

# Berechnungsmodell zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens eines Vibrationsförderers

Erläuterung anhand des Beispiels eines Linearvibrationsförderers

**Dipl.-Ing. Niels Himmelreich**  
**Dr.-Ing. Thomas Risch**  
**Dipl.-Ing. Niels Dallinger**

Professur Fördertechnik  
Institut für Fördertechnik und Kunststoffe  
Fakultät für Maschinenbau  
Technische Universität Chemnitz

**D**ie Möglichkeit der Berechnung des dynamischen Verhaltens eines Vibrationsförderers hat für die Praxis eine große Bedeutung. Es erleichtert die Optimierung des Förderprozesses sowie des Förderers selbst und dessen Anpassung auf das Einsatzgebiet. Das Grundprinzip des Modellaufbaus ist dabei für alle Vibrationsförderer ähnlich und wird anhand eines Beispiels vorgestellt. Weiterhin werden Möglichkeiten zur Nutzung der gewonnenen Kenntnisse aus der Berechnung aufgezeigt. Damit schafft das Berechnungsmodell eine erheblich genauere Charakterisierung der Dynamik des Förderers.

*[Vibrationsförderer, Bewegungsfunktion, dynamisches Verhalten, Berechnungsmodell]*

**T**he possibility to calculate the dynamic behavior of a vibrating conveyor has a great practical significance. It facilitates the optimization of the conveying process as well as of the conveyer itself and its adaption to the field of application. Since the basic principle of the model configuration is almost similar for all vibrating conveyors, it will be illustrated by an example. Furthermore, some possibilities for the use of the knowledge gained through the calculation will be presented. Thus, the calculation model provides a considerably more accurate characterization of the dynamic of the conveyor.

*[vibrating conveyor, equations of motion, dynamic behavior, calculation model]*

## 1 EINLEITUNG

Vibrationsförderer sind in die Gruppe der Stetigförderer einzuordnen. Mit ihnen wird eine Vielzahl an Aufgaben im Bereich der Zuführtechnik realisiert. Dazu gehört beispielsweise das kontinuierliche Bereitstellen von Montagematerialien, dessen Sortierung, Dosierung und lageorientiertes Positionieren.

Generell können Vibrationsförderer für den Transport von Stück- und Schüttgut auf kurzen bis mittleren Distanzen eingesetzt werden. Die Abmessungen der geförderten Güter können dabei wenige zehntel Millimeter, wie bei pulverförmigem Gut betragen, bis hin zu mehreren Zentimetern bei fertigen Baugruppen, Gesteins- oder Recyclingmaterialien.

Vibrationsförderer zeichnen sich durch ihre niedrigen Anschaffungs- und Betriebskosten aus. Letztere ergeben sich aus einem geringen technischen sowie energetischen Aufwand. Hinzu kommt eine nahezu Verschleißfreiheit der Anlage im Betrieb, lässt man massiv die Förderrinne beanspruchendes Gut außer Acht.

## 2 PHYSIKALISCHES GRUNDPRINZIP UND AUFBAU VON VIBRATIONSFÖRDERERN

Unabhängig von der Art und Größe des zu transportierenden Gutes sowie der Größe der Förderanlage basieren Vibrationsförderer auf demselben physikalischen Grundprinzip. Daher lassen sich Aussagen über die Funktionsfähigkeit eines Systems verallgemeinern.

Allgemein betrachtet bestehen Vibrationsförderer aus einem schwingfähig gelagerten Förderorgan und einer Antriebseinheit. Grundlegend beschreibt das Förderorgan eines jeden Vibrationsförderers eine sich stets wiederholende Bewegungsbahn, welche derart gestaltet ist, dass in einer Beschleunigungsphase das Gut in Bewegung versetzt wird, dieses die Bewegung aufgrund seiner Trägheit zu Ende führt, während das Förderorgan in eine Rückstellphase seine Ausgangsposition einnimmt, um anschließend das Gut erneut mitzunehmen. Dabei wird das Gut aufgrund wirkender Reibkräfte an der Kontaktfläche mit dem Förderorgan beschleunigt.

Die Lagerung erfolgt je nach Antriebsart. Hierbei ist zu unterscheiden, ob eine Weg- oder Kraftvorgabe des Antriebes erfolgt. Eine Wegvorgabe kann mit einer simp-

len pendelfähigen Lagerung bis hin zu einem komplexeren Koppelgetriebe realisiert werden. Mit letzterem lässt sich das Förderorgan beispielsweise auch entlang einer zweidimensionalen Bahn bewegen. Bei einer Krafterregung ist es notwendig die Rückstellbewegung des Systems sicherzustellen. Oftmals werden dazu Federelemente für die Lagerung eingesetzt. Diese bewegen das System nach einer Auslenkung wieder in die Nulllage, wodurch sich eine gleichmäßige Schwingung einstellen kann.

