



Jubiläumssymposium 40 Jahre Flächendeckende Verdichtungskontrolle, Wien 29.11.2018

## Schwingungstechnische Grundlagen der Flächendeckenden Verdichtungskontrolle

Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Kröber, Hochschule Koblenz

### 1. Zusammenfassung

Seit nunmehr 4 Jahrzehnten werden durch Messungen des Schwingungszustandes am Verdichtungswerkzeug bereits während des Verdichtungsvorganges Messgrößen zur Beurteilung des Verdichtungszustandes ermittelt. Dabei handelt es sich häufig um indirekte Messgrößen, die durch eine Kalibrierung auf die klassischen Messgrößen zurückgeführt werden können.

In diesem Beitrag werden vier unterschiedliche Bodenmodelle vorgestellt und untersucht. Zunächst wird nachgewiesen, dass sie geeignet sind, das reale dynamische Verhalten des Verdichtungswerkzeuges zu beschreiben.

Es werden neun unterschiedliche Kriterien untersucht, um ein tieferes Verständnis im Zusammenhang mit der flächendeckenden Ermittlung des Verdichtungszustandes zu vermitteln. Die Kriterien werden an allen Bodenmodellen getestet und diskutiert. Die Erläuterungen können einem interessierten Leser den Weg bereiten, um weitere neue Kriterien zu erarbeiten.

### 2. Historische Grundlagen aus den Anfängen der FDVK

Zur Messung des Bewegungsverhaltens der schwingenden Bandage werden Beschleunigungsaufnehmer eingesetzt. Nach dem Newton'schen Axiom messen Beschleunigungsaufnehmer die Absolutbeschleunigung der schwingenden Masse in Abhängigkeit der Zeit.

In vertikaler Schwingrichtung wirken neben der gemessenen Massenkraft des Walzenkörpers folgende Kräfte:

- die vertikale Komponente der Fliehkraft des Erregersystems,
- die Gewichtskraft der schwingenden Masse zuzüglich der durch die verwendeten Gummifederelemente im Wesentlichen statisch wirkenden Gewichtskraft der Obermasse, die Summe ist gleich der gesamten statischen Achslast,
- die gesuchte Bodenkontaktkraft.

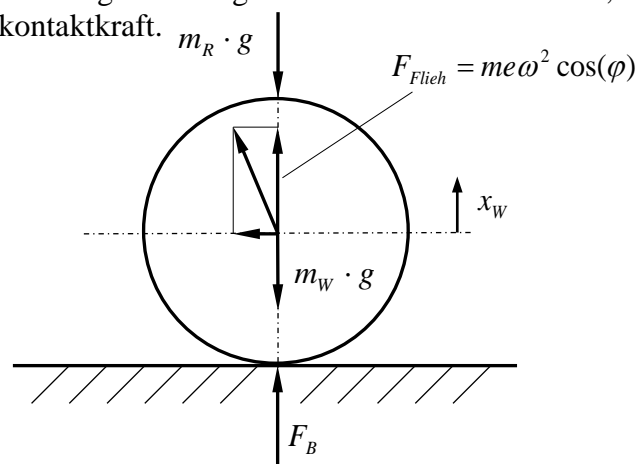


Abbildung 1: Kräftegleichgewicht am schwingenden Walzenkörper



$$m_W \cdot \ddot{x}_W = \underbrace{m \cdot e \cdot \omega^2 \cos(\varphi)}_{F_{\text{Flieh}}} - \underbrace{m_W \cdot g - m_R \cdot g}_{-F_{\text{Stat}}} + F_B$$

$$m_W \cdot \ddot{x}_W = \underbrace{F_{\text{Flieh}} - F_{\text{Stat}}}_{\text{Sinusfunktion, siehe Bild 2}} + \underbrace{F_B}_{\text{Bodenkontaktkraft}}$$

Die Auswertung geht zunächst aus von dem gemessenen zeitlichen Verlauf der Beschleunigung bzw. der proportionalen Massenkraft. Diese Massenkraft lässt sich in zwei Teile aufteilen: Einen um die statische Achslast  $F_{\text{Stat}}$  nach unten verschobenen reinen sinusförmigen Fliehkraftverlauf  $F_{\text{Flieh}}$  sowie den Differenzanteil, die gesuchte Bodenkontaktkraft  $F_B$ .

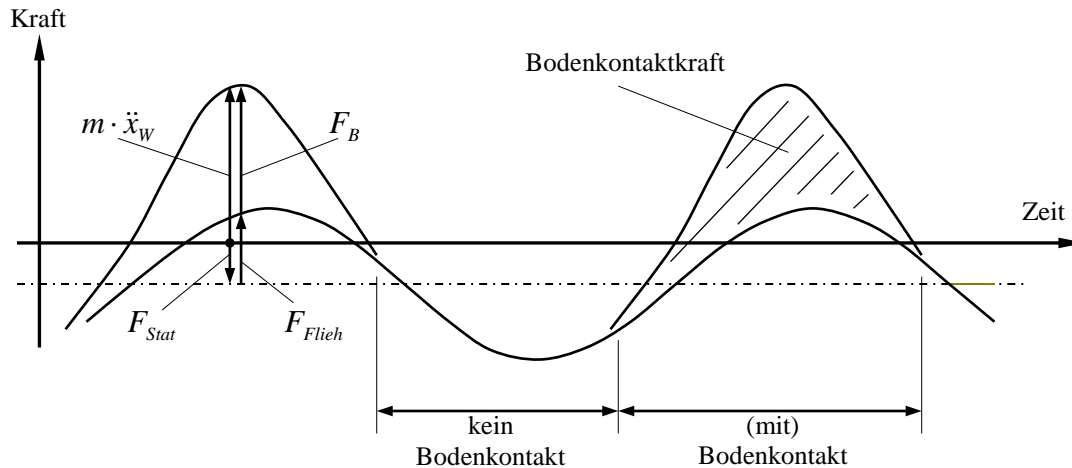


Abbildung 2: Zeitlicher Verlauf der Kräfte und Bodenkontakt

Aus der Beschleunigung wird parallel zur Berechnung der Bodenkontaktkraft durch zweimalige Integration der Schwingweg des schwingenden Walzenkörpers ermittelt. Zur Auswertung wird nun die zwischen dem Boden und Bandage wirkende Bodenkontaktkraft über dem Schwingweg des Walzenkörpers bzw. der dem Boden aufgeprägten Verformung aufgetragen (Abbildung 3). Dadurch entsteht das sogenannte Indikatordiagramm. Indikatordiagramme werden in der Technik auch verwendet bei Verdichtern und Kompressoren sowie bei Verbrennungskraftmaschinen. Die indizierte Fläche entspricht der pro Exzenterumdrehung in den Boden abgegebenen Verdichtungsarbeit bzw. der abgegebenen Energie. Nach Multiplikation mit der Erregerfrequenz erhält man die abgegebene Verdichtungsleistung [Watt].

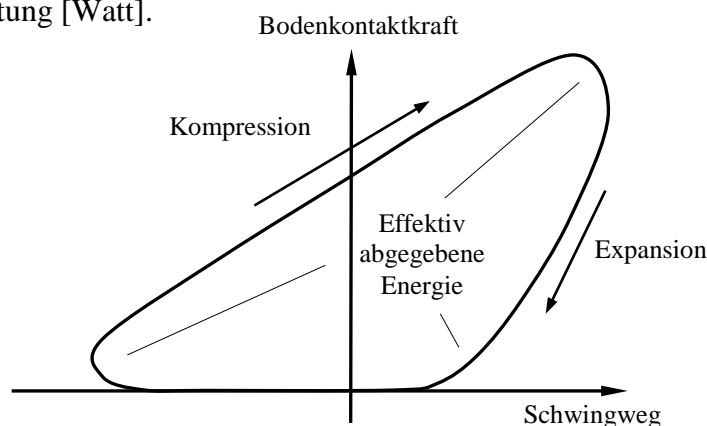


Abbildung 3: Indikatordiagramm, Darstellung von Kompressions- und Expansionsphase, effektiv abgegebene Verdichtungsenergie



Weitere Betrachtungen gehen jedoch nicht von der indizierte Fläche aus sondern von der Steigung der Kraft-Weg-Kennlinie während der Kompressionsphase des Bodens. Es ist plausibel, dass bei einer geringen Steifigkeit des Bodens die Kompressionskurve flach verläuft und bei zunehmender Steifigkeit des Bodens während der Kompressionsphase der in den Boden eindringenden Bandage mehr Widerstand entgegengesetzt wird.

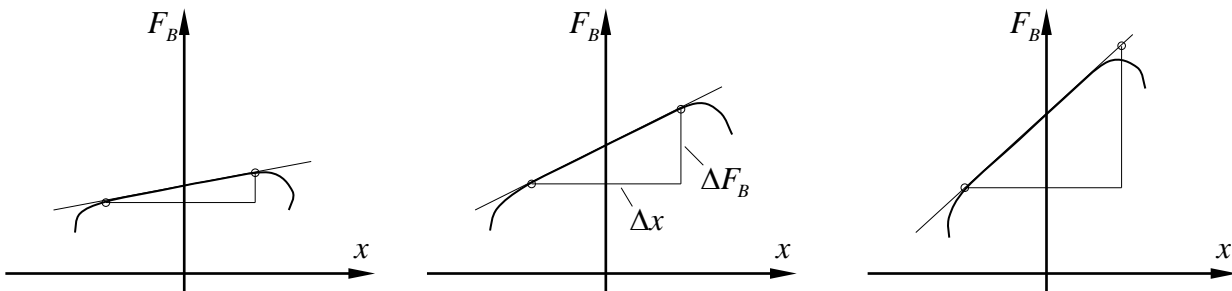
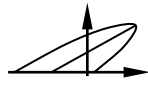


Abbildung 4: Zunehmende Steifigkeiten des Bodens bzw. des Untergrundes führen zu einer höheren Steigung der Kraft-Weg-Kennlinie

Eine Kenngröße zur Beurteilung der Steifigkeit des Bodens stellt somit das Verhältnis von  $\Delta F_B$  zu  $\Delta x$  dar. In [5] wird dann gezeigt, wie man aus dieser Steigung den Vibrationsmodul  $E_{Vib}$  bestimmen kann.

In der Dissertation des Verfassers [3] sind grundlegende Beschreibungen des Schwingungssystems angegeben. Aus Geheimhaltungsgründen wurden damals verschiedene theoretische Ansätze nicht veröffentlicht. In einer Festschrift aus Anlass zum 60. Geburtstag von Prof. Dr. Floss im Jahre 1995 wurden dann erste theoretische Ansätze vorgestellt [4]. Genau 30 Jahre nach der Dissertation wird dies im Folgenden fortgesetzt. Dabei ist es natürlich so, dass zwischenzeitlich viele Veröffentlichungen mit der Thematik erschienen sind.

Um die Vergleichbarkeit zu wahren, sind die verwendeten Maschinendaten in [3] und [4] und diesem Beitrag stets gleich.



### 3. Ersatzsystem Walze mit Oberbau

#### 3.1. Grundlagen für alle Modelle

Im Folgenden sollen vier Modelle für das System Walze/Boden erarbeitet und vorgestellt werden.

Das vertikale Schwingverhalten einer Vibrationswalze kann mit einem Zweimassenschwinger hinreichend beschrieben werden. Dabei ist in der Untermasse (Bandage) eine drehende Unwucht installiert. Die Obermasse ist zur Untermasse weich abgekoppelt.

Herleitung der erforderlichen Gleichungen:

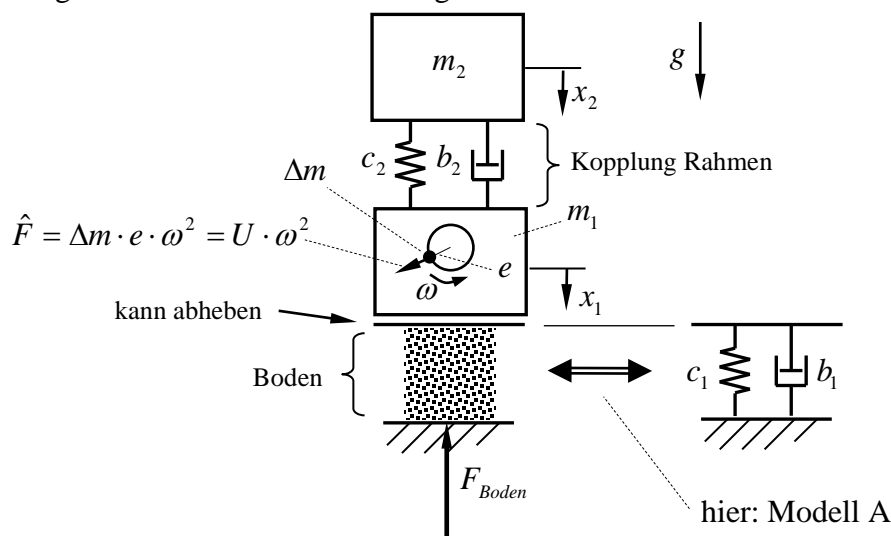


Abbildung 5: Ersatzsystem Vibrationswalze, mit Bodenmodell A

Obere Masse:  $m_2 \cdot \ddot{x}_2 = m_2 \cdot g - F_{Rahmen}$

Untere Masse:  $m_1 \cdot \ddot{x}_1 = m_1 \cdot g + F_{Rahmen} + \Delta m \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) - F_{Boden}$

Kopplung Rahmen:  $F_{Rahmen} = c_2 \cdot (x_2 - x_1) + b_2 \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + m_2 \cdot g$

Die ersten beiden Gleichungen ergeben sich unmittelbar aus dem Newton'schen Axiom. Die dritte Gleichung beschreibt die Kopplung zwischen Masse  $m_1$  und  $m_2$ . Diese drei Gleichungen bleiben im Folgenden bei allen Bodenmodellen gleich. Lediglich die Gleichungsansätze für den Boden werden variiert.

Die Gleichungen sind übrigens alle so formuliert, dass für den statischen Ruhezustand die Koordinaten  $x_1$  und  $x_2$  gleich Null sind. Die Rahmenkraft ist dann die Gewichtskraft von der Obermasse und die Bodenkraft ist die Gewichtskraft beider Massen. Ferner sind im Vergleich zu früheren Veröffentlichungen die Wegkoordinaten nach unten positiv angesetzt. Dies vereinfacht die Erläuterungen der Bodenmodelle.



### 3.2. Erarbeitung Bodenmodell A "Linearer Ansatz"

Für Bodenmodell A wird für den Boden der standardmäßige Linearansatz gewählt.

Bodenmodell A:  $F_{Boden} = c_1 \cdot x_1 + b_1 \cdot \dot{x}_1 + (m_1 + m_2) \cdot g$  wobei stets  $F_{Boden} \geq 0$

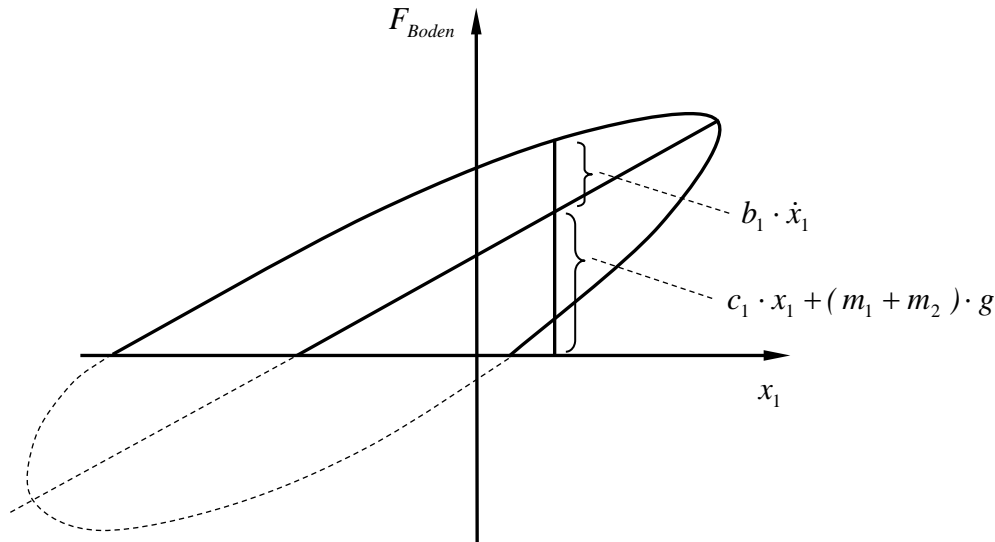


Abbildung 6: Kennlinie für Bodenmodell A

Belässt man den gestrichelten Kurvenverlauf, würden Zugkräfte als Kontaktkraft auftreten. Dies ist physikalisch nicht möglich. Würde man Zugkräfte trotzdem zulassen, dann stimmt die rechnerische Lösung mit der "linearen Schulbuchtheorie" überein und ist somit gut verifizierbar.

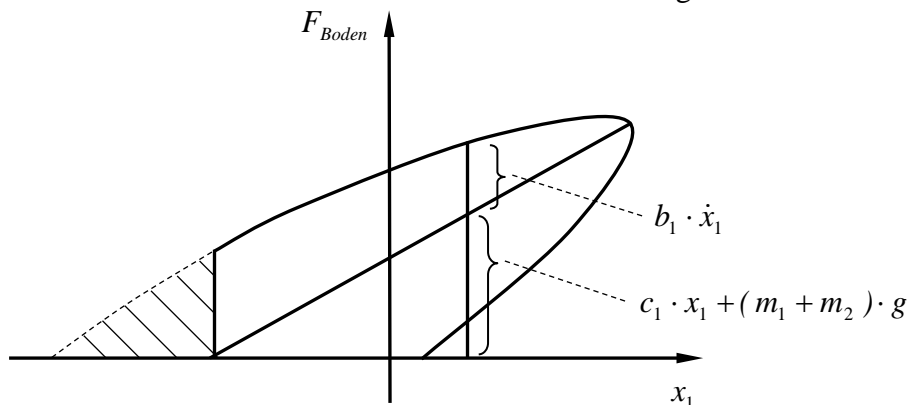
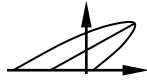


Abbildung 7: Nicht weiterverfolgte Variante von Bodenmodell A

Eine physikalische Schwäche des Modells A soll nicht unerwähnt bleiben. Bei der Abwärtsbewegung des Walzenkörpers kommt durch den Dämpfungsterm bereits eine Bodenkontaktkraft zustande, obwohl die Oberfläche des Bodens noch gar nicht erreicht ist. Dieser Mangel wäre softwaremäßig leicht zu beheben. Dann würde die schraffierte Fläche wegfallen. Der sprungförmige Anstieg führt jedoch zu numerischen Problemen. Aus Messungen des Kraft-Weg-Verlaufes ist ferner bekannt, dass sich beim Aufsetzen kein plötzlicher Kraftanstieg einstellt. Deshalb wird dies bei Modell A nicht weiterverfolgt, wird aber beim folgenden Modell B aufgegriffen.

Bei Modell A wird die maximale Dämpfungskraft bereits erreicht, obwohl sich die rein statische Kraft noch gar nicht weit aufgebaut hat. Dies ist physikalisch nicht sinnvoll. Eine große Dämpfung/Reibkraft kann nur auftreten, wenn auch der statische Kraftanteil groß ist.



