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

doi.org/10.37544/1436–4980–2024–05–66

Berücksichtigung überlagerter Belastungen in der Reibmomentberechnung von Kugelgewindetrieben

Reibmomentberechnung von Kugelgewindetrieben

C. Brecher, B. Biernat, J. Hameleers, Y. Lenschow, S. Neus

ZUSAMMENFASSUNG Die Einführung der elektromechanischen Servolenkung in PKWs ermöglicht eine erhöhte Energieeffizienz und folgt damit dem globalen Trend der Entwicklung effizienter Maschinen und Anlagen. Eine anwendungsspezifische Auslegung von Kugelgewindetrieben (KGT) ermöglicht die Verwendung der Komponente in schweren Fahrzeugklassen und für Steer-by-Wire-Systeme. In diesem Beitrag wird eine Methode zur Berechnung des Reibverhaltens von KGT unter realen Belastungen vorgestellt.

STICHWÖRTER

Finite-Elemente-Methode (FEM), Automobilindustrie, Energieeffizienz

Frictional torque calculation of ball screws

ABSTRACT The introduction of electromechanical power steering in passenger cars enables increased energy efficiency and thus follows the global trend of developing efficient machines and systems. An application-specific design of ball screws enables the component to be used in heavy vehicle classes and for Steer-by-Wire systems. This article presents a method for calculating the friction behavior of ball screw drives under real loads.

1 Einleitung und Motivation

Kugelgewindetriebe dienen in Werkzeugmaschinen der Erzeugung einer translatorischen Bewegung, die eine Relativbewegung zwischen Werkstück und Werkzeug ermöglicht. Die Maschinenkomponente zeichnet sich insbesondere durch ihren hohen Wirkungsgrad bei gleichzeitig hoher Positioniergenauigkeit aus und wird daher zunehmend in alternativen Anwendungsgebieten eingesetzt. So werden Kugelgewindetriebe im Bereich der Luftfahrt für die Ansteuerung von Bremssystemen oder in Landeklappenantrieben eingesetzt. Eine weitere, in leichten Fahrzeugen etablierte Anwendung ist die elektromechanische Lenkung (EPS, Electric Power Steering) von Kraftfahrzeugen. Durch Wirkungsgrade von über 90 % können in dieser Anwendung hohe Spurstangenkräfte bei geringer Leistungsaufnahme erzielt werden, was zu einem reduzierten Energieverbrauch führt. [1]

Hohe erzielbare Kräfte sind insbesondere dann relevant und sicherheitskritisch, wenn schwere Oberklassefahrzeuge automatisiert eingeparkt werden, beim automatisierten Fahren die Kraftunterstützung durch die Lenkradbetätigung des Fahrers entfällt oder gar die mechanische Kopplung zwischen Lenkung und Lenkrad entfällt (Steer-by-Wire). Zudem kann im Vergleich zu konventionellen, hydraulisch unterstützten Lenksystemen der CO_2-Ausstoß reduziert werden, da die Energie bedarfsgerecht aufgebracht wird und keine dauerhaft aktive Hydraulikpumpe notwendig ist.

Im Unterschied zu den üblicherweise in Werkzeugmaschinen verwendeten Kugelgewindetrieben, wird bei EPS-KGT die Mutter statt der Spindel angetrieben und die Komponente neben der Axiallast auch mit Radiallasten und -momenten beaufschlagt. Letztere variieren je nach Lenkeinschlag und beeinflussen so den Wirkungsgrad und die lebensdauerrelevante Belastung der Komponente. Weiterhin werden die Steifigkeit und der Wirkungsgrad des KGT durch thermisch induzierte mechanische Verspannungen zwischen Kugeln, Spindel und Mutter beeinflusst. Der Aufbau eines Lenkgetriebes mit KGT und achsparalleler Servoeinheit („EPSapa“) ist **Bild 1** zu entnehmen. Das Lenkmoment des Fahrers wird über die Lenkeingangswelle mittels Ritzel-Zahnstangentrieb auf das Lenksystem übertragen. [1–4]

Zu den wichtigsten Auslegungsgrößen von KGT gehören, neben dem Nenn- und Kugeldurchmesser, die Anzahl der tragenden Umläufe, die Art und Größe der Vorspannung sowie die Kontaktwinkel. Die Berücksichtigung dieser Parameter in Modellen zur Berechnung des Betriebsverhaltens ist aufgrund ihrer Wechselwirkungen unumgänglich.

In vorherigen Forschungsarbeiten wurde das Betriebsverhalten von KGT hinsichtlich der Lebensdauer, der Steifigkeit und dem Reibmoment analysiert, jedoch wurden kombinierte axiale und radiale Belastungen meist vernachlässigt.

Das Reibungsverhalten von KGT wurde unter anderem von *Golz*, *Fleischer* und *Brecher* für axiale Belastungen untersucht [5–7]. Auch *Forstmann*, *Münzing* und *Zhen* entwickelten Modelle für eine Lebensdauerberechnung, welche über die in Normungswerken hinterlegten Einflussgrößen hinausgeht [8–10].

In Vorschubachsen von Werkzeugmaschinen kann wegen der parallel zum KGT verbauten Führungssysteme idealisiert davon ausgegangen werden, dass lediglich Axialbelastungen auftreten. Bei Anwendungen außerhalb von Werkzeugmaschinen werden

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-05-66 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access - CC BY

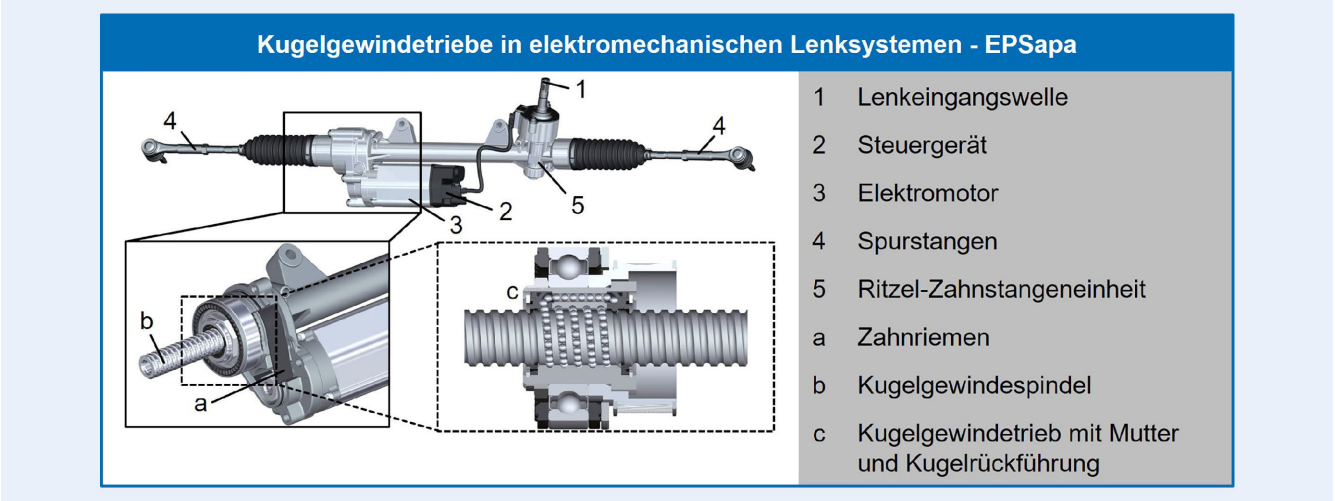

Bild 1. Kugelgewindetriebe (KGT) in elektromechanischen Lenksystemen („EPSapa"). *Grafik: [4]*

Tabelle 1. Geometrie- und Materialparameter.

Parameter	Benennung und Werte	
Kugelmittenkreisdurchmesser	D_{pw} [mm]	30
Steigung	P [mm]	7
Kugeldurchmesser	D_w [mm]	5
Tragende Umläufe	[ ]	3,5
Initiale Kontaktwinkel (Mutter und Spindel)	α [°]	45
Kontaktart	[ ]	4P
Vorspannung	F_{pre} [N]	200
Elastizitätsmodul (Kugeln, Mutter und Spindel)	E [N/mm²]	210.000
Querkontraktionszahl (Kugeln, Mutter und Spindel)	ν [ ]	0,3

Führungssysteme, welche wirkende Zusatzlasten zuverlässig aufnehmen können, nur in seltenen Fällen eingesetzt. Daher ergibt sich die Notwendigkeit einer Erweiterung der Berechnungsmethoden unter kombinierten Belastungen, wobei im Folgenden das Reibverhalten von KGT unter kombinierten Belastungen näher beleuchtet wird.

2 Aufbau des Berechnungsmodells

Die Ermittlungen des Reibmomentes erfolgen in dieser Arbeit mit der am Werkzeugmaschinenlabor WZL der RWTH Aachen entwickelten Simulationsumgebung „MTPlus". Im ersten Schritt des Simulationsablaufs werden geometrische Größen und Materialeigenschaften der KGT-Komponenten sowie Randbedingungen und externe Lasten des Systems definiert (**Tabelle 1**).

