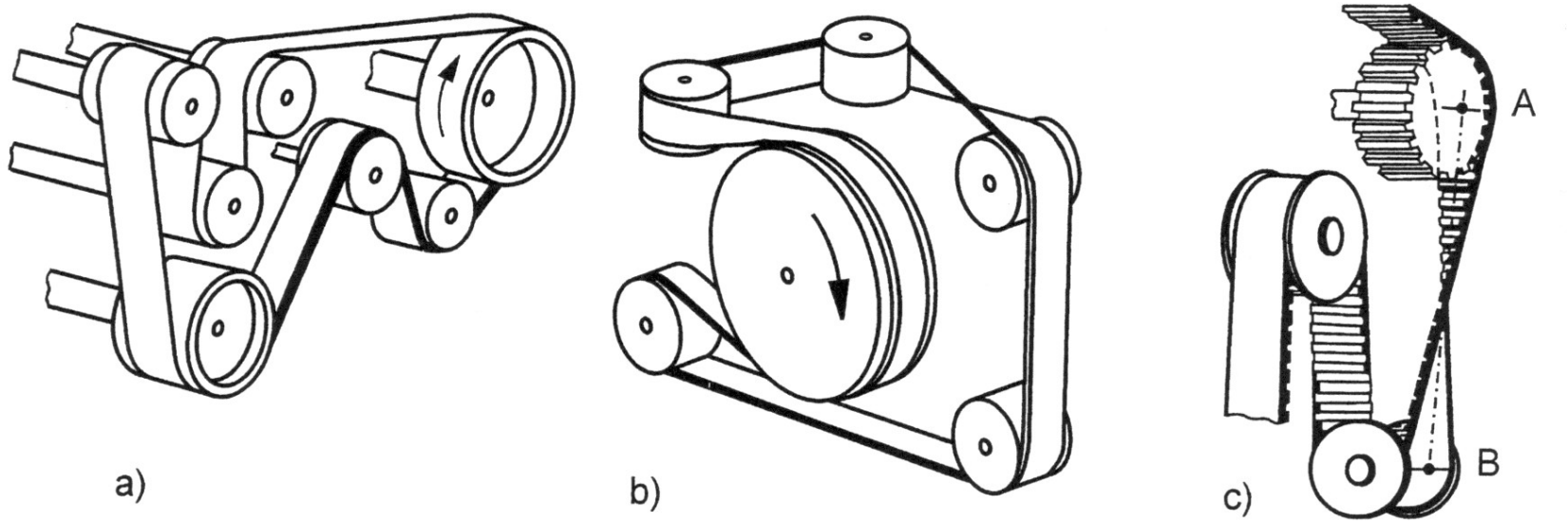
Bauformen:



a) Offener RT, b) Gekreuzter RT (Drehrichtung! , $\beta_k \uparrow$)