### 3.3. Parameterfindung zu Bodenmodell A

Folgende Maschinendaten sind aufgrund Herstellerangaben bekannt:

$m_1 = 4000 \text{ kg}$ ;  $m_2 = 2600 \text{ kg}$ ;  $\Delta m \cdot e = 6 \text{ kg} \cdot \text{m}$ ; ferner  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Die Standardvibrationsfrequenz beträgt  $f = 30 \text{ Hz}$ . Sie wird später jedoch vielfältig variiert.

Im Jahre 1985 wurden Messungen auf verschiedenen Böden in Deutschland durchgeführt, um die Eigenfrequenz des Systems Walze/Boden zu ermitteln. Es ergab sich stets ein Wert von etwa  $f_0 = 20 \text{ Hz}$ . Darunter waren unter anderem ein sandiges Material aus Norddeutschland und ein Felsmaterial aus Bayern. Dabei wurde die Vibrationsfrequenz variiert und die Schwingamplitude und die Phasenlage ausgewertet.

Unterstellt man die "lineare Schulbuchtheorie" und betrachtet die beiden Massen schwingungstechnisch als entkoppelt, so lässt sich daraus ein Wert für die Steifigkeit  $c_1$  bestimmen.

$$\omega_0^2 = \frac{c_1}{m_1} = (2 \cdot \pi \cdot f_0)^2 \quad \rightarrow \quad c_1 = m_1 \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_0)^2 = 6,32 \cdot 10^7 \text{ N/m}$$

Um einen Maximalwert vorzugeben, wird im Folgenden stets  $c_1 = 7 \cdot 10^7 \text{ N/m} = 70 \text{ MN/m}$  zugrunde gelegt. Aus aufgenommenen Frequenzgangkurven kann von einem Dämpfungsgrad von  $\mathcal{D} = 0,35$  ausgegangen werden. Daraus lässt sich der Wert von  $b_1$  bestimmen. Aus der "linearen Schulbuchtheorie" ist bekannt:

$$b_1 = 2 \cdot \mathcal{D} \cdot \sqrt{c_1 \cdot m_1} = 3,70 \cdot 10^5 \text{ Ns/m}$$

Hier wird gewählt:  $b_1 = 4 \cdot 10^5 \text{ Ns/m}$

Für den Rahmen kann durch eine Impulsanregung eine Eigenfrequenz von  $f_0 = 6 \text{ Hz}$  ermittelt werden und ein Dämpfungsgrad von  $\mathcal{D} = 0,1$ . Hier ergeben sich:

$$c_2 = m_2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_0)^2 = 2,57 \cdot 10^6 \text{ N/m} \quad \text{und} \quad b_2 = 2 \cdot \mathcal{D} \cdot \sqrt{c_2 \cdot m_2} = 1,63 \cdot 10^4 \text{ Ns/m}$$

Damit sind alle Parameter zur Simulationsberechnung bekannt.

### 3.4. Erarbeitung Bodenmodell B "Dämpfung nur bei Kontakt"

In Modell B wird ein Ansatz so gewählt, dass der statische Kraftanteil um einen Faktor vergrößert wird. Dieser Vergrößerungsfaktor wird durch die momentane Schwinggeschwindigkeit bestimmt. Formelmäßig lässt sich das wie folgt formulieren. Der statische Kraftanteil ist wie zuvor:

$$F_{stat} = c_1 \cdot x_1 + (m_1 + m_2) \cdot g$$

Der Vergrößerungsfaktor, wobei nach oben und unten noch eine Begrenzung erfolgt, wird definiert zu:

$$fak = \left(1 + \frac{v_1}{v_{ref}}\right) \quad \text{wobei} \quad 0 \leq fak \leq 3$$

Hier ist  $v_1$  die momentane Geschwindigkeit von  $m_1$  und  $v_{ref}$  wird festgesetzt auf  $v_{ref} = 0,25 \text{ m/s}$ .



Somit ergibt sich zusammen:

$$F_{Boden} = (c_1 \cdot x_1 + (m_1 + m_2) \cdot g) \cdot fak \quad \text{wobei auch hier: } F_{Boden} \geq 0$$

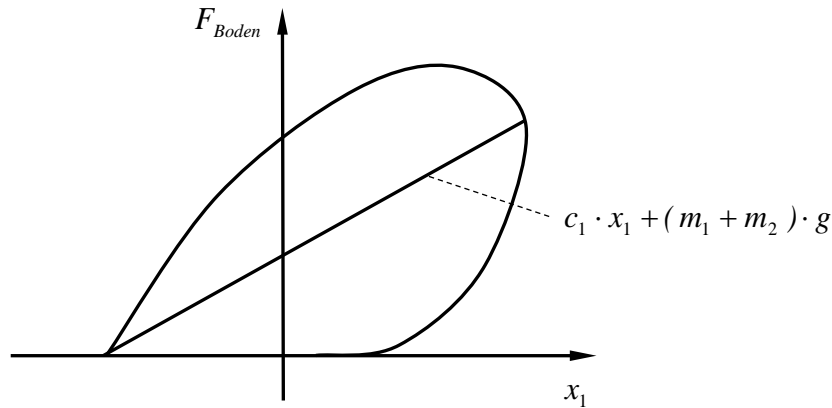


Abbildung 8: Kennlinie für Bodenmodell B

Die so erzeugten Kraft-Weg-Verläufe stimmen, wie später in Abbildung 15 ersichtlich, mit bekannten Messungen recht gut überein.

### 3.5. Erarbeitung Bodenmodell C "Unterschiedliche Kompressions- und Expansionssteigung"

Bei den beiden bisherigen Modellansätzen ist der statische Verlauf als gesicherter anzusehen als alle Dämpfungsansätze. Deshalb wurde nach einer anderen Lösung gesucht, in der die Geschwindigkeit gar nicht eingeht, dafür jedoch die Bewegungsrichtung. Die Grundidee entsteht bei Betrachtung der Belastungs- und Entlastungslinie eines Plattendruckversuches. Der Plattendruckversuch wird quasi statisch durchgeführt, die Geschwindigkeit geht sogar gegen Null. Dies wird im Folgenden als Modell C bezeichnet.

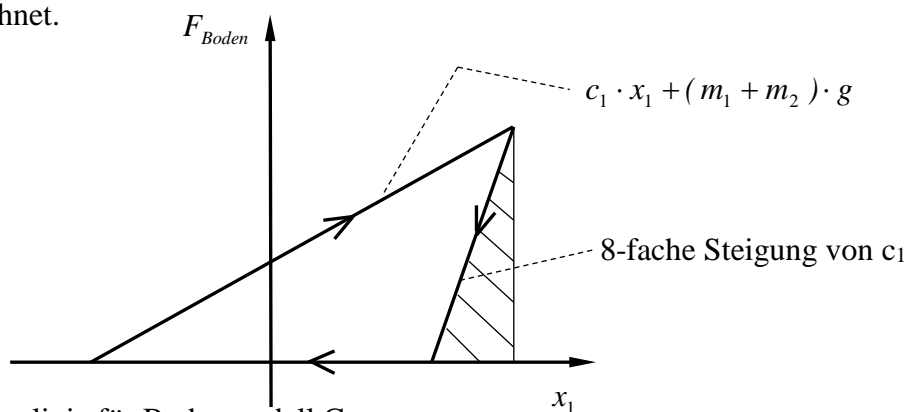


Abbildung 9: Kennlinie für Bodenmodell C

Dieser Ansatz funktioniert natürlich nur dann, wenn ein deutliches Abheben des Walzenkörpers vorliegt. Das ist ab mittleren Steifigkeiten aber der Fall. Bei der Kompressionskurve (obere Kurve) steigt die Kraft bis zum Maximalwert an. Durch diesen Maximalwert wird dann eine Gerade mit größerer Steigung (8-fache Steigung, ist frei gewählt) gelegt, mit der dann die Expansion erfolgt. Die schraffierte Fläche muss im Ansatz vorhanden sein. Durch die Rückfederung gelangt potentielle Energie (schraffierte Fläche) wieder zurück in kinetische Energie und ist die Grundlage für einen Resonanzeffekt. Ferner sei an dieser Stelle erwähnt, dass die vom Kurvenzug umfahrene Fläche (ist hier nicht schraffiert) die Energieabgabe an den Boden darstellt und als Dämpfung zum Einschwingen der numerischen Simulation und auch im realen Maschinenbetrieb zwingend erforderlich ist.



### 3.6. Erarbeitung Bodenmodell D "Kompressionskennlinie als Potenzfunktion"

Als Modell D wird nun noch ein Potenzansatz für die statische Kennlinie verwendet. Nach Hertz (1895, [1]) kann man die Kontaktbreite  $b$  eines Kreiszyinders auf einen homogenen Untergrund berechnen. Von Lundberg (1939, [2]) stammt die Formel, mit der auch die Einsenkung  $\delta$  zahlenmäßig bestimmt werden kann.

- $b$  Kontaktbreite
- $R$  Radius Bandage
- $\nu$  Querszahl
- $E$  E-Modul
- $F$  Kraft
- $l$  Breite Bandage
- $\delta$  Einsenkung

$$b = \sqrt{\frac{16}{\pi} \cdot \frac{R(1-\nu^2)}{E} \cdot \frac{F}{l}}$$

$$\delta = \frac{1-\nu^2}{E} \cdot \frac{F}{l} \cdot \frac{2}{\pi} \cdot (1,8864 + \ln \frac{l}{b})$$

Bei gegebener Kraft kann die Einsenkung auf direktem Rechenweg bestimmt werden, leider nicht umgekehrt.

Folgende Daten werden zugrunde gelegt:

$R = 0,75 \text{ m}$ ;  $\nu = 0,25$ ;  $E = 110 \text{ MN/m}^2$  (hohe Steifigkeit);  $l = 2,1 \text{ m}$

Es ist bekannt, dass sich im Betrieb etwa eine maximale Bodenkraft von  $F = 250 \text{ kN}$  einstellt. Berechnet man daraus die Einsenkung, so ergeben sich  $\delta = 3,49 \text{ mm}$ . Unterstellt man zur Grobabschätzung einen linearen Verlauf, so erhält man nach Division von Kraft durch Einsenkung einen Zahlenwert von  $7,16 \cdot 10^7 \text{ N/m}$ . Dies rechtfertigt die weiter oben getroffene Annahme des Zahlenwertes für  $c_1 = 7 \cdot 10^7 \text{ N/m}$ .

Für Modell D ist nun die Gleichung für eine Potenzfunktion zu ermitteln. Grundsätzlich ergibt sich qualitativ der abgebildete Verlauf.

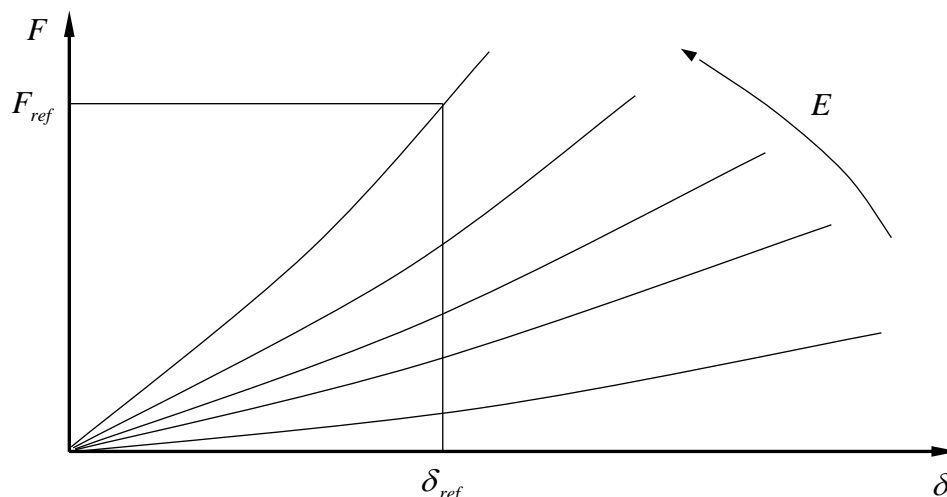
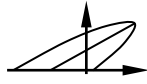


Abbildung 10: Abhängigkeit der Kraft in Abhängigkeit der Einsenkung (Parameter E-Modul) nach Lundberg

Der leicht progressive Kurvenverlauf kann so gedeutet werden, dass ab einer bestimmten Einsenkung die erforderliche Kraft bei weiterer Einsenkung überproportional anwächst, da mit wachsender Kontaktbreite ein größeres Bodenvolumen angekoppelt wird.



Ab einem E-Modul ab 25 MN/m<sup>2</sup> kann eine Potenzfunktion mit einem konstanten Exponenten von 1,1 den progressiven Verlauf sehr gut annähern.

$$\text{Als Ansatz ist also geeignet: } F = F_{ref} \cdot \left( \frac{\delta}{\delta_{ref}} \right)^{1,1} \text{ bzw. } F = F_{ref} \cdot \left( \frac{x_1}{\delta_{ref}} \right)^{1,1}$$

Hinweis: In der Simulation wird 100% Steifigkeit stets mit  $c_1 = 7 \cdot 10^7$  N/m angesetzt. Bei  $F_{ref} = 250$  KN wird dann  $\delta_{ref} = F_{ref}/c_1 = 3,57$  mm verwendet.

Nun muss die Simulationskennlinie noch so verschoben werden, dass für die statische Gewichtskraft  $x_1 = 0$  wird. Mit dem Ansatz

$$(m_1 + m_2) \cdot g = F_{ref} \cdot \left( \frac{x_{10}}{\delta_{ref}} \right)^{1,1}$$

ergibt sich für die statische Einsenkung  $x_{10}$ :

$$x_{10} = \delta_{ref} \cdot \left( \frac{(m_1 + m_2) \cdot g}{F_{ref}} \right)^{\frac{1}{1,1}}$$

Mit diesen Größen lautet die statische Kennlinie dann für  $x_1 + x_{10} \geq 0$ :

$$F_{stat} = F_{ref} \cdot \left( \frac{x_1 + x_{10}}{\delta_{ref}} \right)^{1,1}$$

Eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfung führt hier übrigens zu nicht realistischen Kraft-Weg-Zusammenhängen. Deshalb wird bei Modell D der gleiche Dämpfungsansatz wie bei Modell B verwendet, also:

$$fak = \left( 1 + \frac{v_1}{v_{ref}} \right) \quad \text{wobei} \quad 0 \leq fak \leq 3$$

und

$$F_{Boden} = F_{stat} \cdot fak \quad \text{wobei auch hier: } F_{Boden} \geq 0$$

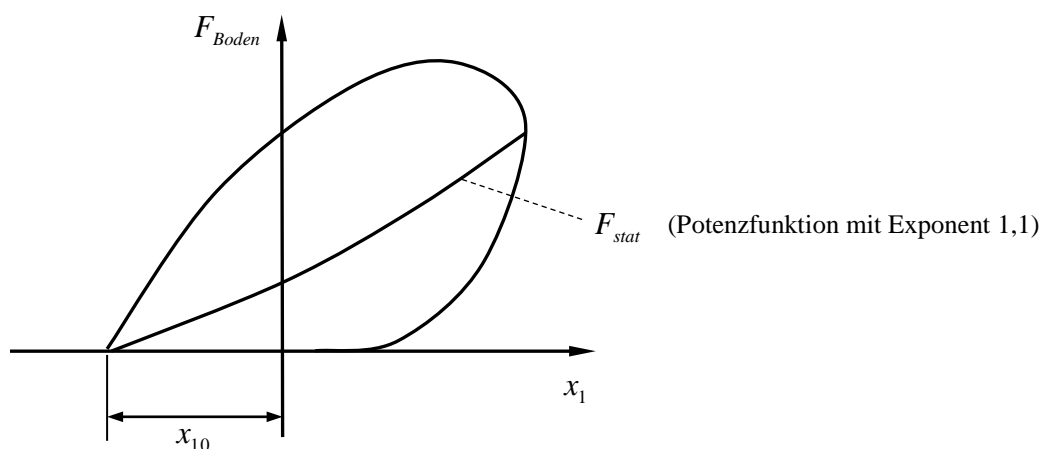
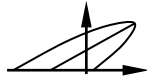


Abbildung 11: Kennlinie für Bodenmodell D

Durch den progressiven Kurvenverlauf kommt es schneller zum Betriebszustand des Springens. Die Kraft-Weg-Verläufe (Abbildung 15) stimmen gut mit der Realität überein (siehe z.B. [3]). Bei geringen Steifigkeiten, wenn die Walze noch nicht abhebt, treten auch Oberwellen im Frequenzspektrum auf.



#### 4. Erläuterungen zum Simulationsverfahren

Nach Vorgabe der Anfangsbedingungen (alle Null) wird mit dem Differenzenverfahren ein Zeitabschnitt berechnet, in dem die Erregerwelle 150 Umdrehungen durchläuft. Bei einer Vibrationsfrequenz von 30 Hz entspricht dies einer Zeitdauer von 5 Sekunden. Der Zeitschritt wird so gewählt, dass ein Berechnungszyklus pro Grad Winkeldrehung der Erregerwelle ausgeführt wird. Für das Modell A sieht der wichtigste Teil des Programmes wie folgt aus (Programmiersprache C).

```
float x1[54001],x2[54001],fbod[54001];
int i;
// hier müssen alle Parameter vorgegeben werden
// ...
x1[0]=0;x1[1]=0; // Anfangsbedingungen
x2[0]=0;x2[1]=0; // Anfangsbedingungen
fre=30; // hier beispielhaft 30 Hz
om=2.*pi*fre;
dt=1./(fre*360);
for(i=1;i<54000;i++)
{
    v1=(x1[i]-x1[i-1])/dt;
    v2=(x2[i]-x2[i-1])/dt;
    frahm=c2*(x2[i]-x1[i])+b2*(v2-v1)+m2*g;
    fbod=c1*x1[i]+b1*v1+(m1+m2)*g;
    if(fbod<0)fbod=0;
    a2=(m2*g-frahm)/m2;
    x2[i+1]=2*x2[i]-x2[i-1]+a2*dt*dt;
    a1=(-fbod+unw*om*om*sin(om*i*dt)+frahm+m1*g)/m1;
    x1[i+1]=2*x1[i]-x1[i-1]+a1*dt*dt;
}
```

Danach sind in den arrays  $x1[i]$  und  $x2[i]$  die Lösungen des Anfangswertproblems enthalten. Für Modell A sind zwei Schriebe abgebildet ( $f = 26$  Hz, kein Springen;  $f = 30$  Hz, mit Springen).

