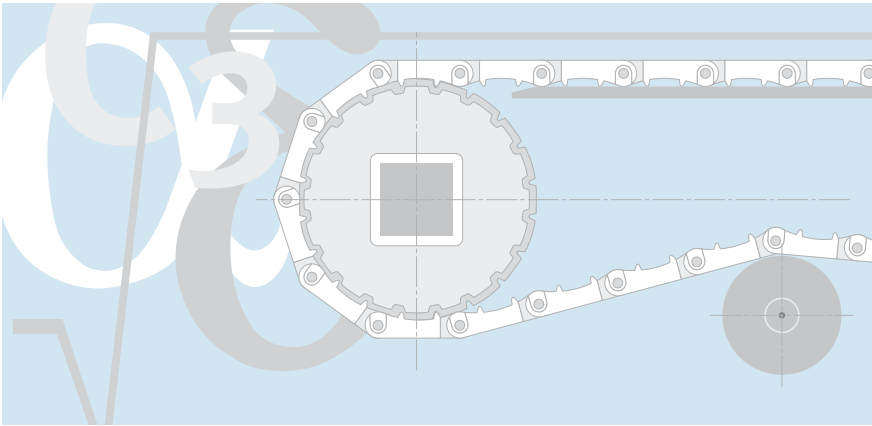


## Empfehlungen zur Anlagenkonstruktion/Berechnung



Ausführliche Informationen über Siegling Prolink Modulbänder erhalten Sie in der Programmübersicht (Best.-Nr. 800) und den Datenblättern zu den einzelnen Serien.

### Inhalt

<b>Bandunterstützung</b>	<b>2</b>
<b>Wellen</b>	<b>3</b>
<b>Standardförderer</b>	<b>5</b>
<b>Reversierförderer</b>	<b>6</b>
<b>Schrägförderer</b>	<b>7</b>
<b>Kurvenförderer</b>	<b>9</b>
<b>Spiralförderer</b>	<b>10</b>
<b>Ergänzende Hinweise/ Temperatureinfluss</b>	<b>11</b>
<b>Berechnung</b>	<b>12</b>

# Bandunterstützung

## Gleittisch

Für die Unterstützung des Bandes bieten sich folgende Lösungen an:

- Vollflächige Tischunterstützung aus Stahl oder Kunststoffen, wie z.B. PE 1000. Diese Ausführung ist empfehlenswert bei Anlagen mit hoher Beladung.
- Gerade, parallele Gleitprofile (Abb. 1/2) aus Stahl oder Kunststoffen. Hierbei handelt es sich um eine kostengünstige Lösung für Anwendungen mit geringer Beladung. Der Bandverschleiß ist auf die Bereiche beschränkt, in denen die Profile das Band unterstützen. Als Abstand zwischen den Gleitprofilen empfehlen wir für das Obertrum ca. 120–150 mm und für das Untertrum ca. 200 mm.
- Bei der V-förmigen, überlappenden Anordnung der Gleitprofile (Abb. 3/4) wird das Band auf der gesamten Breite unterstützt. Dadurch ist der Verschleiß gleichmäßig verteilt, und hohe Belastungen können aufgenommen werden.
- Im Kurvenbereich stützt sich das Band an den seitlichen Kunststoffleisten, z.B. PE 1000 oder ein Kunststoff mit schmierenden Eigenschaften, am Innenradius ab (siehe Abb. 5).

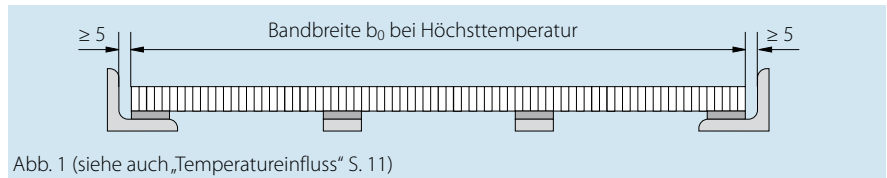


Abb. 1 (siehe auch „Temperatureinfluss“ S. 11)

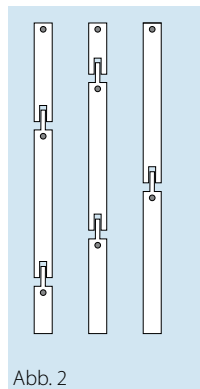


Abb. 2

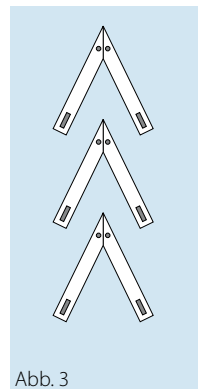


Abb. 3

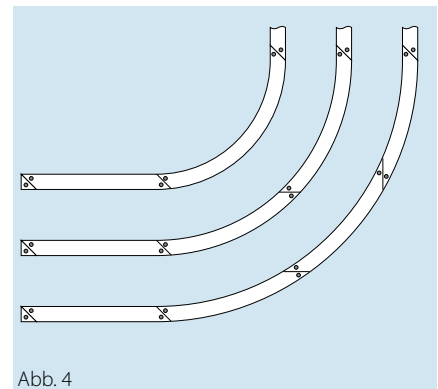


Abb. 4

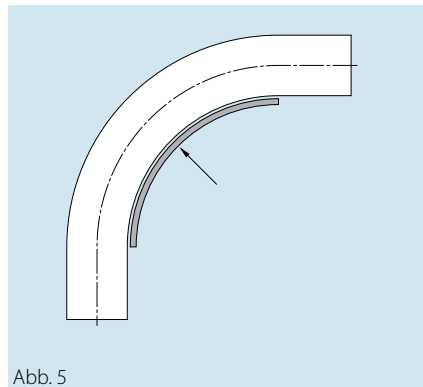


Abb. 5

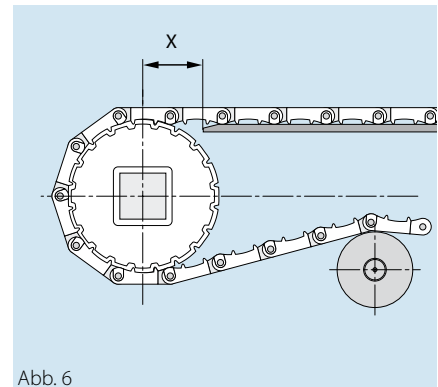


Abb. 6

Geeignete Kunststoff-Gleitprofile sind im Fachhandel erhältlich. Die Breite sollte ca. 30–40 mm betragen, wobei die Dicke von der Höhe der Schraubenköpfe abhängt.

Weiterhin ist darauf zu achten, dass die zulässigen Temperaturbereiche (Herstellangaben) sich mit den zu erwartenden Betriebsverhältnissen decken. Über chemische Beständigkeiten gibt ebenfalls der Hersteller Auskunft.

Ebenso ist bei der Befestigung der Gleitprofile die Wärmeausdehnung bzw. -schrumpfung zu berücksichtigen. Durch Langlöcher und entsprechende Abstände zwischen den Gleitleisten können diese Effekte eliminiert werden. (Siehe hierzu auch das Kapitel „Temperatureinfluss“.)