Danach erfolgt die Modellerstellung, bei der auf Grundlage der Systemdefinition ein FE (Finite Elemente)-Strukturmodell des KGT erzeugt wird. Die Spindel und die Mutter werden aufgrund ihrer linear elastischen Eigenschaften als eindimensionale Balken abgebildet. Für jeden Kontaktpunkt der Spindel und Mutter mit den Wälzkörpern wird ein FE-Knoten erzeugt. Die Wälzkörper weisen kein linear elastisches Verhalten auf und werden dementsprechend als nichtlineare Federelemente abgebildet. Die in der Systemdefinition festgelegten Randbedingungen, wie etwa die Lasteinleitungsstelle, werden mittels FE-Knoten dargestellt. Ein beispielhaftes FE-Strukturmodell mit einer vorgespannten Doppelmutter zeigt **Bild 2**. Im Modell wird diese Vorspannung mit einer linearen Feder zwischen den Mutterhälften realisiert.

Die Lastverteilung und die Kontakteigenschaften der Wälzkörper besitzen eine Interdependenz. Um diese gegenseitige Abhängigkeit zu modellieren, wird in MTPlus ein Co-Modellierungsansatz verwendet. Dabei wird mithilfe der FEM die elastische Verformung der Mutter und der Spindel bestimmt. Gleichzeitig beschreibt ein numerisch-analytisches Modell die Kontakteigenschaften der Wälzkörper mit nichtlinearem Steifigkeitsverhalten.

Bedingt durch das nichtlineare Verhalten des Wälzkontakts erfordert die Berechnung des quasi-statischen Gleichgewichts zwischen externen Lasten und inneren Kontaktkräften eine iterative Vorgehensweise. Dabei muss das FE-Strukturmodell in jeder Iterationsschleife mit den aktualisierten Kontaktsteifigkeiten neu gekoppelt werden. Die Steifigkeit der Kugelkontakte wird zunächst für eine initiale Verschiebung zwischen Mutter und Spindel ohne das Aufbringen einer externen Last berechnet. Anschließend wird durch die Lösung der FEM gemäß Gleichung (1) im nächsten Iterationsschritt aus der Steifigkeitsmatrix K und den Wälzkörperkräften F eine statische Zusatzverschiebung q ermittelt. Mit dieser zusätzlichen Verschiebung kann die Steifigkeit der Kugelkontakte mittels des numerisch-analytischen Modells aktualisiert werden. Die Berechnung wird beendet, wenn ein definiertes Abbruchkriterium erreicht ist. Weiterführende Informationen zur Berechnung der Kontaktbedingungen eines KGT können [11] entnommen werden.

$$F = K \cdot q \leftrightarrow q = K^{-1} \cdot F \tag{1}$$

Zur simulativen Ermittlung des Reibmoments wurde in MTPlus ein KGT passend zu der zur Validierung im Versuch verwendeten Rack-EPS-Komponente parametriert. Das Modell besteht aus der Spindel, der Mutter und ihrer Lagerung, dem Kugelsatz, einer Abstützung der Spindel durch die Ritzel-Zahnstange-Einheit sowie den auf die Struktur wirkenden äußeren Lasten. **Bild 3** zeigt den beschriebenen Aufbau des Modells des KGT in MTPlus.

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-05-66 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access - CC BY

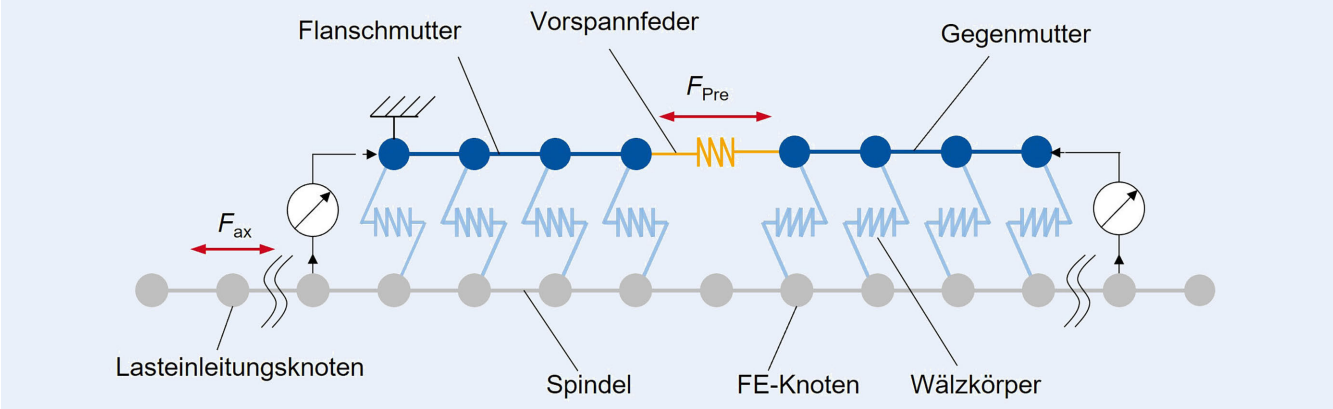

Bild 2. Finite-Elemente-Modell eines KGT. *Grafik: WZL*

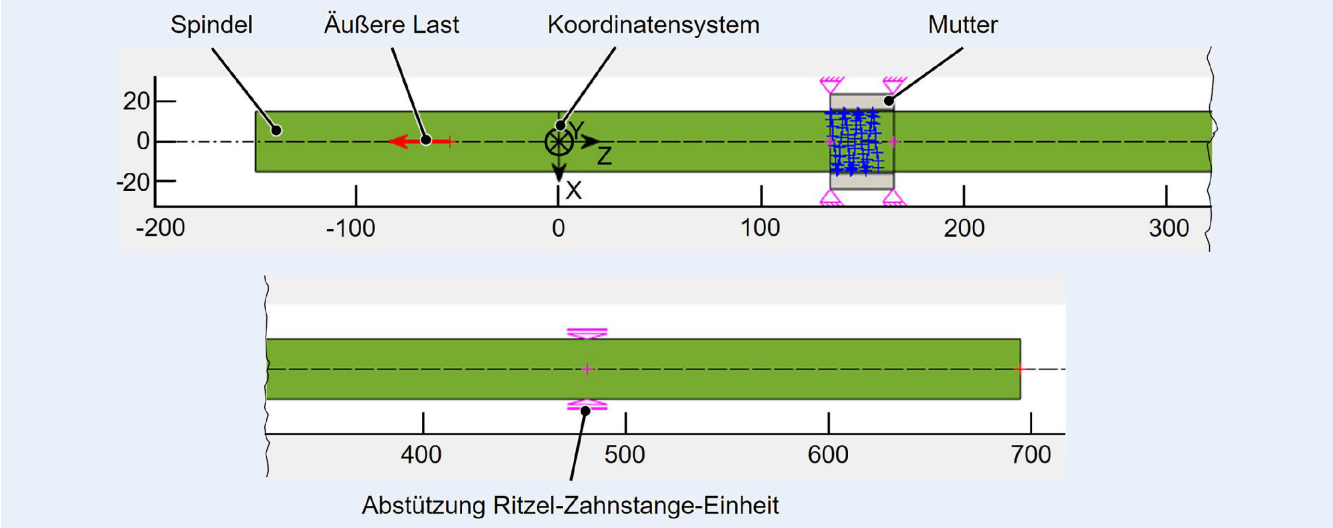

Bild 3. Modell des KGT in „MTPlus“. *Grafik: WZL*

Die Mutter und die zur Abstützung der Spindel modellierte Zahnstangen-Ritzel-Einheit wurden im Modell auf festen Positionen entsprechend ihrer Position im Prüfstand festgelegt. Mithilfe der Abstützung wird die Translation der Spindel in x-Richtung und y-Richtung sowie die Rotation um diese Achsen durch eine ideal steife Parametrierung dieser Abstützung verhindert. Die Lagerungen an der Mutter sind ebenfalls ideal steif parametriert, um eine Translationsbewegung in alle Achsrichtungen und eine Rotation um die x- und y-Achse der Mutter zu verhindern. Der Angriffspunkt der Last besitzt hingegen keine feste Position.

Der Rechenaufwand hängt linear mit der Anzahl der durchgeführten Rechnungen, und damit mit dem Abstand der simulierten Positionen des Lastangriffspunktes, zusammen. Zur Reduzierung des Rechenaufwandes wurde bewiesen, dass der Positionseinfluss des Lastangriffspunktes näherungsweise linear ist. Dafür wurde eine Vergleichsrechnung des Reibmoments angestellt, in der die Position des Lastangriffspunkt in Schritten von 3 mm innerhalb eines Intervalls von 33 mm variiert wurde. Bei einem Vergleich der Höhe des Reibmoments des Mittelwerts in diesem Intervall mit dem berechneten Reibmoment an der mittleren Position des Intervalls wurde lediglich eine Abweichung von 0,0024 % ermittelt. Aus diesem Grund wurden über der Hublänge drei Positionen für den Lastangriffspunkt ausgewählt, die jeweils eine Strecke von 33 mm der gesamten Hublänge abdecken.

