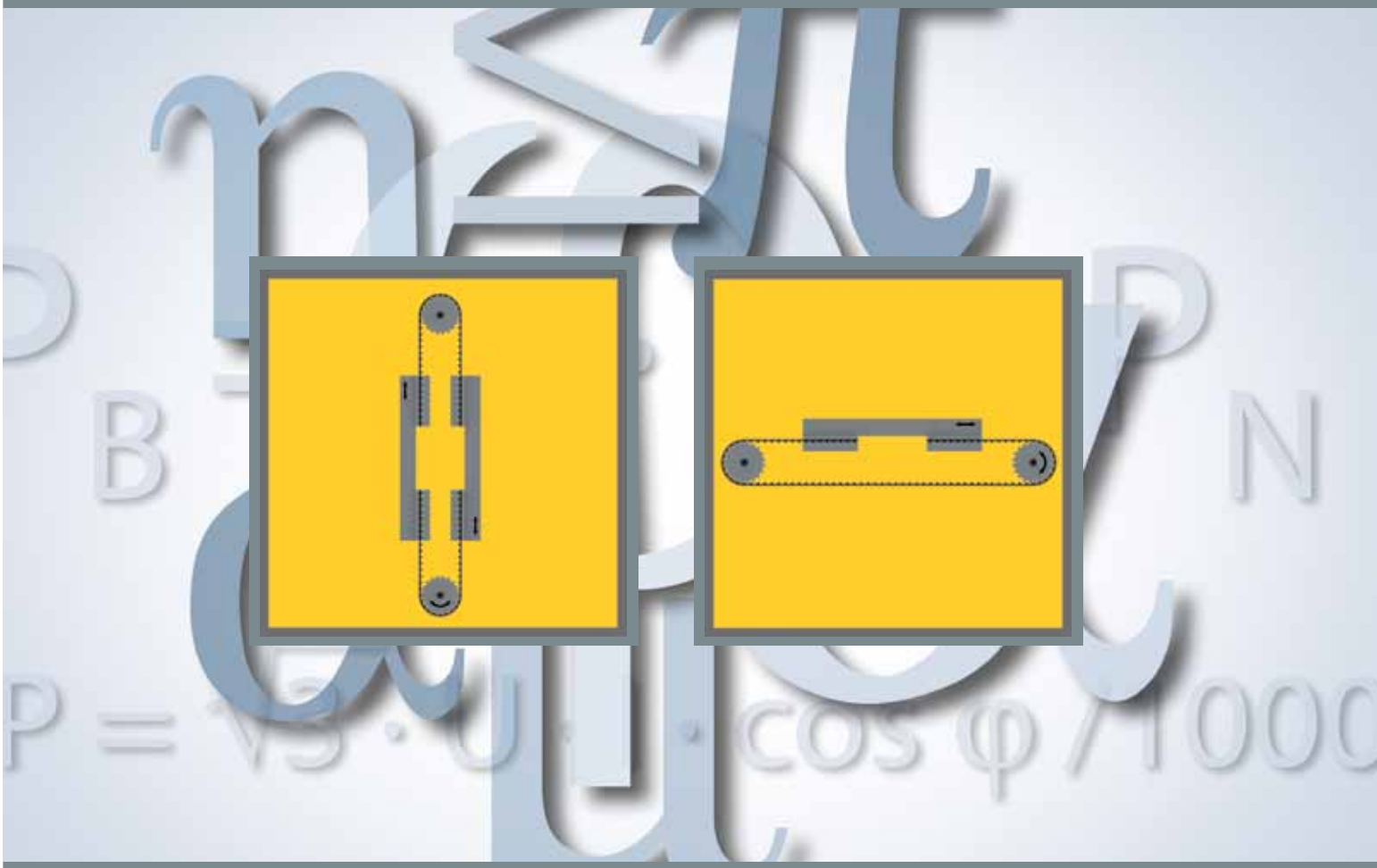
Technische Produktinformation

Berechnungshinweise zu Heber- und Linearantrieben



WALTHER FLENDER®

Ihr Experte für den perfekten Antrieb

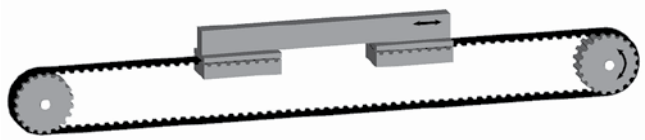
85 JAHRE

Berechnung von Heber- und Linearantrieben

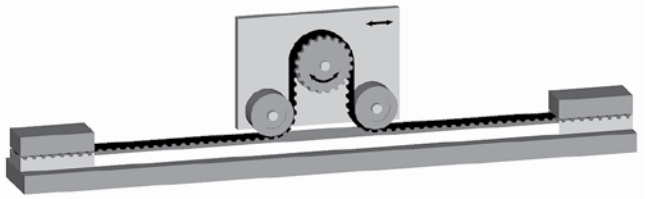
Die Walther Flender Zahnriemen für Heber- und Linearantriebe sind sehr vielseitig einsetzbar. Um ein optimales und langlebiges Antriebsergebnis zu erreichen, muss die Auslegung von Heber und Linearantrieben immer die Erfordernisse und Einsatzbedingungen des jeweiligen Antriebsfalles zu beachten.

Verschiedene Konstellationen von Heber- und Linearzahnriemen

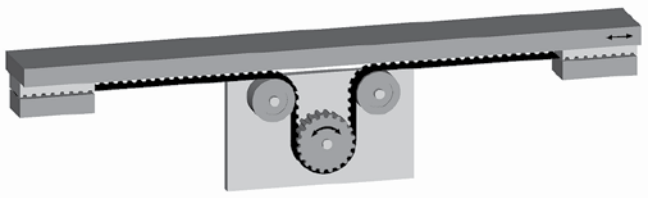
a) Standard-Zweischeibenantrieb



b) mitfahrender Antrieb für große Strecken*



c) feststehender Antrieb



d) Heberantrieb*

* Für optimales Laufverhalten Umlenkrollen mit Bordscheibe und Zahnscheibe ohne Bordscheiben ausführen

Nicht nur die Art des Antriebs – ob Linear- oder Heberantrieb -, sondern auch das Zahnriemenmaterial sind wichtige Faktoren bei der Auslegung von Zahnriemenantrieben.

Dementsprechend finden Sie auf den folgenden Seiten Berechnungsanleitungen für :

- Linearantriebe mit Zahnriemen aus Neopren (Seite 05)
- Heberantriebe mit Zahnriemen aus Neopren (Seite 08)

- Linearantriebe und Transportanwendungen mit Zahnriemen aus Polyurethan (Seite 11)
- Heberantriebe mit Zahnriemen aus Polyurethan (Seite 14)

Wichtiger Hinweis! Offen liegende Antriebe sind gegen unbeabsichtigten Zugriff durch geeignete Schutzmaßnahmen (wie z.B. Walther Flender Maschinenverkleidungen) abzukapseln. Die Linearzahnriemen dürfen nicht für Flugzeugantriebe oder sonstige Antriebe, bei denen ein Riemenausfall Ursache körperlicher Verletzung sein könnte, eingesetzt werden.

