



Doctoral Thesis

## Feinpositionierung mit Kugelgewindetrieben

**Author(s):**

Schröder, Wilhelm

**Publication Date:**

1996

**Permanent Link:**

<https://doi.org/10.3929/ethz-a-001702546> →

**Rights / License:**

[In Copyright - Non-Commercial Use Permitted](#) →

This page was generated automatically upon download from the [ETH Zurich Research Collection](#). For more information please consult the [Terms of use](#).

Diss. ETH ex. B

DISS. ETH Nr. 11907

---

## Feinpositionierung mit Kugelgewindetrieben

---

ABHANDLUNG

Zur Erlangung des Titels

Doktor der technischen Wissenschaften

der

EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE ZÜRICH

---

vorgelegt von

Wilhelm Schröder

Dipl.-Ing. Universität - GH - Siegen

geboren am

23. August 1964

von Deutschland



Cat E

---

Angenommen auf Antrag von:

Prof. Dr. F. Rehsteiner, Referent

Ph. D. Met. Eng. H. Boving, Korreferent

Prof. Dr. N. D. Spencer, Korreferent

---

Zürich 1996

ETHICS ETH-BIB



00100002933848

---

## Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit wird der Kugelgewindetrieb hinsichtlich seines Feinpositionierverhaltens untersucht. Praktische Erfahrungen im Bereich hochgenauer Werkzeugmaschinen zeigen, dass ein Kugelgewindetrieb mit vorgespannter Doppelmutter über ein nichtlineares Anfahr- und Umkehrverhalten verfügt, was sich als Hysterese in einer Größenordnung von bis zu  $10\mu\text{m}$  äussert. Diese Hysterese resultiert nicht aus einer klassischen Systemlose sondern aus einem ungeplanten kinematischen Zwangslauf der Mutter. Ziel dieser Arbeit ist die Klärung dieses nichtlinearen Anfahr- und Umkehrverhaltens und die Ausarbeitung von Vorschlägen zu dessen Beseitigung. Nachdem in *Kapitel 1* ein ausführlicher Überblick über den Stand der Technik gegeben ist, wird in *Kapitel 2* eine detaillierte kinematische und kinetische Analyse des Kugelgewindetriebes durchgeführt, wobei die Kinetik der Kugeln während instationärer Bewegungen im Zentrum der Untersuchungen steht. Die Modellbildung berücksichtigt die elastischen Deformationen der Kontaktzonen.

Bei vorgespannten Doppelmuttern unterliegen die Kugeln im Kugelgewindetrieb gewöhnlich dem Zweipunktkontakt, der statisch unterbestimmt ist und daher keine vollständige Lagestabilisierung der Kugeln bewirken kann. Die in *Kapitel 3* durchgeführte Simulation zeigt deshalb, dass die Kugeln während instationärer Bewegungen neben der gewünschten Schraubenbahn eine überlagerte Störbewegung ausführen, die sie radial gegen die Gewindeflanke nach aussen verlagert. Die Geometrie der Gewindeflanke bedingt, dass sich diese Störbewegung auf die Positionierbewegung der Mutter überträgt und dadurch einen Übersetzungsfehler zwischen der Spindeldrehung und dem axialen Transport der Mutter hervorruft. Eine wirkungsvolle Reduktion dieses Positionierfehlers kann durch eine grosse Konformität zwischen der Kugel und den Laufbahnen, einem grossen Kontaktwinkel und die Verwendung von spezifisch leichten und steifen Wälzkörpern wie  $\text{Si}_3\text{N}_4$ -Kugeln erreicht werden. Die Vorspannung hat dagegen nur einen geringen Einfluss auf die Störbewegung der Kugeln, da sie die Kinematik des Kugelgewindetriebes nicht beeinflusst. Infolge der Radialverlagerung kann die Kugel nach einer Spindeldrehung von  $10\text{...}45^\circ$  innerhalb der gotischen Laufbahn von dem Zweipunktkontakt in den Dreipunktkontakt wechseln. Bei dem Dreipunktkontakt stellt sich ein zweiter Kontaktpunkt mit dem Muttergewinde ein, was die Abrollbedingungen im Kugelgewindetrieb verschlechtert. Daher tritt nach einer Spindeldrehung von  $10\text{...}45^\circ$  ein erhöhter Gleitanteil im Wälzkontakt auf, was zu einem erhöhten Reibmoment der Mutter führt.