Zur Modellerstellung des KGT in MTPlus müssen neben den Geometrie- und Materialkennwerten der Komponenten ebenfalls Parameter für die Kontaktbedingungen des Kugelsatzes angegeben werden. So sind die tragenden Umläufe, die Spindelsteigung, die Anzahl der Kugeln sowie ihr Durchmesser entscheidend zur Bestimmung der Anzahl der Kugeln im Kontakt zwischen Spindel und Mutter. Im Simulationsmodell wird zwischen den Kugeln differenziert, die sich in der Rückführung befinden und keine Last tragen, und den lasttragenden Kugeln in der Kontaktzone. Über einen Startwinkel wird angegeben, in welcher Position sich die erste lasttragende Kugel befindet, die als letzte die Umlenkung verlassen hat.

Als Rack-EPS-Komponente ist der KGT im 4-Punkt-Kontakt durch ein Kugelübermaß vorgespannt. Die Kugellaufbahnen der Spindel und Mutter weisen folglich ein gotisches Spitzbogenprofil auf. Zur Erzeugung eines gotischen Spitzbogenprofils in MTPlus müssen Spindel und Mutter jeweils zwei Laufbahnen mit unterschiedlichen Krümmungsmittelpunkten aufweisen. Die axiale Verschiebung der Mittelpunkte aller Laufradien vom Kugelmittelpunkt aus beeinflusst die Höhe der Vorspannung. Je weiter die Mittelpunkte der Laufradien von der Kugelmitte axial entfernt sind, desto stärker wird die Kugel belastet und somit vorgespannt.

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-05-66 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access - CC BY

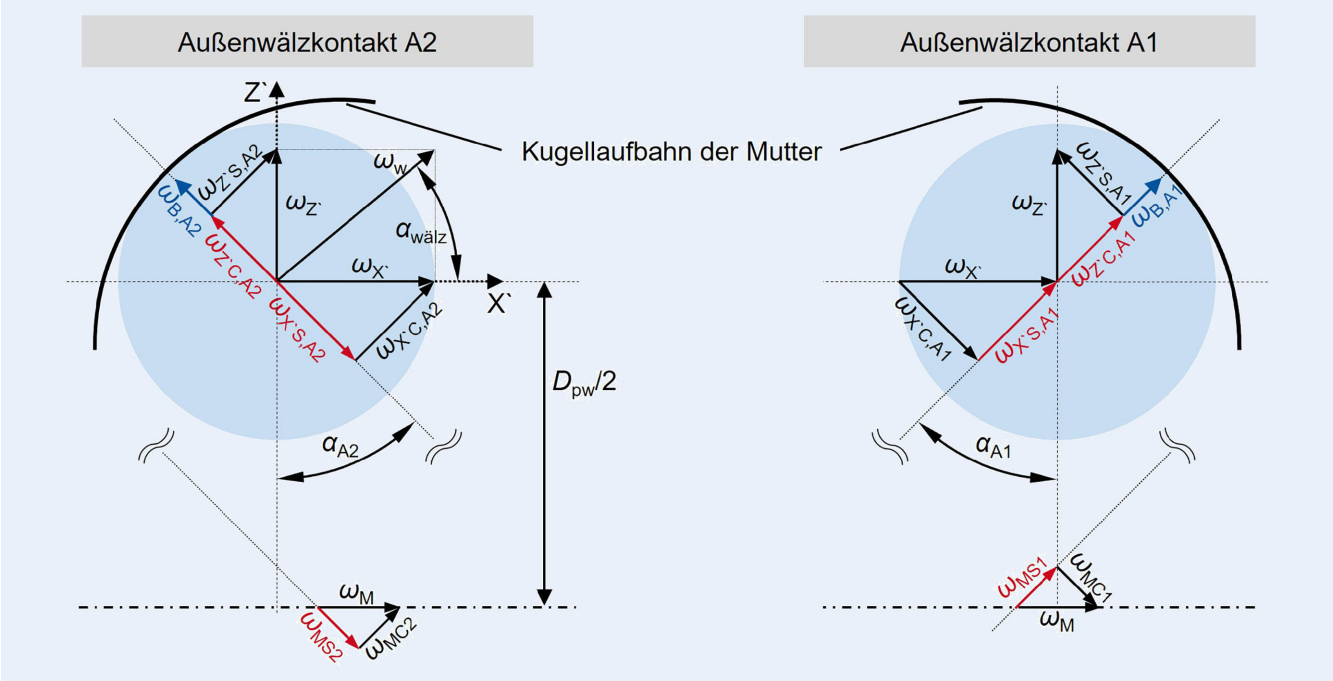

Bild 4. Bohrwinkelgeschwindigkeiten an den Außenwälzkontakten. *Grafik: WZL*

Die Reibmomentberechnung erfolgt in dem Simulationsmodell auf Basis des Reibmodells nach *Steinert* [12]. Dieses Modell bietet eine Berechnungsmethode, um das im Wälzlager auftretende Reibmoment zu bestimmen, indem fünf verschiedene Reibanteile im Lager berücksichtigt werden. Diese Reibanteile werden einzeln analytisch berechnet und anschließend aufsummiert. Das Modell ist in der Vergangenheit in der Wälzlagertechnik erfolgreich zur Anwendung gekommen. Das Reibmodell wurde aufgrund der Ähnlichkeit von Kugelgewindetrieb und Kugellager in Bezug auf den Aufbau, die Kinematik und die Belastung auch schon in der Vergangenheit [7] zur Bestimmung des Reibmoments in einem Kugelgewindetrieb verwendet. Da im Gegensatz zum Kugellager kein Käfig in einem Kugelgewindetrieb verbaut ist, wird die Berechnung für einen Kugelgewindetrieb auf die drei Reibanteile Hysteresereibung, Bohrreibung und Rollreibung reduziert. Bei dem Roll- und Bohrreibungsanteil wird zusätzlich in Abhängigkeit der spezifischen Schmierfilmdicke zwischen der Festkörperreibung, Mischreibung und elastohydrodynamischen Reibung unterteilt. Die Lastanteile dieser Reibungszustände werden zur Berechnung des Gesamtreibmoments anhand der vorliegenden spezifischen Schmierfilmdicke sowie einem Festkörper-Lasttraganteil λ berechnet. Das resultierende Gesamtreibmoment wird gemäß Gleichung (2) bestimmt.

$$M_\Sigma = (M_{R\Sigma} + M_{B\Sigma})_{EHD} \cdot (1 - \lambda) + (M_{R\Sigma} + M_{B\Sigma})_{Fest} \cdot \lambda + M_{A\Sigma} \qquad (2)$$

$M_{A\Sigma}$ beschreibt das aufgrund irreversibler Verformungsarbeit an den Kugeln (Hysterese) entstandene Reibmoment. $M_{R\Sigma}$ und $M_{B\Sigma}$ sind die durch Roll- beziehungsweise Bohrreibung verursachten Reibmomente. Die Festkörper- und EHD (Elastohydrodynamik)-Anteile dieser beiden Reibungsarten werden mit dem Festkörper-Lasttraganteil λ gewichtet. Bei ausschließlicher Festkörperreibung nimmt λ den Wert 1 an, bei ausschließlicher EHD-Reibung hingegen den Wert 0.

Der 4-Punkt-Kontakt muss ebenfalls in den kinematischen Ansätzen berücksichtigt werden. Vor allem den Bohrwinkelgeschwindigkeiten im 4-Punkt-Kontakt kommt eine besondere Bedeutung zu, da sie in die Berechnung der Bohrreibung miteinfließen. Die Berechnungen der Bohrwinkelgeschwindigkeiten basieren auf der Arbeit von *Spachtholz* [13], welcher kinematische Effekte, inklusive der Bohrwinkelgeschwindigkeit, von Spindellagern mit drei und/oder vier Kontaktpunkten untersuchte. Dabei werden die Berechnungen der Bohrwinkelgeschwindigkeiten auf den von *Jones* [14] und *Harris* [15] entwickelten Wälzkontaktbedingungen von konventionellen Spindellagern gestützt. In **Bild 4** sind die Außenwälzkontakte dargestellt. Im Fall des KGT haben die Kugeln in den Außenwälzkontakten die Mutter und in den Innenwälzkontakten die Spindel als Kontaktpartner.