Zur endgültigen Dimensionierung der Zahnriemen individuell für Ihren Einsatzfall steht Ihnen die Walther Flender Anwendungstechnik gerne zur Verfügung.

anwendungstechnik@walther-flender.de
Telefon: +49 (0) 211 - 7007 205

Abkürzungen und Symbole

In unseren Berechnungsgrundlagen werden die folgenden Abkürzungen bzw. Symbole verwendet:

Abkürzung / Symbol	Bezeichnung	Techn. Einheit
a	Beschleunigung	m/s^2
A	Achsabstand	mm
A_V	Vakuumfläche	m^2
b	Bremsverzögerung	m/s^2
b_R	Riemenbreite	mm
B	Scheibenbreite	mm
B_w	Biegewechsel	1/s
c_R	Gesamtsteifigkeit	N
C_{sp}	Riemensteifigkeit	N
C_{spez}	Spezifische Federkonstante	N
cosβ		
d_B	Bohrungsdurchmesser	mm
d_a	Außendurchmesser	mm
d_w	Wirkdurchmesser	mm
d_{wk}	Wirkdurchmesser kleine Scheibe	mm
d_{wg}	Wirkdurchmesser große Scheibe	mm
ε	Dehnung	%
F_a	Beschleunigungskraft	N
F_b	Bremskraft	N
F_B	Antriebskraft berechnet	N
F_{Bruch}	Bruchkraft	N
F_G	Gewichtskraft	N
F_H	Hubkraft	N
F_P	Prüflast Riemenspannung	N
F_R	Reibkraft	N
F_{RSt}	Reibkraft im Staubetrieb	N
F_{RV}	Reibkraft aufgrund von Vakuum	N
F_t	Trumkraft	N
F_U	Umfangskraft	N
F_{Uzul}	Zulässige Umfangskraft (Zahnriemen aus Polyurethan)	N
F_{zul}	Zulässige Umfangskraft (Zahnriemen aus Neopren)	N
F_{UzulAn}	Zulässige FU-Anwendung	N
F_V	Vorspannkraft	N
F_1	Lasttrumkraft	N
F_{1max}	Größte auftretende Lasttrumkraft	N
F_{1zul}	Zulässige Lasttrumkraft	N
F_{2opt}	Optimale Leertrumkraft	N
f	Frequenz	Hz
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
h_s	Riemendicke	mm
h_t	Zahnhöhe	mm
i	Übersetzungsverhältnis	
L	Zahnriemenlänge	mm
L_1	Lasttrumlänge (Zahnriemena aus Polyurethan)	mm
L_2	Leertrumlänge	mm
l	Messlänge bei Frequenzmessung	mm
l_w	Wirklänge	mm
l_t	Lasttrumlänge (Zahnriemen aus Neopren)	mm

Abkürzung / Symbol	Bezeichnung	Techn. Einheit
M	Drehmoment	Nm
m	Masse	kg
m_F	Masse Fördergut	kg
m_{FSt}	Masse gestautes Fördergut	kg
m_L	Masse der Last	kg
m_R	Masse des Riemens	kg
$m_{Gegengewicht}$	Masse Gegengewicht	kg
m_{ges}	Gesamtgewicht	kg
m_Z	Masse der Zahnscheibe	kg
$m_{Z,red}$	reduzierte Masse der Zahnscheibe	kg
n	Drehzahl	l/min
n_{MOT}	Motordrehzahl	l/min
P	Leistung	kW
P_B	Berechnungsleistung	kW
P_{Motor}	Leistung Motor	kW
P_N	Nennleistung	kW
p	Vakuum	N/m^2
$r_{Scheibe}$	Radius Antriebsscheibe	mm
S_B	Belastungsfaktor	N
S_{Bruch}	Bruchsicherheit	
S_G	Gesamtbetriebsfaktor	
Si_{FU}	Sicherheit auf zulässige Umfangskraft	
Si_{F1}	Sicherheit auf zulässige Lasttrumkraft	
Si_{Bruch}	Sicherheit auf Bruchkraft	
S_1	Belastungsfaktor	
S_2	Übersetzungszuschlag	
S_3	Biegungsfaktor	
S_4	Sonderbetriebsfaktor	
S_5	Riemenlängenfaktor	
S_6	Riemenbreitenfaktor	
t	Teilung	
t_e	Zahneingriffsfaktor	
t_v	Geschwindigkeitsfaktor	
v	Geschwindigkeit	m/s
z	Anzahl Riemenscheiben	
z_e	Eingriffszähnezahl (gleich bedeutend mit zm)	
z_g	Zähnezahl große Scheibe	
z_k	Zähnezahl kleine Scheibe	
μ	Reibkoeffizient zwischen Zahnriemen und Abtragung	
$μ_{St}$	Reibkoeffizient zwischen Zahnriemen und Fördergut	
Δ x	Längenänderung	mm
Δ x_{Pos}	Positionierabweichung	mm
	Neigungswinkel	°

Berechnung von Heber- und Linearantrieben aus Neopren

Allgemeine Hinweise

Die Bemessung von Heber- und Linear- Zahnriementrieben muss den Erfordernissen des jeweiligen Antriebsfalles entsprechen Bei der Berechnung sind daher Sicherheitszuschläge wie Belastungs-, Zahneingriffs- und Biegungsfaktoren mit zu berücksichtigen. Als Berechnungsgrundlage für den Riemenantrieb kann der Drehmomentverlauf des Antriebsmotors und der Bremse dienen. Falls hierüber keine Angaben vorliegen, müssen die Kräfte auf der Abtriebsseite ermittelt werden. Die nachstehenden Beispiele zeigen den Bemessungsvorgang.

Lineartriebe (Berechnungsanleitung siehe Seite 05)

Da Lineartriebe nur begrenzte Strecken befahren und hierbei aus der Umkehrbewegung von Null aus beschleunigt und wieder verzögert werden, ist die erhöhte Anfahrbelastung durch die Massenwirkung zu berücksichtigen. Beim Abbremsen gegen Ende des Weges wirkt die Masse als Antrieb, so dass der Zahnriemen einer Wechselbelastung ausgesetzt wird. Dieser Beanspruchungsfall ist sehr ungünstig und erfordert deshalb eine sorgfältige Berücksichtigung der Massenwirkung.
Bei Lineartrieben ist zudem zu beachten, dass der Riemen in den Endlagen der Hubbewegung eine jeweils identische Eingriffsposition der Riemenzähne in der Scheibenverzahnung aufweist. Entsprechende Riemenzähne unterliegen daher bei Dauerbetrieb einer besonders hohen mechanischen Beanspruchung; ggf. sollte daher die Riemenbreite vergrößert werden, um den erhöhten Lastkollektiven einzelner Riemenzähne Rechnung zu tragen.

