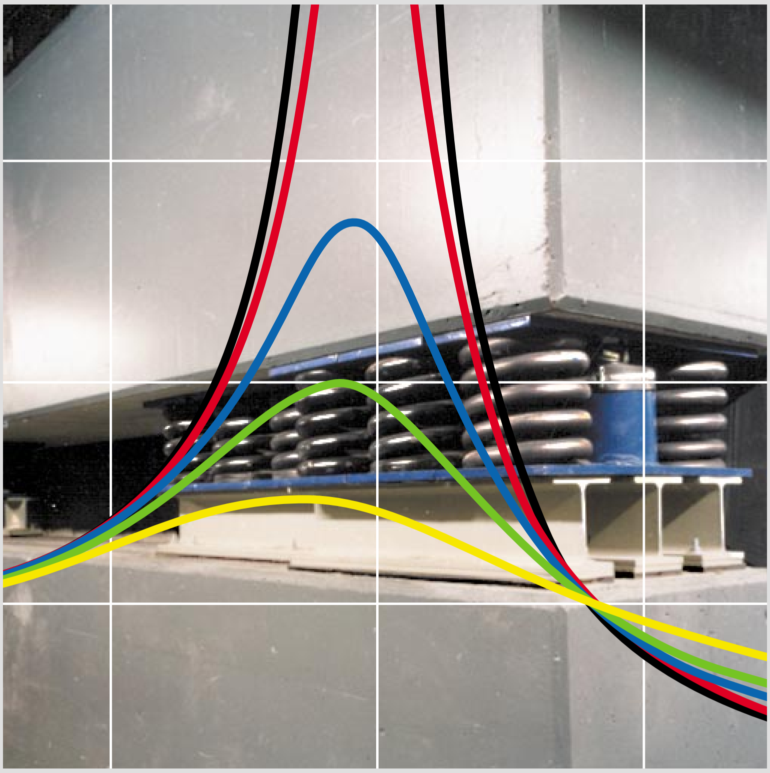
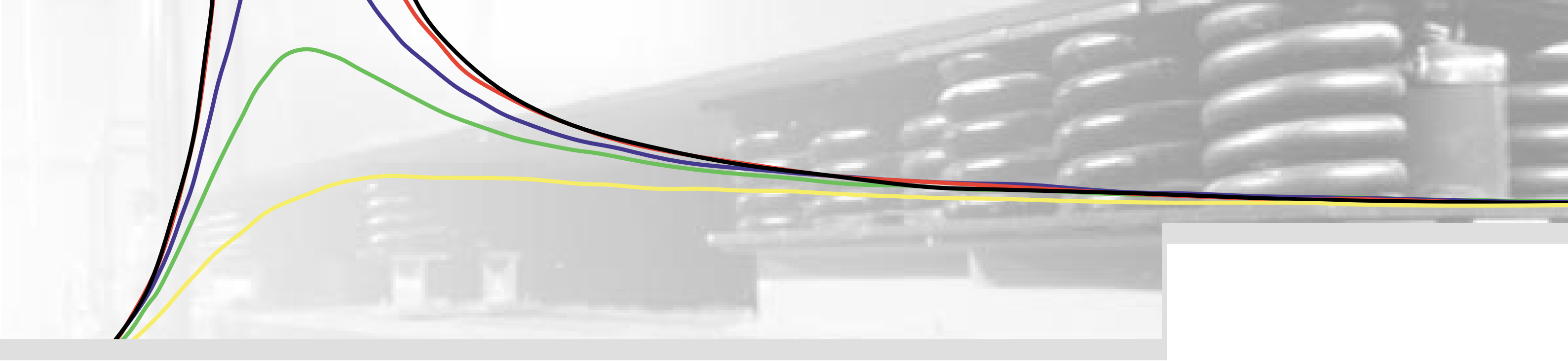
G+H SCHALLSCHUTZ



Schwingungsisolierung und Körperschalldämmung

Hilfen zur Auslegung von elastischen Lagerungen



Schwingungsisolierung und Körperschalldämmung

Hilfen zur Auslegung von elastischen Lagerungen

Vorwort

Körperschall- und Schwingungsprobleme treten in fast allen Bereichen der Technik auf.
Der Einsatz zweckgerechter Schutzmaßnahmen erfordert eine enge Zusammenarbeit zwischen dem Hersteller und dem Anwender von Isolierelementen.
Unsere breite Produktpalette von Elementen gewährleistet eine optimale Schwingungsisolierung bzw. Körperschalldämmung mit wirtschaftlich vertretbarem Aufwand.
Diese Druckschrift soll in allgemein verständlicher Form einen Überblick über die in diesem Zusammenhang auftretenden Fragen geben. Sie will und kann jedoch nicht das Spezialwissen des Fachberaters ersetzen, welches auf diesem komplexen Gebiet unentbehrlich ist.
Alle Angaben in dieser Druckschrift erfolgen nach bestem Wissen, ohne Gewähr. Sie befreien den Benutzer nicht von der eigenen Prüfung. Schadenersatzansprüche, die auf den Inhalt dieser Druckschrift gestützt werden, sind ausgeschlossen.

1. Einführung

Die Isolierung mechanischer Schwingungen bzw. die Dämmung von Körperschall durch den Einbau elastischer Lagerungen findet heute in fast allen Bereichen der Technik Anwendung. In Abhängigkeit vom betrachteten Frequenzbereich und dem mit den Isoliermaßnahmen angestrebtem Ziel spricht man dabei von Schwingungsisolierung bzw. von Körperschalldämmung.
Die Körperschalldämmung befaßt sich - vereinfacht ausgedrückt – mit der Reduzierung der Schwingungsübertragung im gesamten akustisch interessierenden Frequenzbereich, der sich von ca. 16 Hz bis 16 kHz erstreckt, und der damit angestrebten Reduzierung der Schalleinwirkung auf den Menschen.
Die Schwingungsisolierung beschränkt sich – im Zusammenhang mit dem Einsatz elastischer Lagerungen – schwerpunktmäßig auf die Reduzierung tieffrequenter mechanischer Schwingungen (f < 100 Hz) und der Beherrschung deren Auswirkungen auf die erregende Maschine selbst und die Umgebung. Dies beinhaltet sowohl die Verminderung der Weiterleitung von Schwingungen an die Umgebung, was als „aktive" Schwingungsisolierung oder auch als Emissionsschutz bezeichnet wird, als auch die Unterdrückung von außen einwirkender Schwingungen, was als „passive" Schwingungsisolierung oder auch Immissionsschutz bezeichnet wird.
Beide Maßnahmen verfolgen das Ziel, die Schwingungs-/Körperschalleinwirkung an einem vorgegebenen Aufpunkt in zulässigen Grenzen zu halten.
Hinsichtlich der Erregungen ist allgemein zwischen periodischen, stoßartigen und stochastischen Erregungsvorgängen zu unterscheiden. Periodische Erregungen treten bei Maschinen mit rotierenden Massen (Elektromotoren, Ventilatoren, Pumpen, Generatoren, etc.) auf; auch bei Kolbenmaschinen ist die durch die Kolbenbewegung verursachte Störkraft rein periodisch. Stoßartige Erregungen findet man z.B. bei Schmiedehämmern, Pressen und Stanzen. Dabei ist die erregende Kraft als kurzzeitiger Impuls wirksam. Bei breitbandigen, regellosen Schwingungen, wie sie vom Straßen- oder Schienenverkehr verursacht werden, spricht man von stochastischen Erregungen. Die Mehrzahl der praktischen Anwendungen befaßt sich mit der Schwingungsisolierung / Körperschall-dämmung bei periodischer Erregung.

2. Berechnungsgrundlagen, Kenngrößen

Beim Einbau einer elastischen Lagerung wird die Maschine oder auch die komplette Anlage über eine gewisse Anzahl von Isolierelementen (weiche Federn, weiche Schicht) auf dem Untergrund (Fundament, Decke, Boden,...) aufgestellt.
Bei der rechnerischen Auslegung der elastischen Lagerelemente wird das reale Schwingungssystem soweit wie möglich durch ein idealisiertes Ersatzsystem, bei dem sich das Schwingungsverhalten mit möglichst geringem Aufwand berechnen lässt, angenähert.

2.1 Ersatzsystem

Ein elastisch gelagertes System kann in erster Näherung als Ein-Massen-Schwinger betrachtet werden (Abb. 1). Der Ein-Massen-Schwinger kann translatorische und rotatorische Schwingungen in bzw. um die drei Raumachsen ausführen, er hat also sechs Freiheitsgrade. Entsprechend ergeben sich allgemein sechs System-Eigenfrequenzen. In den meisten praktischen Anwendungen ist es jedoch ausreichend, nur die translatorische Schwingung in vertikaler Richtung zu betrachten, weil die Krafteinwirkung meist in dieser Vorzugsrichtung erfolgt und somit in vertikaler