Die Winkelgeschwindigkeiten $\omega_{X`}$ und $\omega_{Z`}$ bilden, wie in Bild 4 beim Außenwälzkontakt 2 dargestellt, nach Gleichung (3) die auf die Kugelachsen X` und Z` bezogenen Komponenten der Wälzwinkelgeschwindigkeit der Kugel ω_w.

$$\omega_{X`} = \omega_w \cdot \cos \alpha_{wälz} \text{ und } \omega_{Z`} = \omega_w \cdot \sin \alpha_{wälz} \qquad (3)$$

Die Ermittlung der Bohrwinkelgeschwindigkeiten erfolgt durch die Summation der senkrecht zur Kontaktfläche stehenden Komponenten der Winkelgeschwindigkeiten, basierend auf dem mechanischen Gleichgewicht.

Neben den Anteilen der Winkelgeschwindigkeiten $\omega_{X`}$ und $\omega_{Z`}$ wird bei den Außenwälzkontakten A1 und A2 gemäß den Gleichungen (4) und (5) ein Anteil der Winkelgeschwindigkeit der Kugelgewindemutter ω_M berücksichtigt.

$$\omega_{B,A1} = -\omega_{X`} \cdot \sin \alpha_{A1} - \omega_{Z`} \cdot \cos \alpha_{A1} + \omega_M \cdot \sin \alpha_{A1} \qquad (4)$$

$$\omega_{B,A2} = \omega_{X`} \cdot \sin \alpha_{A2} - \omega_{Z`} \cdot \cos \alpha_{A2} - \omega_M \cdot \sin \alpha_{A2} \qquad (5)$$

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-05-66 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access - CC BY

Tabelle 2. Versuchsplanung.

Parameter, Laufvariable		Werte					
Winkel α [°]	k	0	10	20	30	40	50
Positionsintervall [mm]		5 – 38		38 - 71		71 – 105	
¢ Lastangriffspunkt [mm]		-87		-54		-21	
Masse [kg]	i	34	68	102	136	176	216
¢ Seilkraft F_{Seil} [N]		350	705	1050	1405	1825	2255
Geschwindigkeit v_{Sp} [mm/s]	j	1,2	2,3	5,8	11,7	23,3	58,3
¢ Spindeldrehzahl n_{Sp} [1/min]		10	20	50	100	200	500

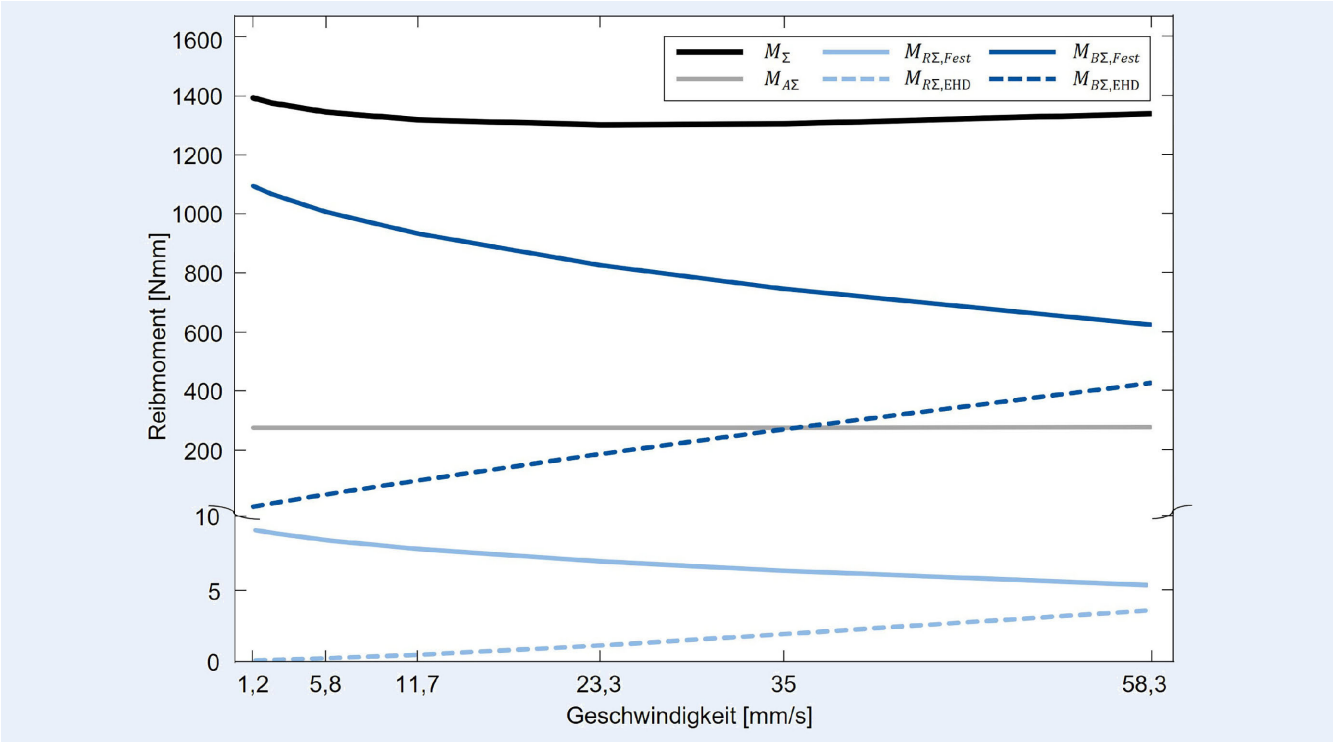

Bild 5. Reibanteile nach *Steinert* für den Winkel 50° und die höchste Last. *Grafik: WZL*

Im Simulationsmodell wird der Kugelgewindetrieb über die Spindel angetrieben, sodass die Mutter keine rotatorische Bewegung erfährt. Der Winkelgeschwindigkeit der Mutter wird daher der Wert $\omega_M = 0$ 1/s zugewiesen.

Die Bohrwinkelgeschwindigkeiten ω_B an den Außenwälzkontakten A1 und A2 sind folglich nur von den Komponenten $\omega_{X'}$ und $\omega_{Z'}$ der Wälzwinkelwinkelgeschwindigkeit der Kugel abhängig. Die Bohrwinkelgeschwindigkeiten ω_B an den Innenwälzkontakten I1 und I2 werden in Analogie zu denen an den Außenwälzkontakten bestimmt. Anstelle der Winkelgeschwindigkeit der Mutter ω_M wird der externe Anteil in der Berechnung von der Winkelgeschwindigkeit der Spindel ω_{Sp} übernommen. Im Gegensatz zu den Außenwälzkontakten hat der externe Anteil bei den Innenwälzkontakten aufgrund der rotatorischen Bewegung der Spindel einen Einfluss auf die Größe der Bohrwinkelgeschwindigkeit im Simulationsmodell. Alle Versuchsparameter können **Tabelle 2** entnommen werden. Auf die in der Tabelle enthaltende Seilkraft wird in Kapitel 3 eingegangen.

Die aus dem Berechnungsmodell resultierenden Reibanteile nach *Steinert* werden im Folgenden für die höchste Last mit dem größten Hebelarm (Position 21 mm) und dem Winkel mit dem höchsten Radiallastanteil von 50° in **Bild 5** dargestellt.

Bild 5 verdeutlicht, dass das Bohrreibmoment im Festkörperbereich $M_{B\Sigma,Fest}$ über den gesamten Geschwindigkeitsbereich den größten Einfluss auf das Gesamtreibmoment M_Σ hat. Der Einfluss nimmt aber mit steigender Translationsgeschwindigkeit der Spindel ab. Das Bohrreibmoment im EHD-Bereich $M_{B\Sigma,EHD}$ gewinnt dagegen mit zunehmender Geschwindigkeit an Einfluss. Der Verlauf des Reibanteils $M_{B\Sigma,EHD}$ nähert sich sogar dem von $M_{B\Sigma,Fest}$ an, liegt jedoch in dem gesamten betrachteten Geschwindigkeitsbereich unterhalb von $M_{B\Sigma,Fest}$.