Die Lagerung des Förderorgans erfolgt in der Regel mehr oder weniger komplex mittels Federn oder als Schwinne. Teilweise kommen auch Koppelgetriebe zum Einsatz, zur Umsetzung einer bestimmten Bewegungsbahn. Als Antriebseinheit zur Schwingungserzeugung werden überwiegend Elektromagnete, Unwuchtmotoren, aber auch piezoelektrische Antriebe angewendet.

### 3 AUFBAU DES BEISPIELFÖRDERERS

Der als Beispiel dienende Förderer ist ein Linearvibrationsförderer, wie er baugleich von mehreren Herstellern am Markt vertrieben wird. Dieser wird oftmals für die Zuführung verschiedener Montageteile an einem Rundtaktisch oder ähnlichen automatischen Montageinseln eingesetzt. Er besteht aus einer Grundplatte auf die mittels gummielastischer Elemente die Hauptmasse gelagert wurde. An der Stirnseiten der Hauptmasse wurde in einem Winkel von  $12^\circ$  zur Senkrechten Blattfederpakete befestigt. Die Blattfedern tragen zum einen das Förderorgan, zum anderen die Gegenmasse. An der Gegenmasse ist die Spule des Elektromagneten montiert. Der Anker, als zugehöriges Gegenstück, ist entsprechend am Förderorgan verschraubt. Das Förderorgan selbst ist als 800 mm lange Schiene ausgeführt und exzentrisch um etwa  $1/3$  verschoben. Die drei das System charakterisierende Massen (Hauptmasse, Förderorgan, Gegenmasse) sind parallel zueinander platziert. Der Aufbau des Förderers besitzt eine Symmetrieebene, welche mittig entlang der Schiene verläuft. In dieser Ebene befinden sich alle Schwerpunkte der Hauptbaugruppen des Förderers. Der Elektromagnet als Antrieb des Systems erzeugt horizontal wirkende Zugkräfte zwischen der Gegenmasse und dem Förderorgan.



Abbildung 1: CAD Abbildung des behandelten Beispiel-förderers

Die Freiheitsgrade des Systems werden durch die elastischen Elemente bestimmt. Dazu zählen die gummielastische Lagerung (Schwingungsentkoppler) der Hauptmasse sowie die Blattfederpakete zur Lagerung der Gegenmasse und des Förderorgans. Die Gummifüße aus Naturkautschuk lassen translatorische und rotative Bewegungen in und um alle drei Richtungen zu. Dagegen sind die Blattfederpakete derart positioniert, dass sich die Gegenmasse und das Förderorgan hauptsächlich auf einer Geraden bewegen lassen. Hierbei muss erwähnt werden, dass eine Bewegung senkrecht zur Auslenkungsrichtung ausschließlich durch die Verkürzung der Blattfedern bei der Biegung stattfindet.

## 4 MODELLBILDUNG

### 4.1 FREIHEITSGRADE DES FÖRDERERS

Bei der Modellbildung ist es wichtig zu prüfen, welche Parameter eine Rolle für die Berechnung der Bewegung des Förderers spielen. Weiterhin müssen Vereinfachungen getroffen werden, welches ein Abbild des realen Verhaltens mit hinreichender Schärfe erzeugt. Diese Näherung ist ein Kompromiss aus Genauigkeit und Rechenaufwand.

Zu Beginn ist es daher sinnvoll festzustellen, welche Freiheitsgrade des Förderers als Schwingensystems eine Rolle für die Darstellung des Bewegungsverlaufes spielen. Dazu werden die beweglichen Massen einzeln betrachtet und auf die Art und Richtung ihrer möglichen Lageveränderung hin untersucht.

Folgend ist zu prüfen, welche Bewegungen durch den Elektromagneten als einzigen Erreger des Systems, neben der Schwerkraft, auch eintreten. Zwischen der Gegenmasse und dem Förderorgan wird durch den Elektromagneten eine wechselnde Zugkraft entlang einer lokalen  $x$ -Koordinate erzeugt. Durch den Anstellwinkel der Blattfedern sowie deren Verkürzung bei der Biegung, lässt sich die resultierende Bewegung der beiden Massen mit einer lokalen, vertikalen  $z$ -Komponente in einer Ebene darstellen. Aufgrund der Parallelschaltung und dem Einsatz der Blattfedern als solche wird eine Verdrehung der beiden Massen um alle drei Richtungen unterbunden. Die Bewegungen des Förderorgans sowie der Gegenmasse lassen sich lokal mit zwei Translationsfreiheitsgraden in  $x$ - und  $z$ -Richtung beschreiben.

