

Andreas Japing, Arthur Seibel, Josef Schlattmann

Modellentwicklung zur Beschreibung von Reibschwingungen bei der Schraubenmontage

Zusammenfassung:

In der jüngeren Vergangenheit sind eine Vielzahl von Untersuchungen durchgeführt und Methoden entwickelt worden sowie Richtlinien entstanden, welche die Qualität der industriellen Schraubenmontage im Fokus hatten. Dennoch treten bei Anwendern von teil- bzw. vollautomatischen Schraubsystemen häufiger Fehlverschraubungen auf, die u. a. auf Drehschwingungen während des Anziehens zurückzuführen sind. Wie aus der Praxis bekannt ist, treten diese Drehschwingungen insbesondere bei Schraubenverbindungen mit speziellen Kopfauflegegeometrien, bestimmten Oberflächenbeschichtungen, größeren Einschraubtiefen und -geschwindigkeiten sowie bei der Verwendung von Steckschlüsselverlängerungen auf. Die Schwingungen sind vor allem reibungsinduziert. Daher wird in diesem Beitrag gezielt ein Mehrkörpermodell entwickelt, welches die auftretenden Drehschwingungen beim Anziehen abbildet. Das Modell soll helfen, die Entstehungsursachen dieser Schwingungen zu beschreiben, um damit entsprechende Leitregeln für den Konstrukteur formulieren zu können.

Abstract:

In the last few years, a lot of work including analysis on screw-threaded fasteners had been done. Methods had been developed and technical rules had been set up, which focused on the quality of the industrial screw assembly. But users of partly and fully automated screwdriver systems still have to deal with failures during the tightening process. One reason for these failures are rotational vibrations. It is known from practice that these rotational vibrations are strongly influenced by special underhead geometries, certain surface coatings, the screw-in depth, the screwdriver speed, and the usage of socket wrench extensions. The vibrations are primarily friction-induced. For this reason, a multibody model is developed in this paper which is able to reproduce the rotational vibrations during the tightening process. The model shall help understanding the cause of these vibrations in order to formulate suitable guiding principles for the design engineer.

1. Einleitung

In der automatisierten industriellen Schraubenmontage, wie sie z. B. in der automobilen Fertigung zu finden ist, lässt sich eine direkte Messung und Kontrolle der Vorspannkraft einer Schraubenverbindung nur mit erhöhtem Aufwand ausführen [1]. Als Ausweg wird unter Verwendung unterschiedlicher Anziehverfahren die zu erzeugende Vorspannkraft indirekt gemessen [2]. Eines dieser indirekten Anziehverfahren ist das drehmomentgesteuerte Anziehen, bei dem aus der Anziehdrehmoment-Vorspannkraft-Beziehung [3] die Vorspanngröße abgeleitet wird. Dabei ist die funktionale Abhängigkeit zwischen der Vorspannkraft und dem Anziehdrehmoment wesentlich von den Reibungsverhältnissen in der Auflage und im Gewinde bestimmt.

Um die genannten Verfahren in ihrer Qualität und Zuverlässigkeit zu verbessern, sind in jüngerer Vergangenheit eine Vielzahl von Untersuchungen durchgeführt und Methoden entwickelt worden sowie Richtlinien entstanden [4]. Dennoch treten bei Anwendern von teil- bzw. vollautomatischen Schraubsystemen häufiger Fehlverschraubungen auf, die u. a. auf Drehschwingungen während des Anziehens zurückzuführen sind. Wie aus der Praxis bekannt ist [5], treten diese Drehschwingungen insbesondere bei Schraubenverbindungen mit speziellen Kopfauflegegeometrien, bestimmten Oberflächenbeschichtungen, größeren Einschraubtiefen und -geschwindigkeiten sowie bei der Verwendung von Steckschlüsselverlängerungen auf. Die Schwingungen sind vor allem reibungsinduziert und können beim drehmomentgesteuerten Anziehen zu einer ungenauen Messung des Drehmoments und damit zu einer verfälschten Vorspannung der Schraubenverbindung führen, die bei sicherheitskritischen Anwendungen eventuelle Systemausfälle zur Folge haben kann.

Das Ziel dieses Beitrags ist die Erstellung eines geeigneten Mehrkörpermodells, das die Drehschwingungen einer Schraube beim Anziehen abbildet. Das Modell soll helfen, die Entstehungsursachen dieser Schwingungen zu beschreiben, um damit entsprechende Leitregeln für den Konstrukteur formulieren zu können. Diese Leitregeln sollen die für die Gestaltung des Anziehvorganges notwendigen Maßnahmen festlegen und zu einer fehlerfreien Schraubenmontage beitragen.

