Bei diesem Beitrag handelt es sich um einen wissenschaftlich begutachteten und freigegebenen Fachaufsatz („reviewed paper“).

doi.org/10.37544/1436-4980-2024-10-16

Magnetorheologisches Dämpfungssystem zur Gründung energiegebundener Umformmaschinen

Variable Dämpfung für die Schmiedepressengründung

D. Friesen, S. Fries, D. Schmiele, R. Krimm, B.-A. Behrens

ZUSAMMENFASSUNG Umformprozesse auf Schmiedepressen gehen oft mit erheblichen Erschütterungen einher, welche auch negative Auswirkungen auf die Personalgesundheit und die Maschinenverfügbarkeit haben können. Bei Auslegung der Maschinengründungen herrscht derzeit ein Zielkonflikt hinsichtlich des optimalen Dämpfungsgrades. Im Beitrag wird ein Dämpfungssystem auf Basis magnetorheologischer Flüssigkeit vorgestellt, das eine variable Dämpfung der infolge stoßartiger Prozessanregung resultierenden Schwingungen ermöglicht.

STICHWÖRTER

Umformtechnik, Maschinenbau, Konstruktion

Variable damping in the foundation of energy-linked forming machines - Damping system with adjustable magnetorheological properties for the foundation of energy-linked forming machines

ABSTRACT Forming processes on forging presses often go together with considerable vibrations which negatively affect staff health and machine availability. When designing machine foundations, there is currently a conflict of objectives regarding the optimum degree of damping. The article presents a damping system based on magnetorheological fluid, which enables variable damping of vibrations resulting from shock-like process excitation.

1 Einleitung

Energiegebundene Umformmaschinen wie Hämmer und Spindelpressen werden durch schlagartig aufgebrachte Prozesskräfte zum Schwingen angeregt, was sich in Form von Erschütterungen der Maschinenumgebung bemerkbar macht. Zum einen kann dies zu Beschädigungen des Maschinenfundaments oder der Produktionsstätten kommen, zum anderen führen diese Schwingungen zu gesundheitlichen Beeinträchtigungen des Maschinenbedienpersonals. Aufgrund der erhöhten Schallemission kann, neben der Lärmbelästigung, eine negative Beeinflussung des vegetativen Nervensystems erfolgen, weshalb Betreiber energiegebundener Umformmaschinen vom Gesetzgeber strenge Vorgaben auferlegt bekommen [1, 2].

Um die Übertragung der Erschütterungen an die Umwelt zu verringern, wird oft eine Kombination aus Federn und viskosen Dämpfern zur Gründung dieses Maschinentyps eingesetzt. Dabei übernehmen beide Komponenten unterschiedliche Aufgaben: Die elastischen Elemente der Maschinengründung vermindern die Übertragung von Erschütterungen an die Umgebung, während die viskosen Elemente die Schwingungsenergie aus dem System abführen. Die Energieentnahme aus dem System wird mit gezielt eingebrachten Reibeffekten zwischen einem Festkörper und einem hochviskosen Medium mit hoher Scherfestigkeit erreicht. In der Praxis tragen die Reibungskräfte jedoch nicht nur zur Umwandlung der Schwingungsenergie in Wärme bei, sondern führen auch dazu, dass Erschütterungen an die Maschinenumgebung weitergegeben werden.

Bei herkömmlichen Maschinengründungen, die auf Basis von Federdämpferelementen mit konstanter Viskosität beruhen, muss daher ein Kompromiss zwischen hoher und niedriger Viskosität gefunden werden. Entstehen hohe Dämpfkräfte, führt dies zu einer schnell abklingenden Schwingung, gleichzeitig aber auch zu einer Übertragung der Stoßenergie an die Maschinenumgebung, was mit einem Verlust der Isoliereigenschaften der Maschinengründung einhergeht. Ist die Dämpfung während des Stoßes nicht hoch genug, verbleibt die Schwingungsenergie länger im System. Diesem Zielkonflikt kann bei der Auslegung der Maschinengründung mittels Dämpfern mit variabel ansteuerbaren Dämpfungseigenschaften begegnet werden.

Magnetorheologische Flüssigkeiten repräsentieren eine Werkstoffklasse, welche eine gezielte dynamische Steuerung ihrer Materialeigenschaften zulässt. Dabei können mittels Anlegens eines Magnetfeldes die inneren Strukturen, das heißt die Fließgrenze und die Scherfestigkeit dieser Flüssigkeiten und damit auch ihre Fließeigenschaften verändert werden. In der Automobilindustrie oder im Erdbebenschutz an Gebäuden werden magnetorheologische Flüssigkeiten in Dämpfern bereits erfolgreich eingesetzt [3, 4].

2 Stand der Technik

2.1 Pressengründungen

Umformmaschinen werden hinsichtlich ihrer Wirkungsweise in weggebundene, energiegebundene und kraftgebundene Umformmaschinen unterteilt. Energiegebundene Umformmaschinen (Hämmer, Spindelpressen) speichern die für die Umformung

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-10-16 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access - CC BY

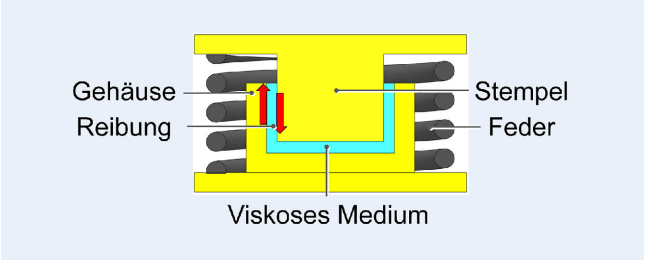

Bild 1. Dämpfer bestehend aus Stahlfeder und viskosem Dämpfer. *Grafik: [6]*

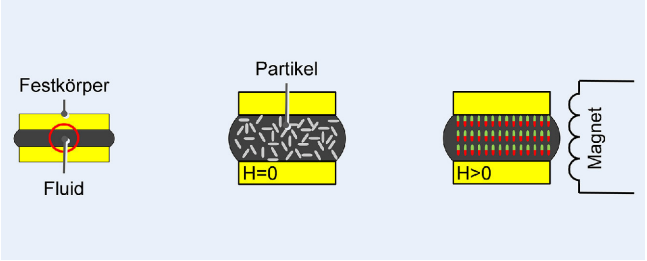

Bild 2. Der magnetorheologische Effekt. *Grafik: [10]*

benötigte Energie vor Beginn des Umformvorganges in der Maschine. Die gespeicherte potenzielle (Hämmer) oder kinetische (Spindelpressen) Energie wird während der Abwärtsbewegung und des Auftreffens des Bären beziehungsweise des Stößels in Nutz- und Verlustarbeit umgewandelt. Infolge des Auftreffens auf dem umzuformenden Halbzeug wird die Umformmaschine impulsförmig zum Schwingen angeregt [5].

Es gibt verschiedene Aufstellungsmöglichkeiten für energiegebundene Maschinen. Dazu zählen die feste Fundamentgründung, das abgefederte Fundament sowie die Direktabfederung. Bei der Direktabfederung steht die Maschine direkt auf Feder- und Dämpferelementen, welche wiederum auf dem Hallenfundament gelagert sind. Auf diese Weise werden größere Schwingungswege durchfahren als bei anderen Aufstellungen [6]. Jedoch ist diese Variante aufgrund der fehlenden baulichen Maßnahmen für ein Fundament die günstigste und damit auch die am häufigsten eingesetzte Variante [5]. Weit verbreitete Systeme zur Direktabfederung verfügen über Stahlfedern in Kombination mit viskosen Dämpfern (**Bild 1**).

Der Dämpfer besteht aus einem Stempel, einem Dämpfungsmedium und einem begrenzenden Gehäuse. Die Dämpfungskräfte werden mittels Reibungskräften erzeugt, die aufgrund von Scherung und Verdrängung des Fluids bei einer Relativbewegung des Stempels zum Medium entstehen. Die Abfuhr der Schwingungsenergie aus dem System erfolgt dabei in Form von Wärme, welche durch die viskose Reibung im Dämpfer erzeugt wird [6].

Weiterhin sind Dämpfer auf Basis geschichteter Elastomere bekannt [7]. Das Funktionsprinzip zur Entnahme der Schwingungsenergie basiert dabei auf der von den Polymerketten des Elastomers zu verrichtenden Arbeit, um vom verformten in den unverformten Zustand zurückzukehren. Die zu dämpfende Schwingungsenergie wird in Form von Wärme aus dem System geführt [8]. Kostengünstige Dämpfer auf Basis geschichteter Elastomere weisen zwar gute schwingungsdämpfende Eigenschaften auf, geben aber einen vergleichsweise großen Teil der Schwingungen an die Maschinenumgebung ab. So erlauben Elastomersysteme nur eine Isolationswirkung von 20–40 % und benötigen daher zusätzlich ein geeignetes Fundament. Stahlfederelemente, gepaart mit viskosen Dämpfern, erreichen im Gegensatz zu Elastomeren eine Isolationswirkung von etwa 80 % für Hämmer, allerdings ergeben sich längere Federwege als bei Elastomeren. Beide Ansätze der Maschinengründung haben gemeinsam, dass sich ihre Dämpfungseigenschaften nicht im Sinne der tatsächlich notwendigen Schwingungsisolierung anpassen lassen, da die Materialeigenschaften der dämpfenden Werkstoffe konstant sind.

2.2 Magnetorheologische Fluide

Magnetorheologische (MR-)Fluide sind Suspensionen von festen, magnetisierbaren Partikeln in einer nicht magnetisierbaren Trägerflüssigkeit. Dabei kann die Trägerflüssigkeit typischerweise Mineral- oder Silikonöl, Polyester, Polyether, synthetischer Kohlenwasserstoff und Wasser sein [7, 9]. MR-Fluide ändern unter Einfluss eines magnetischen Feldes ihre Eigenschaften.

Der magnetorheologische Effekt beschreibt die umkehrbare Änderung des Fließ- und Deformationsverhaltens dieser Materialien im Magnetfeld. Im Ausgangszustand liegen die magnetischen Partikel nahezu isotrop verteilt im Trägermedium vor. Wird die Flüssigkeit nun einem magnetischen Feld ausgesetzt, so bilden die magnetischen Partikel Dipole, die zu einer anisotropen Aggregatbildung der Partikel entlang der magnetischen Feldlinien führen (**Bild 2**). Dadurch entsteht ein kubisches Netzwerk aus kettenförmig angeordneten Partikeln [10].

Wird nun von außen eine Kraft auf das Fluid aufgebracht, bilden die Ketten einen Widerstand gegen eine Verformung des Netzwerkes [11]. Die Stärke der Ausrichtung entlang des magnetischen Feldes und damit das magnetische Dipolmoment hängen unter anderem von der Partikelart und der Partikelgröße ab. Magnetorheologische Fluide erhalten in diesem Zustand eine hohe Fließspannung und damit eine hohe Scherfestigkeit sowie ein viskoelastisches Verhalten [7, 11].