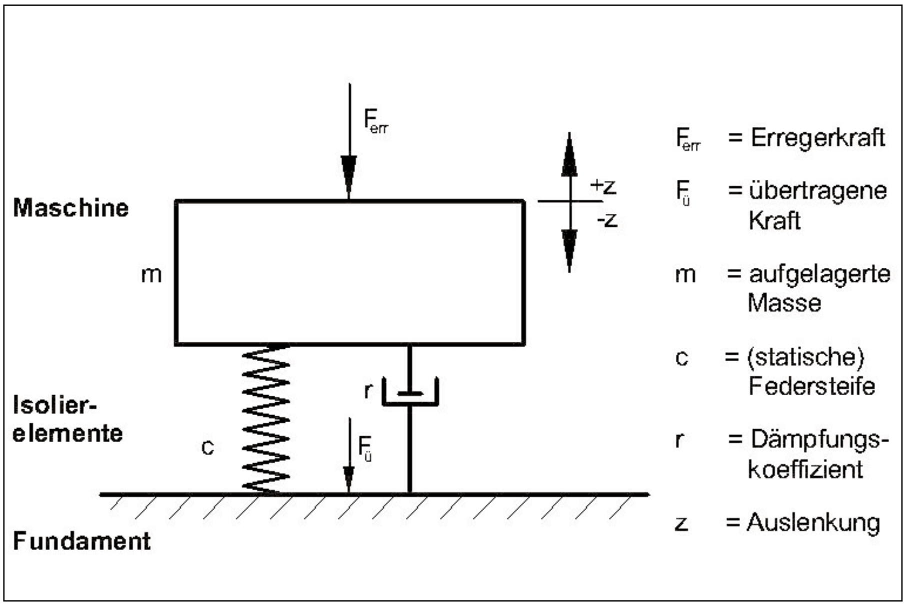
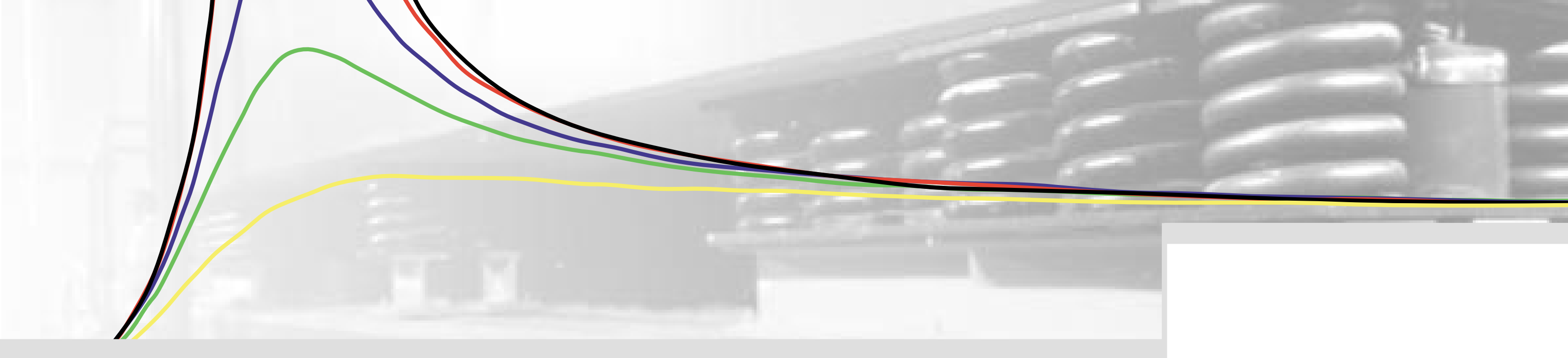


Abb. 1 *Ein-Massen-Schwinger*



Richtung auch die größten Schwingungsamplituden auftreten.
Die nachfolgenden Ausführungen beschränken sich auf die Behandlung des Schwingungssystems als Ein-Massen-Schwinger mit einem Freiheitsgrad. In Fällen, bei denen das reale Schwingungssystem im interessierenden Frequenzbereich von dem der Rechnung zugrundegelegten Ersatzsystem abweicht, sind weitergehende Berechnungen erforderlich, auf die hier nicht eingegangen werden kann.
Um eine bessere Anschaulichkeit zu erreichen, wird in den folgenden Ausführungen für die allgemein gehaltene Bezeichnung „elastisch gelagertes System“ der Ausdruck „elastisch gelagerte Maschine“ verwendet. Die Ausführungen sind jedoch nach wie vor allgemein gültig und nicht nur auf die Anwendung bei Maschinen begrenzt.

2.2 Federsteife (Federrate)

Die Federsteife (Federrate) ist ein Maß für die an der Feder auftretende Auslenkung infolge einer von außen einwirkenden Kraft. Es ist zu unterscheiden zwischen der statischen Federsteife (Federrate) c und der dynamischen Federsteife (Federrate) c_{dyn}.

2.2.1 Statische Federsteife (Federrate) c

Die statische Federsteife (Federrate) definiert den Zusammenhang zwischen der auf die Feder einwirkenden Kraft und der dadurch verursachten Einfederung beim Aufbringen einer statischen Last. In der graphischen Darstellung der Zusammenhänge kommt die Federsteife (Federrate) in der Steigung der Kennlinien zum Ausdruck. In Abb. 2 sind als Beispiele typische Federkennlinien einer Stahlfeder und einer Gummifeder angegeben.
Stahlfedern weisen eine lineare Kennlinie auf. Hier kann der Zusammenhang zwischen der statischen Last und davon hervorgerufener Einfederung im gesamten Lastbereich durch einen konstanten Koeffizienten, durch die statische Federsteife (Federrate), beschrieben werden. Bei Gummifedern ist das nur eingeschränkt möglich, da die Kennlinie im allgemeinen nur in einem eingeschränkten Lastbereich

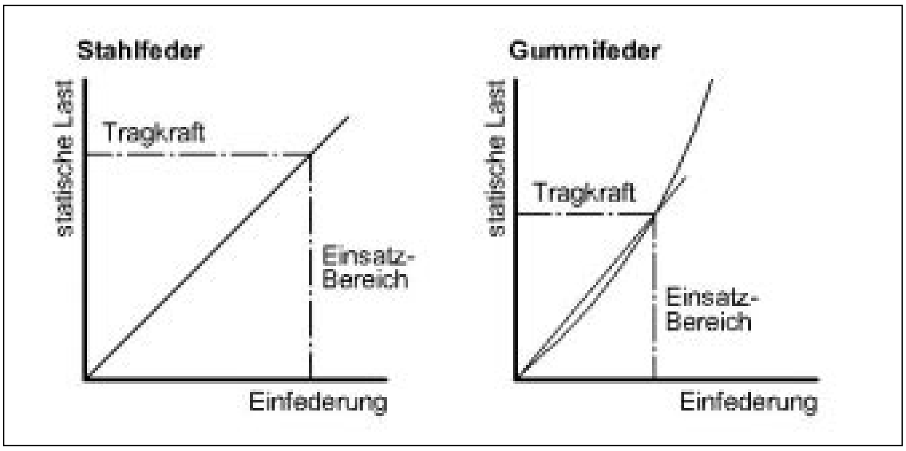


Abb. 2 *Statische Federkennlinien*

annähernd linear verläuft.
Bei Gummifedern aus unserer Produktpalette kann die Federsteife (Federrate) im Lastbereich unterhalb der in den Datenblättern angegebenen Tragkraft in Näherung als „linear“ angenommen werden.

2.2.2 Dynamische Federsteife (Federrate) c_{dyn}

Isolierelemente zeigen, in Abhängigkeit von den Eigenschaften der verwendeten Werkstoffe, bei dynamischer Beanspruchung im Allgemeinen eine höhere Steife als bei allein statischer Beanspruchung. Die Elemente werden bei dynamischer Beanspruchung „härter“.
Dieser Sachverhalt wird im dynamischen Beiwert kd, der das Verhältnis der dynamischen zur statischen Steife angibt, zum Ausdruck gebracht.

Die dynamische Federsteife (Federrate) ergibt sich nach:

$$c_{dyn} = k_d \cdot c \qquad (1)$$

c statische Federsteife (Federrate)
k_d dynamischer Beiwert

Bei Stahlfedern ist die „Verhärtung“ in der Praxis vernachlässigbar, bei Gummifedern dagegen muss sie berücksichtigt werden. Die dynamischen Beiwerte und statischen Federsteifen (Federraten) der Isoliermittel sind den entsprechenden Datenblättern der Elemente zu entnehmen.

2.3 Eigenfrequenz f_o der elastischen Lagerung

Die Eigenfrequenz des Ein-Massen-Schwingers (Abb. 1) berechnet sich allgemein aus der Beziehung:

$$f_o = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{C_{dyn}}{m}}$$

als Zahlenwertgleichung:

$$f_o \approx 5 \cdot \sqrt{\frac{k_d \cdot c\,[N/mm]}{m\,[kg]}}\,[Hz] \qquad (2)$$

Bei Stahlfedern ($k_d \approx 1$) vereinfacht sich die Berechnung der Eigenfrequenz, hier ist:

$$f_o \approx 5 \cdot \sqrt{\frac{c\,[N/mm]}{m\,[kg]}}\,[Hz] \qquad (3)$$

Bei flächenhaften Isoliermitteln (Platten) gilt entsprechend:

$$f_o = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{E_{dyn}}{d \cdot m^2}}$$

Als Zahlenwertgleichung:

$$f_o \approx 50 \cdot \sqrt{\frac{E_{dyn}\,[N/mm^2]}{d\,[mm] \cdot m''[kg/cm^2]}}\,[Hz] \qquad (4)$$

E_{dyn} = Dynamischer Elastizitätsmodul der Platte
d = Dicke der Platte
m” = Massenbelag (Flächenpressung)

Hilfen zur Auslegung von elastischen Lagerungen

Die dynamischen und statischen Kennwerte unserer Platten sind in den entsprechenden Produktinformationen und Datenblättern in Abhängigkeit von den auslegungsrelevanten Parametern direkt angegeben und können von dort – ohne Zwischenrechnung – übernommen werden.

2.4 Statische Einfederung Δh, Betriebshöhe (Höhe unter Last) H_B

Zwischen der Eigenfrequenz f_0 der elastischen Lagerung und der vertikalen Einfederung der Isolierelemente unter der statischen Last der Maschine besteht der Zusammenhang:

$$\Delta h = \frac{g \cdot k_d}{(2\pi \cdot f_0)^2}$$

g = 9,81 m/s² (Erdbeschleunigung)

Daraus ergibt sich:

$$\Delta h = \frac{250 \cdot k_d}{(f_0[\text{Hz}])^2} \ [\text{mm}] \qquad (5)$$

In Abb. 3 ist die statische Einfederung Δh über der Eigenfrequenz f_o aufgetragen. Parameter ist der dynamische Beiwert k_d.

