

1 Untersuchungen zu den Grenzwerten des Einsatzes adaptronischer Komponenten zur Impulskopplung von linearmotorgetriebenen Werkzeugmaschinenachsen unter veränderlichen strukturmechanischen Umgebungsbedingungen

G. Jungnickel, W.-G. Drossel, J. Müller, K. Pagel

Einleitung

Die Erhöhung der Antriebsdynamik schafft wesentliche Voraussetzungen für die weitere Steigerung von Produktivität und Genauigkeit spanender Werkzeugmaschinen. Neben der Leistungsfähigkeit der Antriebssteuerungen, der Messsysteme und der Führungskomponenten hat in den letzten 10 Jahren insbesondere die Lineardirektantriebstechnik erhebliches Entwicklungspotenzial für die Dynamiksteigerung der Vorschubantriebe geliefert. Dabei sind es vor allem die mit den Direktantrieben möglichen hohen Kraftanstiegsgeschwindigkeiten und damit prinzipiell realisierbaren hohen Beschleunigungsänderungen, die das Dynamikpotenzial dieser Technik bilden. Gleichzeitig liegen eben darin jedoch gegenwärtig auch die die praktische Ausschöpfung dieses Potenzials begrenzenden Ursachen. Hohe Beschleunigungsänderung an der bewegten Trägheit des Schlittens, das heißt starker Ruck, bedeutet impulsartige Absolutreaktionskraft und damit breitbandige Schwingungsanregung an der Bewegungsbasis im Gestell. Daher stellt die Suche nach Lösungsmöglichkeiten zur Verringerung der Gestellanregung durch Lineardirektantriebe bei möglichst hohem Ruck ein aktuell bedeutsames Forschungsthema dar.

Eine Verringerung bzw. Vermeidung der Reaktionskraft-Wirkung auf das Maschinengestell kann sowohl durch eine Verringerung der Antriebskraft als auch durch Entkopplung oder Kompensation der Reaktionskraft erreicht werden (siehe Bild 1-1).

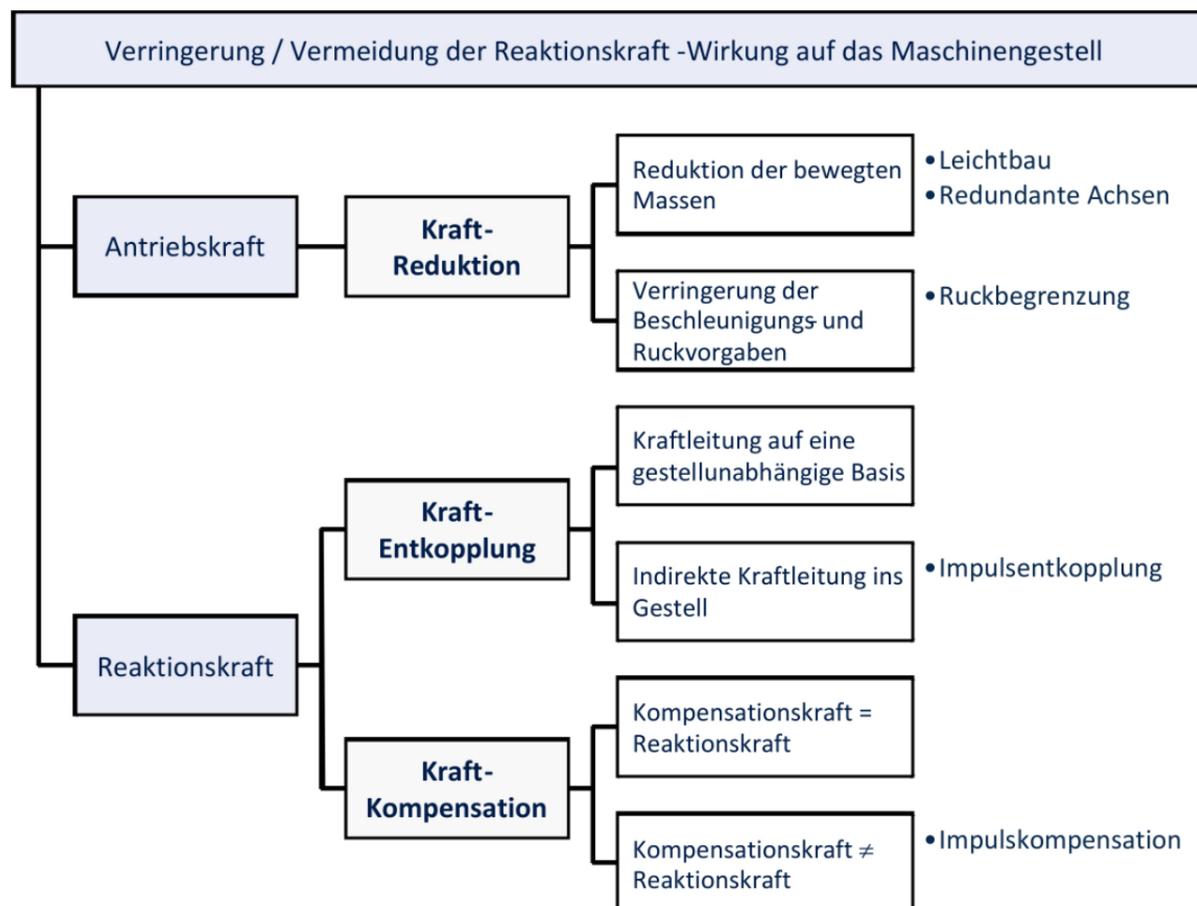


Bild 1-1: Lösungsansätze zur Verringerung bzw. Vermeidung der Reaktionskraft-Wirkung auf das Maschinengestell

Dieses Kapitel befasst sich mit einer, als Impulskopplung zum Patent angemeldeten [10], Variante der Reaktionskraft-Entkopplung [17]. Bei dieser wird das Sekundärteil in Vorschubrichtung beweglich gelagert und über ein Feder-Dämpferelement, im Folgenden Koppelement genannt, mit dem Gestell verbunden (siehe Bild 1-2). Die Auslegung des Koppelementes erfolgt bisher weitgehend empirisch [1, 2, 4, 9, 13, 17].

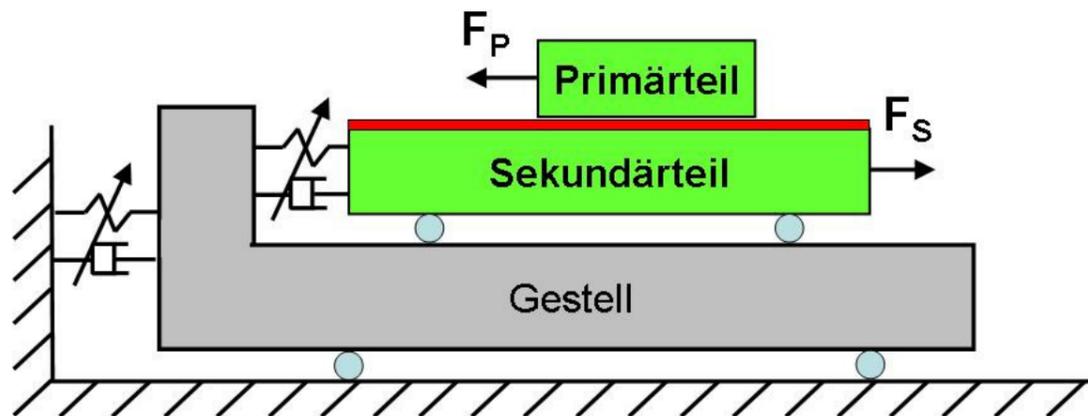


Bild 1-2: Prinzip Impulskopplung

1.1 Problemstellung und Lösungsansatz

Moderne Lineardirektantriebe haben den Vorteil einer niedrigen Induktivität L bei einer hohen Kraftkonstante k_f . Durch eine Reihe von Vereinfachungen lässt sich der maximal erreichbare Anstieg des Stromes je Zeiteinheit (di/dt) – Stromanstiegsgeschwindigkeit – nach der Formel:

$$\frac{dI}{dt} = \frac{U_{zk}}{2 \cdot L} \quad (1.1)$$

mit U_{zk} := Umrichterzwischenkreisspannung

berechnen. Damit ergibt sich die maximale Kraftanstiegsgeschwindigkeit zu:

$$\frac{dF}{dt} = \frac{U_{zk}}{2 \cdot L} \cdot \sqrt{\frac{2}{3}} \cdot k_f \quad (1.2)$$

Die zeitliche Änderung der Kraft bewirkt die zeitliche Beschleunigungsänderung („Ruck“ r) einer konstanten Masse m

$$\frac{dF}{dt} = \frac{d(m \cdot a)}{dt} = \frac{m \cdot da}{dt} = m \cdot r = m \cdot \ddot{x} \quad (1.3)$$

Die zwischen den Motorteilen erzeugte Vorschubkraft wirkt als Reaktionskraft direkt auf das Maschinengestell. Die Kraftänderung bewirkt in Abhängigkeit von dessen Masse, Steifigkeit und Dämpfung eine zeitliche Änderung der Lage des Gestells, eine Schwingung.

$$\frac{dF_{reactio}}{dt} = \frac{d(M \cdot \ddot{x} + D \cdot \dot{x} + K \cdot x)}{dt} = M \cdot \ddot{x} + D \cdot \dot{x} + K \cdot x \quad (1.4)$$

Die derzeit am häufigsten angewendete Methode, diese Schwingungen nicht anzuregen, ist die Ruckbegrenzung, d. h. die Direktantriebe werden in Abhängigkeit von den dynamischen Eigenschaften des Maschinengestells steuerungsseitig in ihrer maximalen Kraftanstiegsgeschwindigkeit begrenzt. Somit kann das dynamische Potenzial des Direktantriebes nicht in der Maschine umgesetzt werden. Dies soll nachfolgend in einem Rechenbeispiel verdeutlicht werden. Ausgehend von einer durchschnittlichen Zwischenkreisspannung von $U_{zk} = 660 \text{ V}$, einer Motorinduktivität von $L = 0,3 \text{ mH}$ und einer Kraftkonstante von $k_f = 130 \text{ N/A}$ ergibt sich nach (1.2) eine maximale Kraftanstiegsgeschwindigkeit von $1,3e8 \text{ N/s}$ aus dem Stillstand des Motors heraus. Bei einer Schlittenmasse von 500 kg wäre damit ein maximaler Ruck von 260000 m/s^3 möglich. Steuerungsseitig wird der Parameter „Ruckbegrenzung“ üblicherweise auf Werte zwischen 50 und 150 m/s^3 , in Ausnahmefällen auch bis zu 600 m/s^3 eingestellt, um die Maschinenstruktur nicht zu stark zu belasten. Die Differenz zum Maximum geht dem Anwender an Beschleunigungsänderung verloren und wirkt sich bei hochdynamischen Anwendungen negativ auf die Bearbeitungszeit aus.

Damit wird die prinzipielle Notwendigkeit deutlich, den Impulseintrag in das Gestell zu minimieren. Neben dem oben beschriebenen steuerungsseitigen Eingriff durch den Parameter „Ruckbegrenzung“ lässt sich eine Verbesserung des Systemverhaltens durch eine externe Impulskopplung erreichen.

Der Mangel an Auslegungsrichtlinien war Motivation für die im Folgenden dargestellten Untersuchungen zur Auslegung der Koppellemente für die Impulskopplung.

1.2 Modellbasierte Auslegungsgrundlagen

Resonanzen des Gestells sind problematisch, da sich bei deren Anregung hohe Amplituden ergeben, die auch nach Abklingen der Anregung lange nachschwingen können. Eine auf hohe Wirksamkeit abgestimmte Impulskopplung setzt die Kenntnis des dynamischen Verhaltens des Gestells voraus. Eine Möglichkeit das dynamische Verhalten mathematisch zu beschreiben ist die Theorie linearer zeitinvarianter Systeme. Derartige Modelle lassen sich entweder durch die Modalanalyse eines FE-Gestellmodells oder durch Messung der zeitlichen Verläufe der auf das Gestell wirkenden Kraft ermitteln. In Bild 1-3 ist der aus dem FE-Modell eines Beispielgestells ermittelte Amplitudengang des Krafteinleitungspunktes dargestellt. Besonders hohe Amplituden ergeben sich im Frequenzbereich der 1. Gestellresonanz. Eine Impulskopplung sollte daher vor allem die Amplituden im Bereich der 1. Eigenfrequenz wirkungsvoll verringern. Der Amplitudengang bis kurz hinter diese kann durch den eines Feder-Masseschwingers angenähert und damit in einem analytisch handhabbaren Modell abgebildet werden. Streng genommen gilt dieses Modell nur für unge-

dämpfte Gestelle, wobei der Fehler bei schwach gedämpften Gestellen vernachlässigbar klein ist. Eine Erweiterung dieses Modells um eine über ein Feder-Dämpferelement mit dem Gestell gekoppelte Sekundärteilmasse, liefert ein Modell, das starke Ähnlichkeit mit dem bei der Tilgerauslegung verwendeten aufweist [5, 19]. Beide Modelle unterscheiden sich lediglich durch den Angriffspunkt der Störkraft. Bild 1-3 zeigt die Amplitudengänge beider Modelle.

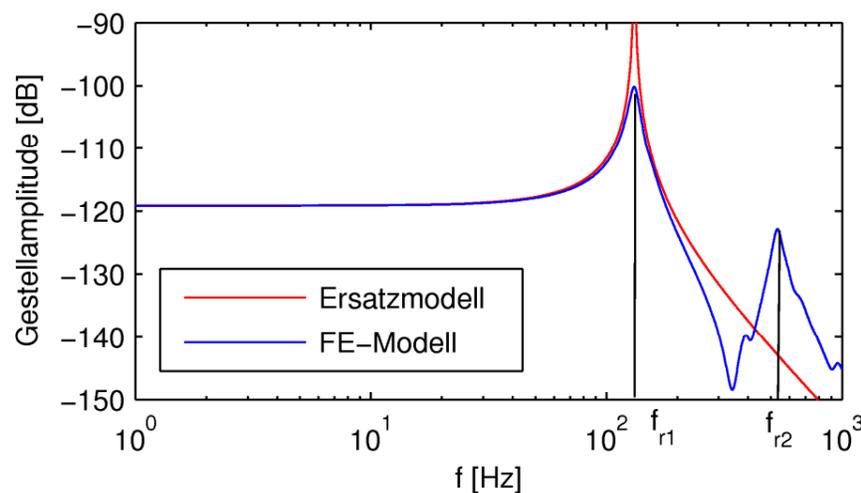


Bild 1-3: Gestellamplitudengang FE-Modell und Ersatzmasse ohne Ruckentkopplung

1.2.1 Auslegung von federgefesselten Dämpfern

In [5] wird zur Auslegung von federgefesselten Dämpfern das im Folgenden kurz umrissene Vorgehen angewandt. Das verwendete Ersatzmodell ist in Bild 1-4 (links) dargestellt. Es wird davon ausgegangen, dass sich das dynamische Verhalten der Struktur im zu bedämpfenden Eigenmode mit einem Feder-Masse-Modell (c_1 , m_1) nachbilden lässt. Der federgefesselte Tilger wird durch die Federkonstante c_2 die Dämpfung d_2 und die Masse m_2 dargestellt.

Betrachtet man den Frequenzgang x_1/F bei unterschiedlichen Dämpfungen, so fallen von der Dämpfung unabhängige Schnittpunkte auf. Diese Punkte können für eine Dämpferoptimierung verwendet werden. Die Dämpferwirkung ist maximal, wenn beide Punkte auf gleicher Höhe liegen. Aus dieser Bedingung ergibt sich die optimale Federsteifigkeit c_2 , die lediglich vom Masseverhältnis abhängig ist. Die Dämpfung kann so gewählt werden, dass das Maximum des Frequenzganges in einem der beiden dämpfungsabhängigen Punkte liegt. Es ergeben sich zwei Dämpfungswerte. Als optimale Dämpfung wird der Mittelwert aus beiden Werten verwendet [12].