Dämpfer auf Basis von magnetorheologischen Flüssigkeiten werden in vielen Bereichen eingesetzt. General Motors stellte die erste semiaktive Fahrzeugaufhängung auf Basis von magnetorheologischen Flüssigkeiten vor. In Zusammenarbeit mit Delphi Automotive Systems wurde das „Magnetic Selective Ride Control“ genannte System erstmals im Jahr 2002 in den Cadillac STS Seville eingebaut [12]. Audi setzt seit 2006 ein als „Magnetic Ride“ bezeichnetes Stoßdämpfersystem im Audi TT, später auch im A3 und im R8 ein [13]. MR-Dämpfer werden überdies in Helikopter-Rotorblättern verwendet [14]. In [15] wird ein Modell eines MR-Dämpfers zum Schutz von Gebäuden bei Erdbeben vorgestellt, welcher für Dämpfungskräfte von bis zu 200 kN ausgelegt ist. [16] bietet eine aktuelle Übersicht von magnetorheologischen Geräten, einschließlich Bremsen, Kupplungen, Dämpfern und Lagern. Die Patentschrift DE 10 20040 52 573 beschreibt die mögliche Anwendung von magnetorheologischen Dämpfern zur Umformmaschinengründung. Laut Patentschrift wird das Magnetfeld über Dauermagneten aufgebracht, eine Anpassung der Dämpfungseigenschaften während des Betriebs ist nicht vorgesehen [17]. Weiterhin wurde ein magnetorheologischer Dämpfer entwickelt, der beim Scherschneiden zwischen Tisch und Stößel verbaut wird und zur Schnittschlagdämpfung eingesetzt wird. Der entwickelte MR-Dämpfer zeigte sich dabei

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-10-16 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access -

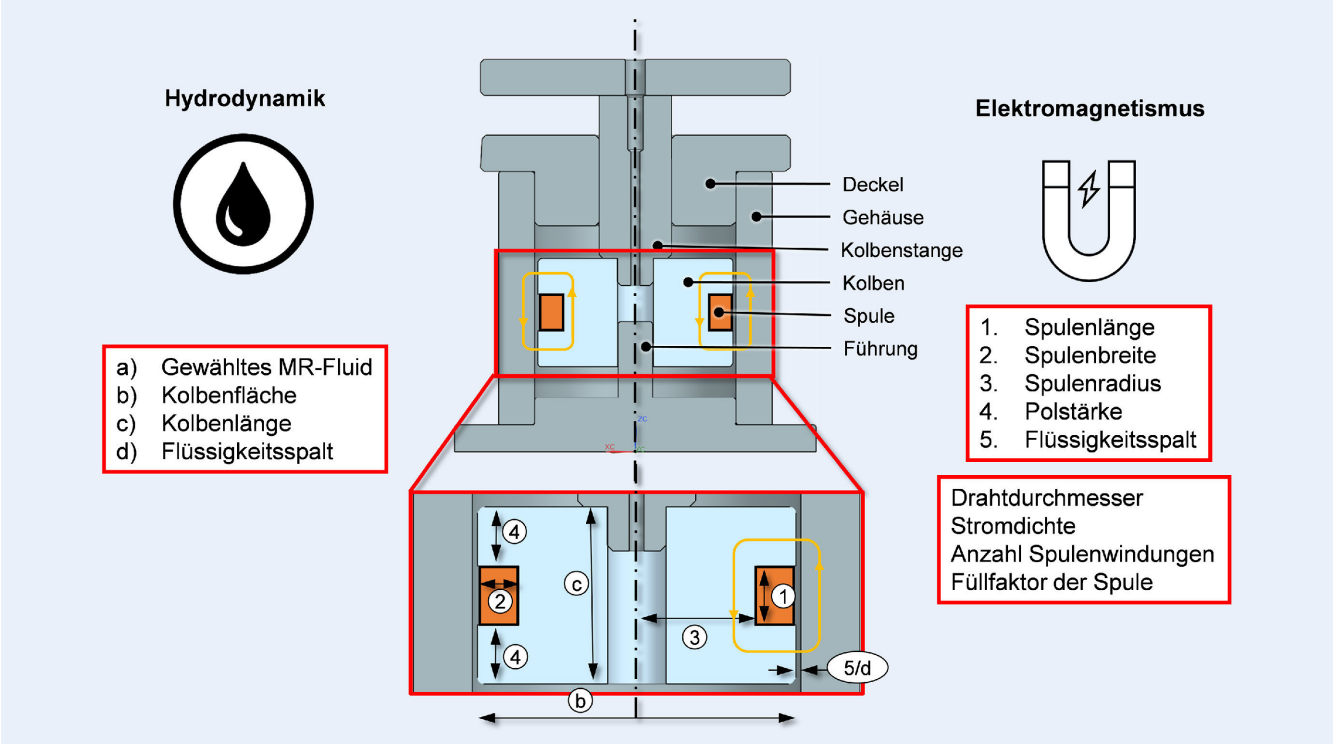

Bild 3. Schematische Darstellung eines MR (magnetorheologischen)-Dämpfers mit Konstruktionsparametern. *Grafik: IFUM*

effektiv in der Dämpfung der durch den Schnittschlag erzeugten Vibrationen [18].

2.3 Auslegung magnetorheologischer Dämpfer

Ein magnetorheologisches Dämpfungssystem verfügt über eine hydraulische und eine elektromagnetische Kraftkomponente. Im rein hydraulischen Betrieb ohne anliegendes Magnetfeld entsteht das Grunddämpfungsvermögen allein aufgrund der Viskosität des MR-Fluids. Die elektromagnetische Kraftkomponente bezieht sich auf den Betrieb des Dämpfers mit anliegendem Magnetfeld. Die beeinflussenden Parameter sind hier die Spulengeometrie sowie der Fluidspalt zwischen dem Dämpferkolben und dem Dämpfergehäuse. Ein geschlossenes Magnetfeld entsteht durch den magnetischen Fluss zwischen dem Kolben und dem Dämpfertopf über den Fluidspalt. Im aktiven axialen Polflächenbereich werden mittels Magnetfeld lokal Teilchen aus dem MR-Fluid magnetisiert und somit die Viskosität des Fluids verändert. **Bild 3** veranschaulicht schematisch eine MR-Dämpfer-Ausführung, welche hier als Ausgangsbasis im Konstruktionsprozess abgeleitet wurde. Zudem sind die zugehörigen Konstruktionsparameter und hydrodynamische sowie elektromagnetische Einflussfaktoren aufgeführt.

Zunächst wurde eine quasi-statische Analyse durchgeführt, bei der von einer konstanten Kolbengeschwindigkeit und einem vollständig ausgebildeten magnetischen Fluss ausgegangen wurde. Zur Beschreibung des Fluidflusses wurde das Bingham-Modell verwendet. Durch diese vereinfachenden Annahmen kann das komplexe nicht lineare strömungsmechanische Problem auf eine Strömung zwischen zwei ebenen Platten vereinfacht werden.

Basierend auf dieser Vereinfachung ergeben sich die Formeln für die Dämpferkraft eines MR-Dämpfers. Diese Kraft setzt sich zusammen aus einer viskosen, nicht variablen Kraft (F_η), die von der Viskosität des MR-Fluids und der Kolbengeschwindigkeit abhängt, sowie aus einer anhand des Magnetfelds regulierbaren MR-Kraft (F_τ) [19]:

$$F_{\text{Dämpfer}} = F_\eta + F_\tau$$

$$F_\eta = \left(1 + \frac{wgv_0}{2Q}\right)\frac{12\eta QLA_p}{wg^3}$$

$$F_\tau = c\frac{\tau_0(H)LA_p}{g}\,sgn(v_0)$$

$$D = \frac{F_\tau}{F_\eta}$$

w effektive Strömungsfläche
g Breite des Fluidspalts
v_0 Kolbengeschwindigkeit
Q Volumenstrom ($Q = A_P \cdot v_0$)
L effektive axiale Pollänge/Polstärke
A_P Kolbenkopfdurchmesser
η dynamische Viskosität
c Strömungsspezifischer Beiwert [2,07…3,07]
D Maß für Dämpferdynamik

3 Auslegung der Komponenten

Im Rahmen von messtechnischen und simulationsgestützten Untersuchungen an einer exemplarischen energiegebundenen Umformmaschine sowie einem Prüfstand zur Erzeugung von pressenähnlichen stoßartigen Belastungen wurden im Vorfeld der Auslegung wesentliche Schwingeigenschaften zur Ableitung der dynamischen Anforderungen an das Dämpfungssystem ermittelt.

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-10-16 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access -

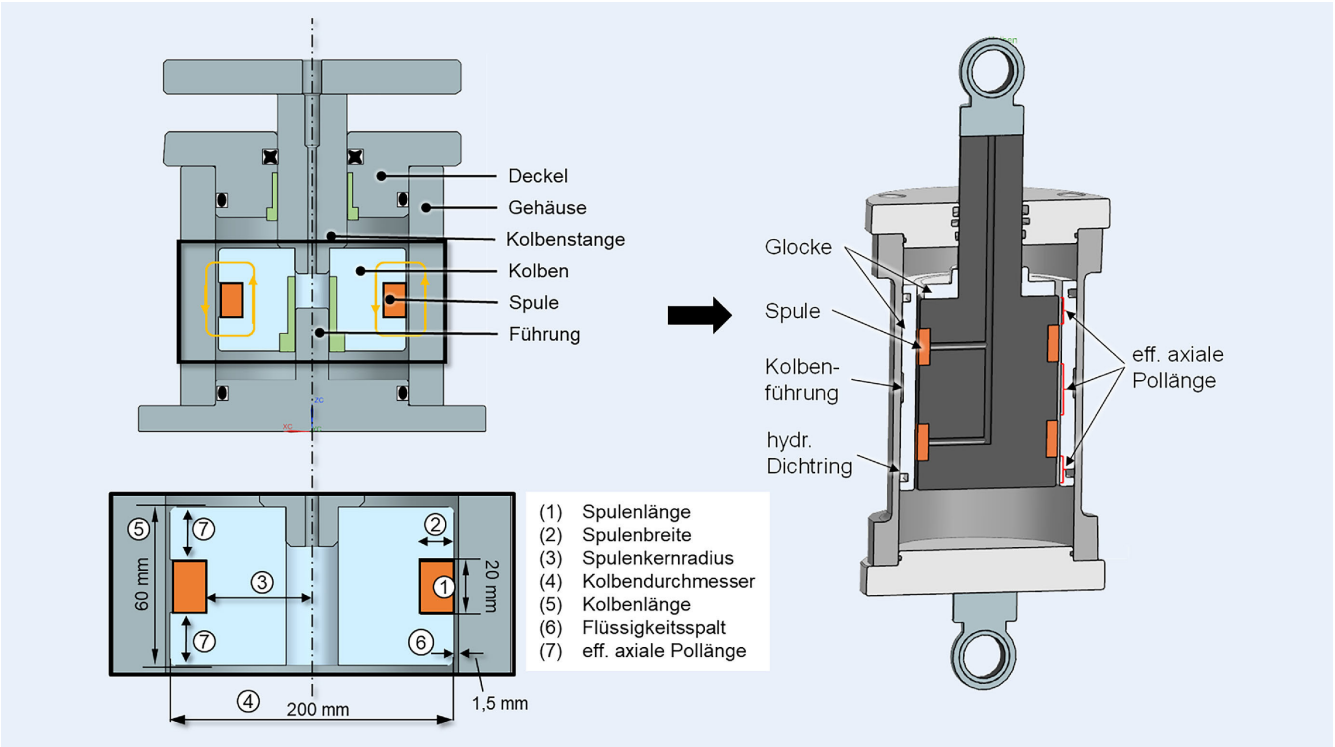

Bild 4. Dämpferkonzept. *Grafik: IFUM*

Zudem bildet das entsprechende MKS (Mehrkörpersimulation)-Prüfstandsmodell eine Basis, um die Konstruktionsparameter des Dämpfers auslegen zu können.