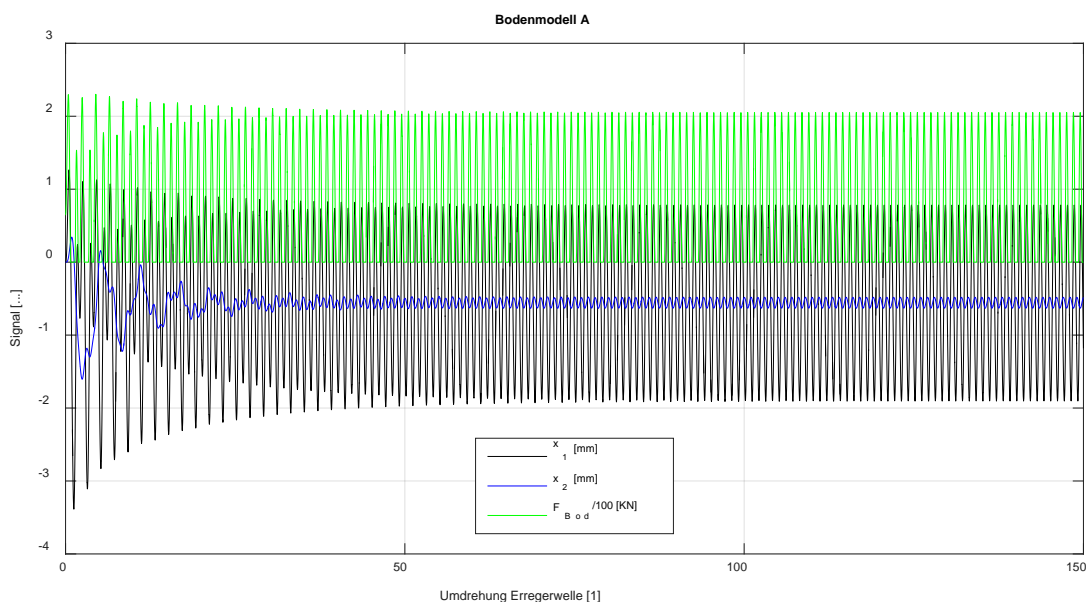


Abbildung 12 : Lösung Anfangswertproblem, Modell A,  $f = 26$  Hz, kein Springen

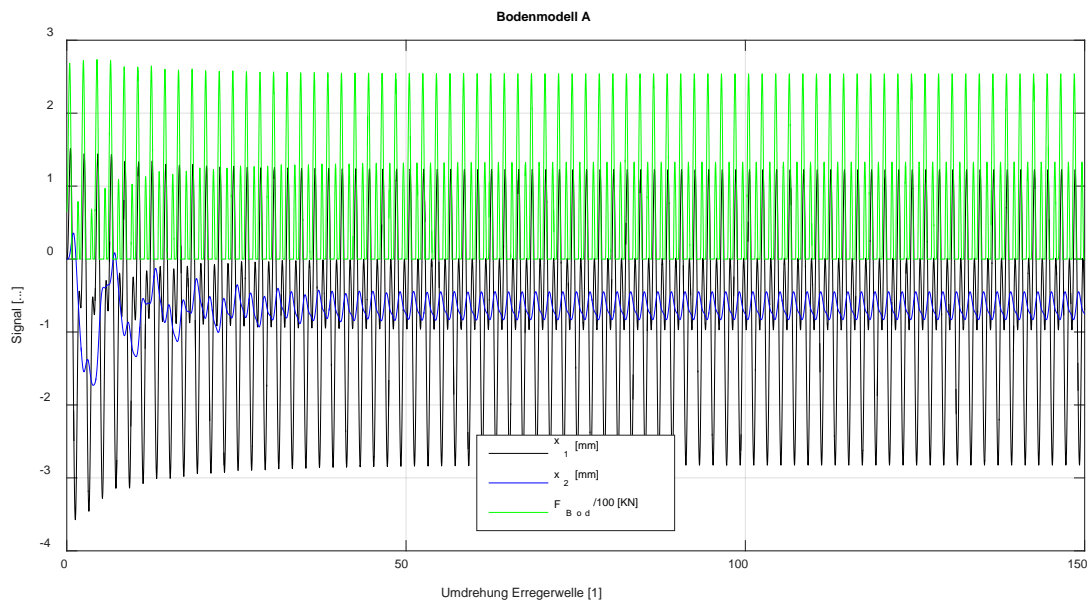
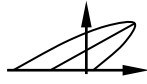
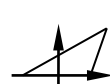
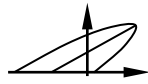


Abbildung 13 : Lösung Anfangswertproblem, Modell A,  $f = 30$  Hz, mit Springen

Es ist gut zu erkennen, dass die Rahmenschwingung nach etwa 50 Umdrehungen der Erregerwelle abgeklungen ist (blaue Farbe). In Abbildung 12 (ohne Springen) sind 150 Spitzen zu erkennen, in Abbildung 13 (mit Springen) sind es genau halb so viele.

Im Folgenden werden stets die letzten beiden Umdrehungen der Erregerwelle weiter ausgewertet. Dies ist Umdrehung 149 und Umdrehung 150. Das sind jeweils genau 721 Werte.



## 5. Frequenzganguntersuchungen und Indikatordiagramme der vier Bodenmodellansätze

Im Folgenden wird der Vibrationsfrequenzbereich von 10 Hz bis 40 Hz untersucht. Ferner wird die installierte Unwucht von 20 % bis zu 100 % variiert. In den Abbildungen ist der Verlauf der Amplitude der schwingenden Masse dargestellt. Dabei ist unter Amplitude stets die Schwingwegdifferenz peak-to-peak dividiert durch 2 gemeint.

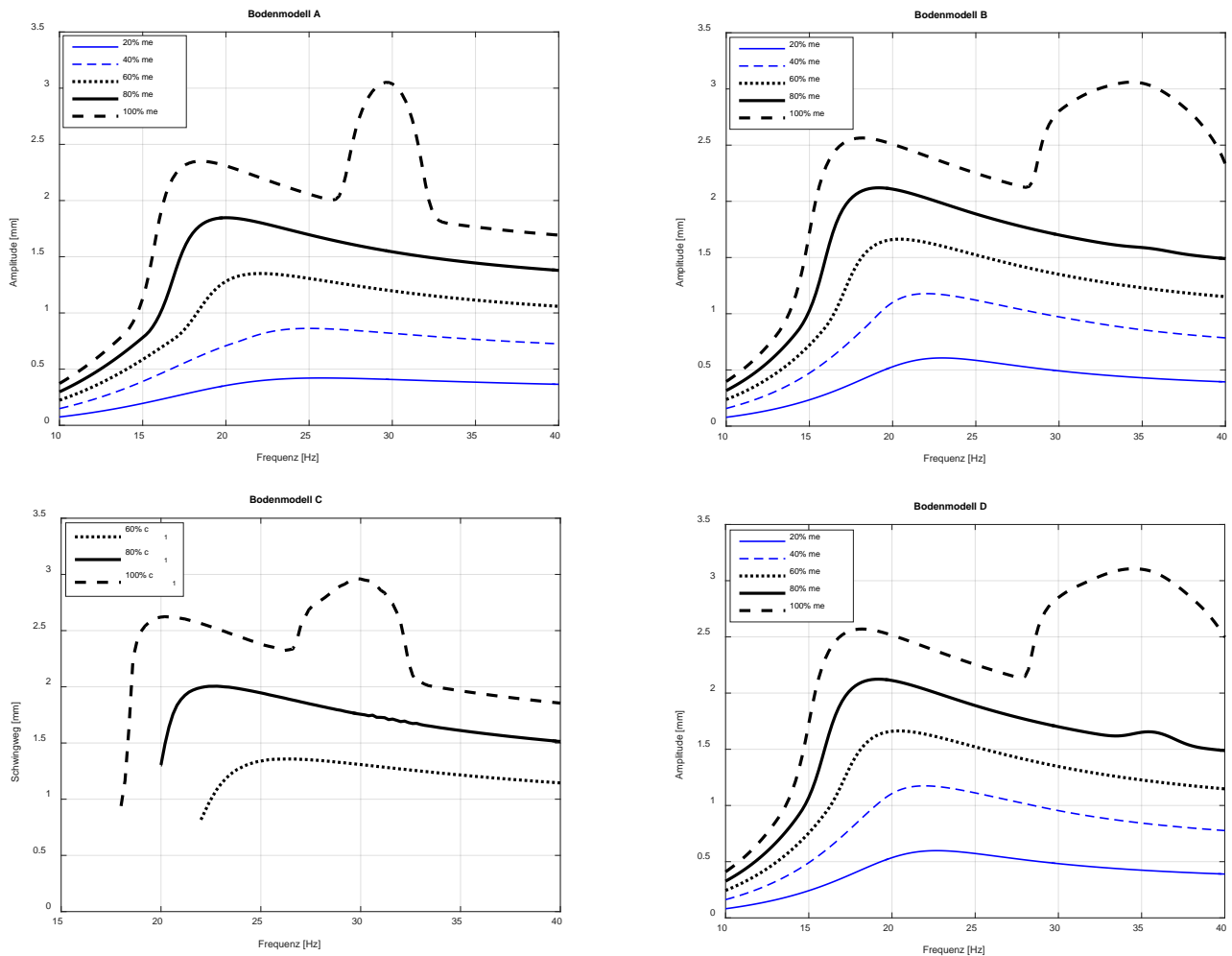
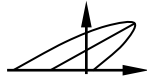


Abbildung 14: Frequenzgangkurven aller Bodenmodelle

Die Kurven zeigen, obwohl zum Teil sehr unterschiedliche Bodenmodellansätze verwendet werden, einen ähnlichen Verlauf. Die Resonanz liegt bei etwa 18 Hz bis 24 Hz und sinkt mit wachsender Unwucht. Bei der Betriebsfrequenz von 30 Hz stellt sich bei großer Unwucht Sprungbetrieb ein. Der Sprungbetrieb läuft mit der halben Frequenz ab. Dies ist die eigentliche Eigenfrequenz, mit der die Maschine "ohnehin am liebsten läuft".

Da das Betriebsverhalten für alle Ansätze ähnlich ist, kann gefolgert werden, dass die Maschine für alle Bodenarten ein vergleichbares Schwingverhalten aufweist. Man benötigt also nicht für  $n$  Böden auch  $n$  verschiedene Maschinenauslegungen. Eine andere Sichtweise: Die Maschinenhersteller würden es eher begrüßen, wenn für jeden Boden eine andere Maschine angeboten werden müsste. Das wäre für die Umsatzzahlen vorteilhaft.



Um die vier Bodenmodellansätze vertiefend beurteilen zu können, erscheint es sinnvoll, die Kraft-Weg-Kennlinie genauer zu untersuchen. Dies erfolgt in Abbildung 15. Dazu wurde für jeden Modellansatz ein Indikatorgramm bei  $f = 26$  Hz (kein Sprungbetrieb) und  $f = 30$  Hz (Sprungbetrieb) erstellt.

Bodenmodell A ist zwar rechnerisch einfach zu realisieren. Die Kurvenverläufe geben die Wirklichkeit jedoch nicht so gut wieder. Bodenmodelle B und D geben den qualitativen realen Verlauf recht gut wieder. Erstaunlich ist das Ergebnis von Modell C. Die Kompression und Expansion durch einfache Geraden darzustellen, führt zu verblüffend realistischen Ergebnissen. Da Modell D die leicht progressive Kennlinie verwendet, ist es den anderen Modellen wohl etwas überlegen.

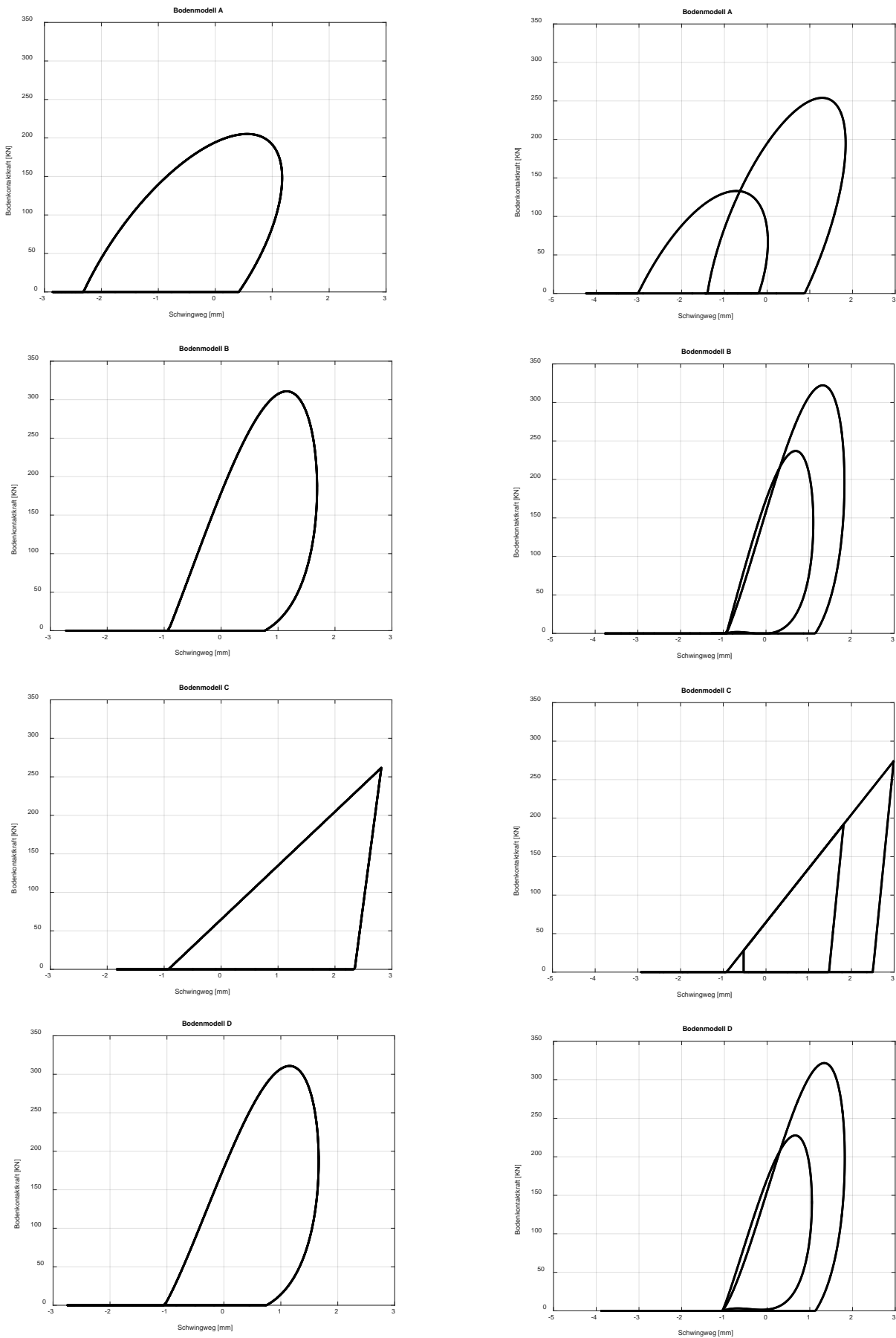
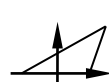
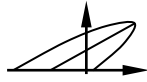
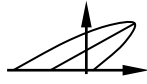


Abbildung 15: Indikatordiagramme bei unterschiedlichen Bodenmodellen, linke Spalte  $f = 26$  Hz (ohne Sprungbetrieb), rechte Spalte  $f = 30$  Hz (mit Sprungbetrieb)



## 6. Grundlage der FDVK, Variation der Steifigkeit $c_1$

Bei der flächendeckenden Verdichtungskontrolle ist als Standardfall die Unwuchtmasse konstant. Die Vibrationsfrequenz ändert sich auch nur in einem geringen Maße. Die Vibrationsfrequenz nimmt wegen des steigenden Leistungsbedarfs und den volumetrischen Wirkungsgraden der Ölhydraulik etwas ab. Übrigens ist die Abnahme der Vibrationsfrequenz ein Maß für die Steifigkeit des Bodens. Was hier jedoch die entscheidende Rolle spielt, ist die Veränderung der Steifigkeit  $c_1$ .

In der nächsten Abbildung ist die sich einstellende Schwingamplitude (wieder Schwingwegdifferenz peak-to-peak dividiert durch 2) in Abhängigkeit von  $c_1$  dargestellt. Die Darstellung erfolgt hier exemplarisch für Modell 4.

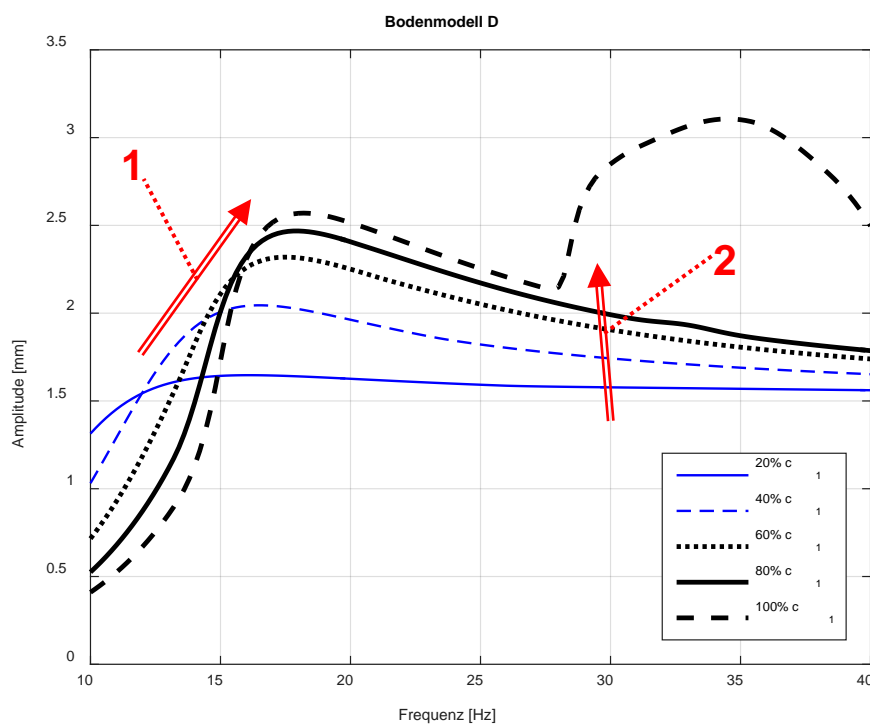


Abbildung 16: Amplitude über Frequenz, Parameter  $c_1$

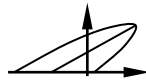
"Pfeil 1":

Mit wachsender Steifigkeit steigt die Eigenfrequenz an. Die Eigenfrequenz wandert also in Richtung der Betriebsfrequenz bei  $f = 30$  Hz. Da die Betriebsfrequenz hinreichend groß ist, erfolgt das Betriebsverhalten aber stets überkritisch.

Nebenbemerkung:

Gleichung aus der "linearen Schulbuchtheorie": 
$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_1}{m_1}}$$

Mit wachsendem  $c_1$  muss also  $f_0$  etwas anwachsen. Man könnte  $f_0$  weiter erhöhen, in dem man  $m_1$  kleiner wählt. Die Eigenfrequenz  $f_0$  muss aber stets deutlich unterhalb der Vibrationsfrequenz bleiben. Empfehlung: Bei konstantem  $m_1+m_2$  (gleiche Achslast) könnte  $m_1$  durchaus um 1000 kg gesenkt und  $m_2$  um 1000 kg erhöht werden. Praktisch lässt sich die Obermasse konstruktiv leicht erhöhen. Die Absenkung der schwingenden Masse ist schwieriger, da der Bandagenmantel wegen Abrieb vorgegeben ist und der gesamte Antrieb konstruktiv eine gewisse Masse mit sich bringt. Diese Nebenbemerkung soll aber ein bzw. das Entwicklungsziel aufzeigen. Die Sprungneigung würde ebenfalls sinken.



"Pfeil 2":

Bedingt durch den charakteristischen Verlauf der Resonanzkurve steigt die Schwingamplitude im Betriebszustand mit wachsender Steifigkeit an. Die sich einstellende Schwingamplitude wäre eines der ersten Kriterien, um einen Aufschluss für die Steifigkeit der Unterlage zu erhalten. Das spürt auch der Fahrer auf der Walze. Aufgrund der gefühlten Schwingintensität konnte er bereits eine Aussage über die Steifigkeit persönlich empfinden und einschätzen, bevor objektive Kriterien zur dynamischen Verdichtungskontrolle vor 40 Jahren entwickelt wurden.