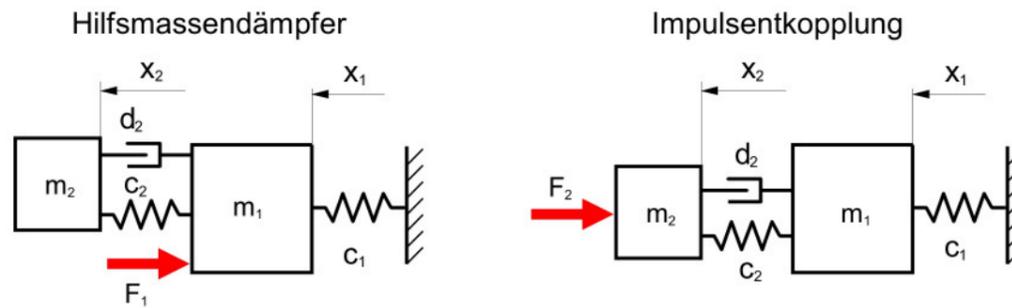


Bild 1-4: Vergleich der Ersatzmodelle

1.2.2 Optimale Impulskopplung an Linearmotoren

Die Grundlage der Koppellementoptimierung stellt der Amplitudengang des in Bild 1-4 dargestellten Ersatzmodells dar. Zur Herleitung des Amplitudengangs kann das mathematische Zustandsraummodell des Systems herangezogen werden.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{c_1+c_2}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} & -\frac{d_2}{m_1} & \frac{d_2}{m_1} \\ \frac{c_2}{m_2} & -\frac{c_2}{m_2} & \frac{d_2}{m_2} & -\frac{d_2}{m_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m_2} \end{bmatrix} F \quad (1.5)$$

Durch Einführen des Laplaceoperators s und geeignetes Umformen von Gleichung 1.5, ergibt sich die benötigte laplacetransformierte Gestellübertragungsfunktion

$$G_1(s) = \frac{x_1(s)}{F(s)} = \frac{d_2 s + c_2}{m_1 m_2 s^4 + d_2 (m_2 + m_1) s^3 + (c_2 m_1 + (c_1 + c_2) m_2) s^2 + c_1 d_2 s + c_1 c_2}, \quad (1.6)$$

die das dynamische Übertragungsverhalten zwischen Störkraft und Auslenkung des Koppelpunktes x_1 beschreibt. Aus Gleichung 1.6 kann der Gestellamplitudengang $A_2(\omega)$ durch Fourier-Transformation und anschließende Betragsbildung ermittelt werden [12].

1.2.3 Bestimmung der optimalen Koppelsteifigkeit

Die optimale Koppelsteifigkeit kann ähnlich dem Vorgehen beim federgefesselten Dämpfer mit Hilfe dämpfungsunabhängiger Punkte im Frequenzgang bestimmt werden.

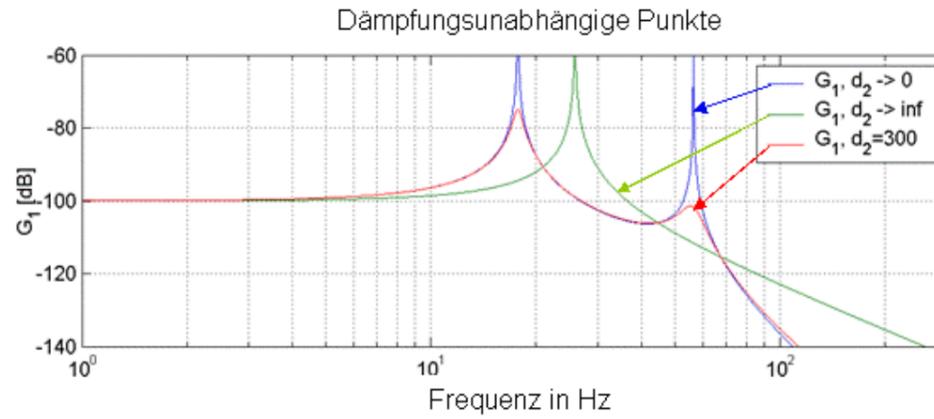


Bild 1-5: Dämpfungsunabhängige Punkte

In Bild 1-5 ist der Frequenzgang des Gestells für verschiedene Dämpfungswerte abgebildet. Es ergeben sich dämpfungsunabhängige Schnittpunkte zwischen den Frequenzgängen.

Anhand der sich für die Dämpfungskonstanten d_2 und $\omega_{21} = 0$ ergebenden Frequenzgänge können die dämpfungsunabhängigen Punkte $s \rightarrow 0$ leicht bestimmt werden. Für den Gestellfrequenzgang ergibt sich bei verschwindender Dämpfung durch Fouriertransformation von Gleichung 1.6 und anschließendem Grenzübergang:

$$\lim_{d_2 \rightarrow 0} G_1(\omega) = \frac{c_2}{m_1 m_2 \omega^4 - ((c_1 + c_2)m_2 + c_2 m_1) \omega^2 + c_1 c_2} \quad (1.7)$$

Dasselbe Vorgehen führt für eine unendlich hohe Dämpfung auf den Gestellamplitudengang

$$\lim_{d_2 \rightarrow \infty} G_1(\omega) = \frac{1}{-(m_1 + m_2) \omega^2 + c_1} \quad (1.8)$$

Die dämpfungsunabhängigen Punkte werden durch gleichsetzen der beiden Frequenzgänge ermittelt.

$$\lim_{d_2 \rightarrow 0} G_1(\omega) = \lim_{d_2 \rightarrow \infty} G_1(\omega) \quad (1.9)$$

Aus dieser Bedingung folgen für den Gestellfrequenzgang 4 dämpfungsunabhängige Punkte

$$\begin{aligned}\omega_{11} &= 0 \\ \omega_{21}^2 &= \frac{c_1}{m_1} \\ \omega_{31,41}^2 &= \frac{2c_2(m_1 + m_2) + c_1m_2}{m_1} \pm \sqrt{\left(\frac{2c_2(m_1 + m_2) + c_1m_2}{2m_1m_2}\right)^2 - \frac{2c_1c_2}{m_1m_2}}.\end{aligned}\quad (1.10)$$

Von diesen Punkten eignen sich lediglich zwei zur Bestimmung von c_2 . Der Punkt ω_{11} ist neben der Dämpfung auch unabhängig von der Koppelsteifigkeit c_2 . Die Resonanzfrequenz des Gestells stellt einen weiteren dämpfungsunabhängigen Punkt ω_{21} dar, auf dessen Lage die Koppelsteifigkeit c_2 keinen Einfluss hat.

Die Abhängigkeit der verbleibenden Punkte ω_{31} und ω_{41} von der Koppelsteifigkeit ist in Bild 1-6 dargestellt.

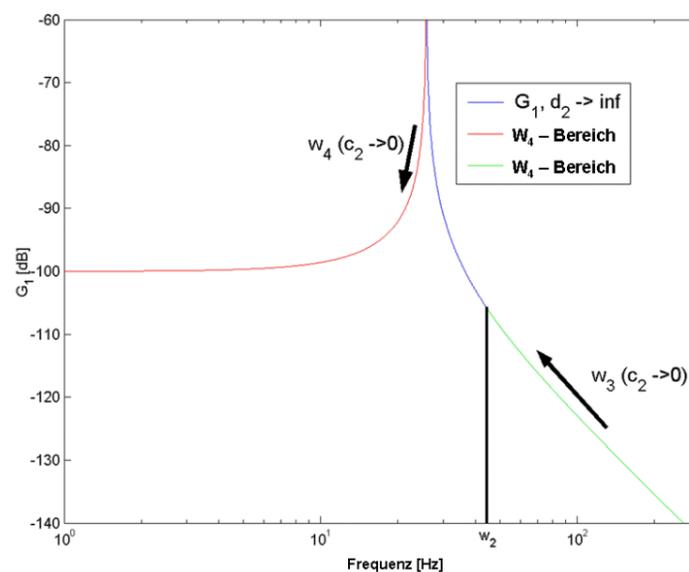


Bild 1-6 : Grenzwerte für Gestellamplitudengang

Der Teil der Kurve zwischen der Resonanzstelle und ω_2 repräsentiert den Gestellamplitudengang für eine starr mit dem Gestell verbundene Sekundärteilmasse. Die Punkte $\omega_{21} = 0$ und $A_{22}(\omega)$ müssen auf Grund ihrer Herleitung als Schnittpunkte mit dieser Kurve zwangsweise auf dieser liegen. Die Bereiche in denen die Punkte in Abhängigkeit von der Koppelsteifigkeit liegen besitzen charakteristische Grenzen. In Tabelle 1 sind die Grenzwerte dieser Punkte und die dazugehörigen Amplituden ω_{21} zusammengefasst.

| | ω_{31} | ω_{41} | $G_1(\omega_{31})$ | $G_1(\omega_{41})$ |
|--------------------------|--|--------------------------------|-----------------------|--------------------|
| $c_2 \rightarrow 0$ | $\sqrt{\frac{c_1}{m_1}} = \omega_{21}$ | 0 | $\frac{m_1}{c_1 m_2}$ | $\frac{1}{c_1}$ |
| $c_2 \rightarrow \infty$ | ∞ | $\sqrt{\frac{c_1}{m_1 + m_2}}$ | 0 | ∞ |

Tabelle 1: Wertebereiche der dämpfungsunabhängigen Punkte

Für die Lage des Punktes $A_{21}(\omega_{21}) = A_{22}(\omega_{22})$ ergibt sich der in Bild 1-7 dargestellte Bereich oberhalb von ω_2 . Bei einer verschwindenden Koppelsteifigkeit c_2 wird $\omega_{31} = \omega_{21}$. Eine starre Ankopplung des Sekundärteils an das Gestell ($c_2 = \infty$) verschiebt ω_{31} gegen unendlich. Der in Bild 1-6 dargestellte Bereich unterhalb der Resonanzstelle entspricht den möglichen Lagen von ω_{41} . Als Grenzen dieses Bereiches ergeben sich zum einen durch eine verschwindende Koppelsteifigkeit $\omega_{41} = \omega_{11} = 0$, und zum anderen verschiebt eine starre Anbindung ω_{41} auf die Resonanzfrequenz des starr gekoppelten Systems.

Da die Koppelsteifigkeit in der Praxis immer Werte größer 0 aufweist, ist $G_1(\omega_{31})$ generell kleiner als $G_1(\omega_{21})$. Analog gilt das $G_1(\omega_{11})$ kleiner als $G_1(\omega_{41})$ ist. Für die Optimierung von c_2 im Sinne einer Tilgerauslegung kommen die Punkte ω_{11} und ω_{31} also nicht in Frage. Die Bestimmung von c_2 erfolgt demzufolge über die Bedingung $G_1(\omega_{21}) = G_1(\omega_{41})$. Aus dieser Bedingung ergibt sich die für den Gestellfrequenzgang optimale Koppelsteifigkeit nach folgender Formel:

$$c_{21} = c_1 m_2 \frac{m_1 - m_2}{(m_1 + m_2)^2}. \quad (1.11)$$

Sinnvolle Werte für c_{21} ergeben sich allerdings nur für den Fall das $G_1(\omega_{21}) > G_1(\omega_{11})$ ist. Aus dem Gestellfrequenzgang lässt sich damit nur unter der Bedingung $m_1 > m_2$ eine Koppelsteifigkeit $c_{21} > 0$ herleiten [12].

1.2.4 Bestimmung der optimalen Koppeldämpfung

Die Wahl einer optimalen Dämpfung erfolgt analog zu dem für den federgefesselten Dämpfer beschriebenen Prinzip. Durch die vorangegangenen Bestimmung der Koppelsteifigkeit c_2 ist auch die Lage der dämpfungsunabhängigen Punkte festgelegt. Durch variieren der Dämpfung kann also kein Frequenzgang erzeugt werden, dessen maximale Amplitude ($\max(G(\omega))$) kleiner als die des größten dämpfungsunabhängigen Punktes ($G(\omega_{i \max})$) ist. Die

Dämpfung ist daher dann optimal wenn das Maximum des Frequenzganges in $\omega_{i\max}$ liegt, also der Frequenzgang bei dieser Frequenz eine horizontale Tangente hat. Aus

$$\frac{dG(\omega)}{d\omega} = 0 \quad (1.12)$$

kann durch einsetzen von $\omega_{i\max}$ die optimale Dämpfung bestimmt werden. In Bild 1-8 ist der Gestellfrequenzgang für verschiedene Dämpfungswerte dargestellt.

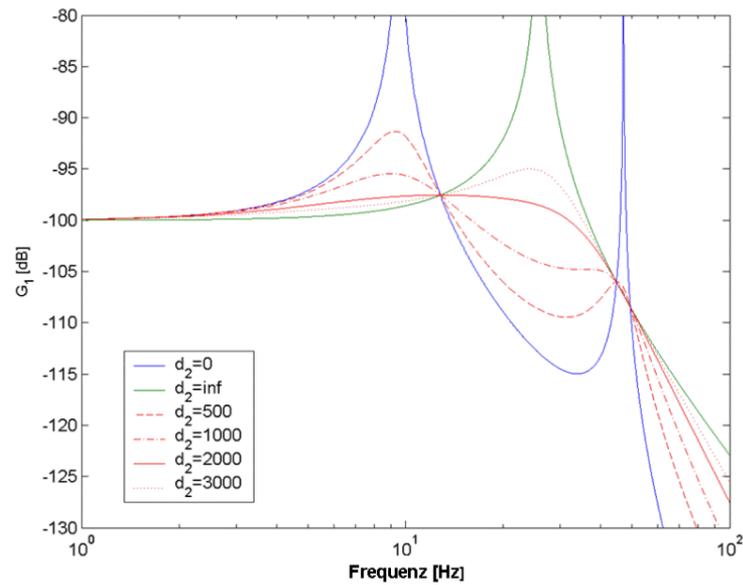


Bild 1-8: Gestellfrequenzgang für unterschiedliche d_2

Ergeben sich durch eine Optimierung von $d_{2opt} = 8000 \text{ kg/s}$ zwei dämpfungsunabhängige Punkte gleicher Amplitude, so können zwei Dämpfungen bestimmt werden, die das Maximum jeweils in einem der beiden Punkte platzieren. Der Mittelwert dieser beiden Dämpfungswerte stellt die für diesen Frequenzgang optimale Dämpfung dar. Ein Formel zur Wahl von d_2 kann nicht abgeleitet werden, da der aus Gleichung 1.12 resultierende Zusammenhang sehr komplex ist. Die optimale Dämpfung lässt sich aber iterativ mit numerischen Simulationsprogrammen, die eine grafische Frequenzganganalyse unterstützen, bestimmen [12].

1.2.5 Einfluss des Massenverhältnisses

Die Wirksamkeit der Impulskopplung kann anhand des Maximalwertes des Gestellamplitudenganges abgeschätzt werden. Bei optimaler Wahl von d_{2opt} befindet sich das Maxi-

mum des Gestellfrequenzganges im dämpfungsunabhängigen Punkt mit der größten Amplitude. Das Masseverhältnis m_2/m_1 hat demnach signifikanten Einfluss auf die Wirksamkeit der Impulskopplung. Generell nehmen die Amplituden des Gestells mit zunehmender Sekundärteilmasse ab, wodurch die Wirksamkeit der Impulskopplung steigt. Besonders bei kleinen Masseverhältnissen ($m_2/m_1 < 1$) wirkt sich eine Erhöhung der Sekundärteilmasse positiv aus. Aufgrund des besonders großen Anstiegs bei Massenverhältnissen kleiner 1 profitieren Impulskopplungen mit einem Massenverhältnis aus diesem Bereich besonders von einer Erhöhung der Sekundärteilmasse [12].

