

---

# **BACHELORARBEIT**

---

Herr  
**Oskar Sinapius**

**Beiträge zur Bestimmung der  
Schwingungs- und Körper-  
schallisolierung mithilfe elasti-  
scher Zwischenschichten am  
Beispiel einer Waschmaschine**

Mittweida, 2023

---

**BACHELORARBEIT**

---

**Beiträge zur Bestimmung der  
Schwingungs- und Körper-  
schallisolierung mithilfe elas-  
tischer Zwischenschichten  
am Beispiel einer Waschma-  
schine**

Autor:

**Herr Oskar Sinapius**

Studiengang:

**Media and Acoustical Engineering**

Seminargruppe:

**MG18wC-B**

Erstprüfer:

**Prof. Dr.-Ing. Jörn Hübelt**

Zweitprüfer:

**Dipl.-Wirtsch.-Ing. Hartmut Schirmer**

Einreichung:

**Mittweida, 31.07.2023**

---

**BACHELOR THESIS**

---

**Contributions to the prognosis of vibration and structure-borne sound insulation using elastic layers using the example of a washing machine**

author:

**Mr. Oskar Sinapius**

course of studies:

**Media and Acoustical Engineering**

seminar group:

**MG18wC-B**

first examiner:

**Prof. Dr.-Ing. Jörn Hübelt**

second examiner:

**Dipl.-Wirtsch.-Ing. Hartmut Schirmer**

submission:

**Mittweida, 31.07.2023**

## **Bibliografische Beschreibung:**

Sinapius, Oskar:

Beiträge zur Bestimmung der Schwingungs- und Körperschallisolierung mithilfe elastischer Zwischenschichten am Beispiel einer Waschmaschine.

50 Seiten, 38 Abbildungen, 6 Tabellen. Hochschule Mittweida, University of Applied Sciences, Fakultät Medien. Anfertigung der Arbeit bei Schirmer Beratende Ingenieure GmbH, Dresden. Bachelorarbeit, 2023

## **Abstract:**

Gegenstand dieser Bachelorarbeit ist es, die Schwingungs- und Körperschallisolierung mittels elastischer Zwischenschichten anhand einer Waschmaschine in einer realen Einbausituation zu untersuchen. Es werden zwei Varianten von Schwingssystemen mit unterschiedlichen Abstimmfrequenzen untersucht und zur Isolation werden Federelemente aus PUR-Schaum (Sylomer®) eingesetzt. Die methodische Vorgehensweise besteht darin, die Federelemente anhand der Vergrößerungsfunktionen für die Fußbodenkraft bei Krafterregung unter Berücksichtigung von Unwuchtkräften zu dimensionieren. Zur Anwendung kommt ein in der Praxis vielfach angewandtes Rechenmodell zur Schwingungsisolierung (VDI 2062 Blatt 1: 2011-05). Mithilfe von Schwingungsmessungen erfolgt die Validierung des Rechenmodells anhand der gemessenen Einfügungsdämmmaße. Zum Schluss werden die Grenzen des Rechenmodells aufgezeigt und analytische Modelle aus der Literatur zur Verbesserung der Genauigkeit des Rechenmodells vorgeschlagen.

# Inhalt

<b>Inhalt</b>	<b>I</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b> .....	<b>III</b>
<b>Formelverzeichnis</b> .....	<b>V</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b> .....	<b>VII</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b> .....	<b>IX</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1 <i>Thematik</i> .....	1
1.2 <i>Zielstellung</i> .....	2
1.3 <i>Methodik</i> .....	2
<b>2 Theoretische Grundlagen</b> .....	<b>4</b>
2.1 <i>Ersatzmodell für Kraft- und Unwuchterregung</i> .....	4
2.2 <i>Vergrößerungsfunktionen zur Schwingungsisolierung</i> .....	6
2.2.1 <i>Schwinggeschwindigkeit der Maschine bei dyn. Krafterregung</i> .....	6
2.2.2 <i>Fußbodenkraft bei dyn. Krafterregung</i> .....	7
2.2.3 <i>Schwinggeschwindigkeit der Maschine bei Unwuchterregung</i> .....	8
2.2.4 <i>Fußbodenkraft bei Unwuchterregung</i> .....	9
2.3 <i>Körperschallisolierung mit mechanischen Impedanzen</i> .....	11
2.3.1 <i>Definition Punktimpedanz / Admittanz</i> .....	11
2.3.2 <i>Impedanzen des gedämpften Einmassenschwingers</i> .....	12
2.3.3 <i>Grundgleichung der Körperschallisolierung</i> .....	13
2.3.3.1 <i>Sonderfall starre Maschine auf unnachgiebigem Fundament</i> .....	14
2.3.4 <i>Einfügungsdämmmaß <math>D_e</math> &amp; Schnellepegeldifferenz <math>D_v</math></i> .....	14
<b>3 Berechnung &amp; Simulation</b> .....	<b>16</b>
3.1 <i>Einfluss der Materialparameter der Aufstellelemente</i> .....	16
3.1.1 <i>Eigenfrequenz der Feder <math>f_0</math></i> .....	16
3.1.2 <i>Fläche der Feder <math>A</math></i> .....	16
3.1.3 <i>Federkonstante <math>k</math></i> .....	16
3.1.4 <i>Formfaktor <math>q</math></i> .....	17
3.2 <i>Auslegung der Resonanzfrequenz</i> .....	18
3.2.1 <i>Maschinendaten</i> .....	18
3.2.2 <i>Parametrierung der Feder</i> .....	19
3.3 <i>Schwingungsisolierung mit ISOMAG</i> .....	21

3.3.1	Modell .....	21
3.3.2	Kraftfrequenzgänge .....	22
3.3.3	Vergrößerungsfunktionen & Einfügungsdämmmaße .....	23
<b>4</b>	<b>Durchführen der Messungen.....</b>	<b>25</b>
4.1	<i>Messaufbau .....</i>	25
4.2	<i>Versuchsdurchführung.....</i>	26
4.3	<i>Messprotokoll.....</i>	27
4.3.1	Allgemeines .....	27
4.3.2	Verwendete Messtechnik.....	27
<b>5</b>	<b>Auswertung der Messergebnisse .....</b>	<b>28</b>
5.1	<i>Betriebsschwingungsanalyse &amp; Mittelungsverfahren .....</i>	28
5.2	<i>Fremdgeräuschanalyse .....</i>	30
5.3	<i>Wirkung der elastischen Isolierung.....</i>	32
5.3.1	Terzspektren der Schnellepegel.....	32
5.3.2	Einfügungsdämmmaße.....	33
5.3.3	Schnellepegeldifferenzen .....	35
5.4	<i>Messfehler .....</i>	37
5.4.1	Systematische Fehler .....	37
5.4.2	Statistische Fehler .....	37
<b>6</b>	<b>Interpretation der Rechen- und Messergebnisse .....</b>	<b>38</b>
6.1	<i>Vergleich der klassischen Auslegeformel mit den Messergebnissen.....</i>	38
6.2	<i>Grenzen der klassischen Auslegeformel .....</i>	40
6.3	<i>Einfluss der Maschinenimpedanz <b>Z1</b> .....</i>	41
6.4	<i>Einfluss der Fußbodenimpedanz <b>Z2</b> .....</i>	41
6.4.1	Eigenfrequenz schwimmender Estrich .....	42
6.4.2	Dünne Platte auf elastischer Bettung (Winkler-Bettung) .....	42
6.4.3	Theorie paralleler Platten.....	45
6.5	<i>Einfluss der Federimpedanz <b>Z3</b> .....</i>	45
<b>7</b>	<b>Schlussfolgerungen &amp; Ausblick.....</b>	<b>49</b>
<b>Literatur XI</b>		
<b>Anlagen, Teil 1 - Fotodokumentation.....</b>		<b>XIII</b>
<b>Anlagen, Teil 2 - Matlabskripte .....</b>		<b>XV</b>
<b>Selbstständigkeitserklärung.....</b>		<b>XXXII</b>

---

# Abkürzungsverzeichnis

## Formelzeichen

$A$	Aufstellfläche in $m^2$
$B'$	Biegesteifigkeit je Breitereinheit in N/m
$c_{\text{dyn}}$	Dynamische Steifeigkeit in N/m (entspr. Federkonstante $k$ )
$c_L$	Longitudinalwellengeschwindigkeit in m/s
$D_e$	Einfügungsdämmmaß in dB
$D_v$	Schnellepegeldifferenz in dB
$d$	Dämpfungskoeffizient in kg/s
$E_{\text{dyn}}$	Dynamisches E-Modul in N/m
$K$	Korrekturwert in dB
$k$	Federkonstante in N/m
$k_0$	Wellenzahl in $m^{-1}$
$\underline{F}$	Komplexe Wechselkraft in N
$\hat{F}_B$	Fußbodenkraftamplitude in N
$\hat{F}_E$	Erregerkraftamplitude in N
$f$	Frequenz in Hz
$f_0$	Eigenfrequenz in Hz
$f_{0i}$	Kontinuumseigenfrequenz in Hz
$f_e$	Erregerfrequenz in Hz
$h, l$	Dicke in m
$L_v$	Schnellepegel in dB
$m$	(Maschinen-)Masse in kg
$m_F$	Federmasse in kg
$m_u$	Unwuchtmasse in kg

---

$m''$	Flächenbezogene Masse in $\text{kg/m}^2$
$n$	Drehzahl in $\text{min}^{-1}$
$q$	Formfaktor
$r_u$	Unwuchtradius in m
$s''$	Flächenbezogene dynamische Steifigkeit in $\text{MN/m}^3$
$V_{1v}$	Vergrößerungsfunktion der Schwinggeschwindigkeit der Maschine bei Krafterregung
$V_2$	Vergrößerungsfunktion der Fußbodenkraft bei Krafterregung
$V_{3v}$	Vergrößerungsfunktion der Schwinggeschw. der Maschine bei Unwuchterregung
$V_4$	Vergrößerungsfunktion für die Fußbodenkraft bei Unwuchterregung
$\hat{v}$	Amplitude der Schwinggeschwindigkeit (Schnelle) in m/s
$\tilde{v}$	Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit (Schnelle) in m/s
$\hat{v}_B, \tilde{v}_B$	Fußbodenschnelle in m/s
$\hat{v}_M, \tilde{v}_M$	Maschinenschnelle in m/s
$v_0$	Bezugsschnelle $v_0 = 5 \cdot 10^{-8} \text{m/s}$
$\underline{Y}$	Kompl. Admittanz in s/kg (in Absch. 6.4.2 mit $A$ bezeichnet)
$\underline{Z}_e$	Kompl. mech. Eingangsimpedanz in kg/s
$\underline{Z}_1$	Kompl. Maschinenimpedanz in kg/s
$\underline{Z}_2$	Kompl. Anschluss- bzw. Fußbodenimpedanz in kg/s
$\underline{Z}_3$	Kompl. Federimpedanz in kg/s
$\underline{Z}_M$	Kompl. Impedanz einer kompakten Masse in kg/s
$\underline{Z}_F$	Kompl. Impedanz einer masselosen Feder in kg/s
$Z_D$	Impedanz eines geschwindigkeitsproportionalen Dämpfers in kg/s
$\underline{\alpha}$	Kompl. Amplitudenfrequenzgang der Fußbodenkraft
$\delta$	Abweichung in dB
$\eta$	Frequenzverhältnis
$\vartheta$	Verlustfaktor / Dämpfungsgrad
$\omega$	Erregerkreisfrequenz in Hz
$\omega_0$	Eigenkreisfrequenz in Hz

## Formelverzeichnis

$$(1) \quad \hat{F}_E = m_u r_u \omega^2$$

$$(2) \quad \eta = \frac{\omega}{\omega_0}, \quad \omega = 2\pi f_e, \quad \omega_0 = 2\pi f_0$$

$$(3) \quad \hat{v}_M = \hat{F}_E \cdot \kappa \cdot V_{1v}$$

$$(4) \quad V_{1v} = \frac{\eta}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + 4\vartheta^2\eta^2}}$$

$$(5) \quad V_2 = \frac{\hat{F}_B}{\hat{F}_E} = \sqrt{\frac{1 + 4\vartheta^2\eta^2}{(1-\eta^2)^2 + 4\vartheta^2\eta^2}}$$

$$(6) \quad \hat{v}_M = m_u r_u \omega_0^2 \eta^2 \cdot \kappa \cdot V_{1v}$$

$$(7) \quad V_{3v} = \frac{\hat{v}}{m_u r_u \omega_0^2} \cdot \kappa^{-1} = \eta^2 \cdot V_{1v} = \frac{\eta^3}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + 4\vartheta^2\eta^2}}$$

$$(8) \quad \hat{F}_B = \hat{F}_E \cdot V_2 = m_u r_u \omega^2 \cdot V_2$$

$$(9) \quad V_4 = \frac{\hat{F}_B}{m_u r_u \omega_0^2} = \eta^2 \cdot V_2 = \frac{\eta^2 \sqrt{1 + 4\vartheta^2\eta^2}}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + 4\vartheta^2\eta^2}}$$

$$(10) \quad \underline{Z}_e = \frac{F}{v}$$

$$(11) \quad \underline{Y} = \frac{v}{F} = \underline{Z}_e^{-1}$$

$$(12) \quad \underline{Z}_M = jm\omega, \quad |\underline{Z}_M| = m\omega$$

$$(13) \quad \underline{Z}_F = \frac{k}{j\omega}, \quad |\underline{Z}_F| = \frac{k}{\omega}$$

$$(14) \quad Z_D = d = 2 \cdot \sqrt{k \cdot m} \cdot \vartheta$$

$$(15) \quad |\underline{\alpha}| = \left| \frac{F_B \text{ mit}}{F_B \text{ ohne}} \right| = \left| \frac{v_B \text{ mit}}{v_B \text{ ohne}} \right| = \left| \frac{1 + \underline{Z}_1/\underline{Z}_2}{1 + \underline{Z}_1/\underline{Z}_2 + \underline{Z}_1/\underline{Z}_3} \right|$$

$$(16) \quad |\underline{\alpha}| = \frac{\hat{F}_B \text{ mit}}{\hat{F}_B \text{ ohne}} = \frac{\hat{v}_B \text{ mit}}{\hat{v}_B \text{ ohne}} = \sqrt{\frac{1 + 4\vartheta^2\eta^2}{(1-\eta^2)^2 + 4\vartheta^2\eta^2}}$$

$$(17) \quad D_e = 20 \cdot \lg \frac{\tilde{v}_{B \text{ ohne}}}{\tilde{v}_{B \text{ mit}}} \text{ dB}$$

$$(18) \quad D_e = 20 \cdot \lg \frac{1}{|\underline{\alpha}|} \text{ dB}$$

$$(19) \quad D_v = 20 \cdot \lg \frac{\tilde{v}_{\text{oben}}}{\tilde{v}_{\text{unten}}} \text{ dB} = D_e + K$$

$$(20) \quad K = 20 \lg \left| \frac{Y_M + Y_S}{Y_S} \right| \text{ dB} = 20 \lg \left| \frac{Z_M + Z_S}{Z_M} \right| \text{ dB}$$

$$(21) \quad f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$(22) \quad k = \frac{E_{\text{dyn}} A}{h}$$

$$(23) \quad q = \frac{\text{Belastete Fläche}}{\text{gesamte freie Oberfläche}}$$

$$(24) \quad D_e = L_{v,m,\text{unten}} (\text{ohne Iso ierung}) - L_{v,m,\text{unten}} (\text{mit Iso ierung})$$

$$(25) \quad D_v = L_{v,\text{oben}} - L_{v,\text{unten}}$$

$$(26) \quad \delta = D_e (\text{Messung}) - D_e (\text{Berechnung})$$

$$(27) \quad \omega_0^2 = \frac{s''}{m''} \text{ dB}$$

$$(28) \quad A = Z_2^{-1} = \frac{1}{3.5 \cdot B' m''} \begin{cases} \sqrt{1 - \omega_0^2/\omega^2} & \text{für } \omega_0 < \omega \\ \sqrt{\omega_0^2/\omega^2 - 1} & \text{für } \omega_0 > \omega \end{cases}$$

$$(29) \quad |\underline{\alpha}| = \left| \frac{1 + j\omega m/A^{-1}}{1 + j\omega m/A^{-1} + j\omega m/(k/(j\omega) + 2 \cdot \sqrt{k \cdot m \cdot \vartheta})} \right|$$

$$(30) \quad k_0 \cdot l = i \cdot \pi \quad (i = 1, 2, 3 \dots), \quad k_0 = \frac{\omega}{c_L}$$

$$(31) \quad f_{0i} = \frac{c_L \cdot i \cdot \pi}{l} \quad (i = 1, 2, 3 \dots)$$

$$(32) \quad f_{01} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{c_{\text{dyn}}}{m_F}}$$

$$(33) \quad \underline{Z}_3 = 2 \cdot m \cdot \omega_0 \cdot \vartheta + j \cdot \left( m_F \cdot \omega - \frac{m \cdot \omega_0^2}{\omega} \right)$$

$$(34) \quad |\underline{\alpha}| = \left| \frac{1 + j\omega m/A^{-1}}{1 + j\omega m/A^{-1} + j\omega m / \left( 2 \cdot m \cdot \omega_0 \cdot \vartheta + j \cdot \left( m_F \cdot \omega - \frac{m \cdot \omega_0^2}{\omega} \right) \right)} \right|$$

---

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Ersatzmodelle zur Schwingungsisolierung bei unterschiedlichen Anregungsarten. Rechts: dynamische Krafterregung; Links: Unwuchterregung (Kuttner, 2015).....	5
Abbildung 2: Vergrößerung $V_{1v}$ (Darstellung in Anlehnung an Beitelschmidt, 2023) .....	7
Abbildung 3: Vergrößerung $V_2$ (Darstellung in Anlehnung an Beitelschmidt, 2023) .....	8
Abbildung 4: Vergrößerung $V_{3v}$ (Darstellung in Anlehnung an Beitelschmidt, 2023) .....	9
Abbildung 5: Vergrößerung $V_4$ (Darstellung in Anlehnung an Beitelschmidt, 2023) .....	10
Abbildung 6: Krafterregung einer Struktur bei starrer Ankopplung (links) und elastischer Ankopplung (rechts) (Sinambari & Sentpali, 2020).....	13
Abbildung 7: Belastungsabhängigkeit des E-Moduls bei Formfaktor $q=3$ (Getzner Werkstoffe GmbH, 2019) .....	17
Abbildung 8: Dynamischer E-Modul bei 10 Hz in Abhängigkeit des Formfaktors (Getzner Werkstoffe GmbH, 2019) .....	18
Abbildung 9: Isomag-Modell .....	21
Abbildung 10: Kraftfrequenzgänge der Sylomerfedern bei Unwucht- und dyn. Krafterregung .....	22
Abbildung 11: Vergrößerungsfunktionen der Fußbodenkraft, modelliert mit Unwuchterregung und vertikaler Krafterregung in Isomag .....	23
Abbildung 12: Mit Gleichung (16) berechnete Einfügungsdämmmaße .....	24
Abbildung 13: Positionierung der Schwingungsaufnehmer am Boden des Maschinengehäuses (links) und am Fußboden (rechts).....	25
Abbildung 14: „starre Ankopplung“ - Hersteller-Maschinenfüße .....	26
Abbildung 15: elastische Ankopplung - gelb SR11 (links) und grün SR55 (rechts).....	26

---

Abbildung 16: Spektrogramm Schnellepegel am Fußboden bei „starrer Ankopplung“.....	28
Abbildung 17: Spektrogramm Schnellepegel am Maschinengehäuse bei „starrer Ankopplung“.....	29
Abbildung 18: Fremdgeräuschemessung .....	30
Abbildung 19: Frequenzgang der mittleren Schnellepegel am Fußboden <i>Lv, m, unten</i> bei "starrer Ankopplung" (Herstellerfüße).....	31
Abbildung 20: Terzspektren der mittleren Schnellepegel Maschine und Fußboden bei unterschiedlichen elastischen Ankopplungen sowie bei „starrer Ankopplung“ (Herstellerfüße).....	32
Abbildung 21: Gemessenes Einfügungsdämmmaß <i>De</i> aus elastischer Entkopplung .....	34
Abbildung 22: gemessene Schnellepegeldifferenzen bei elastischer Ankopplung und „starrer“ Ankopplung (Herstellerfüße).....	35
Abbildung 23: Korrekturkurven der gemessenen Schnellepegeldifferenzen zur Ermittlung der Einfügungsdämmmaße.....	36
Abbildung 24: Nach Gl. (20) berechnete und gemessene Korrekturwerte .....	37
Abbildung 25 & 26: Nach Gl. (16) berechnete sowie gemessene Einfügungsdämmmaße für SR11 (Tiefabstimmung) und SR55 (Hochabstimmung).....	39
Abbildung 27: Prinzipieller Admittanzverlauf einer Maschine (Troge 2023) .....	41
Abbildung 28 & 29: Nach Gl. (29) berechnete sowie gemessene Einfügungsdämmmaße für SR11 (Tiefabstimmung) und SR55 (Hochabstimmung) .....	44
Abbildung 30 & 31: Nach Gl. (34) berechnete sowie gemessene Einfügungsdämmmaße für SR11 (Tiefabstimmung) und SR55 (Hochabstimmung).....	48
Abbildung 32 & 33: Maschinengehäuseboden & Ankopplung Holzplatte .....	XIII
Abbildung 34 & 35: Gehäuseboden mit Holzplatte & Beladung 2kg Trockenwäsche.....	XIII
Abbildung 36: Messaufbau .....	XIV
Abbildung 37 & 38: Trommelaufhängung & Schnelleaufnehmer im Gehäuse.....	XIV

---

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Auslegung der Federelemente.....	20
Tabelle 2: Verwendete Messtechnik für Schwingungsmessungen.....	27
Tabelle 3: gemessene Einfügungsdämmmaße bei Terzmittenfrequenzen.....	34
Tabelle 4: Abweichung $\delta$ zwischen gemessenen und berechneten $D_e$ nach Gl. (16).....	39
Tabelle 5: Abweichung $\delta$ zwischen gemessenen und berechneten $D_e$ nach Gl. (29).....	44
Tabelle 6: Erste Kontinuumseigenfrequenz (Eckfrequenz) und Masse der Federelemente .....	46



---

# 1 Einleitung

## 1.1 Thematik

Schwingungsisierte Lagerungen mittels elastischer Zwischenschichten sind ein wichtiger Bestandteil bei der Installation gebäudetechnischer Anlagen, wie z.B. raumluftechnische Anlagen, Rückkühler oder Wärmepumpen. Besonders die Wärmepumpe erfährt vor dem Hintergrund des neuen Gebäudeenergiegesetzes einen Aufschwung. Dabei kommt es immer wieder zu Beschwerden infolge von maschineninduzierten Körperschall durch Aggregate, die innerhalb von Gebäuden aufgestellt sind. Die Auslegung der richtigen Isolierung spielt dabei von vornherein eine wesentliche Rolle, da eine nachträgliche Problembeseitigung einen großen Aufwand nach sich zieht.

Aufgabe der Schwingungsisolierung ist es, eingetragene Wechselkräfte, welche vom Schwingungserreger auf die schützenswerte Struktur übertragen werden, zu verringern. In Bezug auf den Lärmschutz ist auch die Reduzierung der Übertragung höherer Frequenzanteile von Bedeutung (Körperschallbereich:  $f \approx 100 - 1000$  Hz). Eine erfolgreiche Schwingungs- und Körperschallisolierung verhindert nicht nur die Einleitung von Anlagengeräuschen als Körperschall in die Bausubstanz und in schutzbedürftige Räume, sondern schützt auch die Anlage selbst vor Beschädigungen.

In der Planungspraxis erfolgt die Auslegung von Federelementen klassischerweise unter Betrachtung der Vergrößerungsfunktion der auf ein starres Fundament wirkenden Wechselkräfte bei harmonischer Krafterregung (VDI 2062 Blatt 1). Dies ist jedoch ein Sonderfall, dessen Gültigkeit in der Regel nur unterhalb von 100 Hz gewährleistet ist. In der Praxis findet man selten ideale Bedingungen vor, sodass die Genauigkeit analytischer Rechenmodelle, insbesondere des genannten Sonderfalls, bezüglich der Dämmwirkung von Federelementen eingeschränkt ist. Es ist Aufgabe des Planers, die realen Randbedingungen einzuschätzen und die beste Lösung der Fundamentierung zu finden.

Es gibt bereits unter labormäßigen Bedingungen stattgefundene Untersuchungen, die das klassische Verfahren zur Schwingungsisolierung und dessen Grenzen sowie Erweiterungsmöglichkeiten zum Thema haben, z.B. (Sinambari, 2011a), (Sinambari, 2011b). Diese Arbeit hat hingegen die Untersuchung einer schwingungs- und körperschallisolierten Lagerung anhand einer Waschmaschine in einer realen, haushaltstypischen Situation und die praxisnahe Anwendung des klassischen Auslegungsverfahrens zum Thema.

## 1.2 Zielstellung

Ziel dieser Arbeit ist, zwei Lagerungen zur Schwingungs- und Körperschallisolierung mithilfe elastischer Zwischenschichten am Beispiel einer Waschmaschine zu dimensionieren und zu realisieren. Dabei sollen eine hoch abgestimmte und eine tief abgestimmte Lagerungsvariante untersucht werden. Mithilfe von Schwingungsmessungen soll das zur Berechnung angewandte Modell der starren Maschine auf starrem Fundament mit einem translatorischen Freiheitsgrad überprüft werden. Im weiteren Verlauf sollen die Grenzen des angewandten Verfahrens analysiert werden. Darüber hinaus soll nach möglichen Erweiterungen des Rechenmodells gesucht werden, um die Vorhersagegenauigkeit bezüglich der Dämmwirkung zu verbessern.

## 1.3 Methodik

Zu Beginn erfolgt die Betrachtung der physikalischen Grundlagen bezüglich der Schwingungs- und Körperschallisolierung. Dabei wird die Theorie linearer zeitinvarianter Schwingungssysteme mit einem Freiheitsgrad abgedeckt. Aus der Annahme heraus, dass neben der Kraftanregung auch Massenkräfte (Unwuchten) eine Rolle spielen, werden die entsprechenden Vergrößerungsfunktionen in der theoretischen Betrachtung hinzugezogen.

Die Untersuchungen erfolgen für die Aufstellung der Waschmaschine auf Schwingungsisolatoren in einer typischen Haushaltssituation (Geschosswohnung, Bad). D.h. die realen Impedanzen des Versuchsaufbaus weichen von den idealisierten Randbedingungen für das klassische Auslegungsverfahren ab oder stimmen nur in bestimmten Frequenzbändern überein. Dadurch wird sichergestellt, dass die Arbeit für andere reale Anwendungen relevant ist und praktische Einschränkungen berücksichtigt werden. Grundsätzlich werden zwei unterschiedliche Schwingungsisolationssysteme untersucht. Ein System verfügt über eine hohe Abstimmfrequenz, das andere über eine niedrige Abstimmfrequenz. Dieser Ansatz ermöglicht einen Vergleich der Vor- und Nachteile bezüglich ihrer Wirksamkeit und praktischen Anwendbarkeit bei der Reduzierung von Körperschall.

Die für das Isolationssystem verwendeten Federelemente bestehen aus offenzelligem PUR-Schaum (Sylomer®), dessen elastischen und dämpfenden Eigenschaften bekannt sind. Die Federtypen werden anhand der Kompatibilität mit dem Maschinengewicht und dem gewünschten Frequenzverhältnis der Erreger- und Eigenschwingungen ausgewählt. Die dynamischen Kenngrößen der Federelemente werden angegeben.

Zur Berechnung der Vergrößerungsfunktionen und der Einfügungsdämmmaße wird eine Näherung der Grundgleichung der Körperschallisolierung verwendet, die der Vergrößerungsfunktion für die Quellenisolierung entspricht (VDI 2062 Blatt 1). Zusätzlich wird die Schwingungsisolation mittels des Simulationsprogramms ISOMAG überprüft.

Um die tatsächlichen Einfügungsdämmmaße der Federelemente zu bestimmen, werden Schwingungsmessungen durchgeführt. Bei diesen Messungen werden die

---

Schwinggeschwindigkeiten (Schnellen) erfasst, die mit und ohne elastische Ankopplung auf den Fußboden übertragen werden. Gleichzeitig werden die Schwingungen der Maschine selbst gemessen, um auch die Schnellepegeldifferenzen bestimmen zu können. Das anhand der Vergrößerungsfunktion für die Quellenisolierung berechnete Einfügungsdämmmaß wird mit den Messdaten verglichen. Dieser Vergleich soll Aussagen über die Genauigkeit und Anwendbarkeit der verwendeten Gleichung ermöglichen. Abweichungen zwischen den theoretischen und den gemessenen Ergebnissen werden analysiert, um die Vorhersagefähigkeiten der Formel zu verbessern. Da in der Praxis oft nur Messungen der Schnellepegeldifferenzen möglich sind, wird untersucht, ob die Schnellepegeldifferenz mit dem gesuchten Einfügungsdämmmaß korreliert. Die Qualitäten beider Schwingungssysteme (hohe und niedrige Abstimmfrequenzen) werden anhand des gemessenen Einfügungsdämmmaßes bewertet.

Schlussendlich werden die Erkenntnisse aus der experimentellen Untersuchung zusammengefasst. Dabei sollen die Vor- und Nachteile der beiden untersuchten Schwingungssysteme hervorgehoben werden. Darüber hinaus wird versucht, das Näherungsverfahren durch die Anwendung von analytischen Modellen zur Bestimmung von Impedanzen aus der Literatur auszuweiten. Es werden Empfehlungen für praktische Anwendungen und potenzielle Bereiche für zukünftige Forschung und Verbesserungen gegeben, mit dem Ziel, die Effizienz und Wirksamkeit der Schwingungsisolierung von Maschinen, z.B. aus dem Bereich der Gebäudetechnik, zu verbessern.

---

## 2 Theoretische Grundlagen

Um den Aufstellort vor Schwingungseinwirkung zu schützen, ist man an der Minderung der in den Fußboden eingeleiteten Wechselkräfte und Schwinggeschwindigkeiten durch das Einfügen elastischer Zwischenschichten interessiert (Sinambari & Sentpali, 2020). Stellt man die starre Maschine elastisch auf, ergeben sich für diesen Körper 3 translatorische und 3 rotatorische Freiheitsgrade und damit 6 Eigenfrequenzen, die sich aus den Trägheitseigenschaften nach dem Modell des Blockfundamentes berechnen lassen (Dresig & Holzweißig, 2016, S. 199). Durch das Aufstellen der Bewegungsgleichungen können die Eigenfrequenzen eines jeden Freiheitsgrades berechnet werden. In der vorliegenden Arbeit wird sich auf die im Versuch relevante Hauptschwingrichtung (Vertikalschwingungen) beschränkt.

Die Schwingungsanregung des Fußbodens durch die Maschine geschieht durch ihre rotierenden und vibrierenden Anlagenteile. Im Falle der Waschmaschine geschieht die Anregung maßgeblich durch die vom Motor angetriebene Trommel und entsprechend der Beladung hervorgerufene Unwucht. In der theoretischen Betrachtung soll deshalb auf die Anregungsarten *dynamische Krafterregung* und *Massenkrafterregung* (Unwuchterregung) eingegangen werden. Es erfolgt die Betrachtung für den eingeschwungenen Zustand (erzwungene Schwingungen). Es werden die Vergrößerungsfunktionen für die Schwinggeschwindigkeit der Maschine und der Fußbodenkraft gezeigt und erläutert.

Anschließend wird auf die Grundgleichung der Körperschallisolierung und deren Beschreibung mithilfe der mechanischen Impedanzen der Grundelemente des gedämpften Feder-Masse-Systems eingegangen. Schließlich wird der Sonderfall einer auf starrem Untergrund elastisch aufgestellten starren Maschine mit einem translatorischen Freiheitsgrad zugrunde gelegt.