Die wesentlichen quantitativen Anforderungen betreffen hier je nach Anregung betrachtete Schwingungen im Amplituden- beziehungsweise Frequenzbereich zwischen 2 und 5 mm beziehungsweise 5 und 8 Hz. Die erforderliche Gesamtdämpfungskraft aller Dämpfer beträgt circa 90 bis 100 kN.

Bei der Auslegung des MR-Dämpfers sind hydraulische, magnetische sowie mechanische Anforderungen zu betrachten. Die hydraulischen Anforderungen beziehen sich auf den Betrieb des Dämpfers unter stromlosen Bedingungen und somit ohne Magnetfeld. Die maximale Dämpfungskraft ohne Magnetfeld stellt das Grunddämpfungsvermögen dar und ist abhängig von der Viskosität des gewählten magnetorheologischen Fluids.

Die magnetischen Anforderungen beziehen sich auf den Betrieb des Dämpfers mit aktivem Magnetfeld. Wie erwähnt, sind die geometrischen Parameter, die diesen Zustand beeinflussen, die Spulengeometrie sowie der Fluidspalt zwischen Dämpferkolben und Dämpfergehäuse. Dabei soll der Spalt möglichst konstant gehalten werden und darf ein Intervall von 0,5 bis 2 mm nicht überschreiten, da jenseits dieses Bereichs der magnetorheologische Effekt nicht vollständig genutzt werden kann.

Weitere Abhängigkeiten sind die Permeabilitätseigenschaften der eingesetzten Werkstoffe, die Anzahl der Spulen im Kolben, der Spulenwindungen sowie die Höhe des durch die Spule fließenden Stroms. In Anlehnung an Kapitel 2.3 wurde ein Dämpferkonzept erarbeitet, welches in **Bild 4** dargestellt ist.

Der Dämpfer soll aus einem Kolben mit zwei Spulen bestehen, was zu einer Erhöhung der effektiven axialen Pollänge und somit höheren einstellbaren Dämpfungskräften führt. Zur Gewährleistung eines konstanten Fluidspalts wurde eine Glocke um den Kolben herum vorgesehen. Weiterhin wurde eine Befestigung des Dämpfers jeweils über einen Gelenkkopf oben und unten vorgesehen, sodass dieser sowohl auf Druck als auch auf Zug belastet werden kann.

Da es sich bei den geometrischen Parametern des Dämpfers um ein mehrdimensionales Optimierungsproblem mit vielen voneinander abhängigen Unbekannten handelt, wurde ein Optimierungsansatz zur Auslegung gewählt, der im Folgenden vorgestellt wird. Die Herausforderung liegt darin, die Dynamik des Dämpfers, sprich die Einstellbarkeit der lokalen Viskositätsänderung und somit der verfügbaren Dämpfungskraft, möglichst hoch zu gestalten.

Zur Berechnung optimaler geometrischer Dämpferparameter in Abhängigkeit der Daten des MR-Fluids sowie des Lastfalls wurde ein „Matlab"-Tool in Anlehnung an [19] erstellt **Bild 5**.

Das Tool basiert auf der fluiddynamischen Navier-Stokes-Gleichung mit der vereinfachten Annahme einer Strömung zwischen zwei ebenen Platten sowie einer Erweiterung um einen elektromagnetodynamischen Ansatz. Der genutzte Optimierungsansatz basiert auf einer Optimierungsfunktion zur Bestimmung lokaler Optima. Als Zielfunktion dient dabei die Maximierung des Kraftverhältnisses zwischen hydraulischer und magnetorheologischer Dämpfungskraft. Weiterhin wurden im Tool Daten kommerziell erwerblicher MR-Fluide hinterlegt.

Das Optimierungsproblem wird mit der Berechnungssoftware Matlab über die Funktion *fmincon*, eine Funktion zur Lösung von nicht linearen Optimierungsproblemen mit Nebenbedingungen, gelöst. Die Funktion nutzt eine Vielzahl von Methoden, um eine numerische Lösung zu finden, einschließlich der Verwendung von Ableitungen und der Suche nach einem lokalen Minimum. Die Einschränkungen können durch lineare und nicht lineare Ungleichungen sowie durch lineare Gleichungen definiert werden.

Neben geometrischen Startparametern und Fluiddaten müssen zur Auslegung der Dämpferkomponenten Annahmen zu elektri-

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-10-16 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access - (cc) BY

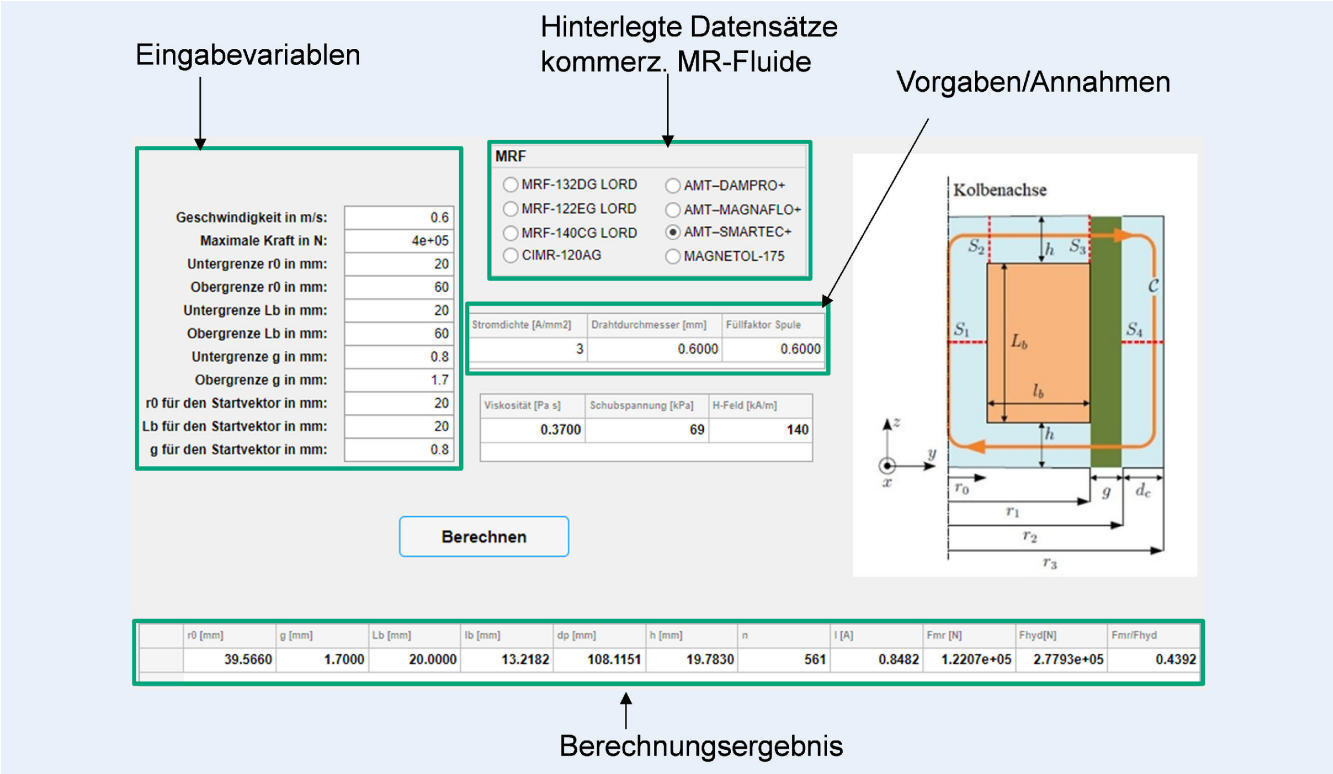

Bild 5. GUI des erstellten Matlab-Tools mit exemplarischen Werten. *Grafik: IFUM*

schen Variablen getroffen werden. Bei der Auswahl des Drahtdurchmessers muss ein Kompromiss zwischen der Anzahl der Windungen und der Intensität des Stroms berücksichtigt werden, der von der Stromquelle geliefert werden kann. Das Verringern des Drahtdurchmessers ermöglicht mehr Windungen, jedoch auf Kosten eines viel höheren elektrischen Widerstands. Die gewählte Lösung ist diejenige, welche die Minimierung des elektrischen Widerstands begünstigt. Der gewählte Drahtdurchmesser beträgt 0,4 mm. Zur Begrenzung der Erwärmung gemäß Joule-Effekt, wird die Stromdichtegrenze auf 5 A/mm^2 festgelegt. Weiterhin ist für die Spule ein Füllfaktor von 0,6 vorgesehen.

Zur Konkretisierung der Konstruktionsparameter wurde eine Analyse durchgeführt, um die Sensitivität der Parameter gegenüber der erzeugbaren Dämpfungskraft zu bestimmen. Dazu wurde basierend auf analytischen Formeln zur Berechnung der MR-Kraft ein vereinfachtes Bingham-Modell des MR-Dämpfers in „Simulink“ aufgebaut. Es erfolgte die Variation der effektiven Polfläche, also des Bereichs des Kolbens, in dem aktiv die Viskosität der MR-Flüssigkeit verändert wird, des Fluidspalts zwischen Kolben und Dämpferhülle sowie von unterschiedlichen kommerziell erwerbbaren MR-Fluiden (**Bild 6**).

Dargestellt ist die maximal mögliche Dämpfungskraft über der Kolbengeschwindigkeit. Erwartungsgemäß nimmt die Kraft mit steigender Geschwindigkeit zu. Zudem ist eine deutliche Abhängigkeit der Dämpferkraft von der Fluidspaltgeometrie, der effektiven axialen Polfläche wie auch dem gewählten Fluid erkennbar.

Die parametrische Dämpferkonstruktion lässt eine Änderung der Bauteilgeometrie durch Anpassung von Variablen zu. Unter anderem können so der Fluidspalt, die Kolbengeometrie, die Spulenanzahl sowie der Durchmesser und die Topfgeometrie angepasst werden. Anhand des MKS-Modells, dem Ersatzmodell des MR-Dämpfers sowie dem Matlab-Tool wurden die Konstruktionsparameter im Rahmen von iterativen Simulationsrechnungen weiter optimiert. Der Ablauf der iterativen Optimierung ist in **Bild 7** skizziert und sieht vor, dass zunächst im Ersatzmodell des Dämpfers die berechneten geometrischen Parameter aus der Initialauslegung hinterlegt werden.

Durch Austausch der geometrischen Parameter zwischen dem Matlab-Tool und dem Ersatzmodell werden diese hinsichtlich des magnetischen Sättigungszustands sowie mit der Zielfunktion zur Maximierung des Dynamikbereichs optimiert und angepasst. Das MKS-Modell des Gesamtsystems kann mit unterschiedlichen Lastfällen angeregt werden. Die Werte von Schwingbeschleunigung, -geschwindigkeit sowie –weg und der am Dämpfer ankommenden Kraft werden als Eingang an das Ersatzmodell des Dämpfers übergeben, welches entsprechend eine Dämpfungskraft beziehungsweise Dämpfungskennwerte an das MKS-Modell übergibt.

In der **Tabelle** sind die wesentlichen identifizierten Konstruktionsparameter zusammengefasst. Die Breite des Fluidspalts ist dabei ein Kompromiss zwischen geringem Strömungswiderstand und erhöhtem Verstopfungspotenzial einerseits (größere Breite) und möglichst hoher Kraft und präziser Kraftregelung bei hoher Reaktionsgeschwindigkeit andererseits (kleinere Breite).

