



Einleitung!!!!

Fharrad!!!! Problem : Die Kette springt immer raus

Lösungen besprechen

Gliederung

1. Vor- und Nachteile
2. Aufgaben und Einsatzgebiete
3. Kettenarten, Ausführungen und Anwendungen
4. Kettenräder, Polygoneffekt
5. Dimensionierung + Berechnungen

- Warum ist die Kette gerissen?

1. Vorteile gegenüber Riemen- und Zahnradtriebe

- formschlüssige, schlupffreie Kraftübertragung
daher eine konstante Übersetzung
- große Achsabstände möglich
- einfache Montage
- geringe Bauabmessungen bei gleicher Leistung wie Riementriebe
- unempfindlicher gegen Feuchtigkeit und Temperatur
- geringe Wartung
- geringe Lagerbelastung (Kette läuft ohne Vorspannung)

1. Nachteile gegenüber Riemen- und Zahnradtriebe

- nur parallele Wellen möglich
- unelastische, starre Kraftübertragung
- höheres Gewicht als Riementriebe
- teurer als Kraftschlüssige Riementriebe
- Schmierung erforderlich
- Schwingungsanfällig sowie höhere Geräusentwicklung, durch Polygoneffekt

2. Aufgaben

- Kettentriebe gehören zu den **Zugmitteltrieben**.
- Sie nehmen hinsichtlich ihrer Eigenschaften eine Mittelstellung zwischen RIEMEN- und ZAHNRADTRIEBEN ein.
- Sie werden bei größeren Wellenabständen an parallelen, möglichst waagerechten Wellen verwendet.

RM S. 611

Sie Nehmen hinsichtlich ihrer Eigenschaften,

des Bauaufwandes,

der übertragbaren Leistung

und Anordnung an Wartung

eine Mittelstellung zwischen RIEMEN- und ZAHNRADTRIEBE ein.

2. Einsatzgebiete von Kettentrieben

- Fahrzeuge
- Motorenbau
- Landmaschinenbau
- Werkzeug + Textilmaschinen
- Holzbearbeitungsmaschinen
- Druckereimaschinen
- im Transportwesen

RM S. 611

Kettengetriebe werden wegen ihrer Zuverlässigkeit und Wirtschaftlichkeit vielseitig

Für Leistungsübertragungen verwendet.

Zu Folie 7



3. Kettenarten, Ausführung und Anwendungen

Ketten werden in zwei Gruppen eingeteilt:



- **Gliederketten**, die als Rundglieder- oder Stegketten meist als Hand- und Lastketten bei Hebezeugen sowie in der Fördertechnik Verwendung finden.
- **Gelenkketten**, die in verschiedenen Ausführungen auch als Lastketten, Förderketten, insbesondere aber als Getriebeketten infrage kommen.



RM S. 611

1) Bild einer Gliederkette (Lastkette)

2) Bild einer Gelenkkette (Kette am Fahrrad zeigen)

3. Kettenarten der Gelenkketten

- Bolzenkette
- Zahnkette
- Buchsenkette
- Rollenkette
- Sonderbauformen

3. Auswahl der Kette

	<u>Kosten</u>	<u>Verschleiß</u>	<u>Leistung</u>	<u>Geräusch</u>
• Bolzenketten				
– Laschen laufen auf den Bolzen	niedrig	groß	niedrig	laut
• Buchsenketten	:	:	:	:
– Bolzen und Außenlaschen fest verbunden	:	:	:	:
– bewegliche Buchse und Innenlaschen fest verbunden	:	:	:	:
• Rollenketten	:	:	:	:
– Aufbau wie Buchsenkette	:	:	:	:
– gehärtete Rolle auf der Buchse gelagert	hoch	gering	hoch	leise

Quelle: HSP Hochschule für Technik Rapperswil

Obwohl am teuersten, sind die Rollenketten wegen des fast unbeschränkten Anwendungsbereich die am häufigsten verwendeten Ketten

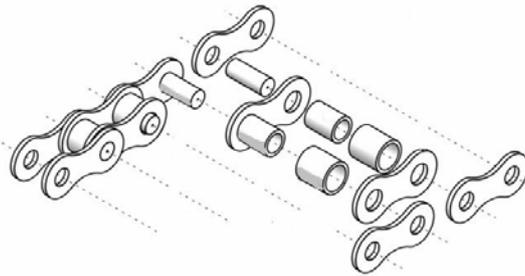
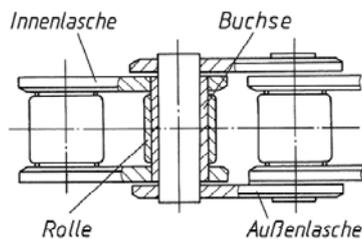
-Rollenketten sind fast überall anwendbar und deshalb die meistgebrauchte Kettenart.

-Besonders als Triebkette und in Verbindung mit Mitnehmern aller Art

- auch als Transport- oder Förderkette einsetzbar.

3. Schwerpunkt: Rollenketten

- **Aufbau**
 - Bolzen und Außenlaschen fest verbunden
 - bewegliche Buchse und Innenlaschen fest verbunden
 - gehärtete Rolle auf der Buchse gelagert
- **Eigenschaften**
 - Schmierstoffdämpfung zwischen Hülse und Buchse
 - Abrollbewegung bei Zahneingriff
 - $v < 30 \text{ m/s}$
- **Einsatzgebiet**
 - Kettentriebe wie: Fahrräder, Motorräder, Antriebe an Maschinen,



RM S. 613-614

Sie unterscheiden sich gegenüber der Buchsenkette

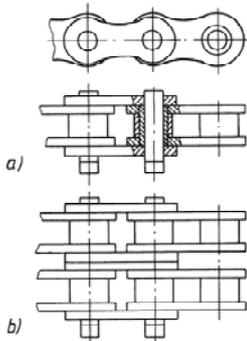
Durch:

Die auf den Buchsen gelagerten, gehärteten und geschliffenen Rollen dienen zur

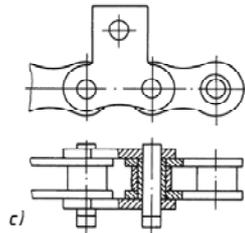
- Verschleiß und Geräuschminderung
- Geringerer Wirkungsgrad (Rollreibung)

