

Untersuchung des Einflusses axialer Belastungen auf das Schaltverhalten von Freiläufen – Volldynamische Versuche



Nagler, N.; Lohrengel, A.

Klemmkörper- und Klemmrollenfreiläufe werden als reibschlüssig wirkende Kupplungen eingesetzt, um die Wirkrichtung eines Torsionsmoments festzulegen. Freiläufe können weder radiale noch axiale Führungsaufgaben übernehmen. Aus der Praxis sind Schadensfälle bekannt, die auftreten, wenn axiale Belastungen nicht vom Freilauf ferngehalten werden können. Im Rahmen eines laufenden FVA-Projekts sollen der qualitative und quantitative Einfluss der Axialbelastung auf die Funktionserfüllung bzw. das Versagen von Freiläufen untersucht und Berechnungsgrundlagen erstellt werden, die eine Berücksichtigung der Axialbelastung schon bei der Auslegung ermöglichen. An dieser Stelle werden die experimentellen Ergebnisse volldynamischen Lastfalls vorgestellt.

Sprag freewheels and roller freewheels are clutches based on the principle of friction-locked power transmission. They are used in order to ascertain the affective direction of a torsional moment. Due to their design principle they are unable to execute guiding tasks in neither axial nor radial direction. Damages occurred in case axial loads could not be prevailed. Within the scope of an FVA-project quantitative and qualitative influences of the axial load on the proper functioning or failing of freewheels are investigated respectively. Furthermore, a calculation basis will be developed that permits the consideration of axial loads already in the design stage of freewheels. In this article selected results of the first test series are presented.

1 Einleitung

Freiläufe gehören zu den selbstständig schaltenden Kupplungen, wobei das Schalten abhängig von der relativen Drehrichtung der An- und der Abtriebsseite ist. Bei einem Freilauf sind die zwei Betriebszu-

stände des Mitnahme- und des Leerlaufbetriebs möglich. Im Falle einer rotativen Bewegung in eine Drehrichtung kann der Freilauf im Mitnahmebetrieb ein Torsionsmoment vom Antrieb auf den Abtrieb übertragen, bei entgegen gerichteter Drehrichtung, im Leerlaufbetrieb, wird kein Torsionsmoment vom Antrieb auf den Abtrieb übertragen.

Je nach der Art der Kraftübertragung werden Freiläufe in form- oder reibschlüssige Freiläufe unterteilt. Am bekanntesten ist der form-schlüssig wirkende Klinkenfreilauf, welcher in Ratschen oder der Hinterradnabe von Fahrrädern eingesetzt wird. Im industriellen Umfeld haben sich jedoch aufgrund der größeren Leistungsdichte und Schaltgenauigkeit reibschlüssige Freiläufe durchgesetzt. Die wichtigsten Bauformen von reibschlüssigen Freiläufen sind der Klemmrollen- sowie der Klemmkörperfreilauf (s. Abbildung 1).

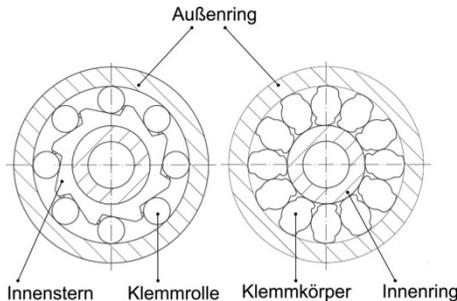


Abbildung 1: Klemmrollen- (links) und Klemmkörperfreilauf (rechts)

2 Probleme und Ziele

Freiläufe mit Schaltfunktion, Schaltfreiläufe, werden in vielfältigen Anwendungen, wie z. B. im Antriebsstrang von Automobilen, genutzt. Zu vermeidende Anregungen in axialer Richtung entstehen z. B. im Kraftfahrzeug mit Verbrennungsmotor, wo die Drehungleichförmigkeit des Prozesses zur Schwingungsanregung einzelner Komponenten führt. Dadurch werden beispielsweise Verzahnungen, Riementreibe und Lagerungen im Umfang ihrer fertigungsbedingten Axialspiele zu Schwingungen angeregt. Hier auftretende Axialkräfte und -schwingungen, welche nicht durch geeignete Lagerungen oder andere Maßnahmen vermieden werden können, werden bei der Auslegung von Freiläufen nach gültigen Berechnungsvorschriften bislang nicht berücksichtigt (s. o.). In Folge der erhöhten Summenbeanspruchung des Reibkontakts führt dies zu Funktionsstörungen oder einem Funktionsverlust.