Die Rollreibmomente $M_{R\Sigma,Fest}$ und $M_{R\Sigma,EHD}$ zeigen ein ähnliches Verhalten zueinander. Der Festkörperanteil der Rollreibung nimmt abhängig von der Geschwindigkeit ab, während der EHD-Anteil zunimmt. Letzterer überschreitet jedoch im gesamten Geschwindigkeitsbereich nicht den Wert der Festkörperreibung. Die

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-05-66 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access - CC BY

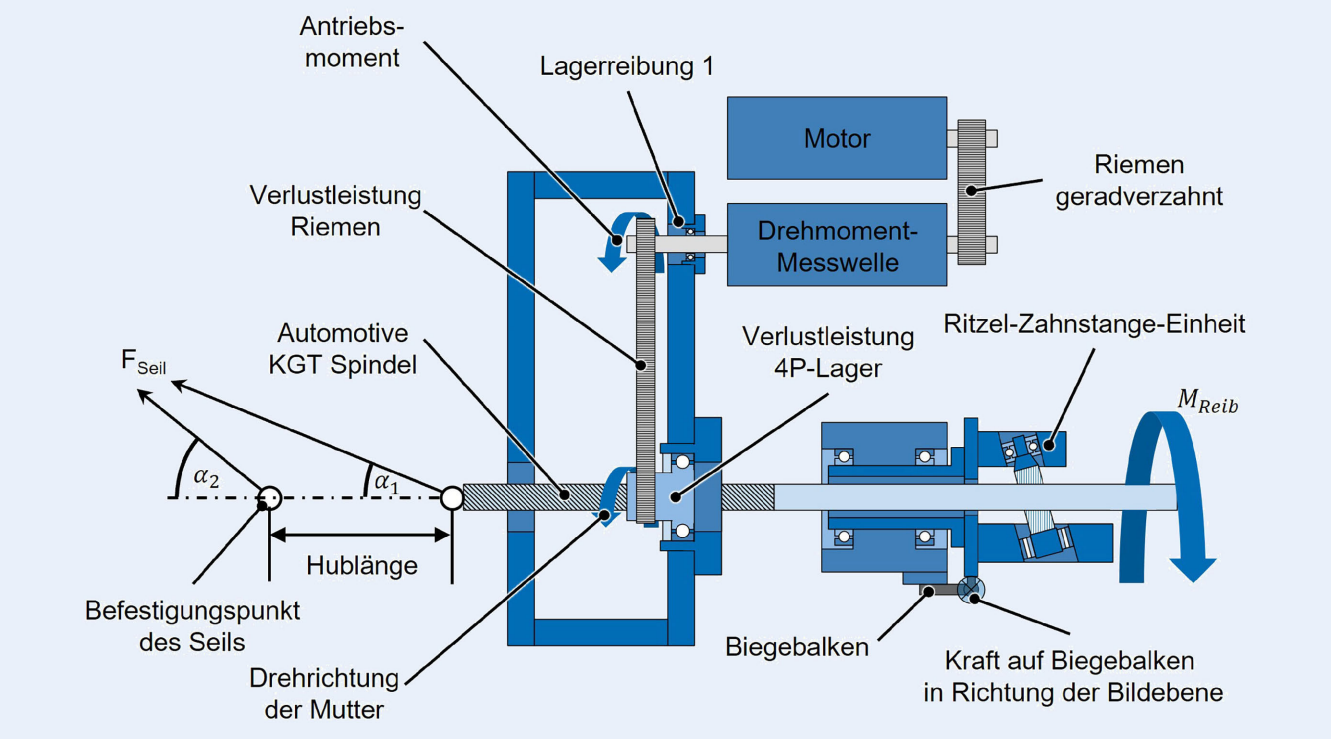

Bild 6. Aufbau des Automotive Prüfstandes. *Grafik: WZL*

irreversible Verformungsarbeit an den Kugeln $M_{A\Sigma}$ ist über den betrachteten Geschwindigkeitsbereich konstant.

Es ist festzuhalten, dass die Bohrreibung in einem 4-Punkt-Kontakt einen erheblichen Anteil an der Gesamtreibung verursacht, während die Rollreibung vernachlässigbar gering ist. Aus dem immer noch hohen Festkörperanteil der Bohrreibung bei der höchsten Geschwindigkeit ist zu folgern, dass das Gebiet von reiner Flüssigkeitsreibung nicht erreicht wird.

3 Validierung am Prüfstand

3.1 Aufbau

Zur Validierung des Simulationsmodells wurden Versuche unter identischen Bedingungen am WZL-eigenen Prüfstand zur Untersuchung von Kugelgewindetrieben, die in EPS verbaut werden, durchgeführt. **Bild 6** zeigt eine schematische Darstellung anhand derer der Aufbau, die Funktionen und die Leistungsverluste, ausgehend vom Antrieb des KGT, erklärt werden.

Der Elektromotor stellt die Antriebsleistung für die Mutter des Kugelgewindetriebs bereit und überträgt diese über einen Zahnriemen auf die Drehmomentmesswelle, mit der die Eingangsleistung ermittelt wird. Diese wird in der weiteren Leistungsübertragung um die Lagerreibung 1, die Verlustleistung im Riemen und die Verlustleistung im 4-Punkt-Lager reduziert. Die verbleibende Antriebsleistung des KGT wird über die Kugeln an die Spindel übertragen und erzeugt deren Translationsbewegung. Die Spindel wird mit einem federvorgespannten Niederhalter auf das gelagerte Ritzel gedrückt. Der Niederhalter stellt den Kontakt von Zahnstange und Ritzel sicher, führt jedoch zu einer zusätzlichen Reibkraft und wird in Bild 6 vereinfacht nicht dargestellt. Somit entspricht die Nutzleistung, die über die Spindel an die Spurstangen übertragen werden kann, der Antriebsleistung des KGT, abzüglich der Verlustleistung im KGT und der Verlustleistung in der Ritzel-Zahnstange-Einheit.

Anstelle von Spurstangen dient bei dem vorliegenden Versuchsaufbau ein Seil zur Einleitung von externen Gewichtskräften. Zwischen Seil und Gewicht wird ein Kraftsensor angeordnet, sodass die tatsächlich wirkende Belastung synchron zum Reibmoment gemessen wird. Über eine Umlenkrolle können Massen von bis zu 216 kg angehängt und durch die Ausrichtung des Seils zur Spindelachse Winkel von bis zu 50° eingestellt werden. Bei der Winkeleinstellung wird beachtet, dass dieser über die Hublänge zwischen α_1 und α_2 (siehe Bild 6) variiert. Daher wird die Einstellung des Winkels vorgenommen, wenn der Befestigungspunkt in der Mitte der Hublänge steht, sodass die vorhandene Schwankung um den Sollwinkel geringer ist als die Genauigkeit, mit der das Seil ausgerichtet werden kann. Somit kann die Annahme getroffen werden, dass der Winkel über die Hublänge konstant ist.

Die Besonderheit des Prüfstandes ist, dass mithilfe eines Biegebalkens und der Ritzel-Zahnstange-Einheit das Reibmoment des KGT unter wirkenden Axial- und Radiallasten ermittelt werden kann. Wird die Mutter in die in Bild 6 dargestellte Drehrichtung angetrieben, wird durch die Reibung zwischen Mutter, Kugeln und Spindel, die Spindel in eine Rotation in dieselbe Richtung um ihre Längsachse versetzt. Da das Ritzel in die Schrägverzahnung der Spindel eingreift, wird diese Drehung auf die gesamte Ritzel-Zahnstange-Einheit übertragen, welche sich auf dem Biegebalken abstützt. So wird auf diesen eine Kraft in Richtung der Bildebene übertragen und es kann durch Multiplikation mit dem entsprechenden Hebelarm das durch die Reibung hervorgerufene Moment im KGT ermittelt werden. Da die Lagerung der Ritzel-Zahnstange-Einheit mit zwei Kugellagern erfolgt und keine Rotation beziehungsweise Lastabstützung, sondern lediglich eine Ausrichtung der Ritzel-Zahnstange-Einheit durch

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-05-66 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access - CC BY