4 Konstruktion des MR-Dämpfers

Das CAD-Modell der Dämpferkonstruktion, welche sich aus berechneten Parametern ergibt, ist in **Bild 8** dargestellt.

Der Kolben ist mit zwei Spulen ausgeführt. Eine höhere Anzahl an Spulen erhöht zwar die maximale mögliche Dämpfungskraft, hat jedoch auch einen negativen Effekt auf die Bauhöhe. Um Wirbelströme zu vermeiden kommt bei beiden Spulen eine entgegengesetzte Spulenwicklung zum Einsatz. Um den Kolben

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-10-16 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access - (cc) BY

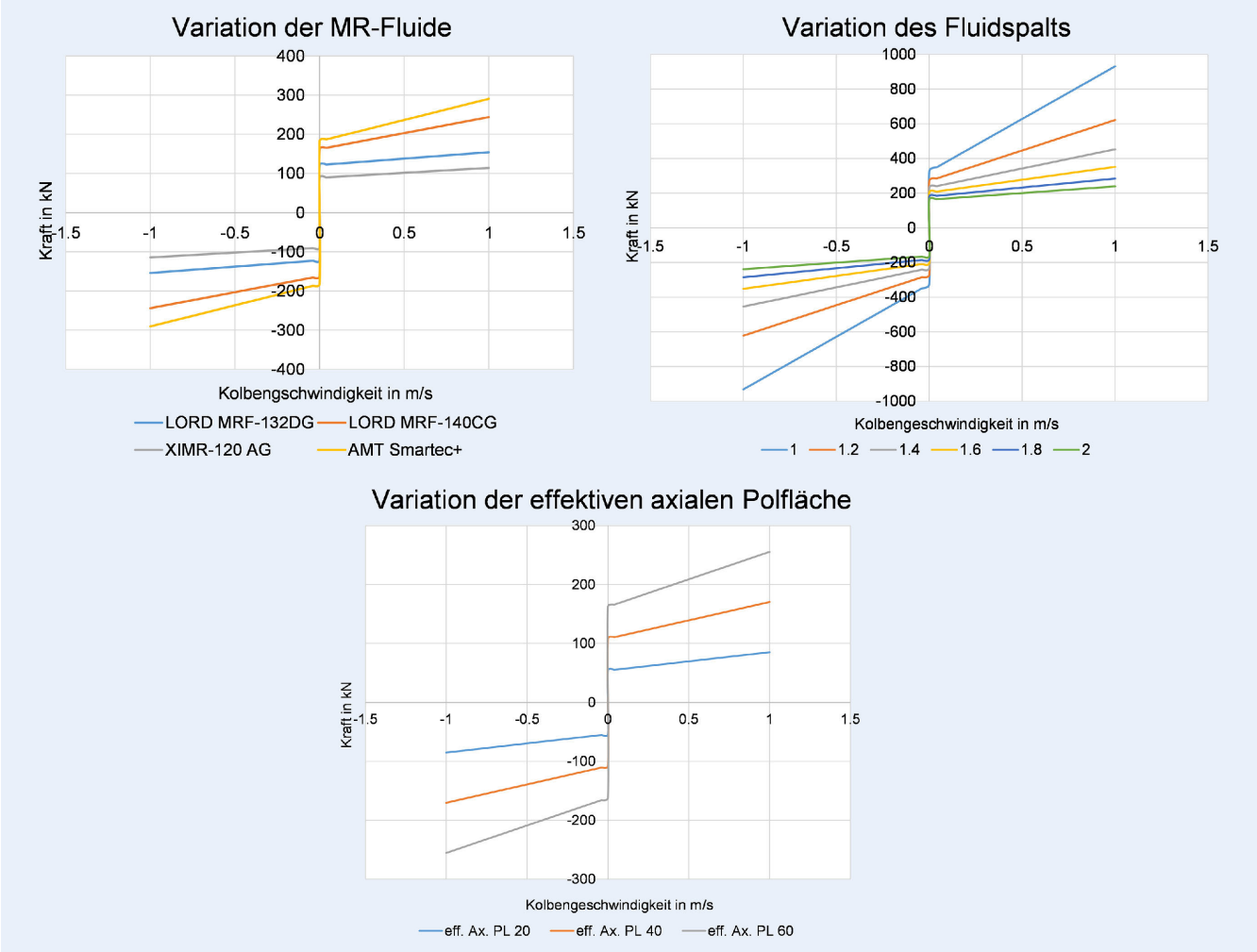

Bild 6. Blockschaltbild des Matlab-Tools und Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse. *Grafik: IFUM*

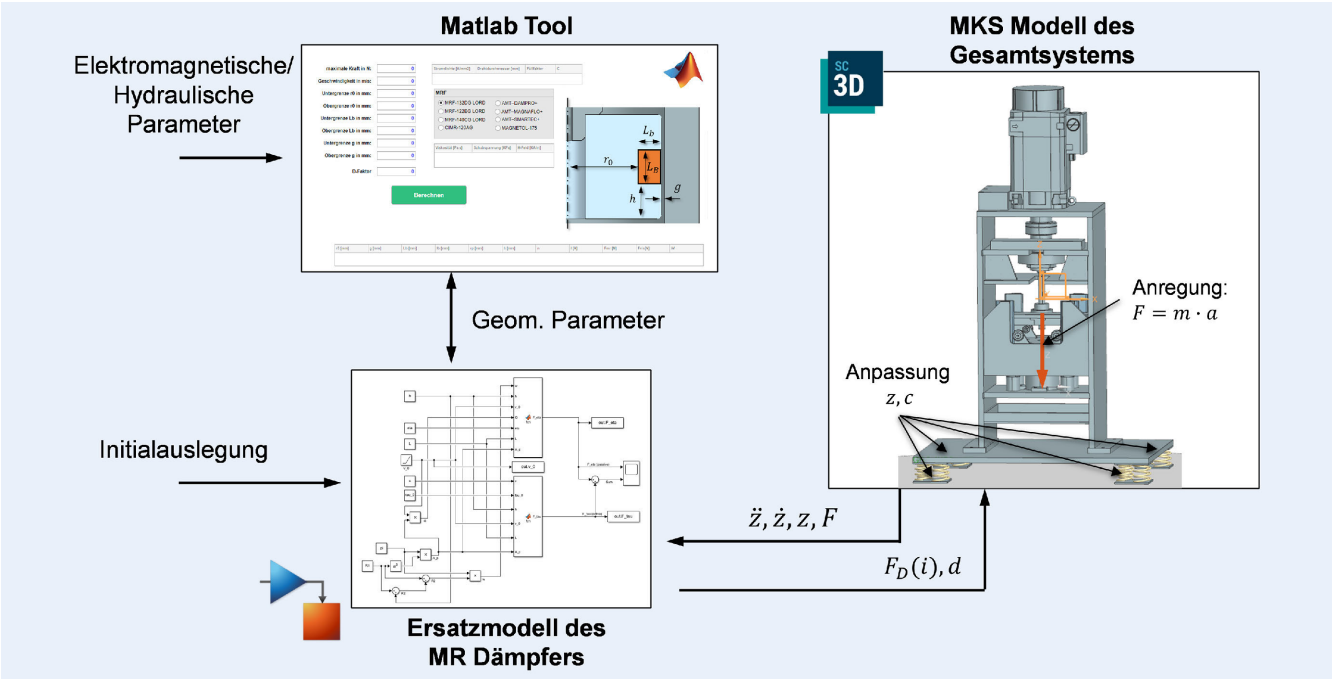

Bild 7. Iterativer Simulationsprozess zur Optimierung der Konstruktionsparameter. *Grafik: IFUM*

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-10-16 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access -

Tabelle. Übersicht wesentlicher Konstruktionsparameter.

Einbauhöhe (Kolbenmittellage)	408 mm
Hubhöhe	± 13,5 mm
Spulenkernradius	41 mm
Fluidspalt	1,4 mm
Spulenlänge	25 mm
Spulenbreite	8 mm
Effektive axiale Pollänge	80 mm
MR-Fluid	AMT Smartec⁺

wurde eine Glocke vorgesehen, sodass der Fluidspalt in relevanten Bereichen konstant gehalten wird. Diese wird im Dämpfergehäuse über zwei Kolbenführungsringe geführt, was die Kippung des Kolbens bei nicht axialer Belastung verringert. Das Fluidvolumen beträgt etwa 0,68 l. Im Konstruktionsprozess wurde mit möglichst vielen Normteilen wie Gelenkköpfen zur Dämpferaufnahme und hydraulischen Dichtungen gearbeitet. Als Dichtungen werden hydraulische Normteile für höherdynamisch belastete hydraulische Anwendungsfälle verwendet (**Bild 9**).

Die Kolbenstange wird mit einem Dichtungs- und Abstreifring ausgestattet. Der Abstreifer schützt gegen Eindringen von Verunreinigungen und dient der Rückförderung der auf der Gleitfläche der Stange verbliebenen MR-Flüssigkeit. Die Stangendichtung dient als Druckbarriere und hält das MR-Fluid im Zylinder zurück. Die Glocke wird über eine Kolbendichtung abgedichtet, um einen Durchtritt der MR-Flüssigkeit zwischen Hülle und Glocke zu verhindern, sodass die MR-Flüssigkeit nur durch den vorgesehenen Fluidspalt zwischen Kolben und Glocke dringt. Sowohl Kolbenstange als auch Kolben werden über Führungsringe in dem Gehäuse geführt. Diese sind zudem darauf ausgelegt, mögliche Querkräfte aufzunehmen. Als statische Dichtungen an den unbewegten Gehäuseteilen kommen O-Ringe zum Einsatz.

5 Ansteuerung und experimenteller Versuchsbetrieb

Der experimentelle Versuchsbetrieb des Dämpfers erfolgte in einem hydraulischen Dauerschwingprüfstand (**Bild 10**).

Die Anlage verfügt über eine maximale Nennkraft von 250 kN beziehungsweise bei dynamischer Belastung etwa 200 kN bei einem Nennhub von ±50 mm und einer Nennfrequenz von bis zu 45 Hz. Die Anlage kann sowohl weg- als auch kraftgeregelt betrieben werden. Der Versuchsaufbau ist in **Bild 11** dargestellt.

Zur Ansteuerung der Spulen wurde ein Programm in „Labview“ geschrieben. Dieses läuft auf dem Steuerrechner und erlaubt über eine prozentuale Vorgabe die Vorgabe der Stromstärke von 0 bis 2 A in 0,2-A-Schritten. Das Signal wird anschließend über den Servocontroller an die Spulen der Dämpfer weitergeleitet (**Bild 12**).

5.1 Erstinbetriebnahme

Bild 13 zeigt sowohl ein exemplarisches Kraft-Weg- als auch das entsprechende Kraft-Geschwindigkeitsdiagramm bei Verwendung eines Hydrauliköls im Vergleich zu einem MR-Fluid (zunächst stromlos). Die Diagramme wurden im Rahmen der Erstinbetriebnahme bei einer Sinusschwingung mit 3 Hz und 4 mm Amplitude aufgenommen.