2. Anziehdrehmoment-Vorspannkraft-Beziehung

Die Anziehdrehmoment-Vorspannkraft-Beziehung [3] beschreibt den mathematischen Zusammenhang zwischen der Vorspannkraft F_V und dem Anziehdrehmoment M_A . Das Anziehdrehmoment setzt sich dabei wie folgt zusammen:

$$M_A = M_K + M_G. \quad (1)$$

Hierbei bezeichnen M_K das Kopf- und M_G das Gewindereibmoment. Das Kopfreibmoment berechnet sich dabei aus

$$M_K = F_V \mu_K \frac{d_w + d_h}{4}, \quad (2)$$

wobei μ_K den Kopfreibbeiwert, d_w den Außendurchmesser der Kopfauflagefläche und d_h den Bohrungsdurchmesser der zu verspannenden Platten bezeichnen, und das Gewindereibmoment aus

$$M_G = F_V \left(\mu_G \frac{d_2}{3} + \frac{P}{2\pi} \right), \quad (3)$$

wobei μ_G den Gewindereibbeiwert, d_2 den Flankendurchmesser und P die Steigung des Gewindes bezeichnen.

3. Mechanisches System

Das zu modellierende mechanische System besteht aus zwei starren Platten und einer Drehmomentquelle, die das Anziehdrehmoment über eine Steckschlüsselverlängerung mit einer konstanten Drehgeschwindigkeit Ω in die Schraube einleitet, Bild 1. Die beiden Platten sind sowohl gegen radiale als auch axiale Verschiebung gesichert. Es wird eine Sechskantschraube nach ISO 4014 mit der freien Schaftlänge l_S und der Gewindelänge l_G betrachtet. Die Länge bzw. der Durchmesser der Verlängerung werden mit l_V bzw. d_V bezeichnet. Das Kopfreibmoment M_K greift dabei am Schraubenkopf und das Gewindereibmoment M_G am Gewinde der Schraube an.

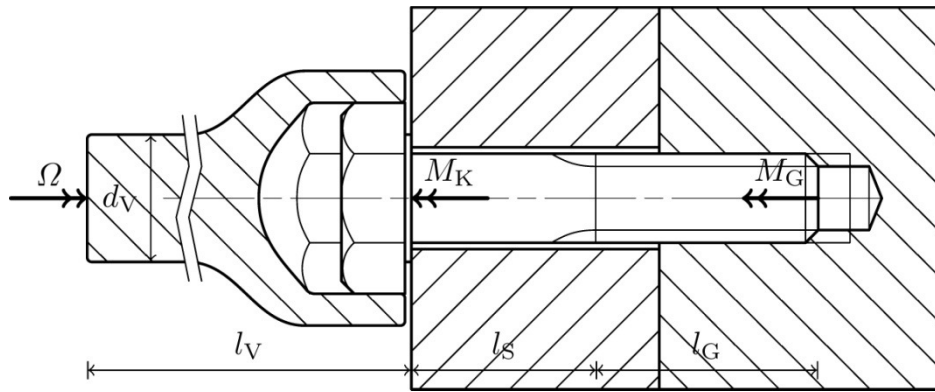


Bild 1. Mechanisches System "Schraubenverbindung"

Das Mehrkörpermodell des zu modellierenden Systems ist in Bild 2 dargestellt. Hierbei werden der Schraubenkopf (Index $i = K$), der freie Schaft (Index $i = S$) und das Gewinde (Index $i = G$) durch eine entsprechende Massenträgheit J_i , eine Steifigkeit c_i sowie eine Dämpfung b_i modelliert. Die Systemantwort besteht dabei aus dem Drehwinkel φ_K des Schraubenkopfes, dem Drehwinkel φ_S des freien Schaftes und dem Drehwinkel φ_G des Gewindes, zusammengefasst im Vektor $\boldsymbol{\varphi} = [\varphi_K, \varphi_S, \varphi_G]^T$.

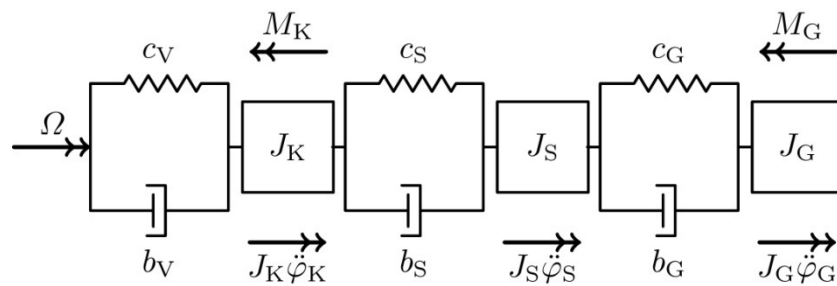


Bild 2. Mehrkörpermodell des mechanischen Systems

4. Mathematisches Modell

4.1 Bewegungsgleichungen

Im Folgenden werden die Bewegungsgleichungen für jeden einzelnen starren Körper formuliert. Dazu werden die Bindungen zwischen den Körpern freigeschnitten und der Drallsatz angewendet. Die Bewegungsgleichung für den Schraubenkopf lautet

