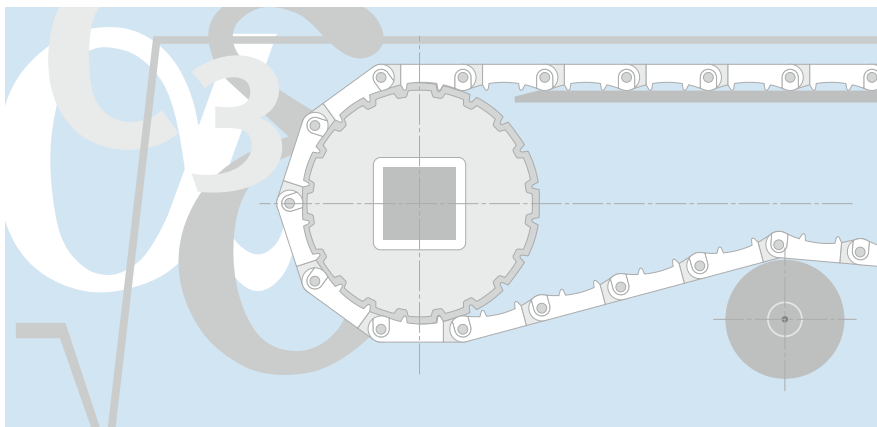


Empfehlungen zur Anlagenkonstruktion/Berechnung



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

Hinweis:

Für den Einsatz der Prolink Serie 11 sowie Combo Belts (Kombination aus Prolink Serie 5 ST und Prolink Serie 11) ziehen Sie bitte den Prospekt „Serie 11/Combo Bänder · Designspezifikationen und Gebrauchsempfehlungen (Best.-Nr. 201) zu Rate.

Inhalt

Bandunterstützung	2
Wellen	3
Standardförderer	5
Reversierförderer	6
Schrägförderer	7
Messerkantenförderer	9
Empfohlene Mindestradien	10
Kurvenförderer	12
Spiralförderer	14
Ergänzende Hinweise/ Temperatureinfluss	15
Berechnung	16

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. Alternativ können Umlenkrollen verwendet werden. Grundsätzlich erfolgt die Unterstützung in Bereichen, die nicht mit Profilen, Rollern usw. ausgestattet sind.
- 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).

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.

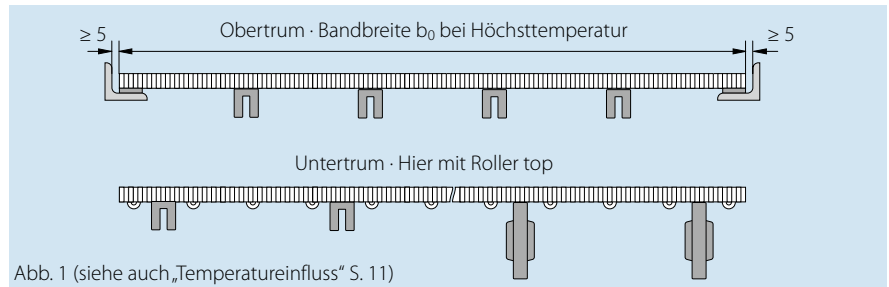


Abb. 1 (siehe auch „Temperatureinfluss“ S. 11)

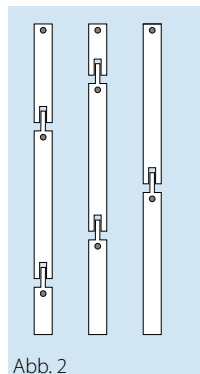


Abb. 2

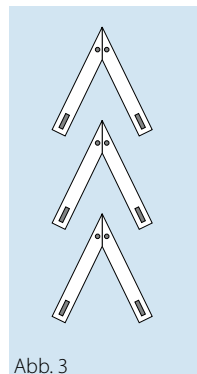


Abb. 3

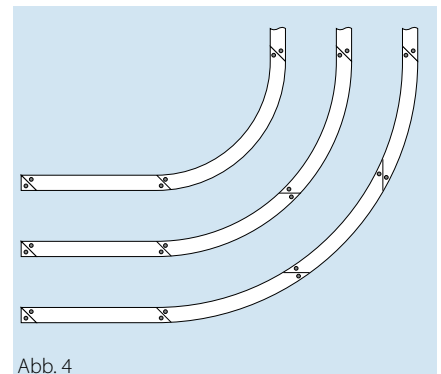


Abb. 4

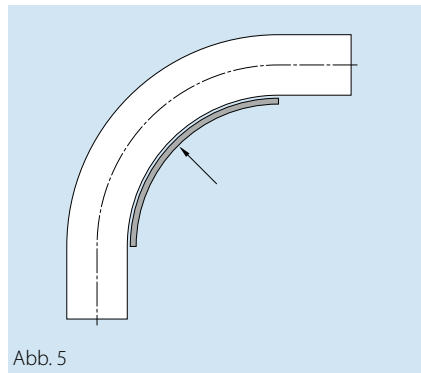


Abb. 5

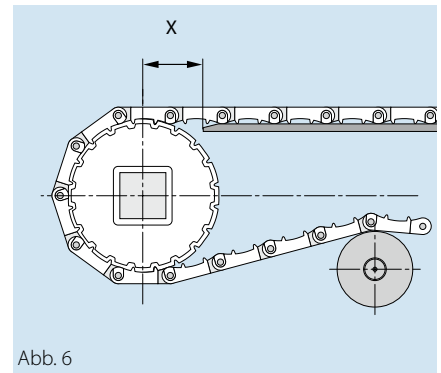


Abb. 6

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 Umlenkswelle 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.

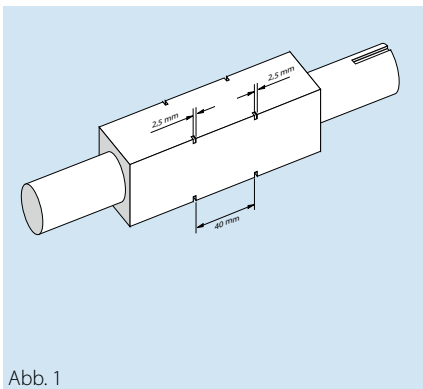


Abb. 1

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

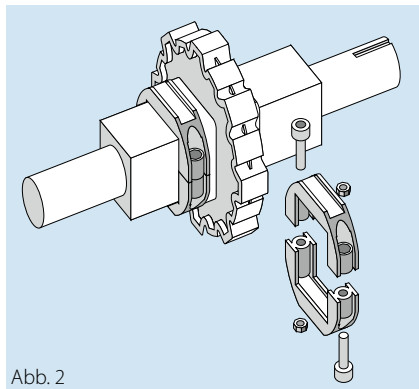


Abb. 2

Siegling Prolink Kunststoff-Halteringe sind eine schnelle, einfache und zuverlässige Lösung zur Zahnradbefestigung (Details dazu siehe Prospekt Best.-Nr. 412).

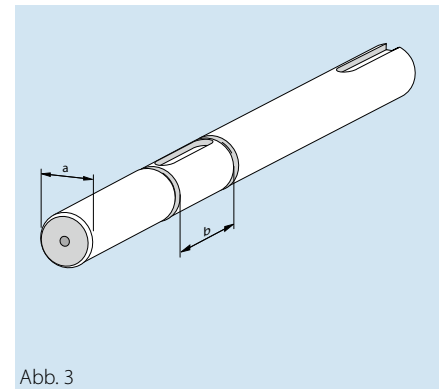


Abb. 3

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 α_z und hängt von der Geometrie von Zahnkranz und Modul ab. Er beträgt für die Siegling Prolink Linearbänder 1,2°.

