



DWM e. V. Dresdner Freundeskreis  
der Werkzeugmaschinen- und Steuerungstechnik

---

## Tagungsband

15. Dresdner Werkzeugmaschinen-Fachseminar

# Profilschienenführungen in Werkzeugmaschinen

- Produktinnovationen ▪
- Anwendungserfahrungen ▪
- Randbedingungen ▪

30. September und 1. Oktober 2010  
Dresden



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DRESDEN

Institut für  
Werkzeugmaschinen  
und Steuerungstechnik



## Teilnehmerliste

Stand vom 27.09.2010

<b>Albert</b> , Ernst Prof. em. <b>Bahmann</b> , Werner	Bosch Rexroth AG, Schweinfurt DWM e. V., Dresden
<b>Belz</b> , Holger	Starrag Heckert GmbH, Chemnitz
<b>Brzezinski</b> , Gunter	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
<b>Bühler</b> , Stefan	ACE Stoßdämpfer GmbH, Langenfeld
Dr. <b>Chrapek</b> , Krzysztof	TU Wroclaw, Institut für Produktionstechnik und Automatisierung (Polen)
<b>Dann</b> , Thomas	Schneeberger GmbH, Höfen/Enz
<b>Drowatzki</b> , Dirk	Bosch Rexroth AG, Region Ost, Leipzig
<b>Fey</b> , Marcel	RWTH Aachen, Werkzeugmaschinenlabor (WZL)
<b>Friedrich</b> , Christian	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
<b>Frölich</b> , Daniel	TU Kaiserslautern, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik
<b>Galant</b> , Alexander	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
<b>Götz</b> , Klaus	Schneeberger GmbH, Höfen/Enz
Dr. <b>Górski</b> , Piotr	TU Wroclaw, Institut für Produktionstechnik und Automatisierung (Polen)
Prof. <b>Großmann</b> , Knut	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
<b>Habelitz</b> , Thorsten	Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, Lineartechnik, Homburg/Saar
Dr. <b>Hardtmann</b> , André	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
<b>Heid</b> , Michael	Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, Lineartechnik, Homburg/Saar
Prof. em. <b>Herschel</b> , Dieter	DWM e. V.
<b>Heyne</b> , Marko	TU Ilmenau, FG Feinwerktechnik
<b>Höfer</b> , Hubert	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
<b>Holowenko</b> , Olaf	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
<b>Jaschkowski</b> , Jan	ATC Technology Coatings GmbH & Co. KG, Solms-Oberbiel
Dr. <b>Jungnickel</b> , Günter	DWM e. V., Dresden
<b>Kalisch</b> , Sebastian	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Dr. <b>Kauschinger</b> , Bernd	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Dr. <b>Kießling</b> , Manfred	DWM e. V., Dresden
<b>Kocsak</b> , Geza	INDEX-Werke GmbH & Co. KG Hahn & Tessky, Esslingen
<b>Kretzschmar</b> , Holger	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
<b>Krihning</b> , Sven	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
<b>Kunc</b> , Martin	RWTH Aachen, Werkzeugmaschinenlabor (WZL)
<b>Löser</b> , Michael	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Dr. <b>Mader</b> , Klaus	DWM e. V.
<b>Matthes</b> , Elger	Feinmess Dresden GmbH
Dr. <b>Möbius</b> , Volker	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Dr. <b>Mühl</b> , Andreas	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Dr. <b>Müller</b> , Jens	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
<b>Müller</b> , Stefan	Klüber Lubrication München KG
<b>Pflicke</b> , Götz	Wälzlagerertechnik GmbH, Dresden
<b>Reuß</b> , Matthias	Universität Stuttgart, Institut für Steuerungstechnik der WZM u. Fert.-einr.
<b>Richter</b> , Andreas	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
<b>Roloff</b> , Frank	Wilhelm Altendorf GmbH, Minden
<b>Rudolph</b> , Holger	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
<b>Schenck</b> , Christian	Universität Bremen, FB4/FG5 - Fertigungseinrichtungen
<b>Schenke</b> , Christer	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
<b>Schneider</b> , Mike	EPUCRET Mineralgusstechnik GmbH & Co. KG, Wangen
<b>Schreiber</b> , Volker	Automationstechnik Schüller GmbH, Chemnitz
Dr. <b>Schumacher</b> , Klaus	DWM e. V., Dresden
<b>Schwarz</b> , Michael	Wälzlagerertechnik GmbH, Dresden
Dr. <b>Simeonov</b> , Simeon	TU Bergakademie Freiberg, Institut f. Masch.-elemente, Konstr. u. Fertigung
<b>Städel</b> , Christian	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Dr. <b>Stegen</b> , Axel	DWM e. V., Dresden
<b>Teichrib</b> , Sergej	Leibniz Universität Hannover, Inst. f. Umformtechnik u. Umformmaschinen
<b>Theissen</b> , Jens	IBC Wälzlager GmbH, Solms-Oberbiel
<b>Voigt</b> , Wolfram	ACE Stoßdämpfer GmbH, Langenfeld
<b>Welle</b> , Reinhard	THK GmbH, Ratingen
Prof. <b>Wegener</b> , Konrad	ETH-Zentrum, Institut für WZM und Fertigung, Zürich (Schweiz)
Dr. <b>Wiemer</b> , Hajo	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
<b>Wüstrich</b> , Andreas	Hochschule Mittweida, Fakultät Maschinenbau, Fachgruppe Konstruktion
Dr. <b>Zimmermann</b> , Rolf	DWM e. V., Dresden

## Fachbeiträge

1. E. Albert  
Bosch Rexroth AG, Schweinfurt  
**Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen**
2. Prof. Dr.-Ing. K. Wegener, Dr. sc. techn. S. Weikert, P. Maglie, Dr. sc. J. Mayr,  
M. Ess  
inspire AG, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich  
**Führungen: Anforderungen und Realität**
3. Prof. Dr.-Ing. habil. K. Großmann, Dr. rer. nat. H. Weishart  
Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik, TU Dresden  
**Modellierung des Wälzkörperumlaufts von Profilschienenführungen**
4. D. Frölich, M. Scheuermann, Prof. Dr.-Ing. B. Sauer  
Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik, TU Kaiserslautern  
**Dynamiksimulation einer Rollenschienenführung**
5. M. Heyne, T. Erbe, Prof. Dr.-Ing. R. Theska  
Institut für Maschinen- und Gerätekonstruktion, TU Ilmenau  
**Planare Wälzführung – eine Alternative für hochpräzise Anwendungen**
6. Prof. Dr.-Ing. C. Brecher, M. Kunc, M. Fey, W. Klein  
Werkzeugmaschinenlabor, RWTH Aachen  
**Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschienenführungen**
7. Prof. Dr.-Ing. habil. K. Großmann, S. Krihning  
Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik, TU Dresden  
**Lebensdauerprüfungen von Profilschienenführungen und Prüfstandskonzepte**
8. M. Schneider  
Epucet Mineralgusstechnik GmbH & Co. KG, Wangen  
**Optimale Schnittstellengestaltung zwischen Profilschienenführung und Mineralgussbett für hochpräzise Anwendungen im Maschinenbau**
9. T. Habelitz  
Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, Homburg  
**Energieeffiziente Linearachsen für die Werkzeugmaschine**
10. E. Matthes  
Feinmess Dresden GmbH  
**Einsatz von Profilschienenführungen in Positioniersystemen**
11. S. Bühler  
ACE Stoßdämpfer GmbH, Langenfeld  
**Klemmen und Bremsen auf Profilschienenführungen**
12. S. Müller  
Klüber Lubrications München KG  
**Produzieren nach Plan mit dem Schmierstoff als Maschinenelement**

# **Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen**

E. Albert

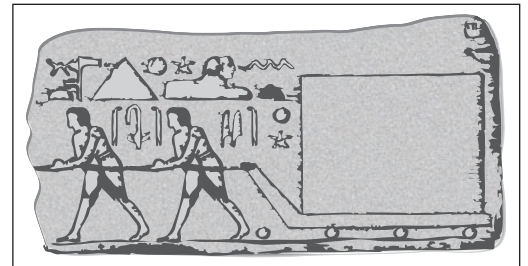
Bosch Rexroth AG  
Schweinfurt

## 2 Grundlagen

## 2.1 Historische Entwicklung

**Lineare Bewegung**

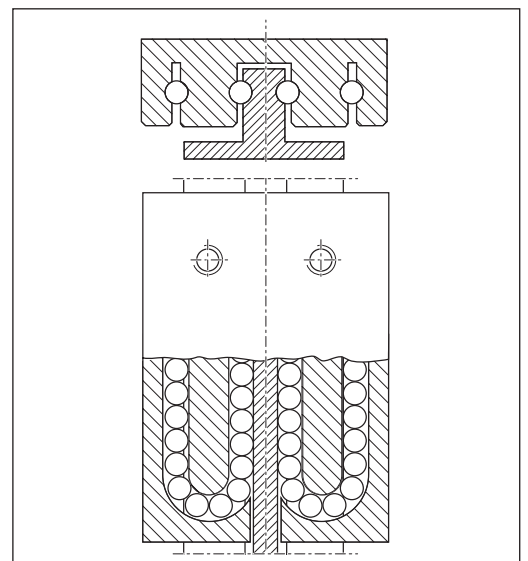
Schon die Ägypter hatten beim Bau der Pyramiden das Problem, schwere Lasten bewegen zu müssen. Dies wurde mit Hilfe von Baumstämmen gelöst, welche unter Steinquader gelegt wurden. Durch Zugabe von Wasser als Schmiermittel wurde die Reibung zusätzlich reduziert.



Ägyptische Linearführung

**Profilschienenwälzführungen**

Dieses Grundprinzip wird heute noch bei modernen Linearführungen angewandt. Die Wälzkörper müssen jedoch heute nicht mehr von Hand an die gewünschte Position getragen werden, sondern zirkulieren innerhalb des Führungssystems. Außerdem haben sich die Anforderungen hinsichtlich Steifigkeit, Tragfähigkeit und Verschleißwiderstand gewandelt. Heutige Anwendungen stellen höchste Anforderungen an Präzision und Wirtschaftlichkeit.



Historische Abbildung einer Kugelschienenführung

**Rundführungen**

Im Jahre 1957 übernimmt die „Deutsche Star“ die Lizenzfertigung von Kugelbüchsen nach Patenten der Firma Thomson aus den Vereinigten Staaten. Dadurch wird das Unternehmen zum führenden Hersteller von Linearlagern in Europa.



Katalog der „Deutsche Star“

## 2 Grundlagen

## 2.1 Historische Entwicklung

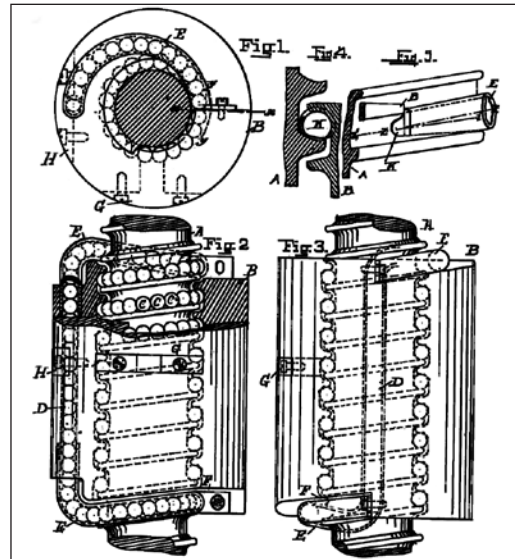
**Kugelgewindetrieb**

Zur Umwandlung von Drehbewegung in Längsbewegung wurden Gleitgewindetriebe bereits in der Antike eingesetzt.

Der Kugelgewindetrieb wurde erstmals im 19. Jahrhundert in der Literatur erwähnt.

Er ersetzte die Gleitreibung durch Rollreibung. Der erste industrielle Einsatz war in den vierziger Jahren des 20. Jahrhunderts. General Motors baute den Kugelgewindetrieb in die Lenkung von Fahrzeugen ein. Bald darauf folgten weitere industrielle Anwendungen.

Seitdem machten Konstruktion und Herstellungsverfahren gewaltige Fortschritte. Heute findet sich der Kugelgewindetrieb in weiten Bereichen der Industrie wieder.

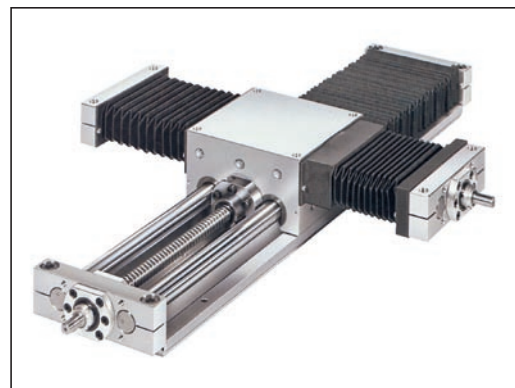


Kugelgewindetrieb aus einem historischen Patent

**Linearsysteme**

Linearsysteme sind einbaufertige Antriebs- und Führungseinheiten. Dadurch vereinfacht sich für den Anwender die Konstruktion und Montage seiner Applikation. Die Auslegung der Einzelkomponenten entfällt, da komplette Linearsysteme verbaut werden.

Bei der ehemaligen „Deutsche Star“ enthielten die ersten Linearsysteme Kugelbüchsenführungen und einen Kugelgewindetrieb oder einen pneumatischen Antrieb. Diese Transfertische wurden auch als zweiachsige Kreuztische angeboten. Mittlerweile sind viele unterschiedliche Führungs- und Antriebsvarianten bei den Linearsystemen umgesetzt worden. Der Kunde kann heute aus einer breiten Produktpalette von Rexroth das optimale Linearsystem auswählen.



Kreuztisch aus dem Programm der „Deutsche Star“

## 2 Grundlagen

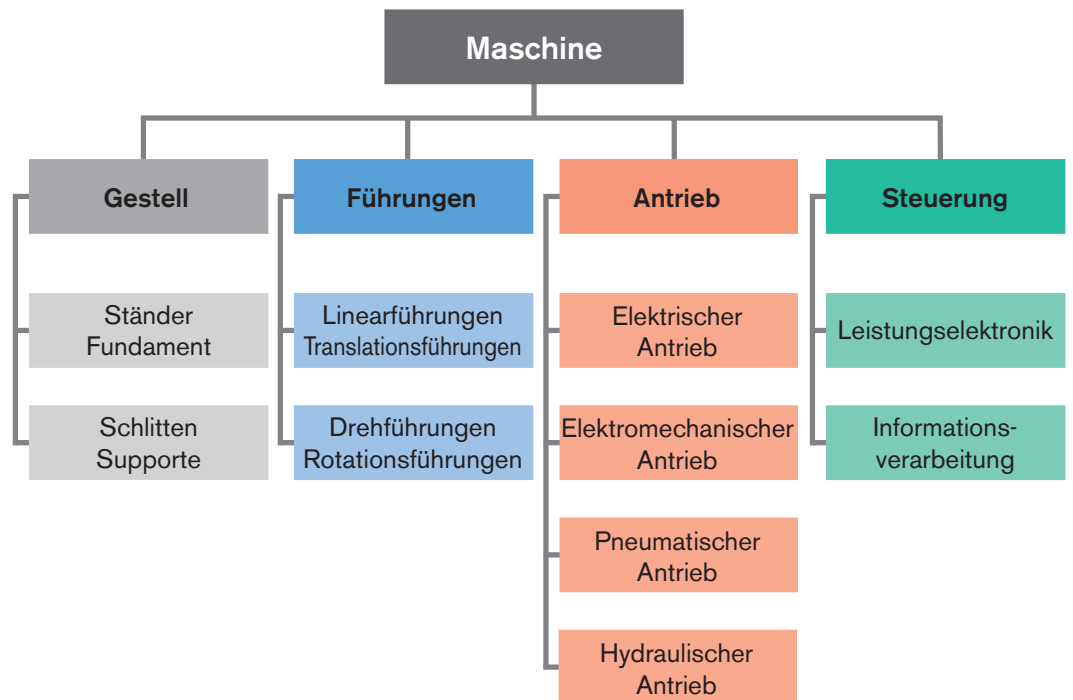
## 2.2 Technische Grundlagen

### 2.2.1 Elemente einer Maschine

**Prinzipieller Aufbau einer Maschine**

Das Lieferprogramm von Rexroth umfasst Linearführungen und Antriebselemente in den unterschiedlichsten Ausführungen. Zum besseren

Verständnis wird zunächst der prinzipielle Aufbau einer Maschine und ihrer wichtigsten Komponenten erklärt.



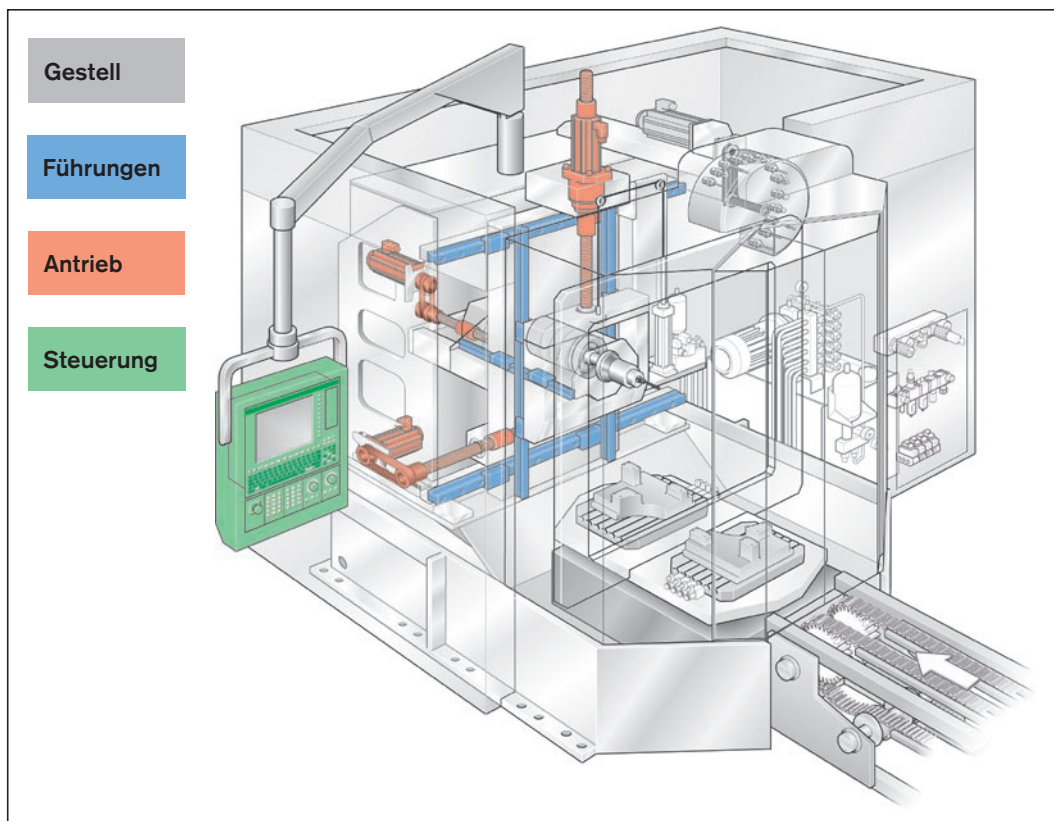
## 2 Grundlagen

## 2.2 Technische Grundlagen

## 2.2.1 Elemente einer Maschine

<b>Gestell</b>	Das Gestell einer Maschine besteht aus feststehenden Bauteilen (Ständer, Fundament) und beweglichen Bauteilen (Schlitten, Supporte). Es gibt unterschiedliche Bauformen, die durch die jeweilige Applikation bestimmt werden (Ständerbauweise, Portalbauweise etc.). Aufgabe des Gestells ist es, die Maschine zu fixieren und Kräfte zu übertragen.
<b>Führungen</b>	Sie sind für die Führung und Kraftübertragung der bewegten Maschinenteile verantwortlich. Die Genauigkeit der Maschine ergibt sich nicht zuletzt aus der Genauigkeit der Führungen. Auf Grund der Bewegung unterscheidet man Linearführungen und Drehführungen.
<b>Antriebe</b>	Antriebe wandeln elektrische, hydraulische oder pneumatische Energie in mechanische Energie um. Eine Sonderform stellt der elektromechanische Antrieb dar. Hier kommen so genannte Übertragungselemente (z.B. Kugelgewindetriebe) zum Einsatz. Man unterscheidet zwischen Hauptantrieben, die eine Wirkbewegung (z.B. zwischen Werkzeug und Werkstück) erzeugen, und Nebenantrieben, die Stellbewegungen (z.B. für Werkstücktransport oder Werkzeugwechsel) ausführen.
<b>Steuerung</b>	Die Steuerung koordiniert die auszuführenden Bewegungen der Maschine, d.h. die Geschwindigkeiten und die Beschleunigungen der beweglichen Bauteile. Die Leistungselektronik wirkt auf Motoren und Stellglieder mit hohem Leistungsniveau, während die Informationsverarbeitung für Endschafter, Messsysteme, Feldbussysteme und die Sicherheitskreise zuständig ist.

## Elemente einer Maschine (Beispiel)



Maschine mit farbig gekennzeichneten, beispielhaften Linearkomponenten



## 2 Grundlagen

## 2.2 Technische Grundlagen

## 2.2.2 Führungen

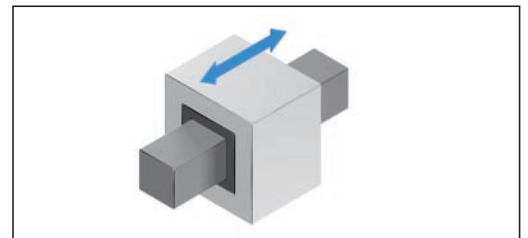
Führungen können nach der Art der Bewegungen, nach der Art der Kontaktstellen und nach dem Prinzip des Wälzkörperumlaufs unterschieden werden.

## 2.2.2.1 Einteilung von Führungen nach der Art der Bewegung

Erst durch Führungen werden an Maschinen Bewegungen möglich. Je nach Ausführung der Führung können Kräfte und Momente in bestimmten Richtungen zwischen bewegten und nicht bewegten Bauteilen übertragen werden. Führungen können grundsätzlich nach ihrer Bewegungsart unterschieden werden.

**Linearführungen/  
Translationsführungen**

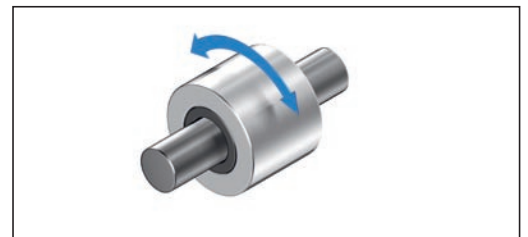
Die Linearbewegung erfolgt in einer Achsrichtung.  
Beispiele: Kugelschienenführung, Schwalbenschwanz-Gleitführung



Linearführung

**Drehführungen/  
Rotationsführungen**

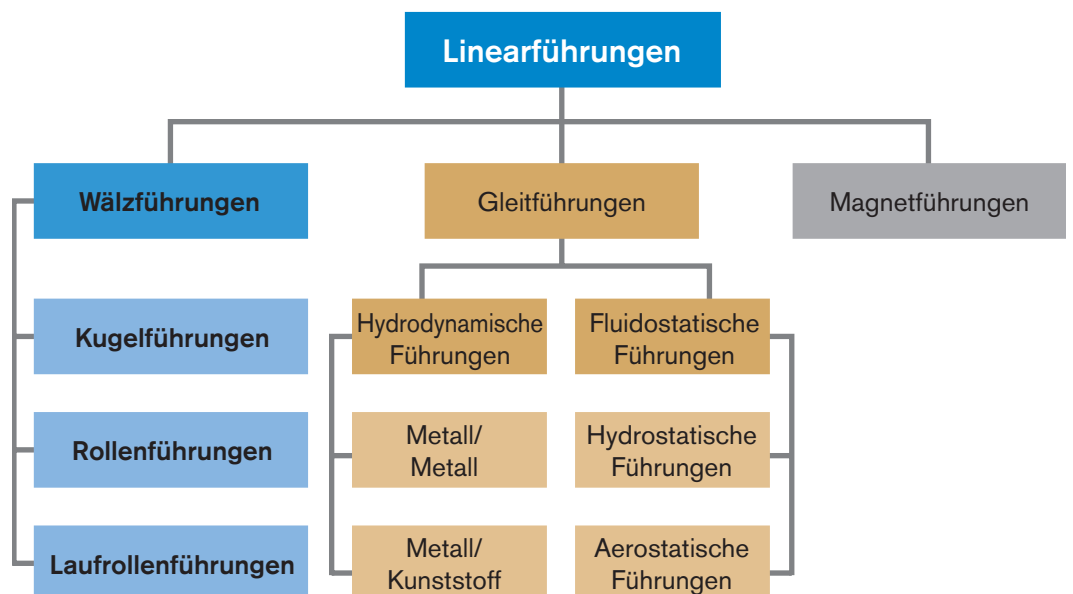
Die Drehbewegung erfolgt um eine Achse.  
Beispiele: Rillenkugellager, Radialgleitlager



Drehführung

## 2.2.2.2 Einteilung von Linearführungen nach der Art der Kontaktstelle

Linearführungen können nach dem physikalischen Funktionsprinzip der Kontaktstelle aufgeteilt werden. Das folgende Diagramm veranschaulicht diese Einteilung.




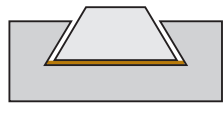
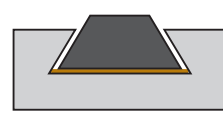
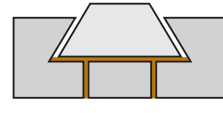
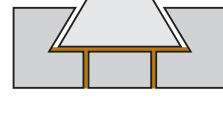



## 2 Grundlagen

## 2.2 Technische Grundlagen

## 2.2.2 Führungen

## 2.2.2.3 Funktionsprinzip von Linearführungen









Linearführungen		Funktionsprinzip	
Wälzführungen	Kugelführung		Zwischen dem bewegten und dem feststehenden Maschinenteil befinden sich Kugeln.
	Rollenführung		Zwischen dem bewegten und dem feststehenden Maschinenteil befinden sich Rollen.
	Laufrollenführung		Zwischen dem bewegten und dem feststehenden Maschinenteil befinden sich wälzgelagerte Laufrollen.
Hydrodynamische Gleitführungen	Metall/Metall		Beide Maschinenteile berühren sich im Stillstand. Bei Beginn der Bewegung baut sich allmählich ein Schmierfilm zwischen bewegtem und feststehendem Maschinenteil auf. Vollständige Trennung von bewegtem und feststehendem Maschinenteil durch den Schmierfilm erfolgt erst bei höheren Gleitgeschwindigkeiten.
	Metall/Kunststoff		Das Funktionsprinzip ist das gleiche wie bei Metall/Metall. Die Werkstoffpaarung Metall/Kunststoff verringert die Reibung bei Beginn der Bewegung bis sich ein geschlossener Schmierfilm bildet.
Fluidostatische Gleitführungen	Hydrostatische Führung		Eine Pumpe fördert flüssiges Schmiermittel in die Führung. Das bewegte Maschinenteil hebt ab. Zwischen bewegtem und feststehendem Maschinenteil befindet sich ein Schmierfilm, der unter Druck steht.
	Aerostatische Führung		Ein Kompressor fördert Druckluft in die Führung. Bewegtes und feststehendes Maschinenteil werden durch die Druckluft getrennt.
Magnetführungen			Bewegtes und feststehendes Maschinenteil werden durch Magnetkraft getrennt. Das bewegte Maschinenteil „schwebt“. Die Führung ist somit berührungslos.