### 2.1 Ersatzmodell für Kraft- und Unwuchterregung

Zur Berechnung der auf den Aufstellort wirkenden Fußbodenkraft  $F_B$  wird das Ersatzmodell der auf starren Untergrund elastisch aufgestellten Maschine herangezogen. In Abbildung 1 sind die entsprechenden Ersatzmodelle nach (Kuttner, 2015) für beide Anregungsarten dargestellt.

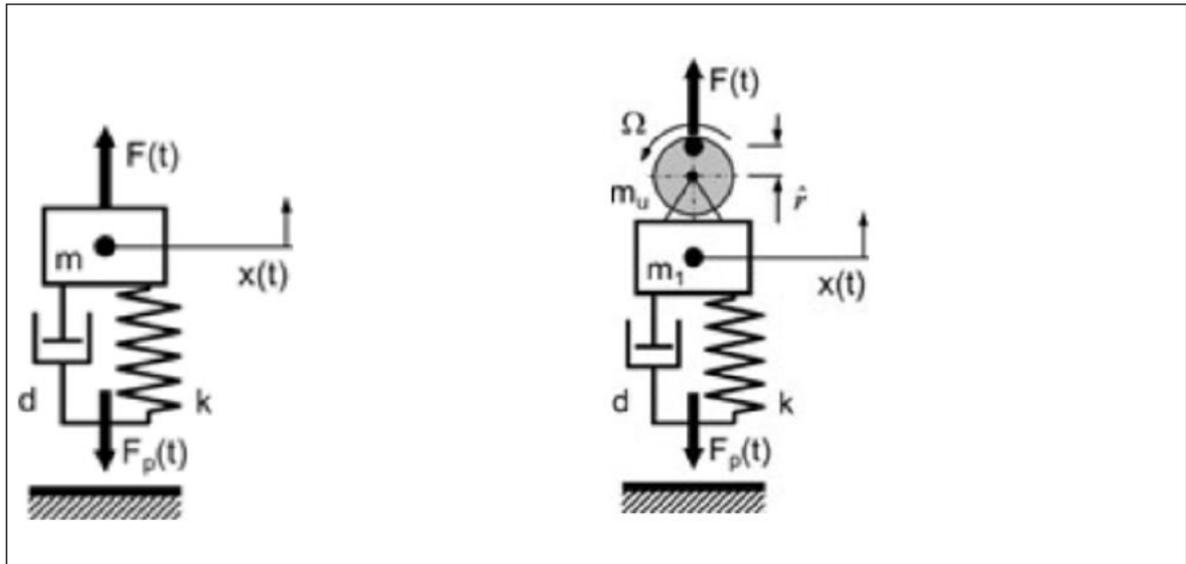


Abbildung 1: Ersatzmodelle zur Schwingungsisolierung bei unterschiedlichen Anregungsarten. Rechts: dynamische Krafterregung; Links: Unwuchterregung (Kuttner, 2015)

Die dynamische Krafterregung umfasst den Fall einer mit der Erregerfrequenz  $f_e$  periodisch direkt auf die Masse einwirkenden Erregerkraft mit der Amplitude  $\hat{F}_E$ . Im Unterschied dazu ist die Amplitude der Erregerkraft bei Erregung mit einer rotierenden Unwucht vom Quadrat der Winkelgeschwindigkeit  $\omega = 2\pi f_e$  abhängig (in Abb.1 ist  $\omega = \Omega$ ). Man spricht dann von Unwuchtanregung oder Massenkraftanregung mit der Erregerkraftamplitude

$$\hat{F}_E = m_u r_u \omega^2 \quad (1)$$

mit  $m_u$  rotierende Unwuchtmasse in kg  
 $r_u$  Unwuchtradius in m.

Zur Ermittlung der Fußbodenkraft  $F_B$  wird nach dem *d'Alembertschen* Prinzip (Summe aller am Massenpunkt angreifenden Kräfte einschließlich der Trägheitskraft ist Null) die Bewegungsgleichung bzw. Differentialgleichung entsprechend des Ersatzmodells aus Abbildung 1 aufgestellt. Die angreifenden Kräfte sind hierbei die Erregerkraft  $F(t)$ , Federkraft  $F_k$  und Dämpferkraft  $F_D$  der Aufstellelemente sowie die Trägheitskraft  $F_M$  der Maschine (Dresig & Holzweißig, 2016, S. 192 ff.). Die Fundament- oder Fußbodenkraft ergibt sich aus der Summe der Feder- und Dämpferkraft.

Die Lösung der Bewegungsgleichungen für den stationären (in der Erregerfrequenz schwingenden) Zustand führt zu den für die Schwingungsisolierung wichtigen Vergrößerungsfunktionen (Blochwitz, Bittner, Schreiber & Uhlig, 2013). Auf diese soll im nachfolgenden Abschnitt eingegangen werden.

## 2.2 Vergrößerungsfunktionen zur Schwingungsisolierung

Die Vergrößerung  $V$  stellt eine Übertragungsfunktion von Erregerkraftamplitude zu Antwortamplitude dar und kann in Abhängigkeit des Frequenzverhältnisses

$$\eta = \frac{\omega}{\omega_0}, \quad \omega = 2\pi f_e, \quad \omega_0 = 2\pi f_0 \quad (2)$$

mit  $\omega, f_e$  Erregerfrequenz bzw. Kreisfrequenz in Hz  
 $\omega_0, f_0$  Eigenfrequenz bzw. Kreisfrequenz des Schwingsystems in Hz

sowie des Dämpfungsgrades  $\vartheta$  des Schwingsystems angegeben werden.

Die Antwortamplitude kann z.B. die Auslenkung, Schwinggeschwindigkeit (Schnelle) oder Beschleunigung der Maschinenbewegung sein oder die über das Schwingsystem übertragene Fußbodenkraft. Eine Auflistung der Übertragungsfunktionen bietet die (DIN 1311-2). Im Bereich der Literatur und der technischen Regelwerke ist die Bezeichnung der Übertragungsfunktion nicht einheitlich. Mit der DIN 1311-2 wurde eine Reihe von Indices zur Kennzeichnung eingeführt. In DIN und VDI wird der Betrag des komplexen Amplitudenfrequenzganges  $|\underline{\alpha}|$  anstelle der Vergrößerung  $V$  benutzt.

Im Nachfolgenden werden die Vergrößerungsfunktionen und Schwingungsantworten von Fußbodenkraft und Schnelle für beide Anregungsarten (vgl. Abb. 1) dargestellt.

### 2.2.1 Schwinggeschwindigkeit der Maschine bei dyn. Krafterregung

Die Formel für die Schwinggeschwindigkeit der Maschine ergibt sich aus der Differentiation der Auslenkung  $\hat{v} \rightarrow \hat{x}\omega$  (Beitelschmidt, 2023, S. 528). Die Vergrößerungsfunktion der Auslenkung  $\hat{x}$  wird bei Dresig und Beitelschmidt mit  $V_1$  betitelt. Da es sich im Nachfolgenden um die 1. Ableitung, d.h. die Schwinggeschwindigkeit, handelt, erfolgt im Nachfolgenden die Indizierung durch  $V_{1v}$ . Die Schwinggeschwindigkeit der Maschine  $\hat{v}_M$  wird folgendermaßen berechnet:

$$\hat{v}_M = \hat{F}_E \cdot \kappa \cdot V_{1v} \quad (3)$$

mit  $\kappa = \frac{\omega_0}{k}$  Übertragungsfaktor für die Schwinggeschwindigkeit.

Der Term  $\frac{\omega}{k} \cdot V_{1v}$  ist die Admittanz bzw. Mobilität des Systems mit der Einheit s/kg.

In (DIN 1311-2, S. 16) sind die Formeln der Amplitudenfrequenzgänge und Übertragungsfaktoren für Auslenkung, Geschwindigkeit und Beschleunigung aufgelistet. Demnach lautet die Vergrößerung der Geschwindigkeitsantwort der Maschine bei dynamischer Krafterregung:

$$V_{1v} = \frac{\eta}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4\vartheta^2\eta^2}} \quad (4)$$

Nachfolgend ist der Graph von  $V_{1v}(\eta)$  abgebildet.

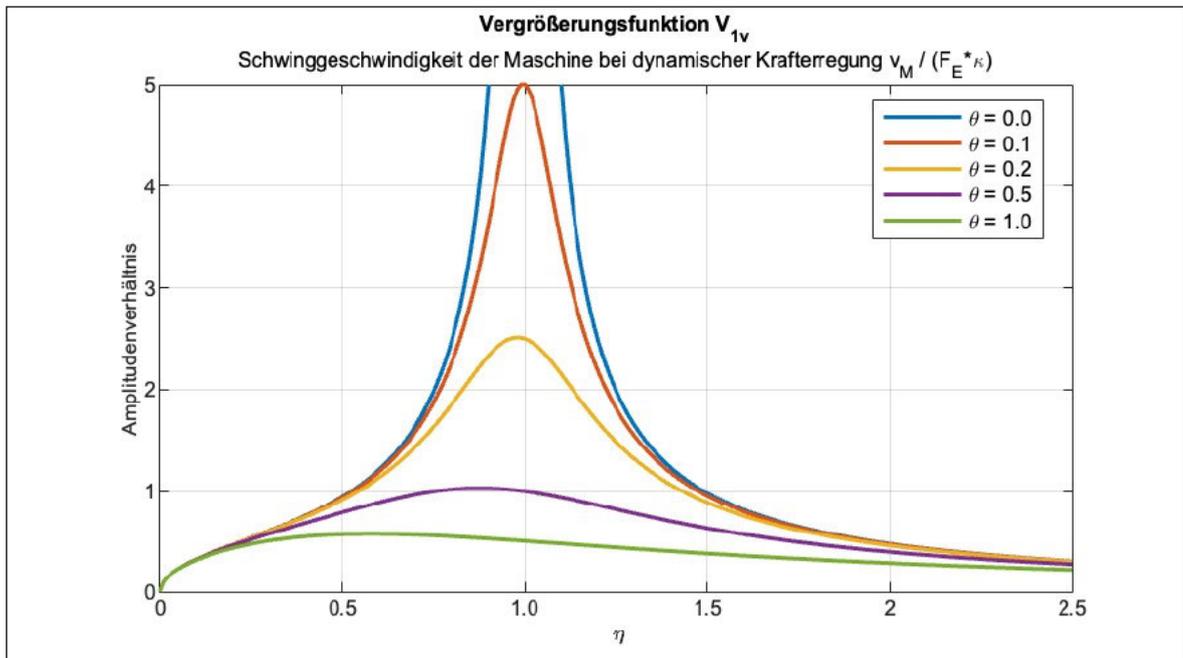


Abbildung 2: Vergrößerung  $V_{1v}$  (Darstellung in Anlehnung an Beiteltschmidt, 2023)

Im Graph von  $V_{1v}$  ist wieder die Amplitudenüberhöhung im Bereich der Resonanzfrequenz erkennbar. Bei ausreichender Dämpfung ( $\vartheta > 0.5$ ) wird  $V_{1v} < 1$ . Um eine Amplitudenüberhöhung zu vermeiden, kann ein kleines als auch ein großes Frequenzverhältnis ( $\eta \ll 1$  bzw.  $\eta \gg 1$ ) angestrebt werden. Es kann auch mit Elementen hoher Dämpfung  $\vartheta > 0.5$  gearbeitet werden, um die Resonanz bei  $\eta = 1$  zu mindern (Durchfahren der Resonanz bei Auf- und Abschwingvorgängen).

### 2.2.2 Fußbodenkraft bei dyn. Krafterregung

Die Fußbodenkraftamplitude  $\hat{F}_B$  bezogen auf die dynamische Erregerkraft  $\hat{F}_E$  ergibt die in (Beiteltschmidt, 2023, S. 523) angegebene Funktion  $V_2$ :

$$V_2 = \frac{\hat{F}_B}{\hat{F}_E} = \sqrt{\frac{1 + 4\vartheta^2\eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + 4\vartheta^2\eta^2}} \quad (5)$$

Der Graph von  $V_2(\eta)$  ist in Abbildung 2 dargestellt.

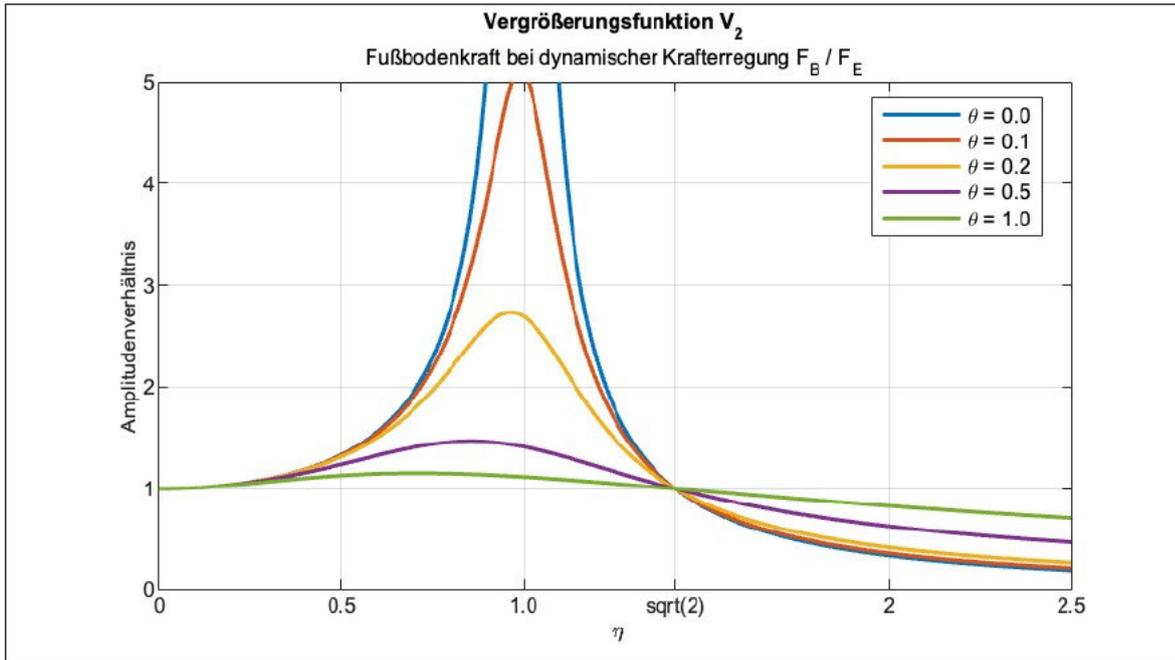


Abbildung 3: Vergrößerung  $V_2$  (Darstellung in Anlehnung an Beiteltschmidt, 2023)

Im Bereich  $\eta = 1$  stimmen Erregerfrequenz und Eigenfrequenz überein und es kommt zur Resonanzüberhöhung. Die Isolierwirkung tritt oberhalb der Resonanzfrequenz bei  $\eta > \sqrt{2}$  bzw.  $f_e > \sqrt{2} \cdot f_0$  ein. Um diesen Effekt auszunutzen, empfiehlt sich eine tiefe Abstimmung der Resonanzfrequenz  $f_0$  ( $\eta \gg 1$ ). Höhere Dämpfungswerte führen bei  $\eta > \sqrt{2}$  zwar zu einem schlechteren Isolierwirkungsgrad, senken aber zugleich den Betrag des Maximums im Resonanzbereich.

### 2.2.3 Schwinggeschwindigkeit der Maschine bei Unwuchterregung

Setzt man die Erregerkraftamplitude für die Massenkrafterregung  $\hat{F}_E = m_u r_u \omega^2$  mit  $\omega^2 = \eta^2 \omega_0^2$  in Gl. (3) ein, ergibt sich die Schwinggeschwindigkeit der Maschine zu

$$\hat{v}_M = m_u r_u \omega_0^2 \eta^2 \cdot \kappa \cdot V_{1v}. \quad (6)$$

Für die Vergrößerungsfunktion lässt sich zusammenfassen:

$$V_{3v} = \frac{\hat{v}}{m_u r_u \omega_0^2} \cdot \kappa^{-1} = \eta^2 \cdot V_{1v} = \frac{\eta^3}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4\theta^2 \eta^2}} \quad (7)$$

Nachfolgend ist der Graph von  $V_{3v}(\eta)$  abgebildet.

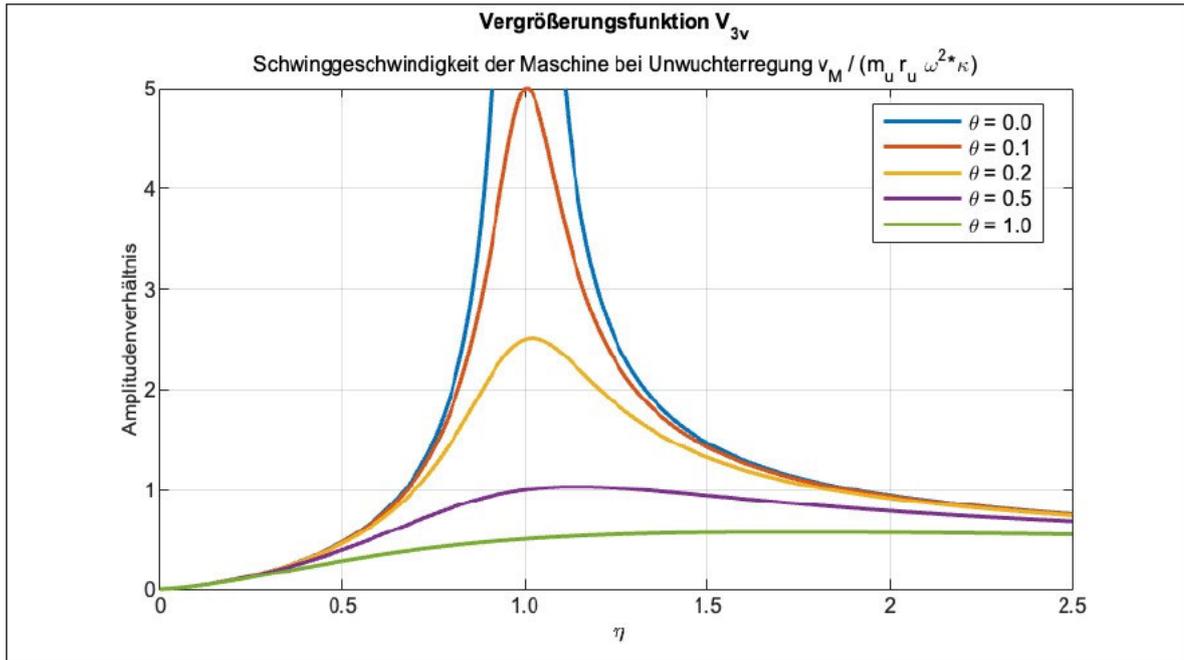


Abbildung 4: Vergrößerung  $V_{3v}$  (Darstellung in Anlehnung an Beiteltschmidt, 2023)

Der Graph  $V_{3v}$  unterscheidet sich kaum von  $V_{1v}$ , wobei das Amplitudenverhältnis oberhalb der Resonanz schwächer abfällt.

## 2.2.4 Fußbodenkraft bei Unwuchterregung

Die Vergrößerungsfunktion der Fußbodenkraft bei Unwuchterregung kann man in analoger Vorgehensweise erhalten. Durch Einsetzen von  $\hat{F}_E = m_u r_u \omega^2$  in Gl. (5) und Umstellung nach  $\hat{F}_B$  ergibt sich die Fußbodenkraft

$$\hat{F}_B = \hat{F}_E \cdot V_2 = m_u r_u \omega^2 \cdot V_2. \quad (8)$$

Setzt man nun das nach  $\omega^2 = \eta^2 \omega_0^2$  umgestellte Frequenzverhältnis  $\eta$  aus Gleichung (2) ein, erhält man zusammengefasst die Vergrößerungsfunktion  $V_4$ , wie sie vergleichsweise in (Beiteltschmidt, 2023, S. 526) angegeben wird:

$$V_4 = \frac{\hat{F}_B}{m_u r_u \omega_0^2} = \eta^2 \cdot V_4 = \frac{\eta^2 \sqrt{1 + 4\vartheta^2 \eta^2}}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4\vartheta^2 \eta^2}} \quad (9)$$

Nun bezieht sich die Fußbodenkraft  $\hat{F}_B$  im Zähler auf eine Kraft im Nenner, die eine Unwuchtamplitude  $\hat{U} = m_u r_u$  aufweist. Diese ist im Gegensatz zur Erregerkraftamplitude für die Massenkrafterregung nach Gl. (1) nicht mehr von der Erregerkreisfrequenz  $\omega$ , sondern von der Eigenkreisfrequenz  $\omega_0$  abhängig. Der Graph von  $V_4(\eta)$  ist in Abbildung 3 dargestellt.

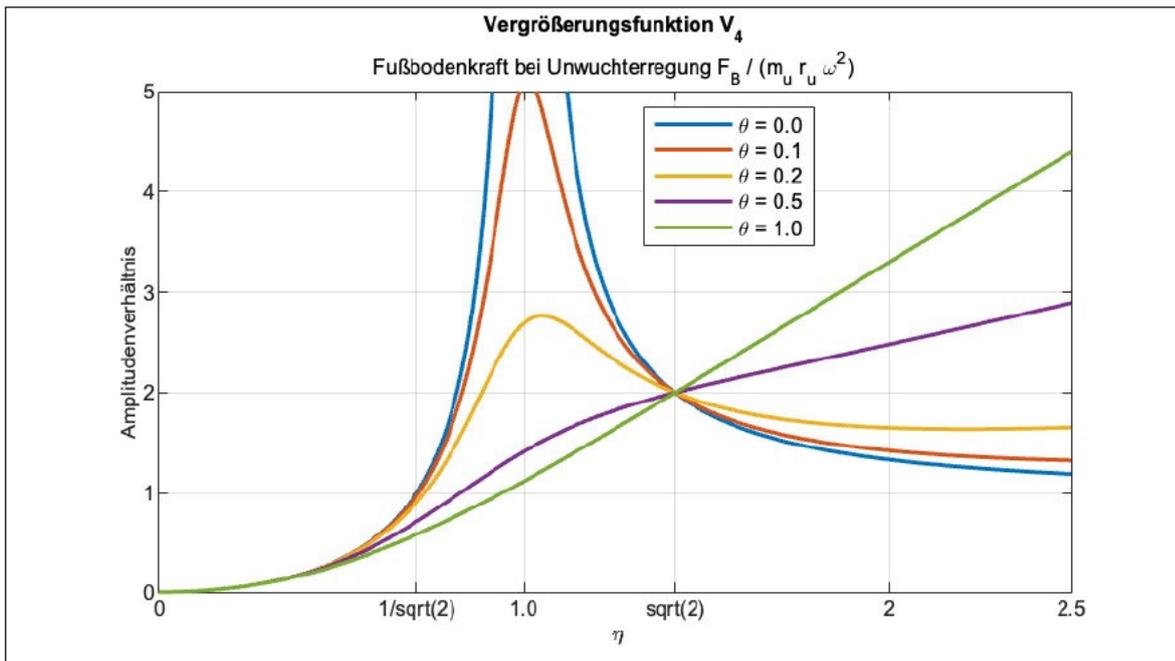


Abbildung 5: Vergrößerung  $V_4$  (Darstellung in Anlehnung an Beiteltschmidt, 2023)

Gemäß Abbildung 3 ist eine Isolierwirkung nur zu Frequenzverhältnissen  $\eta \ll 1$  hin erkennbar. Im Resonanzbereich ist das Maximum ebenfalls von der Dämpfung abhängig. Im Unterschied zu  $V_1$  führen oberhalb der Resonanzfrequenz diesmal kleine Dämpfungswerte zu geringeren Amplituden. Es wird aber keine Isolierwirkung erreicht, weil die Funktion auch bei keiner Dämpfung ( $\vartheta = 0$ ) Werte größer 1 erzielt. Für besonders hohe Dämpfungen wächst  $V_2$  mit steigender Erregerfrequenz sogar an. Nach dem Graph  $V_2$  zu urteilen, bietet sich für die Unwucherregung eine hohe Abstimmung der Resonanzfrequenz an ( $\eta \ll 1$ ).

## 2.3 Körperschallisolierung mit mechanischen Impedanzen

### 2.3.1 Definition Punktimpedanz / Admittanz

Jegliche durch Maschinen hervorgerufene Anregungen, z.B. Drehkräfte, Unwuchten, Flüssigkeitsschalle etc. üben eine bestimmte Kraft  $\underline{F}$  auf verbundene Strukturen aus und rufen der Kraft proportionale Bewegungen  $\underline{v}$  hervor. Am Beispiel der Waschmaschine treten diese Bewegungen als Vibrationen am Gehäuse, Fußboden und angeschlossenen Rohrleitungen auf.

Die mechanische Impedanz  $\underline{Z}_e$  beschreibt, in welcher Stärke sinusförmige Schwingungen bei Krafterregung in der translatorischen Hauptbewegungsrichtung hervorgerufen werden. Ihre allgemeine Definition lautet (Sinambari & Sentpali, 2020, S. 40):

$$\underline{Z}_e = \frac{\underline{F}}{\underline{v}} \quad (10)$$

mit  $\underline{F}$  komplexe harmonische Anregungskraft in N  
 $\underline{v}$  komplexe Schnelle am Anregungsort in m/s.

Dabei ist der Ort der Anregung von Bedeutung. Wie (Möser & Kropp, 2010) erklären, kann der Anregungsort u.U. ein größeres Gebiet sein und durch eine unterschiedliche Verteilung der gleichen Kraft muss die hervorgerufene Schnelle nicht unbedingt konstant sein. Aus diesem Grund wird für  $\underline{Z}_e$  eine punktförmige Anregung vorausgesetzt. Punktförmig bedeutet in der Praxis, dass die Anregungsfläche von  $\underline{F}$  klein (etwa ein Zehntel) gegenüber den erzeugten Wellenlängen des Körperschalls angenommen wird. Kraft und Schnelle sind an der gleichen Stelle und gleichgerichtet.

Viele andere Autoren verwenden zur Beschreibung der Körperschallausbreitung statt der mechanischen Impedanz dessen Kehrwert, die mechanische Admittanz (Hübelt, 2023, S. 169):

$$\underline{Y} = \frac{\underline{v}}{\underline{F}} = \underline{Z}_e^{-1}. \quad (11)$$

### 2.3.2 Impedanzen des gedämpften Einmassenschwingers

Die mechanische Eingangsimpedanz lässt sich gemäß (Sinambari & Sentpali, 2020) für idealisierte Bauteile z.B. die des gedämpften Einmassenschwingers mit dessen Grundelementen Feder, Dämpfer, Masse beschreiben.

Die Gleichungen der Grundelemente werden im nachfolgenden aufgeführt.

#### Kompakte Masse

Die kompakte (starre), in einem translatorischen Freiheitsgrad frei bewegliche Masse  $m$  hat die Eingangsimpedanz:

$$\underline{Z}_M = jm\omega, \quad \left| \underline{Z}_M \right| = m\omega. \quad (12)$$

#### Masselose Feder

Die masselose Feder wird durch die Federsteifigkeit  $k$  beschrieben:

$$\underline{Z}_F = \frac{k}{j\omega}, \quad \left| \underline{Z}_F \right| = \frac{k}{\omega}. \quad (13)$$

#### Dämpfer

Die rein reelle Dämpferimpedanz ist gleich dem Dämpfungskoeffizienten  $d$ :

$$Z_D = d = 2 \cdot \sqrt{k \cdot m} \cdot \vartheta. \quad (14)$$

Der tatsächliche Verlauf der mechanischen Impedanz eines realen Bauteils ist frequenzabhängig und weist je nach Einspannbedingung und Anregungsort Einbrüche und Resonanzen im Frequenzverlauf auf. Einbrüche liegen typischerweise bei den Biegemoden des Bauteils. Die Höhe der Einbrüche ist dabei von den Dämpfungseigenschaften abhängig. Die reale Impedanz kann prinzipiell durch idealisierte Verläufe angenähert oder abgeschätzt werden. Dabei unterscheidet man den Frequenzbereich unterhalb der 1. Eigenfrequenz des Bauteils, da dort bei kompakten Bauteilen Feder- oder Massecharakter vorliegt, sowie den Bereich der ersten Eigenfrequenzen wo die größten Resonanzeinbrüche liegen und den Bereich mit hoher Eigenmodendichte, bei dem häufig Platten- oder Balkencharakter vorliegt (Sinambari & Sentpali, 2020, S. 50).

Die Lage der Eigenfrequenzen für einfache Strukturen lässt sich mit entsprechenden Randbedingungen (Einspannung, Materialbeschaffenheit) ermitteln, z.B. für Stäbe, Balken

oder Platten (Hübelt, 2023, S. 165 ff.). Eine genaue Ermittlung des Frequenzganges ist bei komplexen Strukturen nur durch Messungen möglich.

### 2.3.3 Grundgleichung der Körperschallisolierung

Der Fall für die dynamische Kraftanregung einer Struktur bei starrer sowie elastischer An-  
kopplung einer Maschine kann durch die mechanischen Eingangsimpedanzen der Modell-  
komponenten veranschaulicht werden (Abb. 6).

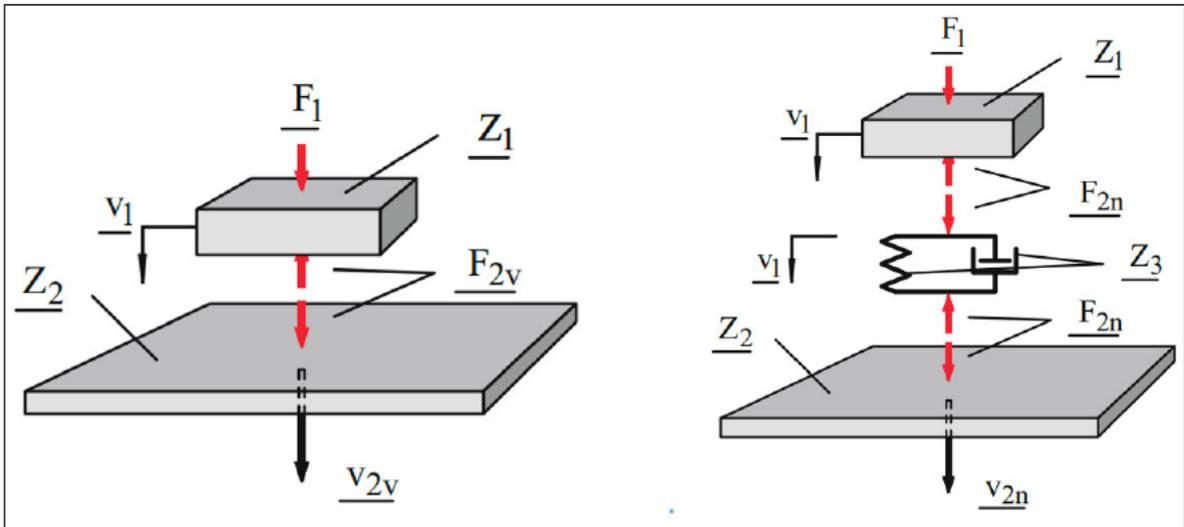


Abbildung 6: Kraftanregung einer Struktur bei starrer Ankopplung (links) und elastischer Ankopplung (rechts) (Sinambari & Sentpali, 2020)

Für die Ermittlung der Isolierwirkung sind die auf den Fußboden übertragenen Wechselkräfte und Schwinggeschwindigkeiten von Interesse. Der Betrag des Amplitudenfrequenzganges bei Krafterregung  $|\underline{\alpha}|$  wird als Maßstab für Kräfte und Schnellen am Fußboden mit und ohne Isolierung genutzt. In Gl. (15) wird  $|\underline{\alpha}|$  mit der von Abb. 6 abweichenden Indizierung  $\underline{F}_{2n} = \underline{F}_B$  mit,  $\underline{F}_{2v} = \underline{F}_B$  ohne,  $\underline{v}_{2n} = \underline{v}_B$  mit,  $\underline{v}_{2v} = \underline{v}_B$  ohne (Vgl. Troge, 2023) angegeben:

$$|\underline{\alpha}| = \left| \frac{\underline{F}_B \text{ mit}}{\underline{F}_B \text{ ohne}} \right| = \left| \frac{\underline{v}_B \text{ mit}}{\underline{v}_B \text{ ohne}} \right| = \left| \frac{1 + \underline{Z}_1/\underline{Z}_2}{1 + \underline{Z}_1/\underline{Z}_2 + \underline{Z}_1/\underline{Z}_3} \right| \quad (15)$$

- |     |   |  |
|-----|---|--|
| mit | $\underline{F}_B$ mit, $\underline{F}_B$ ohne | Übertragene komplexe Wechselkräfte auf den Fußboden mit bzw. ohne elastische Isolierung        |
|     | $\underline{v}_B$ mit, $\underline{v}_B$ ohne | Komplexe Schwinggeschwindigkeiten (Schnelle) des Fußbodens mit bzw. ohne elastische Isolierung |
|     | $\underline{Z}_1$                             | Maschinenimpedanz  |
|     | $\underline{Z}_2$                             | Anschluss- bzw. Fußbodenimpedanz   |
|     | $\underline{Z}_3$                             | Federimpedanz.   |

In (Troge, 2023, S. 586) wird Gl. (15) über die komplexen Admittanzen bzw. Beweglichkeiten  $\underline{Y} = 1/\underline{Z}$  ausgedrückt. Gl. (15) lässt sich als Grundgleichung der Körperschallisolierung für die Kraft- als auch Schnelleanregung bezeichnen.