- Abstand  $X \leq 1,5 \times \text{Modulteilung}$
- Einschnürtrommel bzw. -rollen so anordnen, dass Umschlingungswinkel an Antriebs- und Umlenkrolle  $\geq 180^\circ$  (gilt nicht für Anlagen mit Achsabstand  $e \leq 2 \text{ m}$ , hier können Untertrumrollen entfallen).

## Rollenunterstützung

Im allgemeinen werden Rollen als Bandunterstützung im Obertrum nicht eingesetzt. Unvermeidbarer Banddurchhang zwischen den Rollen sowie der Polygoneffekt (s. Seite 11) von der Antriebseinheit führen zu Kippbewegungen des Transportgutes und können so zu Problemen führen. Gelegentlich finden Rollen noch Anwendung im Bereich der Schüttgutförderung.



## Antriebswelle

Als Antriebswelle sollte grundsätzlich eine Vierkantwelle eingesetzt werden. Der wesentliche Vorteil ist, dass aufgrund dieser Ausführung eine formschlüssige Übertragung der Kräfte ohne Nut und Feder möglich ist. Dies spart zusätzlich Kosten bei der Bearbeitung. Weiterhin erleichtert diese Form das seitliche Bewegen der Zahnräder bei Temperatureinfluss.

Gelegentlich werden auch runde Wellen mit Passfeder bei gering belasteten, schmalen Bändern verwendet. Entsprechende Zahnräder mit Bohrung und Nut sind als Sonderausführung lieferbar.

## Befestigung der Zahnräder

Normalerweise muss nur 1 Zahnrad (möglichst in der Nähe der Mitte) pro Antriebs- oder Umlenkwellen in axialer Richtung befestigt werden. Durch die konstruktive Gestaltung der Zahnräder sorgt dieses Zahnrad für eine formschlüssige Führung des Bandes.

Die Beispiele zeigen mögliche Arretierungen eines Zahnrades.

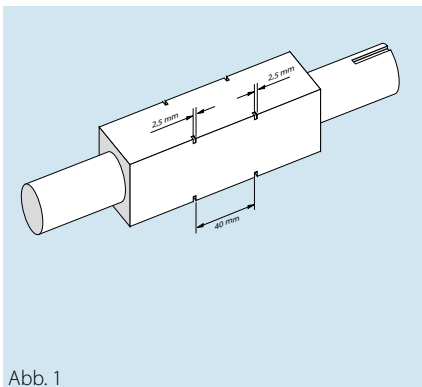


Abb. 1  
Welle 40 x 40 mm.  
Fixierung des Zahnrades durch einen Haltering  
entsprechend DIN 471  
(Seegerring),  $d = 56 \text{ mm}$

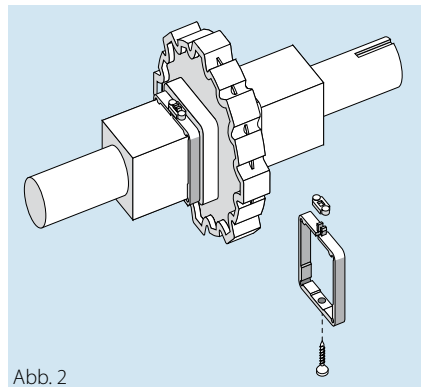


Abb. 2  
Selbsthemmende Kunststoff-Halteringe, die  
standardmäßig mit den Zahnrädern geliefert  
werden können.  
Um ein seitliches Verschieben zu verhindern,  
z. B. aufgrund großer Querkräfte, Temperaturschwankungen etc., sollten die Halteringe mit einer zusätzlichen Schraube gesichert werden.

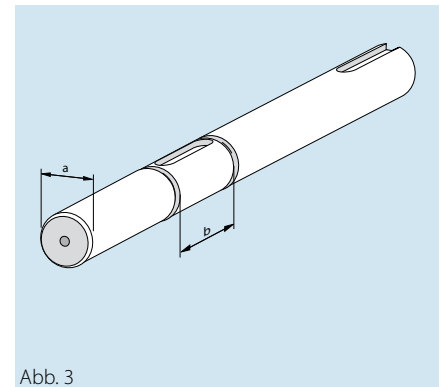


Abb. 3  
Fixierung des Zahnrades durch Halteringe  
entsprechend DIN 471 (Seegerring).

## Durchbiegung

Große Bandbreiten und/oder hohe Zugbelastungen können zu übermäßiger Durchbiegung führen und somit eine einwandfreie Verzahnung im Antriebsbereich verhindern. Daraus folgt eine ungleichmäßige und schräge Belastung der Zahnradzähne sowie ein eventuelles „Überspringen“ der Zähne bei Belastung. Der zulässige Grenzwert ist der Zahneingriffswinkel  $\alpha_z$  und hängt von der Geometrie von Zahnkranz und Modul ab. Er beträgt für die Siegling Prolink Linearbänder  $1,2^\circ$ .

Werden die Grenzwerte überschritten, ist es notwendig, zusätzliche Zwischenlager vorzusehen oder ein größeres Wellenmaß zu wählen.

Den Zahneingriffswinkel  $\alpha_z$  berechnet man nach der Formel

$$\alpha_z = \arctan\left(\frac{y_w}{1} \cdot 2\right)$$

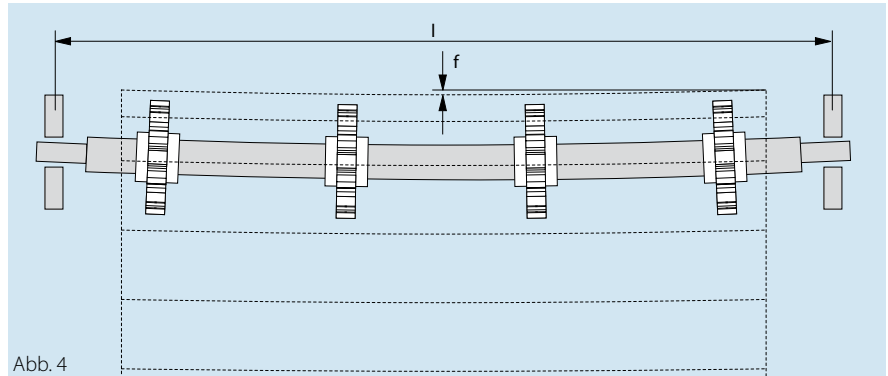


Abb. 4

Die Wellendurchbiegung  $y_w$  berechnet man nach der Formel

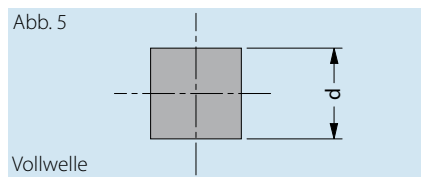


Abb. 5

Vollwelle

$$y_w = 0,156 \frac{F_w \cdot l^3}{E \cdot d^4} \quad [\text{mm}]$$

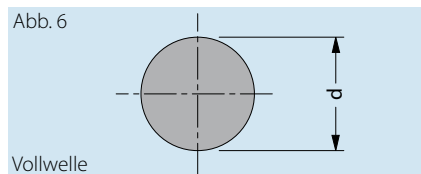


Abb. 6

Vollwelle

$$y_w = \frac{80 \cdot F_w \cdot l^3}{E \cdot d^4 \cdot \pi \cdot 96} \quad [\text{mm}]$$