Die grundlegende, gültige Auslegungsvorschrift, das zentrale Funktionskriterium, für Freiläufe unter ausschließlicher Torsionslast lautet

$$\tan(\alpha) = \frac{F_t}{F_n} \leq \mu \quad (2.1)$$

Dieses besagt, dass für eine einwandfreie Funktionserfüllung des Freilaufs das Verhältnis aus Tangential- F_t und Radialkraft F_n immer kleiner als der Reibwert μ sein muss. Der Einfluss axialer Belastungen findet hierin bislang keinerlei Berücksichtigung. In der Praxis hat sich herausgestellt, dass das zentrale Funktionskriterium für Freiläufe unter kombinierter Torsions- und Axiallast nicht mehr gilt. Ziel des Projekts ist es daher, basierend auf theoretischen und experimentellen Untersuchungen, abgesicherte Berechnungsgrundlagen zur Auslegung zugleich tangential und axial belasteter Freiläufe zu entwickeln, sowie dem Anwender konstruktive Empfehlungen zur Gestaltung der Freilaufverbindung zu geben. Ferner sollen im Rahmen des Projekts

- die Ursachen für den Funktionsverlust des Freilaufs bei Axialbelastung sowie
- die wirkenden Versagensmechanismen bestimmt und
- die Parameter ermittelt werden, die das Versagen bzw. den Funktionsverlust des Freilaufs begünstigen.

Durch die dazu durchgeführten experimentellen und theoretischen Untersuchungen soll das Verständnis für die auftretenden Phänomene im „System Freilauf“ sowie dessen Reaktion auf Belastungsänderungen gemehrt werden.

3 Prüfstand und vordynamischer Lastfall

Im Folgenden wird der kleine Schaltprüfstand vorgestellt. Den Prüfstand und die wichtigsten Komponenten zeigt Abbildung 2. Dabei wird der Freilaufinnenstern (IS) durch einen Servoantrieb mit integriertem Planetengetriebe durch statische oder oszillierende Belastungen beaufschlagt, der Freilaufaußenring (AU) kann über einen Riementrieb durch den zweiten Servoantrieb belastet werden. Die statische oder dynamische Axialbelastung des Innensterns erfolgt über ein Axialkraftmodul in Form von Pneumatikmuskeln. Die erforderliche Entkopplung der rotativen Bewegung durch die Servoantriebe und der translatorischen Bewegung durch das Axialkraftmodul erfolgt durch die zwischen dem Freilaufträger (grün) und dem Axialkraftmodul befindliche Glocke. Gemessen werden das Torsionsmoment in Freilaufnähe mittels DMS, die von den Pneumatikmuskeln erzeugte Axialkraft, die Verdrehwinkel am Innenstern und am Außenring sowie die axialen Wegverschiebungen, die auch am Innenstern auftreten,

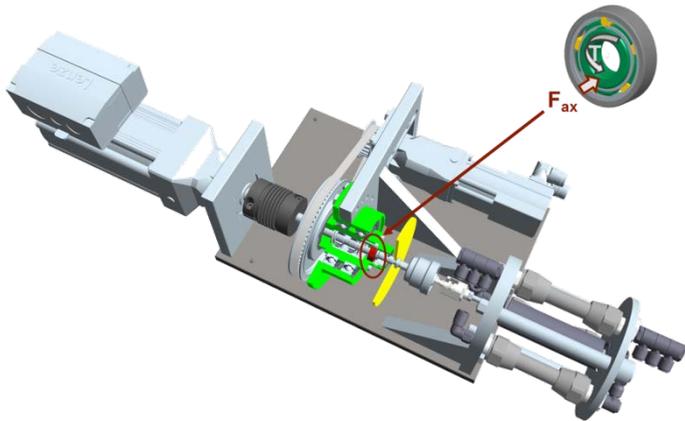


Abbildung 2: Dynamischer Freilaufprüfstand

durch einen Wegsensor an der sich mitbewegenden (gelben) Scheibe, die als Messreferenz genutzt wird.