2 Grundlagen

## 2.2 Technische Grundlagen

### 2.2.2 Führungen

#### 2.2.2.4 Eigenschaften von Linearführungen

Eigenschaften	Wälzführungen			Hydrodynamische Gleitführungen		Fluidostatische Gleitführungen		Magnetführung
	Kugelführung	Rollenführung	Laufrollenführung	Metall/Metall	Metall/Kunststoff	Hydrostatische Führung	Aerostatische Führung	Magnetisches Schweben
								
Belastbarkeit	+++	+++	++	+++	+++	+++	o	+++
Steifigkeit	++	+++	+	+++	++	+++	o	+
Genauigkeit	++	++	++	+	+	++	++	+++
Reibungsverhalten	++	++	++	+	+	+++	+++	+++
Geschwindigkeit	+++	+++	+++	+	+	+++	+++	+++
Dämpfungsverhalten	+	+	+	+++	+++	+++	+++	+++
Betriebssicherheit	+++	+++	+++	+++	+++	+	+	+
Standardisierung	+++	+++	+++	+	+	o	o	o
Lebensdauer	++	++	++	++	++	+++	+++	+++
Kosten	++	++	++	+++	+++	+	+	o

+++ Sehr gut  
++ Gut

+ Befriedigend  
o Ausreichend

Die Tabelle zeigt, dass Wälzführungen bei den gefragtesten Eigenschaften ausgezeichnete Bewertungen erzielen. Wenn man das Preis-Leistungs-Verhältnis berücksichtigt, so wundert es

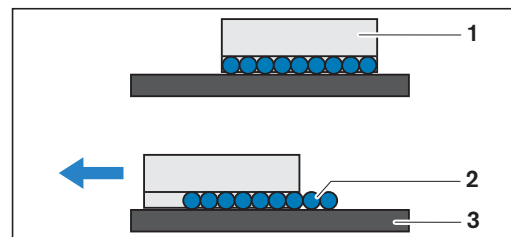
nicht, dass Wälzführungen in den letzten Jahren die konventionellen Gleitführungen immer mehr verdrängt haben und nunmehr den Standard bei den Maschinenelementen darstellen.

#### 2.2.2.5 Einteilung von Wälzführungen nach dem Prinzip des Wälzkörperumlaufs

##### Wälzkörperumlauf

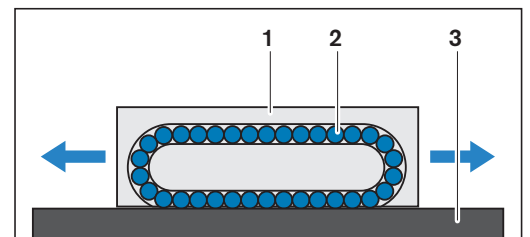
Wälzführungen können außer nach der Art der Kontaktstelle noch in Wälzführungen ohne Wälzkörperumlauf oder Wälzführungen mit Wälzkörperumlauf unterteilt werden.

Bei Wälzführungen ohne Wälzkörperumlauf bewegen sich die Wälzkörper (2) mit der halben Geschwindigkeit des Führungswagens (1) und legen somit nur den halben Hubweg zurück. Deshalb haben Wälzführungen ohne Wälzkörperumlauf einen begrenzten Hubweg.



Wälzführung ohne Wälzkörperumlauf

Bei der Wälzführung mit Wälzkörperumlauf laufen die Wälzkörper (2) im Führungswagen (1) um und bewegen sich zusammen mit dem Führungswagen relativ zur Führungsschiene (3). Der Hub wird nur durch die Schienenlänge begrenzt.



Wälzführung mit Wälzkörperumlauf

# Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen

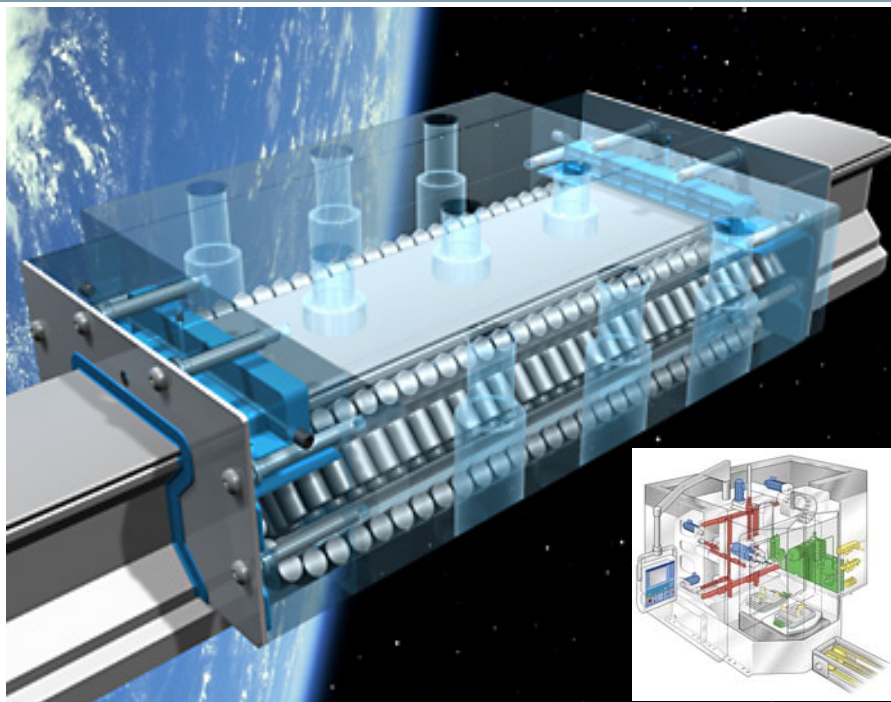
Ernst Albert / Bosch Rexroth

1

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

**Rexroth**  
Bosch Group

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen



2

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

**Rexroth**  
Bosch Group

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen

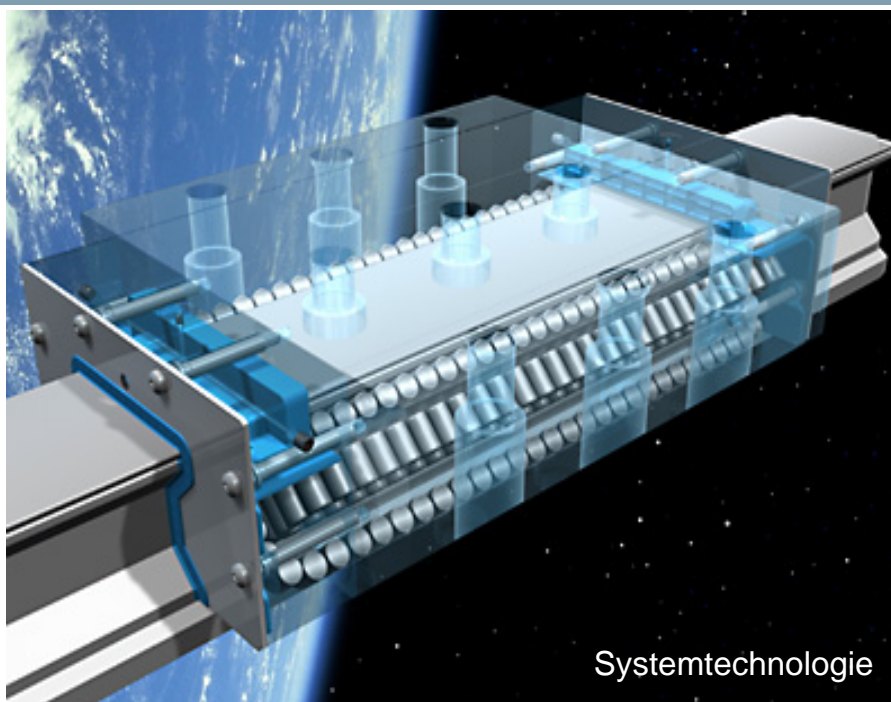
- Systemtechnologie
- Verformung und Steifigkeit
- Berechnung und Auslegung
- XL Typ
- HP Typ
- Breite Rollenführungswagen
- Zubehörerelemente
- Integriertes Messsystem
- Anwendungen

3

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

**Rexroth**  
Bosch Group

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen



Systemtechnologie

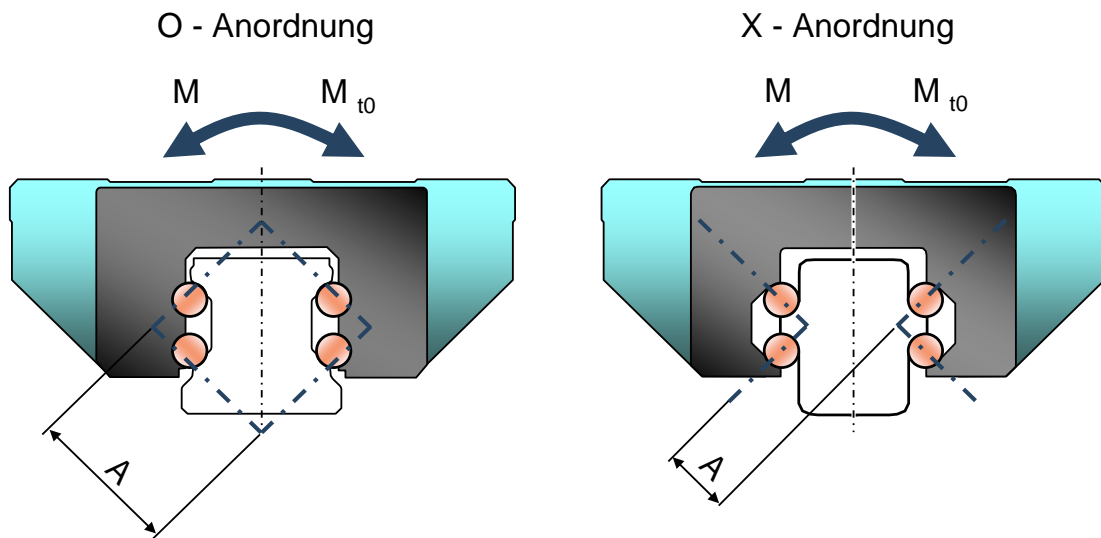
4

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

**Rexroth**  
Bosch Group

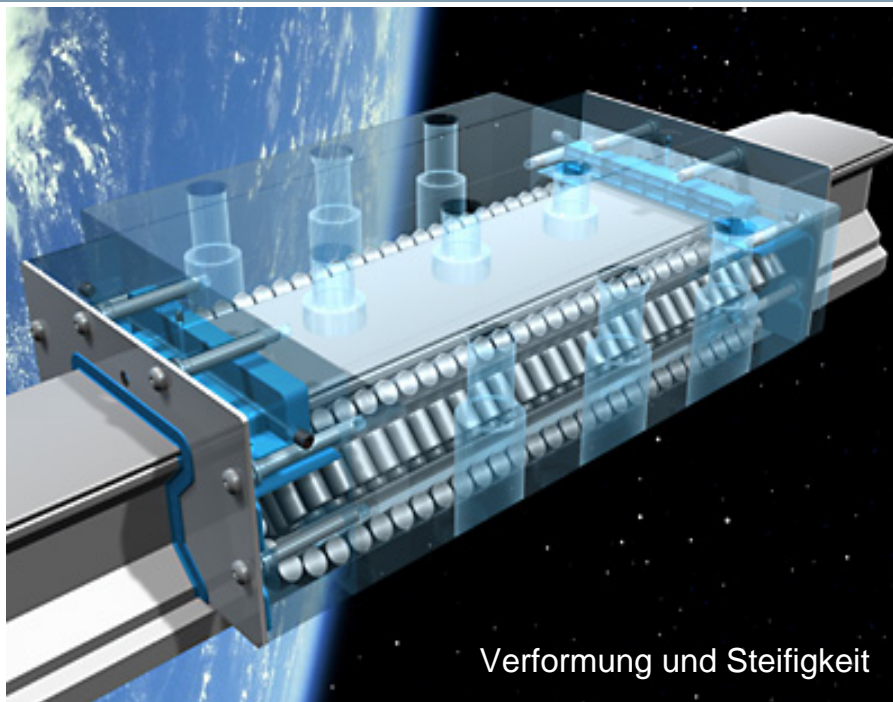
## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen

### Vergleich X- zu O-Anordnung



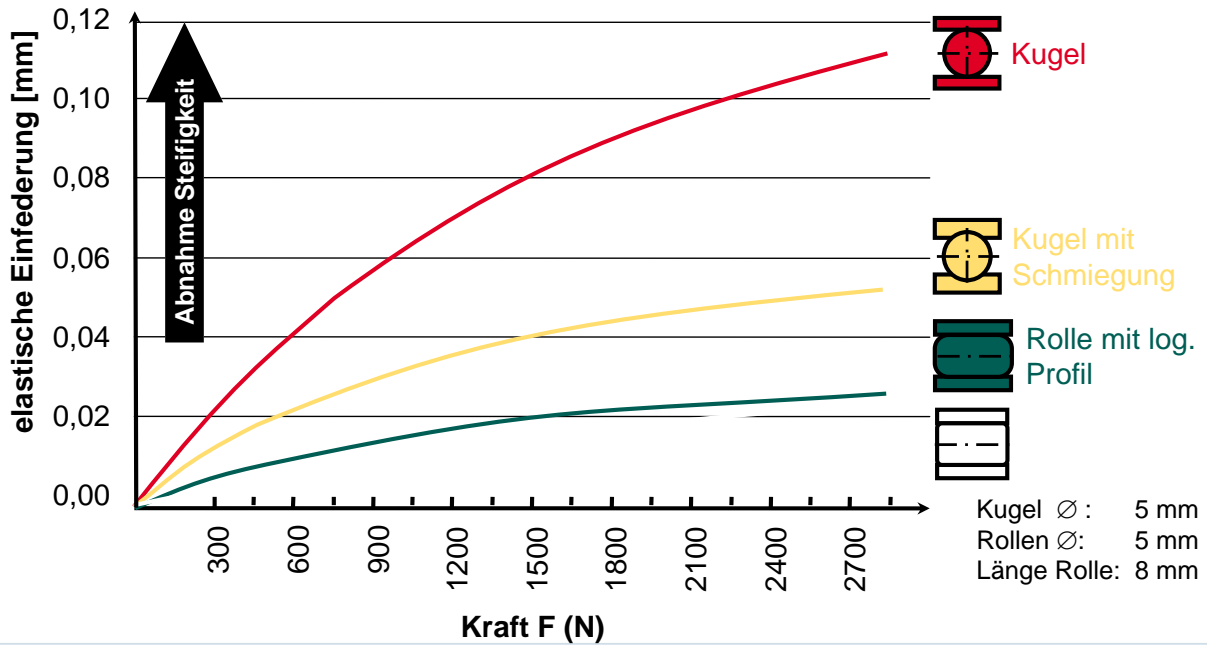
Die „O“-Anordnung wird bevorzugt, da sie grössere Drehmomentsteifigkeiten aufweist.

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen



## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen

### Verformungsvergleich



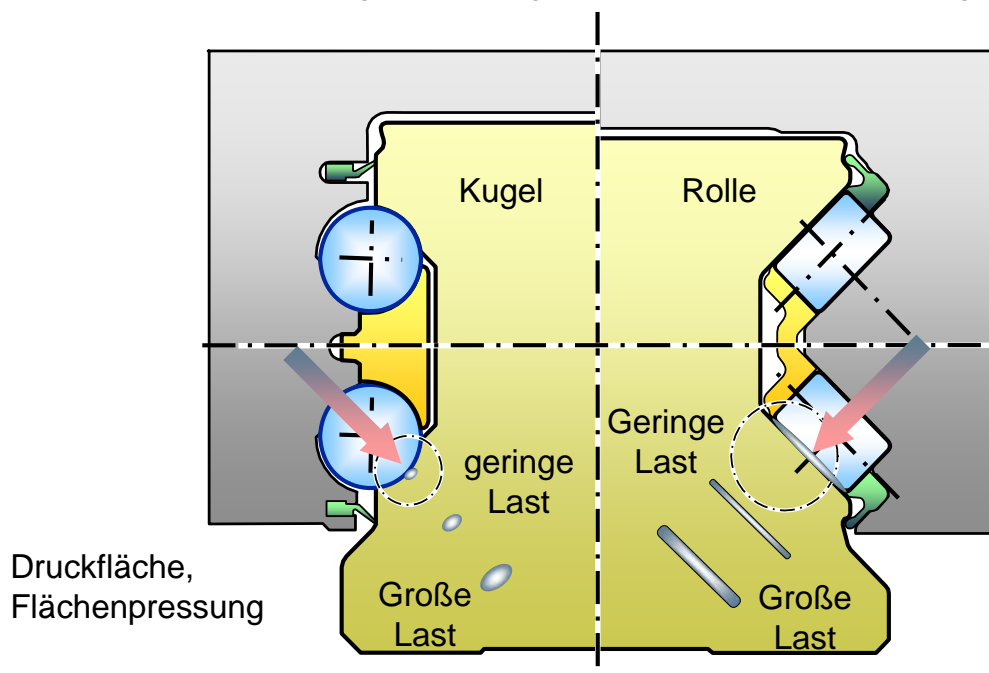
7

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

**Rexroth**  
Bosch Group

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen

### Unterschiedliche Tragzahlen aufgrund unterschiedlicher Auflageflächen



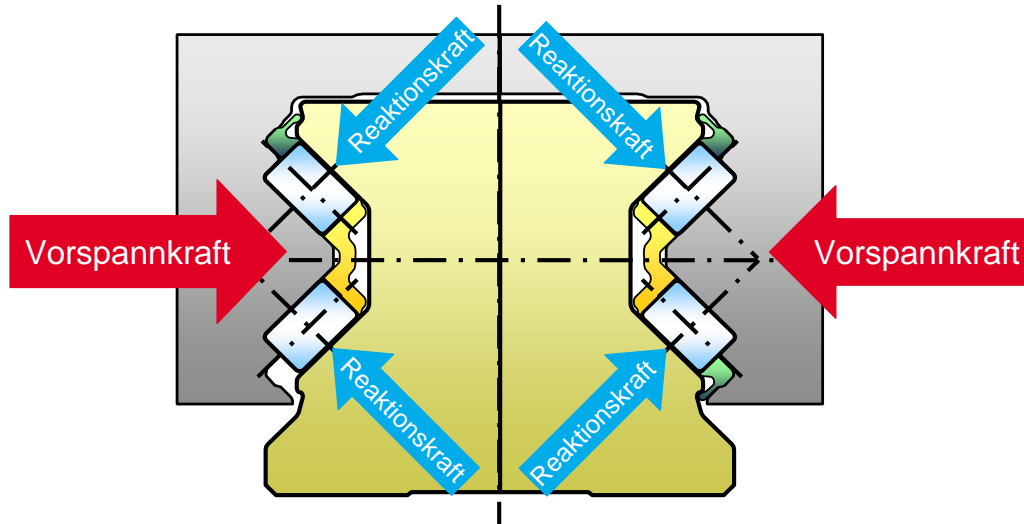
8

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

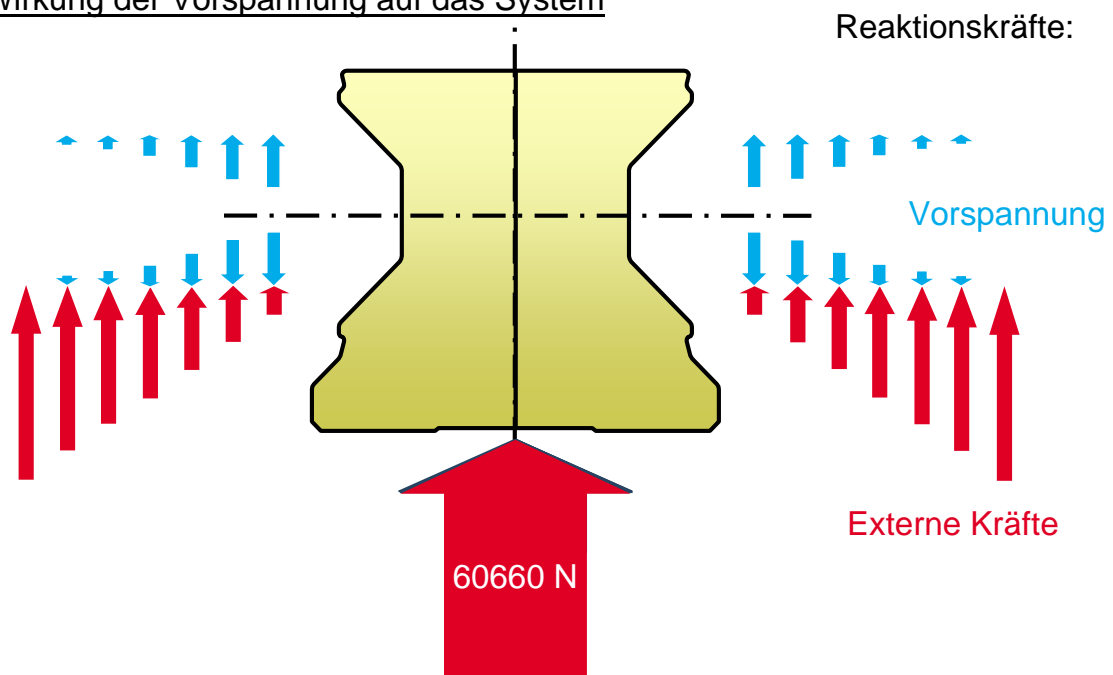
**Rexroth**  
Bosch Group

## Wirkung der Vorspannung auf das System

$$\text{Reaktionskraft} = 0,707 \times \text{Vorspannkraft} \text{ (8\%, 13\%)}$$



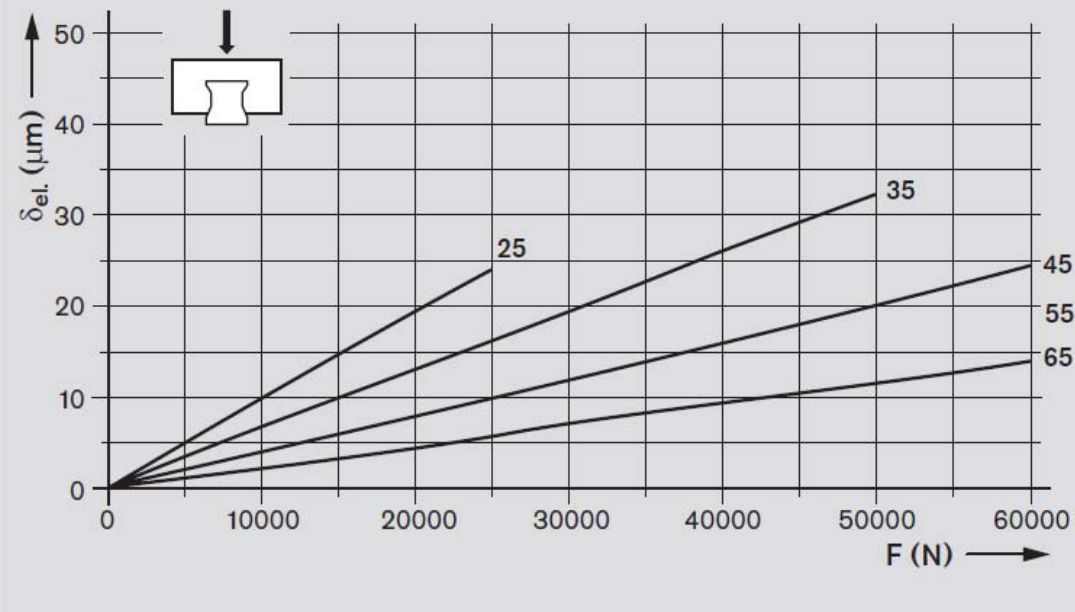
## Wirkung der Vorspannung auf das System





## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen

Steigikeit FLS / R1853 – 13%



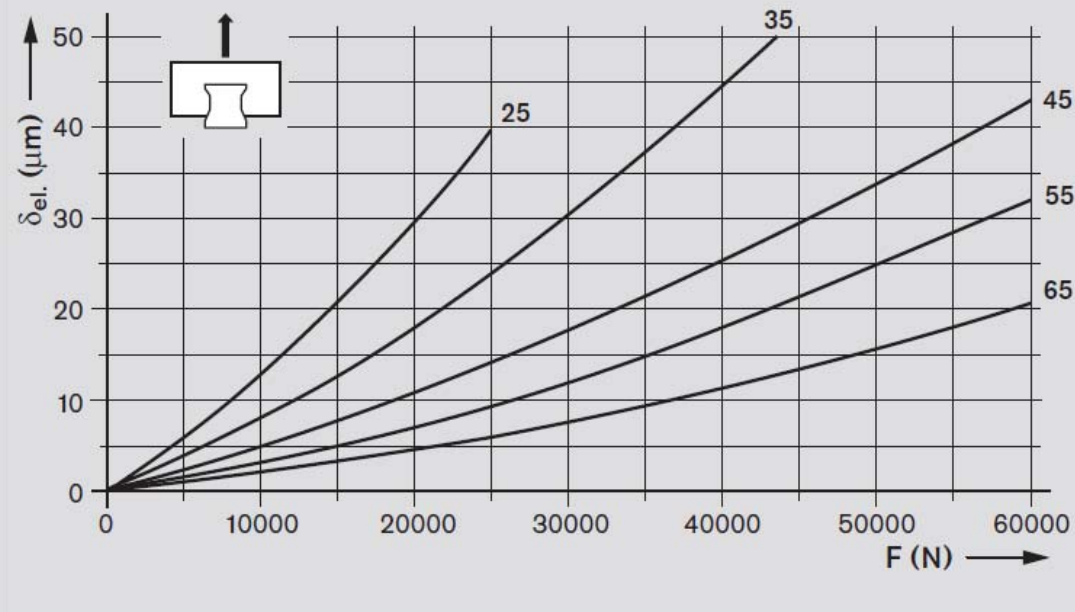
11

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

**Rexroth**  
Bosch Group

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen

Steigikeit FLS / R1853 – 13%



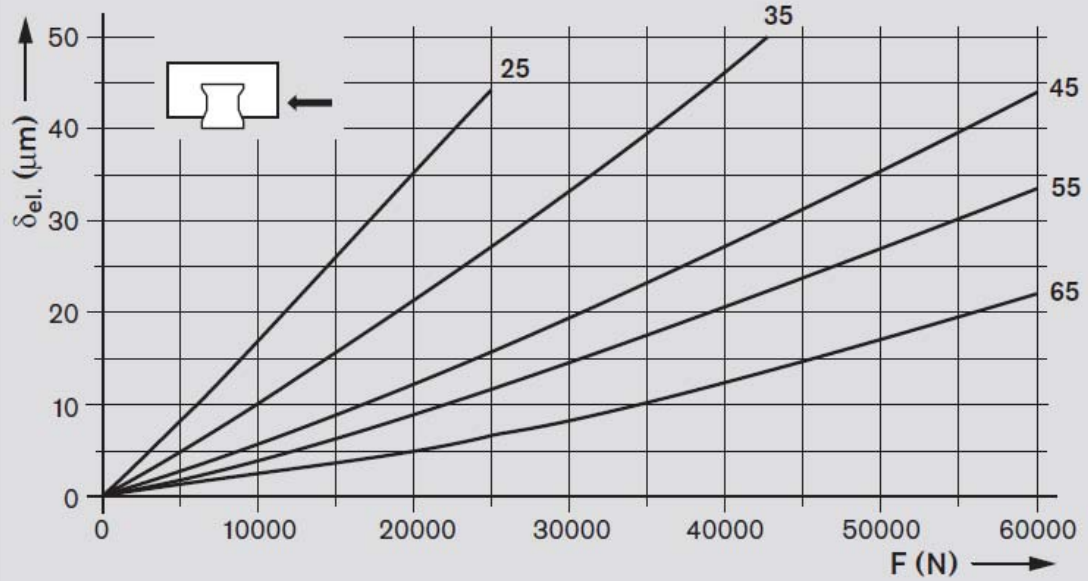
12

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

**Rexroth**  
Bosch Group

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen

Steigigkeit FLS / R1853 – 13%

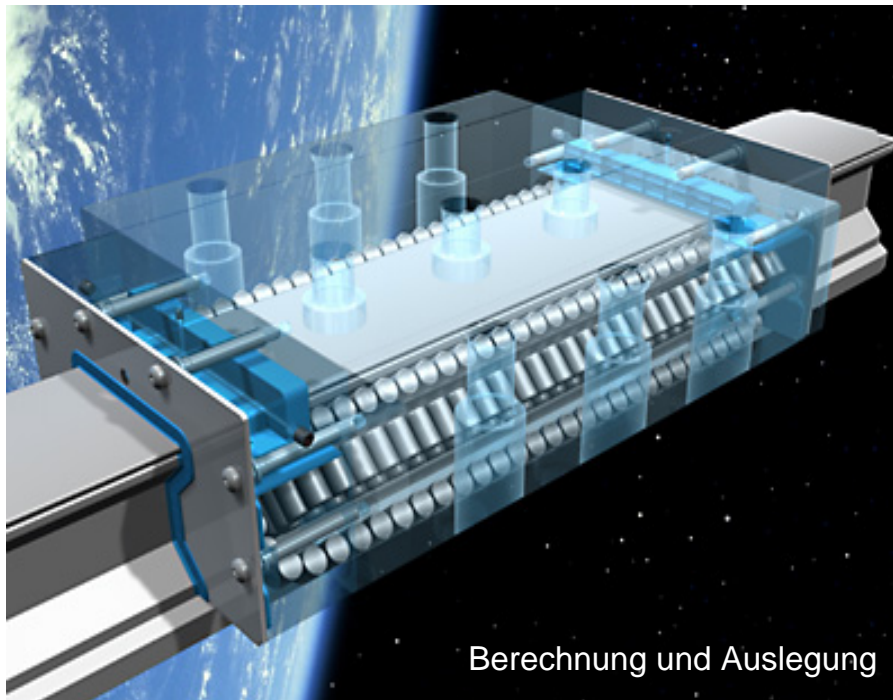


13

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

**Rexroth**  
Bosch Group

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen

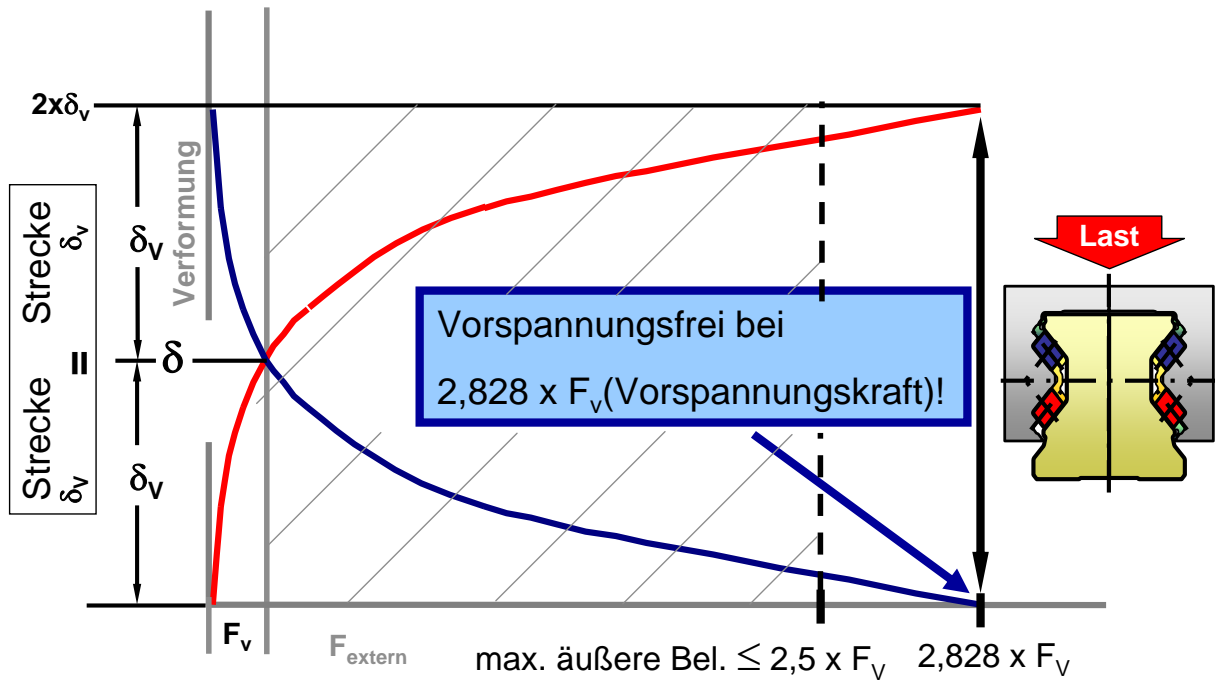


14

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

**Rexroth**  
Bosch Group

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen

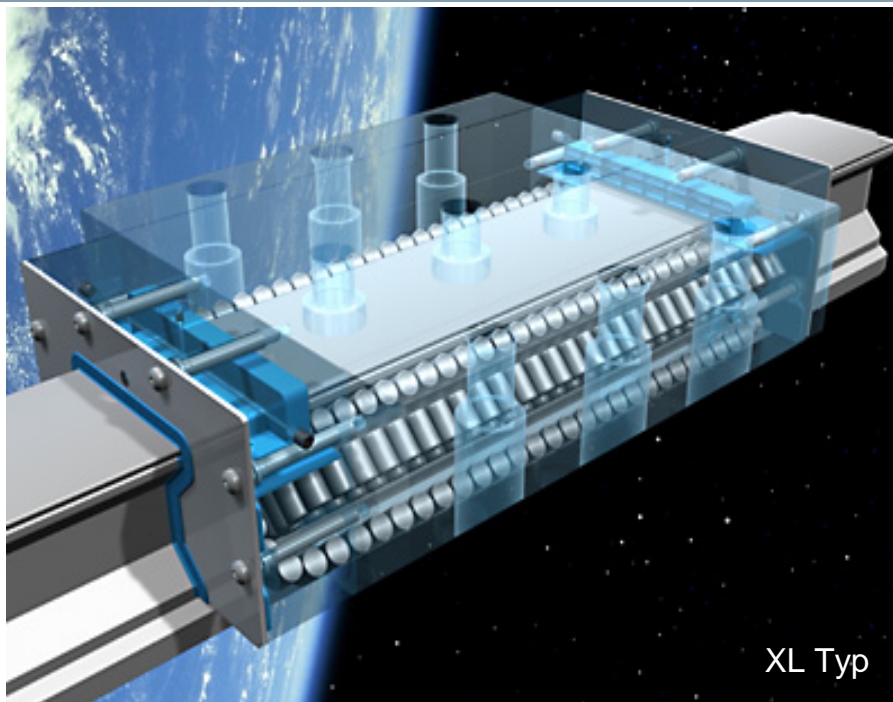


15

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

**Rexroth**  
Bosch Group

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen



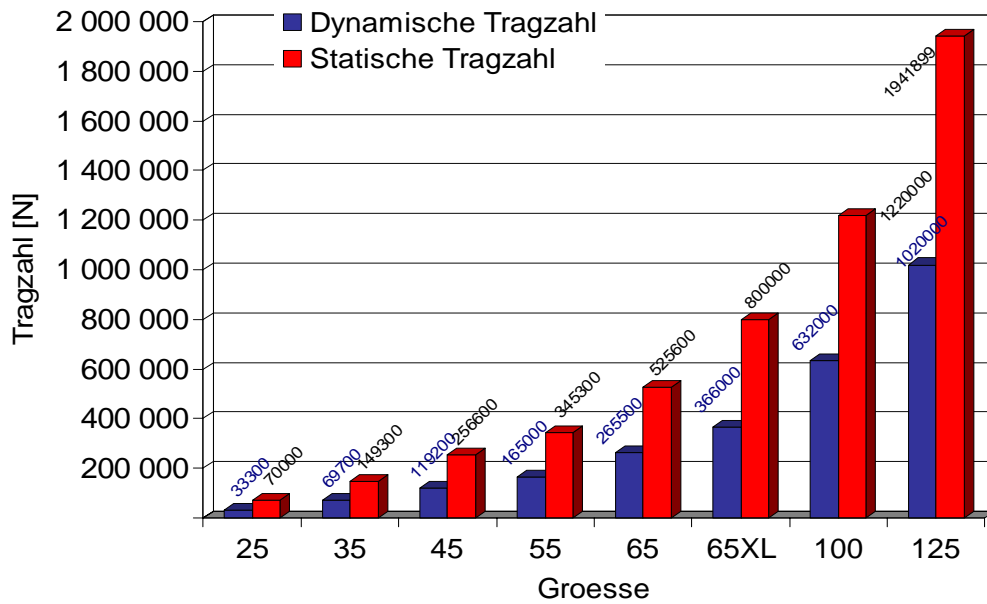
16

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

**Rexroth**  
Bosch Group

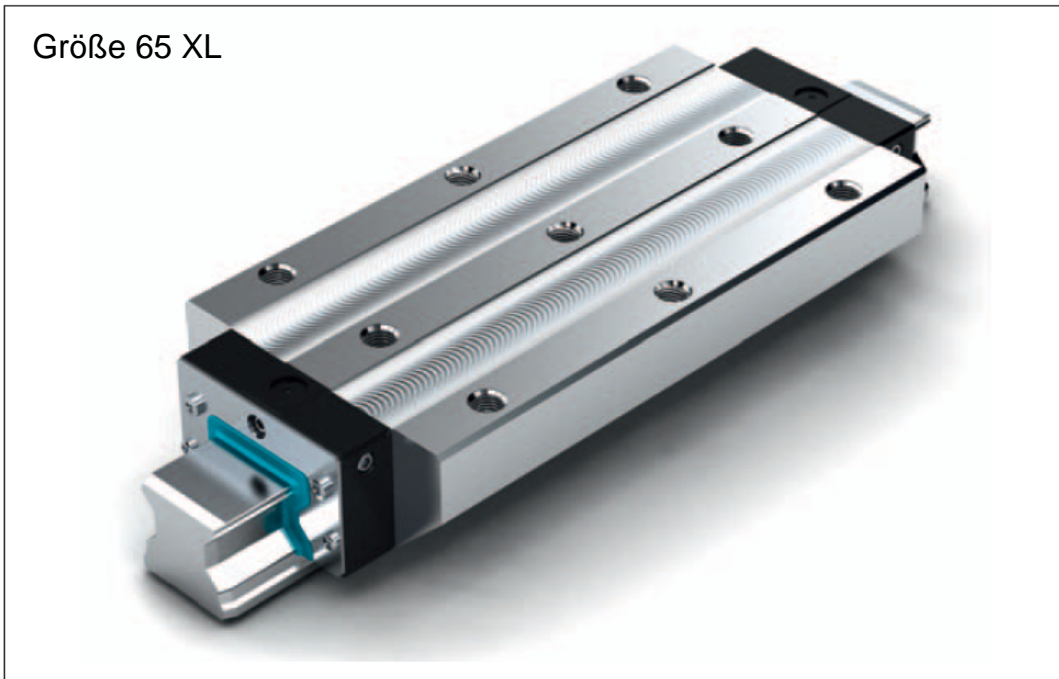
## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen

### Tragzahlspektrum Rollenschienenführungen



## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen

Größe 65 XL



## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen

Größe 65 XL



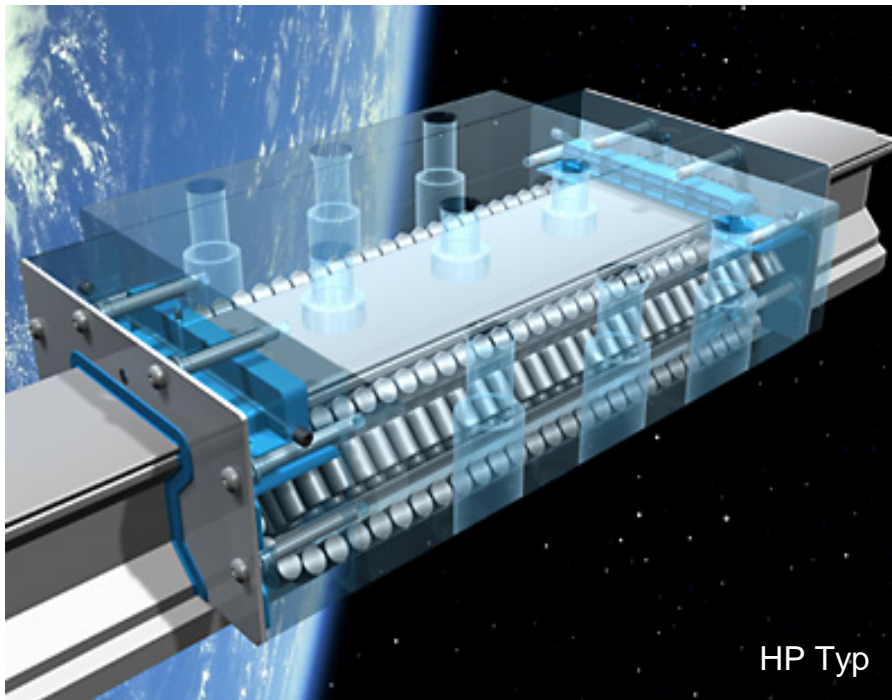
Dynamische Tragzahl 366 800 N

Statische Tragzahl 792 800 N

Moment  $M_t = 13\,030\text{ Nm}$ ,  $M_{t0} = 28\,170\text{ N}$

Moment  $M_L = 13\,380\text{ Nm}$ ,  $M_{L0} = 28\,920\text{ N}$

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen



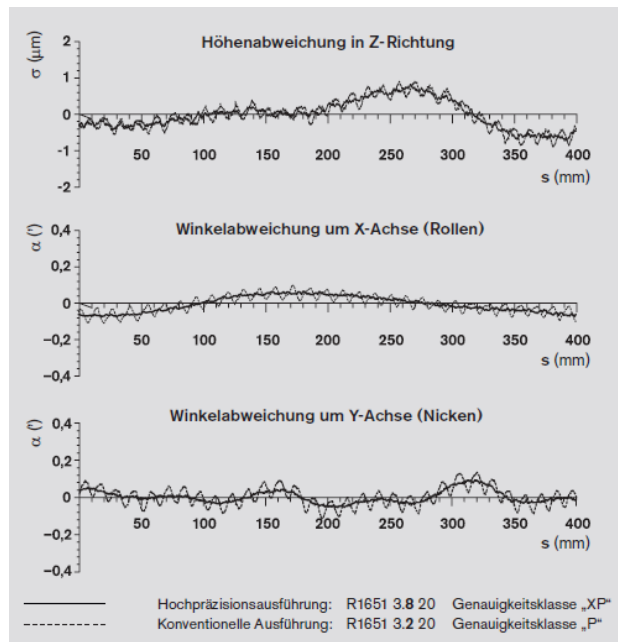
HP Typ

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen

### Hochpräzisionsführungswagen für optimierte Ablaufgenauigkeit

-----	R 1651 332 20
-----	R1651 338 20

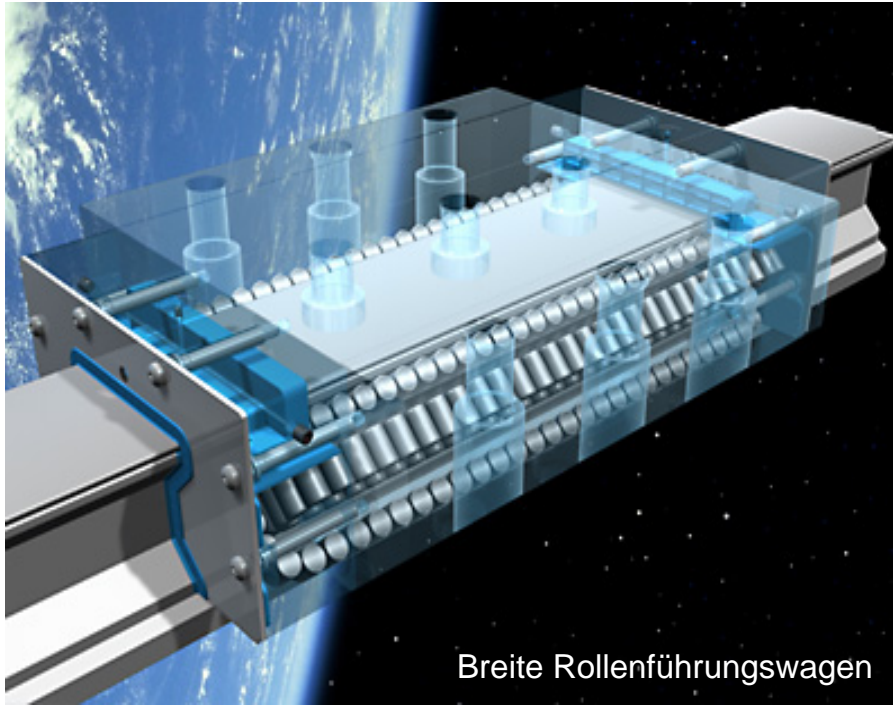
Verbesserter Kugelein- und Auslauf durch federnde Stahleinlage minimiert die Pulsation des Führungswagens auf ein Minimum.



## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen



## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen



Breite Rollenführungswagen

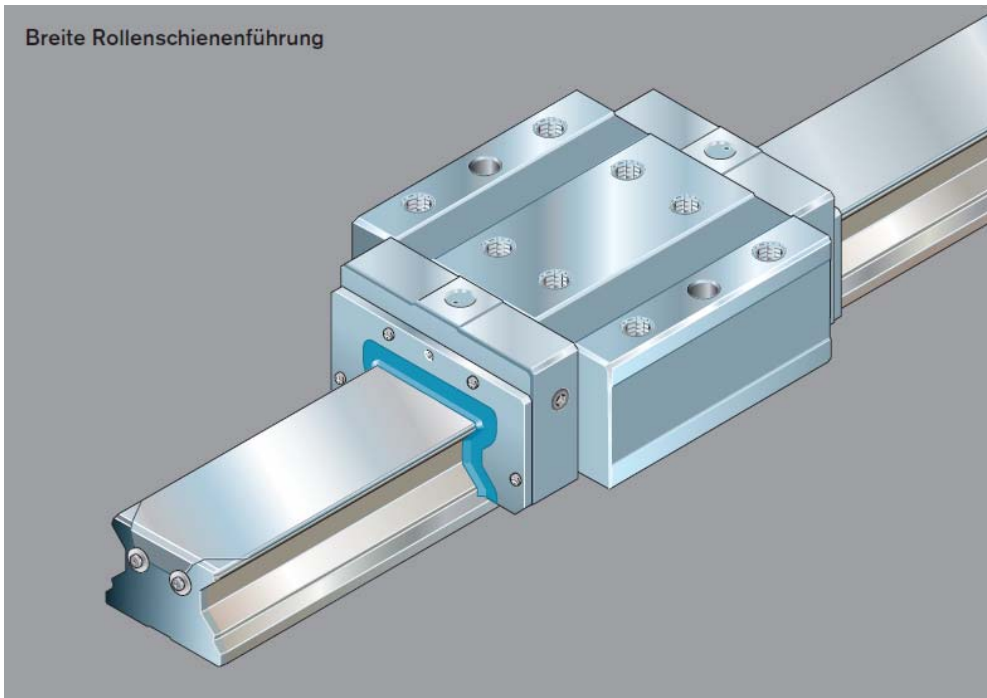
23

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

**Rexroth**  
Bosch Group

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen

Breite Rollenschienenführung

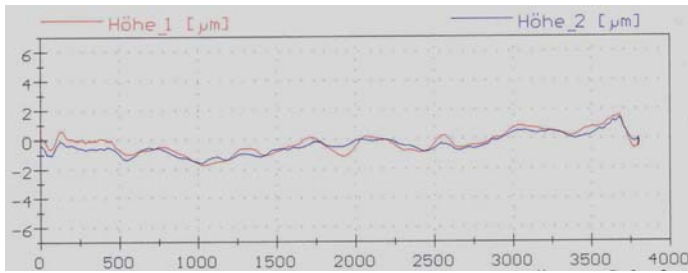


24

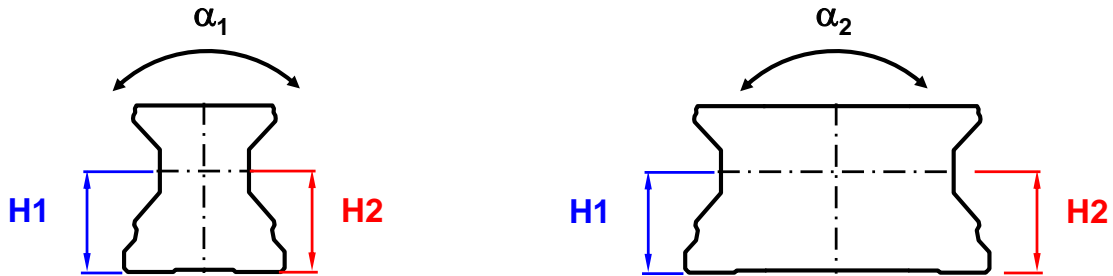
Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

**Rexroth**  
Bosch Group

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen

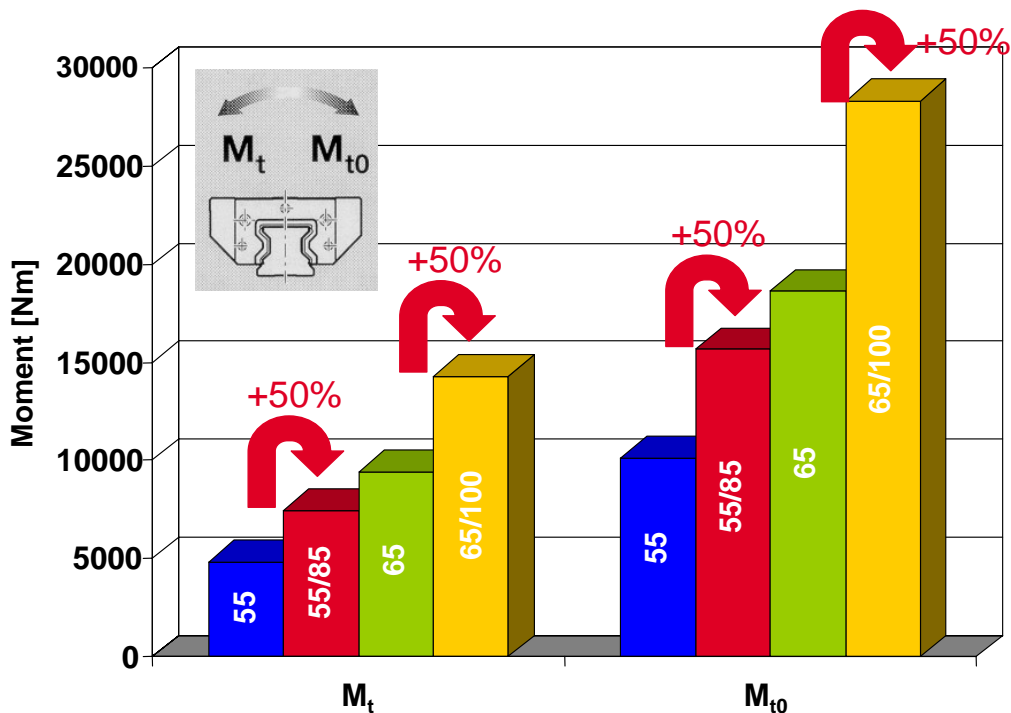


Spezifikation für die Produktion innerhalb der Genauigkeitsklasse für die Höhe der Laufbahnen



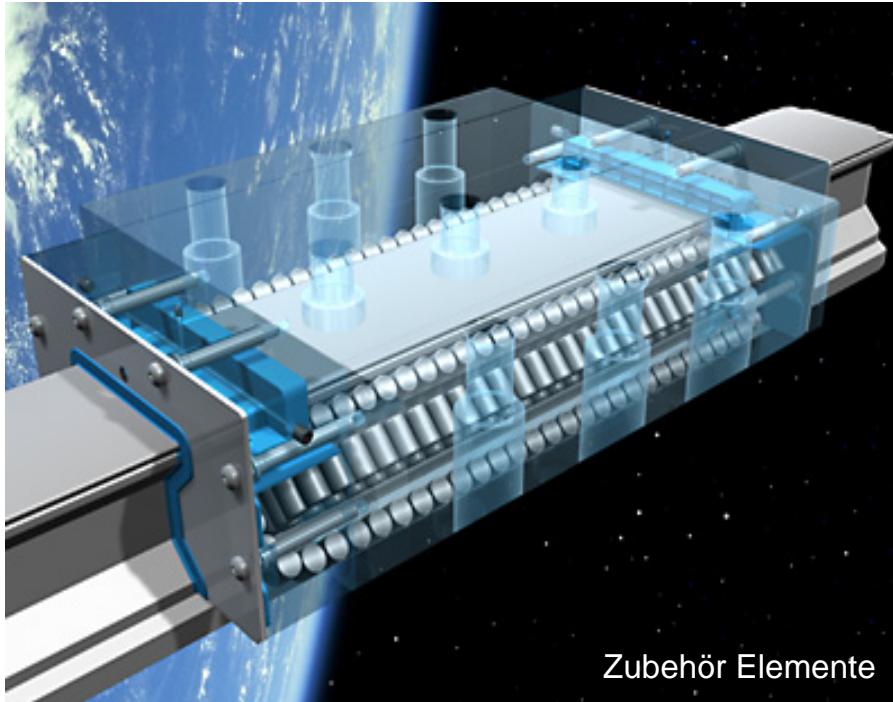
Winkelverformung  $\alpha_2 < \alpha_1 \Rightarrow$  höhere Ablaufgenauigkeit entlang der Schiene

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen





## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen



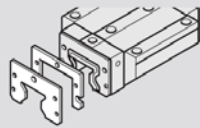
27

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

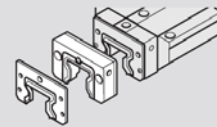
**Rexroth**  
Bosch Group

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen

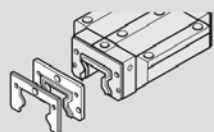
**Blechabstreifer**  
Mit Distanzplatten



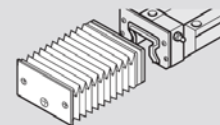
**Vorsatzschmiereinheit**



**Viton- oder NBR-Dichtung**  
Zweiteilig



**Faltenbalg**

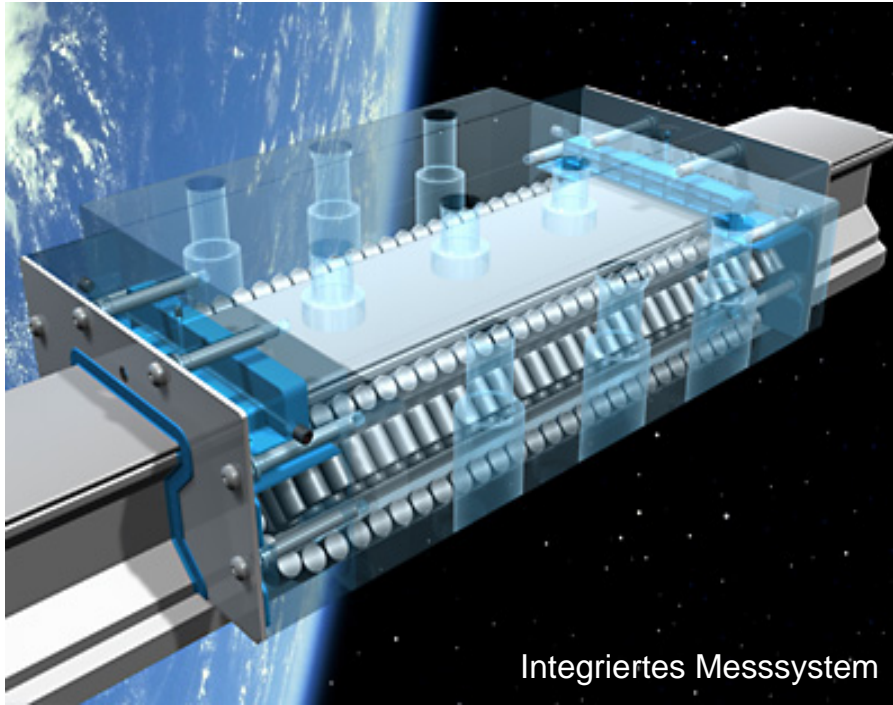


28

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

**Rexroth**  
Bosch Group

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen

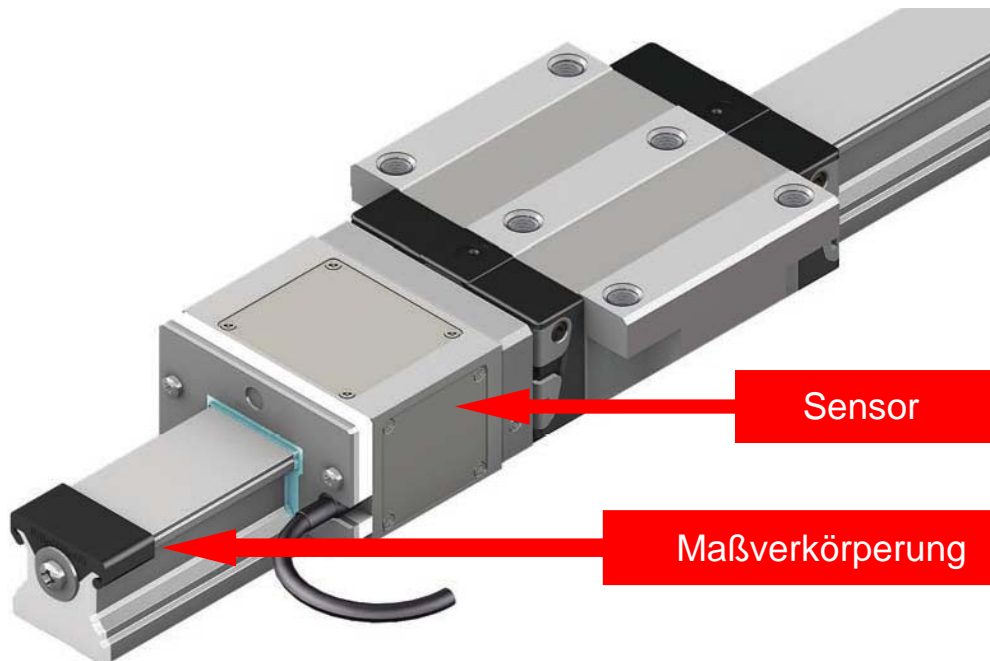


29

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

**Rexroth**  
Bosch Group

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen



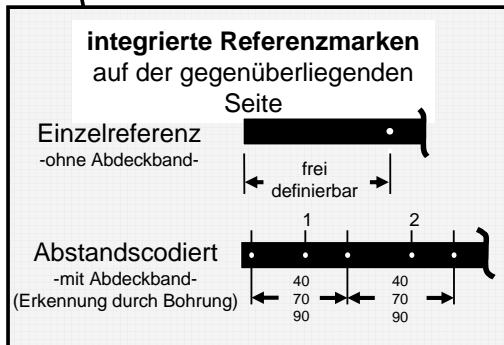
30

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

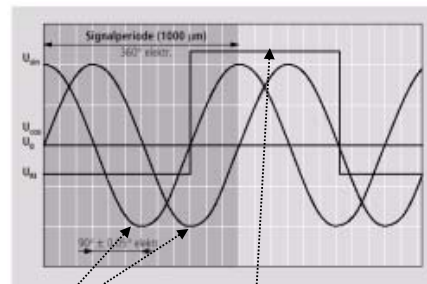
**Rexroth**  
Bosch Group

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen

### Maßverkörperung



### Inkrementalsignale



Präzise Positionsbestimmung durch hochgenaue Maßverkörperung gepaart mit Referenzmarken (Einzel- oder Abstandscodierung)