### 2.3.3.1 Sonderfall starre Maschine auf unnachgiebigem Fundament

Setzt man nach der Modellvorstellung eines starren Aufstellortes  $|Z_2| = \infty$ , sowie  $Z_1 = Z_M$  und  $Z_3 = Z_F + Z_D$  mit den Formeln für die idealisierten Bauteile nach Abschnitt 2.3.2 in die Gl. (15) ein, so erhält man nach Auflösen der Betragsstriche die Amplituden für Kraft und Schnelle:

$$|\underline{\alpha}| = \frac{\hat{F}_{B \text{ mit}}}{\hat{F}_{B \text{ ohne}}} = \frac{\hat{v}_{B \text{ mit}}}{\hat{v}_{B \text{ ohne}}} = \sqrt{\frac{1 + 4\vartheta^2\eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + 4\vartheta^2\eta^2}} \quad (16)$$

$$|\underline{\alpha}| = V_2$$

mit  $\hat{F}_{B \text{ mit}}, \hat{F}_{B \text{ ohne}}$  Amplitude der Wechselkräfte des Fußbodens nach bzw. vor der Isolierung  
 $\hat{v}_{B \text{ mit}}, \hat{v}_{B \text{ ohne}}$  Amplitude der Schwinggeschwindigkeiten (Schnelle) des Fußbodens nach bzw. vor der Isolierung.

Gl. (16) stellt eine Näherungsgleichung für tiefe Frequenzen dar und entspricht der Beziehung für die Schwingungsisolierung nach Gl. (5), also der Vergrößerungsfunktion  $V_2$ .

### 2.3.4 Einfügungsdämmmaß $D_e$ & Schnellepegeldifferenz $D_v$

Das Einfügungsdämmmaß  $D_e$  wird als logarithmisches Maß für die Wirksamkeit der Schwingungs- und Körperschallisolierung benutzt (Troge, 2023).

$$D_e = 20 \cdot \lg \frac{\tilde{v}_{B \text{ ohne}}}{\tilde{v}_{B \text{ mit}}} \text{ dB} \quad (17)$$

mit  $\tilde{v}_{B \text{ mit}}, \tilde{v}_{B \text{ ohne}}$  gemessener Effektivwert der Schwinggeschwindigkeiten (Schnelle) des Fußbodens mit bzw. ohne der Isolierung.

Liegt eine periodische (stationäre) Anregung vor, so lässt sich diese mittels Fouriertransformation in eine Summe sinusförmiger Schwingungen zerlegen. Für sinusförmige Schwingungen lässt sich der Effektivwert einfach mit dem Faktor  $\sqrt{2}$  in den Spitzenwert (Amplitude) umrechnen und umgekehrt (Kramer, 2007, S. 23). Der Betrag des Amplitudenfrequenzganges  $|\underline{\alpha}|$  lässt demzufolge durch die gemessenen Effektivwerte ausdrücken und das Einfügungsdämmmaß berechnet sich zu:

$$D_e = 20 \cdot \lg \frac{1}{|\underline{\alpha}|} \text{dB} \quad (18)$$

Da der Aufwand für die Messung der Schnelle am Fußpunkt von Maschinen mit und ohne Isolatoren zur Bestimmung von  $D_e$  in der Praxis oft sehr hoch ist, bietet sich die messtechnisch einfachere Bestimmung der Schnellepegeldifferenz  $D_v$  an (Troge, 2023):

$$D_v = 20 \cdot \lg \frac{\tilde{v}_{\text{oben}}}{\tilde{v}_{\text{unten}}} \text{dB} = D_e + K \quad (19)$$

mit  $\tilde{v}_{\text{oben}}, \tilde{v}_{\text{unten}}$  gemessener Effektivwert der Schnelle des Maschinengehäuses (oben) und des Fußbodens (unten).  
 $K$  Korrekturwert in dB

Die Indizes „unten“ und „B“ werden synonym für „Fußboden“ bzw. den Aufstellort verwendet. Gilt die Bedingung, dass die Admittanz der Isolatoren  $\underline{Y}_I$  größer ist als die Admittanz der Maschine  $\underline{Y}_M$  und der Struktur  $\underline{Y}_S$  (Admittanz des Fußbodens oder Aufstellortes), d.h.  $\underline{Y}_I \gg \underline{Y}_M, \underline{Y}_S$ , kann  $K$  wie folgt berechnet werden (Troge, 2023):

$$K = 20 \lg \left| \frac{\underline{Y}_M + \underline{Y}_S}{\underline{Y}_S} \right| \text{dB} = 20 \lg \left| \frac{\underline{Z}_M + \underline{Z}_S}{\underline{Z}_M} \right| \text{dB}. \quad (20)$$

Eine alleinige Messung der Schnellepegeldifferenz  $D_v$  ist gemäß Troge kein taugliches Mittel, um die Körperschallisolierung zu überprüfen, weil sehr starke Abweichungen von der gesuchten Einfügungsdämmung  $D_e$  auftreten können. Die Berechnung von  $K$  setzt die genaue Kenntnis der Maschinen- und Strukturadmittanzen bzw. Impedanzen voraus, welche i.Allg. nur in grober Näherung berechenbar sind (vgl. Abschnitt 2.3.2).

## 3 Berechnung & Simulation

### 3.1 Einfluss der Materialparameter der Aufstellelemente

Im Nachfolgenden wird zuerst auf die wichtigsten Parameter zur Auslegung der Federelemente aus Sylomer eingegangen.

#### 3.1.1 Eigenfrequenz der Feder $f_0$

Für die elastisch gelagerte Maschine auf starrem Untergrund ergibt sich gemäß (Dresig & Holzweißig, 2016) die Abstimmfrequenz

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (21)$$

mit	$f_0$	Eigenfrequenz Feder-Masse-System in Hz
	$k$	Steifigkeit der Federelemente in N/m
	$m$	Auf das Federelement wirkende Masse in kg.

#### 3.1.2 Fläche der Feder $A$

Die Fläche  $A$  ist die Auflagefläche der Maschine auf die Feder. Soll eine Feder dimensioniert werden, ist zu beachten, dass der maximale Belastungsdruck  $F_{zul}$  nicht überschritten wird. Tritt dieser Fall ein, können irreparable Verformungen der Feder auftreten. Zusätzlich ändern sich die Dämpfungseigenschaften unvorhersehbar. Der maximale Belastungsdruck pro Fläche wird von dem Hersteller im Datenblatt angegeben. In der Praxis wird angestrebt, eine möglichst kleine Fläche zu nutzen, um u. a. auch Kosten zu reduzieren.

#### 3.1.3 Federkonstante $k$

Jede Feder besitzt unterschiedliche Federkonstanten. Diese gibt Auskunft darüber, wie sehr sich eine Feder bei Belastung dehnt oder staucht.

Die Federkonstanten von Gummifedern als auch von Sylomer sind im Gegensatz zu Metallfedern frequenzabhängig. Dieser in (Dresig & Holzweißig, 2016, S. 40) beschriebene Effekt wird durch Verwendung der dynamischen Federkonstante  $k$  berücksichtigt:

$$k = \frac{E_{dyn} A}{h}. \quad (22)$$

mit	$E_{\text{dyn}}$	Dynamisches Elastizitäts-Modul N/mm <sup>2</sup>
	$A$	Auflagefläche in mm <sup>2</sup>
	$h$	Materialdicke in mm.

Der E-Modul ist wiederum von der Flächenpressung (auf die Auflagefläche des Federelements wirkende statische und dynamische Kräfte) abhängig und kann den in den Hersteller-Datenblättern abgebildeten Diagrammen entnommen werden (Abb. 7).

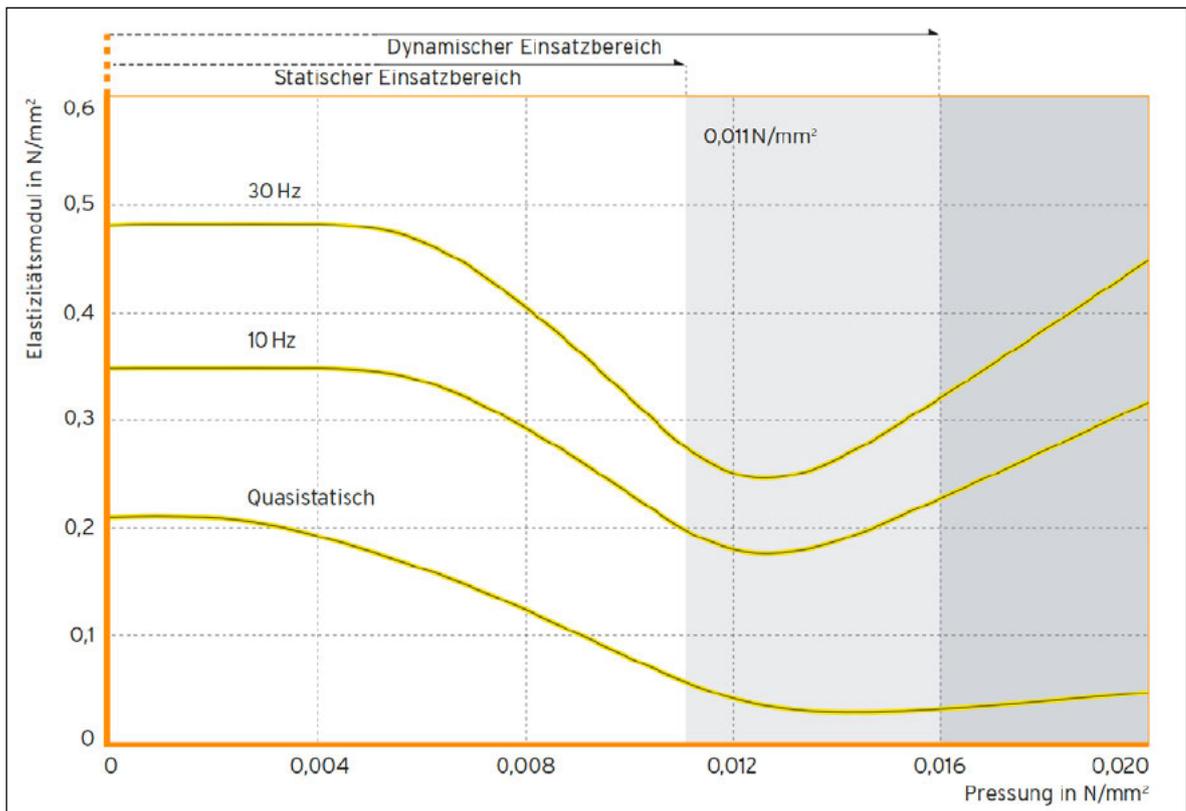


Abbildung 7: Belastungsabhängigkeit des E-Moduls bei Formfaktor  $q=3$  (Getzner Werkstoffe GmbH, 2019)

### 3.1.4 Formfaktor $q$

Durch eine statische Belastung von Federelementen kommt es unterhalb des maximalen Belastungsdruckes zu einer reparablen Verformung der Feder. Diese verändert die Federeigenschaften. Um diesen Effekt zu berücksichtigen, wurde der Formfaktor  $q$  eingeführt (Vgl. Dresig & Holzweißig, 2016, S. 40):

$$q = \frac{\text{Belastete Fläche}}{\text{gesamte freie Oberfläche}} \quad (23)$$

Insbesondere kleine Formfaktoren können zu einer signifikanten Erhöhung der statischen Durchsenkung des Aufstellelementes und damit zu einem kleineren E-Modul führen (vgl. Abb. 8).

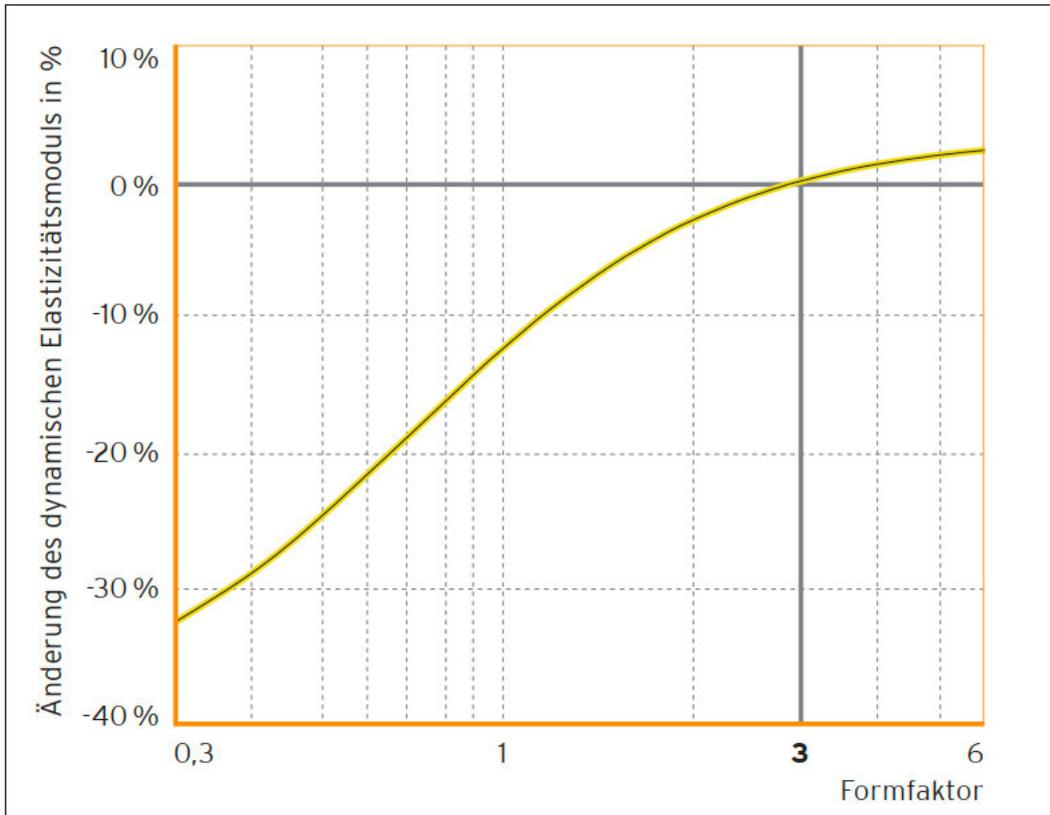


Abbildung 8: Dynamischer E-Modul bei 10 Hz in Abhängigkeit des Formfaktors (Getzner Werkstoffe GmbH, 2019)

## 3.2 Auslegung der Resonanzfrequenz

### 3.2.1 Maschinendaten

Die zu isolierende Waschmaschine „Öko Lavamat 2750 sensortronic“ der Firma AEG hat ein Fassungsvermögen von 2kg Trockenwäsche. Die stärksten Schwingungen entstehen durch das Schleudern. Die Waschtrommel wird laut Produktdatenblatt mit der Schleuderdrehzahl  $n = 1000$  U/min angetrieben, welche mithilfe eines Knopfdrucks auf 700 U/min für Schonwaschgänge heruntergeregelt werden kann. Die Maschine läuft i.d.R. immer mit der Einstellung „1000 U/min“, daher wird für die Auslegung der Federelemente für den Versuch maßgebend die Erregerfrequenz  $f_e = n/60 \approx 16,7$  Hz herangezogen.

Die auf die Federelemente wirkende Masse  $m$  setzt sich aus dem Leergewicht der Maschine von ca. 78 kg und dem Nassgewicht der Wäsche von ca. 15 kg zusammen. Die

Nasswäsche wurde mithilfe einer Kofferwaage orientierungsmäßig gewogen. Berücksichtigt wurde außerdem die, zwecks Aufstellung der Maschine auf Dämmmatten angefertigte, ca. 2kg schwere Holzplatte, welche mit M8-Schrauben an die Unterseite der Waschmaschine montiert wurde und als Auflagefläche dient. Daraus ergibt sich  $m = 105$  kg. Die Maße der Maschine betragen ca. (624 x 450 x 650) mm (Länge x Breite x Höhe).

### 3.2.2 Parametrierung der Feder

Bei der Auswahl der Federelemente bzw. der Dimensionierung von  $k$  wurde auf die Produktpalette von Getzner Sylomer® zurückgegriffen. Im Versuch sollen zwei grundsätzlich unterschiedliche Varianten untersucht werden:

- Einerseits die tief abgestimmte Aufstellung, wobei die Eigenfrequenz  $f_0$  kleiner als die niedrigste Erregerfrequenz ist ( $\eta \gg 1$ ) und
- andererseits die hoch abgestimmte Aufstellung, wobei die Eigenfrequenz  $f_0$  größer als die höchste Erregerfrequenz ist ( $\eta \ll 1$ ).

Die Berechnung der Pressung für die grafische Ermittlung von  $E_{\text{dyn}}$  erfolgte aus der Gewichtskraft  $F_G = m \cdot g$  mit der Fallbeschleunigung  $g \approx 10$  m/s. Da die Trommeldrehzahl der Waschmaschine lt. Hersteller bei 1000 U/min, also ca. 16,7 Hz, liegt, wurde  $E_{\text{dyn}}$  knapp oberhalb der 10 Hz – Kurve für den Formfaktor 3 abgelesen (vgl. Abb. 7) und entsprechend weiteren Herstellerdiagrammen auf den korrekten Wert des Formfaktors korrigiert (vgl. Abb.8). Durch Variieren der geometrischen Parameter wurden die Sylomerlager SR11 (gelb) und SR55 (grün) ausgewählt. Die aus den Herstellerdiagrammen abgelesenen Werte, sowie die daraus berechneten Eigenfrequenzen und Federkonstanten sind in Tabelle 1 dargestellt (nächste Seite).

Tabelle 1: Auslegung der Federelemente

	Seitenlänge		Dicke	Anzahl	Fläche	Formfaktor	Ge- wichts- kraft	Pres- sung	Stati- scher Ein- satzbe- reich	E-Mo- dul	Dämp- fung	Eigen- fre- quenz	Federkon- stante
	$a$ [mm]	$b$ [mm]	$h$ [mm]	-	$A$ [mm <sup>2</sup> ]	$q$	$F_G$ [N]	$F_G/A$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$F_{zu}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$E_{dyn}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\vartheta$	$f_0$ [Hz]	$k$ [N/m]
<b>SR11 (gelb)</b>	150	150	50	4	90000	0,8	1005	0,011	0,011	0,2	0,25	9	360000
<b>SR55 (grün)</b>	624	450	12,5	1	280800	10,5	1005	0,004	0,055	1,25	0,17	82	28080000

Für eine erfolgreiche tief abgestimmte Schwingungsisolierung sollte gemäß (Beitelschmidt, S.541) eine Resonanzfrequenz von  $f_0 < 3 \dots 4 f_e$  angestrebt werden. Jedoch war dies selbst mit dem weichsten Sylomer (SR11) gemäß Herstellerangaben nicht zu erreichen. Es wurde daher versucht, die tiefste mögliche Resonanzfrequenz unter Berücksichtigung eines geringen Formfaktors zu erreichen. Jedoch musste darauf geachtet werden, die Auflagefläche nicht zu gering zu wählen, damit die zulässige Pressung des statischen Einsatzbereiches nicht überschritten wird.

Liest man aus Tabelle 1 die Werte für die Pressung und den statischen Einsatzbereich  $F_{zul}$  (Herstellerangabe) ab, erkennt man, dass der statische Einsatzbereich bei SR11 voll ausgereizt wurde, um einen möglichst kleinen Wert für  $E_{dyn}$  erzielen. Für die hoch abgestimmte Variante mit SR55 wurde hingegen eine vollflächige Lagerung gewählt. So wurde die Pressung geringgehalten und ein hoher Formfaktor erzielt, um eine höhere Federsteifigkeit und Resonanzfrequenz zu erzielen.

Für die tief abgestimmte Aufstellung mit SR11 ergibt sich somit das Frequenzverhältnis  $\eta_{gelb} = \frac{16,7 \text{ Hz}}{9 \text{ Hz}} = 1,8$  sowie für die die hoch abgestimmte Aufstellung mit SR55  $\eta_{grün} = \frac{16,7 \text{ Hz}}{82 \text{ Hz}} = 0,2$ .

### 3.3 Schwingungsisolierung mit ISOMAG

#### 3.3.1 Modell

Die theoretischen Grundlagen der Schwingungsisolierung können durch eine Simulation mit ISOMAG veranschaulicht werden. Nach der Dimensionierung der Sylomerfedern wurde das Simulationsprogramm zur Überprüfung der Ergebnisse herangezogen. Das Ziel des Modells liegt darin, ein komplexes System vereinfacht darzustellen (Abb.9).

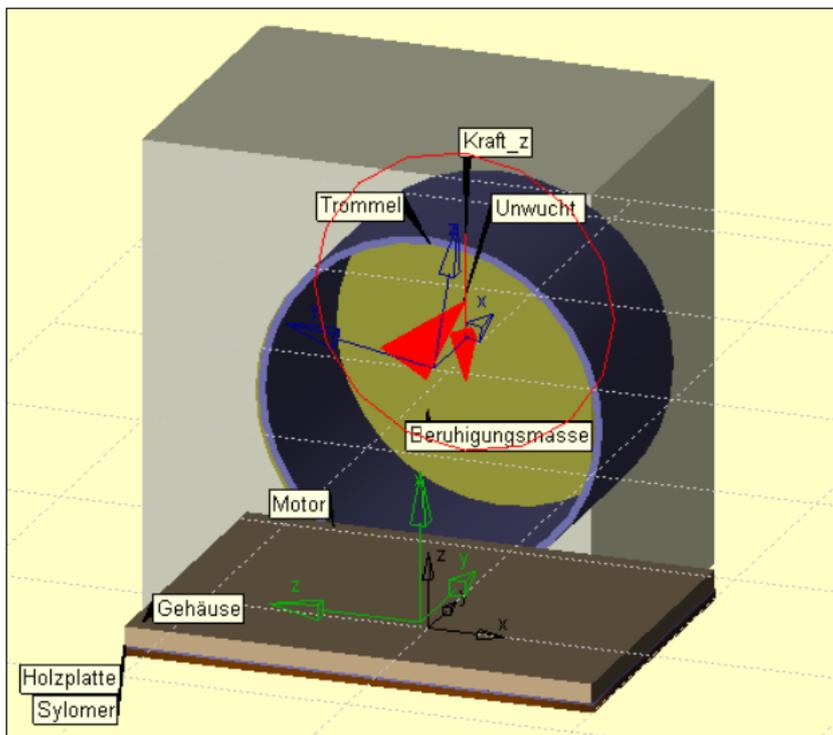


Abbildung 9: Isomag-Modell

Mithilfe der Software wurden die massebehafteten Bauteile (Gehäuse, Motor, Trommel, Beruhigungsmasse, Fundamentplatte) zu einer starren Gesamtstruktur zusammengefasst. Da keine Zeichnung für die Maschine und keine Angaben zu den Bauteilen zur Verfügung standen, wurden Maße und Lage der Einzelbauteile händisch ermittelt und deren Massen geschätzt. Der Gehäuserahmen aus 2-3 mm starken Stahlblech war deutlich schwerer gegenüber den anderen Bauteilen. An der Waschtrommel befindet sich eine ca. 2 cm dicke Scheibe, welche möglicherweise als Beruhigungsmasse dient. Die Trommel selbst ist am Stahlrahmen elastisch mit Aufhängern gelagert. Die Aufhänger wurden im Modell weggelassen, da keine Angaben zu deren Steifigkeiten gegeben sind und das Modell der starren Maschine angewendet wird. Durch das Hantieren mit dem Gerät entstand der Eindruck, dass der Massenschwerpunkt tatsächlich im Zentrum des Gerätes liegt. Das ist plausibel, zumal dies auch im Interesse der Konstrukteure gewesen sein sollte.

Die Erregerkräfte für die *dynamischen Kraftanregung* und *Unwuchterregung* wurden innerhalb der Trommel eingezeichnet und mit der Erregerfrequenz  $f_e = 16.7$  Hz versehen. Die Kenntnis der Erregeramplituden ist keine Voraussetzung für die Schwingungsisolierung, sondern das Verhältnis der Fußbodenkraft zu Erregerkraft (Vergrößerungsfunktion). Die Kenntnis der Erregeramplitude ist jedoch erforderlich, wenn man die Amplitude der auftretenden Fußbodenkraft abschätzen will. In das Modell wurden willkürlich die Kraftamplitude ( $\hat{F}_E = 0.1$  kN) bzw. Unwuchtamplitude ( $\hat{U} = 55000$  gmm) eingetragen. Die Parametrierung der Feder erfolgte mit den Daten aus Abschnitt 3.2.2, Tab.1.

### 3.3.2 Kraftfrequenzgänge

In Abbildung 10 sind die Ergebnisse der Isomag-Berechnungen in Form von Kraftfrequenzgängen  $F_B(f)$  für beide Anregungsarten und beide Sylomerfedern dargestellt. Zur besseren Darstellung wurden die Kraftverläufe auf den jeweiligen Maximalwert normiert, sodass die Kurven Werte zwischen 0 und 1 annehmen. Die grafische Darstellung erfolgte mithilfe von Matlab in der Version R2023a.

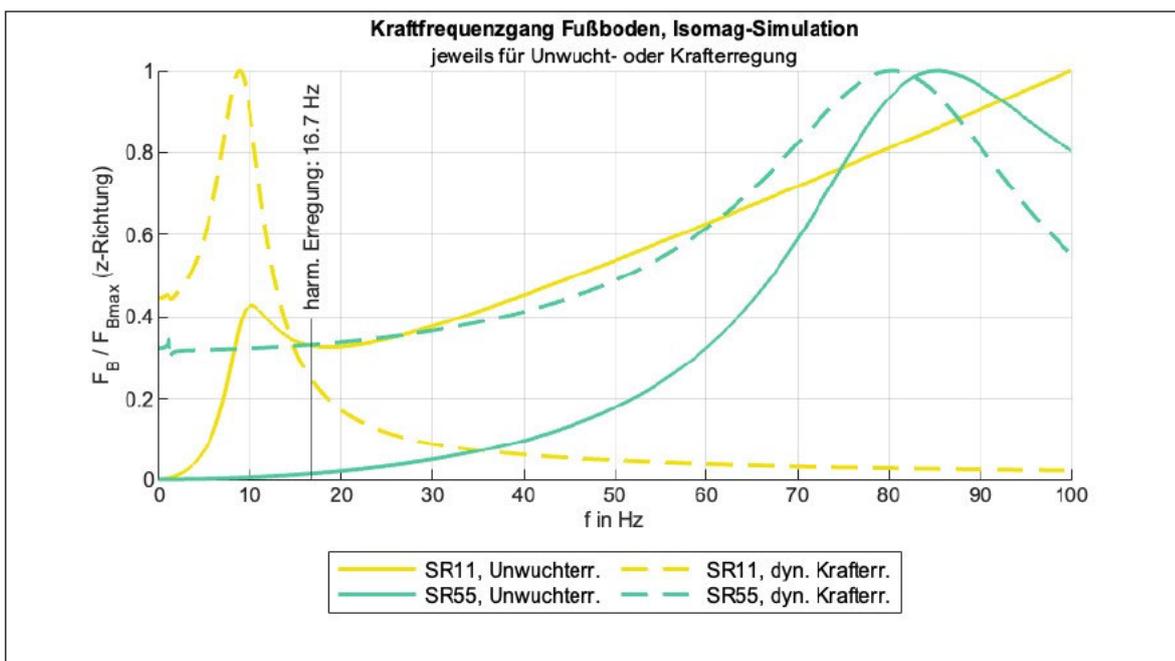


Abbildung 10: Kraftfrequenzgänge der Sylomerfedern bei Unwucht- und dyn. Krafteerregung

Die Unterschiede zwischen den beiden Anregungsarten sind in Abbildung 10 deutlich zu erkennen. Setzt man eine reine Unwuchterregung (durchgezogene Linien) voraus, treten bei der Hochabstimmung (grüne Kurve) im Bereich der Erregerfrequenz deutlich geringere Kräfte auf als bei der Tiefabstimmung (gelbe Kurve). Betrachtet man die reine Vertikalanregung (gestrichelte Linien) verhält es sich umgekehrt, d.h. die Tiefabstimmung schneidet besser ab je tiefer die Resonanzfrequenz liegt.

### 3.3.3 Vergrößerungsfunktionen & Einfügungsdämmmaße

In Abbildung 11 sind die Vergrößerungsfunktionen der Simulation mit eingezeichneter Unwucht bzw. vertikaler Krafterregung dargestellt.

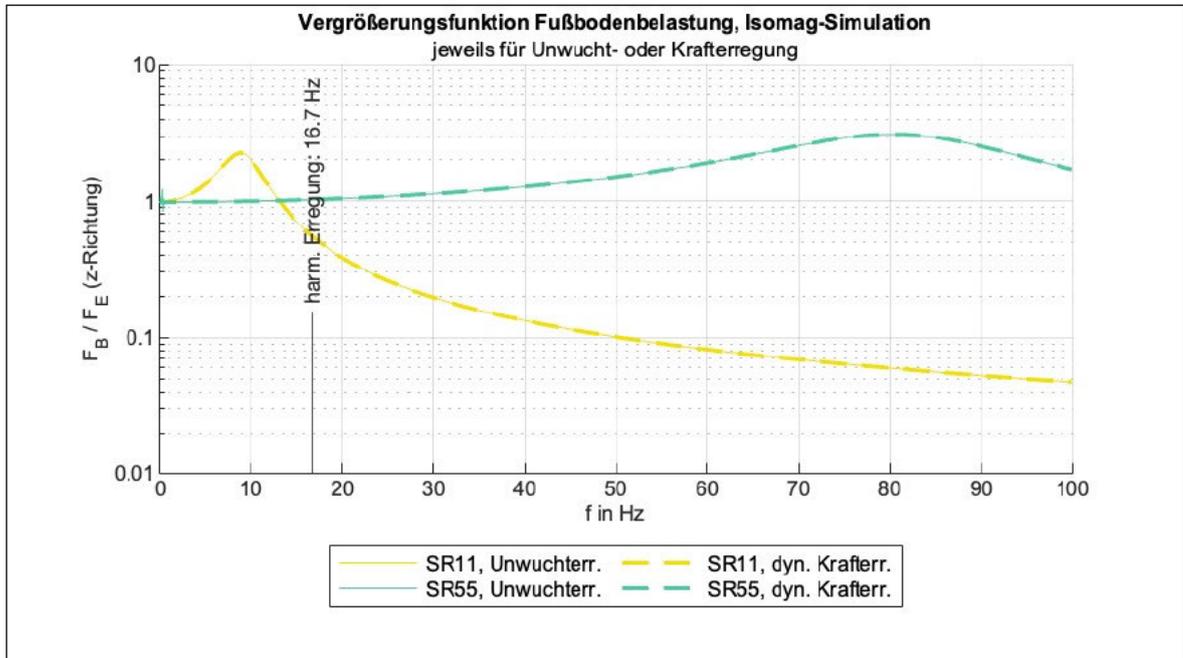


Abbildung 11: Vergrößerungsfunktionen der Fußbodenkraft, modelliert mit Unwuchterregung und vertikaler Krafterregung in Isomag

Wie in Abb. 11 gezeigt wird, ist für die Wirkung einer Quellisolierung bei Kraft- und Massenkrafterregung keine Unterscheidung der Anregungsarten erforderlich. In beiden Fällen ist die Vergrößerungsfunktion  $V_2$  (vgl. Abschnitt 2.2.2) relevant, weshalb die jeweils gleichfarbigen gestrichelten und durchgezogenen Linien genau übereinander liegen. Die Vergrößerungsfunktion  $V_4$  (vgl. Abschnitt 2.2.4) wird zur Abschätzung der Fußbodenkraftamplitude bei Unwuchterregung herangezogen (vgl. VDI 2062:2020-05). Das wurde durch die Isomag-Simulation der Kraftfrequenzgänge (Abb. 10) bestätigt.