Weiterführend hat sich für die Beschreibung des Förderorgans sowie der Gegenmasse, bei dieser Ausführung der Linearförderer, eine Vereinfachung als sinnvoll erwiesen. Dabei wird die minimale Verkürzung der Blattfedern bei der Auslenkung vernachlässigt. Es wird ein Vektor in Verschiebungsrichtung der Federn eingeführt. Dieser ist bei einem Anstellwinkel der Blattfedern nicht parallel zu den Massen. Die Relativbewegung von Förderorgan und

Gegenmasse zur Hauptmasse kann dadurch jeweils mit einem einzigen Vektor dargestellt werden.

Bei der Betrachtung der Hauptmasse des genannten Beispielförderers werden durch die gummielastischen Füße grundlegend alle 6 Freiheitsgrade im Raum zugelassen. Die Belastung, welche sich für die Hauptmasse ergibt, wird durch die beiden gekoppelten, sich gegeneinander bewegend Massen erzeugt. Die zweidimensionale Bewegung der Gegenmasse und des Förderorgans übertragen sich über die Lagerung auf die Hauptmasse. Diese nutzt von den drei translatorischen Freiheitsgraden die x- sowie z-Richtung. Aufgrund der beschriebenen Symmetrieebene, in welcher sich die Einzelschwerpunkte der sich bewegend Massen befinden, entfällt eine Belastung in die Tiefe (y-Richtung). Es ist festzuhalten, dass sich die Belastungscharakteristik des Linearförderers in einer x-z-Ebene darstellen lässt. Mit dieser ebenen Lastausprägung können die auftretenden Momente ausschließlich eine Rotation um die y-Achse verursachen. Eine Relevanz bei der Berechnung der Bewegung des Linearförderers kommt demzufolge den beiden Translationsfreiheitsgraden in x- und z-Richtung sowie dem Rotationsfreiheitsgrad um die y-Achse bei.

Zusammenfassend sind zur Darstellung der Dynamik des Linearvibrationsförderers folgende Bewegungsvariablen zu berechnen:

- [x, z] stellen die horizontale und vertikale Verschiebung der Hauptmasse dar
- [ $\phi$ ] gibt die Kippung der Hauptmasse um die y-Achse wieder
- [ $w_1, w_2$ ] stellen die Relativbewegung des Förderorgans und der Gegenmasse bezogen auf die Hauptmasse dar

## 4.2 RELEVANTE PARAMETER

Als Ansatz zur Beschreibung der Dynamik des Linearvibrationsförderers dient das Modell des Mehrmassenschwingers. Bei diesem Modell können vereinfacht Punktmassen angenommen werden, die mittels Federelementen miteinander gekoppelt bzw. gelagert sind. Zur Charakterisierung eines Systems mit  $u$  Punktmassen und  $v$  Federelementen, dienen zum einen die Massen [ $m_u$ ], zum anderen wird es durch die Eigenschaften der Federelemente beschrieben. Hierzu zählen bei einer linearen Federkennlinie die Federkonstante [ $k_v$ ] sowie die Dämpfungskonstante [ $b_v$ ]. Alternativ kann für die Berechnung mit progressiven oder degressiven Federelementen derartige Funktionen anstelle eines Parameters verwendet werden. Bei dem behandelten Beispielförderer erfolgt für die elastische Lagerung der Hauptmasse mittels Schwingungsentkoppler eine Zerlegung der wirkenden Kräfte ba-

sierend auf dem Superpositionsprinzip. Dabei werden sowohl für die Federsteifigkeit, als auch für die Dämpfungskonstante getrennte Werte in x- und z-Richtung angegeben. Dies erleichtert zudem die Berechnung bei der Verwendung anisotroper Werkstoffe an dieser Stelle im Schwingensystem. Für die Hauptmasse ergibt sich dadurch folgendes Ersatzschaubild.