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen



## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen

Technische Daten (Byspeed 3015):

Abmessungen:

L = 13400 mm; B = 5300 mm; H = 2150 mm

Schneidbereich:

x = 3048 mm; y = 1524 mm; z = 100 mm

Geschwindigkeit  $v_{\max} = 169 \text{ m/min}$

Achsbeschleunigung  $a_{\max} = 30 \text{ m/s}^2$

CO<sub>2</sub> Laserleistung 4400 W

Ans

**Bystronic**

Integriertes Messsystem:  
Messkopf TTL = 10 µm  
Auflösung  
Maßstabsgenauigkeit +/- 10 µm

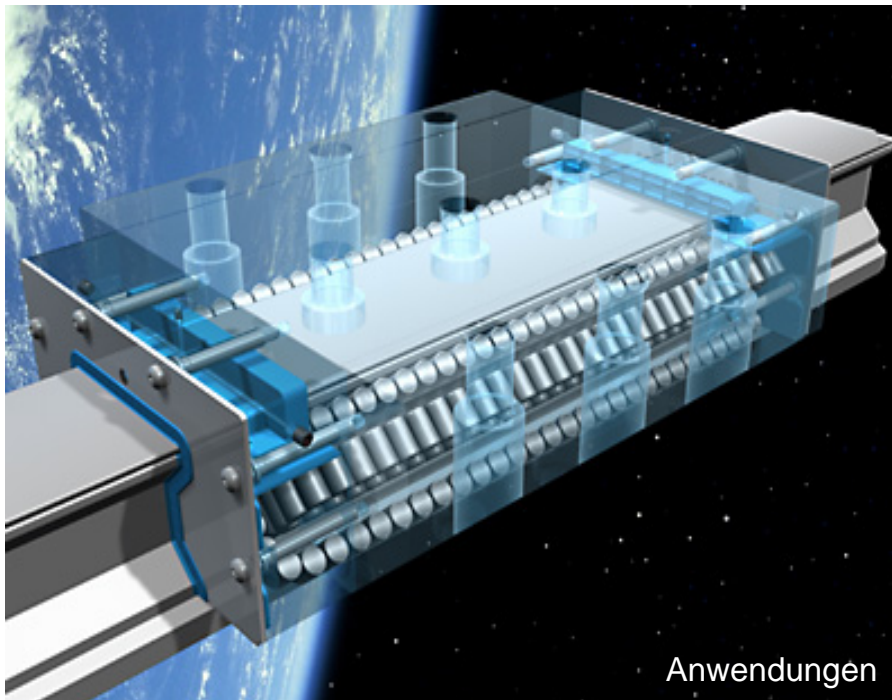


33

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

**Rexroth**  
Bosch Group

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen



Anwendungen

34

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

**Rexroth**  
Bosch Group

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen



41

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

**Rexroth**  
Bosch Group

## Entwicklungen der Linearführungssysteme für Werkzeugmaschinen



**Blieben Sie in Bewegung!**



**Herzlichen Dank!**



42

Ernst Albert / PJ-IMS | 03.09.2010 | Abteilung | © Bosch Rexroth AG 2010. Alle Rechte vorbehalten, auch bzgl. jeder Verfügung, Verwertung, Reproduktion, Bearbeitung, Weitergabe sowie für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen.

**Rexroth**  
Bosch Group

# **Führungen: Anforderungen und Realität**

Prof. Dr.-Ing. K. Wegener

Dr. sc. techn. S. Weikert

P. Maglie

Dr. sc. J. Mayr

M. Ess

inspire AG, Eidgenössische Technische Hochschule  
Zürich

# FÜHRUNGEN: ANFORDERUNGEN UND REALITÄT

Prof. Dr.-Ing. K. Wegener, Dr. sc. techn. S. Weikert, P. Maglie, Dr. sc. J. Mayr, M. Ess

## 1 Einleitung

Wälzfürungen sind aus der heutigen Konstruktion von Werkzeugmaschinen (WZM) nicht mehr wegzudenken. Sie dienen schlussendlich der Sperrung von Freiheitsgraden, die nicht durch geregelte Antriebe eingeschränkt werden.

Die Anforderungen an diese Elemente sind vielfältig:

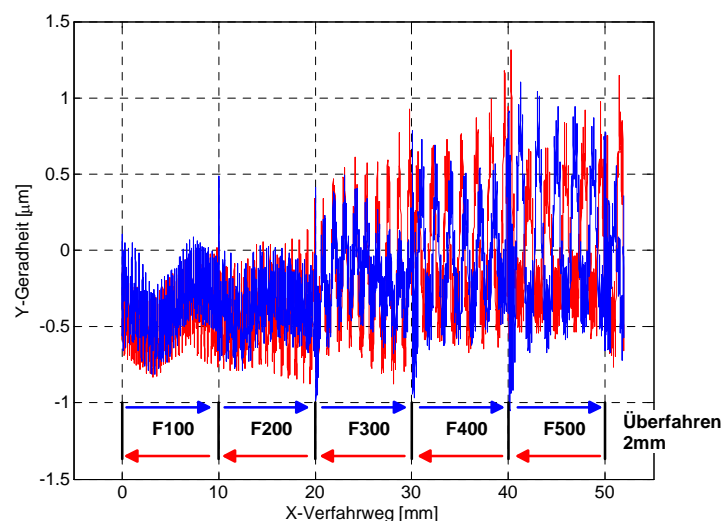
- Hohe Steifigkeit zur Aufnahme von statischen und vermehrt dynamischen Lasten;
- Hohe zulässige Geschwindigkeiten infolge zunehmender Anforderungen durch Fertigungsprozesse;
- Sehr hohe Genauigkeiten in Bezug auf Komponentenabweichungen, die direkt an der Werkstückoberfläche in Erscheinung treten;
- Absolute Linearität des Verhaltens und vollkommene Spielfreiheit.

In der Realität sieht man sich jedoch häufig mit einem anderen Bild konfrontiert:

- Experimentelle Modalanalysen offenbaren die Wälzführungseinheiten als mechanische Schwachstellen in Bezug auf Steifigkeit der WZM;
- Erwärmung der Führungsbereiche führt zu erheblichen thermischen Strukturdeformationen, wobei die Hauptspindeln und Antriebe noch größere Erwärmungsbeiträge liefern;
- Periodizitäten der Linearbewegungen erscheinen auf der Oberfläche der gefertigten Werkstücke. Auch die Bewegungskräfte bei Verfahrbewegungen zeigen deutlich Periodizitäten der verwendeten Wälzkörpergeometrien.

Nachfolgend soll auf die oben skizzierten Anforderungen und realen Eigenschaften in einer Darstellung von Betrachtung mechanischer und thermischer Eigenschaften eingegangen werden. In einem dritten Abschnitt wird die Nachbildung des Wälzkörperkontakts mit Hilfe der Elastohydrodynamik dargestellt. Die komplexen lokalen Vorgänge bei der Interaktion von Wälzkörper, Schmierfilm und Kontaktfläche sollen so beleuchtet werden.

In *Bild 1* ist das Ergebnis einer Kreuzgittermessung an einer Kugelgewindetrieb-Linearachse mit Wälzfürungen dargestellt: Abschnitte von je 10mm Länge werden mit bereichsweise unterschiedlichen Geschwindigkeiten vorwärts und rückwärts durchfahren. Deutlich ist das geschwindigkeits- und bewegungsrichtungsabhängige Verhalten zu erkennen.



*Bild 1: Kreuzgittermessung einer Pendelbewegung mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten.*

## 2 Betrachtung der Elastizität

Die Ergebnisse einer großen Anzahl von durchgeführten experimentellen Modalanalysen zeigen für den unteren und mittleren Frequenzbereich die Wälzführungseinheiten und die geregelten Antriebe als dominante Nachgiebigkeiten. Daher drängt sich die Berücksichtigung dieser Koppelstellen bei der Beurteilung von Maschinenkonzepten in der Frühphase der Konzeption auf.

Von zentraler Bedeutung sind allerdings tragfähige Parameter zur Charakterisierung der Wälzführungseinheiten, um diese in den FEM- oder Starrkörpermodellen in korrekter Weise berücksichtigen zu können. Als Quelle der Steifigkeitsparameter stehen üblicherweise primär Katalogangaben der Hersteller der Wälzführungseinheiten zur Verfügung. Diese Zahlenwerte sind in die entsprechenden Modelle zu überführen.

Für einen experimentellen Abgleich zwischen einer realen Führung und deren FE-Modellierung wurde bei der inspire AG der ETHZ im Rahmen einer Forschungsprojekts ein Prüfstand erstellt, der die Anordnung von Wälzfürungen in drei verschiedenen Größen auf drei parallelen Schienen in unterschiedlichen Konfigurationen erlaubt. Anhand des Prüfstands wurde das statische und dynamische Verhalten der Wälzführungseinheiten ermittelt und mit rechnerischen Werten abgeglichen. (Bild 2) Die beste Übereinstimmung konnte für eine Modellierung mittels Vernetzungs-Spinne (CERIG) über die gesamte Länge des Führungswagens gefunden werden.

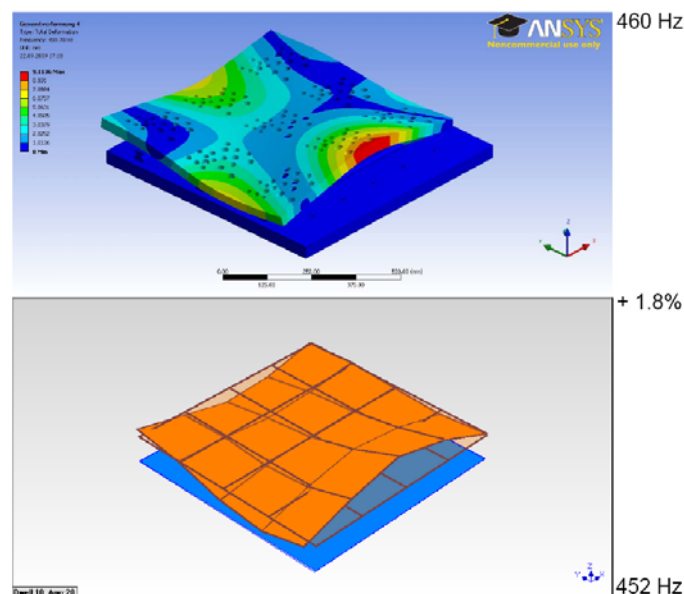


Bild 2: Berechnete (oben) und gemessene (unten) Eigenform am Führungsprüfstand

Die am Prüfstand abgeglichene Modellierung kann in der Folge auf die Modellierung der Gesamtmaschinen angewendet werden. In ANSYS werden die Wälzführungseinheiten als entsprechende Flächen definiert, denen jeweils eine Vernetzungsspinne und eine mehrdimensionale Steifigkeit in einem lokalen Koordinatensystem zugeordnet werden. Für die Ableitung reduzierter Strukturmodelle [1], etwa für Untersuchungen im Zeitbereich, sind diese Koppelstellendefinitionen ebenfalls erforderlich.

Um die Koppelstellendefinitionen im FE-Modell zur Bildung von Starrkörpermodellen direkt weiterverwenden zu können, wurde im Rahmen des oben bereits erwähnten Forschungsprojekts eine sog. Passerelle (Bild 3) entwickelt, mit Hilfe derer aus FE-Modellen die Trägheitsinformationen der beteiligten Körper, deren äußere Gestalt zur Visualisierung und die Koppelstellendefinitionen zum Aufbau von Starrkörpermodellen verwendet werden.



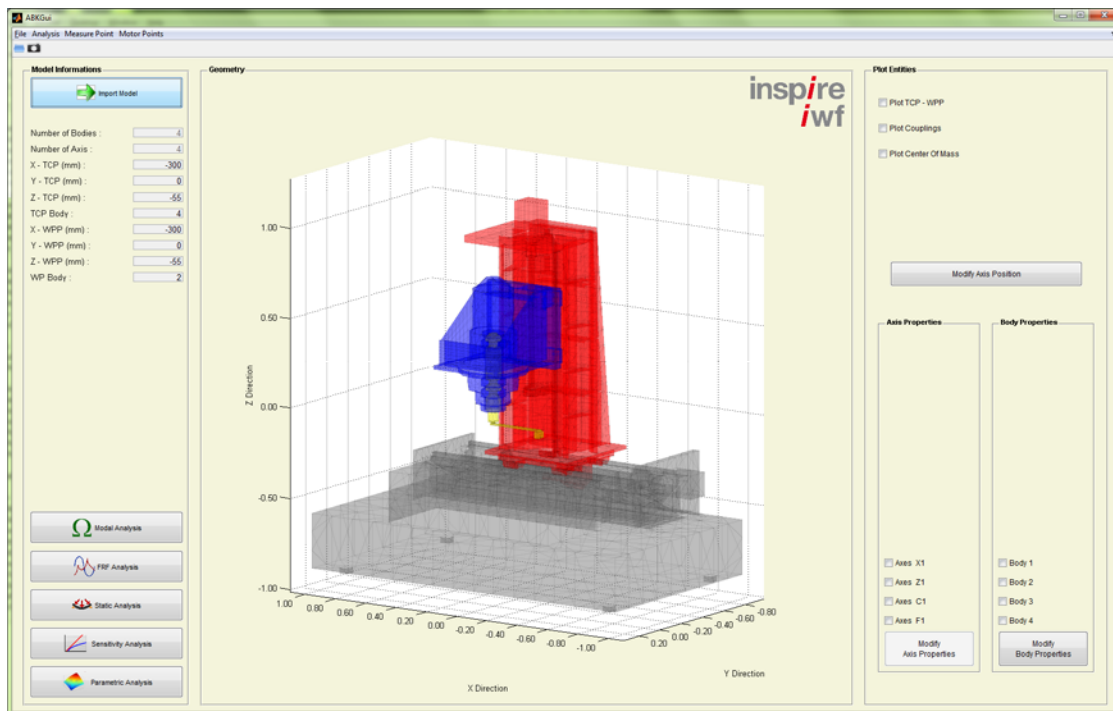


Bild 3: Darstellung des Starrkörpermodells in der „Passerelle“

Mit den so gebildeten Starrkörpermodellen lassen sich vielfältige werkzeugmaschinenspezifische Analysen durchführen: Modalanalysen, Berechnung statischer Verlagerungen und Bestimmung von Koppelstellenbelastungen bei unterschiedlichen Lastfällen, Übertragungsfrequenzgänge, Sensitivitätsanalysen und parametrische Analysen. Derartige Untersuchungen tragen zur Verbesserung des Verständnisses des räumlichen, mehrdimensionalen Verhaltens von WZM bei.

### 3 Betrachtung der Thermik

Bei der Betrachtung der Auswirkungen der Führungen auf das thermische Verhalten der WZM steht die durch Reibung eingetragene Wärme im Vordergrund. Analog zur Erwärmung von Kugelgewindetrrieben wird auch in den Wälzführungseinheiten durch Scherung des Schmierfilms Wärme erzeugt. Für eine Simulation des Gesamtverhaltens eines Führungssystems resp. der Gesamtmaschine ist von Interesse, welcher Anteil der Wärme in welche der Wälzpartner eingetragen wird. Zu berücksichtigen ist zudem, welche Bereiche der Spindel/ der Führungsschiene bei den betrachteten Pendelbewegungen überstrichen werden.

Betrachtet man die Größen der relevanten thermischen Gleichungen, so sind die Schmierfilmdicke, die vorliegenden Querschnitte der Kontaktbereiche und die Wärmeleitfähigkeit des Schmiermittels wesentlich für die Berechnung der thermischen Widerstände. Im Experiment zeigt sich für den Kugelgewindetrrieb, daß ca. 80% der gesamthaft erzeugten Wärme in die Spindel und folglich nur 20% in die Mutter fließen. Dieses Verhältnis lässt sich jedoch durch die Anbringung einer mütterseitigen Kühlung deutlich beeinflussen.

Die Erfassung der Auswirkung derartiger Vorgänge wird messtechnisch in der ISO 230-3 [3] detailliert durchgeführt. Daher ist es sinnvoll, auch bei der simulativen Untersuchung dieser Vorgänge auf die in der ISO 230-3 enthaltenen Lastfälle zurückzugreifen.

Für die Simulation des Erwärmungsverhaltens von Profilschienenführungen sind neben der zeitlichen Verteilung des Wärmeeintrags auch die in den Zeitabschnitten wirksamen Belastungen zu berücksichtigen. Betrachtet man die Bewegungsphasen der Pendelbewegung einer Linearachse näher, so stellt man fest, daß die Zeitanteile der Beschleunigungsphasen, in denen zusätzlich Trägheitslasten auf den Führungen abgesetzt werden müssen, typischerweise sehr klein sind. Für die Simulation des thermischen Verhaltens bei Pendelbewegungen hat es sich bewährt, den

Wärmeeintrag in ein Element als zeitlichen Mittelwert des spezifisch ermittelten Eintrags vorzugeben. Dies ist zulässig, da die thermischen Zeitkonstanten Größenordnungen über den Intervallauern der Wärmeeinträge während einer Pendelbewegung liegen.

Die Verluste im Element einer Profilschienenführung werden mit der nachstehenden Formel berechnet. Sie setzen sich aus Verlustleistungen beim Beschleunigen  $P_{\text{Beschl}}$  und Verlustleistungen beim Verfahren mit konstanter Geschwindigkeit  $P_{\text{vkonst}}$  zusammen. Diese werden entsprechend ihrem Längenanteil berücksichtigt. Der Wärmeeintrag in das Element wirkt generell nur, wenn das Element der Profilschienenführung vom Führungswagen überfahren wird. Dies wird über den Zeitanteil  $t_{\text{Ele}}$  zur Zykluszeit  $t_{\text{Zyklus}}$  berücksichtigt. Für den gemittelten Wärmeeintrag in ein Element der Führungsschiene folgt somit:

$$P_{\text{Ele}} = \left( \frac{P_{\text{Beschl}} \cdot l_{\text{Beschl}} + P_{\text{konst}} \cdot (l_{\text{Ele}} - l_{\text{Beschl}})}{l_{\text{Ele}}} \right) \cdot \frac{t_{\text{Ele}}}{t_{\text{Zyklus}}}$$

Für die restliche Zeit, in der das Element nicht mit dem Wagen in Berührung steht, wirkt die freie Konvektion. Deren Wert wird entsprechend des zeitlichen Anteils der Nichtüberdeckung im betrachteten Simulationszyklus angepasst. Es resultiert folgender Mittelwert der Konvektion:

$$\alpha_{\text{Ele}} = \frac{t_{\text{Zyklus}} - t_{\text{Ele}}}{t_{\text{Zyklus}}} \cdot \alpha$$

## 4 Elastohydrodynamik

Betrachtet man die lokalen Vorgänge im Wälzkontakt, so bietet die Elastohydrodynamik die Möglichkeit diese Gegebenheiten abzubilden [4] + [5]. Schon in der Vergangenheit sind hierzu eine Reihe von Untersuchungen durchgeführt worden. Das Ziel dieser Untersuchungen lag darin, die Interaktion von Wälzpartnern und dem Schmierfilm unter Berücksichtigung der Belastung und der Wälzgeschwindigkeit zu beschreiben. Insbesondere interessiert die Schmierfilmdicke in Abhängigkeit von der Last, der Geschwindigkeit und der verwendeten Materialien. Als Endergebnis wurden die resultierende Reibungskraft und der im Betrieb resultierende Wärmeeintrag gesucht. In den veröffentlichten Modellen treten die Gestalt der Kontaktflächen, die Wärmeleitfähigkeit und Viskosität des Öls im Spalt in Erscheinung.

Bild 4 zeigt exemplarisch die resultierende Druckverteilung im Schmier-spalt eines Wälzkörpers (Rolle). Auffällig ist die Druckspitze am Ende der Kontaktfläche, die auch als Petrusevich-Spitze bezeichnet wird. Für nähere Erläuterungen zum Thema Elastohydrodynamik sei auf die Literaturstellen [6] – 10 verwiesen.

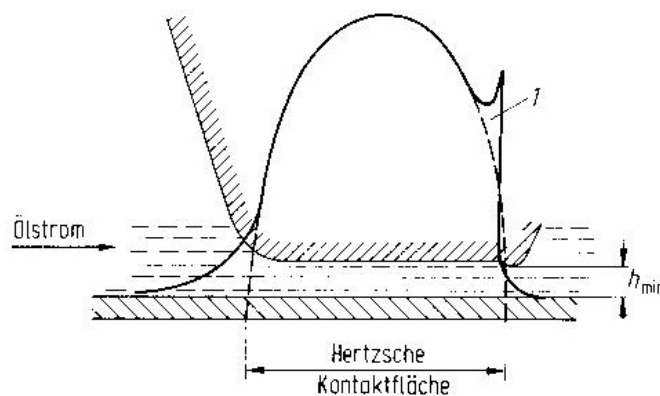


Bild 4: Druckverteilung im elastohydrodynamischen Kontakt; 1: Hertzische Druckverteilung [6]

## 5 Zusammenfassung

Die mechanischen und thermischen Eigenheiten von Wälzführungen werden, unter Hinweis auf die Elastohydrodynamik übersichtsmässig dargestellt und diskutiert. Den, an sie gestellten Anforderungen sind die Wälzführungen bei korrekter Auswahl gewachsenen, die realen mechanischen Eigenschaften sind jedoch in Ausnahmefällen vertieft zu betrachten.

## 6 Literatur

- [1] Maglie, P.; Carbini, R.; Weikert, S.; Wegener, K.:  
Efficient mechatronic evaluation of machine tool designs using model reduction. Proceedings of the 12th Mechatronic Forum, Biennial International Conference, Book 1 of 2, pages 285-292, 2010.
- [2] Maglie, P.; Carbini, R.; Weikert, S.; Wegener, K.:  
Efficient evaluation of machine concepts under hysteresis and inertia influence. Proceedings of the 10th Euspen International Conference, Book 1 of 2, pages 487-490, 2010.
- [3] ISO 230-3: test code for machine tools – Part 3: determination of thermal effects, 2001
- [4] Hamrock, B. J.; Schmid, S. R.; Jacobson, B. O.:  
Fundamentals of Fluid Film Lubrication; 2nd Ed.; 2004; Marcel Dekker Inc....
- [5] Hamrock, B. J.; Schmid, S. R.; Jacobson, B. O.:  
Fundamentals of Machine Elements; 2nd Ed.; 2006; Mc Graw Hill...
- [6] Beitz, W.; Grote, K.-H.:  
Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau; 19te Auflage, 1997; Springer
- [7] Leeuwen, H. J.; Schouten, M.J.W:  
Die Elastohydrodynamik: Geschichte und Neuentwicklungen; VDI-Berichte Nr. 1207, 1995; VDI-Verlag
- [8] Hamrock, B. J.; Dowson, D.:  
Ball Bearing Lubrication – The Elastohydrodynamic of Elliptical Contacts; 1981, Wiley-Interscience
- [9] Dowson, D.; Higginson, G. R.:  
Elasto-hydrodynamic Lubrication; 1966; Ixford: Pergamon Press
- [10] Gothar, R.:  
Elastohydrodynamics; 1988; Ellis Horwood Limited

# Führungen: Anforderungen und Realität

15. Dresdner Werkzeugmaschinen-Fachseminar  
„Profilschienenführungen in Werkzeugmaschinen“  
30.09./ 1.10.2010

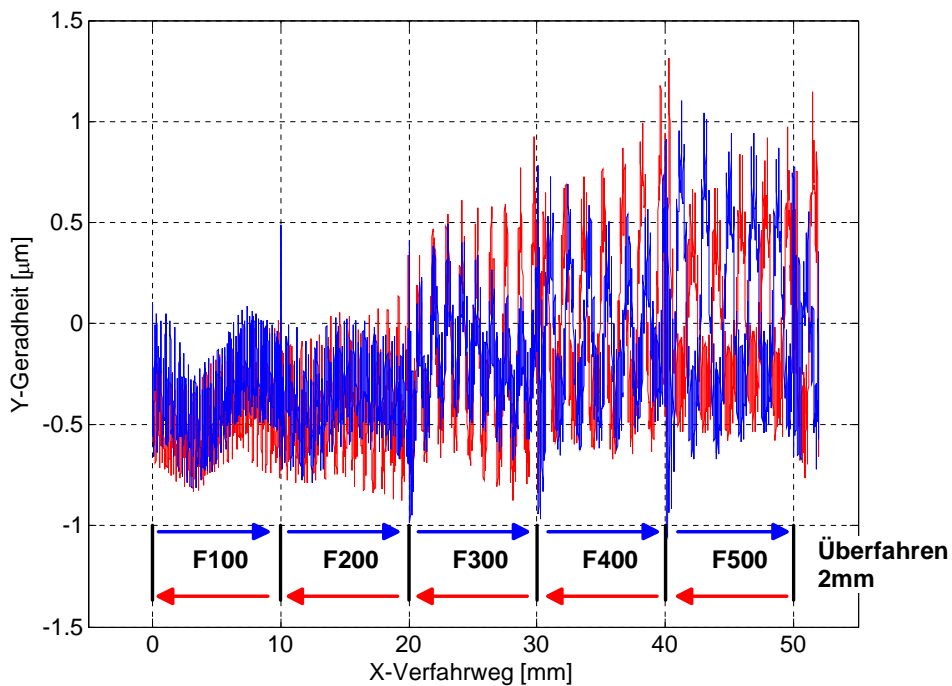
## Übersicht

Anforderungen an Wälzführungseinheiten  
Betrachtung der Elastizität  
Betrachtung der Thermik  
Elastohydrodynamik  
Zusammenfassung

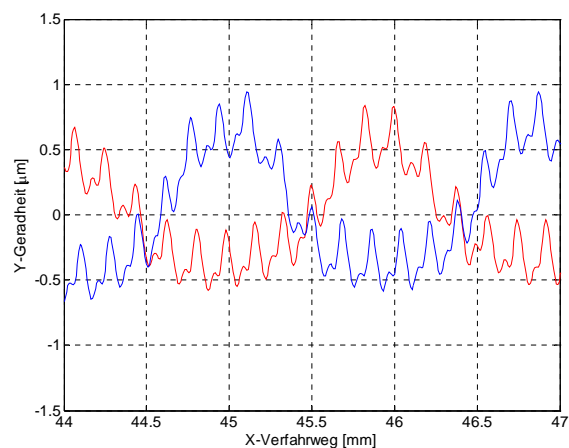
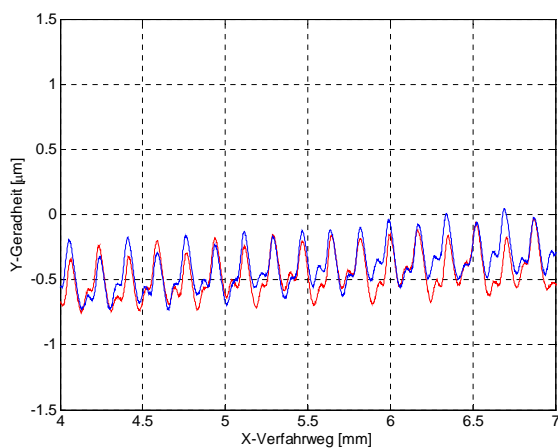
- Hohe Steifigkeit zur Aufnahme von statischen und vermehrt dynamischen Lasten
  - Hohe mögliche Geschwindigkeiten infolge zunehmender Anforderungen durch Fertigungsprozesse
  - Sehr hohe Genauigkeiten in Bezug auf Komponentenabweichungen, die direkt an der Werkstückoberfläche, wenn oft auch nur optisch, in Erscheinung treten
  - Absolute Linearität des Verhaltens und vollkommene Spielfreiheit
- ➔ Detaillierte Kenntnisse über das Verhalten der eingesetzten Komponenten vorab für Auslegung + Simulation unabdingbar

## Realität der Anwendung von Wälzführungseinheiten

- Experimentelle Modalanalysen offenbaren die Wälzführungseinheiten als mechanische Schwachstellen der WZM;
- Erwärmung der Führungsbereiche führt zu erheblichen thermischen Strukturdeformationen, wobei die Hauptspindeln und Antriebe noch größere Erwärmungsbeiträge liefern;
- Periodizitäten der Linearbewegungen erscheinen auf der Oberfläche der gefertigten Werkstücke. Auch die Bewegungskräfte bei Verfahrbewegungen zeigen deutlich Periodizitäten der verwendeten Wälzkörpergeometrien.