Nach erfolgter Auswahl der Isolierelemente kann die statische Einfederung auch unmittelbar aus der statischen Belastung der Elemente ermittelt werden:

$$\Delta h = 9{,}81 \ \frac{m[\text{kg}]}{c\,[\text{N/mm}]} \ [\text{mm}] \qquad (6)$$

c = statische Federsteife (Federrate)
m = aufgelagerte Masse

Aus der Höhe der Elemente im unbelasteten Zustand, Anlieferungshöhe (Höhe ohne Last) H_A, abzüglich der statischen Einfederung Δh ergibt sich die Betriebshöhe (Höhe unter Last) H_B der elastischen La-

$$H_B = H_A - \Delta h \qquad (7)$$

Bei vorgespannten Elementen ist die bereits über die Vorspannung aufgebrachte Einfederung zu berücksichtigen. Die entsprechenden Werte sind den Datenblättern zu entnehmen.

2.5 Dämpfungsgrad D

Die Dämpfung der Isolierelemente ist von Interesse, um zum einen bei stoßartiger Erregung des Schwingungssystems die Ausschwingvorgänge zu verkürzen (Abb. 4) und zum anderen bei periodischer Erregung beim Durchfahren der Eigenfrequenz f_o der Lagerung, die übertragenen Kräfte bzw. Schwingamplituden (Abb. 6) und die Amplitudenüberhöhung (Abb. 10) an der Maschine selbst zu reduzieren.
Rechnet man – wie in der Praxis üblich – mit einer zur Schwinggeschwindigkeit proportionalen Dämpfungskraft oder anders ausgedrückt, mit einem von der Schwinggeschwindigkeit unabhängigen Dämpfungskoeffizienten, dann besteht zwischen dem Dämpfungsgrad D und den Parametern m, c und r der Lagerung (Abb. 1) der Zusammenhang:

$$D = \frac{r}{2 \cdot \sqrt{m \cdot k_d \cdot c}} \qquad (8)$$

$$D = \frac{r}{2 \cdot m \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_0)} = \frac{r \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_0)}{2 \cdot k_d \cdot c}$$

r = Dämpfungskoeffizient des Isolierelements
f_o = Eigenfrequenz des Systems „elastische Lagerung"

Der Dämpfungsgrad D (früher: "Lehrsches Dämpfungsmaß") ist eine Systemkonstante. Eine weitverbreitete Größe zur Beschreibung der Dämpfung ist auch der Verlustfaktor η der elastischen Lagerung. Zwischen dem Dämpfungsgrad D und dem Verlustfaktor h besteht der einfache Zusammenhang:

$$D = \eta / 2 \qquad (9)$$

Da Stahlfedern nur schwach bedämpft sind, werden diese bei Bedarf in Kombination mit zusätzlichen Dämpfungselementen aus dem Lieferprogramm eingesetzt. Bei der praktischen Auslegung „bedämpfter" elastischer Lagerungen wird ein Dämpfungsgrad D von 0,1 bis 0,3 angestrebt. Damit hält sich die Amplitudenüberhöhung beim Durchfahren der Eigenresonanz in vertretbaren Grenzen, ohne daß die Isolierwirkung der Lagerung im Betriebsbereich nennenswert beeinträchtigt wird.

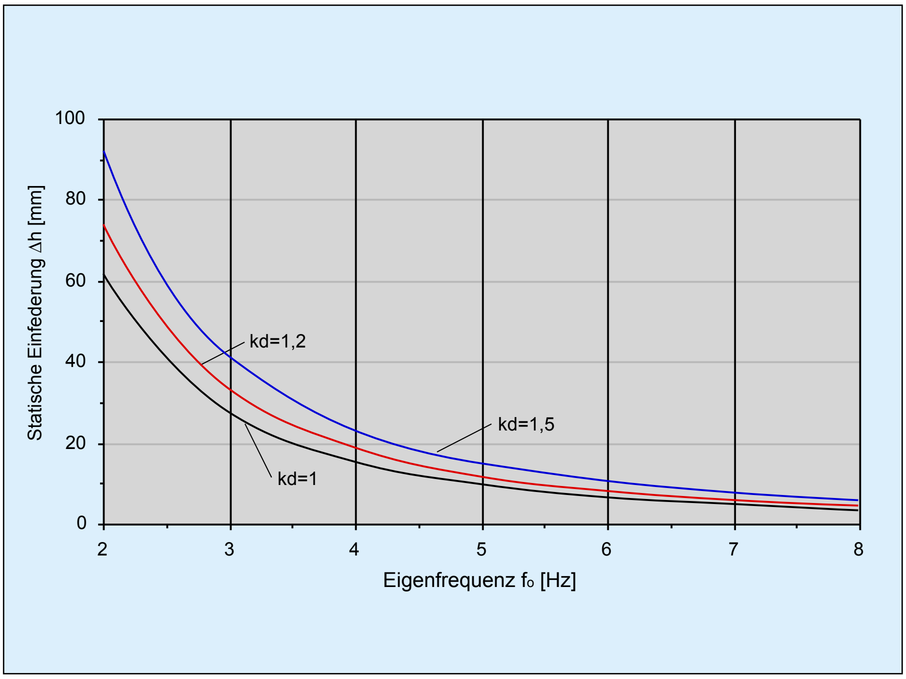
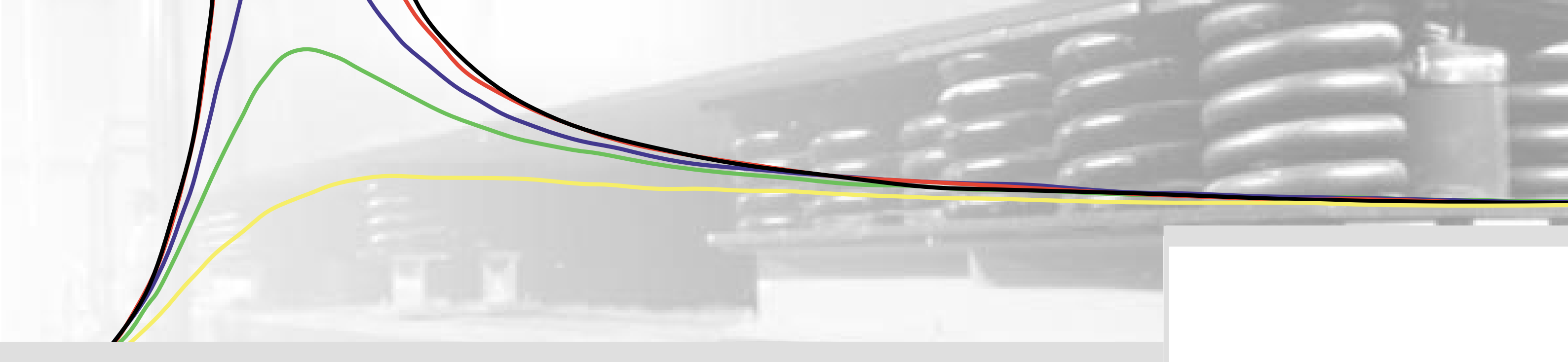


Abb. 3 *Statische Einfederung als Funktion der Eigenfrequenz*

2.6 Abklingkonstante σ

Bei stoßartiger Erregung wird das Schwingungssystem breitbandig angeregt und schwingt in seiner Eigenfrequenz f_o aus. Die Abnahme der Amplitude der freien



Schwingung hängt von der Abklingkonstante des Systems ab. Zwischen der Eigenfrequenz f_o , dem Dämpfungsgrad D und der Abklingkonstante σ besteht der Zusammenhang:

$$\sigma = 2 \pi f_0 \cdot D \qquad (10)$$

Mit Gleichung (8) kann dafür auch geschrieben werden:

$$\sigma = \frac{r}{2 \cdot m} \qquad (11)$$

Die Abnahme der Hüllkurve der freien gedämpften Schwingung (Abb. 4) folgt der Beziehung:

$$A_0 / A_n = e^{\sigma \cdot \Delta t_n} \qquad (12)$$

Wie die Gleichungen zeigen, klingt die freie Schwingung um so schneller über der Zeit ab, je größer die Abklingkonstante σ ist, d.h. je größer der Dämpfungsgrad D und je höher die Eigenfrequenz f_o des Schwingungssystems sind. Oder anders ausgedrückt, je größer bei gegebener Masse m der Dämpfungskoeffizient ist.

2.7 Frequenzverhältnis λ

Das Frequenzverhältnis λ ist als „normierte Frequenz“ zu verstehen, bei der die Erregerfrequenz f_{err} auf die Eigenfrequenz f_o der elastischen Lagerung bezogen ist.

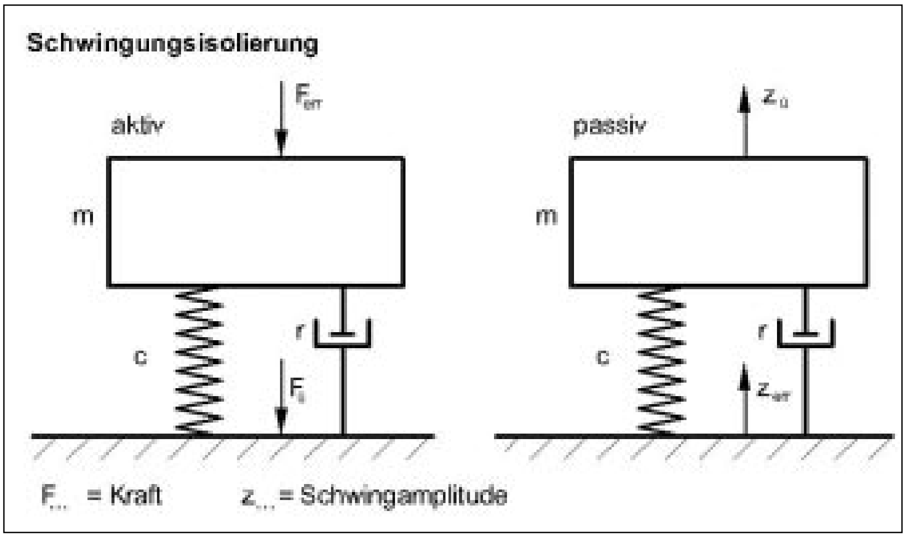


Abb. 5 *Kraft-/Amplitudenübertragungsfunktion bei aktiver/passiver Schwingungsisolierung*

$$\lambda = \frac{f_{err}}{f_0} \qquad (13)$$

Durch die “Normierung” lassen sich die nachfolgenden Übertragungsfunktionen übersichtlich über der Frequenz darstellen.
Das Frequenzverhältnis ist eine der bedeutenden Größen bei der Auslegung von elastischen Lagerungen. Wie in den folgenden Kapiteln beschrieben, wird ein Frequenzverhältnis von mindestens 3 angestrebt.