1.3 Impulskompensation als alternatives Konzept zur Impulskopplung

Als alternativer Lösungsansatz zur Impulskopplung wurde am IWM das Konzept der Impulskompensation – eine Form der Kraftkompensation – entwickelt und zum Patent [16] angemeldet. Bei der Impulskompensation werden nur die hochfrequenten, gestellanregenden Kraftanteile der Reaktionskraft des Nutzantriebes mittels eines zweiten, kollinear angeordneten Kompensationsantriebes kompensiert. Die Ermittlung der Sollkraft für den Kompensationsantrieb erfolgt durch Filterung (Bandpass) und Invertierung des Kraftsollwertes des Nutzantriebes (siehe Bild 1-9). Die Rückführung des Kompensationsantriebes in seine Ausgangslage erfolgt mittels des übergeordneten Lage- und Geschwindigkeitsregelkreises.

Untersuchungsergebnisse zur Impulskompensation wurden in [6, 7, 8, 11] veröffentlicht.

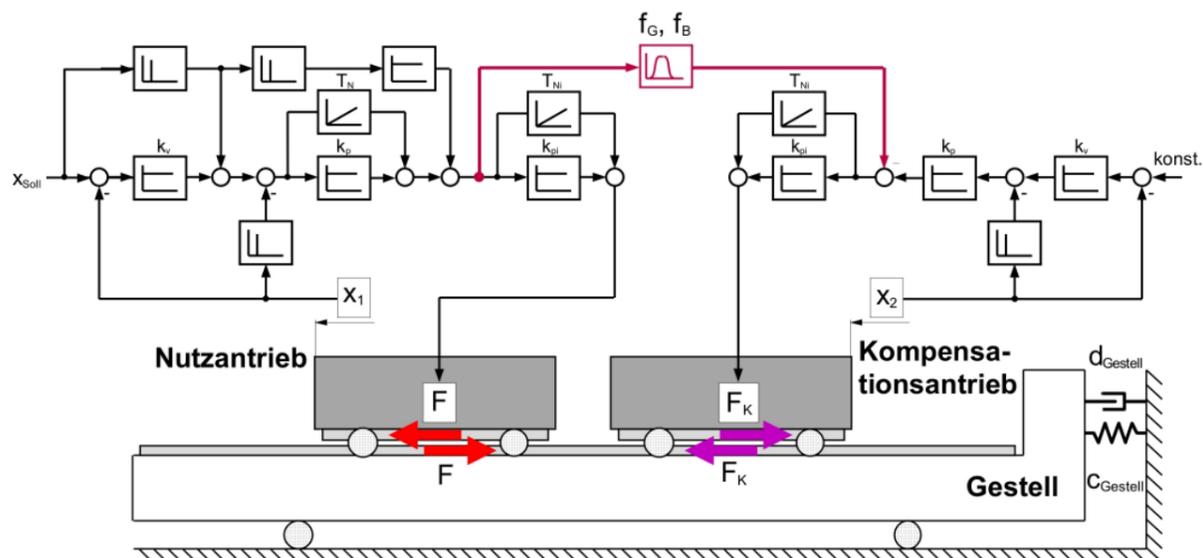


Bild 1-9: Prinzip der Impulskompensation

1.4 Untersuchungsplattform

Die Untersuchungen wurden auf der Basis des in Bild 1-10 dargestellten Versuchsstandes durchgeführt, auf dem sowohl die Impulskopplung als auch die Impulskompensation umgesetzt sind. Zur Erweiterung der untersuchbaren Parameterbereiche, insbesondere der Verfahrwege, sowie zur Verringerung des Messaufwandes wurden Simulationsrechnungen an Matlab/Simulink[®]-Modellen dieses Versuchsstandes durchgeführt.



Bild 1-10: Linearmotorversuchsstand des IWM

Eine ausführliche Beschreibung des mechanischen Aufbaus und der Steuerung des Versuchsstandes, des Simulationsmodells sowie die ermittelten Eigenschaften von Versuchsstand und Modell wurden in [11] veröffentlicht.

1.4.1 Mechanischer Aufbau des Versuchsstandes

Ziel des Lösungsansatzes zur Impulskopplung und -kompensation ist die Verringerung der Anregung der Gestelleigenfrequenzen, insbesondere der ersten Eigenfrequenz. Zur Vereinfachung wird in der Modellbeschreibung in Abschnitt 1.2.1 von einem Einmassen-

schwinger für das Gestell ausgegangen. Um einen solchen Einmassenschwinger am Versuchsstand nachzubilden, wurde auf ein Grundgestell, welches das Fundament bildet und daher nachfolgend als Fundament bezeichnet wird, eine Gestellmasse (entspricht m_1 in Bild 1-4) mittels Blattfedern, die gleichzeitig die spielfreie Führung der Gestellmasse in Bewegungsrichtung realisieren, sowie einer elektromechanischen Steifigkeits-Verstelleinrichtung angekoppelt (siehe Bild 1-11).

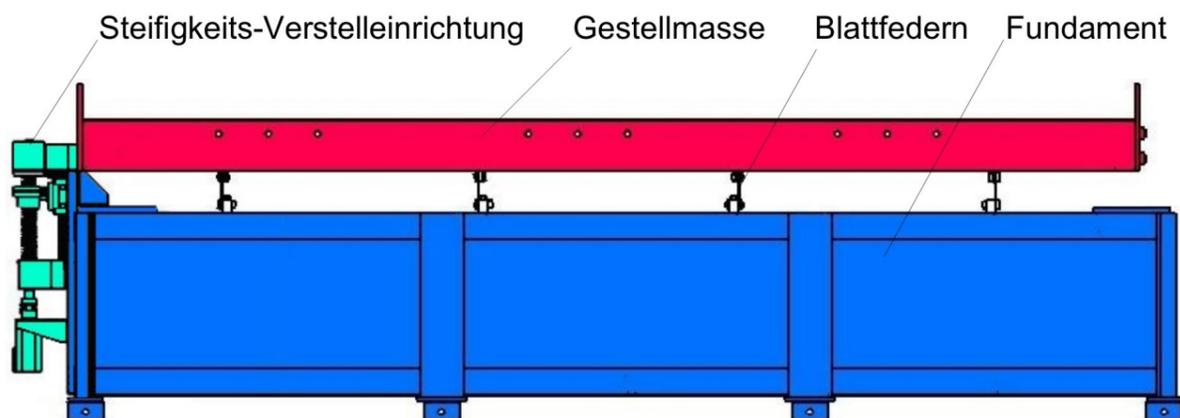


Bild 1-11: Gestellseitiger Aufbau des Linearmotorversuchsstandes am IWM

Auf der Gestellmasse ist ein Sekundärteilschlitten, der auf Profilschienenführungen verschiebbar gelagert ist, angeordnet. Auf diesem sind die Sekundärteile für die Lineardirektantriebe montiert. Auf der Oberseite des Sekundärteilschlittens befinden sich weitere Profilschienenführungen für die Schlitten 1 und 2, an denen die Primärteile der Linearmotoren angebracht sind.

Für die Aufbauvariante zur Impulskopplung wird der Schlitten 2 fest mit der Gestellmasse gekoppelt (siehe Klemmung in Bild 1-12). Das Verhalten des Feder-Dämpfer-Systems zur Impulskopplung wird mit diesem Schlitten emuliert, indem er in Kraftregelung betrieben wird. Der Kraftsollwert wird mittels Lage- und Geschwindigkeitsabweichung des Sekundärteilschlittens aus wegproportionaler Steifigkeit und geschwindigkeitsproportionaler Dämpfung gebildet. Alternativ zur Emulation kann auch ein reales Feder-Dämpfer-System montiert und Schlitten 2 entsprechend stillgesetzt werden.

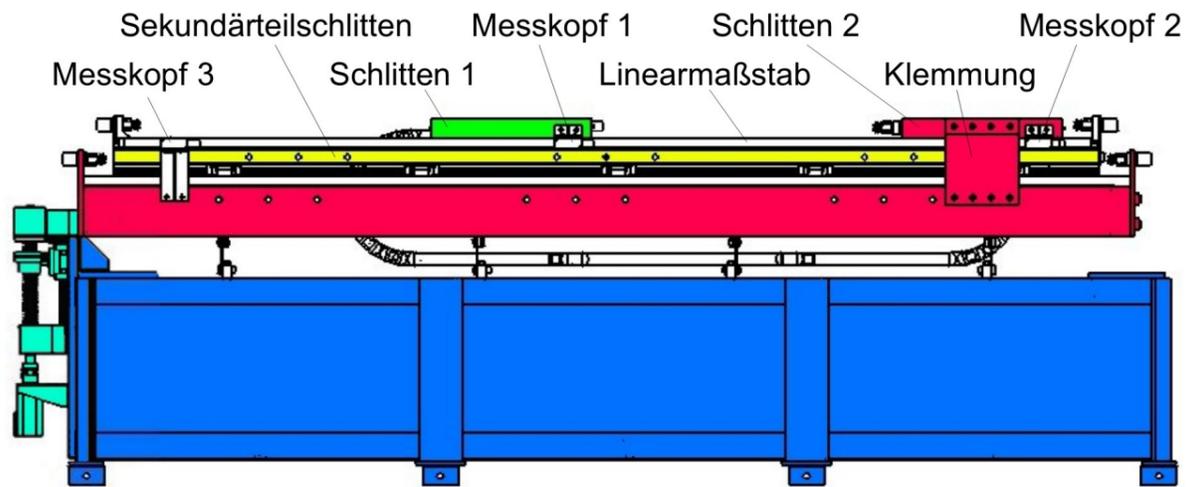


Bild 1-12. Aufbauvariante Impulskopplung

In der Aufbauvariante zur Impulskompensation wird der Sekundärteilschlitten fest mit der Gestellmasse verbunden (siehe Klemmung in Bild 1-13). Beide Primärteilschlitten bewegen sich frei auf der um die Sekundärteilschlittenmasse vergrößerten Gestellmasse. Die von Schlitten 1 in das Gestell eingetragene Kraft wird hier durch eine entsprechende Gegenreaktion des Schlittens 2 kompensiert.

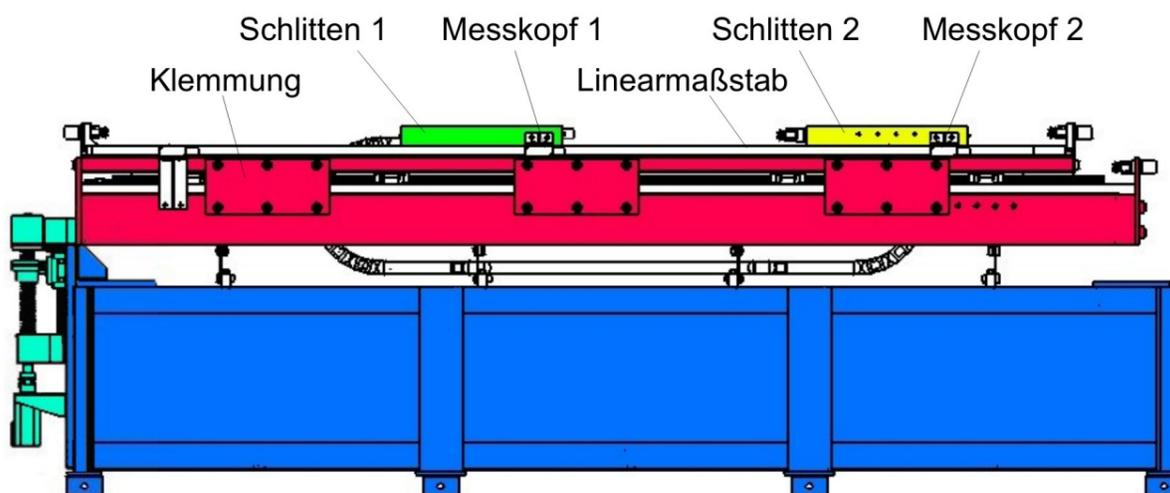


Bild 1-13. Aufbauvariante Impulskompensation

1.4.2 Steuerung des Versuchsstandes

Die Steuerung des Versuchsstandes wurde auf einem Standard-PC realisiert, auf dem ein auf einer Debian-Distribution aufbauendes Realtime-Linux (Real Time Application Interface –

RTAI) installiert wurde. Die Steuerung besteht aus einem Echtzeit-Kernelmodul sowie einer nicht echtzeitfähigen graphischen Bedienoberfläche (BOF). Beide Programmteile kommunizieren über einen gemeinsam genutzten Speicherbereich (Shared Memory).

Im Kernelmodul wurden alle hardwarenahen und echtzeitrelevanten Funktionen der Versuchsstandssteuerung implementiert. Das Modul ist vergleichbar mit einem Hardware-Treiber, der mit sehr hoher Priorität läuft, um die Echtzeitfähigkeit zu gewährleisten. Beim Starten des Moduls wird die Steuerungs-Hardware gesucht, reserviert und initialisiert, der Shared Memory angelegt sowie ein Timer und zwei Echtzeit-Tasks gestartet. Beim Beenden werden die genannten Ressourcen entsprechend wieder freigegeben.

In den Betriebszuständen „geregelter Halt“ und im Verfahrensbetrieb werden die Antriebe in Lage- und Geschwindigkeitsregelung betrieben. Dafür wurde vorgesehen, dass entweder die in den Antriebsregelgeräten integrierten Regler, nachfolgend als Antriebsregler bezeichnet, oder im Kernelmodul programmierte Regler, nachfolgend als Steuerungsregler bezeichnet, verwendet werden können. Bild 1-14 zeigt beide Varianten.

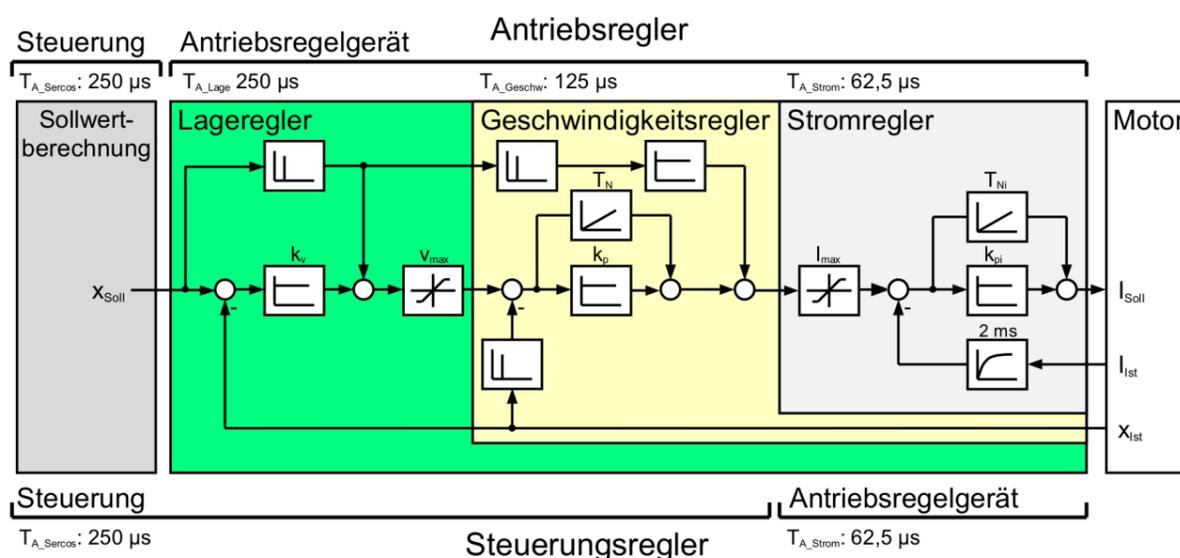


Bild 1-14: Implementierte Reglerstruktur und Regelungs-Varianten

Bei der Programmierung der Steuerungsregler wurde die in der Dokumentation der zur Antriebsinbetriebnahme verwendeten Software IndraWorks D [3], Kapitel „Funktionsbeschreibung MPx04VRS, 01/2006“ veröffentlichte Reglerstruktur zugrunde gelegt.

In der Bedienoberfläche sind Funktionen zur Bedienung und Parametrierung des Versuchsstandes, Sollbahnberechnung sowie zur Messwernerfassung, -darstellung und -speicherung implementiert.