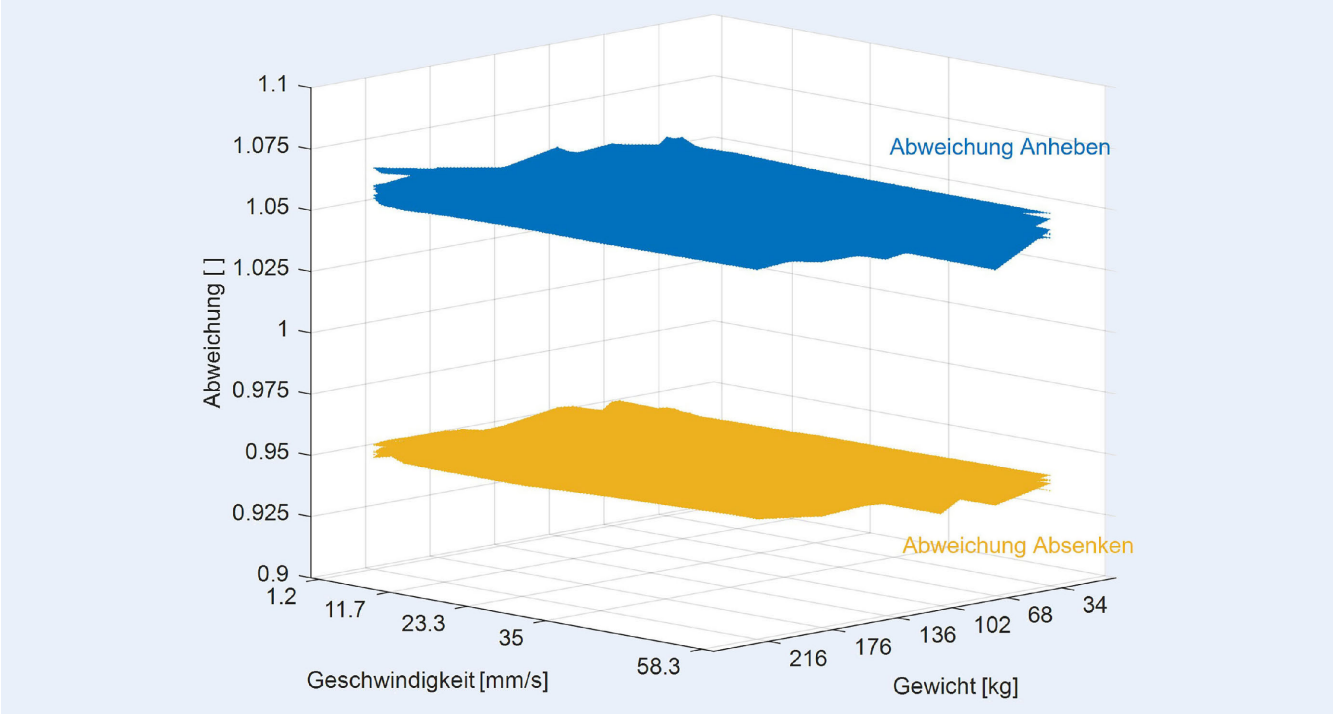

Bild 7 Abweichung der Soll-Seilkraft für alle Parameterkombinationen. *Grafik: WZL*

das Reibmoment stattfindet, ist die Messung nahezu verlustfrei zu ermitteln.

3.2 Versuchsdurchführung

Die Versuche wurden vollfaktoriell auf Basis des in Tabelle 2 dargestellten Versuchsplans durchgeführt.

Dabei wurde für jede Geschwindigkeitsstufe die Hublänge von 100 mm wiederholt in beide Richtungen abgefahren. Zusätzlich zu den Versuchen zur Ermittlung des Reibmoments wurden Messungen zur Kompensation prinzipbedingter Fehlereinflüsse des Prüfstands durchgeführt. Dazu wurde das gesamte Geschwindigkeitsprofil zur Ermittlung des Reibmoments der unbelasteten Komponente abgefahren. Das Vorgehen umfasste im ersten Schritt die Korrektur der statischen Vorlast beziehungsweise einer möglichen Verspannung des Biegebalkens durch die Ermittlung des Offsets und der Korrektur des Reibmoments um diesen Wert. Im zweiten Schritt wurde die durch die Seilrolle hervorgerufene Reibung kompensiert, während Schritt drei die Korrektur des Reibmoments um weitere reibungsbehaftete Komponenten vorsah. Wird ein Gewicht an das Seil gehängt, erfährt der Biegebalken die daraus resultierende statische Vorlast, mit der der KGT belastet wird und misst ein statisches Moment.

Sobald der KGT mit dem Geschwindigkeitsprofil verfahren wurde, stellte sich das dynamische Reibmoment ein, dessen absoluter Betrag ermittelt werden sollte. Dabei ist das dynamische Reibmoment je nach Bewegungsrichtung um denselben Betrag größer oder kleiner als das statische Moment. Ursache ist die Drehrichtungsänderung beim Anheben und Absenken des Gewichts, sodass ein größerer Wert dem Anheben entspricht und ein kleinerer Wert dem Absenken. Um die absoluten Werte des dynamischen Reibmoments zu erhalten, wurde das gemessene Reibmoment so korrigiert, dass das statische Moment der Nulllage entspricht. Dazu wurde der Mittelwert aus dem mittleren Reibmoment zum Heben und zum Senken über einen Hub ermittelt und dieser Wert vom Reibmoment abgezogen.

In Schritt zwei wurde zur Korrektur des Reibmoments um die Reibung der Umlenkrolle zunächst die Seilkraft über den Weg bei 0°, 216 kg Gewicht und der Geschwindigkeitsstufe 1,2 mm/s aufgetragen. Im Versuch zeigte sich, dass der Betrag der Seilkraft zum Anheben des Gewichts um 5 % erhöht war, während der Betrag zum Absenken des Gewichts um 5 % verringert war. Um zu prüfen, ob dies auf alle möglichen Parameterkombinationen aus Gewicht, Winkel und Geschwindigkeit zutrifft, wurde für alle Kombinationen die Abweichung von mittlerer Ist-Seilkraft zum Anheben beziehungsweise Absenken zur Soll-Seilkraft ermittelt (**Bild 7**). Es zeigte sich, dass für alle Parameterkombinationen beim Anheben des Gewichts der Betrag der Seilkraft um 5 % erhöht und beim Absenken um 5 % verringert war. Entsprechend wurde das Reibmoment unter der Annahme eines linearen Zusammenhangs zwischen Seilkraft und Reibmoment korrigiert.

Die Korrektur von weiteren reibungsbehafteten Komponenten fand in Schritt drei statt. Damit die Spindel jederzeit unter definierten Bedingungen in Kontakt mit dem Ritzel stand, wurde sie mit einem federvorgespannten Niederhalter auf das Ritzel gedrückt. Dabei fiel zum einen eine Reibkraft entgegen der Bewegungsrichtung der Spindel an, zum anderen eine Verlustleistung im Wälzkontakt zwischen Spindel und Ritzel. Außerdem wurde die Reibmomentmessung durch die Lagerung der Ritzel-Zahnstange-Einheit verfälscht. Zur Korrektur des Reibmoments wurde das vollständige Geschwindigkeitsprofil mit der unbelasteten Komponente absolviert. Das dabei gemessene unbelastete Reibmoment wurde entsprechend der zugehörigen Geschwindigkeitsstufe vom Reibmoment unter Last subtrahiert. Da hierbei das Leerlaufmoment des KGT mit abgezogen wird, musste dieses in einem separaten Versuch für das gesamte Geschwindigkeitsprofil ermittelt und erneut aufaddiert werden. Bevor das unbelastete Reibmoment und das Leerlaufmoment zur Korrektur subtrahiert,

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-05-66 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access - CC BY

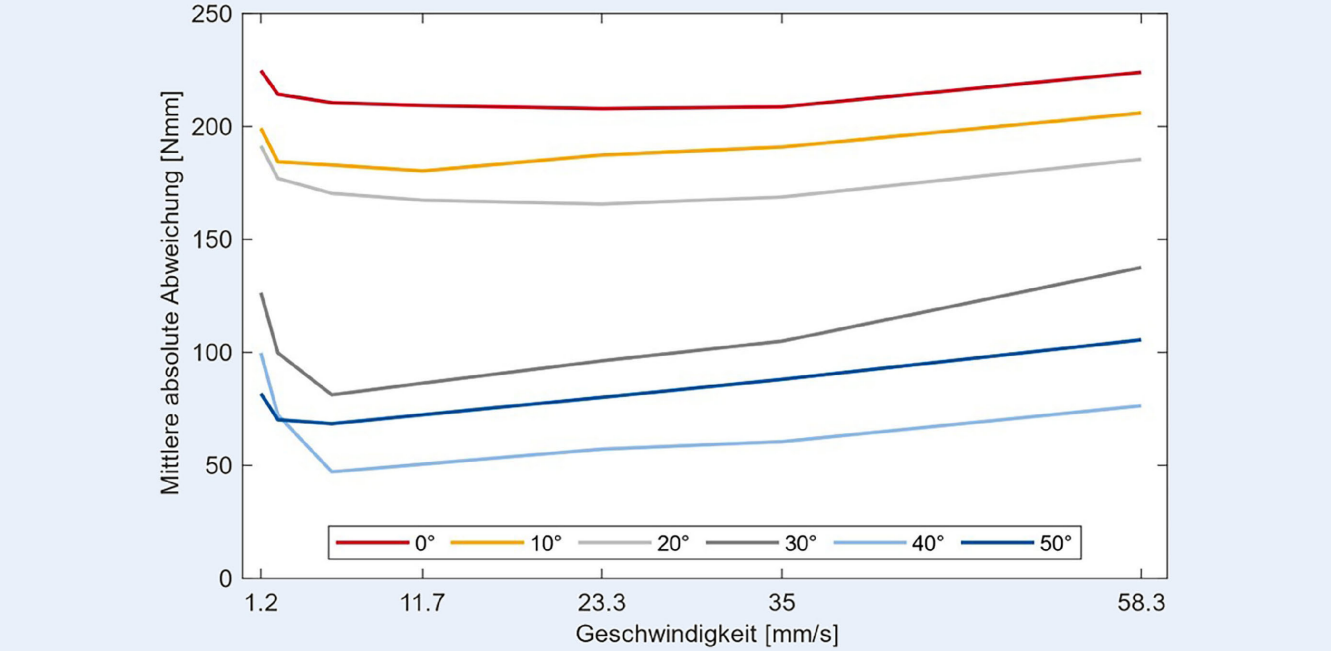

Bild 8. Mittlere absolute Abweichung an der Position 54 mm. *Grafik: WZL*

beziehungsweise aufaddiert werden konnten, wurde bei beiden Werten entsprechend Schritt 1 die statische Vorlast oder eine Verspannung des Biegebalkens korrigiert. Zur Messung des Leerlaufmoments wurde eine Führung zu dessen Übertragung stirnseitig an der Spindel angebracht und die Spindel über die Führung reibungsarm an einem Biegebalken abgestützt. Durch Multiplikation mit dem entsprechenden Hebelarm des Biegebalkens wurde das durch die Führung übertragene Leerlaufmoment bestimmt.