Die Geschwindigkeitsverläufe wurden aus dem Wegsignal berechnet und mittels Medianfilter gefiltert. Abgebildet sind mehrere aufeinanderfolgende Hübe. Die oberen Bereiche der

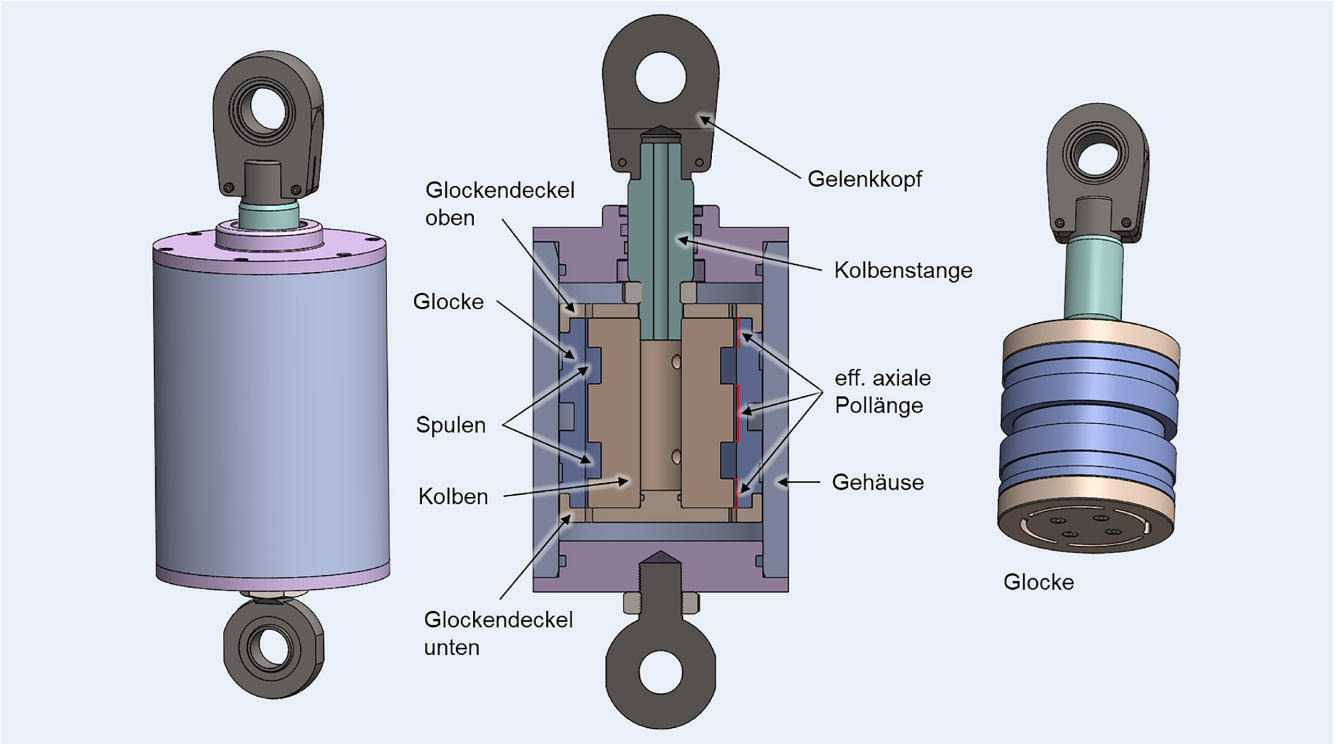

Bild 8. CAD-Modell der MR-Dämpfer-Konstruktion. *Grafik: IFUM*

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-10-16 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access -

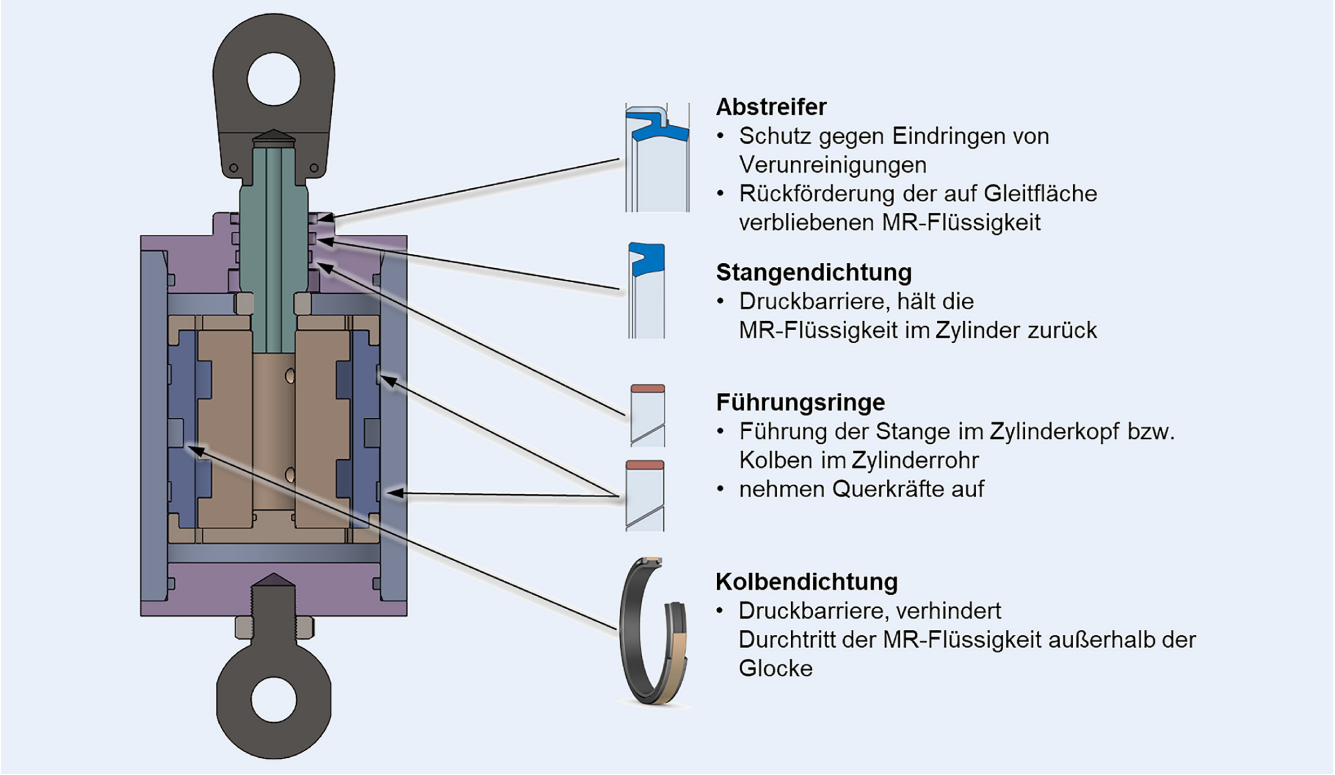

Bild 9. Übersicht der verwendeten Dichtungen und Führungsringe. *Grafik: IFUM*

Nennkraft:	250 kN
Max. dynamische Belastung:	± 200 kN
Nennhub:	± 50 mm
Nennfrequenz:	45 Hz
Prüfraum:	650 x 450 mm
Max. Gesamthöhe:	2614 mm
Breite:	1500 mm
Tiefe:	1000 mm

Bild 10. Hydraulische Belastungsvorrichtung mit technischen Daten. *Foto: IFUM*

Diagramme stellen die Druckstufe, die unteren Bereiche die Zugstufe des Dämpfers dar, die Ecken bilden die Umkehrpunkte ab. Beim verwendeten Hydrauliköl handelt es sich um „Tellus 46“ mit einer kinematischen Viskosität von 46 mm²/s. Beim MR-Fluid handelt es sich um „AMT Smartec⁺“. Aufgrund des hohen Anteils an Partikeln und des Absetzens kann die kinematische Viskosität nur überschlägig berechnet werden, wobei sie nach vollständiger Durchmischung etwa 62 mm²/s beträgt.

Es ist zu erkennen, dass die Dämpferkräfte in Druckstufe und Zugstufe weitgehend übereinstimmen. Der charakteristische Verlauf an den Umkehrpunkten ist auf die Kompression des Fluids im oberen und unteren Kolbenraum sowie auf die Reibkraft der Kolbendichtung zurückzuführen. Beim MR-Fluid sind deutliche Unregelmäßigkeiten zu erkennen. Diese sind auf die Durchmischung der Partikel im Bewegungsprozess zurückzuführen.

5.2 Betrieb des MR-Dämpfers ohne Strom

Es folgen die ersten Kraft-Weg-Diagramme zu verschiedenen Betriebspunkten ohne angelegten Strom bei Sinus-Belastung beziehungsweise Rechteckbelastung (**Bild 14**).

Oben rechts in den Diagrammen sind die vom Dauerschwingprüfstand aufgeprägten Wegsignale dargestellt. Das Rechtecksignal als Sollverlauf kann aufgrund der hydraulischen Trägheit nicht exakt als Ist-Verlauf erzeugt werden. Letzteres weist jedoch einen deutlichen, ruckartigen Impuls bei Lastrichtungswechsel am Ende eines jeden Zyklus auf. Bei Sinusbelastung wurde eine Amplitude von 5 mm und bei Rechteckbelastung von 3 mm als Sollwert vorgegeben. Eine Erhöhung der Prüffrequenz ging maschinenbedingt mit einer Abnahme des Schwingwegs einher. Auch hier werden charakteristische Verläufe an den Umkehrpunkten deutlich.

5.3 Betrieb des MR-Dämpfers bei Variation des Spulenstroms

Bild 15 und **Bild 16** zeigen Kraft-Weg- und Kraft-Geschwindigkeitsdiagramme bei Zuschalten des Spulenstroms in verschiedenen Betriebspunkten bei Sinusschwingung mit einer Frequenz von 1 Hz und einer Amplitude von 2 mm (Bild 15) beziehungsweise 5 mm (Bild 16).

Es wurde ein Gleichstrom von 0 A bis 1,8 A beziehungsweise 2 A in den MR-Dämpfer in 0,2-A-Schritten eingespeist. Dargestellt sind jeweils mehrere Hübe. Die erzeugten Geschwindigkeiten betragen circa 12 mm/s beziehungsweise circa 35 mm/s. Mit zunehmendem Strom und zunehmender Geschwindigkeit nimmt die Dämpfungskraft und somit der Dynamikbereich zu. Es werden Maximalkräfte von knapp 21 kN beziehungsweise 23 kN

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-10-16 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access - (cc) BY