Hub-Positionierantriebe (Berechnungsanleitung siehe Seite 08)

Neben der Leistungs- oder Lastübertragung kann zusätzlich für Positionierantriebe eine bestimmte Steifigkeit gefordert werden oder z. B. für Last- und Personenaufzüge eine Mindestbruchsicherheit. In diesen Fällen muss eine gewählte Abmessung auf die gewünschte Dehnung oder Bruchsicherheit überprüft und ggf. korrigiert werden. Bei der NOT-AUS-Bremsung kann durch die Forderung nach einem kürzestmöglichen Bremsweg das Bremsmoment mehrfach höher liegen als das Anfahrmoment und dann für die Bemessung ausschlaggebend sein. Allgemein ist der größte Belastungsanteil für den Zahnriemen bei einer horizontalen Bewegung die Beschleunigungskraft $F_a = m \cdot a$ bzw. die Bremskraft $F_b = m \cdot b$, bei einer vertikalen Hubbewegung die statische Hubkraft $F = m \cdot g$.

Mindestscheibendurchmesser

Ergänzend zu den Hinweisen für Heberrantriebe (siehe Produktkatalog Heber- und Linearantriebe) sollten vor allem bei Antrieben mit Omegaschleife möglichst große Durchmesser für Zahnscheiben und Umlenkrollen gewählt werden, um Einflüsse aus Biegewechselbeanspruchung und Walkarbeit zu reduzieren. In der Teilung 8 mm beträgt der Mindestdurchmesser für die Umlenkrollen beim Einsatz von Glasfaserzugträgern 85 mm (entsprechend dem 1,5-fachen der für diesen Riemen kleinsten zulässigen Scheibengröße). Analog gilt dies auch für die Teilung 14 mm; $d_{min} \geq 190$ mm). Bei Stahlzugträgern sind noch größere Mindestdurchmesser zu berücksichtigen (Größenordnung ≥ 130 mm für Teilung 8 mm). Bei Einsatz von endlichen Zahnriemen mit Stahllitze sollten die in im Katalog ausgewiesenen Mindestzähnezahlen-Durchmesser nicht unterschritten werden. Nehmen Sie gegebenenfalls Rücksprache mit unseren Anwendungstechnikern.

Berechnung von Linearantrieben mit Zahnriemen aus Neopren

Drehmoment

$$M = \frac{P \cdot 9.55 \cdot 10^3}{n} = \frac{F_U \cdot d_w}{2 \cdot 10^3} \text{ [Nm]}$$

Leistung

$$P = \frac{M \cdot n}{9.55 \cdot 10^3} = \frac{F_U \cdot v}{10^3} \text{ [kW]}$$

Umfangskraft

$$F_U = \frac{P \cdot 10^3}{v} = \frac{M \cdot 2 \cdot 10^3}{d_w} \text{ [N]}$$

Drehzahl

$$n = \frac{19.1 \cdot 10^3 \cdot v}{d_w} \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

Umfangsgeschwindigkeit

$$v = \frac{d_w \cdot n}{19.1 \cdot 10^3} \left[\frac{m}{s}\right]$$

Beschleunigungskraft

$F_a = m \cdot a$ [N]

Bremskraft

$F_b = m \cdot b$ [N]

Hubkraft

$F_H = m \cdot g$ [N]

Reibkraft

$F_R = m \cdot g \cdot \mu$ [N]

Masse

$m = m_L + m_R + m_{Zred}$ [kg]

mit $m_R = l_W \cdot m_G$

Reduzierte Masse der Zahnscheibe

$$m_{Zred} = \frac{m_Z}{2} \bullet \frac{(1 + d_B^2)}{d_a^2} \text{ [kg]}$$

Masse der Zahnscheibe

$$m_Z = \frac{(d_a^2 - d_B^2) \cdot p \cdot B \cdot V}{4 \cdot 10^6} \text{ [kg]}$$

ς = Dichte

Dehnung

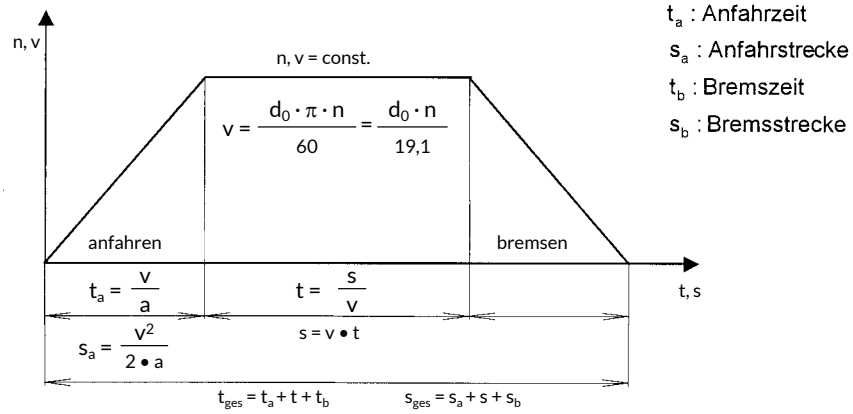
$$e = \frac{\Delta l \cdot 100}{l_t} \text{ [\%]}$$

Spezifische Federkonstante

$$C_{spez} = \frac{F_{zul} \cdot 100}{\varepsilon} \text{ [N]}$$

Biegewechsel

$$B_w = \frac{v \cdot z \cdot 10^3}{l_w} \text{ [1/s]}$$



Bewegungsgleichungen für Beschleunigungs- und Bremsvorgänge

Berechnungsmethode

1. Berechnung der Umfangskraft in der Antriebsstation
$F_U = F_a (F_b) + F_H + F_R$

2. Auswahl des benötigten Zahnprofils
(siehe hierzu Branchenwegweiser im Produktkatalog Heber- und Linearantriebe)

3. Berechnung der Antriebskraft mit
$F_B = F_U \cdot S_G$ und $S_G = S_2 \cdot (S_1 + S_3 + S_4 - S_5)$

4. Berechnung Riemenbreitenfaktor bei gewählter Zahnscheibe
$S_7 = F_B / F_{zul}$, (siehe hierzu Umfangskräfte im Produktktatlog Heber- und Linearantriebe)

Der Mindestbreitenfaktor sollte kleiner/gleich dem nächstgrößeren genannten Breitenwert sein.
Sollte die sich damit ergebende Riemenbreite nicht akzeptabel sein, dann verwenden Sie eine größere Zahnscheibe oder wenn möglich eine größere Teilung und wiederholen die Schritte 1 bis 4.

5. Überprüfung der Mindestzerreißfestigkeit
Die Mindestzerreißfestigkeit sollte größer sein als die maximale Trumkraft Ft multipliziert mit der geforderten Bruchsicherheit S_{Bruch}. Es gelten die Beziehungen:

$F_t = F_u + F_v$ und $F_v = 1{,}2 \cdot F_u$ (bei Standardantrieben).
$=> F_t = 2{,}2 \cdot F_u$

F_v: Riemenvorspannung; bei vertikalen Antrieben wird in den meisten Fällen die Vorspann

Berechnungsfaktoren

Belastungsfaktor S_1:

Gleichmäßig ohne Lastspitzen	1,0		
	Tägliche Betriebsdauer in Stunden		
	3 - 8 h	8 - 16 h	16 - 24 h
mit geringen Lastspitzen	1,2	1,5	1,8
mit hohen Lastspitzen	1,4	1,7	2,0
mit sehr hohe Lastspitzen	1,6	1,9	2,2

Zahneingriffsfaktor S_2:

Z_e	S_2
≥6	1
5	1,25
4	1,66
3	2,5

Übersetzungsfaktor S_3:

Gilt nur für Übersetzungen ins Schnelle
Übersetzungverhältnis i

1 - 1,24	-
1,25 - 1,75	0,10
1,75 - 2,49	0,20
2,50 - 3,49	0,30
3,50 und mehr	0,40

Biegungsfaktor S_4:

Bei Gegenbiegung durch Rückenspannrollen 0,2

Sonderbetriebsfaktor S_5:

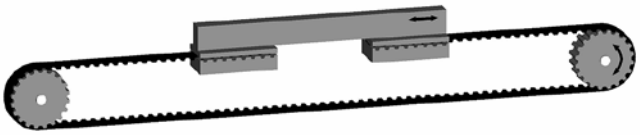
Für den unterbrochenen oder nur gelegentlichen Betrieb 0,2

Gesamtbetriebsfaktor S_G:

$S_G = S_2 \cdot (S_1 + S_3 + S_4 - S_5)$

Berechnungsbeispiele

Linearschlitten



Gegeben:

v	= 5 m /sec	Achsdurchmesser = 25 mm
a	= 15 m/sec^2	S_{Bruch} > 2
b	= 25 m/sec^2	Geringe Belastungsspitzen
m_L	= 35 kg	Laufdauer 9 h/Tag
μ	= 0,05	
d_a	≈ 75 mm	

Schritt 1/2

Vorauswahl (siehe hierzu Branchenwegweiser im Produktkatalog Heber- und Linearantriebe):

über $F_U \sim F_b = m \cdot b = 750$ N
LL-5MR-20 mit Stahlcord
Zahnscheibe z. B. z = 48 (da = 75,25 mm)
Bestimmung der Massen:

$$m_z = \frac{(75{,}25^2 - 25^2) \cdot \pi \cdot 30 \cdot 7{,}83}{4 \cdot 10^6} = 0{,}93 \text{ kg}$$

$$m_{z\,red} = \frac{0{,}93}{2} + \left(\frac{25^2}{75{,}25^2}\right) = 0{,}52 \text{ kg}$$

$m_{Riemen} = 5{,}24 \cdot 0{,}112 = 0{,}59$ kg

$m = 2 \cdot 0{,}52 + 0{,}59 + 35 = 36{,}04$ kg

Bestimmung der Kräfte:
$F_a = 36{,}04 \cdot 15 = 540{,}6$ N
$F_b = 36{,}04 \cdot 25 = 901$ N
D_a $F_b > F_a$ wird für die Umfangskraft F_b berücksichtigt
$F_r = 36{,}04 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}05 = 17{,}68$ N
$F_U = F_b + F_r = 790{,}75 + 15{,}5 = 916{,}5$ N

Schritt 3

Berechnung der Antriebskraft
$F_B = F_U \cdot S_G$
$F_B = 916{,}5 \cdot 1{,}4 = 1283{,}1$ N
(siehe Berechnungsfaktoren)

Schritt 4

Berechnung Riemenbreitenfaktor
(siehe hierzu Umfangskräfte im Produktktatlog Heber- und Linearantriebe)
$F_{zul} = 1{,}35 \cdot 546$ N = 737,1 N

$$S_7 = \frac{F_B}{F_{zul}} = \frac{1283{,}1}{737{,}1} = 1{,}74$$

Nächstgrößerer Breitenfaktor = 2,17
Daraus folgt: gewählte Riemenbreite = 20 mm

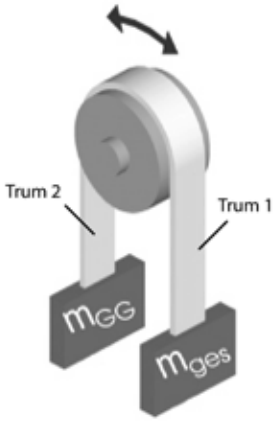
Schritt 5
Mindestzerreißfestigkeit laut Tabelle 5, Seite 15 = 9920 N

$F_t = 2{,}2 \cdot F_U$
$F_t = 2{,}2 \cdot 806{,}25 = 1773{,}75$
$S_{Bruch} = 9920 / 1773{,}75 = 5{,}59$

Bedingt durch die große Diskrepanz zwischen der Bruchkraft und der maximalen auftretenden Umfangskraft ergibt sich eine geringe Dehnung des Riemens unter Belastung (siehe hierzu Dehnungswerte im Produktktatlog Heber- und Linearantriebe).

Berechnung von Heberantrieben mit Zahnriemen aus Neopren

Gegeben:



Masse Fahrkorb:	m_F = 700 kg
Masse Last:	m_L = 600 kg
Masse Gegengewicht:	m_G = 1000 kg
Anfahrbeschleunigung:	a = 0,5 m/s²
Bremsverzögerung:	b = 1 m/s²
Hubgeschwindigkeit:	v = 1 m/s
Hubhöhe:	h = 5 m
Laufdauer:	8 h/Tag
Lastspitzen:	gleichmäßiger Betrieb ohne Lastspitzen
Kundenanforderung:	10-fache Bruchsicherheit und 2 Riemen im Einsatz

Der Antrieb soll mit zwei parallel aufgelegten Zahnriemen realisiert werden. Gefordert ist 10-fache Bruchsicherheit und ausreichende Übertragungssicherheit auch bei voller Last auf einem Riemen.

Schritt 1, Kräfte ermitteln

Aufgrund der unterschiedlichen Lastzustände (Anfahren – Abbremsen, bzw. mit Last – ohne Last) ergeben sich in Trum 1 und Trum 2 folgende Kräfte:

Grundformel:

$$F_t = m \cdot g \pm m \cdot a$$

oder

$$F_t = m \cdot g \pm m \cdot b$$

Angegeben sind in allen Fällen die Bewegungsrichtungen des Fahrkorbes, d.h. Trum 2-Anfahren-Aufwärts entspricht dem Anfahren des Fahrkorbes nach oben und somit der Abwärtsbewegung des Gegengewichtes.

Trum 1 mit Last

Anfahren		Abbremsen	
Abwärts	Aufwärts	Abwärts	Aufwärts
12.103 N	13.403 N	14.053 N	11.453 N

Trum 1 ohne Last

Anfahren		Abbremsen	
Abwärts	Aufwärts	Abwärts	Aufwärts
6.517 N	7.217 N	7.567 N	6.167 N

Trum 2

Anfahren		Abbremsen	
Abwärts	Aufwärts	Abwärts	Aufwärts
10.310 N	9.310 N	8.810 N	10.810 N

$F_{t\,1}$ mit Last, Abbremsen, Aufwärts = (700Kg + 600Kg) · $9{,}81\frac{m}{s^2}$ - (700Kg +600Kg) · $1\frac{m}{s^2}$ = 11.453N

$F_{t\,1}$ mit Last, Abbremsen, Abwärts = (700Kg + 600Kg) · $9{,}81\frac{m}{s^2}$ + (700Kg +600Kg) · $1\frac{m}{s^2}$ = 14.053N

$F_{t\,1}$ mit Last, Anfahren, Aufwärts = (700Kg + 600Kg) · $9{,}81\frac{m}{s^2}$ + (700Kg +600Kg) · $0{,}5\frac{m}{s^2}$ = 13.403N