3.3 Gegenüberstellung der Versuchsergebnisse

Für einen ersten Vergleich zwischen dem Berechnungsmodell und dem Versuch wurden die mittleren absoluten Abweichungen *MAD* der Simulationsergebnisse von den Versuchsergebnissen betrachtet. Dafür wurden zunächst die Laufvariablen i für das Gewicht, j für die Translationsgeschwindigkeit der Spindel und k für den Winkel definiert (siehe Tabelle 2).

Die Bestimmung der mittleren absoluten Abweichung *MAD* über der Geschwindigkeit und in Abhängigkeit des Winkels werden im Folgenden beispielhaft für die Position 54 mm vorgestellt. Für alle Winkel wurden für jede Geschwindigkeitsstufe die aufsummierten absoluten Differenzen der Versuchsergebnisse $M_{Reib,V}$ und Simulationsergebnisse $M_{Reib,S}$ der entsprechenden Gewichte über ein arithmetisches Mittel gebildet (vergleiche Formel (6)). Die Berechnungen der mittleren absoluten Abweichungen für die Position 21 mm und für die Position 87 mm erfolgten analog.

$$MAD54,k(j) = \sum_{k=1}^{6}\left(\sum_{j=1}^{7}\left(\frac{1}{6}\cdot\sum_{i=1}^{6}|MReib,V,54\,(i,j) - MReib,S,54\,(i,j)|\right)\right) \quad (6)$$

Die daraus resultierenden mittleren absoluten Abweichungen MAD_{54} aller Winkel sind über der Geschwindigkeit in **Bild 8** abgebildet.

Aus Bild 8 ist zu folgern, dass die berechneten Reibmomente des Simulationsmodells für Winkel ab 30° deutlich besser mit den im Versuch ermittelten Werten übereinstimmen. Diese Aussage wird ebenfalls durch die Abweichungen an den Positionen 21 mm und 87 mm bestätigt. Im Allgemeinen funktioniert das Simulationsmodell für einen Winkel von 40° am besten. Die größten Abweichungen zwischen Simulation und Versuch treten bei reiner axialer Belastung der Spindel auf. Die Verläufe aller mittleren absoluten Abweichungen in Bild 8 nehmen zunächst ab und steigen für Winkel ab 30° ab der Geschwindigkeit 5,8 mm/s und für Winkel zwischen 0° und 20° ab dem Geschwindigkeitsbereich 11,7–35 mm/s wieder an. Die Abnahme bei geringen Geschwindigkeiten ist damit zu begründen, dass die Reibkurven der Versuchsergebnisse eine stärkere Abnahme des Reibmoments bei geringen Geschwindigkeiten aufweisen und somit eine stärkere Ausbildung des typischen Verlaufes einer Stribeck-Kurve als die Simulationsergebnisse zeigen.

Der Anstieg der mittleren absoluten Abweichungen bei höheren Geschwindigkeiten ist ebenfalls unter Zuhilfenahme der Reibkurven aus dem Versuch und der angepassten Simulationen zu erklären. Bei den Versuchsergebnissen ist bei höheren Geschwindigkeiten in den meisten Fällen ein leichter Anstieg der Reibmomente zu verzeichnen, während die Reibmomentverläufe bei den Simulationsergebnissen bis auf wenige Ausnahmen leicht abfallen. Die Ursache dafür, dass das Reibmoment in der Simulation bei Winkeln ab 30° und höheren Gewichten im erhöhten Geschwindigkeitsbereich wieder ansteigt, während es für die restlichen Kombinationen aus Gewicht, Winkel und Position abnimmt, ist der Reibanteil des Bohrreibmoments im EHD-Bereich. Dieser Reibanteil hängt unter anderem von dem Verhältnis aus Viskosität η und Schmierfilmdicke h ab. Eine Veränderung der Pressungen p hat einen deutlich größeren Einfluss auf die Viskosität als auf die Schmierfilmdicke, wodurch das Verhältnis aus Viskosität und Schmierfilmdicke und somit der Reibanteil bei einer Erhöhung der Pressungen ansteigt. Nur bei großen Winkeln und hohen Gewichten sind die Pressungen und damit der Bohr-

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-05-66 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access - CC BY

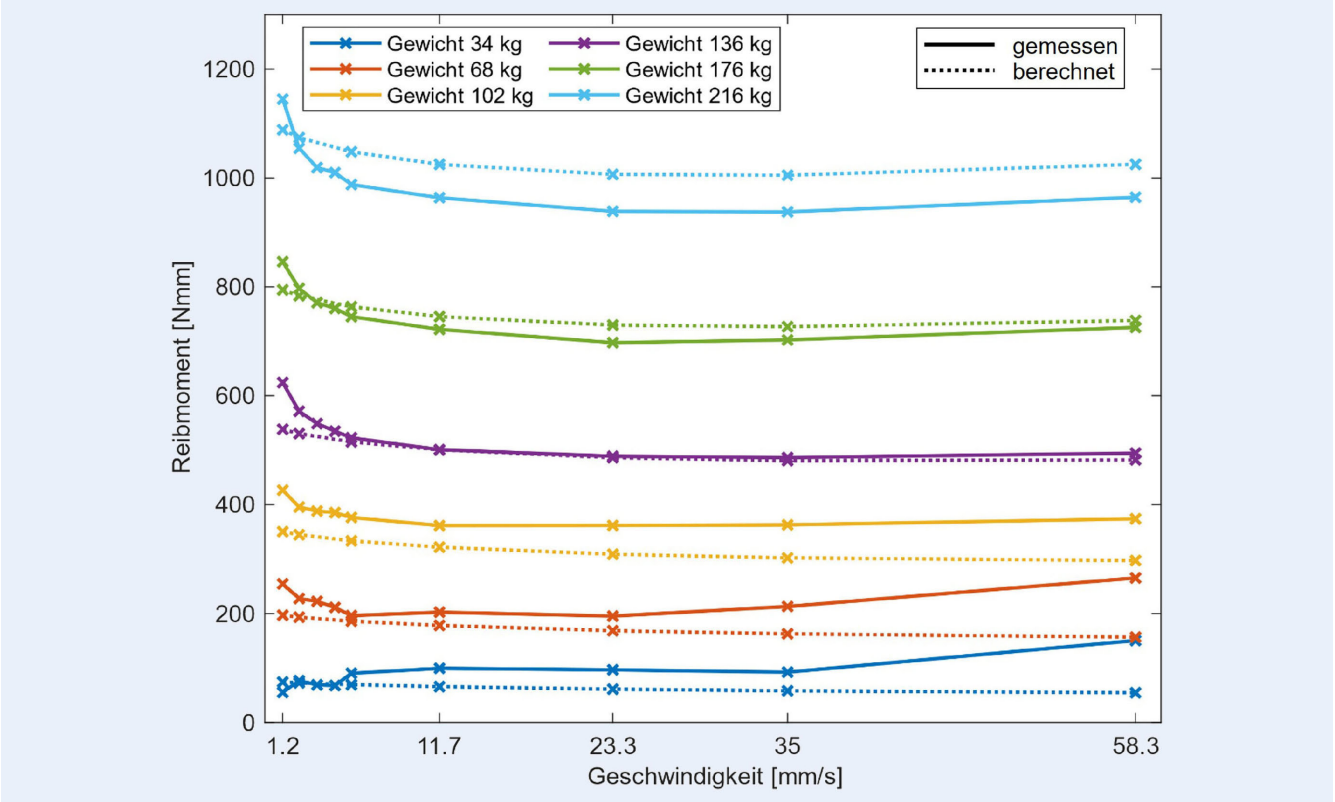

Bild 9. Vergleich der berechneten und gemessenen Reibmomente. *Grafik: WZL*

reibungsanteil im EHD-Bereich hoch genug, dass die Reibkurven bei erhöhter Geschwindigkeit wieder ansteigen.

Um die Genauigkeit der Berechnung bei Winkeln ab 30° zu verdeutlichen, ist in **Bild 9** ein direkter Vergleich der berechneten und gemessenen Reibmomente für die Position 21 mm und den Winkel 40° dargestellt.