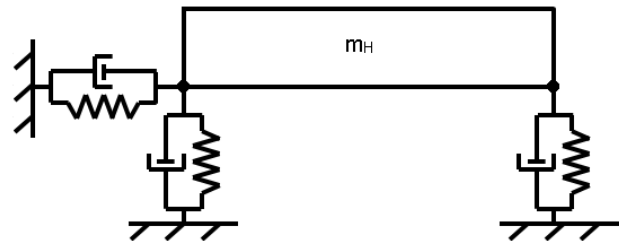


Abbildung 2: Ersatzschaubild der Hauptmasse

Zur Abbildung rotativer Bewegungen ist das Massenträgheitsmoment [ $J_u$ ] der sich bewegend Körper notwendig. Drehen diese sich um ein gemeinsames Zentrum, zum Beispiel um einen gemeinsamen Schwerpunkt, sind Abstände der Schwerpunkte der rotierenden Massen zu diesem Zentrum zu erfassen. Die Notwendigkeit wird mit dem Satz von Steiner erklärt, welcher die Drehung von starren Körpern um eine verschobene Drehachse behandelt. Zu dem Trägheitsmoment des Körpers [ $J_u$ ] addiert sich der Steiner-Anteil, welcher sich aus der Masse des Körpers [ $m_u$ ] multipliziert mit dem Quadrat des Abstandes zum Drehpunkt [ $r_u$ ] ergibt. Für den Beispielförderer wurde zur Vereinfachung der Drehpunkt der Körper im Schwerpunkt der Hauptmasse angenommen. Daher entfällt für diese der Steiner-Anteil. Die Kippung des Förderers wird über die jeweilige Auslenkung bzw. Verkürzung der gummielastischen Schwingungsentkoppler erzeugt, sodass der reale Drehpunkt stets variiert. Zur Beschreibung des Kippwinkels [ $\phi$ ] im Schwerpunkt der Hauptmasse werden die Abstände [ $r_1, r_2$ ] zu den angreifenden Federelementen benötigt.

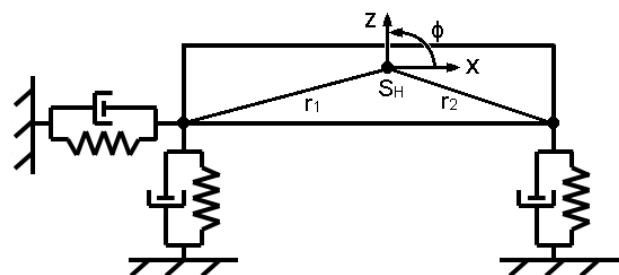


Abbildung 3: Geometrieangaben der Hauptmasse

Für den beschriebenen Beispielförderer sind daher folgende Parameter festzuhalten:

$[m_H, m_G, m_O]$	Masse der drei sich bewegend Körper (Hauptmasse, Gegenmasse, Förderorgan)
$[J_H, J_G, J_O]$	Trägheitsmomente der sich bewegend Körper
$[k_{Hx}, k_{Hz}, k_G, k_O]$	Federsteifigkeiten der Hauptmasse in x- und z-Richtung sowie der Gegenmasse und des Förderorgans
$[b_{Hx}, b_{Hz}, b_G, b_O]$	Dämpfungskonstanten der Hauptmasse in x- und z-Richtung sowie der Gegenmasse und des Förderorgans
$[r_G, r_O]$	Abstand der Schwerpunkte der Gegenmasse und des Förderorgans bzgl. des Schwerpunktes der Hauptmasse
$[r_1, r_2]$	Abstände der gummielastischen Federelemente zum Schwerpunkt der Hauptmasse
$[\beta]$	Anstellwinkel der Blattfedern

### 4.3 ERREGUNG DES SCHWINGSYSTEMS

Um den Vibrationsförderer in Schwingung zu versetzen benötigt es eine immer wiederkehrende Erregung. Diese kann, wie in Abschnitt 2 beschrieben, durch eine direkte Wegvorgabe erfolgen oder als periodisch wirkende Kraft. Zwingend notwendig ist die Zeitveränderlichkeit des Signals. Dieses Signal fließt als zeitabhängige Erregerfunktion in die Berechnung ein und enthält wichtige Einflussfaktoren auf die sich im System einstellende Antwortschwingung. Als Grundfunktion dient dabei eine harmonische Sinusschwingung folgender Form:

$$F_{Err}(t) = F_0 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t)$$

Diese beschreibt eine Erregerfunktion  $[F_{Err}]$  in Abhängigkeit der Zeit  $[t]$ . Der Ausdruck  $[2 \cdot \pi \cdot f]$  entspricht der Kreisfrequenz, welcher aufgelöst mit der Frequenz  $[f]$  die Schwingung charakterisiert.  $[F_0]$  gibt die Kraftamplitude der Schwingung wieder. Dabei ist darauf zu achten, dass sich die Maximalkraft des Elektromagneten mit dem Abstand zum Anker ändert. Folglich variiert das

Erregersignal nicht nur über die Sinusschwingung sondern auch die Schwingamplitude in Abhängigkeit der Position beider Massen zueinander. Die Breite des Luftspaltes geht quadratisch in die Rechnung ein und stellt damit eine signifikante Größe bei der Krafteinleitung in das System dar.