3. Schwerpunkt: Rollenketten

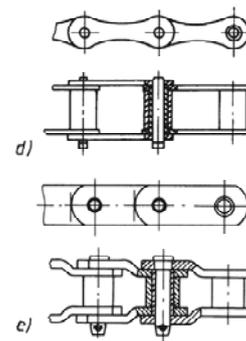
a) Einfach-
b) Zweifach-
Rollenkette



c) Rollenkette
mit Befestigungs-
lasche
d) langgliedrige
Rollenkette



e) Rotarykette
gekröpfte Lasche,
sehr elastisch in
Zugrichtung



RM S. 613-614

Auswahlkriterien für gekröpfte Laschen:

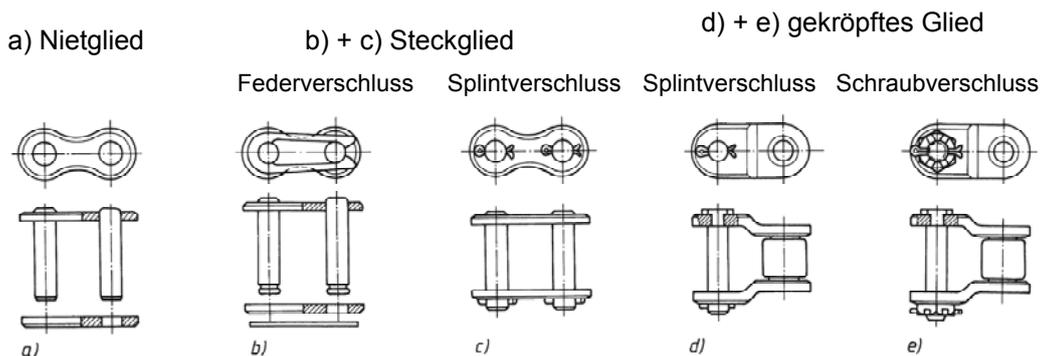
Eingesetzt z.B. als Förderkette aber dort kann sie nur mit geringerer
Geschwindigkeit

Angewendet werden.

Ansonsten werden sie nur zum verbinden ungerader Gliederzahlen verwendet.

3. Verbindungsglieder für Rollenketten

- Die Verbindung zur endlosen Kette kann durch Außenglieder mit Nieten usw. hergestellt werden.



RM S. 615

Auswahlkriterien: Bauraum, Kräfte, Sicherheit,

- Niete= Fahrradkette, bei wenig Bauraum:

wird als gerades Verschlussglied verwendet und zur Herstellung von Endlosketten verwendet

B) Für Ketten bis einer Teilung $P = 25,4\text{mm}$

Vergleich B min C = Splinte sind sicherer

C) Für Ketten ab einer Teilung $P = 25,4\text{mm}$

D) Das gekröpfte Kettenglied ermöglicht die Herstellung einer geschlossenen Kette mit ungerader Gliederzahl

E) Höhere Belastung als ein Niet (elastischer), geringere Breite des Niets, geringer Krakt durch dünneres Niet

4.1 Kettenräder

4.2 Polygoneffekt

4.1 Kettenräder

- Zu einem Kettengetriebe gehören min. zwei Kettenräder, die von der Kette umschlungen werden.
- Der Aufbau ist bei allen Stahlgelenkketten grundsätzlich gleich, lediglich die Verzahnung ist entsprechend der verwendeten Kettenart unterschiedlich.
- Die Verzahnung muss so ausgeführt sein,
 - dass die Kette nahezu ruhelos in die Verzahnung eingreift.
 - dass eine während des Betriebes auftretende Kettenlängung ($\approx 2\%$) entsprechend berücksichtigt wird um Sicherheit, Laufruhe und Lebensdauer des Triebes zu gewährleisten.

RM S. 615

Die Form der Räder wird im wesentlichen durch die

Zähnezahl und die übertragende Leistung bestimmt

WICHTIG: Die Verbindung der Kettenräder mit der Welle erfolgt mit einer möglichen

Wellen-Narben- Verbindung nach Kapitel 12

Die Führung der Kette erfolgt durch das eingreifen der Zähne des Kettenrades in die Kettenglieder

4.1 Kettenräder



Kettenrad vorgebohrt
oder mit
Fertigbohrung
und Nut



Großes Kettenrad aus
Stahlguss o.
Grauguss



Einzelstufen und
Mehrfachkettenrad



Kettenrad mit an-
geschweisster
Nabe



Kettenrad mit
Schmutz-
abführungs-
nuten



Standard Kettenräder



Kettenrad
mit
Kupplungsscheibe

RM S. 615

Auswahlkriterien: Kraft, Material des Kettenrades

Mehrfachscheibe: Die Kraft Verteilung ist besser (mehr zähne im Eingriff)

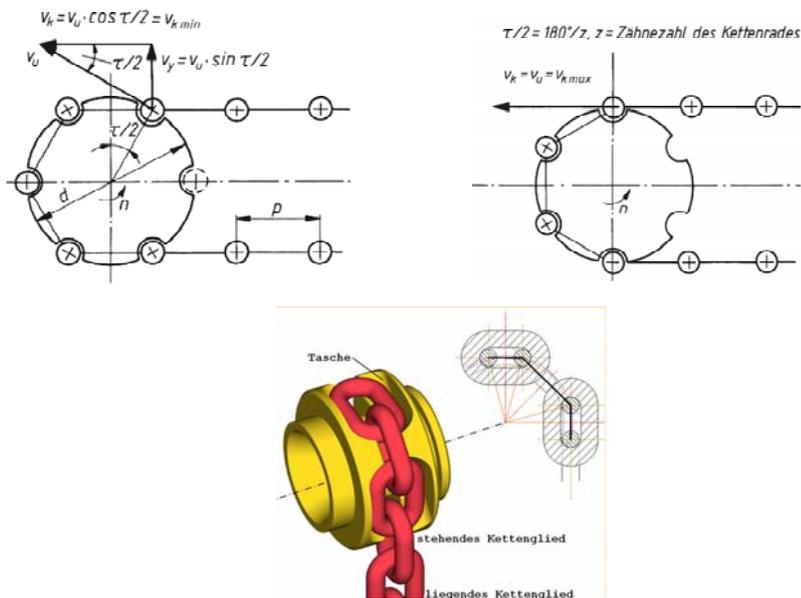
gleichwertige Einzelkette muss stabiler
und größer sein damit die Gleiche kraft genutzt werden kann

Material: Stahlguß Kettenrad: Kostengünstig bei entsprechender Fertigungszahl

Grauguss Kettenrad: Schwingungsarm

geschweißte Nabe: flexibel, leicht zu fertigen , Stückzahlabhängig

4.2 Polygoneffekt



RM S. 616

Je geringer die Zähnezah, um so geringer die zulässige Gelenkflächenpressung und um so größer der Polygoneffekt.