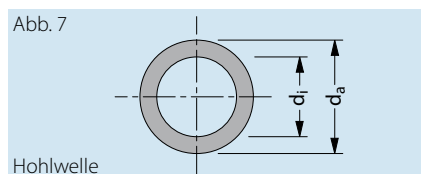


Abb. 7

Hohlwelle

$$y_w = \frac{80 \cdot F_w \cdot l^3}{96 \cdot E \cdot (d_a^4 - d_i^4) \cdot \pi} \quad [\text{mm}]$$

- $F_w$  = Wellenbelastung [N]
- $l$  = Lagermittenabstand [mm]
- $E$  = Elastizitätsmodul der Welle [N/mm<sup>2</sup>] (z. B. für Stahl =  $2,1 \cdot 10^5$  N/mm<sup>2</sup>)
- $d$  = Seitenlänge der quadratischen Welle [mm]
- $d_i, d_a$  = Durchmesser der Welle [mm]
- $y_w$  = Wellendurchbiegung

# Standardförderer

## Banddurchhang/ Bandlängenausgleich

Unterschiedliche Ursachen führen zu einer Veränderung der Bandlänge, z. B.

- Dehnung- oder Schrumpfung des Bandes unter Temperatureinfluss
- Verschleiß der Kupplungsstäbe sowie Vergrößerung der Kupplungsstablöcher in den Modulen nach einer bestimmten „Einlaufzeit“ (Beanspruchung auf Lochleibung, 0,5 mm größere Löcher in einem 50 mm-Modul bedeuten einen Längenzuwachs von 1%).

Es empfiehlt sich daher, ein (oder mehrere) Abschnitte im Untertrum nicht abzustützen und den dadurch entstehenden Banddurchhang als Längenausgleich zu nutzen. Wichtig dabei ist, dass weiterhin eine einwandfreie Verzahnung zwischen Zahnrädern und Band gewährleistet ist. Nachstehend einige Beispiele:

- Kurze Bandanlage (Abb. 1)
- Bandanlagen mittlerer Länge bis zu einem Achsabstand von ca. 4 000 mm (Abb. 2)
- Lange Bandanlagen:  
Achsabstand > 20 000 mm und geringe Geschwindigkeit, Achsabstand < 15 000 mm und hohe Geschwindigkeit (Abb. 3)

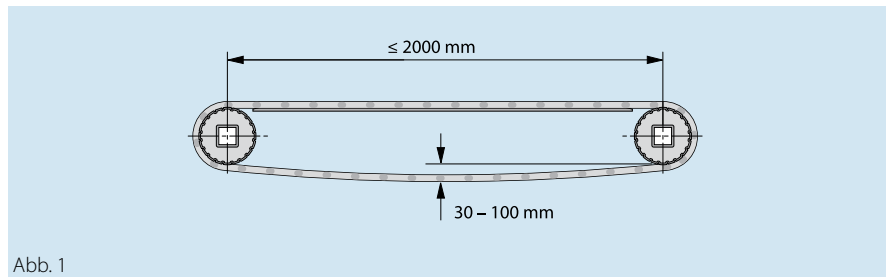


Abb. 1

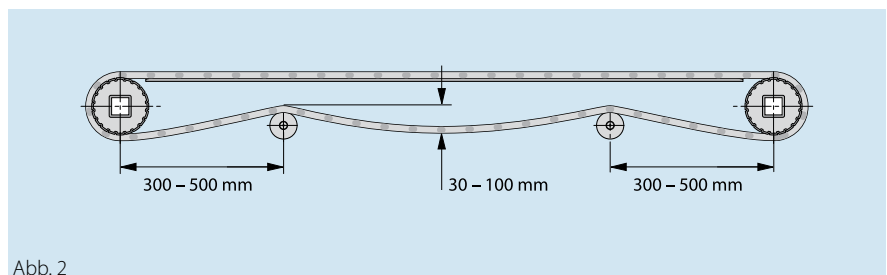


Abb. 2

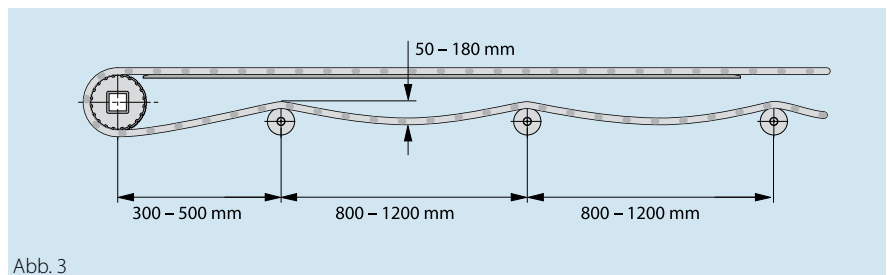


Abb. 3

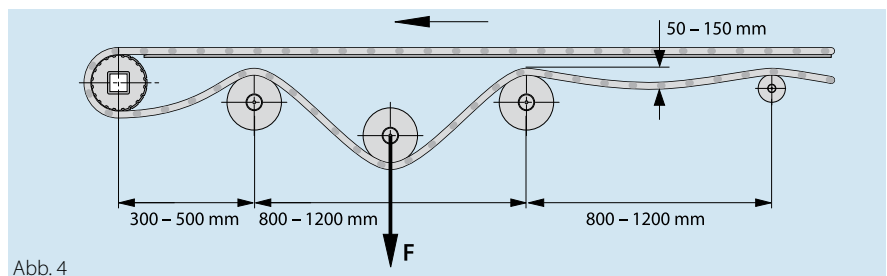


Abb. 4

Eine weitere gute Möglichkeit für den Bandlängenausgleich bietet sich durch eine kraftabhängige Spannstation (z. B. Gewichtsrolle). Diese ist möglichst nahe der Antriebswelle anzuordnen, da die Spannstation für eine gleichmäßige Untertrumspannung und damit für einen korrekten Eingriff zwischen Zahnrad und Band sorgt (Abb. 4).

Für die Serien 1, 3 und 7 empfehlen wir eine Gewichtsrolle mit einem Durchmesser von 150 mm und einem Gewicht von ca. 30 kg/m Bandbreite.

Für die Serien 2 und 4.1 empfehlen wir eine Gewichtsrolle mit einem Durchmesser von 100 mm und einem Gewicht von ca. 15 kg/m Bandbreite.

Für die Serie 6.1 empfehlen wir eine Gewichtsrolle mit einem Durchmesser von 100 mm und einem Gewicht von ca. 60 kg/m Bandbreite.

# Reversierförderer

## Zweimotorige Konstruktion

Vorteile: Niedrige Untertrumspannung und damit auch kleinere Wellenbelastung möglich

Nachteil: Erhöhte Kosten durch zusätzlichen Motor und elektronische Steuerung. Bei größeren Anlagen mit relativ hohen Beladungen kann dieses System trotzdem noch das günstigste sein.