$F_{t\,1}$ mit Last, Anfahren, Abwärts = (700Kg + 600Kg) · $9{,}81\frac{m}{s^2}$ - (700Kg +600Kg) · $0{,}5\frac{m}{s^2}$ = 12.103N

$F_{t\,1}$ ohne Last, Abbremsen, Aufwärts = 700kg · $9{,}81\frac{m}{s^2}$ - 700Kg · $1\frac{m}{s^2}$ = 6.176N

$F_{t\,1}$ ohne Last, Abbremsen, Abwärts = 700kg · $9{,}81\frac{m}{s^2}$ + 700Kg · $1\frac{m}{s^2}$ = 7.567N

$F_{t\,1}$ ohne Last, Anfahren, Aufwärts = 700kg · $9{,}81\frac{m}{s^2}$ + 700Kg · $0{,}5\frac{m}{s^2}$ = 7.217N

$F_{t\,1}$ ohne Last, Anfahren, Abwärts = 700kg · $9{,}81\frac{m}{s^2}$ - 700Kg · $0{,}5\frac{m}{s^2}$ = 6.517N

$F_{t\,2}$ Abbremsen, Aufwärts = 1.000kg · $9{,}81\frac{m}{s^2}$ + 1.000Kg · $1\frac{m}{s^2}$ =10.810N

$F_{t\,2}$ Abbremsen, Abwärts = 1.000kg · $9{,}81\frac{m}{s^2}$ - 1.000Kg · $1\frac{m}{s^2}$ = 8.810N

$F_{t\,2}$ Anfahren, Aufwärts = 1.000kg · $9{,}81\frac{m}{s^2}$ - 1.000Kg · $0{,}5\frac{m}{s^2}$ = 9.310N

$F_{t\,2}$ Anfahren, Abwärts = 1.000kg · $9{,}81\frac{m}{s^2}$ + 1.000Kg · $0{,}5\frac{m}{s^2}$ = 10.310N

Die größte Trumkraft ist maßgebend für die Berechnung der Bruchsicherheit. Sie ergibt sich im Trum 1 beim Abbremsen des beladenen Fahrkorbes aus der Abwärtsbewegung.

$$F_{t\,1} \text{ mit Last, Abbremsen, Abwärts} = (700Kg + 600Kg) \cdot 9{,}81\frac{m}{s^2} + (700Kg + 600Kg) \cdot 1\frac{m}{s^2} = 14.053N$$

Ausschlaggebend für die Berechnung der zulässigen Umfangskräfte ist die größte Trumkraftdifferenz.

$$F_u = F_{t\,1,\,max} - F_{t\,2,\,min}$$
$$F_u = 14.053N - 8.810N = 5.243N$$

Schritt 2, Auswahl des Riemens
zwei Riemen: HDT-LL-14M

$$F_g = F_u \cdot S_g$$

Schritt 3, Antriebskraft
mit S_g = 1 (siehe hierzu Gesamtbetriebsfaktor auf Seite 06)

$$F_g = 5.243N \cdot 1 = 5.243N$$

Schritt 4/5
Mit 10-facher Bruchsicherheit (Kundenwusch) ergibt sich eine Mindestzerreißfestigkeit von

$$F_{Bruch,\,min} = 10 \cdot 14.053N = 140.530N$$

Somit werden zwei Riemen (Kundenwunsch) des Typs HTD-LL-14M-85 mit Stahlzugträgern gewählt. Die Mindestzerreißfestigkeit eines Riemens beträgt 169.836 N.
Überprüfung der zulässigen Umfangskraft ergibt:

$$F_{uzul} = 7471\,N \cdot 2{,}49 = 18.602{,}8\,N$$

Auf Grund der hohen Forderung an die Bruchsicherheit ist in diesem Fall die Umfangskraft unkritisch und wird von den zulässigen Werten deutlich übertroffen.

Anmerkung:
Treten aufgrund von NOT-AUS Situationen oder Anfahrmomenten höhere Belastungen auf, so sind diese zur Riemendimensionierung zusätzlich zu berücksichtigen.

Belastungsfaktoren S_B

Liegen für die Auslegung der Zahnriemenanwendung keine durch Versuche unter Realbedingungen ermittelten Testergebnisse vor, empfehlen wir bei der Berechnung der Umfangskraft F_U und damit verbunden auch bei der Vorspannkraft F_V sowie der Lastrumkraft F_1, die Verwendung eines Belastungsfaktors. Durch den Belastungsfaktor werden hauptsächlich negative Einwirkungen auf die Zahnriemenlebensdauer durch Stöße im Antrieb vermieden. Folgende kurze Aufstellung dient als Anhaltspunkt für die Festlegung eines geeigneten Faktors:

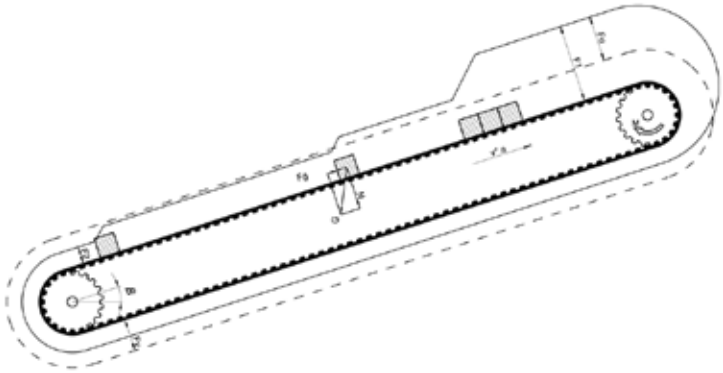
Belastung	Belastungsfaktor	Beispiele
Gleichförmig	1,2 ... 1,5	Leichtförderer, Abfüllanlagen, medizinische Geräte, Messgeräte, leichte Holzbearbeitungsmaschinen, leichte Lagertechnik, Linearachsen
Stoßbelastung schwach	1,5 ... 1,8	Holzbearbeitungsmaschinen, Lagertechnik, Regalbediengeräte, Drehmaschinen, Waschmaschinen, Teigmischer, Vibrationsmaschinen
Stoßbelastung mittel	1,8 ... 2,2	Heberzeuge, Textilmaschinen, Extrudiermaschinen, Papiermaschinen
Stoßbelastung stark	2,2 ... 2,5	Ziegeleimaschinen, Pressen, Prägemaschinen, Hammermühlen

Bremsen / Notaus

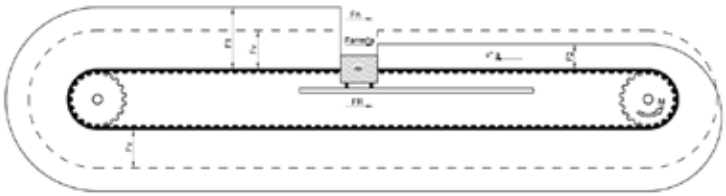
Bei den folgenden Berechnungen ist die gleichzeitige Überprüfung der auftretenden Umfangskräfte aufgrund normaler Bremsmanöver und insbesondere aufgrund des Betriebszustandes Notaus von größter Wichtigkeit. Sollten die Kräfte in diesen Betriebszuständen größer sein als die Umfangskräfte aufgrund der normalen Bewegungswiderstände, so ist die weitere Berechnung der Vorspannkraft F_V und der Lastrumkraft F_{1zul} anhand der höheren Belastungen fort zu führen.