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

Den Zahneingriffswinkel α_z berechnet man nach der Formel

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

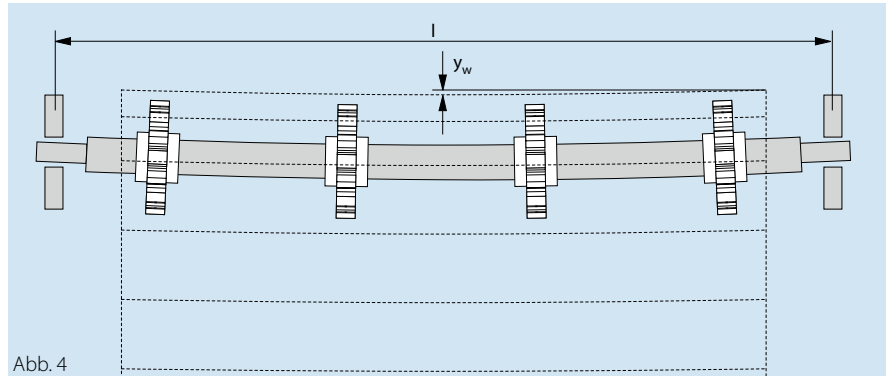
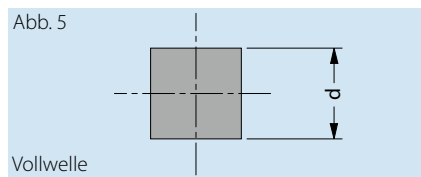


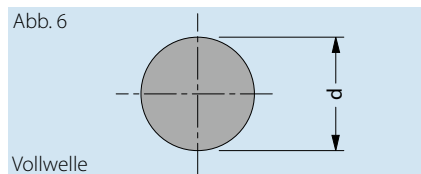
Abb. 4

Die Wellendurchbiegung y_w berechnet man nach der Formel



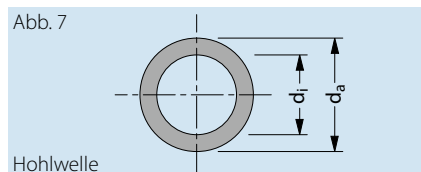
Vollwelle

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



Vollwelle

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



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/mm²] (z. B. für Stahl = $2,1 \cdot 10^5$ N/mm²)
- d = Seitenlänge der quadratischen Welle [mm]
- d, 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)

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).

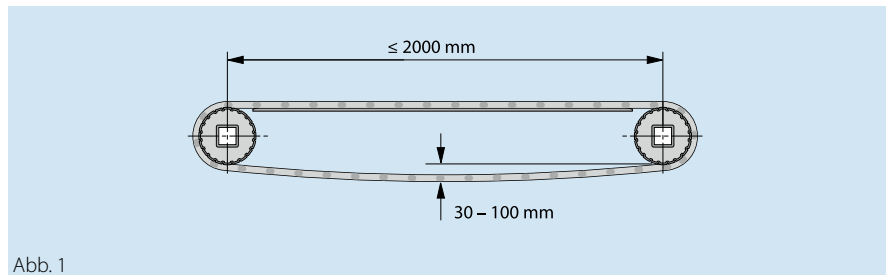


Abb. 1

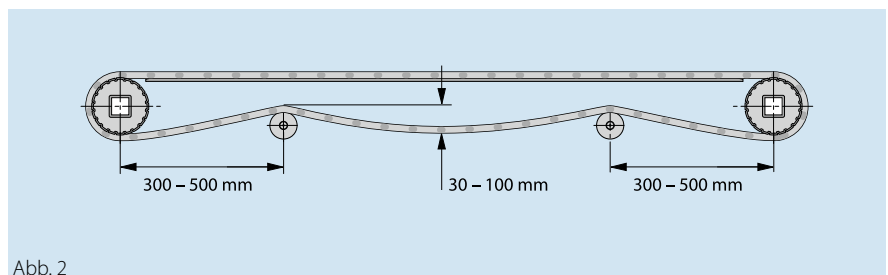


Abb. 2

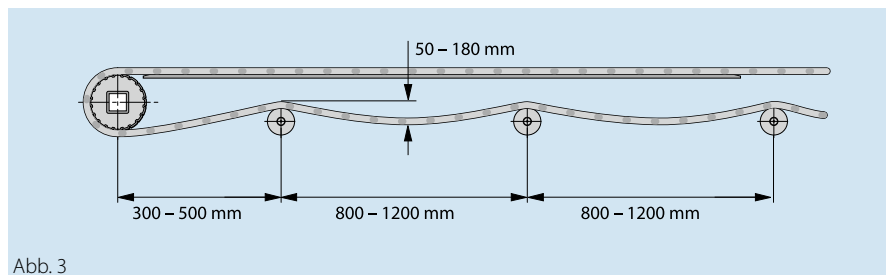


Abb. 3

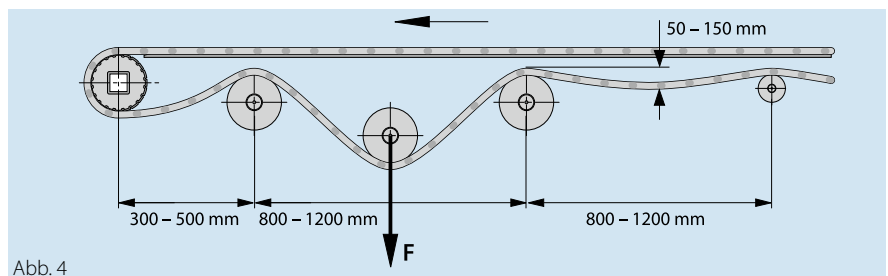


Abb. 4

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.

Für die Serien 8 und 10 empfehlen wir eine Gewichtsrolle mit einem Durchmesser von 100 mm und einem Gewicht von ca. 30 kg/m Bandbreite.

Für die Serie 13 empfehlen wir eine Gewichtsrolle mit einem Durchmesser von 50 mm und einem Gewicht von ca. 10 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.

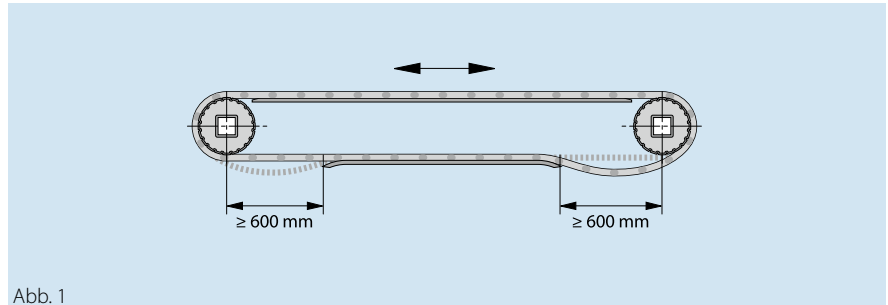


Abb. 1

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.