Liest man die Amplitudenverhältnisse der Erregerfrequenz ab, erhält man für SR11 den Wert  $\hat{F}_B / \hat{F}_E = 0.55$  und für SR55  $\hat{F}_B / \hat{F}_E = 1.02$ . Gemäß Gl. (16) bzw. Gl. (18) lassen sich die oben dargestellten Amplitudenverhältnisse in Einfügungsdämmmaße umrechnen. Somit ergibt sich für die Tiefabstimmung  $D_e = 5$  dB. Hingegen würde für die Hochabstimmung  $D_e = 0$  dB prognostiziert. In Abb. 12 sind die Kurven von  $D_e$  frequenzabhängig dargestellt.

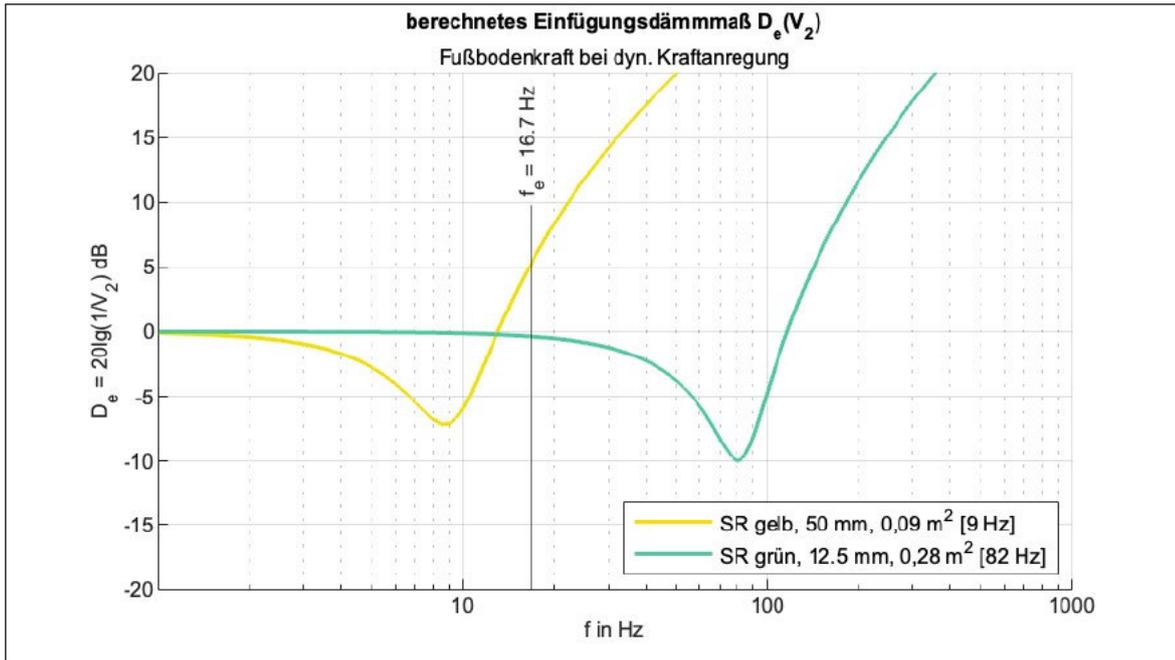


Abbildung 12: Mit Gleichung (16) berechnete Einfügungsdämmmaße

Zu sehen ist er Resonanzeinbruch bei der jeweiligen Eigenfrequenz des Federtyps. Aufgrund der höheren Dämpfung ist der Einbruch bei SR11 weniger tief. Unterhalb der Resonanz nehmen die Kurven Werte von 0 dB an. Bei höheren Frequenzen nähert sich der Verlauf von  $D_e$  einer Geraden mit der Steigung 12 dB/Oktave an (Möser, 2012).

## 4 Durchführen der Messungen

### 4.1 Messaufbau

Die Messungen der in Vertikalrichtung auftretenden Schwinggeschwindigkeiten (Schnellen), welche bei Betrieb der Maschine am Gehäuse ( $\tilde{v}_{\text{oben}} \equiv \tilde{v}_M$ ) und am Fußboden ( $\tilde{v}_{\text{unten}} \equiv \tilde{v}_B$ ) auftreten, wurden mithilfe von zwei ICP-Schwingungsaufnehmern von PCB realisiert. Diese waren jeweils mit einer magnetischen Zusatzmasse am Gehäuseboden im Inneren der Maschine und auf einer Auflastplatte am Fußboden befestigt. Es wurde darauf geachtet, den Schwingungsaufnehmer am Rand des Gehäuseboden zu platzieren, um einen möglichen Einfluss von Biegemoden der Blechplatte zu reduzieren (Abb. 13).

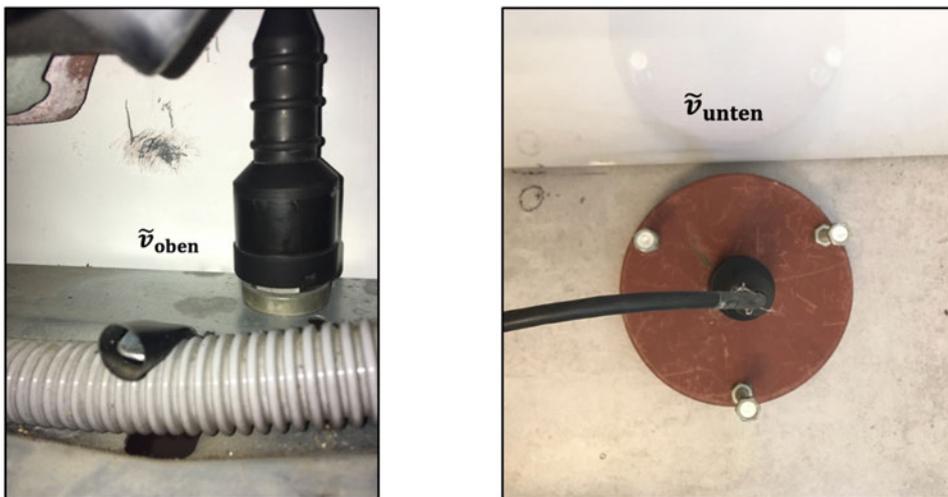


Abbildung 13: Positionierung der Schwingungsaufnehmer am Boden des Maschinengehäuses (links) und am Fußboden (rechts)

Die Körperschallschnelle wird mit Beschleunigungsaufnehmern gemessen, deren beschleunigungsproportionales Signal im Ladungsverstärker durch ein Integrationsglied zur Schnelle umgewandelt wird. Die Anregung erfolgt durch den Maschinenbetrieb im Programmpunkt „Kurzschleudergang“. Dabei bleibt die Beladung der Trommel mit 2 kg Trockenwäsche bei jedem Messdurchgang gleich. Die 2-kanalige Aufzeichnung der Terzspektren und die FFT-Analyse erfolgt im Sinus - Soundbook MK2. Die Messungen erfolgen im Messbereich 0 – 312.5 Hz. Um eine aussagekräftige Schmalbandanalyse zu erhalten, wird der Messbereich mittels FFT - Analysator in 1600 Linien aufgeteilt (ohne Gleichanteillinie 0 Hz). Somit ergibt sich eine Frequenzauflösung von  $\Delta f = 0.195$  Hz. Zur Kalibrierung der Aufnehmer wird ein externer Kalibrator verwendet.

Es folgen Messdurchgänge bei Ankopplung ohne elastische Zwischenschicht, d.h. bei „starrer Ankopplung“ zur Bestimmung von  $\tilde{v}_{B \text{ ohne}}$  (Abb. 14), sowie mit elastischer Ankopplung zur Bestimmung von  $\tilde{v}_{B \text{ mit}}$  (Abb.15).

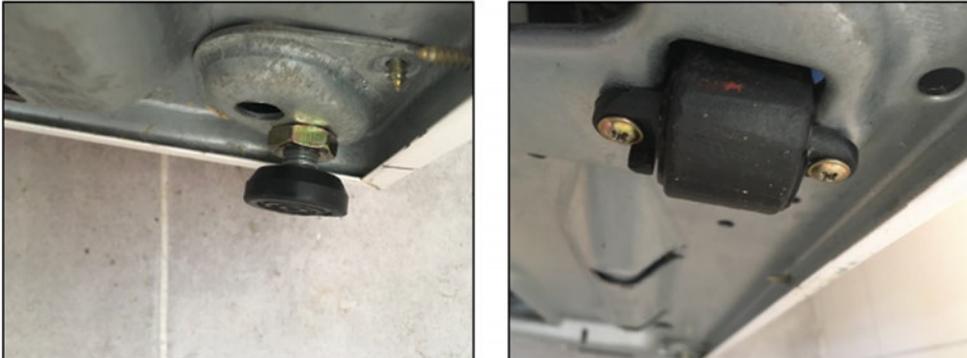


Abbildung 14: „starre Ankopplung“ - Hersteller-Maschinenfüße



Abbildung 15: elastische Ankopplung - gelb SR11 (links) und grün SR55 (rechts)

Als Auflagerung wird eine etwa 2kg schwere Holzplatte mit M8-Schrauben am Maschinenboden befestigt, um eine gleichmäßige Flächenpressung zu ermöglichen.

## 4.2 Versuchsdurchführung

Die Waschmaschine arbeitet bei Inbetriebnahme mehrere Programme ab. Zuerst erfolgt immer ein Waschgang, bei dem über einen Schlauch frisches Wasser zugeführt wird, wobei es bei Bedarf vorher erhitzt werden kann. Nach dem s.g. Spülvorgang wäscht die Maschine und die Trommel dreht nach Herstellerangaben mit der Drehzahl  $55 \text{ min}^{-1}$ . Daraufhin folgt der Schleudergang und aus der mit Wasser vollgesaugten Wäsche entweicht das Schmutzwasser. Zum Schluss wird dieses Schmutzwasser, welches durch Löcher in der Trommel in ein zweites Gehäuse hineinläuft, abgepumpt.

Die elastische Isolierung wurde für den Schleuderbetrieb ausgelegt, da dabei die größten Schwingamplituden auftreten. Für die messtechnische Untersuchung wurde der Programmpunkt „Kurzschleudergang“ herangezogen.

Die gemessenen Schnelleffektivwerte werden in die Schnellepegel  $L_v = 20 \lg(\tilde{v}/v_0)$  dB (bezogen auf  $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$  m/s) umgerechnet. Die Einfügungsdämmmaße werden jeweils nach Gl. (17) berechnet. Die Schnellepegeldifferenzen werden mittels Gl. (19) berechnet. Die Auswertungen erfolgen mithilfe von MATLAB.

Die Gegenüberstellung von gemessenen und berechneten Einfügungsdämmmaßen erlaubt Aussagen über die Qualität der klassischen Auslegungsformel nach Gl. (16). Abschließend soll geprüft werden, ob im konkreten Anwendungsfall von der Schnellepegeldifferenz auf das gesuchte Einfügungsdämmmaß geschlossen werden kann.

## 4.3 Messprotokoll

### 4.3.1 Allgemeines

Die Messungen wurden in der einer realen Einbausituation in der betroffenen Wohnung durchgeführt.

#### Allgemeine Angaben

Messobjekt: Waschmaschine „AEG öko lavamat 2760 sensortronic“  
 Ort: Bischofsweg 3 in 01097 Dresden  
 Datum / Messzeit: 10.06.2023, 17.00 - 22.00 Uhr  
 Messpersonal: Messungen durchgeführt und ausgewertet von Oskar Sinapius  
 Messbedingungen: Temperatur ca. 22°, Luftfeuchtigkeit ca. 65%

### 4.3.2 Verwendete Messtechnik

Die verwendeten Messgeräte sind in Tabelle 2 dargestellt.

Tabelle 2: Verwendete Messtechnik für Schwingungsmessungen

Gerät	Fabrikat	Typ	Seriennummer
ICP-Schwingungsaufnehmer	PCB	VO 326 A01	8613
ICP-Schwingungsaufnehmer	PCB	VO 326 A01	8620
Schwingungskalibrator	Robotron	11032	81111
Messsystem	SINUS Messtechnik	Soundbook MK2 4LG	07102

## 5 Auswertung der Messergebnisse

Das Auslesen von Messwerten, Auswerten und Darstellen erfolgt mit Matlab in der Version R2023a. Die dazugehörigen Skripte befinden sich in Anlage 2.

### 5.1 Betriebsschwingungsanalyse & Mittelungsverfahren

Jede Messperiode überdauerte einen kompletten Schleuderzyklus. In Abb. 16 sind die diesbezüglich am Fußboden auftretenden Schnellepegel  $L_{v,unten}$  dargestellt:

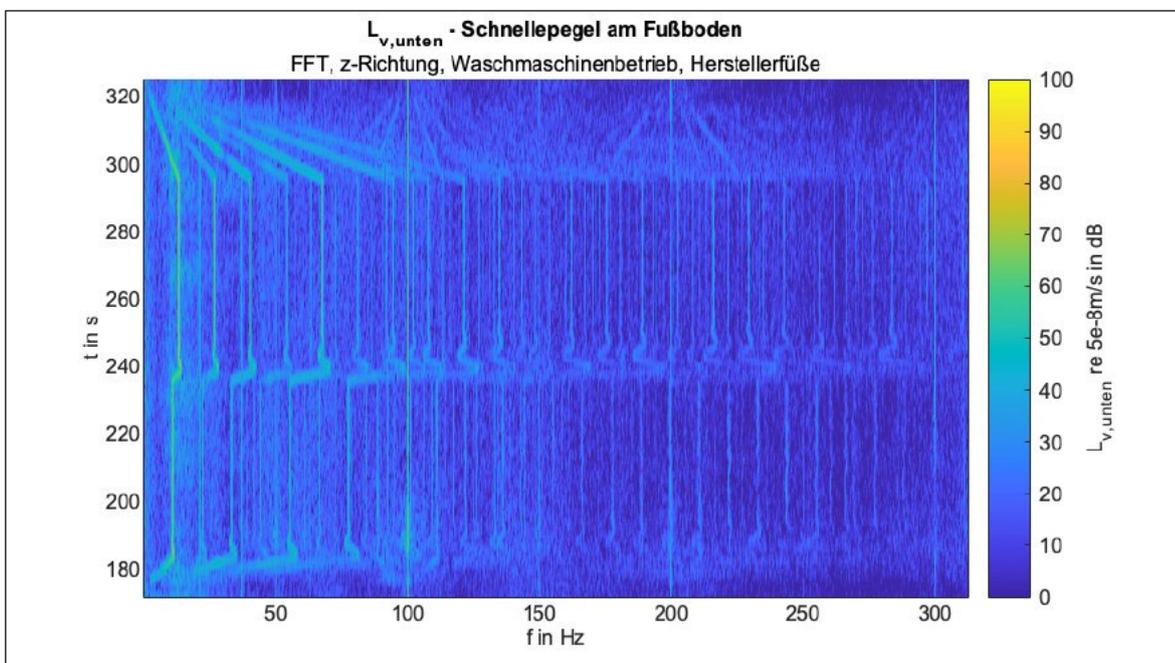


Abbildung 16: Spektrogramm Schnellepegel am Fußboden bei „starrer Ankopplung“

Die gemessenen Schnellepegel am Maschinengehäuse  $L_{v,oben}$  werden in Abb. 17 gezeigt.

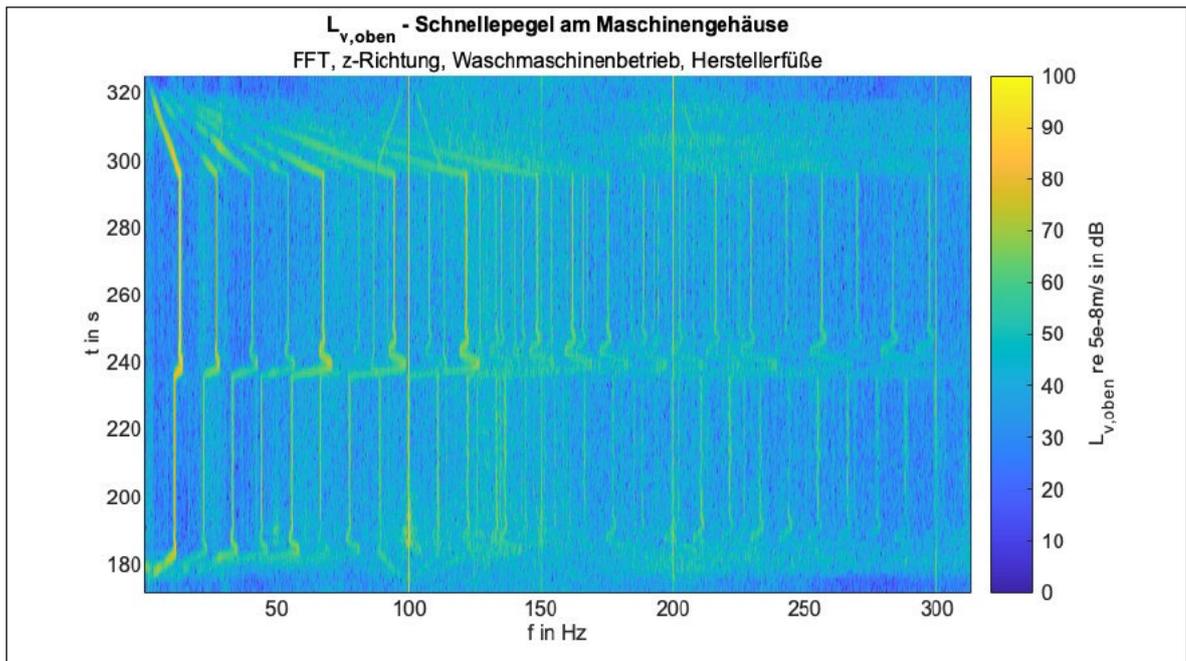


Abbildung 17: Spektrogramm Schnellepegel am Maschinengehäuse bei „starrer Ankopplung“

In Abb.16 & 17 erkennt man zum einen zeitabhängige und frequenzveränderliche Linien. Diese können eindeutig der Trommeldrehzahl (Erregerdrehzahl) und dessen ganzzahligen Vielfachen zugeordnet werden. Die Grundfrequenz tritt durch die Farbskala deutlich hervor. Zum anderen treten auch konstante Linien hervor, welche unabhängig vom Schleudervorgang erscheinen. Diese können möglicherweise als „Netzbrummen“ bei 50 Hz und dessen ganzzahligen Vielfachen gedeutet werden.

Betrachtet man die Zeit- und Frequenzabhängigkeit des Pegelverlaufes anhand der Erregerfrequenzlinien, lassen sich 5 Zeitabschnitte untergliedern:

- (177 s <  $t_1$  < 188 s): Aufschwingen der Trommel, Drehzahl steigt kontinuierlich
- (188 s <  $t_2$  < 233 s): Eingeschwungener Zustand 660 min<sup>-1</sup>
- (233 s <  $t_3$  < 243 s): Drehzahl erhöht sich auf ein Kurzzeithoch von 900 min<sup>-1</sup>
- (243 s <  $t_4$  < 295 s): Eingeschwungener Zustand 810 min<sup>-1</sup>
- (295 s <  $t_5$  < 323 s): Abschwingvorgang, Drehzahl nimmt kontinuierlich ab.

Dieser prinzipielle Vorgang des „Kurzschleuderns“ konnte für jede Messung bei jeder Lagerungsart (mit & ohne Isolierung) reproduziert werden. Weitere Spektrogramme anderer Messdurchläufe mit elastischer Isolierung sind in Anl. 3 aufgeführt.

Es fällt auf, dass die vom Hersteller angegebene konstante Schleuderdrehzahl von 1000 min<sup>-1</sup> gar nicht erreicht wird. Für die tiefabgestimmte Lagerung bedeutet dies, dass das theoretisch erreichbare Einfügungsdämmmaß sich noch verschlechtert (vgl. Abschnitt 3.3.3).

Um einen Vergleich zwischen Berechnung und Messung von Einfügungsdämmmaßen durchzuführen, ist es notwendig, einen Zeitbereich für die Mittelung von Messdaten zu

definieren. Da die Berechnung der theoretischen Einfügungsdämmmaße auf der Theorie erzwungener Schwingungen bei stationärer (eingeschwungener) Erregung fußt, wurde für die Aufarbeitung von Messergebnissen ein Zeitbereich festgelegt, bei dem erkennbar eine stationäre Erregung vorliegt. Dabei fiel die Wahl zwischen  $t_2$  und  $t_4$  willkürlich auf  $t_4$ . Die Mittelung erfolgte nach (Schulz, 2023, S. 35) für jede Messung über einen Zeitraum von jeweils 32 s im Zeitintervall  $t_4$ , d.h. wenn die Waschtrommel mit  $810 \text{ min}^{-1}$  dreht.

## 5.2 Fremdgeräuschanalyse

Die Messung des Fremdgeräusches erfolgte bei abgestellter Maschine über einen Zeitraum von ca. 9 min. Das Messsignal wurde auf mögliche Hinweise auf Erschütterungen durch den Straßenverkehr und sonstige Störeinflüsse untersucht. Ein entsprechendes Spektrogramm zur Darstellung des Zeitverlaufes ist in Anl. 3 hinterlegt. In Abb. 18 ist der über den Messzeitraum gemittelte Fremdgeräuschpegel, der am Maschinengehäuse und am Fußboden auftritt, dargestellt.

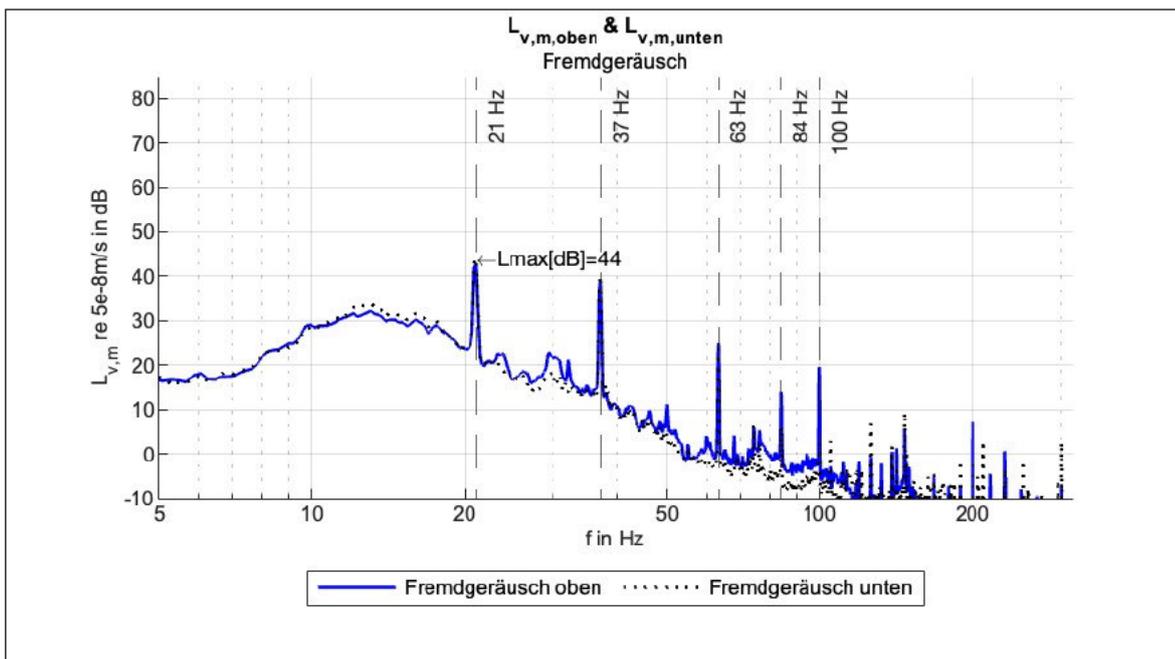


Abbildung 18: Fremdgeräuschemessung

Die stärksten Fremdeinflüsse mit Pegelspitzen  $> 20 \text{ dB}$  wurden bei den Frequenzen  $f_{\text{fremd}} = \{21; 37; 63\} \text{ Hz}$  festgestellt. Diese Einflüsse konnten über den gesamten Messzeitraum nicht vermieden werden und sind bei der Beurteilung von Messdaten zu beachten. Starke Störungen durch Erschütterungen wurden nicht beobachtet. Das Fremdgeräusch tritt mit nahezu gleichem Frequenzspektrum am Maschinengehäuse und am Fußboden in Erscheinung.

In Abb. 19 ist sind die Mittelungspegel der Fußbodenschnelle  $L_{v,m,unten}$  bei Maschinenbetrieb zusammen mit dem Fremdgeräusch dargestellt.

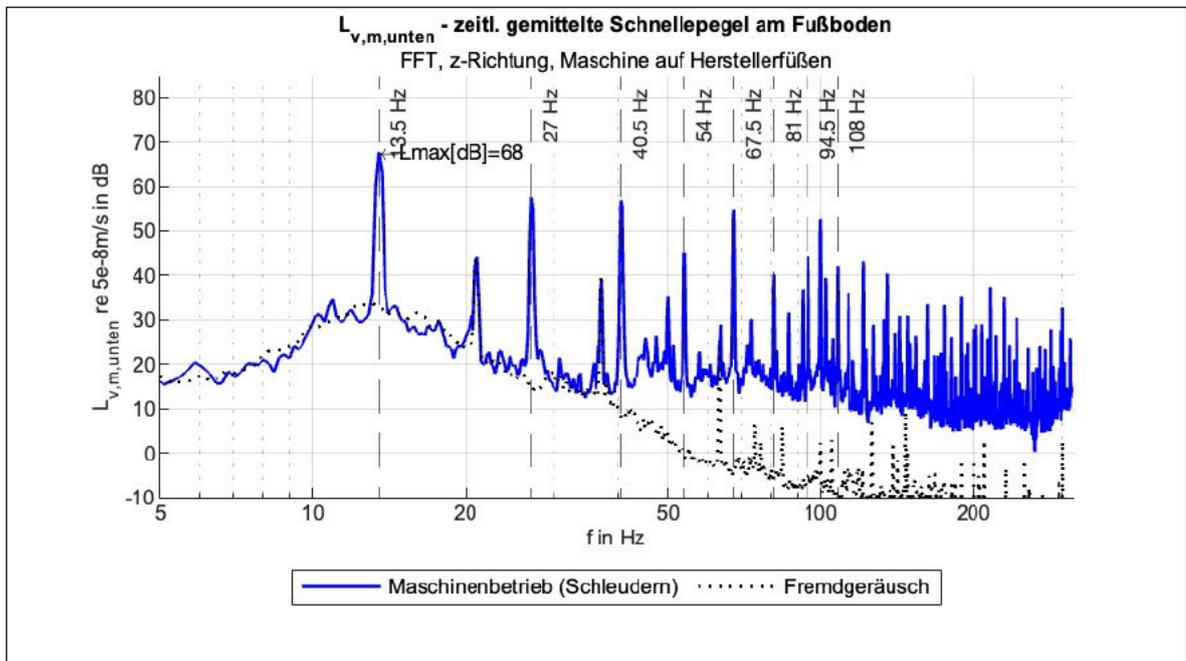


Abbildung 19: Frequenzgang der mittleren Schnellepegel am Fußboden  $L_{v,m,unten}$  bei "starrer Ankopplung" (Herstellerfüße)

Man erkennt, dass im Bereich von ca. 5 Hz bis 39 Hz der Verlauf beider Kurven durch das Fremdgeräusch bestimmt wird. Danach steigt der Signal-Fremdgeräusch-Abstand (SNR) und ist bei 50 Hz bereits  $> 10$  dB. Die durch den Maschinenbetrieb hervorgerufenen Schwingungen sind deutlich als Pegelspitzen erkennbar und zeigen sich bei der Erregerfrequenz  $f_e \approx 13.5$  Hz und deren ganzzahligen Vielfachen  $f_e = 13.5 \text{ Hz} \cdot (n + 1)$  mit  $n \in \mathbb{N}$ . Die gemessene Schleuderdrehzahl liegt somit bei  $810 \text{ min}^{-1}$  und ist niedriger als die für die Auslegung der Isolierung herangezogene Drehzahl (vgl. Abschnitt 3.1). Der SNR ist im Bereich der Erregerfrequenzen ausreichend hoch ( $> 20$  dB). Somit lässt sich sagen, dass die Fremdgeräusche keinen störenden Einfluss auf die Messung nehmen. Die Pegelspitzen der genannten Störfrequenzen  $f_{\text{fremd}} = \{21; 37; 63\}$  Hz sind eindeutig auf das Fremdgeräusch zurückzuführen da hier beide Kurven übereinander liegen. Bei der weiteren Auswertung sind diese Frequenzen entsprechend auszuklammern.

### 5.3 Wirkung der elastischen Isolierung

Um einen einfacheren Überblick über die Messergebnisse zu ermöglichen, werden die Messdaten in Terzen zusammengefasst dargestellt.

#### 5.3.1 Terzspektren der Schnellepegel

In Abb. 20 sind die Terzspektren  $L_{v,m,oben}$  und  $L_{v,m,unten}$  dargestellt.

