
Getriebe / Zugmittelgetriebe



ETH

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

IWF

Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung
Institute of Machine Tools and Manufacturing

9. Getriebe / Zugmittelgetriebe

9.1 Überblick

Motivation:

- Maschinen fordern für ihren Arbeitsprozess bestimmte oder sogar veränderliche **Drehzahlen und Drehmomente**.
- Durch die Eigenschaften des Antriebs werden diese jedoch in einem engen Bereich vorgegeben und entsprechen nicht dem Bedarf.
- Ein zwischengeschaltetes Getriebe kann dafür sorgen, dass die vorgegebenen Dreheigenschaften der Kraftmaschine dem Bedarf des Arbeitsprozesses angepasst werden.

Beispiel:

Ein Auto benötigt beispielsweise beim Anfahren eine kleine Drehzahl mit einem hohen Moment und auf der Autobahn eine grosse Drehzahl bei einem kleinen Moment.

Der Motor hat eine Drehzahl – Drehmomentkennlinie der zufolge bei kleinen Drehzahlen, z.B. 800 min^{-1} kein Drehmoment abgegeben werden kann



ETH

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

IWF

Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung
Institute of Machine Tools and Manufacturing

9. Getriebe / Zugmittelgetriebe

9.1 Überblick

Funktion von Getrieben:

Antriebsbewegung in eine Abtriebsbewegung umsetzen.

Sowohl Antriebs - als auch Abtriebsbewegung können dabei geradlinig, rotatorisch oder eine beliebige Bahn sein.

Definition:

Getriebe sind Einrichtungen zum Umformen oder Übertragen von Bewegungen und in diesem Zusammenhang auch von Energie.

Ein Getriebe besteht mindestens aus drei Elementen,

- einem Gestell oder Gehäuse,
- einem bewegten Antriebselement und
- einem bewegten Abtriebselement.

Im Gehäuse werden die beiden Wellen miteinander gekoppelt und das entstehende Abstützmoment auf das Fundament abgeleitet.



ETH

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

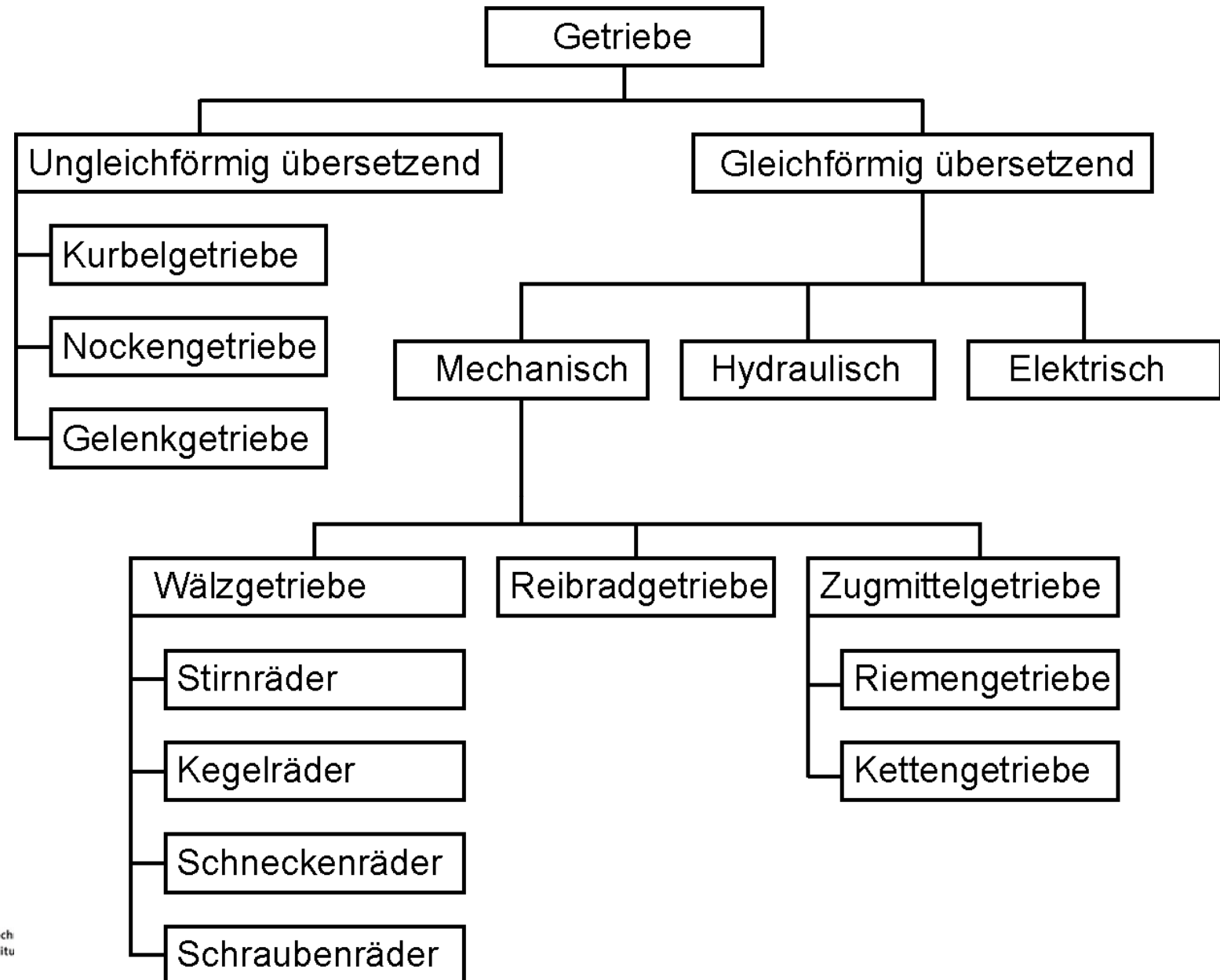
IWF

Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung
Institute of Machine Tools and Manufacturing

9. Getriebe / Zugmittelgetriebe

9.1 Überblick

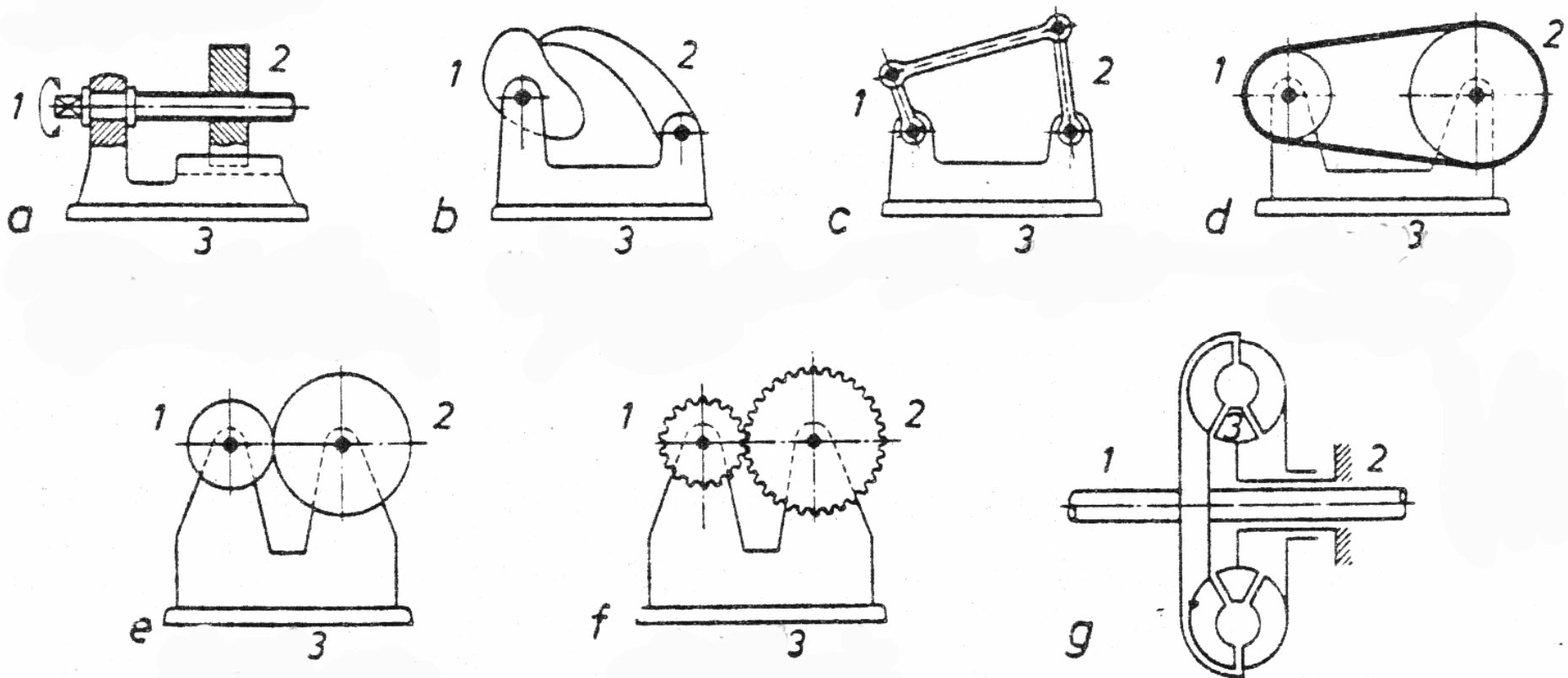
Hierarchie



9. Getriebe / Zugmittelgetriebe

9.1 Überblick

Getriebearten



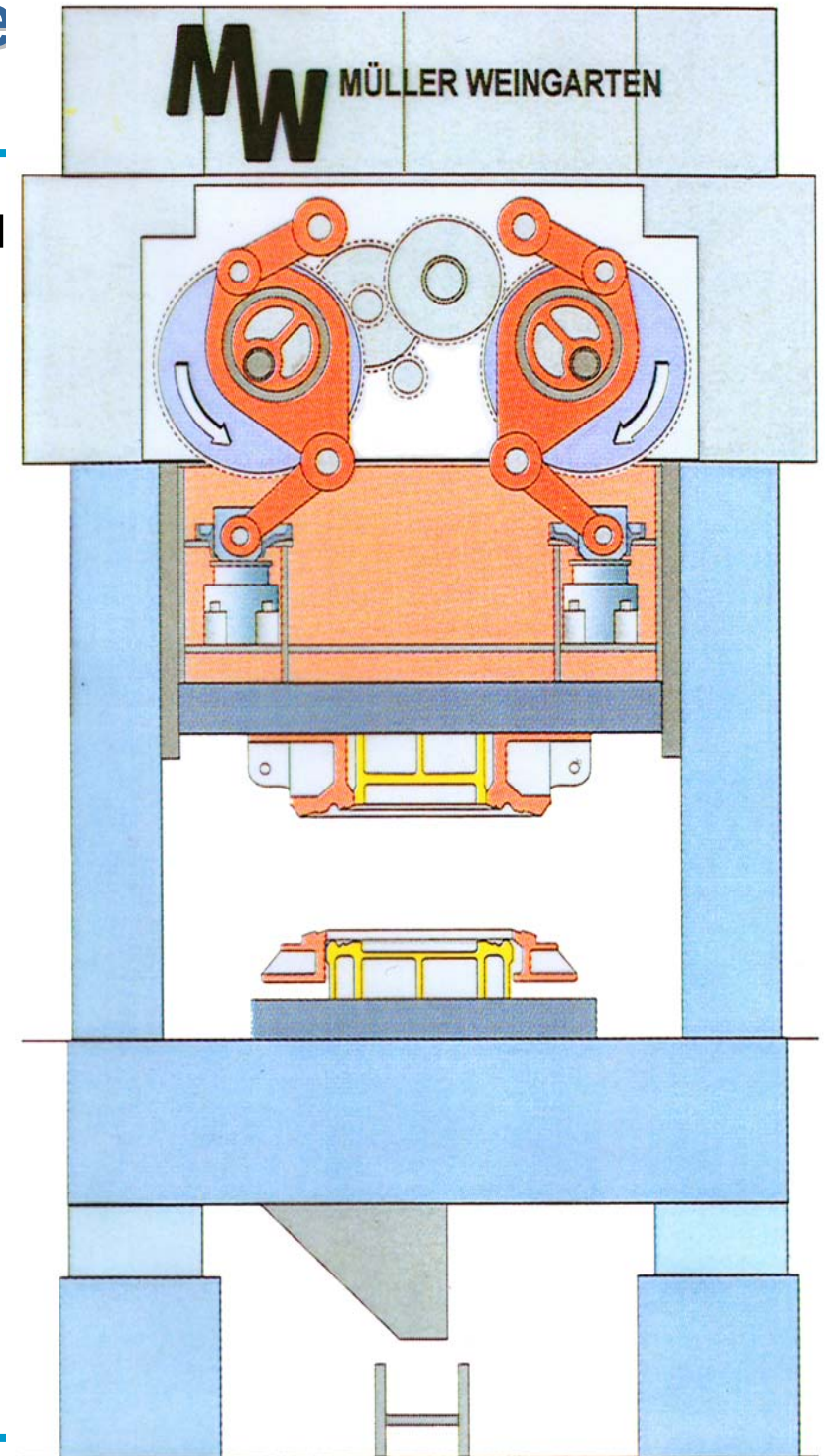
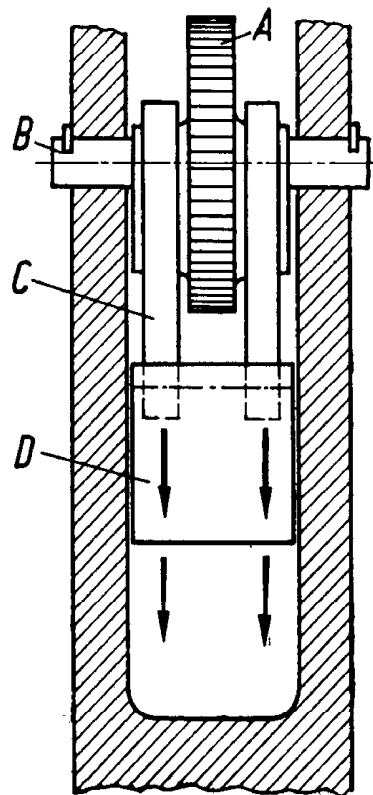
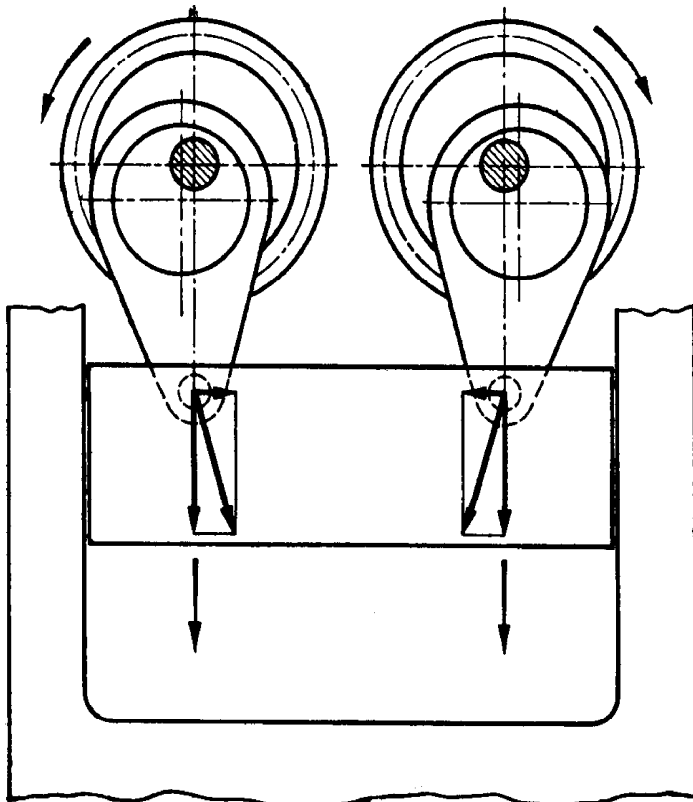
9. Getriebe / Zugmittelgetriebe

9.1 Überblick

Gelenkantriebe im Umformmaschinenbau

Rockerarmantrieb

Schubkurbeltrieb



9.2 Einteilung und Eigenschaften der Getriebe

9.2.1 Systematische Einteilung

- Kinematik
 - gleichförmig
 - ungleichförmig
- Physikalisches Prinzip
 - mechanisch
 - hydraulisch / pneumatisch
 - elektrisch / magnetisch
- Wirkprinzip
 - formschlüssig
 - kraftschlüssig
- Art der Übertragung
 - konstant
 - gestuft
 - stufenlos

Gleichförmig übersetzende Getriebe sind nur dann möglich, wenn alle bewegten Getriebeglieder ausschliesslich reine Drehbewegungen

- um ortsfeste Achsen oder
- auf Kreisbahnen umlaufende Achsen (Planetengetriebe) ausführen.



