

Untersuchungen zur Auslegung und zum Betriebsverhalten
eines fliehkraftgesteuerten frequenzvariablen
Drehschwingungstilgers

Vom Fachbereich Maschinenbau
der Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte
Dissertation

von

Dipl.-Ing. Joachim Baron

geboren am 07. Oktober 1969 in Bad Pyrmont

2000

1. Referent: **Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll**
2. Referent: **Prof. Dr.-Ing. G.-P. Merker**
Vorsitzender: **Prof. Dr.-Ing. K. Popp**
Tag der Promotion: **25. Mai 2000**

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Universität Hannover. Mein Dank gilt all denen, die mich auf diesem Weg begleitet und unterstützt haben.

Meinem Lehrer, Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Poll, gilt mein besonderer Dank für das entgegengebrachte Vertrauen sowie die stete Förderung und Unterstützung meiner Forschungsarbeit.

Herrn Prof. Dr.-Ing. G.-P. Merker danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferates.

Herrn Prof. Dr.-Ing. K. Popp danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Meinen Dank spreche ich auch allen Kollegen am Institut sowie den Studenten aus, die mich bei den Untersuchungen am Prüfstand tatkräftig unterstützt haben.

Nicht zuletzt danke ich den Mitarbeitern der Volkswagen AG in Wolfsburg, die durch die Bereitstellung des Versuchsmotors und weiteren Versuchsteilen die experimentellen Untersuchungen gefördert haben.

Joachim Baron

Abstract:

Baron, Joachim:

Investigation into the design and operating performance of a speed controlled variable-frequency torsional vibration absorber

The reduction of undesirable vibrations is of high importance in the fields of mechanical engineering, plant engineering and vehicle design. Besides measures containing modulations of the excitation or the system properties, auxiliary elements like absorbers and dampers are used to decrease vibrations and their effects. Conventional absorbers with fixed tuning frequency only operate in a narrow frequency range, known systems with variable tuning frequency require a complex design with specific disadvantages.

In this paper a newly developed torsional dynamic vibration absorber is presented, the frequency of which is tuned in proportion to rotational speed by an integrated mechanism actuated by centrifugal force. This completely mechanical absorber is characterized by high effectiveness and an encapsulated design. The basic computational methods required for an adequate design are described, and the analysis of the dynamic operating performance is discussed. Theoretical calculations as well as an experimental investigation of a practical example of application are presented to show that this machine element has great potential in reducing vibrations.

Discrete torsional vibration models are applied to theoretical investigations in the time and frequency domain. Calculations of a two-mass-model and a complex model with up to twenty degrees of freedom representing the diesel engine used in the experiments give information about the basic dynamic behaviour under harmonic and periodic excitation and about a favourable selection of the parameters of the absorber.

Experimental investigation on a camshaft drive of a direct injection diesel engine verifies the operability of the absorber and - in accordance with the results of the calculation - the high effectiveness of this machine element in reducing oscillation. The dynamic driving torque of the auxiliary units measured at the crankshaft timing gear can be decreased to 35-50 % of the initial value.

The centrifugal controlled variable-frequency torsional vibration absorber is a mechanical component for an effective reduction of torsional vibration in all systems in which excitation torque frequencies vary with rotational speed.

Abstract

Baron, Joachim:

Untersuchungen zur Auslegung und zum Betriebsverhalten eines fliehkraftgesteuerten frequenzvariablen Drehschwingungstilgers.

Die Verminderung von unerwünschten Schwingungserscheinungen besitzt im Maschinen- und Anlagenbau sowie im Fahrzeugbau einen hohen Stellenwert. Neben Maßnahmen, die eine Änderung der Anregungs- oder der Systemeigenschaften beinhalten, werden zur Minimierung von Schwingungen und deren Auswirkungen Zusatzbauteile wie Schwingungsdämpfer und -tilger eingesetzt. Konventionelle Tilger mit fester Abstimmfrequenz sind nur in einem eng begrenzten Bereich wirksam, bekannte Varianten mit variabler Tilgungsfrequenz sind durch einen komplexen Aufbau mit spezifischen Nachteilen gekennzeichnet.

In der vorliegenden Arbeit wird ein neuentwickelter Drehschwingungstilger vorgestellt, dessen Abstimmfrequenz drehzahlproportional durch einen integrierten Mechanismus unter Ausnutzung der Fliehkraft verändert wird. Dieses vollständig mechanisch arbeitende Maschinenelement zeichnet sich durch eine hohe Wirksamkeit bei geschlossener Bauweise aus. Es werden die erforderlichen Berechnungsansätze und -methoden zur funktionsgerechten Auslegung des Drehschwingungstilgers und zur Analyse des dynamischen Betriebsverhaltens dargelegt; das Potenzial des Maschinenelements zur Verminderung von Schwingungserscheinungen wird anhand von theoretischen Berechnungen und experimentellen Untersuchungen an einem konkreten Anwendungsbeispiel aufgezeigt.

Für die theoretischen Untersuchungen im Zeit- und Frequenzbereich wurden diskrete Torsionsschwingungsmodelle herangezogen. Die Berechnungen anhand eines Zweimassen-Modells sowie anhand eines komplexen Modells mit bis zu 20 Freiheitsgraden, mit dem der in den Versuchen eingesetzte Dieselmotor abgebildet wird, gaben Aufschluss über das grundlegende dynamische Verhalten bei harmonischer und periodischer Anregung sowie Hinweise für eine vorteilhafte Auslegung der Kenngrößen des Tilgers.

Die experimentellen Untersuchungen am Steuertrieb eines direkteinspritzenden Dieselmotors belegen sowohl die Funktionsfähigkeit als auch – in Übereinstimmung mit den Ergebnissen der theoretischen Berechnungen – die hohe schwingungsmindernde Wirkung dieses Maschinenelements. Das an der Kurbelwellensynchrone gemessene dynamische Antriebsdrehmoment der Nebenaggregate kann im mittleren und oberen Drehzahlbereich auf 35-50 % des Ausgangswertes abgesenkt werden.

Mit dem fliehkraftgesteuerten frequenzvariablen Drehschwingungstilger steht ein Bauteil zur effektiven Minderung von Drehschwingungen für alle schwingungsbelasteten Systeme zur Verfügung, die durch Drehmomente mit drehzahlproportionaler Frequenz angeregt werden.

Schlagworte:

Drehschwingungstilger, Frequenzabstimmung, Fliehkraftsteuerung

vibration absorber, frequency tuning, centrifugal governor

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	VII
Formelzeichen, Einheiten und Begriffe	IX
1 Einleitung und Zielsetzung der Arbeit	1
2 Maßnahmen zur Schwingungsminderung	3
2.1 Das Prinzip der Schwingungstilgung	4
2.2 Tilger mit konstanter Abstimmfrequenz	5
2.3 Tilger mit veränderlicher Abstimmfrequenz	6
2.3.1 Pendeltilger	7
2.3.2 Selbsteinstellender Drehschwingungstilger	8
2.3.3 Magnetfeldtilger	10
2.3.4 Elektromechanische Schwingungsdämpfung	11
2.3.5 Variation der Federrate durch magnetorheologische Fluide	12
2.3.6 Tilger mit temperaturgesteuerter Steifigkeitsanpassung	13
2.3.7 Elektromotorisch betätigte Verstelltilger	13
2.3.8 Tilger mit aktivem Krafelement	15
3 Der fliehkraftgesteuerte frequenzvariable Drehschwingungstilger	17
3.1 Konstruktiver Aufbau des Tilgers	17
3.2 Auslegung und Berechnung funktionsbestimmender Bauteile	20
3.2.1 Anforderungen an das System	20
3.2.2 Das Feder-Masse-System	22
3.2.3 Die Positioniereinheit	32
3.2.4 Die Trägerstruktur und die Spannelemente	40
3.3 Abstimmungsvarianten des Tilgers	41
3.3.1 Konturierung der Blattfeder zur optimalen Anpassung der Steifigkeit	41
3.3.2 Maßnahmen zur Verringerung der Tilgermasse	45
3.3.3 Auswahl der zu tilgenden Erregerfrequenz	46
3.3.4 Begrenzung der Blattfederbelastung durch Drehwinkelbegrenzer	47
4 Dynamisches Verhalten des Drehschwingungstilgers	49
4.1 Dynamik der Positioniereinheit	49
4.2 Diskrete Torsionsschwingungsmodelle	51
4.2.1 Berechnungen im Frequenzbereich	54
4.2.2 Berechnungen im Zeitbereich	59
4.3 Zweimassen-Modell	60
4.3.1 Grundlegende Betrachtungen zur Dynamik des Tilgers	61
4.3.2 Auswirkung der Primärmasse des Tilgers	73
4.3.3 Allgemeine periodische Anregung	74

4.3.4	Einfluss einer nichtlinearen Kennlinie der Tilgerfeder	83
4.4	Der schwingbelastete Steuertrieb eines Dieselmotor als Anwendungsbeispiel.....	92
4.4.1	Mehrmasse-Modell des TDI-Triebwerks	93
4.4.2	Eigenformen und Eigenfrequenzen	104
4.4.3	Ergebnisse der Modellrechnung mit frequenzvariablem Tilger	108
4.4.4	Variation der dynamischen Kennwerte des Tilgers.....	118
4.4.5	Tilgervariante mit vorteilhaften Kennwerten	124
4.4.6	Wechselwirkung mit dem Kurbelwellen-Schwingungsdämpfer	126
4.4.7	Vergleich mit alternativen Bauteilen zur Schwingungsminderung.....	127
5	Experimentelle Untersuchungen	132
5.1	Messaufbau	132
5.2	Messtechnik.....	133
5.3	Versuchsprogramm	135
5.4	Ergebnisse	137
5.4.1	Tilgerwirkung bei vorteilhaften Kennwerten	137
5.4.2	Tilgerwirkung bei Veränderung von Betriebsparametern	145
6	Diskussion und Ausblick.....	147
7	Zusammenfassung	149
8	Literaturverzeichnis	152

Formelzeichen, Einheiten und Begriffe

$\mathbf{0}$	-	Nullmatrix
b	m	Breite
b_0	m	größte Breite der Trapezfeder
b_1	m	kleinste Breite der Trapezfeder
b_m	m	Breite der Tilgermasse
c_1	Nm/rad	Torsionssteifigkeit der Hauptsystemfeder
c_D	N/m	Steifigkeit der Schraubendruckfeder
c_T	Nm/rad	Torsionssteifigkeit der Tilgerfeder
$c_{T,o}$	Nm/rad	größte Torsionssteifigkeit der Tilgerfeder
$c_{T,Rechteck}$	Nm/rad	Torsionssteifigkeit der Rechteckblattfeder
$c_{T,tr}$	N/m	translatorische Federsteifigkeit der Tilgerfeder
$c_{T,Trapez}$	Nm/rad	Torsionssteifigkeit der Trapezblattfeder
$c_{T,u}$	Nm/rad	kleinste Torsionssteifigkeit der Tilgerfeder
\mathbf{C}	Nm/rad	Steifigkeitsmatrix
d	Nms/rad	Dämpfungskoeffizient
d_1	Nms/rad	Dämpfungskoeffizient Hauptsystem
d_R	Nms/rad	Dämpfungskoeffizient eines Riemenstückes mit Teilungslänge
d_T	Nms/rad	Dämpfungskoeffizient Tilger
D	-	Dämpfungsgrad
\mathbf{D}	Nms/rad	Dämpfungsmatrix
D_i	-	modaler Dämpfungsgrad der i-ten Eigenform
D_T	-	Dämpfungsgrad des Tilgers
E	N/m ²	Elastizitätsmodul
$E_{kin,max,i}$	J	max. kinetische Energie des i-ten Massenelementes
$E_{pot,max,i}$	J	max. potentielle Energie des i-ten Federelementes
f	Hz	Frequenz
$f_{e,i}$	Hz	Eigenfrequenz der i-ten Eigenform
$f_{err,k}$	Hz	Frequenz der k-ten Harmonischen der Erregung
$f_{err,o}$	Hz	Höchste zu tilgende Erregerfrequenz
$f_{err,u}$	Hz	Tiefste zu tilgende Erregerfrequenz
f_{ES}	Hz	Einspritzfrequenz

f_{HS}	Hz	Eigenfrequenz des ungedämpften Hauptsystems ohne Tilger
f_I	Hz	Erste Eigenfrequenz des gekoppelten Systems
f_{II}	Hz	Zweite Eigenfrequenz des gekoppelten Systems
f_{KW}	Hz	Drehfrequenz der Kurbelwelle
f_T	Hz	Eigenfrequenz des ungedämpften Tilgers
f_{VP}	Hz	Ventilpaarfrequenz
F	N	Kraft
F_c	N	Federkraft der Schraubendruckfeder
F_{c0}	N	Vorspannkraft der Schraubendruckfeder
F_{c0}	N	Vorspannkraft der Schraubendruckfeder
$F_{F,Fs}$	N	Fliehkraft, die auf die Federstangen wirkt
$F_{F,Gs}$	N	Fliehkraft, die auf die Gleitsteine wirkt
G	N/m ²	Schubmodul
h	m	Stärke der Feder
h_{Bf}	m	Stärke der Blattfeder
h_{Gs}	m	Stärke der Gleitsteine
I	-	Einheitsmatrix
I_p	m ⁴	polares Flächenträgheitsmoment
I_y	m ⁴	axiales Flächenträgheitsmoment
J	kg·m ²	Massenträgheitsmoment
J	kgm ²	Massenmatrix
J_T	kg·m ²	Massenträgheitsmoment der Tilgermasse
k	-	Ordnung der Harmonischen
k_c	-	Steifigkeitsspreizung
k_f	-	Frequenzspreizung
k_ω	-	Winkelfrequenzspreizung
l	m	Länge
Δl	m	Länge eines Teilelementes der Blattfeder
l_0	m	maximale wirksame Blattfederlänge
l_1	m	Länge der Zugstangen
l_c	m	Länge der Schraubendruckfeder unter Belastung
l_{c0}	m	Ausgangslänge der Schraubendruckfeder ohne Belastung
l_{Gs}	m	Höhe der Gleitsteine
L	m	Länge
m	kg	Masse

m_D	%	relative Kraftstoff-Einspritzmenge
m_{Fs}	kg	Erweiterte Masse der Federstange
m_{Gs}	kg	Erweiterte Masse eines Gleitsteines
Δm_{G-F}	kg	Differenz der Gleitsteinmasse – Federstangenmasse
m_{Sd}	kg	Masse der Schraubendruckfeder
m_{Zs}	kg	Masse einer Zugstange
m'_{Fs}	kg	Masse der Federstange
m'_{Gs}	kg	Erweiterte Masse eines Gleitsteines
m'_{Fs}	kg	Masse der Federstange
m'_{Gs}	kg	Masse eines Gleitsteines
M_{by}	Nm	Biegemoment um die y-Achse
n	min ⁻¹	Drehzahl
n	-	Zählindex
n_{KW}	min ⁻¹	Drehzahl der Kurbelwelle
n_T	min ⁻¹	Drehzahl des Tilgers
\mathbf{q}	-	Skalierungsvektor
r_e	m	Abstand der Einspannstelle der Blattfeder von den Gelenkpunkten
r_{GS}	m	radialer Abstand der Gleitsteine von der Drehachse
r_W	m	Abstand der Krafteinleitungsstelle von der Drehachse des Tilgers
\mathbf{R}	-	Modalmatrix
R_a	m	Außenradius der Tilgermasse
R_i	m	Innenradius der Tilgermasse
Δs	m	Spielmaß
t	s	Zeit
t	-	Neigung der Trapezfederkontur
t_R	s	Rampenzeit
T	Nm	Drehmoment
T	s	Periodendauer
T^c	Nm	Cosinus-Anteil des Erregermomentes
T_D	Nm	Dämpfungs-drehmoment
T_{EP}	Nm	Drehmoment an der Einspritzpumpenzahnscheibe
T_{err}	Nm	Erregerdrehmoment
T_{KW}	Nm	Drehmoment an der Kurbelwellenscheibe
T_{NW}	Nm	Drehmoment an der Nockenwellenscheibe

T_{Pendel}	Nm	Drehmoment des Pendels
T^s	Nm	Sinus-Anteil des Erregermomentes
T_T	Nm	Tilgungsmoment
$T_{T,\text{zul}}$	Nm	zulässiges Tilgungsmoment
V	-	Vergrößerungsfunktion
V_1	-	Vergrößerungsfunktion der Masse 1 des gekoppelten Systems
V_{HS}	-	Vergrößerungsfunktion des Hauptsystems ohne Tilger
V_T	-	Vergrößerungsfunktion der Tilgermasse des gekoppelten Systems
w	m	Durchsenkung
w'	-	Neigung der Tangente der Biegelinie der Blattfeder
w''	1/m	Krümmung der Biegelinie der Blattfeder
$w_{F,\text{max},n}$	m	maximale Durchsenkung infolge der Querkraft
w_{max}	m	maximale Durchsenkung der Blattfeder
w_{Sp}	m	Durchsenkung infolge des Spiels
$w_{T,\text{max},n}$	m	maximale Durchsenkung infolge des Biegemomentes
x	m	absolute Koordinate
$z_{i,\text{eff}}$	-	Anzahl der im Eingriff stehenden Zähne
α	rad	Winkel
α_i	1/s	Abklingkoeffizient der i-ten Eigenform
β	rad	Phasenwinkel
η	-	Frequenzverhältnis
λ	1/s	Eigenwert
μ	-	Massenverhältnis
ρ	kg/m ³	Werkstoffdichte
σ_b	N/m ²	Biegespannung
τ_{max}	N/m ²	Schubspannung
φ	rad	Drehwinkel
φ_1	rad	Drehwinkel Masse 1
φ_G	rad	Grenzwinkel
φ_{Sp}	rad	Spielwinkel
$\varphi_{\text{Sp}, J}$	rad	Spielwinkel der Tilgermasse
φ_T	rad	Drehwinkel Tilgermasse
$\dot{\varphi}$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit

$\ddot{\varphi}$	rad/s ²	Winkelbeschleunigung
$\tilde{\varphi}_h$	rad	homogene Lösung
$\tilde{\varphi}_p$	rad	partikuläre Lösung
ω_i	rad/s	i-te Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Systems
ω_Γ	rad/s	Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Tilgers
$\omega_{\Gamma,ist}$	rad/s	Istwert der Tilgungskreisfrequenz
$\omega_{\Gamma,o}$	rad/s	Obere Tilgungskreisfrequenz
$\omega_{\Gamma,soll}$	rad/s	Sollwert der Tilgungskreisfrequenz
$\Delta\omega_{rel}$	%	relative Abweichung zwischen Ist- und Sollwert der Tilgungskreisfrequenz
Ω	rad/s	Erregerkreisfrequenz

Abkürzungen

KW	Kurbelwelle
NW	Nockenwelle
EP	Einspritzpumpe
WP	Wasserpumpe
FFT	Fast Fourier Transformation

1 Einleitung und Zielsetzung der Arbeit

Die Lösung von Aufgabenstellungen, die im Zusammenhang mit Schwingungserscheinungen in Maschinen und Anlagen stehen, gewinnt zunehmend an Bedeutung. Schwingungen können in Form von periodischen Drehschwingungen oder translatorischen Bewegungen in einer Vielzahl von Maschinen und Anlagen auftreten. Im Maschinenbau traten zuerst dynamische Probleme an Kraft- und Arbeitsmaschinen auf [32]. An Kolbenmaschinen wurden Torsionsschwingungen beobachtet und die Bauelemente von Turbinen wurden durch Biegeschwingungen gefährdet. Mit der ständig wachsenden Arbeitsgeschwindigkeit und der verstärkten Umsetzung des Leichtbaus traten auch auf den anderen Gebieten des Maschinen- und Anlagenbaus sowie des Fahrzeugbaus dynamische Probleme in den Vordergrund.

Die Voraussetzung für das Auftreten von Schwingungserscheinungen ist die Existenz eines schwingfähigen Gebildes in Kombination mit einer geeigneten Schwingungsanregung. Die Schwingungsanregung kann dabei zum Beispiel aus periodischen Arbeits- und Bewegungsprozessen, Unwuchten oder transienten Stoß- und Anfahrvorgängen resultieren. Aus den genannten Bedingungen wird ersichtlich, dass bei einer Vielzahl von Maschinen Schwingungen auftreten können.

Das Ziel maschinendynamischer Untersuchungen ist neben der Erfassung und der Analyse der Schwingungserscheinungen in vielen Fällen die Entwicklung geeigneter Maßnahmen zur Vermeidung oder zumindest Verminderung der mit den Schwingungen einhergehenden unerwünschten Effekte. Schwingungen können beispielsweise zu einer erhöhten Beanspruchung der Bauteile einer Maschine oder zu Belastungen der Umwelt und der Benutzer durch Geräuschemissionen und Vibrationen führen. Sowohl die Erregung als auch die dynamischen Eigenschaften des schwingfähigen Systems bieten bereits verschiedene Ansatzpunkte, um die Auswirkungen der Schwingungen einzuschränken. Darüber hinaus kommen auch Zusatzbauteile, wie zum Beispiel Schwingungsdämpfer oder Tilger, häufig zum Einsatz.

Der Synchronriementrieb eines direkteinspritzenden Pkw-Dieselmotors war Gegenstand der in [20] dokumentierten Schwingungsuntersuchungen, die am Institut für Maschinenelemente der Universität Hannover durchgeführt wurden. Der Steuertrieb wird neben dem periodisch schwankenden Drehmoment der Nockenwelle insbesondere durch das stark impulshaltige Drehmoment der Dieseleinspritzpumpe zu Drehschwingungen der Wellen sowie zu transversalen Riemenschwingungen angeregt. Diese dynamischen Belastungen führen zu einer hohen Beanspruchung des Riemens und zu Abweichungen im Synchronlauf der Wellen, die mit Funktionsstörungen verbunden sein können.

Zur Verbesserung des dynamischen Betriebsverhaltens wurde ein Impulsabsorber entwickelt, der auf der Basis einer elastischen Entkopplung der Einspritzpumpe vom übrigen Riementrieb zu einer Absenkung der Belastung beiträgt. Dieses direkt im Kraftfluss integrierte und damit hochbeanspruchte Bauteil besitzt im unteren Drehzahlbereich des Motors aber nur eine eingeschränkte Wirkung.

Aufgrund der mit der Drehzahl veränderlichen Erregerfrequenzen ist durch den Einsatz von Tilgern mit fester Abstimmfrequenz keine weitreichende Entlastung zu erzielen. Bekannte Tilger mit variabler Tilgungsfrequenz besitzen zwar eine hohe Wirksamkeit, sie haben jedoch insbesondere hinsichtlich des komplexen Aufbaus spezifische Nachteile.

Im Zuge der technischen Weiterentwicklung ist bei modernen Einspritzsystemen, wie zum Beispiel beim Pumpe-Düse-System, mit einem weiteren Anstieg des erforderlichen Antriebsdrehmomentes zu rechnen [29]. Zur Gewährleistung optimaler Verbrennungsprozesse werden auch die Anforderungen hinsichtlich des Synchronlaufs der Nockenwelle und der Einspritzpumpenwelle zur Kurbelwelle erhöht werden. Aus diesen Gründen besteht insbesondere in diesem Bereich weiterhin ein großer Bedarf an effektiven schwingungsmindernden Maßnahmen bzw. Bauteilen.

Im Rahmen dieser Arbeit wird daher ein neuentwickelter frequenzvariabler Drehschwingungstilger vorgestellt. Dieses Zusatzbauteil zeichnet sich aufgrund der variablen, fliehkraftgesteuerten Abstimmfrequenz durch eine hohe Wirksamkeit in großen Drehzahlbereichen aus. Das Bauteil benötigt zum Betrieb weder eine externe Leistungsversorgung noch mess- und regelungstechnische Einrichtungen und kann daher relativ einfach in bestehende Systeme integriert werden.

In der Arbeit wird neben konstruktiven Aspekten die funktionale Auslegung des Bauteils erläutert. Mit Hilfe von diskreten Torsionsschwingungsmodellen wird das dynamische Betriebsverhalten des Tilgers auch in komplexen Systemen untersucht. Die Funktionsfähigkeit dieser Neuentwicklung wird beispielhaft durch experimentelle Untersuchungen an einem konkreten Anwendungsfall nachgewiesen. Dazu wird der Tilger an die Verteilereinspritzpumpe eines direkteinspritzenden Dieselmotors adaptiert und die erreichten Verbesserungen hinsichtlich der dynamischen Belastungen messtechnisch erfasst.

Das Ziel dieser Arbeit ist es, die erforderlichen Berechnungsansätze und -methoden zur funktionsgerechten Auslegung des Drehschwingungstilgers und zur Analyse des dynamischen Betriebsverhaltens bereitzustellen sowie das Potenzial des Maschinenelements zur Verminderung von Schwingungserscheinungen anhand von theoretischen Berechnungen und experimentellen Untersuchungen aufzuzeigen.

2 Maßnahmen zur Schwingungsminderung

Die Notwendigkeit einer Analyse und Berechnung eines technischen Systems unter dynamischen Gesichtspunkten kann vielfältige Ursachen haben und es können verschiedene Zielsetzungen verfolgt werden. Folgende Aspekte können dabei von Bedeutung sein:

- Erfassung der dynamischen Belastung,
- Verminderung der dynamischen Belastung,
- Sicherung der Funktionsfähigkeit,
- Verminderung der Geräuschentwicklung,
- Erhöhung des Komforts.

Für eine sichere Dimensionierung einer Maschine ist insbesondere bei hochbelasteten Elementen die Kenntnis der dynamischen Belastung unentbehrlich und gegenüber einer statischen Auslegung vorzuziehen. Wenn die aus Schwingungen resultierenden Belastungen die Festigkeit der Bauteile überschreitet, kann die Maschinendynamik Möglichkeiten zur Reduktion der Belastung aufzeigen. Unabhängig von den Belastungen kann aber auch die Funktionsfähigkeit einer Maschine durch Schwingungen teilweise eingeschränkt oder vollständig aufgehoben sein. Dies ist zum Beispiel dann der Fall, wenn der geforderte Synchronlauf zweier Elemente durch Schwingungen gestört wird. Schwingungen können auf verschiedenen Wegen auch in entfernten Bereichen der Maschinenstruktur zu einer störenden Geräuschentwicklung beitragen sowie durch Vibrationen den Komfort bei der Nutzung einer Maschine stören.

Zur Beeinflussung von Schwingungserscheinungen stehen verschiedene Methoden zur Verfügung. Ist das Ziel eine Verminderung der Schwingungen, so können unter anderem folgende Lösungsansätze herangezogen werden:

- Veränderung der Schwingungsanregung
- Entkopplung der Anregung, Verhinderung der Weiterleitung ins Restsystem
- Verstimmung des Systems
- Entzug von Schwingungsenergie
- Kompensation der Anregung durch Zusatzbauteile

Besonders vorteilhaft erscheint die erstgenannte Methode, bei der durch Veränderung der Eigenschaften der Anregung wie Amplitude und Frequenz das schwingungstechnische Problem verringert wird. Eine Verringerung der Amplitude zum Beispiel durch Massenausgleich bei Unwuchterregung oder eine Verschiebung der Frequenz außerhalb des Resonanz-

bereiches ist aber aufgrund der engen Verbindung zwischen dem Arbeitsprinzip und den Anregungseigenschaften nur in wenigen Fällen möglich.

Durch elastische Entkopplung kann verhindert werden, dass eine lokale Erregung in allen Bereichen des Systems wirkt. Das Einfügen von relativ weichen Elementen zur Entkopplung ist aber im Allgemeinen mit einer deutlichen Zunahme der Synchronisationsabweichungen zwischen den Bauteilen verbunden.

Das schwingfähige System kann durch Änderung der dynamischen Eigenschaften, wie der Steifigkeit und der Massenträgheit einzelner Bauteile, zur Vermeidung von Resonanzanregungen verstimmt werden. Diesem Vorgehen sind jedoch meist aufgrund funktionaler Vorgaben und konstruktiver Aspekte enge Grenzen gesetzt.

Eine häufig angewandte Methode ist die Bedämpfung des Systems, um Schwingungsenergie durch Umwandlung in andere Energieformen zu entziehen und so die mit den Schwingungen verbundenen Effekte zu begrenzen. Allein durch eine geeignete Wahl hochdämpfender Werkstoffe kann bereits ohne zusätzliche Bauteile eine Struktur vor unerwünschten Belastungen geschützt werden. Mit Hilfe von zusätzlichen Dämpfern kann der Anteil an dissipierter Energie weiter erhöht werden. Dabei ist aber zu beachten, dass diese Energiewandlung immer mit einer Absenkung des mechanischen Wirkungsgrades der technischen Anlage einhergeht.

Das Grundprinzip des in dieser Arbeit vorgestellten, neuentwickelten Tilgers basiert auf der Kompensation der Anregung durch Zusatzbauteile. Ähnlich zu der Entkopplung wird hier die Wirkung der Anregung auf wenige Bauteile beschränkt, indem Zusatzbauteile gegenläufig zur Erregung schwingen und so eine Reduzierung der Belastung ermöglichen.

2.1 Das Prinzip der Schwingungstilgung

Das Prinzip der Schwingungstilgung findet bereits seit langem Anwendung in der Technik, eine ausführliche Beschreibung dieses Phänomens findet sich zum Beispiel in [34] und im Hinblick auf den konkreten Anwendungsfall der Torsionsschwingungsdämpfung in der Verbrennungskraftmaschine auch in [25] und [26]. Hier werden auch einige Beispiele für ausgeführte Konstruktionen vorgestellt.

Wenn an einer Masse eines schwingfähigen Systems eine harmonische Anregung mit der Frequenz Ω wirkt, so wird das System im stationären Zustand mit der gleichen Frequenz Schwingungen ausführen. Wird an diese Masse ein Tilger gekoppelt, der aus einem elastischen Element und einer Masse besteht, dann können die Schwingungen der Hauptsystemmasse vollständig ausgelöscht werden. Als Voraussetzung für diesen Effekt muss die Eigenfrequenz des Tilgers ω_T als eigenständiges Feder-Masse-System auf die Erregerfrequenz abgestimmt werden. Bei Kopplung der beiden Teilsysteme schwingt dann

der Tilger mit begrenzter Amplitude genau gegenphasig zu der Erregung, so dass der Betrag der Federkraft des Tilgers zu jedem Zeitpunkt der Erregerkraft entspricht und diese somit kompensiert. Entsprechend wirkt auf das Hauptsystem keine resultierende Kraft mehr ein, so dass es vollständig in Ruhe bleibt. Die Kompensation durch den Tilger kann auch als eine feste Einspannung des Systems am Koppelpunkt verstanden werden, die elastischen Momente des Tilgers ersetzen dabei die Einspannkkräfte [34].

Die hier behandelten Schwingungstilger und –dämpfer sind von der Gruppe der elastischen, dämpfenden Kupplungen zu unterscheiden, die häufig auch als Torsionsschwingungsdämpfer bezeichnet werden. Diese Elemente verhindern zum einen durch eine elastische Entkopplung von Teilsystemen eine Weiterleitung von Schwingungen in angrenzende Strukturen und zum anderen dämpfen sie die Schwingungen, wenn parallel zum elastischen Element ein Dämpfungsglied vorhanden ist. Eine einfache Unterscheidungsmöglichkeit zwischen den Elementen besteht darin, dass die Kupplungselemente immer im vollen Kraftfluss des Systems integriert sind, wohingegen die ungedämpften und gedämpften Tilger separate Zusatzbauteile sind, die unabhängig vom Kraftfluss an das System angekoppelt werden. Das Zweimassen-Schwungrad im Kraftfahrzeugbereich oder der in [20] vorgestellte Impulsabsorber basieren beispielsweise auf der elastischen, gedämpften Entkopplung.

2.2 Tilger mit konstanter Abstimmfrequenz

Die einfachste Bauform eines Zusatzsystems zur Schwingungstilgung sind die Tilger mit unveränderlicher Abstimmfrequenz. Sie bestehen aus einer Masse und einem elastischen Element, das in der Regel gleichzeitig dämpfende Eigenschaften besitzt. Liegt ein gedämpftes System zum Beispiel aufgrund der häufig verwendeten Gummifedern vor, so lautet die korrekte Bezeichnung des Bauteils eigentlich „Schwingungsdämpfer“. Wenn verhältnismäßig geringe Dämpfung vorliegt und damit die Schwingungskompensation überwiegt, wird in dieser Arbeit weiterhin der Begriff „Tilger“ verwendet.

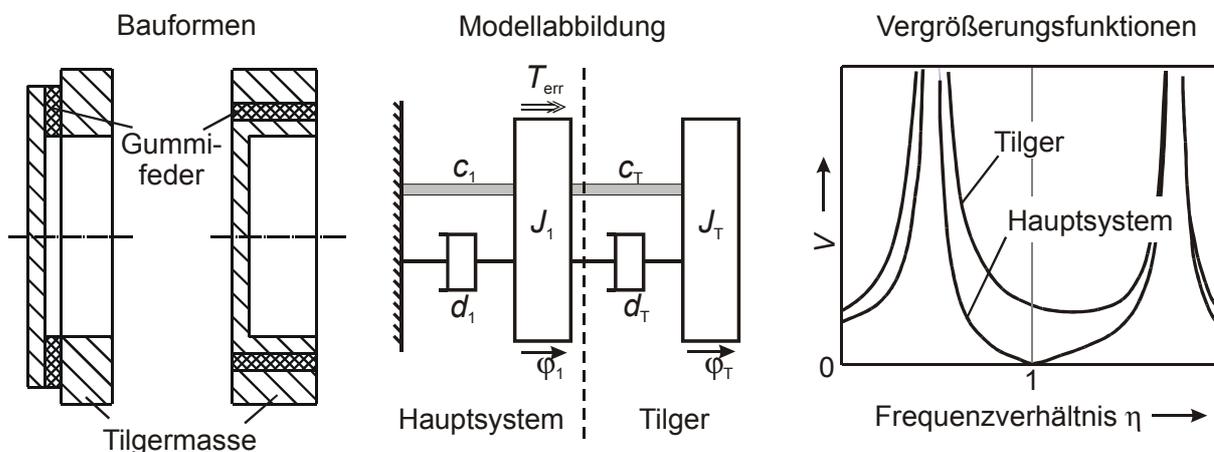


Bild 1: Allgemeine Bauformen für Drehschwingungstilger nach [32] mit Modell und Vergrößerungsfunktionen

Bild 1 zeigt den typischen Aufbau eines solchen Elements. Zusätzlich sind die Modellabbildung in Form eines Zweimassen-Systems und beispielhaft die charakteristischen Vergrößerungsfunktionen für die zwei Drehmassen gegeben.

Anhand der Vergrößerungsfunktionen ist zu erkennen, dass mit Hilfe des Zusatzsystems die Amplituden der Masse des Hauptsystems bei geeigneter Abstimmung im Tilgungspunkt verschwinden. Aufgrund der Kopplung besitzt das Gesamtsystem nun zwei Freiheitsgrade und entsprechend auch zwei Eigenfrequenzen. Diese zwei Resonanzstellen liegen auf der Abszisse links und rechts neben dem Tilgungspunkt. Dieser Sachverhalt stellt den entscheidenden Nachteil der Tilger mit fester Abstimmfrequenz dar. Liegen instationäre Betriebszustände und damit nicht konstante Anregungsfrequenzen vor, wie es bei vielen Maschinen und Anlagen der Fall ist, so ergibt sich gegenüber dem ungetilgten System eine weitere Resonanzstelle, bei der hohe Belastungen infolge der Amplitudenüberhöhung auftreten können. Schon durch das An- und Auslaufen einer Maschine muss der Resonanzbereich durchfahren werden. Der Einsatz eines ungedämpften Tilgers mit konstanter Frequenz ist daher in jedem Fall problematisch.

Eine Bedämpfung des Zusatzsystems reduziert die Belastung in den Resonanzstellen, verringert aber gleichzeitig die Amplitudenabsenkung des Hauptsystems im Tilgungspunkt. Die Auslegung und Bestimmung vorteilhafter Kennwerte solcher Schwingungsdämpfer ist besonders wichtig, um einen optimalen Kompromiss zwischen der Wirkung im Tilgungspunkt und der Belastung in den Resonanzbereichen zu erzielen [13], [14], [53] und [60]. Insbesondere die Verwendung von Elastomerfedern erfordert eine komplexe Berechnung zur Bestimmung der Kennwerte [24]. Aufgrund des einfachen Aufbaus kann es indes gelingen, mit geringem Aufwand bereits vorhandene Bauteile für eine Schwingungstilgung zu nutzen [44].

Um die Wirkung dieser Tilger zu steigern, wird auch eine Erhöhung der Anzahl der Tilgermassen und –federn ([13], [54]) oder der Einsatz von Kontinuumsschwingern mit breitem Eigenfrequenzband in Betracht gezogen [15].

2.3 Tilger mit veränderlicher Abstimmfrequenz

Um die Nachteile der Tilger mit konstanter Abstimmfrequenz bzw. die verminderte Wirkung der Schwingungsdämpfer zu umgehen, sind eine Reihe von frequenzvariablen Tilgern entwickelt worden. Durch eine kontinuierliche Anpassung der Tilgerfrequenz an die Erregerfrequenz im Betrieb wird der Einsatz in Maschinen mit instationären Betriebszuständen auch bei kleiner Tilger- und Hauptsystemdämpfung möglich. Neben den unvermeidbaren Dämpfungsverlusten, die jedem realen System anhaften, kann mit einem frequenzvariablen Tilger eine möglichst geringe Dämpfung mit der daraus resultierenden hohen Verminderung der Amplituden angestrebt werden, da das „Mitlaufen“ mit der Erreger-

frequenz eine kritische Resonanzanregung verhindert. Wie später noch gezeigt wird, gilt dies uneingeschränkt nur dann, wenn keine weiteren, ungetilgten Anregungen an anderen Punkten im System wirksam sind.

In der vorliegenden Arbeit wird ein neues Funktionsprinzip für einen derartigen frequenzvariablen Schwingungstilger vorgestellt und die Auslegung sowie das dynamische Betriebsverhalten dieses Maschinenelementes untersucht. Zuvor werden in den folgenden Abschnitten bereits bestehende Konzepte und ihre konstruktive Umsetzung vorgestellt.

2.3.1 Pendeltilger

Die Wirkung eines Fliehkraft-Pendeltilgers beruht ausschließlich auf der Ausnutzung von Fliehkräften, die eine Tilgung einer beliebigen drehzahlproportionalen Erregerfrequenz erlaubt. **Bild 2** zeigt den prinzipiellen Aufbau eines solchen Tilgers.

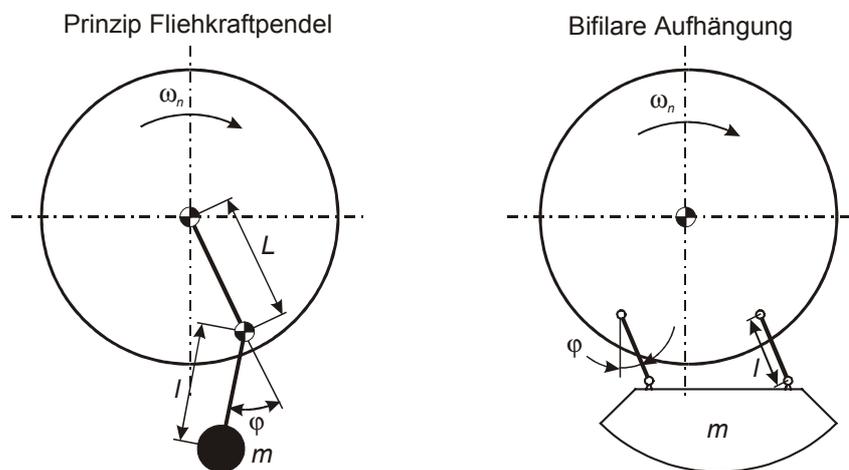


Bild 2: Aufbau eines Pendeltilgers und bifilare Aufhängung nach [34]

Der Aufhängepunkt des Fliehkraftpendels mit der Pendellänge l besitzt den Abstand L von der Drehachse des Tilgers, der sich mit der Winkelgeschwindigkeit ω_n dreht. Ein Pendel im Fliehkraftfeld besitzt die von der Winkelgeschwindigkeit abhängige Eigenkreisfrequenz [34]

$$\omega_{\text{PT}} = \omega_n \cdot \sqrt{\frac{L}{l}} \quad (1)$$

Tilgung tritt dann ein, wenn die Eigenfrequenz des Pendels mit der Erregerfrequenz übereinstimmt. Entsprechend wird das Längenverhältnis L/l als Abstimmparameter des Tilgers herangezogen. Das dann um die Drehachse wirkende Drehmoment des Pendels berechnet sich unter Anwendung mathematischer Näherungsgleichungen und der Voraussetzung kleiner Schwingwinkel des Pendels φ zu:

$$T_{\text{Pendel}} = m \cdot L \cdot (L + l) \cdot \omega_n^2 \cdot \varphi \quad (2)$$

Aufgrund des quadratischen Zusammenhangs sind für eine ausreichende Größe des Tilgungsmomentes also ein großer Abstand L des Aufhängepunktes und eine hohe Winkelgeschwindigkeit günstig. Bei kleinen Drehzahlen und beschränktem Bauraum sind entsprechend große Pendelmassen oder Schwingwinkel erforderlich. Kleine Pendellängen bei großen Massen werden durch die bifilare Aufhängung erzielt [52]. Die Pendeltilger haben sich im Kolbenflugmotor bei langen Laufzeiten ohne Stillstand bewährt (s. a. [56]), finden aber im Fahrzeugmotor kaum Verwendung, da die Probleme infolge der erhöhten Belastung beim An- und Auslauf erheblich sind [32]. In [26] werden des weiteren Schwierigkeiten bei der Lagerung der Pendelmassen sowie bei der Begrenzung der Schwingwinkel der Pendel im unteren Drehzahlbereich und beim Anlassen genannt.

In [66] finden sich Untersuchungen zum Einsatz eines Pendeltilgers im Antriebsstrang von Fahrzeugen als Ersatz für einfache Schwungräder. In den Patentschriften [17] und [18] werden konstruktive Lösungsmöglichkeiten aufgezeigt, um zumindest die Geräuschbildung durch das Anschlagen der Pendelmassen zu Beginn und bei Beendigung der Drehbewegung einzuschränken, siehe auch **Bild 3**. Die in [17] vorgestellte Erfindung soll dabei vorrangig einer Erhöhung der Pendelmassen durch optimale Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Bauraums dienen. In [9] wird ein auf diesen Konzepten beruhender Pendeltilger vorgestellt, der als Alternative für den Einsatz eines Zweimassen-Schwungrads im Antriebsstrang vorgeschlagen wird.

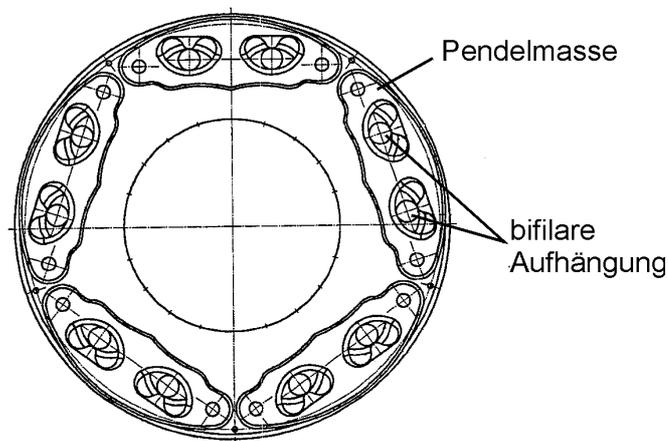


Bild 3: Geräuscharmer Pendeltilger mit bifilarer Aufhängung der Pendelmassen [18]

2.3.2 Selbsteinstellender Drehschwingungstilger

Ein ebenfalls vollständig mechanisches Konzept eines Schwingungstilgers wird in [39] vorgestellt. Der Mechanismus soll eine selbsttätige Abstimmung auf die Erregerfrequenz gewährleisten. Als Federelement wird ein zylinderförmiges Gummielement mit in Abhängigkeit von der Winkellage veränderlicher Steifigkeit vorgeschlagen, das sich in einer Aussparung der

Tilgermasse befindet. Die Federstütze, an denen die Gummielemente befestigt sind, kann relativ zur zentralen Welle verdreht werden. Dies hat zwangsläufig aufgrund eines fest mit der Zentralwelle verbundenen Hebelwerkes (**Bild 4** rechts) eine Drehung der Gummielemente um ihre Achse zur Folge. Entsprechend ergibt sich eine Veränderung der Federrate des Tilgers. Um die Drehbewegung der Federstütze und damit der Gummielemente zu steuern, ist eine Bremse zwischen Stütze und Welle vorgesehen, die durch die Schwingungen eines Hilfsschwingers je nach Schwingrichtung wechselweise eine Bewegung zulässt oder blockiert. Die Eigenfrequenz des Hilfsschwingers soll dabei oberhalb der Erregerfrequenz liegen, so dass die Hilfsmasse aufgrund der unterkritischen Anregung phasengleich mit der Welle schwingt. Die Kräfte, die sich aus den Schwingungen der Tilgermasse ergeben, sollen solange zu einer Verdrehung der Federstütze führen, bis Erregerfrequenz und Tilgerfrequenz übereinstimmen und die Tilgermasse mit einer Phasenverschiebung von 90° zur Welle und zum Hilfsschwinger schwingt. In diesem Zustand übt die Tilgermasse kein bevorzugtes Drehmoment mehr in einer bestimmten Richtung auf die Federstütze aus, da die Bremse während einer Halbschwingung der Tilgermasse die Bewegung für eine Viertel Periode bremst und für die gleiche Dauer freigibt.

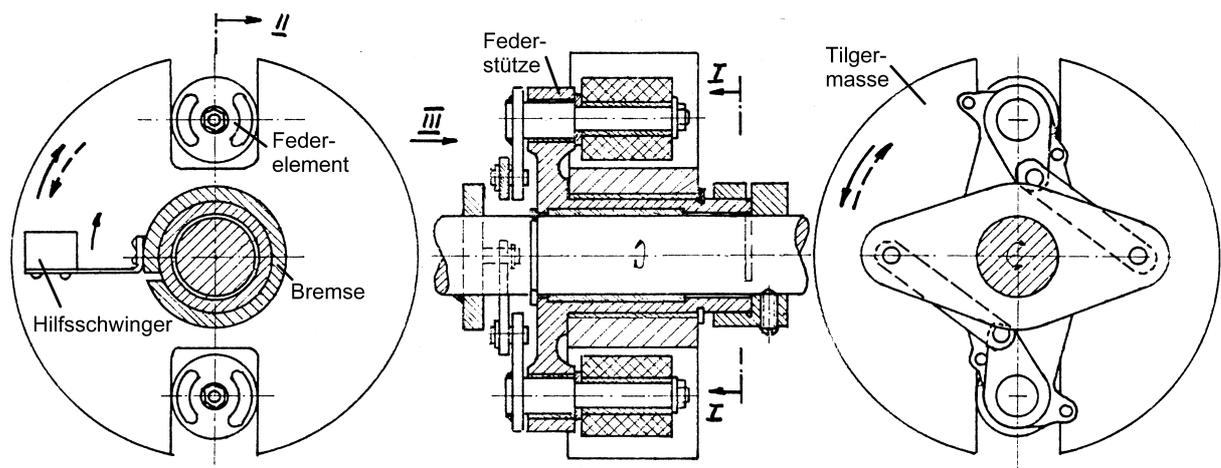


Bild 4: Mechanisch geregelter Drehschwingungstilger nach [39]

Eine mögliche Ursache dafür, dass diese schon recht lange veröffentlichte Erfindung keine bekannte Anwendung gefunden hat, kann in der Selbsthemmung des Mechanismus gesehen werden, mit der bei der vorgesehenen Verdrehung der Gummielemente unter Last im verformten Zustand gerechnet werden muss. Zum anderen muss die reibschlüssige Verbindung zwischen Welle und Federstütze durch die Bremse in der Mittelstellung eine ausreichende Drehmomentübertragung zum Aufbau eines wirksamen Tilgungsmomentes gewährleisten. Dies erfordert entsprechend hohe Vorspannkraft und einen großen Hilfsschwinger, der bei unterkritischer Anregung ausreichend hohe Kräfte insbesondere zur Freigabe der Bremse erzeugt. Auch wenn keine Selbsthemmung vorliegen würde, kann in der Nähe des Tilgungspunktes aufgrund der verschwindenden Schwingungen der Welle und des

Hilfsschwingers nur mit einem langsamen Verstellvorgang gerechnet werden. Die Auswirkungen einer periodischen Anregung des Systems und der daraus resultierenden veränderten Betätigung der Bremse sowie die Einflüsse von Querschwingungen auf den Hilfsschwinger können zu weiteren Störungen des Funktionsprinzips führen.

2.3.3 Magnetfeldtilger

Bei den in diesem Abschnitt beschriebenen Tilgern wird das elastische Element des Tilgers durch ein Magnetfeld gebildet. Durch Verwendung von Elektromagneten besteht über die Regelung des elektrischen Stroms die Möglichkeit, die Steifigkeit des Magnetfeldes gezielt zu beeinflussen und so eine Anpassung der Tilgerfrequenz zu erreichen.

Der in **Bild 5** gezeigte gedämpfte Schwingungstilger mit elektrischer Regeleinheit enthält neben dem regelbaren Elektromagneten noch ein aktives Wirbelstromdämpfungselement [19].

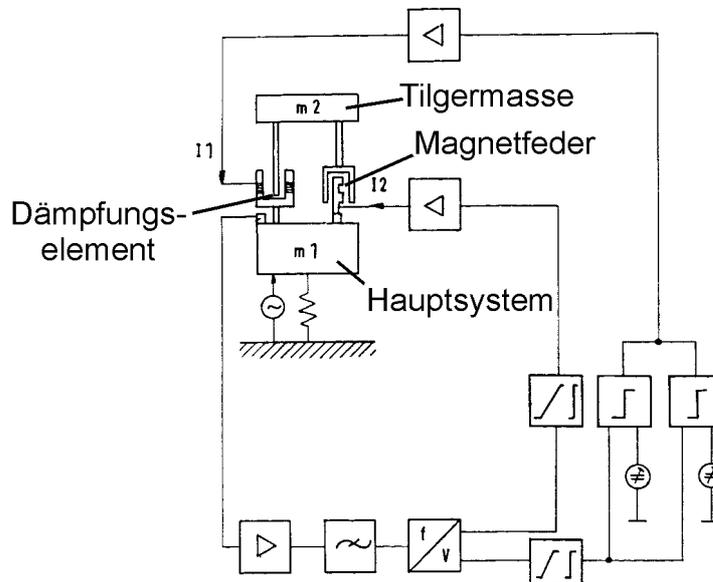


Bild 5: Schwingungsdämpfer mit elektrisch steuerbarer Dämpfung und Steifigkeit [19]

In [59] findet sich eine Variante, bei der das Magnetfeld parallel zu einer mechanischen Feder wirkt. Die Gesamtsteifigkeit der Anordnung berechnet sich entsprechend aus der Summe der Einzelsteifigkeiten der Federelemente. Über die Vorrichtungen zur Steuerung des Elektromagneten werden keine detaillierten Angaben gemacht.

In [12] wird aufbauend auf umfangreichen Untersuchungen an einem Translationschwinger, bei dem ebenfalls als elastisches Element des Tilgers ein elektrisch steuerbares Magnetfeld genutzt wird, die erfolgreiche Übertragung der theoretischen Erkenntnisse auf einen elektrisch steuerbaren Drehschwingungstilger für eine Schiffsantriebsanlage beschrieben.

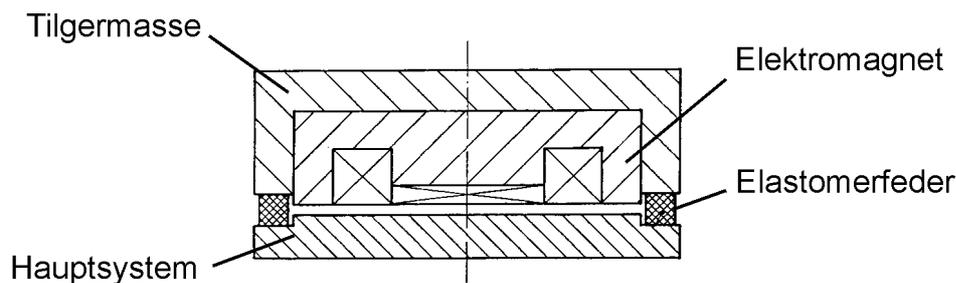


Bild 6: Schwingungsdämpfer mit Parallelschaltung von mech. Feder und Magnetfeld nach [59]

2.3.4 Elektromechanische Schwingungsdämpfung

Eine elektromechanische Einrichtung zur Schwingungsminderung wird in [46] beschrieben, **Bild 7**. Die Schwingungen eines mechanischen Systems, das durch eine Kraft angeregt wird, sollen durch Magnetkräfte, die auf eine an der Masse befestigte und in einen feststehenden Magneten eintauchende Spule wirken, reduziert werden. Im Unterschied zu den Magnetfeldtilgern wird hier kein mechanisch schwingfähiges Zusatzsystem an das Hauptsystem gekoppelt, es wirken lediglich die selbstinduzierten elektromagnetischen Kräfte der Anregungskraft entgegen.

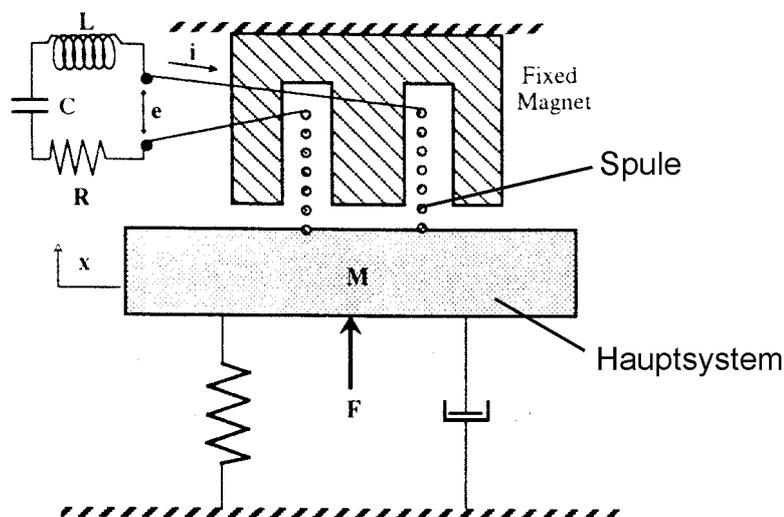


Bild 7: Modell des elektromechanischen Schwingungsabsorbers nach [46]

Die Spule ist in einen elektrischen RCL-Schaltkreis integriert, dessen elektrische Eigenschaften die Frequenz bestimmen, bei der eine Absenkung der Amplituden der mechanischen Schwingungen zu verzeichnen ist. Der Autor sieht den entscheidenden Vorteil dieser Anordnung gegenüber einem rein mechanischen Tilger darin, dass große elektrische Ströme, die im Tilgungspunkt auftreten, leichter zu handhaben sind als die Schwingbelastungen eines mechanischen Tilgers.

Die Möglichkeit zur Steuerung oder Regelung der Tilgungsfrequenz wird in dem Beitrag zwar nicht genannt, eine Anpassung der Induktivität L und der Kapazität C des elektrischen Schwingkreises erscheint aber zur Variation der Tilgungsfrequenz eine grundsätzlich umsetzbare Möglichkeit zu sein. Hierzu wären entsprechend weitere Bauteile zur Erfassung der Erregerfrequenz und der Steuerung der genannten Größen erforderlich.

Ein vergleichbares System für Drehschwingungen ist die seit langer Zeit bekannte und von der Continental AG unter dem Namen *ISAD* weiterentwickelte kombinierte Starter-Generator-Einheit [6]. Neben den zwei Hauptfunktionen soll mit Hilfe dieses Bauteils auf das Schwungrad und die Kurbelwelle ein Gegenmoment aufgebracht werden, das die durch Gas- und Massenkräfte verursachten Wechsellmomente ausgleicht und dämpft.

Aufgrund der Leitungsverluste sowie der Verluste bei der Energiewandlung und beim Auf- bzw. Entladen des Energiespeichers muss bei diesen Systemkonzepten erhebliche Energie zur Tilgung zugeführt werden. Gleichzeitig ergibt sich durch die Verluste eine hohe thermische Belastung der elektrischen Komponenten. Bei einem rein mechanischen System kann aufgrund des direkten und kurzen Leistungsflusses zwischen Feder und Masse von deutlich günstigeren Wirkungsgraden bei hoher Leistungsdichte ausgegangen werden.

2.3.5 Variation der Federrate durch magnetorheologische Fluide

Elastische Aggregatlager werden im Kraftfahrzeug zur Aufhängung von Motor und Getriebe verwendet, um störende Schwingungen nicht in die Karosserie weiterzuleiten [30]. Zur Anpassung an verschiedene Betriebszustände werden sie mit variabler Steifigkeit versehen. In [51] wird eine Lagervariante vorgestellt, bei der mittels eines magnetorheologischen Fluids, das sich innerhalb einer Kammer befindet, die Gesamtsteifigkeit des Lagers verändert wird. Magnetorheologische Fluide (MRF) verändern ihre Viskosität unter Einwirkung eines Magnetfeldes, das im angeführten Fall durch einen Elektromagneten erzeugt wird.

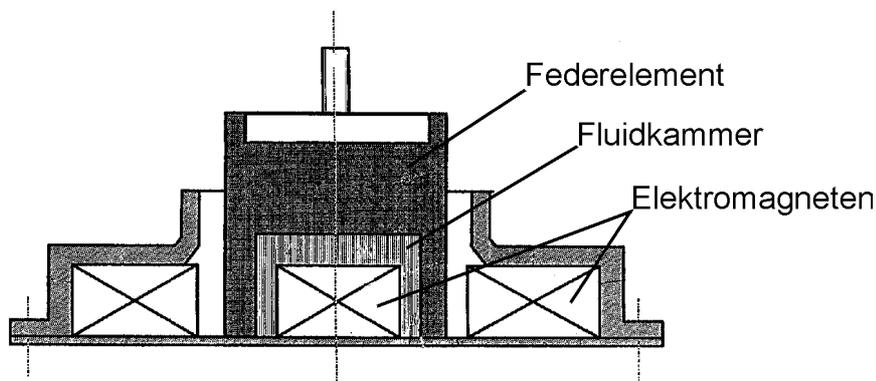


Bild 8: Aggregatlager mit magnetorheologischer Flüssigkeit nach [51]

Die Verwendung eines derartigen Lagers als elastisches Element mit variabler Steifigkeit für einen frequenzvariablen Tilgers erscheint durchaus möglich, wenn die Steuerung der Viskosität des Fluids in ausreichend feiner Auflösung möglich ist.

2.3.6 Tilger mit temperaturgesteuerter Steifigkeitsanpassung

Der in [23] beschriebene Schwingungstilger weist parallel zum Hauptfederelement eine Zusatzfeder aus gummielastischem Werkstoff auf, deren Steifigkeit in Abhängigkeit von der Temperatur verändert wird (**Bild 9**). Dies geschieht durch Überdeckung der zylinderförmigen Zusatzfeder mittels einer steifen Rohrhülse, so dass die freie Wirklänge der Feder verkürzt wird. Der Antrieb der Hülse kann durch ein gegen eine Rückstellfeder wirkendes Dehnstoffelement gebildet sein, das in Abhängigkeit von der Temperatur sein Volumen stark verändert.

Die Steuerung der Zusatzfeder dient gemäß der Patentschrift dem Ausgleich temperaturbedingter Steifigkeitsänderungen der Hauptfeder aus Elastomer, die eine ungewünschte Verschiebung der Eigenfrequenz des Tilgers zur Folge hat. Die Verwendung einer beweglichen Hülse zur Steuerung der Steifigkeit könnte aber ebenfalls zur Variation der Eigenfrequenz in weiten Bereichen dienen. Zu diesem Zweck müsste die Hülse durch einen gesteuerten Antrieb bewegt werden.

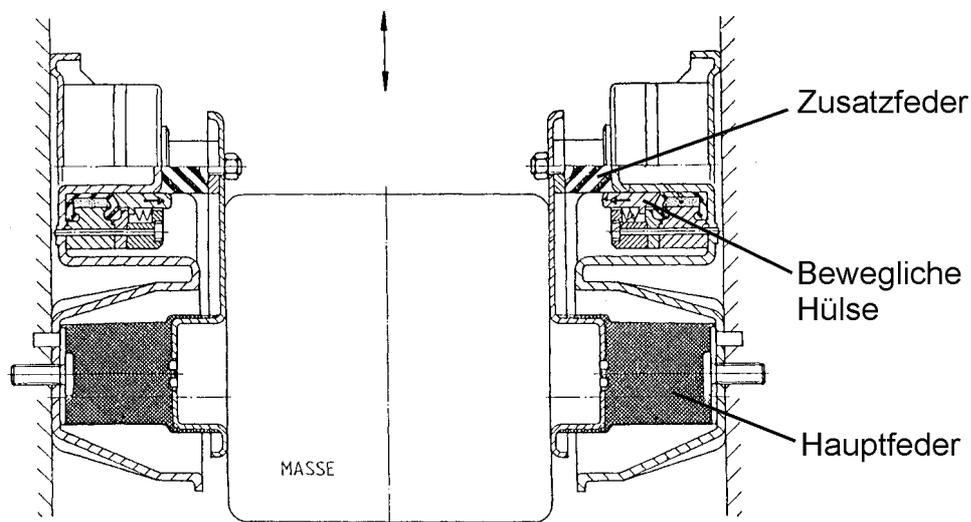


Bild 9: Schwingungstilger mit Temperaturkompensation nach [23]

2.3.7 Elektromotorisch betätigte Verstelltilger

Eine elektromotorische Regelung der Steifigkeit der Tilgerfeder zur Anpassung an die Erregerfrequenz wird in [3] vorgestellt. Der „adaptive Drehschwingungstilger“ besteht aus axial ausgerichteten Stahlblattfedern und einer axial beweglichen Tilgermasse, **Bild 10**. Die

Blattfederenden greifen in Aussparungen der Masse und werden bei relativer Verdrehung zwischen der Systemwelle, mit der die Blattfedern fest verbunden sind, und der Tilgermasse sowohl tordiert als auch gebogen. Durch axiale Verlagerung der Masse und damit des Kontaktpunktes zwischen Masse und Blattfeder wird die freie Blattfederlänge verkürzt. Die damit verbundene Steifigkeitszunahme führt zur Erhöhung der Tilgerfrequenz.

Zur Bewegung der Masse ist eine aufwendige Verstelleinheit vorgesehen, deren Aktor aus einem Schrittmotor besteht, der über wälzgelagerte Verbindungswellen und eine Spindel den Vorschub erzeugt. Für die Regelung des Schrittmotors wird eine komplexe Einheit mit Sensoren zur Erfassung der Schwingungen und integrierter Prozessdatenverarbeitung vorgeschlagen. Das regelungstechnische Verhalten dieser Einheit ist wichtiger Gegenstand der geschilderten Untersuchungen.

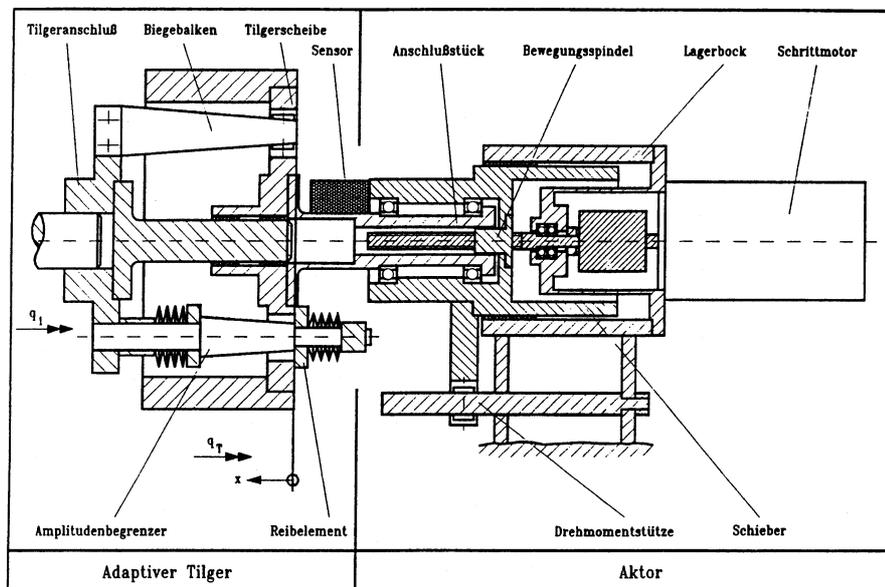


Bild 10: Adaptiver Tilger mit Verstelleinheit [3]

Ein ähnliches Prinzip findet sich in [5], hier handelt es sich um einen Schwingungstilger für translatorische Schwingungen, **Bild 11**. Die elastischen Elemente werden ebenfalls durch Blattfedern gebildet, an deren freien Enden die Tilgermassen befestigt sind. Eine mittels Spindeltrieb verformbare Einspannvorrichtung erlaubt die Veränderung der freien Blattfederlänge, die durch die Steifigkeitsänderung zur Frequenzanpassung genutzt wird. Der Antrieb der Spindel soll über einen Elektromotor erfolgen, dessen Bewegung von einer nicht näher beschriebenen Steuereinheit mit geeigneter Messtechnik zur Erfassung der Erregerfrequenz geführt wird.

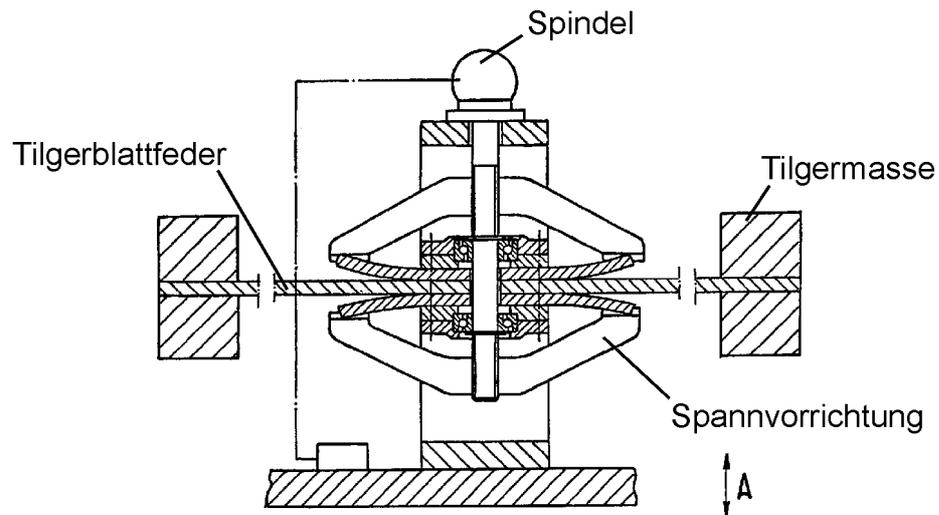


Bild 11: Tilger mit veränderlicher Resonanzfrequenz für translatorische Schwingungen nach [5]

2.3.8 Tilger mit aktivem Kraftelement

Bei der in [10] beschriebenen Erfindung wird zwischen das schwingfähige System und einen einfachen Feder-Masse-Tilger ein steuerbarer, in Arbeitsrichtung längenveränderlicher Aktuator eingefügt, wodurch eine Verminderung von Schwingungen in einem größerem Frequenzbereich ermöglicht werden soll.

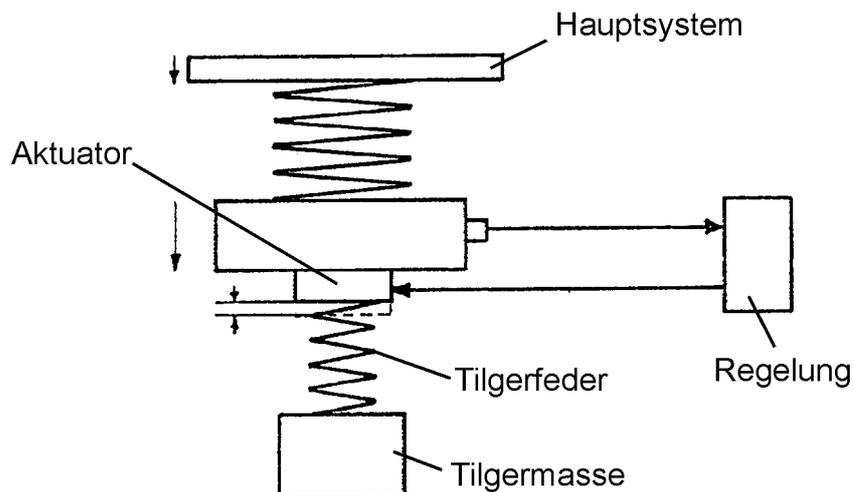


Bild 12: Schwingungstilger mit längenveränderlichem Aktuator nach [10]

Mit dem Aktuator können neben den elastischen Kräften, die aus der Schwingung der Tilgermasse resultieren, zusätzliche Kräfte hervorgerufen werden. Diese Kräfte sind auch in anderen Frequenzbereichen wirksam als in dem durch die Steifigkeit und die Masse des Tilgers festgelegten Tilgungspunkt. Die Autoren benutzen hier den Begriff der Dämpfung von

Schwingungen. Es handelt sich aber hierbei vielmehr um eine Kompensation der Anregungskräfte im Tilgungspunkt durch die gegenphasige Schwingung des mechanischen Tilgers und in anderen Frequenzbereichen durch die vom Aktuator aktiv erzeugten Kräfte.

Die Aktuatoren müssen im erforderlichen Frequenzband ansteuerbar sein, als geeignete Beispiele werden neben magnetostriktiven Elementen piezoelektrische Aktuatoren in Stapelbauweise genannt. Auch hier ist eine externe Steuereinheit mit Schwingungssensoren zum Betrieb des Aktuators erforderlich, die auch die Leistungsversorgung des aktiven Stellgliedes übernimmt. Bei Betrieb dieses Bauteils außerhalb der Tilgungsfrequenz muss die erforderliche Leistung zur Kompensation der Anregung zugeführt werden. Umfangreiche Untersuchungen zur Dämpfung und Tilgung mit piezoelektrischen Bauteilen sind auch in [27] dokumentiert.

3 Der fliehkraftgesteuerte frequenzvariable Drehschwingungstilger

Alle im Abschnitt 2.3 aufgeführten Bauformen frequenzvariabler Tilger erfordern eine mehr oder weniger komplexe externe Steuerung mit Sensoren sowie eine Leistungsversorgung zur Sicherung der Funktion des Tilgers. Eine funktionsfähige Ausnahme mit den genannten Einschränkungen und Nachteilen bildet lediglich der Pendeltilger. Im Rahmen dieser Arbeit wird ein frequenzvariabler Drehschwingungstilger vorgestellt, der über eine integrierte Fliehkraftsteuerung eine selbsttätige Anpassung der Tilgerfrequenz an eine beliebige Ordnung einer drehzahlproportionalen Erregerfrequenz ohne externe Zusatzeinrichtungen gewährleistet. Das zugrundeliegende Funktionsprinzip wurde zum Patent angemeldet.

In den folgenden Abschnitten wird zunächst der Aufbau des Tilgers beschrieben. Daran anschließend werden die detaillierten Berechnungs- und Auslegungsverfahren vorgestellt.

3.1 Konstruktiver Aufbau des Tilgers

Die Erläuterungen zum Aufbau und den funktionalen Zusammenhängen des neu entwickelten Drehschwingungstilgers orientieren sich an dem für die experimentellen Untersuchungen angefertigten Tilger. Mit dem Ziel einer flexiblen Anpassung bedeutender Kennwerte muss die Versuchsausführung speziellen Anforderungen genügen. In Abschnitt 6 werden ergänzend Vorschläge für eine seriengeeignete, montage- und fertigungsgünstige konstruktive Auslegung mit hoher Integration in bestehende Strukturen aufgezeigt. In **Bild 13** ist der Versuchstilger im montierten Zustand dargestellt.

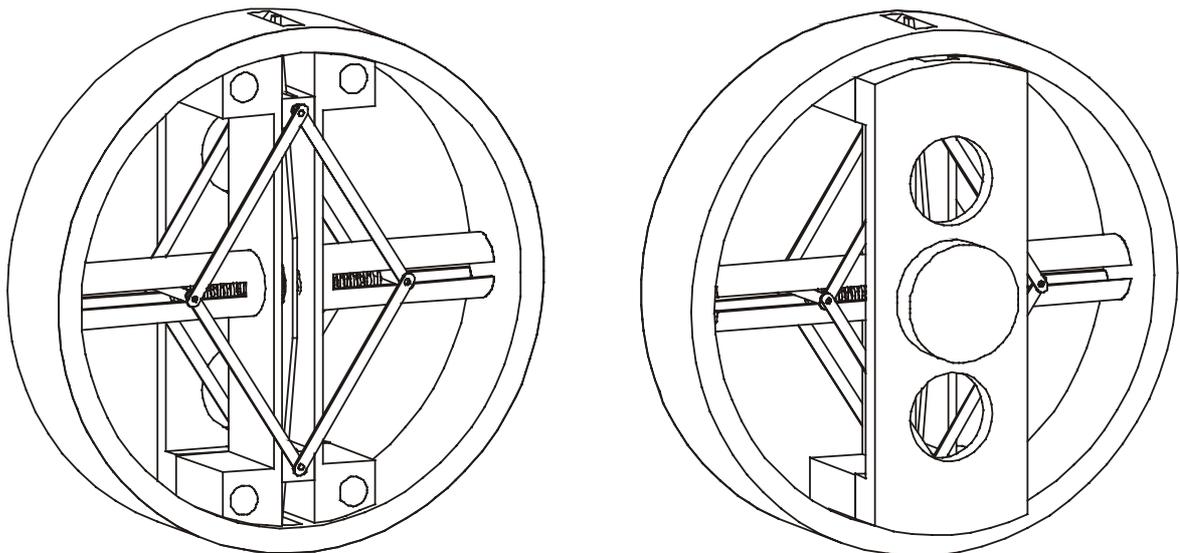


Bild 13: Skizze des frequenzvariablen fliehkraftgesteuerten Versuchstilgers

Der Aufbau des Tilgers kann in die drei Hauptbaugruppen

- Feder-Masse-System,
- Trägerstruktur und
- Positioniereinheit

unterteilt werden.

