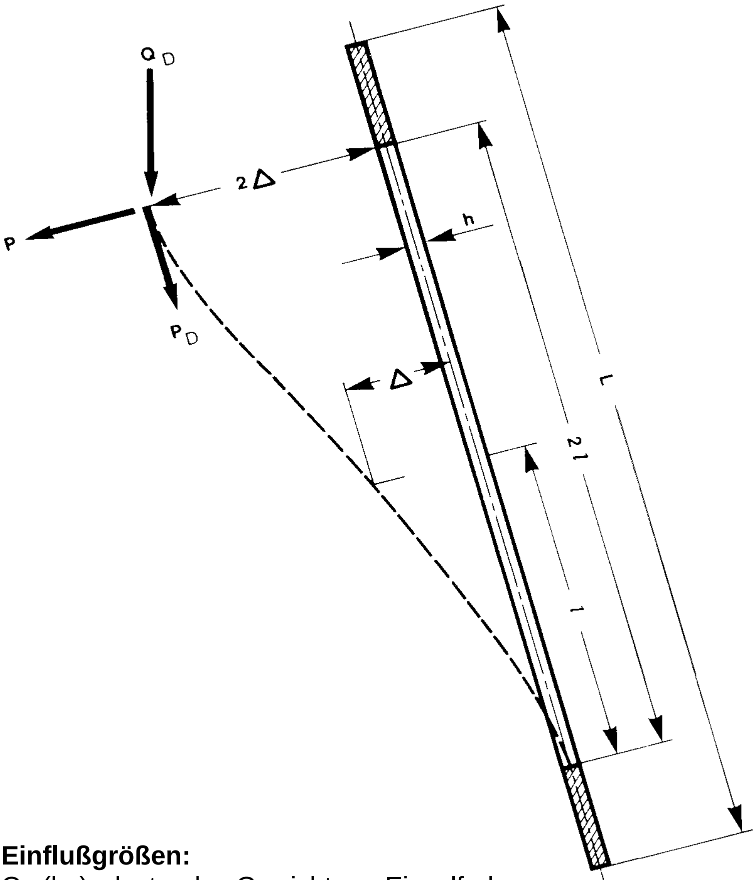
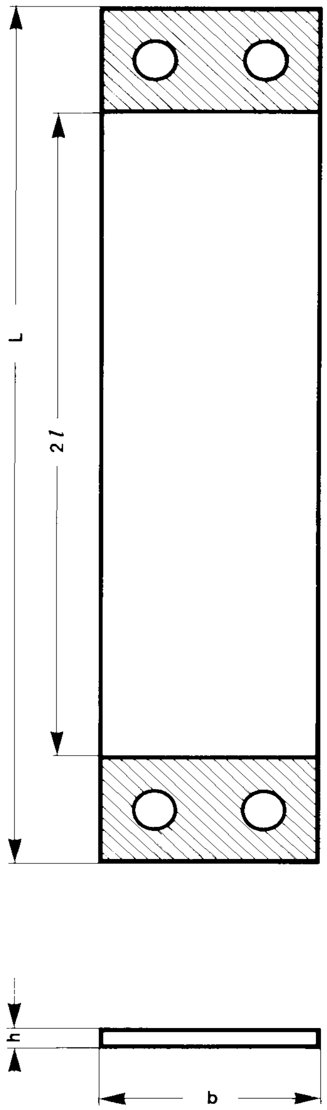
Produkt-Information

Berechnungsgrundlage für Blattfedern bei Resonanzfrequenz (Teil 1)



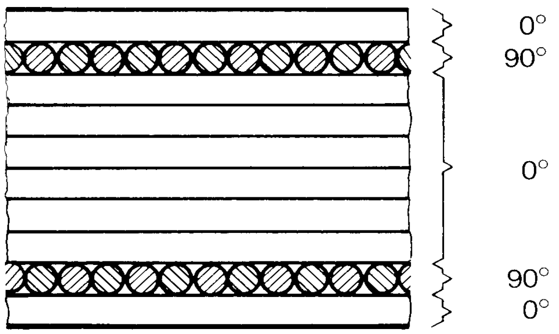


Einflußgrößen:

Q_D (kg) = lastendes Gewicht pro Einzelfeder
P_D (N) = Knicklast infolge Q_D
P (N) = Biegekraft zur Federauslenkung
2Δ (mm) = maximale Auslenkung
L (mm) = Gesamtfederlänge
2ℓ (mm) = freie Federlänge
h (mm) = Federdicke
b (mm) = Federbreite
f (sec^{-1}) = Arbeitsfrequenz
F_N (sec^{-1}) = Resonanzfrequenz des Schwingsystems
E (N/mm²) = Elastizitätsmodul des Federmaterials