Eckdaten des kleinen Prüfstands:

- Torsionsmoment: max. 26 Nm
- Max. Schaltfrequenz: 30 Hz (AC Servoantrieb IS)
- Max. Axialkraft: 3 kN (Pneumatikmuskeln)
- Max. Axialfrequenz: 30 Hz (Pneumatikmuskeln)

In Kapitel 4 werden exemplarisch für die durchgeführte Versuchsreihe Ergebnisse für den volldynamischen Lastfall vorgestellt. Neben diesem Lastfall wurden noch zwei weitere betrachtet. Beim volldynamischen Lastfall wird der Freilaufinnerstern phasengleich durch ein dynamisches Torsionsmoment sowie eine dynamische Axialkraft beaufschlagt. Je Versuch können dabei, im Rahmen der Prüfstandsgrenzen, jeweils die Frequenz und Amplitude variiert werden. Entsprechend den Zuständen in den jeweiligen Kontakten führt eine Erhöhung der Axialkraftamplitude, bei konstanter Torsionsmomentenamplitude und Frequenz, zum Verlust des Reibschlusses im Kontakt, was sich in Form eines Einbruchs des Torsionsmoments äußert.

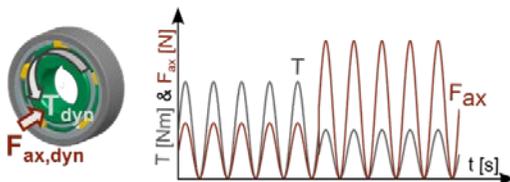


Abbildung 3: volldynamischer Lastfall

4 Ausgewählte experimentelle Ergebnisse

Die nachfolgend vorgestellten Ergebnisse des volldynamischen Lastfalls basieren auf 450 Versuchen. Bei der Beurteilung der Versuchsergebnisse wird eine konservative Herangehensweise zugrunde gelegt und nur zwischen Rutschen und nicht Rutschen unterschieden. Einen Überblick über die Versuchsrandbedingungen des Lastfalls bietet Tabelle 1. Die Versuchsergebnisse sind in Abbildung 4 bis Abbildung 6 zusammengefasst.

Tabelle 1: Versuchsrandbedingungen, Fall 3, Versuchsreihe 1

Parameter	Variationsbereich von - bis
Torsionsmoment (über Verdrehwinkel der Innensternwelle)	$T = 1 - 25 \text{ Nm}$
Axialkraft	$F_{ax} = 0 - 2500 \text{ N}$
Axialfrequenz Torsionsmoment & Axialkraft	$f_{ax} = 1 - 7 \text{ Hz}$
Außenringdrehzahl („worst case Szenario“)	$n_{AU} = 0 \text{ min}^{-1}$

In Abbildung 4 ist eine sehr gute Trennung der Bereiche Rutschen und nicht Rutschen erkennbar. Der zwischen beiden Kurven liegende Bereich könnte als Streu- oder Grenzbereich angesehen werden, in dem, abhängig von den Lastrandbedingungen, Rutschen auftritt oder nicht. Die in Abbildung 5 bis Abbildung 6 gewählte Darstellung der Messergebnisse unterstützt die oben für Abbildung 4 benannten Beobachtungen. Die dargestellten Ergebnisse legen eine Bereichstrennung auf der Basis der aus den Mess- sowie Geometriewerten berechneten, erforderlichen Reibkoeffizienten nahe. Der erforderliche Reibkoeffizient kann dabei so aufgefasst werden, dass dies der im Kontakt erforderliche Reibkoeffizient ist, um bei gegebenen Lastrandbedingungen reibschlüssig ein Torsionsmoment übertragen zu können. Ist der aktuelle Reibkoeffizient im Kontakt $\mu < \mu_{\text{erf}}$, so ist von einem Funktionsverlust des Freilaufs durch Rutschen zu rechnen. Demnach wäre für $\mu_{\text{erf}} \geq 0,12$ mit Rutschen zu rechnen. Für $\mu_{\text{erf}} \leq 0,1$ wäre kein Rutschen zu erwarten. Im Bereich $0,1 < \mu_{\text{erf}} \leq 0,12$, dem Grenzbereich, sind beide Zustände möglich, da dieser Bereich auf Basis der durchgeführten Versuche bislang nicht besser eingegrenzt werden kann.