Real auftretende Erregerfunktionen, wie sie beispielsweise bei dem üblichen Einsatz durch Elektromagneten erzeugt werden, entsprechen allerdings nicht einer harmonischen Sinusfunktion. Es tritt eine Vielzahl von Störeffekten auf, die schon bei der Erzeugung des elektrischen Signals vorhanden sind. Es ergibt sich ein Signal mit einer Sammlung an unterschiedlichen Frequenzen und Amplituden, welche überlagert verschieden dominant auftreten. Je genauer dieses reale Signal abgebildet werden kann, desto genauer ist auch die berechnete Bewegung des Förderers als Reaktion. Allerdings muss auch hier der Kompromiss aus notwendiger Exaktheit und dem Rechenaufwand gewahrt bleiben.

Zur Beschreibung der Elektromagneten, welche beispielsweise über einen Frequenzumrichter angesteuert werden, haben sich zwei- bzw. viergliedrige Sinusreihen als sinnvoll erwiesen. Mit Hilfe von  $[\alpha_i]$  lässt sich eine Phasenverschiebung der einzelnen Glieder zueinander angeben.

$$F_{Err}(t) = \sum_{i=1}^4 F_{0i} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f_i \cdot t + \alpha_i)$$

Folgende Abbildung zeigt die Näherung eines typischen Kraftverlaufs, wie er mit einem Elektromagneten als Antrieb in einem Vibrationsförderer erzeugt wird.

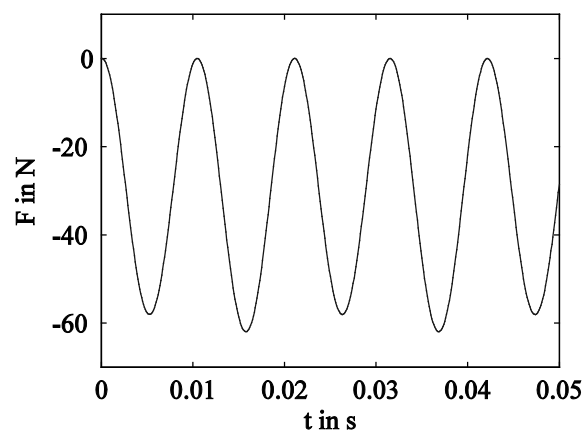


Abbildung 4: Näherung einer Erregerkraftfunktion eines Elektromagneten

Die Erregerfunktion besteht aus einer zweigliedrigen Sinusschwingung. Bei einer Frequenz von 47,5 Hz mit einer Amplitude von 2 N und einer Frequenz von 95 Hz mit einer Amplitude von 30 N.

#### 4.4 ZUSAMMENFÜHRUNG

Nachdem die Überlegungen getroffen wurden, können die relevanten Parameter bestimmt werden. Anhand eines CAD-Modells des zu berechnenden Förderers lassen sich diese relativ unkompliziert und genau bestimmen. Federsteifigkeiten sowie Dämpfungskonstanten können auf Angaben der Hersteller zurückgegriffen werden. Hierbei ist jedoch zu prüfen, ob die Angaben dem vorliegenden Lastfall entsprechen. Etwas umständlicher ist dagegen die Bestimmung der Erregerfunktionen. Im Falle von Elektromagneten sind Kennlinien selten von den Herstellern zu erhalten. Zudem ist die erregende Kraftfunktion ohnehin im Wesentlichen von der Form des Steuersignals abhängig. Hierbei lässt sich eine experimentelle Bestimmung zugunsten einer hohen Genauigkeit der Abbildung selten umgehen.

Mit der Bestimmung der notwendigen Funktionen und Parameter können die Bewegungsgleichungen des Schwingsystems mittels bekannter Prinzipien, wie dem Energieansatz nach *Lagrange* oder dem Kraft- und Momentengleichgewicht nach *d'Alembert* aufgestellt werden.

Das nichtlineare Differentialgleichungssystem zweiter Ordnung wurde mit Hilfe des Programms *MATLAB* aufgestellt und gelöst. Die Darstellung erfolgte ebenfalls mit diesem Programm.

#### 5 DARSTELLUNG DER ERGEBNISSE UND DEREN BEDEUTUNG

Zur Veranschaulichung wurde eine Rechnung des Beispielförderers vorgenommen. Die vom Hersteller angegebene Betriebsfrequenz des Förderers liegt bei etwa 95 Hz. Diese wird über einen Frequenzumrichter erzeugt, welcher den Elektromagneten speist. Die Erregerfunktion entspricht der in Abbildung 4 dargestellten Kurve. Das simulierte Zeitintervall beträgt 1 s.

