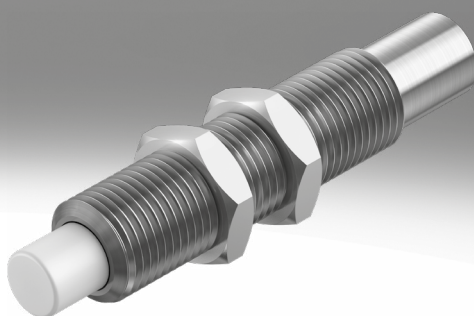


## Berechnungshilfe für dämpfende Elemente

**FESTO**



## Datenblatt

Mit dieser Auswahlhilfe ermitteln Sie für jeden Einsatzfall den richtigen Stoßdämpfer.

Bei der Auswahl des richtigen Stoßdämpfers ist es empfehlenswert, wie folgt vorzugehen:

Bei der Auswahl eines Stoßdämpfers für Ihren Anwendungsfall ist darauf zu achten, daß folgende Werte nicht überschritten werden:

Die in den Formeln benötigte (Winkel-)Geschwindigkeit ist die Geschwindigkeit beim Auftreffen auf den Stoßdämpfer. Diese ist abhängig von der Dynamik des Antriebselementes und daher nur schwer zu ermitteln.

Besser ist die mittlere Geschwindigkeit zu bestimmen ( $v_m = s/t$  bzw.  $\omega_m = \varphi/t$ ).

Folgende Formeln werden für die Berechnung benötigt:

Zusätzlich gilt für Rotationsbewegungen:

Folgende Abkürzungen wurden verwendet:

1. Ermittlung der zum Stoßzeitpunkt wirkenden

- Kraft (A)
- Ersatzmasse  $m_{ers}$
- Aufprallgeschwindigkeit (v)

– zulässige Energieauslastung pro Hub:

$$W_{min.} = 25 \%$$

$$W_{max.} = 100 \%$$

– empfohlene Energieauslastung pro Hub:

$$W_{opt.} = 50 \% \dots 100 \%$$

Um den Antrieb nicht zu zerstören, sollte aus Sicherheitsgründen mit den folgenden Werten gerechnet werden:

$$v = 1,25 \dots 2 v_m$$

$$\omega = 1,25 \dots 2 \omega_m$$

Anhaltswerte bei Linearbewegungen:

Faktor 2 bei Hub < 50 mm,  
Faktor 1,5 bei Hub > 50 mm und < 100 mm,

Faktor 1,25 bei Hub > 100 mm.

$$A = F + G$$

$$A = F + m \times g \times \sin \alpha$$

$$W_{ges} = 1/2 \times m \times v^2 + A \times s < W_{max.}$$

$$W_h = W_{ges.} \times \text{Hübe} / \text{Stunde} < W_{hmax.}$$

$$m_{ers.} = 1/R^2$$

$$v = w \times R$$

$$A = M/R + m \times g \times \sin \alpha \times a/R$$

$$A = \text{Zusatzkraft} = F + G \text{ [N]}$$

$$F = \text{Zylinderkraft minus Reibkraft [N]}$$

$$G = \text{Gewichtskraft} = m \times g \times \sin \alpha$$

Sonderfälle:

$$\alpha = 0^\circ: \text{Bewegung waagrecht}$$

$$G = 0$$

$$\alpha = 90^\circ: \text{Bewegung nach unten}$$

$$G = m \times g$$

$$\alpha = 90^\circ: \text{Bewegung nach oben:}$$

$$G = -m \times g$$

2. Auswahl des Stoßdämpfers aus den Diagrammen der nachfolgenden Seiten.

3. Überprüfung der Stoßdämpferauswahl anhand der max. Dämpfungsenergie ( $W_{max.}$ )

– max. Energieaufnahme pro Stunde

– max. Restenergie

– max. Anschlagkraft in der Endlage

Da die (Winkel-)Geschwindigkeit bei der Berechnung quadratisch eingeht, erhöht sich der zu erwartende Fehler beachtlich. Die Berechnung kann daher nur überschlägig in Betracht gezogen werden. Es ist durch den Sicherheitsfaktor jedoch gewährleistet, daß kein zu kleiner Stoßdämpfer ausgewählt wird.