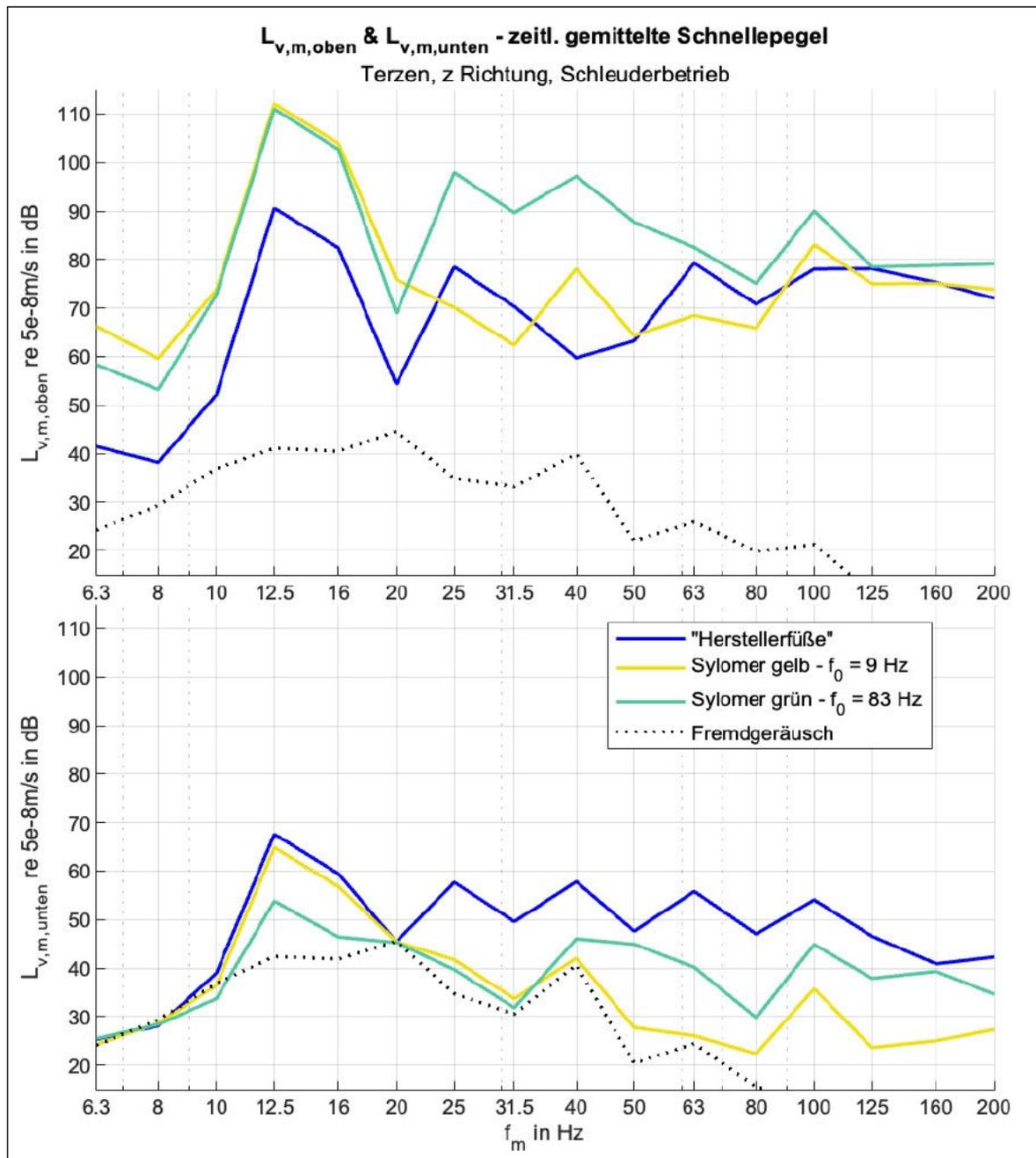


Abbildung 20: Terzspektren der mittleren Schnellepegel Maschine und Fußboden bei unterschiedlichen elastischen Ankopplungen sowie bei „starrer Ankopplung“ (Herstellerfüße)

Anhand der Messkurven der Maschinenschwingungen  $L_{v,m,oben}$  sieht man eine Verstärkung der Amplituden im Vergleich zum vorherigen Zustand, d.h. als die Maschine noch auf Herstellerfüßen gelagert war (blaue Kurve). Dieser Effekt lässt sich z.B. anhand der Vergrößerungsfunktionen für die Schwinggeschwindigkeit der Maschine  $V_{1v}$  und  $V_{3v}$  (s. Abschnitt 2.2) erklären. Zu höheren Frequenzen hin steigt das Frequenzverhältnis  $\eta_{grün}$  und nähert sich dabei dem Wert 1 (Resonanz), während  $\eta_{gelb}$  Werte größer 1 annimmt und dementsprechend kleinere Amplituden vorkommen. Dass die blaue Kurve kleinere Amplituden der Maschinenschwingungen aufweist, kann durch den Federweg oder die Nachgiebigkeit der Aufstellelemente erklärt werden. Dieser ist bei den Elastomeren deutlich höher.

Der positive Effekt ist die Isolierwirkung der Elastomere, welche anhand der geringeren Fußbodenamplituden  $L_{v,m,unten}$  im Vergleich zur blauen Kurve deutlich wird. Auffallend ist, dass im Bereich 12.5 Hz die tiefabgestimmte Lagerung (gelbe Kurve) deutlich stärkere Fußbodenschwingungen hervorruft als die hochabgestimmte Lagerung (grüne Kurve). Zu höheren Frequenzen hin nimmt die gelbe Kurve dagegen niedrigere Werte als die grüne Kurve an.

### 5.3.2 Einfügungsdämmmaße

Drückt man die Gl. (17) in Pegelschreibweise aus, lassen sich die Einfügungsdämmmaße aus der Differenz der mittleren (Fußboden-) Schnellepegel bei starrer und elastischer Ankopplung berechnen:

$$D_e = L_{v,m,unten \text{ (ohne Isolierung)}} - L_{v,m,unten \text{ (mit Isolierung)}} \quad (24)$$

Der Index „ohne Isolierung“ repräsentiert die „starre Ankopplung“ mittels Herstellerfüßen (vgl. Abb. 20). Die nach Gl. (24) aus den Messwerten ermittelten Einfügungsdämmmaße sind in Abb. 21 dargestellt.

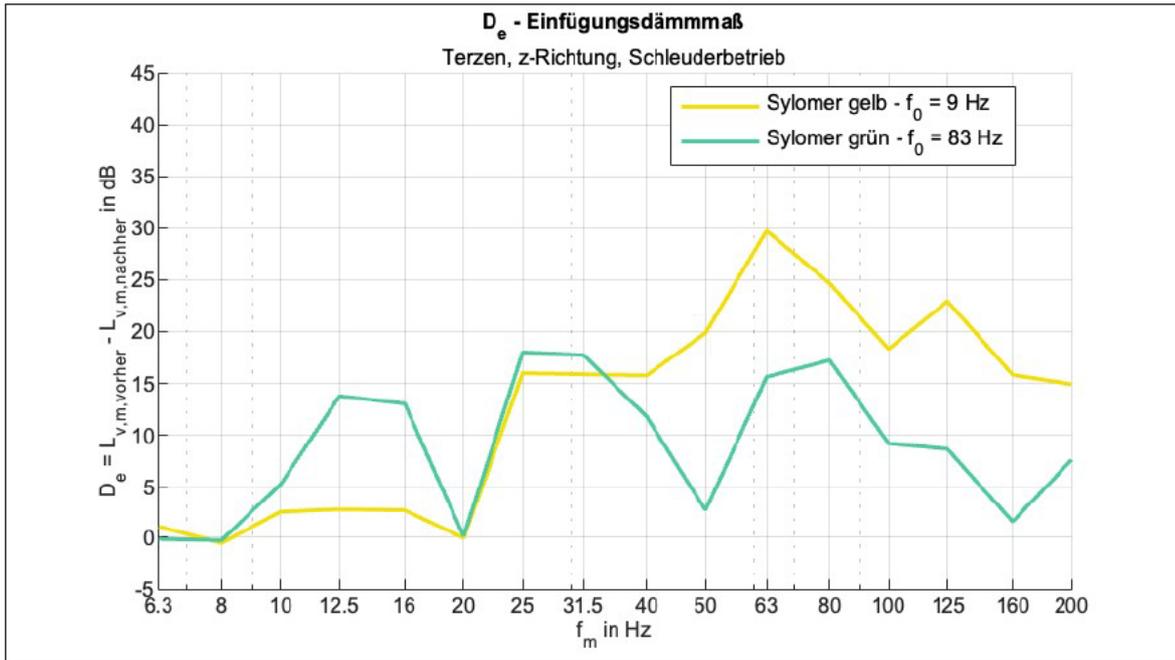


Abbildung 21: Gemessenes Einfügungsdämmmaß  $D_e$  aus elastischer Entkopplung

Im Bereich der Hauptanregung, d.h. bei der Terzmittenfrequenz  $f_m = 12.5$  Hz bzw. 16 Hz, steckt der größte Bewegungsenergieanteil. Entgegen der Prognose (s. Abschnitt 3.3.3) wurde bei der hochabgestimmten Lagerung (grüne Kurve) ein höheres Einfügungsdämmmaß als bei der tiefabgestimmten Lagerung (gelbe Kurve) gemessen. Ein Grund für die schlechteren Werte der gelben Kurve ist die Erregerfrequenz, denn bei der Prognose wurde von  $f_e = 16.7$  Hz statt tatsächlich gemessenen  $f_e = 13.5$  Hz ausgegangen. Somit ergibt sich ein kleineres Abstimmungsverhältnis und gemäß Vergrößerungsfunktion  $V_2$  ein kleineres Einfügungsdämmmaß, da  $f_e$  näher an die Eigenfrequenz  $f_0$  heranrückt. Ab der Mittenfrequenz  $f_m = 40$  Hz wirkt sich die Tiefabstimmung zu höheren Frequenzen hin gegenüber der Hochabstimmung vorteilhafter aus. Fasst man die Terzspektren zu einem Gesamt-Einfügungsdämmmaß zusammen, erhält man einen 10 dB höheren Wert gegenüber der Hochabstimmung. Die Einzahlwerte für einzelne Terzen und Summenpegel sind nachfolgend in Tabelle 3 gegenübergestellt.

Tabelle 3: gemessene Einfügungsdämmmaße bei Terzmittenfrequenzen

Terzmittenfrequenz $f_m$	$D_e$ in dB					
	12.5 Hz	25 Hz	40 Hz	50 Hz	63 Hz	6.3 200 Hz
<b>SR11(gelb)</b> [Tefabst mmung]	3	16	16	20	30	18
<b>SR55(grün)</b> [Hochabst mmung]	14	18	12	3	16	8

### 5.3.3 Schnellepegeldifferenzen

Zur Berechnung der Schnellepegeldifferenzen wird Gl. (19) herangezogen und in Pegelgrößen ausgedrückt:

$$D_v = L_{v,\text{oben}} - L_{v,\text{unten}} \quad (25)$$

In Abb. 22 sind die nach Gl. (25) berechneten Kurven dargestellt:

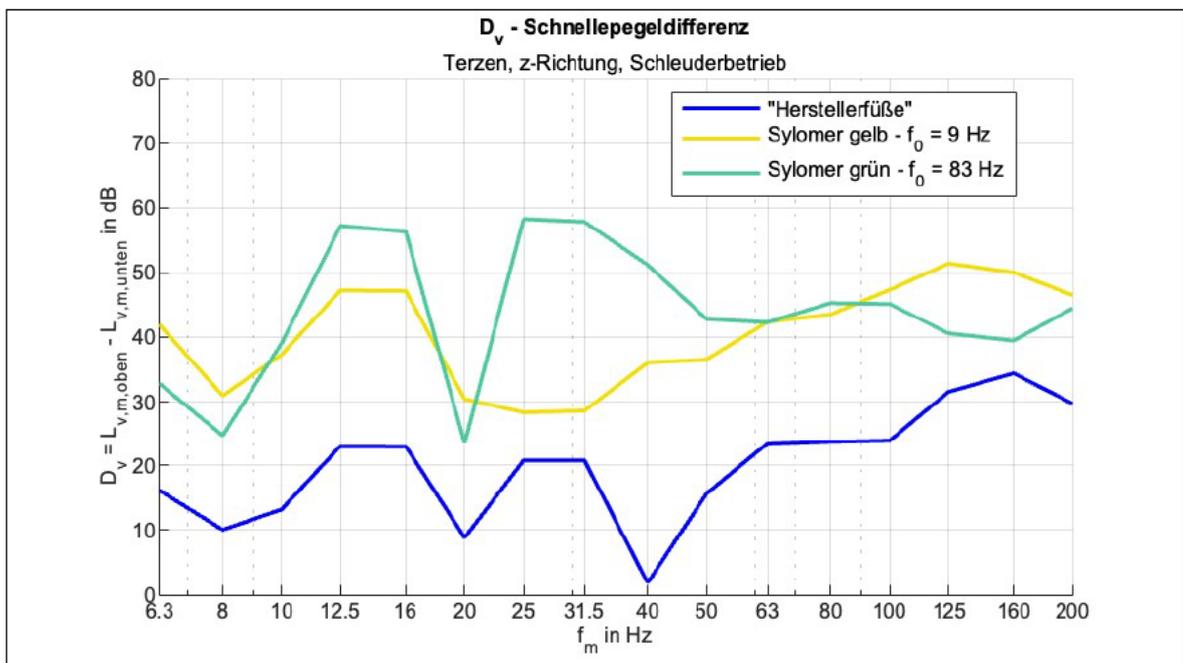


Abbildung 22: gemessene Schnellepegeldifferenzen bei elastischer Ankopplung und „starrer“ Ankopplung (Herstellerfüße)

Als erstes ist zu beobachten, dass die Schnellepegeldifferenzen bei elastischer Ankopplung deutlich höher sind als bei Ankopplung mit Herstellerfüßen. Prinzipiell bestätigt das die Wirksamkeit der elastischen Entkopplung. Darüber hinaus treten bei der grünen Kurve insgesamt höhere Schnellepegeldifferenzen auf als bei der gelben Kurve. Im Bereich der Haupterregfrequenzen bei den Terzen 12 Hz und 16 Hz ist dies auf niedrigere  $L_{v,m,\text{unten}}$  der grünen Kurve zurückzuführen. Im Bereich 25 – 50 Hz gibt es einen großen Unterschied der gelben und grünen Kurven, der hauptsächlich durch die höheren Maschinenschwingungen  $L_{v,m,\text{oben}}$  der grünen Kurve zu erklären ist (vgl. Abb.20). Insgesamt treten große Abweichungen zu  $D_e$  auf. Die Abweichungen sind von den Admittanzen bzw. Impedanzen der beteiligten Strukturen abhängig und stellen die Vergrößerung gegenüber  $D_e$  in Form eines Korrekturwertes dar (Abb.23).

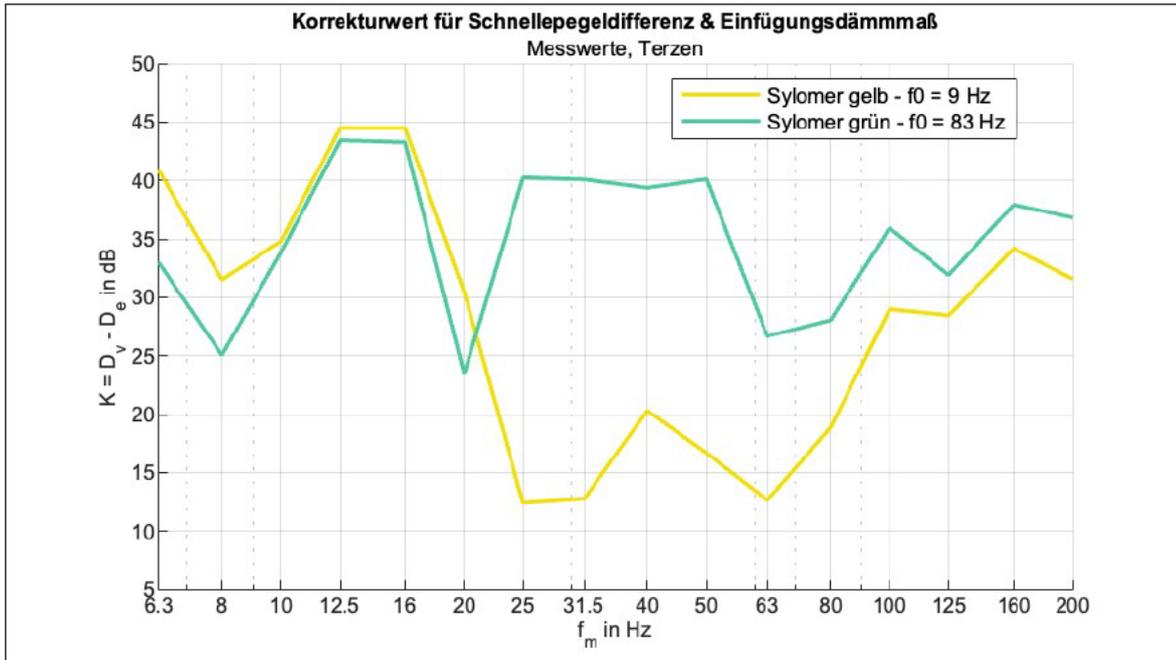


Abbildung 23: Korrekturkurven der gemessenen Schnellepegeldifferenzen zur Ermittlung der Einfügungsdämmmaße

Die oben dargestellten Korrekturkurven zeigen das Ausmaß der Abweichungen gegenüber  $D_e$  und bestätigen damit, dass die Schnellepegeldifferenz, wie (Troge, 2023) schildert, allein kein taugliches Mittel zur Überprüfung der Körperschallisolierung darstellt.

Rechnerisch ließe sich  $K$  theoretisch nach Gl. (20) ermitteln. Das setzt aber die genaue Kenntnis der Quellimpedanz  $\underline{Z}_M$  und der Strukturimpedanz  $\underline{Z}_S$  voraus. Für den Fall einer leichten Maschine auf schwerem Fundament mit  $\underline{Z}_M \ll \underline{Z}_S$  und mit der Annahme, dass  $m_M = 0.1 \cdot m_S$  und beide Strukturen durch die kompakte Masse  $\underline{Z}_M = j\omega m$  beschrieben werden, ergäbe sich  $K \approx 20$  dB. Das entspricht einer Gerade bei 20 dB, welche aber kaum mit den Messkurven korreliert (Abb. 24).

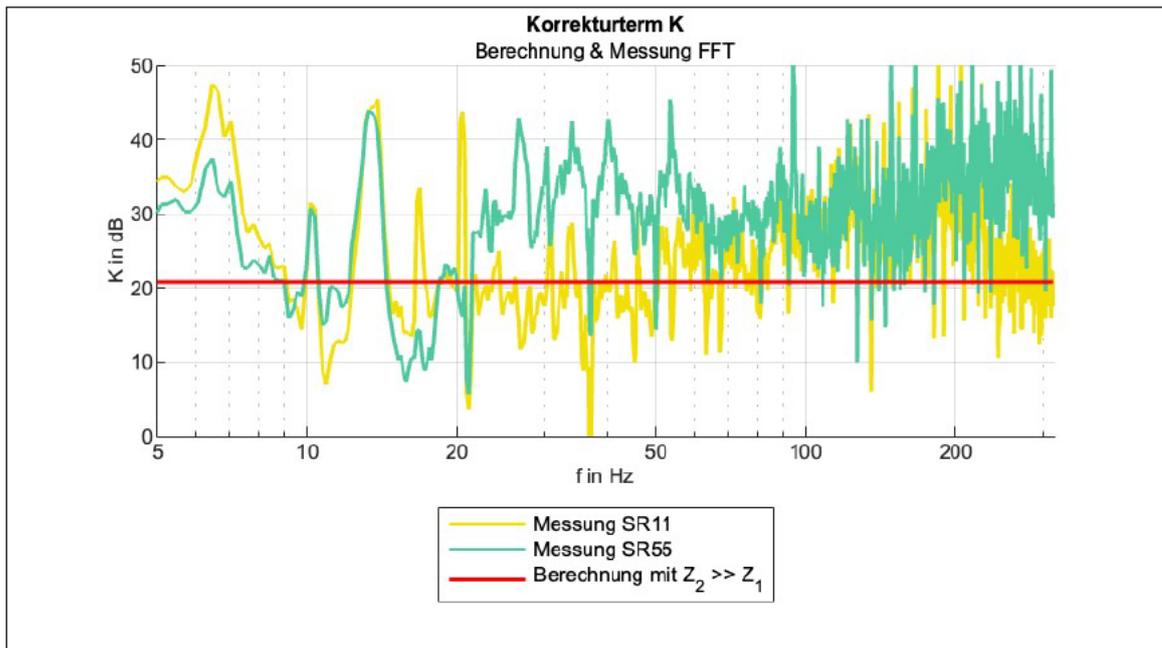


Abbildung 24: Nach Gl. (20) berechnete und gemessene Korrekturwerte

## 5.4 Messfehler

### 5.4.1 Systematische Fehler

Der größte Fehler bei der Anordnung war, dass diese mit nur einem Schwingungsaufnehmer durchgeführt wurde. Da es, ähnlich wie bei der Nachhallzeitermittlung, hier auf die mittlere Schallschnelle der Teilchen ankommt, wäre eine Anordnung mit mindestens vier Aufnehmern, die zufällig neben der Maschine platziert werden, besser gewesen und hätte ein genaueres Ergebnis geliefert. Ein weiterer Faktor ist, dass die Waschmaschine per Hand zwischen den Messungen bewegt und nicht immer wieder in die exakt selbe Position gesetzt wurde.

### 5.4.2 Statistische Fehler

Die statistischen Ungenauigkeiten entstehen dadurch, dass jede Messung nur einmal durchgeführt wurde. Ein genaueres und repräsentativeres Ergebnis ist durch mehrmalige Messung und Mittelung der Werte erreichbar. Eine Mittelung mehrerer „Kurzschleudergänge“ wäre hinsichtlich der Reproduzierbarkeit der Messergebnisse trotz Aufwanderhöhung vorteilhaft gewesen.

## 6 Interpretation der Rechen- und Messergebnisse

### 6.1 Vergleich der klassischen Auslegeformel mit den Messergebnissen

Ziel war es, das zu erwartende Einfügungsdämmmaß mithilfe der in Abschnitt 2.3.3.1 genannten Näherungsgleichung entsprechend des Sonderfalls „elastisch gelagerte starre Maschine auf starrem Fundament“ vorauszubestimmen, wobei die Vergrößerungsfunktion  $V_2$  angewendet wird (vgl. Abschnitt 3.3.3, Gl. (16)). Das Ergebnis soll nun mit der gemessenen Wirklichkeit verglichen werden, um die Qualität des klassischen Verfahrens zu beurteilen (VDI 2062 Blatt 1).

Auf der nachfolgenden Seite sind die gemessenen und berechneten Einfügungsdämmmaße beider Lagerungsvarianten (hohe und tiefe Abstimmfrequenzen) dargestellt (Abb. 25 & 26). Von Interesse sind dabei die Erregerfrequenzen, die sich vom Fremdgeräusch abheben. Die Abweichungen zwischen Messung und Berechnung sind als Differenz  $\delta$  jeweils in den Diagrammen mit eingezeichnet.

$$\delta = D_{e \text{ (Messung)}} - D_{e \text{ (Berechnung)}} \quad (26)$$

In Tabelle 4 sind die  $\delta$ -Werte für beide Federtypen zusammengefasst dargestellt.

#### Tiefabstimmung mit SR11 (gelb):

Es zeigt sich, dass das praxisbewährte Verfahren nach VDI 2062 im Frequenzbereich der Schwingungsisolation ( $f < 100$  Hz) noch recht zufriedenstellende Ergebnisse liefert (Abb. 25). Lässt man den Ausreißer bei der 4. harmonischen Erregerkomponente (67,5 Hz) außer Acht, betragen die Abweichungen weniger als rund 4 dB. Ab 80 Hz werden mit steigender Frequenz zunehmend zu hohe Einfügungsdämmmaße prognostiziert. Dadurch nimmt die Abweichung  $\delta$  zunehmend negativere Werte an. Das bestätigt, dass die klassische Auslegeformel nur für die tiefen Frequenzen gültig ist.

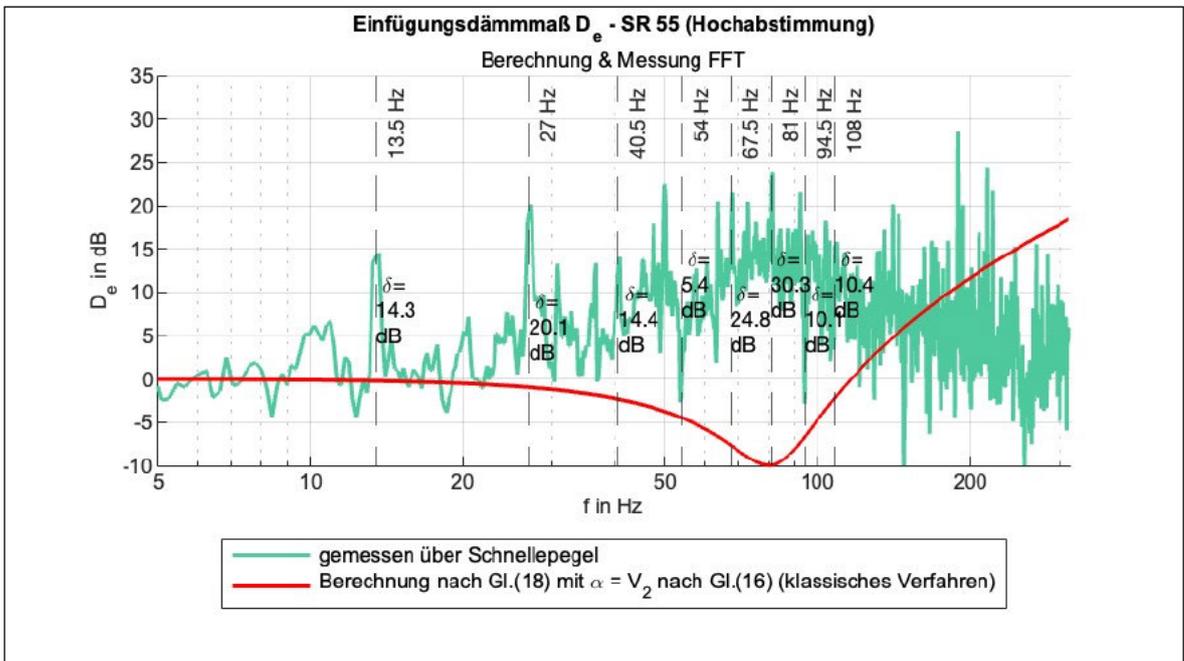
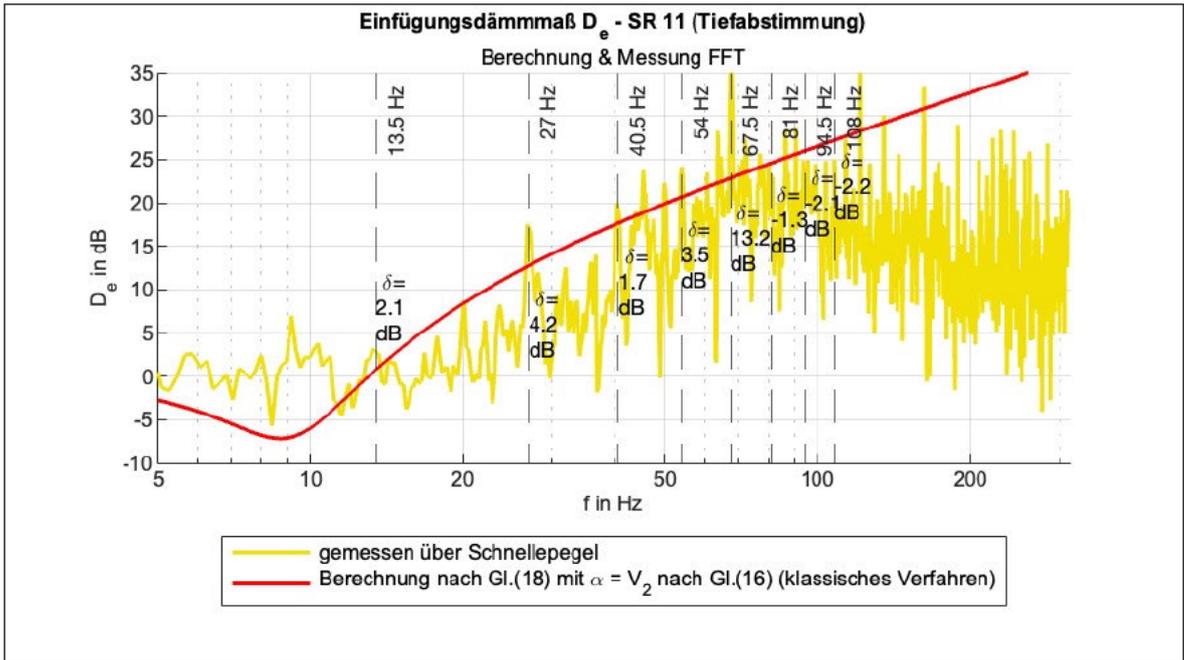


Abbildung 25 & 26: Nach Gl. (16) berechnete sowie gemessene Einfügungsdämmmaße für SR11 (Tiefabstimmung) und SR55 (Hochabstimmung)

Tabelle 4: Abweichung  $\delta$  zwischen gemessenen und berechneten  $D_e$  nach Gl. (16)

	$\delta$ in dB							
$f_e(n+1)$ $n = 0 \dots 7$	13,5 Hz	27 Hz	40,5 Hz	54 Hz	67,5 Hz	81 Hz	94,5 Hz	108 Hz
<b>SR11(gelb)</b> [Tiefabstimmung]	2,1	4,2	1,7	3,5	13,2	-1,3	-2,1	-2,2
<b>SR55(grün)</b> [Hochabstimmung]	13,4	20,1	14,4	5,4	24,8	30,3	10,1	10,4

**Hochabstimmung SR55 (grün):**

Das Ergebnis des klassischen Auslegungsverfahrens für die hochabgestimmte Feder ist in Abb. 26 dargestellt. Die Rechenwerte weichen insgesamt deutlich von den Messwerten ab (vgl. Tab. 4). Im Bereich der prognostizierten Resonanzfrequenz wurden negative Einfügungsdämmmaße gemessen. Unklar ist, warum hingegen bei der Anregungsfrequenz 81 Hz, die in direkter Nähe zur Eigenfrequenz 83 Hz liegt, kein Einbruch in der Messkurve zu sehen ist. Bei der Haupterregungsfrequenz wurde abweichend zu der Prognose ein ca. 10 dB höheres Einfügungsdämmmaß gegenüber SR11 gemessen. Ein Grund dafür könnte die gemäß Vergrößerungsfunktion  $V_4$  hohe Wirksamkeit der hochfrequent ausgelegten Isolierung gegenüber Massenkräften sein, welche durch die rotierende Waschtrommel hervorgerufen werden. Vergleicht man die Kraftfrequenzgänge für Unwuchterregung von SR11 und SR55 aus Abb. 10 in Abschnitt 3.3.2, werden für SR55 kleinere Fußbodenkräfte vorhergesagt (vorausgesetzt die realen Maxima der Kraftamplituden sind in der gleichen Größenordnung). Kleinere Fußbodenkräfte rufen dann kleinere Fußbodenschnellen hervor.

**6.2 Grenzen der klassischen Auslegeformel**

Die Grenzen der Vergrößerungsfunktion  $V_2$  sind gut in Abb. 25 erkennbar. Für die Schwingungsisolierung ( $f < 100$  Hz) konnten teils gute Übereinstimmungen der Berechnung erzielt werden. Im Körperschallbereich ( $f > 100$  Hz) funktioniert das rein analytische Berechnungsverfahren nicht mehr. Das liegt zum einen daran, dass bei  $f > 100$  Hz die Strukturen zahlreiche Eigenfrequenzen aufweisen, für die es keine geeigneten Berechnungsgrundlagen gibt (vgl. Sinambari 2011). Auch die Annahme, dass die Maschinenimpedanz durch Masseverhalten beschrieben werden kann, gilt nur für den tiefen Frequenzbereich. Das gleiche gilt für die Annahme, die Federelemente seien masselos.

Im Nachfolgenden wird auf die Einflüsse der Impedanzen der beteiligten Strukturen (Maschine, Fußboden, Schwingungsisolator) auf die Grundgleichung der Körperschallisolierung (Gl. 15) eingegangen. Darüber hinaus wird untersucht, wie die Impedanzen mit einfachen Methoden angenähert werden können.

### 6.3 Einfluss der Maschinenimpedanz $Z_1$

Der prinzipielle Admittanzverlauf der Maschine ist in Abb. 27 dargestellt.

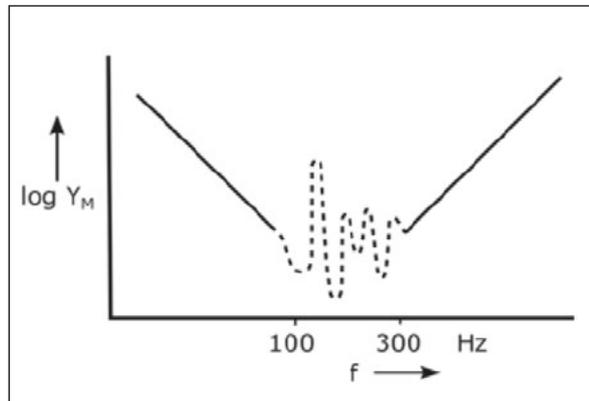


Abbildung 27: Prinzipieller Admittanzverlauf einer Maschine (Troge 2023)

Im tiefen Frequenzbereich  $f < 100$  Hz zeigt  $Z_1$  Masseverhalten. Im Bereich liegen die Eigenfrequenzen der starr angekoppelten bzw. unelastisch aufgestellten Maschine. Die Waschmaschine war, bevor sie elastischen aufgestellt wurde, über die Herstellerfüße an den Fußboden angekoppelt (s. Abschnitt 4.1, Abb.14). Die Maschinenfüße, welche aus Plastik und Hartgummi bestehen, beeinflussen die Eigenfrequenzen und Resonanzeinbrüche. Oberhalb des Bereiches, in dem die Eigenfrequenzen liegen, wird  $Z_1$  durch Federverhalten charakterisiert (Troge 2023). Dabei wirkt die Steifigkeit der Herstellerfüße. Da der Messbereich in der vorliegenden Untersuchung beschränkt ist, wird auf eine Abschätzung der Federcharakteristik von  $Z_1$  verzichtet, zumal keine Herstellerdaten der Füße vorliegen.