Bild 14 zeigt die Tilgermasse und die Tilgerfeder, bei der es sich um eine Stahlblattfeder mit einer Trapezkontur handelt. Die einteilige Blattfeder ist an den zwei Enden über Schneidenlager mit der Masse verbunden. Die aus konstruktiven Gründen einteilig ausgeführte Feder entspricht aufgrund der zwei Krafteinleitungspunkte und der doppelten Einspannung zwischen den Gleitsteinen einer Parallelschaltung zweier Blattfedern.

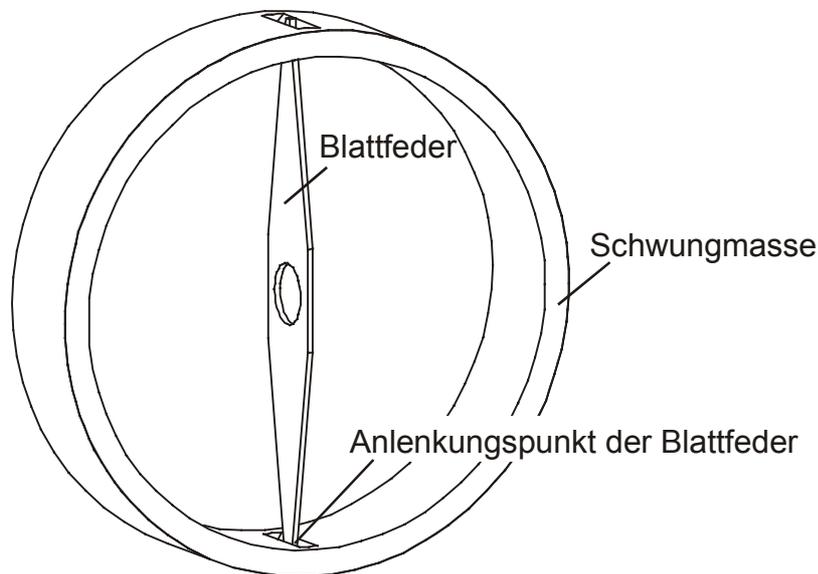


Bild 14: Tilgerfeder und Schwungmasse

Die Trägerstruktur mit den Führungen für die Gleitsteine und die Schraubendruckfeder sowie die Federstangen ist in **Bild 15** dargestellt. Sie wird zur Anbindung des Tilgers an das Hauptsystem genutzt und überträgt die aus der Verformung der Feder resultierenden Kräfte und Momente auf die schwingende Welle. Gleichzeitig dient sie der radialen und axialen Lagerung der Tilgermasse.

Insbesondere der Träger des Tilgers stellt ein für den Versuchsbetrieb spezifisches Bauteil dar, da ein großer Teil im realen Anwendungsfall durch Integration der Tilgerelemente in bestehende Bauteile entfällt. Eine Diskussion zur optimalen Ausgestaltung dieser Baugruppe ist daher nicht notwendig. Das Ziel bei der Gestaltung muss vorrangig sein, die Masse dieses für die Tilgerwirkung nicht relevanten Teils zu minimieren.

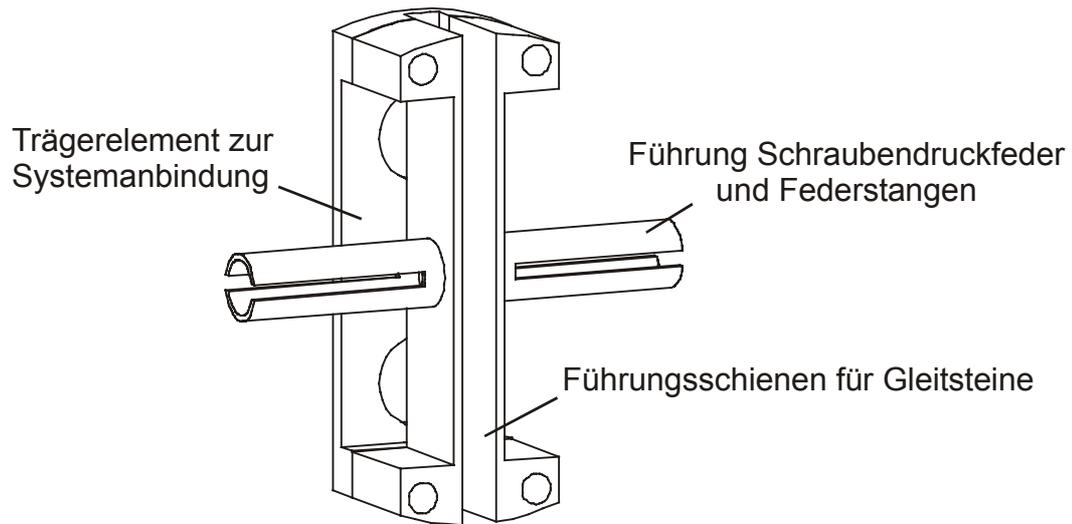


Bild 15: Trägerstruktur und Führungen

Das Kernstück des Tilgers bildet die Positioniereinheit, die eine fliehkraftgesteuerte Anpassung der Tilgerfrequenz bewirkt. In **Bild 16** sind die Bauteile dieser Steuereinheit zum besseren Verständnis zusammen mit der Blattfeder in zwei unterschiedlichen Positionen dargestellt. Links im Bild ist die Stellung der beweglichen Glieder bei kleiner Drehzahl, rechts die Position bei großer Drehzahl gezeigt.

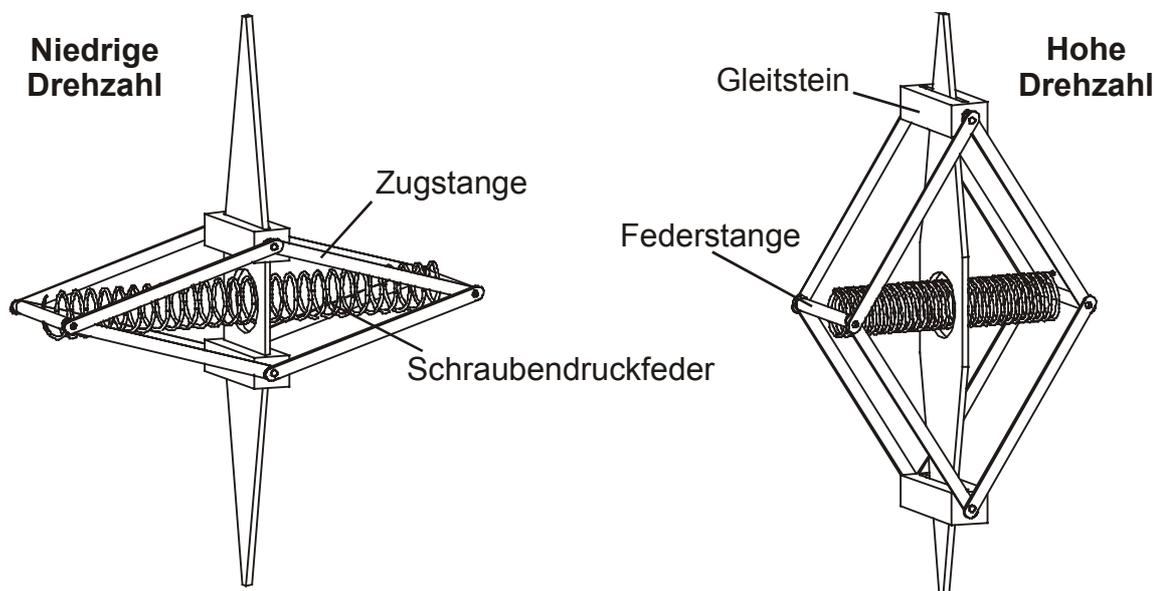


Bild 16: Positioniereinheit mit Blattfeder

Es handelt sich um eine vollsymmetrische Anordnung aus acht Zugstangen, die zwei Federstangen mit zwei Gleitsteinen über Drehgelenke verbinden. Die radial in den Führungen des Trägers beweglichen Gleitsteine dienen der Einspannung der Blattfeder. Durch die Veränderung der freien Blattfederlänge zwischen Gleitstein und Tilgermasse wird die Steifigkeit und damit auch die Eigenfrequenz des Feder-Masse-Systems variiert. Eine

Bewegung der Gleitsteine nach außen erfolgt so lange, bis die aus der Verformung der zwischen den Federstangen angeordneten Schraubendruckfeder resultierende Federkraft im Gleichgewicht mit den Fliehkräften steht, die auf die Gleitsteine und die Federstangen wirken.

Die Kinematik des gewählten Mechanismus führt zu einer sehr guten Annäherung der gewünschten linearen Abhängigkeit der Eigenfrequenz von der Drehzahl des Tilgers. Die symmetrische Anordnung der Elemente bietet in verschiedener Hinsicht entscheidende Vorteile. So wirken die Rückstellkräfte der Schraubenfeder querkraftfrei nur in radialer Richtung auf die Gleitsteine, die gesamte Einheit ist unempfindlich gegenüber Querschwingungen.

Für den Versuchsbetrieb wurden die Gleitsteine mehrteilig verschraubt ausgeführt, um den Einsatz von Blattfedern unterschiedlicher Dicke sowie eine einfache Variation der Massenträgheit zu ermöglichen. Die Zugstangen bestehen aus Gewindestangen mit Gelenkköpfen, so dass ihre Länge auf einfache Weise veränderlich ist. Die Tilgermasse wird aus zwei einzelnen Ringen und gegebenenfalls weiteren Segmenten zusammengesetzt, die mit den Elementen zur Anlenkung der Blattfeder verschraubt sind. Damit wird eine gestufte Variation des Massenträgheitsmomentes und eine Anpassung der Einspannbreite für unterschiedlich starke Blattfedern gewährleistet. Die wechselnden Stärken der Blattfeder erfordern des weiteren einen variablen Abstand der Führungsschienen des Trägers, so dass auch hier eine Verschraubung mit den nötigen Freiheitsgraden vorgesehen wurde.

3.2 Auslegung und Berechnung funktionsbestimmender Bauteile

Bei der Auslegung und Berechnung des frequenzvariablen Schwingungstilgers ist eine Einteilung der Bauteile gemäß des im vorangegangenen Abschnitt vorgestellten Aufbaus in die drei Hauptgruppen Feder-Masse-System, Positioniereinheit und Trägerstruktur zweckmäßig. Die Baugruppen können zwar nicht völlig unabhängig voneinander ausgelegt werden, da vielfältige Verknüpfungen zwischen den Berechnungen bestehen, dennoch ist mit dieser Einteilung eine übersichtliche Darstellung der unterschiedlichen Auslegungsvarianten und Möglichkeiten gegeben. Die Verflechtungen der Baugruppen wird auch bei der Definition der Anforderungen an das System deutlich. Eine eindeutige Abgrenzung zu erfüllender Eigenschaften auf die Hauptgruppen ist auch hier nicht möglich.

3.2.1 Anforderungen an das System

Die konstruktive Gestaltung des Drehschwingungstilgers erfordert die Kenntnis nur weniger Größen des Hauptsystems, an das der Tilger angeschlossen werden soll. In einem ersten Schritt werden die dynamischen Eigenschaften des Hauptsystems ermittelt, die bei der grundlegenden Entscheidung für den Einsatz des Tilgers eine Rolle spielen:

- Spektrum der Erregerfrequenzen,

- Angriffspunkte der Erregungen und
- Eigenfrequenzen und Eigenformen des Systems.

Im zweiten Schritt werden die benötigten Anforderungen an den Tilger definiert:

- Bereichsgrenzen der zu tilgenden Erregerfrequenz,
- Amplitude des zu tilgenden Erregermomentes,
- Drehzahlbereich,
- zulässiger Bauraum und
- zulässiges Gewicht.

Die **Tabelle 1** zeigt eine Zuordnung der Betriebsparameter und Kenngrößen zu den Hauptbaugruppen, um die Abhängigkeiten zu verdeutlichen.

Kenngröße/ Parameter	Tilgerfeder/ Tilgermasse	Positionier- einheit	Träger- struktur
Erregerfrequenz	X		
Drehmoment- amplitude	X	X	X
Drehzahlbereich		X	X
Bauraum	X	X	X
Gewicht	X	X	X
Spektrum der Erregung	X		
Eigenfrequenzen	X	X	

Tabelle 1: Zuordnung relevanter Kenngrößen zu den Baugruppen

Vor einer Entscheidung über den Einsatz eines Tilgers an einem zu Schwingungen angeregten System müssen umfangreiche experimentelle Untersuchungen sowie Berechnungen der dynamischen Eigenschaften des Hauptsystems durchgeführt werden. Diese Analysen geben zum einen Auskunft über das Spektrum und die Angriffspunkte der Erregermomente, zum anderen können anhand der Eigenfrequenzen und Eigenformen bedeutende Resonanzstellen bestimmt werden. Auf dieser Grundlage wird entschieden, auf welches drehzahlabhängige Erregermoment der Tilger ausgelegt werden soll. Unter Berücksichtigung des Betriebsdrehzahlbereiches der Maschine oder Anlage können dann die obere und untere Erregerfrequenz ermittelt werden. Diese Grenzen stellen wichtige Größen bei der Auslegung der Tilgerfeder und –masse dar.

Die maximale Höhe der Amplitude des Erregermomentes muss sowohl bei der Bestimmung der Belastung der Tilgerfeder, als auch bei der Berechnung der Spann- und Führungselemente

berücksichtigt werden, da diese im Kraftfluss stehen und das Drehmoment von der Tilgermasse auf das Hauptsystem übertragen.

Der Drehzahlbereich, in dem der Tilger betrieben wird, ist aufgrund der Abhängigkeit der Fliehkräfte von der Winkelgeschwindigkeit bedeutend. Durch der Nutzung der Fliehkräfte wird auch die Auslegung der Positioniereinheit durch diesen Bereich mitbestimmt. Die in allen Bauteilen des Tilgers infolge der Fliehkräfte wirkende Beanspruchung wird an dieser Stelle nicht näher betrachtet.

Der zur Verfügung stehende Bauraum und das zulässige Gewicht der Gesamtkonstruktion grenzen allgemein die Ausgestaltung aller Elemente ein. Besonders starke Wirkung besitzen diese Grenzwerte aber auf die Gestaltung der Tilgermasse und in ihrer Folge auch auf die Tilgerfeder.

3.2.2 Das Feder-Masse-System

Die Steifigkeit der Tilgerfeder c_T kann nur in Verbindung mit dem Massenträgheitsmoment der Tilgermasse J_T variiert und angepasst werden, da beide Größen die Tilgungswinkelfrequenz ω_T bestimmen:

$$\omega_T = \sqrt{\frac{c_T}{J_T}} \quad (3)$$

Die Tilgungsfrequenz f_T entspricht bei optimaler Abstimmung direkt der Erregerfrequenz $f_{\text{err},k}$, die durch den Tilger kompensiert werden soll. Wichtig für die Auslegung der Tilgerfeder ist die tiefste Erregerfrequenz $f_{\text{err},u}$, die im Betrieb auftreten kann. Da hier nur Erregerfrequenzen berücksichtigt werden, die linear von der Drehzahl abhängig sind, können die Frequenzgrenzen einfach aus dem Betriebsdrehzahlbereich ermittelt werden. Für den in einem späteren Abschnitt beschriebenen DI-Dieselmotor, der in dieser Arbeit als Einsatzbeispiel vorgestellt wird, ergibt sich bei einem Drehzahlbereich von etwa $n_{\text{KW}} \approx 800 - 4500 \text{ min}^{-1}$ mit der Gleichung

$$f_{\text{err},k} = k \cdot \frac{n_{\text{KW}}}{60}, \quad k = 1, 2, \dots, \infty \quad (n_{\text{KW}} \text{ in } \text{min}^{-1}) \quad (4)$$

ein abzudeckender Frequenzbereich von $f_T \approx k \cdot (13 \dots 75) \text{ Hz}$. Anstelle der Angabe eines Bereiches ist die Formulierung als Frequenzspreizung k_f bzw. k_ω vorteilhafter:

$$k_\omega = k_f = \frac{f_{\text{err},o}}{f_{\text{err},u}} \quad (5)$$

Diese Größe ist unabhängig von der Ordnung k der Erregerfrequenz. Unter Beachtung von Gleichung (3) ergibt sich ein quadratischer Zusammenhang zwischen der Frequenzspreizung k_f und der damit erforderlichen Steifigkeitsspreizung k_c der Anordnung:

$$k_c = \frac{c_{T,o}}{c_{T,u}} = \left(\frac{f_{err,o}}{f_{err,u}} \right)^2 = k_f^2 \quad (6)$$

Die erforderliche Spreizung liegt hier demnach bei etwa $k_c \approx 32$, wenn der Betriebsdrehzahlbereich vollständig abgedeckt werden soll. Sie kann infolge des quadratischen Zusammenhangs bei Erweiterung des Drehzahlbereiches aber auch deutlich größere Werte annehmen.

Wenn elementare Körperformen vorliegen, kann die Berechnung des Massenträgheitsmomentes der Tilgermasse anhand von einfachen Gleichungen erfolgen. Wird eine ringförmige rotationssymmetrische Form vorausgesetzt, ergibt sich das Trägheitsmoment zu:

$$J_T = \frac{\pi \cdot \rho \cdot b_m \cdot (R_a^4 - R_i^4)}{2} \quad (7)$$

Die Umformung dieser Gleichung auf ein massebezogenes Trägheitsmoment zeigt, dass hinsichtlich des Gewichts möglichst große Radien R_a und R_i anzustreben sind:

$$\frac{J_T}{m} = \frac{R_a^2 + R_i^2}{2} \quad (8)$$

Die Grenzen für eine Radiusvergrößerung werden durch

- den zulässigen Bauraum,
- konstruktive Aspekte der Krafteinleitung sowie
- die zulässige Fliehkraftbelastung

definiert. Grundsätzlich ist ein hohes Massenträgheitsmoment von Vorteil. Die untere Tilgungsfrequenz $f_{T,u}$ kann dann mit einer steiferen Blattfeder als bei kleinen Trägheitsmomenten erzielt werden. Damit verbunden ist eine Verringerung der Biegebeanspruchung bei gleichem Tilgungsmoment. Auch das dynamische Gesamtverhalten wird verbessert, nähere Betrachtungen dazu finden sich in Abschnitt 4.3.1.

Die Steifigkeit einer Blattfeder hängt von den geometrischen Abmessungen sowie der Art der Einspannung bzw. der Lagerung der Federenden ab. Für die Berechnung der Feder wird die Gleichung der elastischen Biegelinie für einfache, belastete Träger angewendet:

$$w''(x) = \frac{M_{by}(x)}{E \cdot I_y(x)} \quad (9)$$

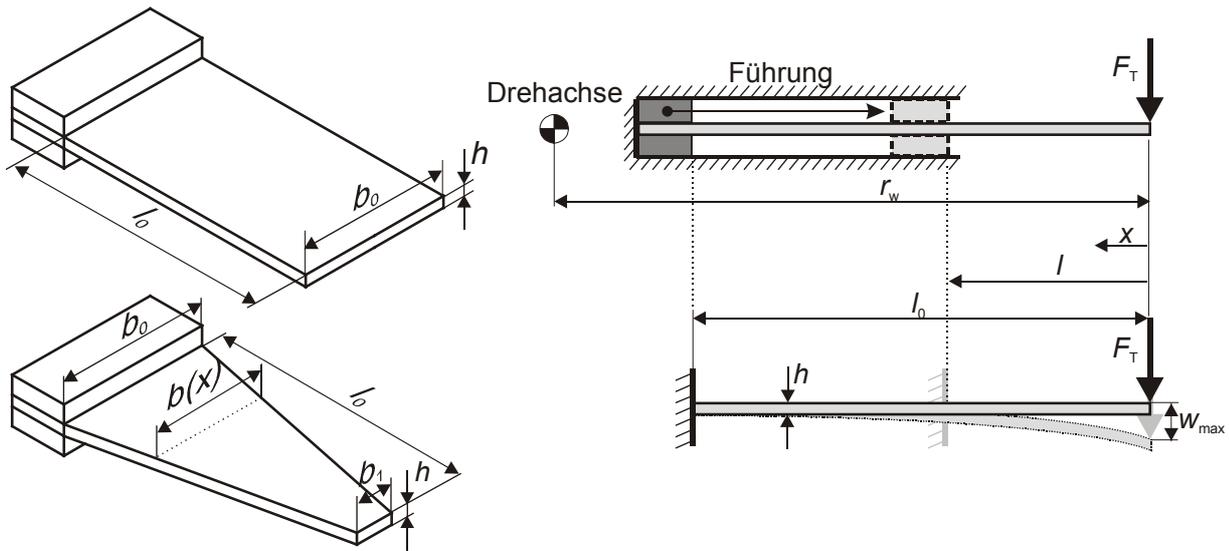


Bild 17: Modell der einseitig festeingespannten Blattfeder

Die Berechnung wird im Folgenden vergleichend für eine Rechteck-Blattfeder mit konstantem Querschnitt und damit konstantem Flächenmoment $I_Y(x)$ sowie für eine Blattfeder mit Trapezform durchgeführt. Die Einspannstelle wird zunächst im Modell als feste Einspannung definiert. Diese Definition besitzt Gültigkeit für eine ideale, spielfreie Führung der Blattfeder durch die Gleitsteine. Im folgenden Schritt werden dann andere Modellansätze für die Berücksichtigung des Spiels zwischen den Führungsschienen und den Gleitsteinen sowie den Gleitsteinen und der Blattfeder beschrieben.

Die Durchsenkung w_{\max} einer Blattfeder mit Rechteckfläche ergibt sich nach zweimaliger Integration der Gleichung (9) und Einsetzen der Randbedingungen an der Einspannstelle $w(x = l_0) = 0$ und $w'(x = l_0) = 0$ zu:

$$w_{\max}(x = 0) = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I_y} \quad (10)$$

Die Federkonstante $c_{T,\text{tr}}$ dieser Blattfeder bei translatorischer Auslenkung infolge einer Kraft F bestimmt sich zu:

$$c_{T,\text{tr}} = \frac{F}{w_{\max}} = \frac{3 \cdot E \cdot I_y}{l^3} \quad (11)$$

Die Umrechnung dieser translatorischen Größe in eine rotatorische Größe erfolgt mit Hilfe des Abstandes r_w der Krafteinleitungsstelle von der Drehachse des Tilgers. Unter der Voraussetzung, dass nur kleine Auslenkungen w_{\max} auftreten und das Verhältnis von w_{\max} zu r_w deutlich kleiner eins ist, kann folgende Näherung zur Bestimmung von c_T verwendet werden:

$$c_T = \frac{T}{\varphi} \approx \frac{F \cdot r_w}{\tan\left(\frac{w_{\max}}{r_w}\right)} \approx \frac{F \cdot r_w^2}{w_{\max}}$$

bzw.

$$c_T = c_{T, \text{tr}} \cdot r_w^2 \quad (12)$$

Die Berechnung einer Blattfeder mit Trapezform erfolgt analog zur dargestellten Vorgehensweise für Rechteckblattfedern. Hier muss aber das über der Länge veränderliche Flächenmoment $I_y(x)$ berücksichtigt werden:

$$I_y(x) = \frac{h^3 \cdot b(x)}{12} \quad (13)$$

Mit den Substitutionen

$$t = \frac{b_0 - b_1}{l_0} \quad \text{und} \quad i = \frac{E \cdot h^3}{12} \quad (14)$$

sowie

$$b(x) = b_1 + t \cdot x \quad (15)$$

ergibt sich die maximale Durchsenkung w_{\max} einer Trapezblattfeder der Länge l zu:

$$w_{\max} = w(x=0) = \frac{F \cdot \left(l^2 \cdot t^2 - 2 \cdot b_1 \cdot l \cdot t + 2 \cdot b_1^2 \cdot \ln\left(\frac{b_1 + l \cdot t}{b_1}\right) \right)}{2 \cdot i \cdot t^3} \quad (16)$$

Die Steifigkeit $c_{T, \text{tr}}$ bzw. c_T berechnet sich entsprechend den Gleichungen (11) und (12), für c_T gilt:

$$c_T = \frac{E \cdot h^3}{6} \cdot \frac{t^3}{\left(l^2 \cdot t^2 - 2 \cdot b_1 \cdot l \cdot t + 2 \cdot b_1^2 \cdot \ln\left(\frac{b_1 + l \cdot t}{b_1}\right) \right)} \cdot r_w^2 \quad (17)$$

Der Quotient der Steifigkeiten zweier Blattfedern gleicher Ausgangslänge l_0 , gleicher Breite b_0 im Punkt der Einspannung und gleicher Höhe h zeigt den Vorteil der Trapezform für die vorliegende Anwendung. Je nach Breite b_1 der Trapezblattfeder im Kraftangriffspunkt liegt der Wert der Steifigkeit der Rechteckblattfeder um den Faktor 1 ($b_1 = b_0$) bis um den Faktor 1,5 ($b_1 = 0$, Dreiecksfeder) über dem Wert der Trapezfeder.

$$\frac{c_{T,Rechteck}(l_0)}{c_{T,Trapez}(l_0)} = \frac{3}{2} \cdot \frac{b_0 \cdot \left((b_0 - b_1)^2 - 2 \cdot b_1 \cdot (b_0 - b_1) + 2 \cdot b_1^2 \cdot \ln\left(\frac{b_0}{b_1}\right) \right)}{(b_0 - b_1)^3} \quad (18)$$

Die beanspruchungsgerechte Trapezform ermöglicht bei gegebener unterer Tilgungsfrequenz $f_{T,u}$ die Verwendung einer kürzeren Blattfeder und damit eine Verringerung der radialen Abmessungen. Um die erforderliche Frequenzspreizung zu erreichen, muss allerdings auch die freie Blattfederlänge l aufgrund der geringeren Steifigkeit im oberen Frequenzbereich weiter reduziert werden. Für die Rechteckfeder ergibt sich aus Gl. (11) ein Steifigkeitsverhältnis von

$$\frac{c_{T,o}(0 < l < l_0)}{c_{T,u}(l_0)} = \left(\frac{l_0}{l}\right)^3, \quad (19)$$

das in der dritten Potenz vom Reziprokwert der freien Blattfederlänge l abhängt. Der Steifigkeitsquotient für die Trapezfeder ist zusätzlich abhängig von dem Breitenquotient b_0/b_1 , der zwischen den Werten 1 (Rechteckform) und ∞ (Dreieckfeder) variiert werden kann:

$$\frac{c_{T,o}(0 < l < l_0)}{c_{T,u}(l_0)} = \frac{\left(\frac{b_0}{b_1} - 1\right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{b_0}{b_1} - 1\right) + 2 \cdot \ln\left[\frac{b_0}{b_1}\right]}{\left(\frac{l}{l_0}\right)^2 \cdot \left(\frac{b_0}{b_1} - 1\right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{l}{l_0}\right) \cdot \left(\frac{b_0}{b_1} - 1\right) + 2 \cdot \ln\left[1 + \left(\frac{l}{l_0}\right) \cdot \left(\frac{b_0}{b_1} - 1\right)\right]} \quad (20)$$

Eine Grenzwertbetrachtung für $b_0/b_1 \rightarrow \infty$ mit Hilfe der Regel von *de l'Hospital* ergibt einen quadratischen Zusammenhang bei Dreieckfedern zwischen dem Reziprokwert der Länge l und der Steifigkeitsänderung:

$$\lim_{\frac{b_0}{b_1} \rightarrow \infty} \frac{c_{T,o}(l)}{c_{T,u}(l_0)} = \left(\frac{l_0}{l}\right)^2 \quad (21)$$

In **Bild 18** sind diese Zusammenhänge grafisch wiedergegeben. Zwischen den Kurven der Rechteck- und Dreieckfeder liegt der Graph der Trapezfeder, der hier für einen Breitenquotient von $b_0/b_1 = 6$ berechnet wurde.

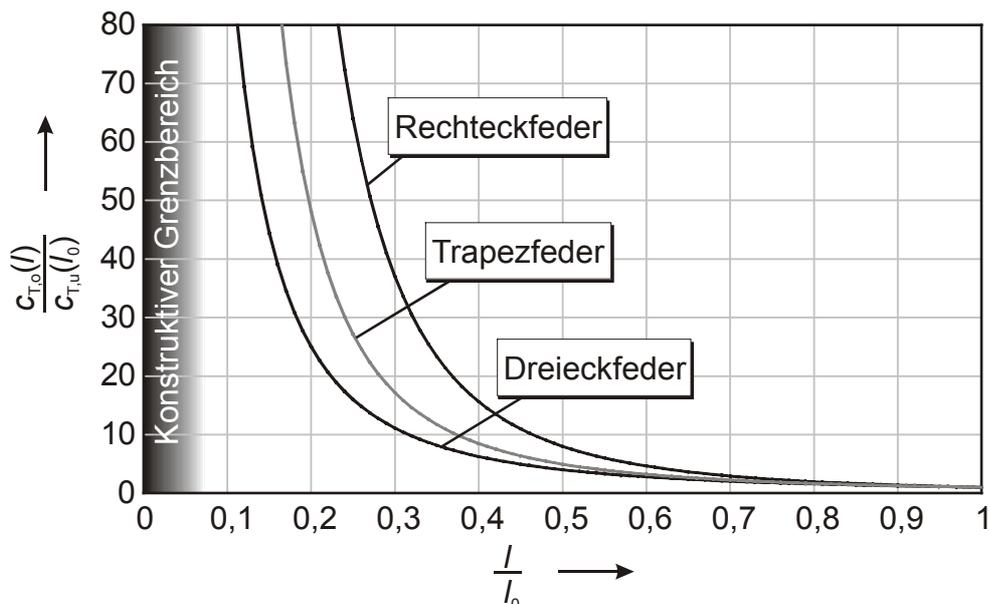


Bild 18: Steifigkeitsspreizung als Funktion der bezogenen Blattfederlänge l

Es ergibt sich ein vertikal verlaufender Grenzbereich bei sehr kleinen Längenverhältnissen, der aus konstruktiven Aspekten resultiert. Die räumliche Ausdehnung der Elemente zur Kräfteinleitung sowie zur Einspannung der Blattfeder verhindert eine beliebige Verkürzung der freien Länge.

Die horizontal verlaufende obere Grenze kennzeichnet den Bereich der erforderlichen Steifigkeitsspreizung, die eine Tilgung im gesamten Drehzahlbereich gewährleistet.

Der funktionale Zusammenhang zwischen der bezogenen Blattfederlänge und der Frequenzspreizung ergibt sich unter Anwendung von Gleichung (6) für die Rechteckfeder zu

$$\frac{l}{l_0} = \left(\frac{f_{T,o}(l_0)}{f_{T,u}(l)} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (22)$$

und für den Grenzfall einer Dreieckfeder zu

$$\frac{l}{l_0} = \left(\frac{f_{T,o}(l_0)}{f_{T,u}(l)} \right)^{-1} \quad (23)$$

Für die Trapezfeder kann eine explizit nach l/l_0 aufgelöste Gleichung nicht angegeben werden, da es sich bei Gleichung (20) um eine transzendente Gleichung mit logarithmischen Termen handelt. Die Lösung liegt, wie auch in **Bild 18** gezeigt, zwischen den Grenzfällen der Rechteck- und Dreieckfeder.

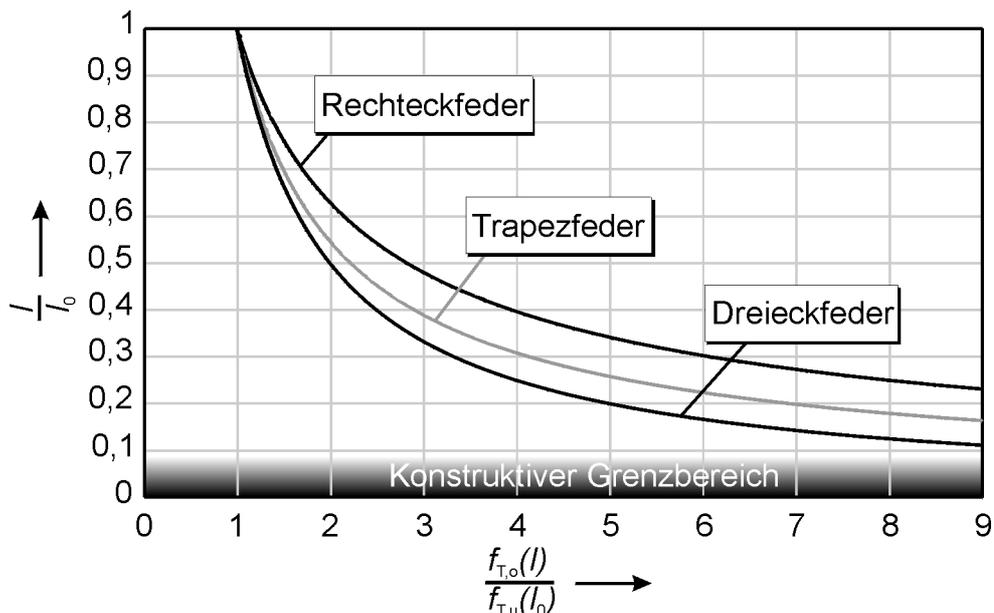


Bild 19: Erforderliche Längenänderung in Abhängigkeit von der Frequenzspreizung

Entsprechend **Bild 19** ist für eine Variation der Frequenz im unteren Drehzahlbereich eine große Veränderung der Federlänge notwendig. Im oberen Drehzahlbereich hingegen liegen genau umgekehrte Abhängigkeiten vor. Hier führen Längenmodifikationen zu überproportionalen Steifigkeitsänderungen.

Mit den in diesem Abschnitt geschilderten Zusammenhängen sind die Gleitsteinpositionen formal definiert, die in Abhängigkeit von der Drehzahl für eine korrekte Tilgerfrequenz durch die Positioniereinheit anzusteuern sind.

Die bisher dargestellten Berechnungen gelten nur für eine spielfreie Lagerung der Blattfeder durch die Spannelemente der Positioniereinheit. Da eine leichte Beweglichkeit der Spannelemente in radialer Richtung unter Beachtung üblicher Fertigungstoleranzen gewährleistet sein muss, wird immer ein gewisses Spiel vorhanden und auch funktionell notwendig sein. Um den Einfluss der Höhe des Spiels zu bestimmen, werden im folgenden Abschnitt zwei Fälle unterschieden und näher beleuchtet:

Fall I: Spiel zwischen gestellfester Führung und Spannelementen

Fall II: Spiel zwischen Blattfeder und Spannelementen.

In beiden Fällen ist aufgrund des Spiels eine momentenfreie Verdrehung der Blattfeder um den Winkel φ_{sp} möglich, hinzu kommt bei Fall II eine veränderte Lagerung, die bei der Modellbildung Eingang findet. Beim realen System wird immer eine Kombination der unterschiedlichen Verhältnisse auftreten.

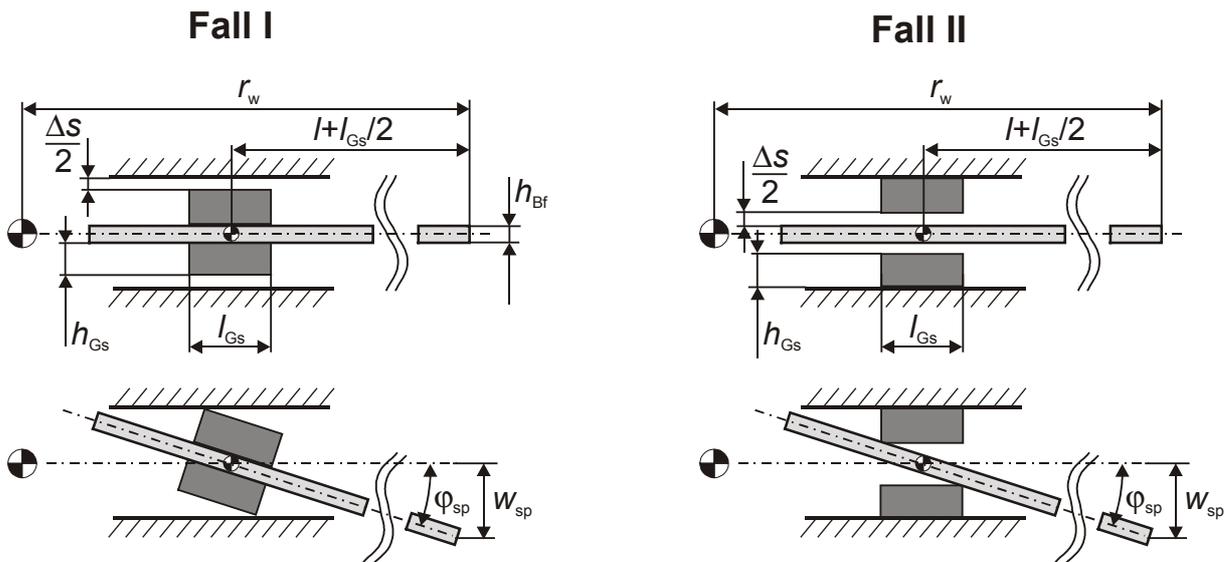


Bild 20: Einfluss des Spiels in der Einspannstelle

Fall I:

Der Fall I beschreibt die Verhältnisse mit einteiligen Gleitsteinen, die die Blattfeder idealisiert spielfrei einfassen. Spiel soll ausschließlich zwischen den Führungsschienen und den Gleitsteinen auftreten.

Aus den geometrischen Abmessungen ergibt sich ein Spielwinkel φ_{sp} von

$$\varphi_{sp} = \arcsin \left(\frac{2 \cdot h_{Gs} + h_{Bf} + \Delta s}{\sqrt{(l_{Gs})^2 + (2 \cdot h_{Gs} + h_{Bf})^2}} \right) - \arctan \left(\frac{2 \cdot h_{Gs} + h_{Bf}}{l_{Gs}} \right). \quad (24)$$

Fall II:

Werden die Gleitsteine zweigeteilt mit der Möglichkeit zu Ausgleichsbewegungen in tangentialer Richtung ausgeführt, so werden sie unter Last bis an die Gestellführung gepresst und das gesamte Spiel wird zwischen Blattfeder und Gleitsteinen wirksam. Der Verdrehwinkel berechnet sich dann zu:

$$\varphi_{sp} = \arctan \left(\frac{h_{Bf} + \Delta s}{l_{Gs}} \right) - \arcsin \left(\frac{h_{Bf}}{\sqrt{(l_{Gs})^2 + (h_{Bf} + \Delta s)^2}} \right). \quad (25)$$

Die Durchsenkung des in die Masse greifenden Blattfederendes hängt von der radialen Position der Gleitsteine ab:

$$w_{sp} = \varphi_{sp} \cdot (r_w - r_{Gs}). \quad (26)$$

Damit ergibt sich der auf die Verdrehung der Tilgermasse bezogene Spielwinkel zu:

$$\varphi_{Sp,J} = \varphi_{Sp} \cdot \frac{(r_w - r_{Gs})}{r_w}. \quad (27)$$

Zusätzlich ist bei Fall II die Randbedingung $w''(x = l_0) = 0$ nicht mehr gültig, das Spiel erlaubt eine gewisse Durchbiegung der Feder auch im Spannbereich. Zur besseren Annäherung kann die in **Bild 21** skizzierte Auflageranordnung zur Bestimmung der Steifigkeit herangezogen werden.

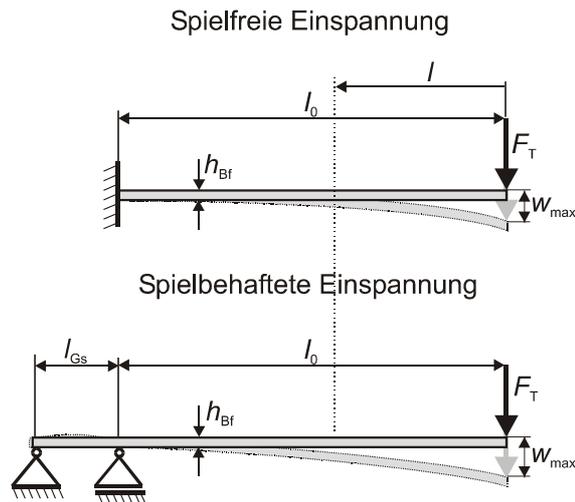


Bild 21: Modellierung der Einspannung bei Berücksichtigung des Spiels zwischen Blattfeder und Gleitstein

Es ergibt sich für eine Rechteckfeder in der gezeigten Anordnung folgende Durchsenkung w_{\max} :

$$w_{\max} = \frac{F \cdot l_0^3}{3 \cdot E \cdot I} + \frac{F \cdot l_{Gs} \cdot l_0^2}{3 \cdot E \cdot I} \quad (28)$$

Der linke Term entspricht der Durchsenkung bei fester Einspannung, hinzu kommt der von der Gleitsteinlänge l_{Gs} abhängige rechte Term. Eine Gleitsteinlänge von $0,1 \cdot l_0$ ergibt eine um 10% höhere Auslenkung des Blattfederendes. Damit ist eine deutliche Steifigkeitsabnahme gegenüber der spielfreien Festlegung zu verzeichnen. **Bild 22** zeigt den qualitativen Verlauf des Tilgermomentes in Abhängigkeit von dem Verdrehwinkel zwischen Masse und Welle bei unterschiedlich großem Spiel.

Die genannten Effekte werden bei der hier vorgestellten Konstruktionsvariante durch die einteilige Ausführung der Blattfeder abgeschwächt. Die Verbindung der beiden Einzelfedern führt zu einer Versteifung, die den in **Bild 20** und **Bild 21** gezeigten Verformungen entgegenwirkt.

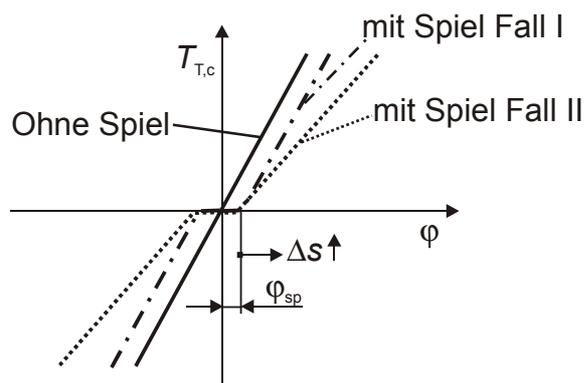


Bild 22: Qualitative Abhängigkeit des Tilgermomentes vom Spiel in der Einspannung

Zusätzlich zu dem Spiel in der Gleitsteineinspannung wird beim realen Bauteil auch die Verbindung der Blattfeder mit der Tilgermasse spielbehaftet sein und den Spielwinkel weiter erhöhen. Der Spielweg entspricht an dieser Stelle direkt der Bogenlänge, um die die Tilgermasse kräftefrei verdreht werden kann.

Neben den spielbehafteten Lagerungen der Blattfeder muss unter Umständen die Steifigkeit der Trägerstruktur berücksichtigt werden. Die Trägerstruktur bildet mit der Blattfeder hinsichtlich der elastischen Eigenschaften der Gesamtanordnung eine Reihenschaltung elastischer Elemente zwischen der schwingenden Systemmasse und der Tilgermasse. Die Bedeutung der Trägerstruktur hängt von dem Verhältnis der beiden Einzelsteifigkeiten ab. Mit zunehmender Steifigkeit der Blattfeder wird auch der Einfluss der Übertragungselemente steigen, so dass eine hohe Federrate dieser Bauteile gefordert werden muss.

Der Auslegung nach diesen funktionalen Gesichtspunkten muss noch eine Berechnung der Beanspruchung und Festigkeit der Feder folgen. In der Literatur (z. B. [40], [41]) wird für Blattfedern eine Auslegung hinsichtlich der zulässigen Biegespannungen als Hauptbeanspruchung der Feder vorgeschlagen.

Die größte Biegebeanspruchung tritt bei der größten freien Blattfederlänge l_0 und folglich bei der tiefsten Tilgungsfrequenz auf. Dies gilt unter der Annahme einer konstanten Amplitude des Erregermomentes T_{err} bzw. des Tilgungsmomentes T_T im Betriebsdrehzahlbereich. Die zulässige Amplitude des Momentes $T_{T,zul}$ kann aus

$$\sigma_b = \frac{T_T \cdot 6 \cdot l_0}{h_{BF}^2 \cdot b \cdot r_w} \quad (29)$$

ermittelt werden.

Die Schubbeanspruchung aufgrund der wirkenden Querkraft wird im allgemeinen vernachlässigt. Bei der Trapezfeder kann eine Überprüfung der Schubspannungen im Bereich der kleinsten Profilbreite b_1 sinnvoll sein, da hier die kleinste Querschnittsfläche auftritt.

Unter Berücksichtigung der Verteilung der Schubspannungen bei Querkraftbiegung im Rechteckquerschnitt [42] ergibt sich

$$\tau_{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{T_T}{r_w \cdot h_{Bf} \cdot b_1}. \quad (30)$$

3.2.3 Die Positioniereinheit

Die in **Bild 16** gezeigte Positioniereinheit ist für die Funktion des Drehschwingungstilgers von besonderer Bedeutung, da mit Hilfe dieser Baugruppe die wirksame Blattfederlänge gesteuert und somit die Anpassung der Tilgerfrequenz vorgenommen wird. Aufgrund der Symmetrie der Baugruppe kann die Berechnung und Auslegung anhand des in **Bild 23** gezeigten kinematischen Modells im ebenen Fall durchgeführt werden.

Folgende Kenngrößen werden in dem kinematischen Modell zur Bestimmung des Bewegungsverhaltens der Gleitsteine in Abhängigkeit von der Fliehkraft berücksichtigt:

- die Masse m_{Gs} der Gleitsteine,
- die Masse m_{Fs} der Federstangen,
- die Länge l_1 der Zugstangen,
- der Abstand r_e der Einspannstelle von den Gelenkdrehpunkten,
- die Steifigkeit c_D der Schraubendruckfeder und
- die Vorspannkraft F_{c0} der Schraubendruckfeder.

Ziel der Berechnung ist die Bestimmung des funktionalen Zusammenhanges zwischen der Drehzahl n_T des Tilgers und der sich infolge der Gleitsteinbewegung einstellenden Tilgerkreisfrequenz ω_T .

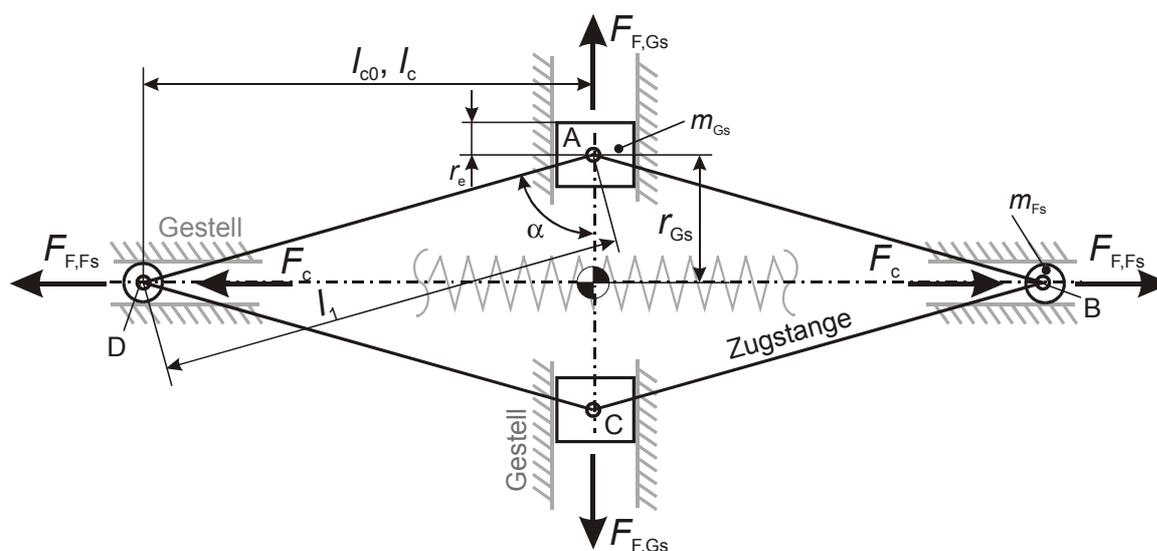


Bild 23: Kinematisches Modell der Positioniereinheit

Die in die Ebene reduzierte Positioniereinheit bildet ein Viergelenkgetriebe mit fünf Gliedern, bestehend aus den vier Zugstangen und dem Gestell. Bei den Gelenken handelt es sich um Drehschubgelenke mit zwei Freiheitsgraden, so dass sich ein zwangsgeführtes Getriebe ergibt. Nach [58] sind jeweils ein Gelenk am Gleitstein und ein Gelenk an einer Federstange um den Grad $\ddot{u} = 1$ überbestimmt, da an diesen Stellen bereits Drehgelenke mit einem Freiheitsgrad für eine Zwangsführung ausreichend wären. Da die Führungen auch der Übertragung des Tilgungsdrehmomentes und der Führung der Schraubendruckfeder dienen, wird diesem Sachverhalt mit entsprechenden konstruktiven Maßnahmen und der Wahl geeigneter Toleranzen zur Vermeidung von Zwangskräften Rechnung getragen.

Im Modell werden die Gleitsteine vereinfachend als in den Drehpunkten A und C konzentrierte Punktmassen abgebildet. Auch die Federstangen, die die resultierenden Kräfte in die Schraubendruckfeder einleiten, werden als Punktmassen in den Drehpunkten B und D modelliert. Die auf diese Bauteile wirkenden Fliehkräfte werden zur Bewegung der Positioniereinheit genutzt. Die Energie zur Steuerung des Tilgers wird demzufolge aus der Rotationsenergie des Hauptsystems gewonnen.

Dagegen werden die Zugstangen und die Schraubendruckfeder als massefrei angenommen, wobei ihre tatsächlichen Massen anteilig den Gleitsteinen und den Federstangen gemäß den folgenden Gleichungen zugeschlagen werden:

$$m_{Gs} = m'_{Gs} + 2 \cdot m_{zs} \quad (31)$$

$$m_{Fs} = m'_{Fs} + 2 \cdot m_{zs} + 0,25 \cdot m_{sd} \quad (32)$$

Bei den nun folgenden Überlegungen werden in einem ersten Schritt quasistatische Zustandsänderungen vorausgesetzt. Betrachtungen zur Eigendynamik der Positioniereinheit werden in einem späteren Abschnitt vorgestellt. Weitere Vereinfachungen im vorgestellten Modell betreffen die Vernachlässigung von Reibkräften in den Schub- und Drehgelenken. Durch den symmetrischen Aufbau ergeben sich im Kontakt der Gleitführungen durch die wirkenden Flieh- und Federkräfte keine Querkraftbelastungen. Dagegen resultieren sowohl aus der Abstützung der Blattfeder an den Gleitsteinen und zusätzlich aus den Beschleunigungen infolge der Drehschwingungen auch an den Federstangen Quer- und damit Reibkräfte, die den Bewegungen der Bauteile entgegen gerichtet wirken. Da es sich hier aber um periodische Vorgänge mit fortlaufendem Wechsel der Wirkrichtung handelt, gibt es immer auch Phasen ohne Belastung, die eine Vernachlässigung der Reibungskräfte für die hier untersuchten quasistatischen Vorgänge zulassen.

Ähnliches gilt für die Corioliskraft, die nur bei der Relativbewegung der Gleitsteine und der Federstangen zum rotierenden Grundsystem auftritt. Die Relativgeschwindigkeit und somit auch die Corioliskraft streben für quasistatische Zustände gegen Null. Die sich aus dieser

Kraft ergebenden Reibkräfte spielen damit in diesem Zusammenhang eine untergeordnete Rolle.

Gemäß dem ebenen Getriebeschema in **Bild 23** berechnen sich die auf die Punktmassen wirkenden Fliehkräfte gemäß den Gleichungen (33) und (34):

$$F_{F,Gs} = m_{Gs} \cdot r_{Gs} \cdot \omega^2 \quad (33)$$

$$F_{F,Fs} = m_{Fs} \cdot l_c \cdot \omega^2 \quad (34)$$

Mit Hilfe des Winkels α zwischen Zugstange und Bewegungsachse der Gleitsteine kann die auf die Federstange wirkende Kraft F_c bestimmt werden:

$$\tan(\alpha) = \frac{l_c}{r_{Gs}} = \frac{\sqrt{l_1^2 - r_{Gs}^2}}{r_{Gs}} \quad (35)$$

$$F_c = F_{F,Gs} \cdot \tan(\alpha) - F_{F,Fs} \quad (36)$$

Diese aus den Fliehkräften berechnete Kraft steht im Gleichgewicht mit der Federkraft, die sich durch die Stauchung der Schraubendruckfeder und eine gegebenenfalls vorhandene Vorspannkraft ergibt:

$$F_c = (l_{c0} - l_c) \cdot c_D + F_{c0} \quad (37)$$

mit

$$F_{c0} = F_c(l_{c0})$$

Das Gleichsetzen von Gleichung (37) mit (36) und Einsetzen der Gleichungen (33) und (34) ergibt nach Umformung den funktionalen Zusammenhang zwischen dem Fliehradius der Gleitsteine r_{Gs} und der Betriebsgröße ω sowie den anderen Kenngrößen der Positioniereinheit:

$$r_{Gs} = \sqrt{l_1^2 - \frac{(l_{c0} \cdot c_D + F_{c0})^2}{(c_D + (m_{Gs} - m_{Fs}) \cdot \omega^2)^2}} \quad (38)$$

Unter Beachtung des Abstandes r_e des Endpunktes der Einspannstelle vom Schwerpunkt des Gleitsteins kann die freie Blattfederlänge leicht über die Beziehung

$$l = r_w - r_{Gs} - r_e \quad (39)$$

bestimmt werden. Die Steifigkeit der Blattfeder und die Tilgungsfrequenz können dann mit den Gleichungen (3) und (17) berechnet werden.

In **Bild 24** ist das Berechnungsergebnis für die Tilgungskreisfrequenz über der Kurbelwellendrehzahl n_{KW} für einen erweiterten Bereich von 600 – 5000 min^{-1} dargestellt. Es wurde ein in

Tabelle 2 aufgeführter Satz von Kenngrößen für die Berechnung verwendet, der auf das in dieser Arbeit vorgestellte Anwendungsbeispiel eines Einsatzes des Tilgers an der Verteilereinspritzpumpe eines Vierzylinder-DI-Dieselmotors abgestimmt ist. Bei der Auslegung ist zu berücksichtigen, dass der Tilger mit halber Kurbelwellendrehzahl umläuft und die Tilgungsfrequenz im ersten Schritt auf die erste Ordnung der Einspritzfrequenz, die der zweiten Ordnung der Kurbelwellendrehfrequenz entspricht, abgestimmt ist.

Neben der Tilgungskreisfrequenz $\omega_{T,ist}$ sind in dem Diagramm in **Bild 24** zwei weitere Kurven eingetragen. Zum einen ist der Verlauf der zweiten Ordnung der Kurbelwellenkreisfrequenz $\omega_{T,soll}$ als zu erreichender Soll-Wert eingezeichnet, der aufgrund des linearen Zusammenhanges mit der Drehzahl als Gerade erscheint. Zum anderen ist die relative Abweichung der sich einstellenden Kreisfrequenz von dem Sollwert gemäß der Beziehung

$$\Delta\omega_{rel} = \frac{\omega_{T,ist} - \omega_{T,soll}}{\omega_{T,soll}} \quad (40)$$

aufgetragen.

Positioniereinheit			Tilgerfeder und –masse		
m_{Gs}	50	g	l_0	68	mm
m_{Fs}	10	g	r_w	85	mm
l_1	72	mm	b_0	30	mm
r_e	0	mm	b_1	5	mm
c_D	1	N/mm	h	1,8	mm
F_{c0}	2,5	N	E	200000	N/mm ²
			J_T	10	gm ²

Tabelle 2: Kenngrößen zur Berechnung der Tilgungskreisfrequenz

Die sich einstellende Tilgungskreisfrequenz zeigt im gesamten Betriebsdrehzahlbereich des Motors von etwa 1000 – 4500 min⁻¹ eine gute Näherung an den geforderten Sollwert. In weiten Bereichen ergeben sich relative Abweichungen mit wechselndem Vorzeichen von maximal 5%. Dagegen stellt man im Drehzahlbereich unterhalb von etwa 1000 min⁻¹ steigende Abweichungen fest. Hier liegt die Tilgungsfrequenz über den geforderten Werten, der Tilger ist zu hoch abgestimmt.

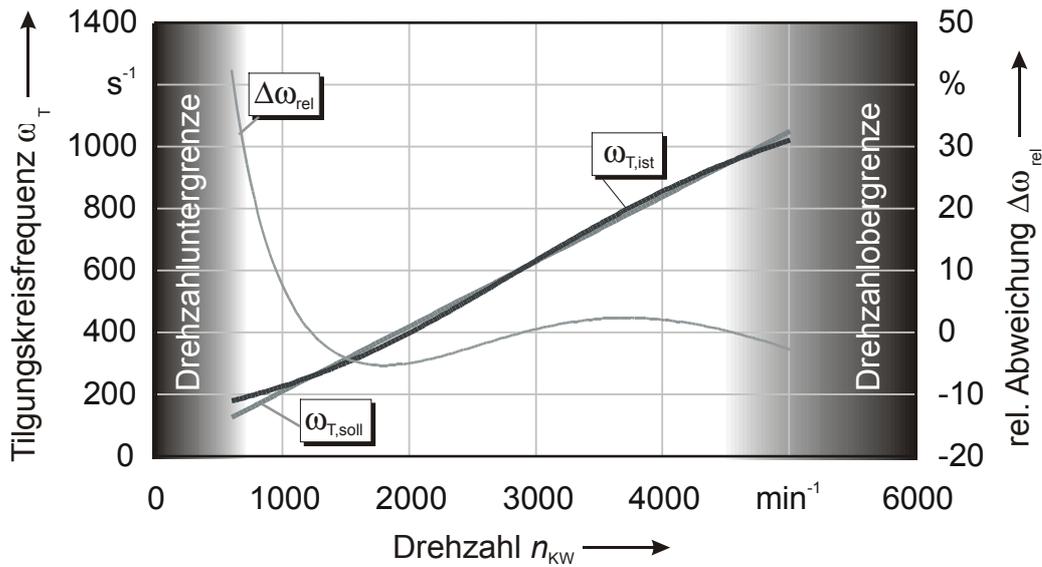


Bild 24: Resultierende Tilgungskreisfrequenz für einen ausgewählten Kenngrößensatz

Wie bereits aus Gleichung (38) zu entnehmen war, gehen eine Vielzahl von Kenngrößen in die Berechnung der Gleitsteinposition und damit der Tilgungsfrequenz ein. Diese Größen bieten daher eine Fülle von Möglichkeiten, den Verlauf der Tilgungsfrequenz über der Drehzahl anzupassen. Daher werden im folgenden die durch eine Variation der einzelnen Größen hervorgerufenen Änderungen im Verlauf dargestellt. Diese Überlegungen sind insbesondere dann hilfreich, wenn aus ersten experimentellen Untersuchungen der tatsächliche Verlauf der Tilgungsfrequenz vorliegt und eine zielgerichtete Feinabstimmung des Dreh-schwingungstilgers erforderlich wird. Wie später gezeigt wird, offenbaren sich auf der anderen Seite aber auch interessante Auslegungsvarianten, die unter bestimmten Einschränkungen zum Beispiel eine erhebliche Reduktion des erforderlichen Trägheitsmomentes der Tilgermasse ermöglichen. Die Wertänderungen der Kenngrößen sind in den nachstehenden Beispielen willkürlich unter dem Aspekt einer gut erkennbaren Veränderung des Funktionsverlaufes gewählt worden.

Die Variation der Massen von Gleitstein und Federstange reduziert sich unter Beachtung der Zusammenhänge aus Gleichung (38) auf eine Betrachtung der Differenz der Einzelmassen:

$$\Delta m_{G-F} = m_{Gs} - m_{Fs} . \quad (41)$$

Wird die Massendifferenz im Bereich von $\pm 22\%$ stufenweise variiert, so ergibt sich die in **Bild 25** dargestellte Kurvenschar. Mit Anhebung der Massendifferenz steigt auch die Tilgungsfrequenz an. Relativ gesehen ist die Modifikation im mittleren Bereich am stärksten, wo Änderungen der Frequenz um etwa $\pm 12\%$ zu verzeichnen sind.

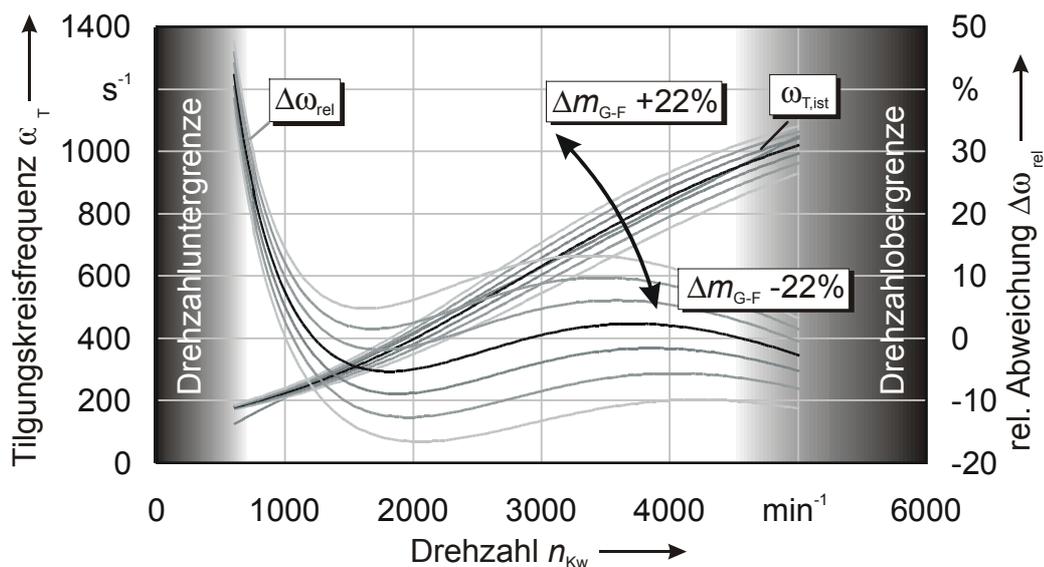


Bild 25: Tilgungskreisfrequenz bei Variation der Massendifferenz zwischen Gleitstein und Federstange

Bereits kleine Längenänderungen der Zugstangen besitzen große Auswirkungen auf die Tilgungskreisfrequenz im oberen Drehzahlbereich (**Bild 26**). Die tiefen Frequenzbereiche bleiben hingegen nahezu unbeeinflusst. Eine Verlängerung der Stangen um 4 % führen bei 5000 min^{-1} zu einer Anhebung der Frequenz um etwa 30 %.

Ein Grund für dieses Verhalten ist zum einen in den funktionalen Zusammenhängen zwischen der freien Blattfederlänge und der Steifigkeit entsprechend **Bild 18** zu finden. Der Verlauf der Steifigkeit weist bei kleinen freien Längen einen deutlich höheren Gradienten auf, als dies bei der maximalen freien Länge der Blattfeder der Fall ist. Zusätzlich ergeben sich infolge der Modifikation der Zugstangenlänge aufgrund der Geometrie- und Kraftverhältnisse der Positioniereinheit bei innenstehenden Gleitsteinen geringere absolute Radiusvergrößerungen als im ausgefahrenen Zustand.

Aus dieser Darstellung wird deutlich, dass bei der konstruktiven Auslegung der Drehgelenke und der Zugstangen auf eine hohe Passgenauigkeit geachtet werden muss, um unbeabsichtigte Abweichungen der Tilgungsfrequenz klein zu halten bzw. ganz zu vermeiden. Andererseits bietet sich hier eine Möglichkeit, den Tilger in weiten Bereichen abzustimmen.

Ein ähnliches Bild ergibt sich, wenn der Abstand r_e der Einspannstelle vom Gelenkpunkt variiert wird (**Bild 27**). Da die absolute Änderung der freien Blattfederlänge für alle Positionen gleich ist, sind die Unterschiede der resultierenden Abweichungen der Tilgungsfrequenz im oberen und unteren Drehzahlbereich etwas geringer als im zuvor angeführten Fall.

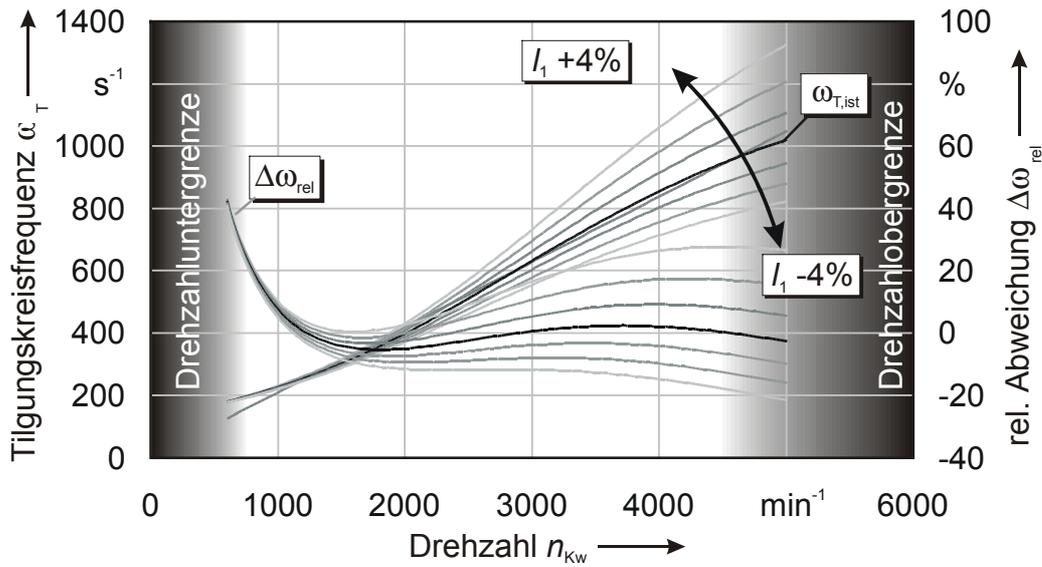


Bild 26: Tilgungskreisfrequenz bei Variation der Länge l_1 der Zugstangen

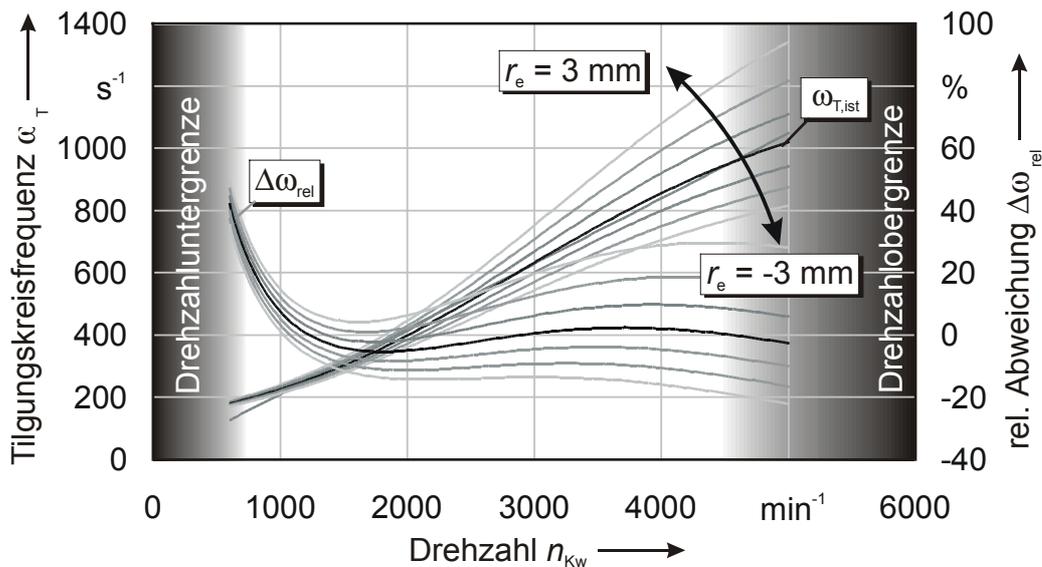


Bild 27: Tilgungskreisfrequenz bei Änderung des Abstandes r_e der Einspannstelle vom Drehpunkt

Mit der Steifigkeit c_D der Schraubendruckfeder steht ein weiterer Parameter zur Verfügung, der wie die Massendifferenz m_{G-S} eine besonders starke Modifikation der Frequenzlinie im mittleren Bereich gestattet, **Bild 28**. Eine Schraubendruckfeder mit geringerer Steifigkeit gestattet ein stärkeres Ausfahren der Gleitsteine bei gleicher Drehzahl bzw. Fliehkraft und führt damit zu einer Verkürzung der Blattfederlänge. Entsprechend ergibt sich bei Erhöhung der Steifigkeit ein umgekehrtes Verhalten. Wiederum ist der Gradient der Steifigkeit und die Kraft-Weg-Übertragungsfunktion der Positioniereinheit verantwortlich für die Unterschiede in den Randbereichen.

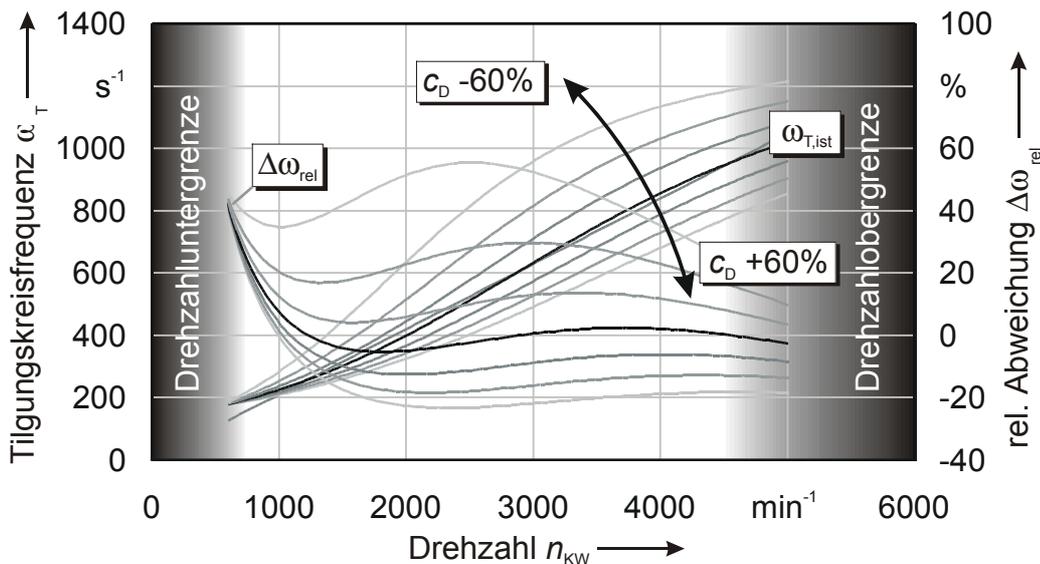


Bild 28: Tilgungskreisfrequenz bei Variation der Steifigkeit der Schraubendruckfeder c_D

Die Variation der Vorspannkraft F_{c0} der Schraubendruckfeder bietet als einzige Kenngröße der Positioniereinheit die Möglichkeit, eine Anpassung der Tilgungsfrequenz bevorzugt im unteren Drehzahlbereich zu erzielen, **Bild 29**. Bei höheren Drehzahlen und steigenden Kräften besitzt sie nur geringe Wirkung auf die Frequenz, da ihr relativer Anteil an der Gesamtrückstellkraft mit steigender Einfederung und Drehzahl zurückgeht.

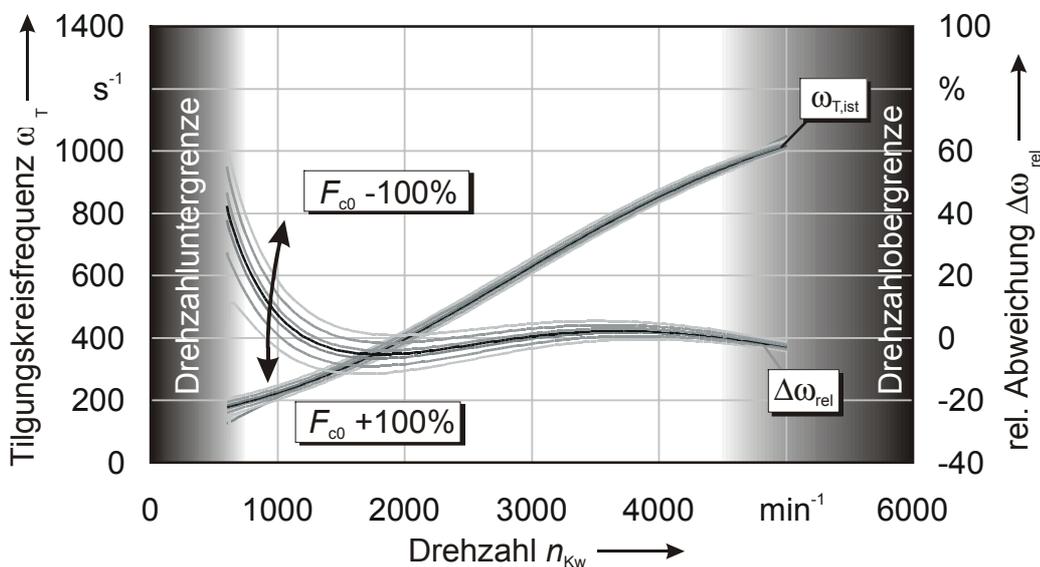


Bild 29: Tilgungskreisfrequenz bei veränderlicher Vorspannkraft der Schraubendruckfeder

Die in **Bild 29** gezeigten Berechnungsergebnisse könnten zu der Fehlannahme verleiten, dass durch beliebige Steigerung der Vorspannkraft die zu hohe Tilgungsfrequenz an der unteren Drehzahlgrenze auf deutlich günstigere Werte abgesenkt werden kann. Dabei muss jedoch die Grenze des minimal möglichen Fliehradius der Gleitsteine beachtet werden. Bei weiterer Steigerung der Vorspannkraft ergeben sich rein rechnerisch immer kleinere Startradien.

Tatsächlich existiert ein realer Grenzwert, da konstruktive Gründe den minimal möglichen Radius der Elemente definieren. Die Gleitsteine verharren dann zunächst in ihrem untersten Anschlagpunkt, bis die Fliehkräfte ausreichen, um die Vorspannkraft zu überwinden. Bis zu dieser Grenzdrehzahl ist die Tilgungsfrequenz konstant und würde entsprechend im Diagramm als horizontal verlaufende Kurve erscheinen.