$$J_K \ddot{\varphi}_K - b_V (\Omega - \dot{\varphi}_K) - c_V (\Omega t - \varphi_K) + b_S (\dot{\varphi}_K - \dot{\varphi}_S) + c_S (\varphi_K - \varphi_S) = -M_K, \quad (4)$$

diejenige für den freien Schaft

$$J_S \ddot{\varphi}_S - b_S (\dot{\varphi}_K - \dot{\varphi}_S) - c_S (\varphi_K - \varphi_S) + b_G (\dot{\varphi}_S - \dot{\varphi}_G) + c_G (\varphi_S - \varphi_G) = 0 \quad (5)$$

und diejenige für das Gewinde

$$J_G \ddot{\varphi}_G - b_G (\dot{\varphi}_S - \dot{\varphi}_G) - c_G (\varphi_S - \varphi_G) = -M_G. \quad (6)$$

Schließlich lassen sich mit Hilfe der Gleichungen (4)–(6) die Bewegungsgleichungen des Gesamtsystems in Matrixform formulieren:

$$\mathbf{J}\ddot{\boldsymbol{\varphi}} + \mathbf{B}\dot{\boldsymbol{\varphi}} + \mathbf{C}\boldsymbol{\varphi} = \mathbf{h}, \quad (7)$$

wobei

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} J_K & 0 & 0 \\ 0 & J_S & 0 \\ 0 & 0 & J_G \end{bmatrix} \quad (8)$$

die Massenträgheitsmatrix,

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_V + b_S & -b_S & 0 \\ -b_S & b_S + b_G & -b_G \\ 0 & -b_G & b_G \end{bmatrix} \quad (9)$$

die Dämpfungsmatrix,

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_V + c_S & -c_S & 0 \\ -c_S & c_S + c_G & -c_G \\ 0 & -c_G & c_G \end{bmatrix} \quad (10)$$

die Steifigkeitsmatrix und

$$\mathbf{h} = \begin{bmatrix} \Omega(c_V t + b_V) - M_K \\ 0 \\ -M_G \end{bmatrix} \quad (11)$$

den Vektor der äußeren Drehmomente bezeichnen.

4.2 Modellparameter

4.2.1 Massenträgheitsmomente

Das Massenträgheitsmoment des Schraubenkopfes kann approximiert werden durch

$$J_K = \frac{5\sqrt{3}}{8} \rho a_K^4 l_K, \quad (12)$$

wobei ρ die Dichte des Schraubenmaterials, a_K die Kantenhöhe und l_K die Länge des Schraubenkopfes bezeichnen. Das Massenträgheitsmoment des freien Schaftes hingegen kann exakt beschrieben werden durch

$$J_S = \frac{\pi}{32} \rho d^4 l_S, \quad (13)$$

wobei d den Nenndurchmesser der Schraube bezeichnet. Schließlich lässt sich das Massenträgheitsmoment des Schraubengewindes wie folgt approximieren:

$$J_G = \frac{\pi}{32} \rho d_2^4 l_G, \quad (14)$$

wobei d_2 den Flankendurchmesser des Schraubengewindes bezeichnet.

4.2.2 Dämpfungskonstanten

Die Dämpfungskonstanten b_i können aus den charakteristischen Dämpfungsgraden D_i ermittelt werden [6]:

$$b_i = 2D_i \sqrt{J_i c_i} . \quad (15)$$

In diesem Zusammenhang wird auch das Massenträgheitsmoment der Verlängerung J_V zur Bestimmung der entsprechenden Dämpfungskonstante benötigt. Es kann wie folgt approximiert werden:

$$J_V = \frac{\pi}{32} \rho_V d_V^4 l_V , \quad (16)$$

wobei ρ_V die Dichte des Materials der Schlüsselverlängerung bezeichnet.

In der Literatur, z. B. in [6], liegen Erfahrungswerte für D_i für unterschiedliche Werkstoffe vor. Beispielsweise gilt für hochfesten Stahl: $D_i = 0,0003-0,0015$. Diese Werte können als Anhaltswerte für die zu modellierende Schraubenverbindung verwendet werden.