Aufgrund der hohen Elastizität der Kette ist der Polygoneffekt für die praktische Auslegung der Kette (bei Z= ab 19)

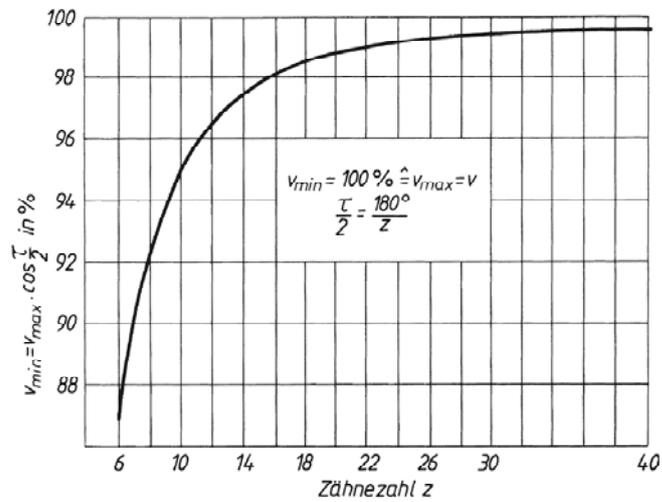
4.2 Polygoneffekt

Einflussfaktoren

- Zähnezahl (z)
- Teilungsverhältnis (p)
- Geschwindigkeit (v)

Auswirkung

- Beschleunigungen
- Schwingungen
- Geräusche



Je größer die Zähnezahl z und je kleiner der Teilungswinkel τ desto geringer ist die Wirkung des Polygoneffekts.

RM S. 616

Teilungswinkel Tetta wird bei der Verzahnungsangaben berechnet

5. Dimensionierung von Rollenkettenrieben

- Die zu übertragende Leistung, P
- Die gewünschte Drehzahl, n
- Das Übersetzungsverhältnis, i
(möglichst handelsüblich siehe RM.S. 618)
- Verzahnungsangaben
- Festlegung der Zähnezahl
- Kettenauswahl
- Wellenabstand (a), Gliederauswahl (X),
- Anordnung der Kette festlegen
- Durchhang berechnen
- Hilfseinrichtungen festlegen
- Schmierung festlegen (Umgebungseinflüsse wie Schmutz, Temperatur)
- Berechnung der Kräfte am Kettentrieb

Verzahnungsangaben nach DIN 8196

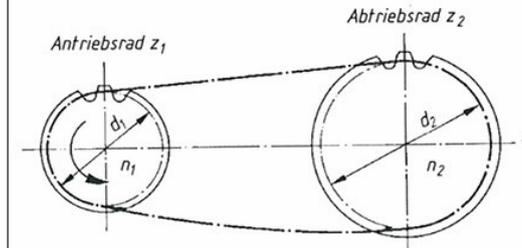
1 mittlere Übersetzung

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}$$

$$i = \frac{M_2}{M_1}$$

$$M = \frac{F_u \cdot d}{2}$$

d_1, d_2 nach Nr. 3



z_1 = Zähnezahl für Kettenräder siehe Folie 23

z_2
 30...80 üblich für Großräder
 80...120 obere Grenze für Großräder
 zu bevorzugende Zähnezahlen:
 $z_1 = (13) (15) 17 19 21 23 25$
 $z_2 = 38 57 76 95 114$

FS S. 218

Übersetzung ins schnelle $i > 1$ (Antriebsrad kleiner)

Übersetzung ins langsame $i < 1$ (Antriebsrad größer)

Die Verzahnungsangaben sind für Rollenketten nach DIN 8196 genormt

Bei gleicher Übersetzung welche Zähne zahlen wähle ich : $z_1 = 19 + z_2 = 38$

oder : $z_1 = 25 + z_2 = 50$

Man wählt immer das größere Zähne Paar (soweit der Bauraum es zulässt) da sich die Kraft mehr

Verteil kann, (das Drehmoment teilt sich pro Zahn auf)

Verzahnungsangaben nach DIN 8196

2 Teilungswinkel

$$\tau = \frac{360^\circ}{z}$$

3 Teilkreisdurchmesser

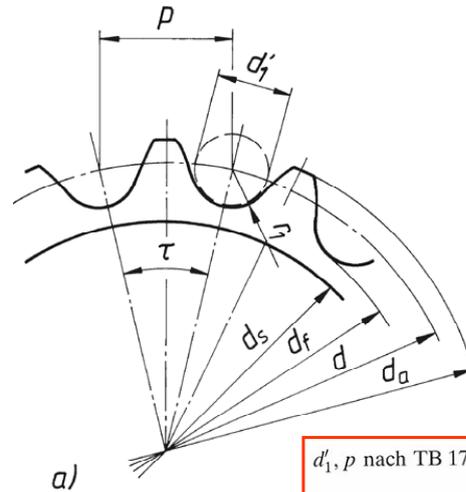
$$d = \frac{p}{\sin\left(\frac{\tau}{2}\right)} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}$$

5 Kopfkreisdurchmesser

$$d_a = d \cdot \cos\frac{\tau}{2} + 0,8d'_1$$

6 Durchmesser der Freidrehung unter dem Fußkreis

$$d_s = d - 2F$$



d'_1, p nach TB 17-1

F nach TB 17-2

Festlegung der Zähnezah für Kettenräder

Lebensdauer ~15.000 Betriebsstunden

<u>Zähnezahl:</u>	<u>Geschwindigkeit:</u>	<u>Bemerkung:</u>
<input type="checkbox"/> 11 ... 13	< 4 m/s	geringe Last (2 kW), kurze Lebensdauer
<input type="checkbox"/> 14 ... 16	< 7 m/s	mittlere Leistung (10 kW)
<input type="checkbox"/> 17 ... 25	< 24 m/s	günstig für Kleinräder (Antrieb)
<input type="checkbox"/> 30 ... 80	< 24 m/s	üblich für Großräder (Abtrieb)
<input type="checkbox"/> 80 ... 120	< 24 m/s	möglich für Großräder (Abtrieb)
<input type="checkbox"/> bis 150		Ausnahmefälle