Die folgende Abbildung zeigt die Bewegung der Hauptmasse in ihrem Schwerpunkt. Die Darstellung beginnt zum Zeitpunkt  $t=0$  und gibt den Einschwingprozess des Systems wieder. Es ist zu erkennen, dass sich nach etwa 0,15 s eine stabile Schwingung eingestellt hat. Dabei erreicht die Hauptmasse in x-Richtung eine Amplitude von  $6,5 \times 10^{-3}$  mm, in z-Richtung  $2,3 \times 10^{-3}$  mm

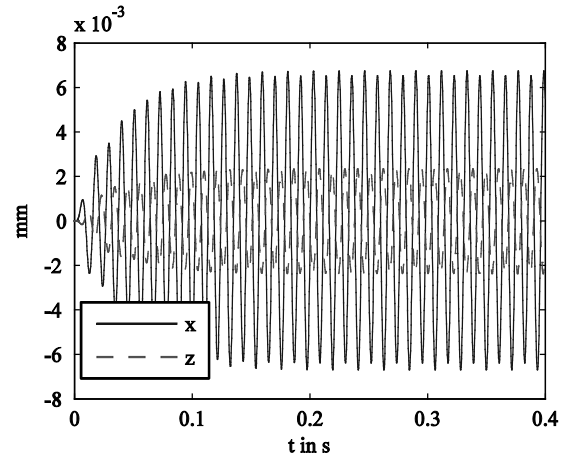


Abbildung 5: Bewegung der Hauptmasse in x- und z-Richtung

Der Kippwinkel des Systems regelt sich auf einen geringen Amplitudenwert von etwa  $1,3 \times 10^{-6}$  rad ein. Die Kippung der Förderschiene, welche wie eine Wippe wirkt, verursacht eine Tangentialbeschleunigung des Gutes. Diese Tangentialbeschleunigung nimmt in Richtung beider Enden, mit der Entfernung vom Drehpunkt, zu. Dies begründet das oft zu beobachtende Aufschaukeln des Gutes gegen Ende der Förderschiene und ist auf einen großen Kippwinkel zurückzuführen. Dagegen ist die beschriebene Tangentialbeschleunigung im Drehpunkt selbst gleich „null“. Beobachtet man das Förderverhalten eines beliebigen Linearförderers bei dem es etwa in Höhe des Schwerpunktes zu einem Totpunkt auf der Förderschiene kommt, ist davon auszugehen, dass die vertikale Beschleunigung des Gutes anteilmäßig hauptsächlich durch die Tangentialbeschleunigung verursacht wird. In diesem oft zu beobachtendem Fall ist der Anteil der vertikalen Beschleunigung der Rinne für einen gleichmäßigen Lauf des Gutes zu gering.

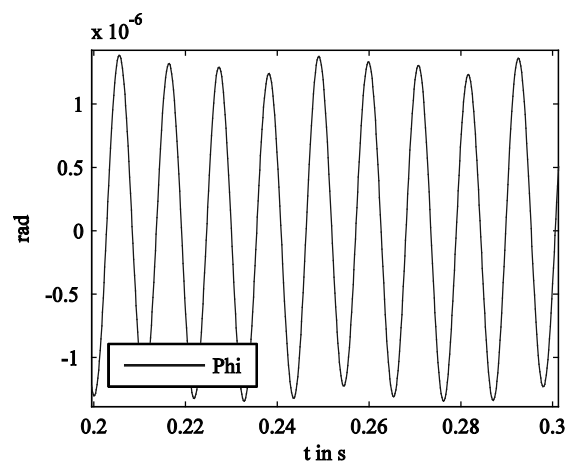


Abbildung 6: Kippwinkel  $\varphi$

Der hier berechnete Beispielförderer verfügt mit einem relativ kleinen Kippwinkel über eine recht hohe Laufruhe im Betrieb. Der Linearförderer schaukelt das

Gut entlang der Schiene nicht auf, es kommt zu keinem deutlichen Springen gegen Ende der Förderschiene. Allerdings muss an dieser Stelle darauf verwiesen werden, dass der Lauf des Gutes zu einem großen Teil von gutschpezifischen Eigenschaften abhängt und die Pralleffekte nicht zu vereinheitlichen sind.