ETH

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

IWF

Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung
Institute of Machine Tools and Manufacturing

Vorlesung 11: Wiederholung Vorlesung 10

Gleitlager:

- Bauformen Radialgleitlager, Axialgleitlager
- Radialgleitlager: 2 – D – Strömungsproblem
- Lagerexzentrizität (Gümbel – Kurven)
- Sommerfeldzahl als Zustandsparameter des Gleitlagers
- Berechnung der Lagerreibung (Petroff – Gleichung)
- Stribeck - Kurven
- Berechnung der Wärmebilanz
- Berechnung der zulässigen Spalthöhe

Getriebe

- Funktion
- Klassifikation

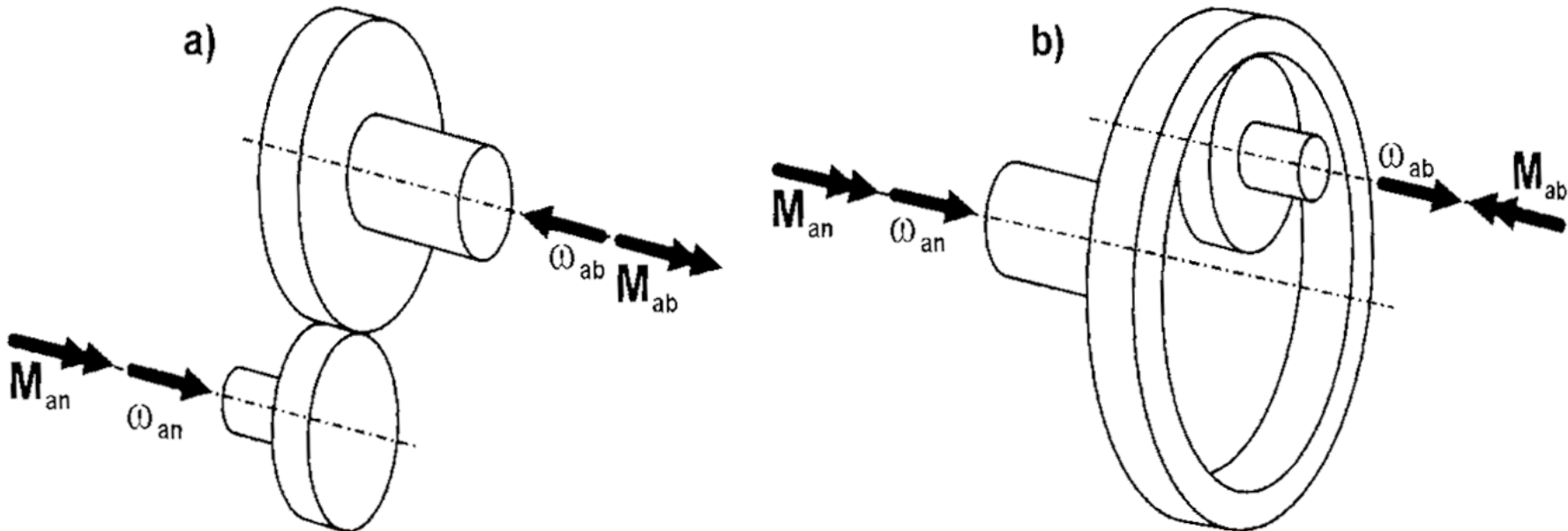
9.2.2 Eigenschaften: Wirkungsgrad

Drehzahl – und Drehmomentwandler bestimmt durch:

Verlustleistung: $\sum P = P_{an} + P_{ab} + P_V = 0$

Wirkungsgrad: $\eta = \frac{-P_{ab}}{P_{an}} = 1 + \frac{P_V}{P_{an}}$

$$\eta_{ges} = \prod \eta_j$$



9.2.2 Eigenschaften: Übersetzung, Momentenverhältnis

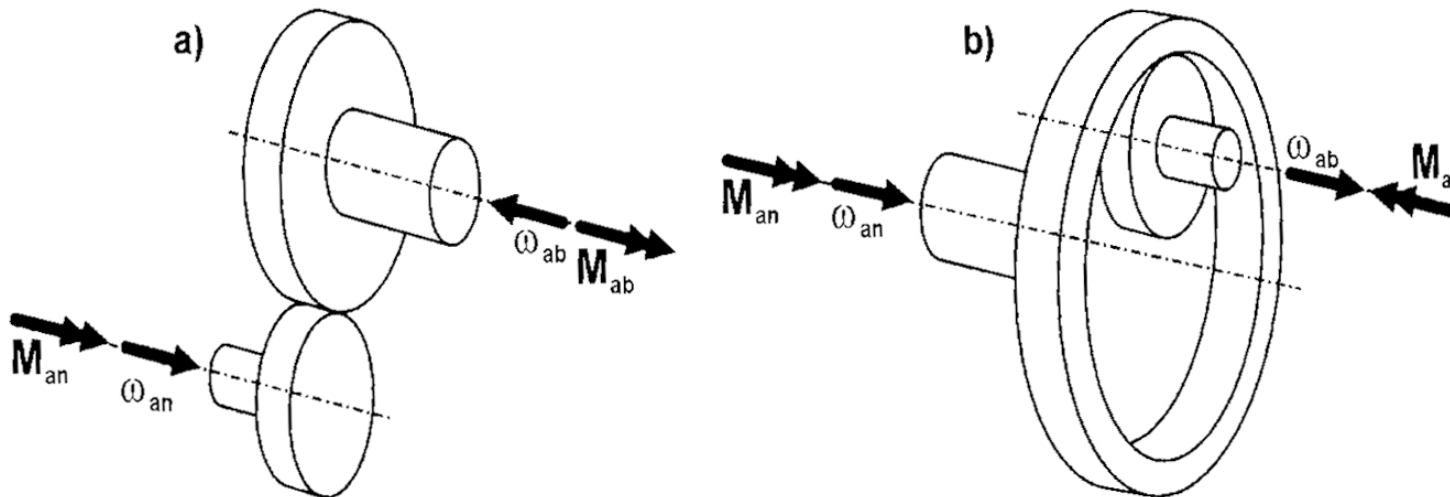
Drehzahl – und Drehmomentwandler bestimmt durch:

Übersetzungsverhältnis:
$$i = \frac{n_{an}}{n_{ab}} = \frac{\omega_{an}}{\omega_{ab}}$$
$$i_{ges} = \prod i_j$$

$i > 0$ → gleichsinnige Drehrichtung

$|i| > 1$ → Übersetzung ins Langsame

Momentenverhältnis:
$$\mu = \frac{-M_{ab}}{M_{an}} = \frac{-P_{ab}\omega_{an}}{P_{an}\omega_{ab}} = \eta \cdot i$$



9.2.2 Eigenschaften: Auswahl

Auswahl nach:

- Übertragene Leistung / Drehmoment
- Drehmoment – und Drehzahlgrenze
- Übersetzungsgenauigkeit und –variabilität
- Schmierung
- Leistungsdichte / Bauraum
- Betriebsverhalten
- Überlastbarkeit
- Gesamtgewicht
- Kosten / Wirtschaftlichkeit



ETH

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

IWF

Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung
Institute of Machine Tools and Manufacturing

9.2.2 Eigenschaften: Auswahl

Getriebeart	Leistungsbereich max. [kW]		Drehzahlbereich max. [min^{-1}]	Übersetzung max. [–]	Übersetzungsart
Zahnradgetriebe	3000	(150000)	150000	800 (1000)	konstant
Riemengetriebe	150	(4000)	200000	8 (20)	konstant
Kettengetriebe	200	(4000)	10000	6 (10)	konstant
Reibradgetriebe	25	(200)	10000	6 (18)	konstant
Zahnradgetriebe	150	(400)	5000	100	gestuft
Riemengetriebe	15	(45)	4000	3,5 ($i_{\text{max}}/i_{\text{min}}$)	stufenlos
Kettengetriebe	75	(130)	7000	6 ($i_{\text{max}}/i_{\text{min}}$)	stufenlos
Reibradgetriebe	50	(150)	4000	8 ($i_{\text{max}}/i_{\text{min}}$)	stufenlos
Hydrostatisch	250	(1200)	4500	3 ($i_{\text{max}}/i_{\text{min}}$)	stufenlos, konstant

9.3 Getriebetypen mit gleichförmiger Übersetzung



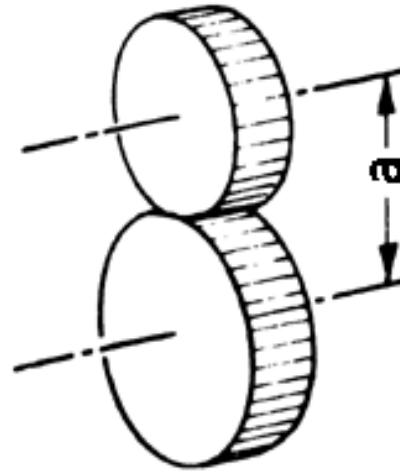
Formschluss



Reibschluss

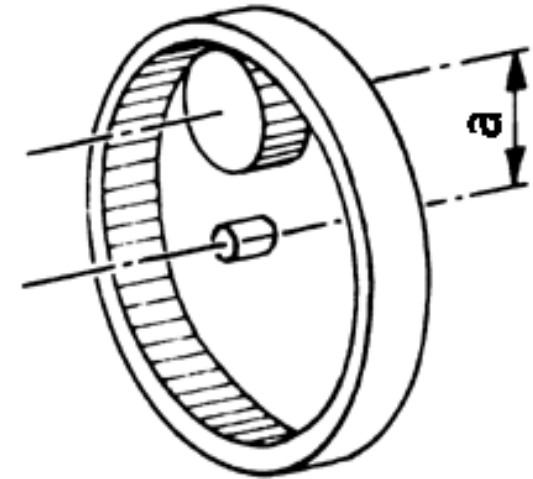
9.3 Getriebetypen mit gleichförmiger Übersetzung

Zahnradgetriebe

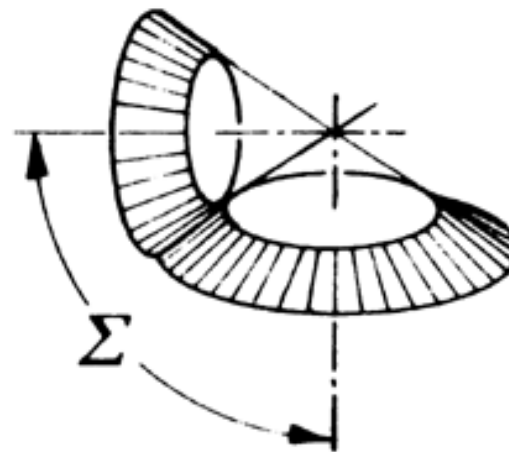


Stirnräder

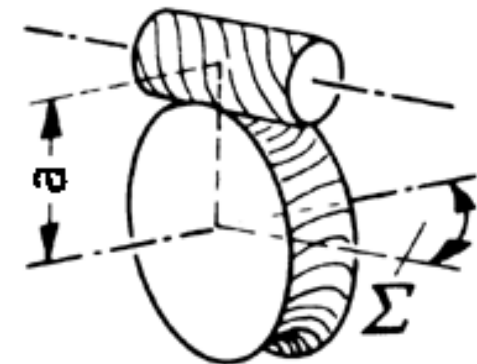
Aussenverzahnt



Innenverzahnt



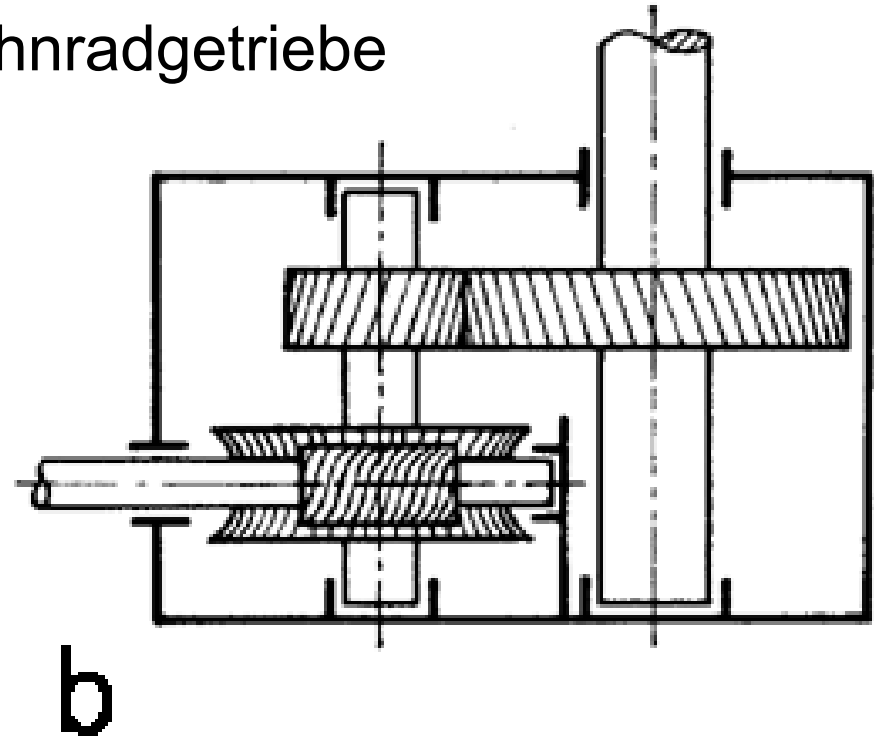
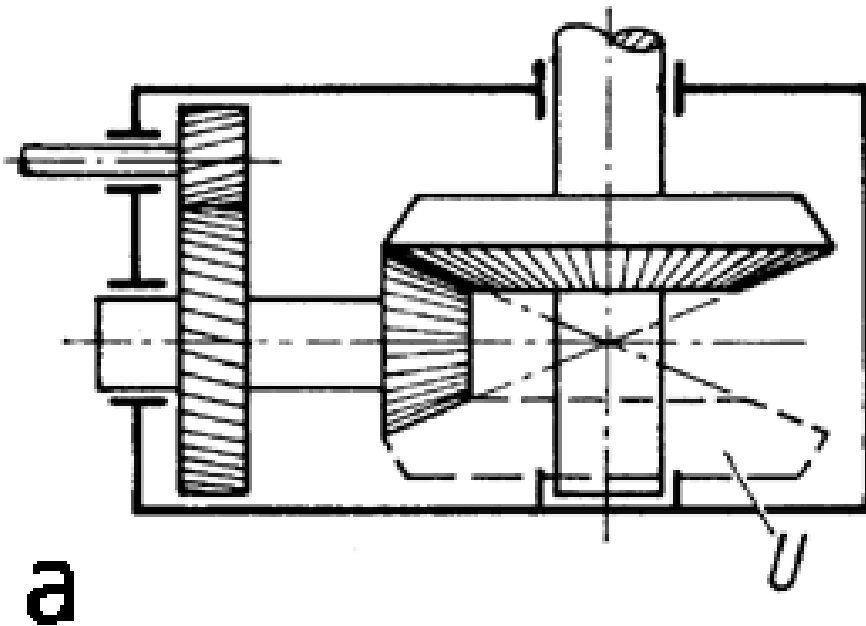
Kegelräder



Schneckenräder

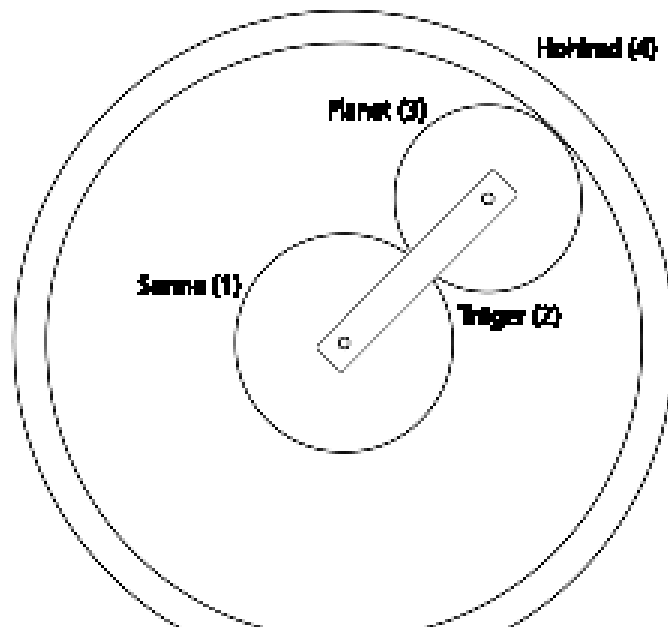
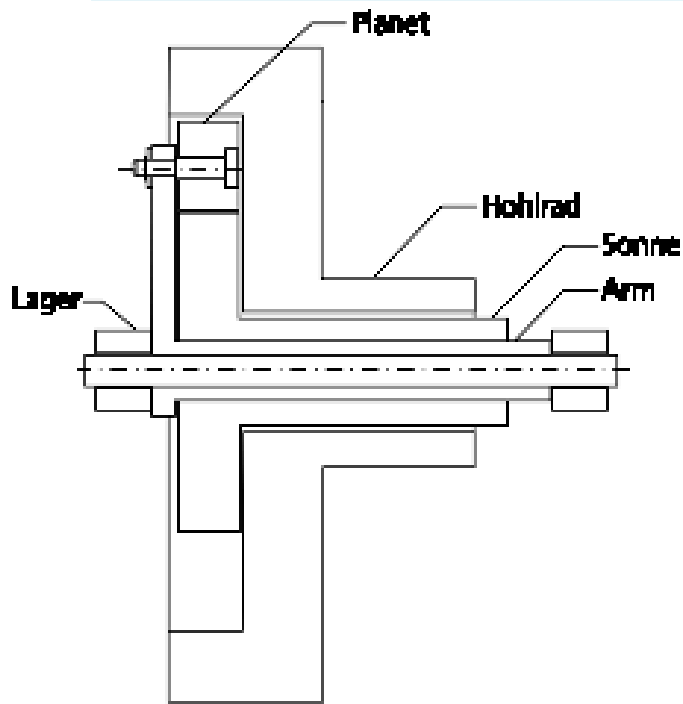
9.3 Getriebetypen mit gleichförmiger Übersetzung