1.4.3 Simulationsmodell des Versuchsstandes

Zur dynamischen Simulation des Versuchsstandsverhaltens mit Matlab/Simulink[®] wurde zunächst ein Basismodell mit einem Einzelantrieb erstellt (siehe Bild 1-15). Das Gestell wurde als Einmassenschwinger abgebildet und entsprechend der gemessenen Eigenschaften parametrisiert.

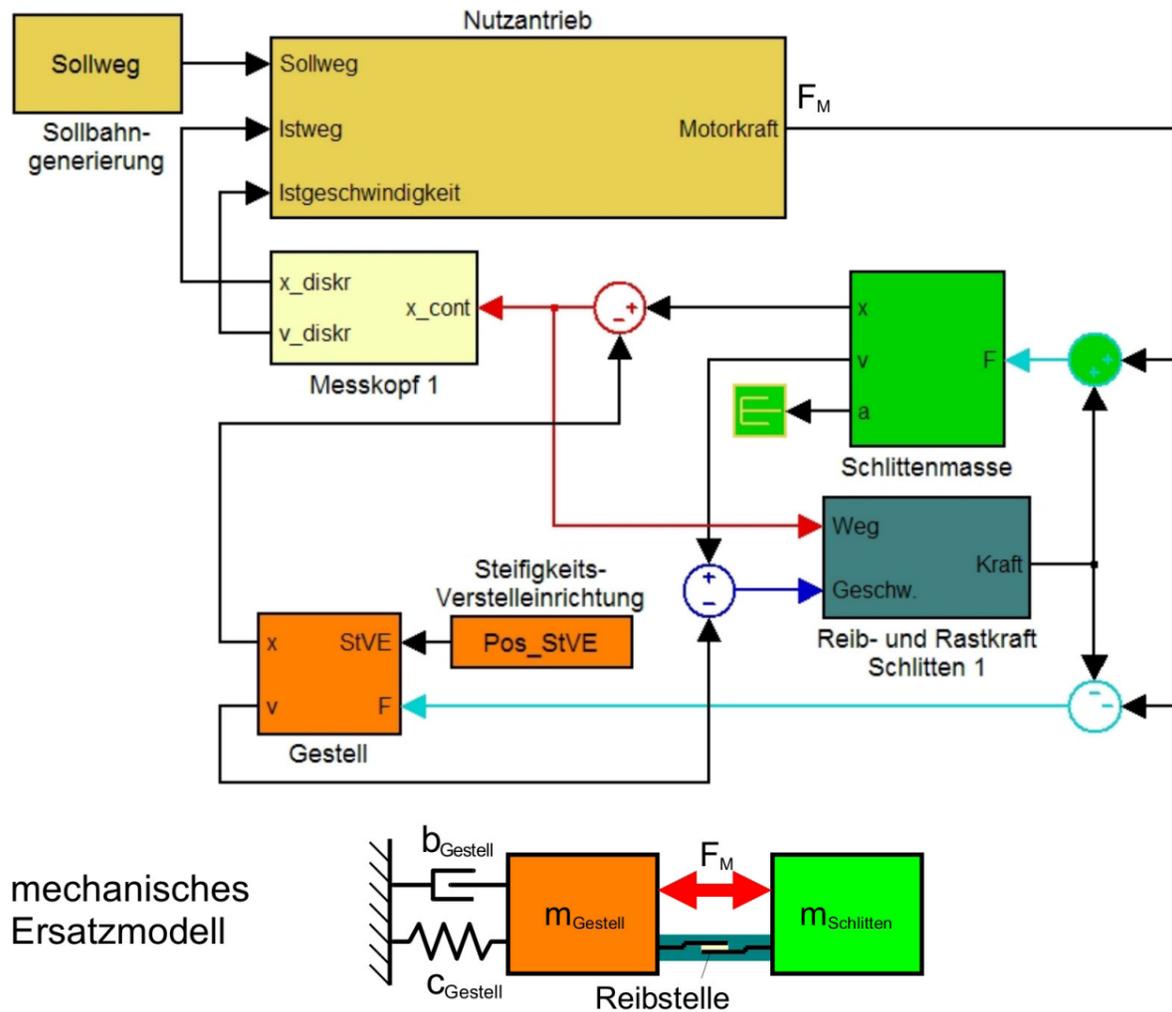


Bild 1-15: Basismodell

Das im Matlab/Simulink[®]-Modell (Bild 1-15) als Nutzantrieb bezeichnete Makro enthält die Reglerstruktur des Antriebs, welche auf der Antriebsregelung basiert, die auch dem Steuerungsregler zugrunde liegt.

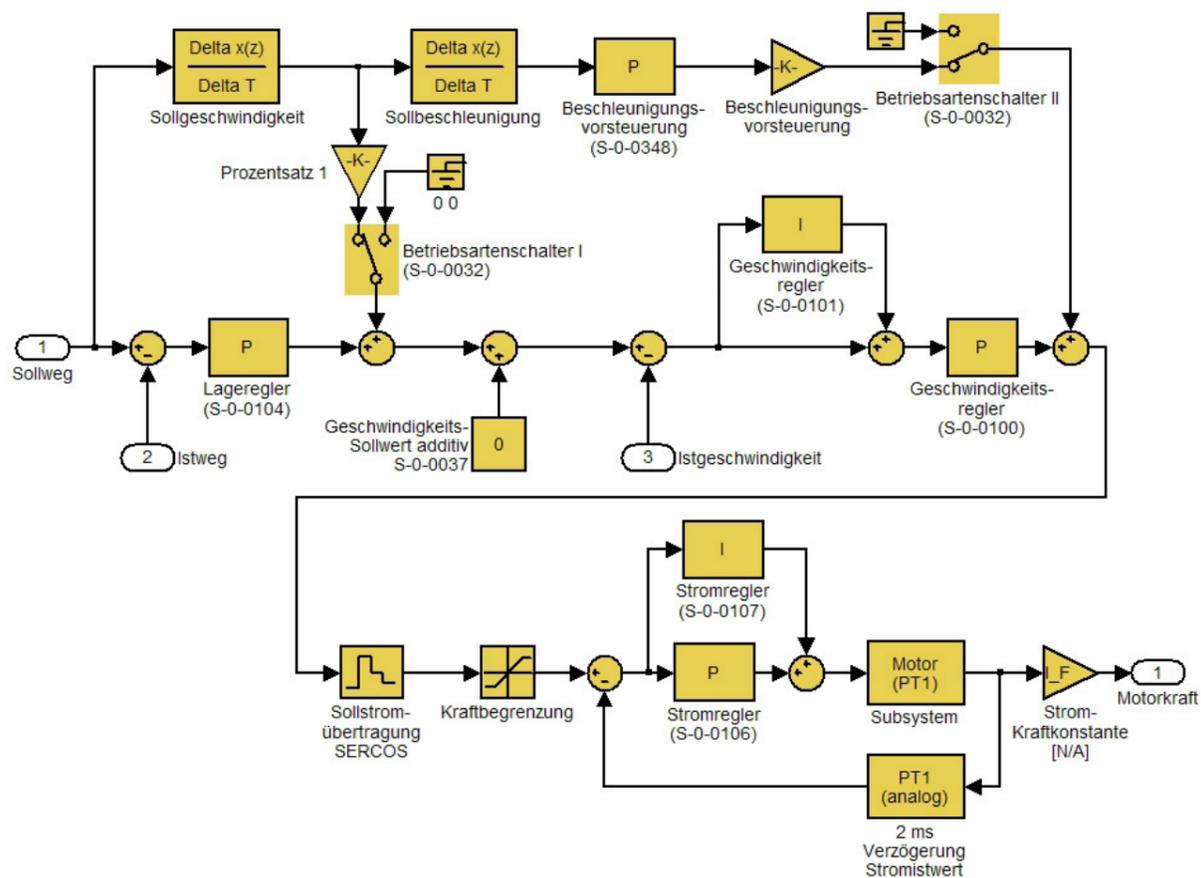


Bild 1-16: Reglerstruktur des Nutzantriebs in Matlab/Simulink®

Der Linearmotor wurde vereinfacht als PT1-Glied abgebildet. Das Übertragungsglied „Reib- und Rastkraft“ enthält die gemessenen Verläufe von Reibkraft, Rastkraft und Kraftwelligkeit sowie eine elastische, gedämpfte Reibstelle zur Abbildung des Verhaltens der Reibstelle beim Anfahren bzw. Anhalten sowie bei Änderung der Bewegungsrichtung.

Für die Simulation eines impulsentkoppelten Antriebs wurden im Basismodell in den Kraftfluss der Reaktionskraft vom Motor zum Gestell die Masse des Sekundärteilschlittens einschließlich Reibung gegenüber dem Gestell, das Feder-Dämpfer-System zur Impulskopplung sowie ein zusätzliches Messsystem (Messkopf 3; Bezeichnung und Anordnung analog zum Versuchsstand) hinzugefügt (siehe Bild 1-17; Modellerweiterung hell hinterlegt).

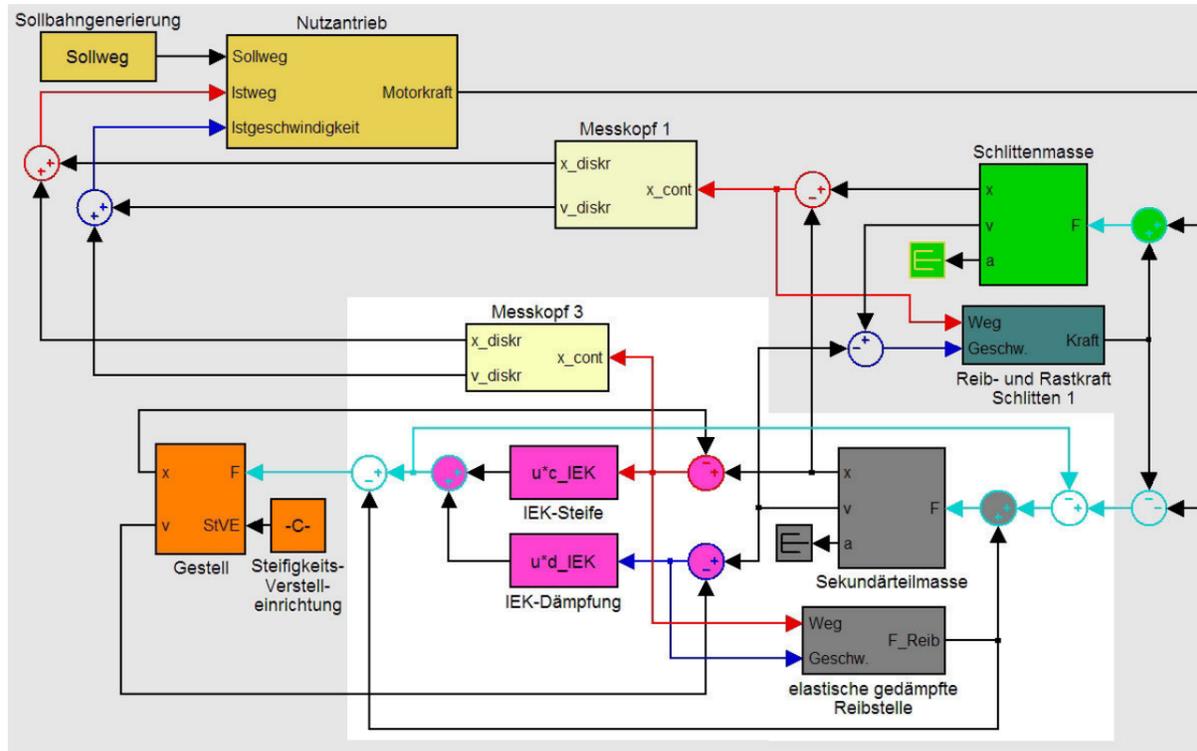


Bild 1-17: Simulationsmodell der Impulskopplung

Das Feder-Dämpfer-System besteht aus einer wegproportionalen Feder und einem geschwindigkeitsproportionalen Dämpfer, was der Programmierung am Versuchsstand zur Emulation der Impulskopplung mit dem zweiten Antrieb entspricht. Alternativ können hier auch andere Charakteristiken, beispielsweise die gemessenen Eigenschaften eines realen Feder-Dämpfer-Systems, implementiert werden.

Für die Reibstelle zwischen Sekundärteilschlitten und Gestell wurde die elastische, gedämpfte Reibstelle des Basismodells mit im Verhältnis der Führungswagenanzahl (4 Führungswagen am Primärteilschlitten, 10 Führungswagen am Sekundärteilschlitten) skalierten Parametern für Reibkraft, Steifigkeit und Dämpfung verwendet.

Die Erweiterung des Basismodells für die Impulskompensation besteht aus dem Sollstromfilter (Bandpass 2. Ordnung) sowie Masse (einschließlich Reibung und Kraftschwankung), Regelkreis und Messsystem (Messkopf 2) des Kompensationsantriebs (siehe Bild 1-18; Modellerweiterung hell hinterlegt). Für die Filter wurden digitale Butterworth-Filter (IIR-Filter) 2. Ordnung verwendet. Alle weiteren Übertragungsglieder zur Impulskompensation entsprechen den äquivalenten Modellobjekten des Basismodells.

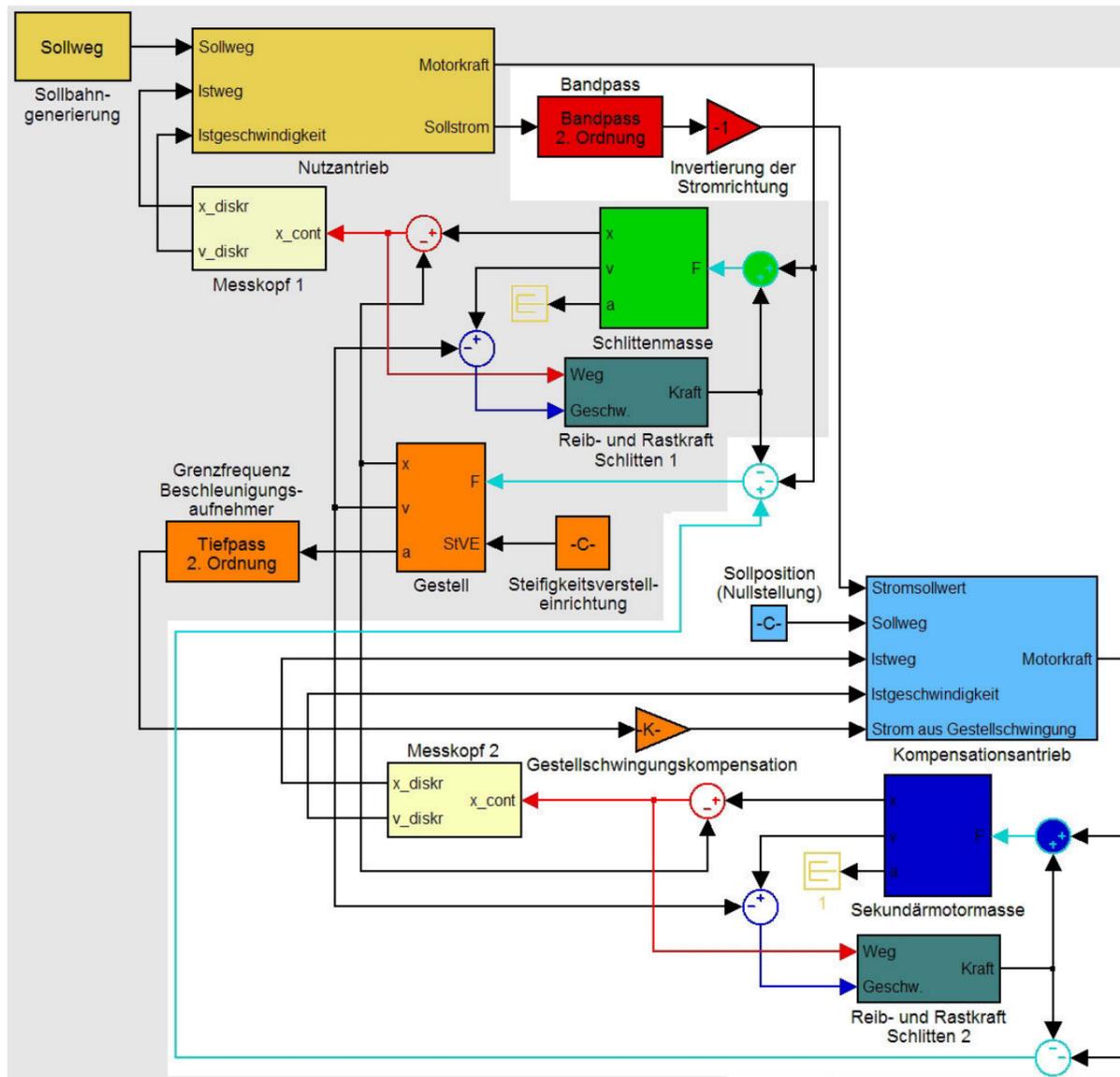


Bild 1-18: Simulationsmodell der Impulskompensation

1.5 Ausgewählte Ergebnisse der experimentellen und simulativen Untersuchungen

1.5.1 Erfassung und Bewertung der Gestellanregung

Die primäre Zielstellung beim Einsatz der Impulskompensation ist es, die Relativbewegung von Baugruppen an der Wirkstelle – bei Werkzeugmaschinen zwischen Werkzeug und

Werkstück – zu minimieren. Die Übertragung der Gestellanregung zur Wirkstelle und auch die Auswirkung am TCP ist je nach Maschinentyp, technologischer Aufgabe, Lage der anregenden Achse, Verkopplung von Maschinenachsen und Gestellbaugruppen usw. sehr unterschiedlich. Die Übertragungsstrecke von der Krafteinleitungsstelle zur Wirkstelle kann die Auswirkung der Anregung verstärken oder auch abschwächen. Je geringer aber die Anregung bereits an der Krafteinleitungsstelle ist, umso geringer ist auch die Wirkung am TCP. Daher bietet sich für eine allgemeine Bewertung die Erfassung der Gestellantwort in unmittelbarer Nähe der Krafteinleitung an.