4.2.3 Federsteifigkeiten

Die Federsteifigkeit der Schlüsselverlängerung kann approximiert werden durch

$$c_V = \frac{\pi}{32} \frac{G_V d_V^4}{l_V} , \quad (17)$$

wobei G_V den Schubmodul des Materials der Schlüsselverlängerung bezeichnet. Die Federsteifigkeit des freien Schaftes kann hingegen exakt beschrieben werden durch

$$c_S = \frac{\pi}{32} \frac{G d^4}{l_S} , \quad (18)$$

wobei G den Schubmodul des Schraubenmaterials bezeichnet. Schließlich lässt sich die Federsteifigkeit des Schraubengewindes wie folgt approximieren:

$$c_G = \frac{\pi}{32} \frac{G d_2^4}{l_G} . \quad (19)$$

4.2.4 Reibmodell

Zur Modellierung der nichtlinearen Reibung unter dem Kopf und im Gewinde wird das Reibmodell aus dem MATLAB-Simscape-Block "Rotational Friction" verwendet. Dabei ist der Reibbeiwert unter dem Kopf μ_K bzw. im Gewinde μ_G eine Funktion der Drehgeschwindigkeit des Kopfes $\dot{\varphi}_K$ bzw. des Gewindes $\dot{\varphi}_G$:

$$\mu_i(\dot{\varphi}_i) = \begin{cases} \left(\mu_{g,i} + (\mu_{h,i} - \mu_{g,i}) e^{-|\dot{\varphi}_i|/\gamma_i} \right) \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_i) + f_i \dot{\varphi}_i, & |\dot{\varphi}_i| \geq \dot{\varphi}_{th,i}, \\ \frac{\dot{\varphi}_i}{\dot{\varphi}_{th,i}} \left[f_i \dot{\varphi}_{th,i} + \left(\mu_{g,i} + (\mu_{h,i} - \mu_{g,i}) e^{-\dot{\varphi}_{th,i}/\gamma_i} \right) \right], & |\dot{\varphi}_i| < \dot{\varphi}_{th,i}. \end{cases} \quad (20)$$

Der Graph von Gleichung (20) ist in Bild 3 dargestellt. Hierbei bezeichnen $\mu_{h,i}$ den Haft- und $\mu_{g,i}$ den Gleitreibbeiwert. Der Parameter γ_i ist eine charakteristische Geschwindigkeit für den Übergang von Haften zu Gleiten. Der Anteil an viskoser Reibung wird durch den Parameter f_i definiert. Aus Gründen der Implementierung befindet sich die Haftphase unterhalb eines bestimmten Schwellwerts $\dot{\varphi}_{th,i}$, sodass es erst bei $\dot{\varphi}_i = \dot{\varphi}_{th,i}$ zu einem Losbrechen kommt.

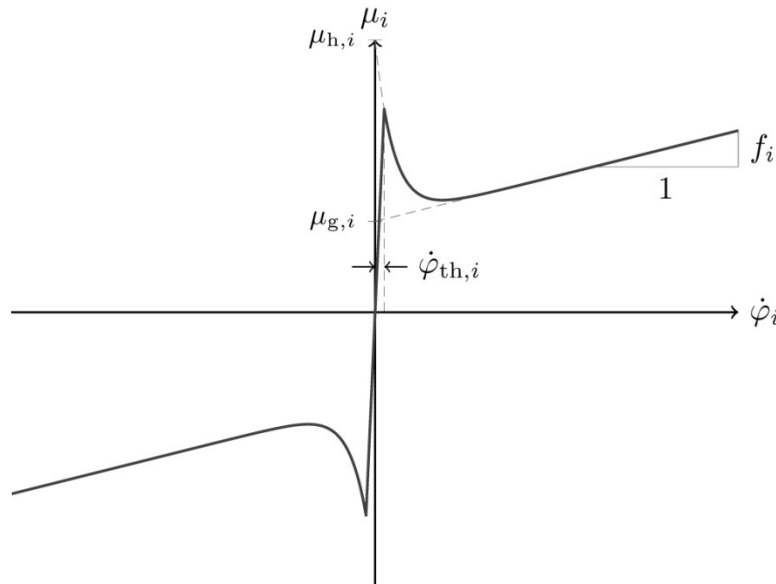


Bild 3. Nichtlineare Reibungscharakteristik nach Gleichung (20)

4.2.5 Vorspannkraft

Unter der Annahme, dass die Platten wesentlich steifer sind als die Schraube, lässt sich die Längung der Schraube wie folgt approximieren:

$$\Delta l = \frac{\varphi_G P}{2\pi}. \quad (21)$$

Daraus ergibt sich für die Vorspannkraft der folgende vereinfachte Zusammenhang:

$$F_V = EA \frac{\Delta l}{l_s + l_G} = \frac{Ed^2}{8} \frac{\varphi_G P}{l_s + l_G}, \quad (22)$$

wobei E den Elastizitätsmodul des Schraubenmaterials und A die Querschnittsfläche des freien Schaftes bezeichnen.