Zahnradgetriebe: Kombinierte Zahnradgetriebe

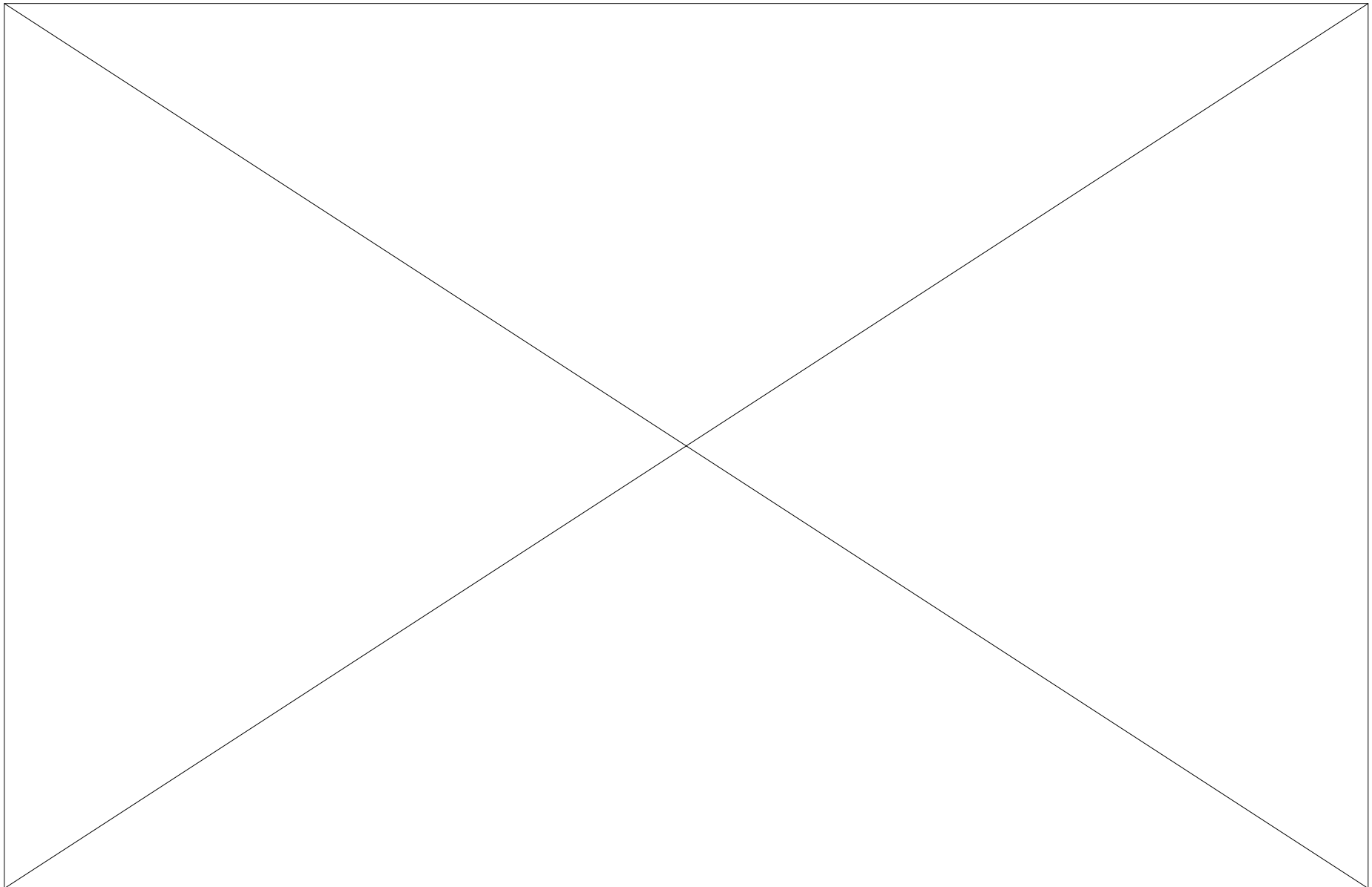


9.3 Getriebetypen mit gleichförmiger Übersetzung

Planetengetriebe zweistufig



9.3 Getriebetypen mit gleichförmiger Übersetzung : Planetengetriebe



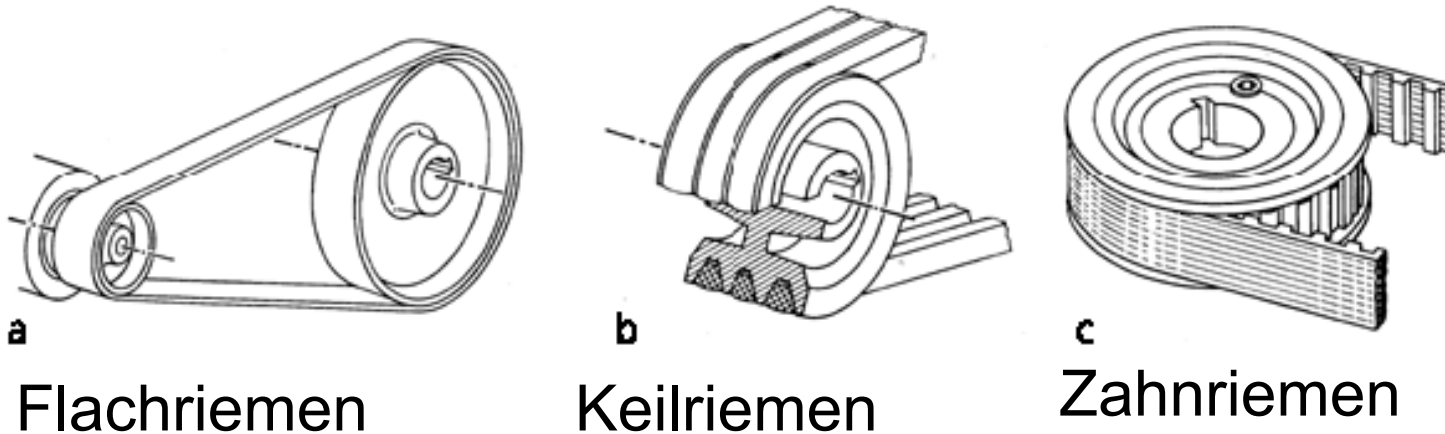
ETH

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

IWF

Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung
Institute of Machine Tools and Manufacturing

9.3 Getriebetypen mit gleichförmiger Übersetzung: Riemengetriebe



Flachriemen

- Geeignet für sehr hohe Drehzahlen bei ausgesprochen gleichförmiger Bewegungsübertragung.
- Haben je nach Leistung bis zu 3% Schlupf und sehr hohe Lagerbelastungen.

Keilriemen

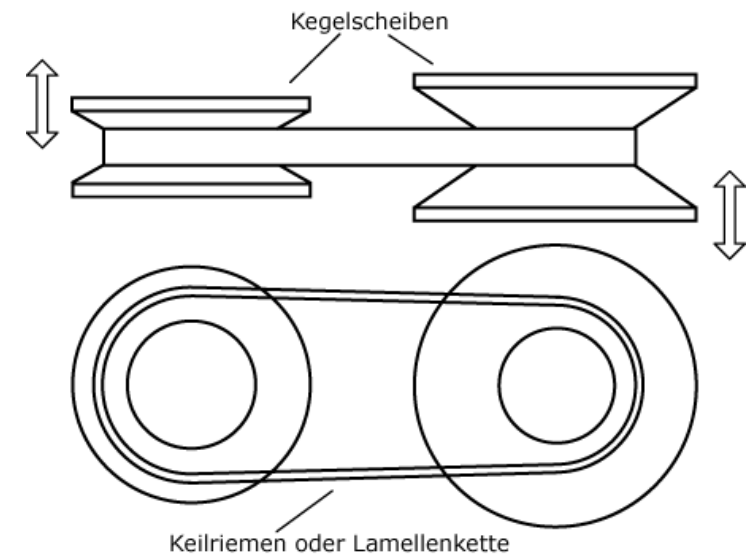
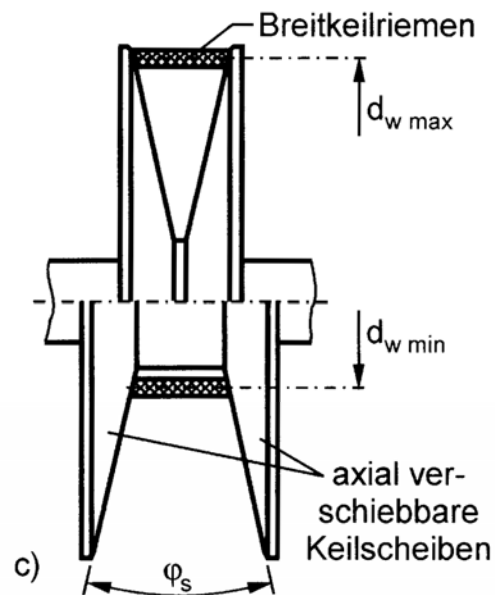
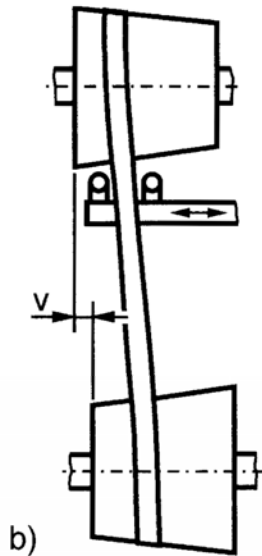
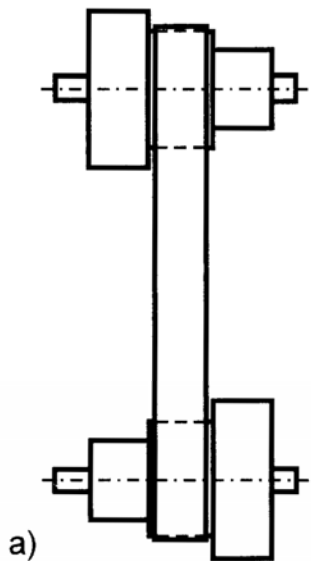
- Kleinere Lagerbelastungen als bei Flachriemen
- Haben einen leistungsabhängigen Schlupf, können aber grössere Leistungen übertragen als Flachriemen.

Zahnriemen

- Laufen wie Ketten schlupffrei, erzeugen aber mehr Lärm und sind durch ihre Bauweise nicht so belastbar.

9.3.2 Verstellgetriebe

Stufenlos verstellbare Riemengetriebe



9.4 Zugmittelgetriebe

9.4.1 Funktionen und Definition

Leistungsübertragung mittels biegeschlaffer- auf Zug beanspruchter Organe

Formschlüssige Zugmittelgetriebe

- Rollenketten
- Hülsenketten
- Zahnketten
- Zahnflachriemen

Reibschlüssige Zugmittelgetriebe

- Flachriemen
- Keilriemen



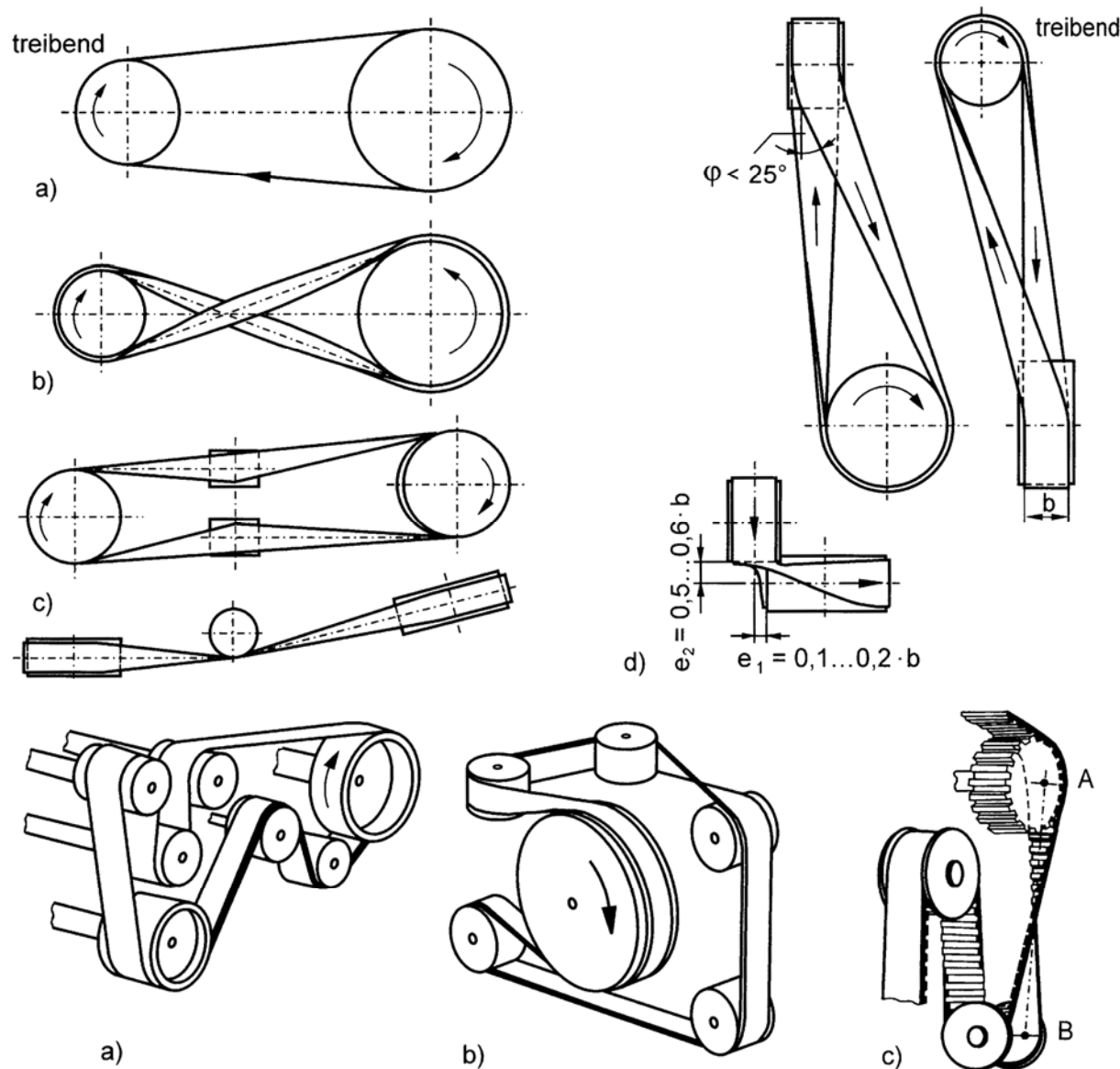
ETH

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

IWF

Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung
Institute of Machine Tools and Manufacturing

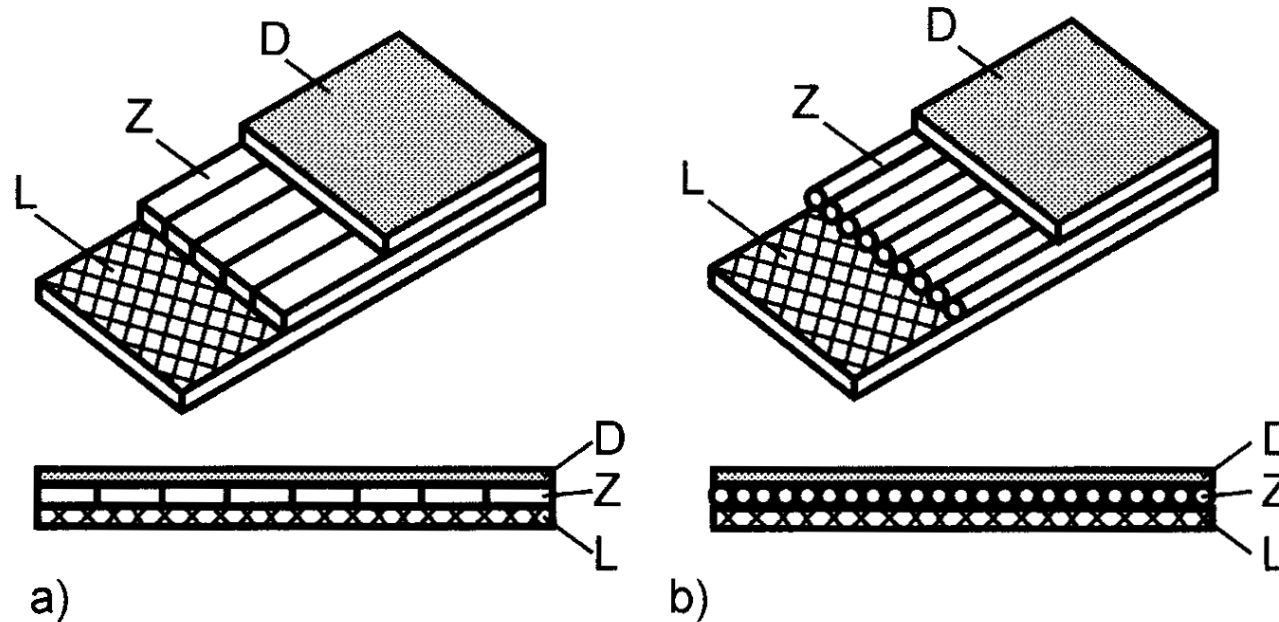
9.4.2 Reibschlüssige Zugmittelgetriebe: Flachriementriebe: Anordnung