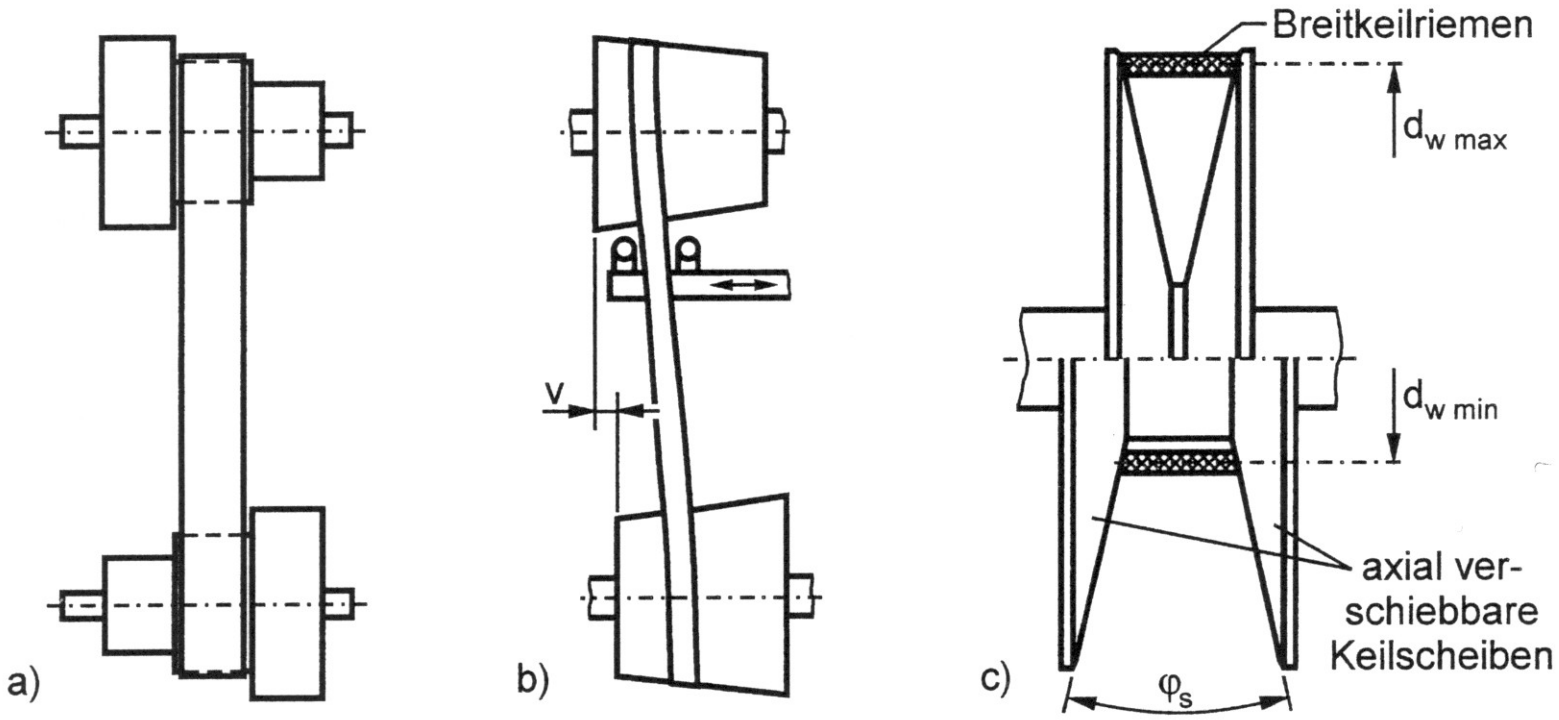
b) c) Winkeltrieb, d) Halbgekreuzter RT

Mehrfachantriebe:



a) Ebene b),c) Räumliche

Schalt- und Verstellgetriebe:

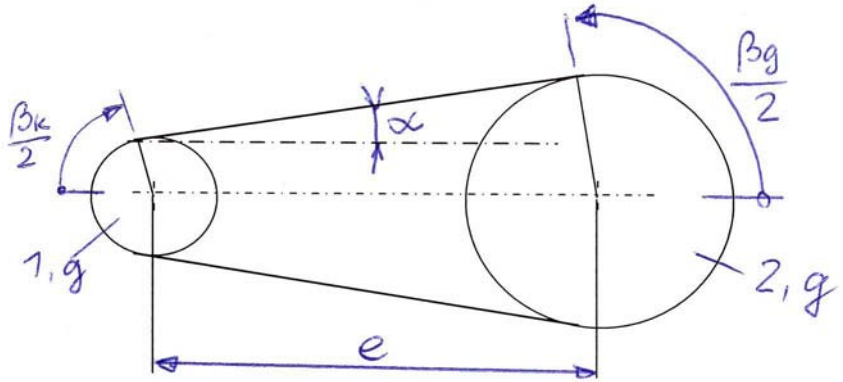


a) Stufenscheiben, b) Kegelscheiben, c) Verstellbare Keilscheiben

3.4.2.2 Berechnungsgrundlagen

3.4.2.2.1 Flachriemen, Keilriemen (nicht genormt, Angaben des Herstellers beachten!)

Geometrie des offenen Riemens (2-Scheiben-RT)



Trumneigungswinkel α

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{d_g - d_k}{2e}\right)$$

Durchmesser $d_1, d_2, d_k, d_g \rightarrow d_{w1}, d_{w2}$

d_w – wirksamer ∅

Umschlingungswinkel β_k, β_g

$$\beta_k = 180° - 2\alpha \qquad \beta_g = 360° - \beta_k$$

Rechnerische wirksame Riemenlänge L_{wr}

$$L_{wr} = 2e \cdot \cos\alpha + \frac{\pi}{2}\left(d_g + d_k\right) + \frac{\pi\alpha}{180°}\left(d_g - d_k\right)$$