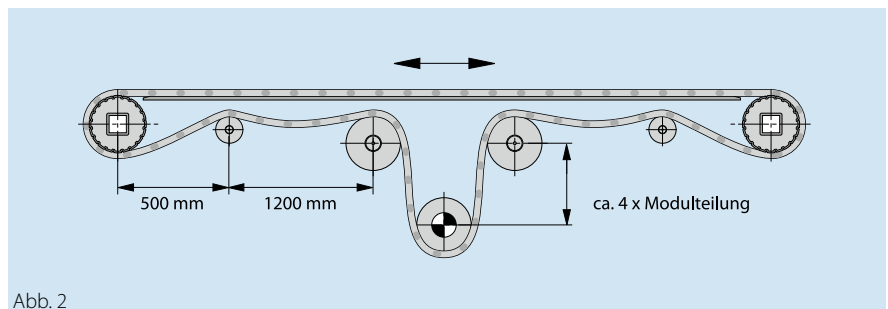


Abb. 2

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.

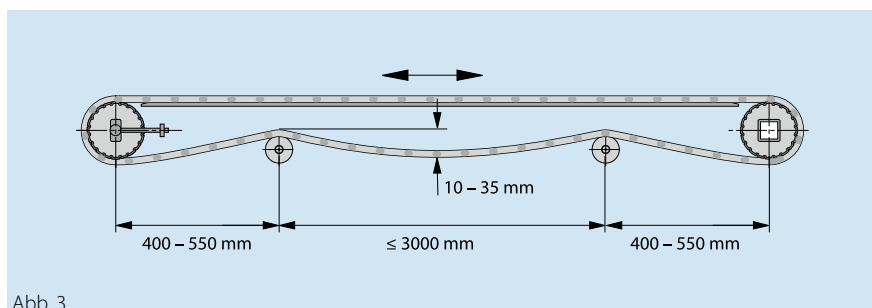


Abb. 3

Wechselnde Heck-Kopf-Antriebs-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- schienen sollte der Radius so groß wie möglich gewählt werden, um einen geringen Verschleiß zu haben. Den empfohlenen Mindestradius finden Sie auf Seite 11. Die Breite der Kufen sollte nicht kleiner als 30 mm sein.
- Ist die Bandbreite größer als 600 mm, empfiehlt es sich, weitere Abstützungen auf der Bandoberfläche oder den Profilen im Untertrum vorzusehen.

Ungefähr realisierbare Förderwinkel

- Geschlossene, glatte Oberfläche (FLT) 3 – 5°
- Geschlossene Oberfläche mit Friction Top (FRT) 20 – 40°
- Gerade Profile < 60°
- Abgewinkelte Profile < 90°

Um den tatsächlich erreichbaren Förderwinkel für eine bestimmte Förderaufgabe zu ermitteln empfehlen wir eigene Versuche.

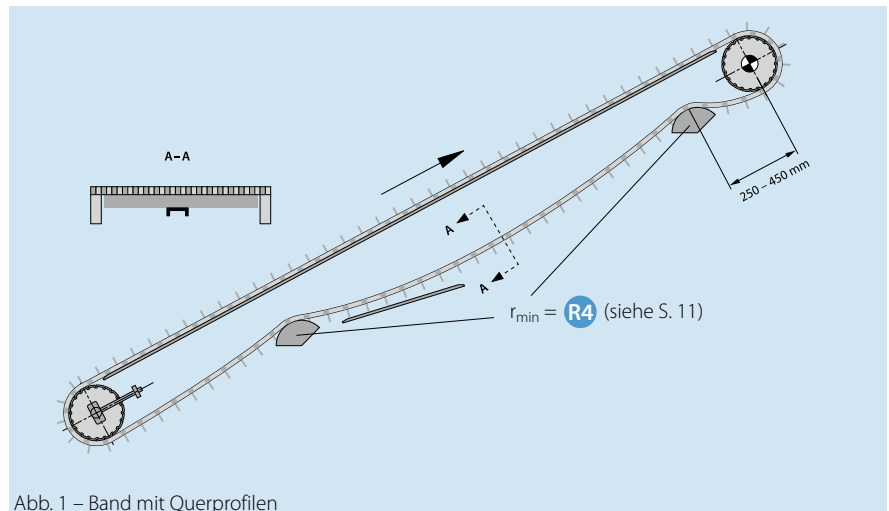


Abb. 1 – Band mit Querprofilen

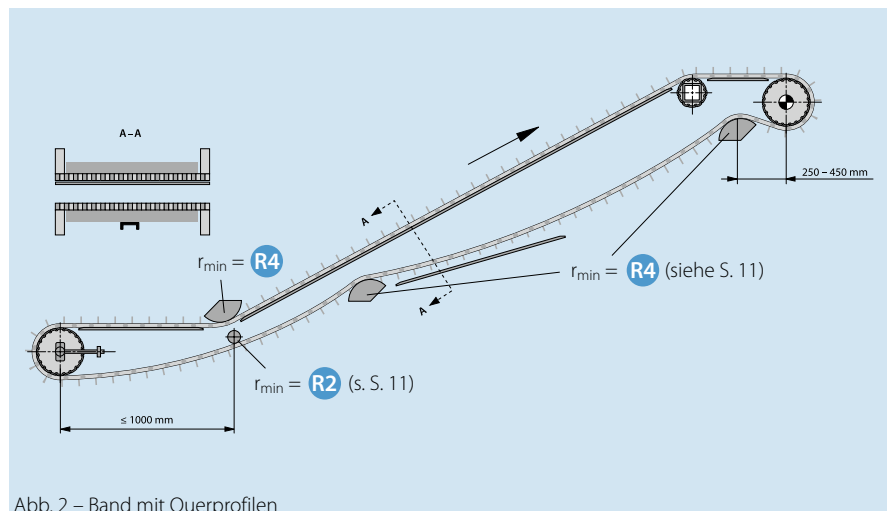


Abb. 2 – Band mit Querprofilen

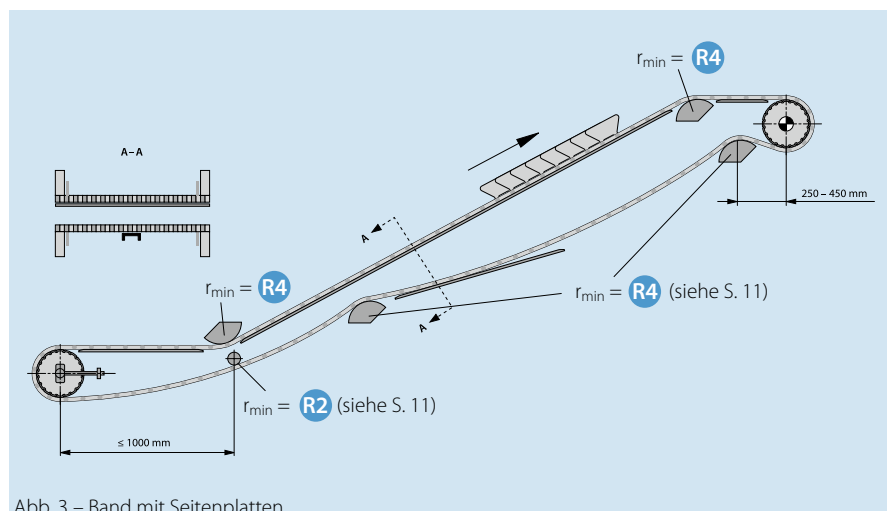


Abb. 3 – Band mit Seitenplatten

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.