5. Numerische Simulation

5.1 Implementierung

Das Modell wurde in MATLAB/Simulink implementiert. Aufgrund seiner Steifheit wurde als Löser `ode15s` gewählt. Dieser dämpft die steifen Anteile der Differentialgleichung, also diejenigen, die schnell gegen Null gehen, und verwendet eine größere Schrittweite. Der Schwellwert im Reibmodell wurde dabei zu $\dot{\varphi}_{th,i} = 0,1$ rad/s gewählt.

5.2 Parameterdefinition

In der Simulation wird eine M10-Schraube mit den folgenden Parametern verwendet:

- Nenndurchmesser $d = 0,01$ m,
- Außendurchmesser der Kopfauflagefläche $d_W = 0,0146$ m,
- Flankendurchmesser des Schraubengewindes $d_2 = 0,009026$ m,
- Kantenhöhe des Schraubenkopfes $a_K = 0,0089$ m,
- Länge des Schraubenkopfes $l_K = 0,0064$ m,
- Länge des Gewindes $l_G = 0,026$ m,
- Gewindesteigung $P = 0,0015$ m.

Der Bohrungsdurchmesser der verspannten Teile beträgt $d_h = 0,011$ m und der Durchmesser der Steckschlüsselverlängerung $d_v = 0,01$ m. Als Material für die Schraube bzw. die Steckschlüsselverlängerung wird Stahl mit dem Elastizitätsmodul $E = 210$ GPa, dem Schubmodul $G = 81$ GPa und der Dichte $\rho = 7700$ kg/m³ gewählt. Die Dämpfungsgrade betragen $D_i = 0,001$ und die Haftreibbeiwerte $\mu_{h,i} = 0,2$. Die Anfangsbedingungen sind $\boldsymbol{\varphi}(0) = [0; 0; 0]^T$ und $\dot{\boldsymbol{\varphi}}(0) = [0; 0; 0]^T$. Das maximale Anziehdrehmoment für eine M10-Schraube aus Stahl mit der Festigkeitsklasse 8.8 und $\mu_{g,i} = 0,1$ beträgt $M_{A,max} = 43$ Nm [2]. Bei Erreichen dieses Maximalwerts wird die Simulation automatisch gestoppt.

5.3 Simulationsergebnisse

Mit dem beschriebenen Simulationsmodell lassen sich die folgenden Einflussparameter aus [5] untersuchen:

- Oberflächenbeschichtung: Dazu wird die charakteristische Geschwindigkeit im Intervall $\gamma_i \in [0,1; 10]$ rad/s, der Gleitreibbeiwert im Intervall $\mu_{g,i} \in [0,1; 0,2]$ und die viskose Dämpfung im Intervall $f_i \in [0; 0.001]$ s variiert.
- Schraubenlänge: Dazu wird die freie Schaftlänge im Intervall $l_S \in [0,019; 0,074]$ m variiert.
- Einschraubgeschwindigkeit: Dazu wird die Winkelgeschwindigkeit im Intervall $\Omega \in [0,333; 1]$ 1/s variiert.
- Steifigkeit der Steckschlüsselverlängerung: Dazu wird ihre Länge im Intervall $l_V \in [0,125; 0,5]$ m variiert.

Eine Untersuchung des Einflusses von speziellen Kopfauflegeometrien lässt sich mit dem vorgestellten Simulationsmodell nicht durchführen. Dazu müsste es um eine FEM-Co-Simulation erweitert werden.

Die Simulationsergebnisse sind in Bild 4 zusammengestellt.