Mit dieser Fülle von variablen Kenngrößen bietet die gewählte Positioniereinheit ein hohes Potenzial für spezifische Anpassungen an ein bestehendes System. In Abschnitt 3.3 werden einige Abstimmungsvarianten vorgestellt, deren Kennlinien in kleinen, abgegrenzten Bereichen von einer optimalen Annäherung an den Sollwert abweichen, die aber insgesamt besonders vorteilhafte Kenngrößen aufweisen.

3.2.4 Die Trägerstruktur und die Spannelemente

Bei den Elementen zur Einspannung der Blattfeder und zur Übertragung des Tilgungsmomentes handelt es sich um

- die Gleitsteine,
- die Führungsschienen und
- die Trägerstruktur insgesamt,

die die Anbindung an die schwingende Welle bildet und die anderen Funktionsgruppen führt. Eine funktionale Auslegung dieser Bauteile ist prinzipiell nicht erforderlich, wenn man von der Masse der Gleitsteine absieht, deren Einfluss bereits erläutert wurde.

An dieser Stelle müssen vorrangig Fragen der Bauteilfestigkeit geklärt werden. Die Gleitsteine und die Laufflächen der Führungen werden z. B. mit erheblichen Flächenpressungen beansprucht, und sie sind gleichzeitig Gleitbeanspruchungen mit den bekannten Verschleißerscheinungen ausgesetzt.

Die Trägerstruktur sollte möglichst leicht sein, um die primäre „Schadmasse“ klein zu halten. Diese direkt und relativ steif an die Systemwelle angekoppelte Masse besitzt gegenüber einer Tilgermasse mit gleichem Massenträgheitsmoment eine eingeschränkte schwingungsmindernde Wirkung, wie noch in Abschnitt 4.3.2 anhand von Berechnungen der dynamischen Verhältnisse gezeigt werden wird. Die Struktur muss aber die zur Übertragung des Drehmomentes notwendige Festigkeit und aus den in Abschnitt 3.2.2 genannten Gründen eine möglichst hohe Steifigkeit aufweisen. Da es sich bei diesen Fragen insbesondere zur Festigkeit einzelner Bauteile um sehr spezifische, konstruktionsabhängige Berechnungen handelt, werden die Betrachtungen hier nicht weiter vertieft.

3.3 Abstimmungsvarianten des Tilgers

3.3.1 Konturierung der Blattfeder zur optimalen Anpassung der Steifigkeit

Die Kurven der relativen Abweichung $\Delta\omega_{\text{rel}}$ der Tilgungskreisfrequenz von der Erregerkreisfrequenz in **Bild 25 – Bild 29** zeigen unabhängig von der jeweiligen Feinabstimmung einen qualitativ ähnlichen Verlauf mit großem Gradienten und Abweichungen im Bereich der Startdrehzahl sowie geringfügigen Änderungen oberhalb von etwa 1000 min^{-1} . Wird die Biegebeanspruchung der Blattfeder bei der Auslegung zunächst außer Acht gelassen, bietet sich eine Variation der Blattfederbreite zur Erzielung einer optimal an die Gleitsteinposition angepassten Steifigkeit der Tilgerfeder an. Die Änderung der Dicke der Blattfeder besitzt zwar eine mit der dritten Potenz wachsende, wesentlich stärkere Wirkung auf die Steifigkeit als die Breite, die Einspannung der Feder schließt die Nutzung dieser Möglichkeit aber aus. Des weiteren sind die fertigungstechnischen Anforderungen deutlich höher als bei einer beliebigen Anpassung der Federbreite.

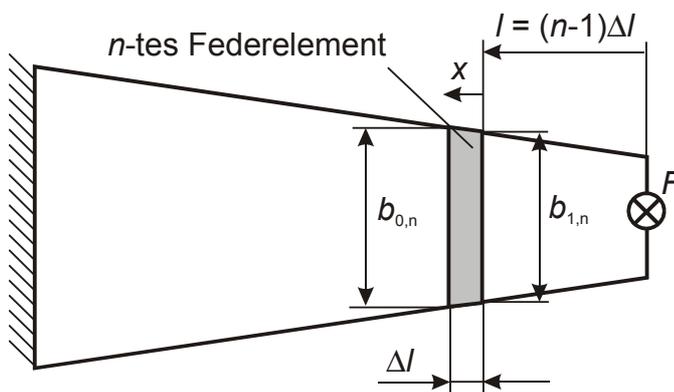


Bild 30: Aufteilung der Blattfeder in Teilelemente

Für eine Abschätzung des Potenzials dieser Optimierungsmaßnahme wird die Feder nach **Bild 30** in Teilelemente der Länge Δl zerlegt, die Durchsenkung und Neigung der Einzellelemente berechnet und aufsummiert. Als variable Größe wird die Steigung t_n der Blattfederbreite gemäß

$$t_n = \frac{b_{0,n} - b_{1,n}}{\Delta l} \quad (42)$$

genutzt. Sowohl die an dem n -ten freigeschnittenen Teilelement wirkende Querkraft F als auch das Biegemoment T_n führen zu einer Neigung w' und Durchsenkung w mit folgenden Maximalwerten:

$$w'_{F,\max,n} = \frac{F}{i \cdot t_n^2} \left(b_1 \cdot \ln \left(\frac{b_1 + t_n \cdot \Delta l}{b_1} \right) - \Delta l \cdot t_n \right), \quad (43)$$

$$w_{F,\max,n} = \frac{F}{2 \cdot i \cdot t_n^3} \left(\Delta l^2 \cdot t_n^2 - 2 \cdot b_1 \cdot \Delta l \cdot t_n + 2 \cdot b_1^2 \ln \left(\frac{b_1 + \Delta l \cdot t_n}{b_1} \right) \right), \quad (44)$$

$$w'_{T,\max,n} = \frac{T_n}{i \cdot t_n} \ln \left(\frac{b_1}{b_1 + \Delta l \cdot t_n} \right), \quad (45)$$

und

$$w_{T,\max,n} = \frac{T}{i \cdot t_n^2} \left(\Delta l \cdot t_n + b_1 \cdot \ln \left(\frac{b_1}{b_1 + \Delta l \cdot t_n} \right) \right). \quad (46)$$

Das Biegemoment T_n steigt mit dem Abstand des Teilelementes vom Kräfteinleitungspunkt:

$$T_n = F \cdot (n-1) \cdot \Delta l. \quad (47)$$

Die am Kräfteinleitungspunkt wirksame Durchsenkung infolge der Neigungen der Einzelelemente ergibt sich zu:

$$w_{\max,n}^* = (w'_{F,\max,n} + w'_{T,\max,n}) \cdot (n-1) \cdot \Delta l \quad (48)$$

Die maximale Durchsenkung an der Kräfteinleitungsstelle einer Blattfeder mit k Elementen berechnet sich dann als Summe der Einzelwerte:

$$w_{\max} = \sum_{n=1}^{n=k} (w_{f,\max,n} + w_{T,\max,n} + w_{\max,n}^*) \quad (49)$$

Mit diesem schrittweisen Rechengang ist eine in den geometrischen Grenzen freie Formung der Kontur der Blattfeder zur Anpassung an die sich ergebenden Gleitsteinpositionen möglich.

Bei der Berechnung ist ein Vorgehen von kleinen Federlängen hin zu großen Längen, entsprechend von großen Drehzahlen hin zu kleinen Drehzahlen, vorteilhaft. **Bild 24** ist zu entnehmen, dass der Verlauf der relativen Abweichung der Tilgungsfrequenz vom Sollwert zwei Wendepunkte bei etwa 1800 min^{-1} und 3800 min^{-1} aufweist. Zwischen 5000 min^{-1} und 3800 min^{-1} steigt die Abweichung zu positiven Werten hin, die Steifigkeit der Blattfeder fällt mit zunehmender Länge nicht schnell genug ab. Daraus folgt, dass die Steigung der Blattfederbreite t gegenüber dem Ausgangswert in diesem Bereich abgesenkt werden muss. Dabei können auch negative Werte eingesetzt werden, die einer Abnahme der Breite über der Länge entsprechen.

Zwischen 3800 min^{-1} und 1800 min^{-1} ergeben sich umgekehrte Verhältnisse. Die Steifigkeit fällt zu schnell ab, ein stärkerer Zuwachs der Breite über der Länge ist erforderlich, um die korrekte Tilgungsfrequenz zu erhalten.

Im Drehzahlbereich von 1800 min^{-1} bis 600 min^{-1} wiederum wächst die Steifigkeit zu schnell an, wie im oberen Drehzahlbereich ist eine Absenkung der Steigung t notwendig.

Die Höhe der notwendigen Anpassung der Breitensteigung t_n ist proportional zum Gradienten der Abweichungskurve. Ein automatisierter Ablauf der Iteration könnte über diese Größe gesteuert werden. Weiterhin müssen einige Kenngrößen der Positioniereinheit und der Tilgermasse an die veränderten geometrischen Abmessungen der Blattfeder angepasst werden. Ziel einer Iterationsrechnung ist es, im ersten Schritt den Verlauf der relativen Abweichung über der Drehzahl als Gerade konstanter Steigung zu modellieren, um dann im zweiten Schritt durch die Modifikation von Kenngrößen der Verstelleinrichtung die Steigung der Geraden auf den Wert Null zu bringen. Ein automatisiertes Vorgehen ist aber nicht zwingend erforderlich. Bereits mit wenigen von Hand durchgeführten Iterationsschritten kann der in **Bild 31** gezeigte optimierte Verlauf der Tilgungsfrequenz gefunden werden.

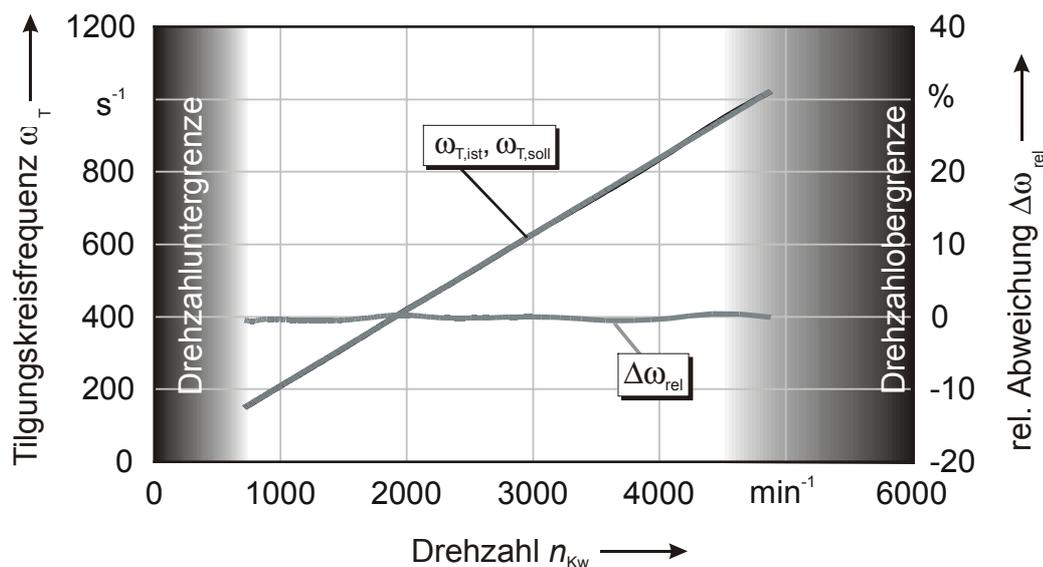


Bild 31: Resultierende Tilgungsfrequenz bei optimierter Blattfederkontur

Mit der in **Bild 32** dargestellten optimierten Kontur treten nur noch Abweichungen der Tilgungsfrequenz kleiner 1 % auf. In der **Tabelle 3** sind die Kenngrößen des Tilgers aufgelistet, die gegenüber den Ausgangsgrößen entsprechend **Tabelle 2** verändert wurden. Besonders positiv macht sich die Absenkung des Trägheitsmomentes auf 65 % des Ausgangswertes bemerkbar, da auf diesem Weg zusätzlich das Gewicht des Tilgers reduziert werden kann.

Kenngröße	Ausgangswert	Angepasster Wert	Einheit
l_1	72	73	mm
F_{c0}	2,5	4	N
J_T	10	6,5	gm ²

Tabelle 3: Anpassung einzelner Kenngrößen an die neue Blattfederkontur

Zur Darstellung der Kontur wurde jeweils der positive und der negative Wert der halben Blattfederbreite $b(l)$ in dem in **Bild 32** gezeigten Diagramm über der Blattfederlänge l aufgetragen. Zum direkten Vergleich ist auch die Ausgangsform der Trapezfeder dargestellt.

Dieses insgesamt positive Ergebnis wird aber durch die zulässige Biegebeanspruchung eingeschränkt, die eine Mindestbreite der Blattfeder gemäß Gleichung (29) definiert. Bei großen freien Blattfederlängen ist bei der optimierten Kontur beispielsweise nur noch etwa 25% der Belastung gegenüber den Werten der Trapezform zulässig. Dies muss aber nicht zwangsläufig zu Überbeanspruchungen führen. Wenn das Erregermoment über der Drehzahl nicht konstant ist und gegebenenfalls bei tiefen Drehzahlen geringere Werte aufweist, so ist die gezeigte Anpassung eine hervorragende Maßnahme zur Feinabstimmung des Tilgers.

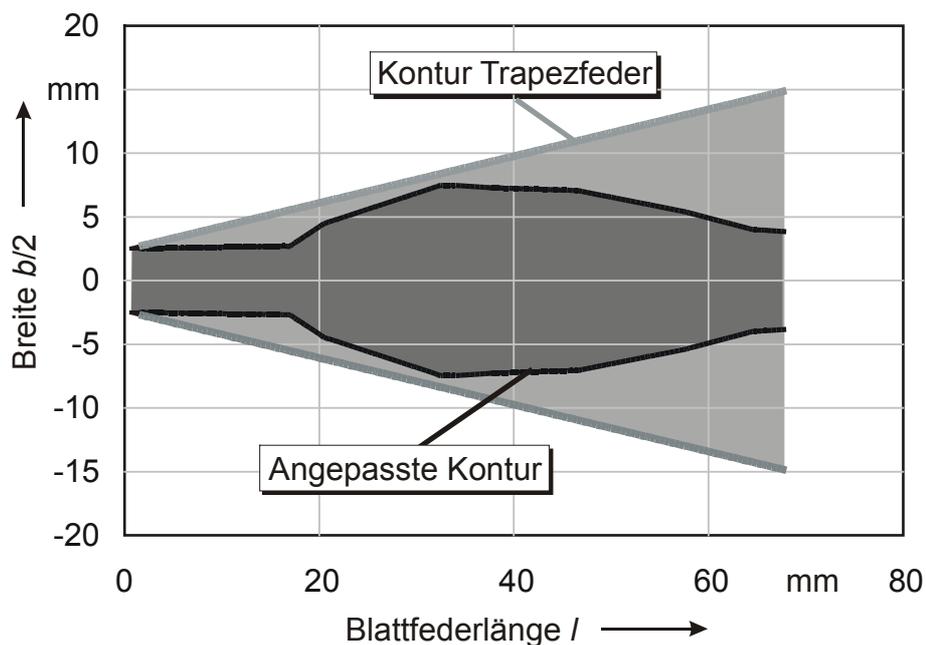


Bild 32: Angepasste Blattfederkontur

Neben der Steifigkeit der Blattfeder kann auch die Steifigkeit der Einspannung und der Führungsschienen für eine Optimierung herangezogen werden. Diese zunächst in den Berechnungen idealisiert als unendlich steif definierten Elemente könnten durch gezielte Auslegung und lokal begrenzte Veränderungen der Federrate zur Absenkung der Gesamtsteifigkeit im unteren Drehzahlbereich dienen.

3.3.2 Maßnahmen zur Verringerung der Tilgermasse

Aus den bisherigen Ausführungen zur Abstimmung des Tilgers wird deutlich, dass insbesondere das Erreichen der korrekten Tilgungsfrequenz im unteren Drehzahlbereich Schwierigkeiten bereitet. Entweder ist hier eine extrem weiche Blattfeder oder alternativ eine Tilgermasse mit sehr großem Trägheitsmoment erforderlich. Eine weiche Blattfeder steht in der Regel mit einer verringerten Belastbarkeit in Verbindung und ein großes Trägheitsmoment erfordert bei eingeschränktem Bauraum ein hohes Gewicht der Tilgermasse.

Im mobilen Bereich kann aber eine Reduktion des Gewichts von übergeordneter Bedeutung sein, so dass ein Kompromiss zwischen der Wirksamkeit des Tilgers und dessen Gewicht gefunden werden muss. Das **Bild 33** zeigt eine Abstimmungsvariante, bei der die Wirksamkeit im unteren Drehzahlbereich vernachlässigt wird und dafür aber ein deutlich geringeres Massenträgheitsmoment von nur noch 30 % des Ausgangswertes eingesetzt werden muss. Für die Berechnung wurden die in **Tabelle 4** angegebenen Größen herangezogen.

Positioniereinheit			Tilgermasse		
m_{Fs}	35	g	J_T	3	gm ²
c_D	1,2	N/mm			
F_{c0}	3	N			

Tabelle 4: Veränderung der Kenngrößen zur Anpassung an das verringerte Trägheitsmoment

Die Erhöhung der Masse der Federstangen bot sich in diesem Fall als günstige Variationsgröße an, um die aus dem verringerten Trägheitsmoment resultierenden Abweichungen auszugleichen. Alternativ hätte auch die Masse der Gleitsteine um den gleichen Betrag verringert werden können. Zusätzlich wurden die Steifigkeit der Schraubendruckfeder und die Vorspannkraft leicht erhöht.

Unterhalb von ca. 1700 min⁻¹ übersteigt die relative Abweichung der Tilgungsfrequenz von der Sollfrequenz 10 % und wächst auf Werte deutlich größer 50 % an. Oberhalb von 2000 min⁻¹ liegen die Abweichungen lediglich bei wenigen Prozent.

Aufgrund der großen Abweichungen im unteren Drehzahlbereich kann es zu Resonanzanregungen des Systems mit Tilger kommen. Wenn dies der Fall ist, müssen geeignete Maßnahmen zum Schutz der Tilgerfeder aber auch des Hauptsystems ergriffen werden. In Abschnitt 3.3.4 werden Drehwinkelbegrenzer beschrieben, die die maximale Auslenkung der Feder beschränken und so eine Schädigung verhindern können.

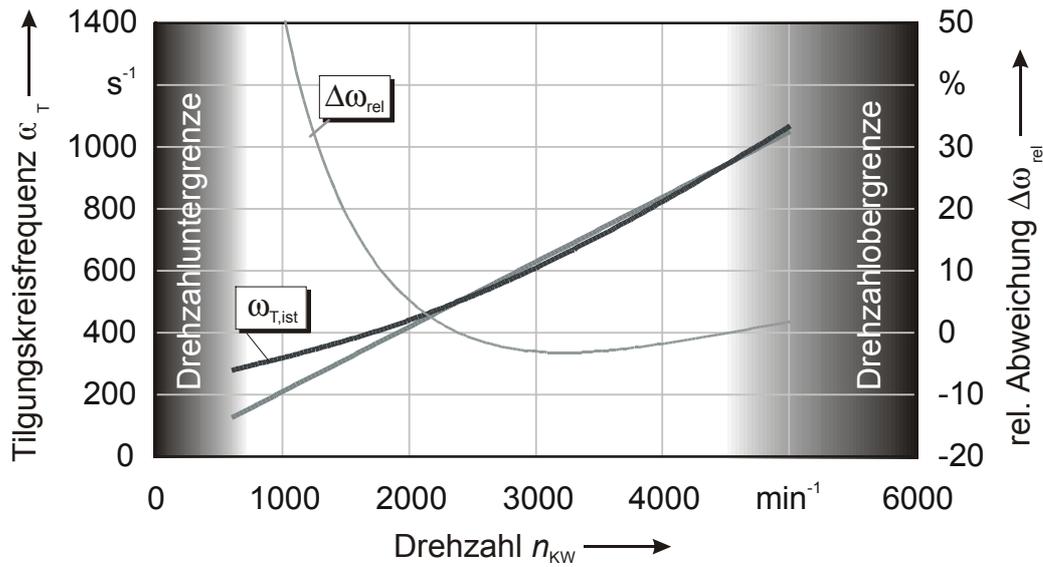


Bild 33: Abstimmung bei kleinem Trägheitsmoment

3.3.3 Auswahl der zu tilgenden Erregerfrequenz

Bisher wurden Abstimmungen des Tilgers vorgestellt, die auf das in dieser Arbeit vorgestellte Einsatzbeispiel am Steuertrieb eines 4-Zylinder DI-Dieselmotors zur Tilgung der Erregermomente der Einspritzpumpe ausgerichtet sind. Grundsätzlich ist aber eine Abstimmung auf eine beliebige Frequenz eines drehzahlabhängigen Erregermomentes möglich. Zu diesem Zweck ist lediglich der Quotient aus Steifigkeit der Blattfeder zum Trägheitsmoment der Tilgermasse anzupassen. Eine Veränderung bewirkt eine über der Drehzahl konstante Verschiebung der relativen Abweichungen.

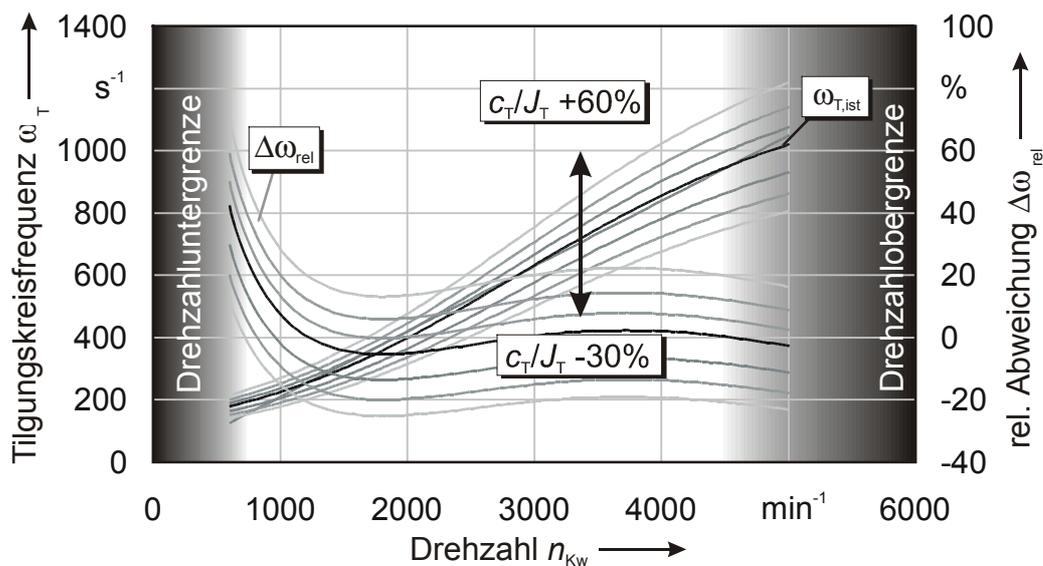


Bild 34: Variation des Quotienten c_T/J_T

Bild 34 verdeutlicht, dass eine Anpassung an beliebige Ordnungen der Erregerfrequenz möglich ist, solange es sich um drehzahlabhängige, harmonische Anregungen handelt.

3.3.4 Begrenzung der Blattfederbelastung durch Drehwinkelbegrenzer

Mit Hilfe von mechanischen Anschlägen kann auf einfache Weise die relative Verdrehung der Tilgermasse und in Folge auch die Biegung der Blattfeder begrenzt werden. Mit diesen Elementen ist ein wirksamer Schutz vor Überlastungen sichergestellt. Dies kann nicht nur aufgrund der vorliegenden Abweichungen von der optimalen Tilgerfrequenz im Betriebsdrehzahlbereich sinnvoll sein, sondern auch bei Startvorgängen und kurzzeitigen Störungen des normalen Betriebes. Dabei sollten die Anschläge eine progressive Steifigkeit besitzen, um einen harten Aufprall mit der damit verbundenen Geräuscentwicklung und den hohen Stoßbelastungen zu vermeiden.

Wenn die Elemente zur Begrenzung der Verdrehung fest an der Masse und dem Gestell angeordnet sind, sind sie im gesamten Betriebsdrehzahlbereich wirksam. Eine interessante Variante ist eine Koppelung der Bauteile mit den Federstangen und den Gleitsteinen. Die Federstangen könnten z. B. einen Bolzen bewegen, der in eine Aussparung der Masse eingreift. Steigt die Drehzahl an, wandert der Bolzen mit den Federstangen in Richtung des Drehpunktes aus der Aussparung, die Masse kann unbegrenzt schwingen. Damit ergibt sich eine lediglich auf den unteren Drehzahlbereich beschränkte Wirkung.

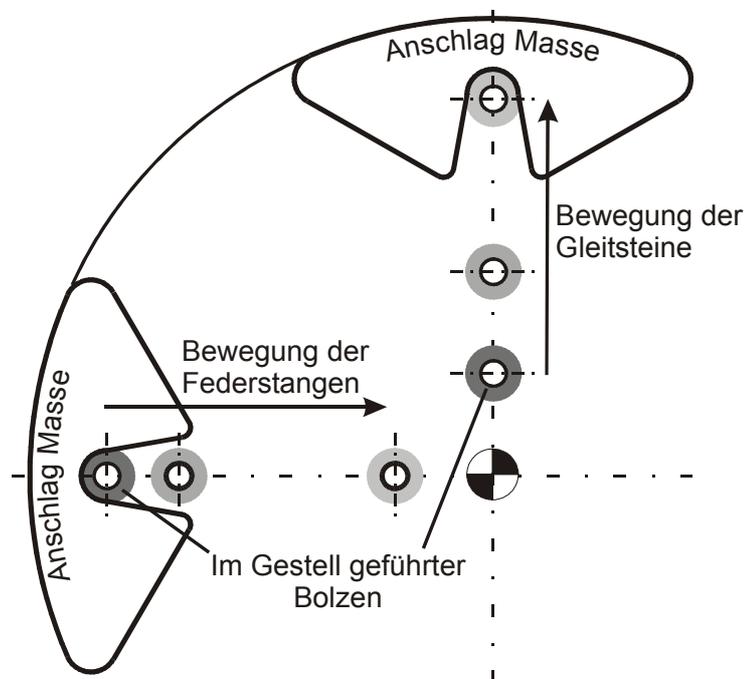


Bild 35: Mit Federstangen und Gleitsteinen gekoppelte Anschlagbolzen

Die Form der Aussparung definiert die Grenzwinkel, die frei gestaltet werden können. Zur Vermeidung von Stoßvorgängen kann der Bolzen mit einem Gummielement versehen werden, das zu einer progressiven Kennlinie führt. Für die in Abschnitt 3.3.2 vorgestellte Auslegungsvariante wäre es aufgrund der extremen Abweichungen im unteren Drehzahlbereich von Vorteil, die Verdrehung der Tilgermasse mit der geschilderten Anordnung zunächst vollständig zu verhindern, bis die Abweichungen ab einer bestimmten Drehzahl einen unkritischen Wert erreicht haben.

Eine Kopplung weiterer Anschlagbolzen mit den Gleitsteinen kann in gleicher Ausführung für Begrenzungen im oberen Drehzahlbereich bis hin zur vollständigen Festsetzung der Masse herangezogen werden.

4 Dynamisches Verhalten des Drehschwingungstilgers

Nach der Beschreibung und Erläuterung verschiedener Auslegungsaspekte des Drehschwingungstilgers werden in diesem Kapitel die dynamischen Eigenschaften des Systems bei Einsatz in unterschiedlichen Maschinenstrukturen diskutiert. Zunächst wird die Dynamik der Positioniereinheit näher beleuchtet, um qualitative Aussagen zu den Verstellvorgängen bei Drehzahländerungen und der Störanfälligkeit zu gewinnen.

Auf der Basis von diskreten Mehrkörpermodellen wird im ersten Schritt das grundlegende Verhalten des Tilgers an einer einfachen Schwingerkette mit zwei Freiheitsgraden gezeigt. Anhand dieses einfachen Modells werden auch tiefergehende Betrachtungen zum nicht-linearen Einfluss des Spiels in der Federeinspannung sowie der Drehwinkelbegrenzer aufgeführt.

Mit Hilfe einer verzweigten und vermaschten Schwingerkette mit bis zu 20 Freiheitsgraden wird der in dieser Arbeit als Einsatzbeispiel angeführte Steuertrieb eines TDI-Triebwerkes abgebildet. Dieses Modell erlaubt die Beurteilung der Wirkungsweise des Tilgers in einem komplexen, schwingfähigen System, bei dem verschiedene Anregungen mit unterschiedlichen Phasenlagen auftreten. Des Weiteren werden unterschiedliche Maßnahmen bzw. Bauteile hinsichtlich ihrer Wirkungsweise und Effektivität verglichen, die ebenfalls mit dem Ziel einer Schwingungsminderung am Trieb erprobt und eingesetzt wurden.

4.1 Dynamik der Positioniereinheit

Die Positioniereinheit bildet ein grundsätzlich schwingfähiges Feder-Masse-System, so dass eine Prüfung der dynamischen Stabilität der Fliehkraftsteuerung erforderlich ist. Die mit der Drehzahl quadratisch veränderliche Fliehkraft bildet eine potentielle Anregungsquelle für Schwingungen dieses Teilsystems. Eine Anregung durch Querschwingungen des gesamten Triebwerkes, an das der Tilger adaptiert ist, wird durch den symmetrischen Aufbau der Einheit vollständig kompensiert. Schwingungen in Richtung der Bewegungsachse der Gleitsteine würden bei fehlender Kopplung dazu führen, dass der eine Gleitstein sich relativ gesehen zur Drehachse hin bewegt und der andere sich von der Achse des Tilgers entfernt. Durch die Zugstangenverbindung und die Führung der Federstangen wird diese Bewegung aber unterbunden und die Trägheitskräfte im Mechanismus kompensiert.

Die Auslenkung der Blattfeder führt zu Kräften und Drehmomenten in der Einspannung der Feder. Dadurch werden sowohl zwischen Blattfeder und Gleitstein sowie zwischen Gleitstein und der Führungsschiene Reibkräfte wirksam, die der radialen Bewegung der Gleitsteine entgegenwirken. Durch diese wechselseitig periodisch angreifenden Reibkräfte wird das schwingfähige System stark gedämpft. In **Bild 36** sind qualitativ die Kräfte dargestellt, die in

radialer Richtung an einem Gleitstein angreifen und zur Verstellung des Mechanismus genutzt werden. Diese Kräfte sind neben der Geometrie, dem Drehmoment und den Massen der Einzelelemente insbesondere auch von den Reibwerten in den Kontakten sowie den durch das Spiel gekennzeichneten Verhältnissen in der Einspannung abhängig. Da eine quantitative Berechnung der Kräfte aufgrund der dazu erforderlichen, unsicheren Annahmen zu keiner zusätzlichen, nutzbringenden Aussage führen würde, wird an dieser Stelle eine qualitative Diskussion bevorzugt.

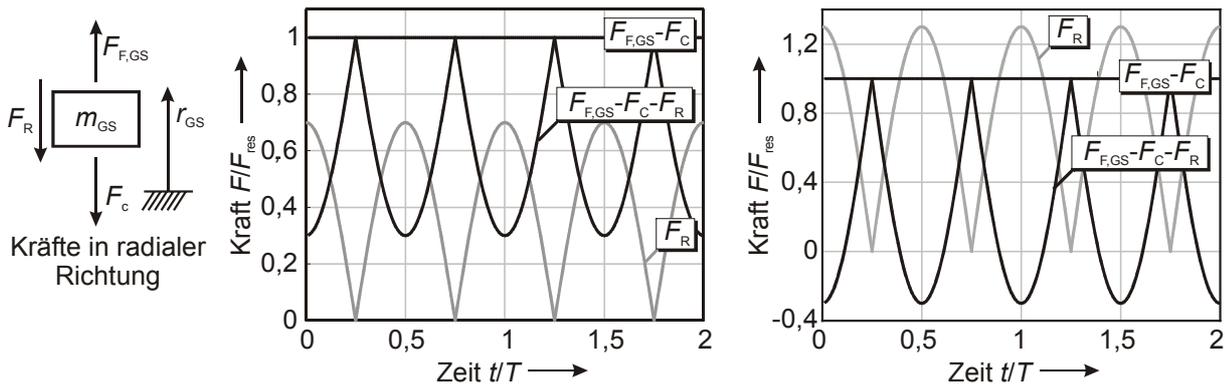


Bild 36: Radiale Kräfte am Gleitstein und deren qualitativer Verlauf während der Verstellbewegung

In dem links gezeigten Diagramm sind die bezogenen Kraftverläufe für den Fall gezeigt, dass die Reibkraft F_R kleiner ist als die Differenz aus der Fliehkraft $F_{F,GS}$ und der Rückstellkraft F_C , rechts im Bild werden umgekehrte Verhältnisse vorausgesetzt. Die Reibkraft schwankt periodisch mit der Schwingung der Tilgermasse und wirkt der Bewegung der Gleitsteine entgegen. Die aus der Summenbildung resultierende Beschleunigungskraft weist damit einen pulsierenden Verlauf auf. Übersteigen die Reibungskräfte die Differenzkraft $F_{F,GS} - F_C$, so wird die Bewegung wechselnd beschleunigt und abgebremst. Bei hinreichender Größe der Reibkraft kann es auch zu Stillständen während der Verstellphase kommen. Dies wird insbesondere in der Nähe des Abstimmpunktes der Fall sein, wenn die Differenzkraft klein wird und die Reibkraft infolge der stärkeren Schwingungen der Tilgermasse ansteigt.

Aus diesen Betrachtungen kann geschlossen werden, dass aufgrund der hohen, periodisch einsetzenden Reibdämpfung nicht mit störenden Schwingungen der Gleitsteine gerechnet werden muss. Des weiteren kann auch von einer nur begrenzten Schwingungsanregung durch die Fliehkraft ausgegangen werden, wenn keine sprunghaften Drehzahländerungen erfolgen.

Ein gewisses Spiel in der Einspannung wird für die Verstellgeschwindigkeit von Vorteil sein, da im Spielbereich nur geringste Reibkräfte auftreten und die Differenzkraft ungemindert für die Verstellung zur Verfügung steht. Positive Effekte können auch durch eine große Masse der Gleitsteine erzielt werden, da so das Verhältnis zwischen Fliehkraft und Reibkräften günstig beeinflusst wird.

4.2 Diskrete Torsionsschwingungsmodelle

Die Analyse des dynamischen Verhaltens von schwingfähigen Maschinenstrukturen erfordert im ersten Schritt die Abbildung des realen Systems durch ein geeignetes Berechnungsmodell. Nach [32] unterscheidet man folgende Strukturen der Modelle:

- Mehrkörperstruktur,
- Finite-Elemente-Struktur und
- kontinuierliche Struktur.

Sie kennzeichnen die Zuordnung der verschiedenen Maschinenelemente und ihrer Eigenschaften zu den Modellelementen. Alle genannten Strukturen sind gleichermaßen für die Drehschwingungsanalyse, die in dieser Arbeit im Vordergrund steht, als auch für die Untersuchung translatorischer Bewegungsvorgänge geeignet.

Finite-Elemente-Strukturen bestehen aus massebehafteten elastischen Elementarkörpern, deren Verbindung untereinander über Knotenpunkte gebildet wird. Die physikalischen Eigenschaften der realen Elemente werden auf die Knoten konzentriert, gleichzeitig greifen in diesen Punkten die Erregerkräfte oder –momente an.

Kontinuierliche Strukturen gehen von einer stetigen oder stückweise stetigen Verteilung von Masse und Steifigkeit des realen Systems aus. Daher werden die beschreibenden Gleichungen an einem infinitesimal kleinem Volumenelement formuliert, und es wird eine im Sinne der Kontinuumsmechanik exakte Berechnung durchgeführt. Auf diese Weise können aber nur relativ einfache Maschinenelemente beschrieben werden, bei komplexeren Aufgaben wird wieder auf Finite-Elemente-Methoden zurückgegriffen.

Die in dieser Arbeit verwendeten Mehrkörperstrukturen basieren auf einer elementaren Trennung der Eigenschaften der Maschinenelemente im Modellbereich. Das diskrete Modell ist aus starren Körpern aufgebaut, die durch masselose Feder- und Dämpferelemente verbunden sind. Erregerkräfte und –momente sowie Wegerregungen greifen an den Massen bzw. an den Federendpunkten an. Die Umsetzung der vorhandenen Systemstruktur in die Modellstruktur richtet sich stark nach den geometrischen Abmessungen. Bei Maschinenelementen mit relativ hoher Massenträgheit im Vergleich zu direkt benachbarten Bereichen bietet sich die Abbildung als starre Masse an. Dies kann zum Beispiel eine Riemenscheibe auf einer Welle sein. Die Welle wird dann als masseloses Federelement beschrieben, ihre eigene Masse wird aber den benachbarten starren Massen zugeschlagen.

Während die Modellierung einer Grobstruktur noch relativ einfach ohne Detailwissen zu lösen ist, muss für die Ermittlung der dynamischen Kennwerte mitunter größerer Aufwand betrieben werden. Dabei kann zwischen einer experimentellen Bestimmung der Werte und einer theoretischen Berechnung der Größen unterschieden werden.

Verschiedene Pendelverfahren sind zur experimentellen Ermittlung von Trägheitsmomenten und –achsen komplexer Körper geeignet [32]. Für Körper von einfacher Gestalt erfolgt eine Abbildung und Berechnung durch rotationssymmetrische Elementarkörper, deren Trägheitsmoment mit Hilfe einfacher Gleichungen berechnet werden kann, wie zum Beispiel Kreis- und Hohlzylinder, Kugeln, Quader und Kegel.

Die Federkonstanten von glatten zylindrischen Wellen können sehr einfach anhand der geometrischen Abmessungen und der Stoffkennwerte gemäß der Gleichung

$$c = \frac{G \cdot I_p}{l} \quad (50)$$

berechnet werden. Auch die Steifigkeiten von Wellen mit Absätzen ergeben sich auf einfache Weise aus einer Federreihenschaltung der einzelnen Steifigkeiten der Abschnitte mit konstantem polarem Flächenträgheitsmoment I_p . Liegen komplizierte geometrische Formen der elastischen Elemente vor, wie z. B. der Zahneingriff bei Zahnradpaarungen und der Kraft- oder Formschluss bei Zugmittelgetrieben, so wird man teilweise oder vollständig auf Ergebnisse von Messungen zurückgreifen, die zumindest die Grundlage für weitere Näherungslösungen aus Berechnungen bilden. Neben den geometrischen Größen können auch nicht bekannte oder stark variierende Werkstoffkennwerte besonders bei Elastomeren und Verbundwerkstoffen zu einem Rückgriff auf experimentell bestimmte Werte führen.

Die Dämpfungselemente bilden die Energiesenke im Berechnungsmodell. Die Ermittlung von Dämpfungskennwerten ist eine besonders vielschichtige Aufgabe bei der Modellbildung, häufig muss man sich hier mit sehr unsicheren Erfahrungswerten oder groben Näherungen zufrieden geben ([22], [32], [36] und [55]). Die geschätzten Dämpfungswerte können durch Abgleich der Modellrechnungen mit Messergebnissen weiter angenähert werden. Während die Dämpfungswerte bei der Berechnung der Eigenfrequenzen zunächst nur eine untergeordnete Rolle spielen, ist ihr Einfluss auf die Systemantworten bei erregten Schwingungen bedeutend. Eine Vernachlässigung im Bereich von Resonanzstellen führt zu erheblichen Abweichungen in den Berechnungsergebnissen.

Um die Berechnung der Dämpfungsmomente im Frequenzbereich möglichst einfach zu gestalten, wird bevorzugt der lineare, frequenz- und amplitudenabhängige viskose Dämpfungsansatz gewählt:

$$T_D = d \cdot \dot{\varphi} \quad (51)$$

In der Literatur finden sich vorzugsweise Anhaltswerte für den Dämpfungsgrad D , der sich beim einfachen Einmassenschwinger gemäß

$$D = \frac{d}{2 \cdot \sqrt{c \cdot J}} = \frac{d}{2 \cdot J \cdot \omega_0} \quad (52)$$

berechnet. Aus dieser Gleichung kann der Wert des Dämpfungskoeffizienten d berechnet werden. Es ist zu erkennen, dass der Dämpfungsgrad frequenzabhängig ist und damit eine Änderung der Systemeigenschaften unter Beibehaltung der Eigenschaften des Dämpfungselementes entsprechend zu einer Variation des Dämpfungsgrades führt. Mit einem Anstieg der Kennwerte J und c ist eine Zunahme der aus der Trägheit und der elastischen Verformung resultierenden Drehmomente in der Resonanz verbunden. Bei konstantem Dämpfungskoeffizienten verringert sich der relative Anteil des Dämpfungsmomentes und infolge auch der Dämpfungsgrad.

Bei Mehrmassenschwingern ist eine Zuordnung von Eigenfrequenzen und Massenträgheitsmomenten zu den Dämpfungskoeffizienten schwierig, bei verzweigten und vermaschten Systemen teilweise auch unmöglich. Dann kann auf den modalen Dämpfungsgrad zurückgegriffen werden, der sich aus der Eigenwertberechnung ergibt [8]:

$$D_i = \frac{-\alpha_i}{\omega_i}. \quad (53)$$

Neben dem viskosen Dämpfungsansatz werden auch die Coulombsche Reibungsdämpfung und andere nichtlineare Ansätze je nach vorhandenen Eigenschaften des Systems verwendet. In dieser Arbeit werden nur geschwindigkeitsproportionale Dämpfungsmomente gemäß Gleichung (51) zur Berechnung herangezogen. Je nach Entstehungsort des Dämpfermomentes kann zwischen äußerer und innerer Dämpfung unterschieden werden. Erstgenannte Dämpfung ist auf äußere Bewegungswiderstände zurückzuführen, wie sie z. B. in Lagerungen und Führungen entstehen. Sie ist gemäß dem viskosen Ansatz von der absoluten Drehwinkelgeschwindigkeit der Masse abhängig. Die innere Dämpfung entsteht durch Verformungswiderstände bei Belastung der elastischen Elemente (Materialdämpfung) sowie durch Relativbewegungen an Kontaktflächen. Deshalb müssen an dieser Stelle die relativen Verdrehwinkel zur Berechnung herangezogen werden.

Die Erregermomente und -kräfte sowie die Wegerregungen stellen die Energiequelle innerhalb des schwingenden Systems dar. Sie können hinsichtlich ihres zeitlichen Verlaufes periodischer oder aber transientser Natur sein. Bei dynamischen Berechnungen ist es vorteilhaft, die nichtharmonischen periodischen Vorgänge in Form von Fourierreihen zu beschreiben. Dies bietet die Möglichkeit, schrittweise Berechnungen mit den einzelnen harmonischen Anteilen durchzuführen, um dann im abschließenden Schritt durch Superposition der Einzelantworten die Gesamtantwort des Systems auf die periodische Erregung zu erhalten.

Beispiele für nichtperiodische Funktionen sind die Sprung-, die Stoß- oder die Rampenfunktion. Sie können in Form von kontinuierlichen Spektren, die sich aus einer Fourier-Integral-Transformation ergeben, dargestellt werden, um so in die Berechnung im

Frequenzbereich Eingang zu finden. Meist berechnet man derartige Schwingungsverläufe aber im Zeitbereich durch Integration der Bewegungsgleichungen [22].

Mit Hilfe des Drallsatzes oder der Anwendung des Prinzips von d'Alembert können die Bewegungsgleichungen für das so aufgebaute diskrete Schwingungsmodell aufgestellt werden. Bei linearen Modellen mit zeitinvarianten Parametern ergibt sich in Matrixschreibweise immer ein Differentialgleichungssystem folgender Gestalt:

$$\mathbf{J}\ddot{\tilde{\boldsymbol{\varphi}}} + \mathbf{D}\dot{\tilde{\boldsymbol{\varphi}}} + \mathbf{C}\tilde{\boldsymbol{\varphi}} = \tilde{\mathbf{T}}_{err} \quad (54)$$

Das diskrete Mehrkörpermodell einer Maschine kann allgemein sowohl für Berechnungen im Zeitbereich als auch im Frequenzbereich herangezogen werden. Die Berechnungen im Frequenzbereich setzen im allgemeinen aber ein lineares elastisches Verhalten sowie zeitinvariante Parameter des Systems voraus. Diese Voraussetzungen treffen für eine Vielzahl von Systemen im Maschinenbau unter der Annahme geringer Schwingungsamplituden in guter Näherung zu, so dass ein Großteil schwingungstechnischer Analysen im Frequenzbereich durchgeführt werden kann.

Insbesondere bei den Feder- und Dämpferelementen ist bei realen Systemen aber auch nichtlineares Verhalten zu verzeichnen. Federkennlinien können beispielsweise progressiv oder degressiv verlaufen, oder es können infolge von Spieleinflüssen Steifigkeitssprünge auftreten. Des weiteren können die Parameter zeit- oder winkelabhängige Schwankungen aufweisen, wie z.B. das Massenträgheitsmoment eines Kurbeltriebes oder die Steifigkeit eines Zahnradpaareingriffs. Diese zeitvarianten Größen können ihrerseits wieder zu sogenannten Parametererregungen im System führen. Bei solchen Systemen wird häufig die Integration der Bewegungsgleichungen im Zeitbereich vorgenommen, da hier nahezu beliebige Systemeigenschaften und Anregungsformen berücksichtigt werden können, solange eine mathematische Beschreibung der Phänomene möglich ist.

4.2.1 Berechnungen im Frequenzbereich

Berechnungsvorschriften für die Aufstellung und Lösung der linearen Differentialgleichungssysteme finden sich in vielen grundlagenorientierten Literaturquellen wieder, wie z. B. in [22], [32], [36] und [38]. Für Berechnungen im Frequenzbereich müssen lineare Gleichungen mit zeitinvarianten Koeffizienten vorliegen. Die Berechnung bietet dann eine sehr übersichtliche Möglichkeit, die Antworten des Systems auf periodische Erregungen zu bestimmen. Die Gesamtlösung setzt sich dabei aus den getrennt berechneten homogenen und partikulären Anteilen zusammen. Der homogene Anteil beschreibt die freien Eigenschwingungen des Systems, die sich aufgrund der Anfangsbedingungen einstellen und infolge der Systemdämpfung wieder abklingen. Die partikuläre Lösung hingegen beschreibt den

eingeschwungenen, stationären Zustand, der im Hinblick auf eine Funktionsbewertung des Tilgers große Bedeutung besitzt.

Die homogenen Gleichungen für ein allgemeines, konservatives System lauten mit der Massenmatrix \mathbf{J} und der Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}

$$\mathbf{J}\ddot{\tilde{\boldsymbol{\varphi}}} + \mathbf{C}\tilde{\boldsymbol{\varphi}} = \mathbf{0}. \quad (55)$$

Es ist zu beachten, dass für Matrizen fettgedruckte Großbuchstaben und zur Kennzeichnung von Vektoren ebenfalls Fettdruck verwendet werden. Zeitabhängige Größen werden durch eine Tilde „ \sim “ markiert. Sind im Modell Dämpfungselemente gemäß dem geschwindigkeitsproportionalen viskosen Ansatz integriert, so muss Gleichung (55) um die Dämpfungsmatrix \mathbf{D} erweitert werden, die von rechts mit dem Winkelgeschwindigkeitsvektor $\dot{\tilde{\boldsymbol{\varphi}}}$ multipliziert wird.

$$\mathbf{J}\ddot{\tilde{\boldsymbol{\varphi}}} + \mathbf{D}\dot{\tilde{\boldsymbol{\varphi}}} + \mathbf{C}\tilde{\boldsymbol{\varphi}} = \mathbf{0} \quad (56)$$

Ein solches System von Differentialgleichungen zweiter Ordnung mit konstanten Koeffizienten kann immer durch den mit Gleichung (57) gegebenen harmonischen Ansatz gelöst werden:

$$\tilde{\boldsymbol{\varphi}} = \boldsymbol{\varphi} \cdot e^{\lambda t} = \begin{pmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \dots \\ \varphi_n \end{pmatrix} \cdot e^{\lambda t}. \quad (57)$$

Die Eigenwerte λ werden im allgemeinen Fall bei der Lösungssuche als komplexe Größen formuliert. Der Imaginärteil ω gibt die Eigenwinkelfrequenzen des Systems und der Realteil α den negativen Wert des Abklingfaktors als Maß für die Dämpfung wieder:

$$\lambda = \alpha + j\omega. \quad (58)$$

Durch Einsetzen des harmonischen Ansatzes in das Gleichungssystem und Vereinfachung ergibt sich eine rein algebraische Formulierung:

$$(\lambda^2 \mathbf{J} + \lambda \mathbf{D} + \mathbf{C}) \cdot \tilde{\boldsymbol{\varphi}} = \mathbf{0}. \quad (59)$$

Dieses homogene Gleichungssystem hat nur dann eine Lösung, wenn die Determinante des eingeklammerten Ausdrucks zu Null wird. Für die Lösung dieser sogenannten Eigenwertaufgaben stehen eine Vielzahl von Algorithmen in entsprechenden Berechnungsprogrammen zur Verfügung. Für die Eingabe und Berechnung muss aber die Gleichung (59) zumindest auf eine Form gebracht werden, die als allgemeine Eigenwertaufgabe bezeichnet wird:

$$(A - \lambda B) \cdot \tilde{\varphi} = \mathbf{0}. \quad (60)$$

Viele Programme setzen statt dieser allgemeinen Form häufig die Angabe der speziellen Eigenwertaufgabe

$$(M - \lambda I) \cdot \tilde{\varphi} = \mathbf{0} \quad (61)$$

voraus. Durch Ergänzung des Gleichungssystems bzw. des Winkelvektors mit dem Winkelgeschwindigkeitsvektor

$$\dot{\tilde{\varphi}} = \lambda \varphi e^{\lambda t} \quad (62)$$

gelangt man auf einfache Weise zur allgemeinen Eigenwertaufgabe:

$$\left(\begin{bmatrix} \mathbf{D} & \mathbf{C} \\ \mathbf{C} & \mathbf{0} \end{bmatrix} - \lambda \begin{bmatrix} -\mathbf{J} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C} \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} \lambda \varphi \\ \varphi \end{Bmatrix} = \mathbf{0}. \quad (63)$$

Die zweite Zeile beinhaltet dabei lediglich die Trivialaussage $\mathbf{C} - \mathbf{C} = \mathbf{0}$. Durch Multiplikation der ersten Zeile von links mit der inversen Massenmatrix \mathbf{J}^{-1} und der zweiten Zeile mit der inversen Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}^{-1} erhält man die spezielle Eigenwertaufgabe

$$\left(\begin{bmatrix} -\mathbf{J}^{-1} \mathbf{D} & -\mathbf{J}^{-1} \mathbf{C} \\ \mathbf{I} & \mathbf{0} \end{bmatrix} - \lambda \mathbf{I} \right) \begin{Bmatrix} \dot{\varphi} \\ \varphi \end{Bmatrix} = \mathbf{0}. \quad (64)$$

Dies ergibt bei N Freiheitsgraden ein Gleichungssystem der Ordnung $2 \cdot N$, für das sich entsprechend $2 \cdot N$ komplexe Eigenwerte berechnen lassen, die aber jeweils paarweise konjugiert komplex auftreten. Die Eigenformen werden durch die Eigenvektoren φ_k beschrieben, die durch Einsetzen der Eigenwerte λ_k in Gleichung (59) bis auf einen skalaren Faktor q_k zahlenmäßig berechnet werden können. Auch die Eigenvektoren treten bei nicht konservativen Systemen paarweise konjugiert komplex auf, was auf die reell besetzten Matrizen \mathbf{J} , \mathbf{D} und \mathbf{C} zurückzuführen ist.

Die allgemeine Lösung der homogenen Differentialgleichung lautet unter Berücksichtigung der k Eigenformen:

$$\tilde{\varphi} = \sum_{k=1}^{2N} \varphi_k \cdot q_k \cdot e^{\lambda_k t}. \quad (65)$$

Die Faktoren q_k , die für die Berechnung der Eigenvektoren als freie Skalierungsgrößen erforderlich waren, können durch die Anfangsbedingungen der Drehwinkel φ_0 und Winkelgeschwindigkeiten $\dot{\varphi}_0$ zum Zeitpunkt $t = 0$ festgelegt werden. Dazu wird der Winkelgeschwindigkeitsvektor durch Ableitung von Gleichung (65)

$$\dot{\tilde{\boldsymbol{\varphi}}} = \sum_{k=1}^{2N} \lambda_k \cdot \boldsymbol{\varphi}_k \cdot q_k \cdot e^{\lambda_k t} \quad (66)$$

hinzugezogen und beide Gleichungen werden in Matrixschreibweise zusammengefasst:

$$\begin{Bmatrix} \dot{\tilde{\boldsymbol{\varphi}}} \\ \tilde{\boldsymbol{\varphi}} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda_1 \boldsymbol{\varphi}_1 & \lambda_2 \boldsymbol{\varphi}_2 & \dots & \lambda_k \boldsymbol{\varphi}_k \\ \boldsymbol{\varphi}_1 & \boldsymbol{\varphi}_2 & \dots & \boldsymbol{\varphi}_k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e^{\lambda_1 t} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & e^{\lambda_2 t} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & e^{\lambda_k t} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \dots \\ q_k \end{Bmatrix} \quad (67)$$

Setzt man die Anfangsbedingungen in den Vektor der linken Seite ein und berücksichtigt, dass die Diagonalmatrix für $t=0$ der Einheitsmatrix entspricht, ergibt sich ein einfach zu lösendes Gleichungssystem für die Faktoren q_k

$$\begin{Bmatrix} \dot{\tilde{\boldsymbol{\varphi}}}_0 \\ \tilde{\boldsymbol{\varphi}}_0 \end{Bmatrix} = \mathbf{R} \cdot \mathbf{q} \quad (68)$$

Auch die Faktoren q_k bilden konjugierte Wertepaare, da nur mit konjugiert komplexen Werten das Produkt $\mathbf{R} \cdot \mathbf{q}$ auf die reellen Werte der Anfangsbedingungen führen kann. Die vollständige Lösung kann entsprechend aufgespalten werden:

$$\tilde{\boldsymbol{\varphi}} = \sum_{k=1}^N \left(\boldsymbol{\varphi}_k \cdot q_k \cdot e^{\lambda_k t} + \bar{\boldsymbol{\varphi}}_k \cdot \bar{q}_k \cdot e^{\bar{\lambda}_k t} \right). \quad (69)$$

Werden die komplexen Zahlen in die Euler-Darstellung umgeformt, ergibt sich folgende Summengleichung:

$$\tilde{\boldsymbol{\varphi}} = \sum_{k=1}^N \left(\mathbf{r}_{\boldsymbol{\varphi}_k} \cdot r_{q_k} \cdot e^{\alpha_k t} \left(e^{j\boldsymbol{\beta}_{\boldsymbol{\varphi}_k}} e^{j\beta_{q_k}} \cdot e^{j\omega_k t} + e^{-j\boldsymbol{\beta}_{\boldsymbol{\varphi}_k}} e^{-j\beta_{q_k}} \cdot e^{-j\omega_k t} \right) \right). \quad (70)$$

Mit der Eulerschen Formel

$$2 \cos(\psi t) = e^{j\psi t} + e^{-j\psi t} \quad (71)$$

kann Gleichung (70) in reeller Schreibweise wiedergegeben werden:

$$\tilde{\boldsymbol{\varphi}} = \sum_{k=1}^N \left(\mathbf{r}_{\boldsymbol{\varphi}_k} \cdot r_{q_k} \cdot e^{\alpha_k t} 2 \cos(\omega t + \boldsymbol{\beta}_{\boldsymbol{\varphi}_k} + \beta_{q_k}) \right). \quad (72)$$

Damit schwingen alle Massen in einer Eigenform in fester Phasenlage zueinander, der Phasenwinkel zwischen den einzelnen Drehmassen ist durch den Vektor $\boldsymbol{\beta}_{\boldsymbol{\varphi}_k}$ gegeben, die Größe des Winkelausschlages durch das Produkt $2 \cdot \mathbf{r}_{\boldsymbol{\varphi}_k} \cdot r_{q_k}$. Der aus den Anfangsbedingungen resultierende skalare Winkel β_{q_k} ist für alle Massen in einer Eigenform gleich, er unterscheidet sich aber von Eigenform zu Eigenform. Sollen keine speziellen Anfangsbedingungen berücksichtigt werden, so beinhalten bereits die Eigenwerte und Eigenvektoren ohne Berück-

sichtigung der Faktoren q_K alle wesentlichen Informationen der homogenen Lösung des schwingfähigen Systems.

An diesem Punkt der Rechnung sind also die Eigenfrequenzen des Systems sowie die Schwingformen bekannt, mit denen sich die Massen in den einzelnen Resonanzen relativ zueinander bewegen. Werden Anfangsbedingungen vorgegeben, so können auch die Absolutwerte der Drehwinkel sowie die Phasenlage als spezielles Resultat dieser Startwerte berechnet werden.

Anhand dieser Ergebnisse können zwei weitere wichtige Größen berechnet werden. Es sind dies die Verteilung der potentiellen Energie, die in den Federelementen gespeichert wird, sowie die Verteilung der kinetischen Energie, die die Massenelemente besitzen. Anhand der Verteilung der Maximalwerte bieten diese Größen die Möglichkeit, den einzelnen Elementen primär beeinflussbare Eigenfrequenzen zuzuordnen. Besitzt ein Element innerhalb einer Eigenform einen relativ hohen Energieinhalt, so wird diese Eigenfrequenz und –form besonders stark durch die Eigenschaften des Elementes bestimmt [36]. Zur Berechnung der potentiellen Energieverteilungen sind die Differenzwinkel unter Beachtung der Phasenlage heranzuziehen:

$$E_{pot,max,i} = \frac{1}{2} c_i \cdot \Delta\varphi_{ik}^2 \quad (73)$$

Die kinetische Energie eines Masselementes ergibt sich aus seiner Winkelgeschwindigkeit und Massenträgheit zu

$$E_{kin,max,i} = \frac{1}{2} J_i \cdot \dot{\varphi}_{ik}^2 = \frac{1}{2} J_i \cdot \omega_k^2 \cdot \varphi_{ik}^2 \quad (74)$$

Zur Bestimmung der Systemantwort auf harmonische Anregungen muss die partikuläre Lösung des inhomogenen Gleichungssystems

$$\mathbf{J}\ddot{\tilde{\varphi}} + \mathbf{D}\dot{\tilde{\varphi}} + \mathbf{C}\tilde{\varphi} = \tilde{\mathbf{T}}_{err} \quad (75)$$

berechnet werden. Die Antwort des Systems setzt sich aus der Summe der homogenen und der partikulären Lösung zusammen:

$$\tilde{\varphi} = \tilde{\varphi}_h + \tilde{\varphi}_p \quad (76)$$

Da bei gedämpften Systemen die homogene Lösung schnell abklingt und somit nur bei den Einschwingvorgängen eine Rolle spielt, ist eine separate Betrachtung der partikulären Lösung sinnvoll und zulässig.

Als Anregung kommen in dieser Arbeit nur harmonische Erregermomente in Betracht, die an den Massen angreifen. Sie werden zweckmäßig in einen Cosinus- und Sinus-Anteil aufgeteilt:

$$\tilde{\mathbf{T}}_{err} = \mathbf{T}^c \cos \Omega t + \mathbf{T}^s \sin \Omega t. \quad (77)$$

Auf harmonische Anregungen antwortet ein lineares System immer mit harmonischen Schwingungen gleicher Frequenz:

$$\tilde{\boldsymbol{\varphi}}_p = \boldsymbol{\varphi}^c \cos \Omega t + \boldsymbol{\varphi}^s \sin \Omega t. \quad (78)$$

Durch Einsetzen dieser Winkelfunktionen und deren Ableitungen in Gl. (75) sowie einem Koeffizientenvergleich nach Cosinus- bzw. Sinus-Gliedern entsteht folgendes Gleichungssystem:

$$\begin{bmatrix} -\Omega^2 \mathbf{J} + \mathbf{C} & \Omega \mathbf{D} \\ -\Omega \mathbf{D} & -\Omega^2 \mathbf{J} + \mathbf{C} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \boldsymbol{\varphi}^c \\ \boldsymbol{\varphi}^s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{T}^c \\ \mathbf{T}^s \end{Bmatrix}. \quad (79)$$

Durch invertieren der Matrix kann die Lösung, aufgeteilt in die Cosinus- und Sinusanteile, berechnet werden. Eine Zusammenfassung der zwei Anteile zu einer rein cosinusförmigen Schwingung mit Phasenwinkel erhöht die Übersichtlichkeit der Ergebnisse:

$$\tilde{\boldsymbol{\varphi}} = \boldsymbol{\varphi} \cdot \cos(\omega t - \boldsymbol{\beta}) \quad (80)$$

mit

$$\boldsymbol{\varphi} = \sqrt{\boldsymbol{\varphi}^{c^2} + \boldsymbol{\varphi}^{s^2}} \quad \text{und} \quad \boldsymbol{\beta} = \arctan\left(\frac{\boldsymbol{\varphi}^s}{\boldsymbol{\varphi}^c}\right). \quad (81)$$

Die Berechnungen werden vorwiegend mit dem Programm MATLAB der MathWorks Inc. durchgeführt, das auf eine komfortable Verarbeitung auch großer Matrizen mit einer Vielzahl von Funktionen spezialisiert ist.

4.2.2 Berechnungen im Zeitbereich

Treten in dem Modell Elemente mit nichtlinearer Kennlinie oder aber nichtperiodische Anregungen auf, kann die Berechnung vereinfacht im Zeitbereich erfolgen. Hier wird durch numerische Integration der Systemgleichungen die Schwingungsantwort berechnet. Eine Aufteilung in die abklingende homogene Lösung und die stationäre partikuläre Lösung des eingeschwungenen Zustands ist hier nicht möglich. Der Erhalt der vollständigen Lösung ist einerseits positiv, da alle Schwingformen berücksichtigt werden. Andererseits können die von den Anfangsbedingungen abhängigen und damit sehr speziellen Einschwingvorgänge die stationäre Lösung stark überdecken und so das Auffinden wesentlicher Aspekte erschweren.

Im betrachteten Zeitintervall werden bei der numerischen Integration schrittweise die Lösungen an diskreten Stützstellen berechnet. Für dieses Vorgehen existieren eine Reihe von

erprobten Verfahren, die in Einschnitt- und Mehrschrittverfahren klassifiziert werden [36], [45]. Einschnittverfahren benötigen nur eine vorhergehende Stützstelle zur Berechnung der Lösung, die Mehrschrittverfahren hingegen je nach Art zwei und mehr vorangestellte Werte.

Die Steuerung der Schrittweite zwischen den Stützstellen ist ein weiteres wichtiges Kriterium für die Auswahl eines geeigneten Verfahrens. Es existieren Methoden, die mit fester oder aber mit variabler Schrittweite rechnen. Die Anwendung der Verfahren mit fester Schrittweite bedingen genaue Kenntnisse des zu berechnenden Systems, da die Vorgabe der festen Schrittweite an gewisse Bedingungen geknüpft ist. Die Verfahren mit variabler Schrittweite besitzen Algorithmen, die den lokalen Fehler prüfen und gegebenenfalls die Schrittweite verkleinern, wenn beispielsweise große Gradienten im Funktionsverlauf auftreten, die mit der vorgewählten Weite nicht ausreichend genau erfasst werden. Der Abstand der Stützstellen wird aber auch wieder vergrößert, wenn der Signalverlauf und die erreichte Genauigkeit dies zulassen, um Abweichungen aus Rundungsfehlern bei sehr kleinen Schrittweiten zu vermeiden sowie die Rechenzeit zu minimieren.

Die in dieser Arbeit durchgeführten Modellrechnungen im Zeitbereich werden mit dem im Programm MATLAB integrierten Modul SIMULINK der Fa. MathWorks Inc. durchgeführt. SIMULINK bietet eine Reihe verschiedener Verfahren aller oben genannten Kategorien. Es werden das nichtlineare Verhalten der spielbehafteten Blattfedereinspannung sowie die Auswirkung von Anschlägen analysiert, die ebenfalls zu nichtlinearen Federkennlinien führen. Da hier starke, zum Teil sprunghafte Änderungen der Systemeigenschaften auftreten, wird ein Runge-Kutta Verfahren mit variabler Schrittweite eingesetzt. Die Eingabe und Abbildung der Differentialgleichungen erfolgt mit Hilfe von Funktionsblöcken in grafisch orientierten Blockschaltbildern, die an regelungstechnische Anwendungen anlehnen.

4.3 Zweimassen-Modell

Erste theoretische Betrachtungen zum grundlegenden dynamischen Verhalten des frequenzvariablen Tilgers werden an dem in **Bild 37** gezeigten Zweimassen-Modell durchgeführt. In diesem Modell wird das Hauptsystem, dessen Schwingungsamplituden durch den Tilger reduziert werden sollen, durch eine Masse abgebildet. Diese Masse (J_1) ist durch eine Feder (c_1) und einen Dämpfer (d_1) mit der Umgebung verbunden, es handelt sich also um ein gefesselt Modell.

Der Tilger wird ebenfalls durch jeweils ein Feder-, Dämpfer- und Massenelement beschrieben (c_T, d_T, J_T). Zusammen mit dem Hauptsystem ergibt sich so ein schwingfähiges Gebilde mit zwei Freiheitsgraden in den Drehwinkeln der Massen. Biegeschwingungen sollen hier nicht berücksichtigt werden.

Das Hauptssystem wird durch ein harmonisches Moment T_{err} zu Schwingungen angeregt, welches an der Masse J_1 angreift:

$$T_{\text{err}} = T \cdot \cos(\Omega \cdot t) \quad (82)$$

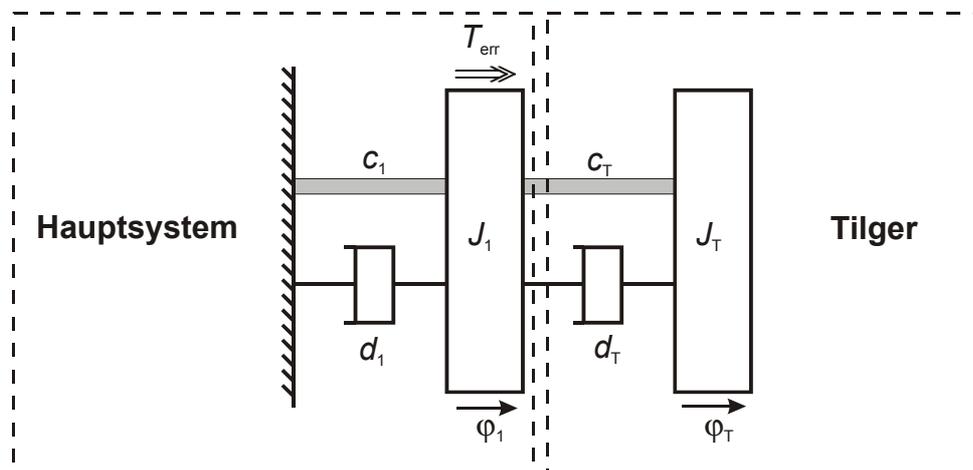


Bild 37: Diskretes Schwingungsmodell mit zwei Freiheitsgraden

4.3.1 Grundlegende Betrachtungen zur Dynamik des Tilgers

Die Wirkung des Tilgers wird mit Hilfe der Schwingungsantwort des Hauptsystems beurteilt. Da der hier vorgestellte Tilger aufgrund seiner variablen Tilgungsfrequenz auch in Frequenzbereichen sinnvoll eingesetzt werden kann, in denen keine Resonanzen des Hauptsystems auftreten, werden zwei mögliche Einsatzvarianten getrennt dargestellt: Im ersten Fall liegt die Resonanzfrequenz des Hauptsystems oberhalb des Arbeitsbereiches, im anderen Fall im Verstellbereich des Tilgers.

Bei der Angabe von Eigenfrequenzen werden die Frequenzen des Teilsystems Tilger mit f_T und des Hauptsystems mit f_{HS} sowie die des gekoppelten Gesamtsystems f_I und f_{II} unterschieden. Die Eigenfrequenz des Tilgers f_T wird auch als Abstimm- oder Tilgungsfrequenz bezeichnet. Das Frequenzverhältnis η wird definiert als das Verhältnis zwischen Erregergrundfrequenz $f_{\text{err},1}$ und der Eigenfrequenz des Hauptsystems ohne Tilger f_{HS} :

$$\eta = \frac{f_{\text{err},1}}{f_{\text{HS}}} \quad (83)$$

Bei einer Frequenzspreizung von $k_f = 8$ wird hier beispielhaft die Tilgerfrequenz f_T im Bereich von 20 – 160 Hz variiert. Die Eigenfrequenz des Hauptsystems in den zwei zu unterscheidenden Fällen beträgt 180 Hz und 90 Hz.

Das Massenverhältnis μ mit

$$\mu = \frac{J_T}{J_1} \quad (84)$$

beträgt bei den ersten Berechnungsschritten $\mu = 0,5$ mit $J_1 = 0,02 \text{ gm}^2$ und $J_T = 0,01 \text{ gm}^2$.

Zunächst wird von einem konservativen Gesamtsystem ausgegangen, um dann in folgenden Berechnungen die Wirkung der Dämpfungselemente durch Variation der Dämpfungskoeffizienten zu untersuchen.

Auf eine Angabe der homogenen Lösung wird aufgrund der vielfachen Möglichkeiten zur Vorgabe spezieller Anfangsbedingungen und den damit nur eingeschränkt allgemeingültigen Ergebnissen verzichtet. In dieser Arbeit werden vorzugsweise die Ergebnisse der partikulären Lösung zur Kennzeichnung der stationären Systemantwort im eingeschwungenen Zustand wiedergegeben. Die Drehwinkelamplituden werden auf die statische Auslenkung des Hauptsystems infolge der Amplitude des Erregermomentes bezogen und der Betrag dieser Größe als Vergrößerungsfunktion V_1 der Masse 1 bzw. V_T der Tilgermasse angegeben. Ein Vergleich mit der Vergrößerungsfunktion V_{HS} des Hauptsystems offenbart den Nutzen des Tilgers.

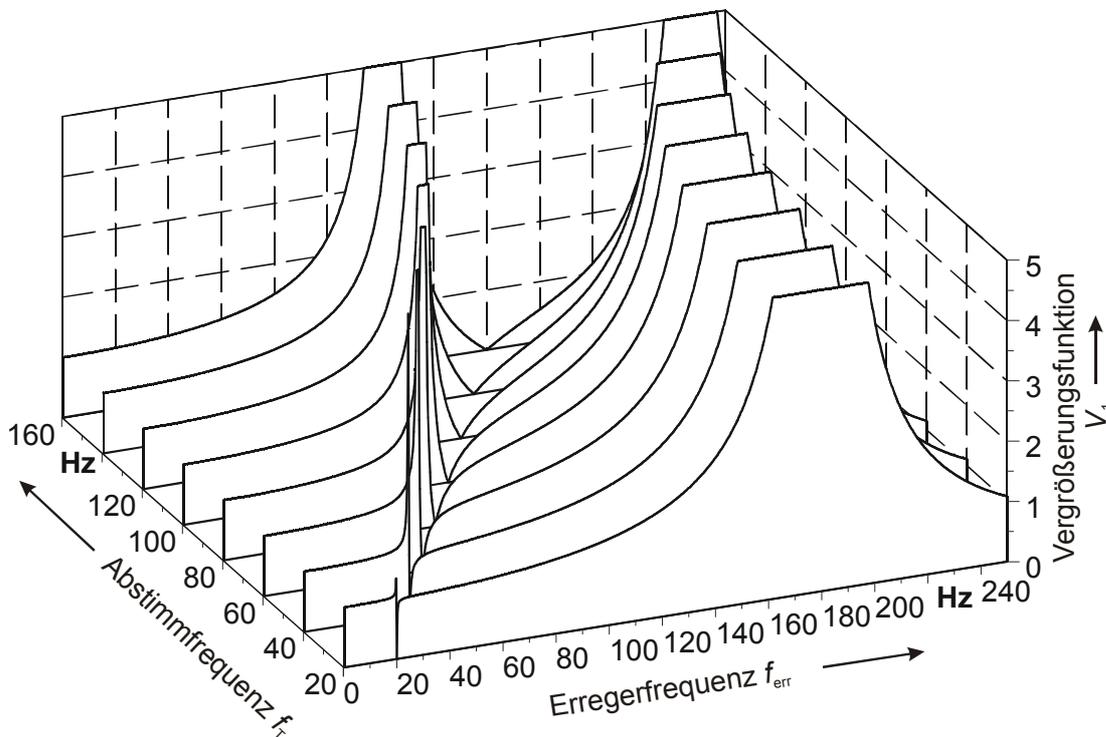


Bild 38: Amplitudengang V_1 der Masse 1 für verschiedene Abstimmfrequenzen des Tilgers ($f_{HS} = 180 \text{ Hz}$)

Bild 38 zeigt die Vergrößerungsfunktion V_1 des gekoppelten Systems in einer Wasserdarstellung über der Erregerfrequenz f_{err} und der Abstimmfrequenz des Tilgers f_T . Gut zu erkennen sind die Resonanzamplituden des Systems, die sich bei Anregung in der Nähe der

zwei Eigenfrequenzen f_I und f_{II} ausbilden. Der Tilgungspunkt liegt immer zwischen diesen beiden Frequenzen, die sich in Abhängigkeit von der Tilgerabstimmfrequenz verändern. In diesem Punkt wird die Drehwinkelamplitude der Hauptsystemmasse zu Null, der Tilger kompensiert in diesem Punkt vollständig das Erregermoment. Die Breite des Bereiches, in dem die Amplitude gegenüber dem System ohne Tilger signifikant abgesenkt wird, hängt in starkem Maße von dem Frequenzverhältnis η ab. Je kleiner das Verhältnis ist, desto schmaler wird der wirksame Frequenzbereich.

Bild 39 zeigt den Tilgungsbereich bei tiefer Abstimmfrequenz von 20 Hz entsprechend einem Frequenzverhältnis von $\eta = 1/9$. Nur in einem schmalen Frequenzbereich von etwa 10 % der Tilgerfrequenz nimmt die Vergrößerungsfunktion V_I gegenüber der nicht getilgten Variante mit V_{HS} deutlich geringere Werte an.