## Messung: Detail bei F100 und F500mm/min



Vergleich der Bewegungen bei F100 und F500

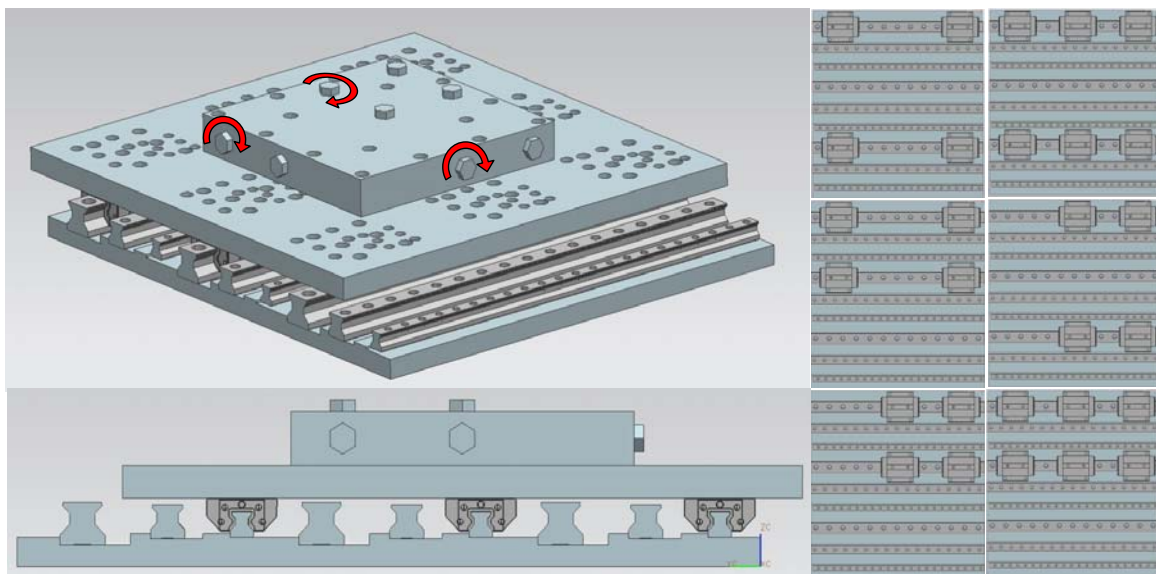
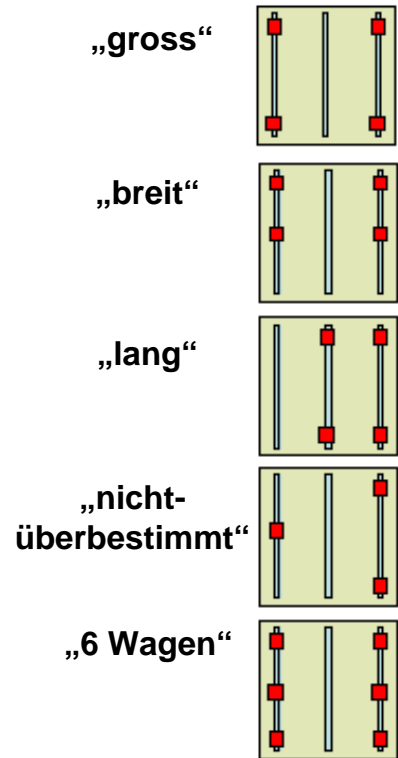
positive und negative Verfahrbewegung

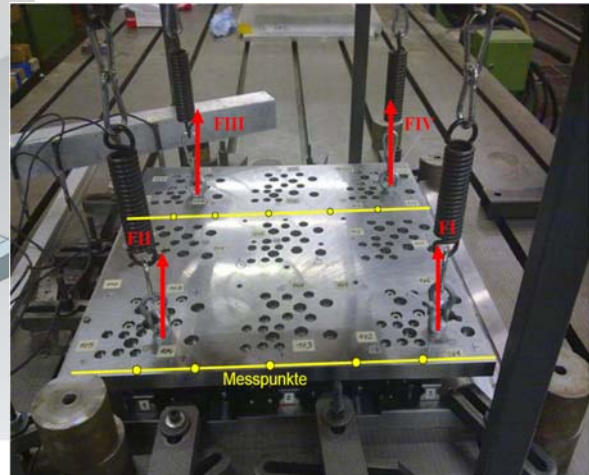
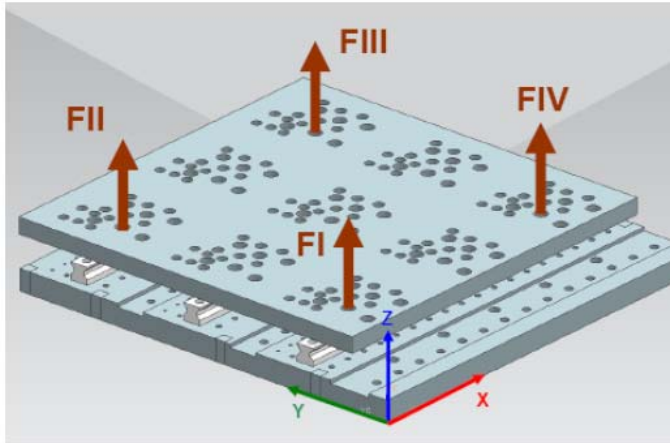
→ Periodizität (17 auf 3mm) bleibt unverändert

→ Laterale Hysterese nimmt deutlich zu

→ kurzweilige Amplituden ca.  $0.5\mu\text{m}$  → an Oberfläche sichtbar

- Aufbau
  - 3 Schienen
  - Wagengrösse: 25, 35, 45
  - Rolle und Kugel als Wälzkörper
  - Variation der Anordnung: breite  $\leftrightarrow$  lange Konfiguration
- Messungen:
  - Statische Steifigkeiten
  - Dynamische Steifigkeiten
    - ➔ Eigenformen, -frequenzen
- ➔ Abgleich mit FE-Modellen:
  - Verifikation der Modellierung
  - Beurteilung der Varianz durch Modellierungsparameter

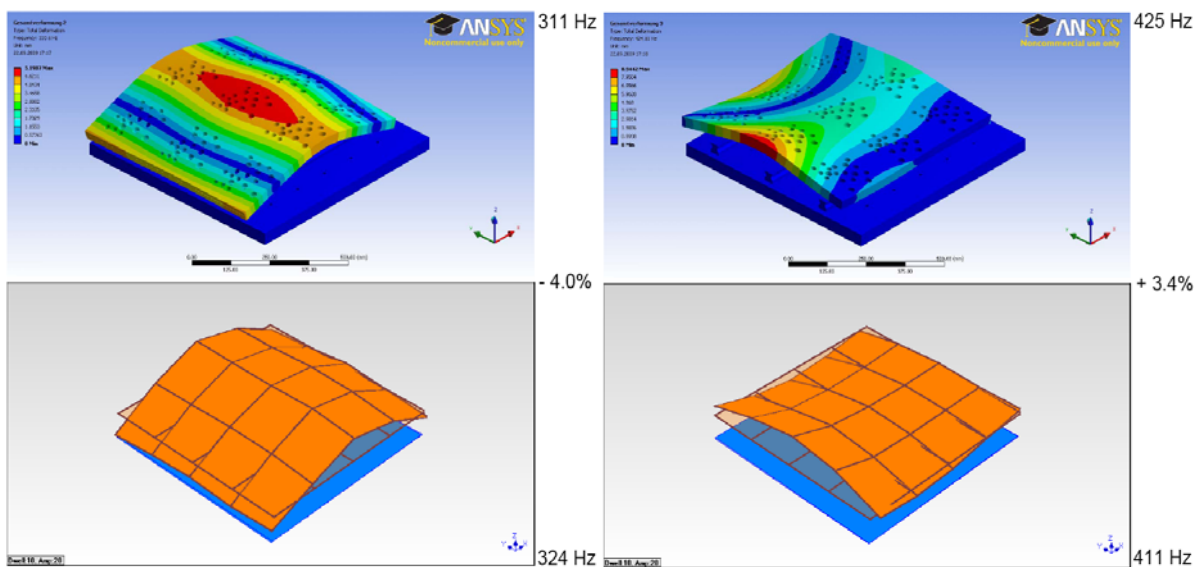




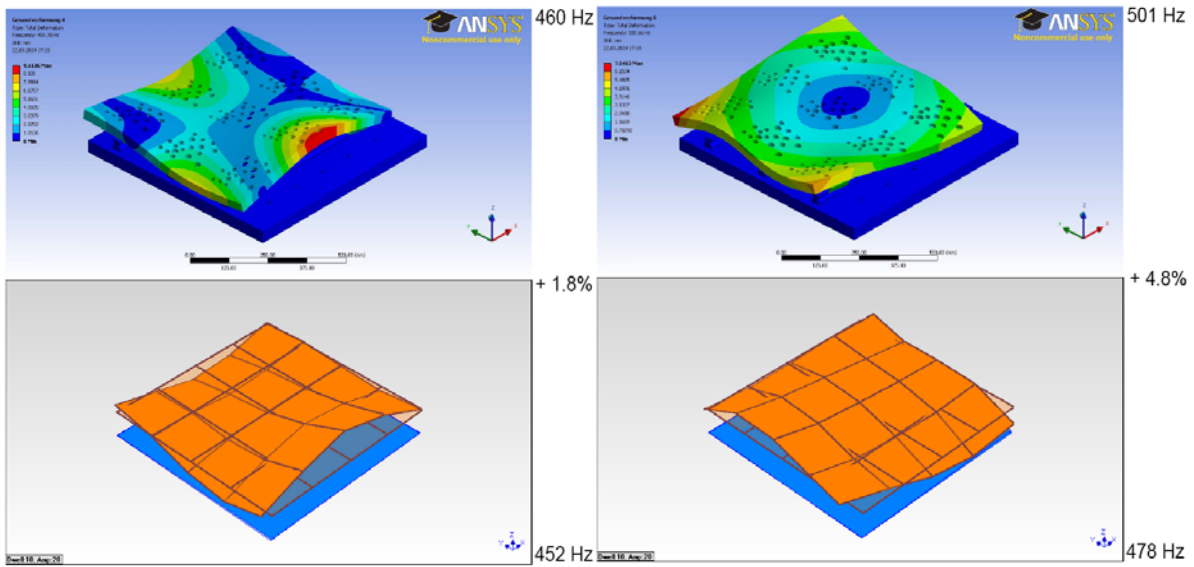
Vier Lastfälle (je 2000N vertikal)

→ Vergleich der lokalen vertikalen Relativverlagerung zwischen Ober- und Unterplatte mit den Verlagerungen aus FE-Modell

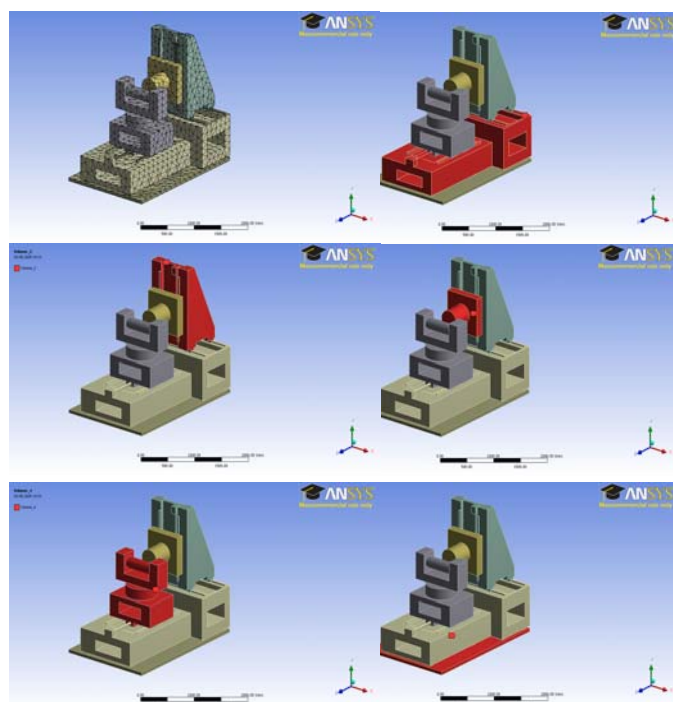
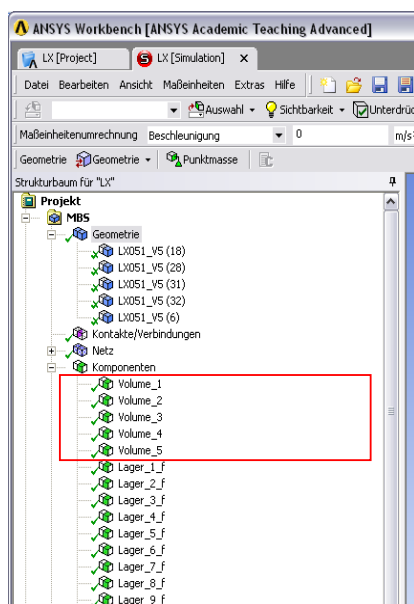
# Modalanalysen: Mode 1 + 2

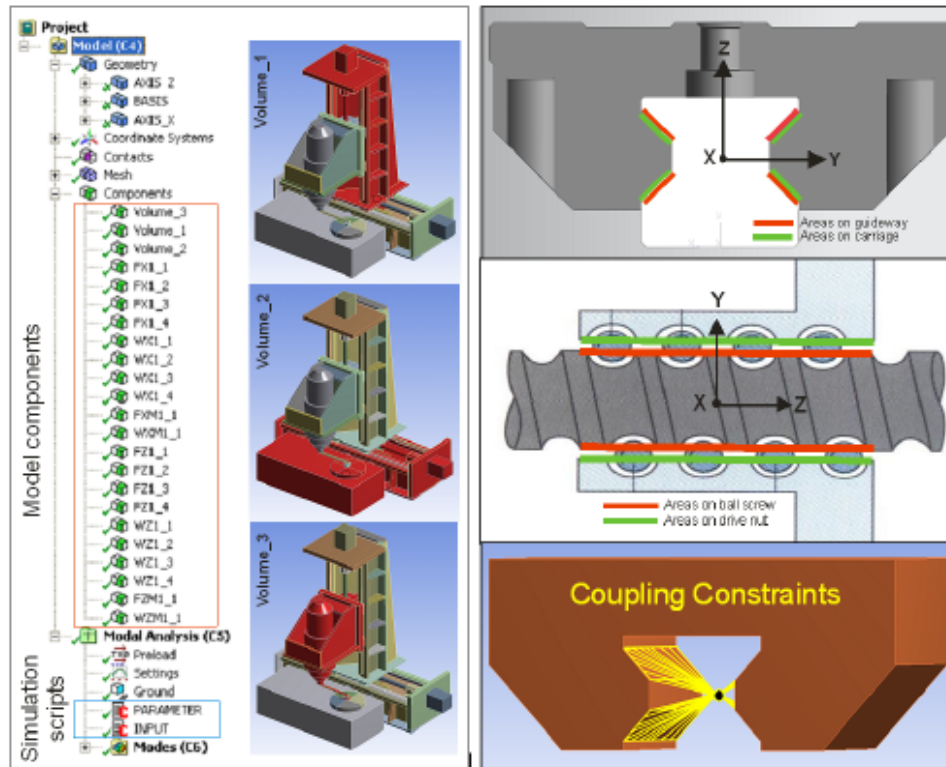




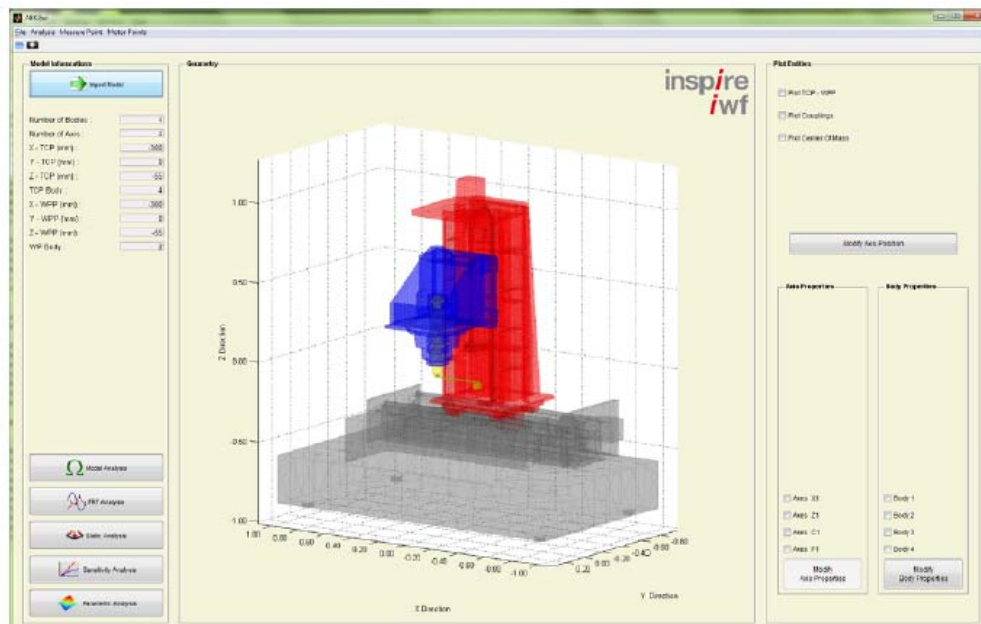


# Definition der Achskörper

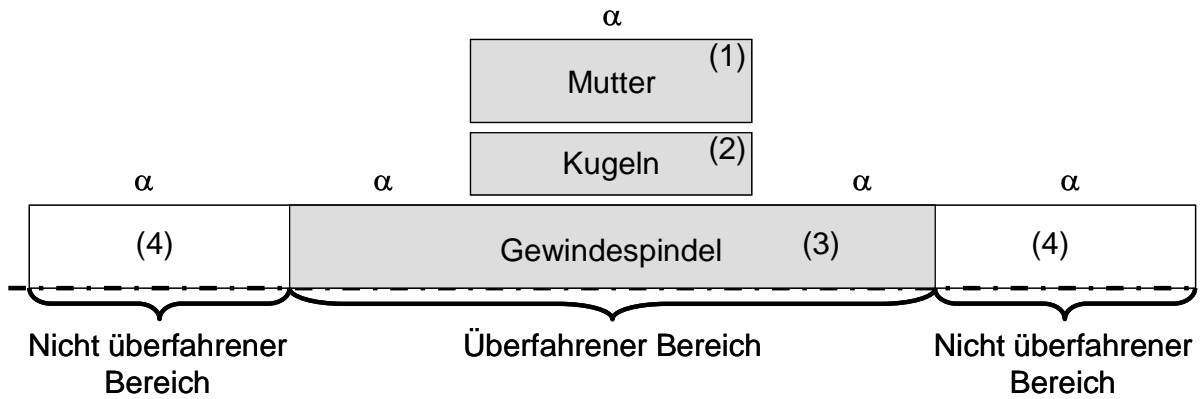




## „Passerelle“ ANSYS → Starrkörperumgebung

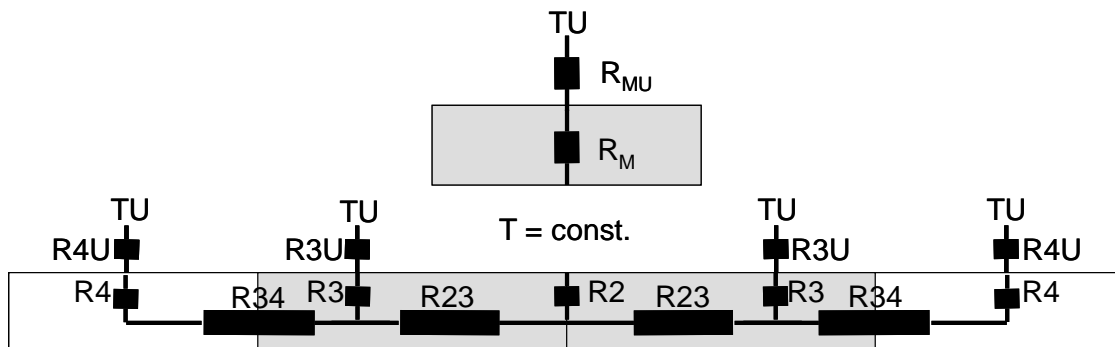


- ➔ Modalanalysen, Übertragungsfrequenzgänge
- ➔ Berechnung statischer Verlagerungen
- ➔ Bestimmung von Koppelstellenbelastungen
- ➔ Sensitivitätsanalysen und parametrische Analysen.

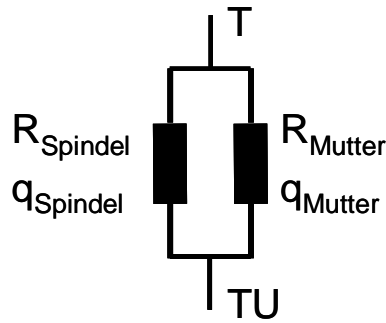


- Modell: Kugelgewindetrieb (KGT)
  - Spindel: überfahrener und nicht überfahrener Bereich bei Pendelbewegung
  - Kugeln, kleine Masse
  - Mutter
- Behandlung von Wälzführungen erfolgt analog

## Modell KGT II



- Thermisches Ersatzmodell KGT
- Wärmeaustausch zwischen Mutter und Spindel?
  - $R_M$ : Wärmedurchgangswiderstand der Mutter
  - $R_{MU}$ : Wärmeübergangswiderstand von Mutter zur Luft



- Ersatzelement für KGT (einfachste Form)
- Annahme: Kugeln erreichen aufgrund ihrer geringen Masse sehr schnell die Endtemperatur
- Statischer Zustand; Wärmefluss durch Spindel und Mutter

$$q_{Mutter} = \frac{TU - T}{R_{Mutter}}; \quad q_{Spindel} = \frac{TU - T}{R_{Spindel}}$$

## Wärmeeinträge PSF

- Verluste im Element einer Profilschienenführung werden mit der nachstehenden Formel berechnet:
  - Verlustleistungen beim Beschleunigen  $P_{Beschl}$
  - Verlustleistungen bei konstanter Geschwindigkeit  $P_{konst}$
  - Zeitanteil  $t_{Ele}$  zur Zykluszeit  $t_{Zyklus}$  berücksichtigt. (zweiter Term)

$$P_{Ele} = \left( \frac{P_{Beschl} \cdot l_{Beschl} + P_{konst} \cdot (l_{Ele} - l_{Beschl})}{l_{Ele}} \right) \cdot \frac{t_{Ele}}{t_{Zyklus}}$$

- Zeitabhängige Korrektur des Konvektionskoeffizienten

$$\alpha_{Ele} = \frac{t_{Zyklus} - t_{Ele}}{t_{Zyklus}} \cdot \alpha$$

## ■ Verlustleistung in der Profilschienenführung

$f_{\text{Führung}}$ : Gesamte kumulierte Kraft aus zusätzlichen Verlusten  
wie z.B. Dichtlippenreibung

$m_{\text{Schlitten}}$ : Masse des Schlittens

$\mu_{\text{Führung}}$ : Reibkoeffizient

$g$ : Gewichtskraft

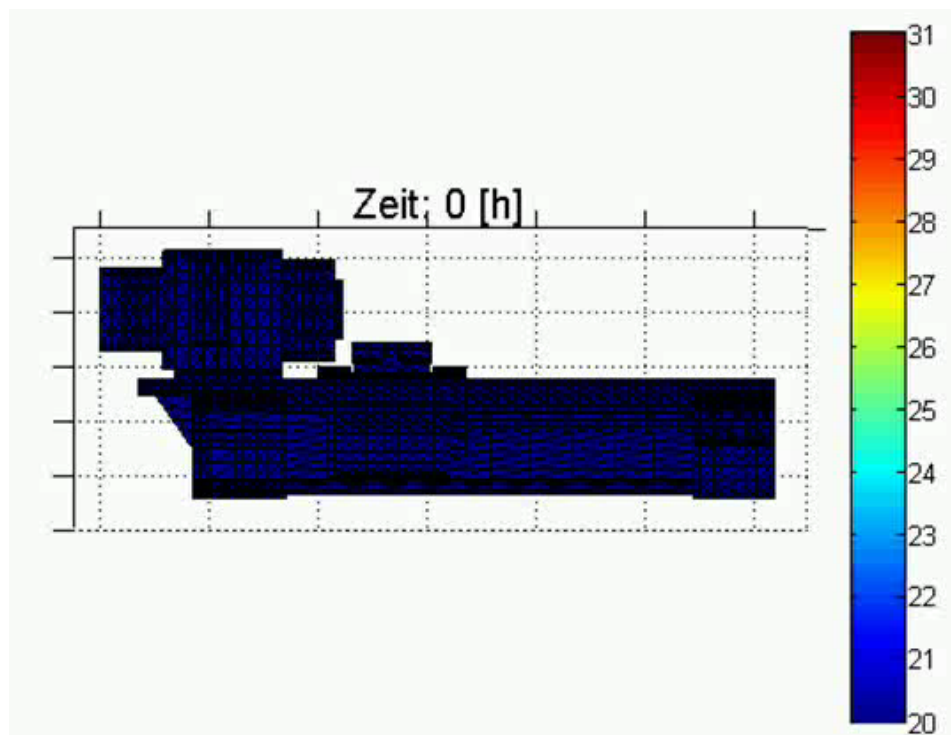
$v_{\text{Schlitten}}$ : Vorschubgeschwindigkeit

$\xi_{\text{Führung}}$ : Verteilfaktor des Wärmeeintrages

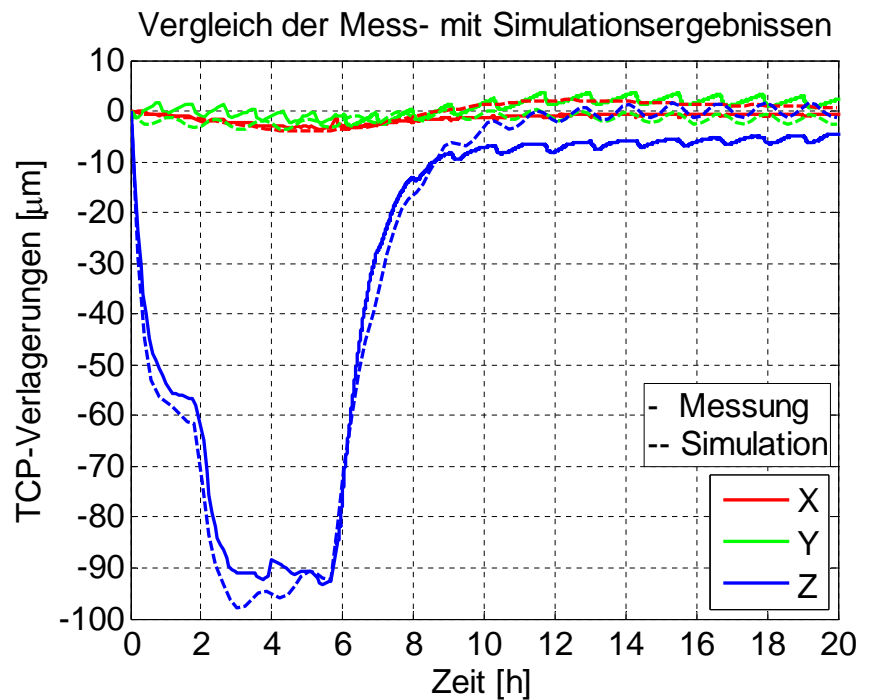
$$F_{\text{Führung}} = \mu_{\text{Führung}} \cdot m_{\text{Schlitten}} \cdot g + 4 \cdot f_{\text{Führung}}$$

$$P_{\text{Führung}} = \frac{\xi_{\text{Führung}} \cdot F_{\text{Führung}} \cdot v_{\text{Schlitten}}}{2}$$

## Simulationsergebnis Z-Pendeln



- Gute Übereinstimmung
- Verhalten der Temperaturregelung des Kühlmittels
- ➔ Basis für Evaluation von Varianten ist gegeben



- Modell mit Berücksichtigung des Schmierfilms
  - Theorie: Elastohydrodynamische Schmierung
  - Berechnung der Schmierfilmdicke in Abhängigkeit der Last, Geschwindigkeit und Materialien
- Probleme
  - Benötigt viele Kenngrößen
  - Geringe Geschwindigkeit → kein ausreichender Schmierfilm
  - Teilschmierung schwer zu modellieren
  - Annahmen zulässig → Kaltverschweissen im Stillstand

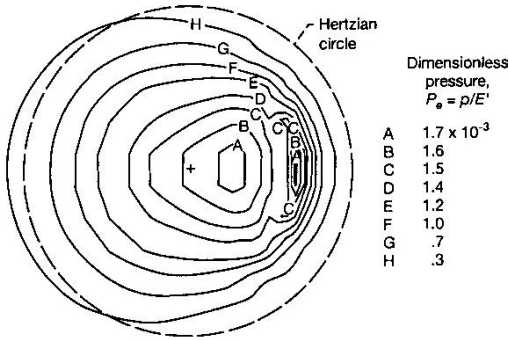


Figure 19.3: Contour plot of dimensionless pressure with ellipticity parameter  $k = 1.25$  and dimensionless speed, load, and materials parameters held fixed at  $U = 0.168 \times 10^{-11}$ ,  $W = 0.111 \times 10^{-6}$ , and  $G = 4522$ . [From Hamrock and Dowson (1977a).]

