

Federberechnung

1. Berechnung der Federkonstanten

Die schwingende Masse m berechnet sich aus dem Gewicht der Rinne plus zwanzig Prozent des Fördergutgewichtes, verteilt auf n Stützstellen:

$$(1) \quad m = \frac{m_1 + 0,2 \times m_2}{n} [kg]$$

Für Systeme, deren Arbeitsfrequenz f der Resonanzfrequenz sehr nahe kommt, gilt:

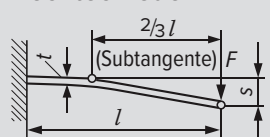
$$(2) \quad f [Hz] = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{\frac{c [N/m]}{m [kg]}}$$

Daraus resultiert für die Federrate c (Gesamtsystem):

$$(3) \quad c [N/mm] = \frac{(f [Hz] \times 2\pi)^2 \times m [kg]}{1000}$$

2. Federberechnung

Rechteckfeder



$$F_{zul} = \frac{bt^2}{6} \cdot \frac{\sigma_{b,zul}}{l}$$

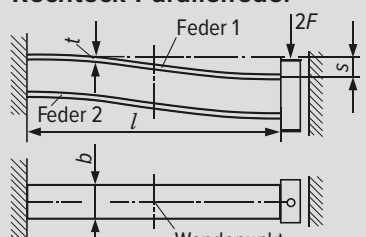
$$s = \frac{Fl^3}{3EI} = \frac{4Fl^3}{bt^3 E}$$

$$s_{zul} = \frac{2l^2 \sigma_{b,zul}}{3t E}$$

$$c = \frac{F}{s} = \frac{bt^3 E}{4l^3}$$

$$W = \frac{bt l}{18E} \sigma_b^2; \quad \eta_A = \frac{1}{9}$$

Rechteck-Parallelfeder



$$2F_{zul} = 2 \cdot \frac{bt^2}{3} \cdot \frac{\sigma_{b,zul}}{l}$$

$$s = \frac{Fl^3}{12EI} = \frac{Fl^3}{bt^3 E}$$

$$s_{zul} = \frac{l^2 \sigma_{b,zul}}{3t E}$$

$$c = \frac{bt^3 E}{l^3} \text{ je Feder}$$

$$W_{ges} = 2 \cdot \frac{bt l}{18E} \sigma_b^2; \quad \eta_A = \frac{1}{9}$$

In den häufigsten Fällen werden die Federn als Rechteck-Parallelfedern mit einer S-förmigen Auslenkung verbaut.

In diesem Fall wird die Federdicke t wie folgt berechnet (n ist die Anzahl der Stützstellen bzw. Federn, auf die sich die Gesamtfederkonstante verteilt. Für eine Einzelfeder gilt $n=1$):

$$(4) \quad t = \sqrt[3]{\frac{c \times l^3}{b \times E \times n}}$$

3. Überprüfung der max. Biegespannung σ_b

$$(5) \quad \sigma_b = \frac{3 \times E \times t \times s}{l^2}$$

S-Ply® yellow ($E = 28.000 \text{ N/mm}^2$; $\sigma_{b(zul.)} = 138 \text{ N/mm}^2$)

S-Ply® blue ($E = 28.000 \text{ N/mm}^2$; $\sigma_{b(zul.)} = 138 \text{ N/mm}^2$)

S-Ply® carbon ($E = 100.000 \text{ N/mm}^2$; $\sigma_{b(zul.)} = 315 \text{ N/mm}^2$)

Bleibt der errechnete Wert für σ_b unterhalb des zulässigen Wertes von $\sigma_{b(zul.)}$, so ist diese Feder für einen Schwingförderer der zugrunde gelegten 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 l
- b) Erhöhung der Anzahl der Stützstellen
- c) Einbau von mehreren Federn pro Stützstelle

4. Federpakete statt Einzelfedern

Um die max. zul. Biegespannung [N/mm^2] einzuhalten, können Einzelfedern der Dicke t_1 durch Federpakete mit n Einzelfedern der Dicke t_2 ersetzt werden:

$$(6) \quad t_2 = \sqrt[3]{\frac{t_1^3}{n}}$$

5. Ersatz vorhandener Blattfedern

(z. B. aus Stahl oder anderen Kunststoffen)

Für die Umrechnung gilt (n = Anzahl vorhandener Blattfedern):

$$t_{S-Ply} = t_{Stahl} \times \sqrt[3]{\frac{n_{Stahl} \times E_{Stahl}}{E_{S-Ply}}}$$

Bei einer „eins zu eins“ Umrechnung ist $n=1$. Gerade bei Stahlblattfedern können meist mehrere Federn (Federpakete) durch eine S-Ply-Blattfeder ersetzt werden. Anschließend muss, wie unter Punkt 3 beschrieben, die Biegespannung überprüft werden.