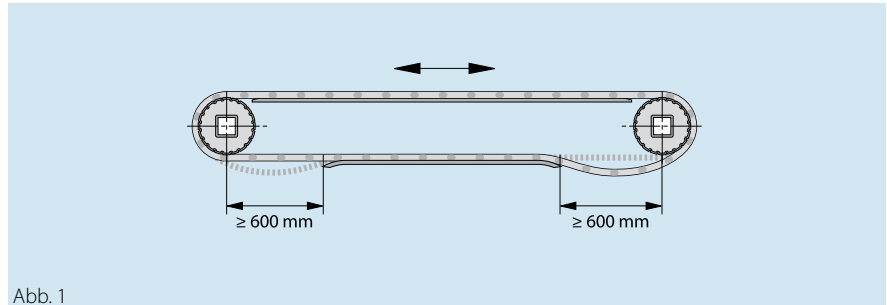


Abb. 1

## Mittenantrieb

Bei Reversierbetrieb wird die Antriebswelle möglichst in der Mitte angeordnet. Rechts und links der Antriebseinheit sind Bereiche für den Banddurchhang vorzusehen, da diese für die notwendige Trumspannung benötigt werden. Durch den 180°-Umschlingungswinkel am Antrieb ergeben sich optimale Zahneingriffsverhältnisse für eine sichere Kraftübertragung in beiden Laufrichtungen.

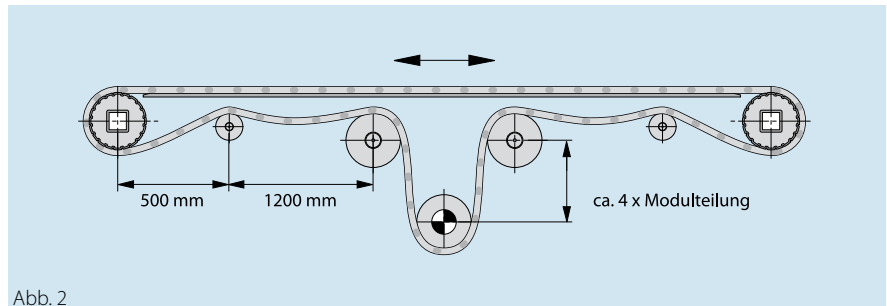


Abb. 2

Durch diese Anordnung der Antriebseinheit werden die Wellen am Ende der Förderanlage höher belastet, da sowohl im Ober- als auch im Untertrum die Umfangskraft als Trumspannung vorhanden ist. Bei der Berechnung der Durchbiegung ist mit dem ca. zweifachen Wert der Umfangskraft zu rechnen.

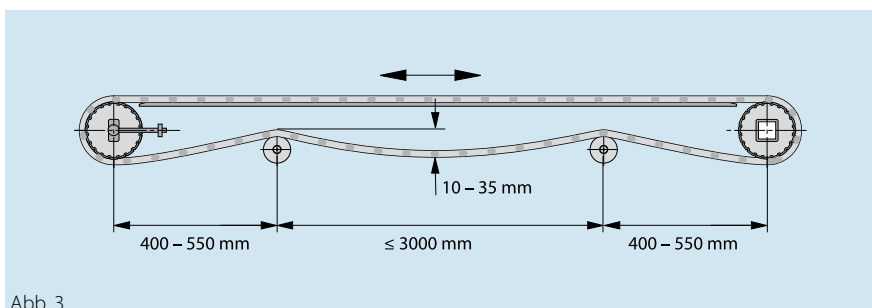


Abb. 3

## Wechselnde Heck-Kopftrieb-Konfiguration

Bei Kopftrieb entspricht die Förderanlage einem normalen Standardförderer. Erst bei Drehrichtungsumkehr wird dieser Förderer zum Heckantrieb und die Antriebseinheit muss Band und Beladung schieben. Ist die Untertrumspannung dann nicht größer als die Obertrumspannung, kommt es zum Überspringen der Zähne.

Als Richtwert für die Untertrumspannung gilt ein Wert von ca.  $1,2 - 1,3 \times F_U$ . Damit bekommt man zwangsläufig auch eine höhere Wellenbelastung.

$$F_W \approx 2,2 - 2,3 \times F_U$$

# Schrägförderer

## Aufwärtsförderung

Grundsätzlich empfehlen wir

- Ausschließlich mit einem Kopfantrieb zu arbeiten, d.h. die obere Welle als Antriebswelle zu nutzen.
- Mit zunehmender Steigung nimmt die Untertrumspannung (erzeugt durch den Banddurchhang) ab, so dass immer eine spindel- oder kraftabhängige Spannstation an der unteren Umlenk- welle vorzusehen ist.
- Werden Zahnräder an den oberen Knickpunkten verwendet, so dürfen die mittleren Zahnräder nicht in axialer Richtung fixiert werden.
- Bei Verwendung von Rollen im oberen Knickpunkt beträgt der Mindestradius ca. 80 mm.
- Beim Einsatz von Kufen oder Gleit- schieben sollte der Radius so groß wie möglich gewählt werden, um einen geringen Verschleiß zu haben. Als Mindestradius empfehlen wir ca. 150 mm. Die Breite der Kufen sollte nicht kleiner als 30 mm sein.
- Ist die Bandbreite größer als 600 mm, empfiehlt es sich, weitere Abstüt- zungen auf der Bandoberfläche oder den Profilen im Untertrum vorzusehen.