Berechnungsgrundlage für Blattfedern bei Resonanzfrequenz (Teil 2)

Federkonfiguration



Die Federdicke h setzt sich zusammen aus:

n Lagen 0° mal 0,25 mm pro Lage
plus 2 Lagen 90° (für Federdicken ≤ 10 mm)
plus 4 Lagen 90° (für Federdicken 10 – 19 mm)
plus 6 Lagen 90° (für Federdicken ≥ 20 mm)

Mechanische Eigenschaften (bei RT):

Elastizitätsmodul	E	= 28 · 10³ N/mm²
Dauerbiegefestigkeit	σ_b	= 138 N/mm²
Reibungskoeffizient	S-Ply - Stahl	= 0,17 µ
	S-Ply - Alu	= 0,18 µ

Anmerkungen und Rechengang:

Q_D errechnet sich aus dem Gewicht der Rinne (Q_1) plus 20% des Fördergutgewichtes (Q_2), verteilt auf n Stützfedern.

(1) $$Q_D = \frac{Q_1 + 0{,}2 \cdot Q_2}{n}$$

Die Berechnungsgrundlage zur Ermittlung der Federdicke gilt für Schwingförderer, deren Arbeitsfrequenz der **Resonanzfrequenz** des Systems sehr nahe kommt.
Es gilt:

(2) $$f_N = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{M}}$$

für f ≅ f_N [Hz]
M = Q_D [kg]
K in [N/m]

Daraus resultiert für die Federkonstante K in der **Einheit N/mm**:

(3) $$K = \left(\frac{f_N}{5{,}03}\right)^2 \cdot M \quad \text{[N/mm]}$$

Für die Kraft P zur maximalen Federauslenkung gilt:

(4) $$P = K \cdot 2 \cdot \Delta = \frac{E \cdot b \cdot h^3 \cdot \Delta}{4 \cdot l^3}$$

Daraus errechnet sich die Federdicke h:

(5) $$\boxed{h = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot P \cdot l^3}{E \cdot b \cdot \Delta}}} \quad \text{[mm]}$$

Für die Kalkulation der maximalen Biegespannung σ_b gilt:

(6) $$\sigma_b = \frac{6 \cdot P \cdot l}{b \cdot h^2} + \frac{12 \cdot P_D \cdot \Delta}{b \cdot h^2} \quad \text{[N/mm²]}$$

Daraus resultiert für P_D « P:

(7) $$\boxed{\sigma_b = \frac{3 \cdot E \cdot h \cdot \Delta}{2 \cdot l^2}} \quad \text{[N/mm²]}$$

Spannungsanalyse und Ergebnisdiskussion:

Übersteigt der erreichte Wert für σ_b den zulässigen Wert von $\sigma_{b\,(zul.)}$ nicht, so ist diese Feder für einen Schwingförderer der zugrundegelegten Bauart geeignet.
Wird der Wert **jedoch überschritten**, kann eine Beschädigung (Delamination oder Bruch) infolge Überbeanspruchung eintreten.
Es bieten sich folgende konstruktive Änderungen an:
a) Vergrößerung der freien Federlänge 2 *l*
b) Erhöhung der Anzahl der Stützstellen
c) Einbau von mehreren Federn pro Stützstelle

Berechnungsgrundlage für Blattfedern bei Resonanzfrequenz (Teil 3)

Ersatz von Einzelfedern:

Zum Erreichen der max. zul. Biegespannung von 138 N/mm² gilt für den Ersatz von Einzelfedern der Dicke h_1 durch Federpakete mit n Einzelfedern der Dicke h_2:

$$n = \frac{h_1^3}{h_2^3}$$

bei konstanter Steifigkeit des Gesamtsystems

daraus folgt:

$$h_2 = \sqrt[3]{\frac{h_1^3}{n}}$$

Ersatz von Stahlblattfedern durch S-Ply-Blattfedern:

Für die äquivalente Steifigkeit von S-Ply– zu Stahlblattfedern bei gleichgroßem Federweg gilt:

$$h = h_{Stahl} \cdot \sqrt[3]{\frac{n \cdot E_{Stahl}}{E_{S\text{-}Ply}}}$$

wobei n die Blattanzahl der Stahlfedern ist.