## 7. Erarbeitung verschiedener Kriterien zur Beurteilung des Verdichtungszustandes

Mit der Simulationsrechnung werden im Folgenden exemplarisch 9 Kriterien zur Ermittlung des Verdichtungszustandes aus den dynamischen Signalverläufen entwickelt und erläutert. Abschließend werden diese dann an den vier Bodenmodellen ausgetestet.

### Kriterium 1, wird in Graphik mit "2" bezeichnet

Aus historischen Gründen beginnt die Kriterienauswahl mit der sogenannten Oberschwingung der Ordnungszahl 2 (daher die Bezeichnung: "2"). Bei einer Erregerfrequenz von 30 Hz müsste sich bei einem linearen Schwingungssystem auch ein reines Beschleunigungssignal von 30 Hz ergeben. Durch Nichtlinearitäten treten alle ganzzahlige Vielfache der Grundfrequenz auf. Bei niedrigen Steifigkeiten ist es die veränderliche Kontaktbreite, bei höheren Steifigkeiten zunehmend das Abheben des Verdichtungswerkzeuges vom Boden. Geht die Steifigkeit gegen Null, dann geht auch der Wert der Oberschwingung gegen Null. Mit zunehmender Steifigkeit steigt er monoton an.

Bei Bodenmodell A tritt die Oberschwingung erst ab  $c_1 > 20$  MN/m auf, da das Verdichtungswerkzeug erst ab dieser Steifigkeit abhebt. Kommt es zum Sprungbetrieb, nimmt die Oberschwingung wieder ab, hier für etwa  $c_1 > 60$  MN/m.

Ergänzend sei noch erwähnt, dass man anstatt der Oberschwingung mit der Ordnungszahl 2 auch die Ordnungszahlen 3 oder z.B. 4 verwenden könnte. Nach dem Theorem von Parseval könnte man sie auch "quadratisch addieren", also:

$$A_{\text{Kriterium\_neu}} = \sqrt{A_3^2 + A_4^2}$$

### Kriterium 2, wird in der Graphik mit "1" bezeichnet

Dies ist die eigentliche Grundschwingung von 30 Hz. Sie wächst mit wachsender Steifigkeit. Letztlich ist dies bereits in Abbildung 16 zu erkennen (mit Pfeil 2 dargestellt). Für niedrige Steifigkeiten geht der Wert nicht gegen Null, sondern es stellt sich der Wert  $\hat{a}_1$  aufgrund der theoretischen Amplitude ein.

$$\hat{a}_1 = \frac{\Delta m \cdot e}{m_1} \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \quad [m/s^2]$$

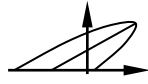
Dieser Wert ist durch die Maschinenparameter direkt bestimmbar. Würde man diesen Wert von der ermittelten Grundschwingung abziehen, dann erhält man einen Wert, der mit der Steifigkeit  $c_1$  von Null beginnend monoton ansteigt.

Alternativ könnte auch die Schwingwegamplitude (gemeint ist stets die Schwingweite dividiert durch 2) als Maß für die Verdichtung herangezogen werden. Diese Amplitude steigt mit wachsender Steifigkeit (Abbildung 16, Pfeil 2). Hier müsste man die theoretische Amplitude  $\hat{x}_1$  abziehen.

Abziehen wäre:

$$\hat{x}_1 = \frac{\Delta m \cdot e}{m_1} \quad [m]$$

Um die Abbildungen 18 bis 21 nicht zu überladen, ist dies nicht in die Kriterienauswahl aufgenommen und dargestellt. Es verhält sich ähnlich wie Kriterium 2 oder Kriterium 4.



### **Kriterium 3, wird in der Graphik mit "0.5" bezeichnet**

Bei Sprungbetrieb bewegt sich das Verdichtungswerkzeug auch mit der halben Erregerfrequenz. Der Frequenzanteil ist gewissermaßen eine "Unterwelle", den man besser als "Subharmonische" bezeichnet. Es treten dann alle ganzzahlige Vielfache dieser Subharmonischen auf (also 15 Hz, 30 Hz, 45 Hz, 60 Hz, usw.). Es ist zu erkennen, dass dieser Betriebszustand bei allen 4 Modellen etwa für  $c_1 > 60$  MN/m einsetzt. Mit einem einsetzenden Sprungbetrieb nehmen die Grundschiwingung und die Oberschiwingung ab.

Mit diesen drei Kriterien verlassen wir nun die Analysemethoden, die sich auf Spektren stützen.

### **Kriterium 4, wird in der Graphik mit " $b_{max}$ " bezeichnet**

Da mit steigender Steifigkeit die Bodenkontaktkraft deutlich ansteigt, muss sich auch hier eine steigende Beschleunigung einstellen. Der Zeitpunkt der maximalen Beschleunigung ist zwar nicht zeitgleich zur maximalen Bodenkraft. Dies ist in erster Näherung jedoch unerheblich. Es ist sicher das einfachste Kriterium, welches man bei Vorhandensein eines analogen Beschleunigungssignals mit einem handelsüblichen Voltmeter mit der Funktionalität "Peak Hold" auswerten kann. Würde man den Wert bei "Steifigkeit gleich Null" wieder abziehen (wie dargestellt bei Kriterium 2), dann zeichnet sich dieses Kriterium wegen der Einfachheit in besonderem Maße aus. Erwähnt werden muss noch, dass sich bei allen 4 Bodenmodellarten Kriterium 2 und Kriterium 4 ähnlich verhalten.

Nebenbemerkung:

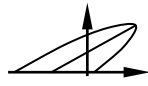
Der Maximalwert der Beschleunigung zeigt stets nach oben, genau so, wie die maximale Bodenkraft als äußere Kraft vom Boden auf das Verdichtungswerkzeug stets von unten nach oben gerichtet ist. Da die Koordinate  $x_1$  in der Simulation jedoch nach unten positiv ist, tritt die gesuchte maximale Beschleunigung in der Simulation als Minimum auf.

### **Kriterium 5, wird in der Graphik mit " $d b_{max}$ " bezeichnet (oder auch $\Delta b_{max}$ )**

Beim Sprungbetrieb folgt stets ein Zyklus mit größerer und kleinerer Bodenkontaktkraft. Sie wechseln sich alternierend ab. Dementsprechend sind die Extremwerte der Beschleunigung auch alternierend größer und kleiner. Die Differenz zwei aufeinander folgender Maxima kann als Maß für die Sprungintensität herangezogen werden. Ohne Sprungbetrieb ist diese Differenz gleich Null, da alle Maxima gleich groß sind. Das Kriterium 5 kann man anstatt Kriterium 3 verwenden, wenn man sich den Aufwand der Frequenzanalyse ersparen will.

### **Kriterium 6, wird in der Graphik mit "steig" bezeichnet**

Im Beschleunigungssignal gibt es bei jeder Exzenterumdrehung der Unwucht eine positive und negative Nullstelle. Bewegt sich das Verdichtungswerkzeug aus dem Boden heraus, ist die Bodenkontaktkraft zu diesem Zeitpunkt bereits auf den Wert Null abgesunken. Die Steigung wird durch den sinusförmigen Fliehkraftverlauf bestimmt und ist betragsmäßig nicht so groß. Die Steigung ist dann übrigens in etwa so groß, wie es sich aus der theoretischen Amplitude ergibt (Erläuterung siehe bei Kriterium 2). Bei der anderen Nullstelle findet gerade die Kompression des Bodens statt. Die Bodenkontaktkraft steigt hier rasch an und damit auch die Beschleunigung. Die Steigung ist zu diesem Zeitpunkt deutlich größer. Subtrahiert man diese Werte voneinander, so erhält man einen Wert, der in Zusammenhang mit der Steifigkeit des Bodens steht. Die Steigungen werden noch ungerechnet in einen jeweiligen Beschleunigungsmaximalwert, der zu der Steigung passt.



Formelmäßig könnte man das so schreiben:  $steig = \hat{a}_{Nullstelle\ Kompression} - \hat{a}_{Nullstelle\ Expansion}$

In Abbildung 17 ist der Sachverhalt graphisch dargestellt. Die unterschiedlichen Steigungen werden auch durch eine geeignete Phasenlage der Oberschwingung  $n = 2$  beschrieben. Die Oberschwingung  $n = 2$  ist bei der Kompression positiv und bei der Expansion negativ. Daraus resultiert, dass die Kriterien 1 und 6 vergleichbar sind.

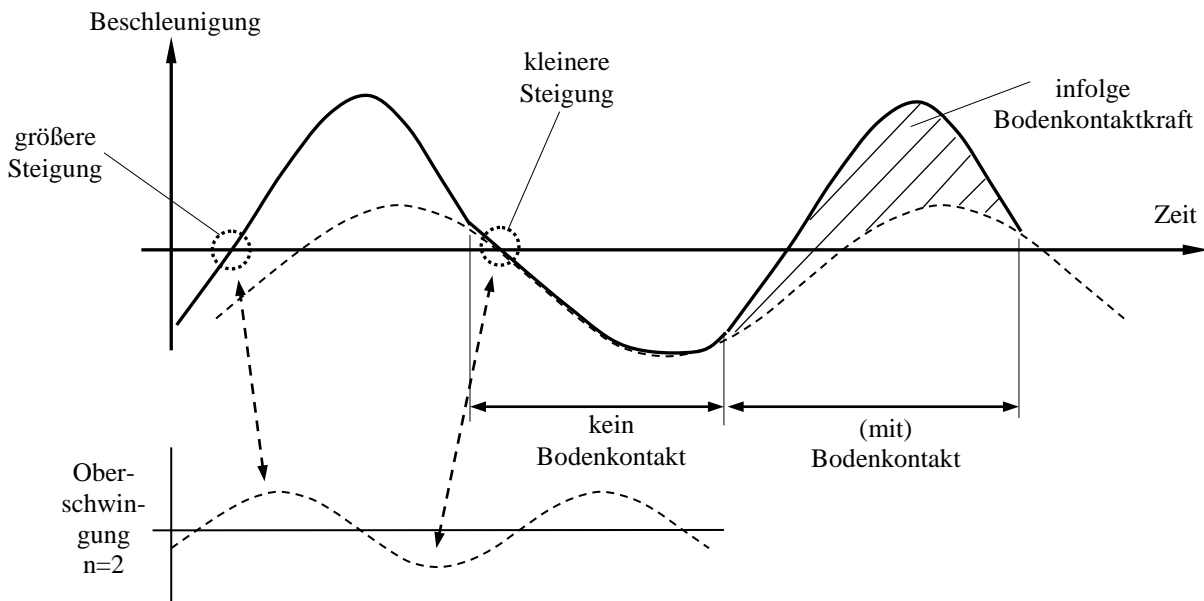


Abbildung 17: Die Steigungen in den Nullstellen werden als Maß für die Verdichtung herangezogen. Die Oberschwingung  $n = 2$  beschreibt dies auf andere Weise.

### Kriterium 7, wird in der Graphik mit "F<sub>bod</sub>" bezeichnet

Die maximale Bodenkraft steigt in jedem Falle mit der Steifigkeit von  $c_1$  an. Deshalb ist es naheliegend, den Maximalwert als Maß für die Steifigkeit zu verwenden. In der Graphik ist das Ergebnis dimensionslos angegeben. Hier wurde die Bodenkraft [N] durch den Term  $(m_1 + m_2) \cdot g$  dividiert. Dies ist auch die statische Achslast. Diese Normierung wurde zunächst durchgeführt, damit die Zahlenwerte aller Kriterien in den Diagrammmaßstab passen. Als Wert zur Beurteilung der Bodensteifigkeit könnte man, ähnlich wie bei vorangegangenen Kriterien, den Wert von Eins abziehen.

Erwähnenswert ist noch, dass die dimensionslose Darstellung der maximalen Bodenkraft einen direkten Vergleich zu [3], Seiten 34-37 ermöglicht.

### Kriterium 8, wird in der Graphik mit "c<sub>bod</sub>" bezeichnet

Es gibt bei jeder Umdrehung der Exzenterwelle einen Zeitpunkt, an dem die Bodenkraft maximal ist. Von diesem Zeitpunkt ausgehend wandert man nun zeitlich so weit zu vorhergehenden Zeiten (in Diagrammen über der Zeit nach links), bis man an die Stelle gelangt, wo die Abwärtsgeschwindigkeit maximal ist. Genau an dieser Stelle (wird unten mit  $i$  bezeichnet) bestimmt man zu benachbarten Zeiten die Änderung der Bodenkraft und die Änderung des Schwingweges. Dividiert man beide Werte durcheinander, erhält man die Steifigkeit des Bodens (Kraftänderung pro Wegänderung).

$$\text{Formelmäßig: } c_{Boden} = \frac{F_{Bod\ i+1} - F_{Bod\ i}}{x_{1\ i+1} - x_{1\ i}} \quad \text{oder auch } c_{Boden} = \frac{F_{Bod\ i} - F_{Bod\ i-1}}{x_{1\ i} - x_{1\ i-1}}$$

Der Weg  $x_1$  sowie die Bodenkraft  $F_{Bod}$  liegen durch die Berechnung zu jeder Zeit vor.



Bei der Wahl des Zeitpunktes der maximalen Abwärtsgeschwindigkeit ändert sich die Abwärtsgeschwindigkeit im betrachteten Intervall praktisch nicht. Deshalb geht bei Modell 1 der Dämpfungsterm nicht ein und das Verfahren liefert exakt  $c_1$ . Bei Modell 3 ergibt sich logischerweise auch genau die Steigung der Kompressionskurve. Die leichten Schwankungen bei den Modellen A, B und D kommen daher, weil durch die Schrittweite von 1 Grad Drehwinkel in den Berechnungen kleine Sprünge entstehen. Wegen der Rechenzeit wurde auf eine feinere Auflösung verzichtet. Der Wert für  $c_{Bod}$  ist bei den Kriterien 2 und 4 deutlich größer, weil hier der Dämpfungsterm mit in das Ergebnis eingeht.

### Kriterium 9, wird in der Graphik mit "geod" bezeichnet

Mit wachsender Steifigkeit weichen der Walzenkörper und auch der Rahmen der Maschine dem Boden nach oben aus. Die installierte theoretische Amplitude ist letztlich etwas zu groß. Sehr plausibel kann man es bei einem Vibrationsstampfer erklären. Ist er nicht in Betrieb, dann steht er auf dem Untergrund. Bei sehr hartem Untergrund dringt er kaum in den Untergrund ein und vollzieht seine ihm aufgeprägte Bewegung zunehmend in der Luft.

Damit die Koordinate  $x_2$  des Rahmens bei den Kriterien auch zum Tragen kommt, wird die Mittellage der Auf- und Abwärtsbewegung des Rahmens betrachtet. Die geodätische Höhe, die der Rahmen einnimmt, steigt mit wachsender Bodensteifigkeit. Eine praktisch etwas unsinnige Idee: Würde man mit einem Nivelliergerät messen, wie hoch die Walze im Mittel über dem Boden "schwebt", dann könnte man daraus auf die Steifigkeit des Bodens schließen.

Dieses Kriterium ist zur Abrundung aller aufgezeigten Kriterien deshalb interessant, weil es erahnen lässt, dass man den Katalog praktisch beliebig erweitern könnte.

Im Folgenden sind alle 9 Kriterien für alle 4 Bodenmodelle numerisch ausgewertet und in den Abbildungen 18 bis 21 auf der Ordinate in Abhängigkeit von  $c_1$  graphisch dargestellt.

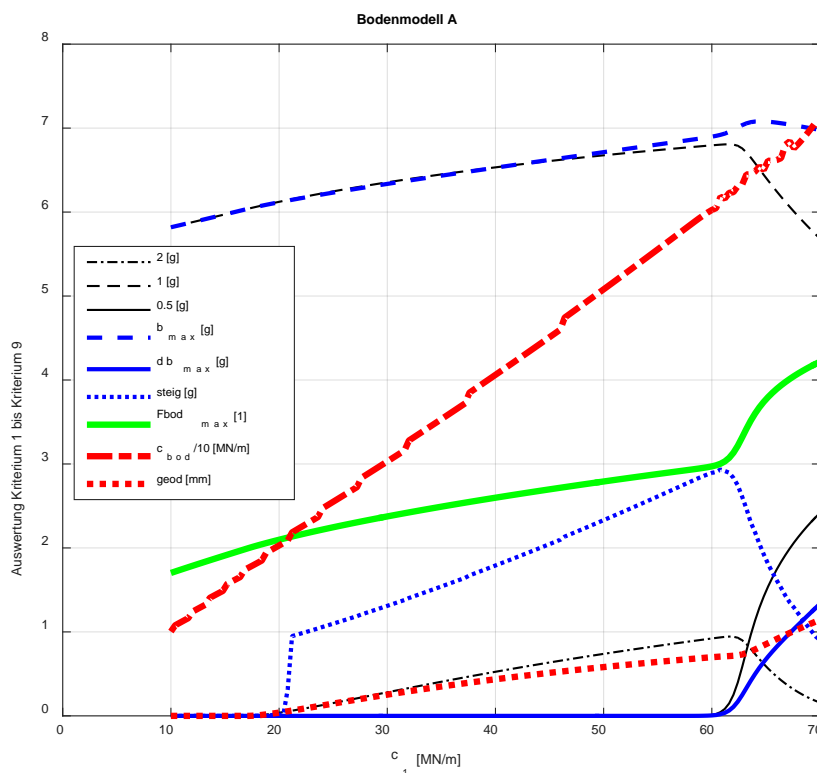


Abbildung 18 : Abhängigkeit aller Kriterien für Bodenmodell A

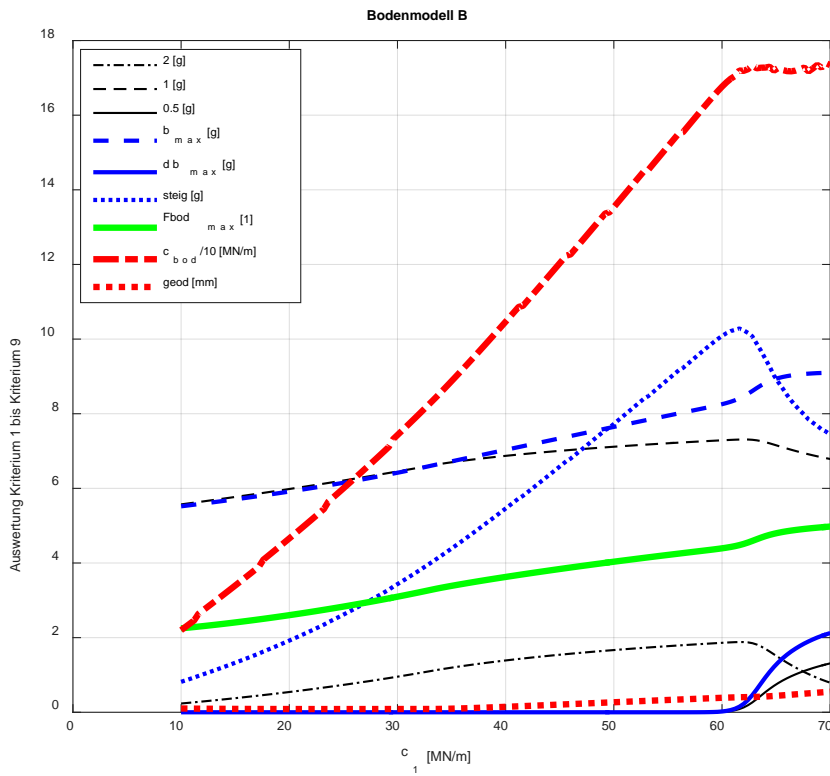
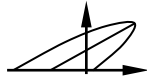