FS S. 218, RM S. 618

Ungerade Zähnezahlen sind zu bevorzugen um beim Lauf ein häufiges Zusammentreffen des Kettengliedes mit der gleichen Zahnücke zu vermeiden

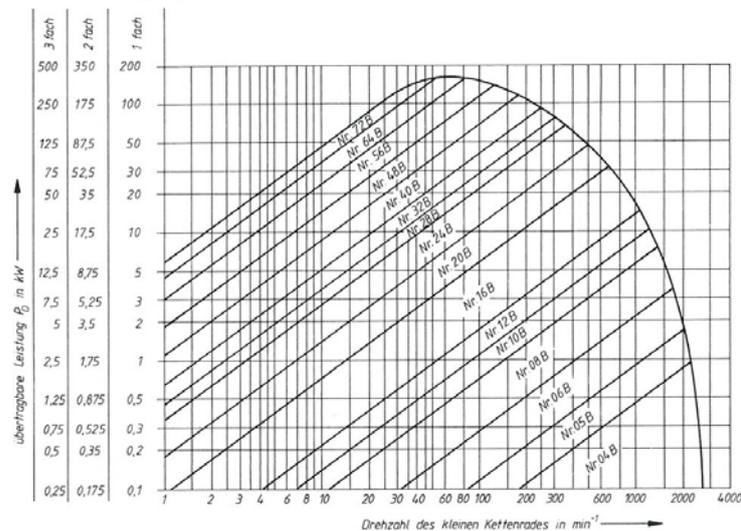
Je Größer v und die Last, desto höher ist die Zähnezahl zu wählen

(VERSCHLIEßVERMINDERUNG)

Verweist auf die Seite geben **RM.S: 618**

Kettenberechnung für Kettenauswahl

TB 17-3 Leistungsdiagramm nach DIN 8195 für Rollenketten nach DIN 8187



Anmerkung: Die oberen Begrenzungslinien gelten für Kettengetriebe mit $z_1 = 19$ Zähnen, $\lambda = 100$ Gliedern, Übersetzung $i = 3$ und $t_h = 15000$ Betriebsstunden

TB S. 186

Die Wahl der geeigneten Kettengröße und Ausführung erfolgt mit Hilfe des Leistungsdiagrammes nach DIN 8195.

Die Linie im Diagramm stellt jeweils die Grenzwerte dar

Wobei folgende voraussetzungen gelten: NÄCHSTE SEITE

Kettenauswahl

Die Wahl der geeigneten Kettengröße und Ausführung erfolgt mit Hilfe des Leistungsdiagrammes nach DIN 8195.

Folgende Voraussetzungen gelten:

- Kettentrieb mit zwei fluchtenden Kettenrädern, auf parallelen, horizontalen Wellen
- Zähnezahl des Kleinrades $z_1 = 19$
- Übersetzung $i = 3$
- Kettenlänge $X = 100$ Glieder
- Ausreichend Schmierung (s. unter 17.1.9)
- Gleichförmiger Betrieb ohne Überlagerung äußerer, dynamischer Kräfte
- 15.000 Betriebsstunden Lebenserwartung
- Max. 3 % Längung der Kette durch Verschleiß

RM S. 619

zu Folie 24

Unter diesen Bedingungen entspricht

die Diagrammleistung $P_D =$ die Antriebsleistung P_1

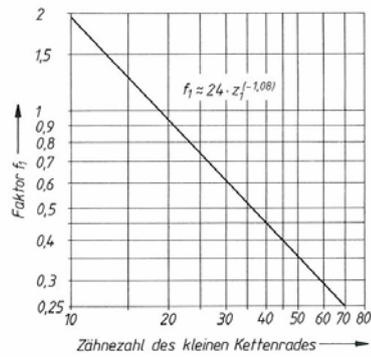
Da die Werte in der Praxis abweichen muß für die Kettenwahl die Diagrammleistung P_D berechnet werden

Kettenberechnung für Kettenauswahl

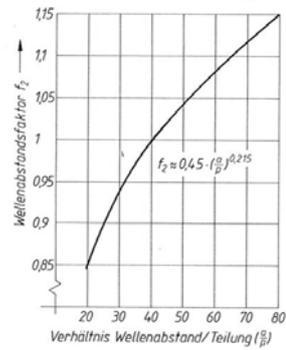
Berechnung der Kettentriebe (Rollenketten)	
7	<p>Für die Kettenwahl nach TB 17-3 maßgebende Diagrammleistung</p> $P_D = \frac{K_A \cdot P_1 \cdot f_1}{f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6}$
	<p> K_A nach TB 3-5 f_1 nach TB 17-5 f_2 nach TB 17-6 $f_3 = 0,8$ bei gekröpftem Verbindungsglied, sonst $f_3 = 1$ $f_4 \approx 0,9^{(n-2)}$ für n Kettenräder; für den Normalfall mit $n = 2$ wird $f_4 = 1$ $f_5 \approx (15\,000/L_h)^{1/3}$ mit L_h in h f_6 nach TB 17-7 </p>

Kettenberechnung für Kettenauswahl

TB 17-5 Faktor f_1 zur Berücksichtigung der Zähnezah nach DIN 8195



TB 17-6 Wellenabstandsfaktor f_2



TB 17-7 Umweltfaktor f_6 (nach Niemann)

Umweltbedingungen	f_6
Staubfrei und beste Schmierung	1
Staubfrei und ausreichende Schmierung	0,9
Nicht staubfrei und ausreichende Schmierung	0,7
Nicht staubfrei und Mangelschmierung	0,5 für $v \leq 4$ m/s 0,3 für $v = 4 \dots 7$ m/s
Schmutzig und Mangelschmierung	0,3 für $v \leq 4$ m/s 0,15 für $v = 4 \dots 7$ m/s
Schmutzig und Trockenlauf	0,15 für $v \leq 4$ m/s