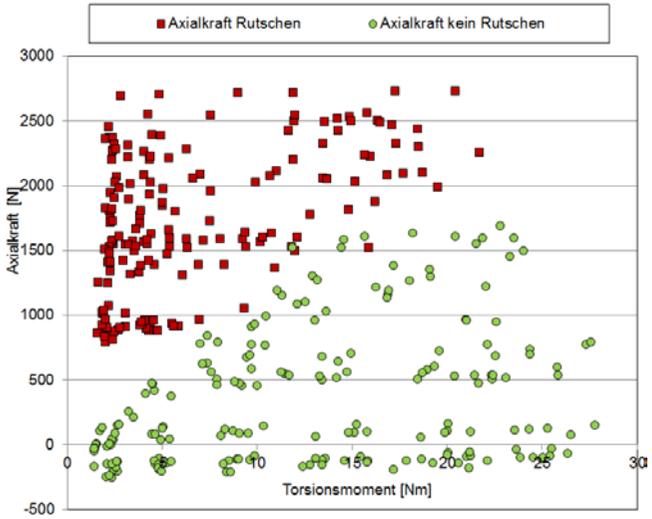


Abbildung 4: Zusammenfassung der ertragbaren Axiallasten unter Berücksichtigung aller Frequenzen ($1 \text{ Hz} \leq f_{ax} \leq 7 \text{ Hz}$)

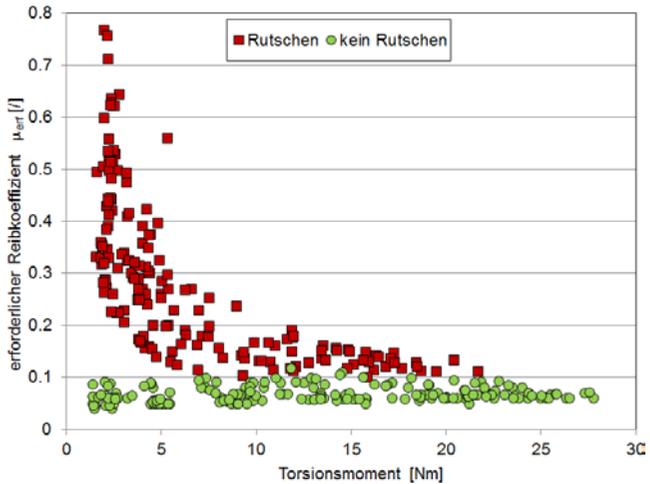


Abbildung 5: Zusammenfassung der aus den Messwerten berechneten erforderlichen Reibkoeffizienten für alle Frequenzen ($1 \text{ Hz} \leq f_{ax} \leq 7 \text{ Hz}$)

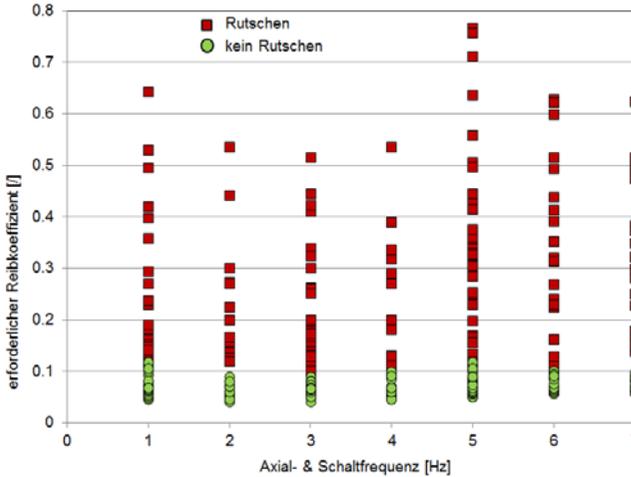


Abbildung 6: Zusammenfassung der aus den Messwerten berechneten, erforderlichen Reibkoeffizienten für alle Frequenzen ($1 \text{ Hz} \leq f_{ax} \leq 7 \text{ Hz}$)

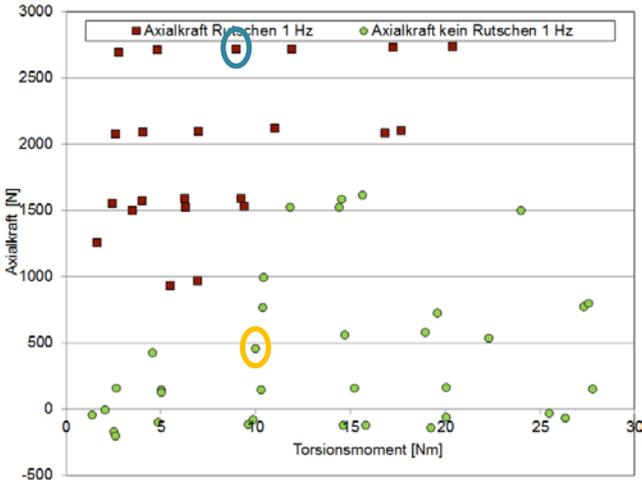


Abbildung 7: Ertragbare Axiallasten bei einer Frequenz von 1 Hz

Die Auswertung und Beobachtungen der obigen Versuchsergebnisse können wie folgt zusammengefasst werden:

- Im Rahmen des hier untersuchten Frequenzbereichs konnte, für den betrachteten Prüfling, kein statistisch signifikanter Frequenzeinfluss auf die Rutschneigung beobachtet werden. Dies erscheint

plausibel, da bei diesem Prüfling aufgrund geringer zu bewegender Massen, in Kombination mit dem am Prüfstand bislang untersuchten und untersuchbaren (max. 10 Hz) Frequenzbereich auch nicht mit ausgeprägten Massenträgheitseffekten gerechnet werden muss. Bei deutlich höheren Frequenzen oder größeren Freiläufen mit entsprechend höheren Massenträgheiten ist hingegen mit einem signifikanten Frequenzeinfluss zu rechnen.

- Bei konstantem Torsionsmoment sowie konstanter Frequenz ist die Axialkraftamplitude die maßgebende Einflussgröße auf die Rutschneigung des Freilaufs.
- Als Kriterium zur Einschätzung der Rutschgefährdung kann die Relation zwischen dem erforderlichen Reibkoeffizienten μ_{erf} sowie dem real im Kontakt vorhandenen Reibkoeffizienten μ herangezogen werden. μ_{erf} kann dabei in Abhängigkeit des gemessenen Torsionsmoments, der gemessenen Axialkraft, Geometriewerten sowie dem iterativ zu berechnenden Klemmwinkel α ermittelt werden. Später soll für die tägliche Nutzung eine Abschätzung der Rutschneigung des Freilaufs abhängig von den Betriebsbedingungen anhand des Verhältnisses von μ_{erf} sowie μ ermöglicht werden.

Die Herangehensweise zur Auswertung der Versuchsergebnisse sowie die angewandten Kriterien zur Beurteilung, ob Rutschen auftritt oder nicht, werden im Folgenden anhand der blau sowie orange umrandeten Versuchsergebnisse aus Abbildung 8

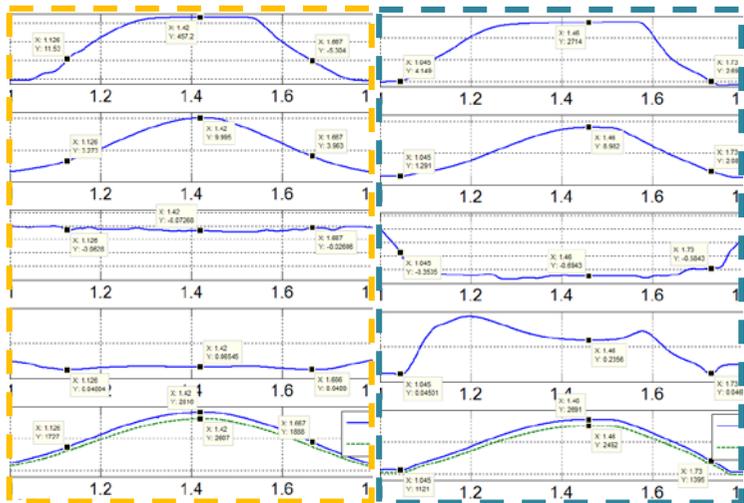


Abbildung 8: Versuchsergebnisse „oranger“ und „blauer“ Versuch – Detail 0,1 s ≤ t ≤ 1,8 s

Abgesehen von der Höhe der Axialkraft, in der der einzige Unterschied zwischen den Versuchsrandbedingungen beider Versuche besteht, sind sowohl in Abbildung 8 links als auch in Abbildung 8 rechts alle Achsen gleich skaliert, um einen Vergleich zu ermöglichen. Beim „orangenen“ Versuch tritt kein Rutschen auf. Das ist erkennbar an

- dem gleichmäßigen, symmetrischen sinusförmigen Verlauf des Torsionsmoments (Bild 2/5 in Abbildung 8 links)
- daran, dass der Axialweg gleichmäßig, dem Verlauf der Axiallast folgend (konstruktionsbedingt), bei $F_{ax} \geq 0 \text{ N}$ um einen Wert von $(-0,07 \text{ mm})$ schwankt (Bild 3/5 in Abbildung 8 links)
- der erforderliche Reibkoeffizient (da aus Messgrößen berechnet, dem Verlauf der Axiallast folgend) bei $F_{ax} \geq 0 \text{ N}$ nahezu gleichbleibend um einen Wert von $0,065$ pendelt (Bild 4/5 in Abbildung 8 links) und sich
- eine symmetrische Hertzsche Pressungsverteilung (berechnet aus den Messergebnissen, sowie Geometrie- und Werkstoffwerten) sowohl am Innenstern- als auch am Außenringkontakt einstellt (Bild 5/5 in Abbildung 8 links).