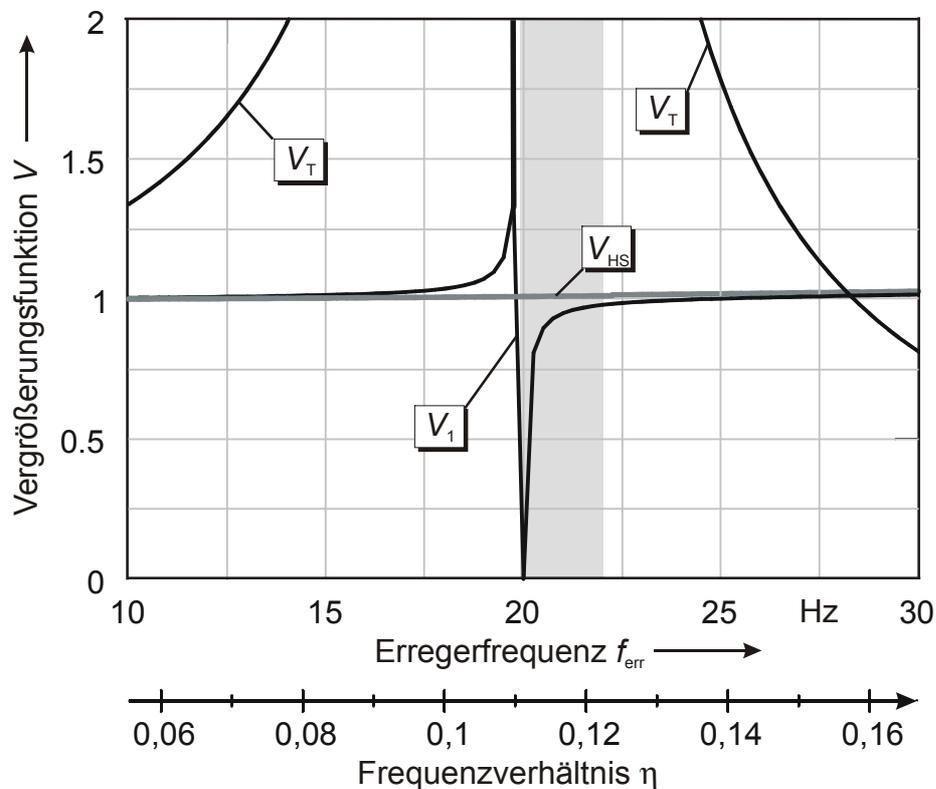


Bild 39: Tilgungsbereich bei tiefer Abstimmfrequenz

Die Resonanzstelle des gekoppelten Systems liegt sehr dicht unterhalb des Tilgungspunktes. In diesem Punkt kommt es zu großen Schwingungen sowohl der Tilgermasse als auch der Hauptsystemmasse, die Vergrößerungsfunktionen V_T und V_I nehmen theoretisch unendlich große Werte an. Dies bedeutet, dass ein zu hoch abgestimmter Tilger bei niedrigen Frequenzverhältnissen zu hohen Resonanzamplituden des Gesamtsystems führen kann.

Nähert man sich mit der Tilgerfrequenz f_T der Eigenfrequenz f_{HS} des Hauptsystems, so ergeben sich wesentlich günstigere Verhältnisse (**Bild 40**). Die Vergrößerungsfunktion V_1 liegt in einem weiten Bereich der Erregerfrequenz unterhalb der Werte von V_{HS} . Dabei ist zu berücksichtigen, dass das System ohne Tilger in dem betrachteten Bereich bereits erhöhte Resonanzamplituden aufweist, so dass V_{HS} bereits Werte deutlich größer 1 annimmt. Bezogen auf die Tilgerfrequenz kann von einem wirksamen Bereich von etwa 50 % ausgegangen werden. Die Genauigkeit der Tilgerabstimmung spielt hier eine wesentlich kleinere Rolle als im unteren Frequenzbereich.

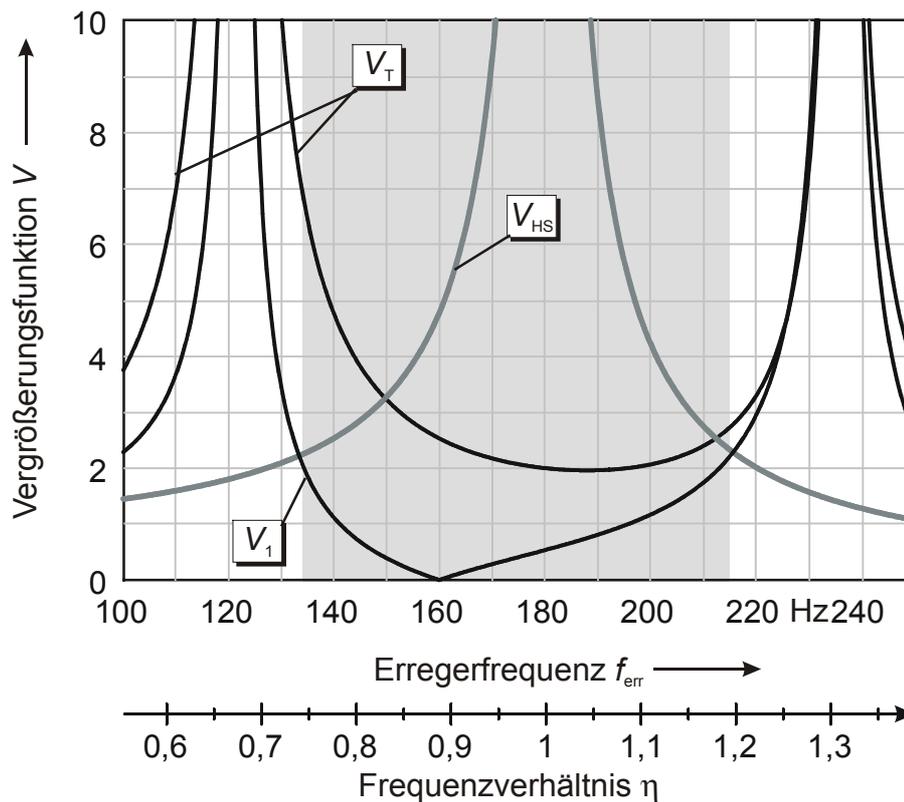


Bild 40: Tilgungspunkt bei hoher Abstimmfrequenz ($f_T = 160$ Hz, $f_{HS} = 180$ Hz)

Dieser Sachverhalt spiegelt sich auch in der Lage der Eigenfrequenzen in Abhängigkeit von der Tilgerfrequenz wieder, **Bild 41**. Während bei tiefen Abstimmfrequenzen die Unterschiede zwischen den Eigenfrequenzen der Teilsysteme und des Gesamtsystems in der zeichnerischen Ungenauigkeit nahezu verschwinden, nimmt der hier wichtige Abstand der ersten Eigenfrequenz f_I von der Tilgerfrequenz f_T mit steigendem Frequenzverhältnis zu. Stets ist f_I kleiner als die kleinere und f_{II} größer als die größere der beiden ungekoppelten Eigenfrequenzen [38]. Durch diesen größeren Abstand verbreitert sich der Tilgungsbereich, die Amplituden wachsen in den Randbereichen langsamer an. Auch der Abstand der zweiten Eigenfrequenz des gekoppelten Systems von der Resonanzfrequenz des Hauptsystems wird größer, dies ist in diesem Arbeitsbereich jedoch von untergeordneter Bedeutung.

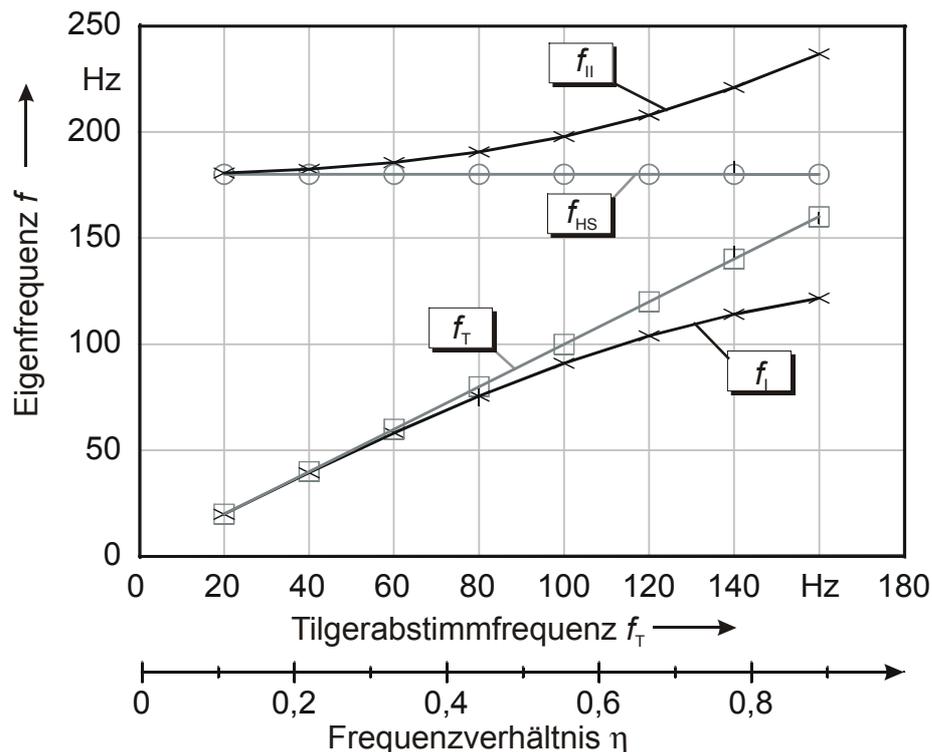


Bild 41: Eigenfrequenzen über der Tilgerabstimmfrequenz f_T ($f_{HS} = 180$ Hz)

Bisher wurde der Tilger als ungedämpftes Bauteil betrachtet. Tatsächlich wird eine gewisse Dämpfung beim realen Maschinenelement unvermeidbar bleiben. Bei den klassischen Festfrequenz-Tilgern wird sie bewusst zur Amplitudenbegrenzung in den Seitenbändern eingesetzt.

Bild 42 zeigt, dass eine Bedämpfung bei einem optimal auf die Erregerfrequenz abgestimmten frequenzvariablen Tilger nicht von Vorteil ist. Im Diagramm ist die Vergrößerungsfunktion V_1 für unterschiedlich stark gedämpfte Tilger bei einer Tilgerabstimmfrequenz von 160 Hz aufgetragen. Die Dämpfungskonstante d_T wurde dabei zwischen 0–4 Nms/rad variiert. Für diesen Betriebspunkt ergeben sich nach der Definition von Gleichung (53) modale Dämpfungsgrade von $D_i = 0 - 0,174$ für das gekoppelte Gesamtsystem. Wird der Dämpfungsgrad im üblichen Sinn eines Einmassenschwingers nach Gleichung (52) berechnet, indem nur das Teilsystem Tilger berücksichtigt wird, so ergeben sich Werte von $D_T = 0 - 0,199$.

Mit Vergrößerung der Dämpfung nimmt die Kompensationswirkung des Tilgers ab, die Vergrößerungsfunktion fällt in keinem Frequenzbereich auf den Wert Null. Mit dieser Anhebung der Amplituden im Tilgungsbereich sinken aber gleichzeitig die Amplituden in den Resonanzstellen der Randbereiche. Die Absenkung in den Resonanzen ist prinzipiell ein positiver Effekt, der in Bereichen mit großer Abweichung der Abstimmung zur Begrenzung der Systembelastung herangezogen werden kann.

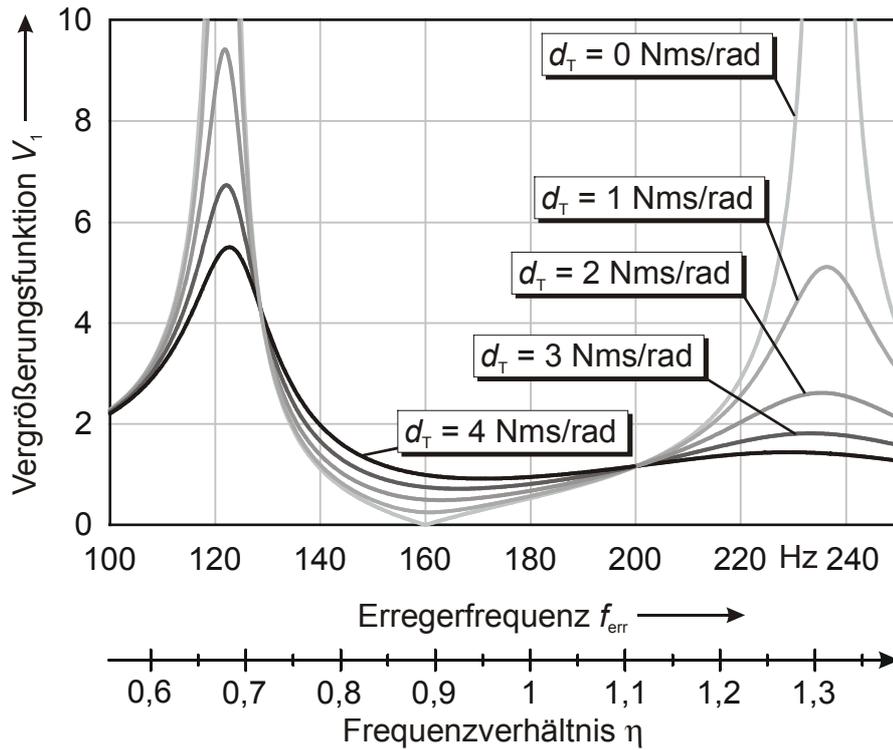


Bild 42: Vergrößerungsfunktion V_1 in Abhängigkeit von der Tilgerdämpfung ($f_{HS} = 180$ Hz)

Führt man Berechnungen mit konstantem Dämpfungskoeffizienten d_T für den gesamten Tilgerabstimmbereich von $f_T = 20 - 160$ Hz durch, so stellt man die bereits in Abschnitt 4.2 angeführte Frequenzabhängigkeit des modalen Dämpfungsgrades D_i fest.

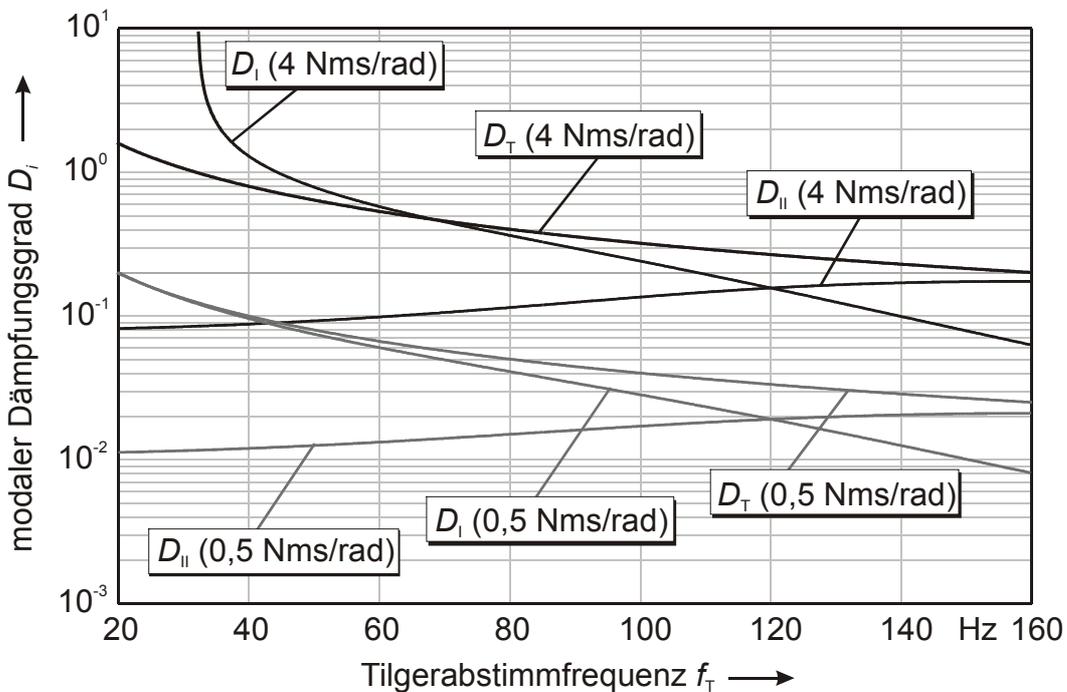


Bild 43: Modaler Dämpfungsgrad D_i als Funktion der Tilgerabstimmfrequenz für zwei verschiedene Dämpfungskoeffizienten $d_T = 0,5$ und 4 Nms/rad ($f_{HS} = 180$ Hz)

Der modale Dämpfungsgrad D_I , der der ersten, tieferen Eigenfrequenz f_I des gekoppelten Systems zugeordnet ist, steigt mit fallender Abstimmfrequenz an, unterhalb von etwa 30 Hz strebt er gegen unendlich, da der Imaginärteil des zugehörigen Eigenwertes gegen Null geht, **Bild 43**. Das System ist in dieser Eigenform dann nicht mehr schwingfähig, die betreffende Eigenfrequenz entfällt. Der Dämpfungsgrad D_{II} wächst dagegen mit der Abstimmfrequenz gegenläufig zu D_I an und kreuzt den Verlauf von D_I bei etwa 120 Hz. Damit überstreicht der Dämpfungsgrad bei konstantem Koeffizienten $d_T = 4 \text{ Nms/rad}$ einen Bereich von $\infty < D_I < 0,06$.

Bei kleinen Abstimmfrequenzen führt ein derart hoher Dämpfungsgrad zur vollständigen Auslöschung der ohnehin schon begrenzten Kompensationswirkung. Die Vergrößerungsfunktion nimmt gegenüber dem Hauptsystem ohne Tilger dann sogar geringfügig höhere Werte an, wie **Bild 44** verdeutlicht.

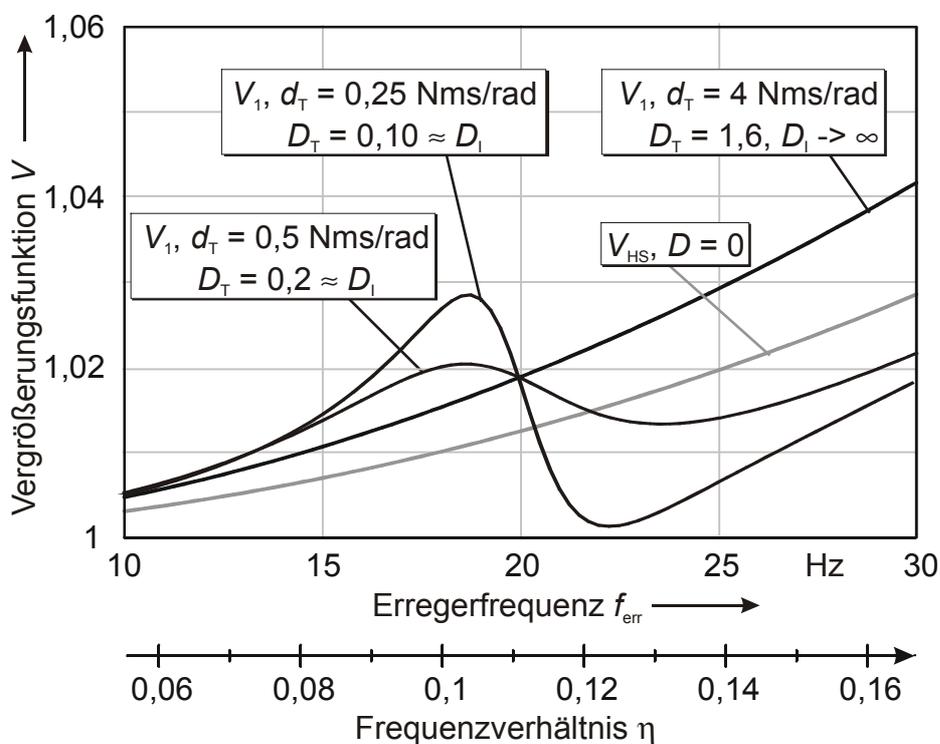


Bild 44: Auswirkung der Tilgerdämpfung bei kleinem Frequenzverhältnis ($f_T = 20 \text{ Hz}$, $f_{HS} = 180 \text{ Hz}$)

Aber selbst eine Absenkung der Dämpfung auf $d_T = 0,25 \text{ Nms/rad}$, die zu einem modalen Dämpfungsgrad von $D_I = 0,10$ führt, zeigt, dass die Kompensationswirkung im unteren Frequenzbereich auch bei gleichem Dämpfungsgrad gegenüber den Verhältnissen bei höheren Tilgerabstimmfrequenzen stärker beeinträchtigt wird. Die Amplituden sind im eigentlichen Tilgungspunkt immer größer als bei dem ungetilgten Hauptsystem. Das Minimum ist zu höheren Erregerfrequenzen hin verlagert. Durch einen im Bezug auf die Erregerfrequenz zu tief abgestimmten Tilger kann eine wenn auch nur geringfügige Verminderung der Amplitude erreicht werden.

Aufgrund der bisherigen Ergebnisse ist prinzipiell im Arbeitsbereich eines frequenzvariablen Tilgers von bewusst eingebrachten Dämpfungselementen abzusehen, es muss vielmehr auf eine möglichst dämpfungsarme Konstruktion geachtet werden.

Allerdings kann die Dämpfung in Bereichen, wo die Abweichung der Tilgerabstimmfrequenz von der Erregerfrequenz sehr groß ist, zur Vermeidung von überhöhten Resonanzamplituden dienen. Die Dämpfung muss dann aber „zuschaltbar“ sein, um ausschließlich im Bereich großer Fehlabbestimmungen wirksam zu sein. Zu diesem Zweck sind die in Abschnitt 3.3.4 beschriebenen Drehwinkelbegrenzer geeignet, die aufgrund der Kopplung mit den Federstangen oder den Gleitsteinen eine einfache konstruktive Umsetzung dieser Forderung darstellen.

Eine Darstellung der auf die Hauptsystemmasse wirkenden Momente im eingeschwungenen Zustand verdeutlicht die Kompensation des Erregermomentes durch den Tilger, **Bild 45**.

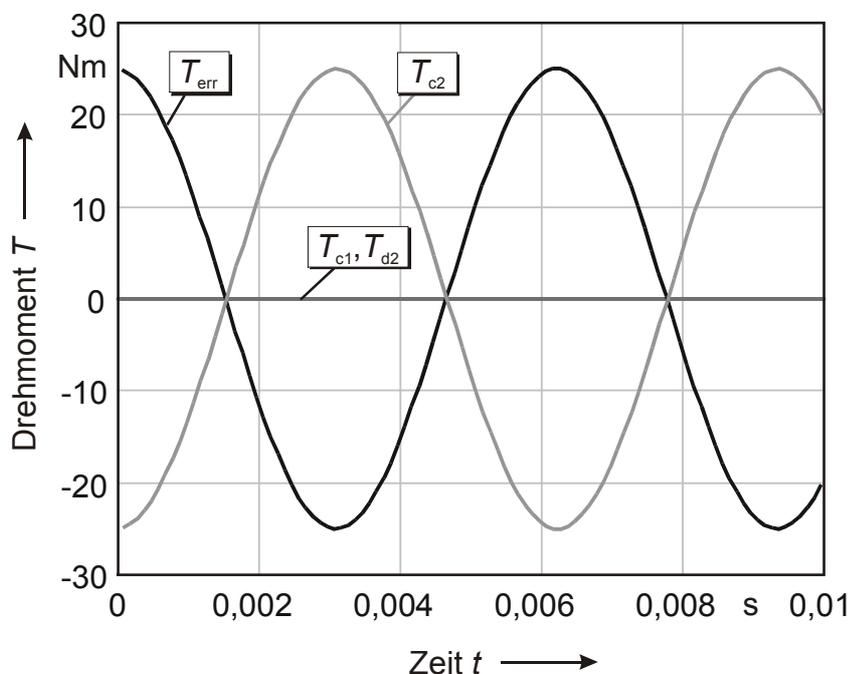


Bild 45: Zeitlicher Verlauf der an Masse „1“ wirkenden Drehmomente bei ungedämpftem, optimal abgestimmtem Tilger ($f_T = 80 \text{ Hz}$, $f_{HS} = 180 \text{ Hz}$)

Der zeitliche Verlauf des Erregermomentes wurde für die Berechnung beispielhaft als harmonische Cosinus-Funktion mit einer Amplitude von 25 Nm und einer Frequenz von 80 Hz vorgegeben:

$$\tilde{T}_{\text{err}} = 25 \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot 80 \cdot t) \text{ Nm} . \quad (85)$$

Das aus der elastischen Verformung der Tilgerfeder resultierende Drehmoment berechnet sich aus Differenzwinkel und Federsteifigkeit:

$$\tilde{T}_{c_T} = c_T \cdot (\tilde{\varphi}_T - \tilde{\varphi}_1) . \quad (86)$$

Das Torsionsmoment an der Feder des Hauptsystems kann aufgrund der einseitigen Einspannung direkt aus dem Verdrehwinkel der Masse 1 und der Steifigkeit bestimmt werden.

Um die aus der Dämpfung und der Massenträgheit resultierenden Momente bestimmen zu können, müssen die Zeitfunktionen der Drehwinkel, die sich gemäß Gleichung (79) berechnen lassen, zweimal nach der Zeit abgeleitet werden, um Winkelgeschwindigkeit und -beschleunigung der Massen zu erhalten. Dann ergibt sich:

$$\tilde{T}_{d_T} = d_T \cdot (\dot{\varphi}_T - \dot{\varphi}_1) \quad (87)$$

und

$$\tilde{T}_{J_1} = J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 \quad (88)$$

Bei einem optimal auf die Erregerfrequenz abgestimmten, ungedämpften Tilger besitzt das an der Tilgerfeder wirkende Drehmoment exakt die gleiche Amplitude wie das Erregermoment, der zeitliche Verlauf ist um 180° phasenverschoben (**Bild 45**). Durch diese vollständige Kompensation bleibt die Masse 1 in Ruhe, entsprechend sind das elastische und das durch die Massenträgheit hervorgerufene Moment Null.

Dagegen führt eine Dämpfung des Tilgers zu einer geringfügigen Änderung der Phasenverschiebung zwischen dem Erregermoment und dem elastischen Moment der Tilgerfeder, siehe **Bild 46**. Der Dämpfungsgrad für die gezeigte Abstimmfrequenz von 80 Hz beträgt für $d_T = 2 \text{ Nms/rad}$ $D_1 = 0,17$ bzw. $D_T = 0,20$. Die Masse des Hauptsystems wird durch die Phasenverschiebung zu Schwingungen angeregt und entsprechend treten auch Feder- und Trägheitsmomente auf.

Obwohl das elastische Drehmoment der Tilgerfeder etwa die gleiche Größe wie das Erregermoment besitzt, schwingt das Hauptsystem dennoch mit relativ großer Amplitude. Damit wird der Tilger trotz der fehlenden Kompensationswirkung mit hohen Momenten beaufschlagt. Eine gezielte Dämpfung des Tilgers erscheint aus diesem Grund als nicht geeignete Maßnahme zur Verringerung der Federbelastung.

Eine Bedämpfung des Hauptsystems ist im Gegensatz zur Tilgerdämpfung allgemein von Vorteil. Die Dämpfung führt in den Resonanzbereichen zu einer Absenkung der Amplituden, die mit der Wirkung der Tilgerdämpfung vergleichbar ist, **Bild 47**. Im Tilgerbereich selbst führt die Dämpfung des Hauptsystems aber zu keinen Unterschieden im Vergleich zu dem Verhalten des ungedämpften, gekoppelten Systems, der Tilgerdämpfungseffekt bleibt vollständig erhalten.

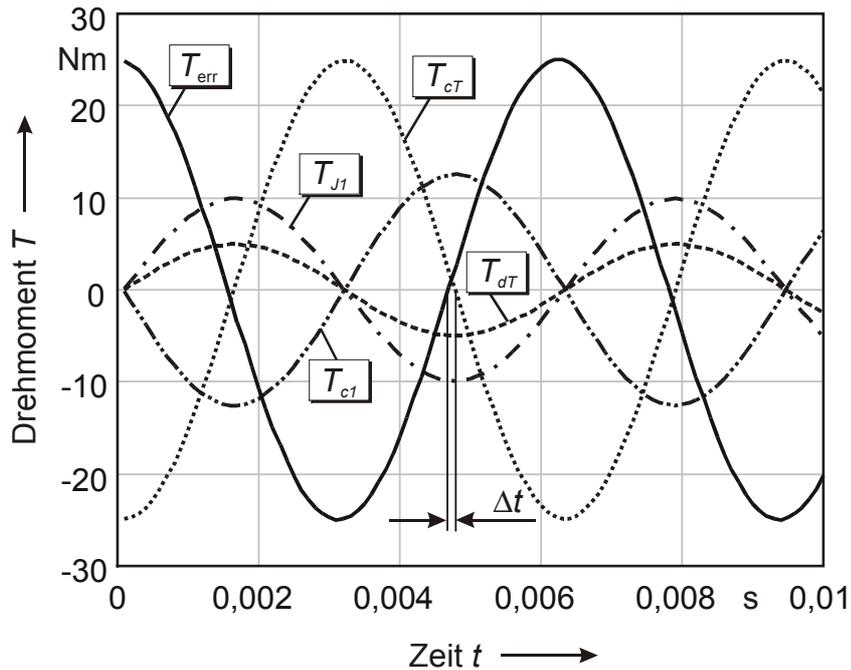


Bild 46: Zeitlicher Verlauf der an „Masse 1“ wirksamen Drehmomente bei gedämpftem Tilger ($d_T = 2$ Nms/rad, $f_T = 80$ Hz, $f_{HS} = 180$ Hz)

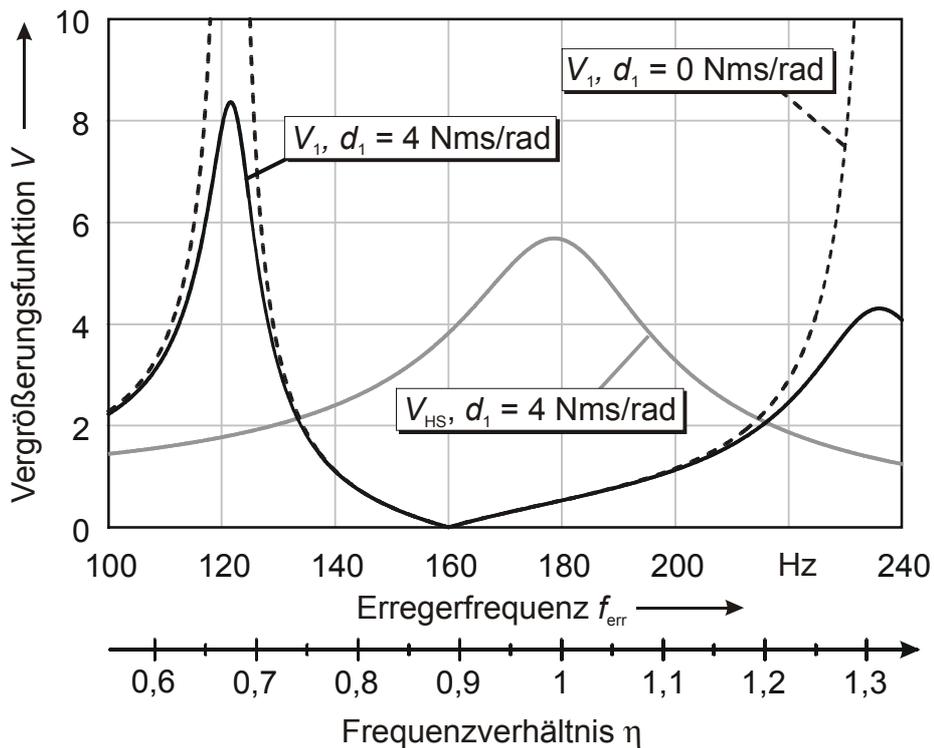


Bild 47: Vergrößerungsfunktion V_1 und V_{HS} bei gedämpftem Hauptsystem ($f_T = 80$ Hz, $f_{HS} = 180$ Hz)

Die mit gleichem Dämpfungskoeffizienten berechneten Amplituden des Hauptsystems können durch den Einsatz des Tilgers noch deutlich abgesenkt werden. Auch bei gedämpften Strukturen bringt folglich ein Tilger noch weitere Vorteile, insbesondere wenn der Gleichlauf

des schwingenden Systems von Bedeutung ist und nicht nur die Vermeidung von Überhöhungen in der Resonanz im Vordergrund steht.

Das Massenverhältnis μ besitzt ebenfalls eine starke Wirkung auf die Funktion des Tilgers. In **Bild 48** sind vergleichend die Vergrößerungsfunktion V_1 für $\mu = 0,25$, $0,5$ und 1 gegenübergestellt. Der Kompensationsbereich wird hier horizontal erweitert, wenn das Massenverhältnis vergrößert wird. Gerade im unteren Frequenzbereich kann ein großes Massenverhältnis helfen, trotz Abweichungen bei der Tilgeranpassung an die Erregerfrequenz dennoch eine Reduktion der Drehwinkel zu erzielen.

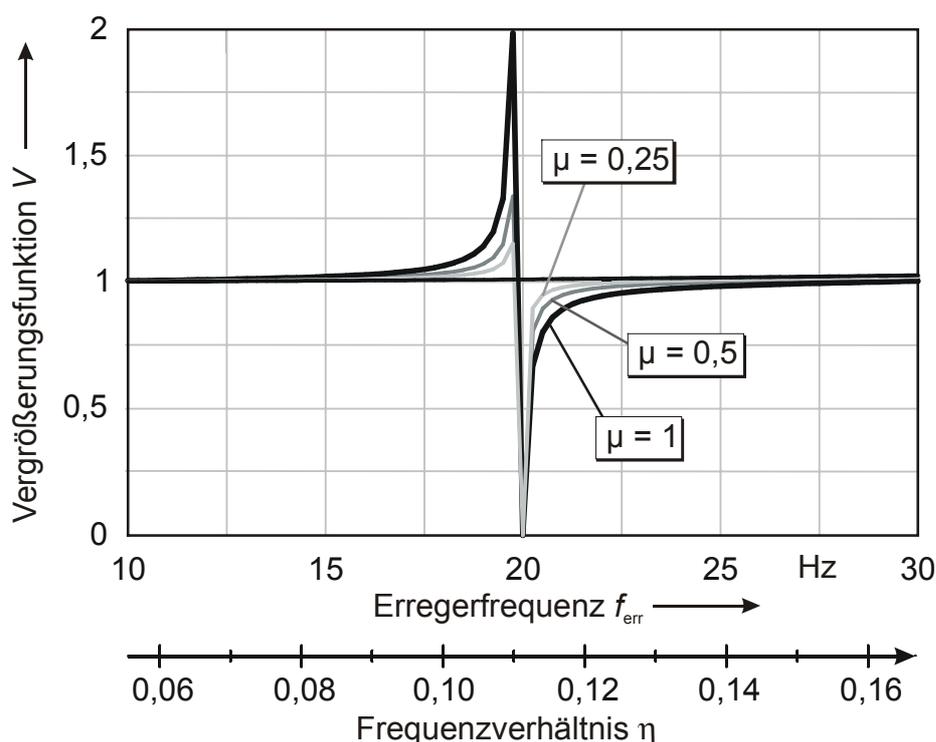


Bild 48: Vergrößerungsfunktion V_1 im Tilgungspunkt für verschiedene Massenverhältnisse μ ($f_T = 20$ Hz, $f_{\text{HS}} = 180$ Hz)

Im Folgenden sollen die Verhältnisse für den Fall beleuchtet werden, bei dem die Eigenfrequenz des Hauptsystems mit $f_{\text{HS}} = 90$ Hz im zu tilgenden Erregerfrequenzbereich liegt. Es ergeben sich aufgrund der ausreichenden Breite des wirksamen Tilgungsbereiches deutlich günstigere Verhältnisse. **Bild 49** gibt wieder einen Überblick über die Vergrößerungsfunktion V_1 in Abhängigkeit von den Frequenzen f_{err} und f_T . Die Bereiche, in denen die Amplitude deutlich reduziert wird, haben bereits für relativ kleine Tilgerfrequenzen eine Breite, die eine hohe Ausgleichsmöglichkeit für Fehlabbildungen des Tilgers bietet.

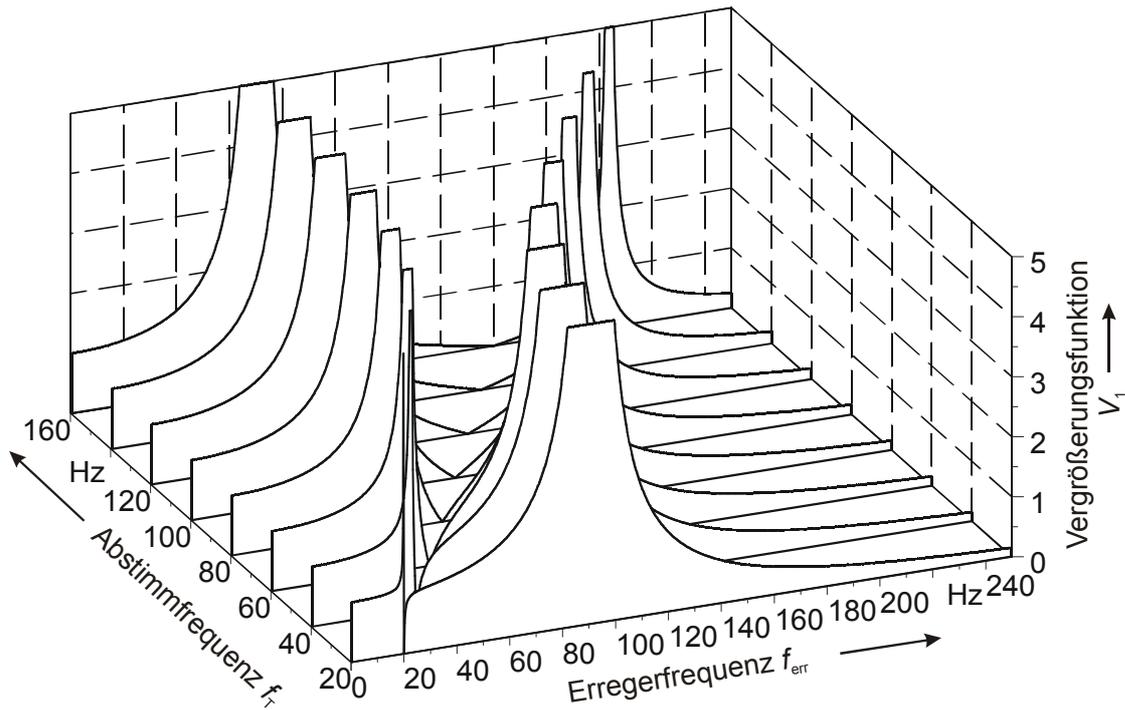


Bild 49: Vergrößerungsfunktion V_1 mit Resonanzfrequenz des Hauptsystems im Erregerfrequenzbereich ($f_{HS} = 90 \text{ Hz}$, $\mu = 0,5$)

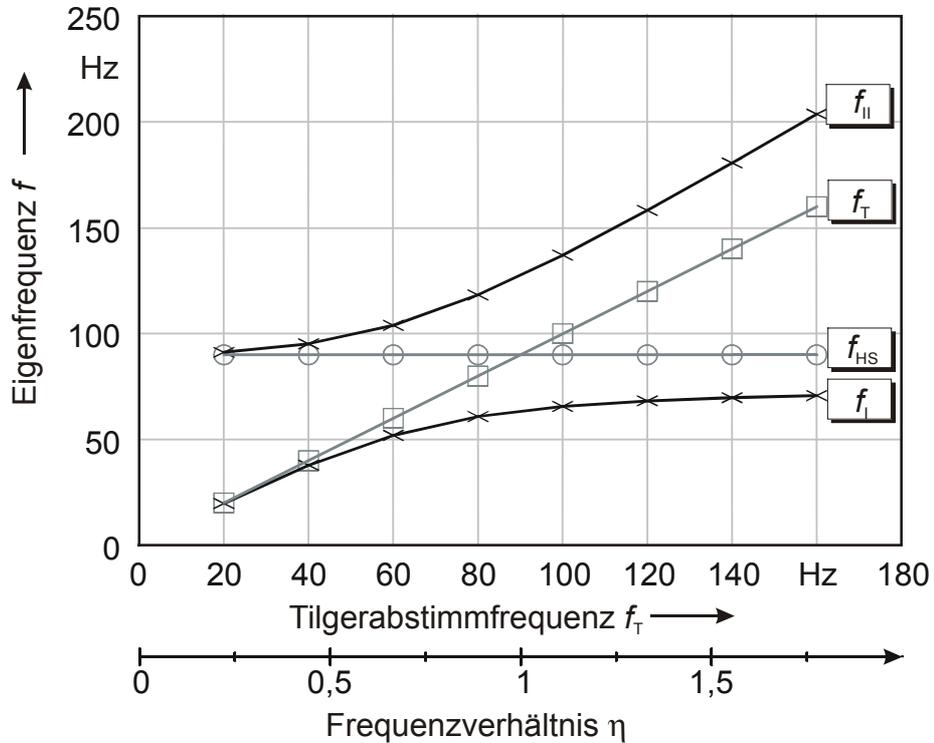


Bild 50: Eigenfrequenzen über der Tilgerabstimmfrequenz ($f_{HS} = 90 \text{ Hz}$, $\mu = 0,5$)

Bild 50 zeigt für diesen Fall die berechneten Eigenfrequenzen f_I und f_{II} des gekoppelten Systems sowie die Eigenfrequenzen f_T und f_{HS} der Teilsysteme. Der für die Breite des wirksamen Tilgungsbereiches wichtige Abstand der Eigenfrequenzen f_I und f_{II} von f_T und f_{HS} ist im vorliegenden Fall mit $f_{HS} = 90$ Hz gerade im unteren Bereich größer als im zuvor beschriebenen Fall mit $f_{HS} = 180$ Hz.

4.3.2 Auswirkung der Primärmasse des Tilgers

Bei der Abbildung eines Tilgers als schwingfähiges System mit nur einer Drehmasse wird die primärseitige Masse des Tilgers vernachlässigt. Mit dieser primärseitigen Masse werden die Bauteile und Strukturen abgebildet, die die konstruktive Anbindung an das Hauptsystem sowie die Trägerstruktur für die Feder und die Masse des Tilgers bilden. Je nach Ausführung und Belastung der Struktur können diese Elemente eine im Verhältnis zur Tilgermasse relevante Größe annehmen. Im Folgenden sollen daher die Auswirkungen auf die Dynamik des Systems analysiert werden.

Bei der Modellierung kann im Allgemeinen die Elastizität zwischen der Primärmasse und der Masse des Hauptsystems vernachlässigt werden, da es sich um eine relativ steife Verbindung handelt. Das Massenträgheitsmoment der Primärmasse kann also direkt dem Trägheitsmoment des Hauptsystems zugeschlagen werden. Diese Änderung der Systemeigenschaften hat zwei gegenläufige Effekte zur Folge: Zum einen ergibt sich gegenüber einer Vernachlässigung der Primärmasse eine Verringerung des Massenverhältnisses μ , da J_T konstant bleibt, während J_I vergrößert wird. Daraus resultieren die im vorangegangenen Abschnitt diskutierten ungünstigen Verkleinerungen des Kompensationsbereiches. Bei der Diskussion zur Variation des Massenverhältnisses in Abschnitt 4.3.1 wurde aber vorausgesetzt, dass die Eigenfrequenz des Hauptsystems f_{HS} trotz Änderung der Massenträgheitsmomente konstant bleibt, was bei alleiniger Änderung der Tilgermasse auch der Fall ist. Durch die Berücksichtigung der Primärmasse wird aber die Eigenfrequenz f_{HS} abgesenkt, so dass sich aufgrund des dann kleineren Frequenzverhältnisses η im Gegenzug ein breiteres Kompensationsgebiet ergibt.

Zur Klärung der Größe des jeweiligen Einflusses sind in **Bild 51** drei Berechnungsergebnisse für die Vergrößerungsfunktionen V_1 unter verschiedenen Annahmen zusammengestellt:

1. Primärmasse nicht berücksichtigt ($\mu = 0,5, f_{HS} = 180$ Hz): Ausgangszustand.
2. Primärmasse ($0,5 J_T$) sowohl mit $\mu = 0,4$ und Absenkung der Hauptsystemfrequenz berücksichtigt ($f_{HS} \approx 161$ Hz, $c_1 = \text{const.}$)
3. Nur Änderung des Massenverhältnisses mit $\mu = 0,4$ berücksichtigt, keine Änderung der Eigenfrequenz ($f_{HS} = 180$ Hz, $c_1 \neq \text{const.}$)

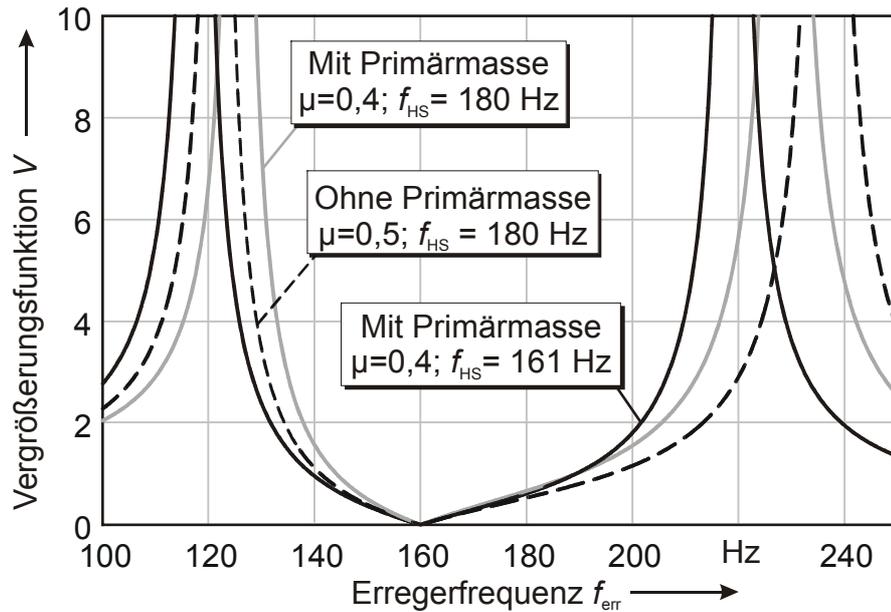


Bild 51: Gegenüberstellung der Vergrößerungsfunktion V_1 mit und ohne Berücksichtigung der Primärmasse ($f_T = 160$ Hz)

Die korrekte Berücksichtigung der Primärmasse bringt für die berechnete Tilgungsfrequenz aufgrund des kleineren Massenverhältnisses eine Verengung des Frequenzbereiches, in dem die Vergrößerungsfunktion unter den statischen Wert absinkt ($V_1 < 1$). Die Verengung wäre aber noch größer, wenn der positive Einfluss des günstigeren Frequenzverhältnisses nicht vorhanden wäre. **Bild 51** veranschaulicht zudem auch, wie die Abstände der Eigenfrequenzen f_I und f_{II} des gekoppelten Systems proportional zum Massenverhältnis anwachsen.

Bei tieferen Abstimmfrequenzen des Tilgers verringert sich der Einfluss der Primärmasse, die Unterschiede zwischen den Vergrößerungsfunktionen sind bei $f_T = 20$ Hz nur noch minimal.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass bei der Tilgerkonstruktion auf eine möglichst geringe Primärmasse geachtet werden sollte, da sie für die prinzipielle Tilgerwirkung ohne Funktion ist und in bestimmten Bereichen auch negative Auswirkungen haben kann (s. a. [21]).

4.3.3 Allgemeine periodische Anregung

In den vorangegangenen Abschnitten wurde von einem rein harmonischen Erregermoment ausgegangen, das an der Hauptsystemmasse angreift. Viele Maschinenstrukturen werden jedoch durch Momente angeregt, die zwar periodisch verlaufen, sich aber aus mehreren harmonischen Anteilen zusammensetzen. In Abschnitt 4.2.1 wurde bereits auf die Möglichkeit verwiesen, mittels der Fourier-Reihenentwicklung bzw. der Fourier-Transformation jedes beliebige periodische Moment als Summe von harmonischen Momenten zu beschreiben. Bei Verbrennungskraftmaschinen findet man häufig derartige

periodische Erregungen, die als Summe aus einer Erregung mit der Grundfrequenz und Anteilen mit ganzzahligen Vielfachen dieser Grundfrequenz dargestellt werden können.

Da auch ein frequenzvariabler Tilger nur auf eine Ordnung der Erregerfrequenz abgestimmt werden kann, stellt sich im Fall einer nicht harmonischen, periodischen Anregung die Frage nach der Wirkung der nicht kompensierten harmonischen Anteile. Die Wahl einer geeigneten Ordnung der Erregerfrequenz zur effektivsten Absenkung der Drehschwingungsamplituden hängt aber von vielen Faktoren ab und kann nur anhand der Kenntnis konkreter Systemeigenschaften und Betriebsbedingungen der untersuchten Maschinenstruktur getroffen werden. Folgende Fragen müssen dabei beantwortet werden:

- Wie groß ist das Amplitudenverhältnis der harmonischen Anteile der Erregung untereinander?
- Für welche Anteile existieren Resonanzstellen?
- Wie groß ist die Dämpfung des Systems bzw. die Vergrößerungsfunktion in den Resonanzpunkten?
- In welchem Betriebspunkt liegen diese Resonanzstellen?

Existiert ein harmonischer Anteil, der im Vergleich zu allen anderen Anteilen eine sehr große Amplitude besitzt, so wird man zunächst geneigt sein, den Tilger auf diese Ordnung abzustimmen. Dabei muss jedoch beachtet werden, dass infolge von Resonanzanregungen auch Anteile mit kleiner Amplitude zu großen Drehwinkelamplituden führen können. Die Größe der Amplituden hängt dabei vor allen Dingen von der Dämpfung des Systems in den jeweiligen Resonanzstellen ab. Selbst wenn die betrachteten Resonanzstellen im zulässigen Betriebsbereich der Maschine oder Anlage liegen, wird man auch bei ähnlich großer Schwingungsamplitude nicht zwangsläufig allen die gleiche Bedeutung zumessen: Für die Maschine können bevorzugte Betriebspunkte mit hoher Laufzeit existieren und Randbereiche, in denen die Maschine nur äußerst selten betrieben wird.

Das folgende **Bild 52** zeigt die bereits in **Bild 41** aufgeführten Eigenfrequenzen des gekoppelten Systems in Abhängigkeit von der Tilgerabstimmfrequenz. Das Diagramm wurde um die zweite bis vierte Ordnung der höheren harmonischen Anteile der Erregung ergänzt. Die Schnittpunkte der Erregerfrequenzkurven mit den Eigenfrequenzen kennzeichnen die Betriebspunkte mit Resonanzanregung des Systems. Es wird zunächst das Beispielsystem diskutiert, bei dem die Eigenfrequenz des Hauptsystems größer als der Maximalwert der ersten Ordnung des Erregermomentes ist ($f_{HS} = 180 \text{ Hz}$).

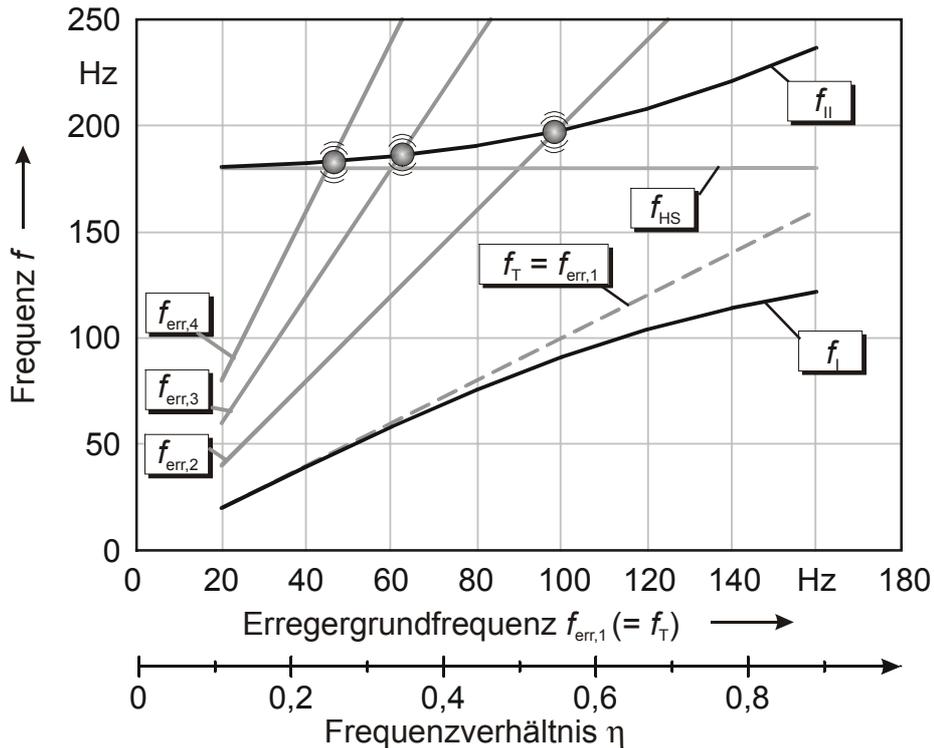


Bild 52: Eigenfrequenzen und Erregungen über der Erregergrundfrequenz mit $f_T = f_{err,1}$ ($f_{HS} = 180$ Hz)

Die Abstimmung des Tilgers auf die erste Ordnung der Erregung, die keine Resonanzstelle aufweist, führt im Vergleich mit dem ungetilgten Hauptsystem zu keiner Änderung der Anzahl der Resonanzpunkte des gekoppelten Systems. Die dargestellten Geraden der zweiten bis vierten Ordnung der Anregung schneiden die Eigenfrequenzkurve f_{II} in drei Punkten. Aufgrund der Anhebung der Eigenfrequenz f_{II} des gekoppelten Systems liegen die Schnittpunkte bei etwas höheren Frequenzen als bei dem Hauptsystem.

Das Fehlen einer Resonanzanregung der ersten Ordnung im Betriebsdrehzahlbereich lässt eine Abstimmung des Tilgers auf eine höhere Ordnung mit Resonanzstelle sinnvoll erscheinen, um die Überhöhungen der Amplituden in diesem Bereich zu vermeiden. **Bild 53** zeigt die Ergebnisse einer Eigenfrequenzberechnung für eine Abstimmung des Tilgers auf die zweite Ordnung der Erregung.

Bei diesem Beispiel wird deutlich, dass es durch den Einfluss der Tilgerabstimmfrequenz auf die Lage der Eigenfrequenzen des gekoppelten Systems dazu kommen kann, dass für die zunächst resonanzfreie erste Ordnung der Anregung in dem Gesamtsystem nun eine Resonanzstelle existiert. Ob diese neu ausgebildete Resonanzstelle bei hoher Frequenz hinsichtlich der Drehschwingungsbelastung relevanter ist als die durch die Tilgung vermiedene Resonanz der zweiten Ordnung kann nur im Einzelfall geklärt werden.

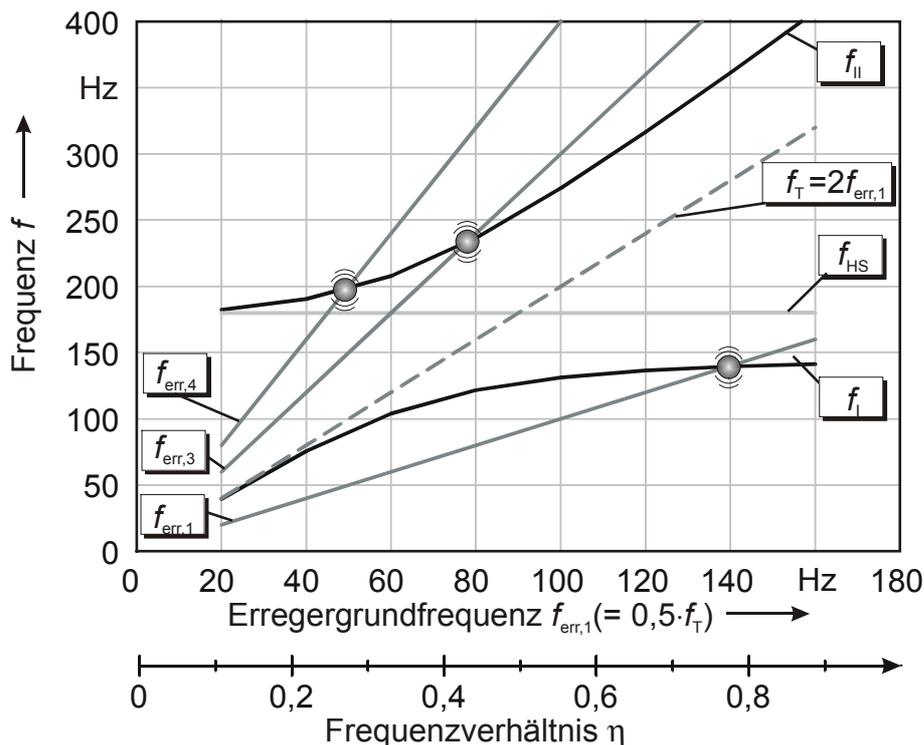


Bild 53: Eigenfrequenzen und Erregungen über der Erregergrundfrequenz mit $f_T = f_{err,2}$

Als Beispiel soll am Zweimassen-Modell eine mehrfrequente Anregung durch einen abschnittsweise parabelförmigen Drehmomentverlauf untersucht werden, der in groben Zügen dem Verlauf des Anregungsmomentes im später behandelten Anwendungsbeispiel entspricht. Der theoretisch exakte Verlauf wird durch die Fourier-Reihe:

$$\begin{aligned}
 F_{par} &= \frac{\pi^2}{3} + 4 \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n \frac{\cos(n\alpha)}{n^2} \\
 &= \frac{\pi^2}{3} - 4 \left(\cos(\alpha) - \frac{\cos(2 \cdot \alpha)}{4} + \frac{\cos(3 \cdot \alpha)}{9} - \frac{\cos(4 \cdot \alpha)}{16} + \dots \right)
 \end{aligned}
 \tag{89}$$

beschrieben [11]. Um die Übersichtlichkeit zu wahren, werden nur die ersten vier Glieder der unendlichen Reihe bei den folgenden Berechnungen herangezogen. Da die Amplitude quadratisch mit dem Reziprokwert der Ordnung n abnimmt, ist eine Vernachlässigung der harmonischen Anteile höherer Ordnung nur mit geringen Abweichungen verbunden.

Für die Schwingungsuntersuchung ist der konstante Anteil der Fourier-Reihe ohne Belang, er wird im Folgenden nicht weiter berücksichtigt. Die Amplitude der ersten Ordnung des Erregermomentes wird für die Berechnung zu $T_{err,1} = 30 \text{ Nm}$ gesetzt, die Amplituden der anderen Anteile werden entsprechend Gleichung (89) berechnet. Das **Bild 54** zeigt den Funktionsverlauf über der Zeit, der sich aus der Summe dieser vier Glieder ergibt.

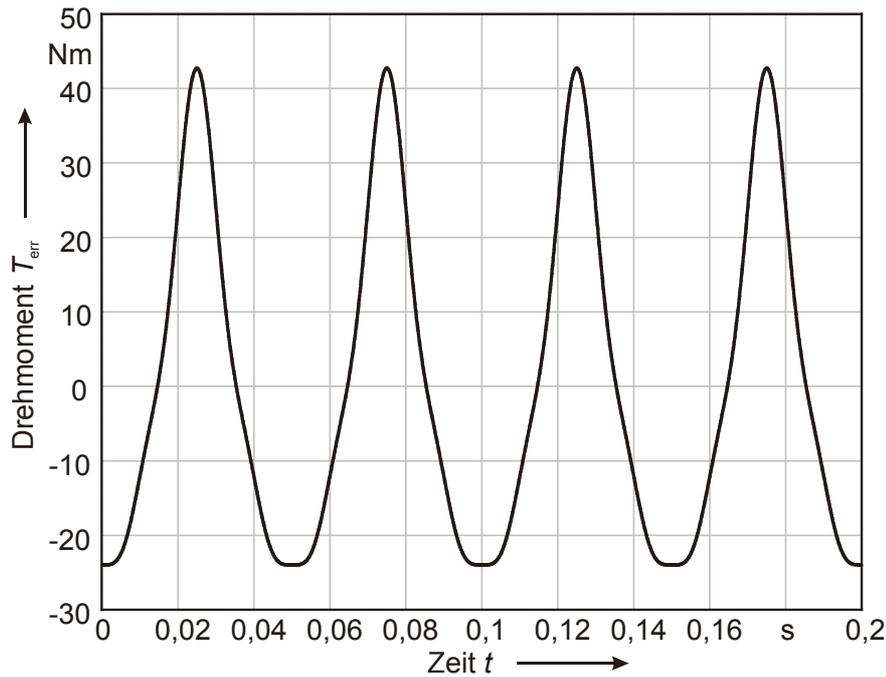


Bild 54: Verlauf des Erregermomentes über der Zeit mit den ersten vier Gliedern der Fourier-Reihe

Die Antwort des Systems muss für jede Tilgerabstimmung und für jede harmonische Komponente der Erregung gemäß Gleichung (79) separat berechnet werden. Man erhält bei vier Gliedern entsprechend zu jeder Tilgungsfrequenz vier Werte der auf die statische Auslenkung bezogenen Vergrößerungsfunktion und des Phasenwinkels, die den einzelnen harmonischen Anteilen zugeordnet sind. Die Überlagerung dieser harmonischen Schwingungen durch Summation ergibt die periodische Systemantwort auf die Anregung:

$$\tilde{\varphi}_1 = \sum_{i=1}^4 V_{1,i} \cdot \frac{T_{\text{err},i}}{c_1} \cdot \cos(i \cdot f_{\text{err},i} \cdot 2 \cdot \pi \cdot t - \beta_i) \quad (90)$$

Bei allgemein periodischen Schwingungen ist die übersichtliche Angabe einer Amplitude der Schwingungsantwort bzw. einer Vergrößerungsfunktion nicht mehr möglich. Zur Interpretation der Teilergebnisse müssen die Phasenwinkel und Frequenzen der einzelnen harmonischen Anteile berücksichtigt werden. Eine Darstellung über der Zeit liefert hier die gesuchten Informationen über den maximal auftretenden Drehwinkel $\varphi_{1,\text{max}}$, der im Laufe einer Periode der Grundschwingung auftritt. Diese Maximalwerte können wie die Vergrößerungsfunktionen über der Erregergrundfrequenz bzw. der damit in Zusammenhang stehenden Tilgerabstimmfrequenz aufgetragen werden.

Es werden zwei Fälle bei identischer Anregung unterschieden:

1. Tilgung der ersten Ordnung der Erregerfrequenz
2. Tilgung der zweiten Ordnung der Erregerfrequenz

Die **Tabelle 5** gibt Auskunft über die in der Berechnung verwendeten und variierten Größen.

System		Erregung	
μ	0,5	$T_{err,1}$	30 Nm
f_T	$f_{err,1}; f_{err,2}$	$T_{err,2}$	$T_{err,1}/4; T_{err,1}$
d_1	2 und 4 Nms/rad	$T_{err,3}$	$T_{err,1}/9$
d_T	0 Nms/rad	$T_{err,4}$	$T_{err,1}/16$

Tabelle 5: Größen zur Berechnung der maximalen Drehwinkel

Zunächst werden die Verläufe des Drehwinkels der Masse 1 über der Zeit in den Resonanzstellen gezeigt, **Bild 55** und **Bild 56**. Da jeweils ein harmonischer Anteil getilgt wird, treten gemäß **Bild 52** und **Bild 53** nur 3 Resonanzstellen auf. Bei Tilgung der ersten Ordnung der Erregung ergeben sich maximale Drehwinkel von etwa $0,8 - 1,6 \cdot 10^{-3}$ rad, **Bild 55**. Resonanzen der zweiten Eigenfrequenz f_{II} des gekoppelten Systems werden bei 46 Hz durch die 4. Ordnung, bei 62 Hz durch die 3. Ordnung und bei 98 Hz durch die zweite Ordnung der Grundfrequenz angeregt.

Der Vergleich der maximalen Drehwinkel in den drei Resonanzstellen zeigt, dass nicht allein die Höhe der Amplitude des harmonischen Anteils, der zu der Resonanzanregung führt, entscheidend für die Gesamtschwingungsantwort ist. Die maximalen Drehwinkel bei den Erregergrundfrequenzen von $f_{err,1} = 46$ Hz (Resonanzanregung durch die vierte Harmonische) und $f_{err,1} = 62$ Hz (Resonanzanregung durch die dritte Harmonische) erreichen beispielsweise ähnliche Größenordnungen von etwa 0,001 rad, obwohl zwischen den harmonischen Anteilen ein Verhältnis von $T_{err,3}:T_{err,4} = 16:9$ besteht. Durch die Superposition der einzelnen harmonischen Schwingungsantworten bei periodischer Erregung kann der Einfluss dieser Amplitudenverhältnisse auf die Gesamtschwingungsantwort klein sein.

Die Abstimmung des Tilgers auf die zweite Ordnung der Erregung führt in allen drei Resonanzpunkten aufgrund der großen Amplitude der nun ungetilgten ersten Ordnung zu höheren Drehwinkelmaxima, **Bild 56**.

Durch die Anhebung der zweiten Eigenfrequenz infolge der Abstimmung auf die zweite Ordnung erregen die Momente der dritten und vierten Ordnung das System erst bei 49 Hz und 77 Hz zu Resonanzschwingungen mit maximalen Drehwinkeln um 0,002 rad. Aus dem Zeitverlauf der Schwingwinkel ist klar der dominierende Einfluss der ersten Ordnung zu erkennen, die aufgrund der hohen Amplitude auch ohne Resonanzüberhöhung deutlich zu den Drehschwingungen beiträgt. Entsprechend kommt es zu extremen Amplituden, wenn die erste Ordnung das System bei 139 Hz in der ersten Eigenfrequenz anregt.

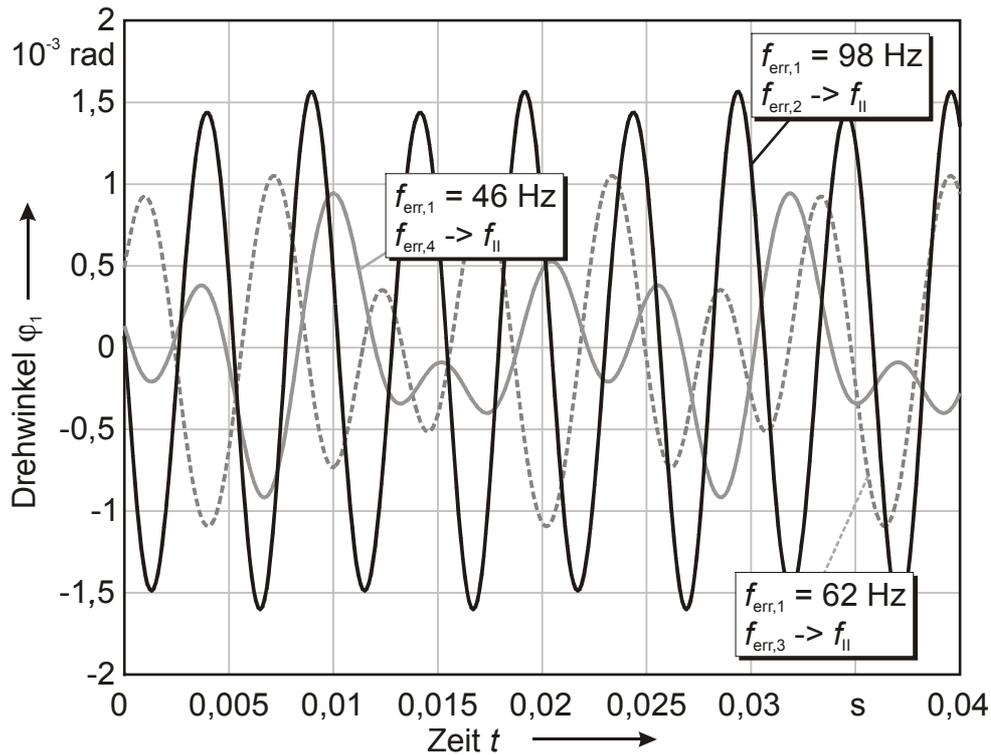


Bild 55: Schwingungsantworten in den Resonanzstellen mit $f_T = f_{err,1}$, $d_1 = 4$ Nms/rad, $T_{err,2} = T_{err,1}/4$

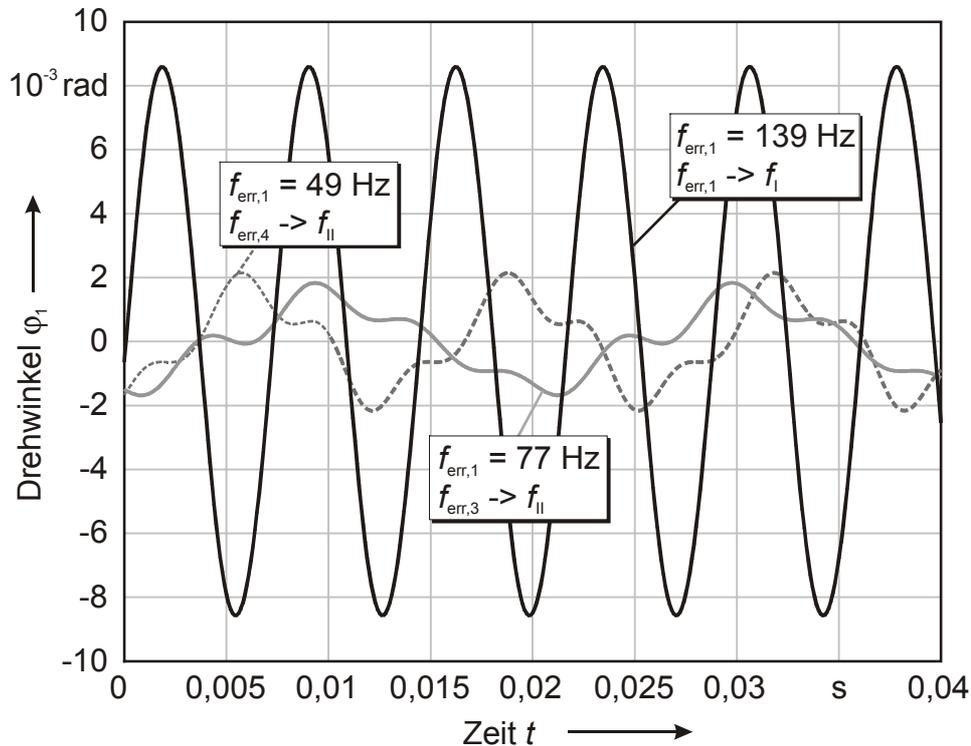


Bild 56: Schwingungsantworten in den Resonanzstellen mit $f_T = f_{err,2}$, $d_1 = 4$ Nms/rad, $T_{err,2} = T_{err,1}/4$

Die Abstimmung des Tilgers auf die zweite Ordnung führt nahezu im gesamten Betriebsbereich zu höheren maximalen Drehwinkeln, wie **Bild 57** belegt. Hier wurden die maximalen Drehwinkel für einen Grundfrequenzbereich von 20–160 Hz bei den genannten Ab-

stimmungen und für zwei unterschiedlich starke Dämpfungen ($d_1 = 2$ und 4 Nms/rad) berechnet und über der Grundfrequenz aufgetragen.

Nur in einem schmalen Frequenzband von etwa $90 - 100 \text{ Hz}$ kann die Tilgung der zweiten Ordnung bei dem schwächer gedämpften System für geringere Schwingwinkel sorgen. Hierbei handelt es sich um den Bereich mit Resonanzanregung der zweiten Eigenfrequenz durch die zweite Ordnung. Bei höherer Dämpfung kommt auch dies nicht mehr zum Tragen, da die Amplituden durch die Dämpfung in den Resonanzen stark abgesenkt werden.

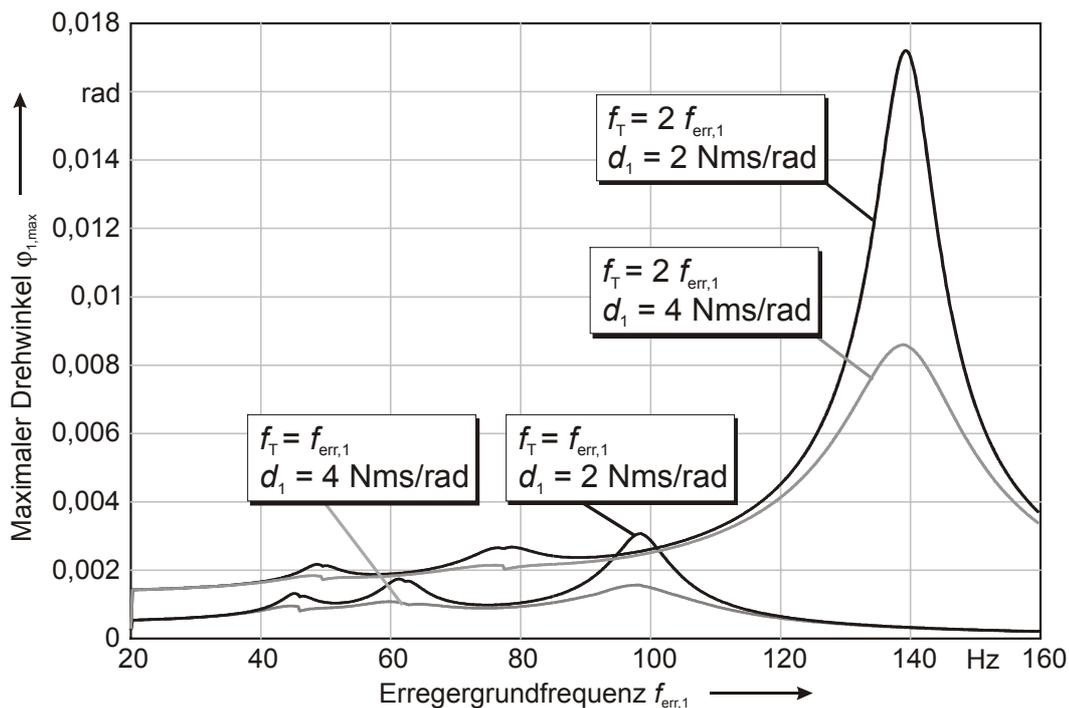


Bild 57: Maximale Drehwinkel an Masse 1 bei Abstimmung auf $f_{\text{err},1}$ und $f_{\text{err},2}$ sowie variiertes Dämpfung

Das geschilderte dynamische Verhalten war aufgrund der gemäß Gleichung (89) gewählten Amplitudenverhältnisse des Erregermomentes prinzipiell zu erwarten. Doch selbst bei der Annahme, dass die ersten beiden harmonischen Anteile des Erregermomentes gleich große Amplituden besitzen, ruft die erste Ordnung in der ihr zugeordneten Resonanz bei 139 Hz deutlich größere Schwingwinkel hervor als die zweite Ordnung bei 98 Hz , **Bild 58**. Diese Aussage besitzt für beide hier vorgegebenen Dämpfungswerte Gültigkeit.