$$v = \text{Auftreffgeschwindigkeit [m/s]}$$

$$m_{ers.} = \text{Ersatzmasse [kg]}$$

$$g = \text{Erdbeschleunigung } 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$s = \text{Stoßdämpferhub [m]}$$

$$\alpha = \text{Auftreffwinkel [}^\circ\text{]}$$

$$W_{ges.} = \text{Dämpfungsarbeit/Hub [J]}$$

$$W_h = \text{Dämpfungsarbeit/Stunde [J]}$$

$$J = \text{Massenträgheitsmoment [kg} \times \text{m}^2\text{]}$$

$$R = \text{Abstand zwischen Drehpunkt der Masse und Stoßdämpfer [m]}$$

$$\omega = \text{Winkelgeschwindigkeit [rad/s]}$$

$$M = \text{Antriebsmoment [Nm]}$$

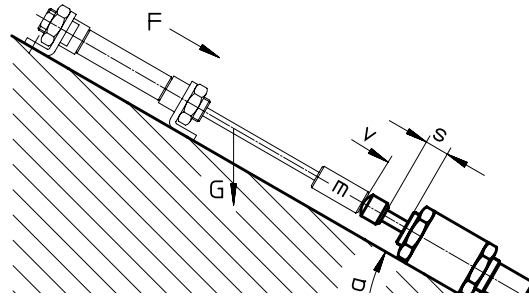
$$a = \text{Abstand des Schwerpunktes der Masse von der Drehachse}$$

## Datenblatt

### Auslegungsbeispiel für lineare Bewegung

Für die nebenstehende Skizze soll anhand eines Beispiels die Vorgehensweise zur Stoßdämpferauswahl aufgezeigt werden:

$$\begin{aligned}
 A &= F + m \times g \times \sin \alpha \\
 &= 190 \text{ N} + 50 \times 9,81 \times \sin \alpha \\
 &= 537 \text{ N} \\
 m_{\text{ers.}} &= m = 50 \text{ kg}
 \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
 m &= 50 \text{ kg} \\
 v &= 1,5 \text{ m/s} \\
 \alpha &= 45^\circ \\
 F &= 190 \text{ N}
 \end{aligned}$$

(Ø 20 mm bei p = 6 bar,  
1800 Hübe pro Stunde)

Für die Auswahl der Stoßdämpfer aus den Diagrammen (siehe Datenblätter) ist die erste rechts vom Schnittpunkt der Ersatzmasse ( $m_{\text{ers.}}$ ) und der Auftreffgeschwindigkeit ( $v$ ) liegende Kurve für die Kraft ( $A$ ) maßgebend. Die Kurven verschieben sich mit zunehmender Zusatzkraft nach links.

Für jeden Stoßdämpfer sind drei Kraftkurven angegeben. Zwischenwerte müssen gemittelt werden. Wie die Diagramme zeigen kommen die Stoßdämpfer DYSR-25-40 und YSR-25-40-C in Betracht.

Jetzt muss noch ermittelt werden, ob die zulässige Dämpfungsarbeit ( $W_{\text{max.}}$ ) und die Dämpfungsarbeit pro Stunde ( $W_{\text{hmax.}}$ ) nicht überschritten wird. Die max. zulässigen Werte sowie die Hublänge ( $s$ ) können den Tabellen (unter den Diagrammen) entnommen werden.

Probe:

$$\begin{aligned}
 W_{\text{ges.}} &= 1/2 \times m \times v^2 + A \times s \\
 &= (1/2 \times 50 \times 1,5^2 + \\
 &\quad 537 \times 0,04) \text{ Nm} = 78 \text{ J}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 W_{\text{h}} &= W_{\text{ges.}} \times \text{Hübe}/h \\
 &= 78 \text{ Nm} \times 1\,800 \\
 &= 140\,000 \text{ J}
 \end{aligned}$$

Für den obigen Anwendungsfall sind beide Stoßdämpfer geeignet. Weitere Auswahlkriterien sind die mögliche Einstellbarkeit und die Baugröße.