Abbildung 19 : Abhängigkeit aller Kriterien für Bodenmodell B

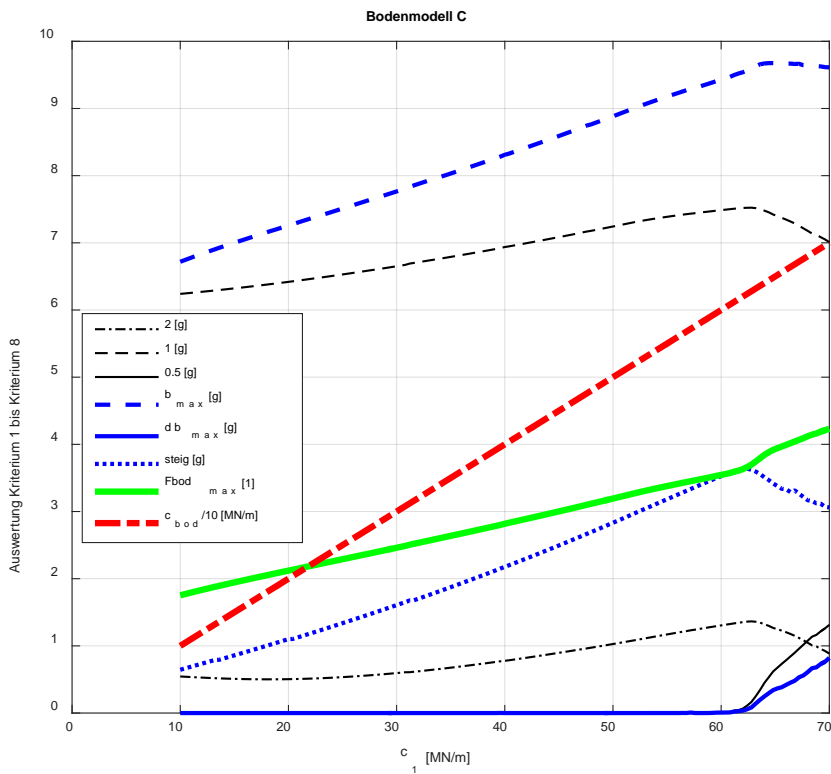


Abbildung 20 : Abhängigkeit aller Kriterien für Bodenmodell C

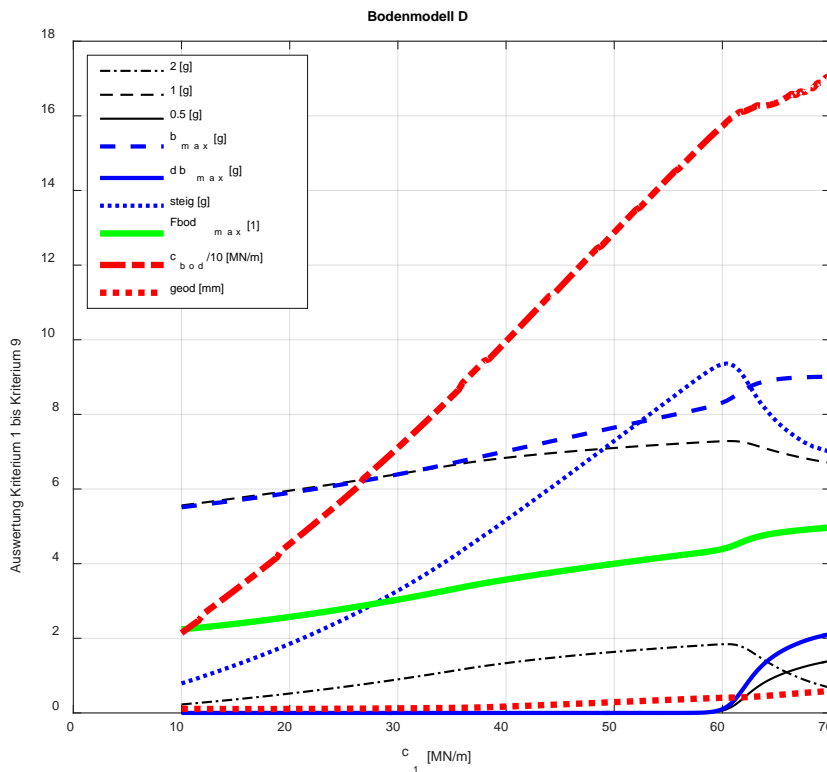
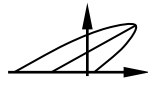


Abbildung 21 : Abhängigkeit aller Kriterien für Bodenmodell D

Zusammenfassend kann man feststellen, dass es viele Möglichkeiten gibt, die Steifigkeit des Untergrundes bei Anregung mit einer Vibrationswalze zu ermitteln. Für eine bestimmte Walzenkonfiguration lässt sich stets eine Korrelation zwischen Auswertekriterium und Steifigkeit des Untergrundes erzeugen.

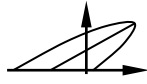
## 8. Ausblick

Wenn eine mathematische Beschreibung des Untergrundes vorliegt (beispielhaft Modell A), dann kann man die Beschleunigung während des Verdichtens messen und dann im Hintergrund das Modell rechnen lassen.

Erinnerung Bodenmodell A:  $F_{Boden} = c_1 \cdot x_1 + b_1 \cdot \dot{x}_1 + (m_1 + m_2) \cdot g$  wobei stets  $F_{Boden} \geq 0$

Hier sind im Wesentlichen  $c_1$  und  $b_1$  des Bodens als unbekannt anzusehen. Nun variiert man in der "Hintergrundrechnung"  $c_1$  und  $b_1$  so lange, bis der errechnete Beschleunigungsverlauf mit dem simulierten Beschleunigungsverlauf im quadratischen Mittel möglichst gut übereinstimmt. Dies wird permanent durchgeführt. Auf diese Weise erhält man als Abfallprodukt  $b_1$ , aber auch das gesuchte  $c_1$ .

Die hier vorgestellten Überlegungen sind größtenteils vor über 30 Jahren entstanden. Die Idee der Anwendung der Fehlerquadratmethode ist beim Verfassen des Artikels aufgekommen, da dies bei der APP "vibration analysis" auch angewendet wird [6]. Würde man es angehen, dann dauert es sicher keine 30 Jahre bis zum Ergebnis, sondern eher circa 3 Wochen. Vielleicht wird es auch schon in der Praxis angewandt.



Im "Google Play Store" gibt es vom Verfasser einige APPs [6]. Sie sind einfach zu finden, in dem man den Namen "Kröber" eingibt. In dem hier aufgezeigten Zusammenhang ist besonders "frequency acoustics" (Frequenzanalyse aufgrund Mikrofonaufnahme) und "vibration analysis" (Auswertung Beschleunigungssensoren) zu nennen. Hier könnte man den Verdichtungszustand mit einer APP auf dem Smartphone messen. Für den Anwender wäre das eine preisgünstige Alternative. Eine solche APP wäre sicher für wenige Euro verfügbar.

## 9. Literatur

[1] Hertz H., Über die Berührung fester elastischer Körper, Gesammelte Werke, Bd. 1, Leipzig 1895

[2] Lundberg G., Elastische Berührung zweier Halbräume, Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, Band 10, Seite 201-211, Göteborg 1939

[3] Kröber W., Untersuchung der dynamischen Vorgänge bei der Vibrationsverdichtung von Böden, Dissertation, München 1988, Lehrstuhl und Prüfamnt für Grundbau, Bodenmechanik und Felsmechanik der Technischen Universität München, Schriftenreihe Heft 11  
<https://www.gb.bgu.tum.de/fileadmin/w00bpk/www/Veroeffentlichungen/heft11-www.pdf>

[4] Kröber W., Lehrstuhl und Prüfamnt für Grundbau, Bodenmechanik und Felsmechanik der Technischen Universität München, Schriftenreihe Heft 21, Beiträge aus der Geotechnik, Festschrift anlässlich des 60. Geburtstages von Univ.-Prof. Dr.-Ing. Rudolf Floss, München 1995, Seiten 203-211  
<https://www.gb.bgu.tum.de/fileadmin/w00bpk/www/Veroeffentlichungen/Heft21-TUMZG-www.pdf>

[5] Kröber W.; Floss R.; Wallrath W.; Dynamische Bodensteifigkeit als Qualitätskriterium für die Bodenverdichtung. München: Berichte, Internationales Symposium Technik, Technologie des Verkehrswegebbaus, 2001

[6] Google Play Store, APPs zur Frequenzanalyse und Vibrationsanalyse  
<https://play.google.com/store/apps/developer?id=Kröber&hl=de>

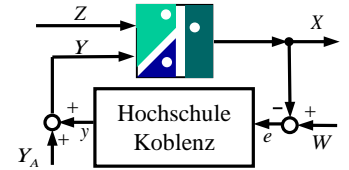
[7] Kröber W., Schwingungstechnische Grundlagen der FDVK, Wien 2018  
[https://www.hs-koblenz.de/fileadmin/media/fb\\_ingenieurwesen/MT/Downloads/Sonstiges/FDVK\\_Wien\\_2018.pdf](https://www.hs-koblenz.de/fileadmin/media/fb_ingenieurwesen/MT/Downloads/Sonstiges/FDVK_Wien_2018.pdf)

# Schwingungstechnische Grundlagen der FDVK Vibration basics of CCC

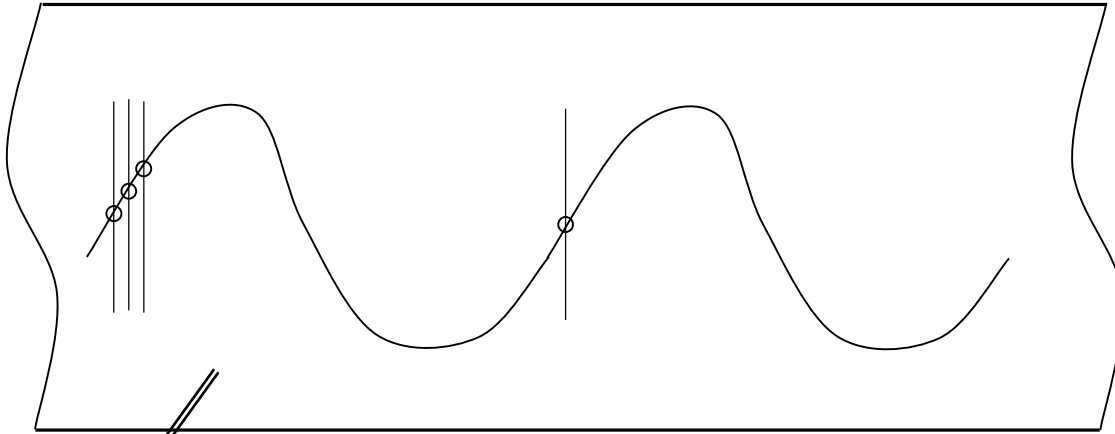
Prof. Dr. Wolfgang Kröber / Hochschule Koblenz / Germany

**40 Years**  
of Roller Integrated Continuous Compaction Control (CCC)



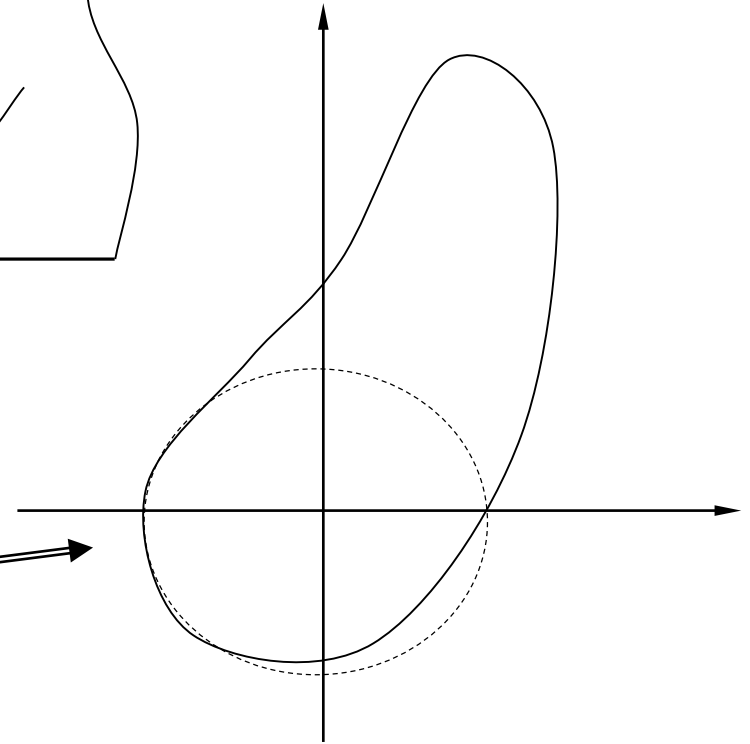


Messschrieb UV-Linienschreiber



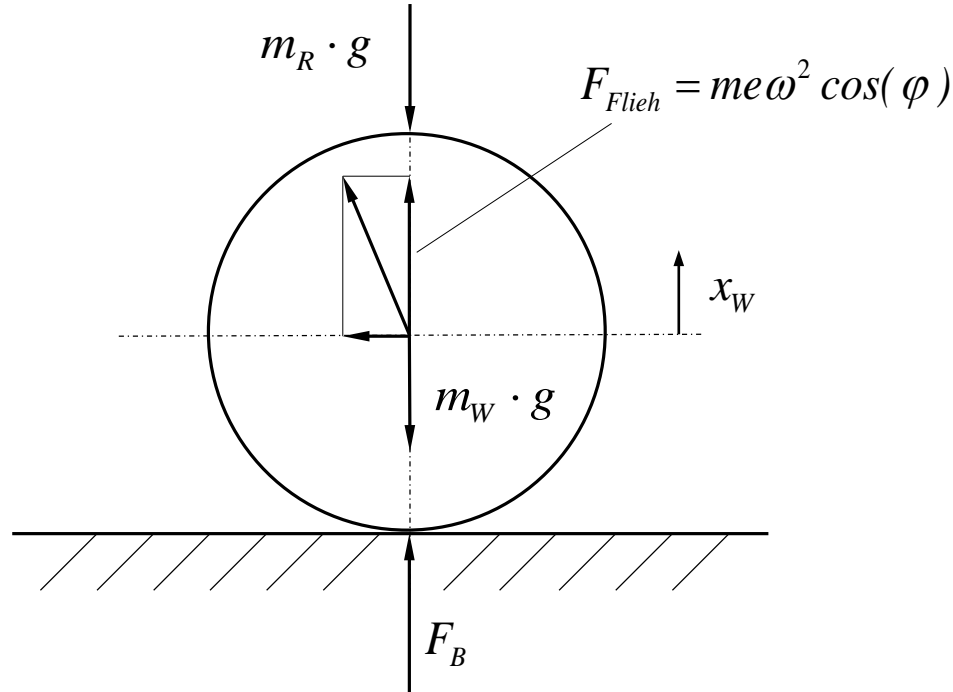
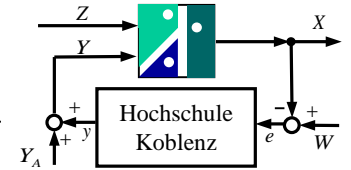
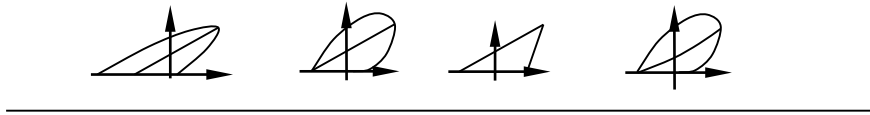
36 Werte je Umdrehung, jede Achse

- 1,26
- 0,11
- +1,05
- ...



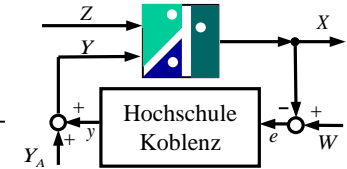
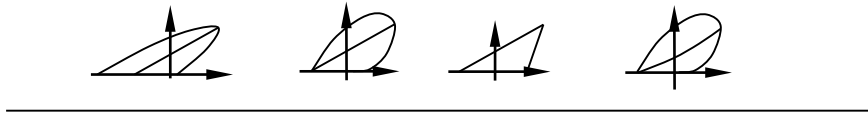
Meine erste Aktivität, erster Ansatz, Oktober 1981

My first activity, first approach, october 1981

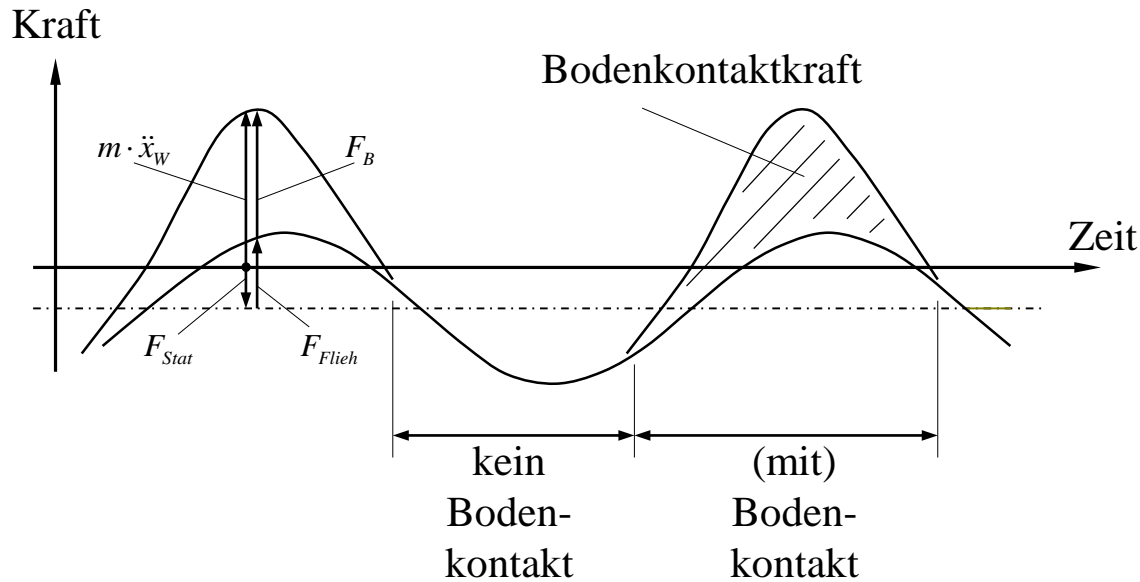


Kräftegleichgewicht am schwingenden Walzenkörper

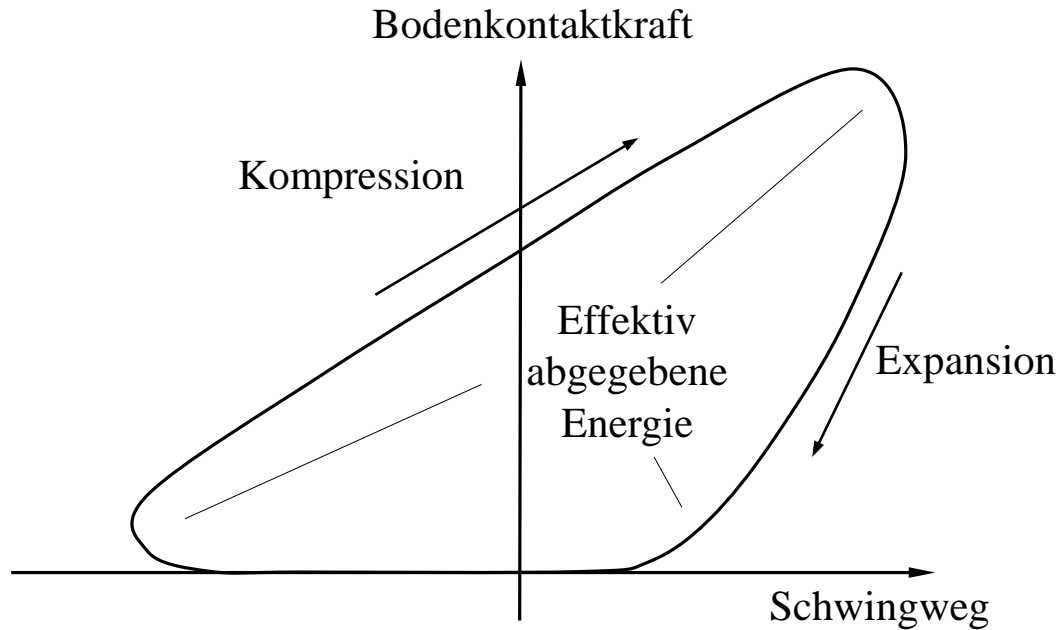
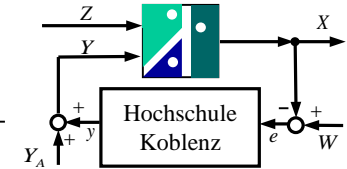
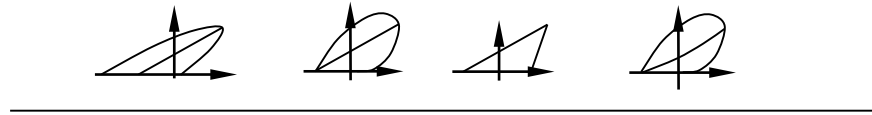
Balance of forces on the vibrating roller drum



$$m_W \cdot \ddot{x}_W = \underbrace{m \cdot e \cdot \omega^2 \cos(\varphi)}_{F_{\text{Flieh}}} - \underbrace{m_W \cdot g - m_R \cdot g}_{-F_{\text{Stat}}} + F_B$$