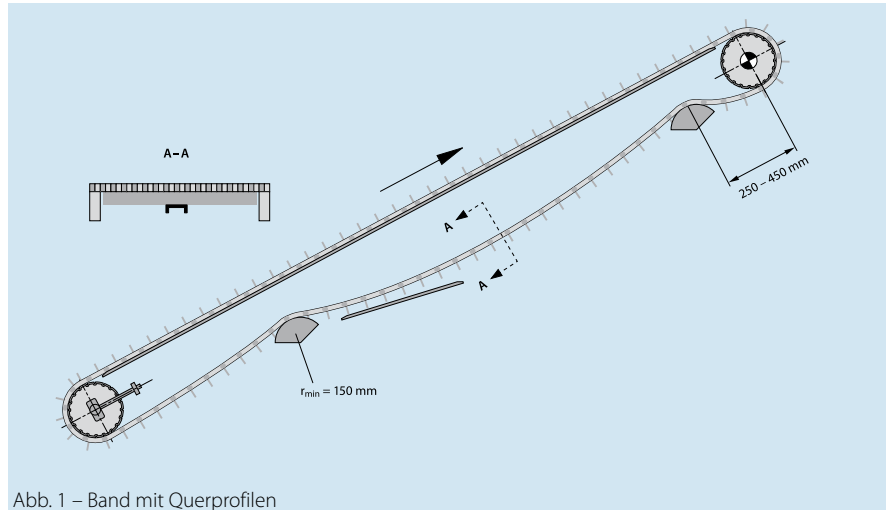


Abb. 1 – Band mit Querprofilen

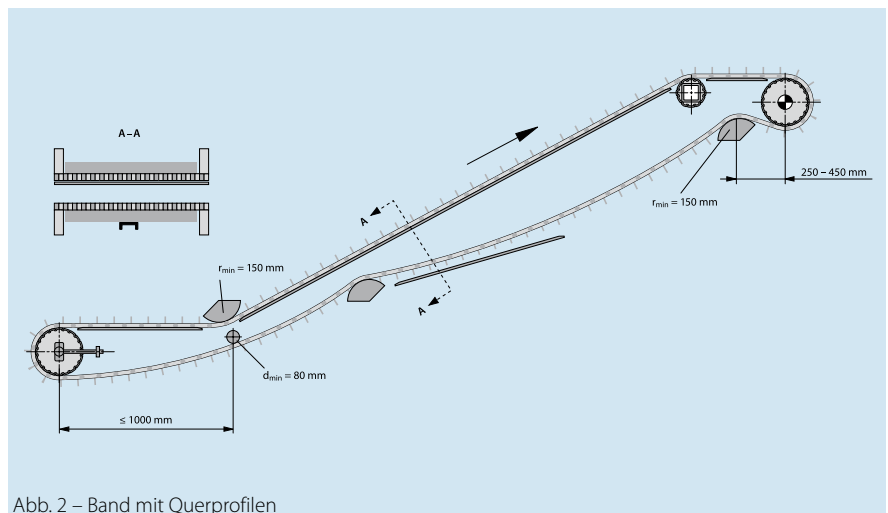


Abb. 2 – Band mit Querprofilen

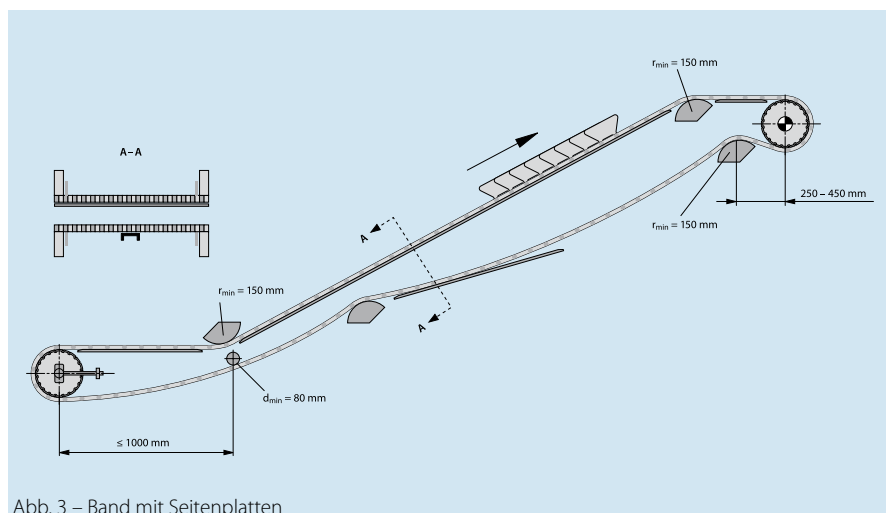


Abb. 3 – Band mit Seitenplatten

## Abwärtsförderung

Für diese Anlagenkonzeption ist eine Heck-Antriebsstation möglich, wenn an der unteren Umlenkrolle eine aktive, kraftabhängige Spannvorrichtung vorhanden ist (z.B. gewichts-, feder- oder pneumatisch belastet). Ansonsten gelten auch hierfür die bereits vorher erwähnten allgemeinen Empfehlungen.

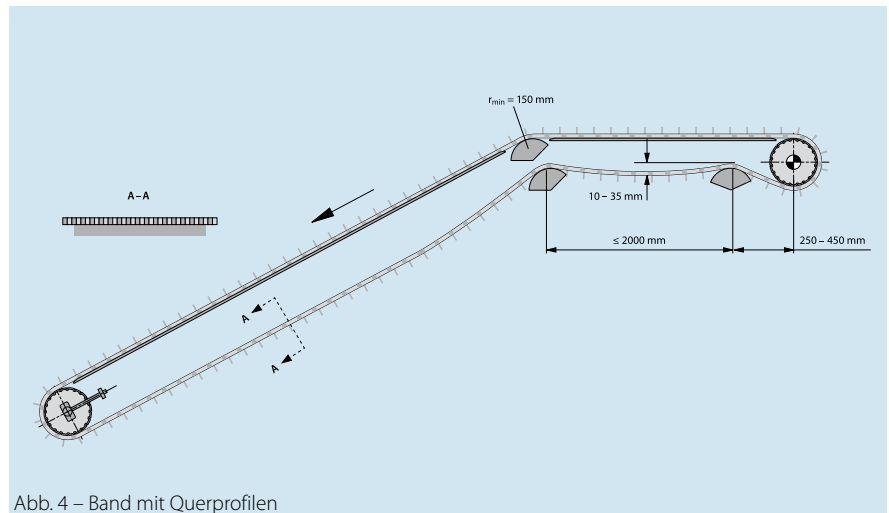
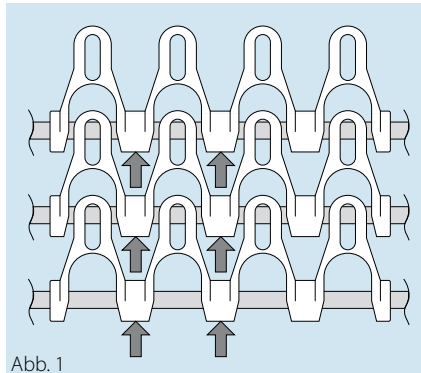


Abb. 4 – Band mit Querprofilen

# Kurvenförderer

## Zahnräder (Einbau)

Die Zähne müssen am Modulband an den mit Pfeil gekennzeichneten Bereichen eingreifen. (Abb. 1)