### 6.4 Einfluss der Fußbodenimpedanz $Z_2$

In der klassischen Herangehensweise wird davon ausgegangen, dass die mechanische Impedanz des Fußbodens gegenüber der Maschine groß genug ist ( $Z_2 \gg Z_1$ ). Dabei werden beide Strukturen durch eine Massenimpedanz mit der kompakten Masse  $m$  beschrieben, wobei  $m_{\text{Maschine}} < 10 \cdot m_{\text{Fußboden}}$  (leichte Maschine auf schwerem Fundament). Diese Annahme versagt jedoch bei höheren Frequenzen, d.h. im Körperschallbereich ( $f > 100$  Hz). Mit zunehmender Frequenz ist mit Biegemoden (Resonanzeinbrüche) des Zusammenschlusses aus Estrichplatte und Fliesen zu rechnen. Auch die dynamischen Eigenschaften des Fußbodenaufbaus (schwimmender Estrich) sind im Modell nicht berücksichtigt. Die Genauigkeit hängt aber sehr von den Randbedingungen der analytischen Modelle (z.B. Einspannbedingungen) und der Übereinstimmung mit der Realität ab, die im Versuchsaufbau nicht gegeben ist. Eine Messung der mechanischen Eingangsimpedanz oder dynamischen Masse der Anschlussstruktur (Fußboden) sollte, wenn möglich einer analytischen Berechnung vorgezogen werden.

Oberhalb der ersten Eigenfrequenzen, d.h. ab einer ausreichend hohen Eigenfrequenzdichte, kann man die Eingangsimpedanz von Decken auch anhand des Modells der elastischen Platte, wie in (Sinambari & Sentpali, 2020) beschrieben, abschätzen. Im Simulationsprogramm Isomag können ebenfalls Platten- oder Balkenstrukturen berücksichtigt werden (Blochwitz et al., 2013). Dieses Modell hilft zwar bei einschaligen Bauteilen (z.B. Rohdecken) weiter und kann ein geeignetes Mittel sein (Meltzig-Thiel, 1979). Aber der im Versuchsaufbau vorhandene mehrschalige Fußbodenaufbau wird dabei außer Acht gelassen.

### 6.4.1 Eigenfrequenz schwimmender Estrich

Die Impedanz des Fußbodens kann unterhalb von 100 Hz Einbrüche aufweisen, da der Fußbodenaufbau typischerweise aus einem schwimmenden Estrich besteht. Dieser aus Estrich und Trittschalldämmung bestehende Aufbau wird durch seine Eigenkreisfrequenz  $\omega_0$  charakterisiert, welche man anhand eines einfachen Feder-Masse-Modells bestimmen kann (Gösele & Schröder, 2004):

$$\omega_0^2 = \frac{s''}{m''} \quad (27)$$

mit	$s''$	Dynamische Steifigkeit der Dämmschicht in MN/m <sup>3</sup>
	$m''$	Flächenbezogene Masse der Estrichplatte in kg/m <sup>2</sup> .

Mit diesem Modell wird auch die Trittschallminderung bei tiefen Frequenzen abgeschätzt. Der Fußbodenaufbau des entsprechenden Zimmers konnte nicht genau herausgefunden werden. Es konnten lediglich Planunterlagen mit Rohmaßen gesichtet werden, woraus hervorging, dass die Rohdecke 22 cm stark ist. Geht man von einem „Standard“-Fußbodenaufbau aus, lässt sich zumindest der Bereich, in dem die Eigenfrequenz liegt, abschätzen. Die Eigenfrequenz läge bei einem voraussichtlich 110 – 150 kg/m<sup>2</sup> schweren Estrich und einer Trittschalldämmung mit einer Steifigkeit von üblicherweise 35 -50 MN/m<sup>3</sup> im Bereich von ca.  $f_0 = 70 - 100$  Hz. In den Messkurven (sind auch Einbrüche unterhalb 100 Hz zu erkennen, die möglicherweise auf das Feder-Masse-System schwimmender Estrich zurückzuführen sind).

### 6.4.2 Dünne Platte auf elastischer Bettung (Winkler-Bettung)

In (Möser & Kropp, 2010, S. 274–275) sind weitere Admittanz- bzw. Impedanzformeln angegeben. Demnach kann die Impedanz einer dünnen Platte auf elastischer Bettung („Winkler-Bettung“) berechnet werden (Estrichplatte auf Trittschalldämmung). Dabei wird die Eigenfrequenz des schwimmenden Estrichs gemäß Gl. (28) berechnet. Die Admittanz wird danach ähnlich wie bei Balken oder Platten berechnet. Nimmt man die Formel für die am Rand angeregte Platte, ergibt sich eine rein reelle Admittanz:

$$A = Z_2^{-1} = \frac{1}{3.5 \cdot B' m''} \begin{cases} \sqrt{1 - \omega_0^2/\omega^2} & \text{für } \omega_0 < \omega \\ \sqrt{\omega_0^2/\omega^2 - 1} & \text{für } \omega_0 > \omega \end{cases} \quad (28)$$

Darin sind  $B'$  die Biegesteifigkeit je Breitereinheit der Estrichplatte, die sich aus den Materialparametern E-Modul bzw. Longitudinalwellengeschwindigkeit  $c_L$  und Dichte  $\rho$  sowie der Dicke des Bauteils berechnen lässt (Hübel, 2023, S. 157). Die Flächenbezogene Masse der Estrichplatte  $m''$  lässt sich ebenso aus den Materialparametern berechnen. Die Anregungsfrequenz wird in Gl. (28) mit  $\omega$  bezeichnet. Für die Admittanz bzw. dessen Kehrwert, der Impedanz, ergeben sich zwei Lösungen. Die erste Lösung beschreibt den Bereich unterhalb der Eigenfrequenz  $\omega_0$  des schwimmenden Estrichs. Die zweite Lösung gilt für den Bereich oberhalb  $\omega_0$ .

Um den Einfluss der Gl. (28) auf das Einfügungsdämmmaß beurteilen zu können, wurde die Fußbodenimpedanz  $Z_2 = A^{-1}$  mit den Werten  $m'' = 154 \text{ kg/m}^2$ ,  $s'' = 40 \text{ MN/m}^3$ ,  $c_L = 3000 \text{ m/s}$ ,  $\rho = 2200 \text{ kg/m}^3$  und der Eigenfrequenz des Estrichaufbaus  $f_0 = 81 \text{ Hz}$  abgeschätzt. Drückt man die Maschinenimpedanz als kompakte Masse  $\underline{Z}_1 = j\omega m$ , und die Federimpedanz als ideale Feder plus Dämpfer  $\underline{Z}_3 = \underline{Z}_F + Z_D = k/(j\omega) + 2 \cdot \sqrt{k \cdot m} \cdot \vartheta$  (vgl. Abschnitt 2.3.2) aus und nimmt nun für  $Z_2$  die Gl. (28) der Winkler-Bettung und setzt diese Impedanzformeln in die Grundgleichung der Körperschallisolierung Gl. (15) ein, erhält man:

$$|\underline{\alpha}| = \left| \frac{1 + j\omega m/A^{-1}}{1 + j\omega m/A^{-1} + j\omega m/(k/(j\omega) + 2 \cdot \sqrt{k \cdot m} \cdot \vartheta)} \right| \quad (29)$$

Die nach Gl. (29) sowie über die Vergrößerungsfunktion  $V_2$  gemäß Gl. (16) berechneten Einfügungsdämmmaße sind zum Vergleich mit den Messergebnissen in Abb. 28 & 29 (nächste Seite) dargestellt. Die  $\delta$ -Werte sind Tab. 5 abgebildet.

Anhand der roten durchgezogenen Linie sieht man, dass der Resonanzeinbruch bei der Eigenfrequenz des Federelementes nunmehr weniger stark ausgeprägt ist.

Bei SR11 steigt das Einfügungsdämmmaß bis zur Eigenfrequenz des schwimmenden Estrichs ( $f_0 = 81 \text{ Hz}$ ) und fällt danach leicht ab und „pegelt“ sich bei ca. 20 dB ein („Plattencharakter“). Dabei stimmt die Gl. (29) durch das Abknicken bei 81 Hz besser mit den Messergebnissen überein als die klassische Auslegeformel.

Bei SR55 überlagert sich die Eigenfrequenz der Feder mit der Eigenfrequenz des schwimmenden Estrichs, was bei einzelnen Frequenzen zu höherer Übereinstimmung mit den Messergebnissen führt (Tab. 5). Die Anwendung der „Winkler-Bettung“ verhindert zu höheren Frequenzen ein unendliches Ansteigen der Dämmkurve und führt damit zu realistischeren Ergebnissen.

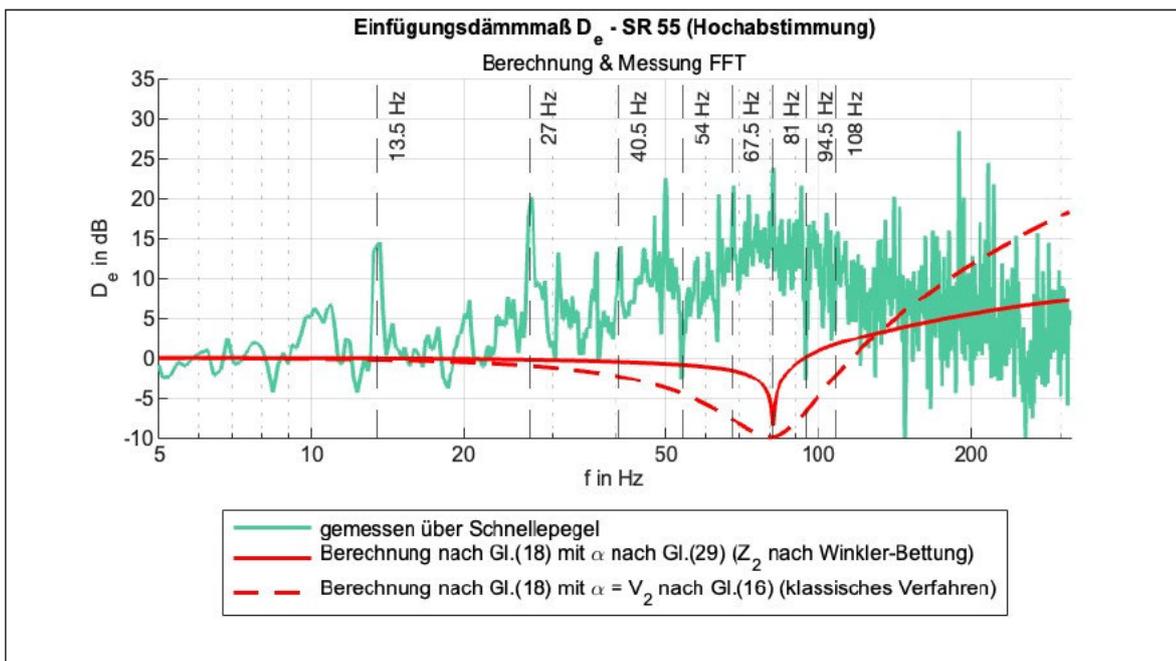
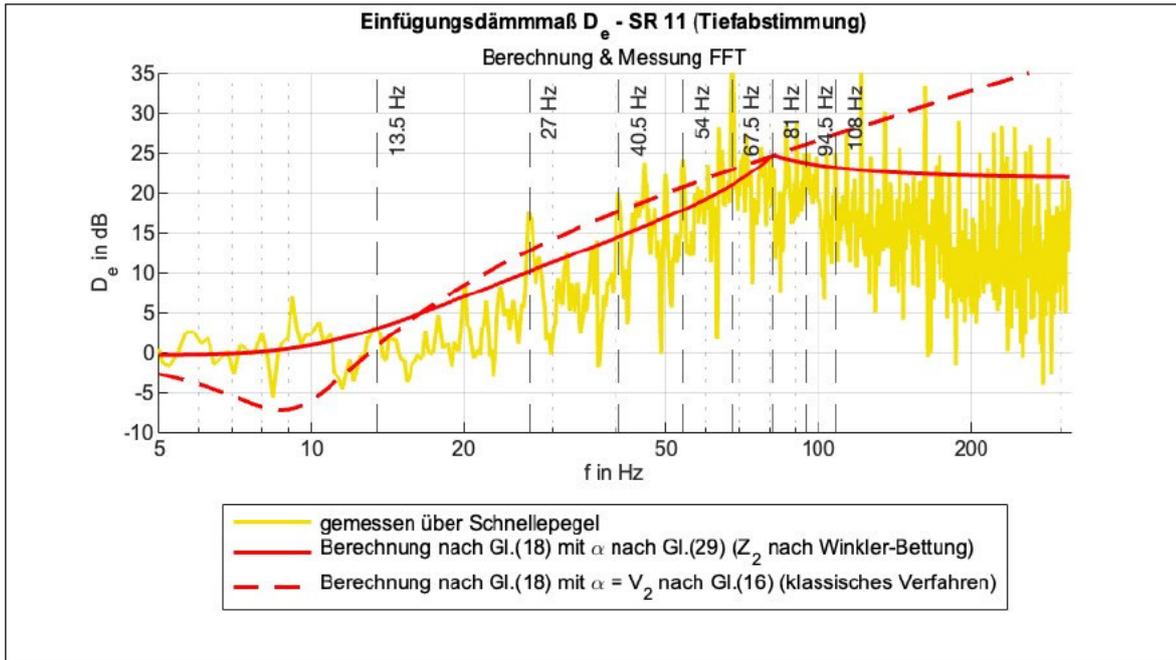


Abbildung 28 & 29: Nach Gl. (29) berechnete sowie gemessene Einfügungsdämmmaße für SR11 (Tiefabstimmung) und SR55 (Hochabstimmung)

Tabelle 5: Abweichung  $\delta$  zwischen gemessenen und berechneten  $D_e$  nach Gl. (29)

	$\delta$ in dB							
$f_e(n+1)$ $n \ 0 \dots 7$	13,5 Hz	27 Hz	40,5 Hz	54 Hz	67,5 Hz	81 Hz	94,5 Hz	108 Hz
<b>SR11(gelb)</b> [Tiefabstimmung]	-0,3	4,6	2,4	4,1	13,5	-1,3	-1,6	-1,1
<b>SR55(grün)</b> [Hochabstimmung]	14,2	19,8	13,5	3,4	21,3	29,0	5,5	7,1

### 6.4.3 Theorie paralleler Platten

Ein weiteres analytisches Modell zur Abschätzung der Impedanz des Fußbodens, ist Cremers Theorie paralleler Platten (Cremer & Heckl, 1995). Dieses Modell wurde zur Untersuchung des Einflusses der Quellimpedanz auf die Trittschalldämmung bei tiefen Frequenzen von (Zeitler & Schneider, 2018) für schwimmende Estriche angewendet. Dabei zeigte sich gute Übereinstimmung von Berechnung und Messung im tiefen Frequenzbereich. Der Vorteil besteht darin, dass die Resonanzfrequenz des Estrichaufbaus berücksichtigt wird und es wird nicht nur die obere Platte (Estrich) sondern auch die untere Platte (Rohdecke) sowie die Federschicht (Trittschalldämmung) berücksichtigt. Durch die erforderliche Berechnung verschiedener Wellenzahlen ist die Anwendung der Theorie aufwendiger als die Formel der „Winkler-Bettung“. Eine Untersuchung hinsichtlich ihrer Anwendbarkeit für die Schwingungsisolierung wäre für weiterführende Arbeiten interessant.

## 6.5 Einfluss der Federimpedanz $Z_3$

Das dynamische Verhalten der Federelemente ist neben dem Formfaktor und der Flächenpressung auch frequenzabhängig. Bei Elastomeren erhöht sich in der Regel die Steifigkeit mit zunehmender Erregerfrequenz, was an den Kurven für das E-Modul bei Sylomer (vgl. Abb. 7) erkennbar ist. Zu höheren Frequenzen hin treten s.g. Kontinuumseigenfrequenzen auf, bei denen starke Überhöhungen im Frequenzgang der Steifigkeit auftreten können. Es ist daher von Interesse, im relevanten Frequenzbereich Kontinuumseigenfrequenzen zu vermeiden. Laut (Troge, 2023, S. 592) gilt für die Kontinuumseigenfrequenzen  $f_{0i}$  für prismatische und flächige Federn aus homogenem Material die Beziehung:

$$k_0 \cdot l = i \cdot \pi \quad (i = 1,2,3 \dots), \quad k_0 = \frac{\omega}{c_L} \quad (30)$$

mit	$\omega$	Kreisfrequenz
	$c_L$	Longitudinalwellengeschwindigkeit ( $c_L \approx 13$ m/s für Sylomer)
	$l$	Federlänge bzw. Dicke des Materials.

Mit  $\omega = 2\pi f_{0i}$  ergibt sich die Formel

$$f_{0i} = \frac{c_L \cdot i \cdot \pi}{l} \quad (i = 1,2,3 \dots). \quad (31)$$

Für die erste Eigenfrequenz  $f_{01}$  kann unter der Bedingung, dass Masse und Nachgiebigkeit der Feder gleichverteilt sind, auch die nachstehende Formel für Stahlfedern angewendet werden.

$$f_{01} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{c_{\text{dyn}}}{m_{\text{F}}}} \quad (32)$$

mit  $c_{\text{dyn}}$  Dynamische Federkonstante  
 $m_{\text{F}}$  Masse des Federelementes.

Mithilfe der Auslegungsdaten der Sylomerfedern des Versuchsaufbaus gemäß Abschnitt 3.2.2, Tab.1 lässt sich über die Dicke  $h$  bzw.  $h = l$  und die Federkonstante  $k = c_{\text{dyn}}$  zuerst die Eigenfrequenz  $f_{01}$  nach Gl. (31) und danach die Masse der Feder  $m_{\text{F}}$  durch Umstellen der Gl. (32) ausrechnen. Die berechneten Daten sind in nachfolgender Tabelle angegeben.

Tabelle 6: Erste Kontinuumseigenfrequenz (Eckfrequenz) und Masse der Federelemente

	SR 11 [Tiefabstimmung]	SR 55 [Hochabstimmung]
<b>(Kontinuums-)Eigenfrequenz <math>f_{01}</math></b>	260 Hz	1040 Hz
<b>Federmasse <math>m_{\text{F}}</math></b>	1,3 kg	6,5 kg

Die Berechnung zeigt, dass die Eigenfrequenz von der Feder SR11 im gemessenen Frequenzbereich liegt und deshalb einen möglichen Einfluss auf das Einfügungsdämmmaß besitzt. Die Federmassen konnten durch Wiegung bestätigt werden. Von Sinambari wurde ein erweiterter Ansatz zur Schwingungs- und Körperschallisolierung in vorgestellt, in welchem eine Näherungsgleichung mit Berücksichtigung der Federmasse aufgestellt und labormäßig untersucht wurde (Sinambari, 2011a). Demnach lässt sich die Federimpedanz  $Z_3$  durch folgenden Ansatz mit Feder-, Dämpfer- und Massekomponente angeben:

$$\underline{Z}_3 = 2 \cdot m \cdot \omega_0 \cdot \vartheta + j \cdot \left( m_{\text{F}} \cdot \omega - \frac{m \cdot \omega_0^2}{\omega} \right) \quad (33)$$

mit  $\omega$  Erregerkreisfrequenz  
 $m$  Maschinengewicht (s. Abschnitt 3.2)  
 $\omega_0$  Eigenkreisfrequenz des Federelementes (s.  $f_0$  Abschnitt 3.2)  
 $\vartheta$  Dämpfungsgrad der Feder (s. Abschnitt 3.2).

Setzt man Gl. (33) sowie die Formel der Winkler-Bettung nach Abschnitt 6.4.2 in die Grundgleichung (15) ein, erhält man:

$$|\underline{\alpha}| = \left| \frac{1 + j\omega m/A^{-1}}{1 + j\omega m/A^{-1} + j\omega m / \left( 2 \cdot m \cdot \omega_0 \cdot \vartheta + j \cdot \left( m_F \cdot \omega - \frac{m \cdot \omega_0^2}{\omega} \right) \right)} \right|. \quad (34)$$

Unter der Annahme, dass  $\underline{Z}_3$  unterhalb der ersten Kontinuumseigenfrequenz durch ideale Feder und Dämpfungseigenschaften gekennzeichnet werden kann, müsste Gl. (34) erst ab der ersten Kontinuumseigenfrequenz  $f_{01}$  („Eckfrequenz“) zur Anwendung kommen. Untersuchungen von (Thorn, 1995) zeigten diesbezüglich jedoch Ungenauigkeiten. In Sinambaris Veröffentlichung von 2011 wird die Federmasse pauschal ab dem Körperschallbereich  $f > 100$  Hz berücksichtigt. Die somit berechneten Einfügungsdämmmaße sind in den nachfolgenden Abb. 30 & 31 dargestellt. Es zeigt sich, dass die berechneten Einfügungsdämmmaße oberhalb 100 Hz abfallen und so die Messdaten besser angenähert werden können.

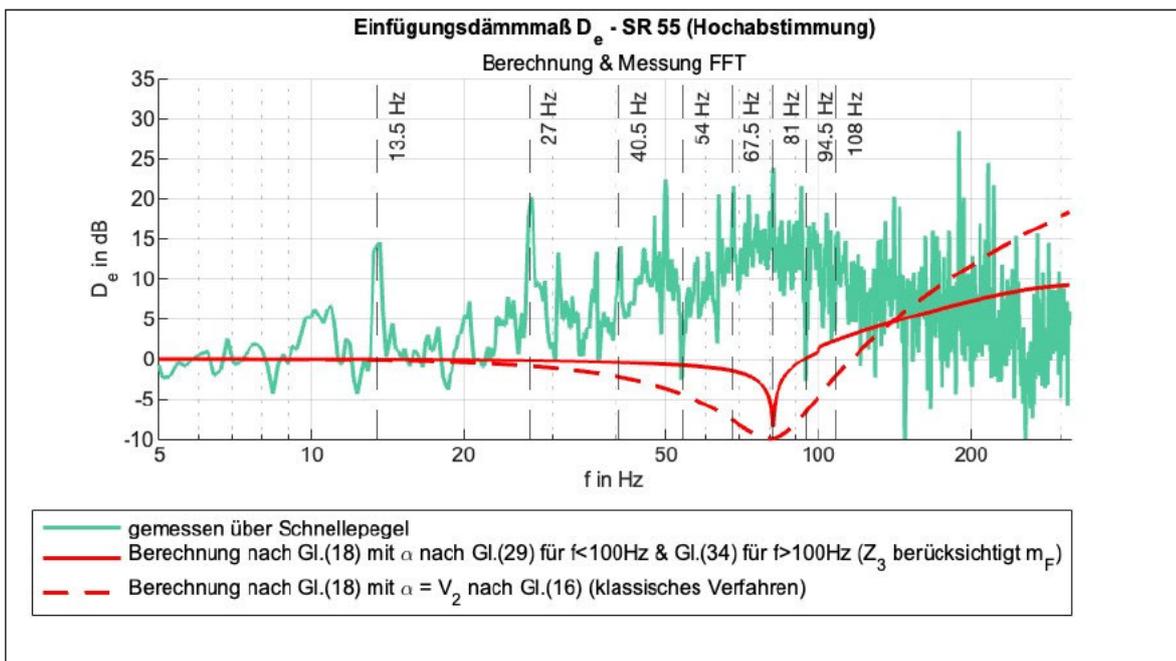
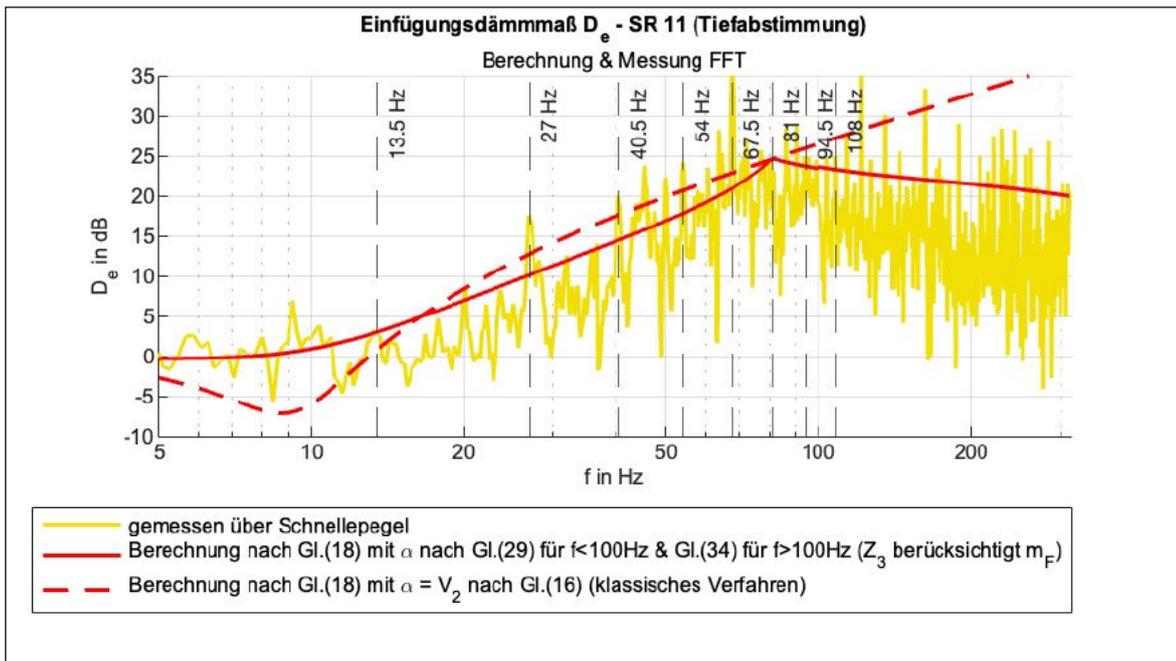


Abbildung 30 & 31: Nach Gl. (34) berechnete sowie gemessene Einfügungsdämmmaße für SR11 (Tiefabstimmung) und SR55 (Hochabstimmung)

## 7 Schlussfolgerungen & Ausblick

Ziel dieser Arbeit war es, zwei schwingungsisierte Lagerungen für die Waschmaschine zu untersuchen, um die Anwendbarkeit der praxisbewährten Herangehensweise zur Quellenisolierung nach VDI 2062 bzw. der Vergrößerungsfunktion  $V_2$  an einem Praxisbeispiel zu überprüfen. Betrachtet wurde hierbei der überkritische als auch der unterkritische Betrieb zweier Schwingungssysteme (hohe und eine tiefe Abstimmfrequenzen).

Im Ergebnis bestätigte sich, dass das einfache Schwingungsmodell prinzipiell nur im Frequenzbereich  $f < 100$  Hz funktionieren kann. Die Vergrößerungsfunktion  $V_2$  führte vor allem beim überkritisch betriebenen System mit dem Federtyp SR11 zu berechneten Einfügungsdämmmaßen, die zufriedenstellenden Ergebnisse im Frequenzbereich unter 100 Hz lieferten. Obwohl die berechnete Kurve des Einfügungsdämmmaßes bei der hohen Abstimmung mit SR55 keine genauen Prognosen ablieferte, erwies sich die Hochabstimmung dennoch als geeignetes Mittel für die Isolierung, wie die Messung der hohen Einfügungsdämmmaße bei der untersten Erregerfrequenz zeigte. Mithilfe der Vergrößerungsfunktion  $V_4$  lassen sich diese hohen gemessenen Einfügungsdämmmaße erklären. So bestätigten sich die Vorteile der Hochabstimmung gegenüber der Tiefabstimmung, wenn Unwuchten eine Rolle spielen, was bei der Waschtrommel mutmaßlich der Fall war.

Ein Fehler bei der Auslegung der Feder SR55 war, dass mit der niedrigsten Erregerfrequenz ausgelegt wurde. Theoretisch müsste man die höchste harmonische Erregerfrequenz in Betracht ziehen, weil die Abstimmungsfrequenz hoch ausgelegt werden sollte. Die Schwierigkeit bei zukünftigen Projekten liegt in der Einschätzung der Amplituden der harmonischen Erregerkomponenten, wenn keine Messdaten oder entsprechende Herstellerangaben vorliegen. Möglicherweise hätte man mit einer noch höheren Abstimmfrequenz die Einbrüche bei 54 Hz und 94,5 Hz in der Dämmkurve verhindern können.

Zwischen Schnellepegeldifferenz  $D_v$  und Einfügungsdämmmaß  $D_e$  traten wie erwartet sehr große Abweichungen auf, die sich nicht mit einfachen Mitteln berechnen ließen. Klar wurde dabei die Bedeutung der mech. Impedanzen der beteiligten Strukturen. Ohne Kenntnis der Frequenzgänge der Impedanzen ist keine genaue Vorhersage der Körperschallisolierung möglich.

Mithilfe von analytischen Modellen zur Abschätzung von Fußboden- sowie Federimpedanzen, konnte das Verfahren zur klassischen Schwingungsisolierung in den Frequenzbereich der Körperschallisolierung ausgedehnt und realistischere Ergebnisse erzielt werden. Dabei konnte gezeigt werden, dass auch mit simplen analytischen Modellen die Impedanzen des Fußbodens und der Federelemente angenähert werden können, um eine ingenieurmäßige Abschätzung des Einfügungsdämmmaßes vornehmen zu können.

Gegenstand weiterer Untersuchungen könnte z.B. die Untersuchung zur Vorhersage von Maschinenimpedanzen sein. Da die analytische Abschätzung immer mit Ungenauigkeiten behaftet ist, sollte der Fokus auf einem effizienten praxistauglichen Messverfahren liegen und einer Betrachtung existierender Messverfahren. Interessant wäre auch die praktische Erprobung der in Abschnitt 6.4.3 angesprochenen Theorie paralleler Platten. Da der Autor kaum Anwendungsbeispiele hochabgestimmter Schwingsysteme speziell bei Maschinen-aufstellungen in der Literatur gefunden hat, wäre möglicherweise eine Zusammenstellung von Praxisbeispielen und deren messtechnischen Überprüfung interessant.

---

## Literatur

- Beitelschmidt, M. (2023). Schwingungsabwehr bei Maschinenaufstellungen. In W. Schirmer & J. Hübelt (Hrsg.), *Technischer Lärmschutz. Praktische Methoden zur Minderung von Lärm und Schwingungen* (3. Auflage, S. 503–573). Berlin: Springer Vieweg.
- Blochwitz, T., Bittner, S., Schreiber, U. & Uhlig, A. (2013). *Abschlussbericht zum Projekt "Isomag 1.3 - Ergänzung und Änderungen" - Projekt F2311 - im Auftrag der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin* (Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin, Hrsg.). Dortmund: ITI Gesellschaft für ingenieurtechnische Informationsverarbeitung mbH.
- Cremer, L. & Heckl, M. (1995). *Körperschall. Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen*. Berlin: Springer.
- DIN, 1311-2 (2002-08). *DIN 1311-2:2002-08, Schwingungen und schwingungsfähige Systeme - Teil 2: Lineare, zeitinvariante schwingungsfähige Systeme mit einem Freiheitsgrad*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- Dresig, H. & Holzweißig, F. (2016). *Maschinendynamik* (12., aktualisierte Auflage). Berlin, Heidelberg: Springer. Verfügbar unter: <http://www.springer.com/de/book/9783662527122>
- Gösele, K. & Schröder, E. (2004). Schallausbreitung in Gebäuden. In G. Müller (Hrsg.), *Taschenbuch der technischen Akustik* (3., erw. und überarb. Aufl., S. 207–246). Berlin: Springer.
- Hübelt, J. (2023). Ausbreitung und Abstrahlung von Körperschall. In W. Schirmer & J. Hübelt (Hrsg.), *Technischer Lärmschutz. Praktische Methoden zur Minderung von Lärm und Schwingungen* (3. Auflage, S. 155–209). Berlin: Springer Vieweg.
- Kramer, H. (2007). *Angewandte Baudynamik. Grundlagen und Beispiele für Studium und Praxis* (Bauingenieur-Praxis). Berlin: Ernst & Sohn.
- Kuttner, T. (2015). *Praxiswissen Schwingungsmesstechnik*. Wiesbaden: Springer Vieweg. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-04638-5>
- Meltzig-Thiel, R. (1979). Berechnungsverfahren zur Bestimmung der Körperschallanregung am Aufstellort von Maschinen. In Bauakad. d. Dt. Demokrat. Republik (Hrsg.), *Bau- und Raumakustik / Bauakad. d. Dt. Demokrat. Republik; Bauinformation DDR. Autorenkollektiv 2* (Bd. 26, S. 80–88). Berlin: Bauinformation DDR.