Dem gegenübergestellt werden die Ergebnisse des „blauen“ Versuchs, bei dem Rutschen auftritt. Erkennbar ist dies, immer vergleichend mit den Ergebnissen des „orangenen“ Versuchs daran, dass

- der Verlauf des Torsionsmoments unsymmetrisch erfolgt; das Torsionsmoment zwar mit einem harmonischen Anstieg, jedoch später aufgebaut wird, im Bereich der Maximalwerte eine Art Platteaubildung beobachtet werden kann und das Torsionsmoment steiler abfällt, also abrupt abgebaut wird (Bild 2/5 in Abbildung 8 rechts)
- der Axialweg qualitativ sowie quantitativ deutlich stärker während der Lastphase des Freilaufs schwankt ($1,2 \text{ s} \leq t \leq 1,6 \text{ s}$) (Bild 3/5 in Abbildung 8 rechts),
- der erforderliche Reibkoeffizient quantitativ deutlich stärker während der Lastphase des Freilaufs schwankt ($1,2 \text{ s} \leq t \leq 1,6 \text{ s}$) und dessen Wert deutlich über dem des „orangenen“ Versuchs liegt ($0,24$ versus $0,065$) (Bild 4/5 in Abbildung 8 rechts) und
- die Pressungsverteilung während der Lastphase sowohl am Innenstern- als auch Außenringkontakt zum einen unsymmetrisch ist und zum anderen bei, abgesehen von der Axiallast, gleichen Versuchsrandbedingungen quantitativ geringer ausfällt als beim „orangenen“ Versuch ohne Rutschen (2691 N/mm^2 versus 2816 N/mm^2) (Bild 5/5 in Abbildung 8 rechts).

Nach den oben vorgestellten Kriterien wurden alle Versuche ausgewertet. Zunächst erfolgte jeweils die qualitative Betrachtung der Verläufe und unter Nutzung der obigen Kriterien das Treffen der Ein-

schätzung, ob Rutschen vorliegt oder nicht. Anschließend wurden die zum Rutschen oder nicht Rutschen gehörenden Messwerte zum Zeitpunkt des Maximums des Torsionsmoments ausgewertet.

5 Zusammenfassung

In diesem Artikel wurden zunächst der Prüfstand sowie der volldynamische Lastfall vorgestellt und anschließend auszugsweise Ergebnisse der ersten Versuchsreihe, vertreten durch die Ergebnisse des volldynamischen Lastfalls. Die Auswertung der 450 Versuche für diesen Lastfall ergab, dass die Höhe der Axialfrequenz keinen signifikanten Einfluss auf die Rutschneigung des Freilaufs im untersuchten Frequenzbereich bis 7 Hz hat. Es ist jedoch davon auszugehen, dass der Frequenzeinfluss bei deutlich höheren Frequenzen bei kleinen Freiläufen mit geringen Massenträgheiten oder bei großen Freiläufen mit entsprechen höheren Massenträgheiten deutlich ausgeprägt und signifikant ist. Den größten Einfluss auf die Rutschneigung des Freilaufs hat, entsprechend den Beobachtungen, die Axialkraftamplitude bei konstantem Torsionsmoment. Es wurde schließlich, auf der Basis der Versuchsergebnisse eine Möglichkeit vorgestellt, die Rutschneigung eines Freilaufs anhand der Relation des erforderlichen Reibkoeffizienten μ_{erf} zum real im Kontakt vorhandenen Reibkoeffizienten μ abzuschätzen. Dies scheint zum jetzigen Zeitpunkt ein gangbarer Weg für die spätere tägliche Anwendung in der Praxis zu sein. Ob dies gerechtfertigt ist, werden eine weitere Versuchsreihe mit einem anderen Prüfling sowie die durchgeführten MKS-Paramtervariationen zeigen.

6 Danksagung

Die Autorin bedankt sich bei der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und ihren Mitgliedern für die inhaltliche Betreuung sowie bei der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) für die finanzielle Unterstützung des Projekts „Axiale Belastbarkeit von Freiläufen“ (FVA 653, IGF-Nr. 17083 I).