## Innenradius

Siegling Prolink-Innenradius  $r_{\min}$   
für Kurvenbänder

$$r_{\min} = 2 \times b_0$$

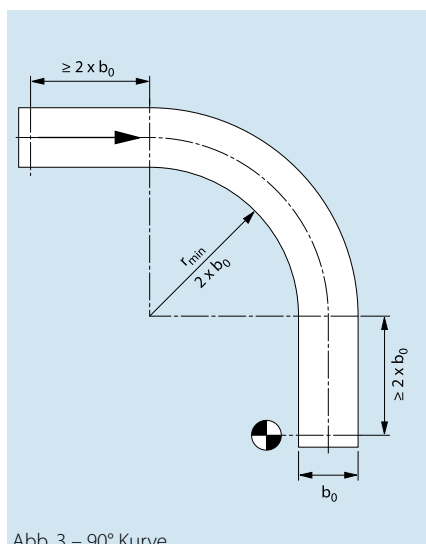
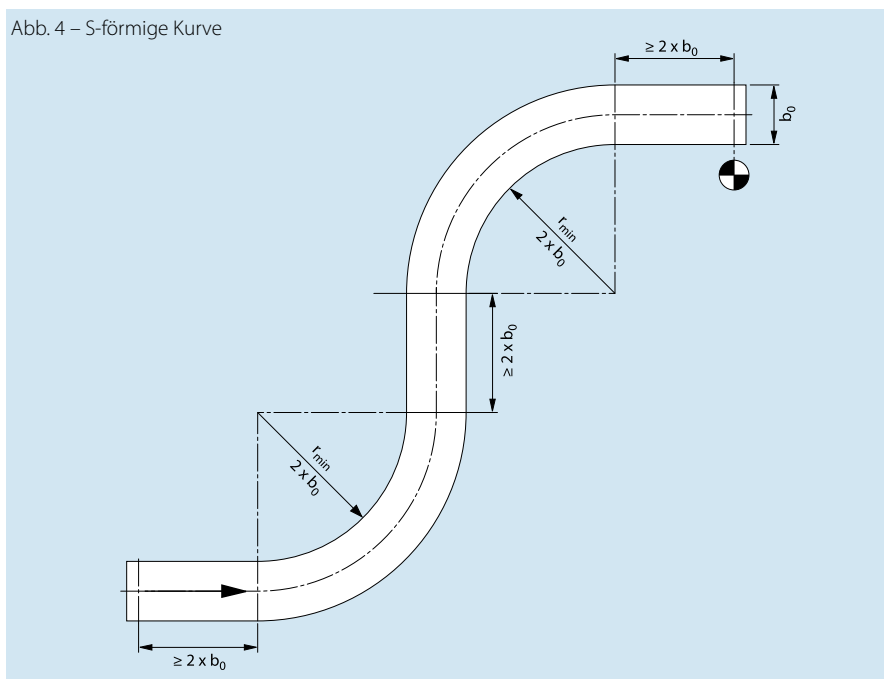
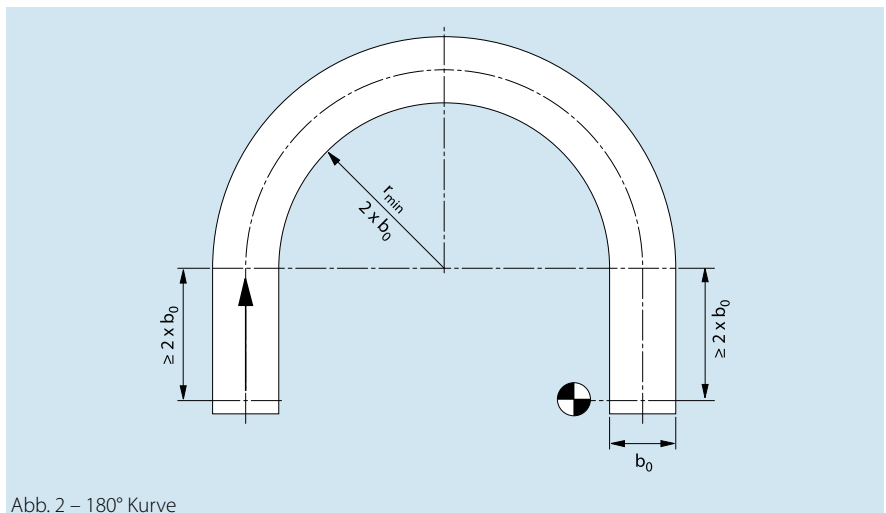
## Bandspannung

Zur Erzeugung der korrekten Bandspannung sind die drei üblichen Spannmöglichkeiten:

- Spindelspannstation
- gewichtsbelastete Spannstation
- Banddurchhang im Untertrum nahe der Antriebswelle

## Kurvengeometrien

Ist aus räumlichen Gründen eine Ausführung gemäß der Skizzen nicht möglich, sprechen Sie uns bitte an.



# Spiralförderer

## Mögliche Anlagenausführungen

Abb. 1:

Abwärtsförderung zur Überbrückung von Höhenunterschieden zwischen zwei Produktionseinheiten.

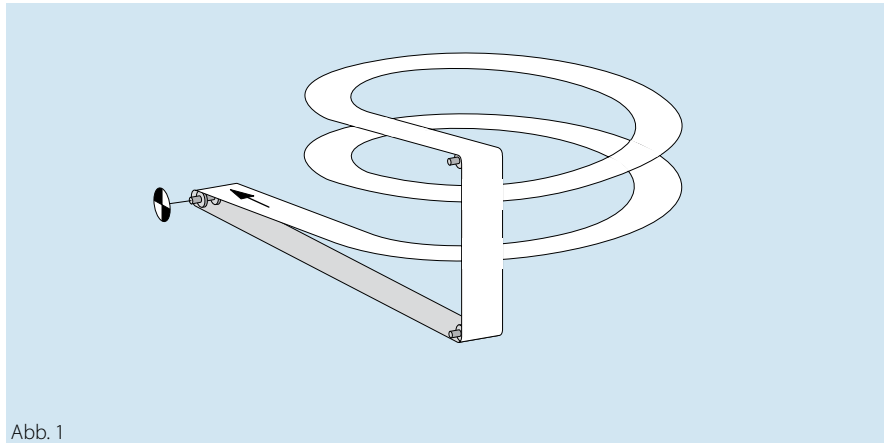


Abb. 1

Abb. 2:

Für Aufwärtstransport muss der Antrieb am oberen Kurvenauslauf installiert sein. Es ist darauf zu achten, dass der Umschlingungswinkel an der Antriebswelle ca.  $180^\circ$  beträgt. Eine derartige Ausführung (ohne angetriebenen Innenkäfig) sollte nicht mehr als 2 – 3 Windungen haben.

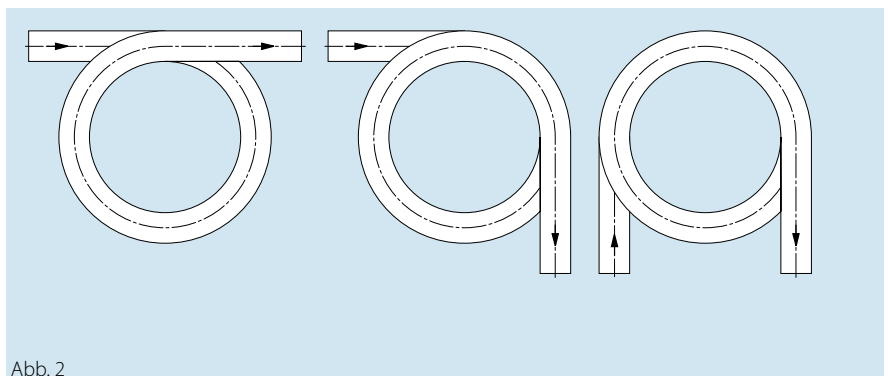


Abb. 2

Abb. 3:

Das Hauptantriebssystem ist der angetriebene Innenkäfig, der in der Regel aus mehreren senkrecht angeordneten Stäben besteht. Das Kurvenband stützt sich am Innenradius am Innenkäfig ab. Durch Reibschluss zwischen Band und Käfig erfolgt die Mitnahme des Kurvenbandes. Dabei gibt die Drehrichtung des Käfigs vor, ob auf- oder abwärts transportiert wird.

Die skizzierte Antriebs- und Spanneinheit sorgt für die erforderliche Bandspannung. Die Geschwindigkeit des Motors muss mit der Geschwindigkeit des Käfigantriebes abgestimmt sein.

Die Spanneinheit sollte um ca. 1 % der Bandlänge verfahrbar sein.

Die Bandunterstützung durch Gleitleisten kann wie auf Seite 2 beschrieben durchgeführt werden.