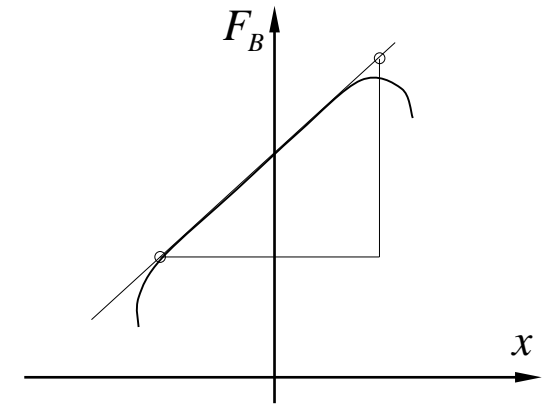
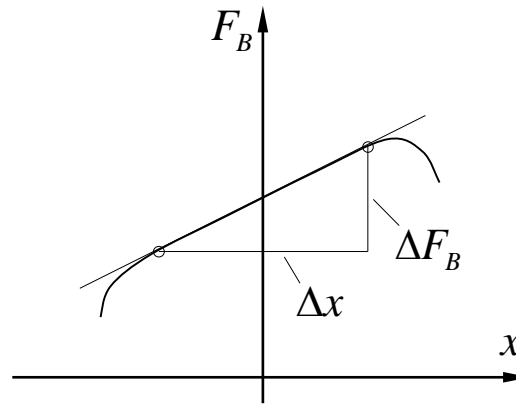
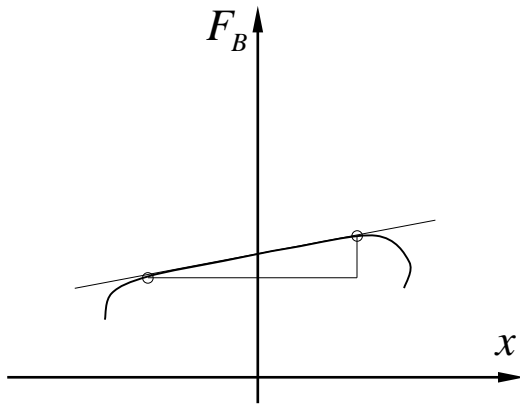
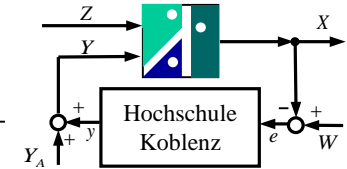
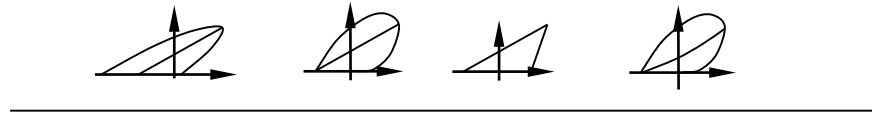


Zeitlicher Verlauf der Kräfte und Bodenkontakt  
 Temporal course of the forces and ground contact



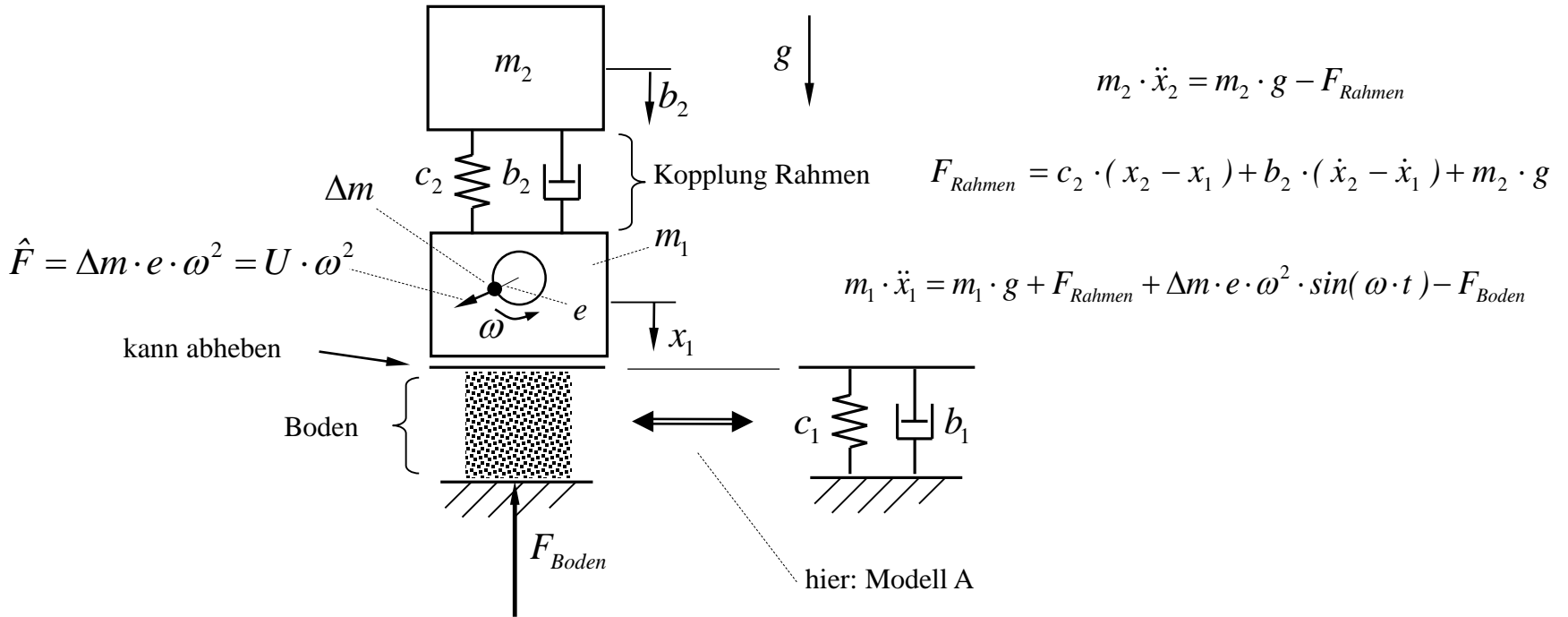
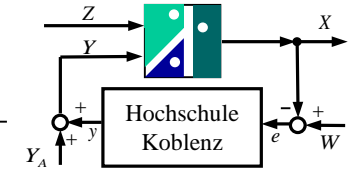
Indikatordiagramm, Darstellung von Kompressions- und Expansionsphase, effektiv abgegebene Verdichtungsenergie

Indicator diagram, presentation of compression and expansion phase, effectively released compaction energy



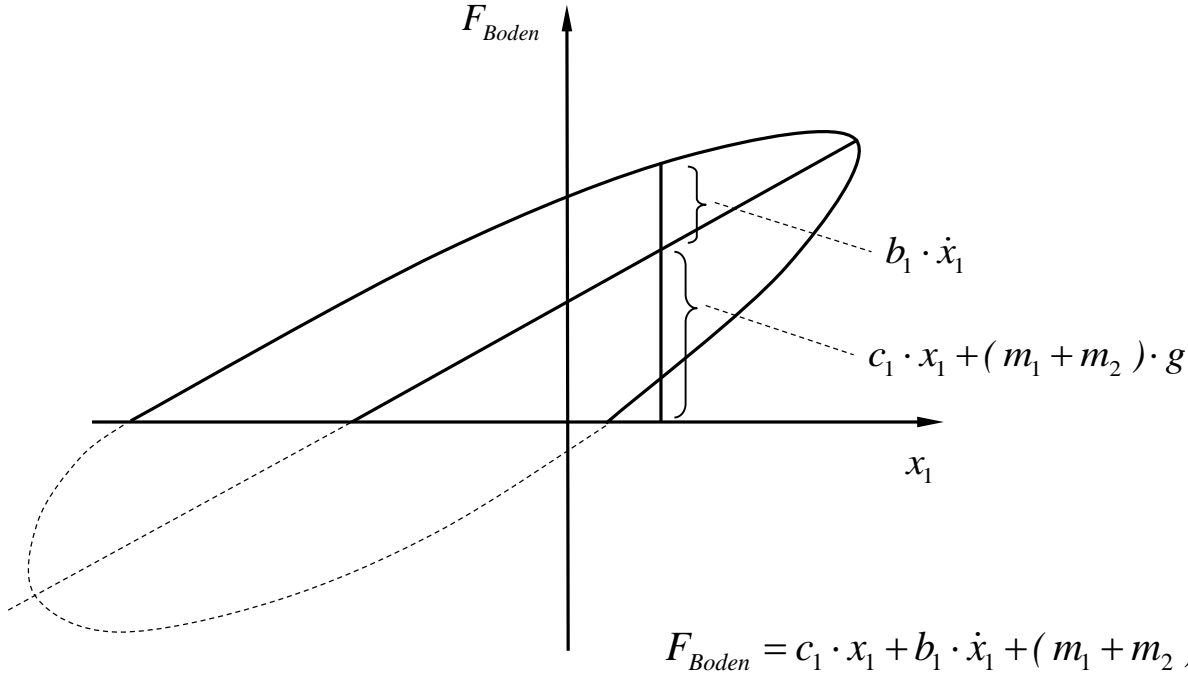
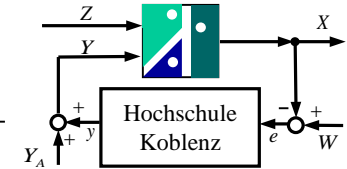
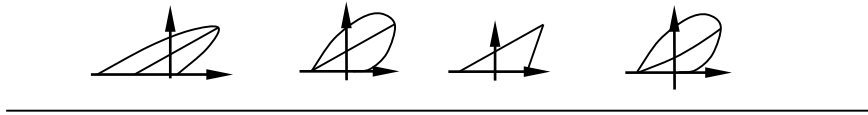
Zunehmende Steifigkeiten des Bodens bzw. des Untergrundes führen zu einer höheren Steigung der Kraft-Weg-Kennlinie

Increasing stiffness of the soil or the underground result in a higher gradient of the force-displacement curve



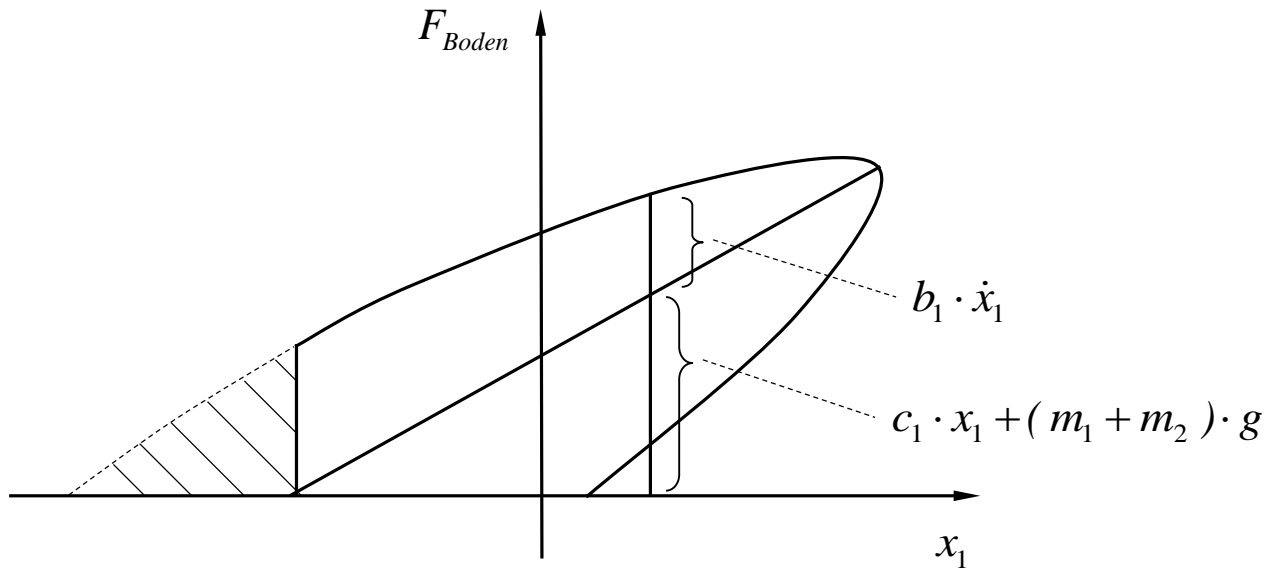
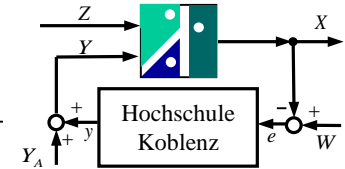
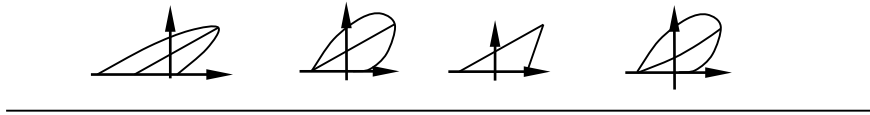
Ersatzsystem Vibrationswalze, mit Bodenmodell A

Replacement system vibratory roller, with soil model A



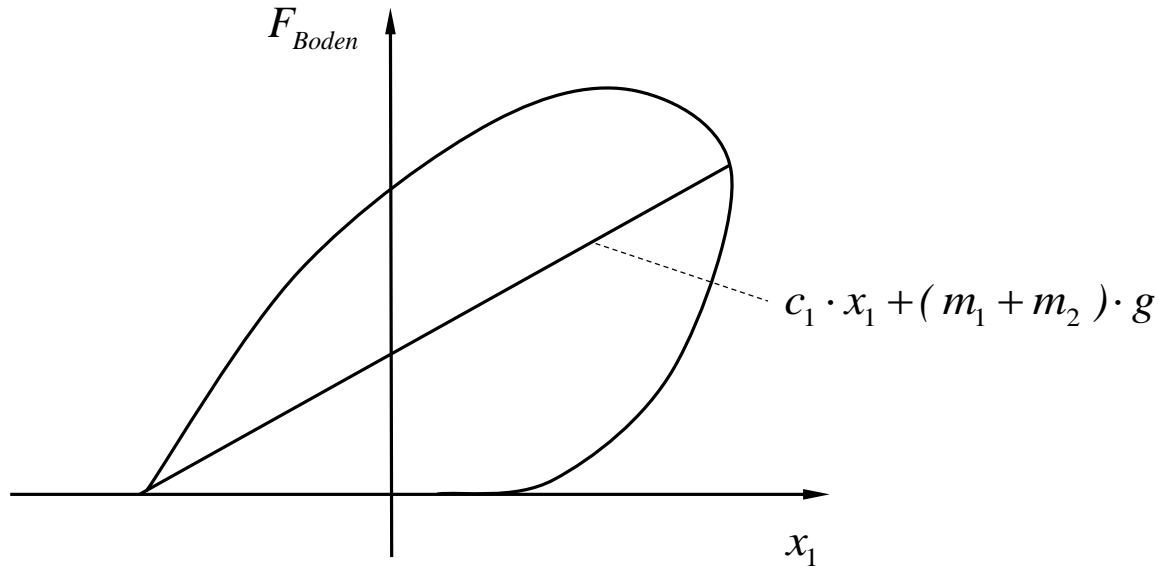
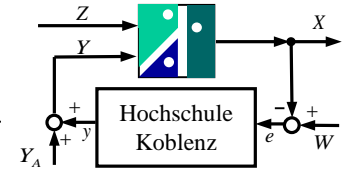
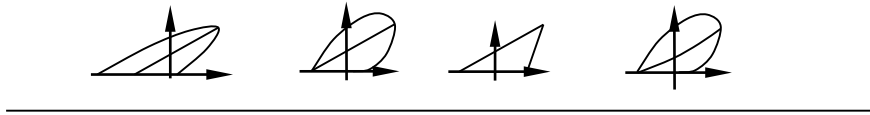
Kennlinie für Bodenmodell A