Ergebnis	DYSR-25-40	YSR-25-40-C
$W_{\text{ges.}}$	78 J	78 J
$W_{\text{h}}$	140000 J	140000 J
$W_{\text{max.}}^{1)}$	160 J > $W_{\text{ges.}}$	160 J > $W_{\text{ges.}}$
$W_{\text{hmax.}}$	220000 > $W_{\text{max.}}$	150000 > $W_{\text{max.}}$

1) Die Auslastung beträgt in beiden Fällen 49%.

## Datenblatt

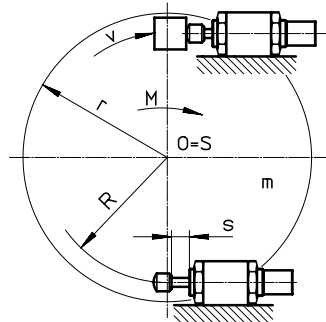
### Auslegungsbeispiel für Rotationsbewegung

Beispiel für die Rotationsbewegung:

$$m_{\text{ers.}} = J/R^2 = 8 \text{ kg}$$

$$v = \omega \times R$$

$$A = M/R = 40 \text{ N}$$



$$J = 2 \text{ kg m}^2$$

$$\omega = 4 \text{ rad/s}$$

$$R = 0,5 \text{ m}$$

$$M = 20 \text{ Nm}$$

900 Hübe pro Stunde

Für die Auswahl der Stoßdämpfer aus den Diagrammen (siehe Datenblätter) ist die erste rechts vom Schnittpunkt der Ersatzmasse ( $m_{\text{ers.}}$ ) und der Auftreffgeschwindigkeit ( $v$ ) liegende Kurve für die Kraft ( $A$ ) maßgebend. Die Kurven verschieben sich mit zunehmender Zusatzkraft nach links. Für jeden Stoßdämpfer sind drei Kraftkurven angegeben. Zwischenwerte müssen gemittelt werden. Wie die Diagramme zeigen, kommen die Stoßdämpfer DYSR-16-20 und YSR-16-20-C in Betracht. Jetzt muss noch ermittelt werden, ob die zulässige Dämpfungsarbeit ( $W_{\text{max.}}$ ) und die Dämpfungsarbeit pro Stunde ( $W_{\text{hmax.}}$ ) nicht überschritten wird. Die max. zulässigen Werte sowie die Hublänge ( $s$ ) können den Tabellen (unter den Diagrammen) entnommen werden. Anmerkung: Bei Rotationsanwendungen muss der Aufprallwinkel beachtet werden.

Probe:

$$\begin{aligned} W_{\text{ges.}} &= 1/2 \times m \times v^2 + A \times s \\ &= (1/2 \times 8 \times 2^2 + 40 \times 0,02) \text{ J} = 17 \text{ J} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{\text{h}} &= W_{\text{ges.}} \times \text{Hübe}/h \\ &= 17 \text{ J} \times 900 \\ &= 15\,300 \text{ J} \end{aligned}$$

Für den obigen Anwendungsfall sind beide Stoßdämpfer geeignet. Weitere Auswahlkriterien sind die mögliche Einstellbarkeit und die Baugröße.

Ergebnis	DYSR-16-20 <sup>3)</sup>	YSR-16-20-C
$W_{\text{ges.}}$	17 J	17 J
$W_{\text{h}}$	15 300 J	15 300 J
$W_{\text{max.}}$	32 J > $W_{\text{ges.}}$ <sup>1)</sup>	30 J > $W_{\text{ges.}}$ <sup>2)</sup>
$W_{\text{hmax.}}$	100000 > $W_{\text{max.}}$	64000 > $W_{\text{max.}}$

- 1) Die Auslastung beträgt 53%.
- 2) Die Auslastung beträgt 57%.
- 3) Ohne Puffer betreiben.