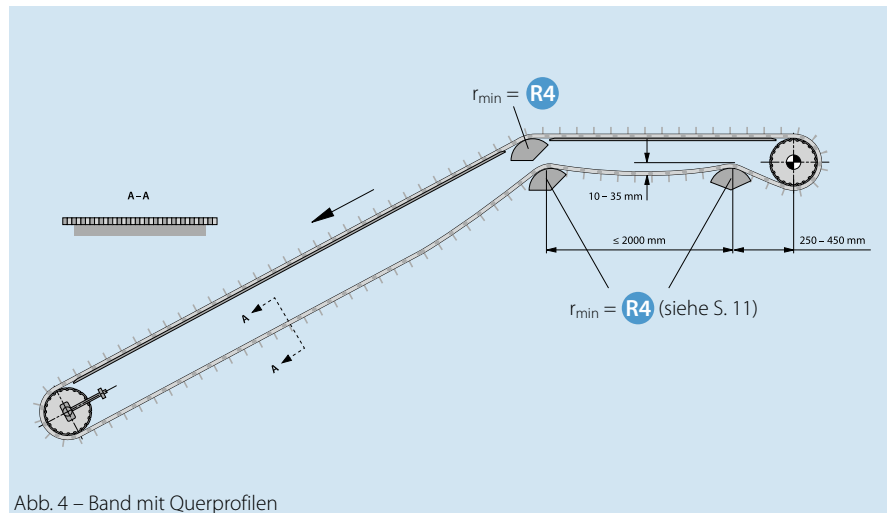


Abb. 4 – Band mit Querprofilen

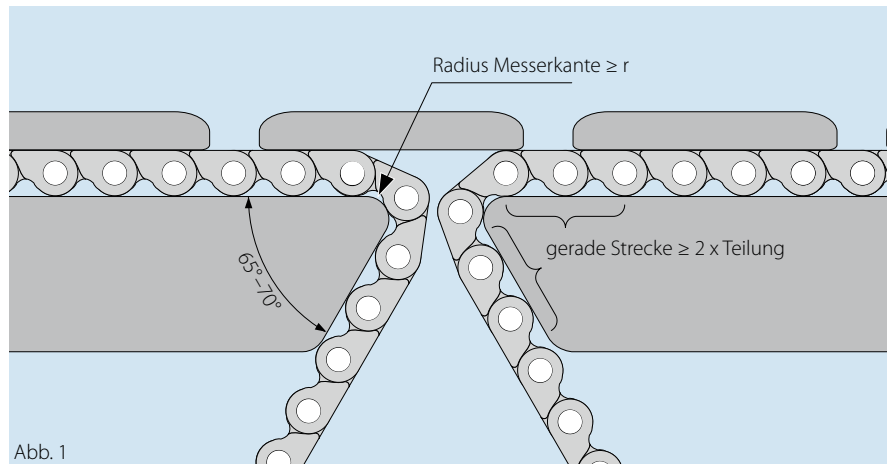
Messerkantenförderer

Kleine Übergaberadien

Ein enger Übergabespalt erlaubt die lauf-
ruhige Übergabe kleiner und empfind-
licher Produkte. Dafür müssen die Radien
von Messerkanten an den eingesetzten
Bandtyp angepasst sein. Entnehmen Sie
die empfohlenen Radien der untenste-
henden Tabelle.

Um einen stabilen und gleichmäßigen
Bandlauf zu erreichen empfehlen wir:

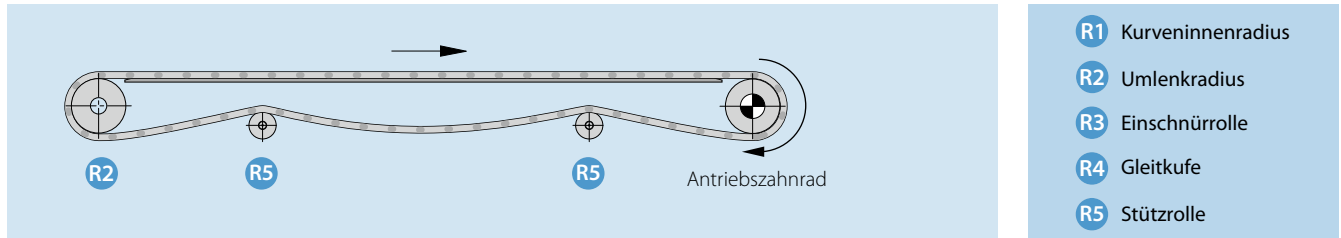
- einen Umschlingungswinkel von
65° bis 70°
- eine ebene Bandunterstützung vor und
nach der Messerkante, die mindestens
die doppelte Länge der Bandteilung
aufweist



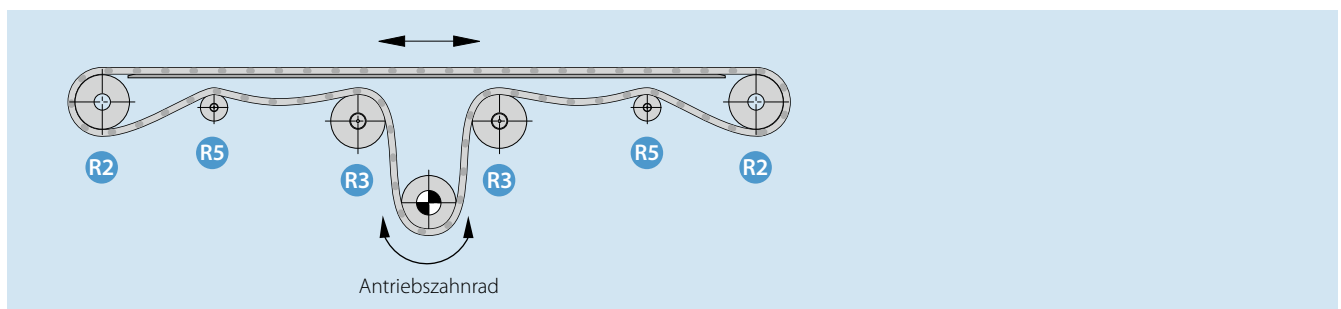
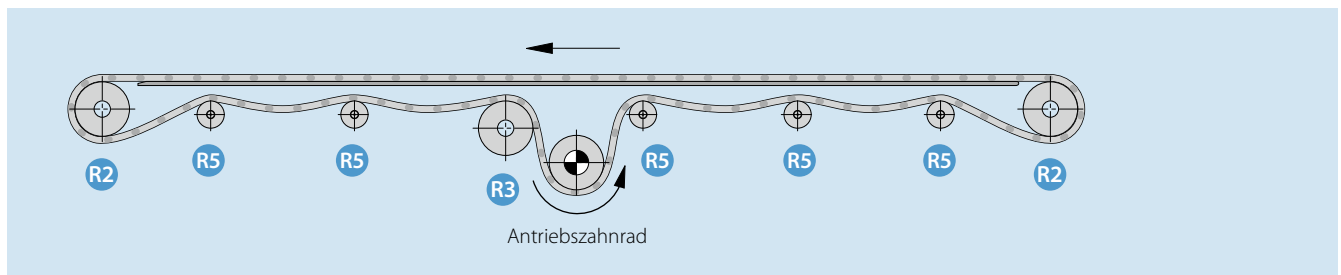
Serie	Messerkante $r_{\min}$ [mm]
S13	3
S4.1	11
S2, S5, S8, S10 & S11	25