Die Gestellschwingung ist eine mechanische Schwingung, d. h. folgende mechanische Zustandsgrößen kommen prinzipiell für die messtechnische Erfassung der Gestellantwort in Frage:

- o Auslenkung bzw. Schwingweg (Elongation) / Drehwinkel,
- o Schwinggeschwindigkeit / Winkelgeschwindigkeit,
- o Schwingbeschleunigung / Winkelbeschleunigung,
- o weitere zeitliche Ableitungen des Schwingweges / Drehwinkels und
- o Kraft / Moment.

Zur Messung der Gestellantwort eignet sich besonders die Beschleunigungsmessung, da Beschleunigungssensoren i. d. R. nach dem Prinzip arbeiten, dass die Beschleunigungskraft auf eine Testmasse mittels eines Piezoelementes oder Dehnmessstreifens ermittelt wird, so dass eine absolute Messung, d. h. ohne Bezug zum Fundament bzw. zu einer gestellunabhängigen Basis, möglich ist. Die Weg- oder Geschwindigkeitsmessung erfolgt hingegen relativ zwischen zwei Baugruppen. Die Gestellschwingung würde also zwischen Gestell und Fundament gemessen werden, was bei Einzelachsen prinzipiell noch vorstellbar ist, aber bei verkoppelten Achsen (z. B. Kreuztisch einer Werkzeugmaschine) kaum zu realisieren wäre. Die Kraft scheidet als Messgröße aus, weil die inneren Kräfte zwischen den an der Schwingung beteiligten Gestellelementen nicht direkt gemessen werden können und eine indirekte Messung über die Gestellverformung sehr aufwändig, schwer kalibrierbar und insbesondere bei steifen Gestellen aufgrund der geringen Verformungen auch sehr ungenau wäre.

Die Zielsetzungen bei der Verringerung der Gestellschwingungsanregung sind

1. die Reduzierung des Maximalwertes der Gestellschwingung bei gleichbleibenden Sollwertvorgaben bzw. die Erhöhung der Sollwerte, insbesondere von Ruck und Beschleunigung, bei gleichem Maximalwert sowie
2. das schnelle Abklingen der Gestellschwingung.

Beide Ziele sind vergleichbar mit den Anforderungen an die Reaktion eines Regelkreises auf eine Störkraft. Da sich die Gestellreaktion auf die Anregung durch Lineardirektantriebe

als Regelkreis mit einer Störkraft darstellen lässt (siehe Bild 1-19), sind Regelkreis-Optimierungskriterien auf die Bewertung der Gestellantwort übertragbar.

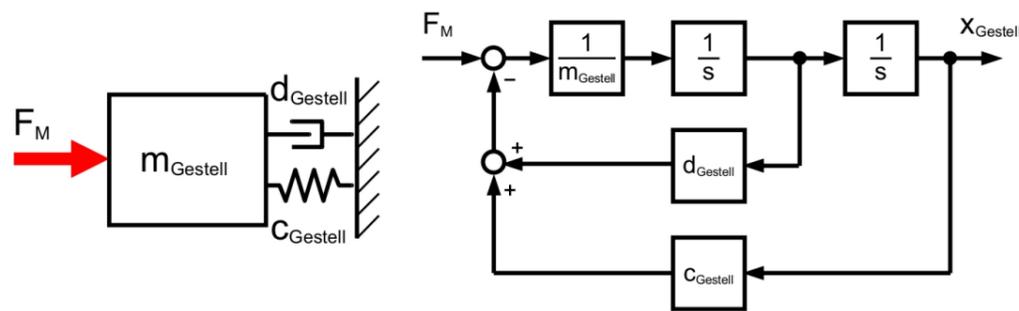


Bild 1-19: Mechanisches Ersatzmodell und Regelkreisdarstellung zur Bild der Gestellanregung

Die maximale Überschwingweite e_{\max} entspricht direkt der maximalen Auslenkung, Geschwindigkeit bzw. Beschleunigung des Gestells und eignet sich daher zur Bewertung der Gestellantwort gemäß Zielstellung 1. Wenn außerdem das Abklingverhalten bewertet werden soll (Zielsetzung 2), bietet sich die Verwendung der betragslinearen Regelfläche (IAE, Integral of absolute error)

$$I = \int_0^{\infty} |e(t)| dt \quad (1.13)$$

an (siehe Tabelle 2). Die o. g. Zielsetzungen sind nicht zwangsläufig gleichzeitig zu erreichen, so dass je nach Maschinentyp und -anwendung eine Wichtung der Zielstellungen vorgenommen werden muss.

| Maximale Überschwingweite | Betragslineare Regelfläche |
|---------------------------|----------------------------|
| | |

Tabelle 2: Ausgewählte Bewertungskriterien für die Gestellschwingungsreduzierung [18]

1.5.2 Überprüfung des Auslegungsansatzes aus Abschnitt 1.2

In Abschnitt 1.2 wurde ein Auslegungsansatz für das Feder-Dämpfer-System zur Impulskopplung vorgestellt. Nachfolgend soll dieser Ansatz überprüft werden.

Zur Bestimmung der Feder-/Dämpfer-Parameter für den oben beschriebenen Versuchsstand werden für eine Gestelleigenfrequenz von ca. 10 Hz folgende Gestelleigenschaften angenommen: Masse $m_1 = 1420$ kg, Steifigkeit $c_1 = 6 \cdot 10^6$ N/m und Dämpfung $d_1 = 4620$ Ns/m. Die Masse des Sekundärteilschlittens m_2 beträgt 230 kg. Damit berechnet sich die Steifigkeit des Feder-Dämpfer-Systems zu $c_2 = 6.03 \cdot 10^5$ N/m. Für die Dämpfung des Feder-Dämpfer-Systems ergeben sich folgende 4 komplexe Lösungen:

$$d_{p1-1} = 9280j \text{ Ns/m,}$$

$$d_{p1-2} = -3587j \text{ Ns/m,}$$

$$d_{p2-1} = 1911 + 6519j \text{ Ns/m und}$$

$$d_{p2-2} = -1911 + 6519j \text{ Ns/m,}$$

d. h. für diesen Nachgiebigkeitsfrequenzgang und diese Masse- und Steifigkeits-Kombination existieren keine reellen Lösungen für d_2 .

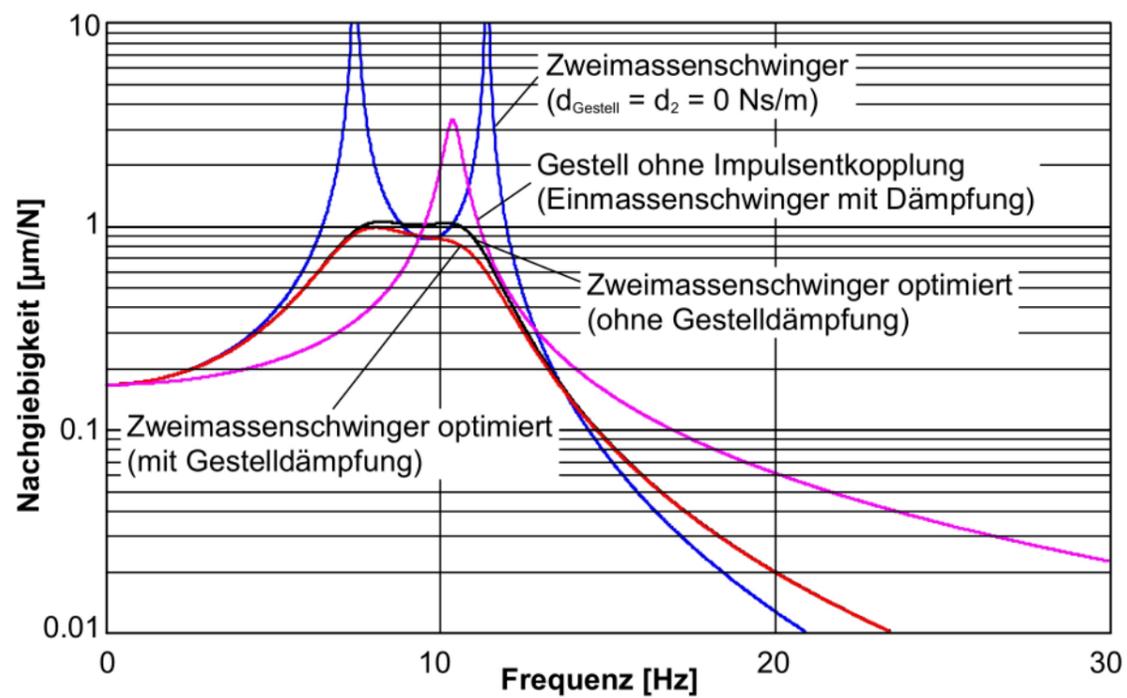


Bild 1-20: Optimierte Gestell-Nachgiebigkeitsfrequenzgänge (Tilgerauslegung)

Anhand der grafischen Darstellung des Nachgiebigkeitsfrequenzganges wurde die Dämpfung mit $d_2 = 6300$ Ns/m so gewählt, dass die dämpfungsunabhängigen Punkte nahezu das Maximum des Amplitudenganges bilden. Bild 1-20 zeigt die Nachgiebigkeitsfrequenzgänge des Gestells ohne Impulskopplung (Einmassenschwinger mit Gestelldämpfung), des Zweimassenschwingers mit c_2 aber ohne Dämpfung ($d_1 = d_2 = 0$ Ns/m) sowie des Zweimas-

senschwingers mit optimierten Feder-/Dämpfer- Parametern – mit und ohne Gestelldämpfung.

Dem Auslegungsansatz liegt die Forderung zugrunde, dass die Amplituden der dämpfungsunabhängigen Punkte gleich sein sollen. Da ω_2 nur von den Gestelleigenschaften m_1 und c_1 abhängt und damit unabhängig von den bei der Auslegung beeinflussbaren Parametern ist, erfolgt die Anpassung an die Amplitude dieser Eigenfrequenz.

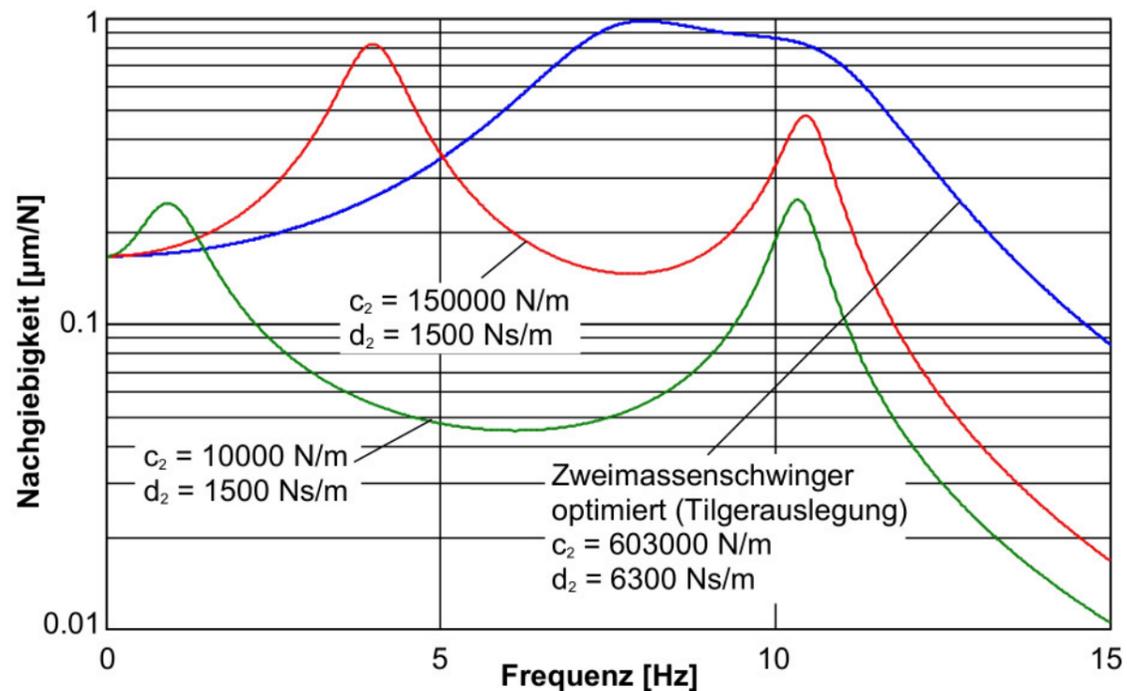


Bild 1-21: Berechnete Gestell-Nachgiebigkeitsfrequenzgänge mit alternativen Feder-/Dämpfer-Parametern

Weicht man von der o. g. Forderung der Amplitudengleichheit bei ω_2 und ω_3 ab und berücksichtigt außerdem die Gestelldämpfung, lassen sich leicht Feder- und Dämpfer-Parameter finden, die trotz der notwendigen Erhöhung der Nachgiebigkeit bei der Eigenfrequenz des Sekundärteilschlittens (verglichen mit dem Einmassenschwinger-Verhalten) insgesamt zu einem deutlich besseren Verlauf des Nachgiebigkeitsfrequenzganges führen (siehe Bild 1-21).

Damit stellt sich die Frage, inwieweit die Auslegung des Hilfsmassendämpfers auf die Tiefpass-Abstimmung des Feder-Dämpfer-Systems zur Impulskopplung übertragbar ist, d. h. ob die Kriterien, die zur Bewertung als Optimum dienen, mit den in Abschnitt 1.5.1 genannten Kriterien übereinstimmen.

Zur Beurteilung der Wirksamkeit der oben berechneten Parameter wurde die Gestellanregung durch einen Beschleunigungsvorgang ($v_{\text{Soll}} = 0.5 \text{ m/s}$, $a_{\text{Soll}} = 40 \text{ m/s}^2$, $r_{\text{Soll}} = 10000 \text{ m/s}^3$) bei Impulskopplung mit den Feder-/Dämpfer-Parametern, deren Nachgiebigkeitsfrequenzgänge in Bild 1-21 dargestellt sind, simuliert. Die dabei ermittelten und in Bild 1-22 gezeigten Gestell-Beschleunigungsverläufe bestätigen die Vermutung, dass die Gestellanregung bei den Feder-/Dämpfer-Parametern mit günstigerem Nachgiebigkeitsfrequenzgang geringer ist als bei den mit dem in Abschnitt 1.2 beschrieben Ansatz berechneten.