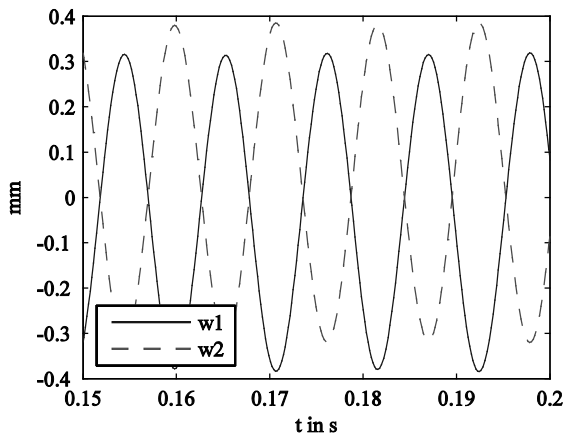


Abbildung 7: Relativbewegung des Förderorgans [ $w_1$ ] und der Gegenmasse [ $w_2$ ]

In Abbildung 7 sind die Relativbewegungen des Förderorgans [ $w_1$ ] und der Gegenmasse [ $w_2$ ] dargestellt. Es ist zu erkennen, dass beide Körper im direkten Gegenlauf arbeiten und dadurch aktiv auftretende Kräfte in Folge der Massenträgheit des Förderorgans kompensiert werden. Damit ist die Lasteinleitung auf die Hauptmasse deutlich geringer. Wodurch wiederum kleinere Kräfte mittels der Schwingungsentkoppler als Lagerung der Hauptmasse aufgenommen und gedämpft werden müssen. Eine Schwingungsübertragung auf Peripheriegeräte ist dadurch erheblich gemindert.

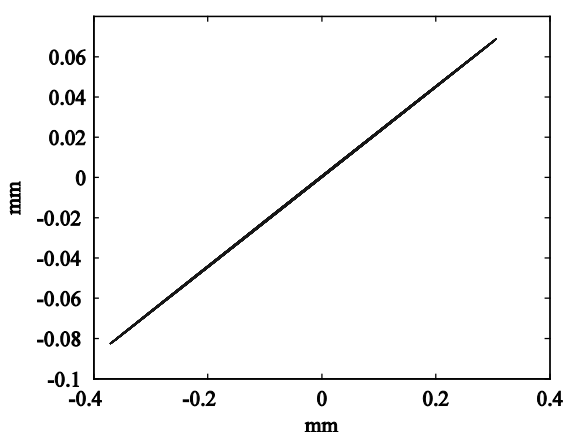


Abbildung 8: zweidimensionale Darstellung der Bewegungsbahn des Förderorgans

Obige Abbildung zeigt die absolute zweidimensionale Bewegungsbahn des Förderorgans bezogen auf dessen Schwerpunkt im Raum. Zu beachten ist dabei die vertikale

le Bewegung, welche durch die gummielastische Lagerung der Hauptmasse zugelassen wird. Diese verursacht einen elliptischen Lauf des Förderorgans, wie es in der in Abbildung 9 dargestellten Vergrößerung zu erkennen ist.

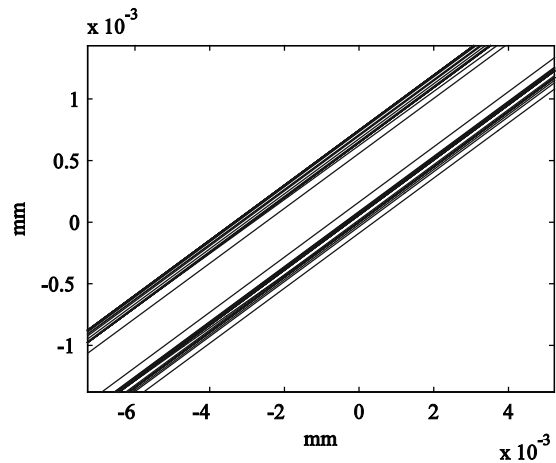


Abbildung 9: Vergrößerung der Bewegungsbahn des Förderorgans

Die Kenntnis über die reale Bewegungskurve des Förderorgans hat für die Praxis eine enorme Bedeutung. Dr.-Ing. Thomas Risch weist in seiner Dissertationsschrift [Ris11] darauf hin, dass mit dem Einsatz von horizontal und vertikal angeordneten Blatt- und Gummifederelementen, bei der Erregung durch herkömmliche Antriebselemente Teilschwingungen in beide Richtungen angeregt werden können, wodurch sich gezielt zweidimensionale Bewegungsformen generieren lassen. Diese meist elliptischen Bewegungsbahnen weisen viele Vibrationsförderer auf. Allerdings sind diese oftmals nicht beabsichtigt und bleiben dann bei Auslegungsberechnungen der Fördergeschwindigkeit unbeachtet. Dies führt oftmals zu erheblichen Abweichungen im praktischen Einsatz. Im ungünstigsten Fall kann das Auftreten derartiger elliptischer Bewegungsformen sogar zur Umkehr der beabsichtigten Förderrichtung führen.