TB S. 187

zu Folie 26

F2 TB 17-6 haben wir keine Teilung P wird der Faktor 1 gewählt

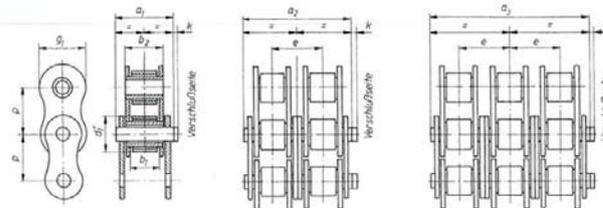
Kettenauswahl

Nach der Berechnung und Auswahl der Ketten-Nr. kann man in TB. 17-1 die übrigen Maße entnehmen

TB 17-1 Rollenketten nach DIN 8187 (Auszug)

Bezeichnung einer Einfach-Rollenkette nach DIN 8187 mit Ketten-Nr. 16 B mit 92 Gliedern:
Rollenkette DIN 8187-16 B-1 × 92

Bezeichnung einer Zweifach-Rollenkette nach DIN 8187 mit Ketten-Nr. 08 B mit 120 Gliedern:
Rollenkette DIN 8187-08 B-2 × 120



Maße in mm

Ketten-Nr. Reihe	p	b ₁		d ₁	e	g ₁		Einfach-Rollenkette (1) ²⁾				Zweifach-Rollenkette (2) ²⁾				Dreifach-Rollenkette (3) ²⁾				
		min	max			max	max	max	max	a ₁	Bruchkraft ¹⁾ N	Gelenkfläche ³⁾ cm ²	Gewicht kg/m	a ₂	Bruchkraft ¹⁾ N	Gelenkfläche ³⁾ cm ²	Gewicht kg/m	a ₃	Bruchkraft ¹⁾ N	Gelenkfläche ³⁾ cm ²
								max	min	≈	max	min	≈	max	min	≈	max	min	≈	max

TB S. 187

zu Folie 24

Niemals neue ausgewählte ketten auf benutzte kettenräder legen

Wellenabstand

8 günstiger Wellenabstand (Umschlingungswinkel soll möglichst $\geq 120^\circ$ betragen)

$$a \approx (30 \dots 50) \cdot p$$

9 für den gewünschten Wellenabstand a_0 wird die rechnerische Gliederzahl

$$X_0 \approx 2 \frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a_0}$$

10 tatsächlicher Wellenabstand

$$a \approx \frac{p}{4} \cdot \left[\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right]$$

X_0 so runden, dass sich eine gerade Gliederzahl ergibt zur Vermeidung gekröpfter Verbindungsglieder

Der Spannweg s ca. $1,5 \cdot p$ muss bei der Berechnung von a beachtet werden

FS S. 219

Die Laufruhe wird durch ein kleineren Wellenabstand verbessert.

Große wellenabstände ergeben einen geringen Verschleiß

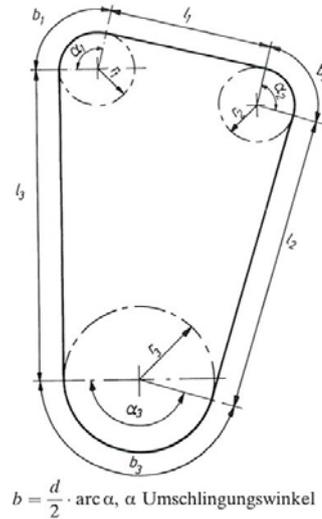
min. 120° Umschlingungswinkel

Eine

Gliederauswahl

11 Gesamtlänge der Kette bei Ketten-
trieben mit $n > 2$ Kettenrädern
 $L \approx l_1 + l_2 + \dots + b_1 + b_2 + \dots$

12 erforderliche Gliederzahl allgemein
 $X = \frac{L}{p}$



FS S. 219

Bei einer Kette die über mehrere Kettenräder läuft

Wird die Gliederzahl durch messen bei einer 1:1 skizze oder das ausrechnen der Länge L berechnet.

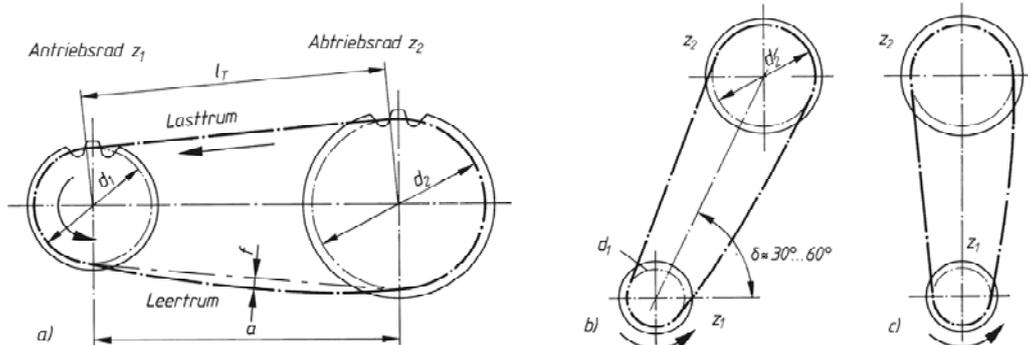
die Rechnung erfolgt nach der Formel 12

Das 1:1 Skizzieren ist ausreichend genau, und es lassen sich die teilungen l1-l3 einfach abmessen

Rechnung 1

Anordnungen der Kettentriebe

- Waagrecht oder max. 60° geneigt
- Lasttrum oben (Eigengewicht unterstützt die Spannung)
- Leertrum unten



RM S. 622

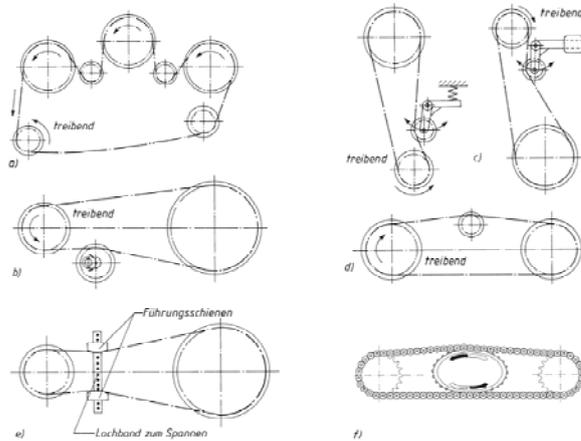
Lasttrum oben (Eigengewicht unterstützt die Spannung)

Dieses hat vorteilhaft Auswirkungen da die Kette gut in die Verzahnung eingreift

Neigungen größer als 60° muß durch geeignete Hilfsmittel
Für die notwendige Kettenspannung gesorgt werden.