Betrachtet man nicht nur die Resonanzstellen und damit die absoluten Maxima der auftretenden Drehwinkel, sondern dehnt die Analyse auf den gesamten Betriebsbereich aus, so kann nicht sofort eine eindeutige Aussage hinsichtlich der günstigsten Tilgungsfrequenz getroffen werden. Hier muss die bereits erwähnte Diskussion zur mittleren Nutzungsdauer bzw. -häufigkeit von Betriebsbereichen für eine sinnvolle Entscheidung herangezogen werden. Denn für den Bereich unterhalb von $f_{\text{err},1} \approx 110 \text{ Hz}$ führt eine Tilgung der zweiten

Ordnung zu kleineren Amplituden, während oberhalb dieser Grenze die Abstimmung auf die erste Ordnung geringere Drehwinkel zur Folge hat.

Eine Entscheidungsfindung anhand der absoluten Maxima wird aber dann zwingend notwendig sein, wenn die aus den Verdrehwinkeln resultierenden Beanspruchungen zulässige Festigkeitswerte der Bauteile überschreiten.

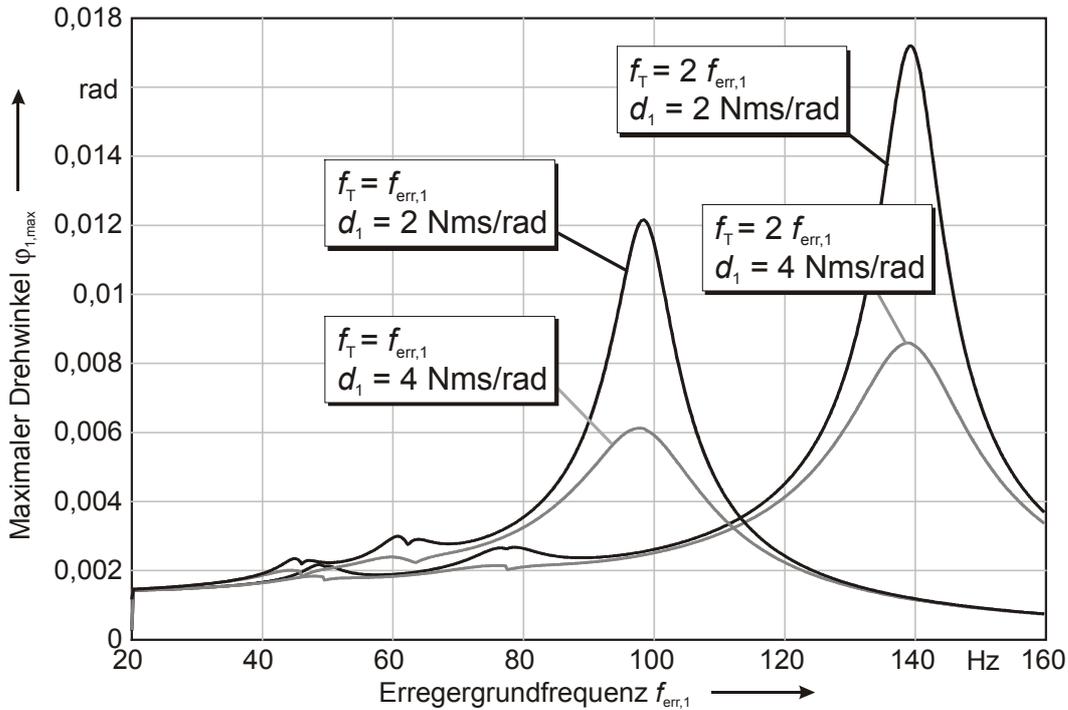


Bild 58: Maximale Drehwinkel bei gleichen Amplituden der ersten und zweiten Ordnung des Erregermomentes

Eine Erklärung für die Unterschiede der maximalen Drehwinkel in den Resonanzen trotz gleicher Amplitude der Erregermomente ist wiederum in den unterschiedlichen modalen Dämpfungsgraden zu finden, die den beiden Eigenfrequenzen zugeordnet werden, **Bild 59**. Die erste Eigenfrequenz f_{I1} weist bei Abstimmung des Tilgers auf die zweite Ordnung der Erregergrundfrequenz im Bereich von $f_{err,1} = 140$ Hz mit $D_{I1} = 0,06$ einen kleineren Dämpfungsgrad auf als die zweite Eigenfrequenz f_{II1} bei Abstimmung auf die erste Ordnung mit $D_{II1} = 0,077$, die bei 98 Hz Grundfrequenz durch die zweite Ordnung angeregt wird.

Die Wahl einer geeigneten Abstimmfrequenz des Tilgers bei periodischer, drehzahlabhängiger Anregung hängt also in starkem Maße von den Systemeigenschaften und dem Amplitudenspektrum des Erregermomentes ab. Unter Berücksichtigung des großen Einflusses der nur schwer zu bestimmenden Dämpfungswerte eines Systems sind zum Zweck einer optimalen Abstimmung experimentelle Überprüfungen empfehlenswert bzw. notwendig.

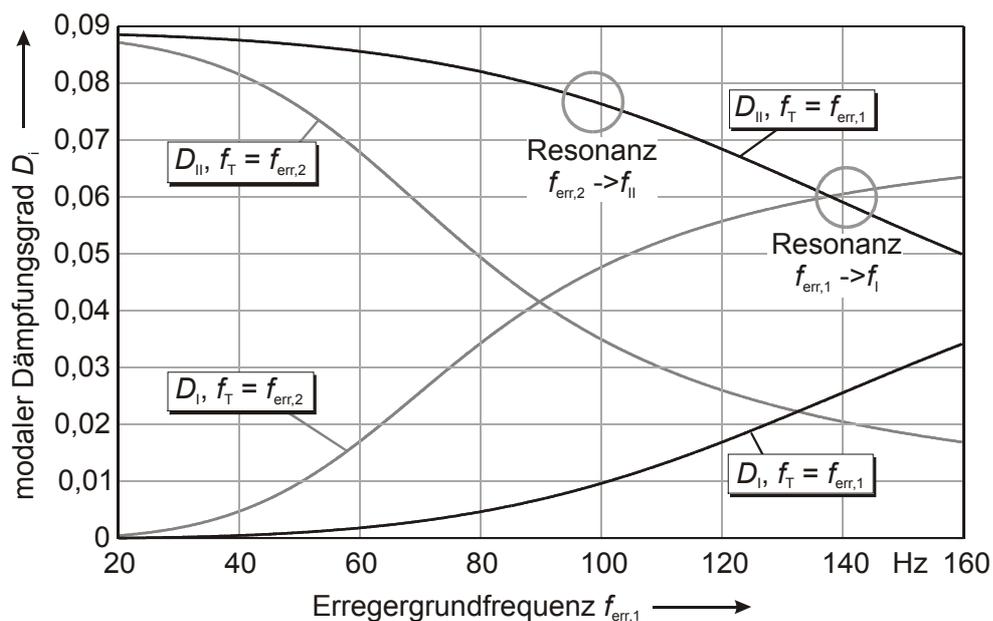


Bild 59: Modale Dämpfungsgrade bei unterschiedlicher Tilgerabstimmfrequenz für $d_1 = 4$ Nms/rad

4.3.4 Einfluss einer nichtlinearen Kennlinie der Tilgerfeder

In Abschnitt 3.2.2 wurde die Verminderung der Steifigkeit der Blattfeder des Tilgers sowie die Veränderung der Federkennlinie infolge einer spielbehafteten Einspannung diskutiert. Des weiteren wurden in Abschnitt 3.3.4 Drehwinkelbegrenzungen zum Schutz der Blattfeder vor Überlastungen vorgestellt. Die parallel zur Tilgerfeder wirkenden Anschläge führen ab einem gewissen Drehwinkel zu einem progressivem Kennlinienverlauf der Gesamtanordnung. Die im Folgenden beschriebenen Simulationsrechnungen im Zeitbereich erlauben die Berücksichtigung geeigneter nichtlinearer Kennlinien zur Beschreibung des Spiel- und Begrenzungseinflusses. Die Ergebnisse sollen nur einen ersten Eindruck von der Wirkung sowohl des Spiels in der Einspannung als auch der Verdrehbegrenzungen liefern. Die vorgestellten Modellbeschreibungen basieren auf einer Reihe von frei wählbaren Parametern, deren vielschichtige Wirkung auf die dynamischen Eigenschaften nicht im Detail im Rahmen dieser Arbeit untersucht werden können. Einen Eindruck von der Komplexität dieser Fragestellung liefern zum Beispiel die in [47] beschriebenen Untersuchungen zu Schwingern mit nichtglatten Kennlinien.

Im Vordergrund der Berechnungen steht eine Analyse möglicher Auswirkungen der nichtlinearen Kennlinie auf den Tilgungseffekt. Dazu wird das in **Bild 37** dargestellte Zwei-massen-Modell herangezogen. Für die Berechnungen mit der hier verwendeten Software SIMULINK werden die Bewegungsdifferentialgleichungen für die zwei Massen in der Form

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{1}{J_1} \cdot (-d_1 \cdot \dot{\varphi}_1 + d_T \cdot (\dot{\varphi}_T - \dot{\varphi}_1) - c_1 \cdot \varphi_1 + \tilde{c}_T \cdot (\varphi_T - \varphi_1) + \tilde{T}_{err}) \quad (91)$$

und

$$\ddot{\varphi}_T = \frac{1}{J_T} \cdot (d_T \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_T) + \tilde{c}_T \cdot (\varphi_1 - \varphi_T)) \quad (92)$$

in einem grafisch orientierten Verfahren mit Hilfe von Übertragungs- und Funktionsblöcken im Programm definiert. Die Modellbeschreibung liegt dann als Blockschaltbild vor, das mit ergänzenden Angaben in **Bild 60** dargestellt ist.

Die Kernelemente in dieser Anwendung bilden die Integrationsblöcke, die in zwei Stufen von der Winkelbeschleunigung auf den Drehwinkel führen. Die Ergebnisse der einzelnen Integrationsblöcke werden in einer Schleife an den Eingang zurückgeführt, der durch einen Summations-Block gebildet wird. Mit Hilfe von Multiplikator-Blöcken werden zuvor die Winkelgeschwindigkeit und der Drehwinkel mit den Dämpfungswerten bzw. den Steifigkeiten multipliziert.

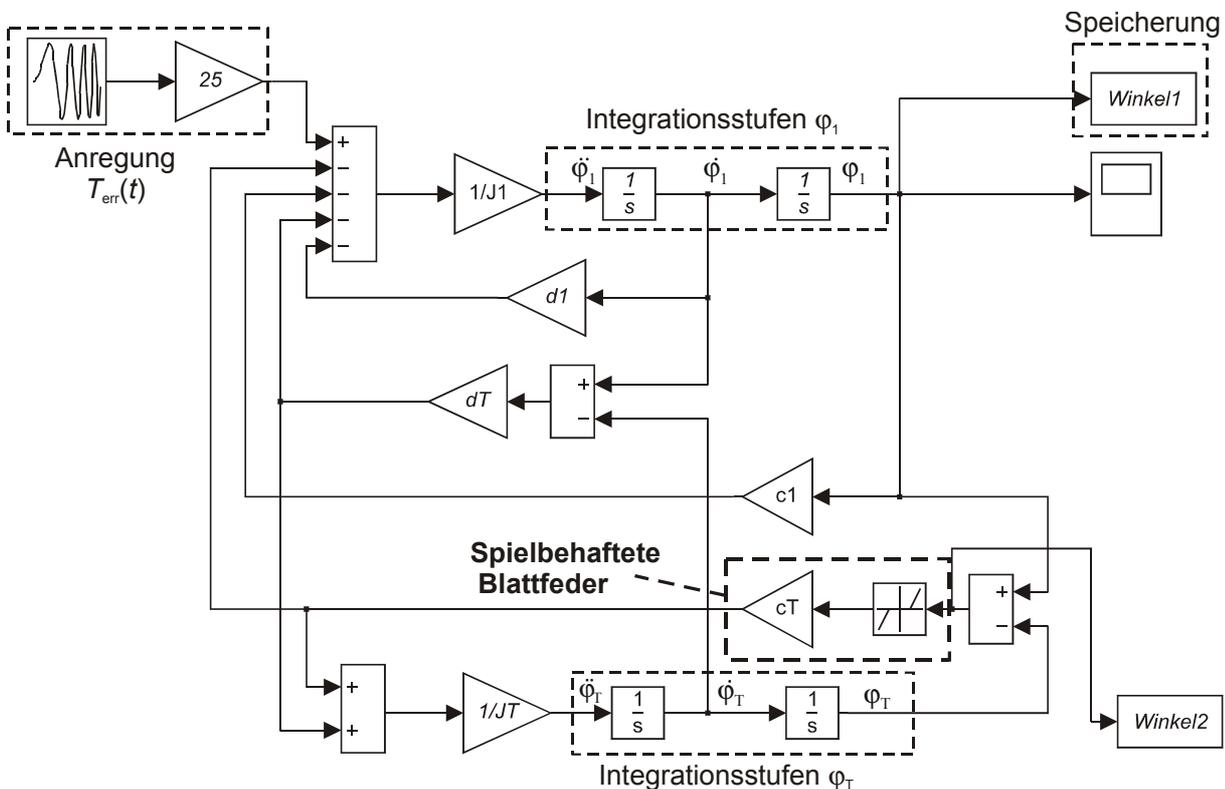


Bild 60: Grafische Darstellung der Bewegungsgleichungen des Simulationsmodells als Blockschaltbild

An beliebiger Stelle im Modell können Berechnungsergebnisse ausgelesen und beispielsweise einem Speicher- oder Visualisierungs-Block zugeführt werden.

Um die spielbehaftete Blattfeder abzubilden, wird zur Berechnung des Federmomentes der Differenzwinkel $\Delta\varphi_{T-1}$ nicht direkt mit der Steifigkeit c_T multipliziert, sondern es ist ein weiterer Block („Dead Zone“) zwischengeschaltet. Das Ergebnis dieses Blocks beträgt für einen durch Angabe einer Unter- und Obergrenze frei definierbaren Wertebereich des

Eingangs Null. Außerhalb dieses Bereiches entspricht der Wert des Ausgangs dem des Eingangs abzüglich des unter- oder des überschrittenen Grenzwertes. Die Grenzen werden durch den Drehwinkel $\varphi_{\text{Sp},J}$ der Tilgermasse definiert, der sich unter Verwendung von Gleichung (27) in Abhängigkeit von dem Spiel in der Einspannung sowie dem Gleitsteinradius ergibt. Die Spielwinkel wurden hier beispielhaft anhand der Abmessungen des Versuchstilgers bestimmt. Mit dieser Blockkombination ist im Spielbereich das berechnete elastische Rückstellmoment gleich Null.

Die Steifigkeit c_T der Blattfeder wird während einer einzelnen Simulationsrechnung konstant gehalten, um die Verlagerungseffekte der Tilgungsfrequenz besser aufzeigen zu können. Dagegen wird die Frequenz des Erregermomentes bei konstanter Amplitude linear mit der Zeit angehoben, so dass ein definierter Erregerfrequenzbereich als Simulation eines Drehzahlhochlaufes durchfahren wird. Dazu wird ein Systemblock („Chirp“) verwendet, der ein sinusförmiges Ausgangssignal mit linearem Anstieg der Frequenz gemäß folgender Gleichung liefert:

$$T = \sin\left(\left(\omega_0 + \frac{1}{2} \cdot \frac{\omega_1 - \omega_0}{t_R} \cdot t\right) \cdot t\right) = \sin\left(\omega_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot \dot{\omega} t^2\right) \quad (93)$$

Die Amplitude des Erregermomentes wird durch einen Multiplikator-Block vorgegeben. Um ein schnelles Abklingen der Einschwingvorgänge zu gewährleisten, werden die Simulationen mit einem gedämpften Hauptsystem durchgeführt. Die in der Berechnung verwendeten Werte sind in **Tabelle 6** zusammengestellt.

Bild 61 zeigt den Drehwinkel der Hauptsystemmasse und den Differenzwinkel zwischen Masse 1 und Tilgermasse bei der tiefen Tilgungsfrequenz $f_T = 20$ Hz mit und ohne Spieleinfluss.

Zunächst ist auffällig, dass die stärkste Tilgungswirkung ohne Spieleinfluss erst bei etwa 20,3 Hz erreicht wird. Dies ist auf die Zeitdauer zurückzuführen, die zum Einschwingen auf die stationäre Lösung erforderlich ist. Da die Erregerfrequenz stetig erhöht wird und zusätzlich bei der Abstimmfrequenz von 20 Hz der Tilgungsbereich extrem schmal ist, kommt es zu dieser Verlagerung des Tilgungsbereiches. Aus diesem Grund wurde auch gegenüber der hohen Abstimmfrequenz nur ein sehr schmaler Erregerfrequenzbereich von 18 – 22 Hz während der einheitlichen Simulationszeit von 15 s durchlaufen. Bei einer schnelleren Änderung der Erregerfrequenz würde die Kompensationswirkung weiter abnehmen und letztendlich vollständig unterdrückt werden.

Bezeichnung	Größe	Wert	Einheit
Amplitude des Erregermomentes	T_{err}	25 und 50	Nm
Frequenz des Erregermomentes	f_{err}	18 – 22 und 100 – 220	Hz
Rampenzeit	t_R	15	s
Trägheitsmoment Hauptsystem	J_1	0,02	kgm ²
Steifigkeit Hauptsystem	c_1	25582	Nm/rad
Dämpfungskoeffizient Hauptsystem	d_1	4	Nms/rad
Eigenfrequenz Hauptsystem	f_{HS}	180	Hz
Trägheitsmoment Tilger	J_T	0,01	kgm ²
Steifigkeit Tilger	c_T	158 und 10106	Nm/rad
Spiel in der Einspannung	Δs	0 – 150	µm
Dämpfungskoeffizient Tilger	d_T	0	Nms/rad
Tilgerabstimmfrequenz	f_T	20 und 160	Hz
Integrationsverfahren: Runge-Kutta (ODE 45) mit variabler Schrittweite, relative Toleranz 10^{-3} , absolute Toleranz 10^{-9}			

Tabelle 6: Auflistung der für die Simulationsrechnung verwendeten Größen

Da nicht nur der Tilgungsbereich bei kleinem Frequenzverhältnis schmal ist, sondern auch der Resonanzbereich für die erste Eigenfrequenz des gekoppelten Systems, kommt es hier nur zu einer sehr geringfügigen Amplitudenüberhöhung in der Resonanz. Damit wird belegt, dass durch eine FehlAbstimmung des Tilgers im unteren Drehzahlbereich nur mit geringfügig erhöhten Belastungen gerechnet werden muss. Oberhalb des Tilgungspunktes kommt es durch die nur schwach gedämpften Schwingungen der Tilgermasse zu Schwebungen im Drehwinkelverlauf des Hauptsystems.

Das hier zugrundegelegte Spiel von 150 µm entspricht einem Spielwinkel der Tilgermasse von 0,012 rad bei 20 Hz Abstimmfrequenz. Bei einer Amplitude des Erregermomentes von 25 Nm ergibt sich bei einem kleinem Frequenzverhältnis η eine Winkelamplitude der Hauptsystemmasse von etwa 0,001 rad. Daraus folgt, dass die Masse des Hauptsystems nur im Spielbereich schwingt und somit die Tilgermasse überhaupt nicht zu Schwingungen angeregt wird. Entsprechend kann auch keine Kompensationswirkung einsetzen. Aus diesem Grund wurde in der Simulationsrechnung über die Anfangsbedingungen eine Verformung der Tilgerfeder von 0,08 rad (0,003 rad bei $f_T = 160$ Hz) vorgegeben. Durch diese einmalige Anfangsauslenkung wird die Tilgermasse zu Schwingungen angeregt und es kommt wie bei dem System ohne Spiel zu einer Kompensationswirkung. Im realen Anwendungsfall kann

davon ausgegangen werden, dass Stöße und Beschleunigungsvorgänge im Betrieb die Schwingungen der Tilgermasse einleiten.

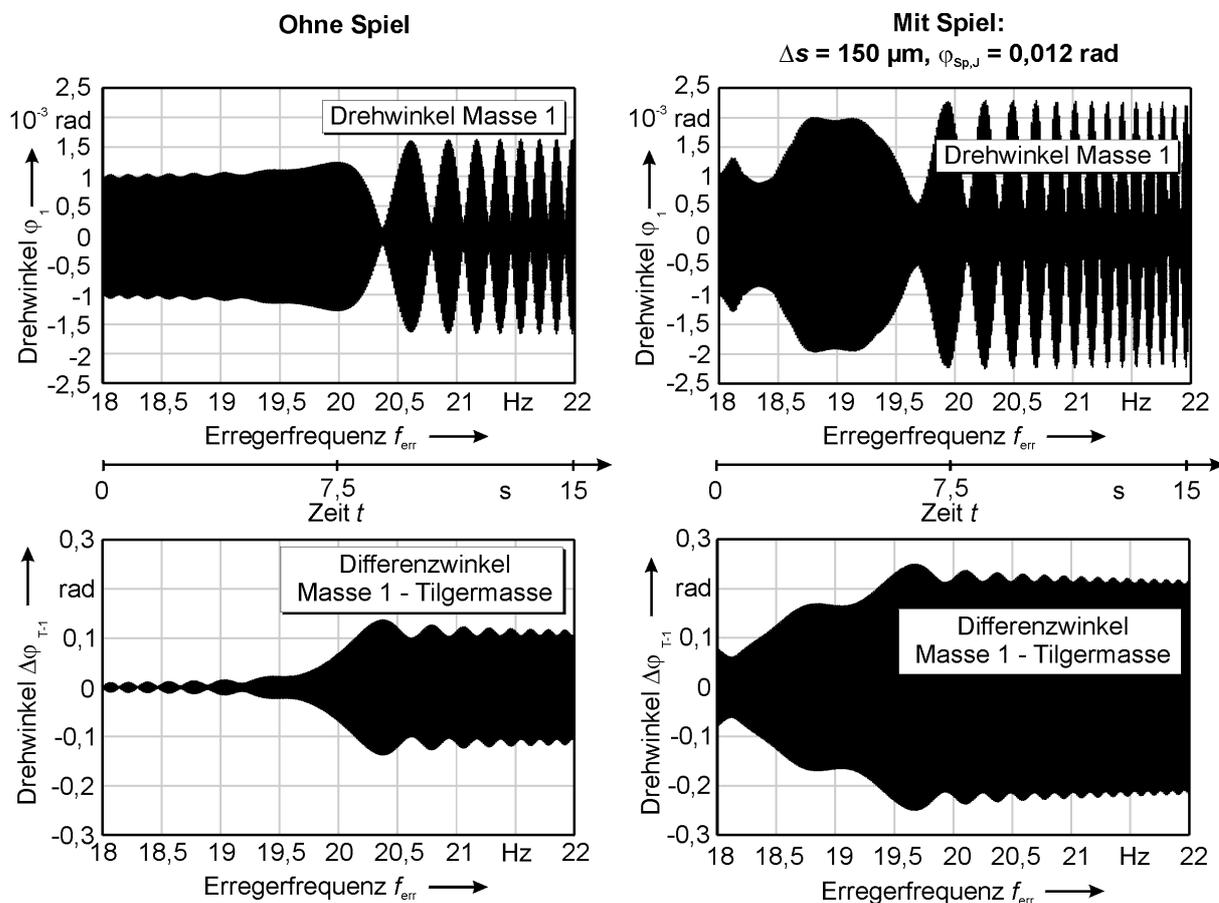


Bild 61: Simulationsergebnisse ohne (links) und mit Spiel (rechts, $\varphi_{sp,j} = 0,012$ rad, $f_T = 20$ Hz)

Der Tilgungspunkt liegt aufgrund der Absenkung der resultierenden mittleren Steifigkeit der Tilgerfeder durch das Spiel bei tieferer Frequenz (Minimum bei etwa 19,6 Hz). Gleichzeitig wird auch die Kompensation des Erregermomentes und damit die Absenkung der Drehwinkelamplitude des Hauptsystems begrenzt. Außerhalb des Tilgungsbereiches kommt es sowohl für die Hauptsystem- als auch für die Tilgerfeder zu höheren Belastungen gegenüber den Ergebnissen der spielfreien Simulationsrechnungen.

Die Berechnungen bei hoher Abstimmfrequenz ($f_T = 160$ Hz) liefern qualitativ vergleichbare Ergebnisse, **Bild 62**. Die Anfangsauslenkung der Tilgermasse betrug bei dieser Rechnung 0,003 rad. Aufgrund des kleineren Spielwinkels ist bereits dieser Winkel zur Anfachung der Tilgerschwingung ausreichend. Das Minimum des Drehwinkels der Hauptsystemmasse im Tilgungsbereich wird bei dieser Abstimmfrequenz von $f_T = 160$ Hz bei verminderter Wirkung in starkem Maße auf eine Frequenz von etwa 120 Hz verlagert. Im Vergleich zum spielfreien System treten insgesamt höhere Drehwinkel und Belastungen auf, gegenüber dem ungetilgten

System wird aber weiterhin auch durch den Einsatz eines spielbehafteten Tilgers eine Verminderung der Belastung erreicht.

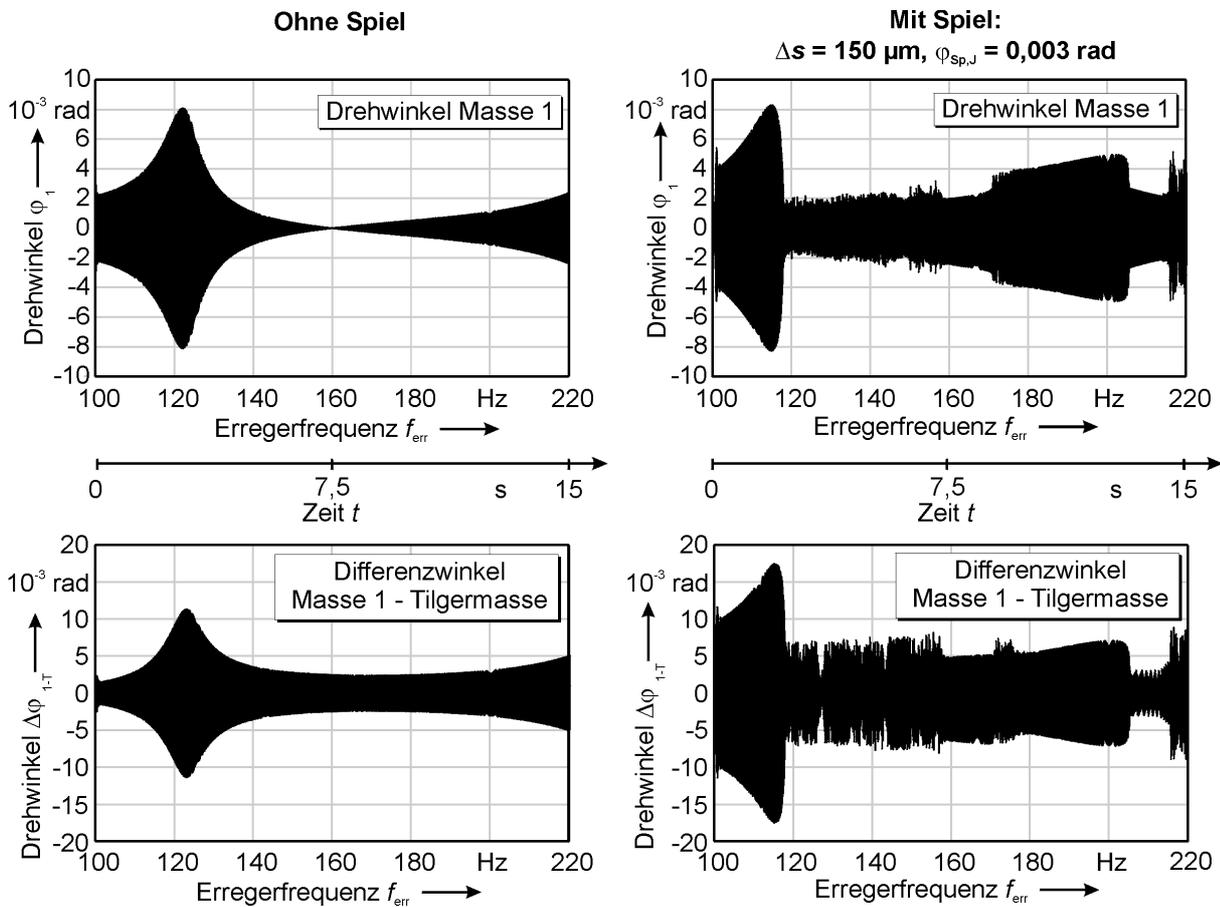


Bild 62: Drehwinkel ohne Spiel und mit einem Spielwinkel von 0,003 rad bei $f_T = 160$ Hz

Selbst bei nur kleinem Spiel von $\Delta s = 50 \mu\text{m}$, was einem Spielwinkel von $\varphi_{\text{sp},j} \approx 0,001$ rad bei der erforderlichen Gleitsteinposition entspricht, ergibt sich weiterhin eine extreme Verlagerung des wirksamen Tilgungspunktes von 160 Hz auf jetzt etwa 130 Hz, **Bild 63**. Die Kompensationswirkung wird in diesem Fall hingegen kaum vermindert.

Diese Betrachtungen verdeutlichen, dass die Berechnung der Blattfedersteifigkeit ohne Berücksichtigung des Spiels in den Einspannungen gemäß Gleichung (17) zu erheblichen Abweichungen zwischen der berechneten Tilgerabstimmfrequenz und der tatsächlichen Lage des günstigsten Kompensationspunktes führen kann. Eine aufwendige Verminderung des infolge von Toleranzen und Verschleiß immer vorhandenen Spiels zur deutlichen Beschränkung der Frequenzabsenkung erscheint wenig erfolgversprechend und nicht notwendig. Ein gewisses zulässiges Maß an Spiel ist neben den daraus resultierenden geringeren Anforderungen an die Fertigungsgenauigkeit auch für die Bewegung der Gleitsteine von Vorteil. Die Grenzen sind neben der verminderten Kompensationswirkung unter anderem durch die Geräuschentwicklung gegeben, die mit größerem Spiel aufgrund der Stoßprozesse

zwischen den Spannelementen und der Blattfeder zunimmt. Aus diesen Gründen muss bei der Auslegung und Berechnung des Tilgers immer der Einfluss des Spiels anhand der gezeigten dynamischen Berechnungen überprüft und berücksichtigt werden.

Während des Betriebes hingegen sind zu erwartende Spielvergrößerungen, die beispielsweise als Folge von Verschleißerscheinungen auftreten, von untergeordneter Bedeutung für die Funktionsfähigkeit des Tilgers, da in dem untersuchten Variationsbereich des Spiels von 50 - 150 μm nur relativ geringe Verschiebungen der Tilgungsfrequenz auftreten.

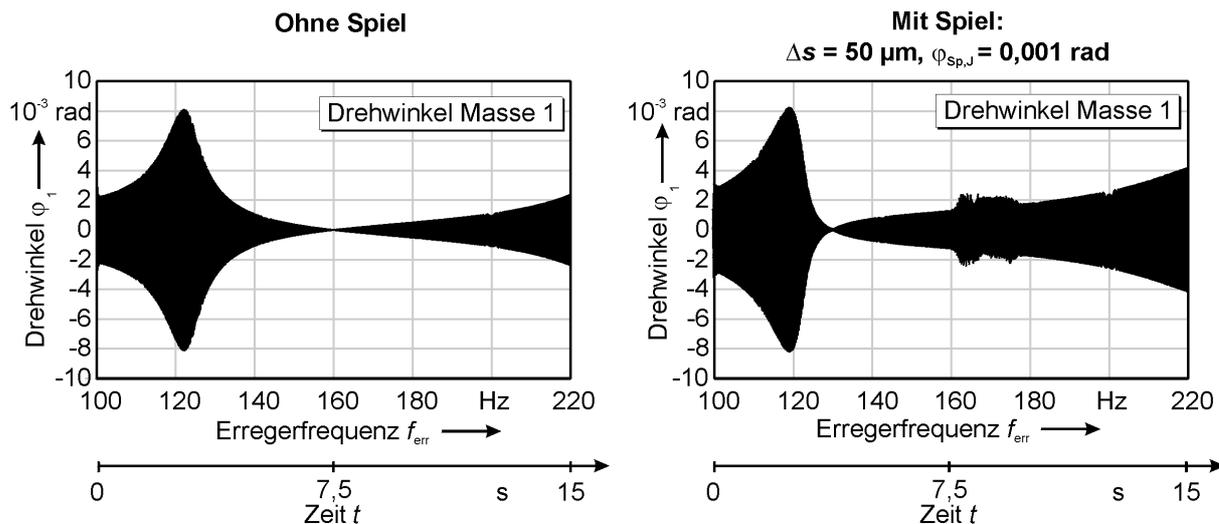


Bild 63: Drehwinkel der Masse 1 bei reduziertem Spiel ($f_T = 160 \text{ Hz}$)

Neben dem Spiel in der Einspannung führt auch die Begrenzung der Verformung der Tilgerfeder zu einem nichtlinearen Zusammenhang zwischen dem Differenzwinkel und dem elastischen Rückstellmoment. Eine Möglichkeit zur Abbildung eines elastischen Elementes mit progressiver Kennlinie im Simulationsmodell ist in **Bild 64** dargestellt.

Das aus dem Verdrehwinkel resultierende Drehmoment setzt sich aus einem linearen Anteil zusammen, der sich aus der Multiplikation des Winkels mit der Steifigkeit der Tilgerfeder c_T ergibt. Ab einem bestimmten Grenzwert des Drehwinkels wird der nichtlineare Anteil hinzugefügt, der die Wirkung der Winkelbegrenzung beschreibt. Über einen Funktionsblock („Fcn“) kann ein beliebiger funktionaler Zusammenhang zwischen Drehwinkel und Drehmoment definiert werden. Wie bereits bei der Modellierung der spielbehafteten Einspannung wurde der Block „Dead Zone“ zur Definition der Winkel eingesetzt, bei denen die Begrenzungselemente zur Wirkung kommen. Zwischen den Grenzwerten geht nur der lineare Anteil in die Rechnung ein.

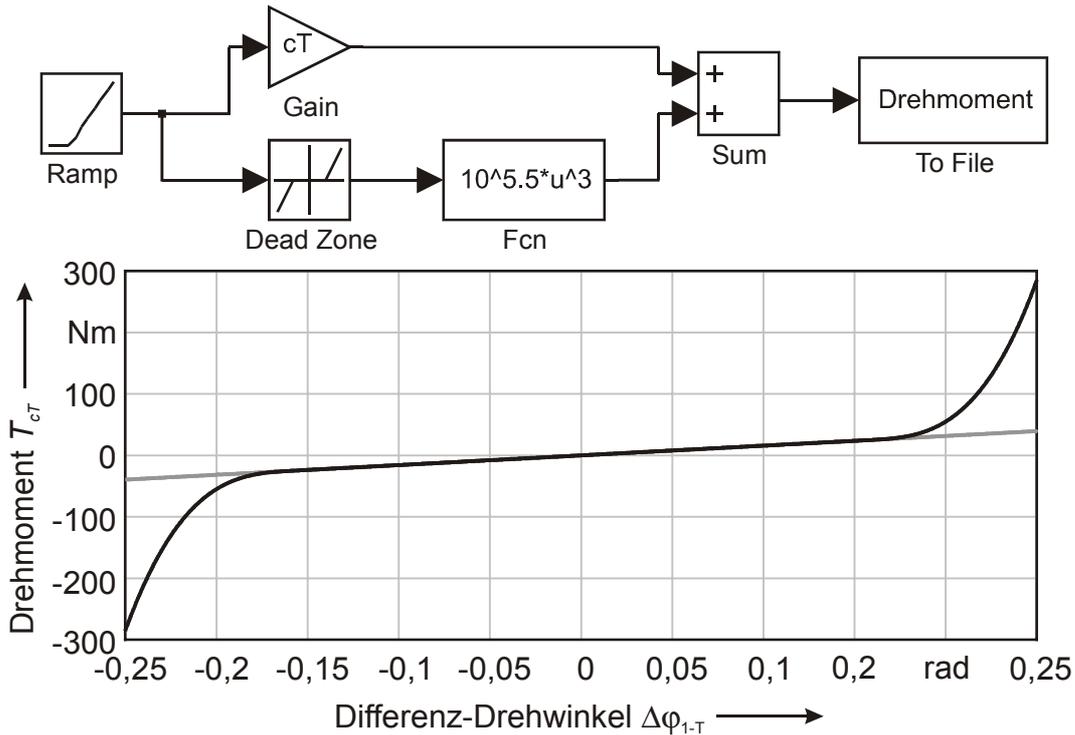


Bild 64: Modellierung der Tilgerfeder mit progressiver Federrate

Für die hier beispielhaft vorgestellten zwei Simulationsrechnungen gelten folgende Zusammenhänge:

$$T_c = c_T \cdot \Delta\varphi \quad (-\varphi_G < \Delta\varphi < +\varphi_G) \quad (94)$$

$$T_c = c_T \cdot \Delta\varphi + c_{DB} \cdot (\Delta\varphi - \varphi_G)^3 \quad (\Delta\varphi \geq \varphi_G) \quad (95)$$

$$T_c = c_T \cdot \Delta\varphi + c_{DB} \cdot (\Delta\varphi + \varphi_G)^3 \quad (\Delta\varphi \leq -\varphi_G) \quad (96)$$

$$\begin{aligned} f_T = 20 \text{ Hz: } c_{DB} &= 10^{5.5}; \varphi_G = 0,158 \text{ rad}, \\ f_T = 160 \text{ Hz: } c_{DB} &= 10^{12}; \varphi_G = 0,0025 \text{ rad}. \end{aligned} \quad (97)$$

Die Amplitude des Erregermomentes wurde zur Darstellung einer erhöhten Belastung gegenüber dem bisherigen Wert auf 50 Nm verdoppelt. Dadurch kommt es entsprechend zu einer Verdopplung der Drehwinkel und der Belastungen der elastischen Elemente. Mit den in Gleichung (97) aufgeführten Werten kann beispielsweise erreicht werden, dass durch die Verdrehbegrenzung die Verformung der Tilgerfeder maximal etwa 125 % des Verdrehwinkels beträgt, der sich im stationären Tilgungspunkt bei $T_{err} = 25 \text{ Nm}$ einstellen würde.

Die in **Bild 65** dargestellten Ergebnisse bei $f_T = 20 \text{ Hz}$ zeigen, dass die Begrenzung der Tilgerfederbelastung in diesem Bereich möglich ist, die Kompensationswirkung des Tilgers aber vollständig aufgehoben wird. Beim Hauptsystem kann es zu leichten Erhöhungen der Belastung infolge steigender Drehwinkelamplituden kommen.

Bei höherer Abstimmfrequenz von $f_T = 160$ Hz wird der Effekt der progressiven Federkennlinie auf die Lage des Tilgungspunktes deutlich, **Bild 66**. Genau gegenläufig zum Spiel-einfluss kommt es zu einer Verlagerung des Punktes zu höheren Frequenzen. Im Gegensatz zur tiefen Abstimmfrequenz bleibt aber eine Kompensationswirkung erhalten.

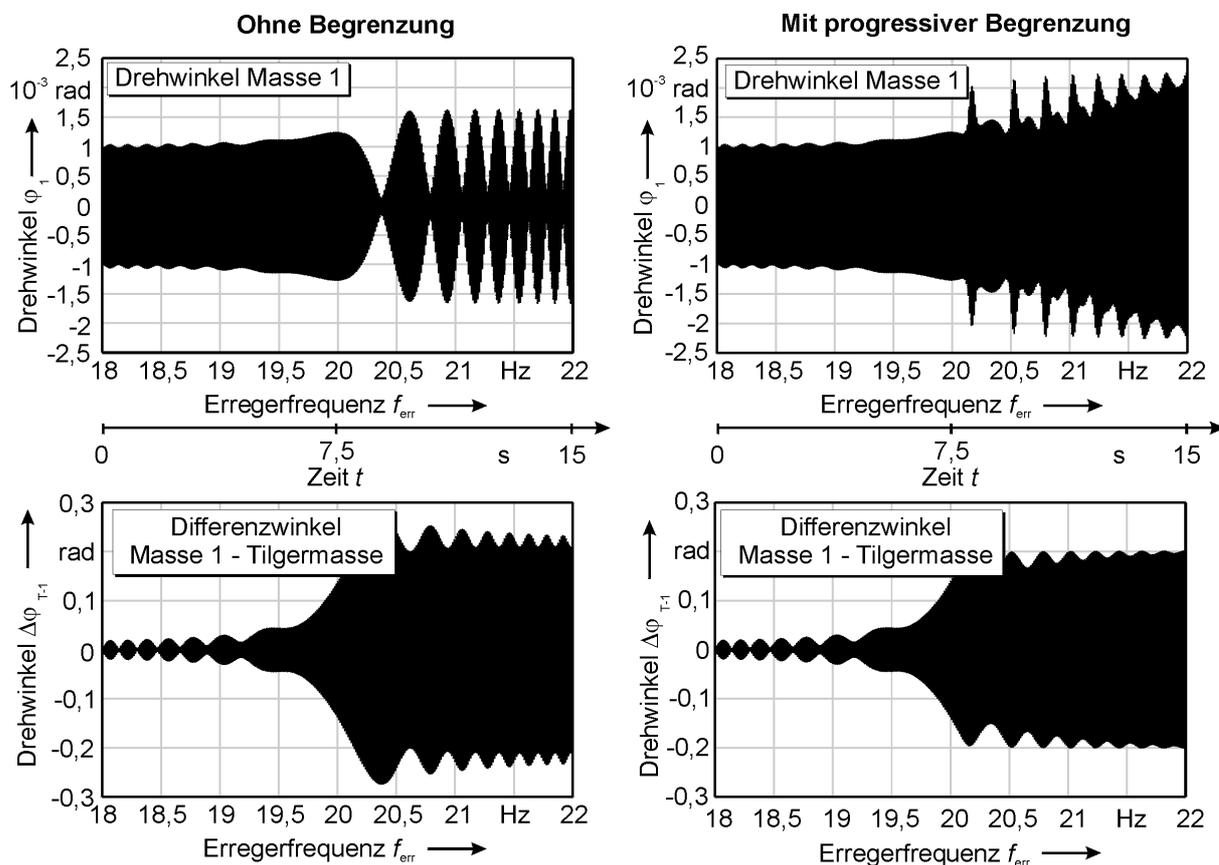


Bild 65: Auswirkungen einer Verdrehbegrenzung bei $f_T = 20$ Hz und $\varphi_G = 0,158$ rad

Mit diesen ersten Ergebnissen wird deutlich, dass die Begrenzung des Verdrehwinkels durch elastische Elemente mit einer progressiven Kennlinie eine Möglichkeit zum Schutz der Tilgerfeder für kurzzeitige oder in einem engen Betriebsbereich auftretende Höchstbelastungen darstellt. Da durch einen progressiven Steifigkeitsverlauf die Tilgerwirkung beeinträchtigt wird, muss ein Einfluss der Begrenzungselemente im normalen Betriebsbereich des Tilgers ausgeschlossen werden.

Der in Abschnitt 3.3.4 gezeigte Vorschlag zur konstruktiven Umsetzung der Drehwinkelbegrenzer bietet eine Vielzahl von Möglichkeiten zur Formung der Drehmoment-Drehwinkel-Kennlinie. Ein optimaler Verlauf der Kennlinie muss in weiteren Simulationsrechnungen für jeden speziellen Anwendungsfall ermittelt werden, da der in der Simulation untersuchte kubische Ansatz nur als erstes, einfaches Beispiel diente.

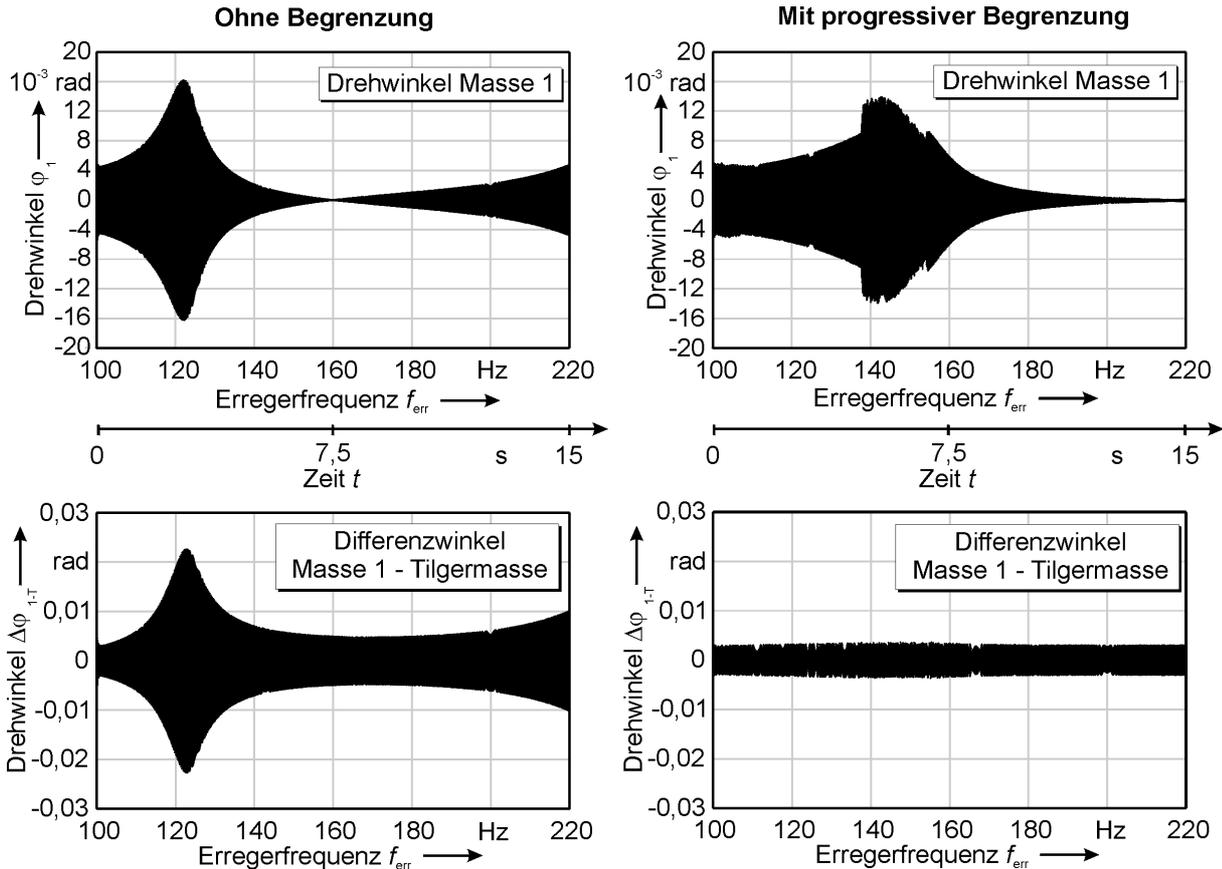


Bild 66: Auswirkungen einer Verdrehbegrenzung bei $f_T = 160$ Hz und $\varphi_G = 0,0025$ rad

4.4 Der schwingbelastete Steuertrieb eines Dieselmotor als Anwendungsbeispiel

Der hier vorgestellte frequenzvariable Tilger wurde in den experimentellen Untersuchungen an einem Steuertrieb eines direkteinspritzenden Dieselmotors erprobt, bei dem zur Kraftübertragung ein Synchronriemen eingesetzt wird. Die Antriebe der Nebenaggregate moderner Verbrennungsmotoren sind in der Vergangenheit Gegenstand einer Reihe von Arbeiten gewesen ([2], [20], [28], [29], [31], [48] und [61]). Neben den Auswirkungen des Leichtbaus führt die Leistungssteigerung nicht nur der angetriebenen Komponenten, sondern des Triebwerks selbst, und veränderte Arbeitsverfahren zu einer höheren dynamischen Belastung des Steuertriebes. Bedingt durch das Brennverfahren können auch akustische Probleme in den Vordergrund treten, die bislang von untergeordneter Bedeutung waren [50].

Die Ungleichförmigkeit der Drehbewegung der Kurbelwelle, die aus den Gas- und Massenkräften resultiert ([25], [37]), ist bei direkteinspritzenden Dieselmotoren besonders hoch und führt sowohl im Steuertrieb als auch im Antriebsstrang zu höheren Belastungen ([35], [62]). Daher werden verschiedene neue Konzepte zur Schwingungsisolierung im Antriebsstrang entwickelt und eingesetzt. Dazu zählen neben den konventionellen Kupplungsdämpfern unter anderem die Reibscheibendämpfer, die hydrodynamischen Torsionsdämpfer

und die Zweimassen-Schwungräder [1], [4], [49]. Der Einsatz des Zweimassenschwungrades (ZMS) bewirkt aber aufgrund des primärseitig verringerten Trägheitsmomentes des Schwungrades ebenfalls einen Anstieg der Kurbelwellendreherschwingungen [7], [29].

Auch der Antrieb der in der Regel oben liegenden Nockenwelle verursacht eine schwankende, periodische Belastung des Steuertriebes, die bei Einsatz einer zweiten Nockenwelle (DOHC) entsprechend noch vergrößert wird. Hier können mit Hilfe von Gewichtseinsparungen auf Seiten der oszillierenden Bauteile des Ventiltriebes ohne Zusatzbauteile bereits Verringerungen der dynamischen Betätigungskräfte erzielt werden [33].

Besonders hoch sind aber die Spitzenwerte des Drehmoments, das für den Antrieb moderner Diesel-Einspritzpumpen erforderlich ist. In [20] wurde der impulsartige Verlauf dieses Drehmoments als Haupterreger für die Drehschwingungen der Wellen und die transversalen Schwingungen des Zahnriemen bestimmt. Mit dem in Zukunft zu erwartenden weiteren Steigerungen des Einspritzdruckes wird die Bedeutung dieses Aggregats hinsichtlich der dynamischen Belastung weiter zunehmen.

Der Steuertrieb eines direkteinspritzenden Dieselmotors stellt folglich aufgrund der periodischen, drehzahlabhängigen Anregungen und den daraus resultierenden Schwingungen der Bauteile ein geeignetes, praxisgerechtes Anwendungsbeispiel für einen frequenzvariablen Tilger dar. Eine Verringerung der Schwingungen durch den Einsatz eines Tilgers ist in diesem Fall unter den Zielsetzungen einer Belastungs- und Geräuschemissionsminderung, sowie einer Erhöhung des Komforts und der Funktionsfähigkeit sinnvoll.

4.4.1 Mehrmassen-Modell des TDI-Triebwerks

Nachdem das grundlegende dynamische Verhalten des frequenzvariablen Tilgers anhand des einfachen Modells mit zwei Freiheitsgraden aufgezeigt wurde, werden im Folgenden Berechnungen mit Mehrmassen-Modellen durchgeführt, die den Vierzylinder Reihenmotor mit direkter Dieseleinspritzung (1,9l TDI-Motor der VOLKSWAGEN AG) abbilden.

Bild 67 zeigt das Ausgangsmodell mit zunächst 18 Freiheitsgraden, mit dem das für den Versuchsbetrieb elektromotorisch geschleppte Triebwerk abgebildet wird. Das Modell beinhaltet die Abbildung der Nockenwelle, der Einspritzpumpe, der Wasserpumpe und der Kurbelwelle mit elektrischem Antriebsmotor. Der Synchronriementrieb, der die genannten Wellen verbindet, ist ebenfalls als diskretes Feder-Masse-System im Modell integriert. Damit ergibt sich ein verzweigter und durch den Steuertrieb vermaschter Aufbau des diskreten Schwingungssystems.

Die Diskretisierung der Nockenwelle orientiert sich an den jeweils paarweise eng benachbarten Nocken, so dass sich bei den vorhandenen acht Ventilen vier diskrete Massen ergeben (J_{N1} - J_{N4}). Den Abschluss der Welle bildet die Synchronriemenscheibe mit einem

$$s = \varphi_i \cdot r_{w,i} \quad \text{und} \quad F = \frac{T_i}{r_{w,i}}. \quad (98)$$

Mit Hilfe dieses Ansatzes können die Massen der Riementeilstücke als Drehmassen und analog die Federsteifigkeiten als Drehfedern formuliert werden.

Da sich der Riementrieb nur wenig von dem in [20] und begleitend in [64] und [67] behandelten Trieb unterscheidet, konnten die dort gefundenen Steifigkeitswerte mit geringfügigen Anpassungen übernommen werden. Die Eignung dieser Werte wurde durch die Ergebnisse der in [65] dokumentierten Messungen am Steuertrieb bestätigt. Weitere Anpassungen der Modellparameter wurden durch Veränderungen im Prüfstands Aufbau gegenüber den letztgenannten Untersuchungen erforderlich. So wurden die experimentellen Versuche ohne Kolben und Schwungrad bzw. Kupplungskörper sowie mit einer anderen Messvorrichtung durchgeführt. Dies erfordert eine Anpassung der betreffenden Steifigkeiten und Massenträgheitsmomente.

Bisher stand in den genannten Arbeiten die Berechnung der Eigenfrequenzen und –formen des Schwingungssystems im Vordergrund, so dass Dämpfungen aufgrund ihres geringen Einflusses auf diese Größen in den Modellen vernachlässigt wurden. Da in den hier vorgestellten Untersuchungen insbesondere Schwingungsantworten auch im Resonanzbereich berechnet werden, ist die Berücksichtigung von Systemdämpfung zwingend erforderlich, um zu sinnvollen und vergleichbaren Ergebnissen zu gelangen.

Da für Systeme mit Stahlwellen sehr geringe Dämpfungen angenommen werden können (z. B. [8], [36] oder [55]), werden diese für die Wellen der Nebenaggregate im Modell vernachlässigt. Der Riemen stellt hingegen aufgrund seiner Werkstoffzusammensetzung mit dem großen Anteil an Gummi ein Element mit hoher Dämpfung dar, so dass den elastischen Elementen des Riemens im Modell jeweils ein Dämpferelement parallel zugeschaltet wird.

Bei der Berechnung der einzelnen Dämpfungskoeffizienten wird zunächst ein auf die Teilung des Riemens bezogener Koeffizient d_R definiert. Die Dämpfungswerte für den Zahneingriff ergeben sich dann aus der Multiplikation dieses bezogenen Koeffizienten mit der Zahl der im Eingriff stehenden Zähne:

$$d_{iz} = d_R \cdot z_{i,\text{eff}} \quad (99)$$

Diese Definition entspricht einer Parallelschaltung von Dämpfungselementen, die die Eingriffsverhältnisse im Umschlingungsbogen gut wiedergeben. Vergleichbar mit der Steifigkeit des Riemens als auch der Zähne handelt es sich hier um eine translatorische Größe, die über die Verknüpfung mit den Radien der Synchronscheiben in das Drehschwingungsmodell integriert wird.

Die Dämpfung der Riementrume ist abhängig von ihrer Länge und der bezogenen Dämpfungskonstanten d_R . Es handelt sich hier um eine Reihenschaltung einer Anzahl n von Feder- und Dämpferelementkombinationen mit identischen Eigenschaften. Entsprechend gilt für die Gesamtdämpfung der einzelnen Trume:

$$d_{ges} = \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{d_i} \right)^{-1} = \frac{d_R}{n}. \quad (100)$$

Daraus folgt, dass die Dämpfung im Zahneingriff durch die Verformung der Zähne um ein Vielfaches größer ist als die Dämpfung der freien Riementrume bei Dehnung in Längsrichtung.

Der Riementrieb wird mit einer federbelasteten, stark reibgedämpften Exzenter-Spannrolle vorgespannt, deren dynamischer Einfluss in den Elementen des Leertrummodells berücksichtigt wird. Das Massenträgheitsmoment der Rolle wird dem Riementeilstück über der Nockenwelle zugeschlagen. Hinsichtlich der elastischen und dämpfenden Eigenschaften steht die Spannrolle in einer Reihenschaltung mit dem Feder- und Dämpferelement des Leertrums. Betrachtet man die Rolle als Einheit, so bildet sie ein reibgedämpftes Feder-Masse-System. Dadurch ergibt sich entsprechend der Vergrößerungsfunktion für eine direkte Massenkraftanregung eine auf das Gesamtsystem bezogene frequenzabhängige Steifigkeit und Dämpfung. Während die Rolle im statischen Fall im Vergleich zum Riemen eine sehr geringe Steifigkeit und entsprechend der Leertrum als Ersatzmodell eine hohe Nachgiebigkeit aufweist, wird die Ausgleichsbewegung der Spannrolle mit steigender Frequenz aufgrund der Trägheitskräfte abnehmen. Durch diese scheinbar höhere Steifigkeit der Rollenfeder nähert sich die Elastizität des Ersatzmodells dem Wert, der sich ohne Berücksichtigung der Spannrolle allein aus der Trumsteifigkeit ergeben würde. Da dieses Verhalten von einer Vielzahl verschiedener, zum Teil nichtlinearer Größen abhängt, wird vereinfachend ein konstanter Wert für die Dämpfung und die Steifigkeit der Spannrolle im Teilmodell des Leertrums berücksichtigt.

Den bisherigen Ausführungen folgend verbleiben somit drei Größen, deren Werte noch nicht direkt berechnet oder messtechnisch ermittelt wurden: Dies sind der bezogene Dämpfungskoeffizient d_t sowie die durch die Spannrolle beeinflussten Parameter des Leertrums d_{KN} und c_{KN} . Diese Werte werden durch Abstimmung des Modells und Vergleich der Berechnungsergebnisse mit Größen gewonnen, die in Messungen am Triebwerk erfasst wurden.

Aus den experimentellen Untersuchungen liegen die Drehmomentverläufe an Nockenwelle und Einspritzpumpe und das Reaktionsmoment an der Kurbelwelle vor. Die Messpunkte befinden sich jeweils im Übergangsbereich zwischen der Zahnscheibe und der Welle. Die Messergebnisse des Nockenwellen- und Einspritzpumpenmomentes werden als Grundlage für

die Definition der Anregungsmomente herangezogen, die in der Schwingungsberechnung berücksichtigt werden. Die Messergebnisse stellen zwar bereits eine Schwingungsantwort des Systems dar, aufgrund der geringen Massenträgheiten der Nocken- und der Einspritzpumpenwelle ist aber nur mit geringen Unterschieden gegenüber den reinen Anregungsmomenten zu rechnen. Als Angriffspunkte der Erregungen werden in der Modellrechnung vereinfachend die Massen definiert, die die Zahnscheiben abbilden. Das Drehmoment der Nockenwelle stellt folglich die Überlagerung der Teilmomente dar, die an den einzelnen Nocken wirken.

Die Messungen wurden im Rahmen von Drehzahlhochläufen durchgeführt, so dass auch die Drehzahlabhängigkeit der Momente beurteilt werden kann. Da der Motor im Versuchsbetrieb ohne Kolben elektromotorisch geschleppt wird, bleiben die durch Gas- und Massenkräfte im befeuerten Betrieb wirksamen Wechselmomente an der Kurbelwelle unberücksichtigt. Das Drehmoment zum Antrieb der Wasserpumpe wird wegen der geringen Größe ebenfalls nicht in die Berechnung einbezogen.

Für die Verwendung der Messergebnisse in den Berechnungsmodellen werden die digital und damit zeitdiskret erfassten Signale in eine geeignete Form entsprechend der in Abschnitt 4.3.3 bereits vorgestellten Fourier-Reihenentwicklung umgesetzt. Mittels der Fast-Fourier-Transformation (FFT) werden die Amplituden und Frequenzen der einzelnen harmonischen Anteile berechnet.

Während diese Größen bei Anwendung der Algorithmen zur Korrektur der amplitudendämpfenden Eigenschaften der Fensterfunktion (hier: Hanning-Fenster) ausreichend genau wiedergegeben werden, führt die ebenfalls mögliche Berechnung der Phasenlage durch die FFT hier zu unbefriedigenden Ergebnissen¹. Je nach Signalabstastfrequenz und Anzahl der für die Auswertung verwendeten Werte ergeben sich im Bereich der Frequenzen einzelner harmonischer Anteile mehrere Frequenzlinien mit hoher Amplitude, deren Phasenlage stark schwankt. Wie Berechnungen anhand von generierten Signalverläufen mit definierter Frequenz- und Phasenlage zeigen, ist eine korrekte Zuordnung der Phase durch Auswahl der Frequenzlinie mit der höchsten Amplitude nicht möglich. Lediglich bei Kenntnis der exakten Signalfrequenz kann durch Interpolation im Phasenverlauf der korrekte Wert ermittelt werden. Zur genauen Abbildung des Signalverlaufes müssten bei einem derartigen Vorgehen entsprechend alle Elemente des mit der FFT berechneten Amplituden- und Phasenspektrums berücksichtigt werden.

Um sich aber im Sinne einer Fourier-Reihe nur auf wenige harmonische Anteile mit ganzzahligen Vielfachen der Grundfrequenz beschränken zu können, empfiehlt sich ein

¹ Für die Berechnung wurde die Software Diadem (GFS) verwendet und Vergleichsrechnungen mit den Algebra-Programmen Matlab (The Mathworks Inc) und Mathematica (Wolfram Research Inc.) durchgeführt.

anderes Vorgehen. Im ersten Schritt wird der Zeitverlauf durch bekannte Fourier-Reihen periodischer Funktionen bereits unter Beachtung der berechneten Amplituden und Frequenzen angenähert und dann durch eine Variation der Phasenlage einzelner Harmonischer weiter an die Kurve angeglichen. Die in **Bild 68** als Funktion der Drehzahl gezeigten Amplitudenspektren des Einspritzpumpenmomentes T_{EP} liefern die benötigten Informationen über die Frequenzen und Amplituden.

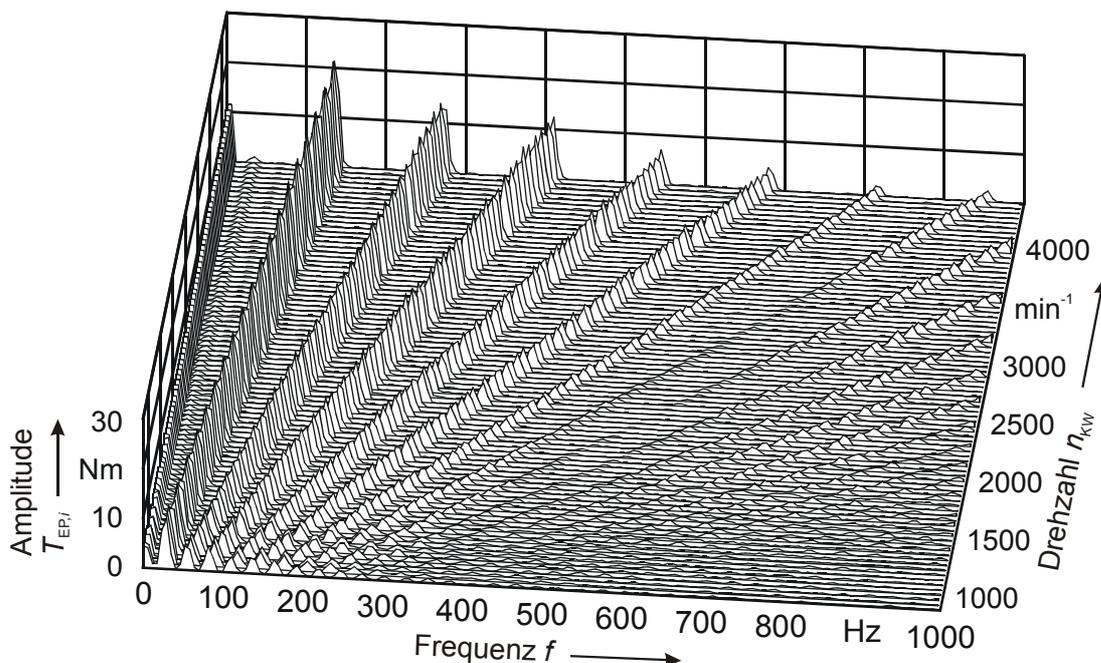


Bild 68: Amplitudenspektren des Einspritzpumpenmomentes T_{EP} als Funktion der Drehzahl

Die Wasserfalldarstellung lässt den Anstieg der Frequenzen und der Amplituden der harmonischen Anteile mit der Drehzahl gut erkennen. Die Grundfrequenz entspricht hier der Einspritzfrequenz $f_{ES,1}$, die bei der vorliegenden Motorbauform doppelt so hoch ist wie die Drehfrequenz der Kurbelwelle:

$$f_{ES,1} = 2 \cdot f_{KW} \quad (101)$$

Die Höhe der Amplituden ist neben der Drehzahl auch von der Einspritzmenge der Pumpe sowie weiteren Betriebsparametern abhängig. Da hier eine allgemeine Bewertung der Funktion des frequenzvariablen Tilgers in einem verzweigten und vermaschten System im Vordergrund steht, werden für die Amplituden konstante Werte angenommen, die die Anregung in weiten Bereichen ausreichend genau wiedergeben. Es werden die Glieder bis einschließlich der fünften Ordnung einbezogen, Anteile höherer Frequenz werden aufgrund der geringen Amplituden vernachlässigt.

Für das Einspritzmoment ergeben sich gemäß diesen Voraussetzungen die in **Tabelle 7** angegebenen maximalen Amplituden- und Phasenwerte für die erste bis fünfte Ordnung.

Diese Maximalwerte treten im oberen Drehzahlbereich bei $n_{KW} > 4000 \text{ min}^{-1}$ auf. Die geringeren Amplituden bei tieferen Drehzahlen können über einen einzigen Faktor berücksichtigt werden, ohne dass die Amplitudenverhältnisse oder Phasenlagen verändert werden müssen. Der Gleichanteil der Anregung mit $f_{ES,0} = 0 \text{ Hz}$ muss vorerst nicht in der Schwingungsberechnung beachtet werden. Wenn jedoch die Drehmomentbelastungen an einzelnen Federelementen mit Hilfe der Differenzwinkel berechnet werden, so müssen die Gleichanteile zu diesen Ergebnisse addiert werden.

Erregerfrequenz	Amplitude $T_{EP,i}$	Phase β_i
Hz	Nm	°
$f_{ES,0} (= 0 \text{ Hz})$	13	0
$f_{ES,1}$	25	180
$f_{ES,2} = 2 \cdot f_{ES,1}$	15	10
$f_{ES,3} = 3 \cdot f_{ES,1}$	12	180
$f_{ES,4} = 4 \cdot f_{ES,1}$	6	0
$f_{ES,5} = 5 \cdot f_{ES,1}$	4	180

Tabelle 7: Maximale Amplituden und Phasenwinkel der Fourier-Reihe zur Abbildung des Einspritzpumpenmomentes

Die gute Übereinstimmung der Fourier-Reihe mit den gemessenen Werten ist aus **Bild 69** ersichtlich. Es sind zwei Zeitausschnitte bei unterschiedlichen Drehzahlen der Kurbelwelle von $n_{KW} = 1000$ und 4000 min^{-1} dargestellt. Bei tiefen Drehzahlen müssen die Amplituden der Fourier-Reihe mit einem Faktor von 0,7 multipliziert werden, um die Messwerte korrekt wiederzugeben. Daher wird bei den Modellrechnungen der Mittelwert mit einem Faktor von 0,85 verwendet.

Das Nockenwellenmoment spielt im Vergleich zum Pumpenmoment aufgrund der verhältnismäßig kleinen Amplituden eher eine untergeordnete Rolle. In **Bild 70** sind die Amplitudenspektren des Nockenwellenmomentes über der Drehzahl aufgetragen. Zum Zweck einer anschaulichen Vergleichbarkeit wurde die gleiche Skalierung wie bei den Spektren des Einspritzpumpenmomentes gewählt. Auch hier ist die Grundfrequenz $f_{VP,1}$ (Ventilpaarfrequenz) doppelt so groß wie die Drehfrequenz der Kurbelwelle, der Drehmomentverlauf wiederholt sich periodisch nach der Betätigung zweier Ventile. Im Vergleich zum Pumpenmoment wird das Nockenwellenmoment besonders stark durch die erste Ordnung geprägt, die höheren Harmonischen besitzen deutlich kleinere Amplituden.

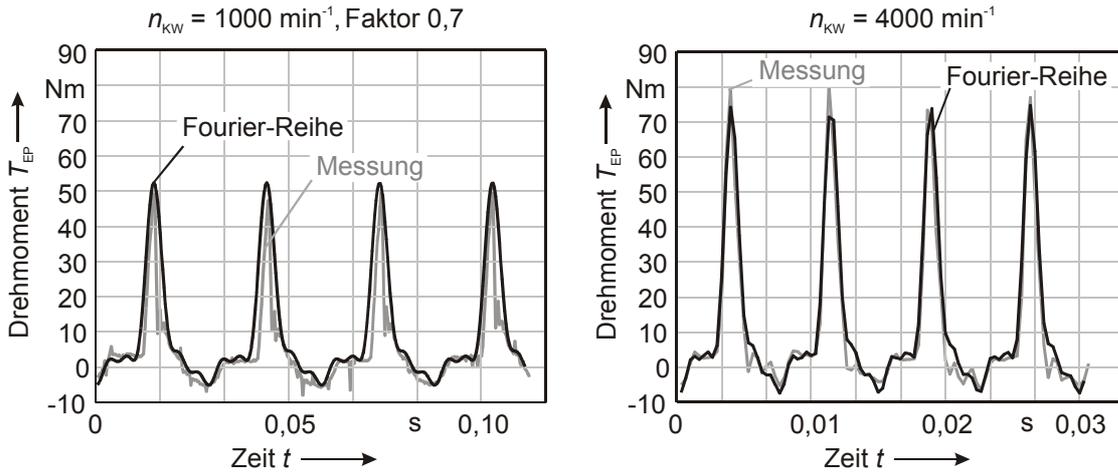


Bild 69: Vergleich zwischen Messwerten und Fourier-Reihen des Pumpenmomentes T_{EP}

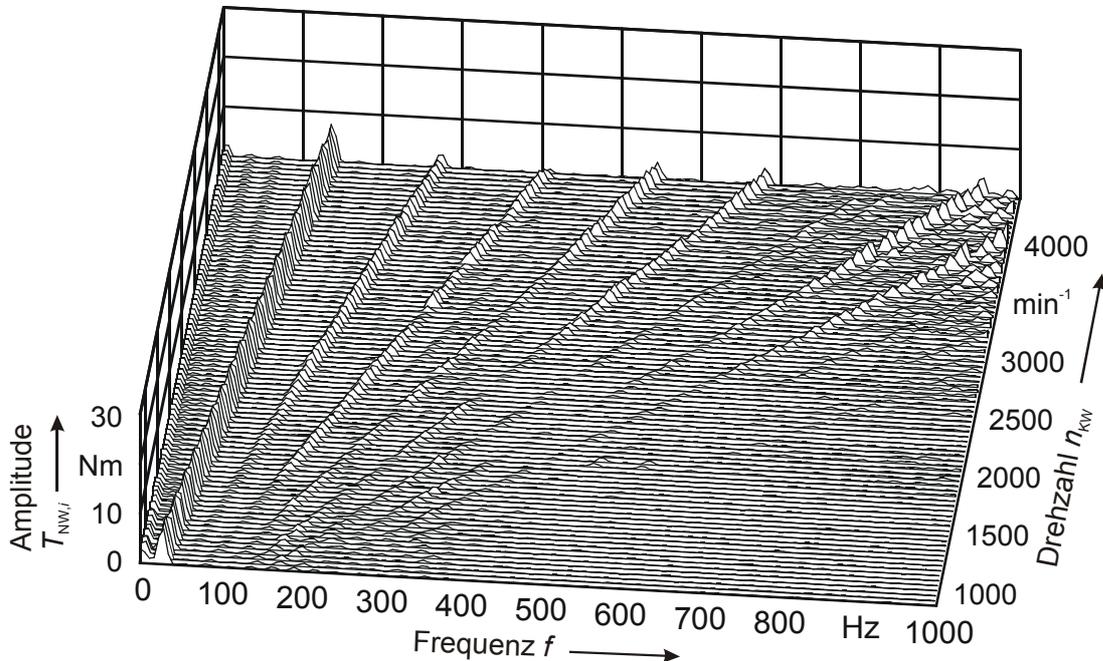


Bild 70: Amplitudenspektren des Nockenwellenmomentes T_{EP} über der Drehzahl

In **Tabelle 8** sind die Amplituden- und Phasenwerte aufgelistet, die sich aus der Fourier-Transformation des Momentes an der Nockenwelle für den Gleichanteil und die ersten fünf Harmonischen ergeben.

Bei der Berechnung der Phasenlage wird mit dem Winkel β_i nur die Verschiebung der Harmonischen eines Anregungsmomentes untereinander bestimmt. Werden wie im vorliegenden Fall an verschiedenen Stellen Anregungsmomente eingeleitet, muss die Phasenverschiebung zwischen diesen Momenten hinzugerechnet werden. Im Winkel β_i' ist daher die Verschiebung von 90° zwischen den Harmonischen der ersten Ordnung eingerechnet, die anhand der Messwerte bestimmt wurde. Dieser auf die erste Ordnung bezogene

Winkel muss für die anderen Harmonischen vor der Addition mit der jeweiligen Ordnungszahl multipliziert werden.