Bild 9 zeigt, dass die Reibmomentverläufe der Simulation in dieser Positions- und Winkelkonstellation bei höheren Gewichten oberhalb der Reibmomentverläufe der Versuche liegen. Bei einem Gewicht von 136 kg sind nur geringe Diskrepanzen zwischen den gemessenen und berechneten Werten zu erkennen. Unterhalb dieses Gewichtes werden die Reibmomente aus den Simulationsergebnissen im Vergleich zu den Versuchsergebnissen zu niedrig berechnet.

Eine Erhöhung der Last resultiert in höheren Normalkräften und Flächenpressungen. Diese gesteigerten Normalkräfte und Flächenpressungen führen zu einem Anstieg der Reibmomente. Diese Korrelation wurde ausnahmslos durch die Auswertung sowohl der Versuchs- als auch der Simulationsergebnisse bestätigt. Die Analyse der Versuchs- und Simulationsdaten zeigt, dass die Position des Kraftangriffspunktes einen erheblichen Einfluss auf das Reibmoment besitzt. Ein größerer Abstand zwischen dem Kraftangriffspunkt und der Mutter führt zu einem längeren Hebelarm, mit dem radiale Kräfte auf den Kugelgewindetrieb einwirken. Dadurch wird der Kugelgewindetrieb mit einem größeren Moment belastet und das Reibmoment steigt an. Mit zunehmendem Winkel beziehungsweise Radiallastanteil nimmt der Einfluss der Position sowohl in den Versuchs- als auch in den Simulationsdaten zu. Aufgrund der Tatsache, dass bei reiner Axiallast kein Moment auf den Kugelgewindetrieb wirkt, ist anhand der Versuchs- und Simulationsdaten bei einem Winkel von 0° kein Einfluss der Position festzustellen.

Im Allgemeinen ist festzuhalten, dass die Positionsabhängigkeit vor allem bei höheren Geschwindigkeiten in dem Berechnungsmodell einen noch größeren Einfluss hat als bei dem Versuch. Neben der Last und der Position hat die Höhe des Winkels und somit des Radiallastanteils einen essenziellen Einfluss auf das Reibmoment. Das Reibmoment steigt sowohl in den Versuchs- als auch in den Simulationsdaten mit zunehmendem Winkel an. Mit einer Erhöhung des Radiallastanteils steigen die Normalkräfte an den Kontaktpunkten zwischen den Wälzkörpern und der Spindel beziehungsweise der Mutter. Diese erhöhten Normalkräfte bedingen wiederum einen Anstieg des Reibmoments. Wie in Bild 8 zu sehen, liegen Diskrepanzen zwischen den gemessen und berechneten Reibmomenten bei kleinen Winkeln vor, während die Reibmomente bei höheren Winkeln eine ähnliche Höhe aufweisen. Dies führt zu der Annahme, dass in der Reibmomentberechnung ein Reibanteil nicht berücksichtigt wird, der vor allem bei kleinen Winkeln eine erhebliche Auswirkung auf das Reibmoment hat. Nach dem aktuellen Forschungsstand können allerdings lediglich Hypothesen aufgestellt werden, da quantifizierbare Aussagen nicht möglich sind.

4 Zusammenfassung und Ausblick

In elektromechanischen Lenksystemen sind Kugelgewindetriebe im Gegensatz zu ihrer Verwendung in Werkzeugmaschinen zusätzlich zu axialen Belastungen auch radialen Lasten und Momenten ausgesetzt. Das gesamte Lastkollektiv variiert entsprechend dem Lenkeinschlag und beeinflusst so die entstehende Reibung und den Verschleiß an der Komponente. Das vorgestellte

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-05-66 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access - (cc) BY

Simulationsmodell lässt nicht nur Aussagen über das Gesamtreibmoment zu, auch verschiedene physikalische Effekte, welche das Gesamtreibmoment verursachen, können voneinander entkoppelt betrachtet werden.

Auf Basis der Daten des Simulationsmodells hat die Bohrreibung von den berücksichtigten Reibanteilen den größten Einfluss auf das Gesamtreibmoment. Bei reinen axialen Lasten werden die Kugeln über einen 2-Punkt-Kontakt geführt, während bei zusätzlicher radialer Beanspruchung in einzelnen Bereichen des Kugelgewindetriebes zwei weitere Wälzkontaktpunkte hinzukommen. Aufgrund dieser zwei zusätzlichen Kontakte bei Radiallasten sind die hohen Bohrreibanteile für diese Lastfälle zu erklären. Der Vergleich mit den Versuchsdaten ergab, dass das vorgestellte Reibmodell im Bereich von hohen Radiallastanteilen die Reibmomente im Kugelgewindetrieb zuverlässig berechnen kann. Im Bereich geringer Radiallastanteile sind größere Abweichungen zu beobachten.

Ein Ziel zukünftiger Forschungsarbeiten kann die Untersuchung der Abweichungen zwischen Versuch und Simulation bei geringen Radiallastanteilen sein. Es bedarf der Klärung, ob ein zusätzlicher Reibanteil die Ursache für diese Abweichung ist. Weiterhin sind Untersuchungen mit veränderten Schmierstoffen ein Ansatz für wissenschaftliche Untersuchungen, sodass die entwickelten Modelle zu einer wirtschaftlicheren Auslegung von Kugelgewindetrieben in elektromechanischen Lenksystemen beitragen können.

FÖRDERHINWEIS

Gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) im Rahmen der Exzellenzstrategie des Bundes und der Länder – EXC 2023 Internet of Production – 390621612.

Literatur

[1] Runge, W.; Gaedke, A.; Heger, M. et al.: Elektrisch lenken. Notwendige Effizienzsteigerungen im Oberklassesegment. ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift 111 (2009) 10, S. 738–744
[2] Pfeffer, P.; Harrer, M. (Hrsg.): Lenkungshandbuch. Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag 2011
[3] Küçükay, F.: Grundlagen der Fahrzeugtechnik. Antriebe, Getriebe, Energieverbrauch, Bremsen, Fahrdynamik, Fahrkomfort. Wiesbaden: Springer Vieweg 2022
[4] Hoffmann, F: Elektromechanische Lenksysteme. EPSapa. Internet: professional.auto-motor-und-sport.de/fahrwerk/elektromechanische-lenksysteme-im-kfz/. Zugriff am 03.04.2024
[5] Golz, H. U.: Analyse, Modellbildung und Optimierung des Betriebsverhaltens von Kugelgewindetrieben. Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebstechnik. Dissertation, Universität Karlsruhe 1990
[6] Fleischer, J.; Spohrer, A.; Leberle, U. et al.: Adaptive and Adequate Lubrication for Highest Component-lifetimes in Feed Drive Axes with Ball Screws. Procedia CIRP 29 (2015), pp. 335–340
[7] Brecher, C.; Kneer, F.; Steinert, A. et al.: Neuer Simulationsansatz für Maschinenkomponenten. wt Werkstattstechnik online 112 (2022) 5, S. 297–301
[8] Forstmann, J.: Kugelgewindetriebe im Einsatz an Kunststoffspritzgießmaschinen - Lebensdauerprognose und Optimierung. Dissertation, Universität Duisburg-Essen, 2010
[9] Münzing, T.: Auslegung von Kugelgewindetrieben bei oszillierenden Bewegungen und dynamischer Belastung. Dissertation, Universität Stuttgart, 2017
[10] Zhen, N.; An, Q.: Analysis of stress and fatigue life of ball screw with considering the dimension errors of balls. International Journal , of Mechanical Sciences 137 (2018), pp. 68–76
[11] Brecher, C.; Eßer, B.; Falker, J. et al.: Modelling of ball screw drives rolling element contact characteristics. CIRP Annals 67 (2018) 1, pp. 409–412
[12] Steinert, T.: Das Reibmoment von Kugellagern mit bordgeführtem Käfig. Dissertation, RWTH Aachen, 1995
[13] Spachtholz, G.: Erweiterung des Leistungsbereiches von Spindellagern. Dissertation, RWTH Aachen, 2008
[14] Jones, A. B.: Ball Motion and Sliding Friction in Ball Bearings. Journal of Basic Engineering 81 (1959) 1, pp. 1–12
[15] Harris, T. A.: Ball Motion in Thrust-Loaded, Angular Contact Bearings With Coulomb Friction. Journal of Lubrication Technology 93 (1971) 1, pp. 32–38

Prof. Dr.-Ing. Christian Brecher
Foto: WZL der RWTH Aachen

Benedikt Biernat, M.Sc.
b.biernat@wzl.rwth-aachen.de
Tel. +49 241 / 80-28223

Josch Hameleers, M.Eng.

Yannick Lenschow, B.Sc.

Dipl.-Ing. Stephan Neus

Werkzeugmaschinenlabor WZL der RWTH Aachen
Steinbachstr. 19, 52074 Aachen
www.wzl.rwth-aachen.de

LIZENZ

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

https://doi.org/10.37544/1436-4980-2024-05-66 https://www.inlibra.com/de/page/agb - Open Access - (cc) BY