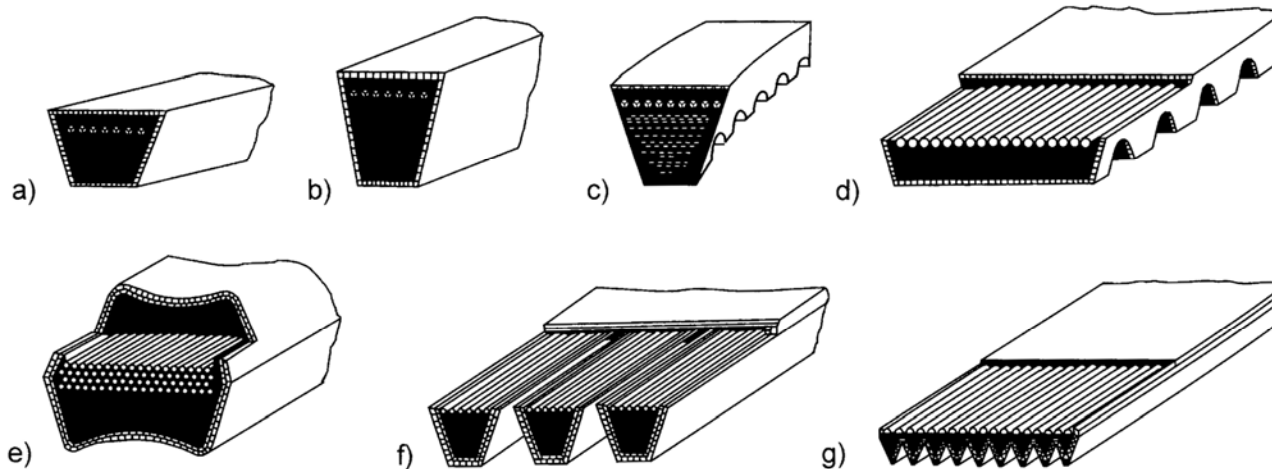
- a: offener Riementrieb
- b: gekreuzter Riementrieb
- c: Leitrollenantrieb
- d: geschränkter Riementrieb
- e: Antrieb mehrerer Aggregate

9.4.2 Reibschlüssige Zugmittelgetriebe

Riemenanbau

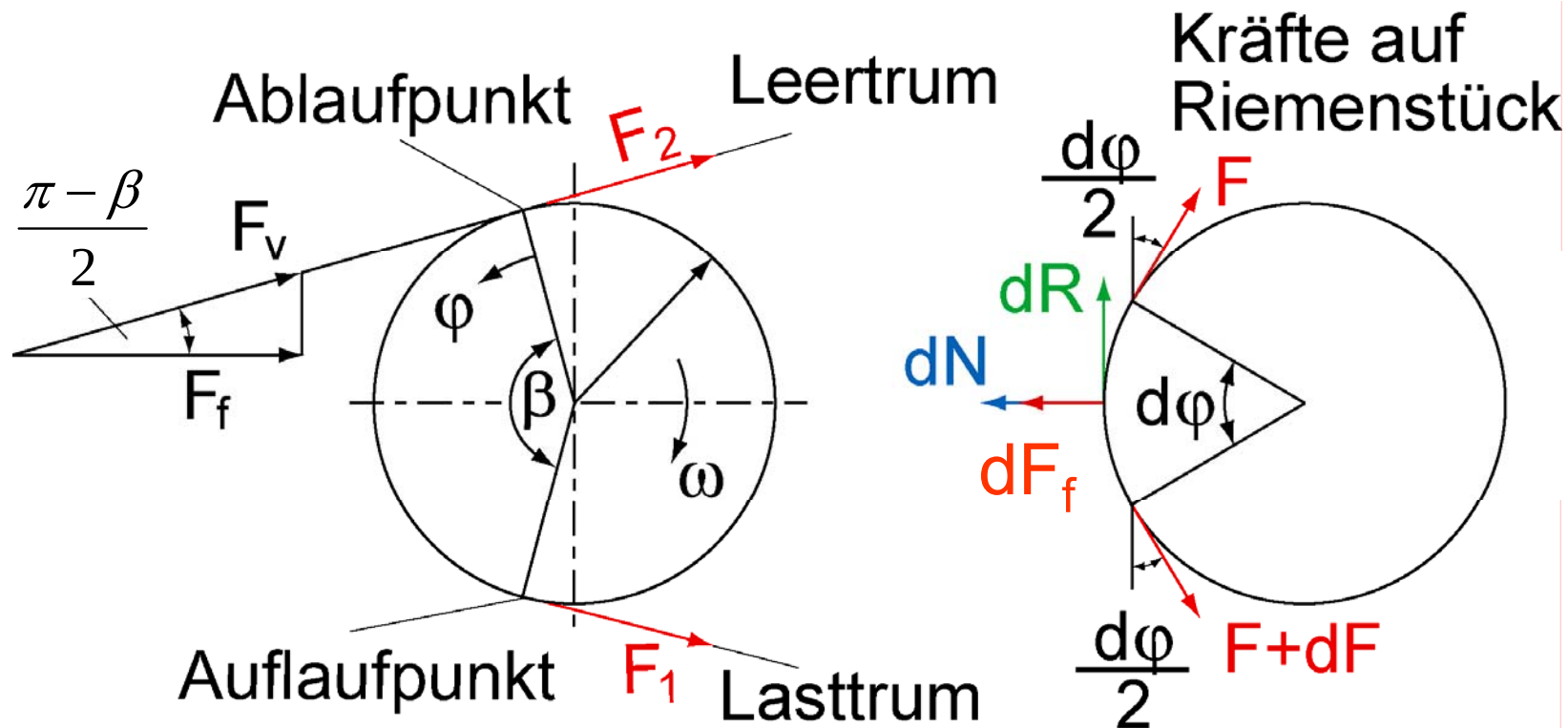


D = Deckschicht
Z = Zugschicht
L = Reibschicht



9.4.2 Flachriementriebe

Kraftübertragung am Flachriemen



$$F \cos \frac{d\varphi}{2} + dR - (F + dF) \cos \frac{d\varphi}{2} = 0$$

$$dN + dF_f - F \sin \frac{d\varphi}{2} - (F + dF) \sin \frac{d\varphi}{2} = 0$$

9.4.2 Flachriementriebe

Kraftübertragung am Flachriemen

Fliehkraft $dF_f = r \omega^2 dm = \rho r^2 \omega^2 A d\varphi = \rho v^2 A d\varphi$

sehr kleine Winkel $d\varphi$ $\sin \frac{d\varphi}{2} = \frac{d\varphi}{2}$, $\cos \frac{d\varphi}{2} = 1$

Reibgesetz $dR = \mu dN$

$$dR = dF$$

$$dN + \rho v^2 A d\varphi - F d\varphi = 0$$

$$\frac{dF}{\mu} + \rho v^2 A d\varphi - F d\varphi = 0$$

$$F - \frac{1}{\mu} \frac{dF}{d\varphi} = \rho v^2 A$$

Vorspannung F_2' ,

$$F \leq F_2' e^{\mu\varphi} + \rho v^2 A$$

Anfangsbedingungen:

$$\varphi = 0 \Rightarrow F = F_2' + \rho v^2 A$$

$$F = F_2' e^{\mu\varphi} + \rho v^2 A$$



ETH

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

IWF

Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung
Institute of Machine Tools and Manufacturing

9.4.2 Flachriementriebe

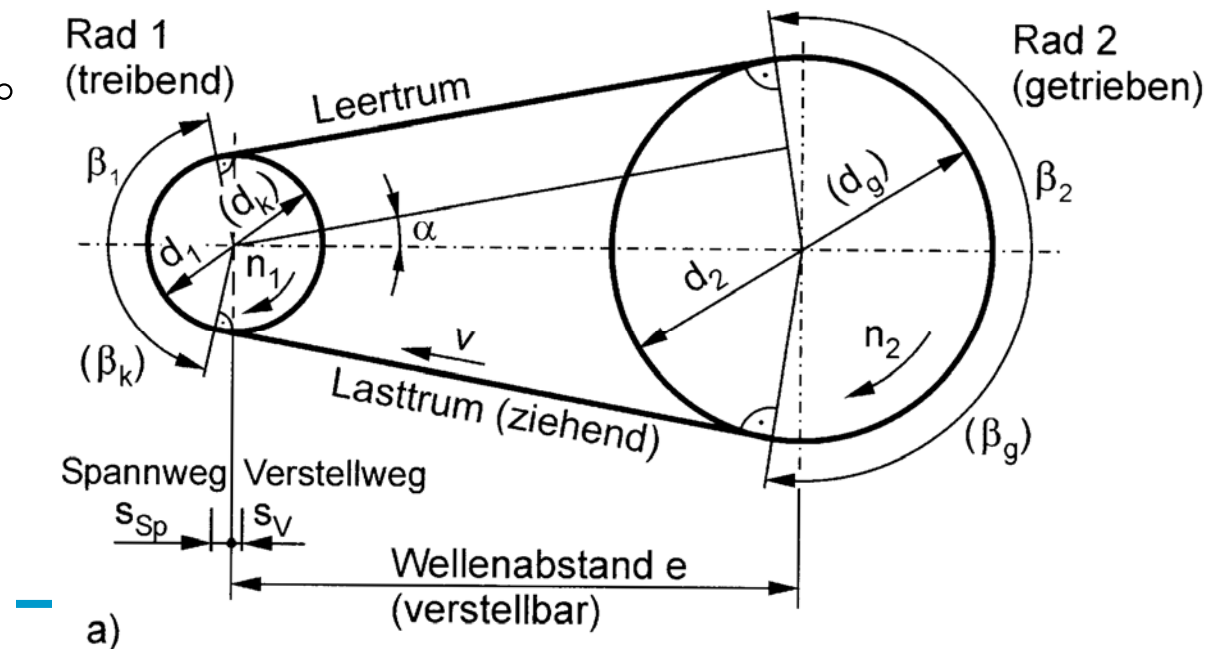
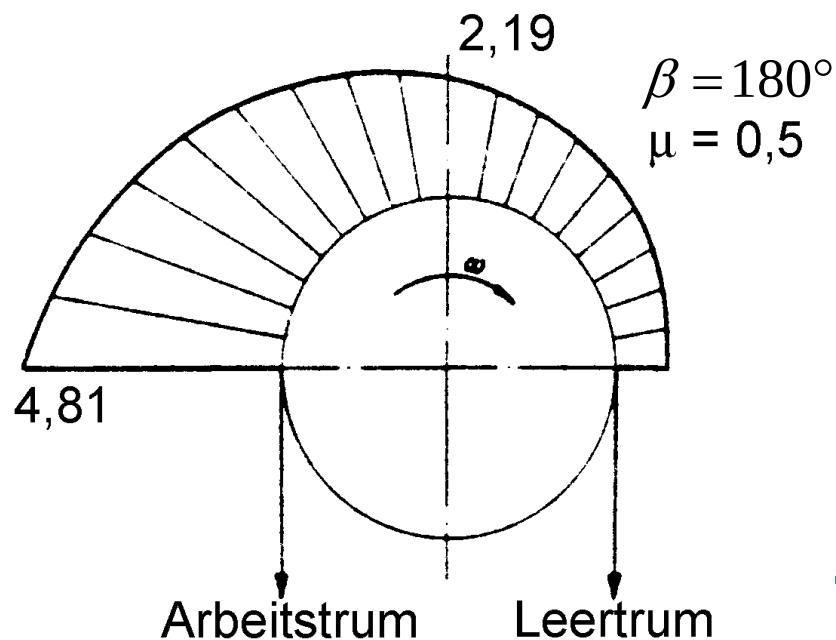
$$F \leq F_2' e^{\mu\varphi} + \rho v^2 A$$

treibende Scheibe:	Auflaufpunkt	F_1'
	Ablaufpunkt	$F_2' = F_1' \cdot e^{-\mu\beta_1}$

getriebene Scheibe: Auflaufpunkt F_2'
 Ablaufpunkt F_1'

massgeblich ist der kleinere der Umschlingungswinkel β_1

übertragbare Nutzkraft: $F_n = F_1' - F_2' \leq F_1'(1 - e^{-\bar{\mu}\beta_1})$



9.4.2 Flachriementriebe: Achskräfte

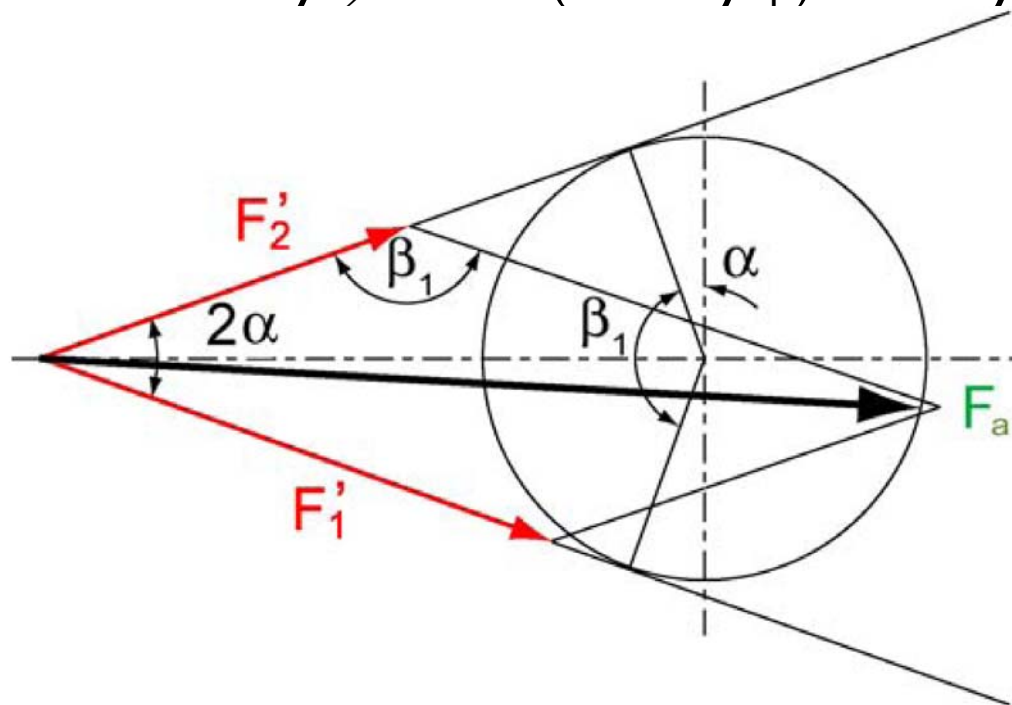
Ausbeute: $k = 1 - e^{-\mu\beta}$ $F_n = F_1' - F_2' \leq F_1'(1 - e^{-\mu\beta_1})$

übertragbares Drehmoment: $M_1 = F_n \frac{d}{2}$, $M_2 = F_n \frac{D}{2}$

Achskraft: $F_a = \sqrt{F_1'^2 + F_2'^2 - F_1' F_2' \cos \beta}$ Cosinussatz

Achskräfte für beide Scheiben gleich gross, da

$$\beta_1 + \beta_2 = 2\pi \quad \cos \beta_2 = \cos(2\pi - \beta_1) = \cos \beta_1$$



9.4.2 Flachriementriebe: Fliehkraft

Wirkung der Fliehkraft:

Erhöhung der wirksamen Trumkräfte

→ übertragbare Nutzlast ändert sich nicht.

$$F_1 = F_1' + \rho v^2 A \quad , \quad F_2 = F_2' + \rho v^2 A$$

$$F_n = F_1 - F_2 \leq F_1 (1 - e^{-\mu \beta_1})$$

Durch Zunahme der Drehzahl dehnt sich der Riemen, die Normalkraft zwischen Scheibe und Riemen nimmt ab, der Riemen rutscht schliesslich durch.