- 
- Möser, M. (2012). *Technische Akustik* (9., aktualisierte Aufl. 2012). Berlin, Heidelberg: Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-30933-5>
- Möser, M. & Kropp, W. (2010). *Körperschall. Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen* (3. aktualisierte Auflage 2010). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. Verfügbar unter: <http://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:bsz:31-epflicht-1587579>
- Schulz, D. (2023). Größen und Messverfahren zur Kennzeichnung von Geräuschen und Geräuschquellen. In W. Schirmer & J. Hübelt (Hrsg.), *Technischer Lärmschutz. Praktische Methoden zur Minderung von Lärm und Schwingungen* (3. Auflage, S. 23–92). Berlin: Springer Vieweg.
- Sinambari, G. R. (2011a). Ein erweiterter Ansatz zur Schwingungs- und Körperschallisolation. Teil 2: Körperschallisolation. *Lärmbekämpfung*, Bd. 6(Nr.3), 103–109.
- Sinambari, G. R. (2011b). Ein erweiterter Ansatz zur Schwingungs- und Körperschallisolation. Teil 1: Schwingungsisolation. *Lärmbekämpfung*, Bd. 6(Nr.2), 60–67.
- Sinambari, G. R. & Sentpali, S. (2020). *Ingenieurakustik. Physikalische Grundlagen, Anwendungsbeispiele und Übungen* (Lehrbuch, 6., überarbeitete Auflage). Wiesbaden, Heidelberg: Springer Vieweg.
- Thorn, U. (1995). *Vorausbestimmung der Schall- und Körperschallreduzierung durch Einfügen von mechanischen Impedanzen bei realen Strukturen*. Diplomarbeit. Fachhochschule Rheinland-Pfalz, Bingen.
- Troge, J. (2023). Körperschallisolation. In W. Schirmer & J. Hübelt (Hrsg.), *Technischer Lärmschutz. Praktische Methoden zur Minderung von Lärm und Schwingungen* (3. Auflage, S. 575–616). Berlin: Springer Vieweg.
- VDI, 2062 Blatt 1 (2011-05). *VDI 2062 Blatt 1:2011-05, Schwingungsisolation - Begriffe und Methoden*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- Zeitler, B. & Schneider, M. (2018). Einfluss der Quellimpedanz auf die Trittschalldämmung bei tiefen Frequenzen. In Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V. (DEGA) (Hrsg.), *Fortschritte der Akustik - DAGA 2018 München* (S. 1464–1467). Berlin: Deutsche Gesellschaft für Akustik e.V.

## Anlagen, Teil 1 - Fotodokumentation

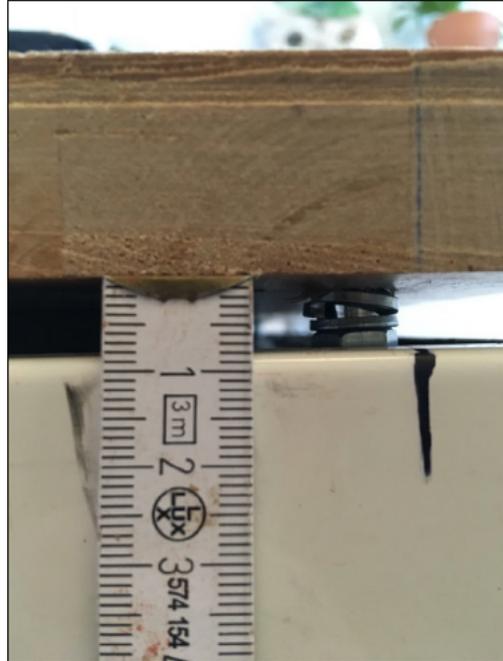


Abbildung 32 & 33: Maschinengehäuseboden & Ankopplung Holzplatte



Abbildung 34 & 35: Gehäuseboden mit Holzplatte & Beladung 2kg Trockenwäsche



Abbildung 36: Messaufbau



Abbildung 37 & 38: Trommelaufhängung & Schnelleaufnehmer im Gehäuse

## Anlagen, Teil 2 - Matlabskripte

```
% Auswertung der Messdaten
clear;
% Samurai Messdaten – lesen und zusammenführen der Excel-sheets
% Fremdgeräusch
T.frmd.CH3.FFT1 = table2array(readtable("WaMa_fremdge-
räusch01.xls", 'Sheet', 'FFT CH3 (1)'));
T.frmd.CH3.FFT2 = table2array(readtable("WaMa_fremdgeräu-
sch01.xls", 'Sheet', 'FFT CH3 (2)'));
T.frmd.CH3.FFT3 = table2array(readtable("WaMa_fremdgeräu-
sch01.xls", 'Sheet', 'FFT CH3 (3)'));
T.frmd.CH3.FFT4 = table2array(readtable("WaMa_fremdgeräu-
sch01.xls", 'Sheet', 'FFT CH3 (4)'));
T.frmd.CH3.FFT5 = table2array(readtable("WaMa_fremdgeräu-
sch01.xls", 'Sheet', 'FFT CH3 (5)'));
T.frmd.CH3.FFT6 = table2array(readtable("WaMa_fremdgeräu-
sch01.xls", 'Sheet', 'FFT CH3 (6)'));
T.frmd.CH3.FFT7 = table2array(readtable("WaMa_fremdgeräu-
sch01.xls", 'Sheet', 'FFT CH3 (7)'));
T.frmd.CH4.FFT1 = table2array(readtable("WaMa_fremdgeräu-
sch01.xls", 'Sheet', 'FFT CH4 (1)'));
T.frmd.CH4.FFT2 = table2array(readtable("WaMa_fremdgeräu-
sch01.xls", 'Sheet', 'FFT CH4 (2)'));
T.frmd.CH4.FFT3 = table2array(readtable("WaMa_fremdgeräu-
sch01.xls", 'Sheet', 'FFT CH4 (3)'));
T.frmd.CH4.FFT4 = table2array(readtable("WaMa_fremdgeräu-
sch01.xls", 'Sheet', 'FFT CH4 (4)'));
T.frmd.CH4.FFT5 = table2array(readtable("WaMa_fremdgeräu-
sch01.xls", 'Sheet', 'FFT CH4 (5)'));
T.frmd.CH4.FFT6 = table2array(readtable("WaMa_fremdgeräu-
sch01.xls", 'Sheet', 'FFT CH4 (6)'));
T.frmd.CH4.FFT7 = table2array(readtable("WaMa_fremdgeräu-
sch01.xls", 'Sheet', 'FFT CH4 (7)'));
T.frmd.TerzenCH3 = table2array(readtable("WaMa_fremdgeräu-
sch01.xls", 'Sheet', 'Terzen CH3'));
T.frmd.TerzenCH4 = table2array(readtable("WaMa_fremdgeräu-
sch01.xls", 'Sheet', 'Terzen CH4'));
% %Herstellerfüße
T.Herst.CH3.FFT1 = table2array(readtable("WaMa_füße01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (1)'));
T.Herst.CH3.FFT2 = table2array(readtable("WaMa_füße01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (2)'));
T.Herst.CH3.FFT3 = table2array(readtable("WaMa_füße01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (3)'));
T.Herst.CH3.FFT4 = table2array(readtable("WaMa_füße01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (4)'));
T.Herst.CH3.FFT5 = table2array(readtable("WaMa_füße01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (5)'));
T.Herst.CH3.FFT6 = table2array(readtable("WaMa_füße01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (6)'));
T.Herst.CH3.FFT7 = table2array(readtable("WaMa_füße01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (7)'));
```

```
T.Herst.CH4.FFT1 = table2array(readtable("WaMa_füße01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (1)'));
T.Herst.CH4.FFT2 = table2array(readtable("WaMa_füße01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (2)'));
T.Herst.CH4.FFT3 = table2array(readtable("WaMa_füße01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (3)'));
T.Herst.CH4.FFT4 = table2array(readtable("WaMa_füße01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (4)'));
T.Herst.CH4.FFT5 = table2array(readtable("WaMa_füße01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (5)'));
T.Herst.CH4.FFT6 = table2array(readtable("WaMa_füße01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (6)'));
T.Herst.CH4.FFT7 = table2array(readtable("WaMa_füße01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (7)'));
T.Herst.TerzenCH3 = table2ar-
ray(readtable("WaMa_füße01.xls", 'Sheet', 'Terzen CH3'));
T.Herst.TerzenCH4 = table2ar-
ray(readtable("WaMa_füße01.xls", 'Sheet', 'Terzen CH4'));
% %Sylomer Gelb
T.Gelb.CH3.FFT1 = table2array(readtable("WaMa_gelb01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (1)'));
T.Gelb.CH3.FFT2 = table2array(readtable("WaMa_gelb01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (2)'));
T.Gelb.CH3.FFT3 = table2array(readtable("WaMa_gelb01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (3)'));
T.Gelb.CH3.FFT4 = table2array(readtable("WaMa_gelb01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (4)'));
T.Gelb.CH3.FFT5 = table2array(readtable("WaMa_gelb01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (5)'));
T.Gelb.CH3.FFT6 = table2array(readtable("WaMa_gelb01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (6)'));
T.Gelb.CH3.FFT7 = table2array(readtable("WaMa_gelb01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (7)'));
T.Gelb.CH4.FFT1 = table2array(readtable("WaMa_gelb01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (1)'));
T.Gelb.CH4.FFT2 = table2array(readtable("WaMa_gelb01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (2)'));
T.Gelb.CH4.FFT3 = table2array(readtable("WaMa_gelb01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (3)'));
T.Gelb.CH4.FFT4 = table2array(readtable("WaMa_gelb01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (4)'));
T.Gelb.CH4.FFT5 = table2array(readtable("WaMa_gelb01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (5)'));
T.Gelb.CH4.FFT6 = table2array(readtable("WaMa_gelb01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (6)'));
T.Gelb.CH4.FFT7 = table2array(readtable("WaMa_gelb01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (7)'));
T.Gelb.TerzenCH3 = table2array(readtable("WaMa_gelb01.xls", 'Sheet', 'Ter-
zen CH3'));
T.Gelb.TerzenCH4 = table2array(readtable("WaMa_gelb01.xls", 'Sheet', 'Ter-
zen CH4'));
% %Sylomer Grün
T.Gruen.CH3.FFT1 = table2array(readtable("WaMa_grün01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (1)'));
T.Gruen.CH3.FFT2 = table2array(readtable("WaMa_grün01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (2)'));
T.Gruen.CH3.FFT3 = table2array(readtable("WaMa_grün01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (3)'));
```

---

```

T.Gruen.CH3.FFT4 = table2array(readtable("WaMa_grün01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (4)'));
T.Gruen.CH3.FFT5 = table2array(readtable("WaMa_grün01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (5)'));
T.Gruen.CH3.FFT6 = table2array(readtable("WaMa_grün01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (6)'));
T.Gruen.CH3.FFT7 = table2array(readtable("WaMa_grün01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH3 (7)'));
T.Gruen.CH4.FFT1 = table2array(readtable("WaMa_grün01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (1)'));
T.Gruen.CH4.FFT2 = table2array(readtable("WaMa_grün01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (2)'));
T.Gruen.CH4.FFT3 = table2array(readtable("WaMa_grün01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (3)'));
T.Gruen.CH4.FFT4 = table2array(readtable("WaMa_grün01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (4)'));
T.Gruen.CH4.FFT5 = table2array(readtable("WaMa_grün01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (5)'));
T.Gruen.CH4.FFT6 = table2array(readtable("WaMa_grün01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (6)'));
T.Gruen.CH4.FFT7 = table2array(readtable("WaMa_grün01.xls", 'Sheet', 'FFT
CH4 (7)'));
T.Gruen.TerzenCH3 = table2ar-
ray(readtable("WaMa_grün01.xls", 'Sheet', 'Terzen CH3'));
T.Gruen.TerzenCH4 = table2ar-
ray(readtable("WaMa_grün01.xls", 'Sheet', 'Terzen CH4'));
%%FFT-Spektren
FFT.frmd.CH3 = [T.frmd.CH3.FFT1 T.frmd.CH3.FFT2 T.frmd.CH3.FFT3
T.frmd.CH3.FFT4 T.frmd.CH3.FFT5 T.frmd.CH3.FFT6 T.frmd.CH3.FFT7];
FFT.frmd.CH4 = [T.frmd.CH4.FFT1 T.frmd.CH4.FFT2 T.frmd.CH4.FFT3
T.frmd.CH4.FFT4 T.frmd.CH4.FFT5 T.frmd.CH4.FFT6 T.frmd.CH4.FFT7];
FFT.fuss.CH3 = [T.Herst.CH3.FFT1 T.Herst.CH3.FFT2 T.Herst.CH3.FFT3
T.Herst.CH3.FFT4 T.Herst.CH3.FFT5 T.Herst.CH3.FFT6 T.Herst.CH3.FFT7];
FFT.fuss.CH4 = [T.Herst.CH4.FFT1 T.Herst.CH4.FFT2 T.Herst.CH4.FFT3
T.Herst.CH4.FFT4 T.Herst.CH4.FFT5 T.Herst.CH4.FFT6 T.Herst.CH4.FFT7];
FFT.gelb.CH3 = [T.Gelb.CH3.FFT1 T.Gelb.CH3.FFT2 T.Gelb.CH3.FFT3
T.Gelb.CH3.FFT4 T.Gelb.CH3.FFT5 T.Gelb.CH3.FFT6 T.Gelb.CH3.FFT7];
FFT.gelb.CH4 = [T.Gelb.CH4.FFT1 T.Gelb.CH4.FFT2 T.Gelb.CH4.FFT3
T.Gelb.CH4.FFT4 T.Gelb.CH4.FFT5 T.Gelb.CH4.FFT6 T.Gelb.CH4.FFT7];
FFT.gruen.CH3 = [T.Gruen.CH3.FFT1 T.Gruen.CH3.FFT2 T.Gruen.CH3.FFT3
T.Gruen.CH3.FFT4 T.Gruen.CH3.FFT5 T.Gruen.CH3.FFT6 T.Gruen.CH3.FFT7];
FFT.gruen.CH4 = [T.Gruen.CH4.FFT1 T.Gruen.CH4.FFT2 T.Gruen.CH4.FFT3
T.Gruen.CH4.FFT4 T.Gruen.CH4.FFT5 T.Gruen.CH4.FFT6 T.Gruen.CH4.FFT7];
%%FFT-Terzspektren
Terz.frmd.CH3 = [T.frmd.TerzenCH3];
Terz.frmd.CH4 = [T.frmd.TerzenCH4];
Terz.fuss.CH3 = [T.Herst.TerzenCH3];
Terz.fuss.CH4 = [T.Herst.TerzenCH4];
Terz.gelb.CH3 = [T.Gelb.TerzenCH3];
Terz.gelb.CH4 = [T.Gelb.TerzenCH4];
Terz.gruen.CH3 = [T.Gruen.TerzenCH3];
Terz.gruen.CH4 = [T.Gruen.TerzenCH4];
%%Frequenzvektor FFT
f.FFT = FFT.gruen.CH3(1,3:end-2);
%%Frequenzvektor Terz
f.Terz = Terz.gruen.CH3(1,3:end-2);
%%Zeitvektoren der jeweiligen Messung
t.FFT.frmd = FFT.frmd.CH3(3:end,1);

```

---

```

t.FFT.fuss = FFT.fuss.CH3(3:end,1);
t.FFT.gelb = FFT.gelb.CH3(3:end,1);
t.FFT.gruen = FFT.gruen.CH3(3:end,1);
t.Terz.frmd = Terz.frmd.CH3(3:end,1);
t.Terz.fuss = Terz.fuss.CH3(3:end,1);
t.Terz.gelb = Terz.gelb.CH3(3:end,1);
t.Terz.gruen = Terz.gruen.CH3(3:end,1);
%%Schnelle-Effektivwerte in m/s
%FFT
vfft.frmd.CH3 = FFT.frmd.CH3(3:end,3:end-2);
vfft.frmd.CH4 = FFT.frmd.CH4(3:end,3:end-2);
vfft_ges.frmd.CH3 = FFT.frmd.CH3(3:end,end);
vfft_ges.frmd.CH4 = FFT.frmd.CH4(3:end,end);
vfft.fuss.CH3 = FFT.fuss.CH3(3:end,3:end-2);
vfft.fuss.CH4 = FFT.fuss.CH4(3:end,3:end-2);
vfft_ges.fuss.CH3 = FFT.fuss.CH3(3:end,end);
vfft_ges.fuss.CH4 = FFT.fuss.CH4(3:end,end);
vfft.gelb.CH3 = FFT.gelb.CH3(3:end,3:end-2);
vfft.gelb.CH4 = FFT.gelb.CH4(3:end,3:end-2);
vfft_ges.gelb.CH3 = FFT.gelb.CH3(3:end,end);
vfft_ges.gelb.CH4 = FFT.gelb.CH4(3:end,end);
vfft.gruen.CH3 = FFT.gruen.CH3(3:end,3:end-2);
vfft.gruen.CH4 = FFT.gruen.CH4(3:end,3:end-2);
vfft_ges.gruen.CH3 = FFT.gruen.CH3(3:end,end);
vfft_ges.gruen.CH4 = FFT.gruen.CH4(3:end,end);
%Terz
vTerz.frmd.CH3 = Terz.frmd.CH3(3:end,3:end-2);
vTerz.frmd.CH4 = Terz.frmd.CH4(3:end,3:end-2);
vTerz_ges.frmd.CH3 = Terz.frmd.CH3(3:end,end);
vTerz_ges.frmd.CH4 = Terz.frmd.CH4(3:end,end);
vTerz.fuss.CH3 = Terz.fuss.CH3(3:end,3:end-2);
vTerz.fuss.CH4 = Terz.fuss.CH4(3:end,3:end-2);
vTerz_ges.fuss.CH3 = Terz.fuss.CH3(3:end,end);
vTerz_ges.fuss.CH4 = Terz.fuss.CH4(3:end,end);
vTerz.gelb.CH3 = Terz.gelb.CH3(3:end,3:end-2);
vTerz.gelb.CH4 = Terz.gelb.CH4(3:end,3:end-2);
vTerz_ges.gelb.CH3 = Terz.gelb.CH3(3:end,end);
vTerz_ges.gelb.CH4 = Terz.gelb.CH4(3:end,end);
vTerz.gruen.CH3 = Terz.gruen.CH3(3:end,3:end-2);
vTerz.gruen.CH4 = Terz.gruen.CH4(3:end,3:end-2);
vTerz_ges.gruen.CH3 = Terz.gruen.CH3(3:end,end);
vTerz_ges.gruen.CH4 = Terz.gruen.CH4(3:end,end);

v0 = 5e-8; %Bezugsgröße m/s

%%Schnellepegel 20lg(v/v0) dB
%FFT-Pegel
Lvfft.frmd.CH3 = 20.*log10(vfft.frmd.CH3./v0);
Lvfft.frmd.CH4 = 20.*log10(vfft.frmd.CH4./v0);
Lvfft_ges.frmd.CH3 = 20.*log10(vfft_ges.frmd.CH3./v0);
Lvfft_ges.frmd.CH4 = 20.*log10(vfft_ges.frmd.CH4./v0);
Lvfft.fuss.CH3 = 20.*log10(vfft.fuss.CH3./v0);
Lvfft.fuss.CH4 = 20.*log10(vfft.fuss.CH4./v0);
Lvfft_ges.fuss.CH3 = 20.*log10(vfft_ges.fuss.CH3./v0);
Lvfft_ges.fuss.CH4 = 20.*log10(vfft_ges.fuss.CH4./v0);
Lvfft.gelb.CH3 = 20.*log10(vfft.gelb.CH3./v0);
Lvfft.gelb.CH4 = 20.*log10(vfft.gelb.CH4./v0);
Lvfft_ges.gelb.CH3 = 20.*log10(vfft_ges.gelb.CH3./v0);

```

---

```

Lvfft_ges.gelb.CH4 = 20.*log10(vfft_ges.gelb.CH4./v0);
Lvfft.gruen.CH3 = 20.*log10(vfft.gruen.CH3./v0);
Lvfft.gruen.CH4 = 20.*log10(vfft.gruen.CH4./v0);
Lvfft_ges.gruen.CH3 = 20.*log10(vfft_ges.gruen.CH3./v0);
Lvfft_ges.gruen.CH4 = 20.*log10(vfft_ges.gruen.CH4./v0);
%32s-Samples (Hauptschleudergang)
Lvfft32.frmd.CH3 = Lvfft.frmd.CH3(:, :);
Lvfft32.frmd.CH4 = Lvfft.frmd.CH4(:, :);
Lvfft32.fuss.CH3 = Lvfft.fuss.CH3(67:67+25-1, :);
Lvfft32.fuss.CH4 = Lvfft.fuss.CH4(67:67+25-1, :);
Lvfft32.gelb.CH3 = Lvfft.gelb.CH3(68:68+25-1, :);
Lvfft32.gelb.CH4 = Lvfft.gelb.CH4(68:68+25-1, :);
Lvfft32.gruen.CH3 = Lvfft.gruen.CH3(60:60+25-1, :);
Lvfft32.gruen.CH4 = Lvfft.gruen.CH4(60:60+25-1, :);
Lvfft32_ges.frmd.CH3 = Lvfft_ges.fuss.CH3(:, :);
Lvfft32_ges.frmd.CH4 = Lvfft_ges.fuss.CH4(:, :);
Lvfft32_ges.fuss.CH3 = Lvfft_ges.fuss.CH3(67:67+25-1, :);
Lvfft32_ges.fuss.CH4 = Lvfft_ges.fuss.CH4(67:67+25-1, :);
Lvfft32_ges.gelb.CH3 = Lvfft_ges.gelb.CH3(68:68+25-1, :);
Lvfft32_ges.gelb.CH4 = Lvfft_ges.gelb.CH4(68:68+25-1, :);
Lvfft32_ges.gruen.CH3 = Lvfft_ges.gruen.CH3(60:60+25-1, :);
Lvfft32_ges.gruen.CH4 = Lvfft_ges.gruen.CH4(60:60+25-1, :);
%Zeitvektoren
t.FFT32.frmd = FFT.frmd.CH3(3:end, 1);
t.FFT32.fuss = FFT.fuss.CH3(3+67-1:3+67-1+25-1, 1);
t.FFT32.gelb = FFT.gelb.CH3(3+68-1:3+68-1+25-1, 1);
t.FFT32.gruen = FFT.gruen.CH3(3+60-1:3+60-1+25-1, 1);
%zeitliche Mittelung - Anzahl der zu mittelnden Schalldruckpegel n =
length(matrix(:, 1))
%Mittelungspegel
Lvfft32m.frmd.CH3 =
10.*log10((1./(length(Lvfft32.frmd.CH3(:, 1))))).*sum(10.^(0.1.*Lvfft32.fr
md.CH3), 1));
Lvfft32m.frmd.CH4 =
10.*log10((1./(length(Lvfft32.frmd.CH4(:, 1))))).*sum(10.^(0.1.*Lvfft32.fr
md.CH4), 1));
Lvfft32m.fuss.CH3 =
10.*log10((1./(length(Lvfft32.fuss.CH3(:, 1))))).*sum(10.^(0.1.*Lvfft32.fu
ss.CH3), 1));
Lvfft32m.fuss.CH4 =
10.*log10((1./(length(Lvfft32.fuss.CH4(:, 1))))).*sum(10.^(0.1.*Lvfft32.fu
ss.CH4), 1));
Lvfft32m.gelb.CH3 =
10.*log10((1./(length(Lvfft32.gelb.CH3(:, 1))))).*sum(10.^(0.1.*Lvfft32.ge
lb.CH3), 1));
Lvfft32m.gelb.CH4 =
10.*log10((1./(length(Lvfft32.gelb.CH4(:, 1))))).*sum(10.^(0.1.*Lvfft32.ge
lb.CH4), 1));
Lvfft32m.gruen.CH3 =
10.*log10((1./(length(Lvfft32.gruen.CH3(:, 1))))).*sum(10.^(0.1.*Lvfft32.g
ruen.CH3), 1));
Lvfft32m.gruen.CH4 =
10.*log10((1./(length(Lvfft32.gruen.CH4(:, 1))))).*sum(10.^(0.1.*Lvfft32.g
ruen.CH4), 1));
Lvfft32m_ges.frmd.CH3 =
10.*log10((1./(length(Lvfft32_ges.frmd.CH3(:, 1))))).*sum(10.^(0.1.*Lvfft3
2_ges.frmd.CH3), 1));

```

```

Lvfft32m_ges.frmd.CH4 =
10.*log10((1./(length(Lvfft32_ges.frmd.CH4(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*Lvfft3
2_ges.frmd.CH4),1));
Lvfft32m_ges.fuss.CH3 =
10.*log10((1./(length(Lvfft32_ges.fuss.CH3(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*Lvfft3
2_ges.fuss.CH3),1));
Lvfft32m_ges.fuss.CH4 =
10.*log10((1./(length(Lvfft32_ges.fuss.CH4(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*Lvfft3
2_ges.fuss.CH4),1));
Lvfft32m_ges.gelb.CH3 =
10.*log10((1./(length(Lvfft32_ges.gelb.CH3(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*Lvfft3
2_ges.gelb.CH3),1));
Lvfft32m_ges.gelb.CH4 =
10.*log10((1./(length(Lvfft32_ges.gelb.CH4(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*Lvfft3
2_ges.gelb.CH4),1));
Lvfft32m_ges.gruen.CH3 =
10.*log10((1./(length(Lvfft32_ges.gruen.CH3(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*Lvfft
32_ges.gruen.CH3),1));
Lvfft32m_ges.gruen.CH4 =
10.*log10((1./(length(Lvfft32_ges.gruen.CH4(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*Lvfft
32_ges.gruen.CH4),1));

```

### %Terz-Pegel

```

LvTerz.frmd.CH3 = 20.*log10(vTerz.frmd.CH3./v0);
LvTerz.frmd.CH4 = 20.*log10(vTerz.frmd.CH4./v0);
LvTerz_ges.frmd.CH3 = 20.*log10(vTerz_ges.frmd.CH3./v0);
LvTerz_ges.frmd.CH4 = 20.*log10(vTerz_ges.frmd.CH4./v0);
LvTerz.fuss.CH3 = 20.*log10(vTerz.fuss.CH3./v0);
LvTerz.fuss.CH4 = 20.*log10(vTerz.fuss.CH4./v0);
LvTerz_ges.fuss.CH3 = 20.*log10(vTerz_ges.fuss.CH3./v0);
LvTerz_ges.fuss.CH4 = 20.*log10(vTerz_ges.fuss.CH4./v0);
LvTerz.gelb.CH3 = 20.*log10(vTerz.gelb.CH3./v0);
LvTerz.gelb.CH4 = 20.*log10(vTerz.gelb.CH4./v0);
LvTerz_ges.gelb.CH3 = 20.*log10(vTerz_ges.gelb.CH3./v0);
LvTerz_ges.gelb.CH4 = 20.*log10(vTerz_ges.gelb.CH4./v0);
LvTerz.gruen.CH3 = 20.*log10(vTerz.gruen.CH3./v0);
LvTerz.gruen.CH4 = 20.*log10(vTerz.gruen.CH4./v0);
LvTerz_ges.gruen.CH3 = 20.*log10(vTerz_ges.gruen.CH3./v0);
LvTerz_ges.gruen.CH4 = 20.*log10(vTerz_ges.gruen.CH4./v0);

```

### %32s-Samples (Hauptschleudergang)

```

LvTerz32.frmd.CH3 = LvTerz.frmd.CH3(:, :);
LvTerz32.frmd.CH4 = LvTerz.frmd.CH4(:, :);
LvTerz32.fuss.CH3 = LvTerz.fuss.CH3(3430:3430+1213-1, :);
LvTerz32.fuss.CH4 = LvTerz.fuss.CH4(3430:3430+1213-1, :);
LvTerz32.gelb.CH3 = LvTerz.gelb.CH3(3469:3469+1213-1, :);
LvTerz32.gelb.CH4 = LvTerz.gelb.CH4(3469:3469+1213-1, :);
LvTerz32.gruen.CH3 = LvTerz.gruen.CH3(3066:3066+1213-1, :);
LvTerz32.gruen.CH4 = LvTerz.gruen.CH4(3066:3066+1213-1, :);
LvTerz32_ges.frmd.CH3 = LvTerz_ges.frmd.CH3(:, :);
LvTerz32_ges.frmd.CH4 = LvTerz_ges.frmd.CH4(:, :);
LvTerz32_ges.fuss.CH3 = LvTerz_ges.fuss.CH3(3430:3430+1213-1, :);
LvTerz32_ges.fuss.CH4 = LvTerz_ges.fuss.CH4(3430:3430+1213-1, :);
LvTerz32_ges.gelb.CH3 = LvTerz_ges.gelb.CH3(3469:3469+1213-1, :);
LvTerz32_ges.gelb.CH4 = LvTerz_ges.gelb.CH4(3469:3469+1213-1, :);
LvTerz32_ges.gruen.CH3 = LvTerz_ges.gruen.CH3(3066:3066+1213-1, :);
LvTerz32_ges.gruen.CH4 = LvTerz_ges.gruen.CH4(3066:3066+1213-1, :);