Erregerfrequenz	Amplitude $T_{NW,i}$	Phase β_i	Phase β_i'
Hz	Nm	°	°
$f_{VP,0} (= 0 \text{ Hz})$	2	0	0
$f_{VP,1}$	9	0	-90
$f_{VP,2} = 2 \cdot f_{VP,1}$	2	-90	-270
$f_{VP,3} = 3 \cdot f_{VP,1}$	2	90	-180
$f_{VP,4} = 4 \cdot f_{VP,1}$	1	0	0
$f_{VP,5} = 5 \cdot f_{VP,1}$	2	0	-90

Tabelle 8: Fourier-Reihe zur Abbildung des Nockenwellenmomentes

Bild 71 zeigt die mit den Werten aus **Tabelle 8** berechneten Zeitverläufe im Vergleich mit den Messwerten bei verschiedenen Drehzahlen. Insbesondere bei hoher Drehzahl erkennt man im Messwertverlauf die zunehmende Überlagerung durch die siebte bis neunte Ordnung der Harmonischen, deren Amplituden in diesem Drehzahl- bzw. Frequenzbereich aufgrund von Resonanzschwingungen der Nockenwelle ansteigen (s. a. **Bild 70**). Da diese überhöhten Amplituden nicht nur das reine Anregungsmoment sondern auch die Systemantwort auf die Anregung wiedergeben und die Amplituden im Verhältnis zu denen des Drehmomentes an der Einspritzpumpe sehr klein sind, werden diese hohen Ordnungen nicht in der Fourier-Reihe berücksichtigt.

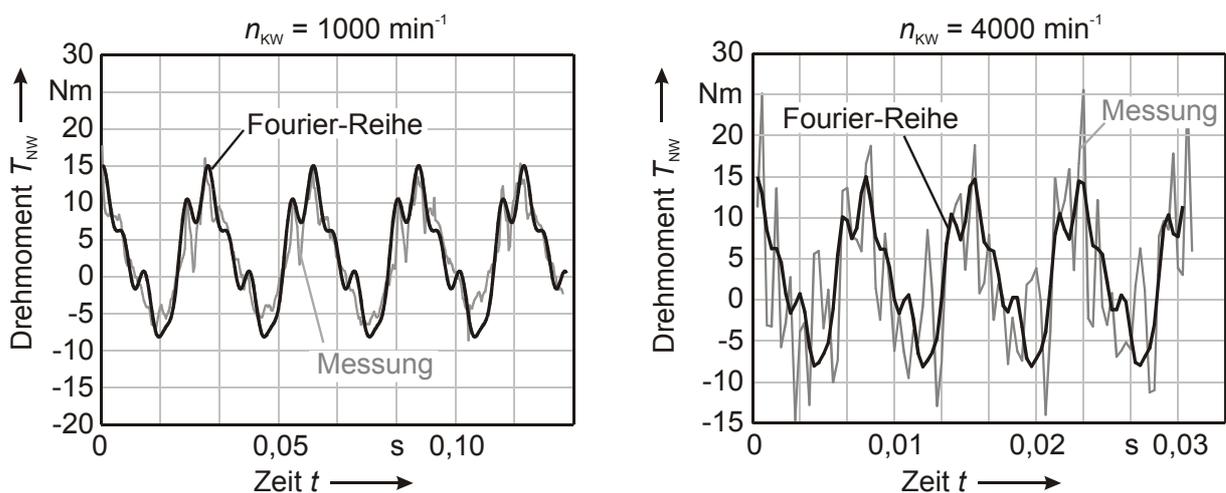


Bild 71: Vergleich der Fourier-Reihe mit dem an der Nockenwelle gemessenen Drehmoment T_{NW}

Die Abstimmung der Modellparameter wurde zum einen anhand der berechneten und gemessenen Eigenfrequenzen und Resonanzstellen durchgeführt, zum anderen wurden die Maximalwerte des Kurbelwellendrehmomentes im Zeitbereich herangezogen. Aus den Mess-

werten wurden die sichtbaren Resonanzbereiche mittels der FFT-Berechnung ermittelt, die zu den in **Bild 72** gezeigten Amplitudenspektren des Kurbelwellenmomentes führen.

Die Eigenfrequenzen werden maßgeblich durch die Steifigkeiten und Massenträgheiten des Systems beeinflusst, so dass mit Kenntnis dieser Größen bevorzugt die noch nicht genau bestimmte Steifigkeit des Leertrums c_{KN} angeglichen werden konnte.

Da die Dämpfung die Größe der Schwingungsamplituden des Systems in den Resonanzstellen bestimmt, wurden zur Eingrenzung geeigneter Werte von d_R und d_{KN} die Hüllkurven des Drehmomentes im Zeitbereich herangezogen, siehe auch **Bild 73**.

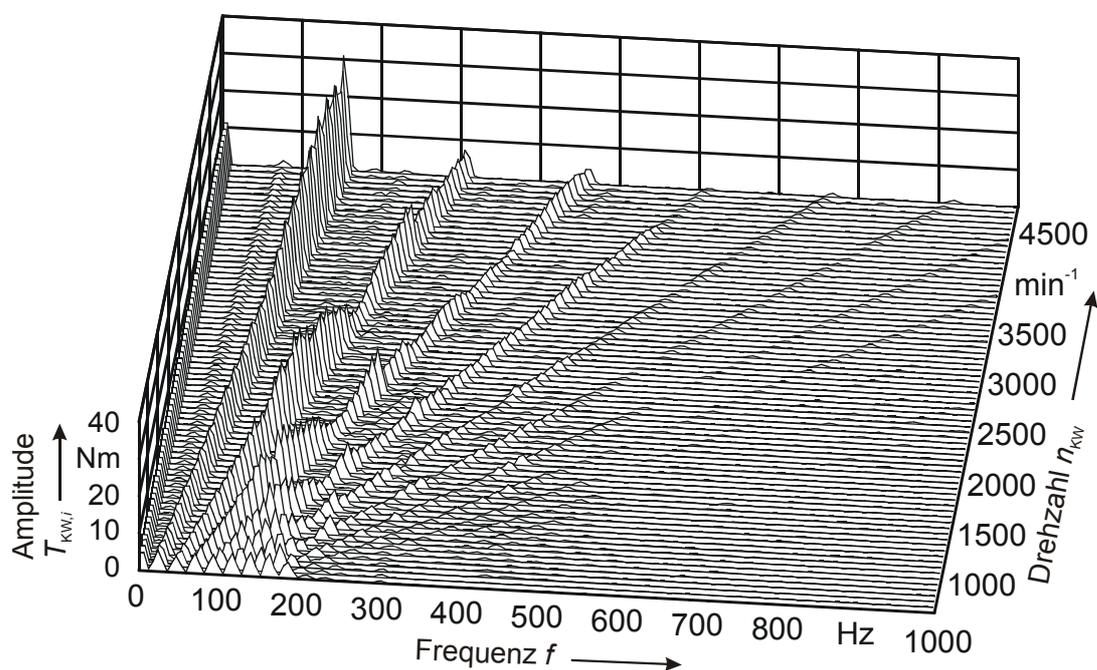


Bild 72: Spektren des Kurbelwellendrehmomentes T_{KW} (Messwerte)

Die Parametervariation des Torsionsschwingungsmodells ergab folgende Werte, die zu einer guten Übereinstimmung der Berechnungsergebnisse mit den Messwerten des Kurbelwellendrehmomentes führte (**Bild 73**):

- $d_r = 5 \text{ Ns/m}$
- $d_{KN} = 500 \text{ Ns/m}$
- $c_{KN} = 0,5 c_{KN,0}$

Mit diesen Werten ist der durch die Spannrolle beeinflusste Dämpfungskoeffizient d_{KN} etwa um den Faktor 4,5 größer als der größte im Zahneingriff der Nockenwelle angenommene Dämpfungswert d_{NZ} . Der Steifigkeitswert des Leertrums wird zur Berücksichtigung der Spannrolle auf 50 % seines ursprünglichen Wertes $c_{KN,0}$ abgesenkt. Wird eine Federreihen-

schaltung als Modellvorstellung zugrunde gelegt, so liegen bei einem Faktor von 0,5 gleiche Federraten von Spannrolle und Trum vor.

Im oberen Teil von **Bild 73** ist das Resonanzschaubild für die ersten fünf Eigenfrequenzen aus der Berechnung und die Harmonischen der Erregung bis zur siebten Ordnung über der Erregergrundfrequenz dargestellt. Darunter befindet sich das Diagramm der Hüllkurven des Drehmomentes aus Berechnung und Messung, das ebenfalls über der Grundfrequenz dargestellt wurde. Dadurch kann eine einfache Zuordnung zwischen Resonanzstellen und Überhöhungen im Drehmomentverlauf vorgenommen werden.

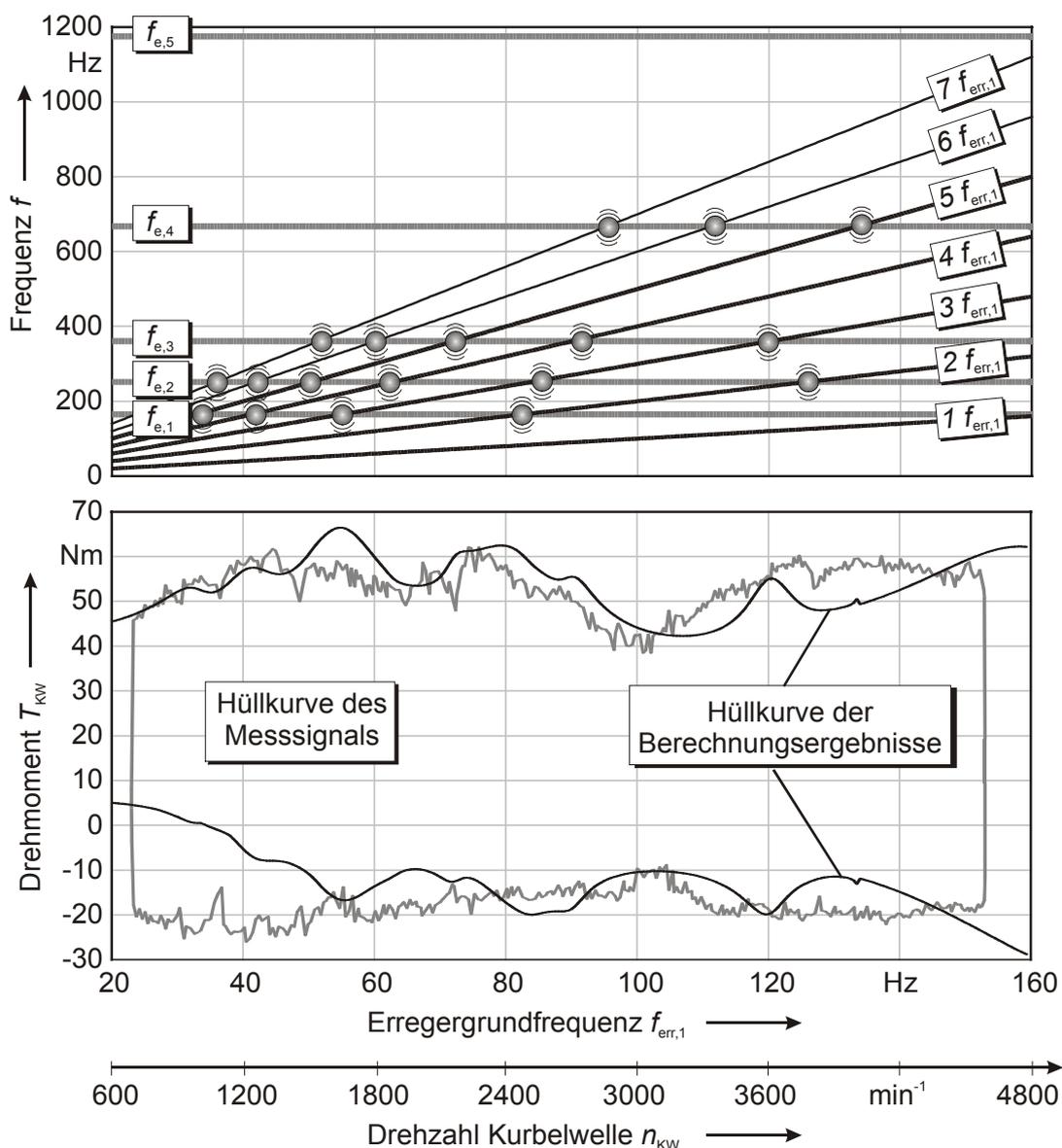


Bild 73: Vergleich der Berechnungs- und Messergebnisse für das Drehmoment an der Kurbelwelle T_{KW}

Die Berechnungsergebnisse stimmen nach der Abstimmung in weiten Drehzahlbereichen gut mit den gemessenen Werten überein. Lediglich im unteren und oberen Drehzahlbereich ergeben sich aufgrund der Vernachlässigung der Harmonischen höherer Ordnung und der

durch sie hervorgerufenen Resonanzschwingungen größere Abweichungen insbesondere bei den Minimalwerten des Drehmomentverlaufes. Diese Resonanzanregungen findet man auch in den Amplitudenspektren in **Bild 72** wieder.

4.4.2 Eigenformen und Eigenfrequenzen

Die Modellberechnung liefert die in **Tabelle 9** aufgelisteten Eigenfrequenzen und die zu den Eigenformen gehörenden modalen Dämpfungsgrade des abgestimmten Systems (siehe auch **Bild 73**). Die Berechnung ergibt neben den 17 genannten Eigenformen eine weitere, die die Starrkörperverschiebung des ungefesselten Systems mit der Frequenz Null beschreibt und die daher für die Schwingungsberechnung ohne Bedeutung ist.

Eigenform	$f_{e,i}$ [Hz]	D_i	Stark schwingende Elemente
1.	165	0,123	KW gegen NW, EP, WP
2.	252	0,039	WP gegen KW, NW, EP
3.	361	0,030	NW gegen EP
4.	668	0,002	KW gegen KW
5. – 17.	1175 - 8348	0 - 0,469 ²	div.

Tabelle 9: Eigenfrequenzen und modale Dämpfungsgrade

Die Bedeutung der Eigenformen nimmt mit steigender Frequenz aufgrund der nur noch schwachen Anregung und der geringen Anzahl von Resonanzpunkten im Betriebsbereich ab. Aus diesem Grund sind die Eigenformen mit Frequenzen größer 1000 Hz in **Tabelle 9** zusammengefasst und werden hier nicht näher betrachtet.

Bei den detailliert aufgelisteten Eigenformen treten modale Dämpfungsgrade bis 12 % auf, bei den nicht näher beschriebenen höheren Eigenfrequenzen sind Höchstwerte von 47 % (1999 Hz) und 22 % (1928 Hz) zu verzeichnen. Alle weiteren modalen Dämpfungsgrade liegen zum Teil deutlich unter 5 %. Die starke Abhängigkeit der Dämpfungsgrade von der Schwingform ist auf die lokale Konzentration der Dämpfungselemente auf die Riemenbauteile zurückzuführen. Treten in einer Eigenform an diesen Punkten im Modell starke Verformungen auf, so ist die Energiedissipation und Dämpfung besonders hoch.

Die folgenden Darstellungen zeigen die ersten vier Eigenformen und die in diesen Formen maximal auftretenden relativen Energieverteilungen (**Bild 74 - Bild 77**). Die relativen Drehwinkel sind in Form von Pfeilen dargestellt, deren Länge die maximalen Drehwinkel und deren Winkellage die Phasenlage der Schwingwinkel zueinander wiedergibt. Die Winkellage der Pfeile wurde so ausgerichtet bzw. normiert, dass der Pfeil zur Darstellung des Winkels der

² Bereichsangabe, keine Zuordnung zu den genannten Eigenfrequenzen

Kurbelwellenscheibe (J_{KZ}) senkrecht nach oben zeigt. Die Energieverteilung wird durch Balken dargestellt, die den einzelnen Feder- und Massenelementen zugeordnet sind.

Die erste Eigenform besitzt aus zwei Gründen eine große Bedeutung, **Bild 74**. Zum einen findet aufgrund der tiefen Eigenfrequenz eine Anregung dieser Eigenform durch fast alle harmonischen Anteile der Erregermomente beim Durchlaufen des Betriebsdrehzahlbereiches statt. Lediglich die amplitudenstarke Resonanzanregung durch die Harmonische mit der Grundfrequenz liegt für die berechnete Eigenfrequenz im oberen Grenzdrehzahlbereich des Triebwerks.

Zum anderen weisen die Massen, an denen die Erregermomente angreifen, relativ große Amplituden auf. Die Nockenwelle schwingt nahezu synchron mit der Einspritzpumpe und der Wasserpumpe gegen die Drehmassen der Kurbelwelle. Entsprechend groß ist die Energie, die durch die Erregermomente in das System eingeleitet werden kann. Die Drehwinkel der Kurbelwelle sind aufgrund der großen Massenträgheiten verhältnismäßig klein.

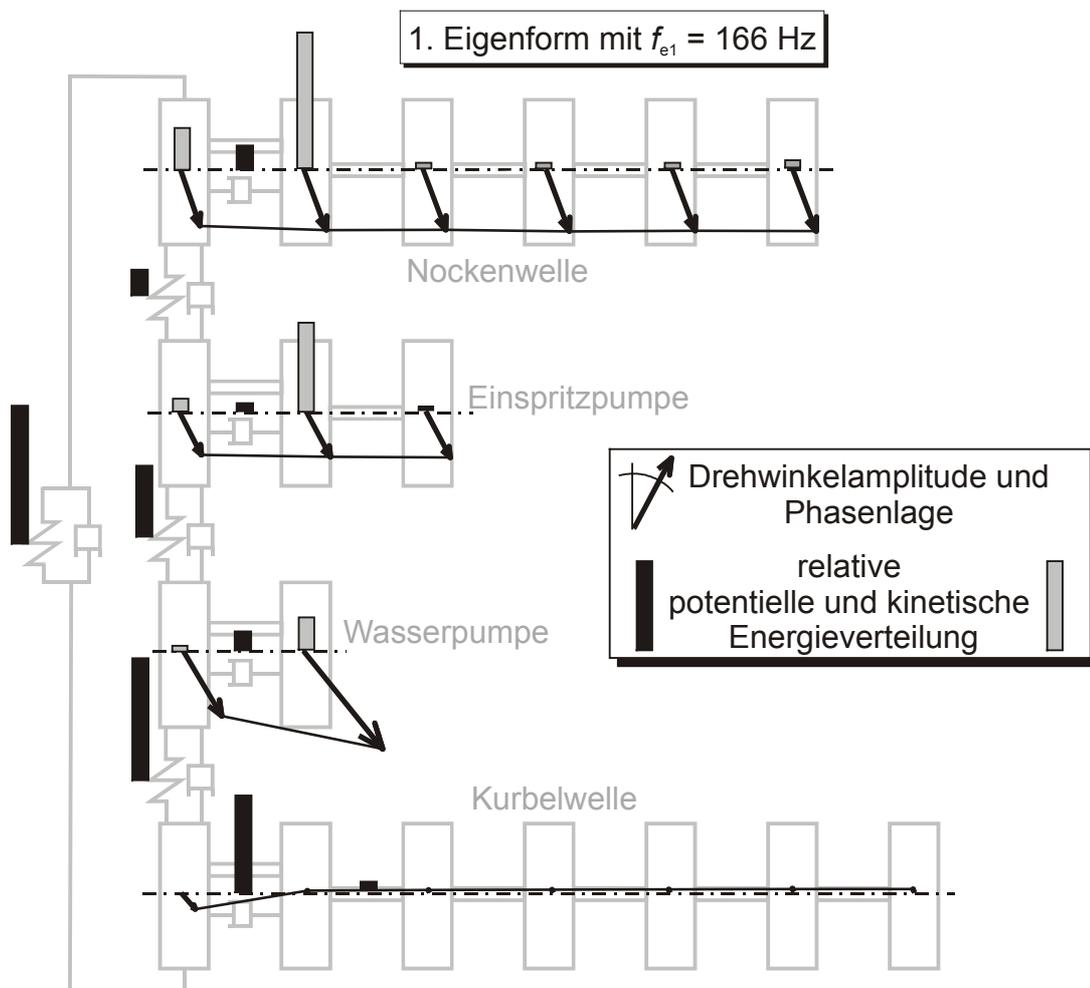


Bild 74: Darstellung der ersten Eigenform mit relativer Energieverteilung

Aufgrund der Energieverteilung kann festgestellt werden, dass diese Eigenform durch die elastischen Eigenschaften des Leertrums aber auch der anderen Trume sowie durch die Steifigkeit des Zahneingriffs an der Kurbelwelle wesentlich geprägt wird. Die Massenträgheiten der Zahnscheiben der Einspritzpumpe und der Nockenwelle stellen auf Seiten der kinetischen Energiespeicher die für diese Schwingform wesentlichen Elemente dar.

Die zweite Eigenfrequenz bei 252 Hz wird nahezu ausschließlich durch die Bauteile der Wasserpumpe bestimmt. Die Masse J_{WZ} schwingt hier unter relativ starker Verformung der Riemenzähne gegen den übrigen Wellenverbund. Die niedrige Eigenfrequenz resultiert hier trotz des kleinen Massenträgheitsmomentes der Wasserpumpe aus der extrem weichen Ankopplung an den Riementrieb. Da im Umschlingungsbogen nur zwei Zähne vollständig im Eingriff stehen, ergibt sich hier im Vergleich zu den anderen Zahneingriffstellen eine sehr geringe Steifigkeit. Obwohl aufgrund der geringen Trägheitskräfte hier nicht mit extrem hohen Momentenbelastungen zu rechnen ist, kann die hochfrequente Wechselbiegung der Zähne zu hohem Verschleiß der Riemenzähne führen.

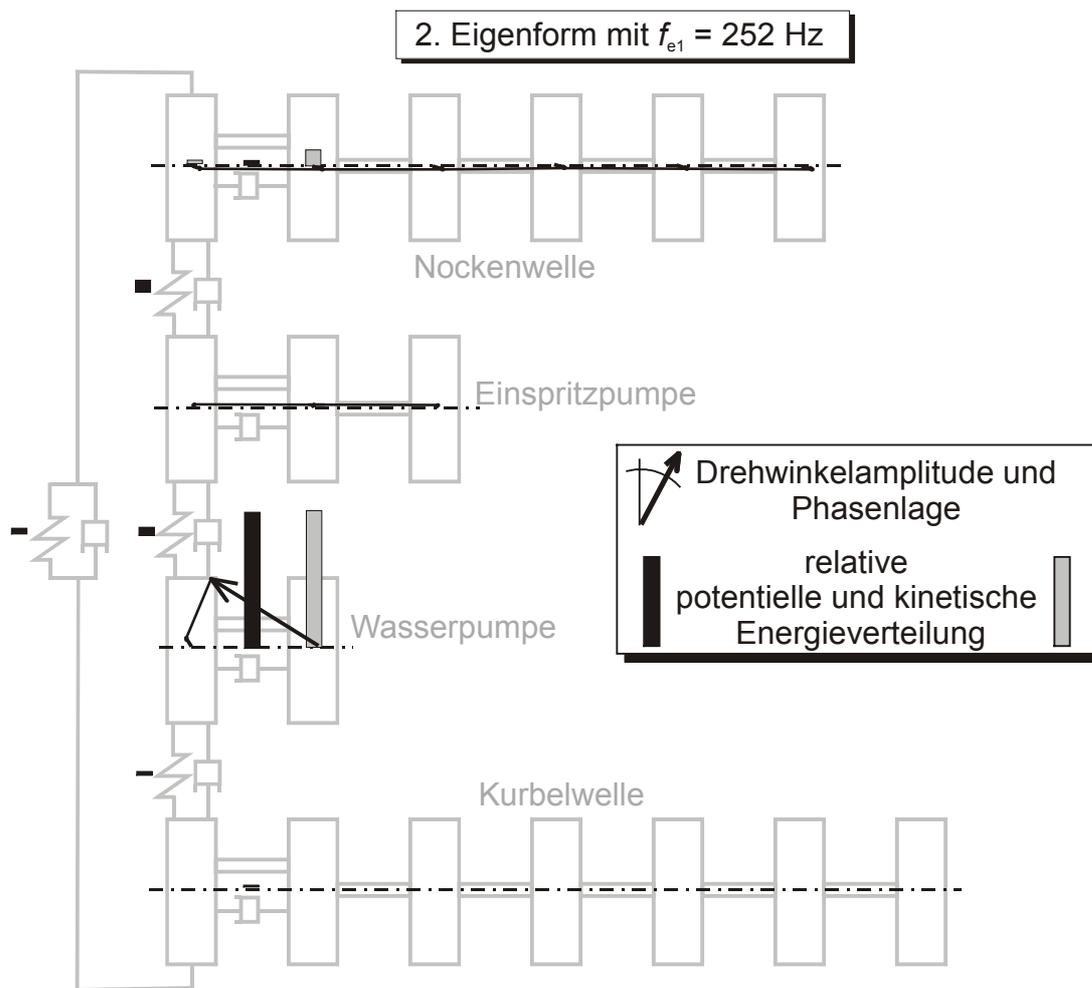


Bild 75: Darstellung der zweiten Eigenform mit relativer Energieverteilung

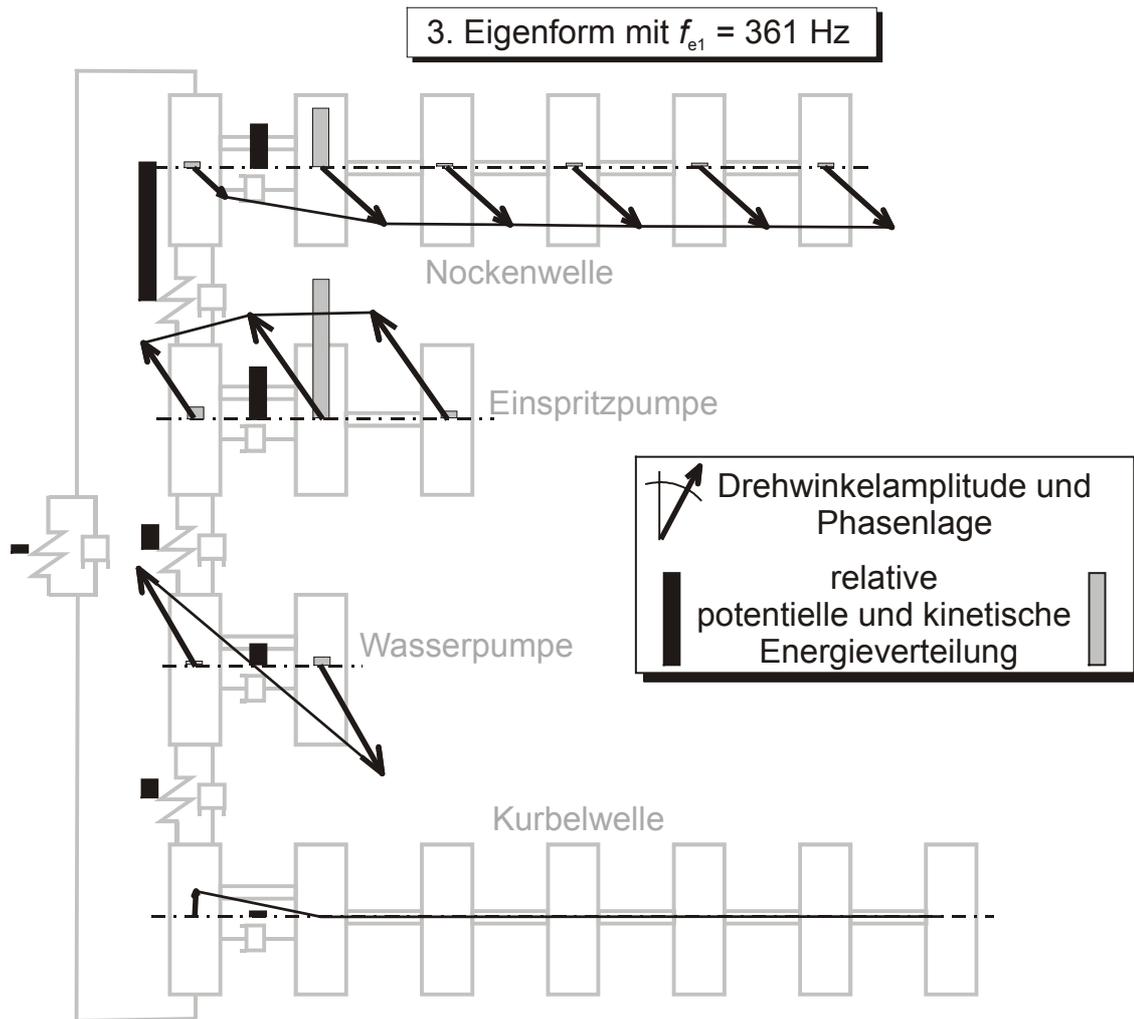


Bild 76: Darstellung der Drehwinkel und der Energieverteilung in der dritten Eigenform

Die dritte Eigenform zeigt ein ähnliches Schwingungsbild wie die erste Eigenform mit dem Unterschied, dass nun Nockenwelle und Einspritzpumpe gegenphasig zueinander schwingen. Dies führt zu überhöhten Belastungen im verbindenden Riementrum. Die Zahnscheibe der Wasserpumpe schwingt auch bei Anregung mit dieser Frequenz mit großem Drehwinkel phasengleich mit der Nockenwelle, der umschlingende Trum hingegen schwingt unter Verformung der eingreifenden Zähne phasengleich mit der direkt benachbarten Einspritzpumpe. Die Drehmassen der Kurbelwelle weisen wiederum nur kleinste Schwingwinkel auf.

Erst in der in **Bild 77** gezeigten vierten Eigenform schwingen die Massen der Kurbelwelle bei einer Frequenz von 668 Hz nahezu ohne Beteiligung der Elemente der anderen Wellen gegeneinander. Aufgrund der vernachlässigten Massenträgheiten der Kolben und Pleuel sowie der Schwungscheiben und Kupplungselemente wird die Eigenfrequenz insbesondere dieser Eigenform beim realen Triebwerk tiefer liegen.

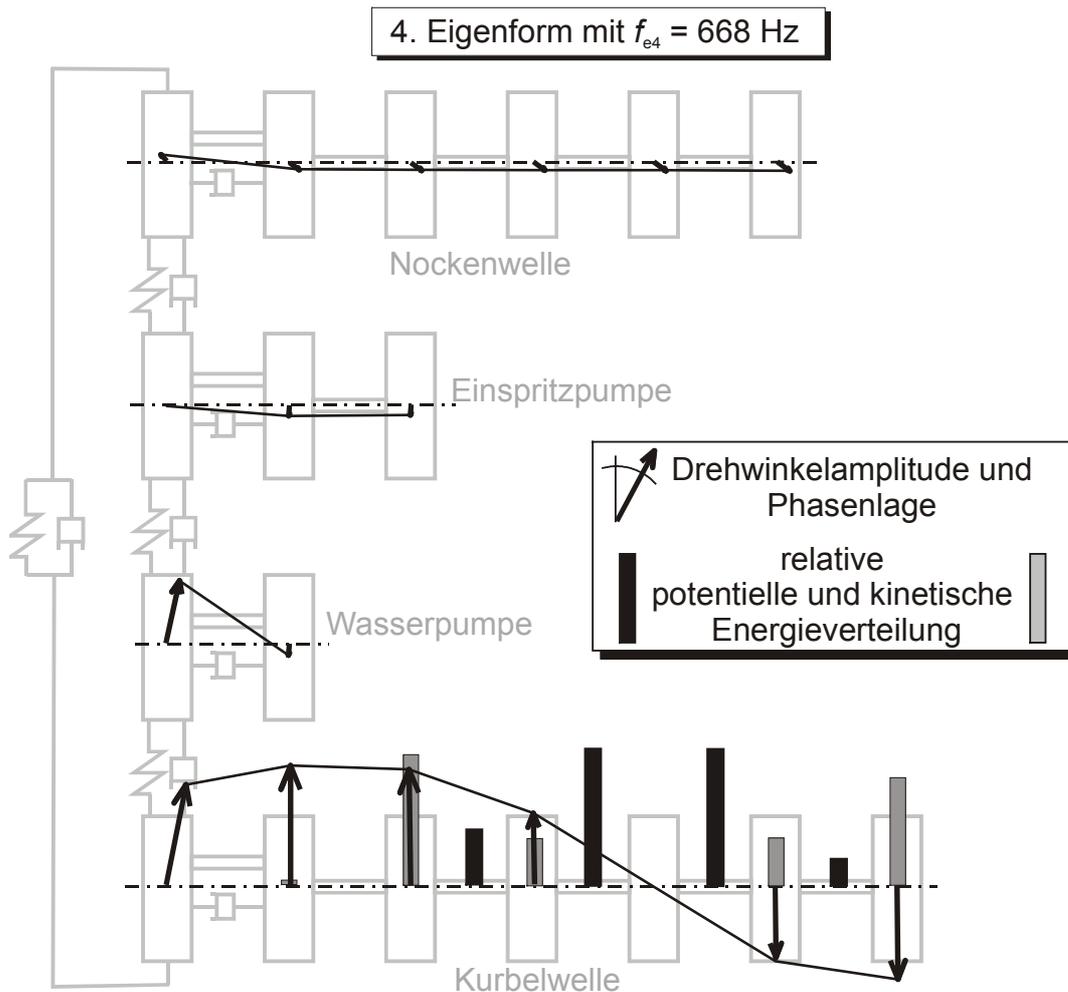


Bild 77: Darstellung der Drehwinkel und der Energieverteilung in der vierten Eigenform

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass im relevanten Frequenzbereich jeweils drei Eigenformen vorliegen, die bei Anregung aufgrund der Schwingungsformen zum einen zu hohen Belastungen des Synchronriementriebes (1., 2. und 3. Eigenform) sowie zu großen Abweichungen im Synchronlauf der Wellen (1., 3. und 4.) führen können.

Weitere Berechnungsergebnisse dieses Grundmodells mit 18 Freiheitsgraden werden vergleichend mit den Ergebnissen der Berechnungen an unterschiedlich erweiterten Modellen in den folgenden Abschnitten vorgestellt.

4.4.3 Ergebnisse der Modellrechnung mit frequenzvariablem Tilger

Zur Integration des frequenzvariablen Tilgers in das Berechnungsmodell wird dieses um einen Freiheitsgrad erweitert, **Bild 78**. Der Tilger ist über die Feder c_{TE} an die Zahnscheibe der Einspritzpumpe gekoppelt. Wenn explizit keine anderen Aussagen getroffen werden, beträgt das Massenträgheitsmoment der Tilgermasse stets $J_{TE} = 10 \text{ gm}^2$, die Steifigkeit der Tilgerfeder wird entsprechend der Abstimmung verändert. Die Dämpfung des Tilgers wird anfangs zu Null gesetzt.

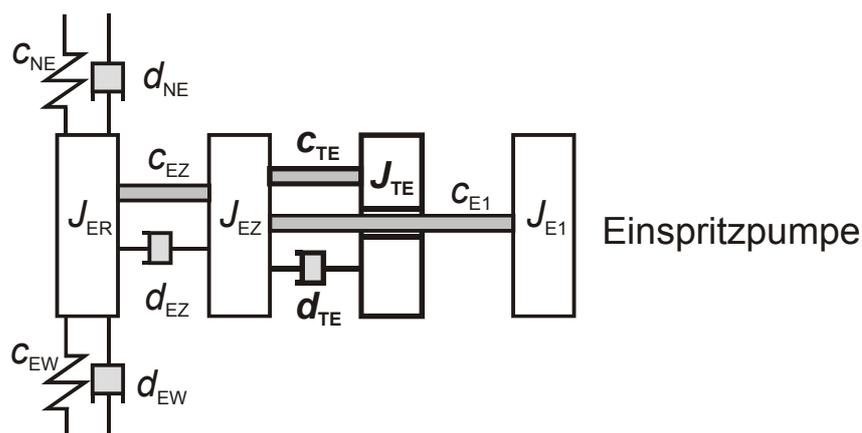


Bild 78: Abbildung des frequenzvariablen Tilgers im Modell

Im Folgenden wird als erstes das dynamische Verhalten des Systems bei Abstimmung des Tilgers auf die Erregergrundfrequenz in einem Bereich von 20 – 160 Hz analysiert, die der Einspritzfrequenz bzw. der doppelten Kurbelwellendrehfrequenz entspricht. Dieser Frequenzbereich entspricht einem Drehzahlbereich der Kurbelwelle von 600 – 4800 min^{-1} .

Durch den zusätzlichen Freiheitsgrad im Modell ergibt sich eine weitere Eigenfrequenz, die besonders stark von den Kenngrößen des Tilgers abhängt, siehe **Bild 79**. Gegenüber den vereinfachten Betrachtungen am gefesselten Modell mit zwei Freiheitsgraden treten beim ungefesselten System mit mehr als zwei Drehmassen wichtige Unterschiede auf. Während beim einfachen, gefesselten System die Eigenfrequenzen des gekoppelten Systems immer über der höchsten und unterhalb der tiefsten Eigenfrequenz der ungekoppelten Teilsysteme liegen, kann sich die neu ergebende Eigenfrequenz beim ungefesselten Mehrmassenschwinger durchaus auch oberhalb der Tilgerabstimmfrequenz befinden. Für die hier vorliegenden Massen- und Steifigkeitsverhältnisse liegt bei der unteren Drehzahlgrenze die erste Eigenfrequenz mit $f_{e1} = 20,18$ Hz knapp oberhalb der Tilgerfrequenz von 20 Hz.

Erst mit steigender Drehzahl schneidet die Kurve der Eigenfrequenz die Gerade der Tilgerabstimm- bzw. Erregergrundfrequenz. Dieser Schnittpunkt kann aufgrund der geringen Differenz und der Zeichengenauigkeit nicht der Darstellung in **Bild 79** entnommen werden. Mit weiter steigender Drehzahl und Tilgerfrequenz vergrößert sich der Abstand zwischen der nun kleineren Eigenfrequenz und der Abstimmfrequenz.

Die erste Eigenform ist an der unteren Drehzahlgrenze mit $f_{e1} = 20,18$ Hz durch die großen Drehwinkel der Tilgermasse geprägt, die gegen den übrigen Wellenverbund schwingt. Die Wellen weisen dabei nur relativ kleine Drehwinkel auf. Mit Anstieg der Eigenfrequenz auf einen Wert von 86,1 Hz nähert sich die Schwingform der in **Bild 74** gezeigten ersten Eigenform des Systems ohne Tilger an.

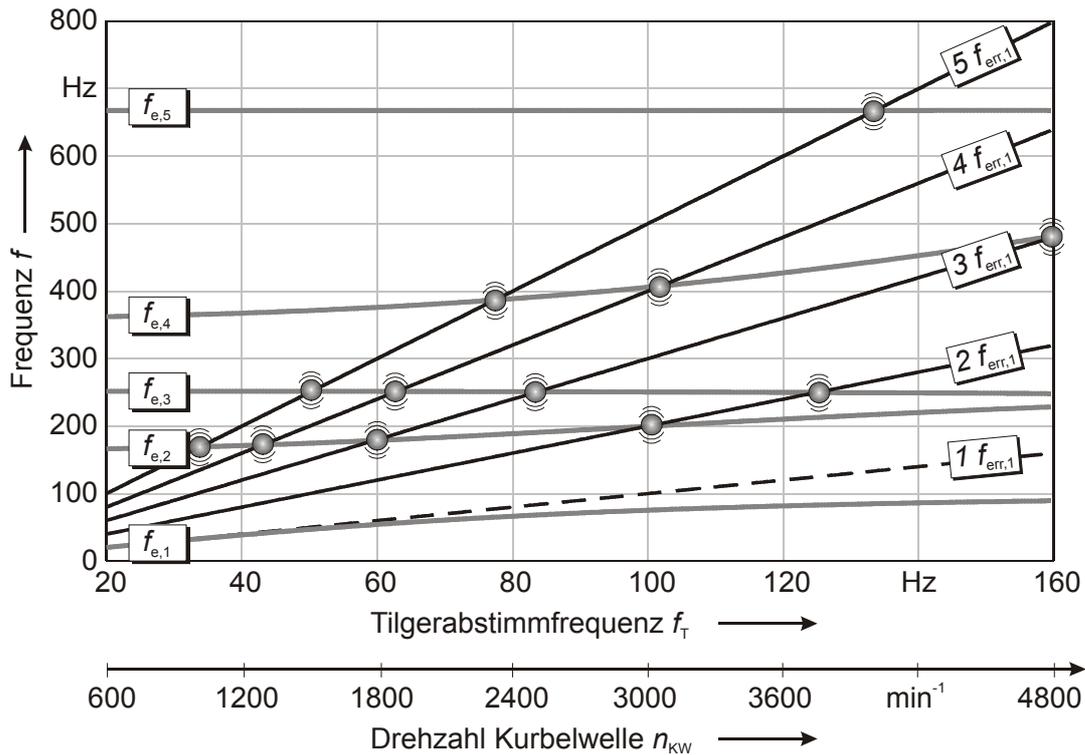


Bild 79: Eigenfrequenzen des Schwingungsmodells mit Tilger als Funktion der Tilgerabstimmfrequenz

In Abhängigkeit von der Tilgerabstimmfrequenz werden auch alle anderen Frequenzen mehr oder weniger stark beeinflusst. Weist die zugehörige Eigenform große Drehwinkel an der Zahnscheibe der Einspritzpumpe auf, so ist die Wirkung des Tilgers entsprechend groß. Dies trifft im relevanten Frequenzbereich auf die zweite und vierte Eigenform zu, die der ersten und dritten Schwingform des Systems ohne Tilger zugeordnet werden können. Hier steigt die Frequenz von 166 auf 249 Hz bzw. von 362 auf 452 Hz.

Bereits anhand der vielen Schnittpunkte der Erregerfrequenzlinien mit den Eigenfrequenzkurven im Resonanzdiagramm in **Bild 79** wird deutlich, dass trotz der Tilgung der ersten Ordnung der Erregermomente an der Einspritzpumpe die anderen harmonischen Anteile der Erregung weiterhin Schwingungen im System anregen.

Wird zunächst nur die periodische Anregung an der Einspritzpumpe berücksichtigt, so ergeben sich die in **Bild 80** in Form von Hüllkurven dargestellten Extremwerte des Kurbelwellenmomentes als Funktion der Drehzahl.

Durch den Einsatz des frequenzvariablen Tilgers kann das erforderliche Antriebsmoment an der Kurbelwelle im gesamten Betriebsdrehzahlbereich deutlich abgesenkt werden. Die höherfrequenten Harmonischen sowie auch der statische Anteil des periodischen Arbeitsmomentes an der Einspritzpumpe erfordern aber weiterhin ein nicht zu vernachlässigendes Drehmoment. Es finden sich weiterhin ausgeprägte Resonanzpunkte, wie zum Beispiel knapp oberhalb einer Drehzahl von 3000 min^{-1} , wo die zweite und vierte Erregerordnung die zweite

und vierte Eigenfrequenz anregen. Eine weitere markante Resonanz beginnt im Bereich der oberen Drehzahlgrenze. Hier kommt es zur Anregung der vierten Eigenform durch die dritte Harmonische der Erregung.

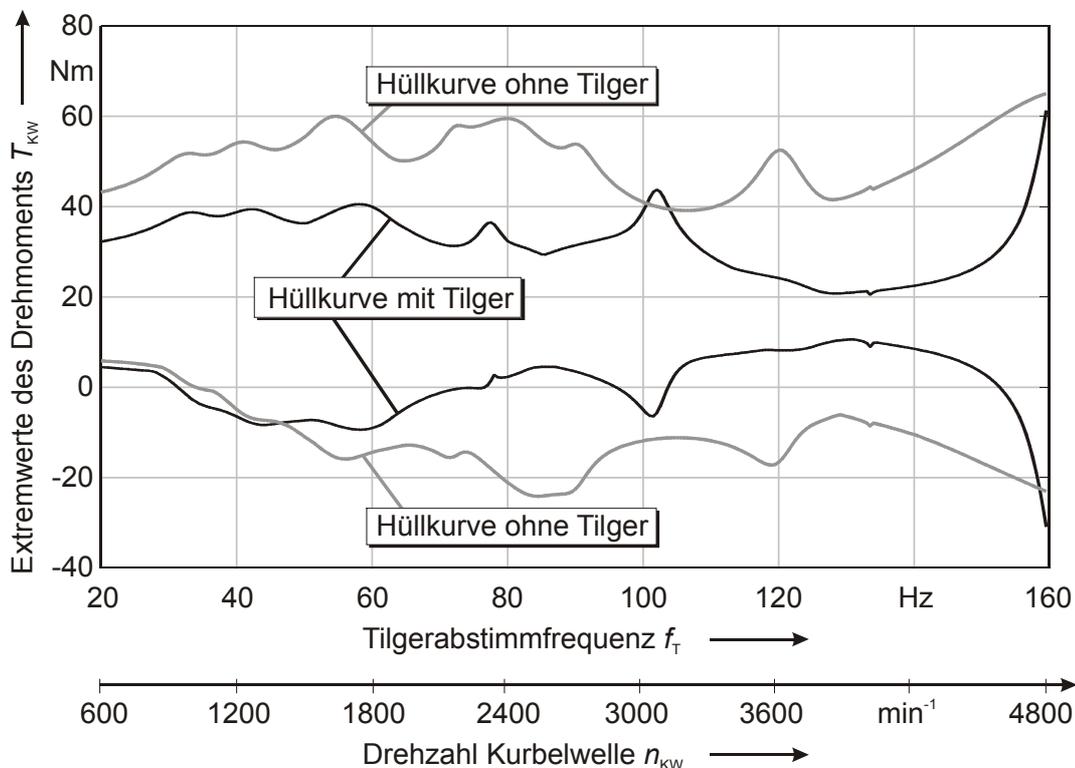


Bild 80: Vergleich der Tilgerwirkung auf das Drehmoment T_{kw} bei alleiniger Anregung durch EP-Moment

In **Bild 81** ist das Berechnungsergebnis für eine Anregung des Systems ausschließlich durch das Arbeitsmoment der Nockenwelle mit und ohne Tilger wiedergegeben. Auch hier führt der Einsatz des Tilgers insgesamt zu einer Absenkung des Drehmomentes an der Kurbelwelle.

Jedoch ist bei etwa 27 Hz eine ausgeprägte Resonanzanregung mit hoher Belastung zu verzeichnen. Dies ist auf eine Anregung der ersten Eigenform durch die erste Harmonische der Erregung zurückzuführen. Während die erste Harmonische des Einspritzpumpenmomentes noch getilgt wurde und es so zu keiner Anregung kommen konnte, ist an dieser Stelle zu erkennen, dass der Tilger nur eine begrenzte „Fernwirkung“ auf das Drehmoment der Nockenwelle bzw. die erste Harmonische dieses Drehmomentes besitzt.

Die in **Bild 82** beispielhaft bei einer Grundfrequenz von $f_{\text{err},1} = 140 \text{ Hz}$ gezeigten Verläufe des Drehmomentes über der Zeit lassen die dominierende Frequenz der Drehmomentenschwankungen gut erkennen. Bei einer Anregung ausschließlich an der Einspritzpumpe ist bei dem System mit Tilger eine Schwingung mit der Grundfrequenz nicht mehr erkennbar, großen Anteil hat hier die Frequenz dritter Ordnung. Dagegen prägt die Grundfrequenz bei einer Anregung an der Nockenwelle trotz einer deutlichen Abnahme weiterhin die

Schwingung. Dies zeigt, dass die erste Harmonische des Nockenwellenmomentes durch den Tilger nicht vollständig kompensiert aber dennoch mit erkennbarer Wirkung reduziert wird.

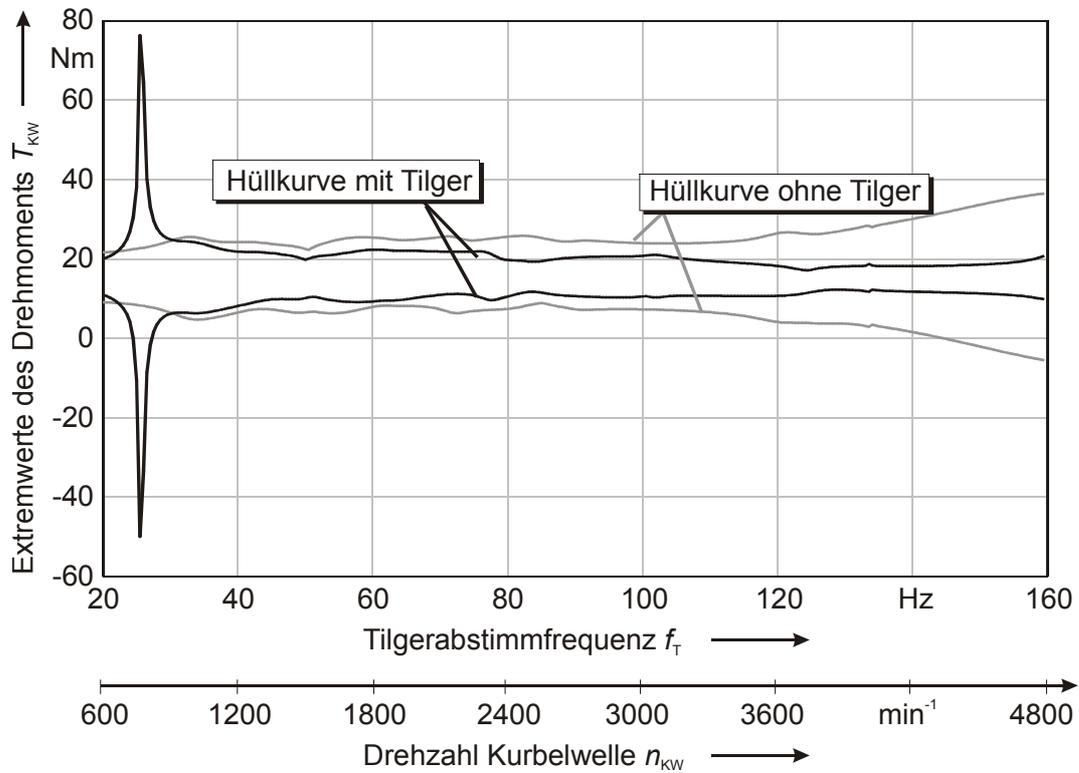


Bild 81: Vergleich der Tilgerwirkung auf das Drehmoment T_{KW} bei alleiniger Anregung durch NW-Moment

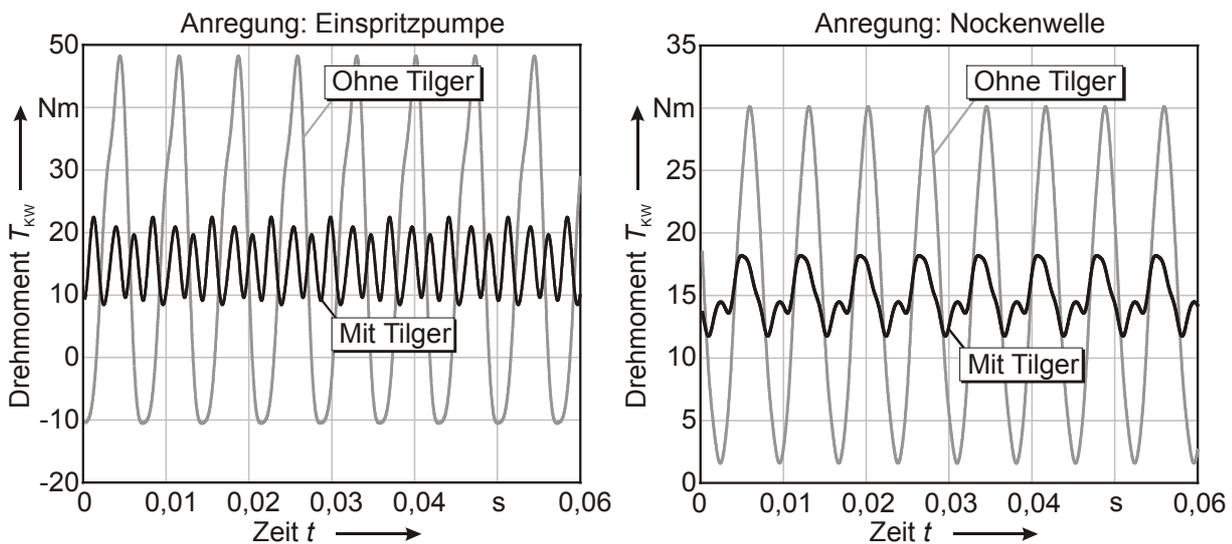


Bild 82: Vergleich der berechneten Drehmomentverläufe in Abhängigkeit vom Anregungsort
($f_T = f_{err,1} = 140$ Hz)

Bild 83 zeigt das Ergebnis bei gleichzeitiger Einwirkung beider Anregungen. Dieses Ergebnis belegt, dass im gesamten Betriebsbereich durch den frequenzvariablen Tilger gemessen an dem erforderlichen Antriebsmoment an der Kurbelwelle eine signifikante Absenkung der Belastung möglich ist. Eine Ausnahme bildet die Resonanzanregung bei etwa 27 Hz.

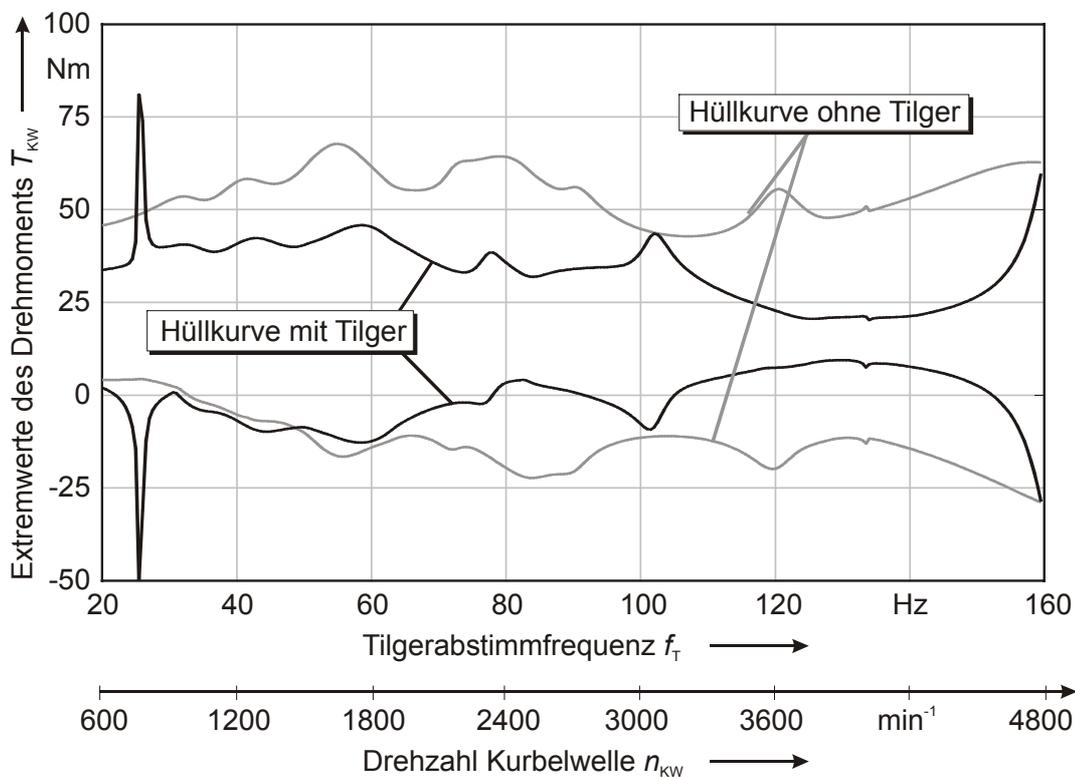


Bild 83: Tilgerwirkung bei gleichzeitiger Anregung an Nockenwelle und Einspritzpumpe

Hinsichtlich der Belastungen des Riementriebes sind auch die Kräfte in den Riementrumen von Interesse. An dieser Stelle sollen die Kräfte im Leer- und Lasttrum der Kurbelwellenscheibe angeführt werden. **Bild 84** und **Bild 85** zeigen die Hüllkurven für die Extremwerte der genannten Trumkräfte, die sich aus den Differenzwinkeln der Drehmassen J_{WR} und J_{KR} (Wasserpumpe – Kurbelwelle) bzw. J_{KR} und J_{NR} (Kurbelwelle – Nockenwelle) multipliziert mit den zugeordneten Steifigkeiten der Trume c_{WK} bzw. c_{KN} ergeben.

Die Trumkräfte zeigen hinsichtlich des qualitativen Verlaufs und der Lage der Resonanzstellen keine wesentlichen Unterschiede zum Drehmoment an der Kurbelwelle. Analog ergibt sich auch hier eine deutliche Abnahme der Belastung.

Die Ergebnisse offenbaren die Grenzen der hier verwendeten Modellvorstellung des Synchronriemens. Die Abbildung der Riementrome als Federelemente mit linearer Kennlinie besitzt neben weiteren Vereinfachungen nur dann Gültigkeit, wenn die Entlastung eines Trums infolge der Schwingungen nicht zum vollständigen Abbau der Vorspannkraft führt. Da ein Riemen nur Zugkräfte übertragen kann, kommt es sonst zu einem sprunghaften, nichtlinearen Verhalten, das in dem hier verwendeten Modell nicht dargestellt werden kann.

In einzelnen Grenzbereichen mit Resonanzanregung liefert die Rechnung praktisch nicht vorhandene negative Trumkräfte. Dennoch können diese Ergebnisse als Hinweis gewertet werden, dass in diesen Punkten extreme Betriebszustände vorherrschen, die nach Möglichkeit vermieden werden müssen.

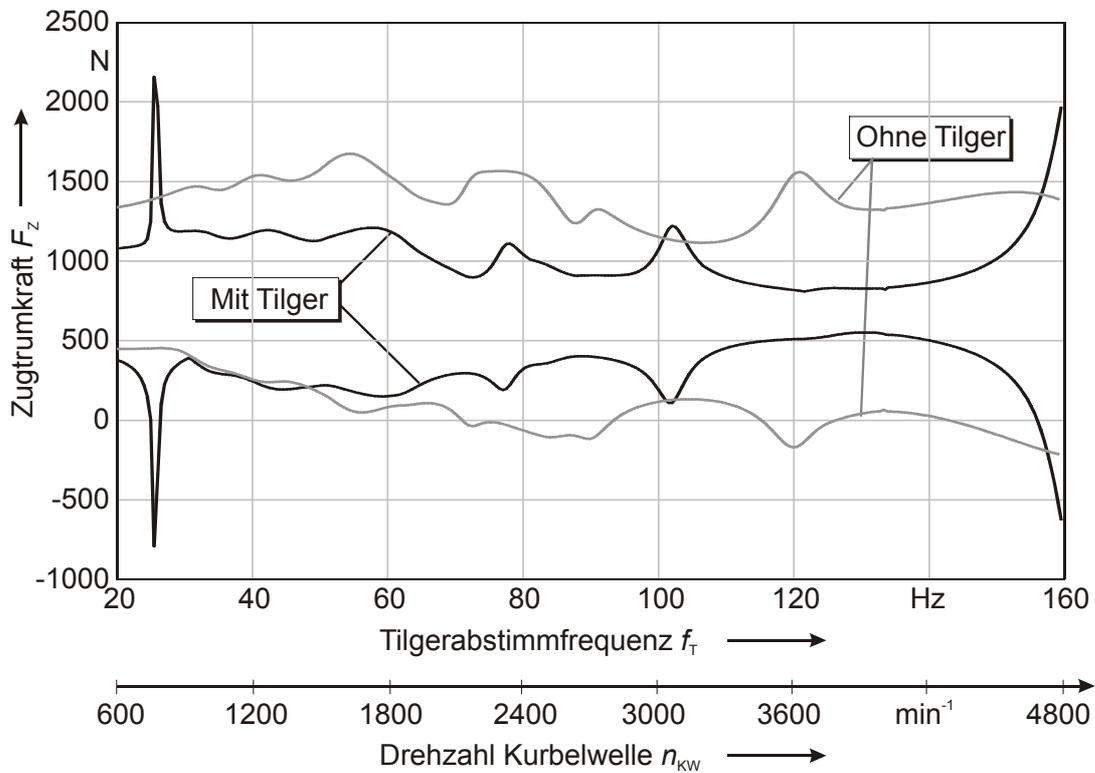


Bild 84: Kraft im Zugtrum mit und ohne Tilger

Der Einsatz des Tilgers verkleinert für die Zugtrumkraft die Bereiche mit derart kritischen Betriebszuständen, in den bereits mehrfach angesprochenen schmalen Resonanzbereichen kommt es aber weiterhin zu hohen Belastungen.

Die Extremwerte der Leertrumkraft werden in etwas geringerem Maße durch den Einsatz des Tilgers beeinflusst. Die Spannweite zwischen minimalen und maximalen Kräften wird zwar im gesamten Drehzahlbereich verringert, die Absenkung ist bei tiefen Drehzahlen bis etwa 2000 min^{-1} aber minimal.

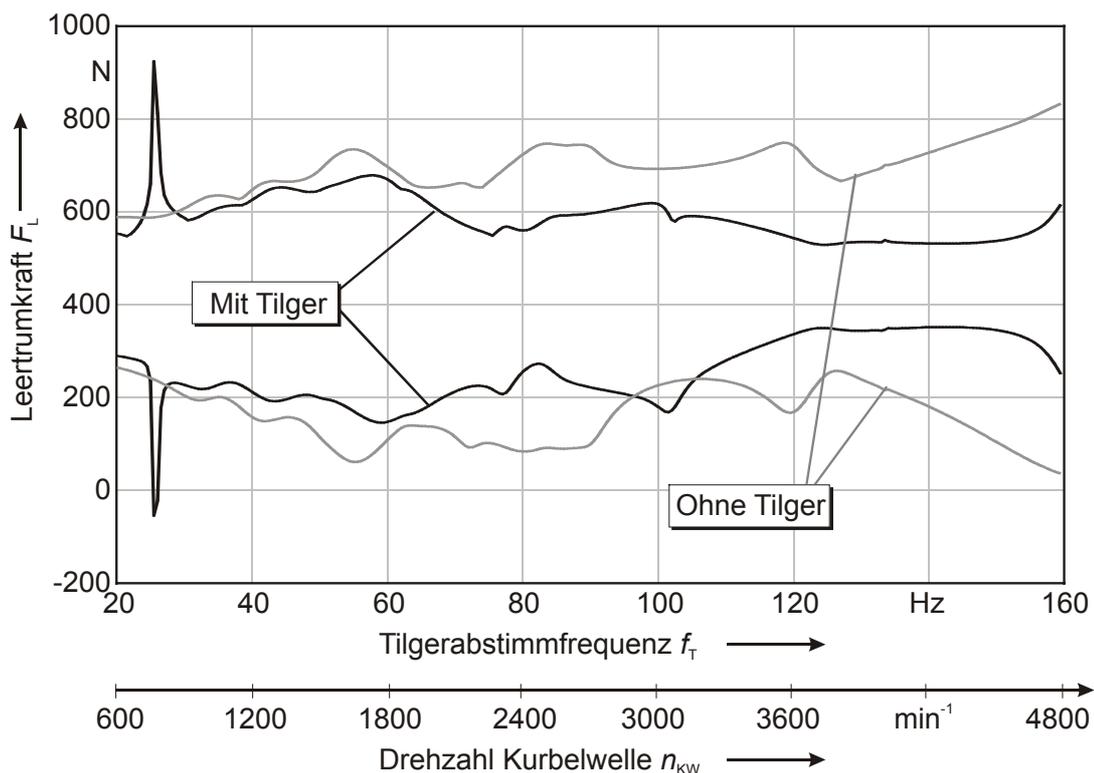


Bild 85: Kraft im Leertrum mit und ohne Tilger

Neben den Belastungen ist der Synchronlauf der Nockenwelle und der Einspritzpumpe relativ zur Kurbelwelle für einen bestmöglichen Ablauf der Gaswechsel-, Einspritz- und Verbrennungsprozesse von großer Bedeutung. In den folgenden Abbildungen sind Berechnungen der Extremwerte der Differenzwinkel zwischen den Zahnscheiben der genannten Wellen aufgeführt (**Bild 86 - Bild 88**). Zur Berücksichtigung der Übersetzungsverhältnisse zwischen den Wellen werden alle Winkel einheitlich in Winkelgraden der Kurbelwelle ($^{\circ}\text{KW}$) angegeben. Dazu werden die berechneten Drehwinkel der Nockenwelle und der Einspritzpumpe mit dem Faktor zwei multipliziert.

Die Spannweiten der auf die Kurbelwelle bezogenen Differenzwinkel von Nockenwelle und Einspritzpumpe werden im Allgemeinen durch den Einsatz des Tilgers verkleinert. Eine Vergrößerung der Differenzwinkel tritt in beiden betrachteten Fällen in der Resonanzstelle bei etwa 27 Hz auf. Zusätzlich wird der Synchronlauf der Einspritzpumpe zur Kurbelwelle relativ stark durch die Resonanz an der oberen Drehzahlgrenze gestört.

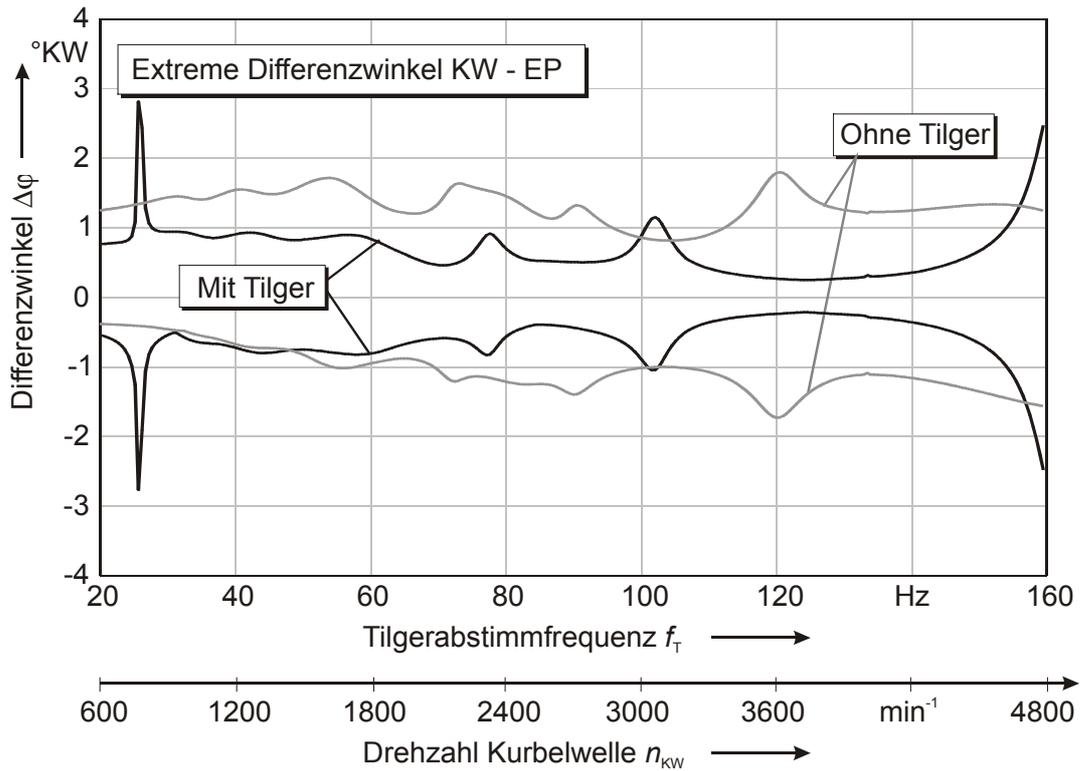


Bild 86: Maximale und minimale Differenzwinkel zwischen Kurbel- und Einspritzpumpenwelle

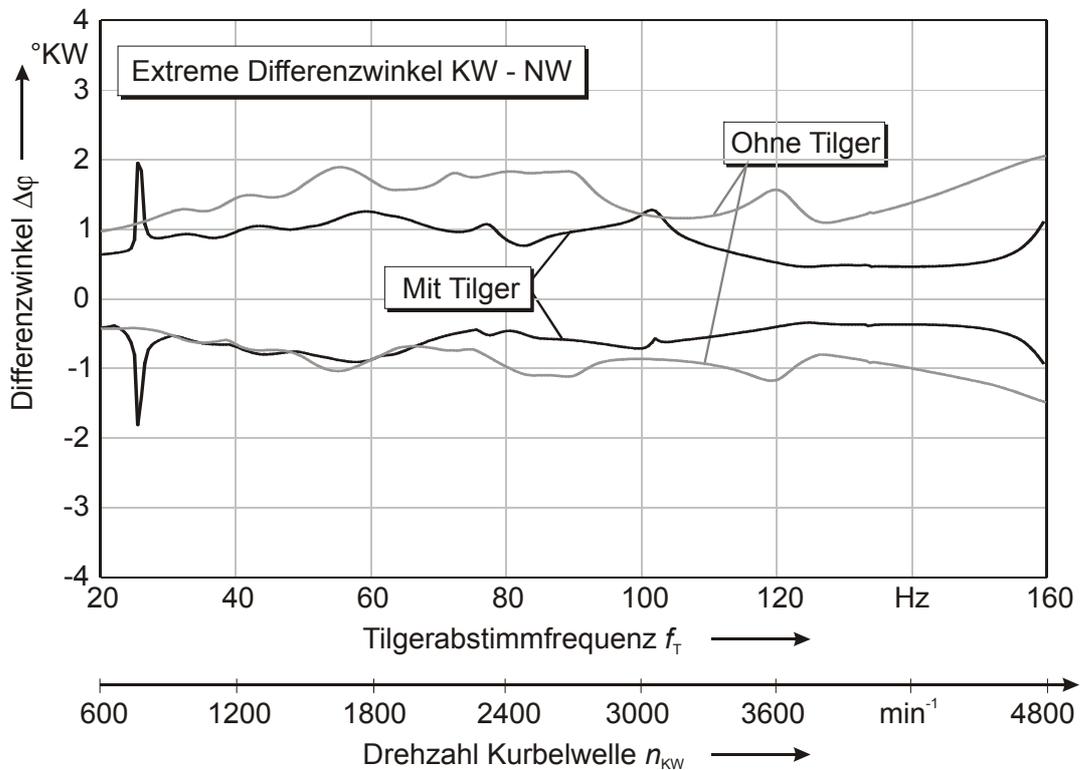


Bild 87: Maximale und minimale Differenzwinkel zwischen Kurbel- und Nockenwelle

Die Anregung des Systems in der vierten Eigenform durch die dritte Ordnung der Erregermomente führt an der Einspritzpumpe zu besonders starken Schwingungen, die die Werte ohne Tilger noch überschreiten. Dies ist auf das vergrößerte Massenträgheitsmoment der Einspritzpumpe durch die Tilgermasse zurückzuführen. Die Überhöhung der Nockenwellenschwingungen relativ zur Kurbelwelle mit Tilger bleiben dagegen unterhalb der Werte des ungetilgten Ausgangssystems. Daher kommt es in diesem Betriebspunkt auch zu großen Differenzwinkeln zwischen der Einspritzpumpe und der Nockenwelle (**Bild 88**).

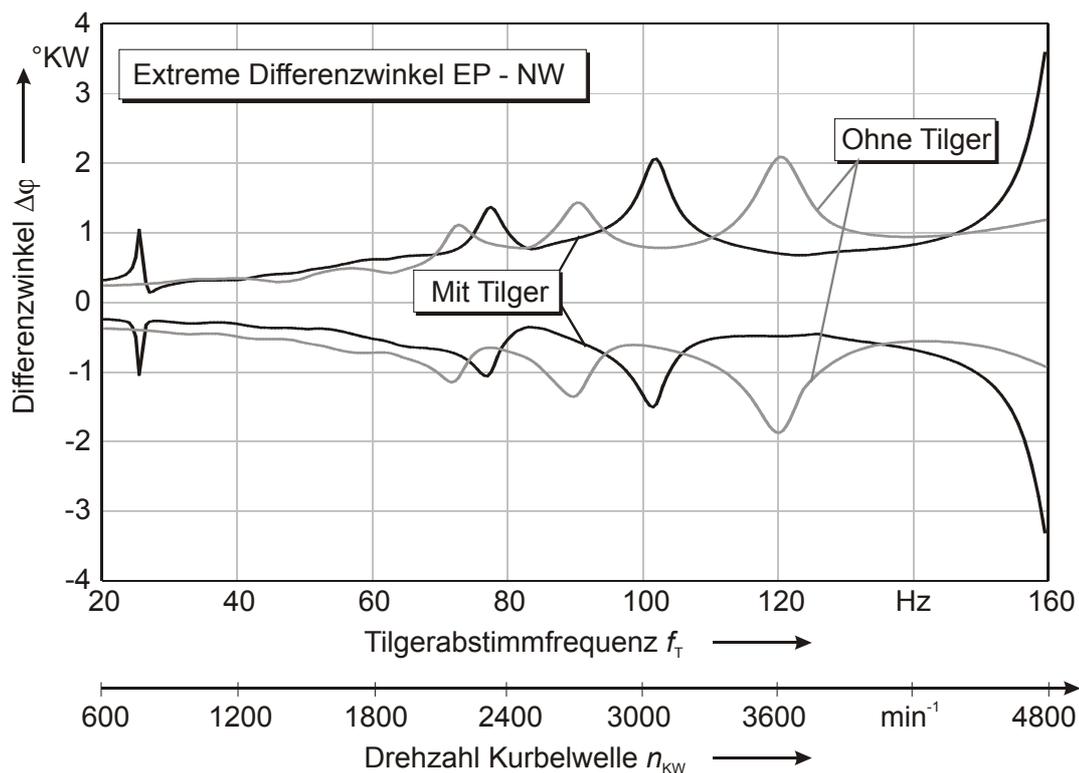


Bild 88: Maximale und minimale Differenzwinkel zwischen Einspritzpumpen- und Nockenwelle

Mit einer Absenkung der Differenzwinkel zwischen Einspritzpumpe und Nockenwelle ist bei einer Tilgerabstimmung auf die erste Ordnung der Erregung aufgrund der vorliegenden Eigenformen auch in den anderen Betriebsbereichen nicht zu rechnen. Denn bei Anregungen mit Frequenzen bis zur ersten Eigenfrequenz schwingen die Einspritzpumpe und die Nockenwelle nahezu gleichphasig ohne hohe Differenzwinkel. Wie in **Bild 88** gezeigt, kommt es lediglich zu einer Verschiebung der Punkte, in denen Resonanzanregung vorliegt.