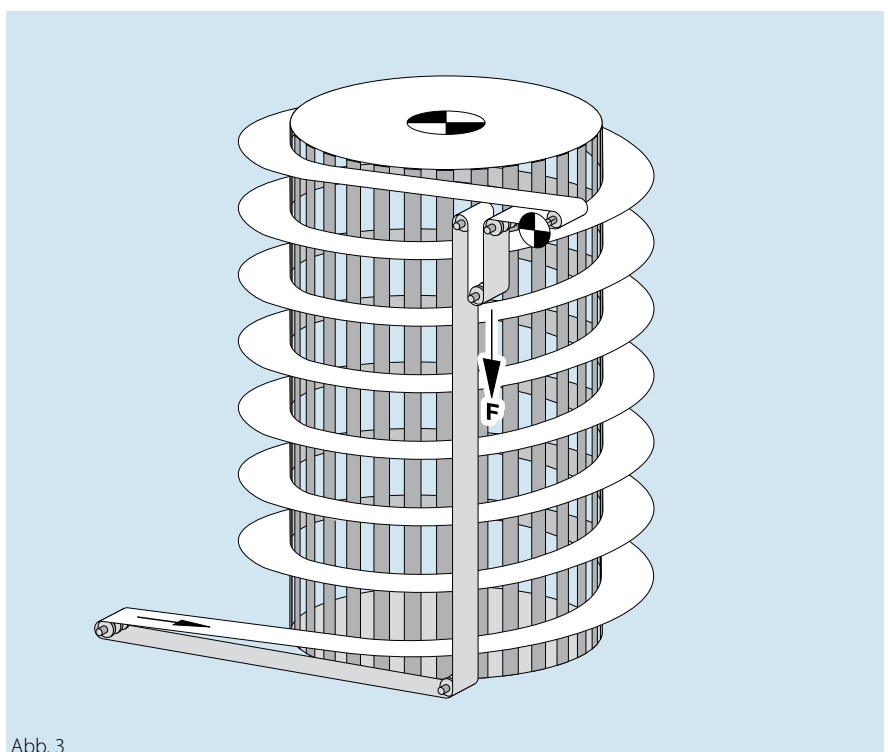


Abb. 3

# Ergänzende Hinweise

## Temperatureinfluss

Kunststoffe können sich bei Temperaturschwankungen erheblich ausdehnen oder auch schrumpfen. Für den Konstrukteur bedeutet dies, dass er entsprechende Bandlängen- und -breitenänderungen bei der Konstruktion berücksichtigen muss, wenn die Betriebstemperatur nicht gleich der Umgebungstemperatur ist. Das betrifft im wesentlichen den Banddurchhang im Untertrum sowie das seitliche Spiel am Anlagengerahmen.

Werkstoff	Wärmeausdehnungskoeffizient a [mm/m/°C] *
Polyethylen PE	0,21
Polypropylen PP	0,16
Polyazetal POM	0,12
Polyamid PA	0,07
PE 500	0,16
PE 1000	0,16

\* Mittelwerte für den zulässigen Temperaturbereich

Berechnung der Längen- bzw. Breitenänderung:

$$\Delta l = l_0 \cdot (t_2 - t_1) \cdot a$$

$$\Delta b = b_0 \cdot (t_2 - t_1) \cdot a$$

Berechnungsbeispiel:  
Umgebungstemperatur 20°C, das Band wird für den Transport heißer Güter eingesetzt, so dass sich eine Betriebstemperatur von 90°C ergibt. Bandlänge 30 m, Bandbreite 1 m, Bandwerkstoff Polypropylen.

$$\Delta l = 30 \cdot (90 - 20) \cdot 0,16$$

$$\Delta l = 336 \text{ mm}$$

$$\Delta b = 1 \cdot (90 - 20) \cdot 0,12$$

$$\Delta b = 11,4 \text{ mm}$$

Der Bandlängenzuwachs von 336 mm ist nicht unerheblich, so dass hier konstruktive Maßnahmen im Untertrum erforderlich sind, um den zusätzlichen Banddurchhang aufzunehmen. Um den Breitenzuwachs aufzufangen, muss der Förderrahmen ebenfalls entsprechend breiter ausgeführt werden.

Beim Betrieb im Minustemperaturbereich kommt es zu Schrumpfungen in Länge und Breite. Dies muss in gleicher Weise bei der Konstruktion berücksichtigt werden.

$\Delta l$  = Längenänderung in mm  
+ = Ausdehnung  
- = Schrumpfung

$l_0$  = Bandlänge bei Ausgangstemperatur in m

$b_0$  = Bandbreite bei Ausgangstemperatur in m

$t_2$  = Betriebstemperatur °C

$t_1$  = Ausgangstemperatur °C

$a$  = Wärmeausdehnungskoeffizient mm/m/°C

## Polygoneffekt

Charakteristisch für alle Zahnradgetriebenen Bänder, Ketten, etc. ist der sogenannte Polygoneffekt. Durch das Heben und Senken des Moduls während der Drehbewegung ergeben sich Änderungen in der linearen Bandgeschwindigkeit. Den entscheidenden Einfluss auf diese periodischen Geschwindigkeitsschwankungen hat dabei die Zähnezahzahl der Zahnräder.

Mit zunehmender Zähnezahzahl wird die prozentuale Geschwindigkeitsänderung geringer. Für die Praxis bedeutet dies, dass eine möglichst große Zähnezahzahl gewählt wird, wenn das Transportgut z. B. nicht kippen darf oder aus anderen Gründen eine gleichmäßige Bandgeschwindigkeit erforderlich ist.

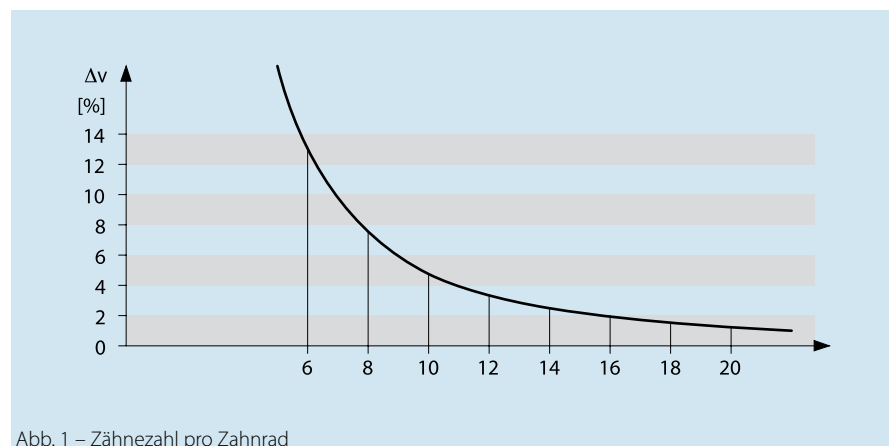


Abb. 1 – Zähnezahzahl pro Zahnrad

# Berechnung

## Erklärung der Kurzzeichen

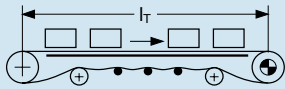
Bezeichnung	Kurzzeichen	Einheit
Umfangskraft	$F_U$	N
Bemessungskraft	$F_B$	N
Wellenbelastung	$F_W$	N
errechnete Leistung an der Antriebstrommel	$P_A$	kW
Reibungszahl für Stau	$\mu_{ST}$	-
Reibungszahl für Lauf über Tisch	$\mu_T$	-
Betriebsfaktor	$C_1$	-
Temperatureinflussfaktor	$C_2$	-
Festigkeitsfaktor	$C_3$	-
Erdbeschleunigung	$g$	9,81 m/s <sup>2</sup>
Förderlänge	$l_T$	m
Förderhöhe	$h_T$	m
Masse des gesamten Bandes (siehe Datenblatt)	$m_B$	kg
Gesamtbeladung	$m$	kg
Masse der Antriebswelle	$m_W$	kg
Neigungswinkel der Anlage	$\alpha$	°
Bandbreite	$b_0$	mm
Bandgeschwindigkeit	$v$	m/min