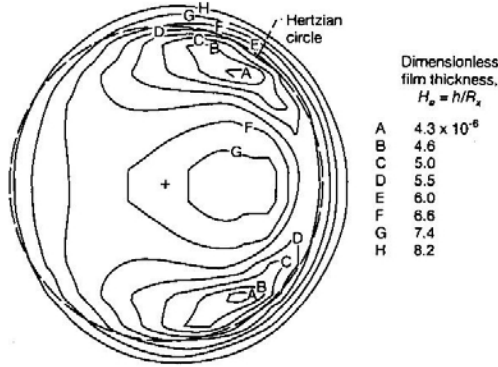
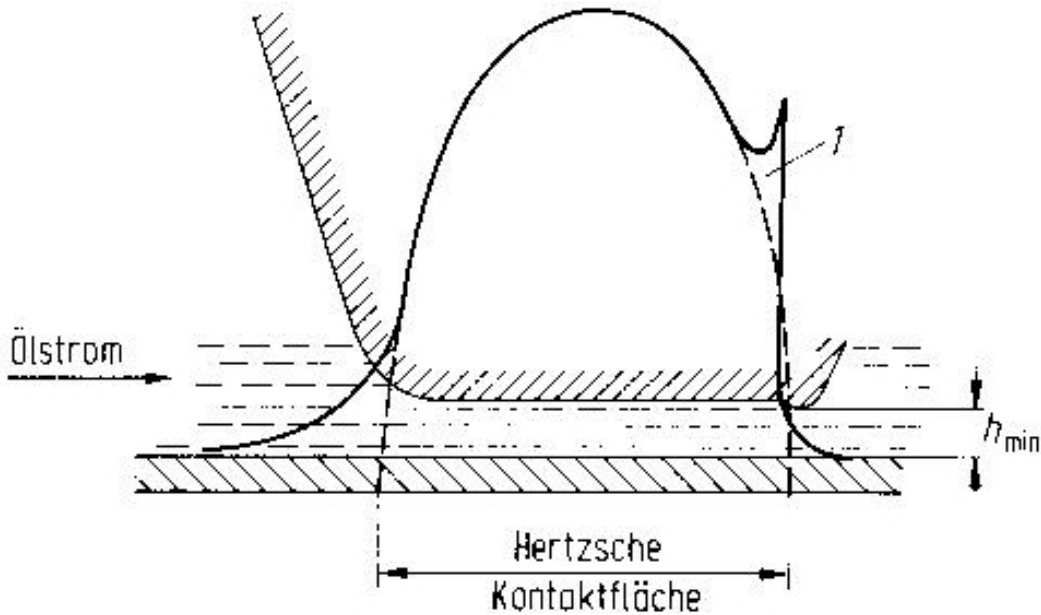


Figure 19.4: Contour plot of dimensionless film thickness with ellipticity parameter  $k = 1.25$  and dimensionless speed, load, and materials parameters held fixed at  $U = 0.168 \times 10^{-11}$ ,  $W = 0.111 \times 10^{-6}$ , and  $G = 4522$ . [From Hamrock and Dowson (1977a).]



**Bild 4.** Druckverteilung in einem elastohydrodynamischen (EHD-) Kontakt. / Hertzische Druckverteilung  
Quelle: Dubbel

- Die mechanischen und thermischen Eigenheiten von Wälzführungen werden, unter Hinweis auf die Elastohydrodynamik übersichtsmässig dargestellt und diskutiert.
- Bei korrekter Auswahl sind die Wälzführungen den an Sie gestellten Anforderungen gewachsen
- Die realen mechanischen + thermischen Eigenschaften sind jedoch in Ausnahmefällen vertieft zu betrachten.  
→ Simulation ist unabdingbar.

**Vielen Dank für Ihre  
Aufmerksamkeit !**





# **Modellierung des Wälzkörperumlaufs von Profilschienenführungen**

Prof. Dr.-Ing. habil. K. Großmann  
Dr. rer. nat. H. Weishart

Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik  
TU Dresden

# MODELLIERUNG DES WÄLZKÖRPERUMLAUFES BEI KUGELSCHIENENFÜHRUNGEN

(14 pt, fett, zentriert)

H. Weishart und K. Großmann

## 1 Introduction

Profilschielenführungen (PSF) sind Linearführungen, welche eine spielfreie Linearbewegung durch Abwälzen von gegeneinander verspannten Wälzkörperreihen auf den Laufbahnen des Wagens und der Profilschiene verwirklichen. Sie stellen bei industriell eingesetzten Führungssystemen zur Realisierung linearer Bewegungen mit hohem Genauigkeitsanspruch den überwiegenden Anteil. PSF sollen eine exakte Linearbewegung bei möglichst geringer Reibung und großen Betriebsgeschwindigkeiten und Beschleunigungen sicherstellen. Da PSF in der Regel Kernfunktionen in Anlagen übernehmen, wirkt sich die Verbesserung der Eigenschaften von PSF meist auch günstig auf die Eigenschaften der Gesamtanlage aus. Eine ständige Weiterentwicklung dieser Komponenten, insbesondere im Zusammenhang mit den Leistungssteigerungen der Antriebssysteme, ist daher von großer Bedeutung.

Bei PSF mit Stahlkugeln werden heute Verfahrgeschwindigkeiten bis 5 m/s zugelassen. Bei höheren Geschwindigkeiten bis 10 m/s werden PSF mit Keramikwälzkörpern eingesetzt. Keramikwälzkörper sind jedoch kostspieliger, so dass nach alternativen Lösungen gesucht werden muss, z. B. auch mit Stahlkörpern höhere zulässige Verfahrgeschwindigkeiten zu erreichen. Die Bewertung der Detailgestaltung von PSF erfolgt bisher häufig auf der Basis von statischen Ansätzen, experimentell gewonnenen Daten oder FEM-Untersuchungen. Da aber davon ausgegangen werden kann, dass mit höheren Geschwindigkeiten die dynamischen Effekte bei der Wälzkörperbelastung zunehmen, sind Vorgehensweisen nötig, die das dynamische Verhalten berücksichtigen. Derzeit fehlen jedoch geeignete Analysemethoden, mit denen die Auswirkungen verschiedener Gestaltungsvarianten auf die inneren, insbesondere dynamischen Vorgänge ermittelt und bewertet werden können. Experimentelle Analysemethoden sind hier aufgrund der Zugänglichkeit wesentlicher Größen nur sehr begrenzt anwendbar.

In dieser Publikation wird daher ein modellgestütztes Verfahren vorgestellt, das eine Quantifizierung der beim Betrieb innerhalb von PSF mit Kugelwälzkörpern (KPSF) ablaufenden Bewegungsvorgänge sowie der resultierenden Lastverteilungen erlaubt. Die mit diesem Modell berechneten Ergebnisse, welche die Funktionsfähigkeit des Modells nachweisen, demonstrieren die Anwendungspotentiale bei der Bewertung und zielgerichteten Entwicklung von KPSF-Gestaltungsvarianten.

## 2 Assembly of the Model

In diesem Artikel wird ausschließlich eine KPSF behandelt, deren schematische Darstellung Bild 1 zeigt. Die für die Abbildung der mathematischen und physikalischen Zusammenhänge von Geometrie, auftretenden Belastungen und Deformationen sowie Bewegungsabläufen erforderlichen Teilmodelle sind zum Einen die drei Einzelbestandteile der KPSF, nämlich Kugel, Wagen mit Umlaufkanal und Schiene, und zum Anderen die Beschreibung der Interaktionen dieser drei Bestandteile untereinander. Bild 2 veranschaulicht den Grundaufbau des Gesamtmodells. Äußere, am Wagen angreifende Lasten bleiben unberücksichtigt.

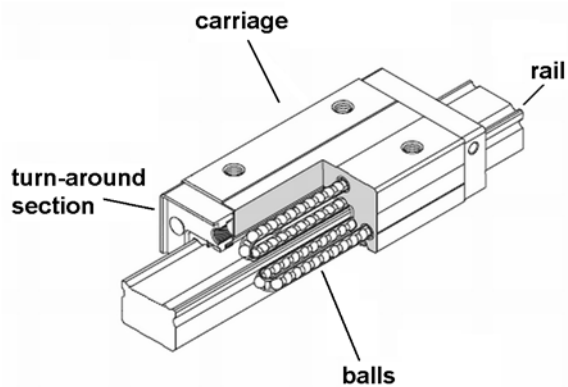


Figure 1: Ausführung einer 4-reihigen Kugel-PSF.

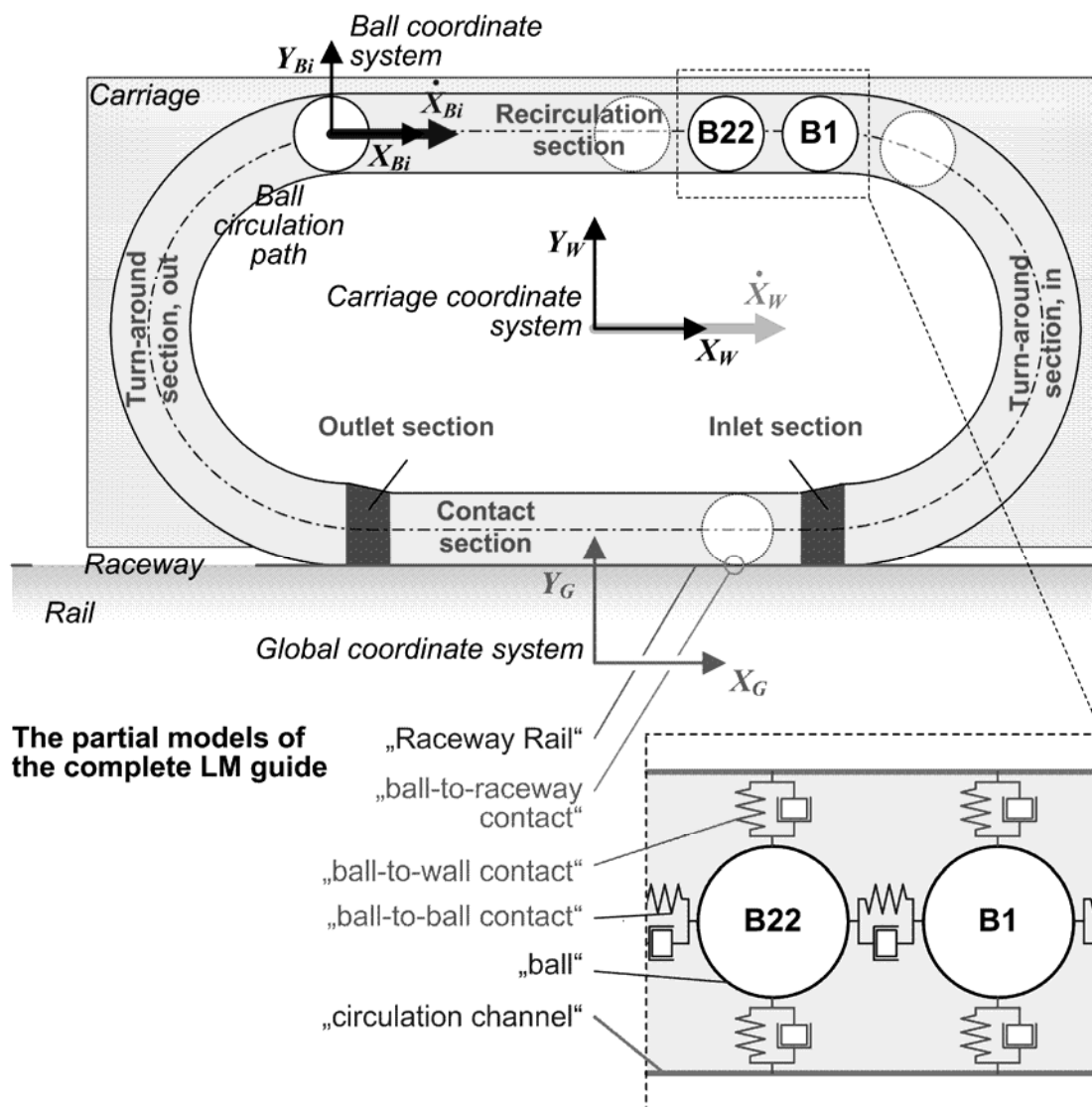


Figure 2: Grundaufbau des Modells zur KPSF.

Im konkreten Fall wurde ein Standard-Kugelwagen der Baugröße 25 mit Stahlkugeln und Vorspannungsklasse C1 modelliert. Als relevante Einflüsse werden berücksichtigt:

- Geometrie der Wälzkörper, der schienen- und wagenseitigen Laufbahn (hier speziell der Umlauf mit der Ein- und Auslaufzone)

- nichtlineare Steifigkeit der Wälzkörper und Laufbahnen sowie des Schmierfilms
- Trägheiten der Wälzkörper
- Vorgänge in der Kontaktzone zwischen Wälzkörper und Laufbahnen
- Vorgänge in der Kontaktzone zwischen den Wälzkörpern
- Vorspannung der Wälzkörper
- äußere Last in Verfahrrichtung des PSF-Wagens zur Dedizierung einer Wagengeschwindigkeit.

Die Gesetzmäßigkeiten, welche für die Bewegung dieser Komponenten im Realen maßgeblich sind, bilden die Grundlage bei der Berechnung der wirkenden Kräfte und Momente im Simulationsmodell. Vor der, in jedem Zeitschritt durchzuführenden, Berechnung der Lasten ist die Berechnung der Abstände der benachbarten Wälzkörper sowie zwischen Wälzkörper und den potenziell kontaktierbaren Konturen von Wagen und Schiene erforderlich. Bild 3 zeigt das logische Zusammenspiel der Teilmodelle in den wesentlichen Abarbeitungsteilschritten.

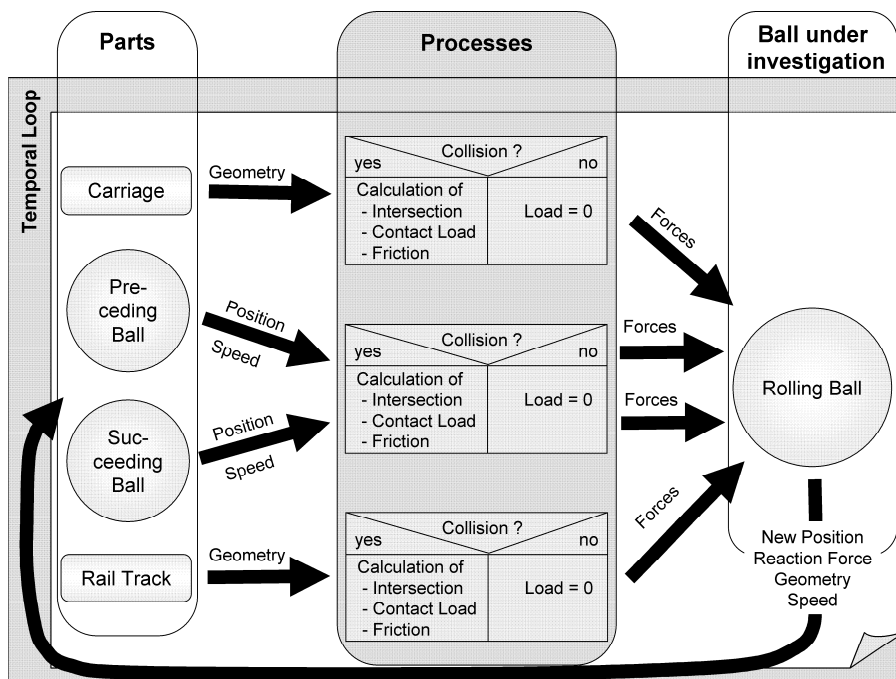


Figure 3: Übersicht zu den Teilmodellen und deren Größenaustausch.

Nachfolgend sollen die einzelnen Teilmodelle charakterisiert werden.

## 2.1. Trägheits-, Geometrie- und Kollisionsmodelle

### 2.1.1. „Kugel“

Jeder Wälzkörper wird als starrer Körper modelliert. Damit ist die Trägheitswirkung über den im Schwerpunkt der Kugel, welcher dem Ursprung des körpereigenen, lokalen Koordinatensystems entspricht, definierten Trägheitstensor berücksichtigt.

Die geometrische Gestalt des Kugelkörpers, welche für die Kollisionsprüfung in den Kontaktmodellen relevant ist, sowie das elastische Verhalten, welches für die Kontaktsteifigkeit und für die Kugelbelastung erforderlich ist, werden in den Kontaktmodellen berücksichtigt.

## 2.1.2. „Wagen mit Umlaufkanal“

Kollisions- und Überschneidungsberechnungen werden im Kontaktmodell durchgeführt. Dafür sind geeignete Geometriebeschreibungen der Umlaufkanal-Oberflächen (siehe Bild 2: lineare Bereiche innen und außen, Torus-Bereiche  $-X$  und  $+X$ , Einlauf- und Auslaufbereich) erforderlich. Die notwendigen Parameter können aus den Fertigungsunterlagen extrahiert werden.

Die Modellierung der Wagenbewegung erfolgt in Bezug auf das globale Koordinatensystem. Der Wagen ist als Starrkörper abgebildet. Die Steifigkeit des Wagens wird im Kontaktmodell berücksichtigt.

## 2.1.3. „Schiene mit Schienenlaufbahn“

Im Teilmodell ist die Laufbahngeometrie analytisch als Viertel-Röhre beschrieben. Die Schiene stellt mit dem globalen Koordinatensystem die Einspannung des Gesamtmodells dar und ist masselos. Die Steifigkeit der Schiene wird im Kontaktmodell berücksichtigt.

## 2.2. Kontaktmodelle

Die Kontaktmodelle arbeiten auf der Grundlage einer geometriebasierten Detektierung von Kollisionen und Berechnung von Durchdringungen. Die Durchdringungswege werden als Eingangsgrößen für die Berechnung der Belastungen benötigt, welche letztlich die Bewegungen der einzelnen Wälzkörper und somit des KPSF-Wagens auf der Schiene bewirken.

Prinzipiell kann die Oberfläche eines Wälzkörpers mit den Oberflächen der Laufbahnen von Schiene/Wagen oder der eines anderen Wälzkörpers kontaktieren. Obwohl damit im Allgemeinen eine 3-dimensionale Analyse erforderlich wird, kann bei dem vorliegenden Spezialfall der kugelförmigen Wälzkörper die Problematik auf eine 2-dimensionale Betrachtung vereinfacht werden.

### 2.2.1. „Kugel-Umlaufkanal- Kontakt“

Aus den Geschwindigkeitsanteilen normal zur Laufbahn werden Laufbahn- und Kugeldeformation sowie die Dämpfung berechnet. In tangentialer Richtung werden die Reibungszustände ermittelt. Die daraus resultierenden Lasten werden schließlich zur Berechnung der Beschleunigungsanteile verwendet.

Die Kontaktsteifigkeit senkrecht zur Laufbahn zwischen Wagen und Kugel resultiert aus der Reihenschaltung der Steifigkeiten der Kugel, des Schmierfilms und der Laufbahn.

Bei ungeschmierter KPSF ergibt sich der größte Verformungsanteil aufgrund des geringen Last übertragenden Querschnitts im Wälzkontakt. Die Höhe der dort wirkenden Kraft ist in Abhängigkeit von der Verformung für den ungeschmierten Punktkontakt mit der auf der Hertz'schen Theorie basierenden Gleichung (1) berechenbar [1].

$$Q = f(\delta_K) = \left( \frac{\delta_K \cdot 10^4}{2,79 \cdot H_B \cdot (\Sigma\rho)^{1/3}} \right)^{3/2} \quad (1)$$

mit

$H_B$  Hertz coefficient (may be found in tables, see e.g. [Fehler! Textmarke nicht definiert.]) (2)

$Q$  contact force inflicting on the rolling ball

$\delta_K$  deformation of ball at the point contact

$\Sigma\rho$  sum of curvature from all participating surfaces

Der Schmierfilmeinfluss auf die Kontaktsteifigkeit ist nicht vernachlässigbar und wird deshalb im Modell zum Belastungs-Verformungs-Zusammenhang berücksichtigt [2].

Zur Ermittlung der relevanten Belastungsgrößen im geschmierten Kontakt finden sich in der Literatur verschiedene Berechnungsverfahren [3 - 7]. Dabei zeigten sich in deren Anwendung deutliche Abweichungen (mehr als 300 %) in der berechneten EHD-Rollreibung im Einzelpunktkontakt. Um daraus entstehende Unsicherheiten zu vermeiden, wurden die Belastungsgrößen unter EHD-Bedingungen mittels aus Struktur- und Fluidanalyse gekoppelter Simulationen ermittelt. Auf dieser Basis wurden schließlich das benötigte Kennfeld für die interessierenden Geschwindigkeits- und Belastungsbereiche erstellt. Details hierzu finden sich in einer vorangegangenen Publikation [8]. Die Einbindung dieses Kennfelds in das Gesamtmodell der KPSF erfolgte über die mittels „curve fitting“ bestimmte, funktionale Gleichung (3).

$$F_{N,R} = c_K \cdot \left( \delta_K \cdot \left| 1 - 4,97408 \cdot \frac{\delta_K}{1mm} \cdot \left( \frac{v_{WK}}{1m/s} \right)^{\frac{1}{3}} \right| \right)^{\frac{3}{2}} \quad (3)$$

$F_{N,R}$	reset force due to the collision
$\delta_K$	deformation at the contact
$c_K$	constant of deformation
$v_{WK}$	velocity of the ball parallel to the raceway

Die Dicke des Schmierfilms zwischen Wälzkörper und Laufbahn, welche sich bei gegebener Relativgeschwindigkeit des Wälzkörpers tangential zur Wand und wirkender Anpresskraft senkrecht zur Wand einstellt, ist ebenfalls als Kennfeld Resultat der Fluid-Analyse. Mit einer durch Fittingverfahren bestimmten Funktion (4) wird diese Abhängigkeit im Gesamtmodell der KPSF berücksichtigt.

$$h_0 = \left( -0.01105 \cdot F_{N,R}^{0.47573} + 0.58608 \right) \cdot v_{WK}^{0.56617} \quad (4)$$

In der Kontaktdämpfung in tangentialer Richtung zur Laufbahn wirken überlagernde Effekte aus Gleitreibung, Rollreibung und Materialdämpfung bei Walkvorgängen in der Kugel. Letzteres wirkt im Eingriff zwischen Schienenlaufbahn und Umlaufkanal. Wesentliche, hier zu Grunde gelegte Vorarbeiten sind in [7] beschrieben. Details zu den Formeln finden sich in [14].

### 2.2.2. „Kugel-Schienenlaufbahn- Kontakt“

Der Kontaktmechanismus zwischen Kugel und Schienenlaufbahn erfolgt nach dem gleichen Prinzip wie für den Kugel-Umlaufkanal-Kontakt. Der Wälzkörper interagiert hier mit dem Kontaktpartner Schienenlaufbahn anstelle der Umlaufbahn.

### 2.2.3. „Kugel-Kugel- Kontakt“

Auch die Berechnung der Lasten bei Kugel-Kugel-Kontakten ist ähnlich. Durch die einfache Geometrie von Kugelwälzkörpern wird jedoch eine Koordinatentransformation obsolet. Es ist lediglich auf Kontakt bzw. Überschneidung gegen vor- und nachlaufende Kugel zu prüfen. Der Überschneidungsweg ergibt sich im globalen Koordinatensystem direkt aus der Differenz des bekannten Mittenabstandes der Wälzkörper und deren Durchmesser inklusive Schmierfilmdicke.

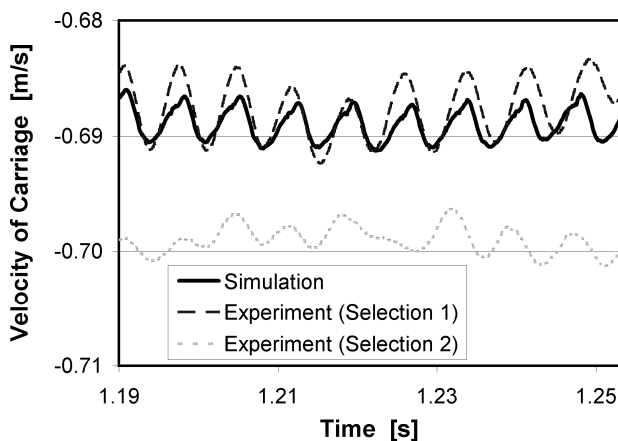
## 2.3. Simulationsmodell

Das Modell wurde mittels der Software MATLAB® der Firma The MathWorks™, Inc. und dem dazugehörigen Erweiterungsmodul Simulink® erstellt. Zur Berechnung des zeitlichen Verhaltens

wird der Simulink® Standardalgorithmus verwendet. Dabei handelt es sich um einen Ein-Schritt-Löser mit variablen Zeitschritten, basierend auf dem Dormand-Prince-Paar. Der PSF-Wagen und die Wälzkugeln wurden als träge, starre Massepunkte implementiert. Auf diese Massepunkte wirken die aus der Kollisionsberechnung ermittelten Kräfte. Für die Wälzkörper werden zusätzlich die Drehmomente berücksichtigt. Der PSF-Wagen selbst wird als fixiert betrachtet, mit nur einem Freiheitsgrad in Bewegungsrichtung. Aus Ressourcengründen wurde nur einer der vier Umläufe im Modell nachgebildet. Um ein Umlaufpaar zu simulieren, werden die Kräfte aus dem einen modellierten Umlauf verdoppelt. Das zweite Umlaufpaar wird simuliert, indem die Kräfte des ersten Paares zeitversetzt nochmals aufaddiert werden.