Zusammenfassend können unter Beachtung der in [34] aufgeführten Aussagen zu mehrläufigen, ungefesselten Schwingerketten und der bisher dargestellten Ergebnisse folgende Punkte festgehalten werden:

- Im Gegensatz zum Zweimassen-Schwinger kann die tiefste Eigenfrequenz des gekoppelten Systems auch oberhalb der Tilgerabstimmfrequenz liegen.

- Der Tilger kompensiert vollständig nur die harmonische Anregung, die an der Masse angreift, an die der Tilger direkt adaptiert wurde. Diese Anregung hat dann auf das übrige System keinen Einfluss mehr.
- Auch für entfernte Anregungsquellen und -punkte besteht eine Tilgerwirkung. Die Tilgungsfrequenzen mit vollständiger Kompensation ergeben sich dann aber aus den Eigenfrequenzen des gesamten Teilsystems, das sich als Zweig an die angeregte Masse anschließt.
- Das Nockenwellenmoment wird dennoch teilweise kompensiert, da auch bei nicht exakter Übereinstimmung zwischen Tilgungsfrequenz und Erregerfrequenz eine Verminderung der Amplitude mit abgeschwächter Wirkung erfolgt.
- Der Restanteil der ersten Harmonischen des Nockenwellenmomentes führt zur Resonanzanregung der durch den Tilger dominierten ersten Eigenfrequenz.

4.4.4 Variation der dynamischen Kennwerte des Tilgers

Die Eigenschaften des frequenzvariablen Tilgers werden durch die drei dynamischen Größen Steifigkeit c_{TE} , Massenträgheit J_{TE} und den Dämpfungskoeffizienten d_{TE} definiert, die unter verschiedenen Zielvorgaben variiert werden können.

Geringfügige Änderungen der Abstimmfrequenz des Tilgers geben Aufschluss über die Wirkung systembedingter FehlAbstimmungen bzw. gezielt eingebrachter Abweichungen der Tilgerfrequenz von der Erregerfrequenz. **Bild 89** zeigt das Drehmoment an der Kurbelwelle bei relativen Änderungen der Abstimmfrequenz von $\pm 10\%$. Die Veränderungen der Frequenz wurden durch Anpassung der Steifigkeit der Tilgerfeder bei konstantem Massenträgheitsmoment (10 gm^2) erreicht.

Beträgt die Tilgerfrequenz nur 90 % der Erregergrundfrequenz, so kann die Resonanzüberhöhung bei 27 Hz vollständig vermieden werden. Insgesamt steigt das Drehmoment im Vergleich zum exakt abgestimmten Tilger an, bleibt aber unter den Werten des ungetilgten Systems.

Die Anhebung der Tilgerfrequenz führt zu einer Verlagerung und Aufweitung der Resonanz von 27 Hz auf etwa 55 Hz mit deutlich größeren Extremwerten des Drehmomentes. Oberhalb dieser Resonanz ergibt sich aber ein sehr günstiges Verhalten. Insbesondere die Resonanz an der oberen Drehzahlgrenze kommt hier nicht mehr zum tragen.

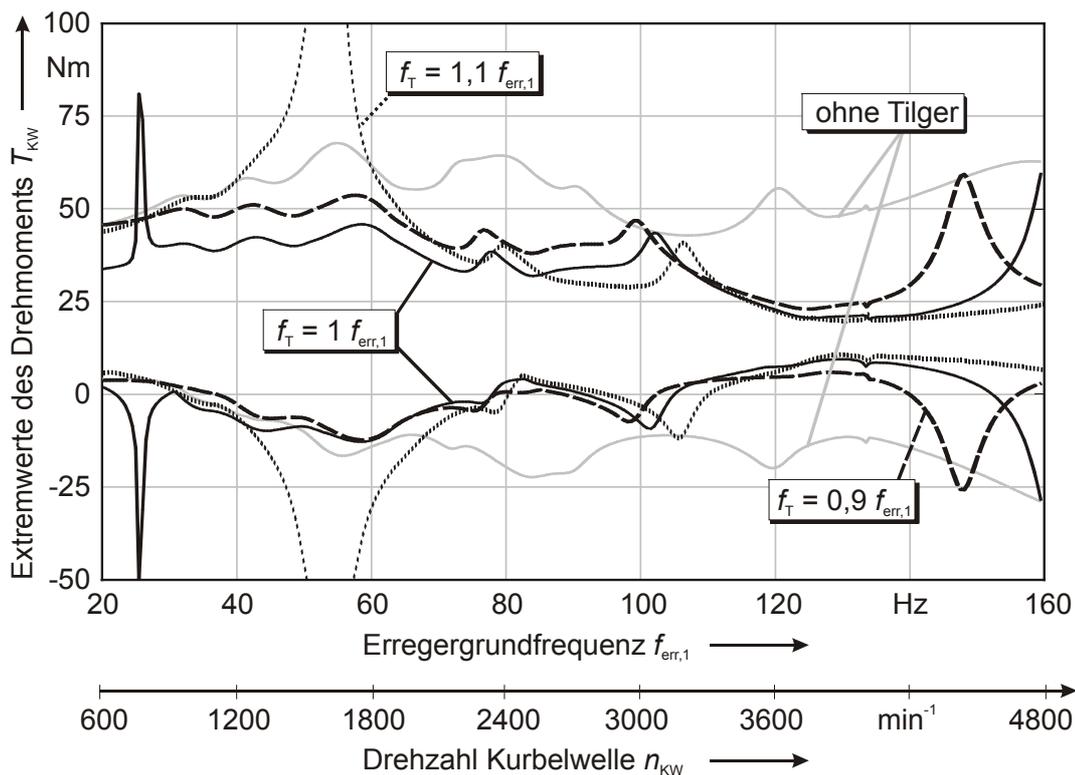


Bild 89: Drehmoment an der Kurbelwelle bei Variation der Abstimmfrequenz f_T

Neben diesen geringfügigen Anpassungen kann die Tilgerfrequenz auch im Rahmen von ganzzahligen Vielfachen der Erregergrundfrequenz variiert werden, um eine Abstimmung auf eine andere Ordnung der Erregung zu erreichen. **Bild 90** gibt die Ergebnisse der Berechnung für die Abstimmung auf die zweite Ordnung der Erregerfrequenz wieder. Die Verdopplung der Tilgerfrequenz wird in einem Fall durch Vervierfachung der Steifigkeit und in dem anderen Fall durch eine Absenkung des Massenträgheitsmomentes auf ein Viertel des Ausgangswertes erreicht, was zu deutlichen Unterschieden führt.

Allgemein kann zunächst festgehalten werden, dass eine Abstimmung auf die zweite Ordnung der Erregerfrequenz aufgrund einer ausgedehnten Resonanzstelle mit sehr hohen Extremwerten und großen Spannweiten des Drehmomentes in beiden Fällen nicht sinnvoll erscheint. Die Resonanzstelle verlagert sich von etwa 90 Hz bei einem Trägheitsmoment von $J_{TE} = 10 \text{ gm}^2$ hin zu einer Frequenz von etwa 130 Hz bei $J_{TE} = 2,5 \text{ gm}^2$.

Wie das Resonanzschaubild für ein Massenträgheitsmoment von $J_{TE} = 10 \text{ gm}^2$ in **Bild 91** erkennen lässt, handelt es sich bei der Resonanzstelle um die Erregung der ersten Eigenform durch die erste Ordnung der Harmonischen. Das Trägheitsmoment der Tilgermasse bestimmt den Abstand der ersten Eigenfrequenz von der Tilgerabstimmfrequenz. Je kleiner das Trägheitsmoment wird, desto geringer wird der Abstand. Die Kurve der ersten Eigenfrequenz verläuft im Resonanzschaubild entsprechend steiler, so dass eine Resonanzanregung durch die erste Ordnung bei höheren Drehzahlen stattfindet.

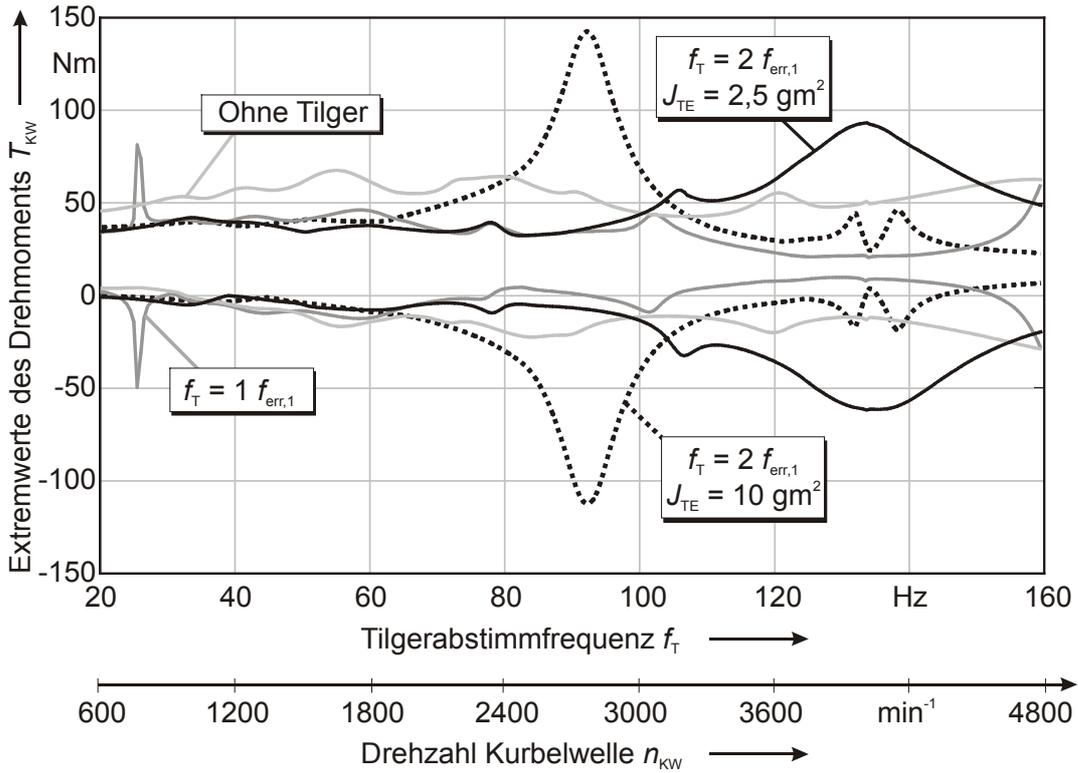


Bild 90: Vergleich zwischen der Tilgerabstimmung auf die erste und zweite Ordnung der Erregung

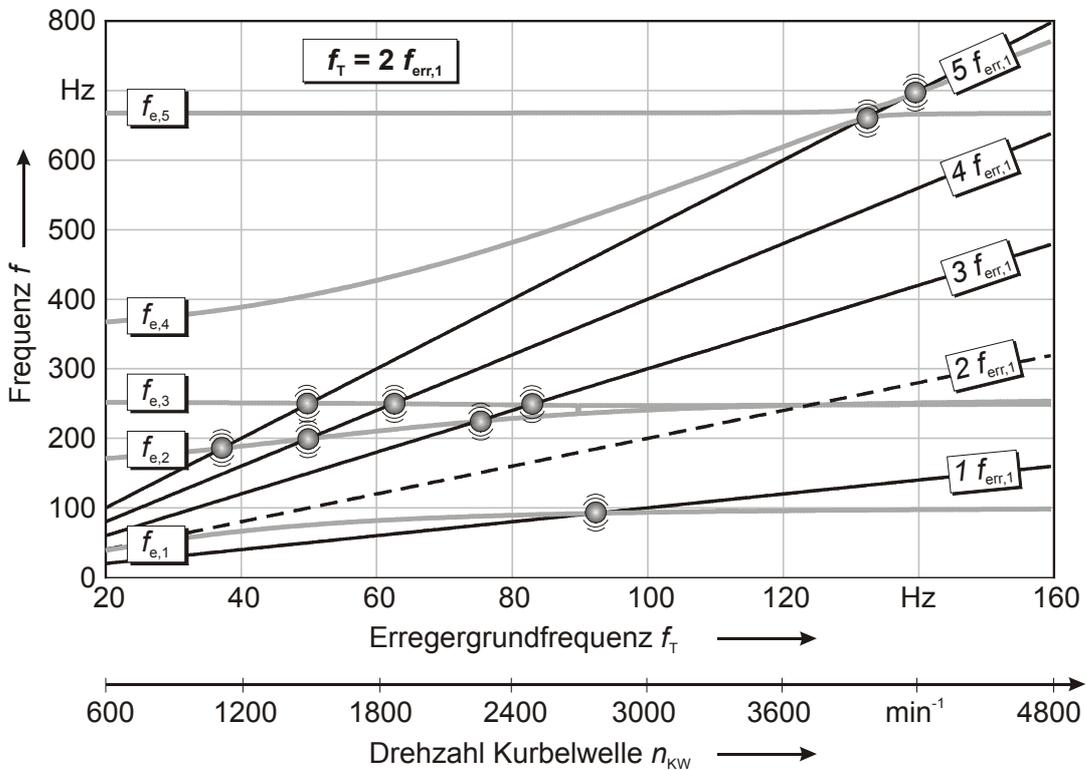


Bild 91: Resonanzschaubild bei Abstimmung auf die zweite Ordnung der Erregung ($J_{TE} = 10 \text{ gm}^2$)

Eine Variation des Massenträgheitsmomentes der Tilgermasse bei Abstimmung auf die erste Ordnung der Erregung zeigt auf den ersten Blick gegenüber den zuvor vorgestellten Drehmomentverläufen entgegengesetzte Abhängigkeiten (**Bild 92**). Die Resonanzstellen um die Grundfrequenz von etwa 100 Hz werden mit steigendem Massenträgheitsmoment zu höheren Drehzahlen hin verlagert, die Überhöhungen im oberen Grenzdrehzahlbereich werden bei ausreichend hoher Massenträgheit vollständig aus dem Betriebsdrehzahlbereich verlagert.

Wie **Bild 93** verdeutlicht, handelt es sich hier um Resonanzanregungen der Eigenformen höherer Ordnung. Während der Verlauf der ersten Eigenfrequenz über der Tilgerabstimmfrequenz einen degressiven Verlauf aufweist, dessen Steigung mit der Höhe der Massenträgheit abnimmt, zeigen die zweite und vierte Eigenform, die ebenfalls stark von den Kenngrößen des Tilgers abhängen, einen progressiven Verlauf. Die Steigung dieser Kurven nimmt mit der Höhe der Massenträgheit zu. Dadurch verschiebt sich der Schnittpunkt der zweiten Harmonischen mit der zweiten Eigenfrequenzkurve zu höheren Drehzahlen. Die dritte Harmonische besitzt für den berechneten Fall mit $J_{TE} = 15 \text{ gm}^2$ im relevanten Frequenzbereich mit der vierten Eigenfrequenzkurve keinen Schnittpunkt mehr.

Während also bei einer Abstimmung des Tilgers auf die zweite Ordnung der Erregung eine geringe Massenträgheit von Vorteil ist, kann bei einer Abstimmung auf die erste Ordnung die bereits für den Zweimassenschwinger gefundene gegenteilige Aussage bestätigt werden.

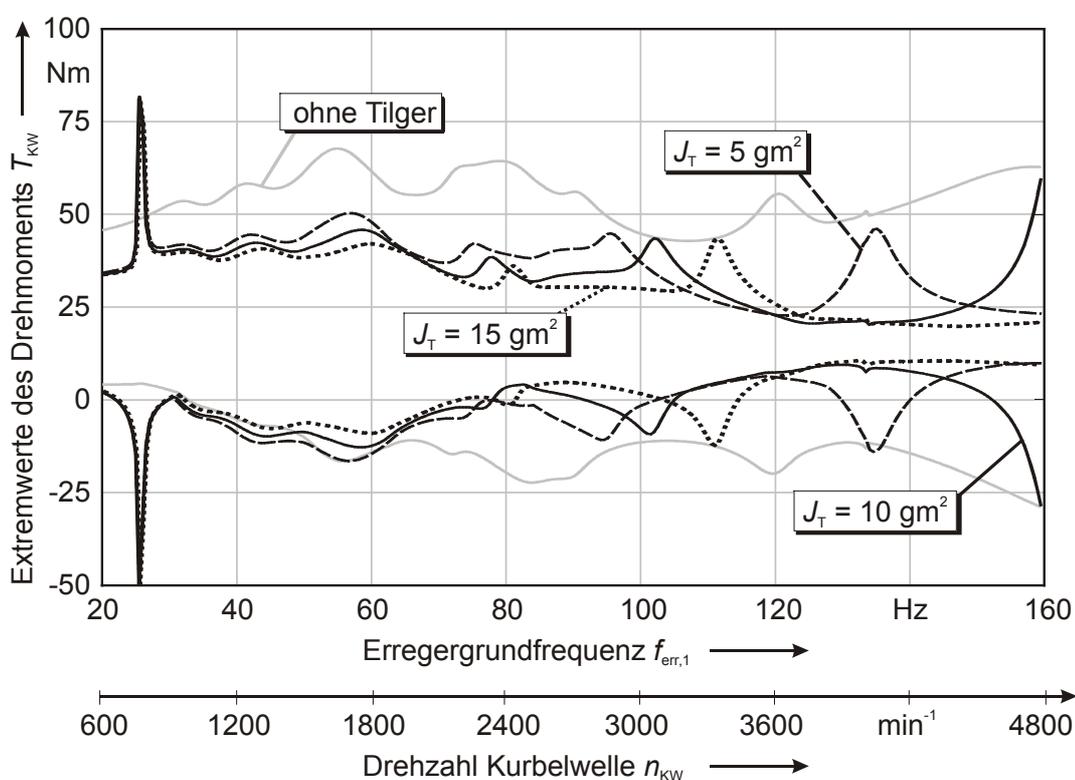


Bild 92: Drehmoment an der Kurbelwelle bei Variation des Massenträgheitsmoments der Tilgermasse

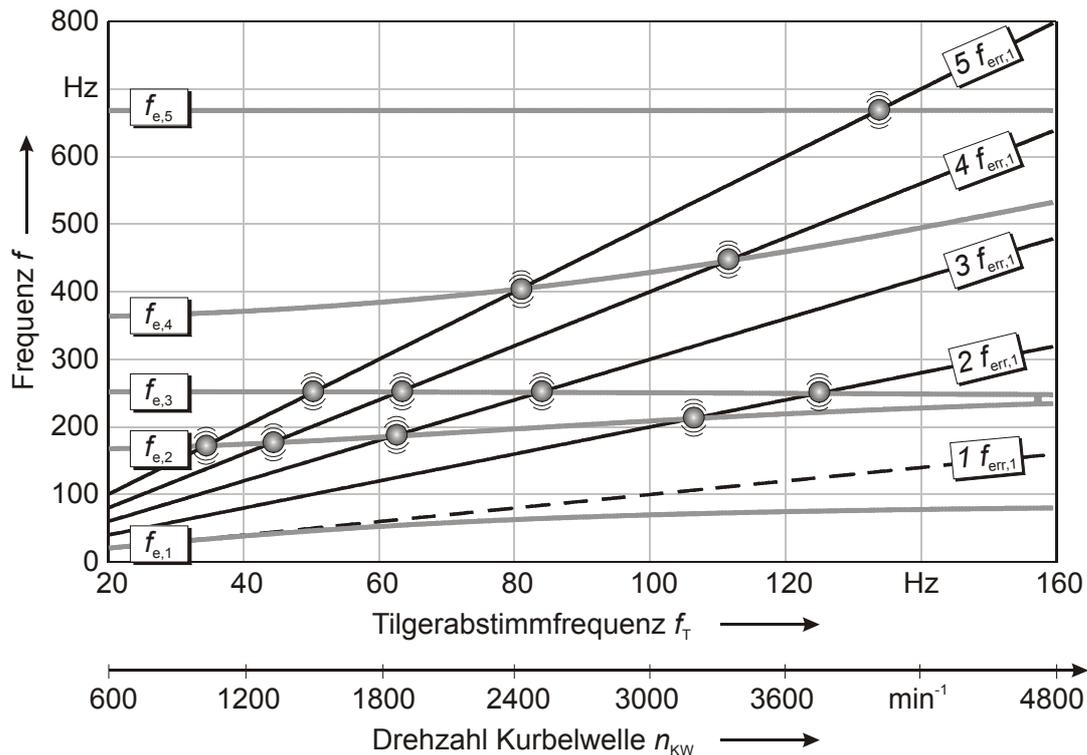


Bild 93: Resonanzschaubild bei erhöhtem Massenträgheitsmoment des Tilgers ($J_{TE} = 15 \text{ gm}^2$)

Alle bisher vorgestellten Berechnungen wurden mit einem ungedämpften Tilger durchgeführt. Während die Berechnungen am harmonisch erregten Zweimassensystem ergaben, dass eine Bedämpfung des Tilgers durch die Verringerung des Tilgungseffektes ausschließlich nachteilig ist, ergibt sich beim ungefesselten Mehrmassenschwinger mit periodischer Erregung an verschiedenen Anregungspunkten eine andere Aussage. Wie **Bild 94** zeigt, kann bereits eine geringfügige Dämpfung des Tilgers zur Auslöschung der besonders störenden Resonanz bei 27 Hz führen. Auch die Überhöhungen in den übrigen Frequenzpunkten werden bereits leicht verringert. Lediglich im unteren Drehzahlbereich liegt das Drehmoment über den Werten mit ungedämpften Tilger, aber weiterhin unterhalb der Werte, die mit dem ungetilgten System erreicht werden.

Eine deutlich stärkere Dämpfung des Tilgers vergrößert zwar den Bereich mit schlechterer Wirkung im Vergleich zum ungedämpften System, gerade im mittleren und oberen Drehzahlbereich sind aber durch die hohe Dämpfung erhebliche Verbesserungen zu erzielen. Die Berechnung der modalen Dämpfungsgrade in Abhängigkeit von der Abstimmfrequenz für die zwei gewählten Dämpfungskoeffizienten veranschaulicht die Zusammenhänge (**Bild 95**). Der für die Resonanz bei 27 Hz und die Tilgerwirkung wichtige Dämpfungsgrad D_1 der ersten Eigenform zeigt eine starke Frequenzabhängigkeit. Für kleine Abstimmfrequenzen ist er sehr groß, so dass sowohl die Überhöhungen als auch die Tilgerwirkung stark gemindert werden. Mit steigender Frequenz fällt der Wert sehr schnell ab und seine negative Wirkung auf den Tilgungseffekt geht zurück.

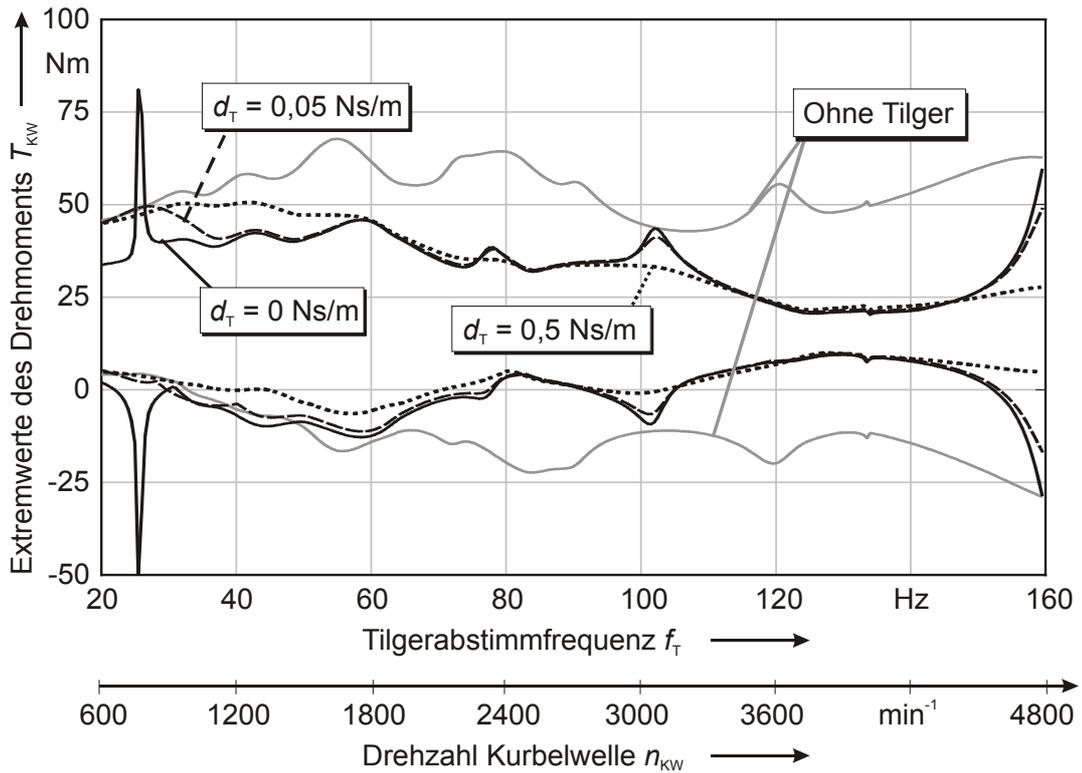


Bild 94: Einfluss der Tilgerdämpfung auf das Drehmoment an der Kurbelwelle

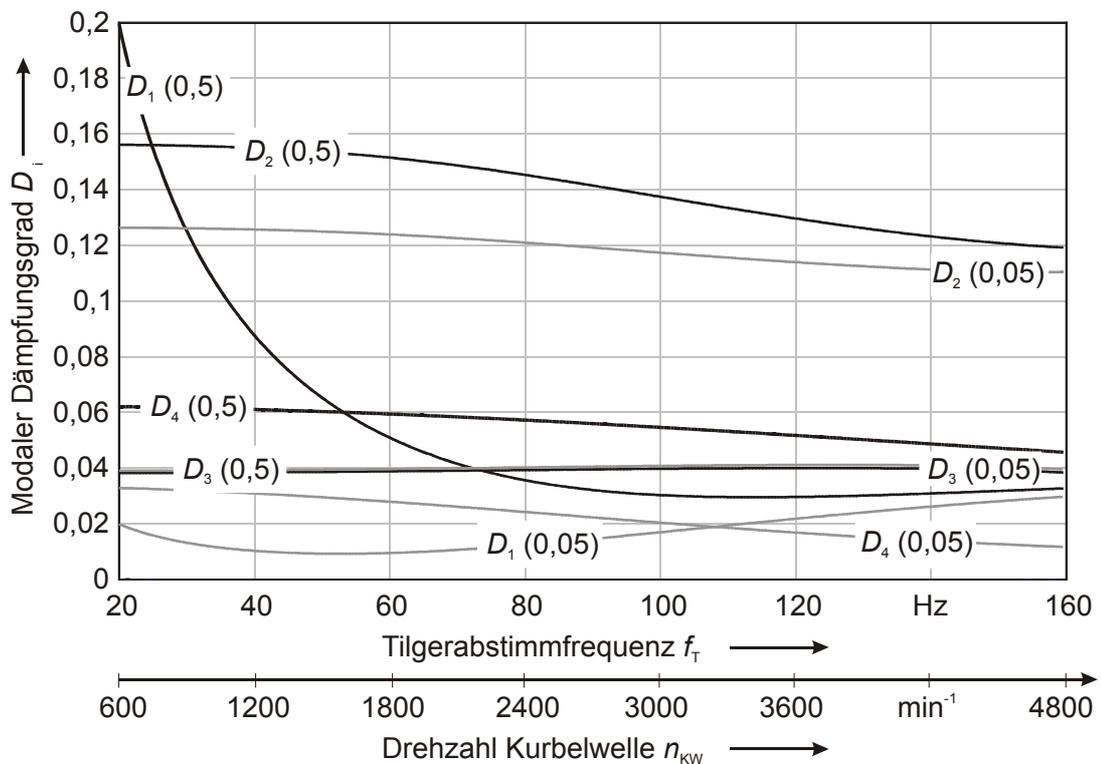


Bild 95: Modaler Dämpfungsgrad in Abhängigkeit von der Tilgerfrequenz und der -dämpfung

Durch die Tilgerdämpfung erhöht sich auch der modale Dämpfungsgrad D_4 der vierten Eigenform, der aber eine wesentlich geringe Abhängigkeit von der Abstimmfrequenz aufweist. Die Anhebung von D_4 führt zu einer Absenkung der Drehmomentwerte bei Anregung der vierten Eigenform durch die dritte Ordnung der Erregung an der oberen Drehzahlgrenze.

4.4.5 Tilgervariante mit vorteilhaften Kennwerten

Die vorangegangene Variation der einzelnen Kennwerte des Tilgers offenbart weiteres Optimierungspotenzial durch Kombination verschiedener Parameter. Das System weist mit dem ungedämpften Schwingungstilger in der Ausgangskonfiguration zwei Bereiche auf, die im Hinblick auf die dynamische Belastung weiter verbessert werden können. Dies sind die zwei Resonanzanregungen im unteren und oberen Drehzahlbereich.

Die Anforderungen des Leichtbaus und eine Beschränkung des Bauraums stehen der Verwendung einer großen Tilgermasse entgegen, die, wie in **Bild 92** gezeigt, zu sehr günstigen Belastungsverhältnissen im oberen Drehzahlbereich führt. Da aber auch eine Absenkung des Massenträgheitsmomentes auf 5 gm^2 in diesem Frequenzbereich sowohl hinsichtlich der Spitzenbelastung, als auch des Gewichts vorteilhaft gegenüber dem bisherigen Wert von 10 gm^2 ist, wird diese Größe gewählt. Die in Abschnitt 3.3.1 und 3.3.2 dokumentierten Überlegungen zur konstruktiven Auslegung des Tilgers zeigen, dass eine Tilgermasse dieser Größe durchaus realisierbar ist.

Die Berücksichtigung der Dämpfung des Tilgers im Modell zeigt, dass bereits kleine Dämpfungen die Extremwerte der Belastung in der unteren Resonanz begrenzen. Um auch eine Begrenzung in der hohen Resonanz zu erreichen, muss die Dämpfung weiter erhöht werden. **Bild 96** belegt, dass mit den genannten Kennwerten ein durchgängig günstiger Belastungsverlauf erzielt werden kann, der gegenüber dem ungedämpften Tilger mit doppelt so großer Tilgermasse nur unwesentliche Unterschiede aufweist.

Durch die Einbringung der Dämpfung wird auch der Synchronlauf zwischen Nockenwelle und Einspritzpumpe wesentlich verbessert (**Bild 97**), der bei Einsatz des ungedämpften Tilgers im oberen Grenzdrehzahlbereich gegenüber dem ungetilgten Hauptsystem größere Abweichungen aufweist.

Dämpfung ist immer mit mechanischen Leistungsverlusten verbunden, die letztendlich eine Umwandlung in Wärmeenergie zur Folge hat. In **Bild 97** ist parallel zum Differenzwinkel die über eine Periode der Grundschwingung gemittelte Dämpfungsleistung des Tilgers aufgetragen. Die Dämpfungsleistung steigt in Resonanzbereichen an und erreicht bei etwa 135 Hz einen Maximalwert von ca. 70 Watt. Diese Leistung muss dem System entzogen werden, um die Schwingungsamplituden effektiv zu begrenzen.

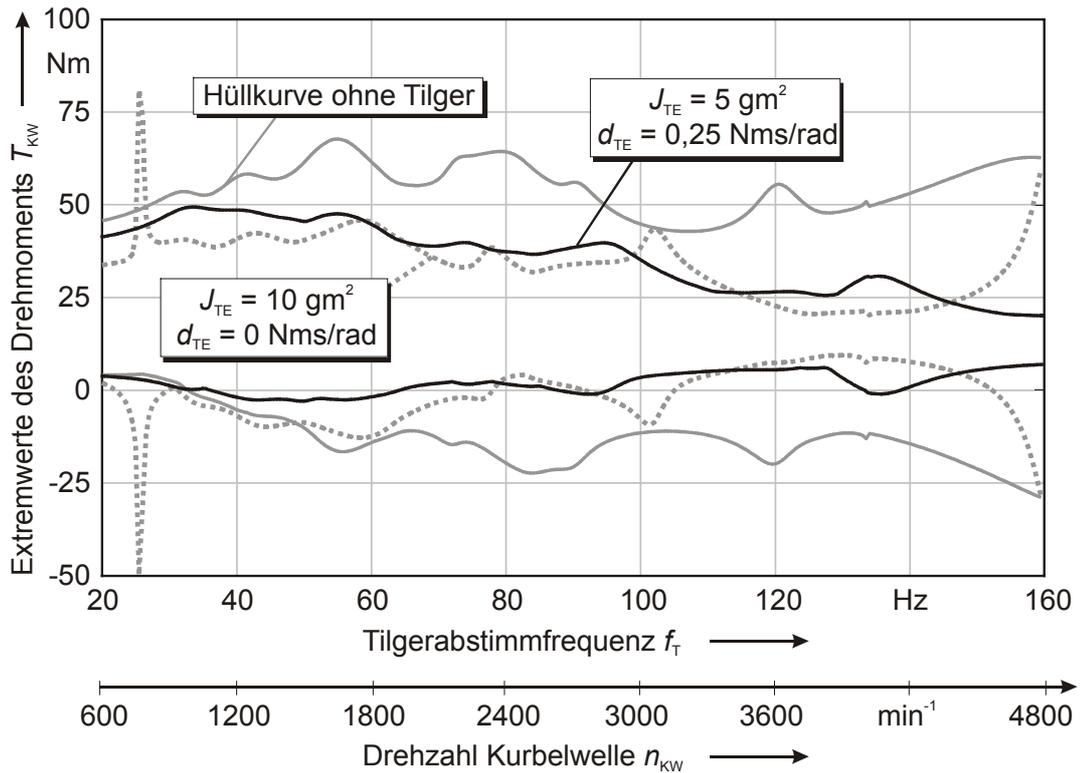


Bild 96: Kurbelwellenmoment bei Einsatz eines Tilgers mit vorteilhafter Kennwertekombination

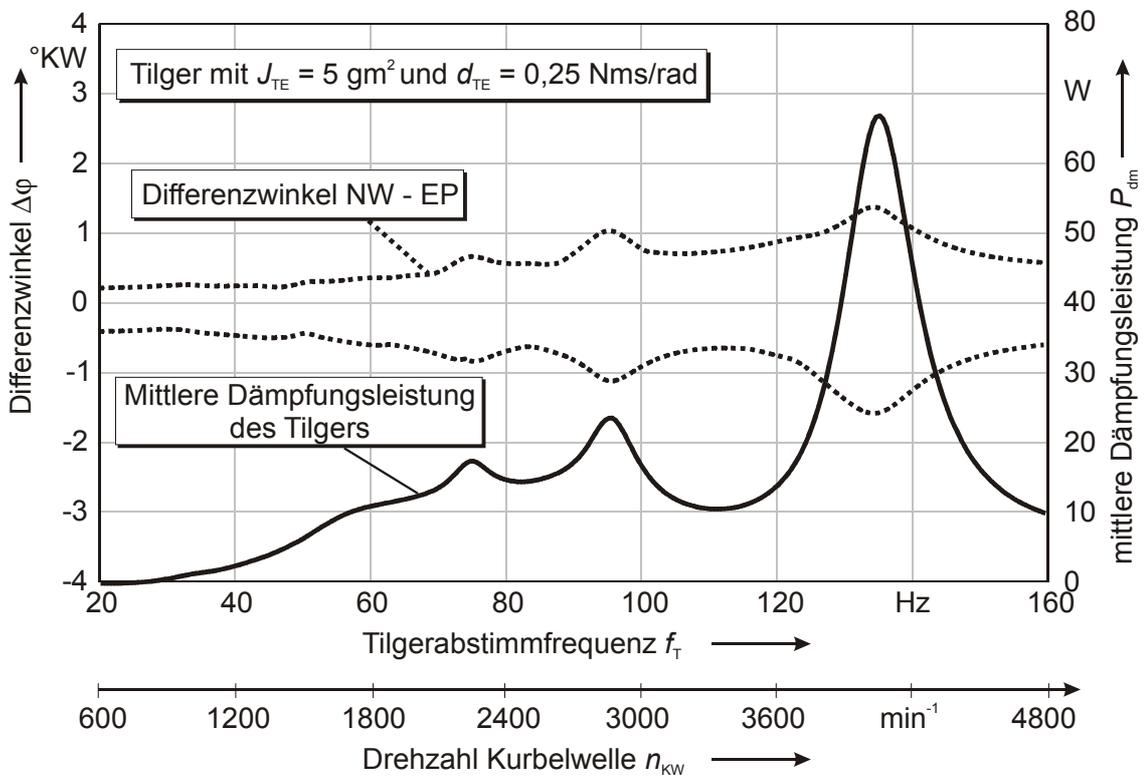


Bild 97: Differenzwinkel zwischen Einspritzpumpe und Nockenwelle sowie mittlere Dämpfungsleistung des Tilgers

4.4.6 Wechselwirkung mit dem Kurbelwellen-Schwingungsdämpfer

Das untersuchte Triebwerk ist serienmäßig mit einem Schwingungsdämpfer ausgestattet, der an der Zahnscheibe der Kurbelwelle angebracht ist. Die Feder wird durch eine Elastomerspur gebildet, die zwischen Primär- und Tilgermasse angeordnet ist und beide Bauteile elastisch verbindet. Der Schwingungsdämpfer ist im vorliegenden Fall auf eine Frequenz $f_{TK} = 360$ Hz abgestimmt.

Die Berechnung des Kurbelwellenmomentes unter Berücksichtigung beider Zusatzbauteile zeigt, dass eine gegenseitige Beeinflussung ausgeschlossen werden kann, **Bild 98**. Es ergibt sich durch die Erweiterung um einen Freiheitsgrad eine weitere Eigenfrequenz, die durch die Schwingungen des Dämpfers dominiert wird. Wird die Dämpfung des Schwingungsdämpfers zu Null gesetzt, ergeben sich in den Resonanzpunkten große Extremwerte. Da es sich aber um einen Elastomerdämpfer handelt, kann von einer relativ hohen Dämpfung ausgegangen werden. Bei Rechnung mit einem Dämpfungsgrad von $D_{TK} = 0,2$ treten keine Überhöhungen mehr auf, der Verlauf ist nahezu deckungsgleich mit dem hier nicht dargestellten Ergebnis ohne den Schwingungsdämpfer.

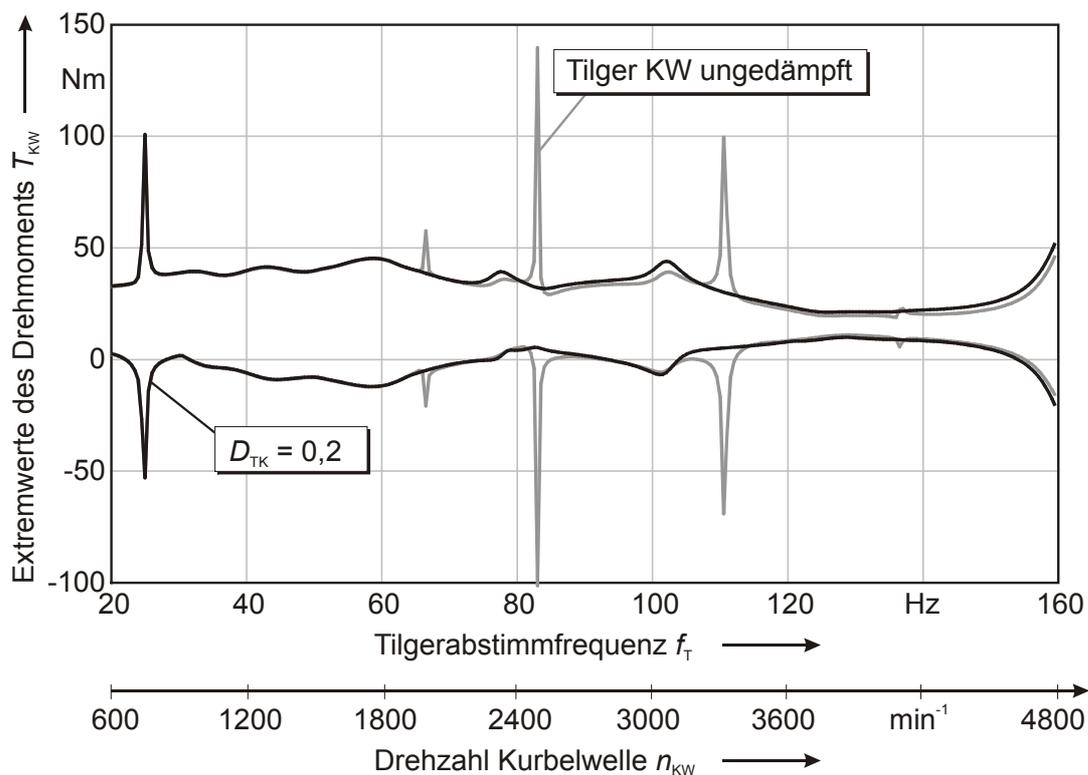


Bild 98: Wechselwirkung zwischen dem Tilger (EP) und einem Schwingungsdämpfer (KW)

4.4.7 Vergleich mit alternativen Bauteilen zur Schwingungsminderung

Neben dem Einsatz von Tilgern und Schwingungsdämpfern finden weitere Bauteile zur Schwingungsminderung Anwendung. An dieser Stelle sollen zwei ausgewählte Alternativen vergleichend mit dem frequenzvariablen Tilger betrachtet werden, die bei den in [20] dokumentierten Schwingungsuntersuchungen an einem Synchronriementrieb analysiert bzw. entwickelt wurden:

- Die starre Schwungmasse und
- der Impulsabsorber.

Die starre Schwungmasse stellt eine einfache Möglichkeit mit niedrigem konstruktivem Aufwand zur Verringerung der aus Schwingungen resultierenden Belastungen und Synchronlaufabweichungen dar. Sie kann direkt an der Einspritzpumpenwelle befestigt werden und dient als Energiespeicher. Durch Speicherung von kinetischer Energie in Phasen mit geringem Drehmomentbedarf und Abgabe von kinetischer Energie in Phasen mit erhöhtem Drehmomentbedarf trägt ein Schwungrad zur Verringerung der Schwankungen der Winkelgeschwindigkeit bei [57].

Der Einsatz einer Schwungmasse wird im Modell durch Erhöhung des Massenträgheitsmomentes der Zahnscheibe der Einspritzpumpe J_{EZ} abgebildet, so dass sich an der Struktur des Ausgangsmodells mit 18 Freiheitsgraden nichts ändert. Das Massenträgheitsmoment der Schwungmasse wird mit J_{EZ+} angegeben.

Durch die Vergrößerung der Trägheit kommt es zum einen zu einer Absenkung insbesondere der Eigenfrequenzen, bei denen die Zahnscheibe der Einspritzpumpe große Drehwinkel aufweist. Zum anderen können aufgrund der größeren Trägheitskräfte höhere Drehmomentbelastungen auftreten.

Die Darstellung des Kurbelwellenmomentes in **Bild 99** zeigt, dass außerhalb der Resonanzbereiche mit der Schwungmasse teilweise eine Absenkung der Belastung erreicht werden kann, die annähernd der Wirkung des Tilgers entspricht. Bei Resonanzanregungen muss aber mit einer Erhöhung der Belastung auch im Vergleich zum ungetilgten Hauptsystem gerechnet werden. Da die Vergrößerung in den Resonanzpunkten stark von der Dämpfung des Gesamtsystems abhängt, kann eine Bewertung der erhöhten Schwungmasse bei Berücksichtigung weiterer Dämpfungselemente im Modell auch positiver ausfallen.

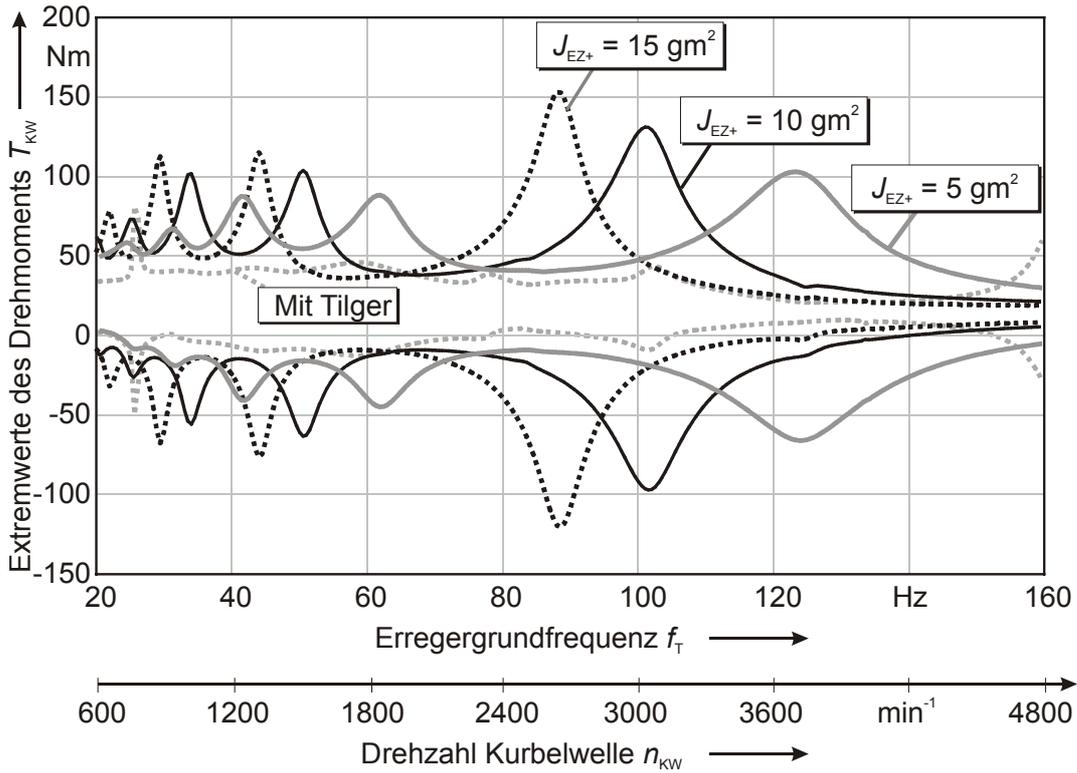


Bild 99: Einsatz einer starren Schwungmasse an der Einspritzpumpe

Wie die Ergebnisse in [20] belegen, stellt der Impulsabsorber ein weiteres effektives Bauteil zur Schwingungsminderung dar. **Bild 100** zeigt die Abbildung dieses gegenüber der einfachen Schwungmasse etwas aufwendigeren Maschinenelements im Schwingungsmodell.

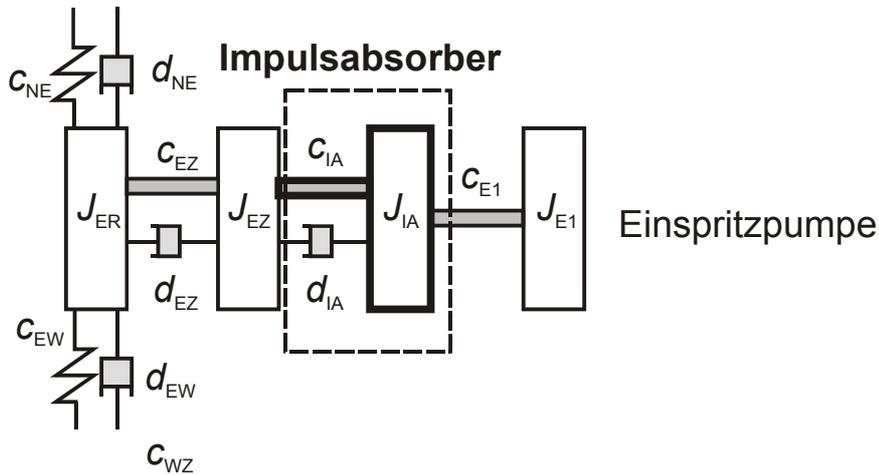


Bild 100: Abbildung des Impulsabsorbers im Modell

Ein Feder-element mit geringer Steifigkeit (c_{IA}) sorgt für eine elastische Entkopplung der Einspritzpumpenwelle von der Zahnscheibe und damit vom gesamten übrigen Trieb. Da prinzipbedingt eine Bedämpfung des Bauteils erforderlich ist und die Feder des realen Bauteils aus dämpfungsbehafteten Gummielementen besteht, wird im Modell entsprechend

ein Dämpferelement parallel zur Feder eingebunden. Die Pumpenwelle wird zusätzlich mit einer Schwungmasse (J_{IA}) versehen, die nun entgegen der oben genannten Lösung einer starr angekoppelten Schwungscheibe aufgrund der Entkopplung stärkere Schwingungen ausführen kann und so eine höhere Wirksamkeit besitzt.

Bild 101 zeigt vergleichend Verläufe des Drehmomentes an der Kurbelwelle für den Tilger und den Impulsabsorber sowie das Ausgangssystem ohne Zusatzbauteile. Das Massenträgheitsmoment entspricht dem in [20] empfohlenen Wert. Da in der genannten Arbeit Dämpfungen nicht berücksichtigt wurden, ist hier ein Wert gewählt worden, der den qualitativen Verlauf der durch Messungen gefundenen Drehmomente gut wiedergibt.

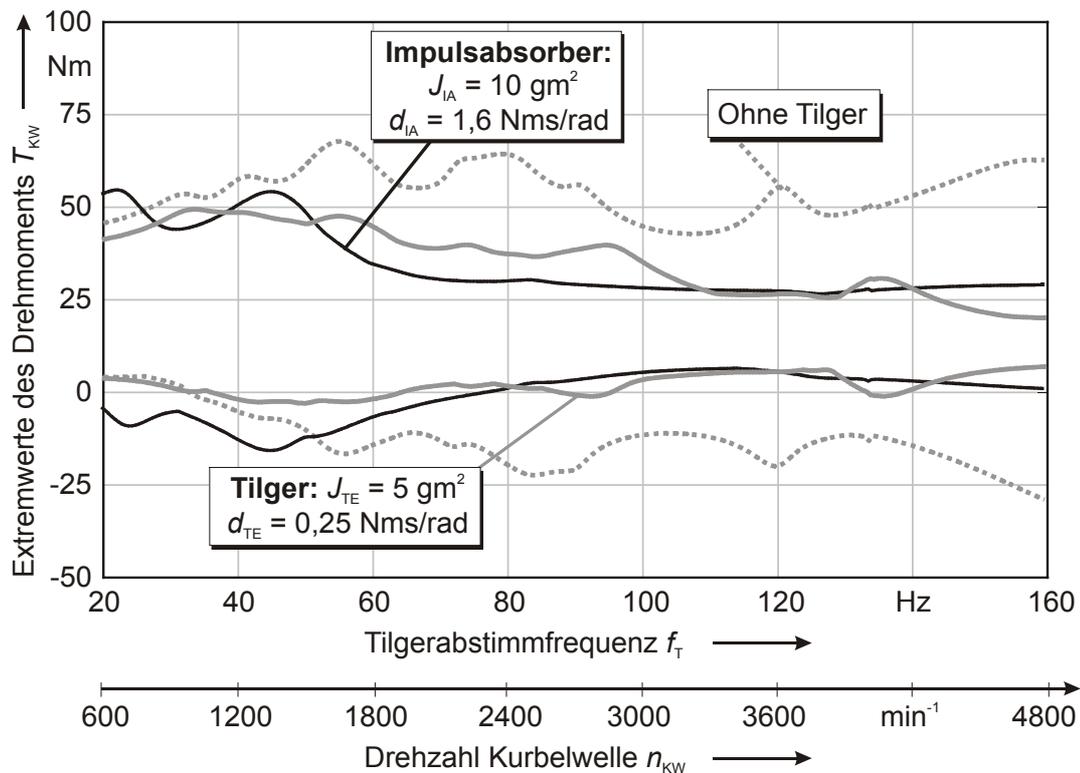


Bild 101: Vergleich von Tilger und Impulsabsorber

Nach Durchlaufen der durch die Kennwerte des Impulsabsorbers geprägten Resonanz bei etwa 1400 min^{-1} ist mit diesem Bauteil bei höheren Drehzahlen eine sehr gute Minderung der Belastung möglich, die teilweise noch unter der Belastung des Systems mit Tilger liegt.

Zwei wichtige Forderungen sprachen trotz dieser guten Ergebnisse für die Entwicklung des frequenzvariablen Tilgers:

- Die weitere Verringerung der Masse und die
- Verbesserung der Synchronlaufeigenschaften.

Die Drehmomentverläufe zeigen, dass eine vergleichbare Absenkung der Belastung bereits mit halbem Massenträgheitsmoment möglich ist.

Die in Folge der Integration des Impulsabsorbers auftretende Resonanz des Triebwerks bei tiefer Frequenz stellt einen Betriebspunkt mit extremer Belastung für die elastischen Elemente des Impulsabsorbers dar. Erst durch den Einsatz von Drehwinkelbegrenzern in [64] konnte die Belastung durch die erhöhte Dämpfung und progressive Steifigkeit soweit begrenzt werden, dass ein wiederholtes schadfrees Durchfahren der Resonanz möglich wurde. Wie **Bild 102** belegt, treten trotz dieser Maßnahme erhebliche Synchronitätsabweichungen zwischen der Kurbelwelle und der Einspritzpumpenwelle auf, die auf die entkoppelten Schwingungen der Zusatzmasse zurückzuführen sind.

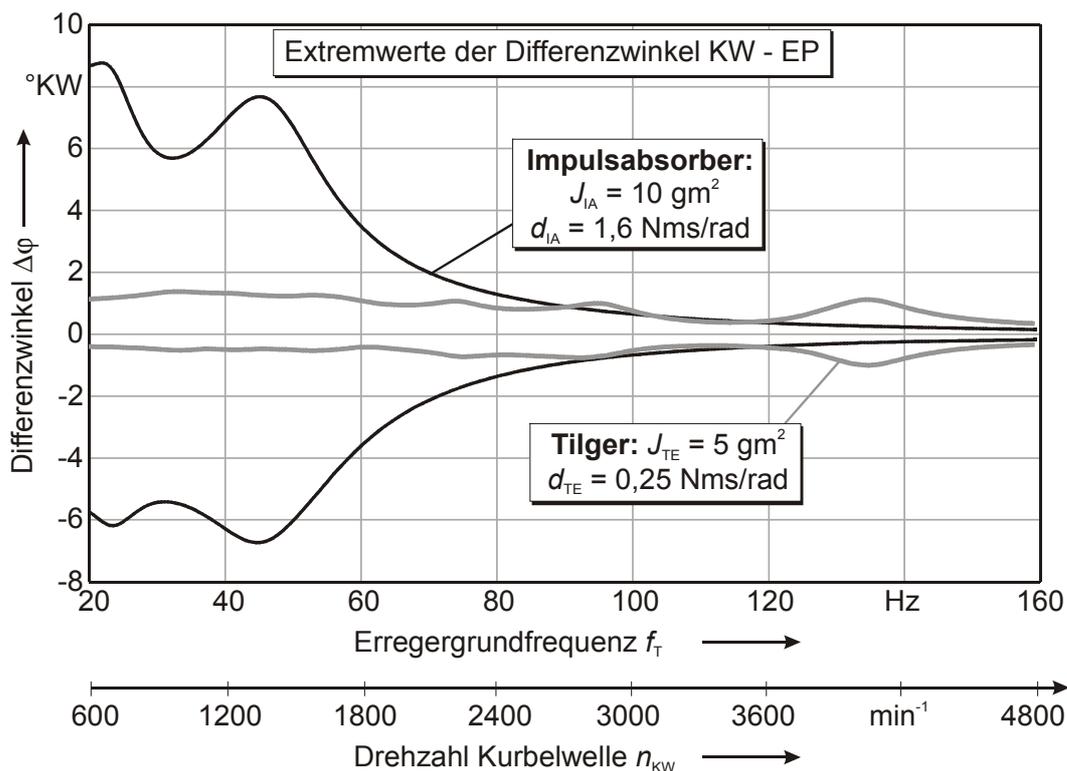


Bild 102: Differenzwinkel zwischen Kurbelwelle und Einspritzpumpenwelle (J_{E1})

Die Fehler im Einspritzbeginn infolge dieser Synchronlaufabweichungen können wahrscheinlich durch elektronische Regelsysteme ausgeglichen werden, da bei konstanter Drehzahl auch konstante Abweichungen vorliegen und nicht mit Schwankungen zwischen einzelnen Einspritzvorgängen gerechnet werden muss. Schwerwiegender ist die große Verzögerung der Einspritzpumpenwelle gerade zum Zeitpunkt des Druckaufbaus, der durch den impulsartigen Drehmomentverlauf gekennzeichnet ist (**Bild 103**). Durch diese Verzögerung wird die Dynamik des Druckaufbaus in der Pumpe behindert, der Druck erreicht insbesondere aufgrund der geringen Drehzahl und der damit noch relevanten Leckageverluste nicht den geforderten Anstiegsgradienten und Spitzenwert. Erst oberhalb des Resonanzbereiches führt die Phasenverschiebung zu einer nutzbringenden Beschleunigung der Welle beim Pumpvorgang.

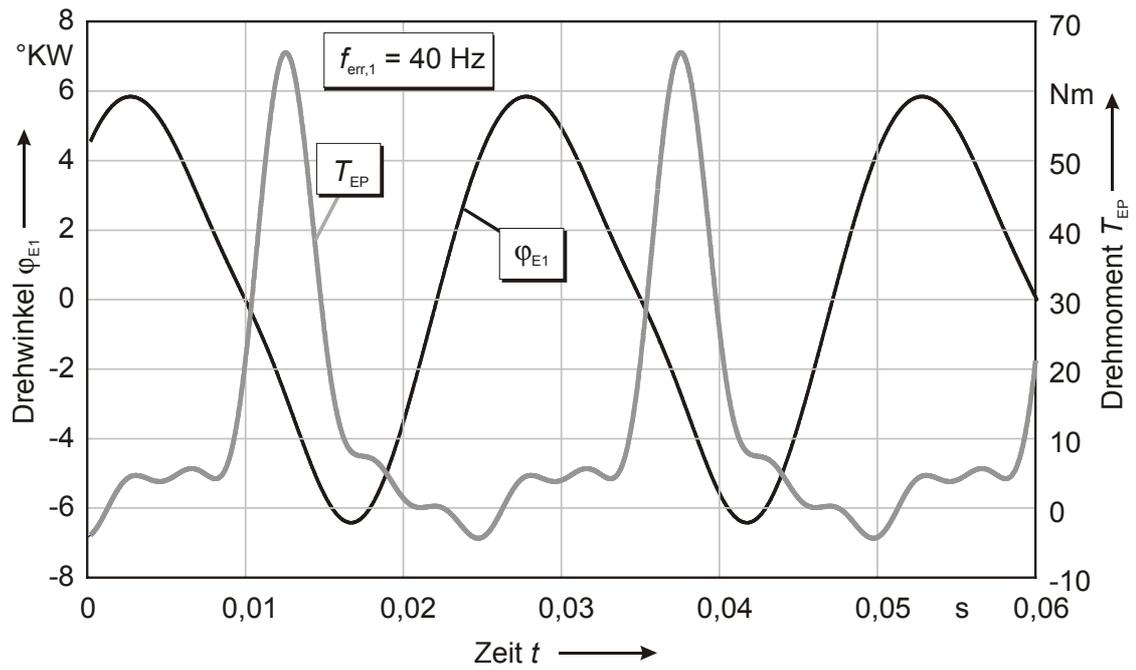


Bild 103: Absolutdrehwinkel der Einspritzpumpenwelle mit Impulsabsorber

5 Experimentelle Untersuchungen

Die in dieser Arbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen dienen der grundsätzlichen Überprüfung der Funktionsfähigkeit des neu entwickelten frequenzvariablen Tilgers sowie der Kontrolle und der Absicherung der in den theoretischen Betrachtungen erarbeiteten Ergebnisse und Kernaussagen bezüglich des dynamischen Verhaltens eines solchen Systems.

Die Untersuchungen wurden, wie bereits in Abschnitt 4.4.1 angeführt, an einem geschleppten 1,9l TDI-Motor der VW AG bei praxisnaher Belastung durchgeführt, so dass damit erste Ergebnisse aus einem konkreten Anwendungsbeispiel vorliegen.

5.1 Messaufbau

Das Konzept des verwendeten Prüfstands wurde für die in [20] beschriebenen Versuche entwickelt und mit dem Vorläufermodell des hier untersuchten Triebwerks umgesetzt.

Kernelement der Prüfeinrichtung ist der Komponentenmotor, der den Motorblock mit Kurbelwelle, Nockenwelle, Verteilereinspritzpumpe sowie der Wasser- und Ölpumpe enthält. Die Kolben, die Schwungscheibe und die Kupplung wurden demontiert. Der Synchronriementrieb zum Antrieb der Nebenaggregate entspricht unverändert dem Bauzustand des Serientriebwerks.

Die Komponenten des Einspritzsystems sind vollständig vorhanden und in Betrieb. Die Einspritzdüsen sind aber in einem separaten Block montiert, um den eingespritzten Kraftstoff aufzufangen und über einen Kühler wieder in den Vorratsbehälter zurückzuführen. Die Einstellung der Fördermenge der Kraftstoffpumpe wird durch ein für den Prüfbetrieb geeignetes Gerät vorgenommen, mit dem das in der Pumpe integrierte Regelventil angesprochen werden kann.

Der elektrische Antrieb des Komponentenmotors erfolgt über die Kurbelwelle durch einen wassergekühlten Asynchronmotor mit 22 kW Leistung und einer Drehzahlkapazität im Bereich von $0 - 5500 \text{ min}^{-1}$. Die Leistungsversorgung des Antriebsmotors erfolgt durch einen Pulsumrichter, der zur Regelung der Drehzahl oder des Drehmomentes mit einem digitalem Mikrorechner ausgestattet ist. Antriebs- und Komponentenmotor sind gemeinsam auf einer Spannplatte verwindungssteif angeordnet und durch eine Metallbalgkupplung verbunden.

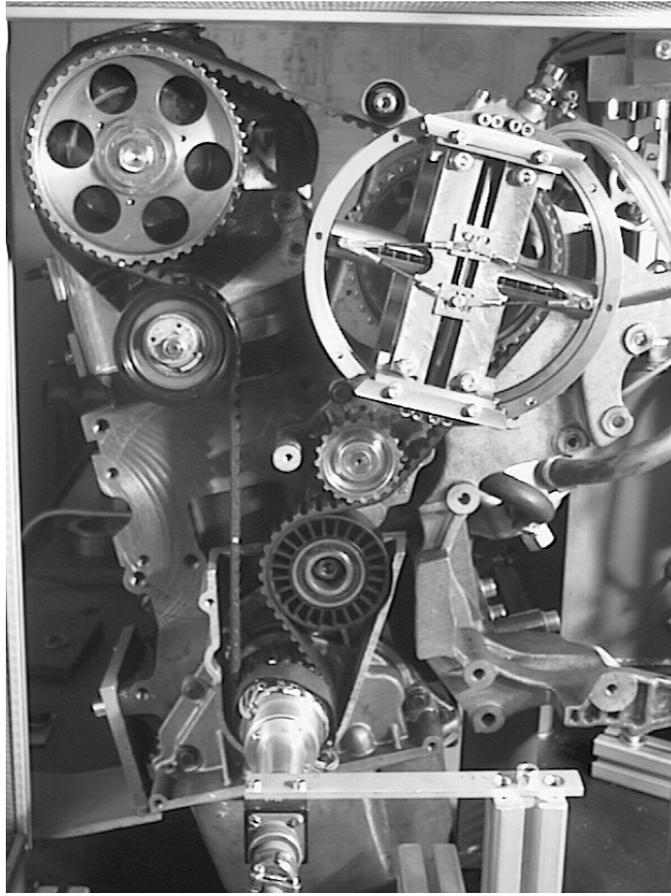


Bild 104: Steuertrieb des EA188 mit Tilger und T2Q-Messadapter

5.2 Messtechnik

Das Drehmoment an der Synchronscheibe der Kurbelwelle ist eine geeignete Größe, um die Wirkung des Tilgers zu beurteilen. Zur messtechnischen Erfassung des Drehmomentes am Prüfstand wurde im Rahmen dieser Arbeit ein neuartiger Messadapter konzipiert und aufgebaut, der die zeitgleiche Bestimmung zwei weiterer Größen ermöglicht, **Bild 105**.

Neben dem Drehmoment T_{KW} werden die aus den Riemenzugkräften resultierenden Querkräfte Q_1 und Q_2 in den zwei voneinander unabhängigen, senkrecht zueinander stehenden Richtungen ermittelt. Aus diesen Größen kann die Wellenkraft F_W berechnet werden, die wiederum zusammen mit der wirkenden Umfangskraft die Grundlage für die Berechnung der Leer- und Zugtrumkraft im Riemen bildet. Mit den Trumkräften werden zwei wichtige Größen erfasst, die ein genaueres Bild von der Belastung des Synchronriemens geben.

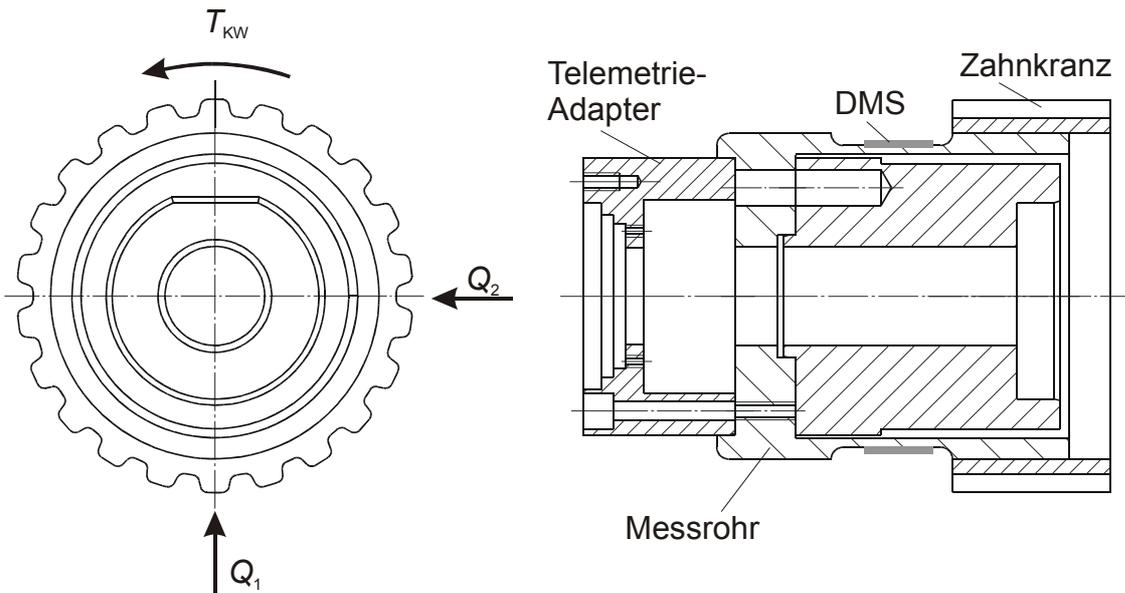


Bild 105: Messadapter zur Erfassung des Drehmomentes und der Wellenkraft an der Kurbelwelle

Aus den kalibrierten Messsignalen kann die Umfangskraft F_U direkt und die Wellenkraft durch Verwendung der Gleichung

$$F_W = \sqrt{Q_1^2 + Q_2^2} \quad (102)$$

ermittelt werden. Die Trumkräfte stehen mit den oben genannten Größen und dem Umschlingungswinkel Θ über die Gleichungen

$$F_U = F_Z - F_L \quad (103)$$

und

$$F_W^2 = F_Z^2 + F_L^2 - 2 \cdot F_Z \cdot F_L \cdot \cos(\Theta) \quad (104)$$

in Beziehung. Die Auflösung der quadratischen Gleichung nach F_Z bzw. F_L liefert jeweils zwei Lösungen, von denen nur je eine aufgrund von Vorzeichenüberlegungen zu sinnvollen Ergebnissen führt:

$$F_L = -\frac{F_U}{2} \mp \frac{\sqrt{4 \cdot (F_U^2 - F_W^2) \cdot (2 \cdot \cos(\Theta) - 2) + F_U^2 \cdot (2 \cdot \cos(\Theta) - 2)^2}}{2 \cdot (2 \cdot \cos(\Theta) - 2)} \quad (105)$$

$$F_Z = \frac{F_U}{2} \mp \frac{\sqrt{4 \cdot (F_U^2 - F_W^2) \cdot (2 \cdot \cos(\Theta) - 2) + F_U^2 \cdot (2 \cdot \cos(\Theta) - 2)^2}}{2 \cdot (2 \cdot \cos(\Theta) - 2)} \quad (106)$$

Da eine Berechnung des Wurzelterms im Zähler des zweiten Bruchs stets einen positiven Wert ergibt und der Nenner immer negativ ist, kann in Gleichung (105) nur die Addition der Brüche mit negativem Vorzeichen zu sinnvollen, positiven Leertrumkräften führen. Mit dieser

Festlegung ergibt sich für Gleichung (106) unter Berücksichtigung der Gleichung (103) ebenfalls die Einschränkung auf das negative Vorzeichen der Quotientensumme.

Um die erforderlichen Größen messtechnisch zu erfassen, werden auf dem in **Bild 105** gezeigten Messrohr drei DMS-Vollbrücken appliziert. Eine Vollbrücke dient dabei der querkraftkompensierten Drehmomentmessung, die anderen beiden Schaltungen werden zur Bestimmung der Querkräfte herangezogen.

Die Versorgung der Sensoren, die Signalaufbereitung und die Übertragung des Signals von der umlaufenden Welle auf die Umgebung erfolgt durch den Einsatz einer dreikanaligen Telemetrieanlage³. Die Anlage besteht aus vier Hauptkomponenten:

- Mitlaufende Verstärker- und Sendereinheit,
- ortsfeste Empfangsantenne,
- induktive Leistungsversorgung und
- Auswerteeinheit.

Die Verstärker- und Sendeeinheit wird mit induktiver Stromversorgung über elektromagnetische Kopplung von zwei Spulen nach dem Transformatorprinzip betrieben [43]. Es sind drei Vorverstärker integriert, die den Anschluss von drei DMS-Vollbrücken bei unabhängiger Verstärkungseinstellung und einer Bandbreite der Messspannung von 0 – 5 kHz ermöglichen. Die vorverstärkten Eingangsgrößen werden in ein spannungsproportional frequenzmoduliertes Signal umgewandelt und zeitgleich nach einer Signalzusammenfassung durch ein hochfrequentes Trägersignal auf die Empfangsantenne übertragen. In der Auswerteeinheit erfolgt die Demodulation und Gleichrichtung durch einen Frequenz-Spannungswandler sowie die Anhebung der Signalspannung auf einen üblichen Ausgangswert von ± 10 V.

Die Signalspannungen werden digital mittels einer PC-Messwerterfassungskarte und des in [20] beschriebenen Programms aufgezeichnet und gespeichert. Die integrierten Sample & Hold-Bausteine ermöglichen die zeitsynchrone Abtastung aller Eingangskanäle mit einer Summentastfrequenz von maximal 160 kHz. Zur Vermeidung von Abtastfehlern bei der digitalen, zeitdiskreten Erfassung der analogen Signale ist der Messkarte ein 8-poliges Tiefpassfilter mit Butterworth-Charakteristik vorgeschaltet. Für die Datenaufbereitung und -analyse wurde das Programm DIADEM (GfS/Aachen) benutzt.

5.3 Versuchsprogramm

Alle Messungen wurden im Rahmen von Drehzahlhochläufen durchgeführt. Die Drehzahl wurde dabei linear ab einer Startdrehzahl von 600 min^{-1} bis auf 4600 min^{-1} gesteigert. Durch

³ Sendertyp: dt203/301-S, Empfängertyp: dt231, Induktivspeisung: dt 630, Fa. Telemetrie Elektronik GmbH

dieses Vorgehen wird ein guter Überblick über die im gesamten Betriebsbereich auftretenden Belastungen ermöglicht. Die Tastfrequenz beträgt bei allen Versuchen 3000 Hz und die Filtereckfrequenz der Tiefpassfilter 1000 Hz.

Das Versuchsprogramm wurde mit einer Reihe von Funktionsprüfungen eingeleitet, die der Justierung und Abstimmung des Versuchstilgers dienten. Zu diesem Zweck wurden insbesondere die in Abschnitt 3.2 genannten konstruktiven Größen und Kennwerte des Tilgers variiert. Aufgrund der im automobilen Bereich besonders bedeutenden Gewichts- und Bauraumeinschränkungen wurde bei dieser Abstimmung gezielt darauf hingewirkt, den Tilger mit möglichst kleiner Masse entsprechend den in Abschnitt 3.3.2 diskutierten Überlegungen zu betreiben. Die **Tabelle 10** gibt einen Überblick über die variierten Größen.

Art	Bezeichnung	Größe	Bereich	Einheit
Funktionsprüfung	Steifigkeit der Blattfeder als Funktion der Blattfederdicke	h_{BF}	1,8 – 3	mm
	Massenträgheitsmoment der Tilgermasse	J_T	4 – 10	gm ²
	Länge der Zugstangen	l_1	71 – 74	mm
	Federstangenmasse	m_{Fs}	5 – 20	g
	Vorspannkraft der Schraubendruckfeder	F_{c0}	0 – 10	N
	Spiel in der Blattfedereinspannung	Δs	< 50 – 150	µm
Variation der Betriebsparameter	Drehzahl der Kurbelwelle	n_{KW}	600 – 4600	min ⁻¹
	Rampenzeit	t_R	3 – 12	s
	Drehmoment Einspritzpumpe über Mengenregelung	m_D	0 – 100	%

Tabelle 10: Variierte Kenngrößen mit Bereichsangaben

Nach der messtechnischen Ermittlung einer funktionsfähigen und vorteilhaften Kombination der Kennwerte des Tilgers wurden diese ersten Ergebnisse mit Messungen verglichen, bei denen die Tilgermasse festgesetzt wurde, um auf diese Weise die Belastungsreduktion einer starr angekoppelten Schwungmasse ohne Tilgerwirkung zu ermitteln.

In den anschließenden Untersuchungen wurden die Betriebsparameter des Komponentenprüfstandes variiert. Neben der Drehzahlabhängigkeit wurden die Einflüsse der Winkelbeschleunigung durch Veränderung der Rampenzeit, innerhalb derer der Drehzahlbereich durchlaufen wird, bestimmt. Die Belastung des Triebwerks durch das Drehmoment der Einspritzpumpe wurde durch Anpassung der Einspritzmenge verändert.