ETH

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

IWF

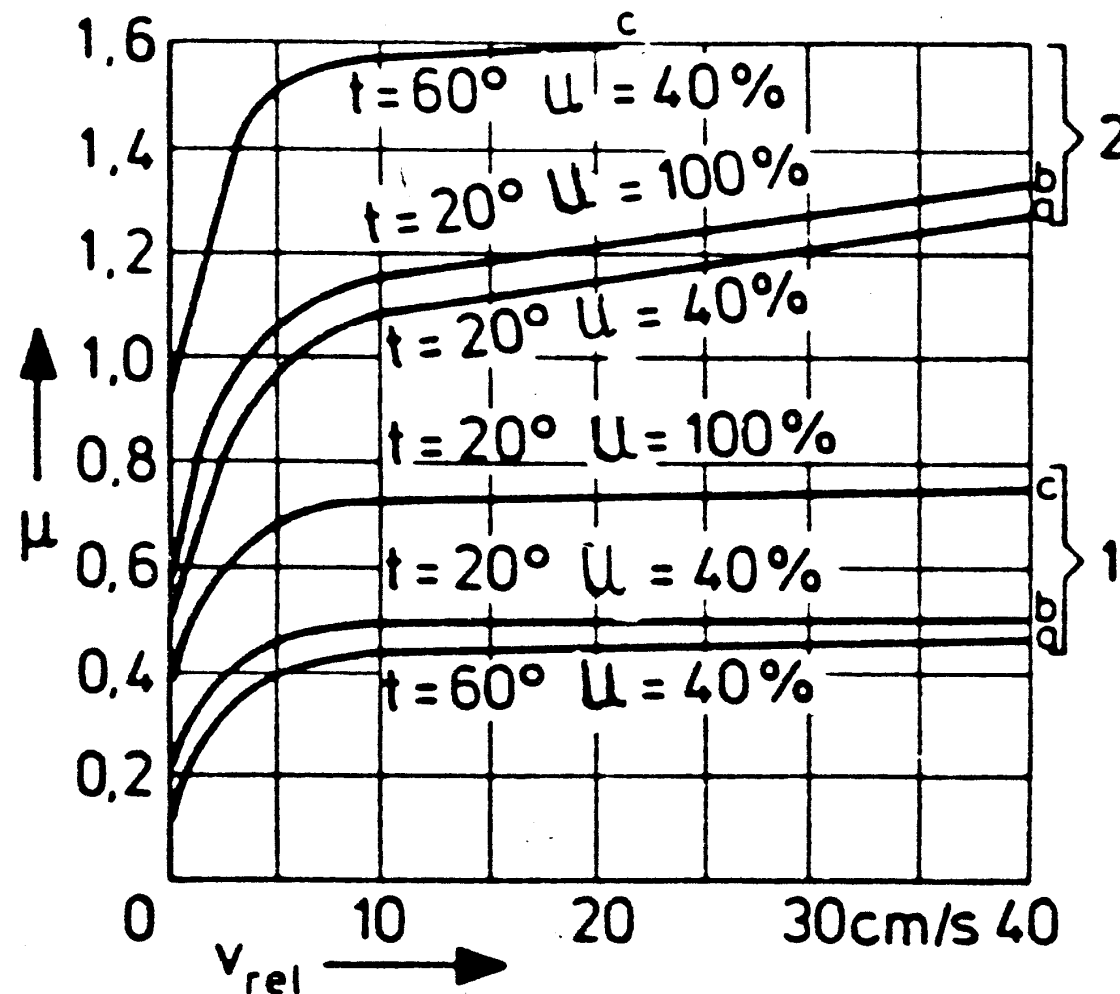
Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung
Institute of Machine Tools and Manufacturing

9.4.2 Flachriementriebe: Reibung

Reibwert abhängig von:

Werkstoffpaarung, Betriebstemperatur, Luftfeuchte

→ niedrigsten Wert nach Betriebsbedingung ansetzen.



Reibwerte gegen
Stahlscheibe
(t Temperatur ;
 U relative
Luftfeuchte)

1 Leder - Polyamidriemen
eingelaufen ;
2 Textilriemen (hochfeste
Kunstfasern, PVC -
Ummantelung) neu ;
eingelaufene Riemen
haben Kurvenverlauf
ähnlich der Kurve 2a

9.4.2 Flachriementriebe: Schlupf

Kinematik: Riemenelastizität → immer Schlupf

Treibende Scheibe:

Lastrum stärker gedehnt als Leertrum

$$F_1 = F_2' e^{\mu \alpha} + \rho v^2 A \quad , \quad F_2 = F_2' + \rho v^2 A$$

Durch jeden Raumquerschnitt muss die gleiche Riemenmasse laufen:

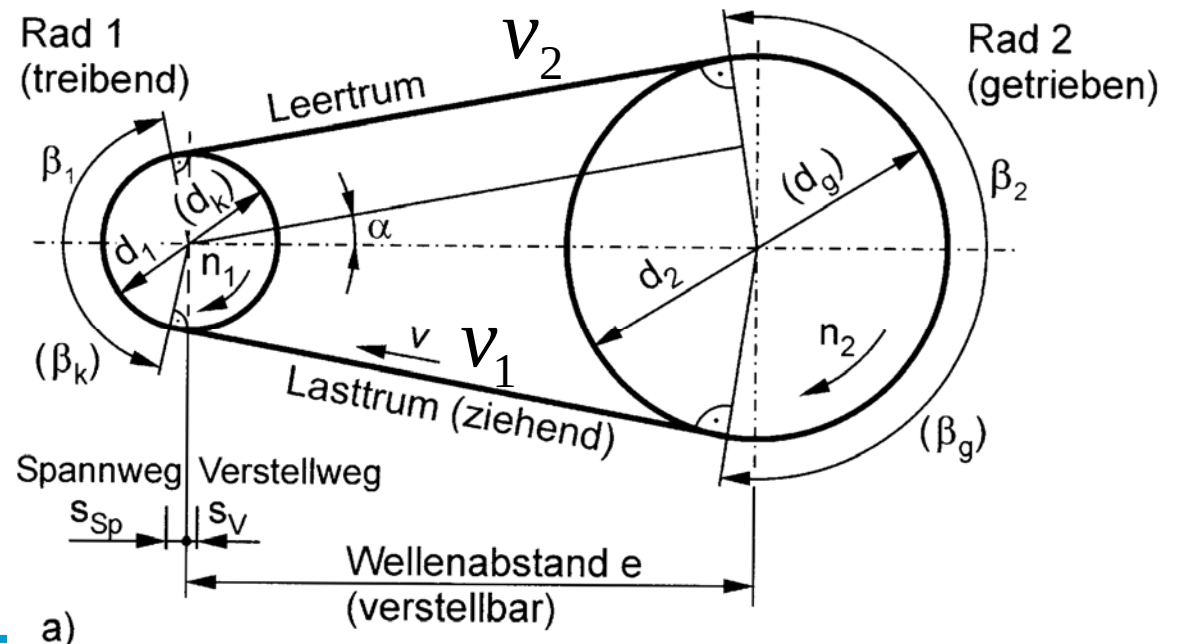
$$v_1 > v_2 \quad v_1 = u_1 \quad v_2 = u_2$$

Längs Umschlingung der treibenden Scheibe

Verzögerung des Riemens,

Längs der Umschlingung der getriebenen Scheibe

Beschleunigung



ETH

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zürich

9.4.2 Flachriementriebe: Schlupf

Dehnschlupf (<2%):
$$\psi = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{\Delta l}{l} = \varepsilon = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{E} = \frac{\sigma_n}{E}$$

Überlastungsschlupf: Durchrutschen des Riemens

- Riemen hebt infolge Fliehkraft ab
 - leistungsmässige Überlastung
- ➔ Zerstörung des Riemens



ETH

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

IWF

Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung
Institute of Machine Tools and Manufacturing

9.4.2 Flachriementriebe: Riemenlänge Achsabstand

$$L_{wr} = 2e \cos \alpha + \frac{\pi}{2}(d_g + d_k) + \alpha(d_g - d_k)$$

rechnerische
Riemenlänge

$$\sin \alpha = \frac{d_g - d_k}{2e}$$

Trumneigungswinkel

$$e' = 0.7 \dots 2(d_g + d_k)$$

Anhaltswert Achsabstand

Achsabstand für gegebene Riemenlänge:

$$e = p + \sqrt{p^2 - q}$$

$$p = \frac{L_w}{4} - \frac{\pi}{8}(d_g - d_k) \quad , \quad q = \frac{(d_g + d_k)^2}{8}$$



ETH

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

IWF

Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung
Institute of Machine Tools and Manufacturing

9.4.2 Flachriementriebe: Spannweg

Riemenlängung durch Vorspannung: $\Delta L = L_{w0} \varepsilon_0 = L_{w0} \frac{F_V}{AE_Z}$

Spannweg: $s_{sp} \geq e(L_{w0}) - e(L_{w0} + \Delta L)$

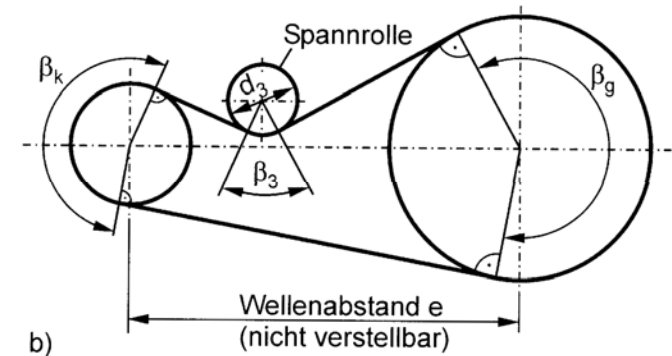
L_{w0} Riemenwirklänge, ungespannt
 F_V Vorspannkraft
 A Riemenquerschnitt
 E_Z E – Modul des Riemens auf Zug

Spannverfahren:

- Änderung des Achsabstands
- Spannrollen im Leertrum

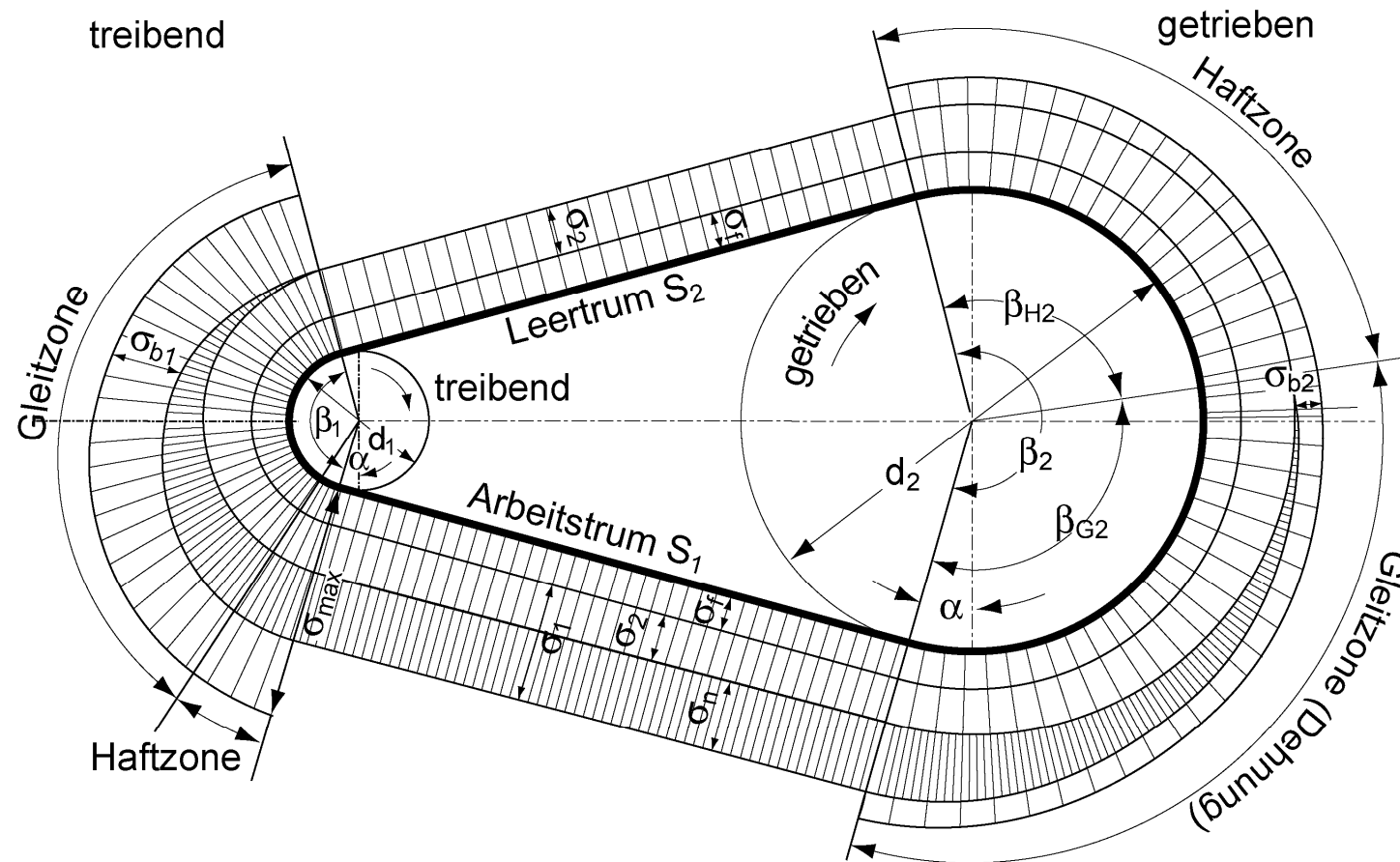
Der zusätzlichen Belastung der Lastrumseite steht eine gleichgrosse Entlastung der Leertrumseite gegenüber.

$$F_V = F_f + F_2' + \frac{1}{2} F_n$$



9.4.2 Flachriementriebe: Beanspruchung

Beanspruchung des Riemens:



$$\Delta l = (r + s)\beta - (r + \frac{s}{2})\beta \Rightarrow \epsilon_b = \frac{s}{d + s} \approx \frac{s}{d}$$

9.4.2 Flachriementriebe: Beanspruchung

Beanspruchung des Riemens:

$$\sigma_b = E_b \varepsilon_b$$

$$\sigma_f = \frac{F_f}{A} = \rho v^2$$

$$\sigma_{\max} = \sigma'_1 + \rho v + E_b \varepsilon_b \leq \sigma_{\text{zul}}$$

	Leder-Polyamid	Hochfester Textilriemen
$\sigma_b \text{ N/cm}^2$	20.000	15.000
$\sigma_{\text{zul}} \text{ N/cm}^2$	4.000	3.000
$E \text{ N/cm}^2$		
$t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	220.000	130.000
$t = 60 \text{ }^\circ\text{C}$	120.000	100.000
$\rho \text{ kg/m}^3$	1.100	1.100 ... 1.300

$$E_b = 0.1E$$



ETH

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

IWF

Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung
Institute of Machine Tools and Manufacturing

9.4.2 Flachriementriebe: übertragbare Leistung

Übertragbare Leistung $P = F_n v = kF_1' v$

$$F_1' = A(\sigma_{zul} - \rho v^2 - E_b \frac{s}{2})$$

$$P = Ak(\sigma_{zul} - \rho v^2 - E_b \frac{s}{2})v$$

Maximum der übertragbaren Leistung bei: $\frac{dP}{dv} = 0$

$$\sigma_{zul} - 3\rho \cdot v_{opt}^2 - E_b \cdot \frac{s}{d} = 0$$
$$v_{opt} = \sqrt{\frac{\sigma_{zul} - E_b \cdot \frac{s}{d}}{3\rho}}$$

Auslegungsbreite des Flachriemens:

$$b = \frac{C_B P}{khv(\sigma_{zul} - \sigma_b - \sigma_f)}$$

h = Profilhöhe
CB = Betriebsfaktor



ETH

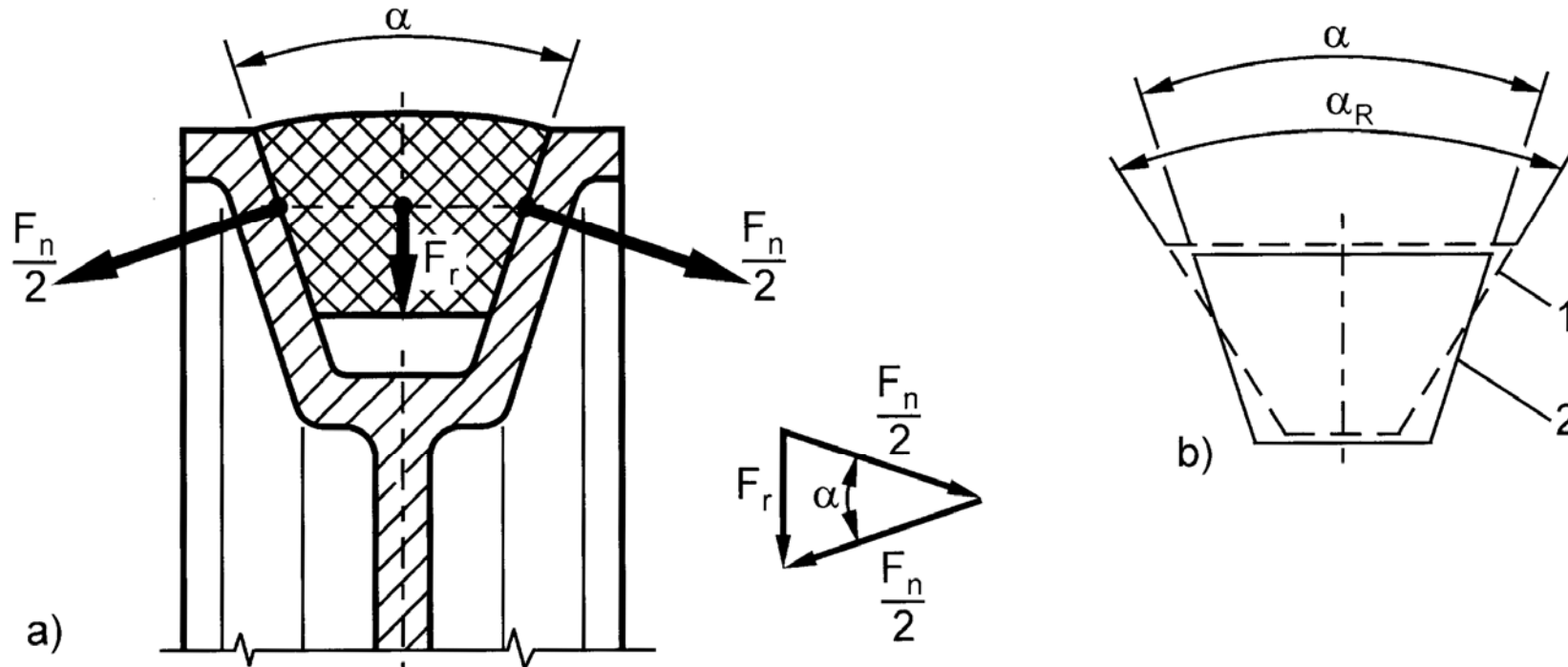
Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