Empfohlene Mindeststradien

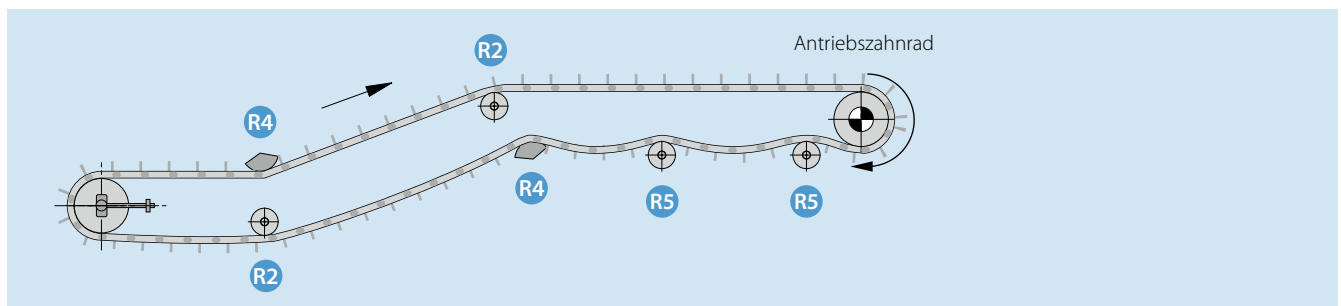
Standardförderer



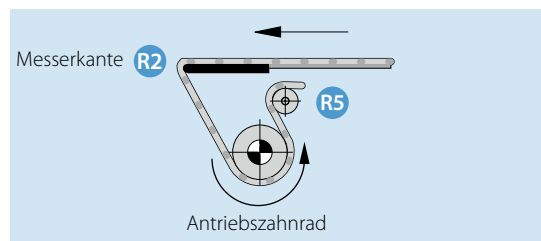
Förderer mit Mittenantrieb



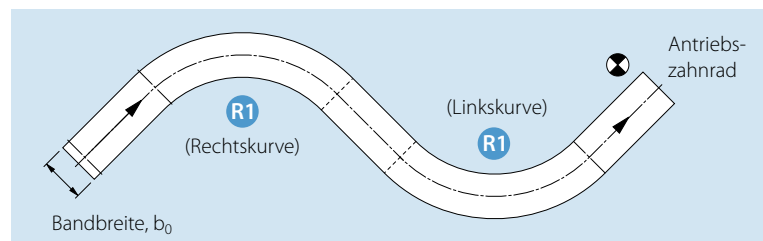
Schrägförderer



Förderer mit Messerkante



Kurvenförderer



Bandtyp	Teilung [mm]	Kurveninnen- radius min. [mm] R1	Umlenk- radien Rollenradius min.* [mm] R2	Gegenbiegung		
				Einschnürrollen- radius min. [mm] R3	Gleitkufen- radius min. [mm] R4	Stützrollen- radius min. [mm] R5
S1-x FLT / NSK / FRT / SRS	50		50	100	150	50
S1-PMU mit SG **						150
S2-x FLT / GRT	25		25	50	75	25
S2-57 RRB						50
S2-x PMU mit SG **						50
S3-x FLT / LRB	50		50	100	150	50
S3-x mit SG **						150
S4.1-x FLT / NPY / NTP	14		11	25	38	12,5
S4.1-0 FRT1						16,5
S5-45 GRT / NTP / FRT R	25	2 x b ₀	25	50	75	25
S5-45 PMU with SG **						75
S5-45 G / RG			50			25
S6.1-x FLT / CTP / NPT / PRR	50		50	100	150	50
S6.1-x PMU mit SG **						150
S7-x FLT / NSK / FRT / SRS / PRR	40		40	80	120	40
S8-x FLT / NSK / RAT / FRT / SRS / PRR	25		25	50	75	25
S8-0 RTP A90						30
S8-0 PMU mit SG **						75
S9-57 GRT / NTP	50	1,8 x b ₀	50	100	150	50
S9-57 PMU mit SG **						150
S10-x FLT / NTP / LRB	25		25	50	75	25
S10-0 PMU mit SG **						75
S11-45 GRT / NTP / FRT	25	1,4 x b ₀	25	50	150	
S11/S5 combo		1,45 x b ₀			75	25
S13-0 FLT / NPY	8		3***	16	24	8

Größere als die angegebenen Radien verringern die Abnutzung an Band, Rollen und/oder Gleitkufen.
Gleichzeitig reduzieren sie üblicherweise die Bandgeräusche und sorgen für größere Laufruhe.

* Abhängig vom Einsatzfall (z. B. Messerkante) sind kleinere Radien möglich.

Berücksichtigt werden müssen die Geschwindigkeit, die mögliche Geräuschentwicklung und Laufunruhe sowie die Art des Fördergutes

** Der Radius der Gegenbiegung ist abhängig von Höhe und Abstand der Profile

*** Messerkante

Kurvenförderer

Zahnräder (Einbau)

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

Achtung!

Für Prolink Serie 11 sowie Combo Belts (Kombination aus Prolink Serie 5 ST und Prolink Serie 11) sind abweichende Maße und Besonderheiten zu berücksichtigen.

Bitte ziehen Sie den Prospekt „Serie 11/ Combo Bänder · Designspezifikationen und Gebrauchsempfehlungen (Best.-Nr. 201) zu Rate.

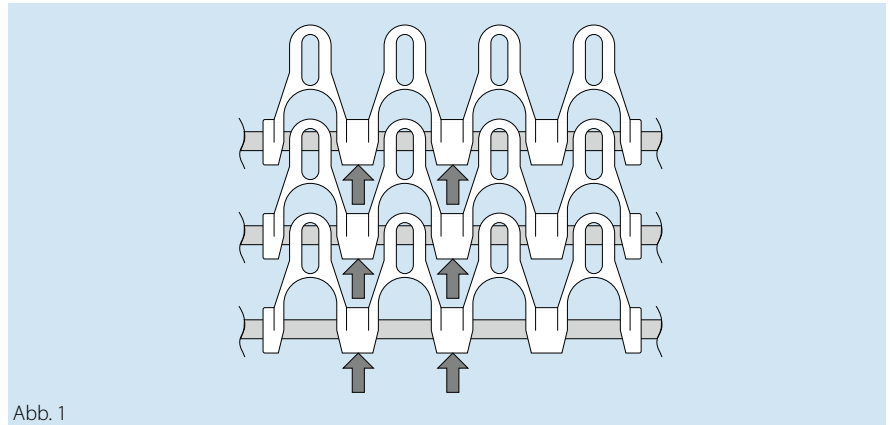


Abb. 1

Innenradius

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

Serie 5: $r_{\min}$	$= 2 \times b_0$
Serie 9: $r_{\min}$	$= 1,8 \times b_0$
Serie 11: $r_{\min}$	$= 1,4 \times b_0$
Combo belts	
Serie 5 ST/Serie 11: $r_{\min}$	$= 1,45 \times b_0$