Hilfseinrichtungen 17.2.8

- a) Umlenkräder
- b) exzentrisches Spannrاد
- c) Spannräder mit Feder, bzw. Gegengewicht
- d) Stützrad im Leertrum
- e) Kettenspannsystem mit Führungsschiene
- f) elastischer Rollring



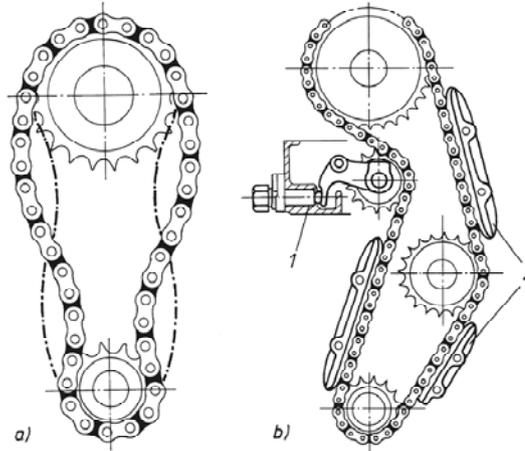
RM S. 623

- Die Stützlage besonders bei großen Achsabständen aufnehmen
- Sie sollen Kettenschwingungen vermeiden, bietet eine Vorspannung
- Eine Einstellbarkeit gewährleisten
- der Umschlingungswinkel muss min 120° sein
- Die Kette darf nicht zu straff gespannt sein
- Kontinuierliches Spannen wirkt sich positiv auf die Lebensdauer aus.

Kriterien: Kosten, Bauraum, Umschlingungswinkel, Verschleiß,

- a) Leiträder werden zum Umlenken der Kette sowie zum Durchhang zu regulieren
- c) Gleichen die Kettenlänge aus, kontrollierbare Vorspannung, (Wartungsfreier- somit hohe Lebensdauer)
- d) Stützräder regulieren den Umschlingungswinkel (billige Herstellung, Massenproduktion)
- e) Führungsschienen nutzen schnell ab

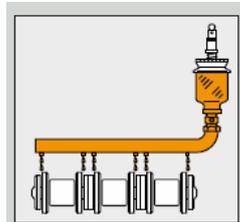
- a) schwingende Kette
- b) Hilfseinrichtung bei dynamischer Last
 - 1) hydraulisches Spannrad
 - 2) Schwingungsdämpfer



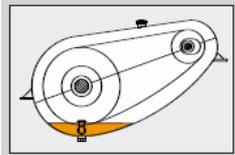
RM S. 624

Schmierung

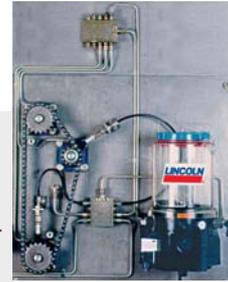
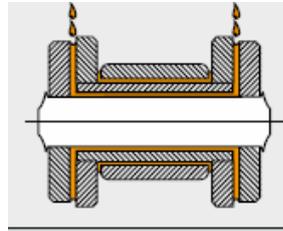
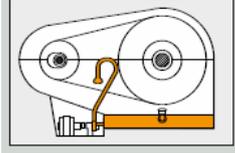
Tropfschmierung



Ölbadschmierung

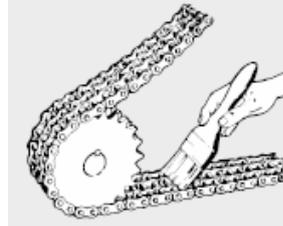


Druckumlaufschmierung



Schnittdarstellung eines geschmierten Kettengliedes

Schmierung mit Pinsel



RM S. 624

Die Art der Schmierung richtet sich nach der Geschwindigkeit und der Kettenbezeichnung

Handschmierung: mit Pinsel ist sehr unsicher,
nicht ständiger betrieb, und kleine geschwindigkeiten

Zu Schmierung

	Effizient	Betriebsdauer	Geschwindigkeit	Wartung
Handschmierung	unsicher	nicht für dauer Betrieb geeignet	kleine Geschw. ≈ 1 m/s	1x täglich
Tropfenschmierung	evl. zerstäuben der Tropfen	nicht bei hohen Geschwindigkeiten	0,5-8 m/s	Düsen Kontrollieren
Ölbadschmierung	Gründlichste Art der Schmierung	abhängig von der Wartung	0,45-13 m/s	Schaumbildung vermeiden durch zu tiefes eintauchen

Schmierung

DIN 8195

Umgebungstemperatur in °C	$-5 < t < +25$	$25 < t < 45$	$45 < t < 65$
Viskositätsklasse des Schmieröls	SAE 30	SAE 40	SAE 50

RM S. 624

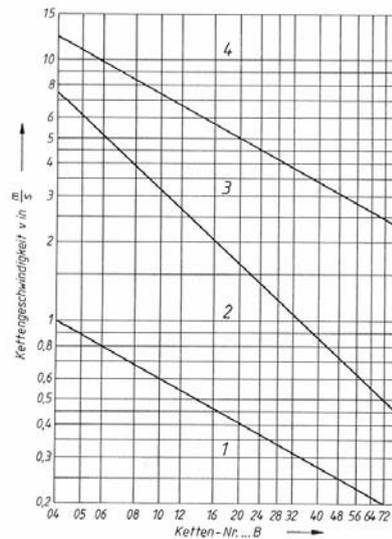
nach DIN 8195 und er Umgebungstemperatur ist die Viskosität zu wählen

Schmiermittel hoher Viskositäten haben zwar eine hohe Haftreibung und somit geräuschkämpfend

Sie kommen aber nicht immer an die richtigen Schmierstellen.