## Belastungsbeispiele zur Ermittlung der Umfangskraft $F_U$

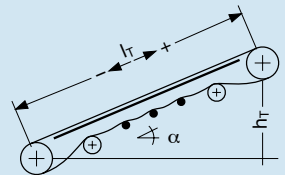
# A

Je nach Anlagenkonstruktion dient eine der drei folgenden Formeln zur Berechnung von  $F_U$ :



$$F_U = \mu_T \cdot g \cdot (m + m_B)$$

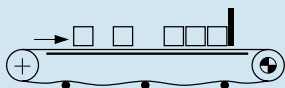
[N]



$$F_U = \mu_T \cdot g \cdot (m + m_B) + g \cdot m \cdot \sin \alpha$$

[N]

(+) steigend  
(-) fallend



$$F_U = \mu_T \cdot g \cdot (m + m_B) + \mu_{ST} \cdot g \cdot m$$

Masse der drehenden Teile im Untertrum vernachlässigt.

[N]

## Gleitreibungszahlen $\mu_T$ (Richtwerte) zwischen Tischunterstützung und Band

Die angegebenen Werte sind unter Idealbedingungen ermittelt. Für den Betrieb unter anderen Bedingungen empfiehlt es sich, höhere Reibwerte zu Grunde zu legen.

Tischunterstützung aus	PE		Bandwerkstoff		POM	
	nass	trocken	PP nass	PP trocken	nass	trocken
PE 500	nicht empf.		0,12	0,10	0,08	0,08
PE 1000	0,33	0,25	0,14	0,12	0,10	0,10
Stahl oder Edelstahl	0,15	0,15	0,25	0,25	0,18	0,18

## Gleitreibungszahlen $\mu_{ST}$ (Richtwerte) zwischen Bandoberfläche und gestautem Gut

Behälterwerkstoff aus	PE		Bandwerkstoff		POM	
	nass	trocken	PP nass	PP trocken	nass	trocken
Stahl	0,15	0,15	0,25	0,25	0,18	0,18
Glas	0,15	0,12	0,12	0,10	0,12	0,11
Kunststoff	0,10	0,10	0,15	0,12	0,15	0,12

## Bemessungskraft $F_B$

**B**

$$F_B = F_U \cdot \frac{C_1}{C_2}$$

[N]

## Betriebsfaktor $C_1$

**$C_1$**

gleichmäßiger Betrieb (Sanftanlauf)	+ 1,0
Start-Stop-Betrieb (Anlauf unter Last)	+ 0,2
Heckantrieb (schiebende Anordnung)	+ 0,2
Bandgeschwindigkeit größer als 30 m/min	+ 0,2
Schräg- oder Knickförderer	+ 0,4
Gesamt .	-----

## Temperatureinflussfaktor $C_2$

Temperatur [°C]	Bandwerkstoff		
	PE	PP	POM
- 60	0,97	-	-
- 40	0,96	-	0,98
- 20	0,92	-	0,98
0	0,86	* -	0,97
+ 20	0,78	0,98	0,96
+ 40	0,70	0,95	0,96
+ 60	0,62	0,85	0,96
+ 80	-	0,65	0,75
+ 100	-	0,45	-

\* unter + 7°C Stöße vermeiden, Sanftanlauf vorsehen

## Kontrolle des gewählten Siegling Prolink-Typs

C

$$\frac{F_B}{b_0} = C_3 \leq C_3 \text{ max}$$

## Faktor C<sub>3</sub> max

Typ	Material		
	PP [N/mm]	PE [N/mm]	POM [N/mm]
S1	30	18	40
S2	5	3	7
S3	12	6	16
S4.1	4	2	6
S5, Linear/Kurve	18/1000 N	10/-	25/1800 N
S9, Linear/Kurve	22/1600 N	12/-	30/2800 N
S6.1	-	20	30/36*
S7	18	40	60/80*

\*abhängig von Kupplungsstab und Zahnkranz

## Anzahl der Zahnräder auf der Antriebswelle (Richtwerte)

Bei großen Achsabständen hängt die Anzahl der Antriebszahnäder weiterhin vom Eingriffsverhältnis Zahn/Modul ab (d.h. also von der Bandlänge).

C<sub>3</sub> ≤ 20 %

von C<sub>3</sub> max, dann sollte der Abstand zwischen den Zahnrädern ca. 160 mm betragen.

C<sub>3</sub> ≤ 40 %

von C<sub>3</sub> max, dann sollte der Abstand zwischen den Zahnrädern ca. 100 mm betragen.

C<sub>3</sub> ≤ 60 %

von C<sub>3</sub> max, dann sollte der Abstand zwischen den Zahnrädern ca. 80 mm betragen.

C<sub>3</sub> ≤ 80 %

von C<sub>3</sub> max, dann sollte der Abstand zwischen den Zahnrädern ca. 60 mm betragen.

C<sub>3</sub> > 80 %

von C<sub>3</sub> max, dann bitte anfragen.

## Wellenbelastung F<sub>w</sub>

D

$$F_W \approx F_U \cdot C_1 + m_w \cdot g$$

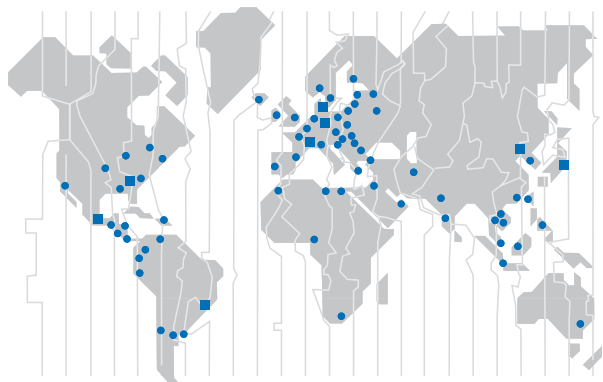
[N]

## Leistungsbedarf an der Antriebsstrommel P<sub>A</sub>

E

$$P_A = \frac{F_U \cdot v}{1000 \cdot 60} \quad v \text{ in m/min}$$

[kW]



Wegen der Vielfalt der Verwendungszwecke unserer Produkte sowie der jeweiligen besonderen Gegebenheiten stellen unsere Gebrauchsanweisungen, Angaben und Auskünfte über Eignung und Anwendung der Produkte nur allgemeine Richtlinien dar und entbinden den Besteller nicht von der eigenverantwortlichen Erprobung und Prüfung. Bei anwendungstechnischer Unterstützung durch uns trägt der Besteller das Risiko des Gelingens seines Werkes.

### Forbo Siegling Service – jederzeit weltweit

Forbo Siegling beschäftigt in der Firmengruppe weltweit mehr als 1.800 Mitarbeiter. Unsere Produkte werden in acht Ländern hergestellt; Gesellschaften und Landesvertretungen mit Materiallagern und Werkstätten finden Sie in über 50 Ländern. Forbo Siegling Servicestationen gibt es in mehr als 300 Orten der Welt.