Parallel zu den theoretischen Überlegungen zeigen die in *Kapitel 4* dokumentierten messtechnischen Untersuchungen die hervorragende Eignung von TiC beschichteten Stahlkugeln und  $\text{Si}_3\text{N}_4$ -Kugeln für den hochbelasteten, langsamen Wälzkontakt. Gerade im langsamen, hochbelasteten Wälzkontakt, wie er bei vorgespannten Kugelgewindetrieben vorliegt, unterliegt die Wälzreibung praktisch ausschliesslich den Bedingungen der Grenz- und Mischreibung. Der Reibungskoeffizient von TiC und  $\text{Si}_3\text{N}_4$ -Keramik gegen Stahl ist gegenüber einer reinen Stahlpaarung im ungeschmierten Zustand vergleichsweise gering. Im geschmierten Zustand weist der Gleitreibungskoeffizient aller Werkstoffpaarungen nur geringe Unterschiede auf. Daher reduziert sich das Leerlaufdrehmo-

---

ment des Kugelgewindetriebes mit 440C/TiC Kugeln oder  $\text{Si}_3\text{N}_4$ -Kugeln bis zu 70% bei langsamen Vorschubgeschwindigkeiten unter den Bedingungen der Grenz- und Mischreibung. Verwendet man das in Abhängigkeit der Vorspannung gemessene Leerlaufdrehmoment als Eingabegrösse für die stationäre Lösung der Bewegungsdifferentialgleichung der Kugel im Kugelgewindetrieb, kann die im Wälzkontakt auftretende Reibung in Form eines Reibungskoeffizienten identifiziert werden. Die Ergebnisse zeigen, dass im langsamen, hochbelasteten Wälzkontakt ein hohes Mass an Trocken- bzw. Grenzreibung besteht, die das Auftreten von Mikroverschweissungen begünstigt. Die Verwendung von beschichteten Wälzkörpern wie 440C/TiC-Kugeln oder  $\text{Si}_3\text{N}_4$ -Kugeln bewirkt daher unter den Bedingungen der Grenzreibung eine deutliche Reduktion des Reibungskoeffizienten, da ihre chemische Affinität zur Stahlumgebung wesentlich kleiner ist und daher eine geringere Neigung zu Mikroverschweissungen besteht. Positive Ergebnisse werden auch hinsichtlich der Laufruhe des Kugelgewindetriebes erzielt, die insbesondere bei der Verwendung von  $\text{Si}_3\text{N}_4$ -Kugeln zu beobachten sind.

Die Messung des Positionierfehlers des Kugelgewindetriebes in Abhängigkeit der Verfahrensgeschwindigkeit und der Vorspannung bestätigt die theoretische Aussage, dass die Vorspannung praktisch keinen Einfluss auf den kinematischen Positionierfehler besitzt. Dagegen zeigt sich eine Abhängigkeit von der Verfahrensgeschwindigkeit. Die Trägheitskräfte der Kugeln während der Beschleunigungsphase führen zu grösserem Schlupf im Wälzkontakt, für den die Reibbedingungen des geschmierten Kontaktes gelten. Unter geschmierten Bedingungen sind die Reibungskoeffizienten aller Kontaktpaarungen nahezu gleich. Der Positionierfehler lässt sich daher durch reibmindernde Schichten praktisch nicht beeinflussen. Daher ist die Bewegung der Kugeln in der Beschleunigungsphase von den Trägheitskräften dominiert. Leichte und steife Kugeln wie  $\text{Si}_3\text{N}_4$ -Kugeln bieten demnach Vorteile.

Änderungen der Vorspannung, die während des Verfahrens der Mutter auf der Spindel gemessen werden, zeigen sich insbesondere bei Umkehrbewegungen der Mutter. Während der Richtungsumkehr ist ein Vorspannungsverlust bis zu 250N bei einer Nennvorspannung von 2,5kN zu beobachten. Er ist aus der Kinematik der Kugeln während der instationären Mutterbewegung zu erklären. Die radiale Verlagerung der Kugeln in der Lastmutter führt zu einer Vorspannungserhöhung. Kehrt die Bewegungsrichtung der Mutter, wird die Lastmutter zur Spannmutter und umgekehrt. Die Spannmutter enthält jetzt einen Überschuss an Formänderungsenergie, die zu einer Rückverlagerung der Kugeln führt, was einen kurzzeitigen Abbau der Vorspannung bewirkt.