Schmierung

TB 17-8 Schmierbereiche nach DIN 8195



- 1 Ölzufuhr durch Ölkanne oder Pinsel
- 2 Tropfschmierung
- 3 Ölbad oder Schleuderscheibe
- 4 Druckumlaufschmierung, gegebenenfalls mit Filter und Ölkühler

FS S. 187

Nach der richtigen Auswahl der schmierart
Benötigen ketten verhältnismäßig wenig Wartung,

Diese beschränkt sich bei gestützten trieben eine regelmäßige (meist jährliche)
Reinigung des Öls sowie
Eine Erneuerung der Ölfüllung.

Offene ketten sind alle 3-6 Monte zu reinigen und nach ggf. beschädigte Glieder
zu untersuchen

Rechnung 2

Folgende Kräfte sind bei der Berechnung einer Rollenkette zu beachten:

- Kettenzugkraft F_t :
Ergibt sich als Umfangskraft aus der Leistungsberechnung.
- Fliehzug F_z :
Als Gegenkraft der Fliehkraft, sie ist abhängig von der Kettengeschwindigkeit.
Der Fliehzug vermindert die Nutzkraft der Kette und muss bei größeren Geschwindigkeiten ($v > 7\text{m/s}$) berücksichtigt werden.
- Stützzug F_s :
Ist abhängig vom Gewicht, Länge, Durchhang des freien Kettentrums und der Anordnung der Kettenräder.
Der Stützzug vermindert die Nutzkraft und muss bei größeren Kettenteilungen und längeren, nicht abgestützten Trume berücksichtigt werden.

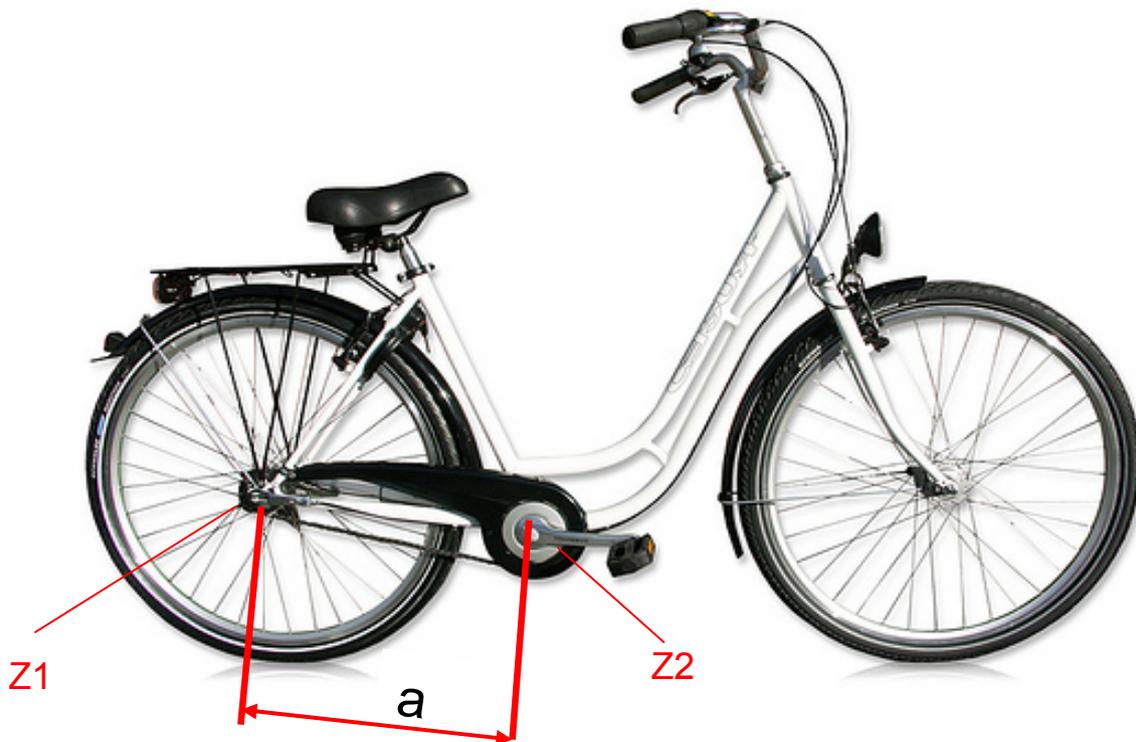
Rechnung 3

Wiederholung

- Warum ist die Kette gerissen?

**Vielen Dank
für die
Aufmerksamkeit!**

Rechnung 1



Für den skizzierten Kettentrieb am Fahrrad mit $z_1=19$ und $z_2= 38$, ist eine Einfach- Rollenkette nach DIN 8187 – 08B vorgesehen.

Aus Baulichen Gründen soll der Wellenabstand $a_0 \approx 520\text{mm}$ betragen.

Zu berechnen bzw. festzulegen sind:

a) Die Anzahl der Kettenglieder

b) die Bestellbezeichnung der Rollenkette sowie der tatsächliche Wellenabstand a

Rechnung 2

Der Antrieb einer Winde soll durch einen Elektromotor mit der Leistung $P_1 = 3 \text{ kW}$ und der Nenndrehzahl $n_1 = 947 \text{ min}^{-1}$ über ein Kettengetriebe mit annähernd waagerechter Lage des Leertrums erfolgen.

Die Übersetzung beträgt $i = 5$; für das auf der Motorwelle sitzende Kettenrad ist die Zähnezahl $z_1 = 17$ gewählt.

Aus baulichen Gründen soll der Wellenabstand $a_0 \approx 600 \text{ mm}$ betragen. Für das Kettengetriebe ist eine geeignete Rollenkette nach DIN 8187 für eine Lebensdauer $L_h \approx 1000 \text{ h}$ zu ermitteln.

Es ist mit „mittleren Anlaufverhältnissen, Vollast bei mittleren bis starken Stößen und einer täglichen Laufzeit von 6h“ zu rechnen.

Eine ausreichende Schmierung bei staubfreiem Betrieb ist gewährleistet.