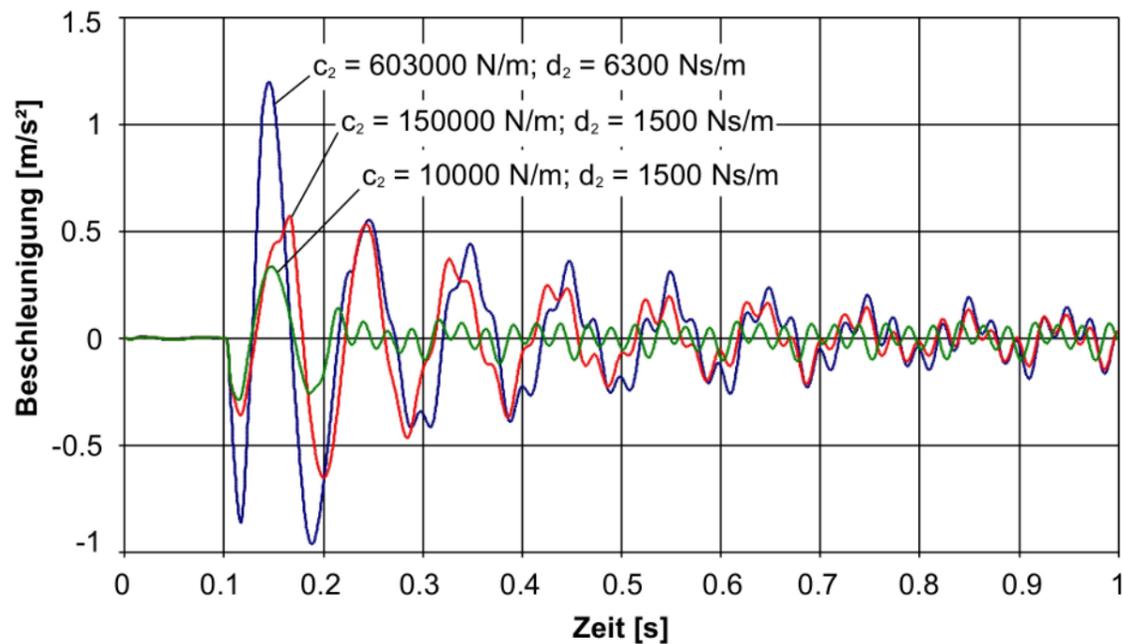


Bild 1-22: Simulierte Gestellbeschleunigung bei gleichem Anregungsprofil

Zusammenfassend kann man sagen, dass die Nachgiebigkeitsfrequenzgang-Optimierung zur Auslegung der Feder-/Dämpfer-Parameter zur Impulskopplung durch Übertragung des Auslegungsansatzes von Hilfsmassendämpfern auf die Impulskopplung nicht geeignet ist. Wie gezeigt wurde, können in Bezug auf die in Abschnitt 1.5.1 genannten Bewertungskriterien zur Beurteilung der Gestellanregung keine optimalen Ergebnisse erzielt werden.

1.5.3 Ermittlung optimaler Feder-/Dämpfer-Parameter

Für die Ermittlung des Einflusses der Parameter des Feder-Dämpfer-Systems zur Impulskopplung wurde am Versuchsstand eine Parametervariation für einen Beispiel-Verfahrensvorgang des Nutzantriebs mit $v_{\text{Soll}} = 0.5 \text{ m/s}$, $a_{\text{Soll}} = 40 \text{ m/s}^2$ und $r_{\text{Soll}} = 10000 \text{ m/s}^3$ um 400 mm, beginnend nach 0.2 s ab Position 1000 mm, durchgeführt. Variiert wurden

- Federsteifigkeit $c_2 = 005 \text{ N/}\mu\text{m}$ bis $0.25 \text{ N/}\mu\text{m}$ (Schrittweite $0.025 \text{ N/}\mu\text{m}$) und
- Dämpfungskonstante $d_2 = 250 \text{ Ns/m}$ bis 3000 Ns/m (Schrittweite 250 Ns/m)

des Feder-Dämpfer-Systems sowie die Gestelleigenschaften ($c_1 = 6 \text{ N}/\mu\text{m}$, $11 \text{ N}/\mu\text{m}$ und $23 \text{ N}/\mu\text{m}$). Zusätzlich wurde der gleiche Versuch in der Simulation mit vergrößertem Parameterbereich der Dämpfung d_2 und kleinerer Schrittweite ($d_2 = 200 \text{ Ns/m}$ bis 5000 Ns/m ; Schrittweite 200 Ns/m) sowie für eine größere Anzahl von Gestellsteifigkeiten (Vorgabe als Position der Steifigkeitsverstelleinrichtung von 0 mm bis 150 mm ; Schrittweite 10 mm) wiederholt. Ausgewertet wurde jeweils der Messzeitraum von 0 s bis 0.5 s des Zeitsignals der Gestellbeschleunigung. Bewertungskriterien waren der Maximalwert und die betragslineare Regelfläche (IAE - Integral of Absolute Error) der Gestellbeschleunigung (siehe Bild 1-23).

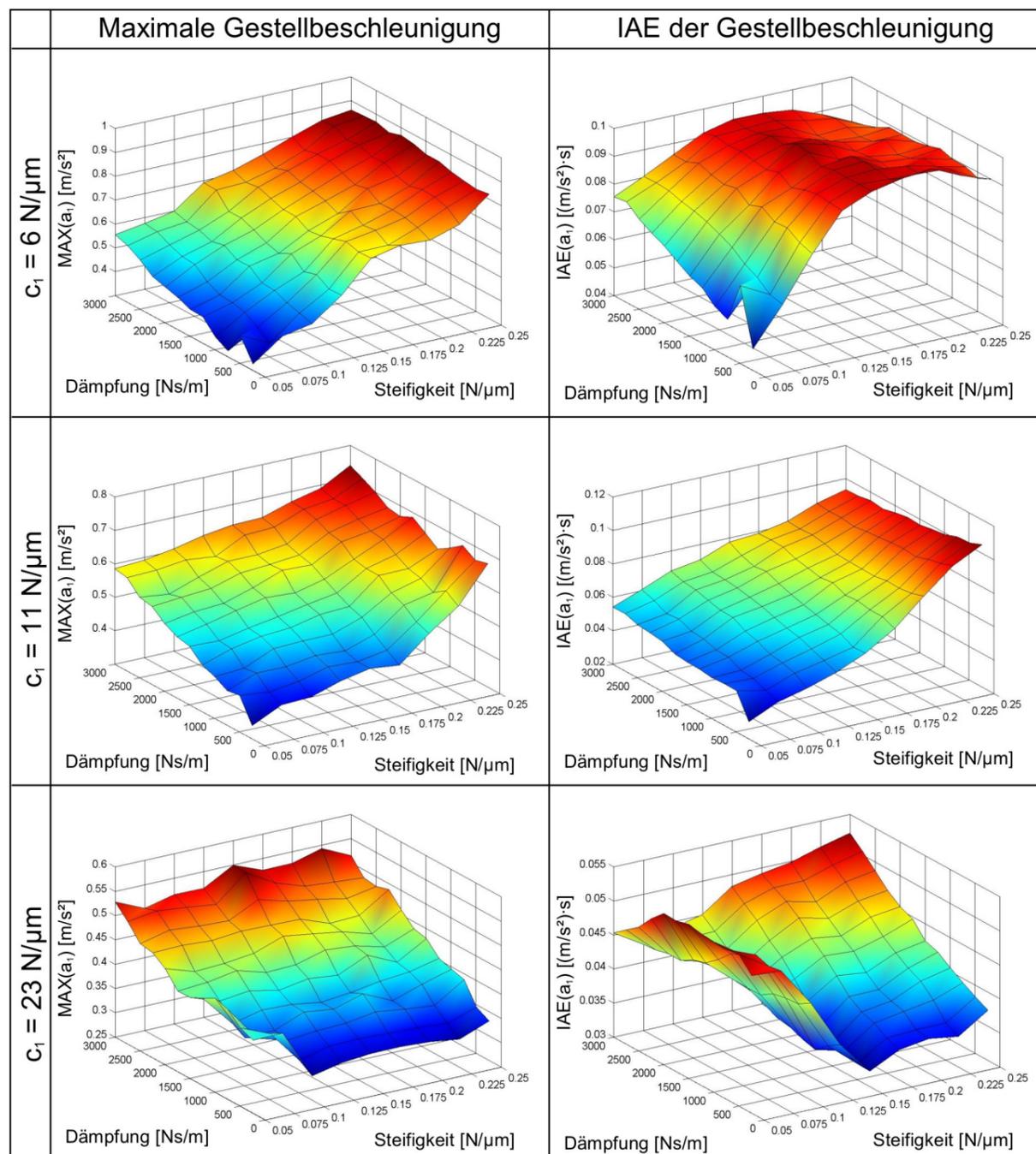


Bild 1-23: Maximalwerte und betragslineare Regelfläche der gemessenen Gestellbeschleunigung in Abhängigkeit von c_1 , c_2 und d_2

Das Optimum der Impulskopplung hinsichtlich des Maximalwertes der Gestellbeschleunigung ist abhängig von den Gestelleigenschaften und wird bei den Gestellsteifigkeiten $c_1 = 6 \text{ N}/\mu\text{m}$ und $11 \text{ N}/\mu\text{m}$ jeweils mit den kleinsten untersuchten Parametern von c_2 und d_2

erreicht. Die maximale Gestellbeschleunigung ist bei $c_1 = 6 \text{ N}/\mu\text{m}$ verhältnismäßig unempfindlich in Bezug auf die Dämpfung d_2 . Mit steigender Gestellsteifigkeit nimmt der Einfluss von d_2 zu, und die Empfindlichkeit auf die Steifigkeit c_2 nimmt ab. Bei $c_1 = 23 \text{ N}/\mu\text{m}$ werden die besten Ergebnisse mit der kleinsten Dämpfung d_2 , aber mit Steifigkeiten von $c_2 = 0.1 \text{ N}/\mu\text{m}$ und höher erreicht.

Eine noch stärkere Abhängigkeit der Parameter c_2 und d_2 von den Gestelleigenschaften zeigt sich bei der betragslinearen Regelfläche (IAE). Es zeigt sich, dass der Einfluss der Dämpfung d_2 auf die betragslineare Regelfläche eher gering, während die Steifigkeit c_2 einen großen Einfluss hat.

In Bild 1-25 sind die in Bezug auf die betragslineare Regelfläche der Gestellbeschleunigung optimalen Parameter für c_2 und d_2 aus Messung und Simulation über der Gestellsteifigkeit dargestellt. Der optimale Wert der Steifigkeit c_2 steigt sowohl in der Messung als auch in der Simulation mit zunehmender Gestellsteifigkeit an. Bei der Dämpfung d_2 ergeben sich dagegen Unterschiede in Simulation und Messung. In der Simulation tritt das Optimum der Regelfläche, analog zur Steifigkeit, bei über der Gestellsteifigkeit ansteigender Dämpfung d_2 auf. Bei der Messung wird dagegen das Optimum mit der kleinsten bei der Parametervariation eingestellten Dämpfung erreicht. Die Flächendiagramme in Bild 1-24, Mitte (Simulation) zeigen aber, dass der Einfluss der Dämpfung d_2 auf die Regelfläche im Bereich des Optimums relativ gering ist und damit sowohl mit den in der Simulation als auch den experimentell ermittelten Werten gute Ergebnisse erzielt werden können.

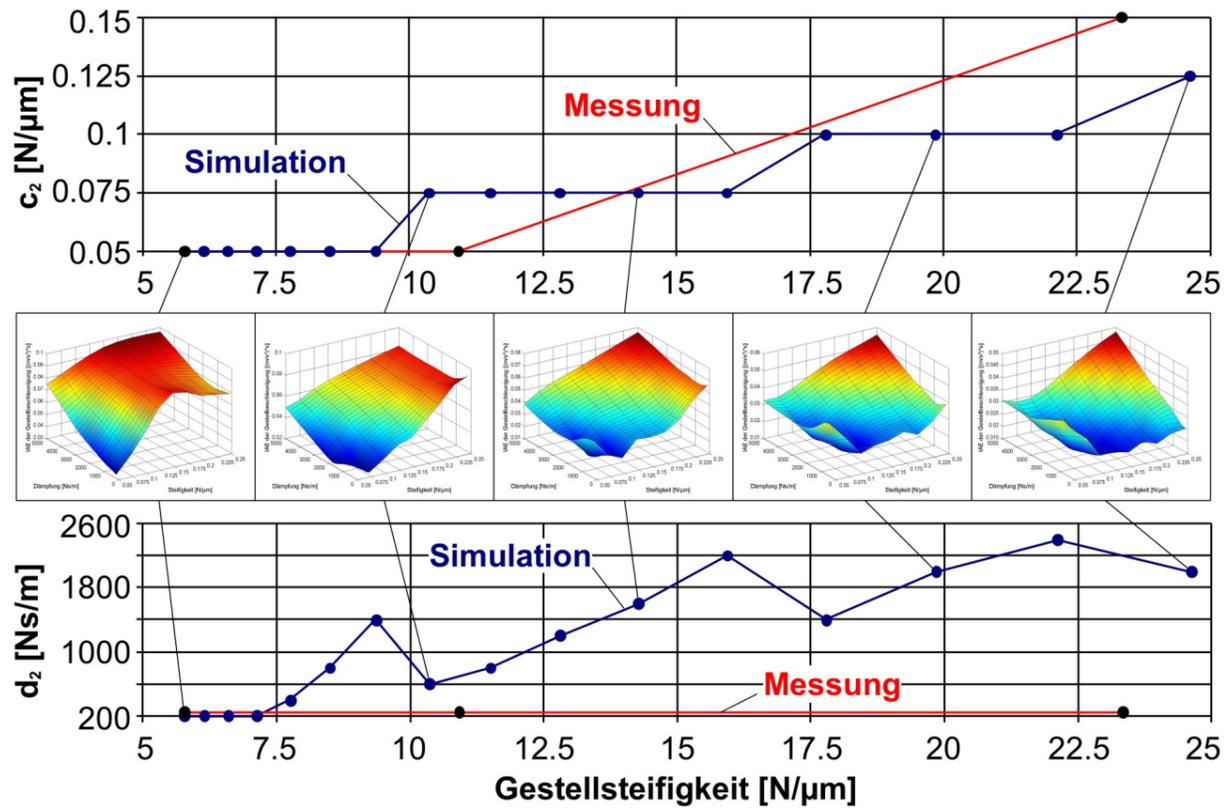


Bild 1-25: Experimentell und simulativ ermittelte, in Bezug auf die betragslineare Regelfläche der Gestellbeschleunigung optimale Parameter für c_2 und d_2

Insgesamt sind also Steifigkeit c_2 und Dämpfungskonstante d_2 für eine optimale Impulskopplung in Abhängigkeit von den Gestelleigenschaften und dem gewählten Bewertungskriterium zu parametrieren. Eine allgemeingültige Aussage zur optimalen Parametrierung der Feder und des Dämpfers, wie diese in Abschnitt 1.2 Modellbasiert formuliert wurden, konnte messtechnisch nicht ermittelt werden.

1.6 Entwicklung eines einstellbaren Feder-Dämpfer-Systems zur Impulskopplung

1.6.1 Konzepte

Anhand der in Abschnitt 1.5 aufgeführten Untersuchungen können die Zielparameter für das zu entwickelnde Feder-Dämpfer-System wie folgt formuliert werden:

- Federsteifigkeit, einstellbar $c = 0.1 \dots 0.2 \text{ N}/\mu\text{m}$
- Dämpfung, konstant $d = 2000 \text{ Ns}/\text{m}$.