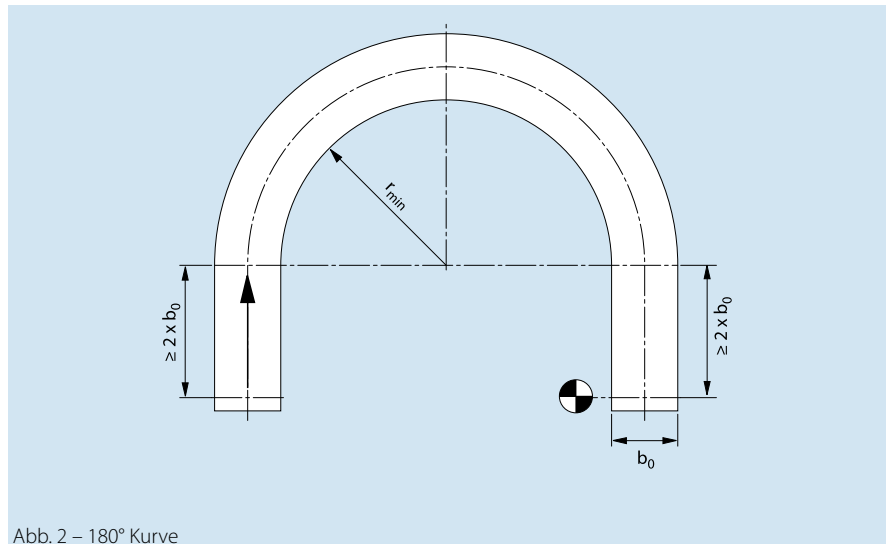


Abb. 2 – 180° Kurve

Bandspannung

Zur Erzeugung der korrekten Bandspannung sind die drei üblichen Spannmethoden möglich:

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

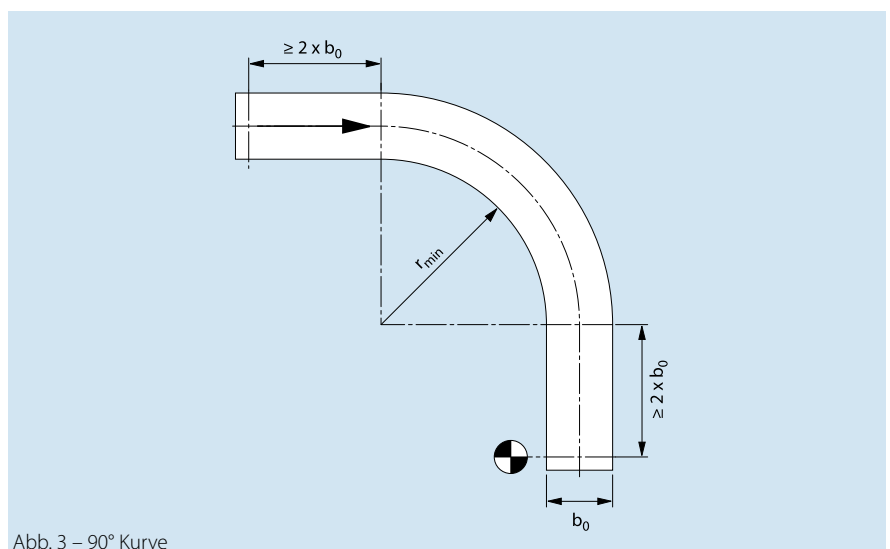
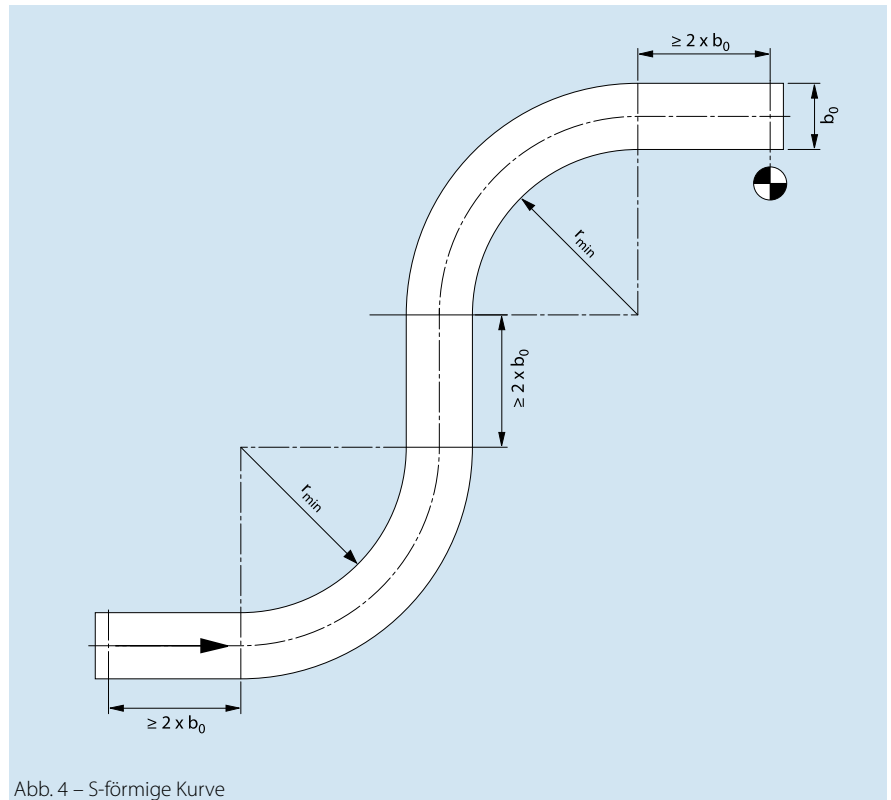


Abb. 3 – 90° Kurve

Kurvegeometrien

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.

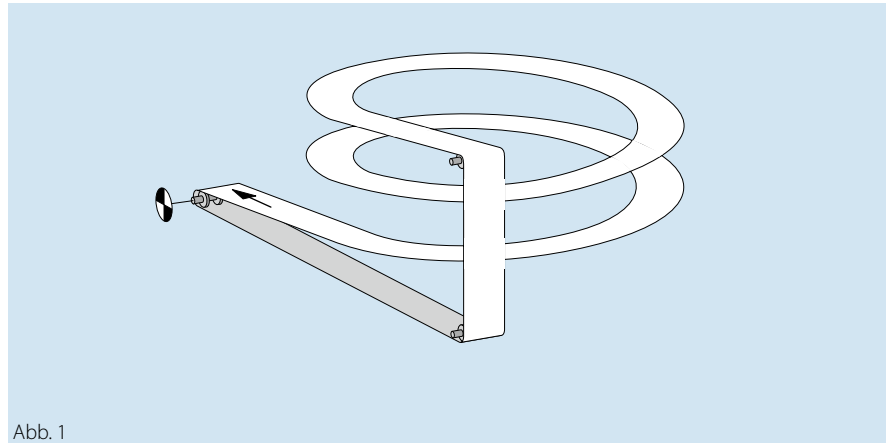


Abb. 1

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° beträgt. Eine derartige Ausführung (ohne angetriebenen Innenkäfig) sollte nicht mehr als 2 – 3 Windungen haben.