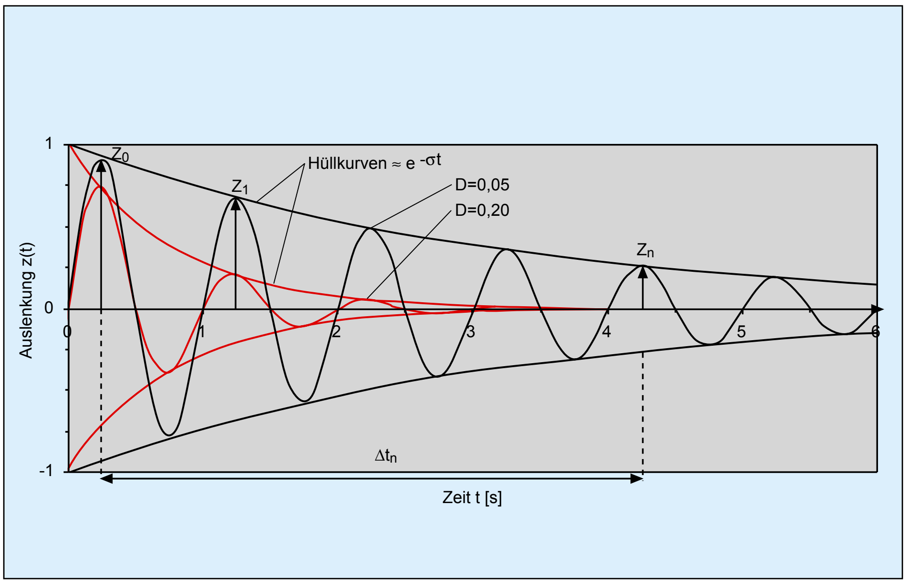


Abb. 4 *Abklingen der freien gedämpften Schwingung eines Ein-Massen-Schwingers mit einem Freiheitsgrad*

2.8 Kraft-/Amplitudenübertragungsfunktion a

Bei der „aktiven“ Schwingungsisolierung (Abb. 5) wird die Erregerkraft F_{err} von der elastisch gelagerten Maschine über die Isolierelemente auf das Fundament übertragen.
Das Verhältnis der auf das Fundament übertragenen Kraft $F_ü$, bezogen auf die Erregerkraft F_{err}, wird als Kraftübertragungsfunktion α bezeichnet:

$$\alpha = \frac{F_ü}{F_{err}} \qquad (14)$$

Bei periodischer Erregung besteht zwischen dem Dämpfungsgrad D, dem Frequenzverhältnis λ und der Übertragungsfunktion α der Zusammenhang:

$$\alpha = \sqrt{\frac{1 + (2 \cdot D \cdot \lambda)^2}{(1 - \lambda^2)^2 + (2 \cdot D \cdot \lambda)^2}} \qquad (15)$$

Die Übertragungsfunktion α gilt in analoger Weise für die Amplitudenübertragung bei der „passiven“ Schwingungsisolierung (Abb. 5) mit:

$$\alpha = \frac{Z_ü}{Z_{err}} \qquad (16)$$

Die Übertragungsfunktion α ist in Abb. 6 über dem Frequenzverhältnis λ aufgetragen; Parameter in den Kurven ist der Dämpfungsgrad D.

Hilfen zur Auslegung von elastischen Lagerungen

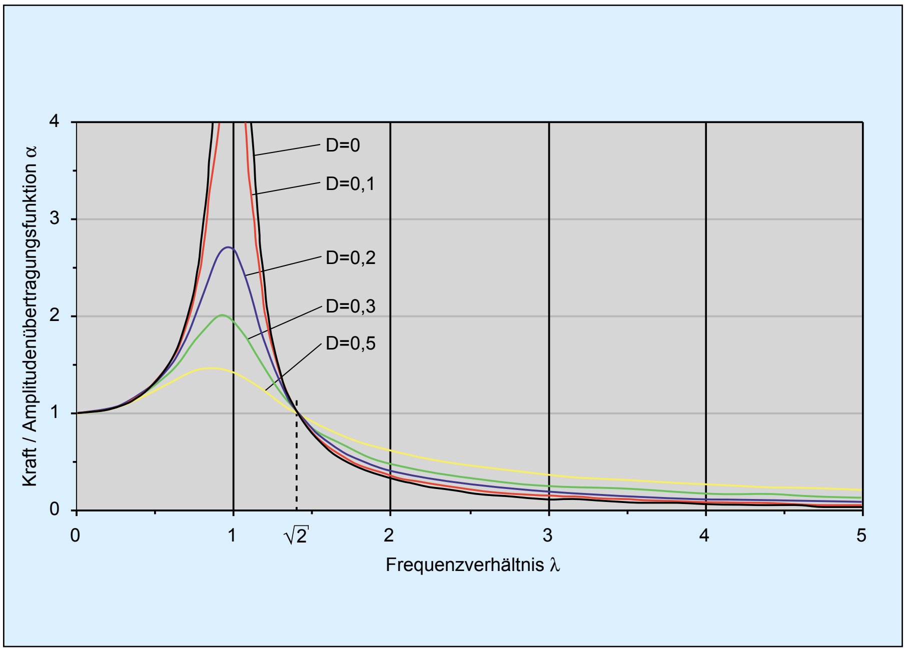


Abb. 6 *Kraft-/Amplitudenübertragungsfunktion bei aktiver/passiver Schwingungsisolierung in Abhängigkeit vom Frequenzverhältnis und vom Dämpfungsgrad*

Wie Abb. 6 zeigt, ist die Übertragungsfunktion α im Frequenzbereich $\lambda < \sqrt{2}$ größer als 1, d.h. die Schwingungsübertragung wird in diesem Bereich nicht vermindert, sondern ganz im Gegenteil, aufgrund der Resonanzeinwirkungen des Schwingungssystems noch erhöht. Das Maximum der Überhöhung tritt im Bereich der Eigenfrequenz ($\lambda \approx 1$) auf, es ist um so schwächer ausgebildet, je höher die Dämpfung ist.
Im Frequenzbereich $\lambda < \sqrt{2}$ wird die Schwingungsübertragung mit ansteigender Frequenz vermindert, wobei aber hier die Isolierwirkung um so besser ist, je geringer die Dämpfung ist.
Die Auswirkungen der Dämpfung sind in den genannten Frequenzbereichen in der Tendenz also genau gegenläufig.
Bei Lagerungen, die nicht gezielt mit zusätzlichen Dämpfern ausgeführt werden (hier ist D < 0,1), ist der Einfluß der Dämpfung auf die Übertragungsfunktion α - für Erregerfrequenzen im Bereich $\lambda > 3$ - in der Praxis vernachlässigbar.
Für die praktische Auslegung elastischer Lagerungen ohne zusätzliche Dämpfer ist somit in Näherung:

$$\alpha_{D\to 0} \approx \frac{1}{|1-\lambda^2|} \qquad (17)$$

2.9 Dämmung ΔL_α

Die Isolierwirkung der Lagerung wird - insbesondere in der Akustik - häufig auch in Pegelform dargestellt. Angegeben wird die Dämmung durch:

$$\Delta L_\alpha = 20 \cdot \lg\frac{1}{\alpha} \; [\mathrm{dB}] \qquad (18)$$

In Abb. 7 ist die Dämmung ΔL_α über dem Frequenzverhältnis λ aufgetragen; Parameter ist der Dämpfungsgrad D.

2.10 Isolierfaktor I

Der Isolierfaktor I gibt die Verminderung der Erregergröße in % an:

$$I = (1-\alpha)\cdot 100 \; [\%] \qquad (19)$$

Die Angabe wird auf das Frequenzverhältnis $\lambda < \sqrt{2}$, wo eine positive Isolierwirkung auftritt, beschränkt. Der Isolierfaktor ist in Abb. 8 angegeben; Parameter an den Kurven ist wieder der Dämpfungsgrad D.
Bei Lagerungen mit vernachlässigbarer Dämpfung (D < 0,1) kann der Isolierfaktor in Näherung auch direkt aus dem Frequenzverhältnis berechnet werden.
Dabei ist

$$I_{D\to 0} \quad \frac{\lambda^2-2}{\lambda^2-1}\cdot 100 \; [\%] \qquad (20)$$

Gibt man bei der praktischen Auslegung einer elastischen Lagerung den Isolierfaktor I, bzw. die Dämmung ΔL_α oder die