Characteristic for soil model A



Nicht weiterverfolgte Variante von Bodenmodell A

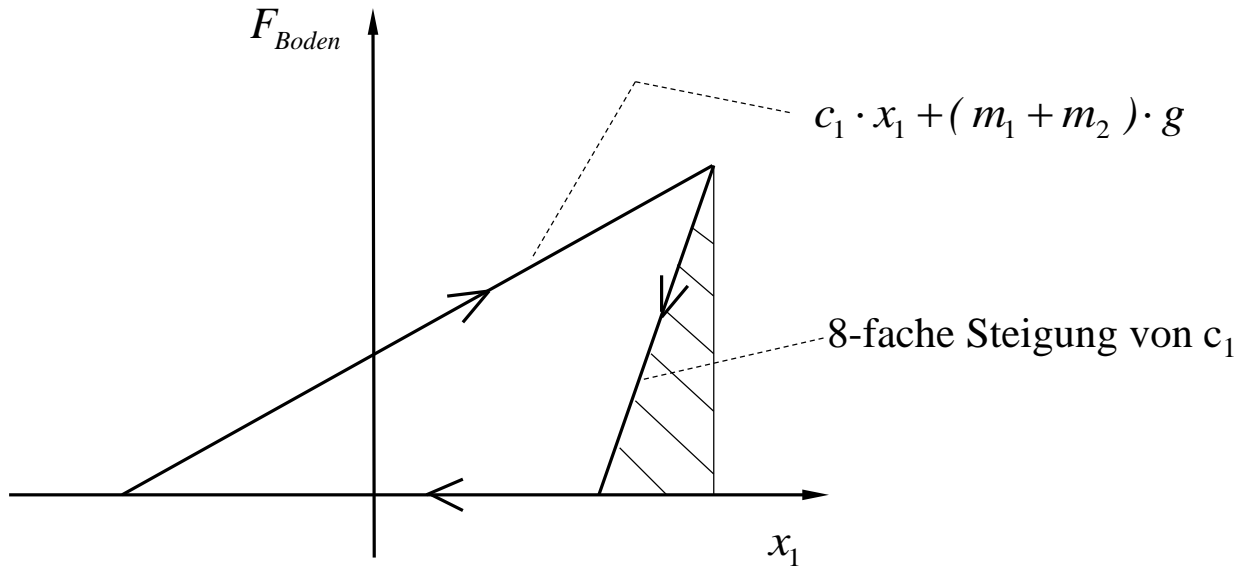
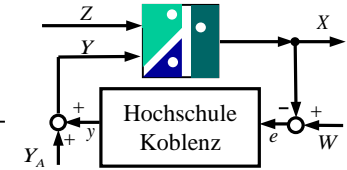
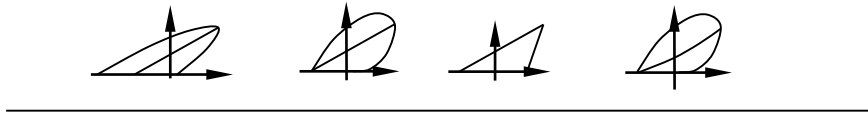
Not followed up variant of soil model A



$$F_{Boden} = (c_1 \cdot x_1 + (m_1 + m_2) \cdot g) \cdot fak \quad fak = \left(1 + \frac{v_1}{v_{ref}}\right) \quad 0 \leq fak \leq 3 \quad F_{Boden} \geq 0$$

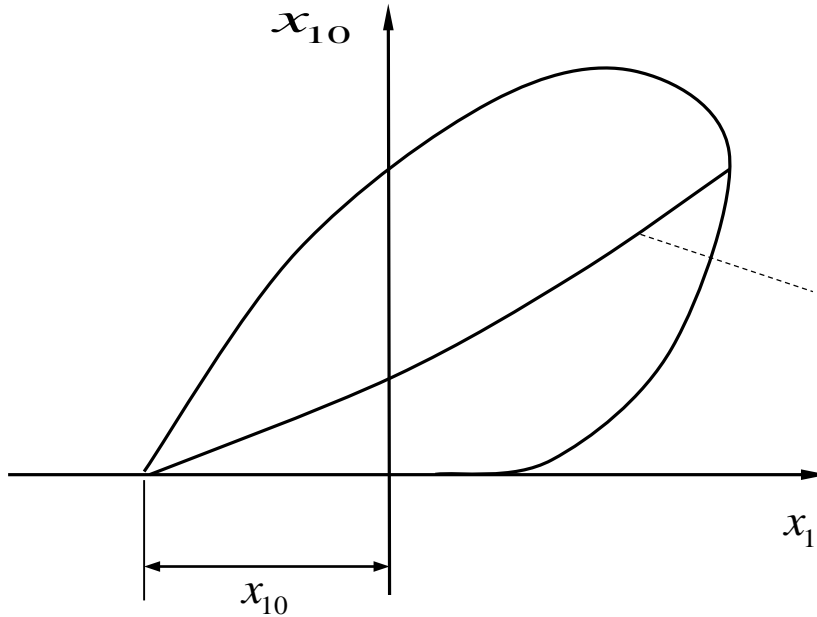
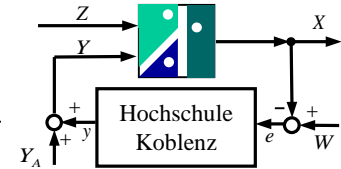
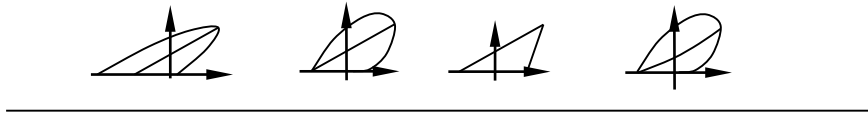
Kennlinie für Bodenmodell B

Characteristic for soil model B



Kennlinie für Bodenmodell C

Characteristic for soil model C



$F_{stat}$  (Potenzfunktion mit Exponent 1,1)

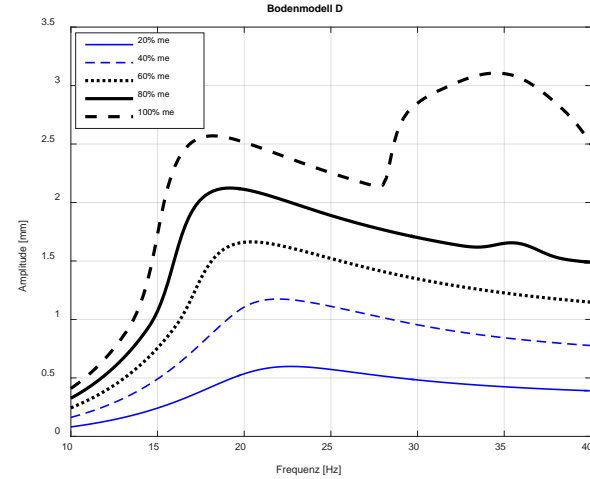
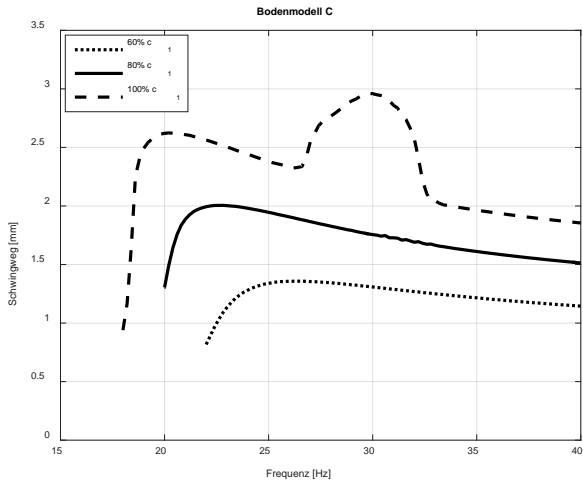
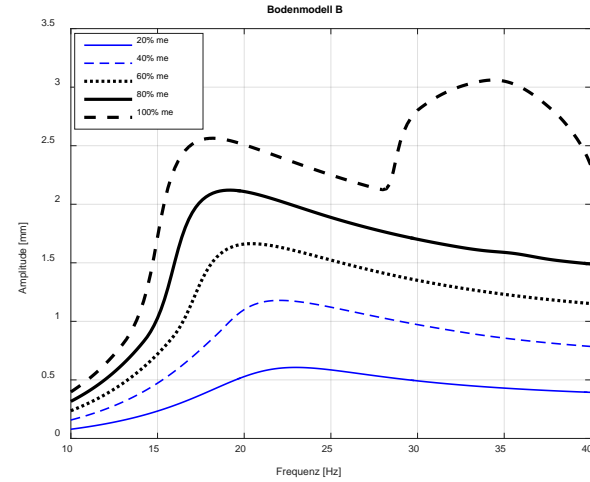
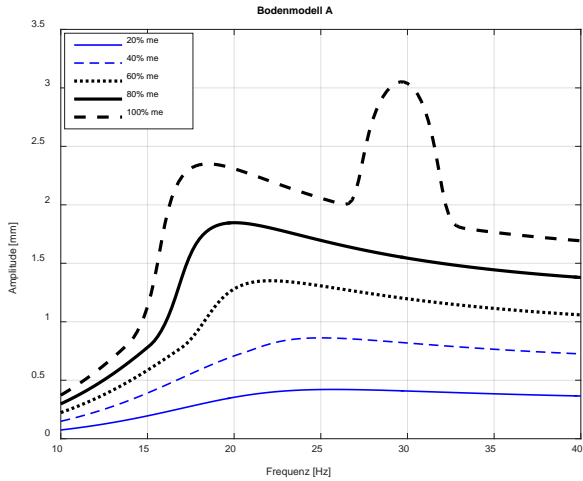
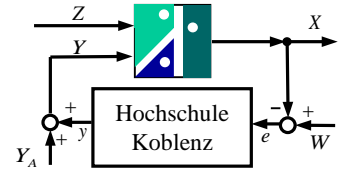
$$F_{stat} = F_{ref} \cdot \left( \frac{x_1 + x_{10}}{\delta_{ref}} \right)^{1,1}$$

$$fak = \left( 1 + \frac{v_1}{v_{ref}} \right) \quad 0 \leq fak \leq 3$$

$$F_{Boden} = F_{stat} \cdot fak \quad F_{Boden} \geq 0$$

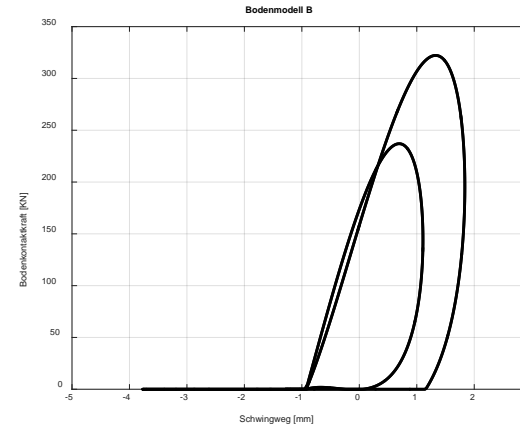
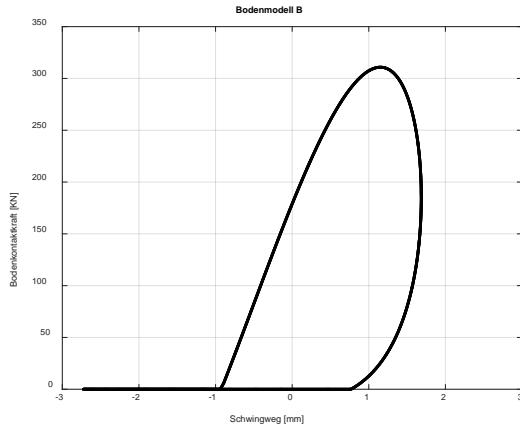
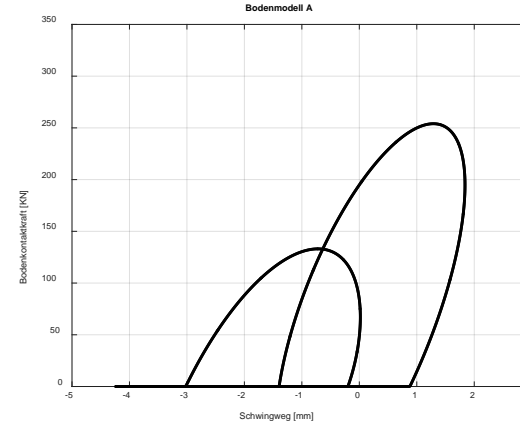
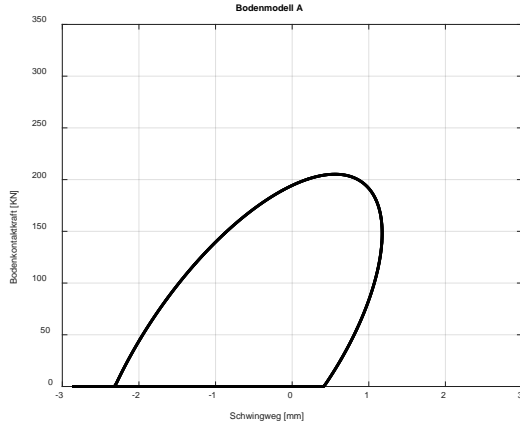
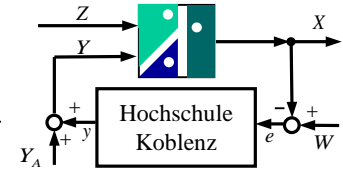
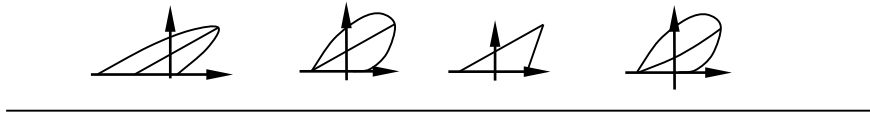
Kennlinie für Bodenmodell D

Characteristic for soil model D



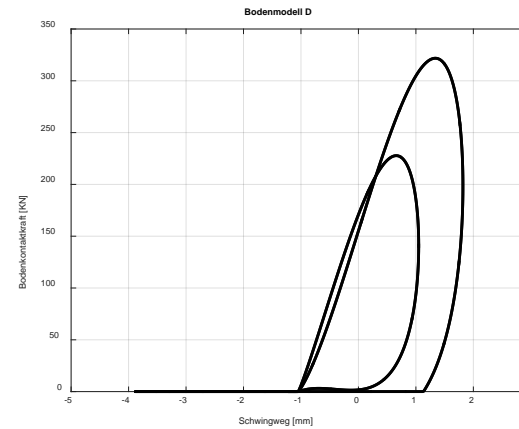
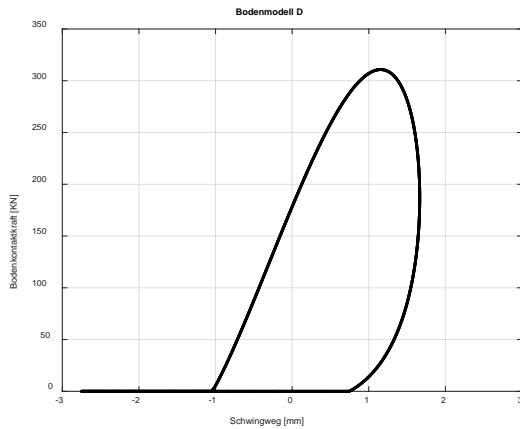
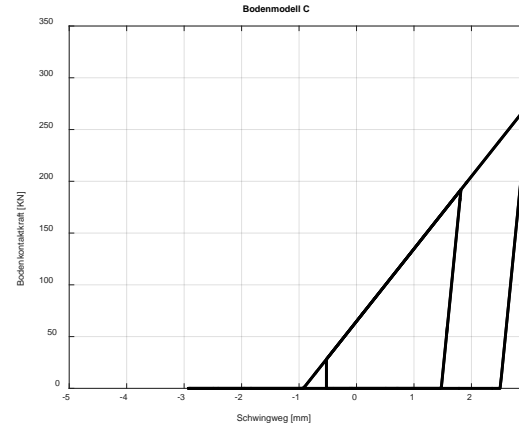
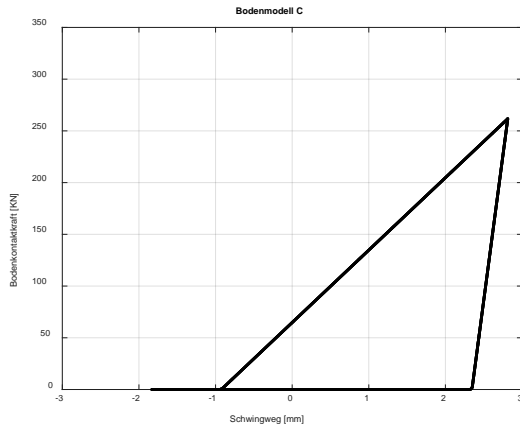
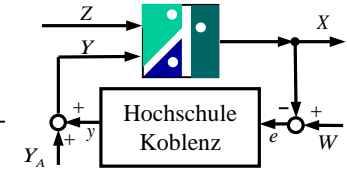
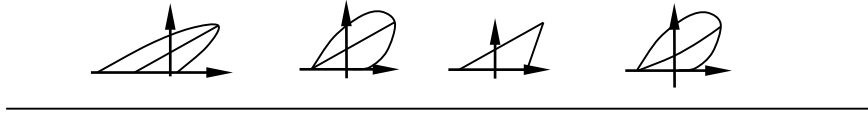
Frequenzgangkurven aller Bodenmodelle

Frequency response curves of all soil models



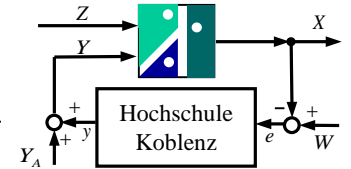
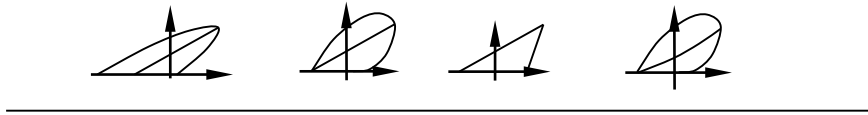
Indikator diagramme Modell A und Modell B

Indicator diagrams model A and model B

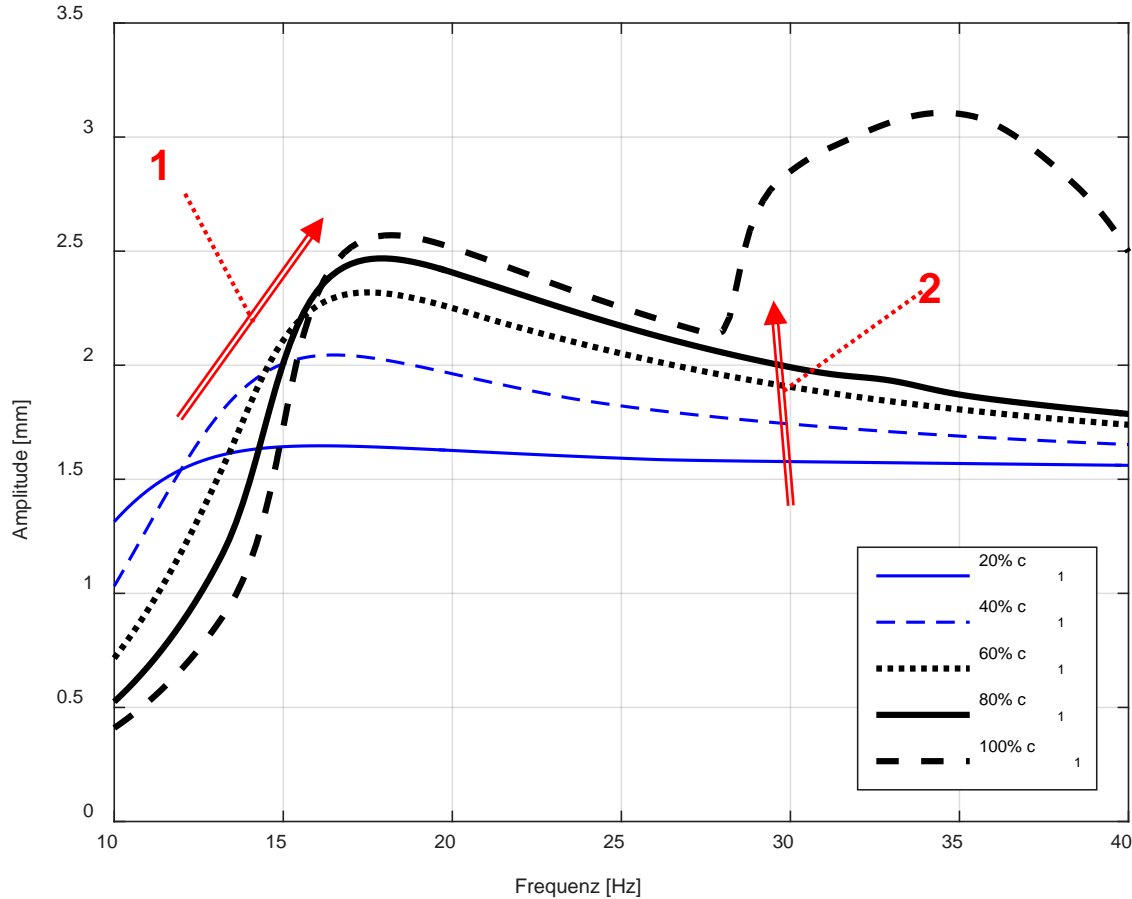


Indikator diagramme Modell A und Modell B

Indicator diagrams model A and model B

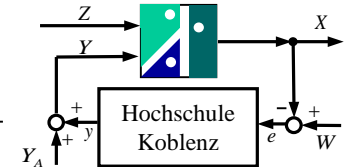
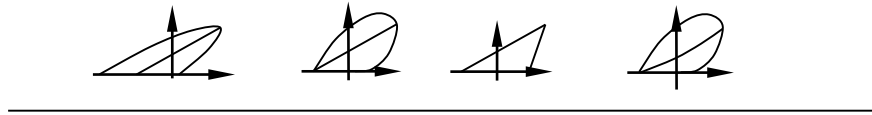