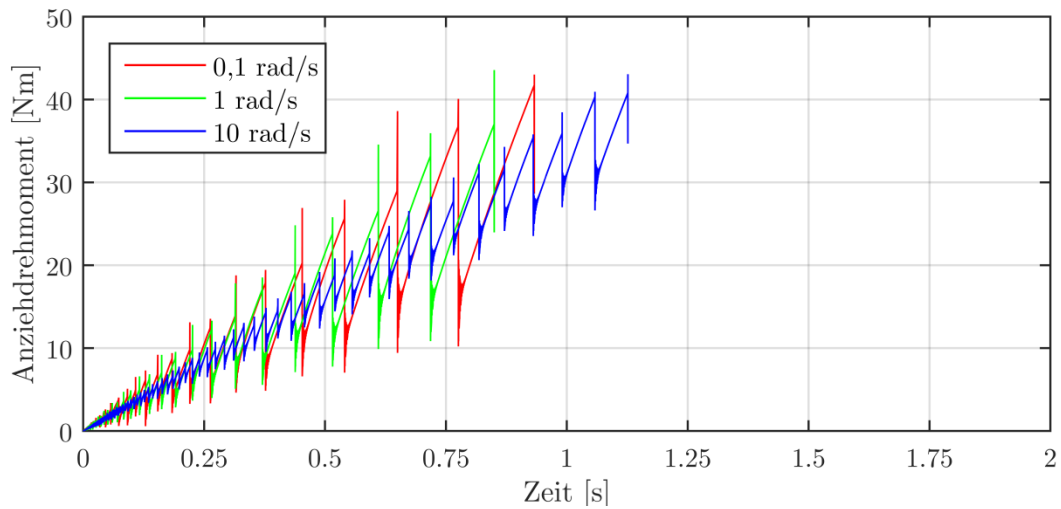
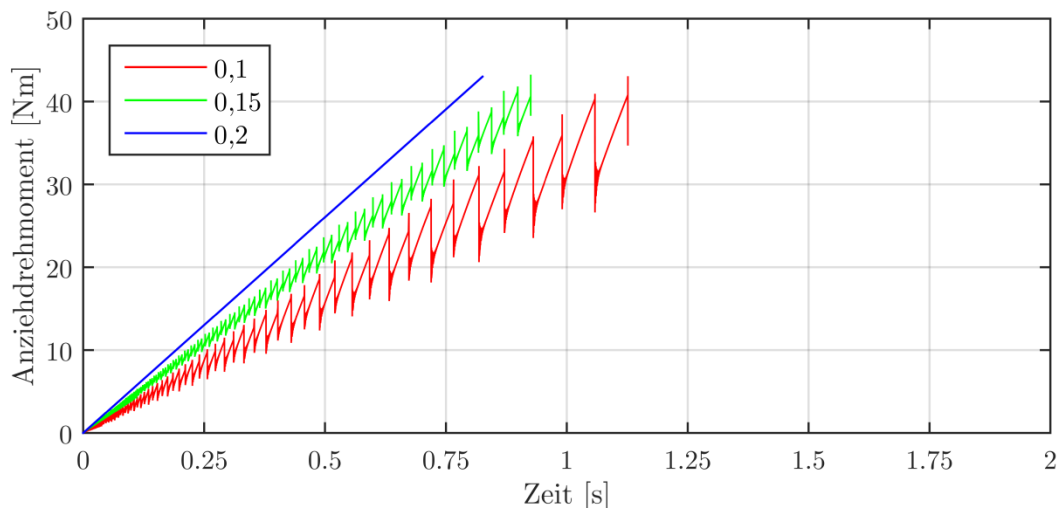
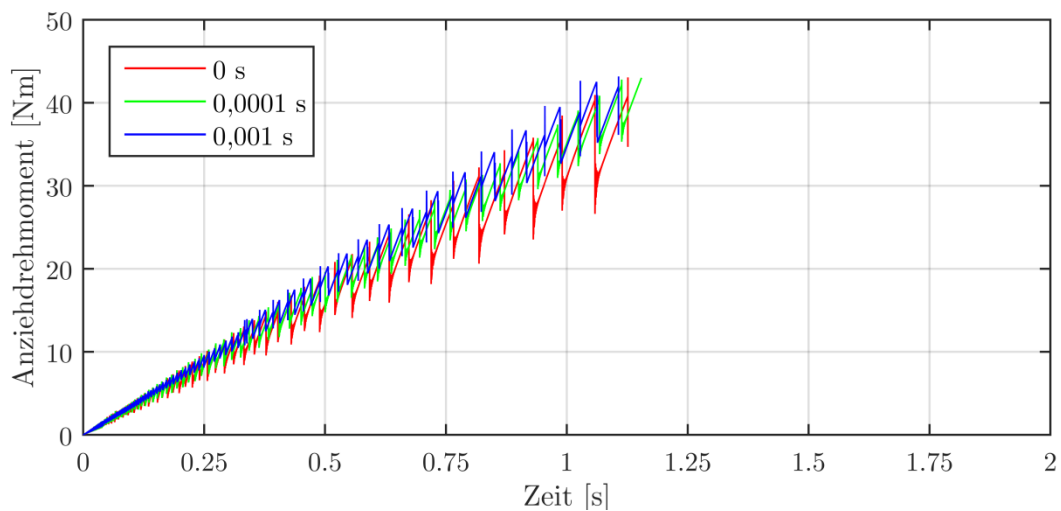
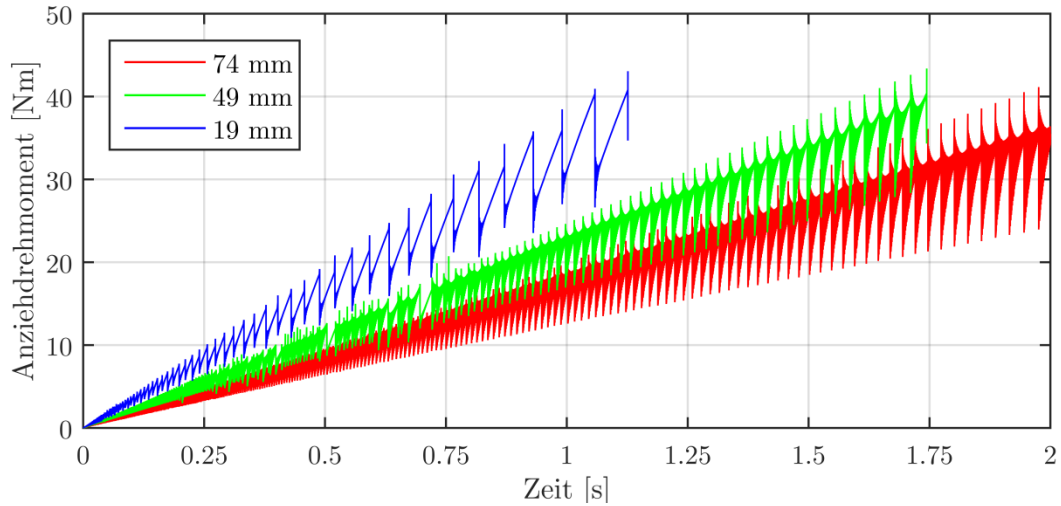
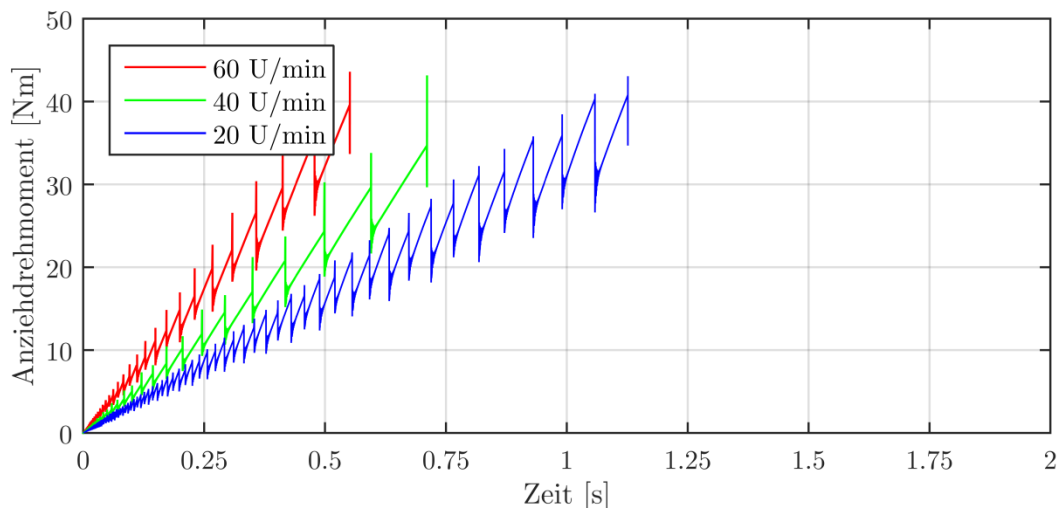
(a) Einfluss der charakteristischen Geschwindigkeit γ_i (b) Einfluss des Gleitreibbeiwerts $\mu_{g,i}$ (c) Einfluss der viskosen Dämpfung f_i