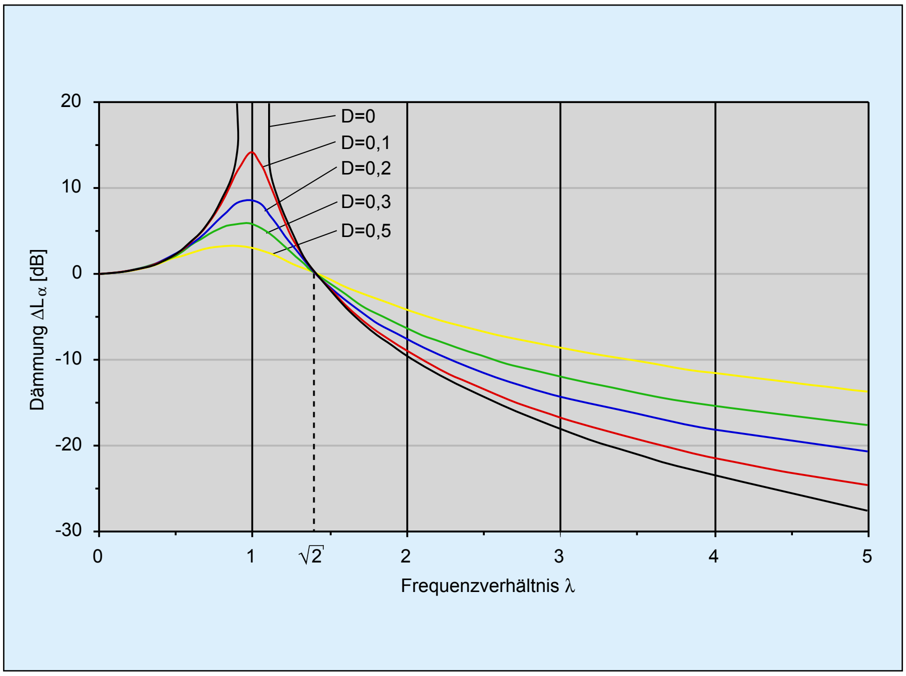
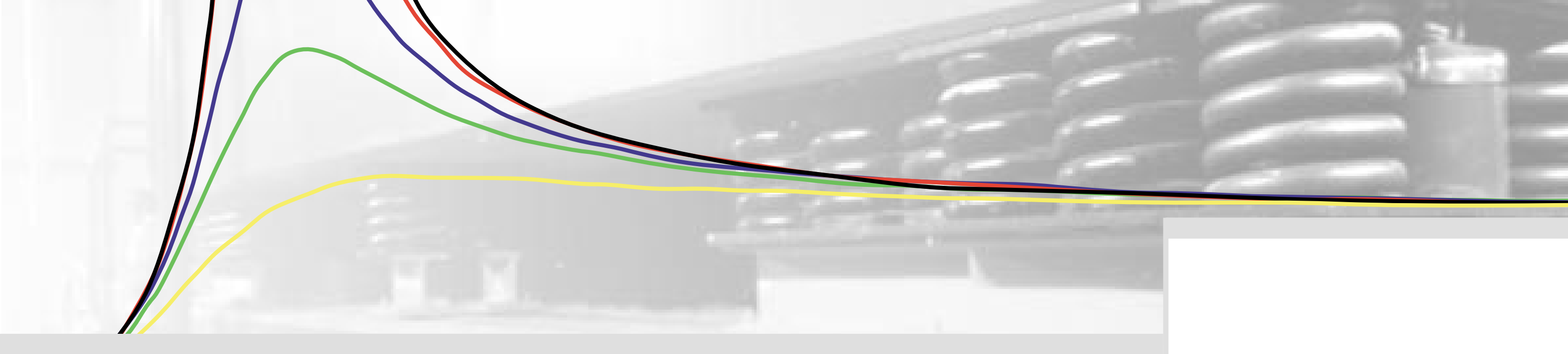


Abb. 7 *Dämmung ΔL_α in Abhängigkeit vom Frequenzverhältnis und vom Dämpfungsgrad*



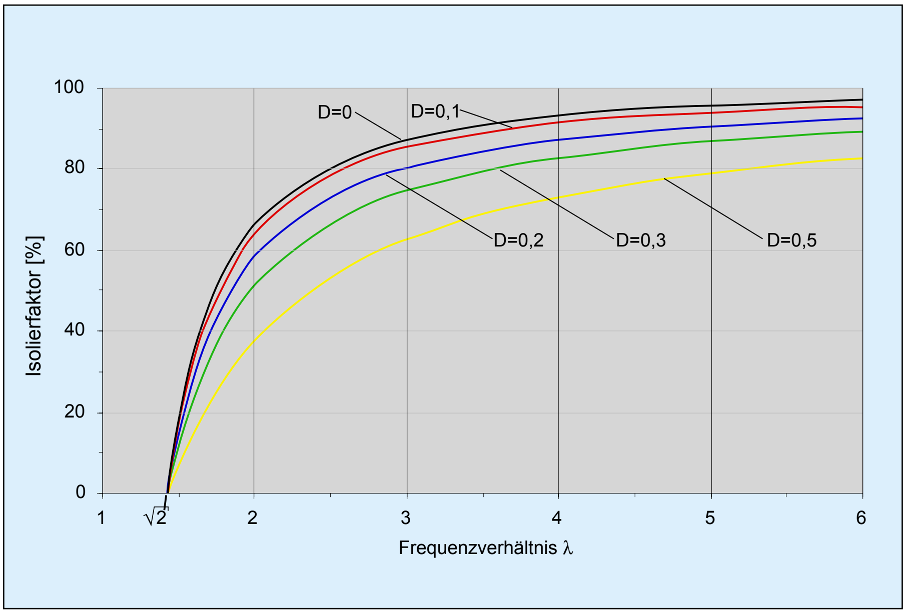


Abb. 8 *Isolierfaktor I in Abhängigkeit vom Frequenzverhältnis und vom Dämpfungsgrad*

Kraftamplitudenübertragungsfunktion α vor, dann kann aus Abb. 8 bzw. 7 oder 6, in Abhängigkeit vom Dämpfungsgrad D, das erforderliche Frequenzverhältnis abgelesen werden und damit die erforderliche Eigenfrequenz f_o ermittelt werden. In der Praxis sollte ein Frequenzverhältnis von $\lambda > 3$ angestrebt werden.

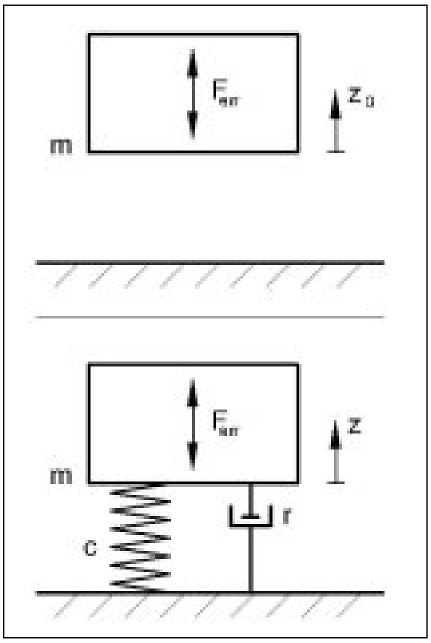


Abb. 9 *Definition der Amplitudenüber höhungsfunktion β*

2.11 Amplitudenüberhöhungsfunktion β

In der Überhöhungsfunktion β kommt die Rückwirkung der elastischen Lagerung auf das Schwingungsverhalten der Maschine selbst zum Ausdruck. Die Rückwirkung führt zu einer Erhöhung der Schwingungsamplituden an der Maschine, vorwiegend im Bereich der Eigenfrequenz der Lagerung. Die Überhöhungsfunktion β beschreibt das Verhältnis der Schwingamplitude z an der elastisch gelagerten Maschine bezogen auf die Schwingamplituden z_o, die bei einer idealen rückwirkungsfreien Aufstellung der Maschine auftreten würden (Abb. 9):

$$\beta = \frac{\lambda^2}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\cdot D\cdot\lambda)^2}} \qquad (21)$$

Es wird dabei davon ausgegangen, daß die Erregerkräfte auf periodische Störkräfte (Massenkräfte, Unwuchtkräfte), die dem Quadrat der Erregerdrehzahl proportional sind, zurückzuführen sind.
Die Schwingamplitude z_o ergibt sich damit zu:

$$Z_0 = \frac{F_{err}}{m\cdot(2\cdot\pi\cdot f_{err})^2}$$

f_{err} = Erregerfrequenz
F_{err} = Erregerkraft
m = aufgelagerte Masse

und die Schwingamplitude z, bei der Erregerfrequenz der elastisch gelagerten Maschine zu:

$$z = \beta\cdot z_0 \qquad (22)$$

$$= 25\cdot\beta\cdot\frac{F_{err}\,[N]}{m\,[kg]\cdot(f_{err}[Hz])^2}\,[mm]$$

Dabei ist für β der Funktionswert bei $f = f_{err}$ bzw. $\lambda = f_{err}/f_o$ einzusetzen.