Bei frei wählbarem Wellenabstand zunächst vorläufigen Wellenabstand e‘ in den Grenzen

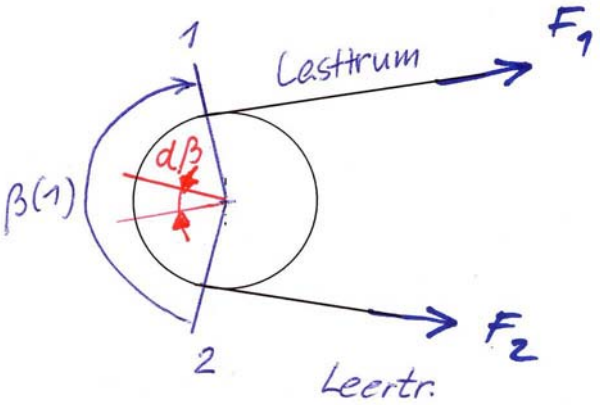
$e' = (0{,}7 \ldots 2)(d_g - d_k)$ festlegen.

Bei vorgegebener Riemenwirklänge L_w im gespannten Zustand: $e = p + \sqrt{p^2 - q}$

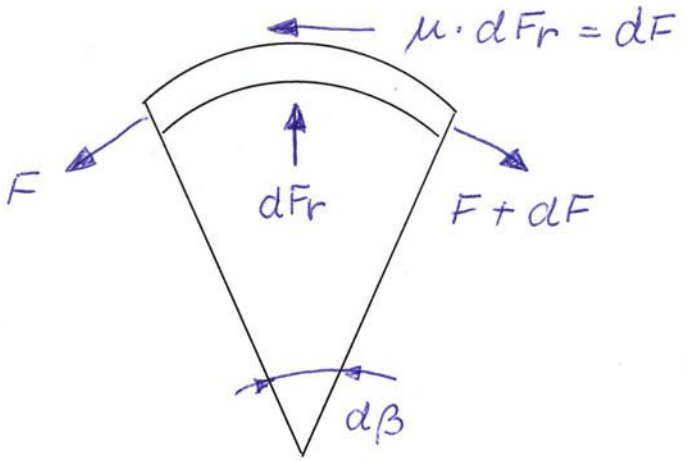
mit $p = \frac{L_w}{4} - \frac{\pi}{8}(d_g - d_k)$; $q = \frac{(d_g - d_k)^2}{8}$; $L_w = L_{wr}$

<u>Kräfte am offenen Riementrieb</u>

Drehmomentübertragung:



$$M_t = \frac{F_1 \cdot d_1}{2} - \frac{F_2 \cdot d_1}{2} = (F_1 - F_2)\frac{d_1}{2} = F_t \cdot \frac{d_1}{2}$$

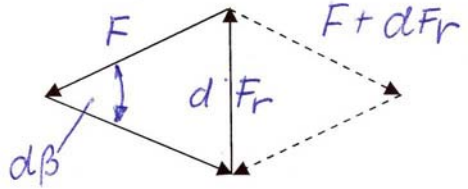


$$dF_r = 2 \cdot F \cdot \sin\left(\frac{d\beta}{2}\right)$$

$$\mu \cdot dF_r = dF$$

$$\frac{dF}{\mu} = \not{2} F \cdot \frac{d\beta}{\not{2}}$$

$$\int \frac{dF}{F} = \int \mu \cdot d\beta$$



$$\ln F \Big| = \mu \cdot d\beta \Big|$$

$$\ln F_1 - \ln F_2 = \mu \cdot \beta_1 - \mu \cdot \beta_2$$

$$\ln \frac{F_1}{F_2} = \mu \cdot \beta_1$$

$$e^{\mu\beta_1} \geq \frac{F_1}{F_2}$$

Eytelwein - Grashof - Gleichung

z.B.: μ = 0,3 ; β = π ; $e^{\mu\beta}$ = 2,57

Mit F_1/F_2 Mindestvorspannkraft F_V
Mindestwellenbelastung F_W berechenbar

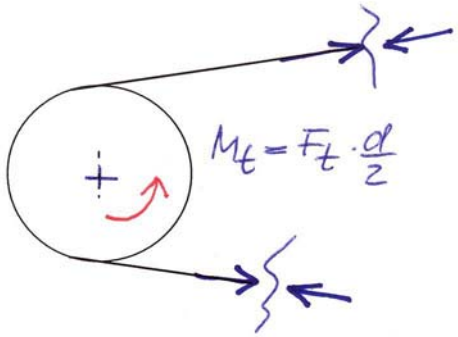
- $F_V \uparrow \rightarrow F_1/F_2$ ➔ 1
- F_2 = 0 (keine Vorspannung) → kein M_t
- β, μ ↑ → M_t ↑