5.4 Ergebnisse

5.4.1 Tilgerwirkung bei vorteilhaften Kennwerten

Die experimentelle Suche nach geeigneten Kennwerten des Tilgers, die eine gute Funktionalität bei gleichzeitig kleiner Tilgermasse gewährleisten, führte zu dem in **Tabelle 11** aufgelisteten Parametersatz. Die folgenden Ergebnisse sind, soweit keine ergänzenden Angaben aufgeführt werden, mit diesen Parametern ermittelt worden.

Bezeichnung	Zeichen	Wert	Einheit
Blattfederdicke	h_{BF}	2,1	mm
Massenträgheitsmoment der Tilgermasse	J_T	4,7	gm ²
Länge der Zugstangen	l_1	72	mm
Federstangenmasse	m_{Fs}	5	g
Steifigkeit der Schraubendruckfeder	c_D	1	N/mm
Vorspannkraft der Schraubendruckfeder	F_{c0}	10	N
Spiel in der Blattfedereinspannung	Δs	150	µm
<i>Betriebsparameter:</i>			
Rampenzeit	t_R	12	s
Einspritzmenge	m_D	75	%

Tabelle 11: Kenngrößen des Tilgers und Betriebsparameter für die experimentellen Untersuchungen

Die in den Versuchen ermittelten Kenngrößen weichen mehr oder weniger stark von den theoretisch berechneten vorteilhaften Parametern ab (s. a. Abschnitt 3.3.2). Diese Änderungen waren unter anderem erforderlich, um die Absenkung der Tilgerfrequenz durch die spielbehaftete Lagerung der Blattfeder am realen Bauteil zu kompensieren. Wie die folgenden Ergebnisse belegen, ist durch die Vielzahl der Abstimmparameter der Positioniereinheit ein Ausgleich dieser Einflüsse problemlos möglich. In diesem Fall wurden die Masse der Federstangen und die Steifigkeit der Druckfeder verringert.

Bild 106 zeigt anhand des Drehmomentes T_{KW} an der Kurbelwelle die erhebliche Belastungsminderung, die mit dem Tilger gegenüber dem unveränderten System erreicht werden kann. Zum Vergleich ist neben den Messwerten die partikuläre Lösung einer Berechnung im Frequenzbereich anhand des Mehrmassen-Modells dargestellt. Bei der Berechnung wurde auch das Massenträgheitsmoment der Trägerstruktur berücksichtigt, das mit Hilfe der Messergebnisse bei festgesetzter Tilgermasse zu $J_{EZ+} \approx 6,3 \text{ gm}^2$ bestimmt wurde. Es wird zum Massenträgheitsmoment der Synchronscheibe der Einspritzpumpe J_{EZ} , wie in Abschnitt 4.4.7 im Fall der starren Schwungmasse erläutert, hinzuaddiert. Die weiteren Kennwerte des Tilgers

betragen $J_{TE} = 4,7 \text{ gm}^2$ bei einem Dämpfungskoeffizienten von $d_{TE} = 0,25 \text{ Nms/rad}$, die Steifigkeit wurde ohne Berücksichtigung von Abweichungen entsprechend der Tilgerabstimmfrequenz gewählt.

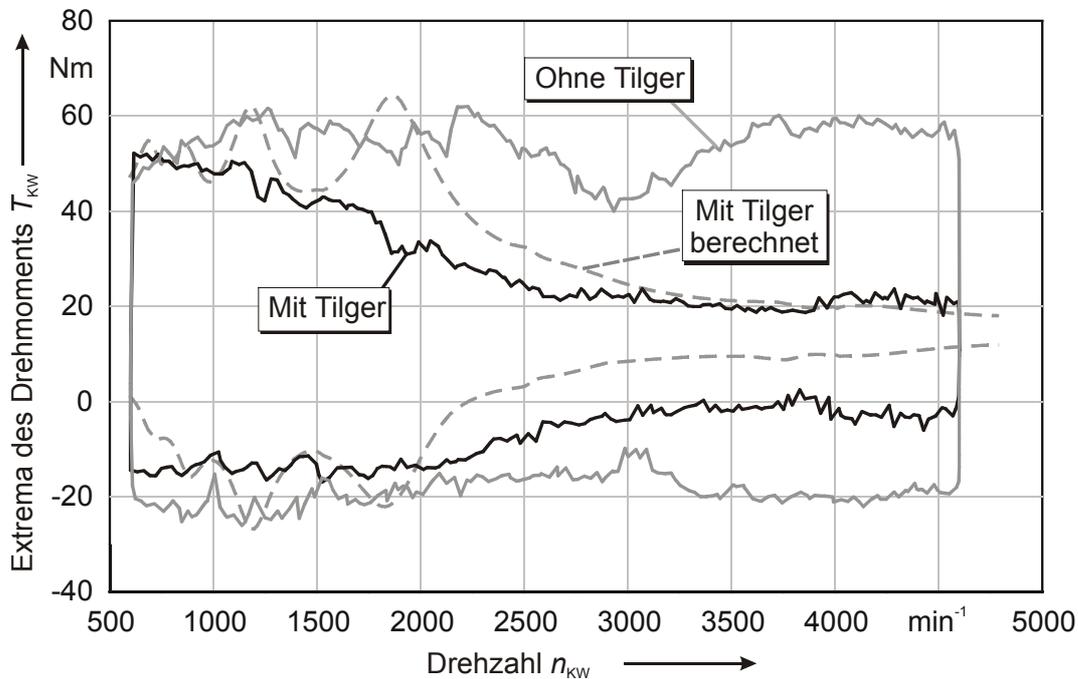
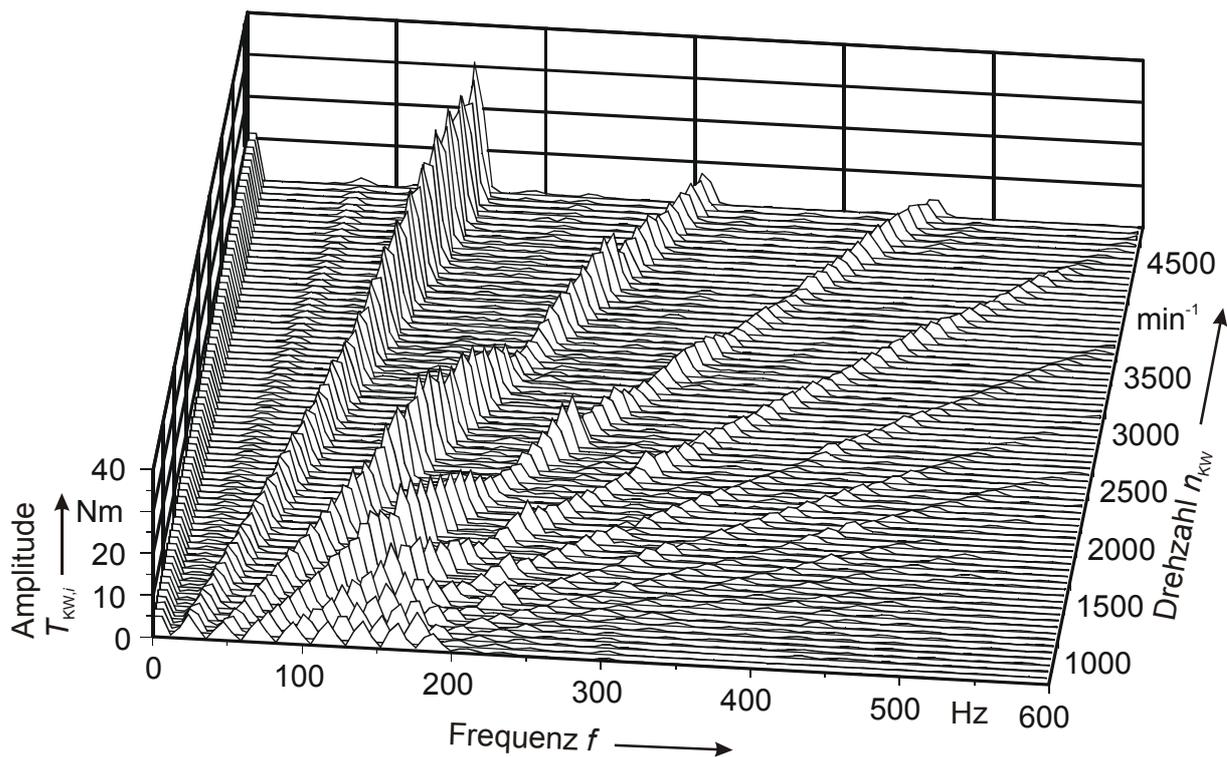
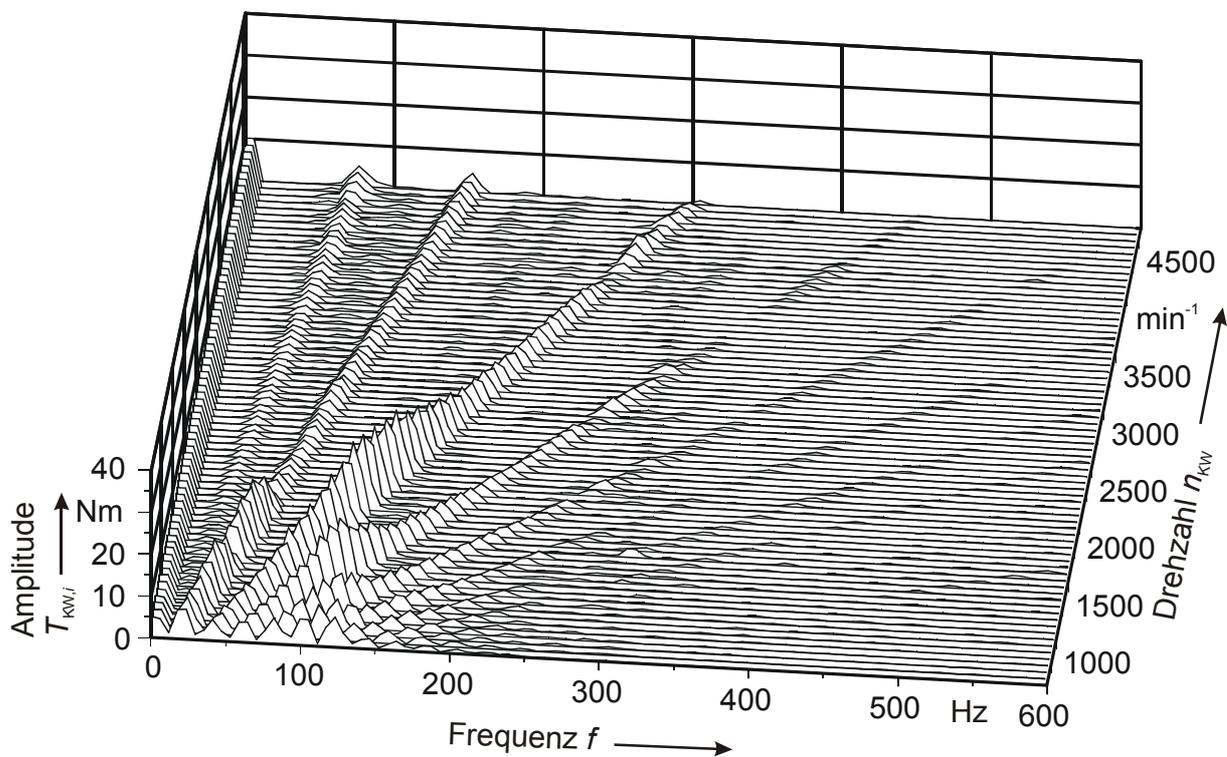


Bild 106: Vergleich des Drehmoments T_{KW} mit und ohne Tilger (Messung und Berechnung)

Das Messergebnis bestätigt die bereits in den Berechnungen gefundenen grundlegenden Auswirkungen des Tilgereinsatzes. Im unteren Drehzahlbereich ist zum einen infolge der Anregung durch die höheren harmonischen Anteile und zum anderen aufgrund der bewusst in Kauf genommenen relativen Abweichungen der Tilgerabstimmung zur Verwendung einer kleinen Tilgermasse eine begrenzte Wirkung zu verzeichnen. Durch die zunehmende Kompensationswirkung sinkt dann die Belastung mit steigender Drehzahl ab etwa 1000 min^{-1} schnell ab, das Moment fällt bis auf Werte von nur noch 35 % des Drehmomentes ohne Tilger.

Durch die Berücksichtigung des Massenträgheitsmomentes der Trägerstruktur treten im berechneten Drehmomentverlauf im unteren Drehzahlbereich zwei Resonanzstellen mit starken Amplitudenüberhöhungen auf. In den Messkurven werden hingegen in diesen Bereichen nur deutlich geringere Belastungszunahmen sichtbar. Das reale System besitzt offensichtlich eine höhere Dämpfung, als im Modell durch die vereinfachend angenommenen viskosen Dämpfungsansätze definiert wurde. Des Weiteren muss beachtet werden, dass die Berechnung die stationäre Schwingungsantwort im eingeschwungenen Zustand wiedergibt, während die Messungen im Rahmen eines Drehzahl-Hochlaufes erfasst wurden.

**Bild 107:** Spektren des Drehmomentes T_{KW} ohne Tilger**Bild 108:** Spektren des Drehmomentes T_{KW} mit Tilger

Die Berechnung der Amplitudenspektren aus den Messwerten verdeutlicht die Wirkung des Tilgers. In den in **Bild 107** und **Bild 108** dargestellten Spektren des Kurbelwellenmomentes sind die Harmonischen der Erregung und die Zunahme der Frequenz mit der Drehzahl gut erkennbar. Die Amplituden der ersten Ordnung der Einspritzfrequenz werden durch den Tilger wirksam auf die minimal erreichte Größe oberhalb einer Drehzahl von etwa 1800 min^{-1} reduziert.

Unterhalb dieser Drehzahl kommt es durch die Abweichungen der Abstimmung zu geringfügigen Überhöhungen der ersten Harmonischen. Die Dämpfung des Systems ist aber ausreichend, um eine schwerwiegende Belastungserhöhung zu vermeiden. Wie sich bereits aus den theoretischen Überlegungen ergab, kann eine vollkommene Auslöschung der ersten Harmonischen durch den Tilger an der Einspritzpumpe nicht erfolgen, da Restanteile des nicht vollständig getilgten Nockenwellenmomentes weiterhin wirksam sind.

Die in **Bild 109** über der Drehzahl dargestellte Zugtrunkraft zeigt einen mit dem Drehmoment korrelierenden Verlauf. Die relative Verringerung der Trunkraft gegenüber den Belastungen des Riemens ohne Tilger entspricht den Drehmomentwerten.

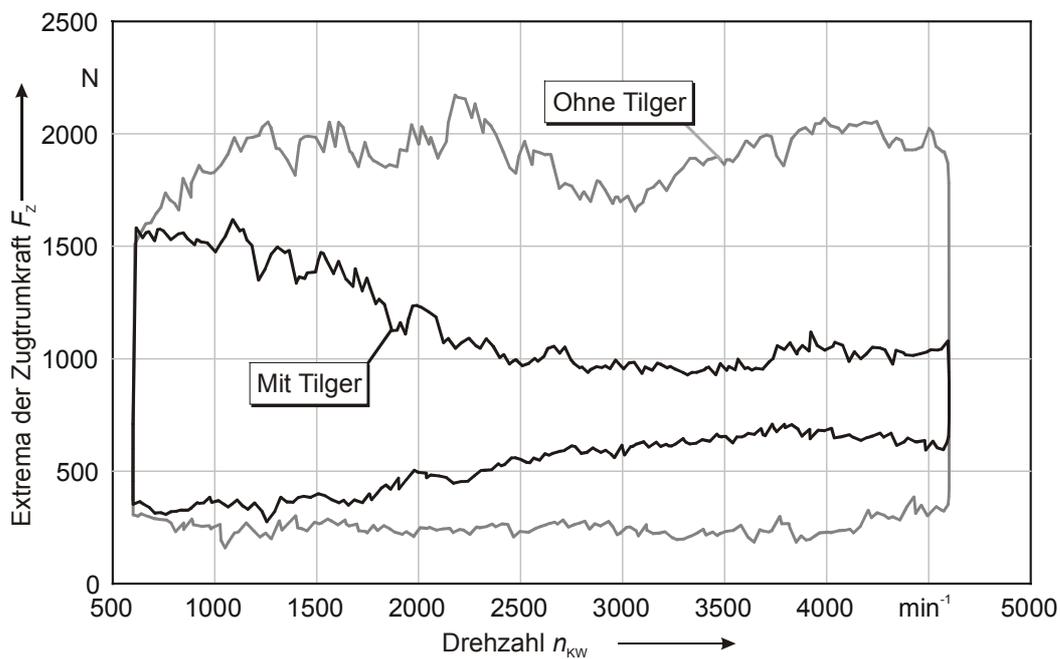


Bild 109: Zugtrunkraft mit und ohne Tilger

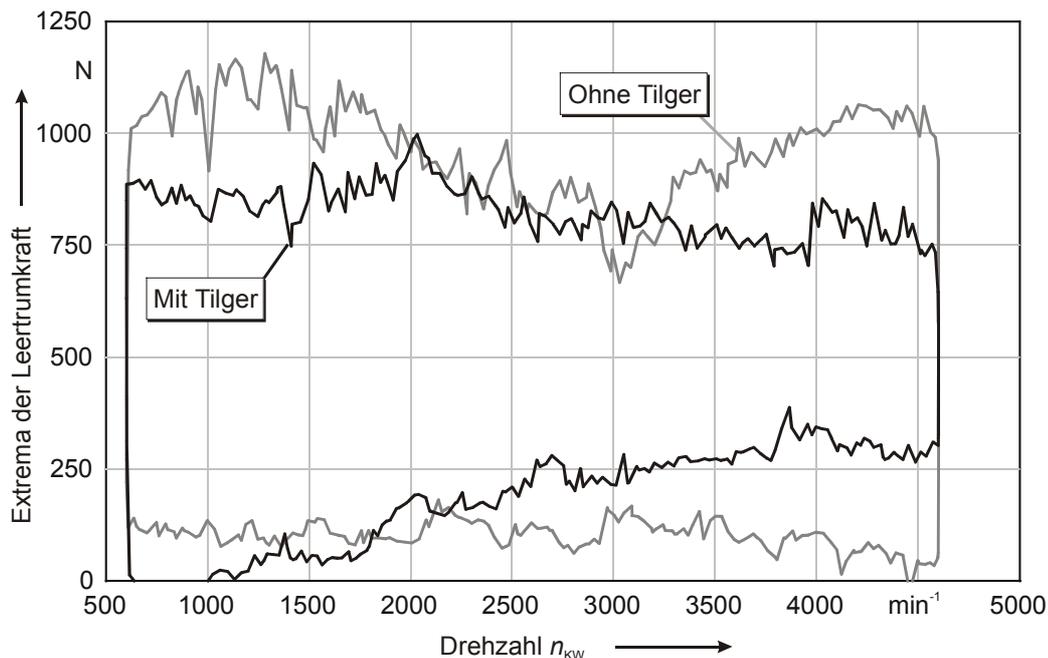


Bild 110: Leertrunkraft mit und ohne Tilger

Die Spannweite zwischen den Extremwerten der Leertrunkraft wird ebenfalls in weiten Bereichen abgesenkt, hier ist aber weiterhin der Einfluss der direkt an diesen Trum angekoppelten Nockenwelle erkennbar, deren Drehschwingungen die relative Reduktion verkleinern (**Bild 110**).

Im Folgenden werden Messungen vorgestellt, bei denen die Gleitsteine in definierten Positionen durch Arretierung der Positioniereinheit festgesetzt wurden. Mit Hilfe dieser Konfiguration, die den Eigenschaften eines Festfrequenztilgers entspricht, können drei Aspekte beurteilt werden:

- Die Breite des Bereichs mit wirksamer Kompensation,
- das Systemverhalten bei grober Fehlabstimmung des Tilgers sowie
- der Einfluss der spielbehafteten Einspannung auf die Abstimmfrequenz.

Die in **Bild 111** und **Bild 112** dargestellten Amplitudenspektren zeigen die Ergebnisse für eine freie Blattfederlänge von $l = 55$ mm und 25 mm. Das Durchfahren der schmalen Tilgungsstelle bei tiefer Gleitsteinposition und entsprechend großer freier Blattfederlänge ist im Frequenzspektrum fast nicht zu erkennen.

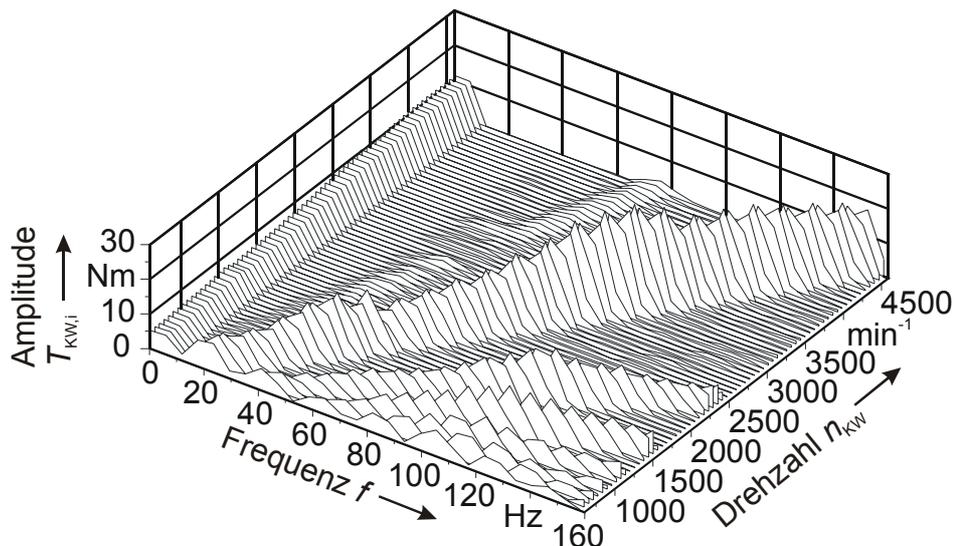


Bild 111: Amplituden der ersten Ordnung bei festgesetzten Gleitsteinen ($l = 55$ mm, $f_{T,ist} \approx 55$ Hz)

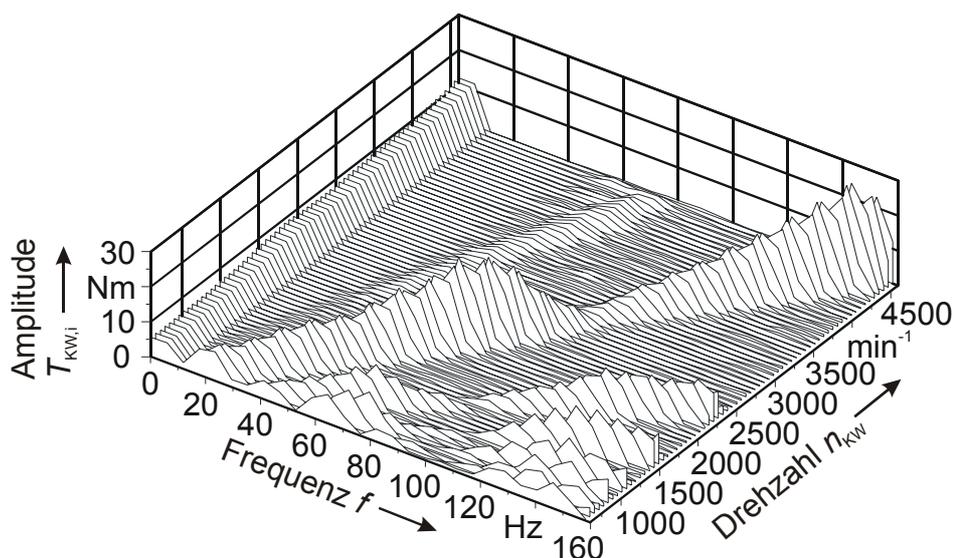


Bild 112: Amplituden der ersten Ordnung bei festgesetzten Gleitsteinen ($l = 25$ mm, $f_{T,ist} \approx 97$ Hz)

Dagegen erstreckt sich der Bereich mit einer signifikanten Kompensationswirkung bei kurzer freier Blattfederlänge und entsprechend hoher Abstimmfrequenz über weite Drehzahlen. Ebenfalls deutlich erkennbar ist, dass unterhalb der Tilgerabstimmfrequenz die Tilgerwirkung schnell nachlässt, während oberhalb der optimalen Tilgungsfrequenz noch in weiten Bereichen eine wirksame Absenkung der Amplituden zu verzeichnen ist. Mit diesen Messungen am realen Triebwerk wird die Abhängigkeit der Tilgerwirkung vom Frequenzverhältnis η bzw. der Erregergrundfrequenz $f_{err,1}$ bestätigt, die anhand der Schwingungsberechnungen am Zweimassenschwinger in Abschnitt 4.3.1 aufgezeigt wurde.

Ein weiteres, wichtiges Resultat dieser Messungen ist darin zu sehen, dass es auch bei großen Abweichungen der Tilgerabstimmfrequenz nur zu geringfügigen Überhöhungen der Amplitude der ersten Harmonischen kommt. Damit kann die in Abschnitt 3.3.2 beschriebene Möglichkeit zur Reduktion der Tilgermasse, die eine relativ hohe Fehlabbastimmung im unteren Drehzahlbereich bedingt, bei diesem Anwendungsfall bedenkenlos umgesetzt werden.

Aufgrund der Mittelwertbildung durch die Anwendung der FFT zur Berechnung der Spektren wird der schmale Tilgungsbereich bei großer Blattfederlänge in **Bild 111** nicht sichtbar. Die Darstellung der Messwerte im Zeitbereich dokumentiert, dass auch in dieser Position eine Absenkung der Amplituden erfolgt, **Bild 113**. Aus dieser Darstellung können auch die Tilgungsfrequenzen abgelesen werden, die in den gezeigten Fällen bei etwa $f_{T,ist} = 55$ Hz ($n_{KW} = 1650 \text{ min}^{-1}$) bzw. bei $f_{T,ist} = 97$ Hz ($n_{KW} = 2900 \text{ min}^{-1}$) liegen.

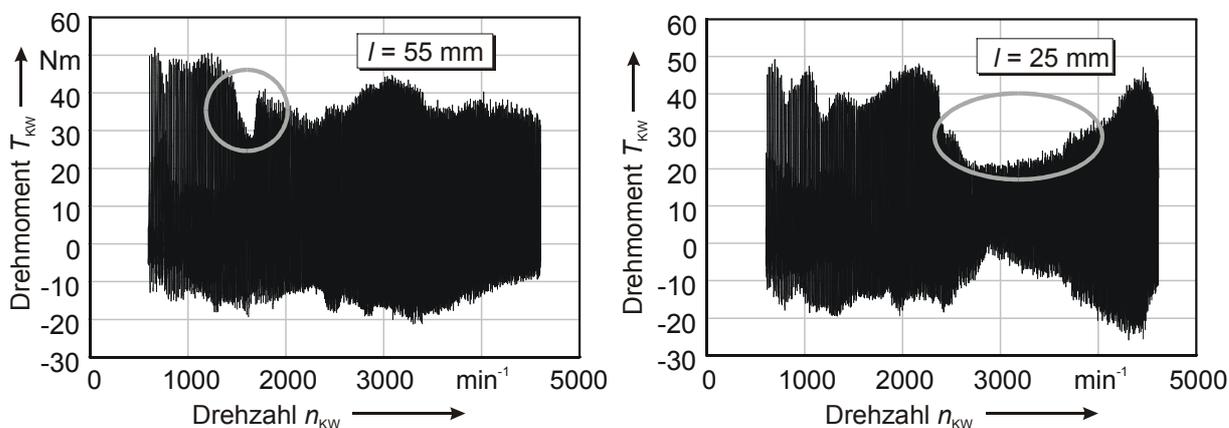


Bild 113: Messwerte des Drehmoments T_{KW} bei festgesetzten Gleitsteinen im Zeitbereich

Unter Verwendung der in den Versuchen gewählten Kenngrößen ergibt sich theoretisch für eine freie Blattfederlänge von $l = 55$ mm eine Tilgerfrequenz von $f_{T,th} = 64$ Hz und für $l = 25$ mm eine Frequenz von $f_{T,th} = 162$ Hz. Diese Unterschiede zwischen den Berechnungs- und Messergebnissen sind hauptsächlich auf den Einfluss der spielbehafteten Einspannung zurückzuführen, wie die Ergebnisse der Simulationsrechnungen in Abschnitt 4.3.4 belegen. Die bisher vorgestellten Versuche wurden mit einem Gesamtspiel von $\Delta s \approx 0,15$ mm in der Einspannung der Blattfeder zwischen Führungsschienen und Gleitsteinen durchgeführt. Bei diesem Spiel ergab die Berechnung beispielsweise eine Absenkung der Tilgungsfrequenz von 160 Hz auf ca. 120 Hz. Unberücksichtigt blieb bei den Versuchen das Spiel im Krafteinleitungspunkt zwischen Blattfeder und Tilgermasse, dass neben der Steifigkeit der Trägerstruktur zu einer weiteren Absenkung der Frequenz führen kann.

Eine Verringerung des Spiels in der beweglichen Federeinspannung auf einen Wert von $\Delta s < 0,05$ mm führt auf die in **Bild 114** gezeigte Hüllkurve des Drehmomentes bei $l = 25$ mm. Die Tilgerfrequenz wird durch diese Maßnahme um ca. 10 Hz auf einen Wert von etwa

$f_T \approx 108 \text{ Hz}$ ($n_{KW} \approx 3250 \text{ min}^{-1}$) angehoben. In der Simulationsrechnung wurde bei einem Restspiel von $50 \mu\text{m}$ der gleiche Frequenzhub von $\Delta f \approx 10 \text{ Hz}$ gefunden.

Die Tilgerwirkung verändert sich in Abhängigkeit vom Spiel der Führung in der hier untersuchten Variationsbreite nicht. Auch mit einer spielbehafteten Einspannung wird die gleiche minimale Spannweite des Drehmoments erreicht.

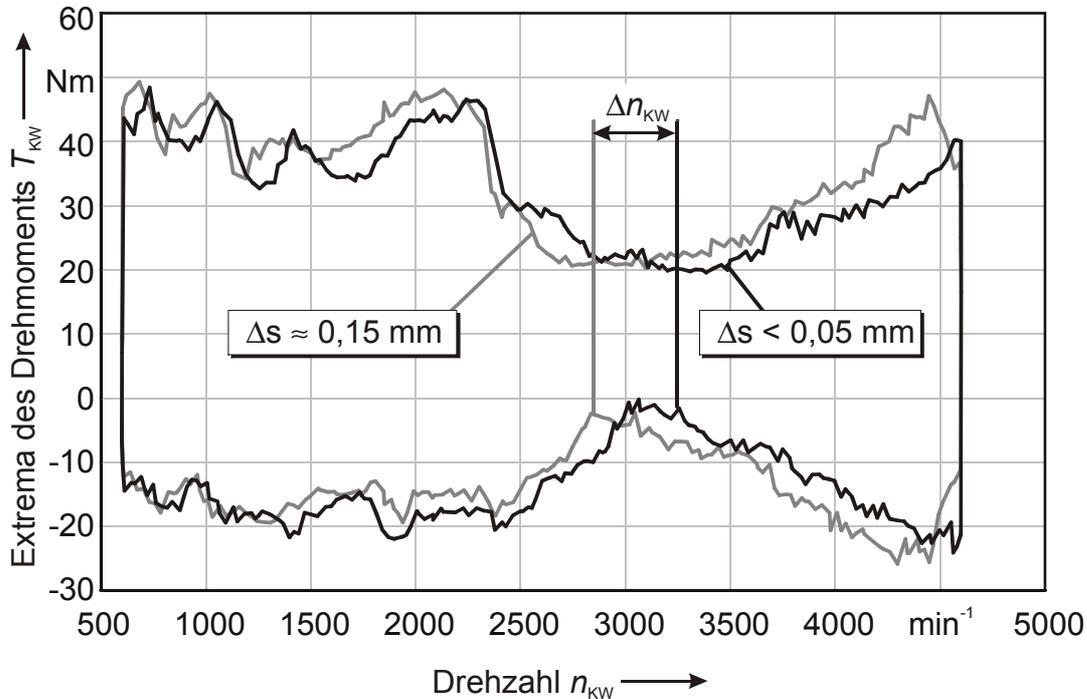


Bild 114: Einfluss des Spiels in der Blattfedereinspannung auf die Abstimmfrequenz bei festgesetzten Gleitsteinen ($l = 25 \text{ mm}$)

In Abschnitt 4.4.7 wurden Berechnungen mit einer starr an die Einspritzpumpenwelle gekoppelten Schwungmasse vorgestellt. In den experimentellen Untersuchungen wurde durch Blockierung der Drehbewegung der Tilgermasse eine derartige Schwungmasse nachgebildet. Anhand der Messergebnisse wurden die Eigenfrequenzen ermittelt und mit Hilfe von Vergleichsrechnungen mit dem Schwingungsmodell wurde das Gesamtträgheitsmoment bei blockierter Tilgermasse zu 11 gm^2 bestimmt. Dabei entfallen $4,7 \text{ gm}^2$ auf die Tilgermasse und $6,3 \text{ gm}^2$ auf die Trägerstruktur.

Der Vergleich der Drehmomente in **Bild 115** zeigt, dass mit dem Tilger auch gegenüber einer großen Schwungmasse bei Einsatz des Tilgereffektes ab etwa 1800 min^{-1} bessere Ergebnisse erzielt werden können. Dabei ist zu beachten, dass die Tilgerwirkung unabhängig vom Massenträgheitsmoment der Primärmasse ist. Bei einer Umsetzung des hier vorgestellten Prinzips unter vereinfachten konstruktiven Randbedingungen ist eine geringe Primärmasse durch Integration in bestehende Strukturen bei gleichbleibender Tilgerwirkung realisierbar.

Im Vergleich zu den Berechnungsergebnissen aus Abschnitt 4.4.7 treten bei Einsatz einer starren Schwungmasse am realen Triebwerk nicht die berechneten extremen Resonanzüberhöhungen auf. Wie bereits erwähnt, muss das reale System eine höhere Dämpfung besitzen als im Modell angenommen wurde.

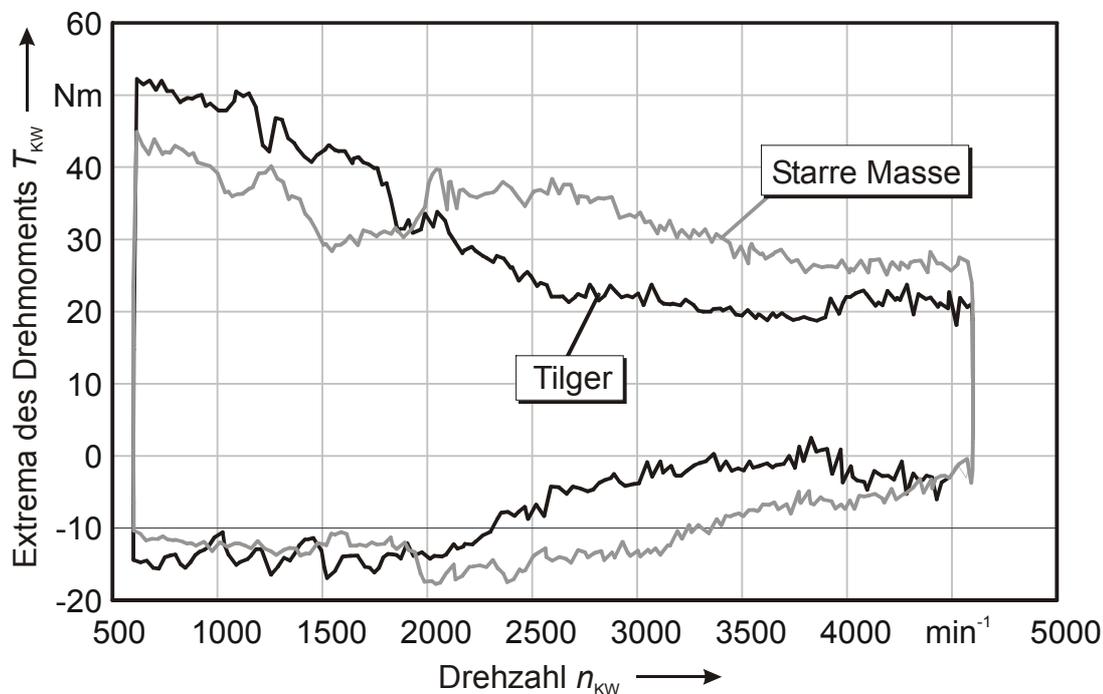


Bild 115: Gegenüberstellung Tilger und starre Masse (= blockierter Tilger)

5.4.2 Tilgerwirkung bei Veränderung von Betriebsparametern

Die Belastung des Synchronriementriebes hängt in entscheidendem Maße von der Einspritzmenge ab, die im befeuerten Betrieb lastabhängig kennfeldgeregelt durch ein elektronisches Steuergerät eingestellt wird. Um den Einfluss der Belastung auf die Tilgerwirkung zu untersuchen, wurde die in den Versuchen über der Drehzahl konstante Ansteuerspannung des Regelventils der Pumpe variiert.

Die Drehmomentverläufe für minimale und maximale Belastung durch die Einspritzpumpe zeigen, dass mit Einsetzen der Tilgerwirkung oberhalb von etwa 1800 min^{-1} in beiden Fällen eine deutliche Absenkung der Belastung möglich ist, **Bild 116**. Während bei hoher Last im Bereich niedriger Drehzahlen eine leichte Überhöhung gegenüber dem ungetilgten System festzustellen ist, ist die relative Verminderung im wirksamen Tilgerbereich gegenüber der kleinen Last größer. Da der relative Anteil des Einspritzpumpenmomentes am Gesamtmoment mit der Fördermenge zunimmt, tritt auch der Tilgerungseffekt stärker in den Vordergrund.

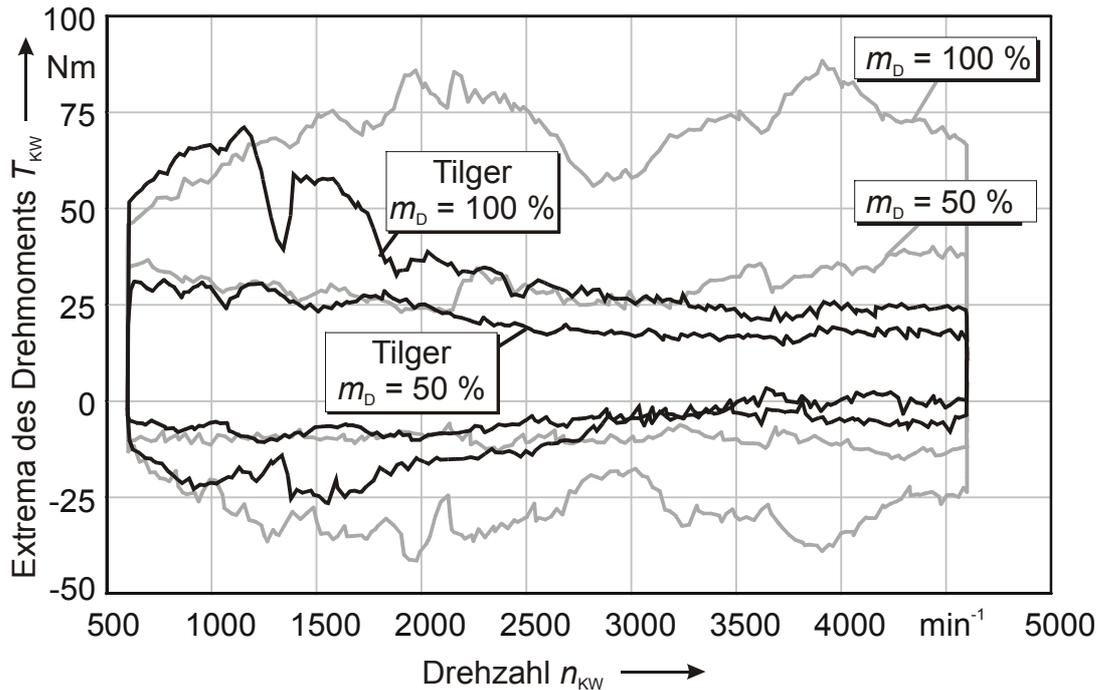


Bild 116: Drehmoment T_{KW} bei unterschiedlichen Einspritzmengen

Bei Veränderungen der Drehzahl ergibt sich die Frage, ob die Positioniereinheit eine ausreichend hohe Dynamik in der Verstellung aufweist, um die Gleitsteine und damit die Tilgerfrequenz entsprechend schnell der veränderlichen Erregerfrequenz nachzuführen. Durch Verkürzung der Rampenzeit auf nur noch $t_R = 2,5$ s wird nachgewiesen, dass die Verstellgeschwindigkeit der Positioniereinheit hinreichend hohe Werte erreicht. **Bild 117** belegt, dass die gleiche Minderung des Drehmomentes auch bei extrem kurzer Hochlaufzeit erreicht wird.

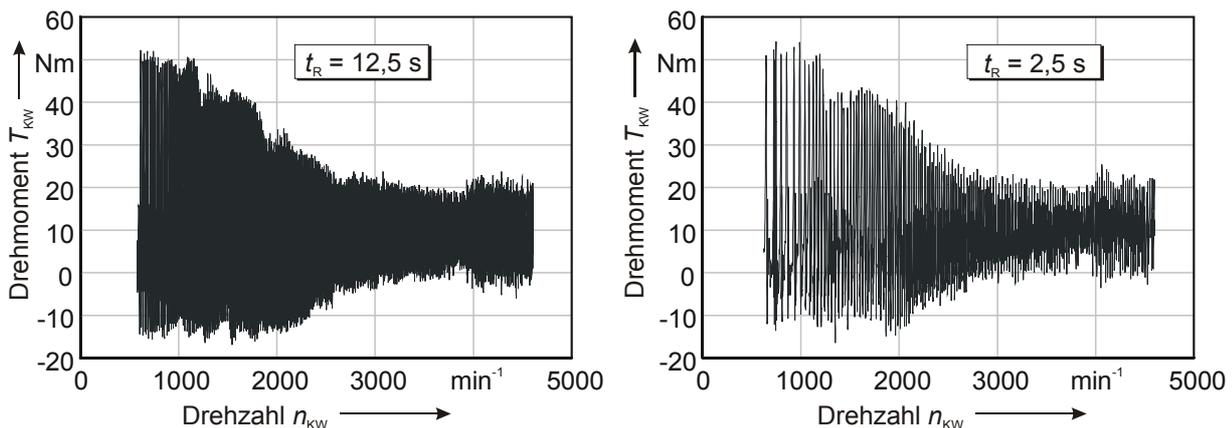


Bild 117: Drehmoment T_{KW} bei unterschiedlichen Hochlaufzeiten t_R

6 Diskussion und Ausblick

Die in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse sowohl der theoretischen Berechnungen als auch der experimentellen Untersuchungen an einem praxisgerechten Einsatzbeispiel belegen, dass mit dem neuentwickelten Tilger eine wirksame Verminderung von Drehschwingungen und den damit verbundenen Belastungen möglich ist. Aus den verschiedenen Anwendungsmöglichkeiten des Tilgers ergeben sich spezielle Voraussetzungen und Anforderungen, die bei der konkreten Ausführung berücksichtigt werden müssen.

Die konstruktive Umsetzung des Funktionsprinzips erfolgte in dieser Arbeit vorrangig vor dem Hintergrund der Entwicklung eines geeigneten Versuchsbauteils. Eine der wichtigsten Anforderungen war es, Möglichkeiten zur einfachen und kostengünstigen Änderung von relevanten Kennwerten der Einzelelemente im Versuchsbetrieb zu gewährleisten. Für einen Serieneinsatz des Tilgers treten Aspekte einer fertigungs- und montagegerechten Konstruktion in den Vordergrund. Auch Einschränkungen hinsichtlich des verfügbaren Bauraums und des zulässigen Gewichts können je nach Anwendungsfall eine hohe Bedeutung erlangen. Des Weiteren sollten die Auswirkungen von Fertigungsabweichungen und Verschleißerscheinungen auf die Funktion weiter untersucht sowie Möglichkeiten zur Justierung und Nachstellung erarbeitet werden.

Das Spiel in der Einspannung der Blattfeder ist sowohl aus funktionalen Gründen als auch aufgrund der Fertigungs- und Montagetoleranzen sowie infolge von Verschleißerscheinungen eine unvermeidbare Einflussgröße. Die Berechnung der Steifigkeit der Blattfeder unter idealisierten spielfreien Bedingungen ist daher nicht ausreichend, es müssen immer Simulationsrechnungen oder Versuchsreihen zur Bestimmung der Tilgerfrequenz und zum Abgleich der Positioniereinheit durchgeführt werden. Erhöhungen des Spielmaßes, die aufgrund von Verschleißerscheinungen während des Betriebes zu erwarten sind, besitzen dagegen einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Abstimmfrequenz und damit auf die Wirksamkeit des Tilgers.

Für das konkrete Beispiel eines Einsatzes im Steuertrieb von Verbrennungsmotoren ist in **Bild 118** ein Vorschlag skizziert, der durch die Integration der Tilgerelemente in die Synchronriemenscheibe viele der genannten Anforderungen erfüllt. Durch die gekapselte Bauweise entsteht ein vollständig geschlossenes System, das auch mit Öl befüllt werden kann. Die Schmierung mit einem geeigneten Öl kann sowohl zur Absenkung des Verschleißes als auch der Geräuschentwicklung dienen sowie zur gezielten Einstellung der Dämpfung herangezogen werden.

Vor einem Einsatz am Steuertrieb von Verbrennungsmotoren sind weitere Versuchsreihen im befeuerten Betrieb als Ergänzung zu den hier durchgeführten Messungen erforderlich, um den Einfluss der Drehschwingungen der Kurbelwelle zu berücksichtigen.

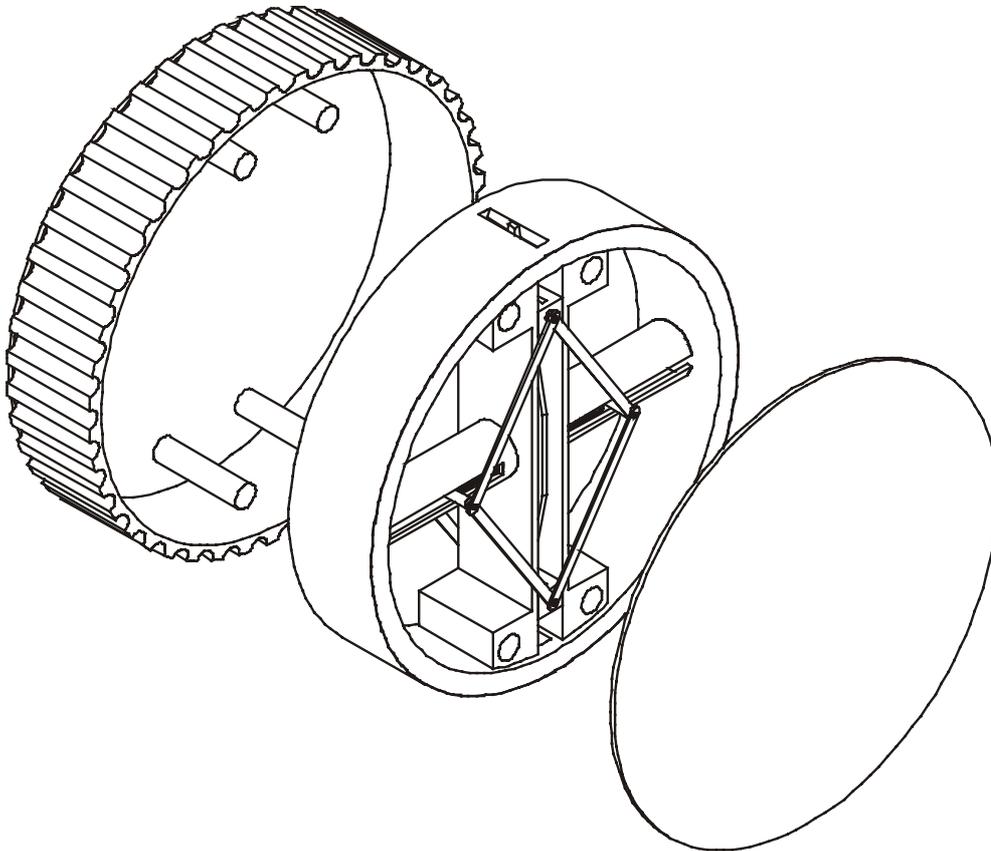


Bild 118: Beispiel für die Integration der Tilgerelemente in eine Synchronriemenscheibe

Die in dieser Arbeit aufgezeigte Anwendung in schwingungsbelasteten Steuertrieben stellt beispielhaft einen wichtigen Einsatzfall neben anderen Verwendungsmöglichkeiten dar. Grundsätzlich kann der Tilger in allen Maschinen und Anlagen zur Verminderung von Drehschwingungen genutzt werden, wenn die Erregermomente eine linear von der Drehzahl abhängige Frequenz aufweisen. Im Bereich der Verbrennungskraftmaschinen ist beispielsweise ein Einsatz des Tilgers an der Kurbelwelle denkbar, um die Schwingungsanregung des Antriebsstrangs zu vermindern. Eine besonders große Wirkung wird mit dem Tilger immer dann erzielt werden, wenn die Erregung nur an einem einzelnen, zugänglichen Punkt angreift und das Frequenzspektrum eine hinsichtlich der Amplitude dominierende Harmonische aufweist.

7 Zusammenfassung

Die Vermeidung oder Verminderung von Effekten, die eine Folge von Schwingungen sind, erlangen im Maschinen- und Anlagenbau sowie im Fahrzeugbau unter anderem aufgrund der wachsenden Arbeitsgeschwindigkeiten und der steigenden Leistungsdichte bei verstärkter Umsetzung des Leichtbaus immer größere Bedeutung. Neben Maßnahmen, die eine Änderung der Anregung oder der Systemeigenschaften beinhalten, werden auch Zusatzbauteile eingesetzt, um Schwingungen und deren Auswirkungen zu minimieren.

In der vorliegenden Arbeit wurde ein neuentwickelter Drehschwingungstilger vorgestellt, dessen Abstimmfrequenz sich selbsttätig drehzahlproportional verändert. Neben der hohen Wirksamkeit in einem breiten Betriebsdrehzahlbereich zeichnet sich das neue Funktionsprinzip gegenüber bestehenden Lösungen durch eine geschlossene Bauweise aus. Eine externe Leistungsversorgung sowie mess- und regelungstechnische Einrichtungen sind für den Betrieb dieses vollständig mechanisch arbeitenden Maschinenelements nicht erforderlich. Die hier beschriebenen Untersuchungen dienen der Ermittlung einer funktionsgerechten Auslegung des Tilgers und der Analyse des dynamischen Betriebsverhaltens des Bauteils bei Einsatz in unterschiedlichen Maschinenstrukturen. Das dynamische Verhalten wurde anhand von diskreten Drehschwingungsmodellen untersucht. Die theoretischen Ergebnisse wurden durch experimentelle Messungen untermauert, die an einem stark schwingungsbelasteten Steuertrieb eines direkteinspritzenden Dieselmotors durchgeführt wurden. Das Triebwerk wurde für die Versuche elektromotorisch geschleppt.

Die Abstimmfrequenz des Tilgers, der auf einem mechanischen Feder-Masse-System basiert, wird durch Änderung der Steifigkeit der Feder an die Frequenz der Erregung angepasst. Zu diesem Zweck wird die freie Wirklänge der verwendeten, radial angeordneten Blattfedern durch eine bewegliche Einspannung variiert. Eine fliehkraftbetätigte Verstelleinrichtung positioniert die Einspannung dergestalt, dass ein proportionaler Zusammenhang zwischen der Drehzahl und der Abstimmfrequenz erreicht wird. Damit kann der Tilger auf eine Harmonische beliebiger Ordnung einer periodischen Erregung abgestimmt werden, deren Frequenz drehzahlabhängig ist.

Unter Anwendung allgemeiner Berechnungsverfahren wurden insbesondere die spezifischen Auslegungsmöglichkeiten der fliehkraftbetätigten Positioniereinheit dargestellt, der eine zentrale Bedeutung hinsichtlich der Funktion des Tilgers zukommt. Es konnte gezeigt werden, dass durch eine Variation der Kennwerte der verschiedenen Elemente des Tilgers eine gezielte Anpassung auf spezielle Betriebsbedingungen möglich ist.

Die theoretischen Berechnungen anhand eines übersichtlichen Torsionsschwingungsmodells mit zwei Freiheitsgraden, die sowohl analytisch im Frequenz- als auch durch numerische

Integration im Zeitbereich durchgeführt wurden, geben Aufschluss über das grundlegende dynamische Verhalten des frequenzvariablen Drehschwingungstilgers:

- Der wirksame Tilgungsbereich nimmt mit steigender Abstimmfrequenz zu.
- Eine Bedämpfung des Tilgers reduziert die Kompensationswirkung, eine Bedämpfung des Hauptsystems hat keinen Einfluss auf die Tilgungswirkung.
- Ein hohes Massenträgheitsmoment der Tilgermasse erweitert den wirksamen Tilgungsbereich.
- Die primärseitige Masse des Tilgers besitzt hinsichtlich der Kompensationswirkung keine Bedeutung und sollte daher möglichst gering sein.

Die Betrachtungen bei periodischer Anregung des Schwingungssystems zeigen, dass eine in Bezug auf eine optimale Wirkung des Tilgers ausgerichtete Auswahl der Ordnung der zu tilgenden Harmonischen nur bei Kenntnis der konkreten Eigenschaften des Systems und der Anregung möglich ist. Dazu zählen

- die Eigenfrequenzen und Eigenformen,
- die modalen Dämpfungsgrade,
- die Amplitudenverhältnisse der Harmonischen der Anregung und
- die Nutzungsdauer einzelner Betriebspunkte bzw. -bereiche.

Die Simulationsrechnungen im Zeitbereich offenbaren die Bedeutung einer nichtglatten Kennlinie der Tilgerfeder auf die Kompensationswirkung. Zum einen führt die spielbehaftete Einspannung der Blattfeder im Tilger zu einem sprunghaften Verlauf der Drehmoment-Drehwinkel-Kennlinie. Zum anderen kann durch Drehwinkelbegrenzer, die die Tilgerfeder vor einer Überbeanspruchung schützen, ein progressiver Verlauf der Federsteifigkeit in Abhängigkeit vom Verdrehwinkel erzeugt werden. Folgende Kernaussagen wurden aus den Berechnungen gewonnen:

- Großes Spiel in der Federeinspannung bewirkt eine Minderung der Kompensationswirkung und kann gegenüber dem idealisierten spielfreien Zustand zu höheren Belastungen führen.
- Das Spiel führt zu einer Absenkung der tatsächlichen Tilgungsfrequenz gegenüber der theoretisch bei spielfreier Einspannung ermittelten Frequenz. Dieser unvermeidbare Einfluss ist zwingend bei der funktionalen Auslegung des Tilgers zu berücksichtigen.
- Erhöhungen des Spielmaßes, die aufgrund von Verschleißerscheinungen während des Betriebes zu erwarten sind, besitzen dagegen einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Abstimmfrequenz und damit auf die Wirksamkeit des Tilgers.
- Progressive Federkennlinien können bei verminderter Kompensationswirkung die Tilgerbelastung begrenzen.

- Die Tilgungsfrequenz wird durch progressive Federkennlinien angehoben. Die Drehwinkelbegrenzer sollten daher erst außerhalb des normalen Drehwinkelbereiches der Tilgermasse zur Wirkung kommen.

Der in den experimentellen Untersuchungen als Anwendungsbeispiel herangezogene Dieselmotor wurde als diskretes Torsionsschwingungsmodell mit 20 Freiheitsgraden abgebildet, um die Wirkungsweise des frequenzvariablen Tilgers an diesem ungefesselten, vermaschten und verzweigten Schwingungssystem theoretisch zu untersuchen. Die Drehmomente der Nockenwelle und der Einspritzpumpe wurden als periodische Anregungsmomente berücksichtigt und an zwei Punkten in das System eingeleitet. Die Berechnungen ergaben folgende ergänzende Ergebnisse:

- Die durch Anbindung des Tilgers an das Ausgangssystem hinzukommende neue Eigenfrequenz des gekoppelten Systems kann auch oberhalb der Tilgerabstimmfrequenz liegen.
- Es kann nur die harmonische Anregung kompensiert werden, die an derselben Masse angreift, an der auch der Tilger angekoppelt ist.
- Für entfernte Anregungsquellen besteht eine Tilgerwirkung nur durch das gesamte Teilsystem, das sich als Zweig an die angeregte Masse anschließt. Die Tilgungsfrequenzen ergeben sich dabei aus den Eigenfrequenzen des Teilsystems. Dadurch kann die nur schwach getilgte Harmonische erster Ordnung des Nockenwellenmomentes zur Resonanzanregung in der ersten Eigenform beitragen und zu hohen Drehwinkelamplituden der Tilgermasse führen.
- Eine Bedämpfung des Tilgers führt zwar zu einer Abnahme der Kompensationswirkung, sie zeigt bei diesem Beispiel aber insgesamt eine sehr günstige Wirkung auf die Höhe der Gesamtbelastung.

Vergleichsrechnungen, bei denen alternative Bauteile zur Schwingungsminderung im Modell abgebildet wurden, verdeutlichen die Vorteile des frequenzvariablen Tilgers.

Die experimentellen Untersuchungen belegen zum einen die generelle Funktionsfähigkeit des Versuchstilgers sowie in Übereinstimmung mit den Ergebnissen der theoretischen Berechnungen die gute schwingungsmindernde Wirkung dieses Maschinenelements. Durch den Einsatz des frequenzvariablen Tilgers ist in weiten Drehzahlbereichen eine erhebliche Reduktion der dynamischen Belastung des Steuertriebes zu erreichen. Das an der Kurbellwellensynchronscheibe gemessene Drehmoment kann im mittleren und oberen Drehzahlbereich auf 35-50 % des Ausgangswertes abgesenkt werden.

Mit dem fliehkraftgesteuerten frequenzvariablen Tilger steht ein Bauteil zur effektiven Minderung von Schwingungen für alle technischen Systeme zur Verfügung, die durch Drehmomente mit drehzahlproportionaler Frequenz angeregt werden.

8 Literaturverzeichnis

- [1] Andrä, R. H.; Kurr, K.; Ullrich, G.; Dörge, U.: Drehschwingungsdämpfer. Deutsches Patentamt, DE 36 39 190 C2, Anmelder: Fa. Carl Freudenberg, Weinheim 1989
- [2] Arnold, M.: Einfluss unterschiedlicher Riemenspannerkonzepte auf dynamische Belastungen und Schwingungen von Zahnriementrieben in 4-Takt-Ottomotoren. Dissertation RWTH Aachen 1992.
- [3] Arras, B.: Entwicklung eines adaptiven Zusatzsystems zur Minderung von Torsionsschwingungen in Antriebsträngen. Dissertation TH Darmstadt. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 11 Nr. 233. Düsseldorf: VDI-Verlag 1996.
- [4] Banaschek, J.; Heidingsfeld, D.: Neue Konzepte zur Schwingungsisolierung in Kfz-Antriebssträngen. Konferenz-Einzelbericht: Kupplungen in Antriebssystemen '97, Fulda, 3.-4. März, 1997, VDI-Berichte, Band 1323 (1997), S. 83-103, Düsseldorf: VDI-Verlag.
- [5] Bansemir, H.; Bongers, B.: Schwingungstilger. Deutsches Patentamt, DE 196 41 763 A1, Anmelder: Eurocopter GmbH, München 1998.
- [6] Bartsch, C.: Von separaten Aggregaten zum Schwungradgenerator. Antriebstechnik 37 (1998) Nr. 1, S. 48-50.
- [7] Bauder, R. et al.: Der neue V6-TDI-Motor von Audi mit Vierventiltechnik, Teil 3: Motormechnik. MTZ Motortechnische Zeitschrift 58 (1997) Nr. 12, S. 750-755.
- [8] Beitz, W.; Küttner, K.-H.(Hrsg.): Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau. 18. Auflage. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag 1994.
- [9] Braun, R.: Vom Simmering zur aktiven Dichtungstechnik. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 102 (2000), 1.
- [10] Breitbach, E.; Breitbach, H.: Vorrichtung zur Dämpfung von Schwingungen mit einem Schwingungstilger. Deutsches Patentamt, DE 197 25 770 A1, Anmelder: Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e. V., Bonn 1998.
- [11] Bronstein, I. N.; Semendjajew, K. A.: Taschenbuch der Mathematik. Hrsg. von G. Grosche, V. Ziegler u. D. Ziegler. 24. Auflage, Leipzig: BSB Teubner 1989.
- [12] Brunk, H.: Entwicklung eines elektrisch steuerbaren Schwingungstilgers für Wellenstränge von Verbrennungskraftmaschinen. Dissertation TU Hamburg-Harburg. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 11 Nr. 178. Düsseldorf: VDI-Verlag 1992.
- [13] Bursal, F.-H.: Transient vibration reduction through the use of dual absorbers. Konferenz-Einzelbericht: Proc. of the 1995 Design Engineering Tech. Conf., Vol. 3, Part C, Boston USA, 17.09.-20.09.1995, Band DE-84, 3 (1995) S. 41-52.

- [14] Butter, K.; Haase, M.: FEM-Berechnung und Verminderung der erzwungenen Schwingungen einer Textilmaschine durch Einsatz von lokalen Dämpfern und Tilgern. Konferenz- Einzelbericht: 24. FEM-Kongress, Tagungsband, Baden-Baden, 17.-18. Nov., 1997, S. 201-209.
- [15] Dahlberg, T.: On optimal use of the mass of a dynamic vibration absorber. *Journal of Sound and Vibration* (1989) 132, S. 518 – 522.
- [16] Deuring, H.: Drehschwingungstilger. Deutsches Patentamt, DE 33 40 259 C2, Anmelder: Goetze AG, Burscheid 1985
- [17] Eckel, H.-G.: Drehzahladaptiver Tilger. Deutsches Patentamt, DE 196 31 989 C1, Anmelder: Fa. Carl Freudenberg, Weinheim 1997.
- [18] Eckel, H.-G.; Kunkel, A.: Drehzahladaptiver Tilger. Deutsches Patentamt, DE 196 04 160 C1, Anmelder: Fa. Carl Freudenberg, Weinheim 1997.
- [19] Euer, H.: Schwingungstilger. Deutsches Patentamt, DE 29 05 973 A1, Anmelder: Apparatebau Gauting GmbH, Gauting 1980.
- [20] Faust, H.: Schwingungsuntersuchungen am Synchronriementrieb eines direkteinspritzenden Pkw-Dieselmotors. Fortschritt-Berichte VDI-Reihe 12 Nr. 260. Düsseldorf: VDI-Verlag 1995.
- [21] Federn, K.: Gedämpfter Drehschwingungstilger. Deutsches Patentamt, DE 32 22 258 C2, Anmelder: Federn, K., Berlin 1987
- [22] Gasch, R.; Knothe, K.: Strukturdynamik. Band 1, Diskrete Systeme. Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo: Springer-Verlag 1987.
- [23] Grunau, R.; Hönlung, H.; Morr, J.: Schwingungstilger. Deutsches Patentamt, DE 42 09 610 C1, Anmelder: Fa. Carl Freudenberg, Weinheim 1993.
- [24] Haberstroh, E.; Ehbing, H.; Stommel, M.: Ein Auslegungskonzept für Schwingungstilger. *Kautschuk und Gummi, Kunststoffe*, Band 50 (1997) Heft 2, Seite 102-105.
- [25] Hafner, K. E.; Maass, H.: Theorie der Triebwerksschwingungen der Verbrennungskraftmaschine. Wien, New York: Springer-Verlag 1984
- [26] Hafner, K. E.; Maass, H.: Torsionsschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine. Wien, New York: Springer-Verlag 1985
- [27] Hagood, N. W.; von Flotow, A.: Damping of structural vibrations with piezoelectric materials and passive electrical networks. *Journal of Sound and Vibrations* (1991), 146(2), S. 243-268.
- [28] Heiduk, T.: Methoden zur Analyse von Schwingungen und dynamischen Kräften in Steuerungsantrieben von Verbrennungsmotoren für Pkw. Dissertation RWTH Aachen 1995.

- [29] Heiduk, T.; Hinz, R.; Arnold, M.: Anforderungen an dynamisch hochbelastete Steuerungsantriebe moderner Verbrennungsmotoren. Zeitschriftenaufsatz: Motortechnische Zeitschrift (MTZ), Band 56 (1995) Heft 5, S. 252-256.
- [30] Hieronimus, K.; Guerich, G.; Wiehagen, N.: Konzepte zur Triebwerkslagerung im Hinblick auf Leerlaufkomfort. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Band 54 (1993) Heft 4, S. 207-209.
- [31] Hinz, R.: Untersuchung des Antriebsverhaltens von Kraftstoffhochdruck-Einspritzsystemen. Dissertation RWTH Aachen 1994.
- [32] Holzweilig, F.; Dresig, H.: Lehrbuch der Maschinendynamik. 4. Auflage Leipzig, Köln: Fachbuchverlag Leipzig 1994
- [33] Huber, K.: Leichtbau am Verbrennungsmotor – Möglichkeiten und Auswirkungen. Fahrzeug- und Motorentechnik, 6. Aachener Kolloquium, Band 2, Aachen 1997.
- [34] Klotter, K.: Technische Schwingungslehre. Schwinger von mehreren Freiheitsgraden. Zweiter Band, 2. Auflage Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer-Verlag 1960.
- [35] Lang, C.-H.; Rach, J.; Lechner, G.: Modellierung der Klapper- und Rasselschwingungen in Fahrzeuggetrieben. Konferenz-Einzelbericht: Schwingungen in Antrieben, Tagung der VDI-Ges. EKV, Veitshöchheim, 25.-26. Sep., 1995, VDI-Berichte, Band 1220 (1995), S. 577-592, Düsseldorf: VDI.
- [36] Laschet, A.: Simulation von Antriebssystemen. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag 1988
- [37] Maass, H.; Klier, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine. Wien, New York: Springer-Verlag 1981
- [38] Magnus, K.; Popp, K.: Schwingungen. Eine Einführung in physikalische Grundlagen und die theoretische Behandlung von Schwingungsproblemen. 5. Auflage Stuttgart: Teubner 1997.
- [39] Matschinsky, W.: Drehschwingungstilger. Deutsches Patentamt, DE 27 42 560 C2, Anmelder: BMW AG, München 1983.
- [40] Meissner, M.; Schorcht, H.-J.: Metallfedern. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag 1997
- [41] Meissner, M.; Wanke, K.; Schorcht, H.-J.: Handbuch Federn. 2. Auflage Berlin, München: Verlag Technik 1993
- [42] Motz: Ingenieurmechanik: Technische Mechanik für Studium und Praxis. Düsseldorf: VDI-Verlag 1991.
- [43] N.N.: Datatel Telemetrieapplikation. Bedienungsanleitung zu einer 3-Kanal-Telemetrieanlage. Telemetrie Elektronik GmbH, Langenhagen 1997.

- [44] N.N.: Die Automobil-Batterie dient zugleich als Schwingungstilger. Blick durch die Wirtschaft – Beilage zur Frankfurter Allgemeinen Zeitung, Band 36 (1993) Heft 167 31.08.1993, S. 8.
- [45] N.N.: Simulink. Computation, Visualization, Programming. Using Simulink. The MathWorks Inc., Natick 1996.
- [46] Nagem, R. J.; Madanshetty, S.; Medhi, G.: An electromechanical vibration absorber. Konferenz-Einzelbericht: Proc. of the 1995 Design Engineering Tech. Conf., Vol. 3, Part C, Boston USA 17.09.-20.09.1995, Band DE-84, 3 (1995) S. 53-57.
- [47] Oestreich, M.: Untersuchung von Schwingern mit nichtglatten Kennlinien. Dissertation Universität Hannover 1998.
- [48] Reinicke-Murmann, J.: Dynamische Beanspruchungsgrößen für Zahnriemengetriebe in 4-Takt-Verbrennungsmotoren. Dissertation RWTH Aachen 1992.
- [49] Rohs, U.; von Dahlen, R.; Heidingsfeld, D.: Isolation von Drehschwingungen in einem Kfz-Antriebsstrang durch einen Hydraulischen Torsionsdämpfer (HTD). Konferenz-Einzelbericht: ATK '95, Antriebstechnisches Kolloquium, Inst. für Maschinenelemente und Maschinengestaltung, RWTH Aachen, 16.-17. Mai, 1995, Band 6 (1995) S. 223-242, Aachen: Mainz Wissenschaftsverlag.
- [50] Röpke, P.; Wolschendorf, J.: Leise trotz DI: Akustik für 1,9l-TDI: Konferenz-Einzelbericht: 14. Internationales Wiener Motorensymposium, Band 2, 1993, Fortschrittberichte VDI, Reihe 12 (1993), S. 1-17.
- [51] Röttsch, K. et al.: Aggregat-Lager. Deutsches Patentamt, DE 197 11 689 A1, Anmelder: BMW AG: München 1998.
- [52] Sarazin, R.: Vorrichtung zur Verminderung der Torsionsschwingungen in Wellen mittels pendelnder Massen. Deutsches Reichspatent 597091, 1931.
- [53] Satoh, Y.; Misawa, H.: An optimal design method for rubber vibration absorber. Konferenz-Einzelbericht: Proc. of the 1995 Design Engineering Tech. Conf., Vol. 3, Part C, Boston USA 17.09.-20.09.1995, Band DE-84,3 (1995) S. 471-477.
- [54] Snowdon, J. C.: Dynamic vibration absorbers that have increased effectiveness. Journal of Engineering for Industry, Vol. 96 (1974), S. 940-945.
- [55] Stühler, W.: Dämpfung – Entstehung, Beschreibungsformen, Auswirkungen und Abhängigkeiten. Grundsatzreferat. VDI Berichte Nr. 1082, 1993.
- [56] Taylor, E. S.: Crankshaft Torsional Vibration in Radial Aircraft Engines. SAE Journal (Transactions), Vol 38 Nr. 3, 1936, S. 81-89.
- [57] VDI 2149: Getriebedynamik, Starrkörper-Mechanismen. VDI-EKV: Düsseldorf 1999.
- [58] Vollmer, J.: Getriebetechnik. Grundlagen. 2. Auflage Berlin: Verlag Technik 1995
- [59] Weltin, U.; Hermann, D.: Schwingungsdämpfer. Deutsches Patentamt, DE 41 38 405 C1, Anmelder: Fa. Carl Freudenberg, Weinheim 1993.

- [60] Westkämper, E.; Meschke, J.: Passive Dämpfungssysteme zur Minimierung von Schwingungsamplituden an spanenden Werkzeugmaschinen. Zeitschriftenaufsatz: Die Maschine – dima, Band 47 (1993) Heft 4, S. 52-55.
- [61] Wilhelm, M.; Spessart, B.: Vibration and noise excitation in the timing gear train of diesel engines. Konferenz-Einzelbericht: Vibration in Rotating Machinery, Int. Conf., Bath, GB, 7.-10. Sep., 1992, Band ImechE 1992-6 (1992) S. 155-172, London: Mechanical Engineering Publication.
- [62] Willmann, M., et a.: Das neue TDI-Triebwerk von Volkswagen. MTZ Motortechnische Zeitschrift 57 (1996) Nr. 11, S. 604-610.
- [63] Zürbes, Arno: Ein Verfahren zur Berechnung der gekoppelten Biege- und Torsionsschwingungen von Kurbelwellen. Fortschrittberichte VDI Reihe 11 Nr. 170. Düsseldorf: VDI-Verlag 1992.

Unveröffentlichte Berichte, Studien- und Diplomarbeiten

- [64] Baron, J.: Untersuchung des Schwingungsverhaltens eines Zahnriementriebes mit modifizierten Bauteilen. Diplomarbeit, Bericht Nr. 836, IMKS Universität Hannover, 1995.
- [65] Baron, J.: Optimierungsuntersuchungen am Steuertrieb des Motors VW EA188. Unveröffentlichter Abschlussbericht, IMKS Universität Hannover – VW AG Wolfsburg, 1996.
- [66] Ganghoff, P.: Untersuchung des Fliehkraftpendels als Schwingungstilger einer Schwingerkette, am Beispiel eines Fahrzeugantriebsstranges. Studienarbeit, Karlsruhe: Institut für Technische Mechanik der Universität Karlsruhe 1985
- [67] Shahrokhi, D.: Ermittlung dynamischer Kennwerte von Zahnriemen. Unveröffentlichte Diplomarbeit, Bericht Nr. IMKS Universität Hannover, 1995.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Joachim Baron
Geburtsdatum: geb. 07.10.1969 in Bad Pyrmont
Familienstand: verheiratet, zwei Kinder.

Schule

08/76 – 07/80 Grundschole Holzhausen, Bad Pyrmont
08/80 – 07/82 Orientierungsstufe Bad Pyrmont
08/82 – 05/89 Humboldt-Gymnasium Bad Pyrmont

Wehrdienst

/ – / nicht wehrdienstfähig

Studium

10/89 – 02/95 Studium des Maschinenbaus an der Universität Hannover,
Fachrichtung „Entwicklungs- und Konstruktionstechnik“.
02/92 Diplomvorprüfung
02/95 Diplomprüfung
12/91 – 12/92 Wissenschaftliche Hilfskraft am Laser Zentrum Hannover e.V.
04/94 – 06/94 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Getriebetechnik der
Universität Hannover

Praktika

06/1989 – 07/1989 Schubert Heizungs- und Lüftungsbau GmbH, Blomberg
03/1990 Aerzener Maschinenfabrik GmbH, Aerzen
03/1991 Aerzener Maschinenfabrik GmbH, Aerzen
05/1992 - 06/1992 Laser Zentrum Hannover e. V., Hannover
02/1993 – 04/1993 Hermann Berstorff Maschinenbau GmbH, Hannover

Berufstätigkeit

02/1995 – 06/1995 Wissenschaftliche Hilfskraft mit Abschluss,
seit 07/1995 Wissenschaftlicher Mitarbeiter
am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und
Sicherheitstechnik (IMKS) der Universität Hannover,
Prof. Dr. Ing. E.-G. Paland; seit Mai 1996:
Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und
Tribologie (IMKT) der Universität Hannover,
Prof. Dr. Ing. G. Poll.