**Bodenmodell D**



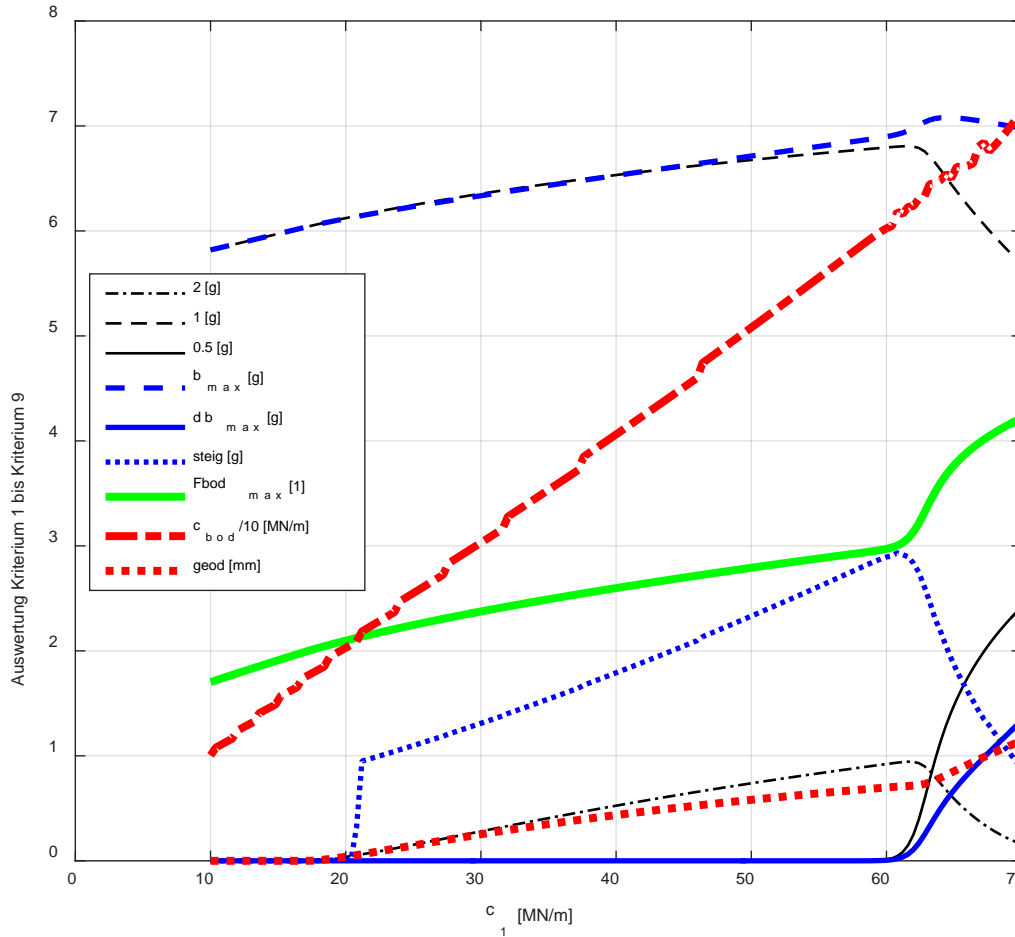
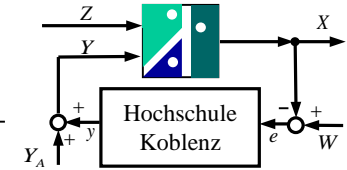
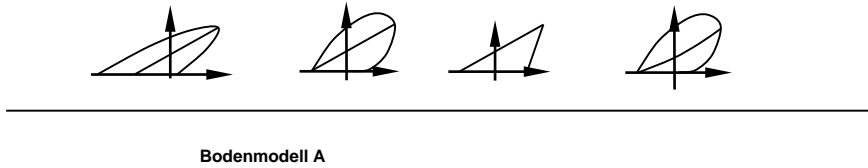
Amplitude über Frequenz, Parameter  $c_1$

Amplitude versus frequency, parameter  $c_1$



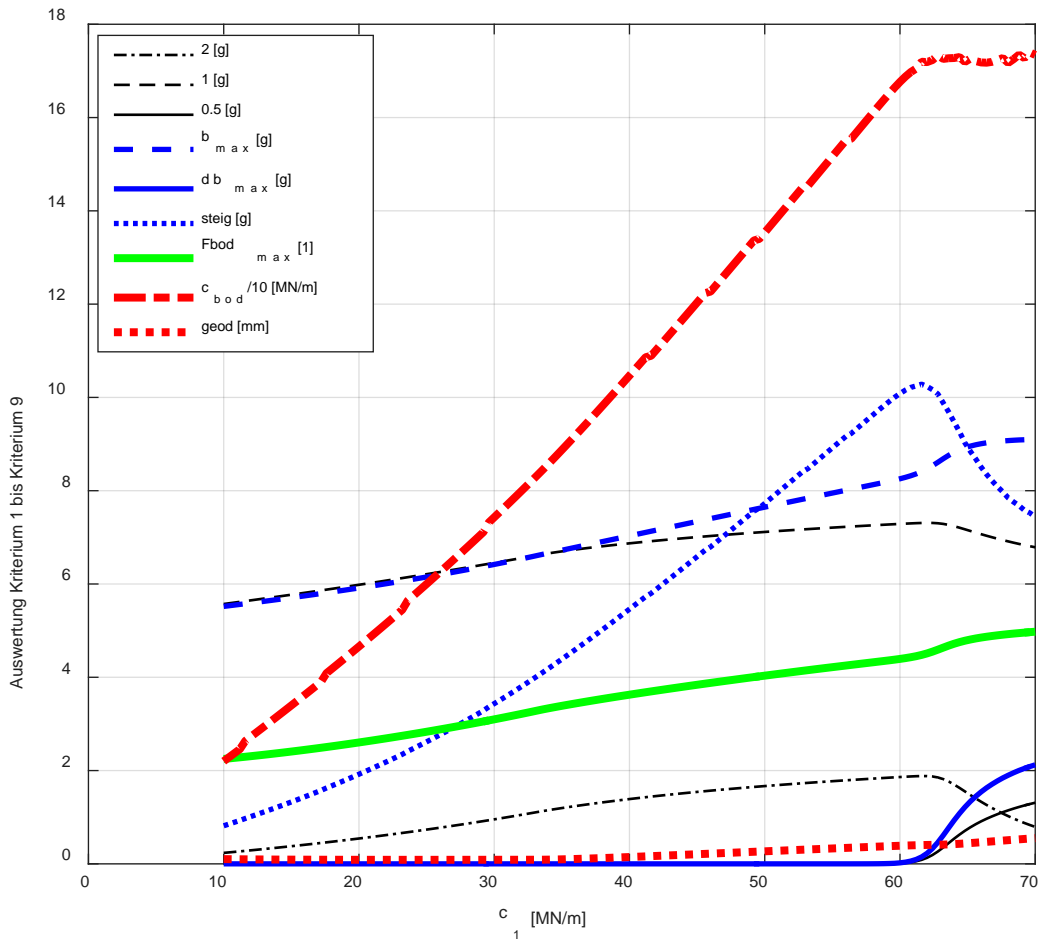
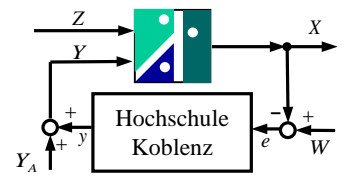
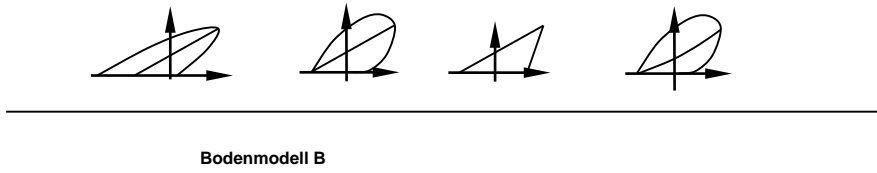
## Untersuchung von 9 Kriterien

- Oberschwingung mit  $n = 2$
- Grundschiwingung,  $n = 1$
- Subharmonische,  $n = 1/2$
- Maximale Beschleunigung
- Differenz maximaler Beschleunigungen
- Steigungsdifferenzen in Nullstellen
- Maximale Bodenkontaktkraft
- Steifigkeit Kompressionskurve
- Mittlere geodätische Höhe Obermasse



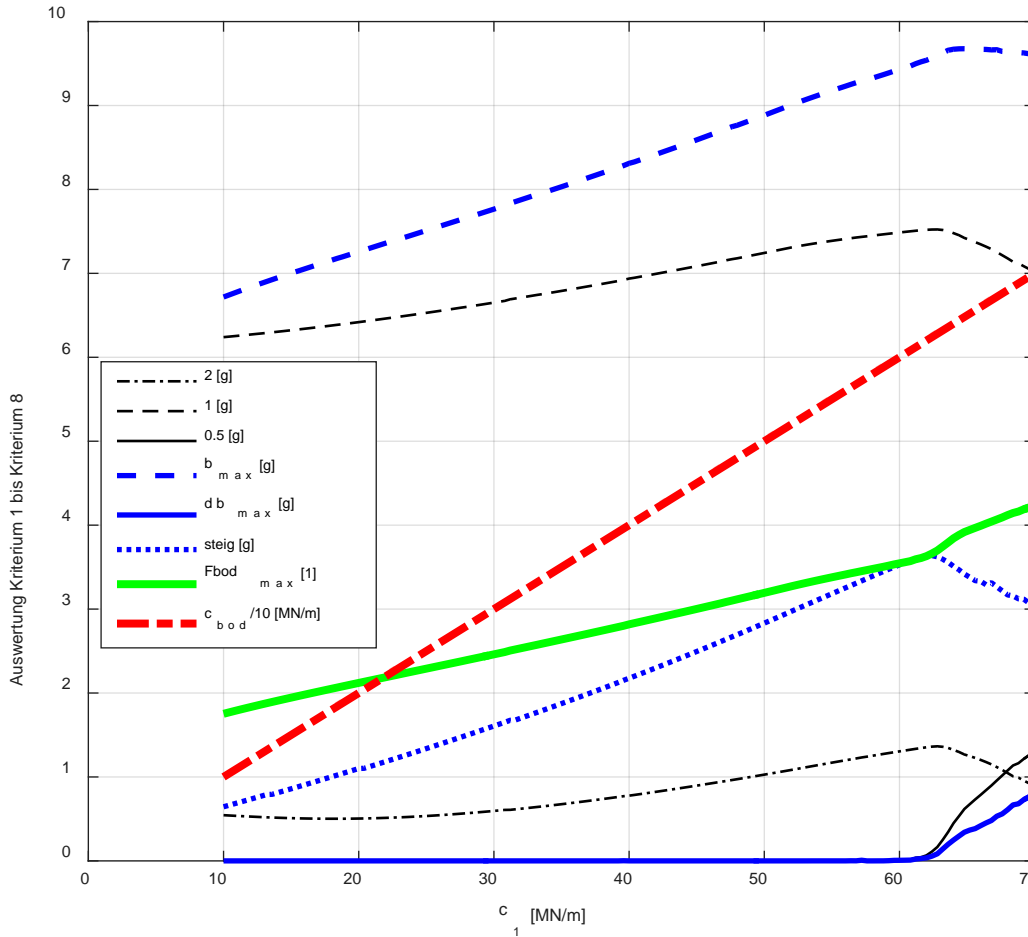
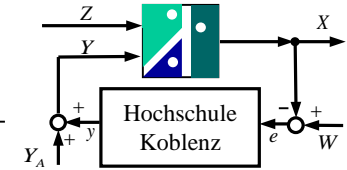
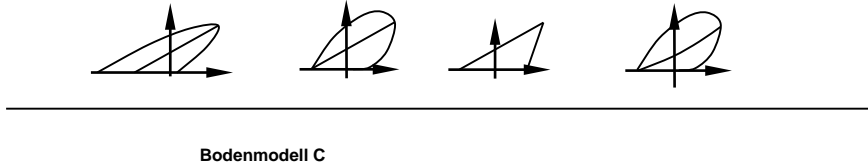
Abhängigkeit aller Kriterien für Bodenmodell A

Dependence of all criteria for soil model A



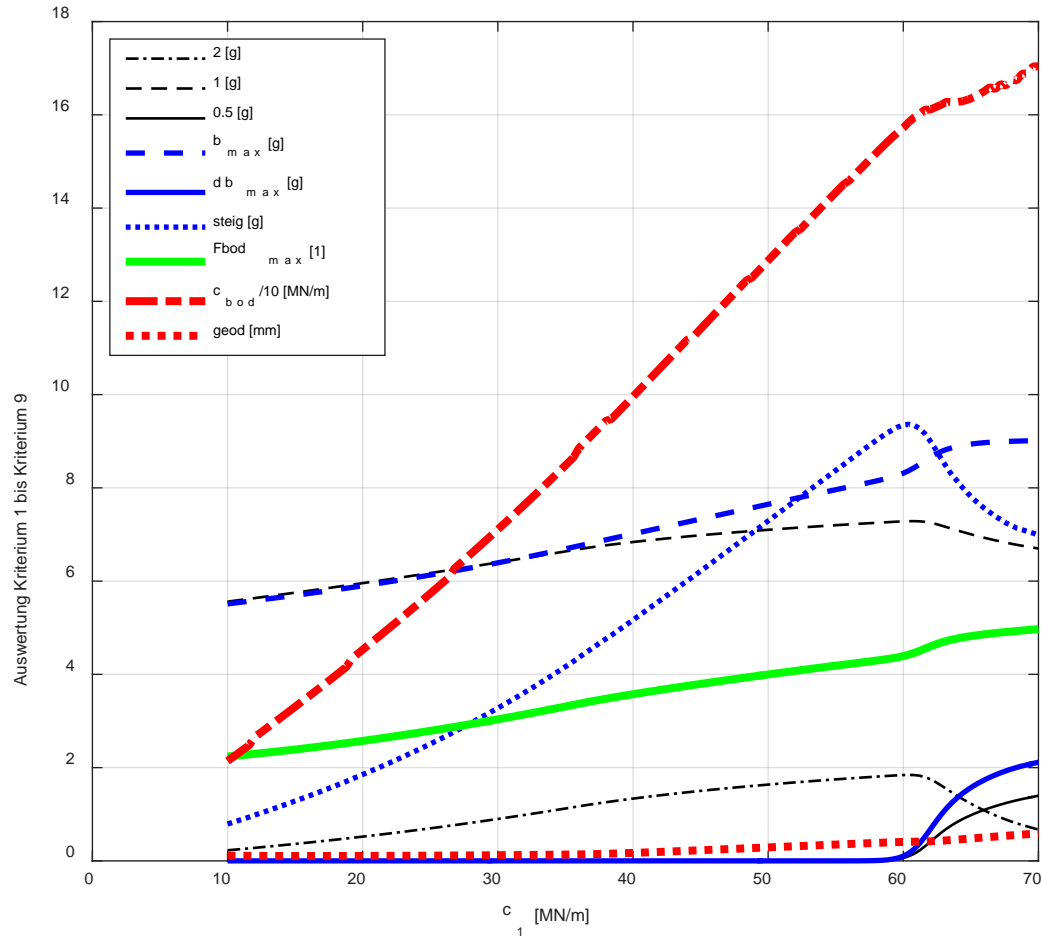
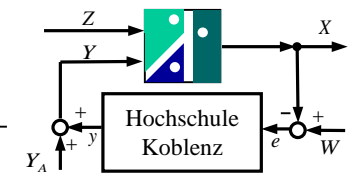
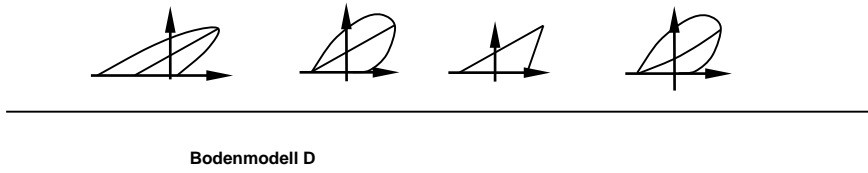
Abhängigkeit aller Kriterien für Bodenmodell B

Dependence of all criteria for soil model B



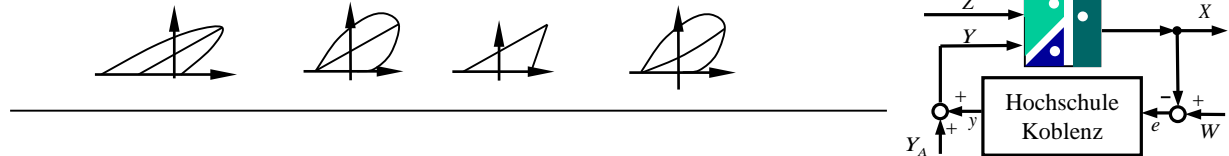
Abhängigkeit aller Kriterien für Bodenmodell C

Dependence of all criteria for soil model C



Abhängigkeit aller Kriterien für Bodenmodell D

Dependence of all criteria for soil model D



## Nachtrag: Kriterium 10

- Hydraulische Antriebsleistung des Erregers ist über der Zeit konstant
- Leistungsabgabe in Boden ist nicht konstant, z.B. in Luft keine Leistungsabgabe
- Rechnerische Abschätzung ergibt eine Drehzahlschwankung von etwa 0,6 %
- Frequenzen bzw. Frequenzänderungen kann man sehr genau messen
- Naheliegende Möglichkeit: Mit einem Näherungsschalter die Kolben des Hydraulikmotors abtasten
- Software kann möglichen Teilungsfehler erlernen und korrigieren

Herzlichen Dank für die Einladung nach Wien

und

vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit

**40 Years**  
of Roller Integrated Continuous Compaction Control (CCC)