Hierzu wurden die in Tabelle 3 dargestellten Konzepte zur Realisierung einer variablen Steifigkeit erarbeitet und untersucht.

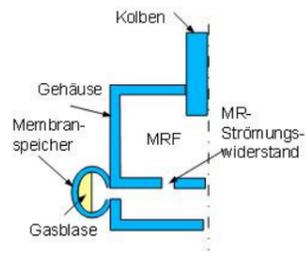
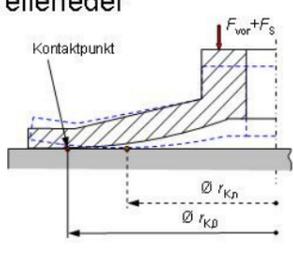
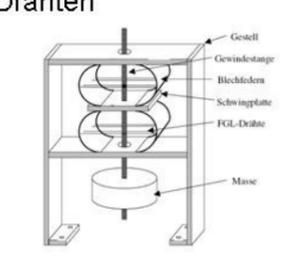
| | MRF – Gasfeder | Vorspannbare Tellerfeder | Verspannung mit FGI Drähten |
|-------------|---|--|---|
| |  |  |  |
| Steifigkeit | nicht verifiziert | 1,1e8 N/m | 2e5 N/m |
| Hubbereich | mehrere Zentimeter | 32 µm | mehrere Millimeter |
| Aufwand | hoch | hoch | mittel |

Tabelle 3: Konzepte für eine Steifigkeitsvariable Feder

Wegen des großen gerätetechnischen Aufwandes ist die MRF Gasfeder für den industriellen Einsatz ungeeignet. Die vorspannbare Tellerfeder ist zwar gut umsetzbar, realisiert jedoch einen Steifigkeitsbereich, der für den Einsatz auf dem Linearmotorprüfstand viel zu hoch ist. Weiterhin ist der Fertigungsaufwand sehr groß. Mit Konzept drei lassen sich sowohl die geforderten Steifigkeits- als auch die geforderten Schwingwege realisieren, jedoch nimmt das auf den Versuchsstand ausgelegte Element Dimensionen an, welche in keinem Maße vertretbar wären.

Aus diesem Grund wurde ein weiteres Konzept mit Schraubenfedern aus Formgedächtnislegierungen (FGL) entwickelt. Hierbei wird die Steifigkeitszunahme einer FGL-Feder beim Beheizen durch elektrischen Strom ausgenutzt. Diese ist eine Folge der E-Modul-Zunahme von FG-Materialien bei der Phasenumwandlung von Martensit in Austenit. Wie im Spannungs-Dehnungs-Diagramm eines Zugversuchs an Draht der Legierung M in Bild 1-26 dargestellt, beträgt die E-Modul-Zunahme bei Phasenumwandlung etwa 180%.

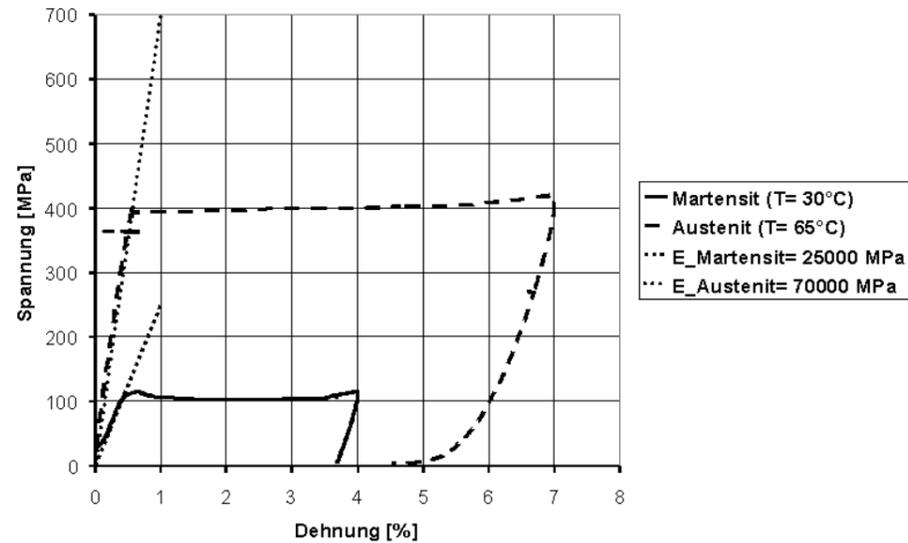


Bild 1-26: Spannungs-Dehnungs-Diagramm, Draht Legierung M im Zugversuch

Bei der Bauteilauslegung wurde der Ansatz verfolgt, dass sich die minimale bzw. maximale Steifigkeit aus der Parallelschaltung einer Grundsteifigkeit (Stahlfedern) mit den FGL-Federn im Martensit bzw. Austenit ergibt, wobei die Steifigkeitszunahme der FGL-Federn maximal 180% beträgt. Die Dimensionierung der Abmessungen der FGL-Federn erfolgte anhand der für konventionelle, elastische Federn geltenden Formeln unter Verwendung des am Federelement maximal auftretenden Schwingweges als zulässigen Federweg und der Plateauspannung als maximal zulässige Spannung. Es wurden folgende Werte beim Einsatz von 30 Federpaaren ermittelt: Drahtdurchmesser 2 mm, Wicklungsdurchmesser 14 mm, 7,6 Windungen.

1.6.2 Umsetzung

Bei der Detailkonstruktion im CAD-Programm ProE musste besonderer Wert auf die elektrische Ansteuerung und die Isolierung der FGL-Federn zu angrenzenden Bauteile gelegt werden. Auf eine Führung der mittleren bewegten Platte wurde bewusst verzichtet, da die am Versuchsstand vorhandene Führung des Sekundärteilschlittens als ausreichend angesehen werden kann. Bild 1-27 zeigt den Aufbau des Feder-/Dämpfersystems bestehend aus zwei parallel geschalteten Federschichten mit je 4 Stahlfedern als Grundsteifigkeit und 30 FGL-Federn als einstellbare Steifigkeit.

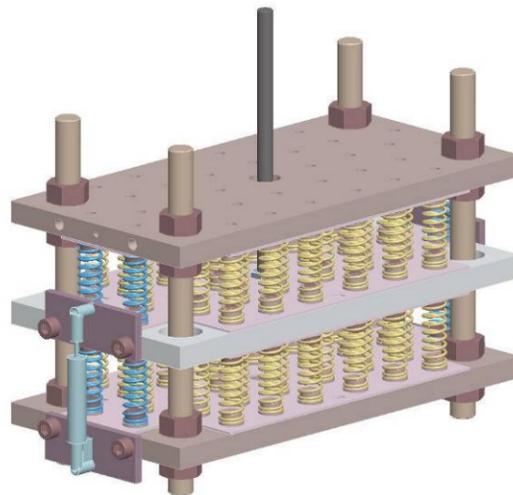


Bild 1-27: Feder-/Dämpfersystem mit FGL-Schraubenfedern, Zusammenbau

Als Dämpfer wurden zwei hydraulische Bremszylinder mit geschwindigkeitsproportionaler Dämpfung ausgelegt und beschafft. Eine Integration von Sensortechnik am Element war, wie später noch erläutert wird, nicht erforderlich. In ProE wurden Einzelteilzeichnungen der Bauteile für die Fertigung erstellt.

1.6.3 Ansteuerung

Da die Phasenumwandlung und damit die E-Modul-Änderung bei Formgedächtnislegierungen abrupt erfolgt, muss die Steifigkeitsverstellung des Elements in diskreten Stufen durch Zuschalten einzelner Federpaare realisiert werden. Um eine Verspannung des Elements zu vermeiden werden jeweils 2 Federpaare gleichzeitig angesteuert. Das heißt, dass die Steifigkeit des Elements bei 30 Federpaaren in 15 Stufen verstellt werden kann.

Nach Auslegung und Fertigung der Federn konnten diese hinsichtlich der notwendigen Heizleistung untersucht werden. Der gemessene Widerstand einer Feder beträgt $0,15 \Omega$. Das heißt, mit kommerziell verfügbaren Spannungsquellen, welche in der Regel 12 V Ausgangsspannung liefern, ergibt sich für zwei Federpaare ein erreichbarer Maximalstrom von 20 A.

Unter Verwendung des in [15] vorgestellten Modells zur numerischen Simulation des Aktivierungsverhaltens von thermischen Formgedächtnislegierungen konnte das zeitliche Verhalten der Feder beim Bestromen abgebildet und untersucht werden. Bei einem Eingangstrom von 20 A wird die Feder in ca. 1,7 s vollständig umgewandelt. Um die Temperatur der Feder auf 80°C zu halten ist ein Strom von nur noch 6 A notwendig. Nachfolgende Messungen bestätigen die simulativ gewonnenen Ergebnisse.

Da es aus Kostengründen nicht sinnvoll ist, den Strom der zwei Federpaare zu regeln, sollen diese durch Pulsen eines Konstantstroms beheizt werden. Die hierfür entwickelte Ansteuerschaltung ist in Bild 1-28 dargestellt.

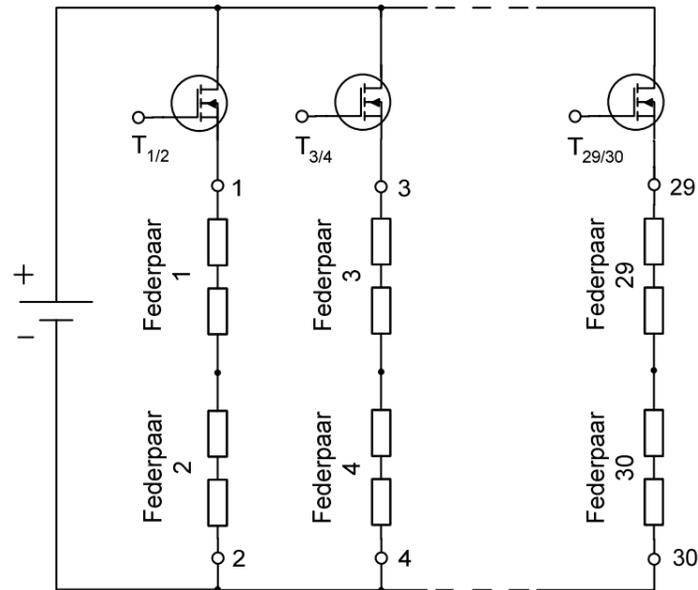


Bild 1-28: Ansteuerschaltung des FDS

Die stufenweise Ansteuerung der Transistoren erfolgt durch einen adaptiven Algorithmus, auf welchen in Abschnitt 1.5 noch näher eingegangen wird.

Da nicht alle Federn gleichzeitig beheizt werden müssen, wird zur Energieversorgung eine Hochstrom-Spannungsquelle mit 12,5 V und 120 A verwendet. Bild 1-29 zeigt die für einen Aufheizvorgang über zwei Federpaaren gemessene Spannung.

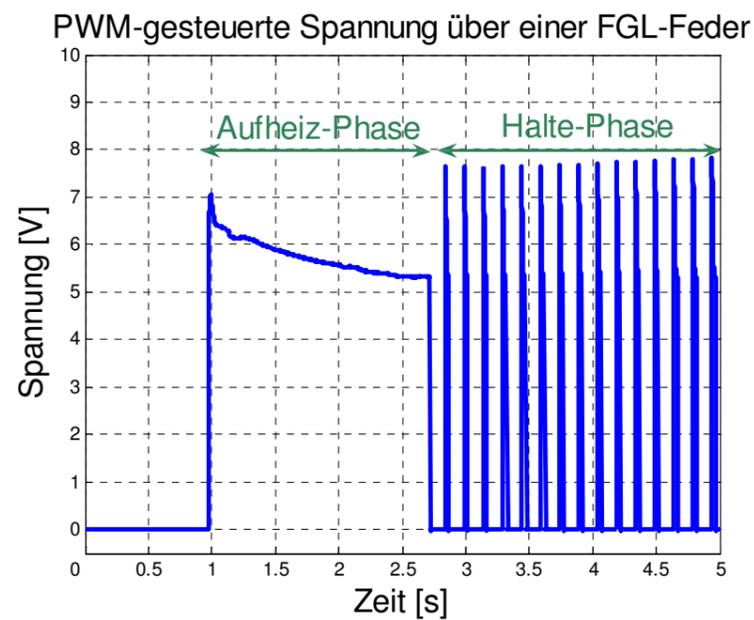


Bild 1-29: Aufheizvorgang für ein Federpaar

Zur Steigerung der Dynamik des Systems können neben Spannungsquellen alternativ auch Akkumulatoren zum Einsatz kommen, da diese deutlich höhere Kurzschlussströme liefern können. Auf diesem Wege kann eine Einzelansteuerung der Federn bei vertretbaren Kosten realisiert werden.

1.7 Erprobung der Komponente

1.7.1 Messtechnische Untersuchung der Komponente

Das Element als unabhängige Komponente kann als Einmassenschwinger mit der Masse von $m=2,4\text{kg}$ (mittlere bewegte Platte) betrachtet werden. Anhand von gemessenen Übertragungsfunktionen wurden Eigenfrequenz und Steifigkeit des Elements bei Raumtemperatur („kalt“) und bei Austenittemperatur („beheizt“) bestimmt (siehe Bild 1-30). Der Absolutwert der Steifigkeit des Elements im kalten Zustand entspricht nahezu dem erwarteten Wert, die Steifigkeitszunahme des Elements beim Beheizen beträgt 82%.

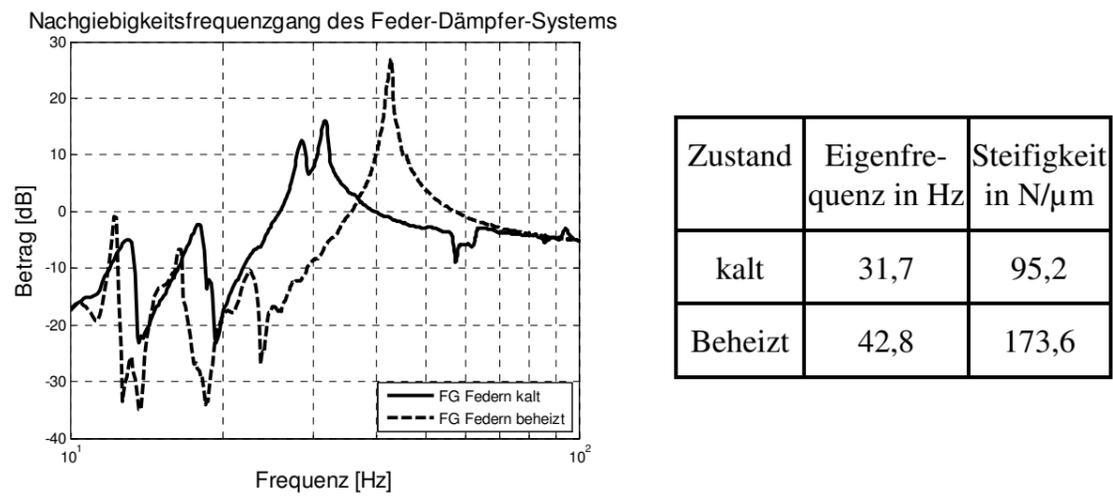


Bild 1-30: Frequenzgänge und Kennwerte des FDS

1.7.2 Regelung

Die Koppelsteifigkeit c_s und damit die Eigenfrequenz des Schlittens muss adaptiv an die Resonanzfrequenz der Gestellmasse angepasst werden. In [14] ist ein adaptiver Bandpass beschrieben, welcher hier zur Frequenzdetektion verwendet werden soll. Durch den Bandpassfilter wird kontinuierlich die Resonanzfrequenz der Gestellmasse ermittelt und die Koppelsteifigkeit entsprechend eingestellt. Gegenüber anderen Methoden zur Frequenzdetektion wie beispielsweise der FFT-Analyse bietet dieses Verfahren den Vorteil, dass die Frequenzanpassung kontinuierlich erfolgt und keine Daten zwischengespeichert werden müssen. Diese Datenspeicherung und -verarbeitung benötigt Zeit und Speicherplatz. Bild 1-31 zeigt die Anbindung der Regelung an das mechanische System.