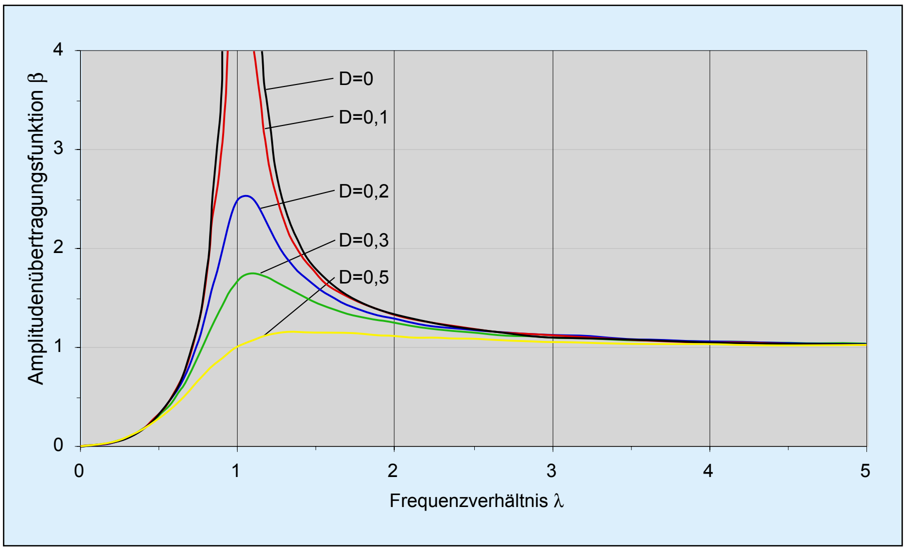


Abb. 10 *Amplitudenüberhöhungsfunktion β in Abhänigkeit vom Frequenzverhältnis und vom Dämpfungsgrad*

Hilfen zur Auslegung von elastischen Lagerungen

In erster Näherung kann bei elastisch gelagerten Maschinen eine Schwingamplitude von $z < 0{,}05$ mm als zulässig angesehen werden. Detaillierte Vorgaben finden sich in entsprechenden Regelwerken, wie z.B. DIN ISO 10816, Teil 1.
Die Amplitudenüberhöhungsfunktion β ist in Abb. 10 über dem Frequenzverhältnis λ dargestellt; Parameter ist der Dämpfungsgrad D.
Die Amplitudenüberhöhungsfunktion β nähert sich mit ansteigender Frequenz f_{err}, also mit größer werdendem Frequenzverhältnis λ, unabhängig von der Dämpfung dem Wert 1. Der absolute Schwingungsausschlag z nähert sich somit dem Wert nach Gleichung (22), der bei einer idealen rückwirkungsfreien Aufstellung der Maschinen auftreten würde.
Bei der praktischen Auslegung elastischer Lagerungen ohne zusätzliche Dämpfung ($D < 0{,}1$), kann im Bereich $\lambda > 3$ in Näherung mit:

$$\beta_{D \to 0} \approx \frac{\lambda^2}{|1 - \lambda^2|} \qquad (23)$$

gerechnet werden.
Im Bereich der Eigenfrequenz der elastischen Lagerung weist die Übertragungsfunktion ein deutlich ausgeprägtes Maximum auf, dessen Höhe in starkem Maße vom Dämpfungsgrad des Systems abhängt. In der Praxis wird dieser Frequenzbereich beim An- und Auslaufen der Maschine durchfahren.

Um die Resonanzüberhöhungen in zulässigen Grenzen zu halten, ist dieser Bereich grundsätzlich möglichst schnell zu durchfahren. Bei Bedarf sind Isolierelemente mit Dämpfern oder Wegbegrenzern („Stopper") einzusetzen.

2.12 Körperschalldämmung ΔL_v

In den vorangegangenen Ausführungen wurde davon ausgegangen, daß das Fundament unter den Isolierelementen „starr" ist und damit die Schwingungsamplituden am Aufstellungsort vernachlässigbar klein sind.
Diese Voraussetzung ist bei Körperschallbetrachtungen in der Praxis nicht mehr erfüllt. Bei der Berechnung der Körperschalldämmung sind die frequenzabhängigen dynamischen Eigenschaften des Fundaments und darüber hinaus der Isolierelemente und der Maschinen zu berücksichtigen.
Das dynamische Verhalten der Lagerungselemente kann durch ihre komplexen Impedanzen oder äquivalente Größen, bei denen die auftretenden Wechselkräfte F und Schwingschnellen v miteinander verknüpft werden, beschrieben werden.

Am gebräuchlichsten, weil auch am einfachsten zu messen, ist die Angabe der Dämmwirkung einer elastischen Lagerung als Körperschallpegeldifferenz ΔL_v in dB. Mit den Benennungen in Abb. 11 ist:

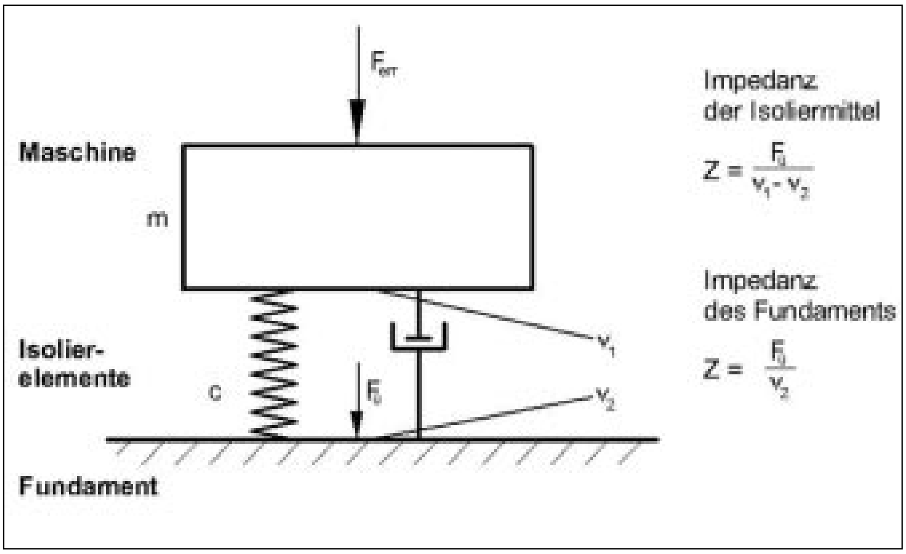


Abb. 11 *Körperschalldämmung*

$$\Delta L_v = 10 \lg \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^2 = 10 \cdot \lg \left(1 + \frac{Z_F}{Z_I}\right)^2 \text{ [dB]} \qquad (24)$$

Wie Gleichung 24 zeigt, ist die Körperschalldämmung ΔL_v neben der Impedanz Z_I der Isolierelemente auch von der Impedanz Z_F des Fundamentes (Untergrund am Aufstellungsort) abhängig. Je höher die Fundamentimpedanz ist, desto besser ist, bei gegebenen Isolierelementen, die Dämmwirkung der elastischen Lagerung.
Die für die Auslegung der Körperschalldämmung erforderlichen Impedanzen können in der Regel nicht mit der erforderlichen Genauigkeit berechnet werden, sie werden in der Praxis gemessen.
In akustisch kritischen Auslegungsfällen, bei denen die Körperschalldämmung in einem weiten Frequenzbereich zu garantieren ist, empfehlen wir einen schalltechnischen Berater hinzuzuziehen.

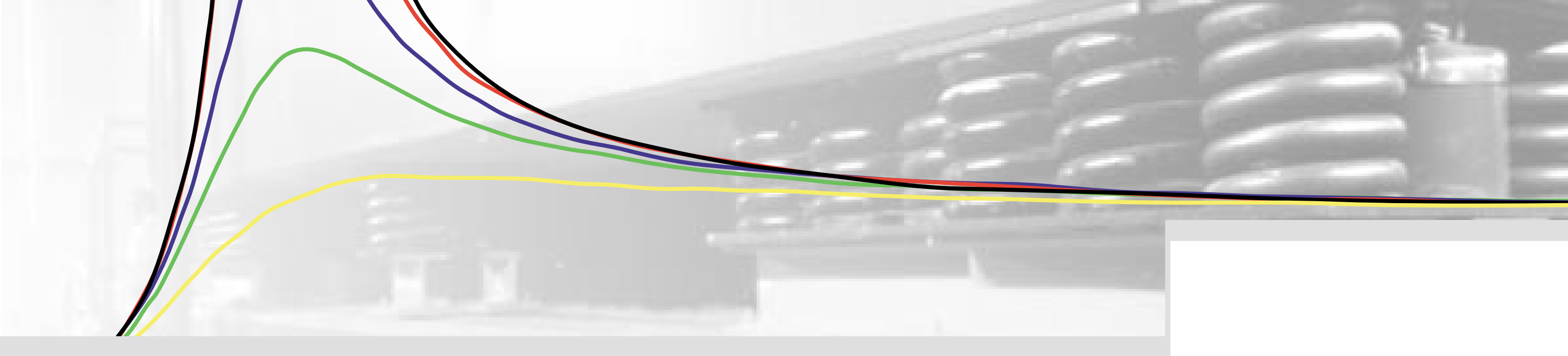
3. Produktpalette – Auswahlkriterien

Die Produktpalette von G+H Schallschutz umfasst eine Vielzahl von Isolierelementen, mit denen sich elastische Lagerungen praxisgerecht und mit wirtschaftlich vertretbarem Aufwand realisieren lassen.
Einen Überblick ermöglicht unsere Druckschrift „Elemente für die Schwingungsisolierung und Körperschalldämmung". Die Isolierelemente lassen sich in folgende 3 Hauptgruppen einteilen.

- **Stahlfederisolatoren**
  AVIBRATOR®
  Federisolatoren
  Vibrex®-Längsdämmbügel
  Decken- und Rohrabhänger

- **Gummi-Metallelemente**
  Elasto®-Rundelemente
  Elasto®-Schienen

- **Plattenförmige Isoliermittel aus**
  Gummi und Kork
  MAFUND-Platten
  Elasto®-Platten
  Vibrofund®-Platten
  Kork-Platten



Aktuelle Produktinformationen stellen wir Ihnen gerne zur Verfügung.
Bei der Auswahl der Elemente müssen generell die Einbaubedingungen und die Umwelteinwirkungen am Einsatzort berücksichtigt werden.
Aus schwingungstechnischer Sicht orientiert sich die Auswahl in erster Linie an der auftretenden Belastung und der erforderlichen Eigenfrequenz des elastisch gelagerten Systems. Die erforderliche Eigenfrequenz ergibt sich aus der Zielvorgabe des Isolierfaktors bzw. der Dämmung und dem sich daraus ergebenden Mindestfrequenzverhältnis (Abb. 8). Wichtig ist die niedrigste Erregerfrequenz, die sich bei Maschinen mit periodischer Erregung aus der niedrigsten Betriebsdrehzahl ergibt.
Die zulässige Belastung und die erreichbare Eigenfrequenz sind in den Datenblättern der Elemente angegeben.