IWF

Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung
Institute of Machine Tools and Manufacturing

9.4.3 Keilriementriebe

Keilriemen:



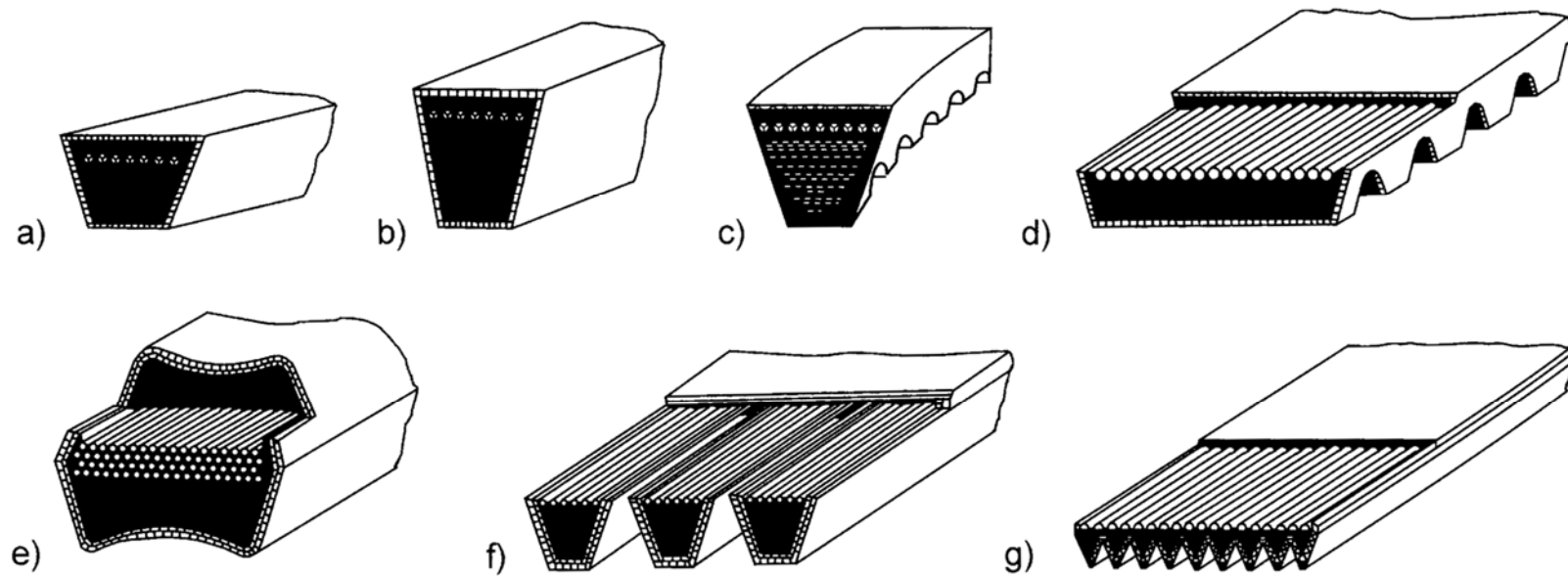
Verbesserung der Reibverhältnisse durch keilwirkende Erhöhung der Normalkraft
 $\alpha = 32...38^\circ$

Bei gleicher Radialkraft um 3.1 bis 3.6 grössere Umfangskraft.

Der Wirkdurchmesser stellt sich bei Last ein, ist also unbekannt.

Keilriemen schlupft auch in radialer Richtung.

9.4.3 Keilriementriebe



- a: Normalkeilriemen
- b: Schmalkeilriemen
- c: gezahnte Keilriemen (kein Formschluss)
- d: Breitkeilriemen
- e: Hexagonalkeilriemen
- f: Verbundriemen
- g: Poly – V – Riemen (geräuscharm)

9.4.3 Keilriementriebe Auslegung

Wahl des Keilriemenprofils und der Scheibendurchmesser aus Leistung und Drehzahl (Diagramm, gilt für $\beta_k = 180^\circ$):

→ Wirkdurchmesser $d_{wk \min}$

$$d_{wk} \approx (1,5 \dots 2) \cdot d_{wk \min}$$

→ aus Übersetzungsverhältnis d_{wg}

→ Berechnung Riemenwirklänge

→ Berechnung Achsabstand

→ Berechnung Spannweg:

$$s = s_{sp} + s_V = (0.03 + 0.015)L_{w0}$$

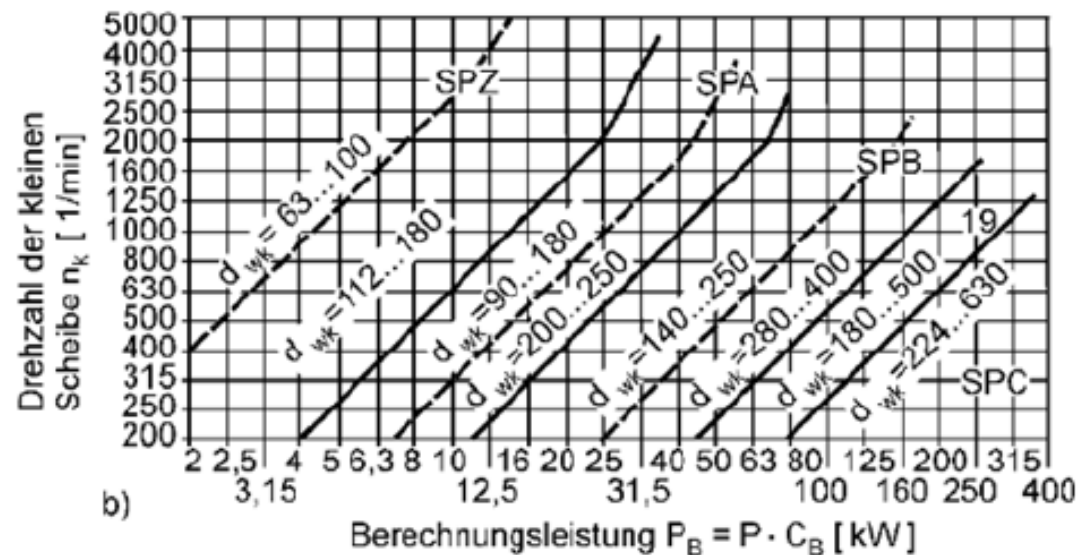
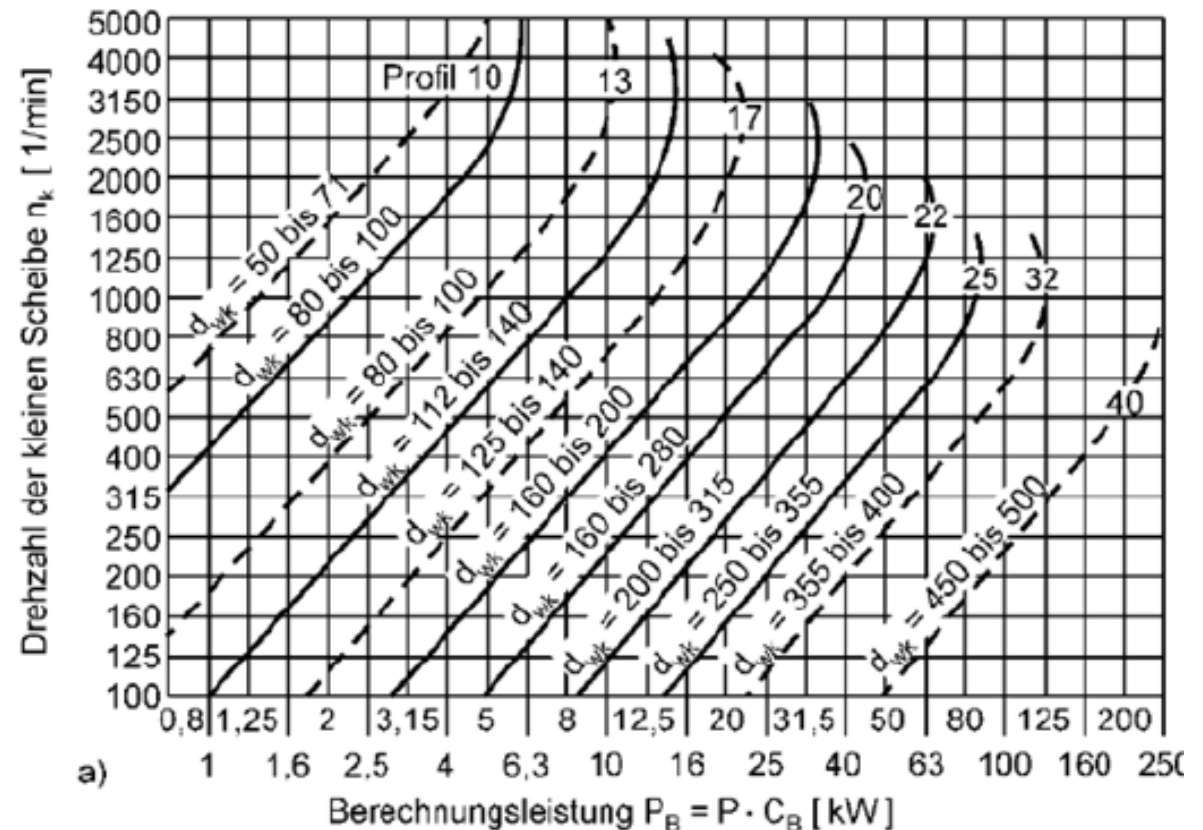
→ Berechnung Anzahl Keilriemen

$$z \geq \frac{PC_B}{P_N c_\beta c_L}$$



ETH

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich



9.4.3 Keilriementriebe: Auslegung

Berechnung erforderlicher Anzahl Keilriemen:

$$z \geq \frac{PC_B}{P_N c_\beta c_L}$$

Korrekturfaktoren:

$$c_\beta = 1.25 \cdot \left[1 - 5^{-(\beta_k / 180^\circ)} \right] \quad \text{Umschlingungswinkelkorrektur}$$

$$c_L = x_L L_W^{y_L} \quad \text{Längenkorrektur}$$

x_L

y_L

Längenkorrekturvariablen (tabelliert)



ETH

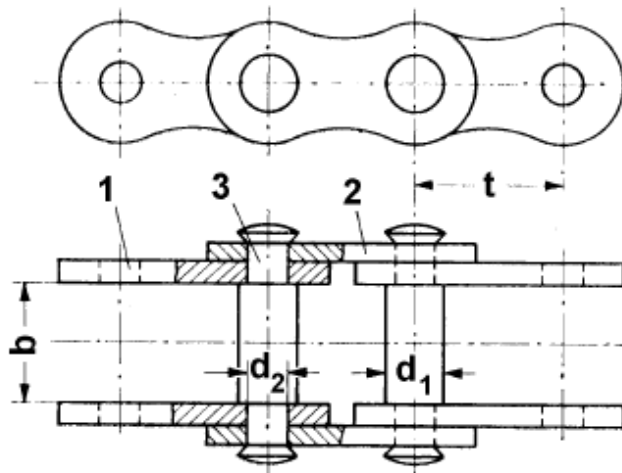
Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

IWF

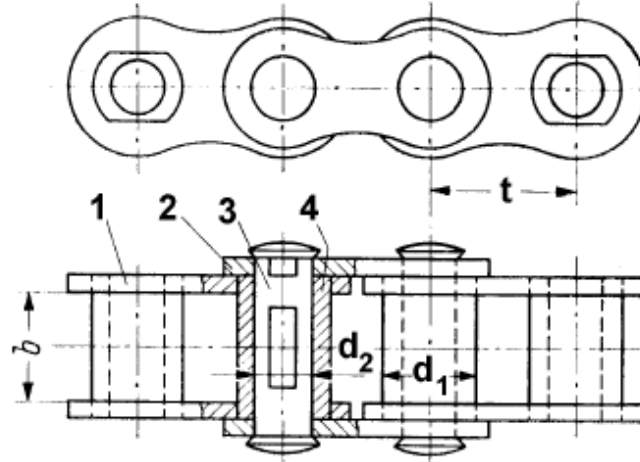
Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung
Institute of Machine Tools and Manufacturing

9.4.4 Formschlüssige Zugmittelgetriebe

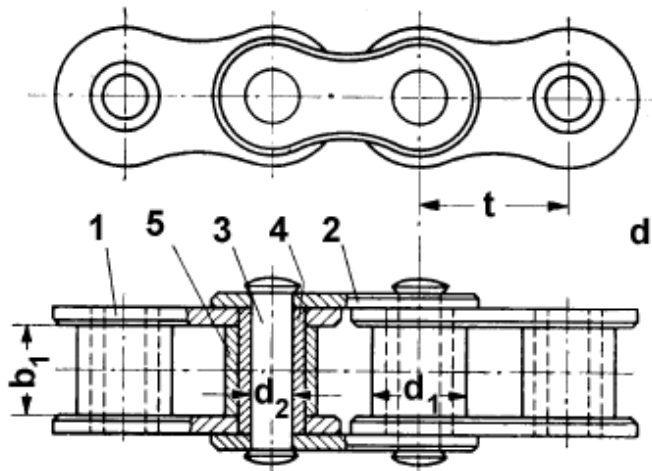
Kettengetriebe



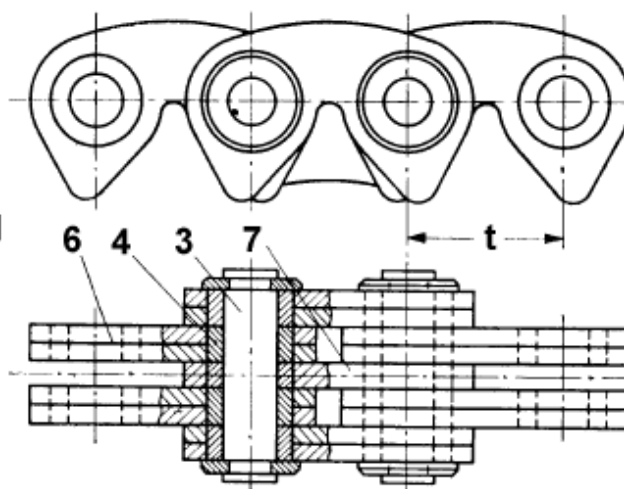
Bolzenkette



Buchsenkette



Rollenkette



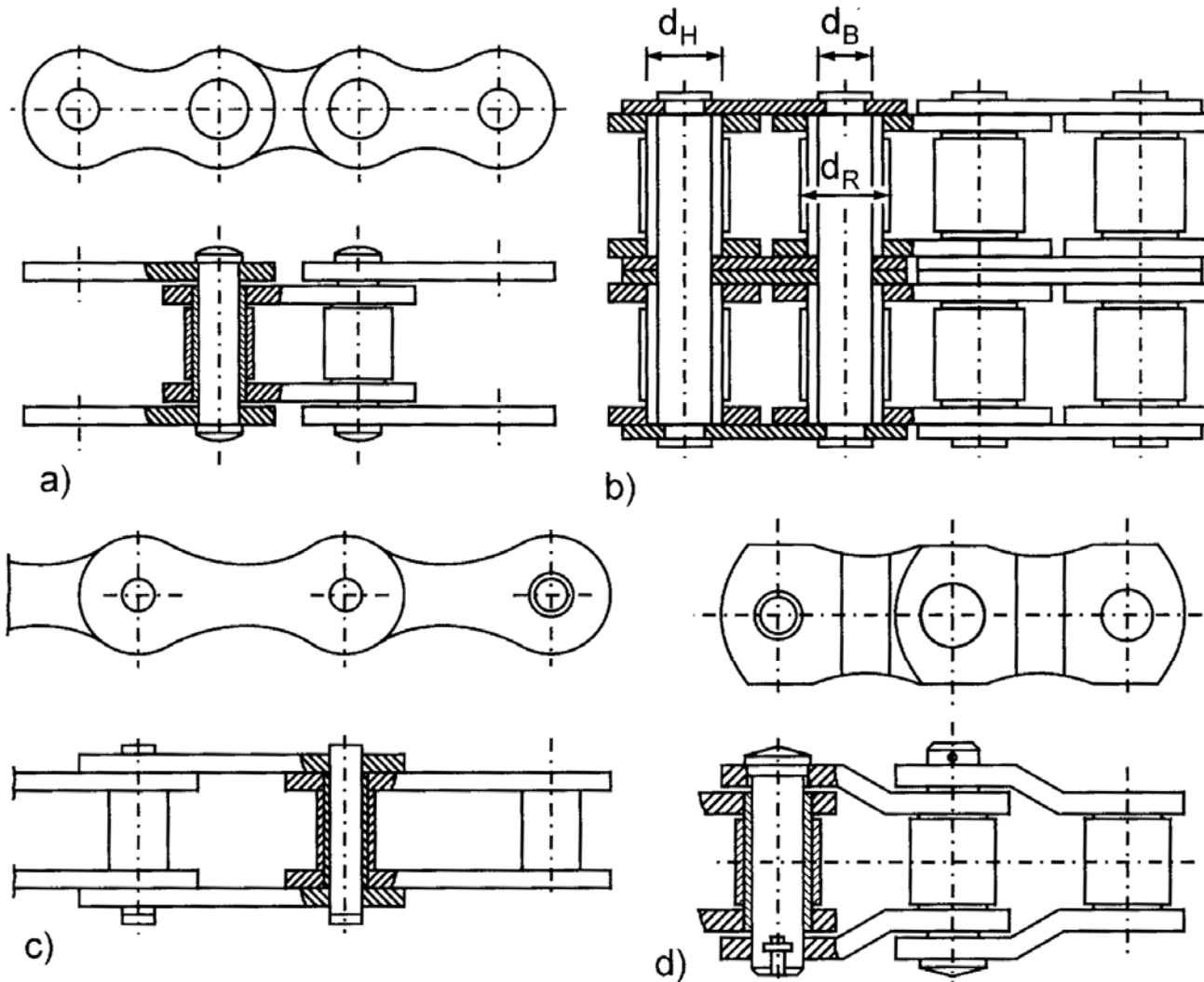
Zahnkette

Buchsenkette:
Eine Lasche sitzt verdrehfest auf einer Buchse

Rollenkette: Auf der Buchse ist drehbar eine Rolle angeordnet, die gehärtet und geschliffen ist. Durch Abrollen arbeiten Rollenketten geräusch – und verschleissärmer