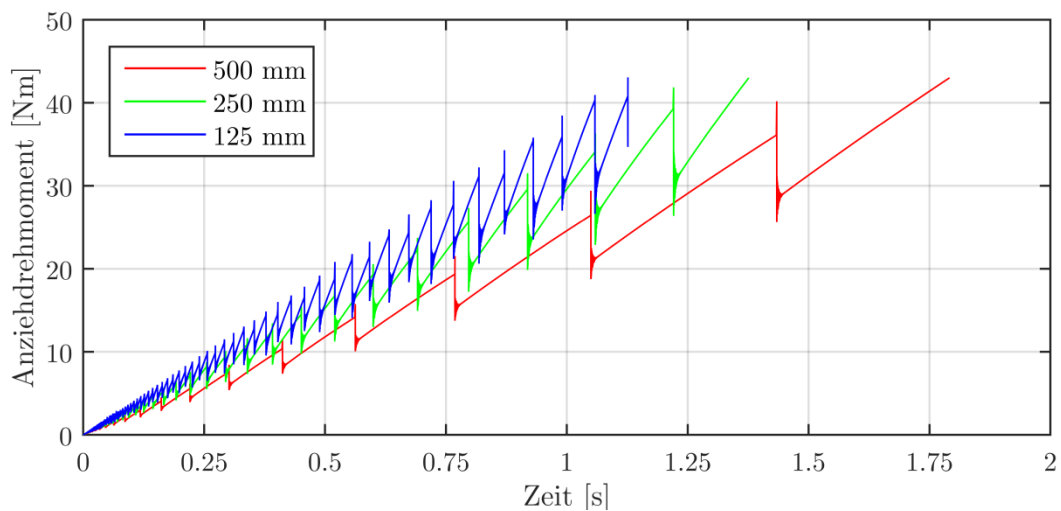
Bild 4. Einfluss unterschiedlicher Parameter auf das Anziehdrehmoment M_A . Sofern nicht anders angegeben, gilt $\gamma_i = 0,1$ rad/s, $\mu_{g,i} = 0,1$, $f_i = 0$ s, $l_s = 0,019$ m, $\Omega = 0,333$ 1/s und $l_v = 0,5$ m.