Fliehkrafteinfluss

Infolge Fliehkraft:

- Trumkräfte werden vergrößert ($\sigma_f \uparrow$, $\varepsilon_f \uparrow$)
- Vorspannung der Wellen/ des Riemens wird verringert
  ➔ Kraftschluss zwischen Riemen u. Scheibe sinkt !

Erforderliche Vorspannkraft (Minimum, keine Fliehkraft berücksichtigt):



$$F_V + \frac{F_t}{2} = F_1$$

$$F_V - \frac{F_t}{2} = F_2$$

$$F_V = \frac{F_t}{2} + F_2$$

F_t aus Leistung P

F_2 so wählen, dass es nicht zum Rutschen kommt!

Besser berechnen:

$$F_1 - F_2 = F_t \rightarrow F_2 = F_1 - F_t \quad \text{mit} \quad F_1 / F_2 = e^{\mu\beta}$$

$$F_2 = F_2 \cdot e^{\mu\beta} - F_t \rightarrow F_t = F_2 \cdot e^{\mu\beta} - F_2 = F_2 \left(e^{\mu\beta} - 1\right) \rightarrow F_2 = F_t / \left(e^{\mu\beta} - 1\right)$$

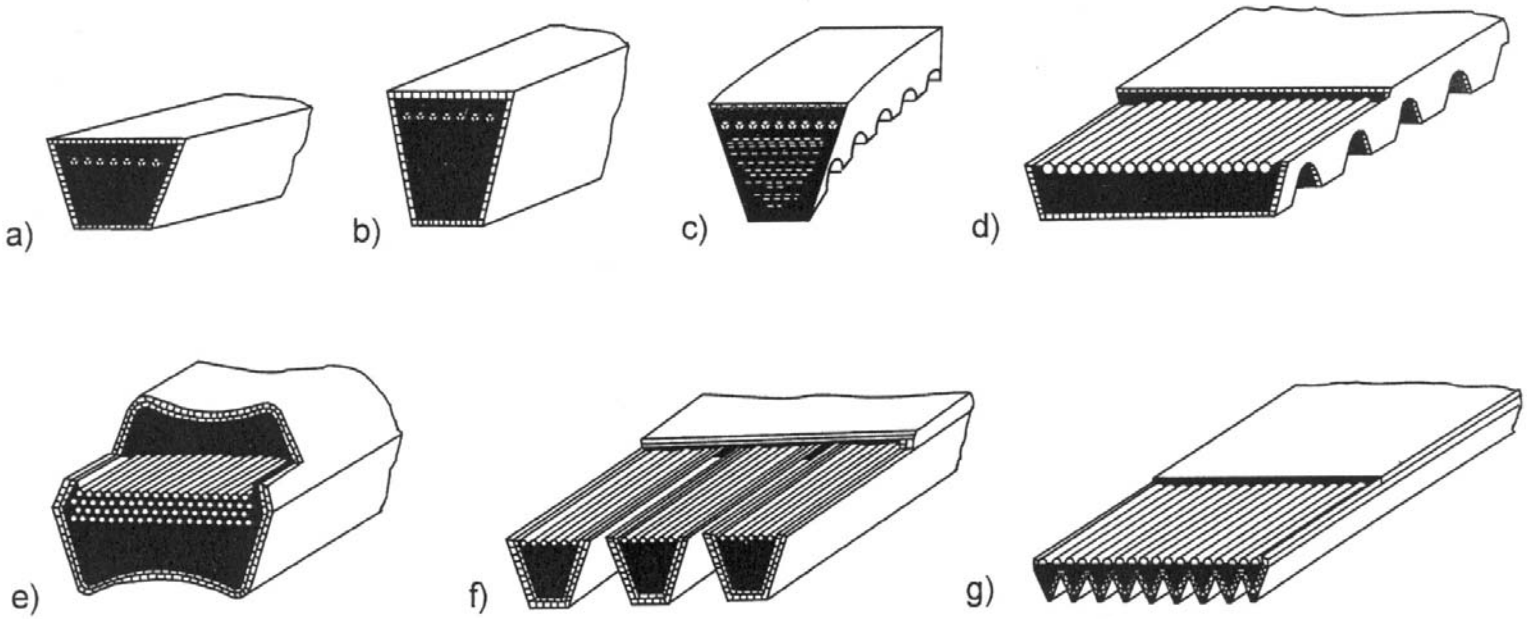
$$F_V = \frac{F_t}{2} + \frac{F_t}{\left(e^{\mu\beta} - 1\right)} = F_t \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\left(e^{\mu\beta} - 1\right)} \right) \Rightarrow F_V = F_t \cdot \frac{e^{\mu\beta} + 1}{2\left(e^{\mu\beta} - 1\right)}$$