9.4.4 Formschlüssige Zugmittelgetriebe

Kettengetriebe

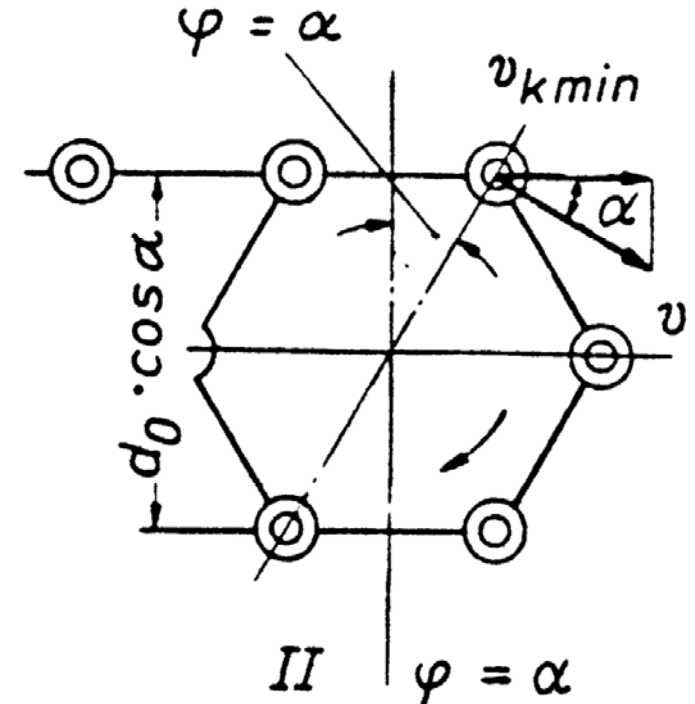
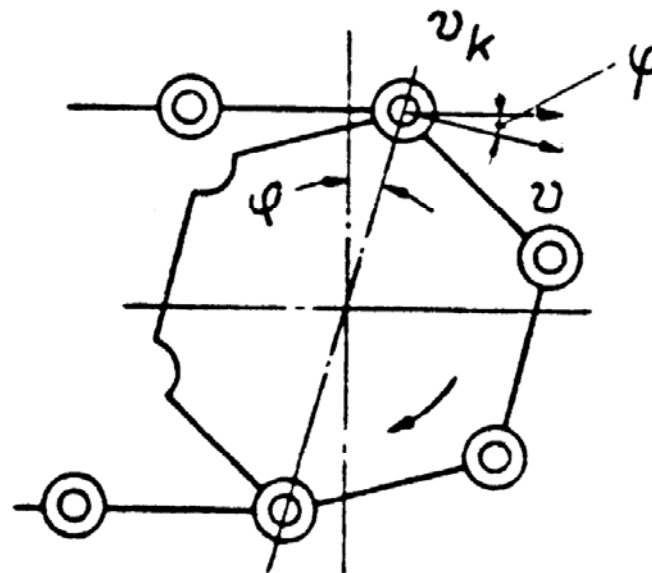
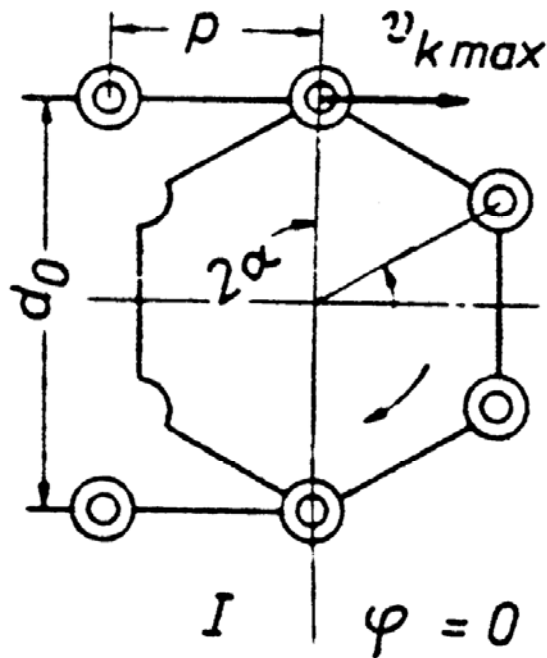


Verschiedene
Rollenketten

c.) langgliedrige Kette
d.) Rotarykette

9.4.4 Formschlüssige Zugmittelgetriebe Kettengetriebe

alle Kettenantriebe übertragen Drehbewegungen ungleichmässig
→ Polygoneffekt



Führungspunkt des P des Lastrums bewegt sich mit der Geschwindigkeit

$$v = v_{k \max} = \frac{d_0}{2} \omega$$

$$v = v_{k \min} = \frac{d_0}{2} \omega \cos \alpha$$

9.4.4 Formschlüssige Zugmittelgetriebe

Kettengetriebe

Teilung: $d_0 = \frac{p}{\sin \alpha} \Rightarrow v = \frac{p\omega}{2 \sin \alpha}$

Kettengeschwindigkeit = Komponente in Richtung der Trumbewegung

$$v_k = v \cos \varphi, \quad -\alpha \leq \varphi \leq \alpha$$

$$v_{k \max} = \frac{p\omega}{2 \sin \alpha}, \quad \varphi = 0$$

$$v_{k \min} = \frac{p\omega}{2} \cot \alpha, \quad \varphi = \pm \alpha$$

Teilungswinkel: $2\alpha = \frac{2\pi}{z} \Leftrightarrow \alpha = \frac{\pi}{z}$

Ungleichförmigkeit: $\delta = \frac{v_{k \max} - v_{k \min}}{v_{k \max}} = 1 - \cot \alpha \Rightarrow \delta = 1 - \cos \frac{\pi}{z}$

Ungleichförmigkeit kleiner als 1% erfordert mindestens 23 Zähne:



ETH

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

IWF

Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung
Institute of Machine Tools and Manufacturing

9.4.4 Formschlüssige Zugmittelgetriebe Kettengetriebe

Schmierung von Ketten:

$4 \text{ m/s} > v$: Handschmierung

$4 \leq v \leq 7 \text{ m/s}$: Tropfschmierung

$7 < v \leq 12 \text{ m/s}$: Tauchschmierung

$12 \text{ m/s} < v$: Druckumlauf- und Sprühschmierung

Maximal zulässige Längung: 3%, sonst erfolgen Aufsteigen und Abspringen der Kette vom Rad.



ETH

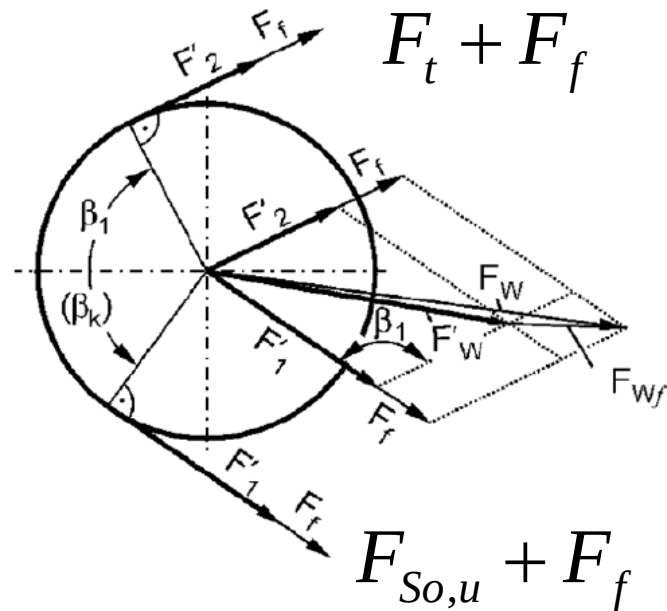
Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

IWF

Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung
Institute of Machine Tools and Manufacturing

9.4.4.1 Kettengetriebe

Berechnung der Wellenbelastung



Näherung aus Cosinussatz

$$F'_{W_{o,u}} \approx F_t \cdot C_B + (F_{so,u} - F_f) \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos \beta)}$$

mit $F_f = m' \cdot v_k^2$

F_t = Nutzkraft

$F_{so,u}$ = Stützzugkraft obere / unteres Kettenrad

9.4.4. Kettengetriebe

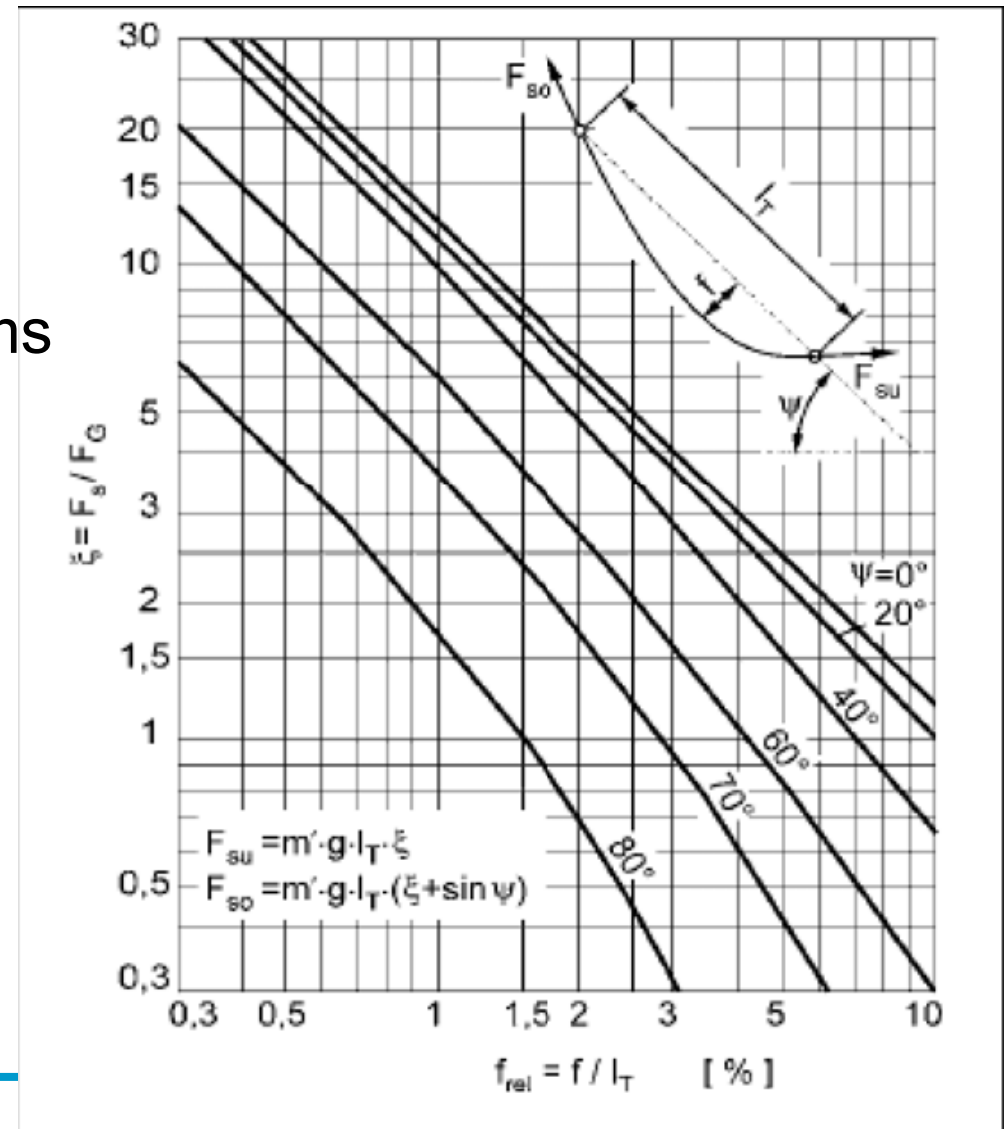
Auslegung von Kettengetrieben

Ermitteln der Wellenbelastung

$$F_{SO} = F_G \cdot (\xi + \sin \psi) = m' \cdot g \cdot l_t \cdot (\xi + \sin \psi)$$

$$F_{SU} = F_G \cdot \xi = m' \cdot g \cdot l_t \cdot \xi$$

F_G = Gewichtskraft des Leertrums



ETH

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

9.4.4.1 Kettengetriebe

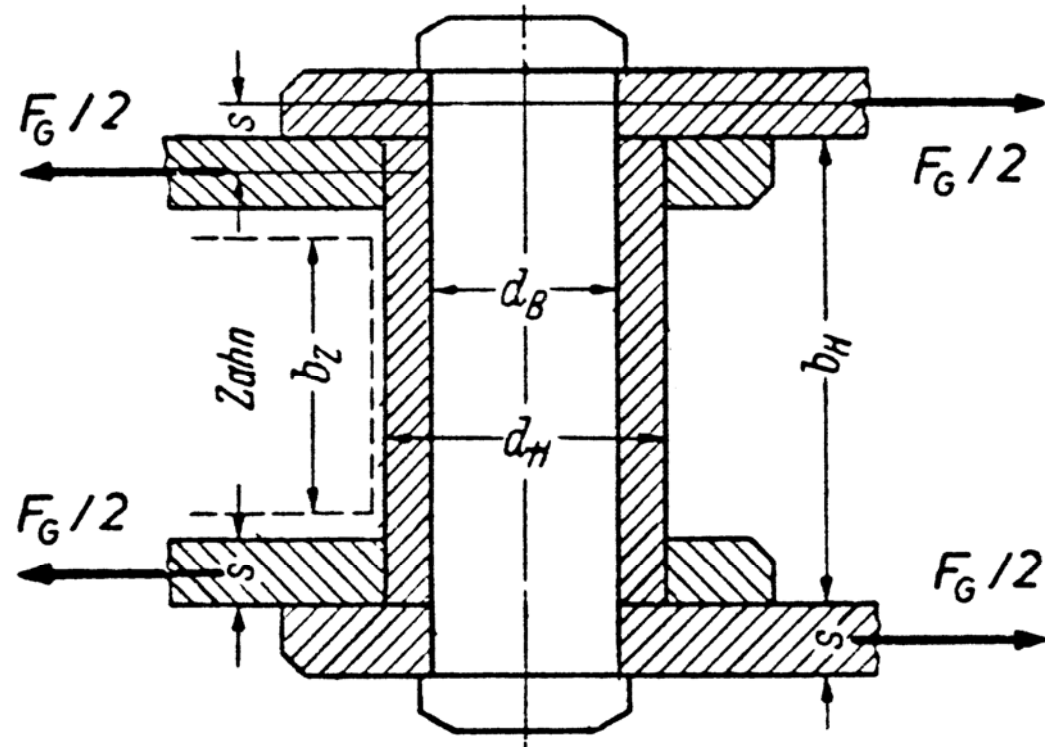
Festigkeitsrechnung

$$F_G = F_t + \rho_k v^2$$

$$F_t = \frac{P}{v}$$

$$p = \frac{F_G}{A_{\text{eff}}} \leq p_{\text{zul}}$$

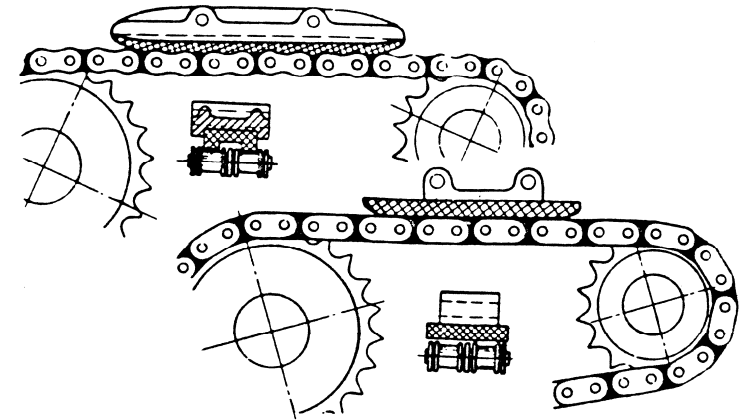
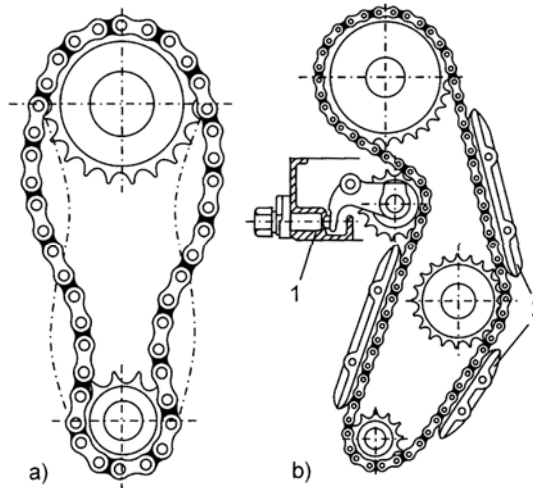
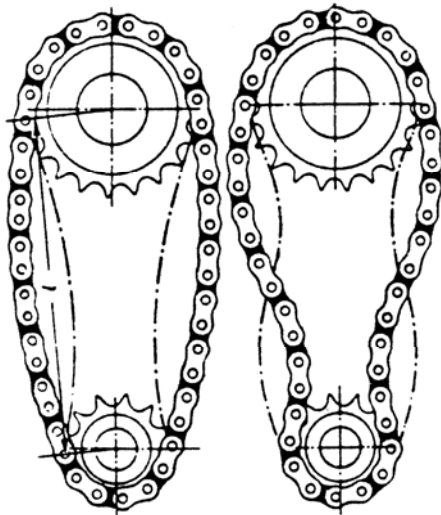
$$F_B \geq SF_G$$