Neben den Bewegungskurven lassen sich die Eigenfrequenzen des Schwingensystems bestimmen. Für den berechneten Beispielförderer zeigt die folgende Tabelle prozentual die normierten Anteile der Bewegungsrichtungen bezogen auf die jeweilige Eigenfrequenz. Das Vorzeichen bestimmt dabei die Richtung der Bewegung.

Tabelle 1: normierte Anteile der Bewegungsrichtung bezogen auf die Eigenfrequenz in [%]

	22 Hz	45 Hz	70 Hz	92 Hz	209 Hz
x	0,22	<b>-57,29</b>	10,43	-0,93	-26,39
z	-0,04	1,87	<b>74,90</b>	0,34	5,97
$\phi$	<b>-99,72</b>	-6,31	-0,75	-0,02	-0,11
$w_1$	0,01	-17,74	-7,31	<b>49,26</b>	<b>33,60</b>
$w_2$	0,01	-16,80	-6,62	<b>-49,44</b>	<b>33,93</b>

Zu erkennen ist, dass in der Nähe des empfohlenen Betriebspunktes die dritte Eigenfrequenz des Schwingsystems liegt. An dieser Stelle befinden sich die Bewegungen des Förderorgans und der Gegenmasse in Resonanz. Der Förderer kann dadurch mit einem geringeren Energieeinsatz die gewünschten Schwingweiten erzielen.

Diese Kenntnisse lassen einen Vibrationsförderer um einiges genauer charakterisieren. Es bietet die Möglichkeit einen Förderer bereits in der Konstruktionsphase besser auf sein Einsatzgebiet abzustimmen. Es kann im Vorfeld durch eine Anpassung der Massen und Federsteifigkeiten ungünstig gelegene Eigenfrequenzen vermieden werden, sodass beispielsweise eine unerwünschte Kippung im Betriebspunkt nicht angefacht wird. Im Gegensatz dazu können eben aber auch gewünschte Bewegungen unterstützt werden. Beispielsweise lässt sich durch ein gezieltes Aufschaukeln der Förderrinne eine Sortierung oder Vereinzelung vornehmen.

Diese Möglichkeiten werden auch durch die Abwandlung bestimmter Parameter unterstützt. Zum einen können durch die Berechnungen verschiedene Parametersätze zügig ausprobiert werden. Bei großen und komplex montierten Anlagen entfällt dadurch eine Mehrfachumrüstung, wenn diese beispielsweise an ein neues Fördergut angepasst werden, da gezielt eine passende Abstimmung gewählt werden kann. Zum anderen können etwa die Federsteifigkeiten als Funktionen beschrieben werden und somit progressive oder degressive Verläufe sowie Spiele in das Verhalten einfließen. Es lässt sich durch diese Optionen das Betriebsfeld des Förderers erweitern. Dies ermöglicht eine größere Massenvarianz bei der Beladung bzw. erweitert es den Einsatzbereich.

Insgesamt soll mit diesem Beitrag aufgezeigt werden, dass sich durch die Aufstellung eines derartigen Modells eine Vielzahl von positiven Effekten für die Optimierung der Förderer, des gesamten Förderprozesses und dem Verständnis der Beeinflussungsmöglichkeiten ergeben. Es ist nicht zwingend für den Betrieb jedes Förderers notwendig, jedoch erleichtert es den Prozess der Problembehebung sowie der Anpassung schlecht abgestimmter Vibrationsförderer erheblich.

#### LITERATUR

- [Ris11] Risch, Thomas: *Zweidimensionale Bewegungsformen in der Vibrationsfördertechnik*. Dissertationsschrift, Professur Fördertechnik, TU Chemnitz 2011.

---

**Dipl.-Ing. Niels Himmelreich**, Scientific Assistant at the Professorship of Materials Handling and Conveying Engineering, TU Chemnitz.

Niels Himmelreich was born 1985 in Karl-Marx-Stadt, Germany. Between 2003 and 2009 he studied Mechanical Engineering at the TU Chemnitz.

Address: Institute of Materials Handling, Conveying and Plastics Engineering, TU Chemnitz, Reichenhainer Str. 70, 09126 Chemnitz, Germany, Phone: +49 371 531-37954, Fax: +49 371 531-837954, E-Mail: niels.himmelreich@mb.tu-chemnitz.de