```

### %Zeitvektoren

```

t.Terz32.frmd = Terz.frmd.CH3(3:end, 1);

```

```

t.Terz32.fuss = Terz.fuss.CH3(3+3430-1:3+3430-1+1213-1,1);
t.Terz32.gelb = Terz.gelb.CH3(3+3469-1:3+3469-1+1213-1,1);
t.Terz32.gruen = Terz.gruen.CH3(3+3066-1:3+3066-1+1213-1,1);
%zeitliche Mittelung - Anzahl der zu mittelnden Schalldruckpegel n =
length(matrix(:,1))
%Mittelungspegel
LvTerz32m.frmd.CH3 =
10.*log10((1./(length(LvTerz32.frmd.CH3(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*LvTerz32.
frmd.CH3),1));
LvTerz32m.frmd.CH4 =
10.*log10((1./(length(LvTerz32.frmd.CH4(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*LvTerz32.
frmd.CH4),1));
LvTerz32m.fuss.CH3 =
10.*log10((1./(length(LvTerz32.fuss.CH3(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*LvTerz32.
fuss.CH3),1));
LvTerz32m.fuss.CH4 =
10.*log10((1./(length(LvTerz32.fuss.CH4(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*LvTerz32.
fuss.CH4),1));
LvTerz32m.gelb.CH3 =
10.*log10((1./(length(LvTerz32.gelb.CH3(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*LvTerz32.
gelb.CH3),1));
LvTerz32m.gelb.CH4 =
10.*log10((1./(length(LvTerz32.gelb.CH4(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*LvTerz32.
gelb.CH4),1));
LvTerz32m.gruen.CH3 =
10.*log10((1./(length(LvTerz32.gruen.CH3(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*LvTerz32.
gruen.CH3),1));
LvTerz32m.gruen.CH4 =
10.*log10((1./(length(LvTerz32.gruen.CH4(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*LvTerz32.
gruen.CH4),1));
LvTerz32m_ges.frmd.CH3 =
10.*log10((1./(length(LvTerz32_ges.frmd.CH3(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*LvTer
z32_ges.frmd.CH3),1));
LvTerz32m_ges.frmd.CH4 =
10.*log10((1./(length(LvTerz32_ges.frmd.CH4(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*LvTer
z32_ges.frmd.CH4),1));
LvTerz32m_ges.fuss.CH3 =
10.*log10((1./(length(LvTerz32_ges.fuss.CH3(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*LvTer
z32_ges.fuss.CH3),1));
LvTerz32m_ges.fuss.CH4 =
10.*log10((1./(length(LvTerz32_ges.fuss.CH4(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*LvTer
z32_ges.fuss.CH4),1));
LvTerz32m_ges.gelb.CH3 =
10.*log10((1./(length(LvTerz32_ges.gelb.CH3(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*LvTer
z32_ges.gelb.CH3),1));
LvTerz32m_ges.gelb.CH4 =
10.*log10((1./(length(LvTerz32_ges.gelb.CH4(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*LvTer
z32_ges.gelb.CH4),1));
LvTerz32m_ges.gruen.CH3 =
10.*log10((1./(length(LvTerz32_ges.gruen.CH3(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*LvTe
rz32_ges.gruen.CH3),1));
LvTerz32m_ges.gruen.CH4 =
10.*log10((1./(length(LvTerz32_ges.gruen.CH4(:,1))))).*sum(10.^(0.1.*LvTe
rz32_ges.gruen.CH4),1));

%Schnellepegeldifferenz Dv = Lv,m,oben - Lv,m,unten
Dvfft.fuss = Lvfft32m.fuss.CH3 - Lvfft32m.fuss.CH4;
Dvfft.gelb = Lvfft32m.gelb.CH3 - Lvfft32m.gelb.CH4;

```

---

```

Dvfft.gruen = Lvfft32m.gruen.CH3 - Lvfft32m.gruen.CH4;
Dvfft_ges.fuss = round(Lvfft32m_ges.fuss.CH3 - Lvfft32m_ges.fuss.CH4);
Dvfft_ges.gelb = round(Lvfft32m_ges.gelb.CH3 - Lvfft32m_ges.gelb.CH4);

Dvfft_ges.gruen = round(Lvfft32m_ges.gruen.CH3 -
Lvfft32m_ges.gruen.CH4);

DvTerz.fuss = LvTerz32m.fuss.CH3 - LvTerz32m.fuss.CH4;
DvTerz.gelb = LvTerz32m.gelb.CH3 - LvTerz32m.gelb.CH4;
DvTerz.gruen = LvTerz32m.gruen.CH3 - LvTerz32m.gruen.CH4;
DvTerz.schwarz = LvTerz32m.schwarz.CH3 - LvTerz32m.schwarz.CH4;
DvTerz_ges.fuss = round(LvTerz32m_ges.fuss.CH3 -
LvTerz32m_ges.fuss.CH4);
DvTerz_ges.gelb = round(LvTerz32m_ges.gelb.CH3 -
LvTerz32m_ges.gelb.CH4);
DvTerz_ges.gruen = round(LvTerz32m_ges.gruen.CH3 -
LvTerz32m_ges.gruen.CH4);
DvTerz_ges.schwarz = round(LvTerz32m_ges.schwarz.CH3 -
LvTerz32m_ges.schwarz.CH4);

%"Einfügungsdämmung" als "Verbesserung ggü Herstellerfüße (vorherige
%Einbausituation)" De = Lv,vorher - Lv,nachher; wobei Lv,vorher =
Lv.herstellereff,unten
Defft.gelb = Lvfft32m.fuss.CH4 - Lvfft32m.gelb.CH4;
Defft.gruen = Lvfft32m.fuss.CH4 - Lvfft32m.gruen.CH4;
Defft_ges.gelb = round(Lvfft32m_ges.fuss.CH4 - Lvfft32m_ges.gelb.CH4);
Defft_ges.gruen = round(Lvfft32m_ges.fuss.CH4 - Lvfft32m_ges.gruen.CH4);

DeTerz.gelb = LvTerz32m.fuss.CH4 - LvTerz32m.gelb.CH4;
DeTerz.gruen = LvTerz32m.fuss.CH4 - LvTerz32m.gruen.CH4;
DeTerz_ges.gelb = round(LvTerz32m_ges.fuss.CH4 -
LvTerz32m_ges.gelb.CH4);
DeTerz_ges.gruen = round(LvTerz32m_ges.fuss.CH4 -
LvTerz32m_ges.gruen.CH4);

%Amplitudenverhältnis V
Vmessfft.gelb = 1./(10.^(Defft.gelb./20));
Vmessfft.gruen = 1./(10.^(Defft.gruen./20));

VmessTerz.gelb = 1./(10.^(DeTerz.gelb./20));
VmessTerz.gruen = 1./(10.^(DeTerz.gruen./20));
%Korrekturterm K
%Dv=De+K
K.gelb.Terz = DvTerz.gelb - DeTerz.gelb;
K.gruen.Terz = DvTerz.gruen - DeTerz.gruen;
K.gelb.fft = Dvfft.gelb - Defft.gelb;
K.gruen.fft = Dvfft.gruen - Defft.gruen;

%%Spektrogramme FFT
%plot Hintergrundpegel unten
figure('PaperPosition',[1.50 .25 16 9])
surf(f.FFT, t.FFT.frmd, Lvfft.frmd.CH4)
shading interp
axis tight
box on
view(0, 90)
colorbar

```

```

set(gca, 'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)
ylabel('t in s')
xlabel('f in Hz')
title('L_v_,_u_n_t_e_n - Schnellepegel am Fußboden', 'FFT, z-Richtung,
Fremdgeräusch')
clim([0 100])
hClbr = colorbar;
set(hClbr, 'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)
ylabel(hClbr, 'L_v_,_u_n_t_e_n re 5e-8m/s in dB')
%plot Fremdgeräusch oben
figure('PaperPosition',[1.50 .25 16 9])
surf(f.FFT, t.FFT.frmd, Lvfft.frmd.CH3)
shading interp
axis tight
box on
view(0, 90)
colorbar
set(gca, 'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)
ylabel('t in s')
xlabel('f in Hz')
title('L_v_,_o_b_e_n - Schnellepegel am Maschinengehäuse', 'FFT, z-Rich-
tung, Fremdgeräusch')
clim([0 100])
hClbr = colorbar;
set(hClbr, 'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)
ylabel(hClbr, 'L_v_,_o_b_e_n re 5e-8m/s in dB')
%plot Herstellerfüße Betrieb oben
figure('PaperPosition',[1.50 .25 16 9])
surf(f.FFT, t.FFT.fuss, Lvfft.fuss.CH3)
shading interp
axis tight
box on
view(0, 90)
colorbar
set(gca, 'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)
ylabel('t in s')
xlabel('f in Hz')
title('L_v_,_o_b_e_n - Schnellepegel am Maschinengehäuse', 'FFT, z-Rich-
tung, Herstellerfüße')
clim([0 100])
hClbr = colorbar;
set(hClbr, 'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)
ylabel(hClbr, 'L_v_,_o_b_e_n re 5e-8m/s in dB')

%Waschmaschine Öko Lavamat auf verschiedenen sylomer Streifen % Gummi-
schrot
%% Berechnung der Vergrößerungsfunktionen
%Angaben zur Maschine
mLast = 105;           %kg
n1 = 700;             %U/min Schleudern
n2 = 1000;
ne = 780;
fn1 = n1/60;         %Hz
fn2 = n2/60;
fne = ne/60;
labeln1 = {'700 U/min'};
labeln2 = {'f_e = 16.7 Hz'};
labelne = {'f_e = 13.5 Hz'};

```

```

%Federkennwerte auslesen aus Rechenblatt.xls
y = readtable("Rechenblatt.xlsx", 'Sheet', 'Wasch-
masch', 'Range', 'E15:W27', 'VariableNamingRule', 'preserve');
Federanzahl = 1;
Sylomer_gu = { 'SR gelb, 50 mm, 0,09 m^2'
              'SR grün, 12.5 mm, 0,28 m^2 '
              'Gummischrot 15 mm, 0,28 m^2' };
Sylomer = { 'SR gelb, 50 mm, 0,09 m^2 [9 Hz]'
           'SR grün, 12.5 mm, 0,28 m^2 [82 Hz]'};
dicke = table2array([y(2,9); y(6,9); y(11,9)]); %mm
k = table2array([y(3,16); y(7,16); y(12,16)]); %N/m
d = table2array([y(3,13); y(7,13); y(12,13)]); %verlustfaktor /dämpfung
T = table(dicke,k,d, 'RowNames', Sylomer_gu);
k1 = k.';
d1 = d.';
mF = table2array([y(2,19); y(6,19); y(11,19)]).'; %Federmasse kg
%Feder-Masse-System-Resonanz f10
m1 = mLast/Federanzahl;
f10 = 1./(2*pi).*sqrt(k1./m1); %Hz
%Angaben Struktur (Fußboden) – Messwerte
f20 = 80; %1.Biegeeigenfrequenz / schw. Estrich
mb2 = 50; %dynamische Masse in kg
k2 = (2*pi*f20)^2*mb2; %steifigkeit in N/m
d2 = 0.01; %Dämpfung
%gekoppelte Eigenfrequenzen f1 & f2 aus f10 und f20
mu = m1/mb2;
f1 = sqrt(0.5.*((1+mu).*f10.^2+f20.^2)-
0.5.*sqrt(((1+mu).*f10.^2.+f20.^2).^2.-4.*f10.^2.*f20.^2));
f2 =
sqrt(0.5.*((1+mu).*f10.^2.+f20.^2)+0.5.*sqrt(((1+mu).*f10.^2.+f20.^2).^2
.-4.*f10.^2.*f20.^2));
%Werte für Anfregefrequenz (Frequenzauflösung), Frequenzverhältnisse
fa = 1:0.5:1000; %Anregungsfrequenzen
eta1 = fa./f10; %Frequenzverhältnis EMS
%Schwingungsisolierung f<100Hz – Vergrößerungsfunktionen / Amplituden-
frequenzgänge
%Einfügungsdämmmaße
%V1: Kraftanregung Z2 = unendlich – [Sinambari, 2020, Gl.(2.156)]

rangeV = [0.01 100];

V1 = sqrt((1.+4.*d1.^2.*eta1.^2)./((1.-eta1.^2).^2+4.*d1.^2.*eta1.^2));
D_V1 = 20*log10(1./V1); %Kraftanregung Z2 = unendlich
rangeD_V = [-20 20];

figure('PaperPosition',[1.50 .25 16 9])
hold on
plot(fa,D_V1(:,1),"LineWidth",1.5,"Color",'#F2DF05');
plot(fa,D_V1(:,2),"LineWidth",1.5,"Color",'#4EC89D');
set(gca,'XScale','log')
set(gca,'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)
ylim(rangeD_V);
xticks([0 10 100 1000])
set(gca,'XTickLabel',{'0', '10', '100', '1000'})
xline(fn2, '-', labeln2, 'LabelHorizontalAlignment', 'center');
xlabel('f in Hz')
ylabel('D_e = 20lg(1/V_2) dB')

```

```

title('berechnetes Einfügungsdämmmaß D_e(V_2)', 'Fußbodenkraft bei dyn.
Kraftanregung')
legend(Sylomer, 'location', 'best')
set(legend, 'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)
grid on
hold off

% run Auswertung_NEU.mat !

legendyz = { 'gemessen über Schnellepegel'
             'Berechnung nach Gl.(18) mit {\alpha} = V_2 nach Gl.(16)
(klassisches Verfahren)'};
legendxz = { 'Messung SR11'
             'Messung SR55'
             'Berechnung mit Z_2 >> Z_1'};

xskalaeng = [5 10 20 50 100 200];

Erregerfrequenzen = {'13.5 Hz', '27 Hz', '40.5 Hz', '54 Hz', '67.5 Hz', '81
Hz', '94.5 Hz', '108 Hz'};
Stoerfrequenzen = {'21 Hz', '37 Hz', '63 Hz', '84 Hz', '100 Hz'};

%Werte für Anfregefrequenz (Frequenzauflösung), Frequenzverhältnisse
faTerz = f.Terz; %Anregungsfrequenzen
eta1Terz = faTerz./f10; %Frequenzverhältnis EMS
eta2Terz = faTerz./f20; %Frequenzverhältnis ZMS
V1Terz = sqrt((1.+4.*d1.^2.*eta1Terz.^2)./(1.-
eta1Terz.^2).^2+4.*d1.^2.*eta1Terz.^2));
D_V1Terz = 20*log10(1./V1Terz); %Kraftanregung Z2 = unendlich
De_V1Terz.gelb = D_V1Terz(:,1)';
De_V1Terz.gruen = D_V1Terz(:,2)';
De_V1Terz.schwarz = D_V1Terz(:,3)';

fafft = f.FFT; %Anregungsfrequenzen
eta1fft = fafft./f10; %Frequenzverhältnis EMS
V1fft = sqrt((1.+4.*d1.^2.*eta1fft.^2)./(1.-
eta1fft.^2).^2+4.*d1.^2.*eta1fft.^2));
D_V1fft = 20*log10(1./V1fft); %Kraftanregung Z2 = unendlich
De_V1fft.gelb = D_V1fft(:,1)';
De_V1fft.gruen = D_V1fft(:,2)';
De_V1fft.schwarz = D_V1fft(:,3)';

V1berfft.gelb = V1fft(:,1)';
V1berfft.gruen = V1fft(:,2)';
V1berfft.schwarz = V1fft(:,3)';
V1berTerz.gelb = V1Terz(:,1)';
V1berTerz.gruen = V1Terz(:,2)';
V1berTerz.schwarz = V1Terz(:,3)';

%%Vergleich Messung und Berechnung von De
%plot SR11
figure('PaperPosition', [1.50 .25 16 9])
hold on
plot(f.FFT, Defft.gelb, "LineWidth", 1.5, "Color", '#F2DF05'); %Messung
plot(f.FFT, De_V1fft.gelb, "LineWidth", 1.5, "Color", 'red'); %Berechnung
De(V2)

```

```

%plot(f.FFT,De_V2fft.gelb,"LineWidth",1.5,"Color",'magenta');%Berechnung
De(V4)
set(gca,'XScale','log')
set(gca,'FontName','Arial','FontSize',11)
ylim([-10 35])
xticks(xskalaeng)
set(gca,'XTickLabel',{'5','10','20','50','100','200','300'})
xlim([5 315])
fehlern1 = round(Defft.gelb(:,69) - De_V1fft.gelb(:,69),1);
txtfehlern1 = {' \delta=' string(fehlern1) 'dB'};
text(f.FFT(:,69),8,txtfehlern1,'FontSize',9);
fehlern2 = round(Defft.gelb(:,138) - De_V1fft.gelb(:,138),1);
txtfehlern2 = {' \delta=' string(fehlern2) 'dB'};
text(f.FFT(:,138),6,txtfehlern2,'FontSize',9);
fehlern3 = round(Defft.gelb(:,207) - De_V1fft.gelb(:,207),1);
txtfehlern3 = {' \delta=' string(fehlern3) 'dB'};
text(f.FFT(:,207),11,txtfehlern3,'FontSize',9);
fehlern4 = round(Defft.gelb(:,276) - De_V1fft.gelb(:,276),1);
txtfehlern4 = {' \delta=' string(fehlern4) 'dB'};
text(f.FFT(:,276),14,txtfehlern4,'FontSize',9);
fehlern5 = round(Defft.gelb(:,345) - De_V1fft.gelb(:,345),1);
txtfehlern5 = {' \delta=' string(fehlern5) 'dB'};
text(f.FFT(:,345),16,txtfehlern5,'FontSize',9);
fehlern6 = round(Defft.gelb(:,414) - De_V1fft.gelb(:,414),1);
txtfehlern6 = {' \delta=' string(fehlern6) 'dB'};
text(f.FFT(:,414),18,txtfehlern6,'FontSize',9);
fehlern7 = round(Defft.gelb(:,414+69) - De_V1fft.gelb(:,414+69),1);
txtfehlern7 = {' \delta=' string(fehlern7) 'dB'};
text(f.FFT(:,414+69),20,txtfehlern7,'FontSize',9);
fehlern8 = round(Defft.gelb(:,414+2*69) - De_V1fft.gelb(:,414+2*69),1);
txtfehlern8 = {' \delta=' string(fehlern8) 'dB'};
text(f.FFT(:,414+2*69),22,txtfehlern8,'FontSize',9);
xline([f.FFT(:,69) f.FFT(:,138) f.FFT(:,207) f.FFT(:,276) f.FFT(:,345)
f.FFT(:,414) f.FFT(:,414+69) f.FFT(:,414+2*69)], '--', Erregerfrequen-
zen, 'FontSize',9);
xlabel('f in Hz')
ylabel('D_e in dB')
title('Einfügungsdämmmaß D_e - SR 11 (Tiefabstimmung)','Berechnung &
Messung FFT')
legend(legendyz,'location','southoutside')
set(legend,'FontName','Arial','FontSize',11)
grid on
hold off

%plot SR55
figure('PaperPosition',[1.50 .25 16 9])
hold on
plot(f.FFT,Defft.gruen,"LineWidth",1.5,"Color",'#4EC89D');%Messung
plot(f.FFT,De_V1fft.gruen,"LineWidth",1.5,"Color",'red');%Berechnung
De(V1)
%plot(f.FFT,De_V2fft.gruen,"LineWidth",1.5,"Color",'magenta');%Berech-
nung De(V2)
set(gca,'XScale','log')
set(gca,'FontName','Arial','FontSize',11)
ylim([-10 35])
xticks(xskalaeng)
set(gca,'XTickLabel',{'5','10','20','50','100','200','300'})
xlim([5 315])

```

```

fehlern1 = round(Deffft.gruen(:,69) - De_V1fft.gruen(:,69),1);
txtfehlern1 = {' \delta=' string(fehlern1) 'dB'};
text(f.FFT(:,69),8, txtfehlern1 );
fehlern2 = round(Deffft.gruen(:,138) - De_V1fft.gruen(:,138),1);
txtfehlern2 = {' \delta=' string(fehlern2), 'dB'};
text(f.FFT(:,138),6, txtfehlern2 );
fehlern3 = round(Deffft.gruen(:,207) - De_V1fft.gruen(:,207),1);
txtfehlern3 = {' \delta=' string(fehlern3), 'dB'};
text(f.FFT(:,207),7, txtfehlern3 );
fehlern4 = round(Deffft.gruen(:,276) - De_V1fft.gruen(:,276),1);
txtfehlern4 = {' \delta=' string(fehlern4), 'dB'};
text(f.FFT(:,276),11, txtfehlern4 );
fehlern5 = round(Deffft.gruen(:,345) - De_V1fft.gruen(:,345),1);
txtfehlern5 = {' \delta=' string(fehlern5), 'dB'};
text(f.FFT(:,345),7, txtfehlern5 );
fehlern6 = round(Deffft.gruen(:,414) - De_V1fft.gruen(:,414),1);
txtfehlern6 = {' \delta=' string(fehlern6), 'dB'};
text(f.FFT(:,414),11, txtfehlern6 );
fehlern7 = round(Deffft.gruen(:,414+69) - De_V1fft.gruen(:,414+69),1);
txtfehlern7 = {' \delta=' string(fehlern7), 'dB'};
text(f.FFT(:,414+69),7, txtfehlern7 );
fehlern8 = round(Deffft.gruen(:,414+2*69) -
De_V1fft.gruen(:,414+2*69),1);
txtfehlern8 = {' \delta=' string(fehlern8), 'dB'};
text(f.FFT(:,414+2*69),11, txtfehlern8 );
xline([f.FFT(:,69) f.FFT(:,138) f.FFT(:,207) f.FFT(:,276) f.FFT(:,345)
f.FFT(:,414) f.FFT(:,414+69) f.FFT(:,414+2*69)] , '--', Erregerfrequen-
zen);
xlabel('f in Hz')
ylabel('D_e in dB')
title('Einfügungsdämmmaß D_e - SR 55 (Hochabstimmung)', 'Berechnung &
Messung FFT')
legend(legendyz, 'location', 'southoutside')
set(legend, 'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)
grid on
hold off

```

```

%Körperschallisolierung mit Impedanzen
%Longitudinalwellengeschwindigkeit m/s & Dichte kg/m^3
%Estrichplatte
cL1 = 3000;
rho1 = 2200;
%E-Modul
E1 = cL1.^2.*rho1;
%Plattenstärke h in m
h1 = 0.07;
%Biegesteifigkeit je Breite
B1 = (E1.*h1.^3)./((1-0.3^2).*12);
%Flächenbezogene Massen kg/m^2
m_1 = rho1.*h1;
%Anregungskreisfrequenz
w = 2.*pi().*f.FFT.>';
%dynamische Steifigkeit dämmschicht N/m^3
s = 40000000;
%Eigenfrequenz
w1 = sqrt(s./m_1);
%Maschinenimpedanz
z1 = 1i.*m1.*w;

```

```

%Federimpedanz
%Dämpfungskoeffizient
b1 = 2.*m1.*2.*pi().*f10.*d1;
lfeder = [50*10^-3;12.5*10^-3;15*10^-3];
cLk0 = 13;
ik0 = [1 2 3];
k0 = (ik0.*pi())./lfeder;
fk0 = 1/(pi()).*k0*cLk0;
mF = (k./(4.*(fk0(:,1)).^2)).';
z3_u100 = k1./(1i.*w)+b1;
z3_o100 = 2.*mLast.*f10.*2*pi().*d.'+1i.*(mF.*w-
(mLast.*(2.*pi().*f10).^2)./w);
z3 = [z3_u100(1:511,:); z3_o100(512:end,:)];
%Fundamentimpedanz
%Winklerbettung Impedanz der Estrichplatte die elastisch gelagert ist
%für w < w0
Aw_o = 1/(3.5*sqrt(B1.*m_1)).*sqrt(1-(w1./w).^2);
%für w > w0
Aw_u = 1/(3.5*sqrt(B1.*m_1)).*sqrt((w1./w).^2-1);
Zw_o = Aw_o(round(w1/1.2272)+1:end,1).^-1;
Zw_u = Aw_u(1:round(w1/1.2272),1).^-1;
z2 = [Zw_u; Zw_o];
%%Sonderfall Z1 << Z2 -> 10*z1
%z2 = 1i.*10.*m1.*w;

%Korrektur De = Dv - K
Kber.all = (20.*log10(abs((z1+z2)./z1))).';
alpha = (1+z1./z2)./(1+z1./z2+z1./z3);
alpha_abs = abs(alpha);
Dealpha.all = 20.*log10((1./alpha_abs)');
Dealpha.gelb = Dealpha.all(1,:);
Dealpha.gruen = Dealpha.all(2,:);
Dealpha.schwarz = Dealpha.all(3,:);

legendyz1 = { 'gemessen über Schnellepegel'
'Berechnung nach Gl.(18) mit {\alpha} nach Gl.(29) (Z_2 nach
Winkler-Bettung)'
'Berechnung nach Gl.(18) mit {\alpha} = V_2 nach Gl.(16)
(klassisches Verfahren)'};

legendyz2 = { 'gemessen über Schnellepegel'
'Berechnung nach Gl.(18) mit {\alpha} nach Gl.(29) für
f<100Hz & Gl.(34) für f>100Hz (Z_3 berücksichtigt m_F)'
'Berechnung nach Gl.(18) mit {\alpha} = V_2 nach Gl.(16)
(klassisches Verfahren)'};

%plot Körperschallisolierungen
%plot SR11
figure('PaperPosition',[1.50 .25 16 9])
hold on
plot(f.FFT,Defft.gelb,"LineWidth",1.5,"Color", '#F2DF05');%Messung
plot(f.FFT,Dealpha.gelb,"LineWidth",1.5,"Color", 'red');%Berechnung
De(alpha)
plot(f.FFT,De_V1fft.gelb, '--', "LineWidth",1.5,"Color", 'red');%Berechnung
De(V2)
set(gca, 'XScale', 'log')
set(gca, 'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)
ylim([-10 35])

```

```

xticks(xskalaeng)
set(gca,'XTickLabel',{ '5', '10', '20', '50' '100' '200' '300'})
xlim([5 315])
xline([f.FFT(:,69) f.FFT(:,138) f.FFT(:,207) f.FFT(:,276) f.FFT(:,345)
f.FFT(:,414) f.FFT(:,414+69) f.FFT(:,414+2*69)] , '--', Erregerfrequen-
zen);
xlabel('f in Hz')
ylabel('D_e in dB')
title('Einfügungsdämmmaß D_e - SR 11 (Tiefabstimmung)', 'Berechnung &
Messung FFT')
legend(legendyz2, 'location', 'southoutside')
set(legend, 'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)
grid on
hold off

% fehlern1 = round(Deffft.gelb(:,69) - Dealpha.gelb(:,69),1);
% fehlern2 = round(Deffft.gelb(:,138) - Dealpha.gelb(:,138),1);
% fehlern3 = round(Deffft.gelb(:,207) - Dealpha.gelb(:,207),1);
% fehlern4 = round(Deffft.gelb(:,276) - Dealpha.gelb(:,276),1);
% fehlern5 = round(Deffft.gelb(:,345) - Dealpha.gelb(:,345),1);
% fehlern6 = round(Deffft.gelb(:,414) - Dealpha.gelb(:,414),1);
% fehlern7 = round(Deffft.gelb(:,414+69) - Dealpha.gelb(:,414+69),1);
% fehlern8 = round(Deffft.gelb(:,414+2*69) - Dealpha.gelb(:,414+2*69),1);
% total = [fehlern1 fehlern2 fehlern3 fehlern4 fehlern5 fehlern6 feh-
lern7 fehlern8];

%plot SR11
figure('PaperPosition', [1.50 .25 16 9])
hold on
plot(f.FFT,Deffft.gruen,"LineWidth",1.5,"Color", '#4EC89D');%Messung
plot(f.FFT,Dealpha.gruen,"LineWidth",1.5,"Color", 'red');%Berechnung
De(V2)
plot(f.FFT,De_V1fft.gruen, '--',"LineWidth",1.5,"Color", 'red');%Berech-
nung De(V2)
set(gca,'XScale', 'log')
set(gca,'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)
ylim([-10 35])
xticks(xskalaeng)
set(gca,'XTickLabel',{ '5', '10', '20', '50' '100' '200' '300'})
xlim([5 315])
xline([f.FFT(:,69) f.FFT(:,138) f.FFT(:,207) f.FFT(:,276) f.FFT(:,345)
f.FFT(:,414) f.FFT(:,414+69) f.FFT(:,414+2*69)] , '--', Erregerfrequen-
zen);
xlabel('f in Hz')
ylabel('D_e in dB')
title('Einfügungsdämmmaß D_e - SR 55 (Hochabstimmung)', 'Berechnung &
Messung FFT')
legend(legendyz2, 'location', 'southoutside')
set(legend, 'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)
grid on
hold off

%plot K
figure('PaperPosition', [1.50 .25 16 9])
hold on
plot(f.FFT,K.gelb.fft,"LineWidth",1.5,"Color", '#F2DF05');%Messung K gelb
plot(f.FFT,K.gruen.fft,"LineWidth",1.5,"Color", '#4EC89D');%Messung K
gruen

```

```

plot(f.FFT,Kber.all,"LineWidth",1.5,"Color",'red');%Berechnung K
set(gca,'XScale','log')
set(gca,'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)
ylim([0 50])
xticks(xskalaeng)
set(gca,'XTickLabel',{'5', '10', '20', '50' '100' '200' '300'})
xlim([5 315])
xlabel('f in Hz')
ylabel('K in dB')
title('Korrekturterm K','Berechnung & Messung FFT')
legend(legendxz,'location','southoutside')
set(legend, 'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)
grid on
hold off
%Vergrößerungen dyn Kraft und Unwuchterregung
legend1 = {'{\theta} = 0.0', '{\theta} = 0.1', '{\theta} = 0.2',
'{\theta} = 0.5', '{\theta} = 1.0'};
%dyn Kraftanregung – Fußbodenkraft – V2
V1 = sqrt((1.+4.*d1.^2.*eta1.^2)./((1.-eta1.^2).^2+4.*d1.^2.*eta1.^2));
figure('PaperPosition',[1.50 .25 16 9])
plot(eta1,V1,"LineWidth",1.5);
ylim([0 5]);
set(gca,'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)
title('Vergrößerungsfunktion V_2','Fußbodenkraft bei dynamischer
Krafterregung F_B / F_E')
xlabel('\bf {\eta}')
ylabel('Amplitudenverhältnis')
xticks([0, 0.5, 1, sqrt(2), 2, 2.5])
set(gca,'XTickLabel',{'0', '0.5', '1.0', 'sqrt(2)', '2', '2.5'})
yticks([0, 1, 2, 3, 4, 5])
grid on
hold off
legend(legend1,'location','best')
set(legend, 'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)

%Unwuchterregung – Fußbodenkraft – V4
V2 = eta1.^2.*sqrt((1+4*d1.^2.*eta1.^2)./((1-
eta1.^2).^2+4*d1.^2.*eta1.^2));
figure('PaperPosition',[1.50 .25 16 9])
plot(eta1,V2,"LineWidth",1.5);
ylim([0 5]);
set(gca,'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)
title('Vergrößerungsfunktion V_4','Fußbodenkraft bei Unwuchterregung F_B
/ (m_u r_u {\omega}^{\{2\}})')
xlabel('\bf {\eta}')
ylabel('Amplitudenverhältnis')
xticks([0, 1/sqrt(2), 1, sqrt(2), 2, 2.5])
set(gca,'XTickLabel',{'0', '1/sqrt(2)', '1.0', 'sqrt(2)', '2', '2.5'})
yticks([0, 1, 2, 3, 4, 5])
grid on
hold off
legend(legend1,'location','best')
set(legend, 'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)

%dyn Kraftanregung – Schwinggeschwindigkeit – V1v
V3 = sqrt((eta1)./((1.-eta1.^2).^2+4.*d1.^2.*eta1.^2));
figure('PaperPosition',[1.50 .25 16 9])
plot(eta1,V3,"LineWidth",1.5);

```

```
ylim([0 5]);
set(gca,'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)
title('Vergrößerungsfunktion V1_v', 'Schwinggeschwindigkeit der Maschine  
bei dynamischer Kräfteerregung  $v_M / (F_E * \{\kappa\})$ ')
xlabel('\bf {\eta}')
ylabel('Amplitudenverhältnis')
xticks([0, 0.5, 1, 1.5, 2, 2.5])
set(gca,'XTickLabel',{'0', '0.5', '1.0', '1.5', '2', '2.5'})
yticks([0, 1, 2, 3, 4, 5])
grid on
hold off
legend(legend1,'location','best')
set(legend, 'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)

%Unwuchterregung – Schwinggeschwindigkeit – V3v
V4 = sqrt((eta1.^3)./((1.-eta1.^2).^2+4.*d1.^2.*eta1.^2));
figure('PaperPosition',[1.50 .25 16 9])
plot(eta1,V4,"LineWidth",1.5);
ylim([0 5]);
set(gca,'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)
title('Vergrößerungsfunktion V3_v', 'Schwinggeschwindigkeit der Maschine  
bei Unwuchterregung  $v_M / (m_u r_u \{\omega\}^2 * \{\kappa\})$ ')
xlabel('\bf {\eta}')
ylabel('Amplitudenverhältnis')
xticks([0, 0.5, 1, 1.5, 2, 2.5])
set(gca,'XTickLabel',{'0', '0.5', '1.0', '1.5', '2', '2.5'})
yticks([0, 1, 2, 3, 4, 5])
grid on
hold off
legend(legend1,'location','best')
set(legend, 'FontName', 'Arial', 'FontSize', 11)
```

---

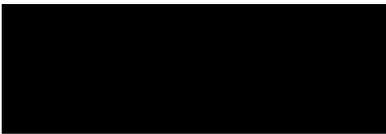
# Selbstständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht.

Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Dresden, den 31.07.2023



Oskar M. Sinapius