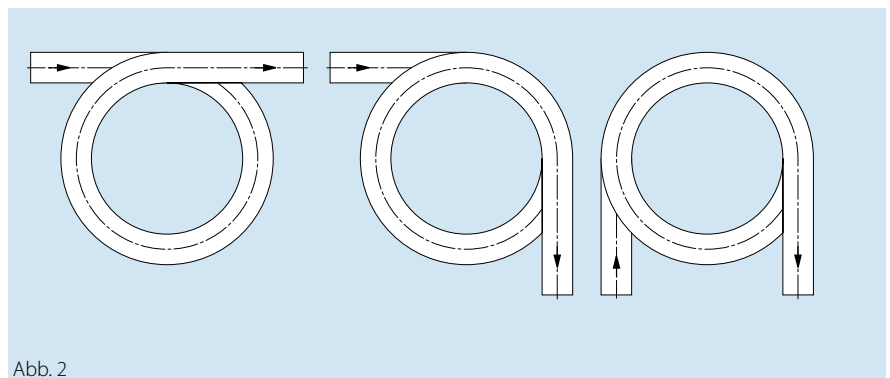


Abb. 2

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.

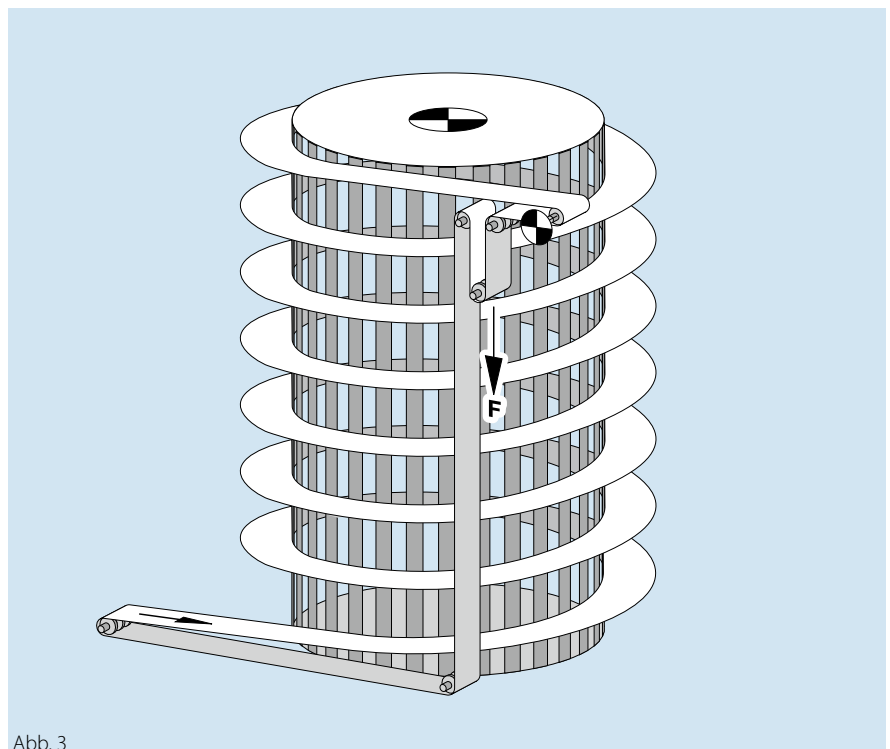


Abb. 3

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 Anlagenrahmen.

Werkstoff	Wärmeausdehnungskoeffizient α [mm/m/°C] *
PA	0,12
PA-HT	0,10
PBT	0,16
PE	0,21
POM	0,12
POM-CR	0,12
POM-HC	0,12
POM-MD	0,12
PP	0,15
PXX	0,15
PXX-HC	0,15

* Mittelwerte für den zulässigen Temperaturbereich

Berechnung der Längen- bzw. Breitenänderung:

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

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

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.

$$\Delta l = 30 \cdot (90 - 20) \cdot 0,15$$

$$\Delta l = 315 \text{ mm}$$

$$\Delta b = 1 \cdot (90 - 20) \cdot 0,15$$

$$\Delta b = 10,5 \text{ mm}$$

Der Bandlängenzuwachs von 315 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.

Δl = 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

α = 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.

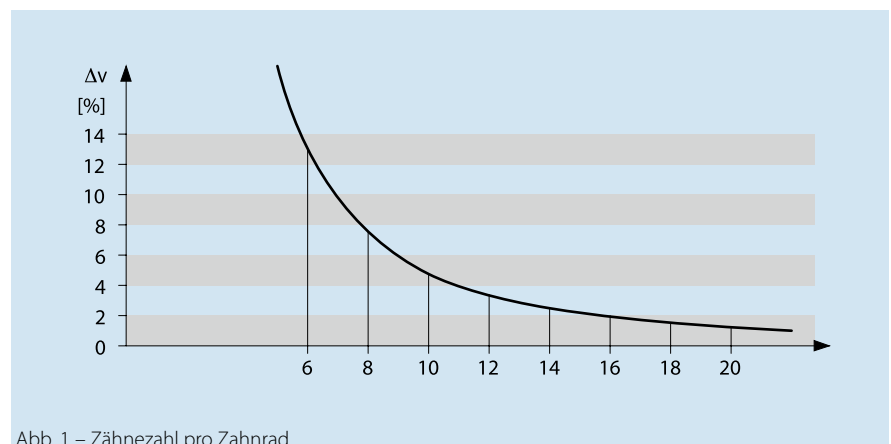


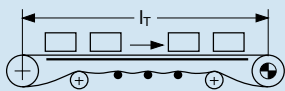
Abb. 1 – Zähnezahzahl pro Zahnrad

Berechnung

Erklärung der Kurzzeichen

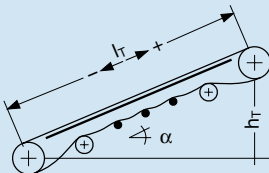
Bezeichnung	Kurzzeichen	Einheit
Umfangskraft	F_U	N
Bemessungskraft	F_B	N
Wellenbelastung	F_W	N
errechnete Leistung an der Antriebsstrome	P_A	kW
Reibungszahl für Stau	μ_{ST}	–
Reibungszahl für Lauf über Tisch	μ_T	–
Betriebsfaktor	C_1	–
Temperatureinflussfaktor	C_2	–
Spezifische Bandzugkraft	C_3	N/mm (lb/ft)
Zulässige Bandzugkraft	$C_3 \max$	N/mm (lb/ft)
Erdbeschleunigung	g	9,81 m/s ²
Förderlänge	l_T	m
Förderhöhe	h_T	m
Masse des gesamten Bandes (siehe Datenblatt)	m_B	kg
Gesamtbelastung	m	kg
Masse der Antriebswelle	m_W	kg
Neigungswinkel der Anlage	α	°
Bandbreite	b_0	mm
Bandgeschwindigkeit	v	m/min

Belastungsbeispiele zur Ermittlung der Umfangskraft F_U



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

[N]

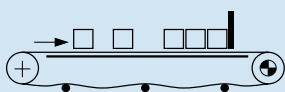


$$F_U = \mu_T \cdot g \cdot (m + m_B) + g \cdot m \cdot \sin \alpha$$

[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]

A

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



Reibwert μ_T zwischen Bändern und Gleitleisten

Die angegebenen Werte sind unter Idealbedingungen ermittelt. Für den Betrieb unter anderen Bedingungen empfehlen wir höhere Reibwerte zu Grunde zu legen. („–“ = nicht zu empfehlende Reibpaarung)