Die Normgerechte Bezeichnung der Kette sowie die geeignete Schmierung ist anzugeben



Rechnung 3

Ein Förderband soll durch einen Elektromotor mit $P_1 = 2,2 \text{ kW}$ und einer Antriebsdrehzahl von $n_1 = 90 \text{ min}^{-1}$

Über eine zweifach-Rollenkette nach DIN 8187-16B-2 angetrieben werden. Die Drehzahl des Förderbandantriebes beträgt $n_2 = 30 \text{ min}^{-1}$. Die Zähnezahle vom Antriebsrad beträgt $z_1 = 19$.

Der Wellenabstand soll $a = 1000 \text{ mm}$ betragen. Der Kettentrieb steht 8 Stunden unter stoßfreier Vollast.

Die angenommene Lebensdauer beträgt $L_h \approx 15000$ Stunden.

Zu berechnen ist:

Die Kettenzugkraft F_t

Rechnung 1

geg. Kette DIN 8187-08B

$$z_1 = 19$$

$$z_2 = 38$$

$$a_0 \approx 520 \text{ mm}$$

ges. x_0 , Wellenabstand a

Gliederzahl

9	für den gewünschten Wellenabstand a_0 wird die rechnerische Gliederzahl $X_0 \approx 2 \frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a_0}$
---	--

FS. S. 219 Nr. 9

$$X_0 = 2 \cdot \frac{520}{12,7} + \frac{19+38}{2} + \frac{(38-19)^2}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{12,7}{520}$$

$$X_0 = \underline{110,61} \approx \underline{112}$$

tatsächlicher Wellenabstand

10	tatsächlicher Wellenabstand $a \approx \frac{p}{4} \cdot \left[\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right]$
----	--

FS.S.219 Nr. 10

$$a \approx \frac{12,7}{4} \cdot \left[\left(112 - \frac{19+38}{2} \right) + \sqrt{\left(112 - \frac{19+38}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{38-19}{\pi} \right)^2} \right]$$

$$a \approx \underline{528,83 \text{ mm}}$$

Lösung Aufgabe 2

geg. $P_1 = 3\text{KW}$

$$n_1 = 125\text{min}^{-1}$$

ges. P_D, X_0 , Schmierung

Kettenauswahl

7 Für die Kettenwahl nach TB 17-3 maßgebende Diagrammleistung

$$P_D = \frac{K_A \cdot P_1 \cdot f_1}{f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6}$$

FS. S. 219 Nr. 7

$K_A \approx 1,5$ (El.motor, mittel-starke Stöße)

$f_1 \approx 1,7$ nach TB 17-5 für $z=17$

$f_2 = 1$ da Kettenteilung unbekannt nach TB 17-6

$f_3 = 1$ da gerades Verbindungsglied gewählt wurde

$f_4 = 1$ da $n = 2$

$f_5 = 2,47$ da $(15000/\text{Lh})^{1/3} = (15000/1000)^{1/3}$

$f_6 \approx 0,9$ da staubfreie ausreichende Schmierung vorhanden ist nach, TB 17-7

$$P_D = \frac{3\text{KW} \cdot 1,5 \cdot 1,2}{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 2,47 \cdot 0,9}$$

$$P_D = \underline{\underline{2,43\text{KW}}}$$

Für diese Leistung und für $n_1 = 125\text{min}^{-1}$ wird nach Diagramm TB 17-3 gewählt:

Rollenkette Nr.08B, 1 fach mit der

Bezeichnung: Rollenkette DIN 8187 - 08B-1.

Gliederzahl

9 für den gewünschten Wellenabstand a_0 wird die rechnerische Gliederzahl

$$X_0 \approx 2 \frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a_0}$$

FS. S. 219 Nr. 9

Nebenrechnung

$$i = z_2 / z_1 \quad \text{FS. S. 218 Nr.1}$$

$$z_2 = i \cdot z_1$$

$$z_2 = 5 \cdot 17$$

$$z_2 = \underline{\underline{85}}$$

$P = 12,7$ ausgewählt aus FS.S.185 Nr. 17-1

$$X_0 = 2 \cdot \frac{600}{12,7} + \frac{17+85}{2} + \left(\frac{85-17}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{12,7}{600}$$

$$X_0 = \underline{\underline{147,96}} \approx \underline{\underline{148}}$$

Schmierung

benötigt wird die Kettengeschwindigkeit v in m/s

$$u = d_1 \cdot \pi \cdot n_1 \quad \text{TB.S.220 Nr. 14}$$

$$d_1 = \frac{P}{\frac{\sin(180)}{z_1}} \quad \text{TB.S.218 Nr. 3}$$

$$d_1 = \frac{12,7\text{mm}}{\frac{\sin(180^\circ)}{17}}$$

$$d_1 = \underline{69,12\text{mm}}$$

$$u = 0,06912\text{m} \cdot \pi \cdot 947\text{min}^{-1} \cdot \underline{1 \text{ min}} \quad 60\text{s}$$

$$u = \underline{3,43\text{m/s}}$$

Auswahl der Schmierung nach TB. S. 187 Nr. 17-8

geg. Ketten Nr. 16B

$$u = 3,43\text{m/s}$$

gewählt wird die Tropfschmierung

Rechnung 3

geg. $P_1 = 2,2 \text{ kW}$

$$z_1 = 19$$

Kettenteilung $P = 25,4 \text{ mm}$

$$n_1 = 90 \text{ min}^{-1}$$

ges. F_t

$$F_t = \frac{P_1}{u} \quad \text{FS S.220 Nr.13}$$

Nebenrechnung

$$u = d_1 \cdot \pi \cdot n_1 \quad \text{FS. S. 220 Nr.14}$$

$$d_1 = \frac{P}{\frac{\sin(180^\circ)}{z_1}} \quad \text{FS S. 218 Nr.3}$$

$$d_1 = \frac{25,4 \text{ mm}}{\frac{\sin(180^\circ)}{19}}$$

$$d_1 = \underline{\underline{154,31 \text{ mm}}}$$

$$u = 0,15431 \text{ m} \cdot \pi \cdot 90 \text{ min}^{-1} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

$$u = \underline{\underline{0,48 \text{ m/s}}}$$

$$F_t = \frac{2,2 \text{ kW}}{0,48 \text{ m/s}}$$

$$F_t = \frac{2200 \text{ Nm/s}}{0,48 \text{ m/s}}$$

$$F_t = \underline{\underline{4583 \text{ N}}}$$