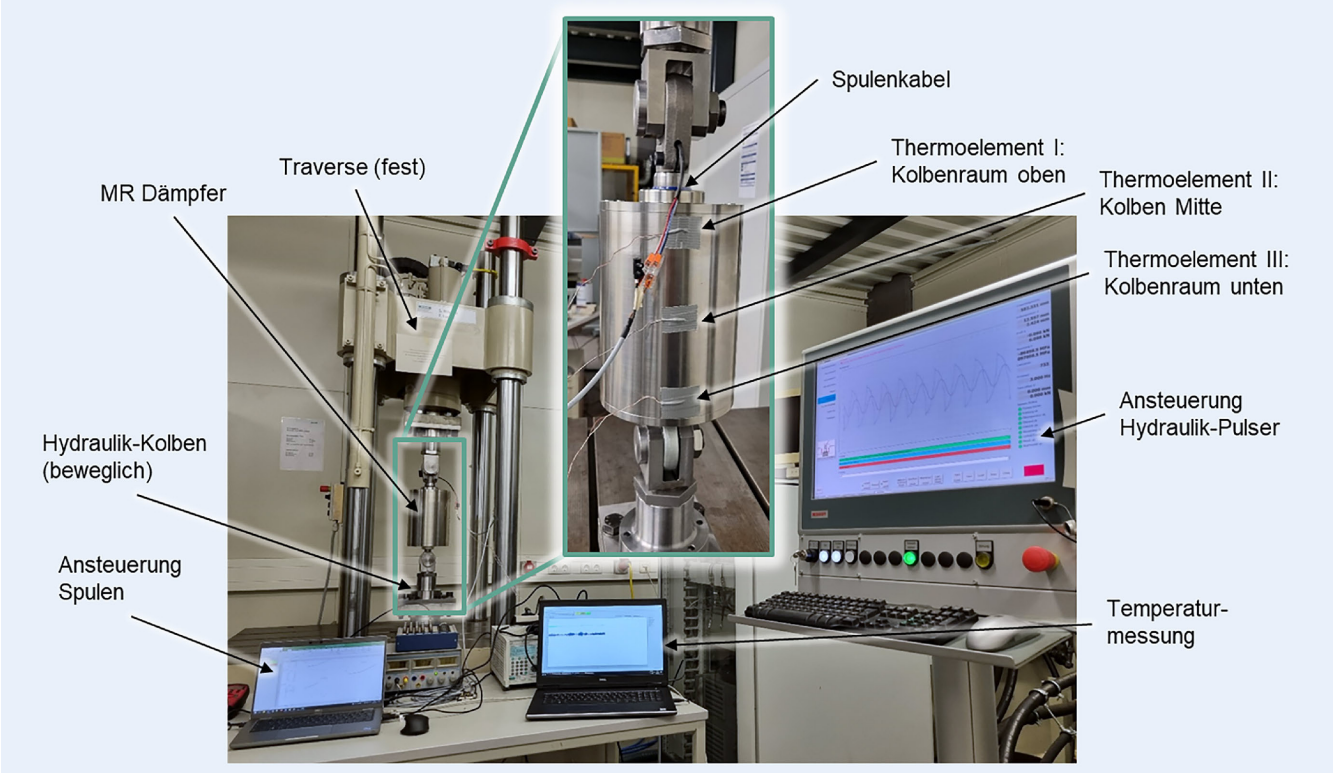

Bild 11. Inbetriebnahme der Spulen und Ansteuerung am Schwingprüfstand. *Foto: IFUM*

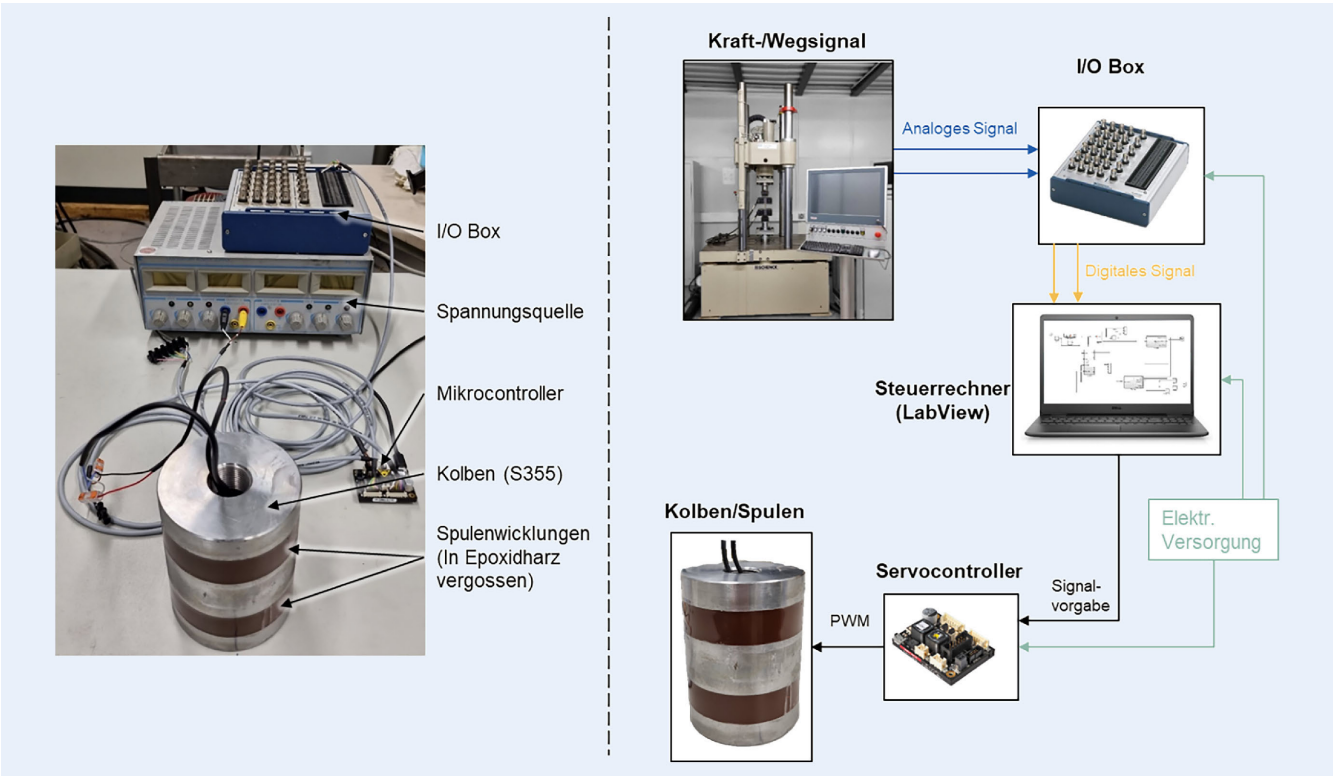

Bild 12. Versuchsaufbau. *Foto: IFUM*

in diesen Betriebspunkten erreicht. Das entspricht einer Steigerung der Dämpfungskraft auf etwa das Fünffache gegenüber dem stromlosen Betrieb.

Es folgen Kraft-Weg- beziehungsweise Kraft-Geschwindigkeitsverläufe bei Rechteck-Belastung (**Bild 17**).

Es wurde ein Rechtecksignal mit einer Frequenz von 2 Hz und einer Amplitude von 4 mm auf dem Pulser erzeugt. Dabei wurde

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-10-16 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access -

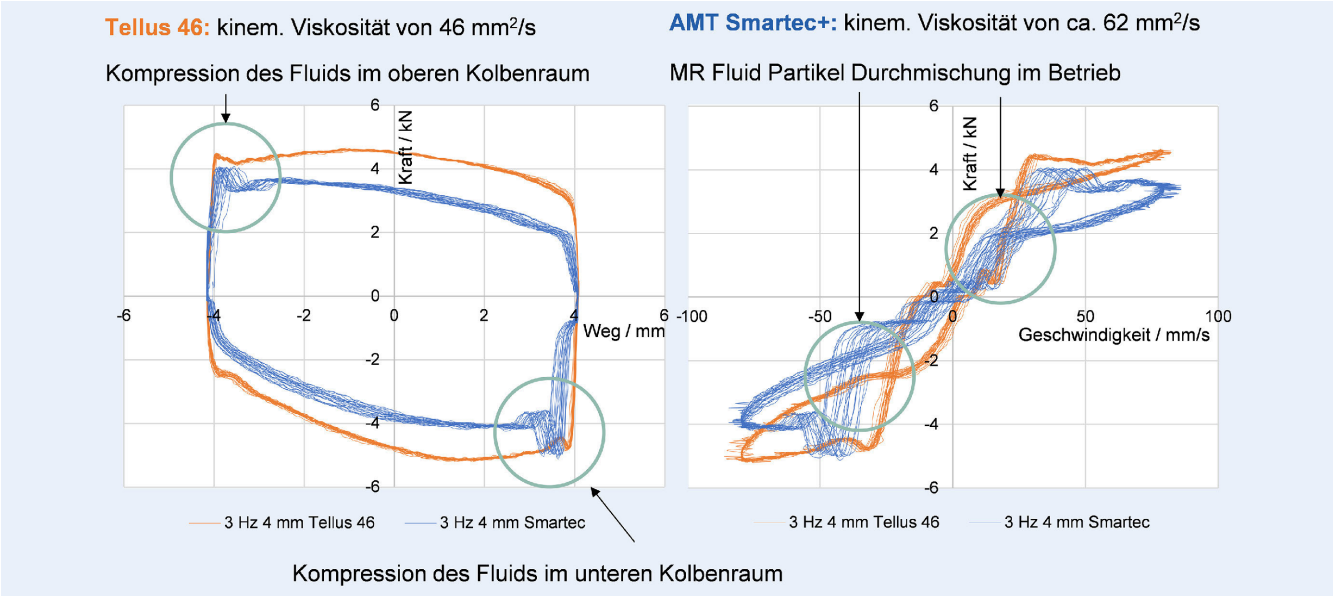

Bild 13. Erstinbetriebnahme mit unterschiedlichen Fluiden. *Grafik: IFUM*

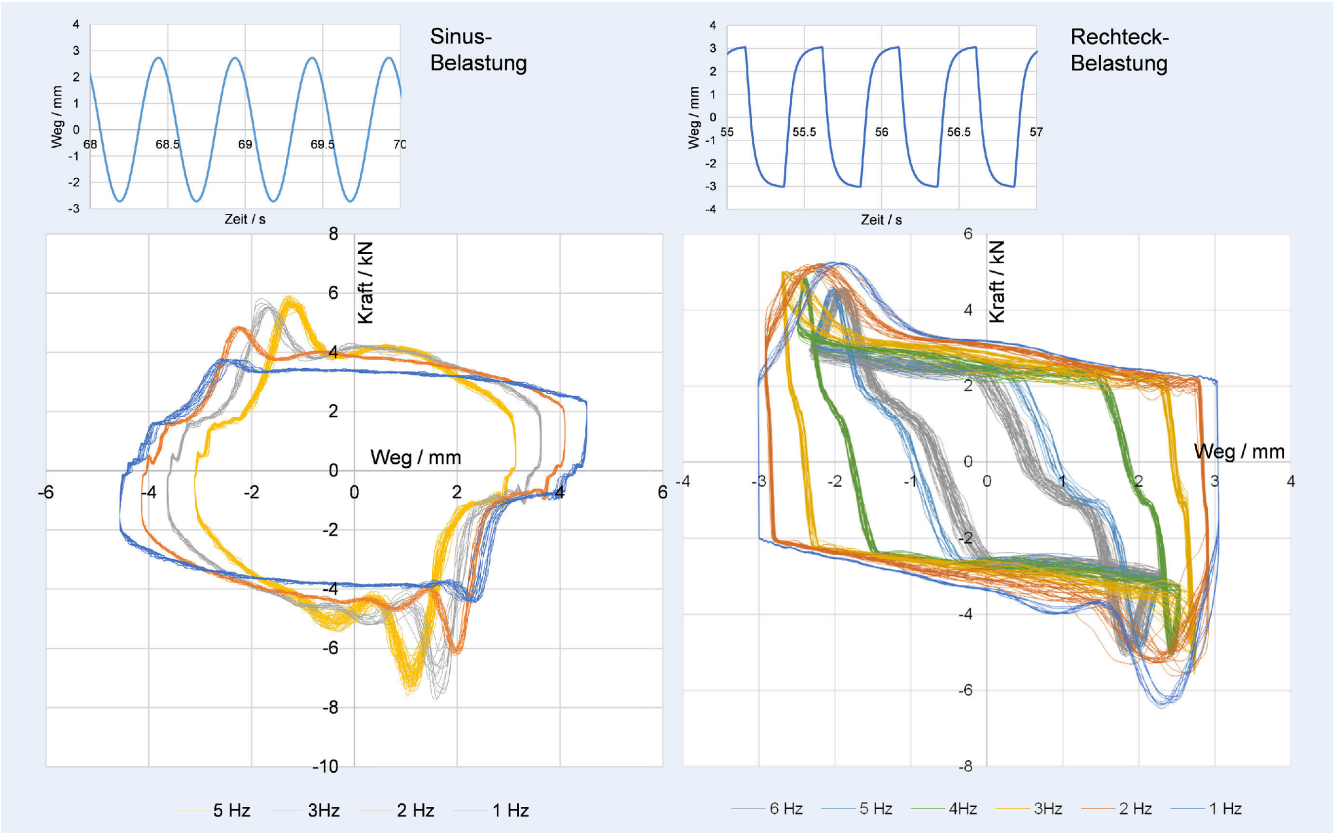

Bild 14. Kraft-Weg-Diagramme bei Sinus- und Rechteck-Belastung (0 A Spulenstrom). *Grafik: IFUM*

der Strom von 0 A bis 1,8 A in 0,2-A-Intervallen im Dämpfer erhöht. Die Verläufe zeigen einen deutlich breiteren Kraftverlauf über den gesamten Hubweg, bei höheren Strömen werden die charakteristischen Verläufe an den Wendepunkten des Kolbens deutlich schmaler. Es wurden Gesamtkräfte von etwa 18 kN bei Maximalgeschwindigkeiten von knapp 90 mm/s erreicht.