Berechnung von Linearantrieben und Transportanwendungen mit Zahnriemen aus Polyurethan

Transportanwendungen



Linearanwendungen



Berechnung der Umfangskraft F_U

Die Umfangskraft F_U an der Antriebsscheibe ergibt sich aus der Summe aller am Zahnriemen wirkenden Bewegungswiderstände. Die einzelnen Lastkomponenten werden nach eingehender Analyse der spezifischen Belastungsverhältnisse unter vertretbaren Annahmen und Vereinfachungen bestimmt.

$F_U = \Sigma_{F\text{Bewegungswiderstände}} \cdot S_B$

- **Reibkraft F_R**
  Reibkraft zwischen zu bewegender Masse und ihrer Lagerung senkrecht zur Bewegungsrichtung.
  $F_R = \mu \cdot g \cdot m \cdot \cos\beta$

- **Reibkraft im Staubetrieb F_{RSt}**
  Reibkraft zwischen Zahnriemen, Abtragungsschiene und Fördergut aufgrund der Massenkomponente des gestauten Fördergutes senkrecht zur Förderrichtung.
  $F_{RSt} = (\mu + \mu_{St}) \cdot g \cdot m_{FSt} \cdot \cos\beta$

- **Reibkraft aufgrund von Vakuum F_{RV}**
  Reibkraft zwischen Zahnriemen und Abtragungsschiene aufgrund von Vakuum zur Fixierung des Fördergutes.
  $F_{RV} = \mu \cdot p \cdot A_V$

- **Gewichtskraft F_G**
  Kraft aufgrund der Massekomponente der zu bewegenden Last parallel zur Förderrichtung.
  $F_G = m \cdot g \cdot \sin\beta$

- **Beschleunigungskraft F_a**
  Kraft zur Beschleunigung der zu bewegenden Masse.
  $xF_a = m \cdot a$

- Weitere Kräfte
  Bewegungswiderstände, wie z.B. aufgrund der Masse des Zahnriemens, der Umlenkscheibe oder ähnliche, werden in der Regel nicht berücksichtigt, können aber im Extremfall entscheidenden Einfluss auf die Gesamtgröße der Umfangskraft und damit auf die Zahnriemenbelastung ausüben. Die Einschätzung dieser Einflüsse muss im Laufe der Berechnungen erfolgen. Im Extremfall müssen auch diese Teilkräfte berechnet und berücksichtigt werden.

Berechnung der Vorspannkraft F_v

Für einen störungsfreien Betrieb ist es erforderlich, dass das Leertrum in jedem Betriebsfall eine bestimmte Spannung nicht unterschreitet. Dies wird durch das Vorspannen des Zahnriemens gewährleistet. Zur Bestimmung der Vorspannkraft ist zunächst die optimale Leertrumkraft mit folgender Formel zu ermitteln:

$$F_{2opt} = (0{,}1 \ldots 0{,}3) \cdot F_U$$

Die höheren Werte werden für längere Zahnriemenlängen empfohlen.
Ausgehend von einer optimalen Leertrumkraft F_{2opt} wird die Vorspannkraft F_V unter Berücksichtigung des Verhältnisses der Länge des Lasttrumes L_1 zur Gesamtlänge des Zahnriemens L ermittelt.

$$F_V = F_{2opt} + F_U \cdot \frac{L1}{L}$$

In vielen Fällen erfolgt die Auswahl des Zahnriementyps und dessen Breite nicht anhand der vorliegenden Belastungen, sondern vielmehr anhand der Geometrie des Fördergutes. Resultat einer solchen fördergutorientierten Auswahl ist in den meisten Fällen ein überdimensionierter Zahnriementrieb, dessen erforderliche Vorspannkraft kaum noch anhand der Berechnungsgrundlagen aus den vorherigen Kapiteln ermittelt werden kann. Um in solchen Fällen trotzdem günstige Betriebsverhältnisse zu gewährleisten, muss der Zahnriemen mit einer Kraft nach folgender Gleichung vorgespannt werden:

$$F_V = 0{,}3 \cdot F_{1zul}$$

Berechnung der Lasttrumkraft F_1

Die Lasttrumkraft ergibt sich im ungünstigsten Betriebsfall (Start der Anwendung aus dem Stillstand, Start der Förderbewegung unter voller Bealdung) zu:

$$F_1 = F_U + F_V$$

Zahnriemenauswahl

Zur Auswahl des in der Anwendung zu verwendenden Zahnriementyps sowie dessen Breite werden die oben ermittelten Werte F_U und F_1 mit den jeweils zulässigen Daten aus dem vorliegenden Katalog verglichen. Nach der ersten Vorauswahl ist die sich ergebende Zähnezahl der Antriebsscheibe zu ermitteln. Aus der ermittelten Zähnezahl und dem Umschlingungswinkel des Zahnriemens um die Zahnscheibe ergibt sich die Anzahl der Zahnriemenzähne, welche sich permanent im Eingriff mit der Scheibe befinden und zur Kraftübertragung genutzt werden können.

Bei einer Zähnezahl im Eingriff < 15 Zähne ist die zulässige Umfangskraft F_{Uzul} mit Hilfe eines Korrekturfaktors t_e, welcher aus Tabelle 1 für den Zahneingriffsfaktor zu entnehmen ist, zu korrigieren. Auf die gleiche Art und Weise wird auch die Fördergeschwindigkeit berücksichtigt. Der benötigte Korrekturfaktor t_v für die Geschwindigkeit wird aus Tabelle 2 für den Geschwindigkeitsfaktor entnommen.

Somit ergibt sich die zulässige Umfangskraft in der jeweiligen Anwendung zu:

$$F_{UzulAn} = F_{Uzul} \cdot t_e \cdot t_v$$

Tabelle 1

Zahneingriffsfaktor t_e	
Eingriffszähnezahl	**Faktor**
3	0,39
4	0,50
5	0,59
6	0,67
7	0,74
8	0,80
9	0,85
10	0,89
11	0,92
12	0,95
13	0,97
14	0,99
15	1,00

Tabelle 2

Geschwindigkeitsfaktor t_v	
Geschwindigkeit (m/s)	**Faktor**
0	1,00
1	0,99
2	0,98
3	0,97
4	0,95
5	0,93
6	0,90
7	0,87
8	0,84
9	0,81
10	0,77

F_{UzulAn} und F_{1zul} sollten jeweils größer als die tatsächlich in der Anwendung vorherrschenden Kräfte sein.