---

## Abstract

The subject of this thesis is to analyse the behaviour of the ball screw drive during fine positioning movements. The ball screw with a preloaded double nut shows a non-linear positioning behaviour when it starts from rest or reverses the direction of movement. Therefore the ball screw possesses a hysteresis up to  $10\mu m$  due to a kinematic error between the rotation of the spindle and the linear transportation of the nut. The subject of this thesis is to explain this non-linear effect and to offer solutions for its reduction. *Chapter 1* gives a general overview of the technical standard of the ball screw drive. *Chapter 2* analyses in detail the kinematic and kinetic behaviour of the ball screw. The thesis puts special emphasis on the kinetic behaviour of the balls during unstationary movements of the nut. The analysis takes elastic deformations between the balls and the raceways into account.

The balls within preloaded double nuts are normally under two point contact in the raceway which is statically underdetermined and thus mechanically unstable. Therefore the balls do not move along the helical thread only. Numerical simulations in *chapter 3* show, that the balls move outwards perpendicular to the helical groove during unstationary movements. The geometry of the thread causes a transmission of the balls outrun on the positioning movement of the nut which results in a kinematic positioning error. An effective reduction of the positioning error is possible with an increased conformity between the balls and the raceways, a large contact angle and with balls of low specific weight like  $Si_3N_4$  balls. Practical experiences have shown that the preload of the double nut has only a small effect on the positioning error, because it is kinematically of no importance for the ball screw drive. After a spindle rotation of  $10$  to  $45^\circ$  the radial shift of the balls causes a change of the two point contact condition into a three point one within the gothic arc profile, in which the balls are stabilized. In the three point contact the ball reaches a second contact point with the nut which causes bad rolling conditions. After a spindle rotation of  $10$  to  $45^\circ$  the sliding friction in the ball screw drive therefore increases which can be observed by an increased friction torque of the nut.

The theoretical studies are supplemented with experimental research in *chapter 4*. The experimental results show, that TiC coated balls or  $Si_3N_4$  balls are very appropriate for slow rolling contacts under preloaded conditions. Especially during slow rolling contacts under high specific loads the rolling contact is always working in the boundary and mixed friction regime. Compared with steel TiC coatings and  $Si_3N_4$  have a much lower friction coefficient against steel under dry conditions. Under lubricated conditions the friction coefficient is almost the same for all contact pairs. Therefore with 440C/TiC balls or  $Si_3N_4$  balls the friction torque of the ball screw drive can be reduced by up to 70% in the boundary and mixed friction regime of the rolling contact. The simulation of the balls stationary movement inside the ball screw drive can be used to identify the friction in the rolling contact. Therefore the measured friction torque of the ball screw nut is used as an input quantity for the stationary solution of the differential equations. The identified friction coefficients reveal, that the slow rolling contact under high specific loads is mainly working in the boundary lubrication regime. TiC coated steel balls or  $Si_3N_4$  balls reduce

---

strongly the friction coefficient of the ball screw due to their chemical difference against the steel raceways. Thus coated or ceramic materials reduce the occurrence of micro-welding in the rolling contact and thereby the friction coefficient. The recirculation of the balls influences mainly the ball screw smoothness of movement. The power-spectra of the friction torque show an improved smoothness when using  $\text{Si}_3\text{N}_4$  balls because of their low specific weight.

Measurements of the positioning error of the nut in dependence of preload and feedrate confirm the theoretical investigations, that the preload is practically of no importance. But there exists a stronger dependence of the positioning error on the feedrate. The inertia of the balls during acceleration causes a slip between the balls and the raceways in which the friction coefficient of the lubricated contact is valid. The friction coefficient of lubricated contacts is almost the same for all contact pairs. This means that whenever the ball screw accelerates, differences in the motion of the balls are determined by inertia forces. Balls of low specific weight like  $\text{Si}_3\text{N}_4$  balls are superior to steel balls which could be proved theoretically and by measurement results.

When the rotation of the spindle reverses, the preload decreases up to 250N during a short period of time which could be shown by measurements of the preload. This drop of the preload can be explained with the kinematics of the balls during unstationary movements of the nut. The radial shift of the balls increases the preload of the double nut. When the direction of movement reverses, the nut which was previously loaded becomes unloaded and vice versa. Thus the unloaded nut contains too much deformation energy. This causes the balls to move back immediately and thereby a short breakdown of the preload.