4. Aufbau der elastischen Lagerung

4.1 Allgemeine Voraussetzungen

Bei der Konstruktion von Maschinen wird im Allgemeinen von einer vollflächigen Auflage der Maschine auf einem Fundament ausgegangen. Durch die meist punktförmige Unterstützung bei der elastischen Aufstellung kann es in der Praxis zu Verformungen des Maschinengehäuses bzw. Rahmens kommen, wenn diese nicht ausreichend verwindungssteif ausgeführt sind. Dieser Punkt ist vor der Dimensionierung jeder elastischen Lagerung abzuklären. Bei unzureichender Steifigkeit der Maschine, muß durch Unterbau eines verwindungssteifen Grundrahmens oder Betonfundaments, die erforderliche Steifigkeit der elastisch zu lagernden Maschine gewährleistet werden.
Kraftschlüssig gekoppelte Aggregate (z.B. Antriebs- und Abtriebsmaschine) müssen immer gemeinsam ggf. unter Zwischenschaltung eines gemeinsamen Grundrahmens oder eines Betonfundaments elastisch gelagert werden (Abb. 12). Ansonsten kann durch die Relativbewegung der einzelnen Aggregate zueinander ihre Funktionsfähigkeit beeinträchtigt werden.
Vielfach ist ein solches Zwischenfundament auch erforderlich, wenn die Grundabmessungen der Maschine im Vergleich zur Höhenlage des Gesamtschwerpunktes klein sind und somit die Standsicherheit gefährdet ist.
Bei Maschinen mit entsprechend hohen Erregerkräften kann der Einsatz eines Zwischenfundaments auch als „Beruhigungsmasse“ zur Reduzierung der auftretenden Schwingamplituden von Vorteil sein.
Grundsätzlich ist auf den flexiblen Anschluss aller Zu- und Ableitungen eines elastisch gelagerten Aggregats über Kompensatoren o.ä. zu achten.

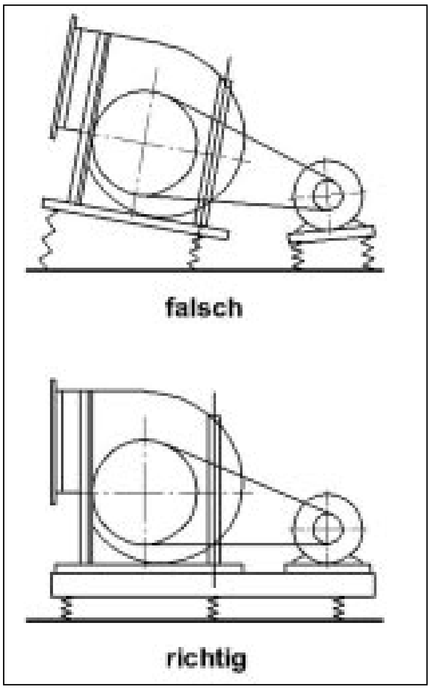


Abb. 12 *Einsatzbeispiel für einen gemeinsamen Grundrahmen*

4.2 Einbau und Montage

Die Anordnung Isolierelemente muss so gewählt werden, dass alle Elemente gleichmäßig belastet werden und, dass die Maschinenaufstellung im statischen Gleichgewicht ist.
Bei Maschinenaufstellungen mit unsymmetrischem Schwerpunkt (Abb. 13) muss die Position der Elemente den allgemeinen Gleichgewichtsbedingungen genügen.

$$\sum_{i=1}^{k} F_i = G \qquad (25.1)$$

$$\sum_{i=1}^{k} F_i = \cdot\, x_i = 0 \qquad (25.2)$$

$$\sum_{i=1}^{k} F_i = \cdot\, y_i = 0 \qquad (25.3)$$

$G = m \cdot g$
$=$ Gewicht der elastisch gelagerten Maschine ($g = 9{,}81\ m/s^2$)
k = Anzahl der Isolierelemente

Für häufig vorkommende rotationssymmetrische Anordnungen mit k = 6 Auflage-

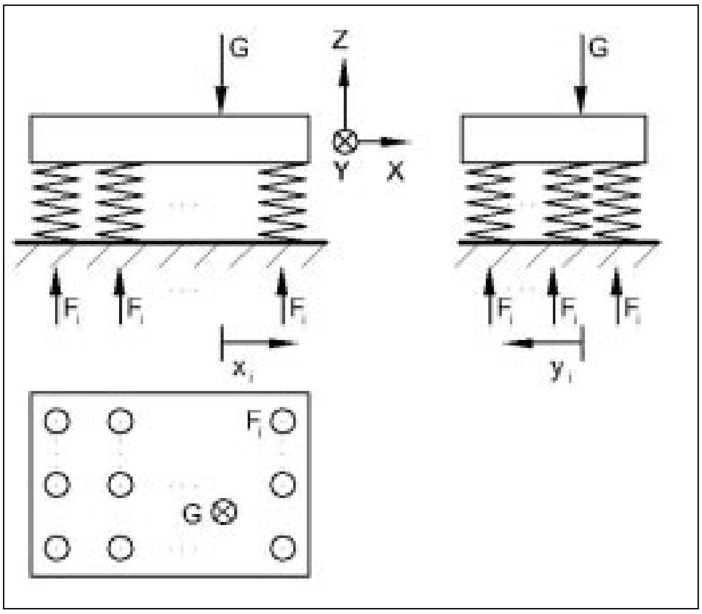


Abb. 13 *Maschinenaufstellung mit unsymmetrischem Schwerpunkt*

Hilfen zur Auslegung von elastischen Lagerungen

punkten (Abb. 14) vereinfachen sich die Gleichungen wie folgt:

$$F_i = \frac{G}{k} = \frac{m \cdot g}{6} \qquad (26,1)$$

$$x_1 + x_2 + x_3 = 0 \qquad (26,2)$$

In der praktischen Auslegung der elastischen Lagerung sollte der Abstand zwischen den einzelnen Federn nicht größer als ca. 1,5 m sein.
In Abb. 15 sind Einbau- und Befestigungsbeispiele von Isolationselementen bei typischen Auflagerausführungen angegeben. Es ist anzustreben, die Bauteile im Bereich der Isolierelemente so steif wie nur möglich auszuführen, um die elastischen Elemente an die gesamte Maschine und an das Fundament kraftschlüssig anzukoppeln, um eine gute Isolierwirkung zu erreichen. Werden die Elemente unter Rahmen oder Konsolen angeordnet, dann müssen diese Bauteile in der Regel aus akustischen Gründen zusätzlich ausgesteift werden.
Die Befestigung der Federisolatoren auf dem Fundament kann durch Steinschrauben oder Dübel bzw. mittels Verklebung unter Zwischenschaltung einer Haft- bzw. Körperschall-Dämmplatte erfolgen. Bodenunebenheiten können bei Stahlfederisolatoren im Allgemeinen durch Höheneinstellschrauben oder Ausgleichsbleche ausgeglichen werden.

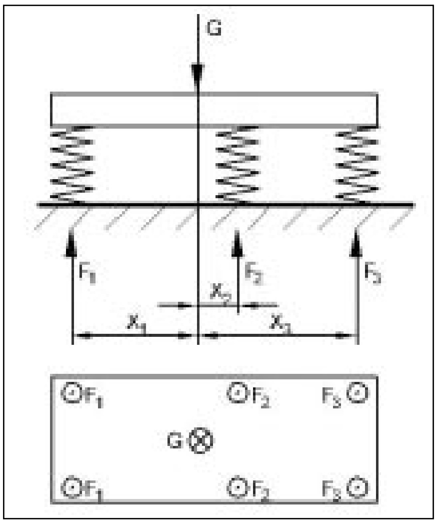
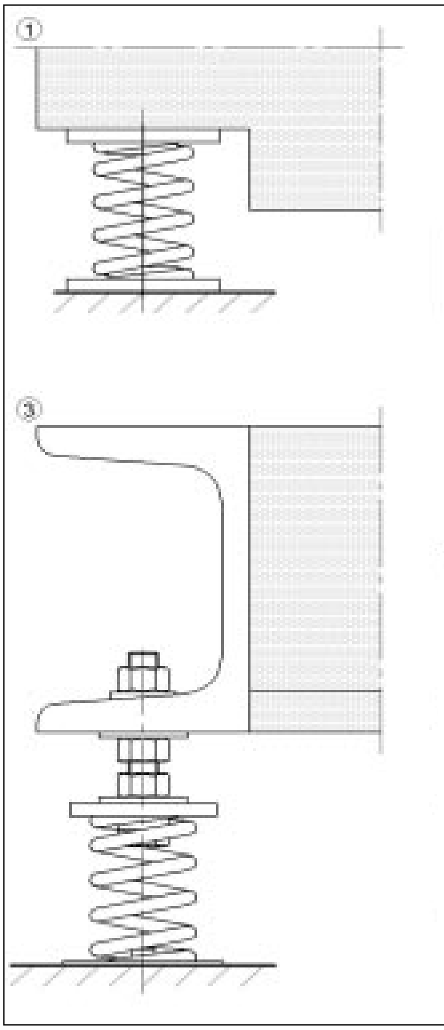


Abb. 14 *Rotationssymmetrische Maschinenaufstellung auf 6 Isolierelementen*



① **AVIBRATOR® FO**
unter steifer Fundamentschulter

② **AVIBRATOR® FO-H**
unter ausgesteiftem Maschinenrahmen

② **AVIBRATOR® FO-H**
unter einem mit Beton ausgegossenen versteiften Stahlrahmen