Wellenbelastung im Stillstand
(z.B. z. Einstellen der Vorspannung):

$$F_{W0} = 2\, F_V \sin\left(\frac{\beta_k}{2}\right)$$

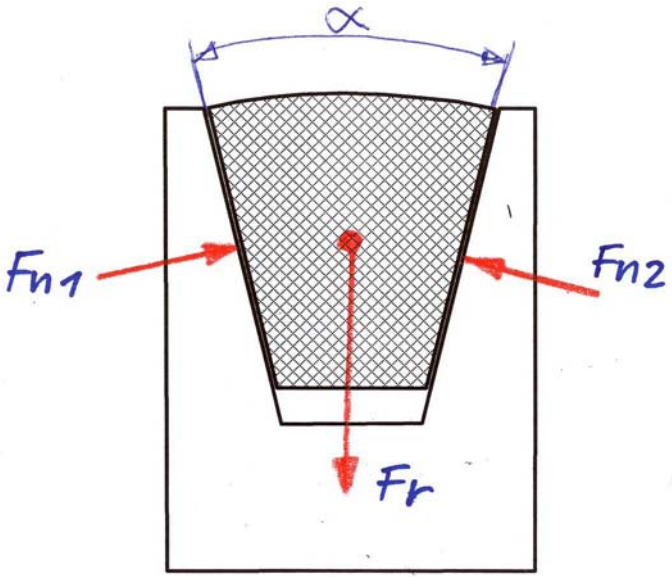
Besonderheiten Keilriemen

— Keilriemenarten:



a) Normal-, b) Schmal-, c) flankenoffener Schmal-, d) Breit-, e) Doppel-, f) Verbundkeilriemen, g) Keilrippenriemen

— Berechnungsverfahren genormt:
für Normalkeilriemen DIN 2218
für Schmalkeilriemen DIN 7753



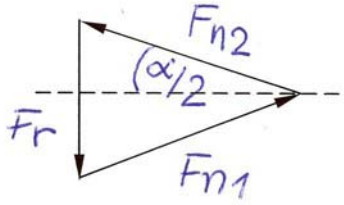
Rillenwinkel	$\alpha = 32 \ldots 38°$
Radialkraft	F_r
Normalkraft	$F_{n1,2}$
Reibkraft	F_R

Kraftübertragung zwischen Flanken d. Riemens + Rillenwandungen infolge $F_{n1,2}$ und Reibwert μ_0

$$F_R = \mu_0 \left(F_{n1} + F_{n2} \right)$$

$$\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{F_r}{2} \Big/ F_{n1} = \frac{F_r}{2} \Big/ F_{n2}$$

$$F_R = \mu_0 \cdot \frac{F_r}{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$$



Bei gleicher Radialkraft F_r (Wellenbelastung) und gleichem μ_0 :

REIBKRAFT um $\dfrac{1}{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$ größer !

$$\frac{1}{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \approx 3{,}1 \ldots 3.6$$

Ausgedrückt als Reibwert μ ; ($F_R = F_r \cdot \mu$) :

$$F_r \cdot \mu = \mu_0 \frac{F_r}{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \Rightarrow \boxed{\mu = \mu_0 / \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$$

Bei gleicher Reibkraft (gleiches Drehmoment) geringere Wellenbelastung!