5.4 Kennfeld des MR-Dämpfers

Anhand der Versuche wurde ein Kennfeld zur Veranschaulichung der Abhängigkeiten zwischen der Kraft, dem Strom und dem Betriebspunkt bei unterschiedlichen Anregungsfrequenzen und Hubwegen erstellt (**Bild 18**).

Deutlich werden die Geschwindigkeits- und Stromabhängigkeit der Dämpferkraft, wobei ein relativ hoher Dynamikbereich

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-10-16 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access - (cc) BY

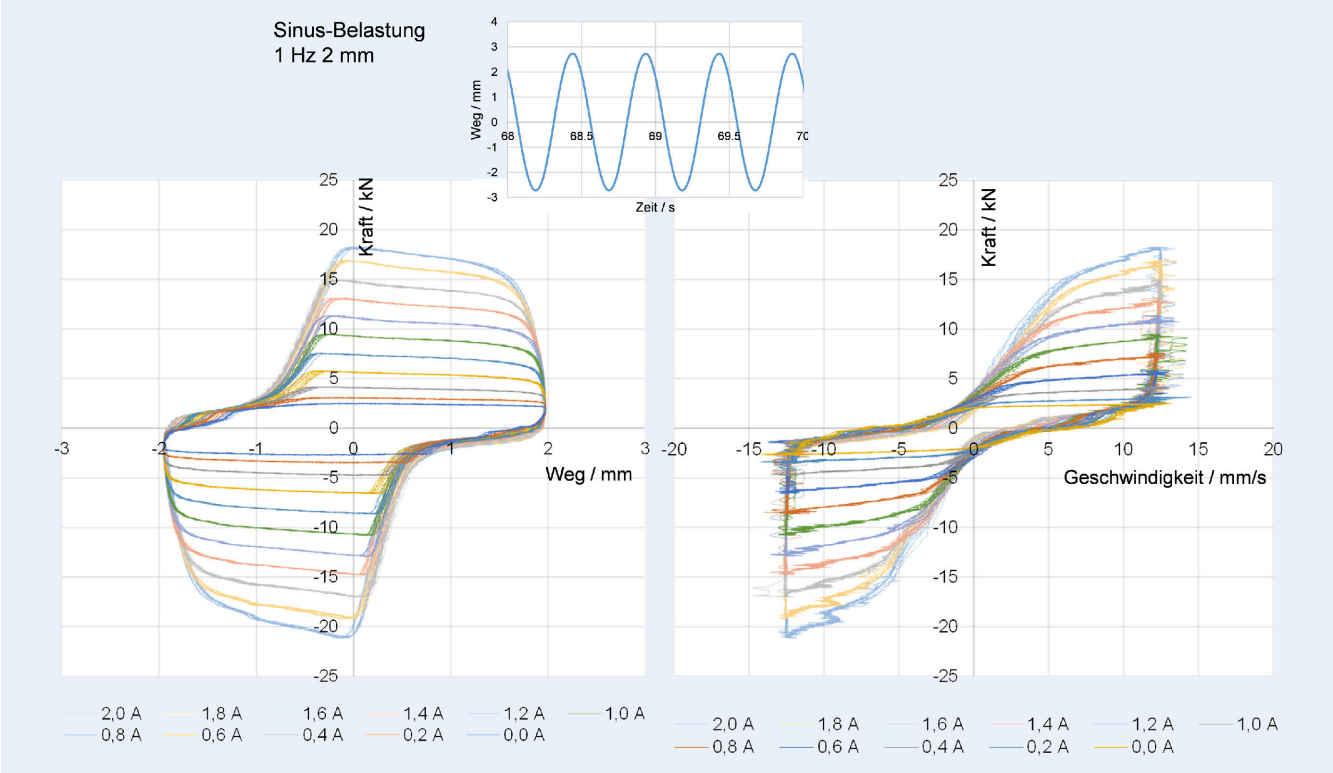

Bild 15. Kraft-Weg (links) und Kraft-Geschwindigkeit (rechts) bei 1 Hz und 2 mm Sinus-Belastung und Variation des Stroms. *Grafik: IFUM*

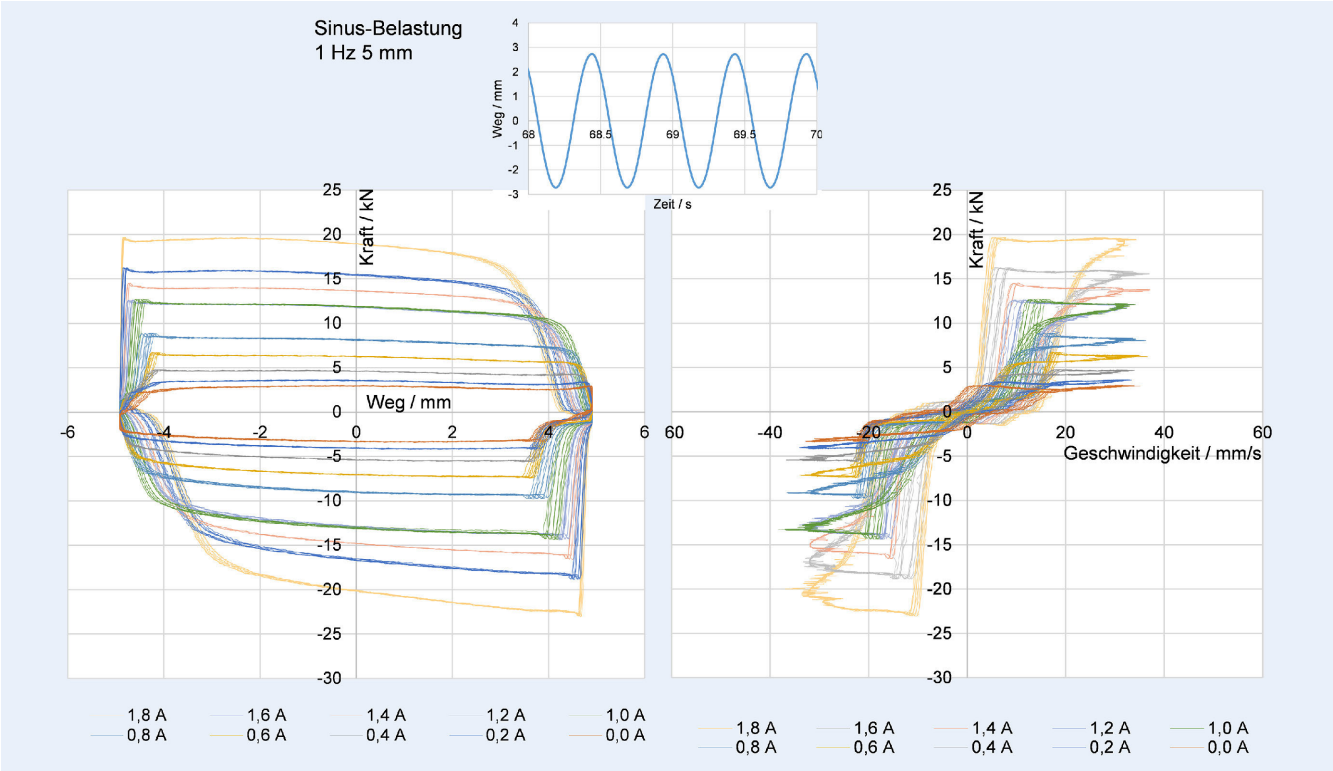

Bild 16. Kraft-Weg und Kraft-Geschwindigkeit bei 1 Hz und 5 mm Sinusbelastung und Variation des Stroms. *Grafik: IFUM*

des Dämpfers erreicht werden konnte. Das Kennfeld quantifiziert die Steigerung der Kraft mit dem angelegten Strom, dem Kolbenweg sowie der Schwingfrequenz. Die im Dauerbetrieb erreichte Maximalkraft liegt bei etwa 27 kN.

6 Zusammenfassung

Im Rahmen des Beitrages wurde ein magnetorheologisches Dämpfungssystem vorgestellt, welches eine einstellbare Dämpfung

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-10-16 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access -

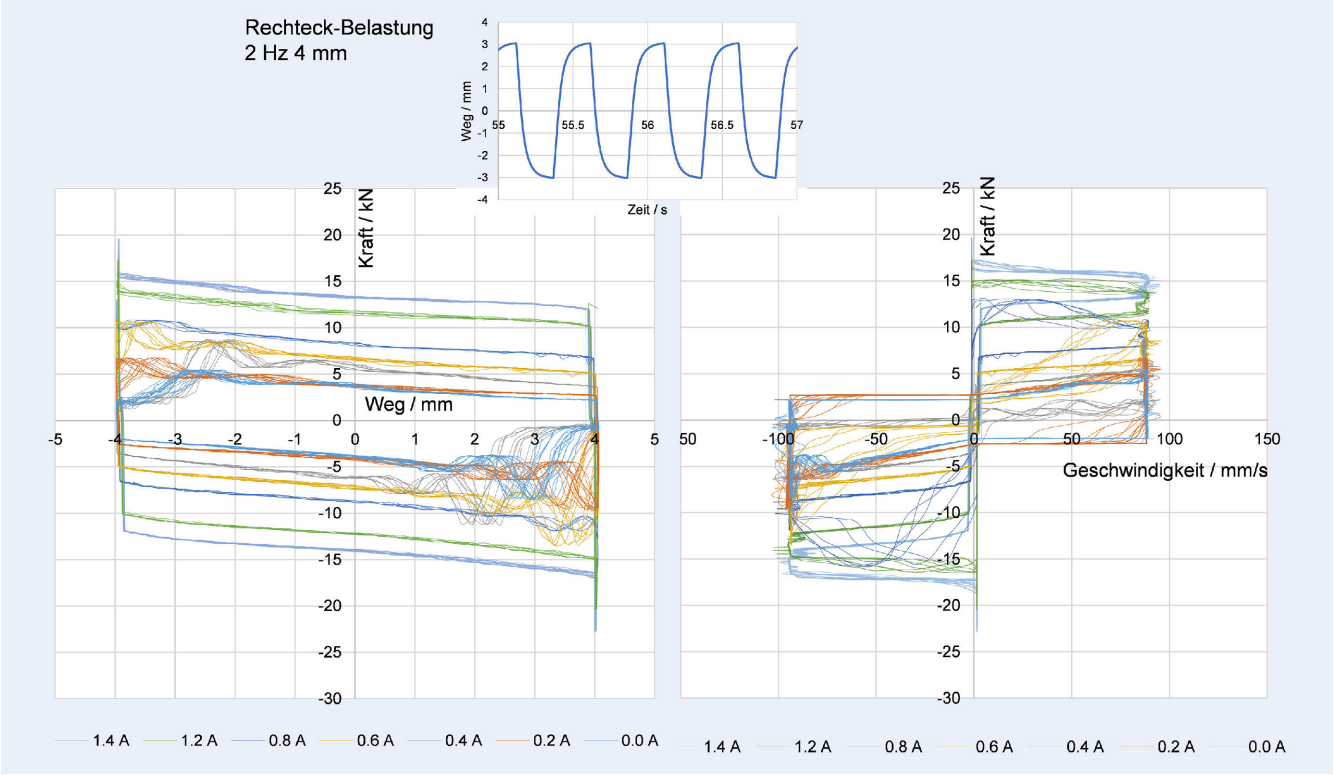

Bild 17. Kraft-Weg (links) und Kraft-Geschwindigkeit (rechts) bei 2 Hz und 4 mm Rechteckbelastung und Variation des Stroms. *Grafik: IFUM*