$F_{UzulAn} > F_U$
$F_{1zul} > F_1$

Berechnung der Sicherheiten S_i

- Sicherheit auf zulässige Umfangskraft Si_{FU}
  $Si_{FU} = F_{UzulAn} / F_U$

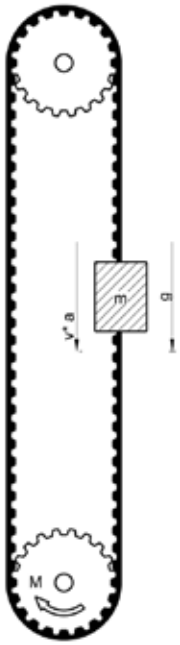
- Sicherheit auf zulässige Lasttrumkraft Si_{F1}
  $Si_{F1} = F_{1zul} / F_1$

- Sicherheit auf Bruchkraft Si_{Bruch}
  $Si_{Bruch} = F_{Bruch} / F_1$

Berechnung von Heberantrieben mit Zahnriemen aus Polyurethan

Kräfte und Spannungen im Zahnriemenantrieb

1. Hubanwendungen, ohne Gegengewicht, 2 Wellen



Berechnung der Umfangskraft F_U

Die Umfangskraft F_U an der Antriebsscheibe ergibt sich aus der Summe aller am Zahnriemen wirkenden Bewegungswiderstände. Die einzelnen Lastkomponenten werden nach eingehender Analyse der spezifischen Belastungsverhältnisse unter vertretbaren Annahmen und Vereinfachungen bestimmt. Im Folgenden sind die bei Hubanwendungen in der Regel wichtigsten Bewegungswiderstände dargestellt.
$F_U = \Sigma_{FBewegungswiderstände} \cdot F_B$

- **Reibkraft F_R**
  Reibkraft zwischen zu bewegender Masse und ihrer Lagerung senkrecht zur Bewegungsrichtung.
  $F_R = \mu \cdot g \cdot m \cdot \cos\beta$

- **Gewichtskraft F_G**
  Kraft aufgrund der Massekomponente der zu bewegenden Last parallel zur Förderrichtung.
  $F_G = m \cdot g \cdot \sin\beta$

- **Beschleunigungskraft F_a**
  Kraft zur Beschleunigung der zu bewegenden Masse.
  $xF_a = m \cdot a$

- **Weitere Kräfte**
  Bewegungswiderstände, wie z.B. aufgrund der Masse des Zahnriemens, der Umlenkscheibe oder ähnliche, werden in der Regel nicht berücksichtigt, können aber im Extremfall entscheidenden Einfluss auf die Gesamtgröße der Umfangskraft und damit auf die Zahnriemenbelastung ausüben. Die Einschätzung dieser Einflüsse muss im Laufe der Berechnungen erfolgen. Im Extremfall müssen auch diese Teilkräfte berechnet und berücksichtigt werden.

Berechnung der Vorspannkraft F_v

Für einen störungsfreien Betrieb ist es erforderlich, dass das Leertrum in jedem Betriebsfall eine bestimmte Spannung nicht unterschreitet. Dies wird durch das Vorspannen des Zahnriemens gewährleistet. Zur Bestimmung der Vorspannkraft ist zunächst die optimale Leertrumkraft mit folgender Formel zu ermitteln:

$F_{2opt} = (0{,}1 \ldots 0{,}3) \cdot F_U$

Die höheren Werte werden für längere Zahnriemenlängen empfohlen.
Ausgehend von einer optimalen Leertrumkraft F_{2opt} wird die Vorspannkraft F_V unter Berücksichtigung des Verhältnisses der Länge des Lasttrumes L_1 zur Gesamtlänge des Zahnriemens L ermittelt.

Zahnriemenauswahl

Zur Auswahl des in der Anwendung zu verwendenden Zahnriementyps sowie dessen Breite werden die oben ermittelten Werte F_U und F_1 mit den jeweils zulässigen Daten aus dem vorliegenden Katalog verglichen. Nach der ersten Vorauswahl ist die sich ergebende Zähnezahl der Antriebsscheibe zu ermitteln. Aus der ermittelten Zähnezahl und dem Umschlingungswinkel des Zahnriemens um die Zahnscheibe ergibt sich die Anzahl der Zahnriemenzähne, welche sich permanent im Eingriff mit der Scheibe befinden und zur Kraftübertragung genutzt werden können.

Bei einer Zähnezahl im Eingriff < 15 Zähne ist die zulässige Umfangskraft F_{Uzul} mit Hilfe eines Korrekturfaktors t_e, welcher aus Tabelle 1 für den Zahneingriffsfaktor zu entnehmen ist, zu korrigieren. Auf die gleiche Art und Weise wird auch die Fördergeschwindigkeit berücksichtigt. Der benötigte Korrekturfaktor t_v für die Geschwindigkeit wird aus Tabelle 2 für den Geschwindigkeitsfaktor entnommen.

Somit ergibt sich die zulässige Umfangskraft in der jeweiligen Anwendung zu:

$$F_{UzulAn} = F_{Uzul} \cdot t_e \cdot t_v$$

Tabelle 1

Zahneingriffsfaktor t_e	
Eingriffszähnezahl	**Faktor**
3	0,39
4	0,50
5	0,59
6	0,67
7	0,74
8	0,80
9	0,85
10	0,89
11	0,92
12	0,95
13	0,97
14	0,99
15	1,00

Tabelle 2

Geschwindigkeitsfaktor t_v	
Geschwindigkeit (m/s)	**Faktor**
0	1,00
1	0,99
2	0,98
3	0,97
4	0,95
5	0,93
6	0,90
7	0,87
8	0,84
9	0,81
10	0,77

F_{UzulAn} und F_{1zul} sollten jeweils größer als die tatsächlich in der Anwendung vorherrschenden Kräfte sein.

$F_{UzulAn} > F_U$
$F_{1zul} > F_1$

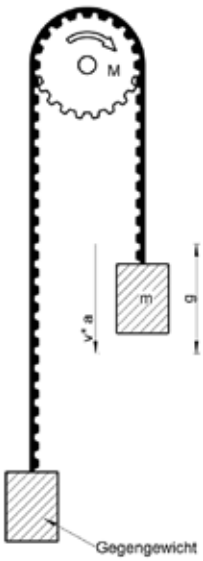
Berechnung der Sicherheiten S_i

- Sicherheit auf zulässige Umfangskraft Si_{FU}
  $Si_{FU} = F_{UzulAn} / F_U$

- Sicherheit auf zulässige Lasttrumkraft Si_{F1}
  $Si_{F1} = F_{1zul} / F_1$

- Sicherheit auf Bruchkraft Si_{Bruch}
  $Si_{Bruch} = F_{Bruch} / F_1$

2. Hubanwendungen, mit Gegengewicht, 1 Welle



Berechnung der Umfangskraft F_U
Die Umfangskraft F_U an der Antriebsscheibe ergibt sich aus der Summe aller am Zahnriemen wirkenden Bewegungswiderstände. Die einzelnen Lastkomponenten werden nach eingehender Analyse der spezifischen Belastungsverhältnisse unter vertretbaren Annahmen und Vereinfachungen bestimmt. Im Folgenden ist die Umfangskraft, bei einer Hubanwendung mit Gegengewicht und einer Scheibe, in der Regel als wichtigster Bewegungswiderstand dargestellt:

$F_U = m \cdot (g+a) - m_{Gegengewicht} \cdot (g-a)$

- **Weitere Kräfte**
  Bewegungswiderstände, wie z.B. aufgrund der Masse des Zahnriemens oder Ähnliche, werden in der Regel nicht berücksichtigt, können aber im Extremfall entscheidenden Einfluss auf die Gesamtgröße der Umfangskraft und damit auf die Zahnriemenbelastung ausüben. Die Einschätzung dieser Einflüsse muss im Laufe der Berechnungen erfolgen. Im Extremfall müssen auch diese Teilkräfte berechnet und berücksichtigt werden.