	Bandmaterial	PE & PE-MD			PP, PXX PXX-HC			POM inkl. CR, HC & MD			PA-HT		
Gleitleistenmaterial	Betriebsbedingungen	sauber	normal	schmutzig	sauber	normal	schmutzig	sauber	normal	schmutzig	sauber	normal	schmutzig
Hartholz	trocken	0,16	0,16	0,24	0,22	0,39	0,59	0,16	0,22	0,32	0,18	0,19	0,29
	nass	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
HDPE	trocken	–	–	–	0,14	0,19	0,29	0,08	0,19	0,29	0,15	0,23	0,34
	nass	–	–	–	0,12	0,17	0,26	0,08	0,12	0,25	–	–	–
PA selbstschmierend	trocken	0,18	0,28	0,45	0,13	0,24	0,35	0,12	0,20	0,30	0,16	0,24	0,36
	nass	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Stahl	trocken	0,14	0,23	0,38	0,25	0,31	0,47	0,18	0,23	0,35	0,20	0,31	0,45
	nass	0,13	0,21	0,33	0,24	0,29	0,44	0,14	0,17	0,26	–	–	–
UHMW PE	trocken	0,30	0,31	0,47	0,13	0,22	0,35	0,13	0,17	0,32	0,18	0,24	0,38
	nass	0,27	0,28	0,45	0,11	0,20	0,32	0,11	0,15	0,28	–	–	–

Reibwert μ_T zwischen Band und Fördergut („–“ = nicht zu empfehlende Reibpaarung)

	Bandmaterial	PE & PE-MD			PP, PXX & PXX-HC			POM inkl. CR, HC & MD			PA-HT		
Fördergut	Betriebsbedingungen	sauber	normal	schmutzig	sauber	normal	schmutzig	sauber	normal	schmutzig	sauber	normal	schmutzig
Pappe/Karton	trocken	0,15	0,19	0,34	0,22	0,31	0,55	0,20	0,30	0,50	0,20	0,30	0,50
	nass	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Glas	trocken	0,10	0,15	0,25	0,16	0,24	0,41	0,13	0,20	0,35	0,13	0,20	0,33
	nass	0,09	0,13	0,22	0,17	0,21	0,37	0,13	0,18	0,33	–	–	–
Metall	trocken	0,13	0,20	0,33	0,32	0,48	0,60	0,17	0,27	0,45	0,20	0,30	0,50
	nass	0,11	0,17	0,28	0,29	0,45	0,58	0,16	0,25	0,42	–	–	–
Kunststoff	trocken	0,10	0,13	0,25	0,15	0,21	0,37	0,15	0,25	0,41	0,13	0,20	0,33
	nass	0,08	0,11	0,22	0,14	0,19	0,34	0,14	0,21	0,36	–	–	–

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

Die Zugfestigkeit der verschiedenen Materialien erhöht sich bei Temperaturen unter 20°C. Andere mechanische Eigenschaften verringern sich dagegen bei niedrigen Temperaturen. Deshalb definieren wir den C_2 Faktor bei Temperaturen unter 20°C mit 1,0.

Die Temperaturen beziehen sich auf die tatsächliche Temperatur des Bandes. Abhängig von der Anwendung und der Anlagenkonfiguration kann die Temperatur des Fördergutes eine andere sein.

Temperatur [°C]	Bandwerkstoff				
	PE	PP	POM	PA	PA HT
- 60	1,0	–	–	–	–
- 40	1,0	–	1,0	–	–
- 20	1,0	–	1,0	1,0	1,0
0	1,0	–*	1,0	1,0	1,0
+ 20	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
+ 40	0,90	1,0	1,0	1,0	1,0
+ 60	0,62	0,85	0,96	0,95	1,0
+ 80	–	0,65	0,75	0,72	1,0
+ 100	–	0,45	–	0,50	1,0
+ 120	–	–	–	0,40	1,0
+ 140	–	–	–	–	1,0
+ 155	–	–	–	–	1,0

* unter + 7°C Stöße vermeiden, Sanftanlauf vorsehen

Kontrolle des gewählten Siegling Prolink-Typs

C

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

Zulässige Bandzugkraft $C_3 \text{ max}$

Material	PE	PP	POM	PA
Typ	[N/mm (lb/ft)]	[N/mm (lb/ft)]	[N/mm (lb/ft)]	[N/mm (lb/ft)]
S1	18 (1233)	30 (2055)	40 (2740)	–
S2	3 (206)	5 (343)	7 (480)	–
S3	6 (411)	12 (822)	16 (1096)	–
S4.1	3 (206)	5 (343)	10 (685)	–
S5 Linear	10 (685)	18 (1233)	25 (1713)	–
S5 Kurve	–	1000 N/225 lb	1800 N/405 lb	–
S5 ST Linear	10 (685)	18 (1233)	25 (1713)	–
S5 ST Kurve	–	1200 N/270 lb	2100 N/473 lb	–
S6.1	13 (891)	18 (1233)	30 (2055)	30 (2055)
S7	18 (1233)	30 (2055)	50 (3425)/60 (4110)*	–
S8	15 (1028)	20 (1370)	40 (2740)	–
S9 Linear	12 (822)	22 (1507)	30 (2055)	24 (1644)
S9 Kurve	–	1600 N/360 lb	2800 N/630 lb	2240 N/504 lb
S10	6 (411)/3 (206)*	8 (548)/5 (343)*	20 (1370)/11 (754)*	20 (1370)/11 (754)*
S11 Linear	–	9 (887)	15 (1028)	15 (1028)
S11 Kurve	–	600/135 lb	1000/225 lb	1000/225 lb
S13	–	–	4 (274)	–

*abhängig von der Bandkonfiguration

Anzahl der Zahnräder auf der Antriebswelle (Richtwerte)

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

$$C_3 \leq 20 \%$$

von $C_3 \text{ max}$, dann sollte der Abstand zwischen den Zahnrädern ca. 160 mm (6,3 in) betragen.

$$C_3 \leq 40 \%$$

von $C_3 \text{ max}$, dann sollte der Abstand zwischen den Zahnrädern ca. 100 mm (3,9 in) betragen.

$$C_3 \leq 60 \%$$

von $C_3 \text{ max}$, dann sollte der Abstand zwischen den Zahnrädern ca. 80 mm (3,1 in) betragen.

$$C_3 \leq 80 \%$$

von $C_3 \text{ max}$, dann sollte der Abstand zwischen den Zahnrädern ca. 60 mm (2,4 in) betragen.

$$C_3 > 80 \%$$

von $C_3 \text{ max}$, dann bitte anfragen.

Wellenbelastung F_W

D

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

[N]

Leistungsbedarf an der Antriebsstrommel P_A

E

$$P_A = \frac{F_U \cdot v}{1000 \cdot 60}$$

v 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, überall

Forbo Siegling beschäftigt in der Firmengruppe mehr als 2.000 Mitarbeiter. Unsere Produkte werden weltweit in neun Produktionsstätten hergestellt. Gesellschaften und Landesvertretungen mit Materiallagern und Werkstätten finden Sie in über 80 Ländern.

Forbo Siegling Servicestationen gibt es in mehr als 300 Orten der Welt.



MOVEMENT SYSTEMS

Forbo Siegling GmbH
Lilienthalstraße 6/8, D-30179 Hannover
Telefon +49 511 6704 0, Fax +49 511 6704 305
www.forbo-siegling.com, siegling@forbo.com

Forbo Movement Systems is part of the Forbo Group,
a global leader in flooring and movement systems.
www.forbo.com