Abb. 15 *Einbau und Befestigungsbeispiele*

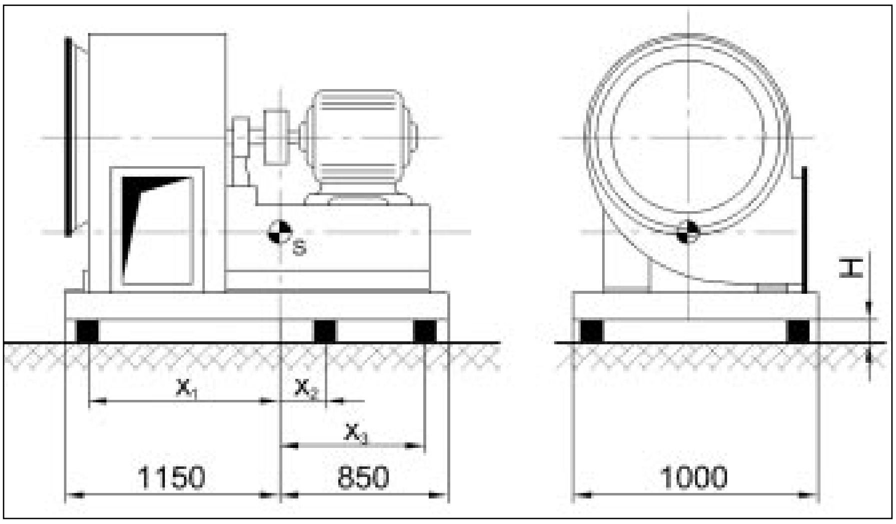
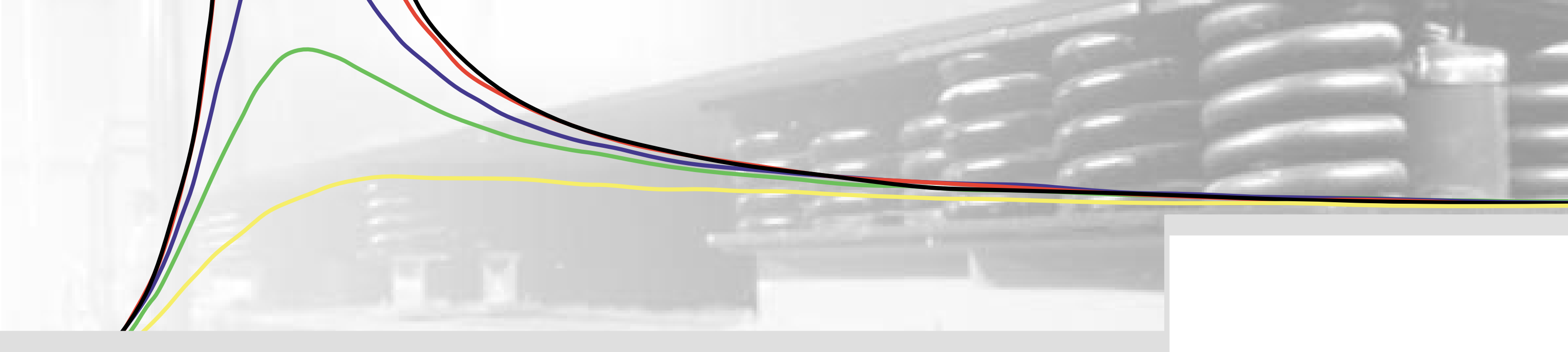


Abb. 16 *Elastisch gelagerte Motor-Ventilator-Einheit (Berechnungsbeispiel)*



5. Berechnungsbeispiel

Vorgaben

Eine Motor-Ventilator-Einheit soll elastisch gelagert werden. Motor und Ventilator sind auf einem gemeinsamen biegesteifen Rahmen starr befestigt.

Gesamtmasse (Motor + Ventilator + Rahmen):	m	=	2000 kg
Betriebsdrehzahl:	n	=	1200 min^{-1}
Erregerkraft bei f_{err}:	F_{err}	=	1000 N
Geforderter Isolierfaktor:	I	>	85 %

Die elastische Lagerung soll aus Elementen eines Typs aufgebaut werden. Fundamentabmessungen und Schwerpunktlage siehe Abb. 16.

Auslegung der Lagerung

Aufgrund der Rahmenabmessungen und der unsymmetrischen Schwerpunktlage in Längsrichtung des Aggregates werden k = 6 Auflagepunkte gewählt.
Der Längsabstand der außenliegenden Elemente zum Schwerpunkt wird mit

$$x_1 = -1050\text{ mm}$$
$$x_3 = 750\text{ mm}$$

festgelegt. Nach Gleichung (26.2) ergibt sich für den Abstand der mittleren Elemente zum Schwerpunkt:

$$x_2 = -x_1 - x_3 = 1050\text{ mm} - 750\text{ mm} = 300\text{ mm}$$

Die Belastung der einzelnen Elemente ergibt sich nach Gleichung (26.1) zu:

$$F_i = \frac{m \cdot g}{6} = \frac{2000\text{ kg} \cdot 9{,}81\text{ m/s}^2}{6} = 3{,}27\text{ kN}$$

Die aufgelagerte Masse je Element ist:

$$m_i = \frac{m}{6} = \frac{2000\text{ kg}}{6} = 333\text{ kg}$$

Nach Abb. 8, bzw. Gl. (20), wird ein Isolierfaktor von > 85 % – bei vernachlässigbarer Dämpfung – bei einem Frequenzverhältnis von λ > 2,8 erreicht.
Die erforderliche Eigenfrequenz errechnet sich mit Gl. (13) zu:

$$f_0 = \frac{f_{err}}{\lambda}$$

$$\text{mit}\quad f_{err} = \frac{n\,[\text{min}^{-1}]}{60}\,[\text{Hz}] = \frac{1200\text{ min}^{-1}}{60} = 20\text{ Hz}$$

$$\text{ist}\quad f_0 < \frac{20}{2{,}8}$$
$$f_0 < 7{,}1\text{ Hz}$$

Aufgrund der Belastung je Element, der erforderlichen Eigenfrequenz und der Befestigungsmöglichkeit werden aus den beiliegenden Datenblättern folgende Elemente gewählt :

AVIBRATOR® FL 250

Alternativ :

Elasto®-Rundelement GFIS 1060a

Die Daten der ausgewählten Isolierelemente und die Auslegungsergebnisse sind in der untenstehenden Tabelle zusammengestellt. Beide Elemente erfüllen die gestellte Forderung. Auch die bei elas-tisch gelagerten Maschinen in erster Näherung zulässige Schwingamplitude von max. 0,05 mm (siehe Kap. 2.11) wird von beiden Elementen unterschritten. Bei Einsatz der Stahlfeder wird im Vergleich zur Gummifeder aber eine deutlich höhere Isolierwirkung erreicht, in der Dämmung beträgt der Unterschied 14 dB.

Berechnungsbeispiel

Daten				AVIBRATOR® FL 250	Elasto®-Rundelement GFIS 1060a
Element-Daten					
Tragkraft	F	[kN]		1,75 bis 3,50	3,60
Statische Steife (Federrate)	c bzw. c_D	[N/mm]		135	520
Dynamischer Beiwert	k_d			1,0	1,2
Anlieferungshöhe (Höhe ohne Last)	H_A	[mm]		90	60
Auslegungswerte					
Eigenfrequenz	f_o	[Hz]	(Gl. 2)	3,2	6,8
Statische Einfederung (unter Last)	Δh	[mm]	(Gl. 6)	–*	6
Betriebshöhe (Höhe unter Last)	H_B	[mm]	(Gl. 7)	72*	54
Frequenzverhältnis	λ		(Gl. 13)	6,3	2,9
Angaben bei λ					
Kraft-/Amplituden-übertragungsfunk.	α		(Gl. 17)	0,026	0,13
Isolierfaktor	I	[%]	(Gl. 20)	97,4	86,5
Dämmung	ΔL_α	[dB]	(Gl. 18)	31,7	17,7
Amplitudenüberhöhung	β		(Gl. 23)	1,03	1,13
Schwingamplitude		[mm]	(Gl. 22)	0,03	0,04

* Da die Avibratoren FL ab Werk vorgespannt sind, lässt sich die statische Einfederung nicht wie bei Elementen ohne Vorspannung ermitteln. Die Betriebshöhe (Höhe unter Last) wird aus dem im Datenblatt angegebenen Betriebshöhenbereich bei min. und max. Tragkraft ermittelt.

13053 Berlin
Wartenberger Str. 24
✆: 030/986090-17
Fax: 030/9865529

01079 Dresden
Meschwitzstraße 12
✆: 0351/4708159
Fax: 0351/4817069

22113 Hamburg
Bredowstr. 10
✆: 040/73119-291
Fax: 040/73119-195

04466 Leipzig-Lindenthal
Edmond-Kaiser-Str. 2
✆: 0341/4611165
Fax: 0341/4618249

90408 Nürnberg
Röthensteig 22-24
✆: 0911/36019-28
Fax: 0911/36019-20

44894 Bochum
Auf den Holln 47
✆: 0234/268-154
Fax: 0234/268-178

60314 Frankfurt
Carl-Benz-Str. 7
✆: 069/40109-151
Fax: 069/40109-152

30419 Hannover
Gretelriede 71
✆: 0511/27992-35
Fax: 0511/27992-27

67059 Ludwigshafen/Rhein
Bgm.-Grünzweig-Str. 1
✆: 0621/502-520
Fax: 0621/502-330

71065 Sindelfingen
Neckarstr. 50
✆: 07031/6191-64
Fax: 07031/6191-69

28309 Bremen
Grabenstr. 17
✆: 0421/45801-41
Fax: 0421/45801-43

88045 Friedrichshafen
Schmidstraße 9
✆: 07541/4099-23
Fax: 07541/44860

76189 Karlsruhe
Wikinger Str. 7
✆: 0721/55903-48
Fax: 0721/55903-41

80939 München
Maria-Probst-Str. 35
✆: 089/31886-112
Fax: 089/31886-170

66333 Völklingen
Neue Straße 17
✆: 06898/2006-42
Fax: 06898/2006-89

G+H SCHALLSCHUTZ

G+H Schallschutz GmbH
Bürgermeister-Grünzweig-Str. 1 · 67059 Ludwigshafen · ✆: 06 21 / 5 02-527 · Telefax: 06 21 / 502-533