(d) Einfluss der freien Schaftlänge l_s



(e) Einfluss der Winkelgeschwindigkeit Ω



(f) Einfluss der Länge der Steckschlüsselerlängerung l_v

Bild 4 (Forts.). Einfluss unterschiedlicher Parameter auf das Anziehdrehmoment M_A . Sofern nicht anders angegeben, gilt $\gamma_i = 0,1 \text{ rad/s}$, $\mu_{g,i} = 0,1$, $f_i = 0 \text{ s}$, $l_s = 0,019 \text{ m}$, $\Omega = 0,333 \text{ 1/s}$ und $l_v = 0,5 \text{ m}$.

Aus den Simulationsergebnissen lassen sich die folgenden Schlüsse ziehen:

- Mit zunehmender charakteristischer Geschwindigkeit γ_i erhöht sich die Schwingungsfrequenz bei abnehmender Schwingungsamplitude ohne erkennbaren Einfluss auf die Steigung der Kurve.
- Mit zunehmendem Gleitreibbeiwert $\mu_{g,i}$ verringert sich die Schwingungsfrequenz bei abnehmender Schwingungsamplitude und die Kurve wird steiler. Bei $\mu_{g,i} = 0,2$ sind wie erwartet keine Drehschwingungen mehr vorhanden.
- Mit zunehmender viskoser Dämpfung f_i verringert sich die Schwingungsamplitude bei ähnlich großer Schwingungsfrequenz und die Kurve wird leicht steiler.
- Mit zunehmender freier Schaftlänge l_s erhöht sich die Schwingungsfrequenz bei ähnlich großer Schwingungsamplitude und die Kurve wird flacher.
- Mit zunehmender Winkelgeschwindigkeit Ω nimmt die Schwingungsfrequenz zunächst ab und dann wieder leicht zu bei ähnlich großer Schwingungsamplitude und die Kurve wird steiler.
- Mit zunehmender Länge der Steckschlüsselverlängerung l_v verringert sich die Schwingungsfrequenz bei ähnlich großer Schwingungsamplitude und die Kurve wird flacher.

In einem nächsten Schritt ist es sinnvoll, mit Hilfe der statistischen Versuchsplanung mögliche kritische Parameterkombinationen zu identifizieren und daraus konstruktive Leitregeln zur Reduzierung der Drehschwingungen abzuleiten.

Literatur:

- [1] Baker, R.: Ultrasonic tightening. Sealing Technology 2011(8), 10–12, 2011.
- [2] VDI 2230: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen. Beuth, Düsseldorf, 2003.
- [3] Kloos, K.-H.; Thomala, W.: Schraubenverbindungen – Grundlagen, Berechnung, Eigenschaften, Handhabung. Springer, Berlin, 2007.
- [4] Japing, A.; Schlattmann, J.: Bolted joints tribology. In: Mang, T. (Hrsg.): Encyclopaedia of Lubricants and Lubrication. Springer, Berlin, 2014.
- [5] VDA 235-203: Verschraubungsverhalten / Reibungszahlen – Praxis- und montageorientierte Prüfung. Dokumentation Krafftahrtwesen e.V., Bietigheim-Bissingen, 2005.
- [6] Dresig, H.; Holzweißig, F.: Maschinendynamik. Springer Vieweg, Berlin, 2012.

Autorenanschrift:

Andreas Japing, Arthur Seibel, Josef Schlattmann: Technische Universität Hamburg-Harburg (TUHH), Arbeitsbereich Anlagensystemtechnik und methodische Produktentwicklung (AmP), Denickestraße 17, 21073 Hamburg, E-Mail: arthur.seibel@tuhh.de