Flächenpressung auf
Bolzen / Buchse / Zahnrad:
Bruch der Kette:

9.4.4.1 Kettengetriebe

Schwinungen von Ketten



Grundfrequenz der
Kettenschwingung

$$f_k = \frac{1}{21} \sqrt{\frac{F_G}{\rho_k}}$$

n_k entspricht Polygoneffekt

Betriebsdrehzahl

$$n_B \leq 0,90 \cdot n_k$$

$$n_B \geq 1,1 \cdot n_k$$

Massnahmen

- Unterbindung durch Dämpfer im Leertrum
- Kettenräder möglichst in einer Ebene
- Umschlingungswinkel sollte größer als 120° sein

9.4.4.1 Kettengetriebe

Auslegung von Kettengetrieben

Festlegen der Zähnezahl

- Leistungsgetriebe möglichst Kettenräder mit mindestens 17 und höchsten 114 Zähnen einsetzen
- Bei stoßweiser Belastung oder bei hoher Kettengeschwindigkeit Zähne wegen der hohen Aufschlagkraft härten und das Antriebsrad sollte mindestens 25 Zähne haben.

$$i = \frac{n_{an}}{n_{ab}} = \frac{\omega_{an}}{\omega_{ab}}$$



ETH

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

IWF

Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung
Institute of Machine Tools and Manufacturing

9.4.4 Kettengetriebe

Auslegung von Kettengetrieben

Auswählen der Kette DIN ISO 10823

- Auswahl anhand von Leistungsschaubildern

$$P_D' = P \cdot C_B \cdot f_Z / f_K \quad \text{vorläufige Diagrammleistung}$$

Grundlagen der Diagramme:

- Kettengetriebe mit zwei Rädern auf parallelen, horizontalen Wellen
- treibendes Rad mit 25 Zähnen
- Kette ohne gekröpftes Glied
- Kettenlänge 120 Glieder
- Übersetzung ins Langsame bis $i=3$
- 15000 h Lebensdauer
- ausreichende Schmierung

Diagrammleistung

$$P_D = \frac{P_D'}{f_e \cdot f_F \cdot f_n \cdot f_L \cdot f_S} = \frac{P \cdot C_B \cdot f_Z}{f_e \cdot f_F \cdot f_n \cdot f_L \cdot f_S \cdot f_K}$$



ETH

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

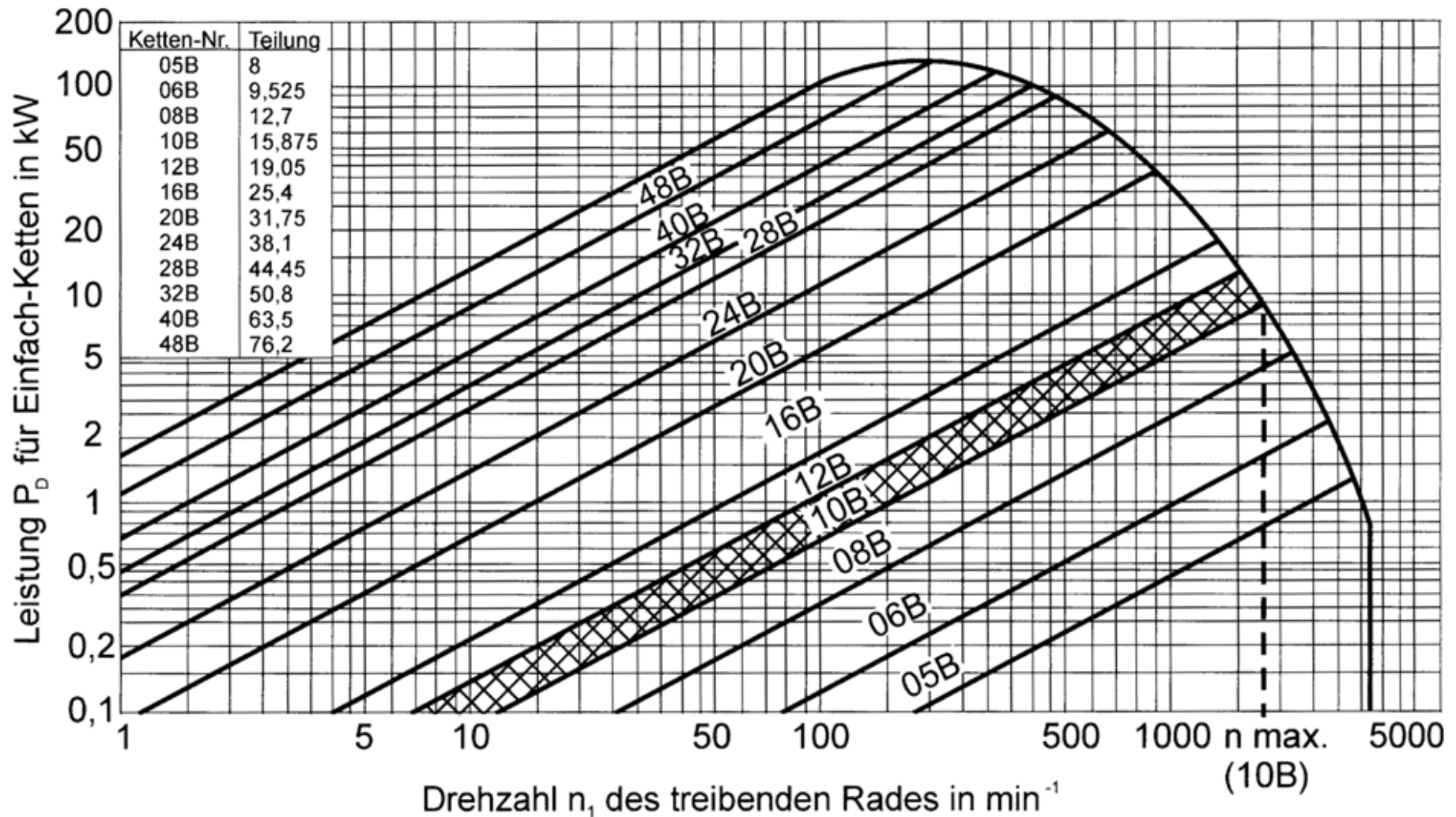
IWF

Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung
Institute of Machine Tools and Manufacturing

9.4.4 Kettengetriebe

Auslegung von Kettengetrieben

Auswählen der Kette



9.4.4 Kettengetriebe

Auslegung von Kettengetrieben

$$f_Z = (25/z_1)^{1.12} \quad \text{Zähnezahlfaktor}$$

$$f_k = 1 \text{ für Einfachketten, } 1.75 \text{ für Zweifachketten, } 2.5 \text{ für 3 - fach}$$

$$f_e = 0.45(e/p)^{0.215} \quad \begin{array}{l} \text{Kettenartfaktor} \\ \text{Wellenabstandsfaktor} \end{array}$$

$$f_F = 1 \quad \text{Kettenformfaktor (Kröpfung der Glieder)}$$

$$f_n = 0.9^{n-2} \quad \text{Kettenradzahlfaktor}$$

$$f_L = (15000/L_h)^{1/3} \quad \begin{array}{l} \text{Lebensdauerfaktor,} \\ h = \text{Ziellebensdauer in h} \end{array}$$

$$f_S = \quad \text{Schmierungsfaktor}$$



ETH

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

IWF

Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung
Institute of Machine Tools and Manufacturing

9.4.4.1 Kettengetriebe

Auslegung von Kettengetrieben

Bestimmen der Kettengliederzahl und des Wellenabstandes

$$X' = 2 \cdot \frac{e'}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{t}{e'} \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2$$

und $e = (30 \dots 50) \cdot t$

$$e = p + \sqrt{p^2 - q}$$

$$p = \frac{t}{4} \cdot \left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)$$

$$q = \frac{1}{8} \cdot \left[\frac{t}{\pi} \cdot (z_2 - z_1) \right]^2$$



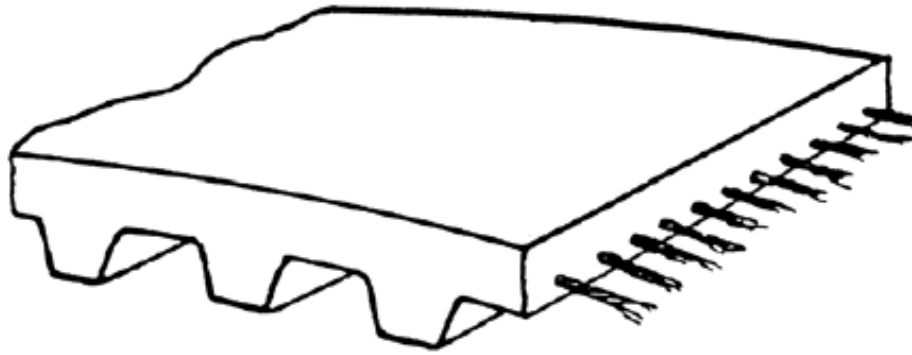
ETH

Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

IWF

Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung
Institute of Machine Tools and Manufacturing

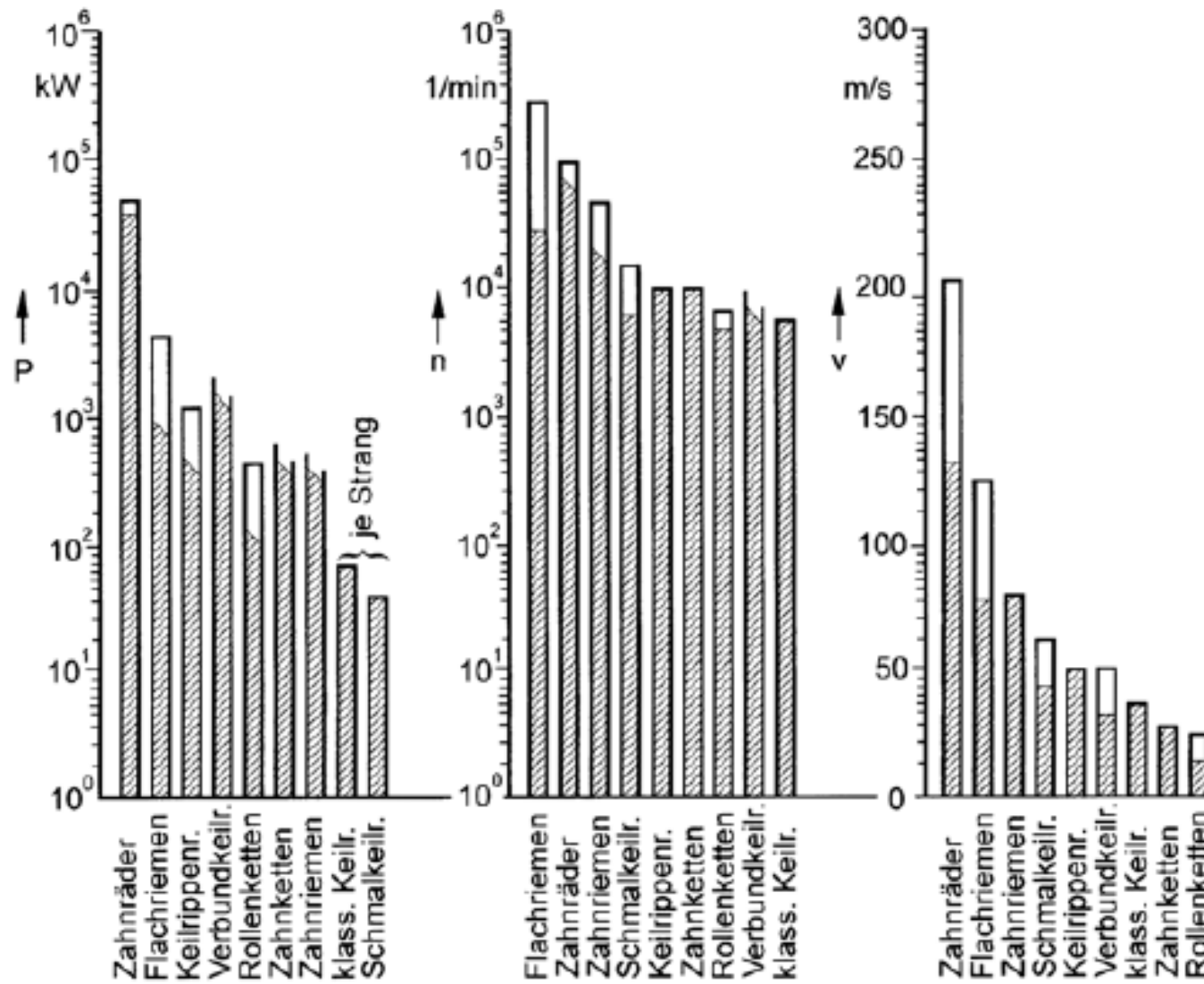
9.4.4.2 Zahnflachriemen



- Besteht aus Polyurethan
- Eingegossene Zugfäden aus Stahl- oder Glasfaserlitzen
- Kraftübertragung erfolgt durch Formschluss.
- Maximale Geschwindigkeit bis 70 m/s.
- Umlenkung auf Riemenscheiben in verschiedenen Ebenen ist möglich.
- Temperaturgrenzen: $48^{\circ}\text{C} \leq \vartheta \leq 120^{\circ}\text{C}$
- Anwendungen vor allem im Automobilbau z.B. für Antrieb der Nockenwelle

9.4.5 Vergleich der Zugmittelgetriebe

Maximal erreichbare Leistung



9.4.5 Vergleich der Zugmittelgetriebe

Kinematische Eigenschaften

Antriebselemente	Kinematische Eigenschaften					Zul. Umgebungs- temperatur °C	max. Wir- kungs- grade
	Form- od. Reib- schluß	Stellbereich, Grenzen für i_{max}/i_{min}	Verformungen				
			Biegung in		Torsion		
			1 Ebene	2 Ebenen			
Zahnräder (alle Bauarten)	F	—	—	—	—		0.985
Reibräder (alle Bauarten)	R	9	—	—	—		0.96
Ketten							
Rollen- u. Zahnketten	F	—	●	○	○	– 30 ... 150 (250)	0.98
Reibketten	R	9	●	○	○	– 20 ... 80 (110)	0.96
Flachriemen	R	4	●	○	⊗	– 30 ... + 80	0.98
Zahnflachriemen	F	—	●	○	⊗	– 40 ... + 80 (120)	0.97
Hydrostatische Antriebe	F	3 ... 0 ... – 3	—	—	—	– 20 ... + 100	0.90
Keilriemen							
Normalkeilriemen	R	—	●	⊗	●		0.95
Schmalkeilriemen	R	—	●	⊗	●		0.95
Breitkeilriemen	R	10	●	○	●	– 30 ... + 70	0.92
Hexagonalriemen	R	—	●	⊗	●		0.90
Verbundkeilriemen	R	—	●	○	●		0.94
Mehrstrang-Keil- riemenantriebe	R	—	●	⊗	●		0.93

● = möglich, ⊗ = bedingt möglich, ○ = nicht möglich, () = in Sonderfällen oder kurzzeitig erreichbar.