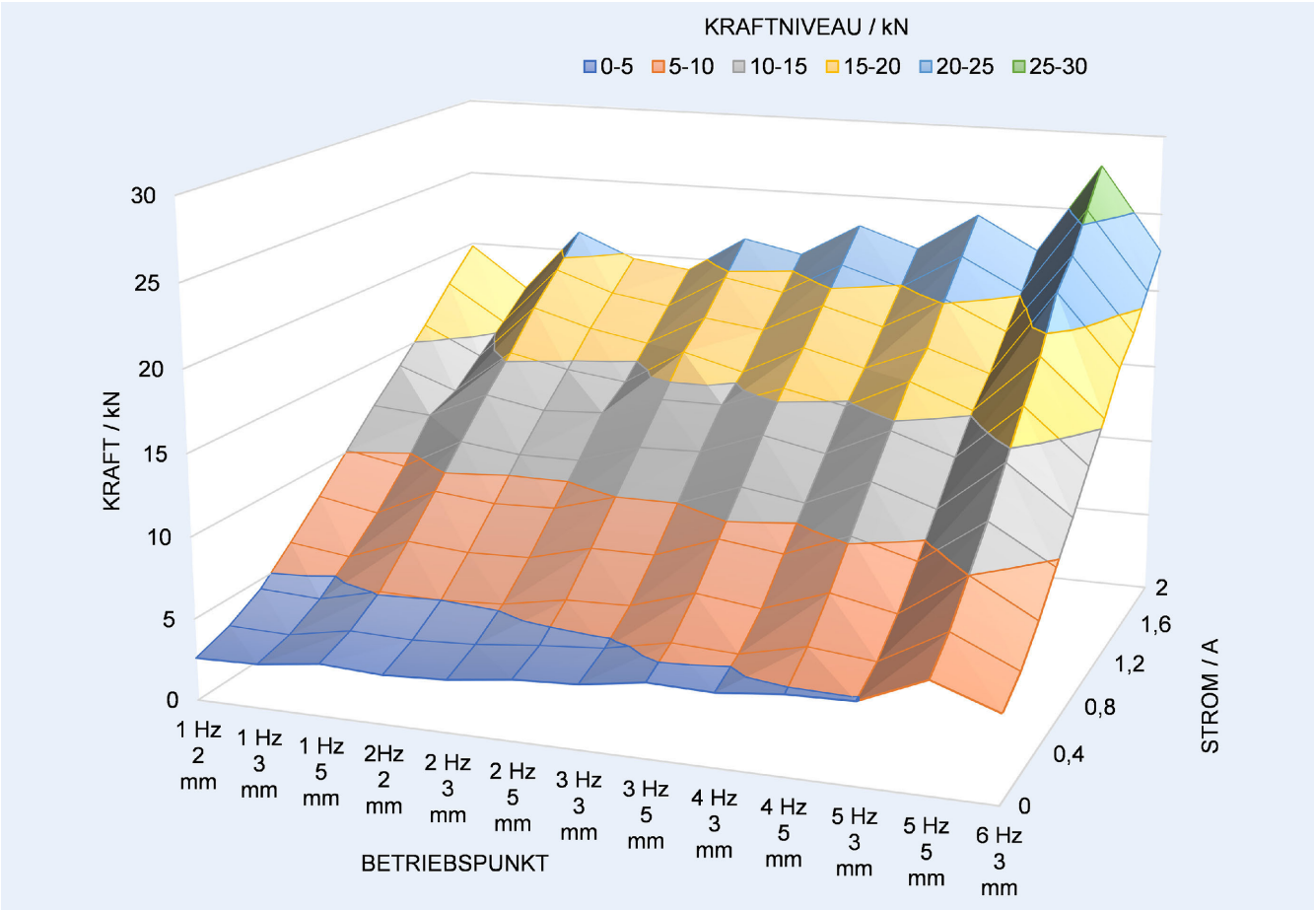

Bild 18. Dämpferkennfeld der Kraft in Abhängigkeit des Stroms in unterschiedlichen Betriebspunkten. *Grafik: IFUM*

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-10-16 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access -

der aus stoßartiger Prozessanregung einer energiegebundenen Umformmaschine resultierenden Schwingungen ermöglicht.

Mithilfe von Simulationsmodellen und einem Berechnungstool wurden die optimalen Konstruktionsparameter inklusive eines geeigneten MR-Fluids in Abhängigkeit der zuvor ermittelten Anforderungen bestimmt.

In den experimentellen Versuchen wurde der MR-Dämpfer bei unterschiedlichen Belastungszuständen erfolgreich erprobt. Dabei wurden Kraft-Weg- und Kraft-Geschwindigkeitszusammenhänge aufgenommen und die Variabilität der Dämpfereigenschaften in Abhängigkeit des Stroms und des Betriebspunktes quantifiziert.

Zur weiterführenden Überprüfung der Dauerfestigkeit des Dämpfungssystems sollen weitere Versuche mit erhöhten Lastzyklen durchgeführt werden. Im darauffolgenden Schritt bedarf es einer geeigneten Regelung zur autoadaptiven betriebsabhängigen Anpassung der Eigenschaften des MR-Dämpfers.

FÖRDERHINWEIS

Das IGF-Vorhaben 20808 N des Vereins Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken (VDW) e. V. wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung und -entwicklung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

DANKSAGUNG

Die Autoren danken der AiF und dem VDW für die Förderung. Weiterer Dank gilt den Mitgliedern des projektbegleitenden Ausschusses und Ihren Vertretern für die Unterstützung des Projekts und die gute Zusammenarbeit.

Literatur

[1] Deutsches Institut für Normung: DIN 4150–2: Erschütterungen im Bauwesen, Teil 2: Einwirkungen auf Menschen in Gebäuden. Ausgabe 1999

[2] Deutsches Institut für Normung: DIN 4150–3: Erschütterungen im Bauwesen, Teil 3: Einwirkungen auf bauliche Anlage. Ausgabe1986

[3] Liu, J.; Flores, G.; Sheng, R.: In-vitro investigation of blood embolization in cancer treatment using magnetorheological fuids. Journal of Magnetism and Magnetic Materials. 225 (2001) 1–2, pp. 209 – 217

[4] Jiang, Z.; Christenson, R: A comparison of 200 kN magneto-rheological damper models for use in real-time hybrid simulation pretesting. Smart Materials and Structures 20 (2011) 6, doi. org/10.1088/0964–1726/20/6/065011

[5] Doege, E.; Behrens, B.-A.: Handbuch Umformtechnik – Grundlagen, Technologien, Maschinen. Heidelberg: Springer Verlag 2016

[6] N. N.: Gerb Schwingungsisolierungen. Broschüre/Schwarzbuch der Firma Gerb. Essen: Woeste Druck + Verlag 2002

[7] Vicente, J.; Klingenberg, D.; Hidalgo-Alvarez, R: Magnetorheological fluids: a review. Soft Matter (2011) 7, pp. 3701–3710, doi.org/ 10.1039/C0SM01221A

[8] Rinnbauer, M.: Technische Elastomerwerkstoffe – Basis für Hightech Lösung für Dichtungs- und Schwingungsschutz. München: sv cooperate media 2006

[9] Goldasz, J.; Sapinski, B.: Insight into Magnetorheological Shock Absorbers. Cham: Springer International Publishing 2015

[10] Zschunke, F.: Aktoren auf Basis des magnetorheologischen Effekts. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 2005

[11] Bompos, D.; Nikolakopoulos, P.: Experimental and analytical investigations of dynamic characteristics of magnetorheological and nano magnetorheological fluid film journal bearing. Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, Düsseldorf, #GT2014–25219, doi.org/10.1115/GT2014–25219

[12] GMAuthority: General Motors Magnetic Ride Control Technology. Internet: gmauthority.com/blog/gm/general-motors-technology/gm-chassis-suspension-technology/gm-magnetic-ride-control-technology/. Zugriff am 10.10.2024

[13] Audi AG: Technology Portal: Audi magnetic ride. Internet: www.audi-technology-portal.de/de/fahrwerk/fahrwerksregelsysteme/audi-magnetic-ride. Zugriff am 10.10.2024

[14] Ngatu, G.; Hu, W.; Wereley, N.; Kother, C. et al.: Controllable Magnetorheological Damping in Advanced Helicopter Rotors. In: Wereley, N. M. (ed.): Magnetorheology: Advances and Applications. Cambridge: RSC Publ. 2013

[15] Jiang, Z.; Christenson, R.: A comparison of 200 kN magneto-rheological damper models for use in real-time hybrid simulation pretesting. Smart Materials and Structures 20 (2011) 6, doi. org/10.1088/0964–1726/20/6/065011

[16] Phu, D. X.: Magnetorheological Fluid Based Devices Reported in 2013–2018: Mini-Review and Comment on Structural Configurations. Frontiers in Materials 6 (2019) 19, doi.org/10.3389/fmats.2019.00019

[17] Drossel, W.-G.; Naumann, G.; Riedel; M. et al.: Einrichtung zur Dämpfung von Schwingungen und/oder Stößen. Deutsche Patentschrift Nr. DE 10 20040 52 573, Offenlegungsdatum 11.05.2006

[18] Ghiotti, A.; Regazzo, P.; Bruschi, S. et al.: Reduction of vibrations in blanking by MR dampers. CIRP Annals – Manufacturing Technology 59 (2010), pp. 275–278

[19] Sleiman, H.: Systèmes de suspension semi-active à base de fluide magnétorhéologique pour l'automobile. Dissertation, Arts et Métiers ParisTech, 2010

Dietmar Friesen, M.Sc.
friesen@ifum.uni-hannover.de
Foto: IFUM

Stefan Fries, M.Sc.

Dennis Schmiele, M.Sc.

Dr.-Ing. Richard Krimm

Prof. Dr.-Ing. Bernd-Arno Behrens

Leibniz Universität Hannover
Institut für Umformtechnik
und Umformmaschinen IFUM
An der Universität 2, 30823 Garbsen
Tel. +49 511 / 762-2264
www.ifum.uni-hannover.de

LIZENZ

Dieser Fachaufsatz steht unter der Lizenz Creative Commons Namensnennung 4.0 International (CC BY 4.0)

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-10-16 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access -