- **Berechnung der Vorspannkraft F_V**
  Entfällt bei Hubanwendungen mit Gegengewicht und einer Scheibe.

Berechnung der Lasttrumkraft F_1

Die max. Lasttrumkraft ergibt sich im ungünstigsten Betriebsfall (Start der Anwendung aus dem Stillstand) zu:

$F_{1max} = m_{max} \cdot (a + g)$

Zahnriemenauswahl

Zur Auswahl des in der Anwendung zu verwendenden Zahnriementyps sowie dessen Breite werden die oben ermittelten Werte F_U und F_1 mit den jeweils zulässigen Daten aus dem vorliegenden Katalog verglichen. Nach der ersten Vorauswahl ist die sich ergebende Zähnezahl der Antriebsscheibe zu ermitteln. Aus der ermittelten Zähnezahl und dem Umschlingungswinkel des Zahnriemens um die Zahnscheibe ergibt sich die Anzahl der Zahnriemenzähne, welche sich permanent im Eingriff mit der Scheibe befinden und zur Kraftübertragung genutzt werden können.

Bei einer Zähnezahl im Eingriff < 15 Zähne ist die zulässige Umfangskraft F_{Uzul} mit Hilfe eines Korrekturfaktors t_e, welcher aus Tabelle 1 für den Zahneingriffsfaktor zu entnehmen ist, zu korrigieren. Auf die gleiche Art und Weise wird auch die Fördergeschwindigkeit berücksichtigt. Der benötigte Korrekturfaktor t_v für die Geschwindigkeit wird aus Tabelle 2 für den Geschwindigkeitsfaktor entnommen.

Somit ergibt sich die zulässige Umfangskraft in der jeweiligen Anwendung zu:

$F_{UzulAn} = F_{Uzul} \cdot t_e \cdot t_v$

Tabelle 1

Zahneingriffsfaktor t_e	
Eingriffszähnezahl	**Faktor**
3	0,39
4	0,50
5	0,59
6	0,67
7	0,74
8	0,80
9	0,85
10	0,89
11	0,92
12	0,95
13	0,97
14	0,99
15	1,00

Tabelle 2

Geschwindigkeitsfaktor t_v	
Geschwindigkeit (m/s)	**Faktor**
0	1,00
1	0,99
2	0,98
3	0,97
4	0,95
5	0,93
6	0,90
7	0,87
8	0,84
9	0,81
10	0,77

F_{UzulAn} und F_{1zul} sollten jeweils größer als die tatsächlich in der Anwendung vorherrschenden Kräfte sein.

$F_{UzulAn} > F_U$
$F_{1zul} > F_1$

Berechnung der Sicherheiten S_i

- Sicherheit auf zulässige Umfangskraft Si_{FU}
  $Si_{FU} = F_{UzulAn} / F_U$

- Sicherheit auf zulässige Lasttrumkraft Si_{F1}
  $Si_{F1} = F_{1zul} / F_1$

- Sicherheit auf Bruchkraft Si_{Bruch}
  $Si_{Bruch} = F_{Bruch} / F_1$

Unsere Anwendungstechnik verfügt über langjährige Erfahrungen in über 25 Branchen.
Nutzen Sie unser Kompetenzteam für die Auswahl der optimalen Antriebskomponenten. Ein Datenblatt zur Anfrage einer maßgeschneiderten Riemenauslegung finden Sie auf der letzten Seite. Informationen zu unseren optimal auf Ihre Anwendung abgestimmten Zahnscheiben im Produktkatalog Zahnriemenscheiben.

anwendungstechnik@walther-flender.de
Telefon: +49 (0) 211 - 7007 205

Alle Angaben, Berechnungen und sonstigen Informationen beruhen auf unserem aktuellen Wissensstand und wurden mit großer Sorgfalt erstellt. Die vorliegenden Daten sind unverbindlich und dienen ausschließlich Informationszwecken. Weitere Informationen finden Sie unter www.walther-flender.de

Projektdatenblatt

Datenblatt zur Auslegung von Heber- und Linearantrieben

anwendungstechnik@walther-flender.de

Sie finden dieses Datenblatt online unter www.walther-flender.de

Firma:_____ Ansprechpartner: _____

Telefon:_____ Email: _____

I. Projektinformationen:

○ Linearantrieb ○ Heberantrieb Sonstiges _____

Vorhandener Antrieb ○ ja ○ nein Bedarf Stück/Jahr:_____

II. Lebensdauer & Umgebung

NEU Max. gewünschte Anzahl Lastwechsel, z.B.: ○ unter 5.000 ○ ca. 500.000 ○ ca. 2,5 Mio.
○ ca. 5 Mio. ○ ca. 25 Mio. ○ Ihre Angabe_____

Betriebstemperatur: _____°C

Luftfeuchtigkeit: _____%

Chemische Einflüsse:
○ Öl (z.B. Ölnebel, Tropfen)
○ Wasser (z.B. Spritzwasser)
○ Säure (Art, Konzentration, Temperatur)
○ Staub (Art)
○ Sonstiges_____

III. Antriebsdaten:

Antriebsmaschine:

Drehzahl n_1 _____ min^{-1}

Leistung P_N_____ kW

Moment M_N_____Nm

M_{max} _____Nm

Abtrieb / Last:

Bewegte Masse m_L _____kg

Gegengewicht m_G _____kg

Geschwindigkeit v _____m/s

Max. Beschleunigung a _____m/s^2

Max. Verzögerung b _____m/s^2

Reibwert μ _____

Anlaufcharakteristik:
(z. B. Drehmomentverlauf-Einschaltart)

_____

_____

_____

○ Art der Belastung:
○ gleichförmig
○ ungleichförmig
○ stoßartig
○ reversierend

Gewünschte Positioniergenauigkeit: ±_____ mm

Antriebsanordnung : ○ Zwei-Scheiben-Anordnung ○ Omega-Anordnung ○ gem. Skizze

Achsabstandsbereich: von _____mm bis _____mm

Riemenlänge: ca. _____mm

Zul. Scheibendurchmesser: von _____mm bis _____mm

Welle-Nabe-Verbindung: ○ Spannsatz ○ TL-Buchse
○ Passfeder ○ Sonstiges

WALTHER FLENDER®
IHR EXPERTE FÜR DEN PERFEKTEN ANTRIEB

85 JAHRE

Walther Flender GmbH

Schwarzer Weg 100 –107
40593 Düsseldorf
Deutschland/Germany

sales@walther-flender.de
Tel. +49 (0) 211 70 07 00

Entdecken Sie weitere Expertentipps
und Downloads unter

www.walther-flender.de

und auch auf unserem
YouTube Kanal

TÜVRheinland®
ZERTIFIZIERT

Management System
ISO 9001:2015

www.tuv.com
ID 9105064423

RAT_BerHL_de_Mär21

**Wir produzieren für Sie an insgesamt
5 Standorten in Europa und Asien**