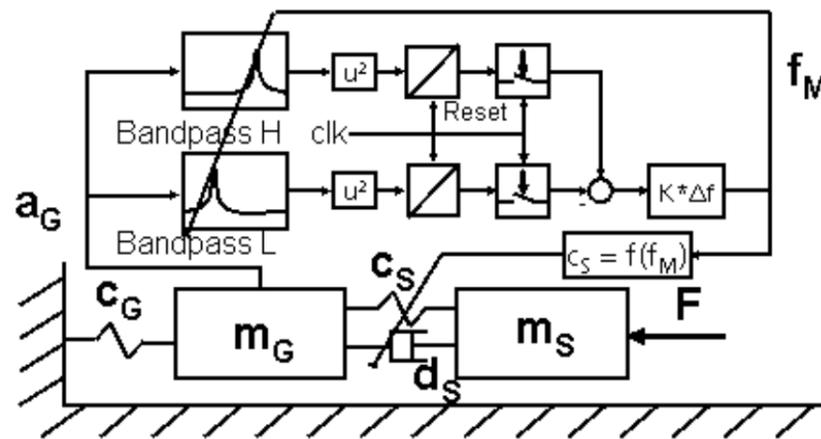


Bild 1-31: Ankopplung der Regelung an die mechanische Struktur

Simulation des Verfahrens

Sowohl für die Regelung als auch für die Mechanik der Vorschubachse wurden in Matlab/Simulink Modelle erstellt. Im Modell kann die Regelung an die Mechanik angekoppelt und durch Simulationsversuche die Funktion und Eignung des Regelungskonzeptes nachgewiesen werden.

Implementierung in die Versuchsstandregelung

In einem Vorversuch am Versuchsstand wurde die korrekte Ermittlung der Gestellresonanzfrequenz überprüft. Dazu wurde die Koppelsteifigkeit am Versuchsstand, wie in Bild 1-32 dargestellt, verändert. Die blaue Kurve zeigt die Reaktion des Bandpassfilters auf die Veränderung der Steifigkeit.

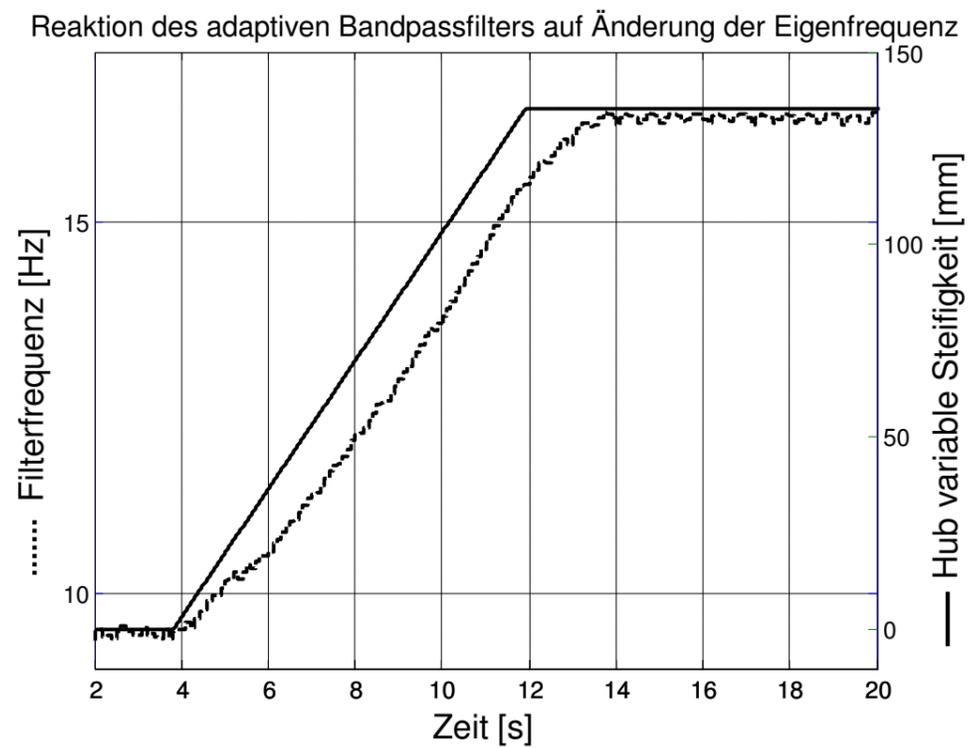


Bild 1-32: Veränderung der Steifigkeit und Anpassung der detektierten Eigenfrequenz

Bei den Versuchen zeigte sich, dass es erforderlich ist die Parameter in der Regelung an die entsprechende Anwendung anzupassen um eine möglichst schnelle und genaue Frequenzdetektion zu erreichen. Wichtige Parameter sind hier der Verstärkungsfaktor für die Frequenzanpassung, durch welchen die Empfindlichkeit für Frequenzänderungen erhöht wird und die maximale Anpassungsrate für die Nachführung der detektierten Frequenz, welche die maximale Dynamik der Regelung vorgibt. Hier ist es notwendig, die Parameter für den vorliegenden Einsatzfall zu optimieren.

1.7.3 Experimentelle Untersuchungen

Das Element wurde in den Versuchsstand integriert und in Betrieb genommen (siehe Bild 1-33). Der Einfluss des Feder-/Dämpfersystems auf die Gestellbeschleunigung wurde für verschiedene Betriebszustände ermittelt.

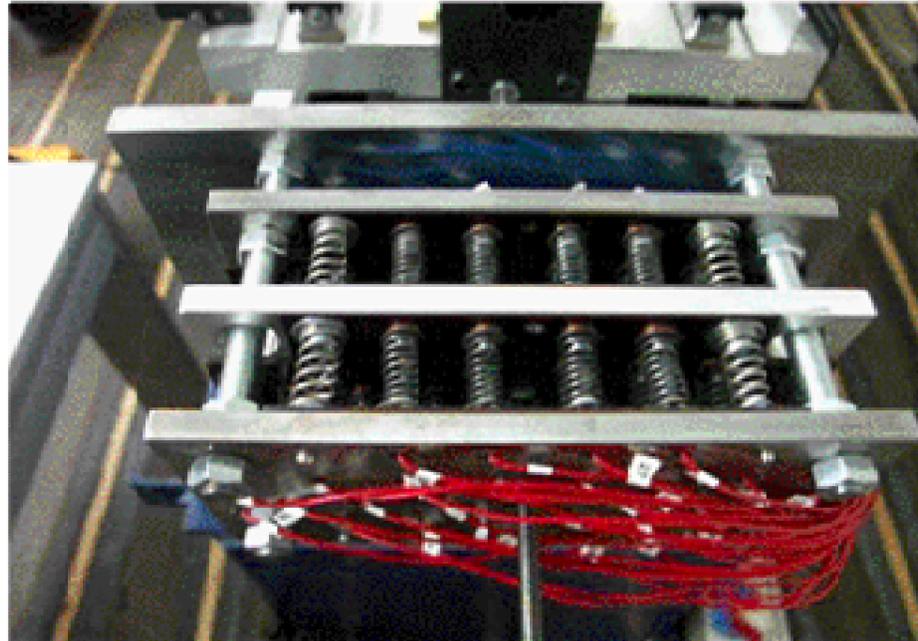


Bild 1-33: Feder-/Dämpfersystem im Versuchsstand in Betrieb

Bild 1-34 zeigt die gemessenen Gestellfrequenzgänge ohne Impulskopplung, mit Impulskopplung – Tiefpassabstimmung und mit Impulskopplung – adaptronisch. Die Frequenzgänge zeigen, dass die Impulskopplung eine Schwingungsreduktion von etwa 20 dB zur Folge hat. Darüber hinaus ist erkennbar, dass die adaptronische Impulskopplung, also eine steife Abstimmung des FDS ähnliche Ergebnisse aufweist wie die Tiefpassabstimmung (weiche Abstimmung).

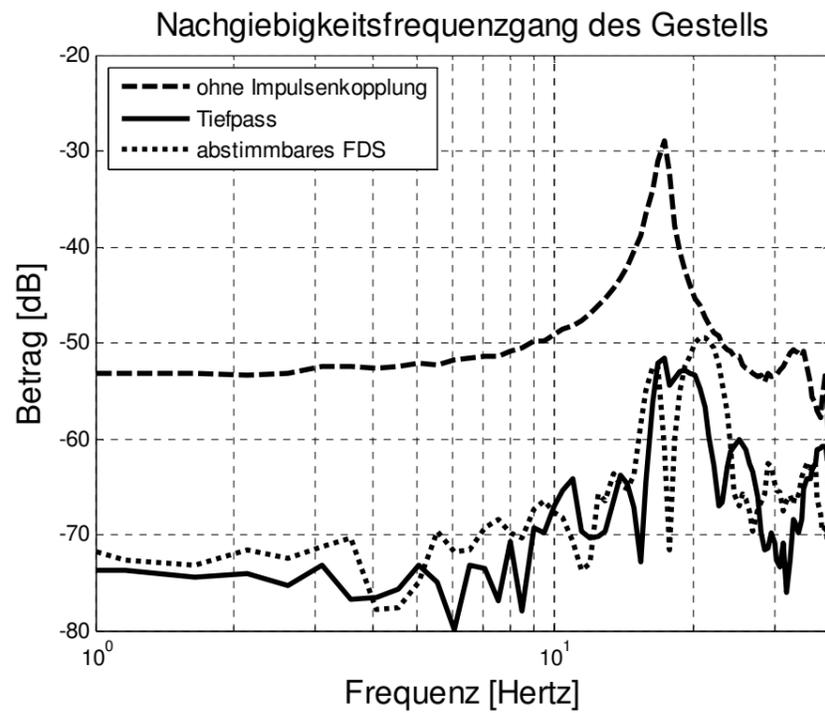


Bild 1-34: Gestellfrequenzgang des Linearmotor-Versuchsstandes

1.8 Zusammenfassung

Ziel des Forschungsvorhabens war es, die Möglichkeiten, aber auch die Grenzen sowie die erforderlichen technischen Randbedingungen für die Impulskopplung – ein Verfahren zur Verringerung der Gestellanregung durch die Reaktionskräfte von Lineardirektantrieben – zu ermitteln. Die Untersuchungen wurden auf der Basis eines eigens dafür entwickelten Versuchsstandes sowie mittels Matlab/Simulink®-Modellen des Versuchsstandes durchgeführt. Es wurde gezeigt, dass deutliche Verringerung der Gestellanregung gegenüber der unentkoppelten Einzelachse erreicht wird. Grenzen des Verfahrens wurden insbesondere hinsichtlich der gestellanregenden Kraftwelligkeit und Rastkraft des Nutzantriebs ermittelt. Außerdem wurde ein starker Einfluss der Reibungsverhältnisse am Sekundärteilschlitten sowie der Gestelleigenschaften festgestellt. Für die Randbedingungen des Versuchsstandes wurden optimale Parameter der Einflussgrößen der Impulskopplung experimentell und simulativ ermittelt.

Darüber hinaus konnten wertvolle Erkenntnisse über das Materialverhalten und hierbei vor allem im Hinblick auf die dynamischen Eigenschaften von thermischen Formgedächtnislegierungen gewonnen werden.

Im Rahmen des Forschungsvorhabens wurde weiterhin ein neues, zur Impulskopplung alternatives und als Impulskompensation bezeichnetes Verfahren zur Vermeidung bzw. Verringerung der durch die Reaktionskräfte von Lineardirektantrieben verursachten Gestellanregung entwickelt und zum Patent angemeldet [16]. Untersuchungsergebnisse zur Impulskompensation wurden in [6, 7, 8, 11] veröffentlicht.

1.9 Literatur

- [1] Berkemer, J.; Koch, T.; Lehner, W.-D.: Effektive Nutzung des Leistungspotenzials von Direktantrieben. Springer VDI Verlag, wt Werkstattstechnik (2004), Nr. 5, S. 233-241
- [2] Berkemer, J.: Effektive Nutzung des Leistungspotenzials von Direktantrieben bei Werkzeugmaschinen. Düsseldorf: VDI Verlag, 2006, Reihe 1 Nr. 391
- [3] Bosch Rexroth AG (Hrsg.): IndraWorks D. 03V16.0110. Bosch Rexroth AG
- [4] Drossel, W.-G., Koch, T.: Dynamikerhöhung durch Entkopplung von Direktantrieben, Elektrisch-mechanische Antriebssysteme, VDI-Berichte 1963, 27. und 28. September 2006, Böblingen
- [5] Holzweißig, F. ; Dreisig, H.: Lehrbuch der Maschinendynamik, Fachbuchverlag Leipzig-Köln, 1994. – ISBN 3-343-00866-4
- [6] Großmann, K. ; Müller, J.: Impulskompensation an einer linearmotorgetriebenen Maschinenachse. In: 14. Dresdner Werkzeugmaschinen-Fachseminar. TU Dresden, 03./04.12.2009. – Paper-Nr. 5
- [7] Großmann, K. ; Müller, J.: Verringerung der Gestellanregung durch Lineardirektantriebe mittels Impulskompensation. In: ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb 100 (2005), Nr. 11, S. 656–660
- [8] Großmann, K. ; Müller, J.: Untersuchungsergebnisse zur Wirksamkeit der Impulskompensation von Lineardirektantrieben. In: ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb 104 (2009), Nr. 9, S. 761–767
- [9] Koch, T., Ihlenfeldt, S., Vesely, J.: Schwingungsreduzierung direkt angetriebener Positioniersysteme, VDI Tagung: Nichtlineare Schwingungen – Reibung und Kontaktmechanik, VDI-Berichte 2022, 13. und 14. November 2007, Kassel
- [10] Kraus Maffei AG: Impulskoppelter Direktantrieb, Patentanmeldung, Aktenzeichen 19810996-2

- [11] Müller, J.: Vergleichende Untersuchung von Methoden zur Verringerung der Gestellanregung durch linearmotorgetriebene Werkzeugmaschinenachsen. Dissertation, TU Dresden, 2009. ISBN 978-3-86780-109-6
- [12] Neugebauer, R.; Riedel M.; Drossel, W.-G.: Modellbasierte Auslegung von Koppellementen. Antriebstechnik, Heft 11/2004, S.70-74.
- [13] Neugebauer, R., Ihlenfeldt, S., Koch, T.: Neue Maschinen- und Antriebsstrukturen, Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb, Jahrgang 100 (2005) 7-8, S. 385-391
- [14] Ohno, Keitaro; Hara, Takeyori: Adaptive resonant mode compensation for hard disk drives. Transactions on Industrial Electronics Vol. 5, No. 2. IEEE, 2006.
- [15] Pagel, K.; Bucht, A., Jung, J.; Numerische Simulation des Aktivierungsverhaltens von thermischen Formgedächtnislegierungen; Model Based Design Forum; Darmstadt, 26.05.2009.
- [16] Schutzrecht DE 102004057062 A1 (22. 06. 2006). Großmann, K. ; Müller, J. ; Jungnickel, G. ; Mühl, A. (Erfinder); Technische Universität Dresden, 01069 Dresden (Anmelder).
- [17] Stoiber, D.; Knorr, M.: Ruckfrei dank der Impulskopplung. Carl Hanser Verlag, WB Werkstatt und Betrieb (2000), Nr. 6, S. 160-164
- [18] Unbehauen, H.: Regelungstechnik I, Klassische Verfahren zur Analyse und Synthese linearer kontinuierlicher Regelsysteme, Fuzzy-Regelsysteme. Vieweg Verlag, 2007. – ISBN 978-3-8348-0230-9 (Print) 978-3-8348-9196-9 (Online)
- [19] Weck, M. ; Brecher, C.: Werkzeugmaschinen; Konstruktion und Berechnung. 8. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006. – ISBN 978-3-540-22502-7