### 3 Experiment

Messungen für den Abgleich des Modells wurden ohne Veränderungen am Wagen (ohne Dichtung) mit dem im [8] dargestellten Versuchsstand durchgeführt. Auf diesem wurde ein Wagen mit 2 % Vorspannung bei verschiedenen Neigungswinkeln der Basis allein von der Schwerkraft getrieben in Bewegung versetzt. Die bei den bekannten Antriebskräften ermittelten Geschwindigkeits-Zeit-Verläufe werden zur Kalibrierung des Simulationsmodells verwendet.



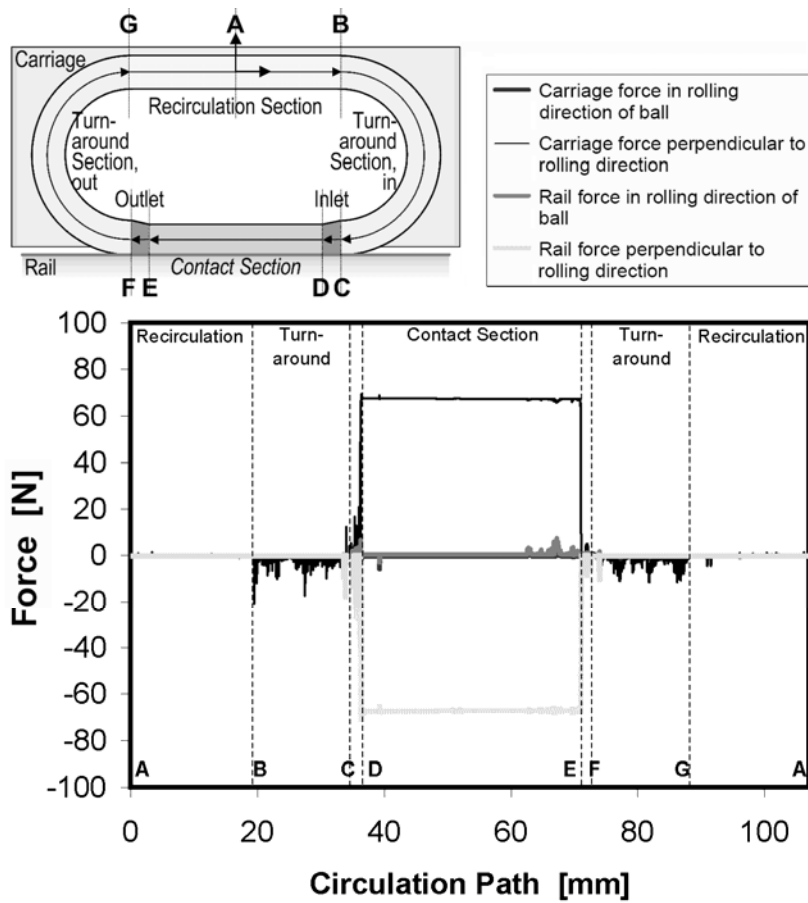
Figur 4: Gemessene und berechnete Wagengeschwindigkeit in Bewegungsrichtung unter Wirkung einer äquivalenten äußeren Kraft in Bewegungsrichtung für die Vorspannung C1

Der Modellnachweis erfolgt mittels Nachbildens des Experimentes in der Simulation. Der Wagen wurde in der Simulation der KPSF mit denselben Kräften des Experiments belastet und die sich einstellende Geschwindigkeit berechnet. Die im Bild 4 beispielhaft gezeigten Verläufe bestätigen, dass in Summe die modellierten Reibungs- und Dämpfungsmechanismen das Verhalten realitätsnah abbilden. Die Abweichungen zwischen simulierter Geschwindigkeit und den ausgewählten Messungen betragen maximal 2 %.

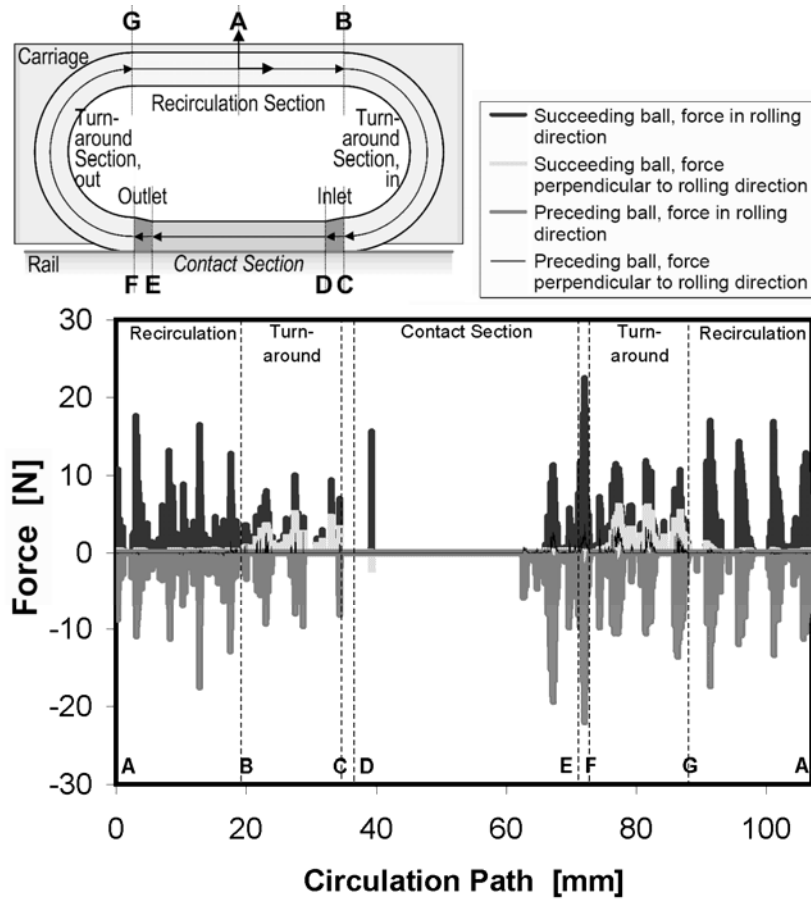
### 4 Ergebnisse der Simulation

#### 4.1 Belastung der Kugel über einen Umlauf

Die Berechnung eines vollständigen Wälzkörperumlaufs zeigt, dass die höchste Kugelbelastung im Einlaufbereich und anschließend im inneren linearen Bereich, d.h. im Eingriff des Wälzkörpers zwischen Umlaufkanal und Schiene, auftritt (Bild 5). Im Einlaufbereich „pendelt“ der Wälzkörper zwischen Wagen und Schiene. Die „Überschwinger“ – im Vergleich zur Vorspannung im Eingriff – sind deutlich zu erkennen. Im Eingriff wirkt eine gleichmäßige Vorspannkraft. In den Torusbereichen wird die Kugel erwartungsgemäß von den Außenbahnen belastet.



Figur 5: Belastung von Schiene und PSF-Wagen auf den Wälzkörper über einen Umlauf bei einer Wagengeschwindigkeit von 5m/s. Die Einlauflänge beträgt 2mm.





*Figur 6: Belastung der Wälzkörper aus der Kugel-Kugel-Kollision. Die Wagengeschwindigkeit beträgt 5m/s, die Einlauflänge ist 2mm.*

Die Belastung der Wälzkörper aus den Wälzkörper-Kollisionen ist im Bild 6 dargestellt. Zunächst ist zu erkennen, dass diese Belastung mit ca. 20 N deutlich geringer ausfällt als die Kraft aus der Kollision mit Wagen oder Schiene. Weiterhin ist zu sehen, dass die Kräfte aus der Kugelkollision in den linearen Bereichen des Umlaufs vorwiegend in Bewegungsrichtung wirken. In den Torusbereichen treten als Folge der Änderung der Bewegungsrichtung der Kugeln auch Kraftanteile senkrecht zur Laufrichtung auf.

## **5 Acknowledgments**

Wesentliche Teile der hier vorgestellten Untersuchungen wurden durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) unter dem Geschäftszeichen GR 1458/29-1 gefördert.

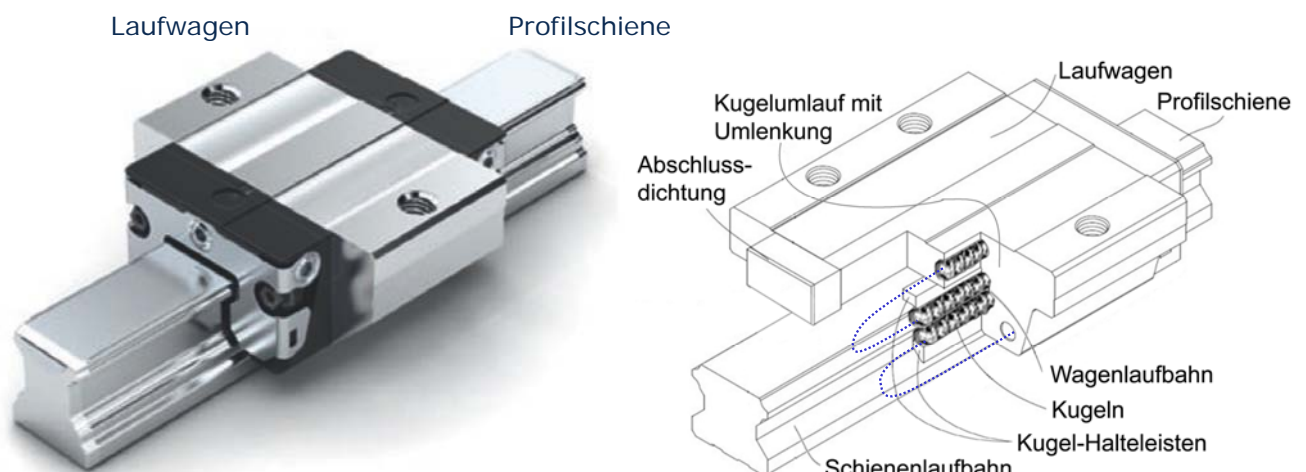
## **6 References**

- [ 1] Brändlein J, Eschmann P, Hasbargen L, Weigand K. Die Wälzlagerpraxis. Mainz: Vereinigte Fachverlage GmbH, 2001
- [ 2] Möller, U. J.; Nassar, J.: Schmierstoffe im Betrieb. Springer, Heidelberg 2002
- [ 3] Gohar, R.: Oil Film Thickness and Rolling Friction in Elastohydrodynamic Point Contact. Journal of Lubrication Technology/ASME Transactions 93 (1971) 7, S. 371-382
- [ 4] Palmgren A, Grundlagen der Wälzlagertechnik. Stuttgart: Frankh'sche Verlagshandlung, 1964
- [ 5] Jedrzejewski J, Kwasny W, Potrykus W. Beurteilung der Berechnungsmethoden für die Bestimmung der Energieverluste in Wälzlagern. Schmierungstechnik 1989;20;243-244
- [ 6] Steinert Th. Das Reibmoment von Kugellagern mit bordgeführten Käfig. Dissertation RWTH Aachen, 1996
- [ 7] Großmann K, Jungnickel G. Instationäres thermoelastisches Verhalten von Vorschubachsen mit bewegtem Wälzkontakt. Dresden: Schriftenreihe des Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen der TU Dresden, 2003
- [ 8] Großmann K, Neidhardt L, Kugel-Profilschienenführungen - Konzept und Vorbereitungsuntersuchungen zur Simulation der inneren Wechselwirkungen zwischen deren Komponenten. ZWF 2008;103;671-675
- [ 9] Li B, Wu H, Zhu C, Liu J. The theoretical analysis on damping characteristics of resonant microbeam in vacuum. Sensors and Actuators 1999;77;191-194
- [10] Dowson D, Ehret P. Past, present and future studies in elastohydrodynamics. Proc. Inst. Mech. Eng 1999. Journal of Engineering Tribology 1999;213;317-333
- [11] Venner CH, Lubrecht AA. Multigrid techniques: a fast and efficient method for the numerical simulation of elastohydrodynamically lubricated point contact problems. Proc. Inst. Mech. Eng. 2000;214;43-62
- [12] Teutsch R. Kontaktmodelle und Strategien zur dynamischen Simulation von Wälzlagern und Wälzführungen. Dissertation TU Kaiserslautern, 2005
- [13] Wang Q, Jiang Z, Qian WM, Qi HS, Zheng HW. Research on machine tools rolling slideway assembly with damping oil-films. CIRP Annals 1993;42;441-444
- [14] Weishart H, Wiemer H, Neidhardt L, Großmann K. Simulation der Wälzkörperdynamik in Profilschienen-Führungen. ZWF 2009;104;858-863.

# Modellierung des Wälz- körperumlaufes bei PSF.

Dresden, 30.09.2010

## 01 Profilschienenführungen Eine Einführung

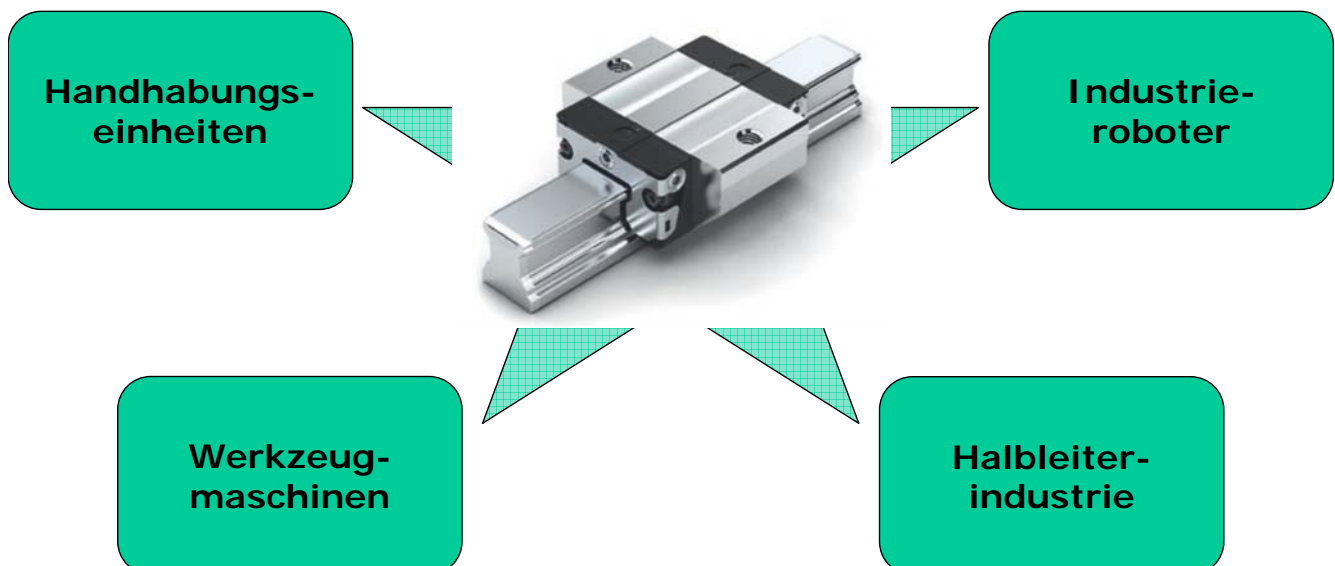


## 01 Profilschienenführungen Eine Einführung

### Anforderungen

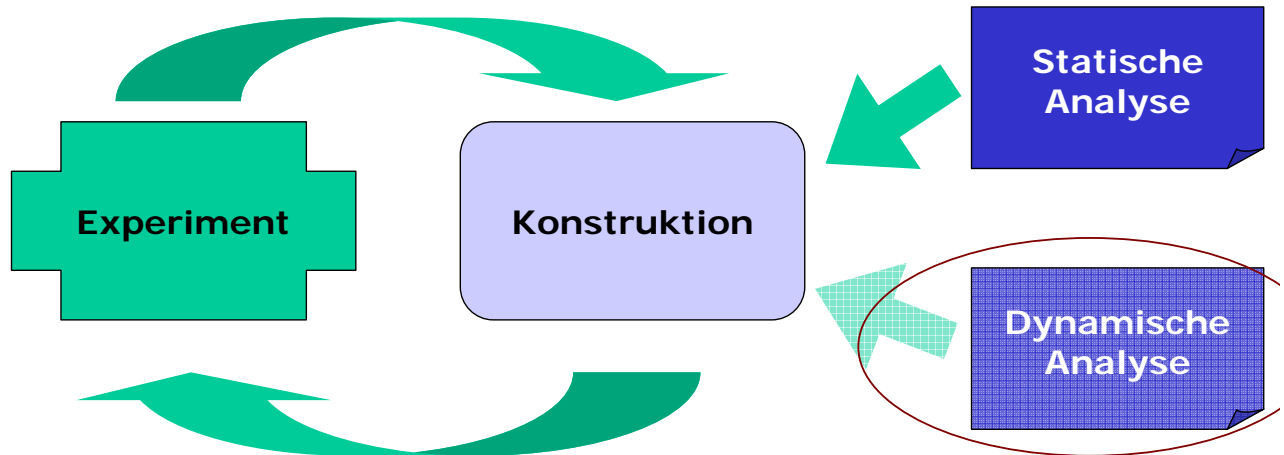
- Spielfreie ideale Linearbewegung (hohe Steifigkeit in 5 DoF)
- Hohe Belastbarkeit
- Hohe Betriebssicherheit
- Günstiger Preis
- Große Betriebsgeschwindigkeit  
aktuell: 5 m/s (Stahl), 10 m/s (Keramik)
- Große Beschleunigungen  
aktuell: 500 m/s<sup>2</sup>

## 01 Profilschienenführungen Einsatzgebiete



## 01 Profilschienenführungen

### Das Problem der Entwicklung



TU Dresden, 27.09.2010

Modellierung des Wälzkörperumlaufs

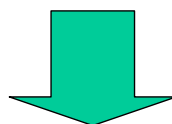
Folie 5 von 27

## 02 Zielstellung

### Hilfestellung zur konstruktiven Gestaltung der PSF

#### Entwicklung eines Analysewerkzeuges

- Einfach handhabbar
- Berücksichtigung des inneren Aufbaus des Wagens
- Einbeziehung dynamischer Vorgänge
- Darstellung der inneren Lastverteilung während der Bewegung



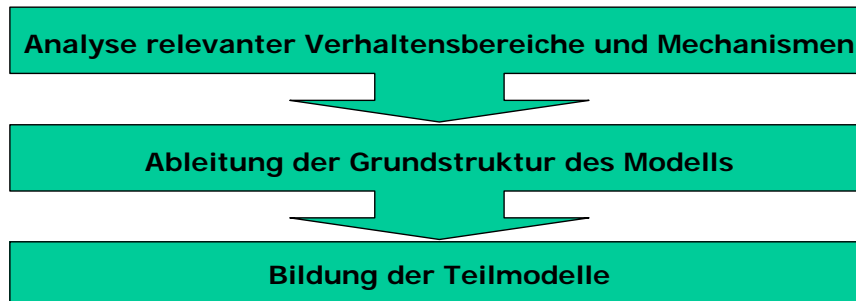
**„Ausprobieren“ von  
Gestaltungsvarianten  
ohne aufwendigen  
Prototypenbau**

TU Dresden, 27.09.2010

Modellierung des Wälzkörperumlaufs

Folie 6 von 27

## 03 Modellbildung



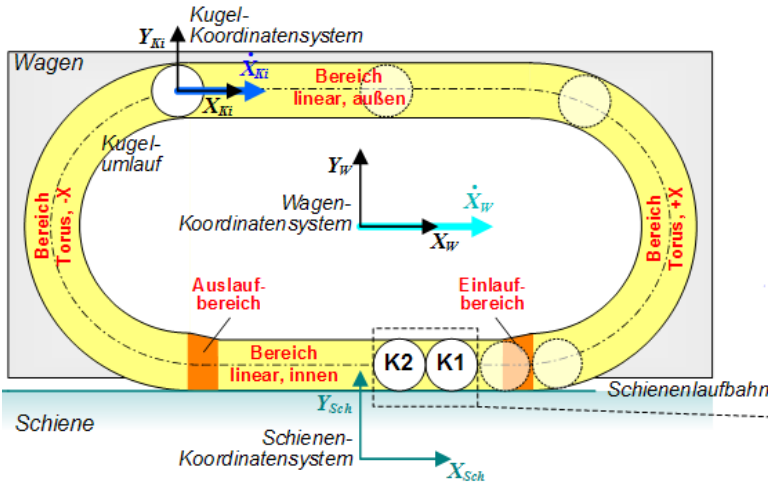
## 03 Modellbildung

### Analyse

#### Als relevante Einflüsse werden berücksichtigt:

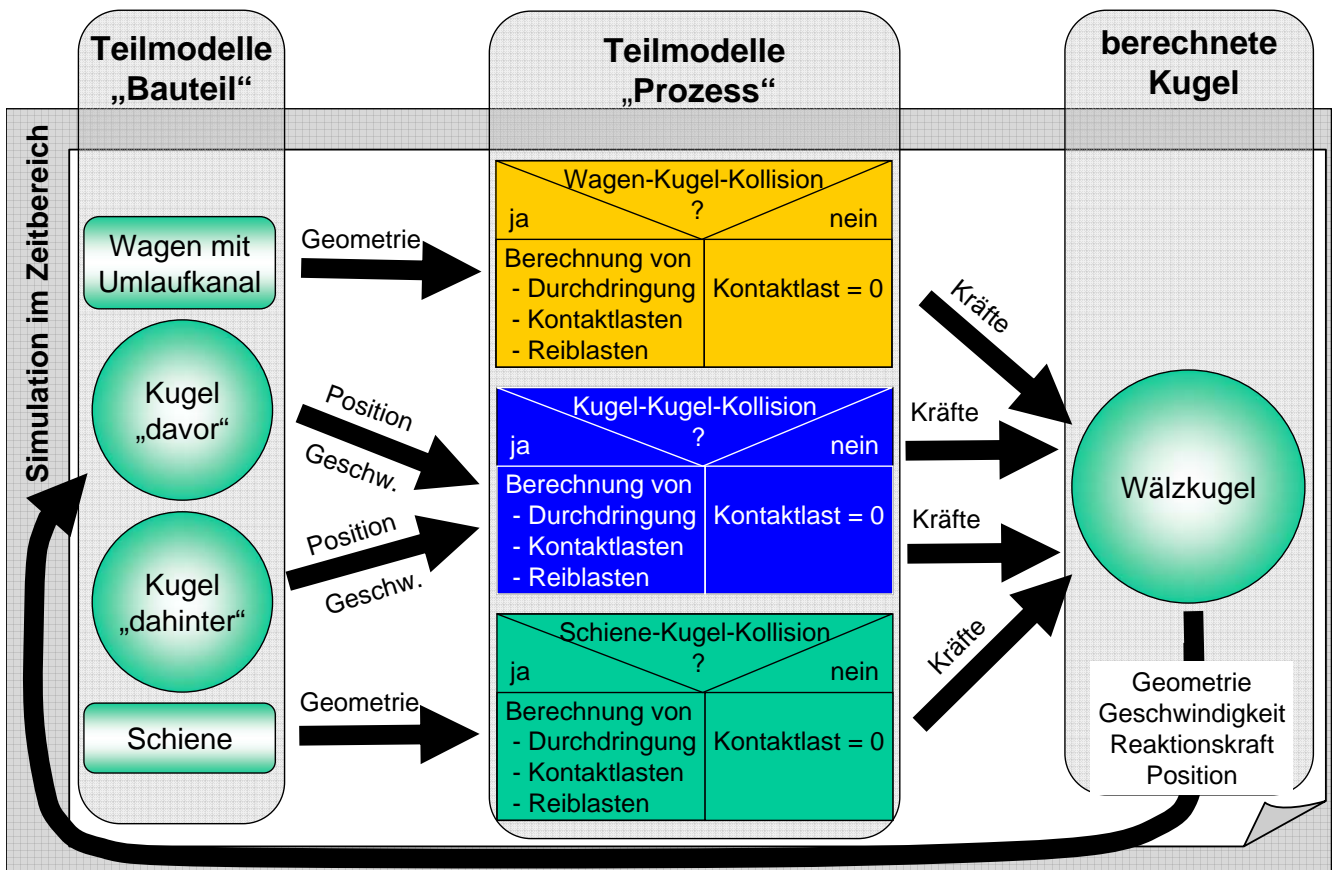
- Geometrie der Wälzkörper, der schienenseitigen Laufbahn und wagenseitigen Laufbahn (hier speziell der Umlauf mit der Ein- und Auslaufzone)
- nichtlineare Steifigkeit der Wälzkörper, des Wagens, der Schiene sowie des Schmierfilms
- Trägheiten der Wälzkörper
- Vorgänge in der Kontaktzone zwischen Wälzkörper und Wagen bzw. Schiene
- Vorgänge in der Kontaktzone zwischen den Wälzkörpern
- Vorspannung der Wälzkörper
- äußere Kraft in Fahrtrichtung zur Dedizierung einer Wagengeschwindigkeit

### 03 Modellbildung Grundstruktur des Modells



Teilmodelle „Bauteil“

Teilmodelle „Prozess“



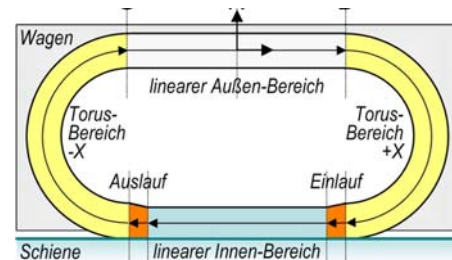
## 03 Modellbildung Teilmodelle „Bauteil“

### Kugel:

Starrer Körper

### Wagen mit Umlauf:

Analytische Geometriebeschreibung  
Torus, Zylinder, Kegelstumpf



### Schienenlaufbahn:

Analytische Geometriebeschreibung  
Rinne (Viertel-Zylinder)

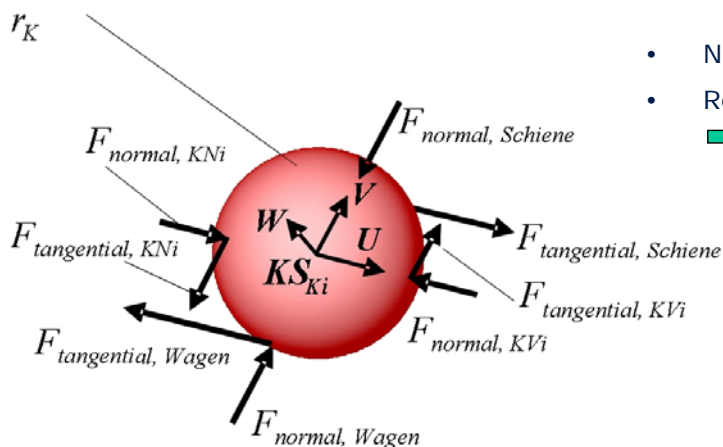
Einspannung des Gesamtmodells → globales Koordinatensystem



## 03 Modellbildung Teilmodelle „Prozess“

### Wechselwirkung Kugel mit Stoßpartner

Kräfte am i-ten Wälzkörper  $K_i$  im eigenen Koordinatensystem  $KS_{Ki}$



- Normalkräfte  $F_{normal}$  im Kontakt
- Reibkräfte  $F_{tangential}$  im Kontakt
- ➔ Drehmomente

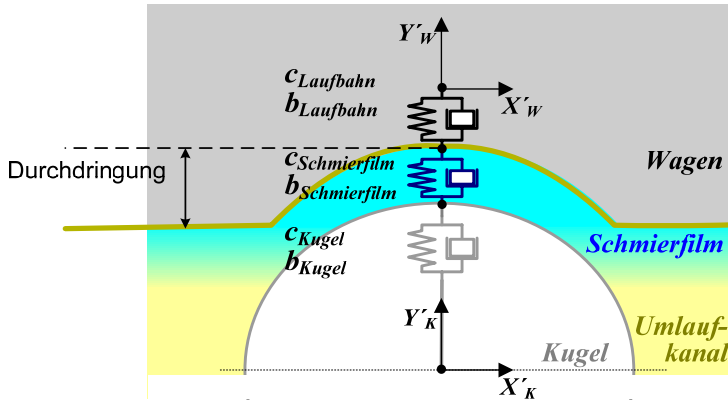
Stoßpartner:

- Schiene
- Wagen
- Vorauslaufende Kugel KV
- Nachfolgende Kugel KN

### 03 Modellbildung Teilmodell „Kontakt Kugel-Umlaufkanal“

#### Normalkraft

- geometriebasierte Detektierung von Kollisionen und Berechnung von Durchdringungen
- Kräfte im geschmierten Kontakt mittels Elastohydrodynamik (EHD)



#### Kontaktsteifigkeit:

$$\frac{1}{c_{\text{Kontakt}}} = \frac{1}{c_{\text{Kugel}}} + \frac{1}{c_{\text{Schmierfilm}}} + \frac{1}{c_{\text{Laufbahn}}}$$

Berechnung als geschwindigkeits- und druckabhängiges Kennfeld mittels Fluid-FEM-Analyse

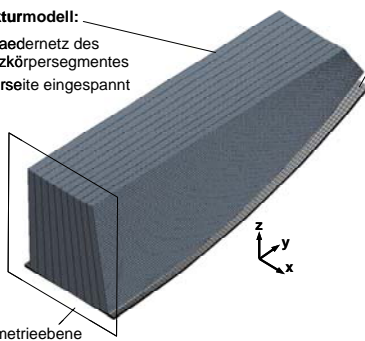
### 03 Modellbildung Schmierfilm-Simulation mit ANSYS CFX

#### Erzeugung eines Kraftfeldes zu:

- Durchdringung  $\delta_k$  Kugel-Laufbahn
- Geschwindigkeit  $v$  der Kugel parallel zur Laufbahn
- Rotationsgeschwindigkeit  $\omega_i$  der Kugel

#### Strukturmodell:

- Hexaedernetz des Wälzkörpersegmentes
- Oberseite eingespannt



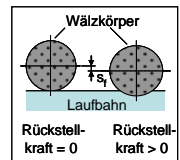
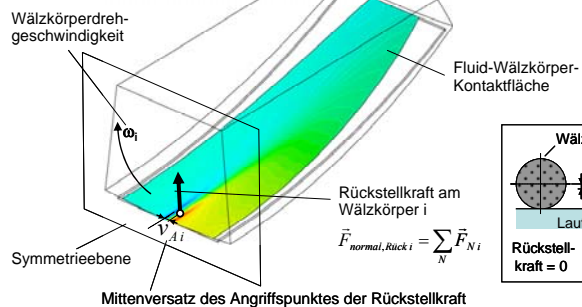
#### Fluidmodell:

- Hexaedernetz des Schmiermittelfluids (Schichtdicke vor Berechnung: Minimum 1  $\mu\text{m}$ ; Maximum 8  $\mu\text{m}$ )
- Unterseite der modellierten Schicht entspricht der Laufbahnfläche

Rückstellkraft an einem FE-Knoten (Node) der FSI-Fläche des Wälzkörpers  $i$   
 $\vec{F}_{Ni} = f(x, y, z, \omega_i, \delta_k)$

Berechneter Druckverlauf im Fluid an der Wälzkörperunterseite  
- Wagensgeschwindigkeit: 0,6 m/s  
- übertragene Kraft: 10 N

liefert:  $\vec{F}_{Ni}(\omega_i, \delta_k)$   
 $v_{Ai}(\omega_i, \delta_k)$





## 03 Modellbildung

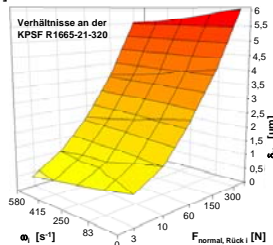
### Teilprozesse „Wälzkörperkontakt“ - Normalkräfte

#### Steifigkeit:

Fitkurve an CFX-Ergebnisse

$$F_{N,Rück} = c_K \cdot \left( \delta_K \cdot \left| 1 - 4,97408 \cdot \frac{\delta_K}{1mm} \cdot \left( \frac{v_{WK}}{1m/s} \right)^{\frac{1}{3}} \right|^{\frac{3}{2}} \right)$$

- $\delta_K$  Kontaktverformung [mm]
- $c_K$  Konstante der Gesamtverformung [N/mm<sup>3/2</sup>]
- $v_{WK}$  Geschwindigkeit des Wälzkörpers parallel zur Laufbahn [m/s]



TU Dresden, 27.09.2010

#### Dämpfung:

Squeeze-Film-Damping (nach B. Li et al., Sensors and Actuators 77 (1999) S. 191)

$$F_{N,Squeeze} = F_{N,Rück} \cdot v_{\perp} \cdot \frac{6 \cdot \sqrt{\frac{2\pi \cdot m_{Ol}}{k \cdot T}}}{1 + \frac{m_{Ol}}{3 \cdot k \cdot T} \cdot v_{\perp}^2}$$

- $m_{Ol}$  Masse eines Schmiermittelmoleküls [kg]
- $k$  Boltzmannkonstante [Nm/K]
- $T$  Temperatur [K]
- $v_{\perp}$  Geschwindigkeit des Wälzkörpers senkrecht zur Laufbahn [m/s]

Wälzkörperumlaufs

Folie 15 von 27

## 03 Modellbildung

### Teilprozesse „Wälzkörperkontakt“ - Tangentialkräfte

#### Dämpfung:

Gleitreibung

$$F_{\tan,Gleit} = 160,8 \cdot \alpha' \cdot F_{N,Rück} \cdot v_{Gleit} \cdot \frac{\eta_{0T}}{h_0}$$

Rollreibung

$$F_{\tan,Roll} = \frac{3,35 \cdot F_{N,Rück} \cdot \hat{U}^{0,2}}{\hat{W}_K^{0,6} \cdot \hat{G}^{0,2}}$$

Materialdämpfung (Walkvorgänge)

$$F_{\tan,Mat} = 0,223 \cdot \kappa_D \cdot \left( \frac{r_{LB}}{r_{WK}} - 1 \right)^{0,2014} \cdot F_{N,Rück} \cdot \hat{W}_K^{1/3}$$

- $F_{N,Rück}$  Radiale Rückstellkraft, entspricht der normal auf die Laufbahn bzw. Kugel wirkende Kraft aus der Kontaktsteifigkeit
- $\alpha'$  Viskositäts-Druckkoeffizient.
- $v_{Gleit}$  Relativgeschwindigkeit zwischen Wälzkörper und Laufbahn [m/s]
- $\eta_{0,T}$  Dynamische Viskosität bei p=0 und der aktuellen Temperatur T. Die aktuelle Temperatur T wird als konstant 27°C festgelegt.
- $h_0$  Schmierfilmdicke [mm]
- $E'$  Reduzierter Elastizitätsmodul [N/mm<sup>2</sup>]  $E' = \frac{2}{\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2}}$
- $E_1, E_2$  Elastizitätsmodul der Reibpartner [N/mm<sup>2</sup>]
- $\nu_1, \nu_2$  Querdehnungszahl der Reibpartner
- $\hat{U}$  Kenngröße für die Geschwindigkeit  $\hat{U} = \frac{\eta_{0,T} \cdot \omega_{Roll}}{E}$
- $\omega_{Roll}$  Drehgeschwindigkeit des Wälzkörpers auf der Laufbahn [1/s]
- $\hat{G}$  Kenngröße für den Werkstoff  $\hat{G} = \alpha' \cdot E'$
- $\hat{W}_K$  Kenngröße für die Belastung  $\hat{W}_K = \frac{F_{N,Rück}}{E' \cdot r_{WK}^2}$
- $r_{WK}$  Radius des Wälzkörpers [mm]

TU Dresden, 27.09.2010

Modellierung des Wälzkörperumlaufs

Folie 16 von 27

## 04 Modellverwirklichung

### Plattform:

Erweiterungsmodul Simulink® zur Software MATLAB® von The MathWorks™, Inc.

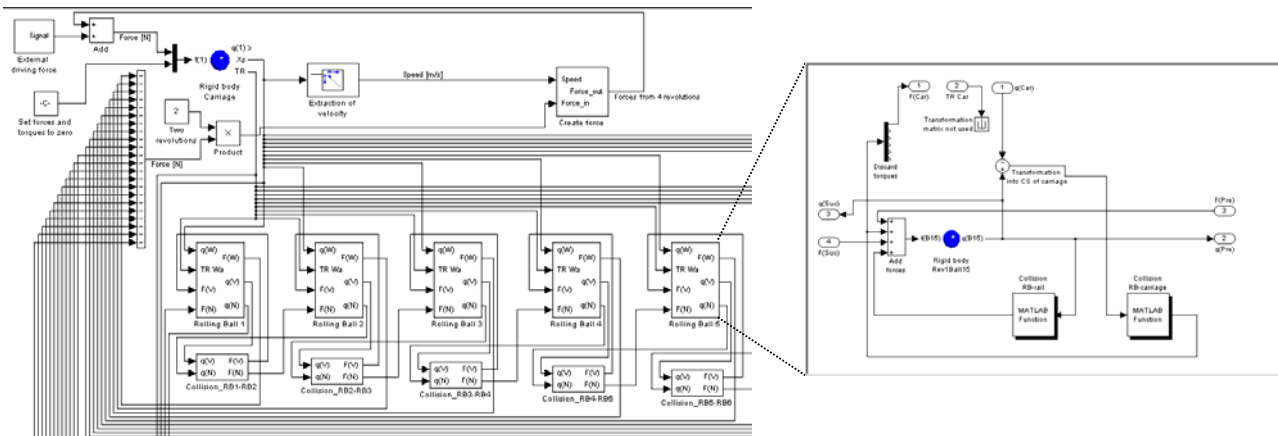
### Realisierung:

- Simulink® Standardalgorithmus → Ein-Schritt-Löser mit variablen Zeitschritten (explizite Runge-Kutta (4,5) Formel).
- Kugelschienenführungswagen R1665..2 von Bosch-Rexroth
- Ein Umlauf, bestehend aus 22 Kugeln  
→ vier Umläufe durch Vervielfachung der resultierenden Kraft
- Wagen mit einem Freiheitsgrad: Bewegung nur entlang Schiene (x-Richtung)

## 04 Modellverwirklichung Simulink®-Modell

### PSF-Wagen

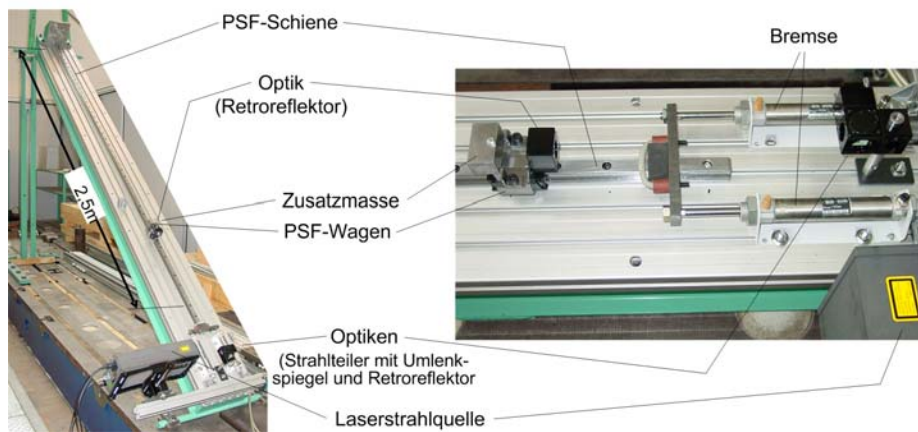
### Kugel mit Prozess-Teilmodellen



## 05 Experiment Parameterermittlung und Modellabgleich

### Geneigte Schiene

Erfassung von Geschwindigkeits-Zeit-Verläufen



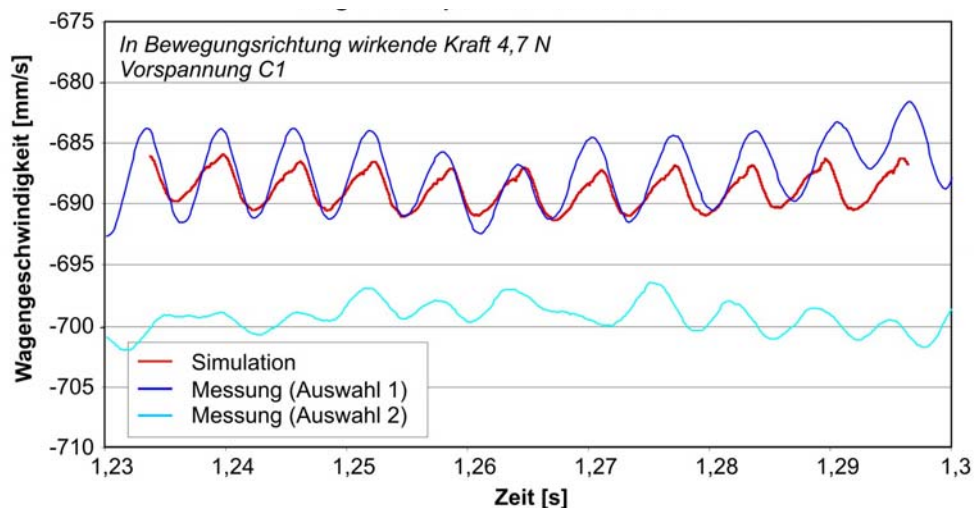
TU Dresden, 27.09.2010

Modellierung des Wälzkörperumlaufs

Folie 19 von 27

## 05 Experiment Vergleich zur Simulation

Geschwindigkeits-Zeit-Verlauf für Wagen mit Vorspannung C1



TU Dresden, 27.09.2010

Modellierung des Wälzkörperumlaufs

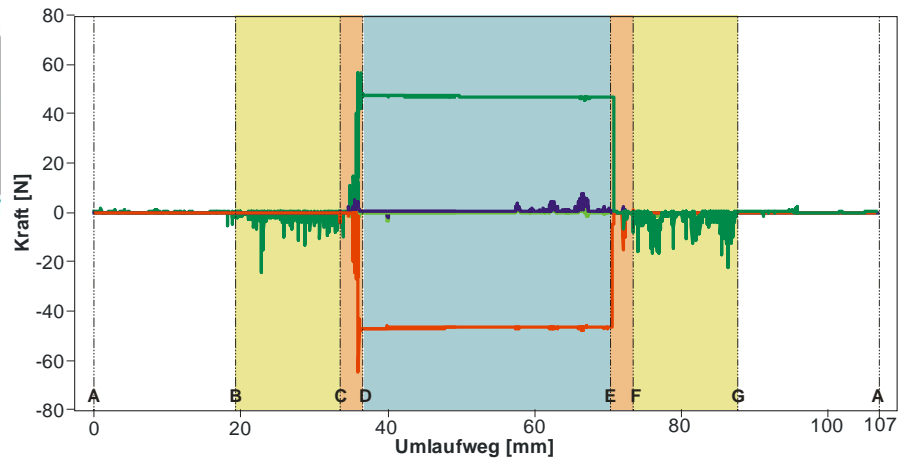
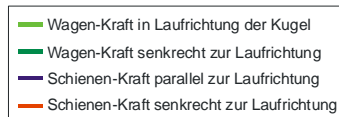
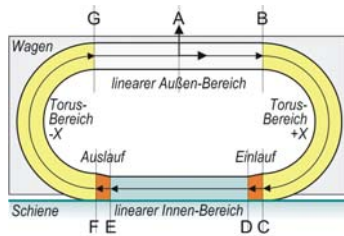
Folie 20 von 27

## 06 Ergebnisse

### Belastung der Kugel über einen Umlauf

#### Kräfte von Schiene und PSF-Wagen auf den Wälzkörper

Wagengeschwindigkeit 5 m/s, Stahlkugel, Einlauflänge 2 mm, Vorspannung C1



TU Dresden, 27.09.2010

Modellierung des Wälzkörperumlaufs

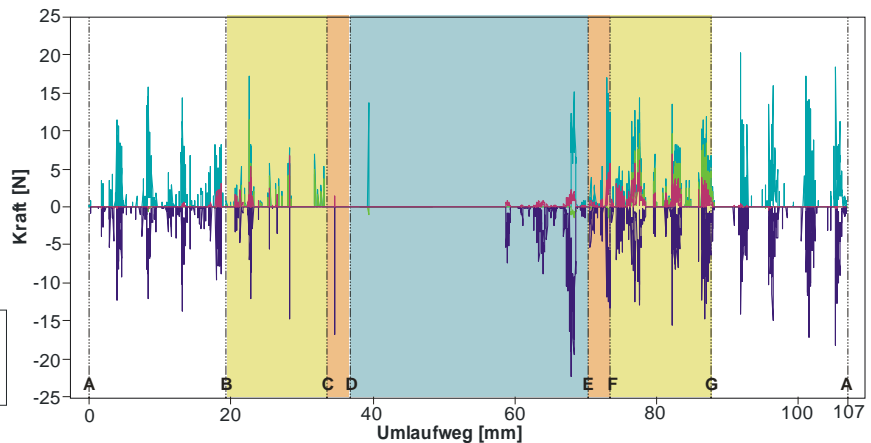
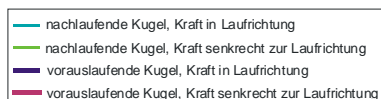
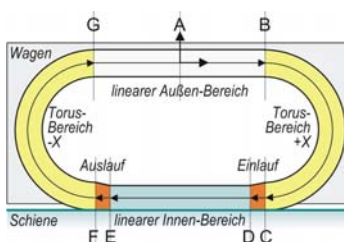
Folie 21 von 27

## 06 Ergebnisse

### Belastung der Kugel über einen Umlauf

#### Kräfte von Nachbarkugeln auf den Wälzkörper

Wagengeschwindigkeit 5 m/s, Stahlkugel, Einlauflänge 2 mm, Vorspannung C1



TU Dresden, 27.09.2010

Modellierung des Wälzkörperumlaufs

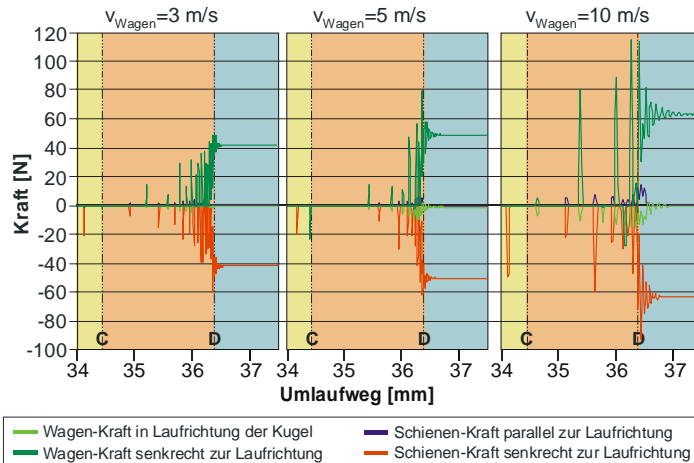
Folie 22 von 27

## 06 Ergebnisse

### Einfluss der Wagen-Geschwindigkeit auf die Belastung

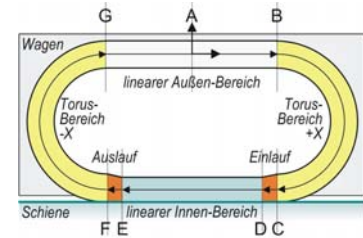
#### Kräfte auf den Wälzkörper

Stahlkugel, Einlauflänge 2 mm, Vorspannung C1



TU Dresden, 27.09.2010

Modellierung des Wälzkörperumlaufs



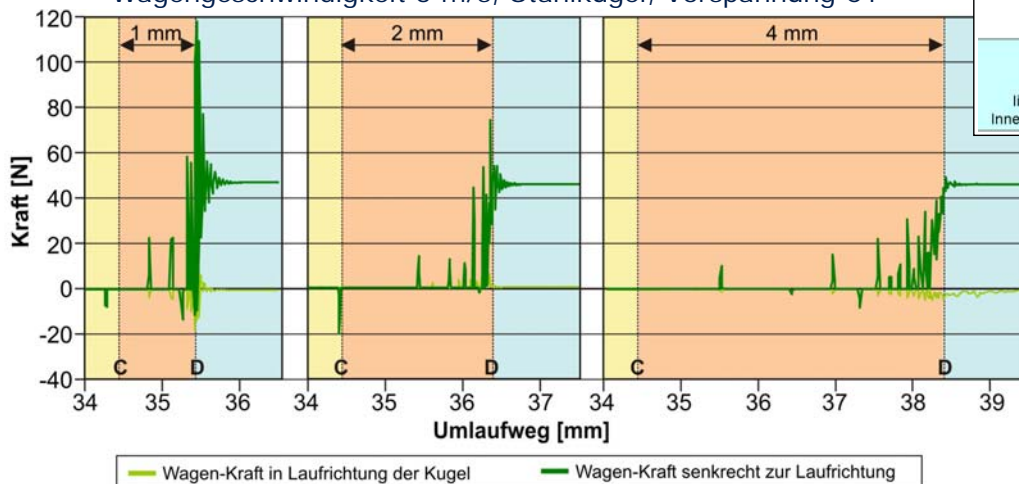
Folie 23 von 27

## 06 Ergebnisse

### Einfluss der Einlauflänge auf die Belastung

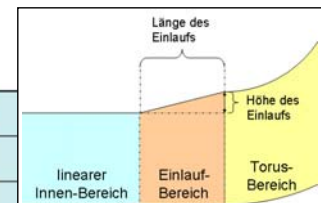
#### Wagen-Kräfte auf den Wälzkörper

Wagengeschwindigkeit 5 m/s, Stahlkugel, Vorspannung C1



TU Dresden, 27.09.2010

Modellierung des Wälzkörperumlaufs



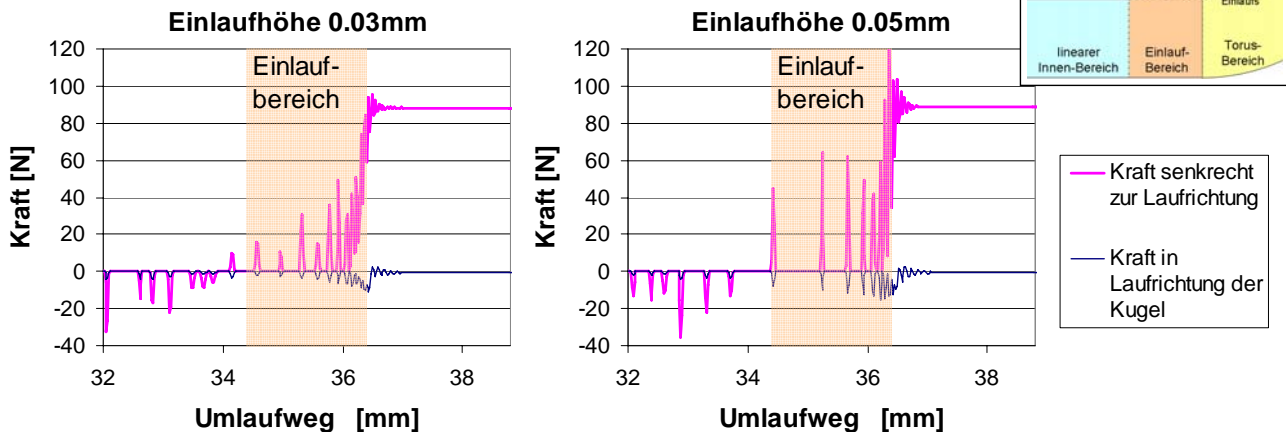
Folie 24 von 27

## 06 Ergebnisse

### Einfluss der Einlaufhöhe auf die Belastung

#### Wagen-Kräfte auf den Wälzkörper

Wagengeschwindigkeit 10m/s, Einlauflänge 2mm, Vorspannung C1



## 07 Zusammenfassung

### Modell der KPSF

#### Entwicklung eines modellgestützten Verfahrens

- Analyse der relevanten, charakteristischen Verhaltensbereiche und Mechanismen
  - ⇒ Zerlegung der Kugel-Profileschienenführung (KPSF) in Teilmodelle
- Schaffung der mathematischen und physikalischen Grundlagen zur Beschreibung der Geometrie, der auftretenden Belastungen und Deformationen sowie der Bewegungsabläufe
- Simulation im Zeitbereich

quantifizierte Ermittlung der beim Betrieb innerhalb von PSF mit Kugelwälzkörpern ablaufenden Bewegungsvorgänge sowie der resultierenden Lastverteilungen

## 07 Zusammenfassung Simulationsergebnisse

Erste Simulationläufe demonstrieren die  
Anwendungspotentiale des Modells

- Größte Belastung am Übergang Einlauf-Eingriff
- Zunehmende Kugelbelastung mit steigender Wagengeschwindigkeit
- Reduzierte Kugelbelastung mit längerem Einlaufbereich
- Zunehmende Kugelbelastung mit höherem Einlaufbereich

Einfluß konstruktiver Änderungen auf

➡ ablaufende Bewegungsvorgänge

➡ resultierende Lastverteilungen auf die Kugelwälzkörper



**»Wissen schafft Brücken.«**

# **Dynamiksimulation einer Rollenschienenführung**

D. Frölich  
M. Scheuermann  
Prof. Dr.-Ing. B. Sauer

Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik  
TU Kaiserslautern



# DYNAMIKSIMULATION EINER ROLLENSCHIENENFÜHRUNG

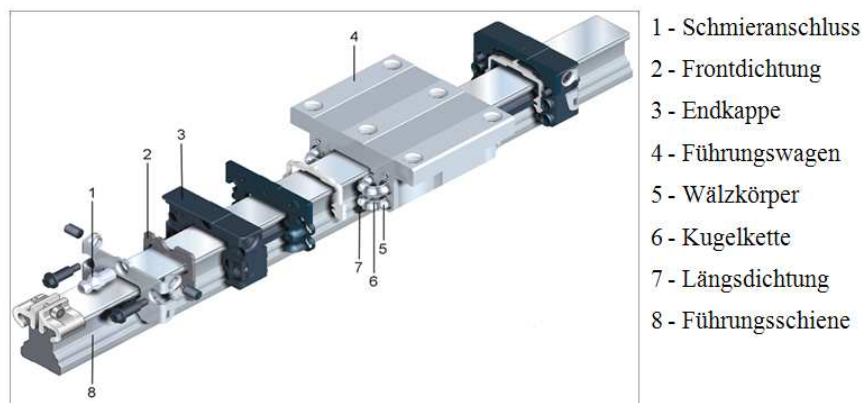
Dipl.-Ing. Daniel Frölich, Dipl.-Ing. Miguel Scheuermann, Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer

## 1 Einleitung

Einsatzgebiete heutiger Rollenschienenführungen sind unter anderem Anwendungen in Maschinen mit Positionieraufgaben wie Werkzeugmaschinen, Bearbeitungszentren, Fertigungsrobotern sowie in der Umformtechnik. Aus diesen Anwendungsgebieten ergeben sich Forderungen nach präziser Positionierung, Wiederholgenauigkeit, verschleißarmem Betrieb bei hohen Tragzahlen und Stoßbelastungen, Laufruhe, hohe Geschwindigkeiten und Beschleunigungen [INA82, GRH07]. Die hinreichende Erfüllung dieser Anforderungen hängt in besonderem Maße von den Vorgängen an den inneren Kontaktstellen der Rollenschienenführungen ab. Diese Vorgänge sind messtechnisch nur schwer erfassbar. Zusammen mit dem verstärkten Bedarf der Hersteller in frühen Stadien des Produktentwicklungsprozesses, noch vor der Fertigung eines Prototyps, die Eigenschaften einer Rollenschienenführung möglichst exakt abschätzen zu können, ergibt sich die Notwendigkeit der Dynamiksimulation. Ziel von Simulationsmodellen muss es somit sein, die inneren Kontaktvorgänge transparent zu machen und durch einfache Modifikation von Parametern die gezielte Optimierung einer Rollenschienenführung durch den Hersteller zu ermöglichen. Dabei muss die Berechnung der Vielzahl von Kontaktstellen bei gleichzeitig hochauflösender Kontaktbeschreibung zur Berücksichtigung von beispielsweise Schmierungseffekten in einer akzeptablen Berechnungszeit durchführbar sein. Als Lösung dieser Problemstellung bietet sich der Aufbau eines Mehrkörpersimulationsmodells in der Simulationsumgebung MSC.ADAMS [ADA05], unter Einbeziehung benutzergeschriebener Subroutinen zur Kontaktkraftberechnung an. Ein Dynamikmodell einer Rollenschienenführung ist am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik der TU Kaiserslautern entstanden.

### 1.1 Komponenten einer Profilschienenführung

Im Folgenden wird der Aufbau einer Profilschienenführung am Beispiel einer Kugelschienenführung in O-Anordnung erläutert (vgl. Bild 1).

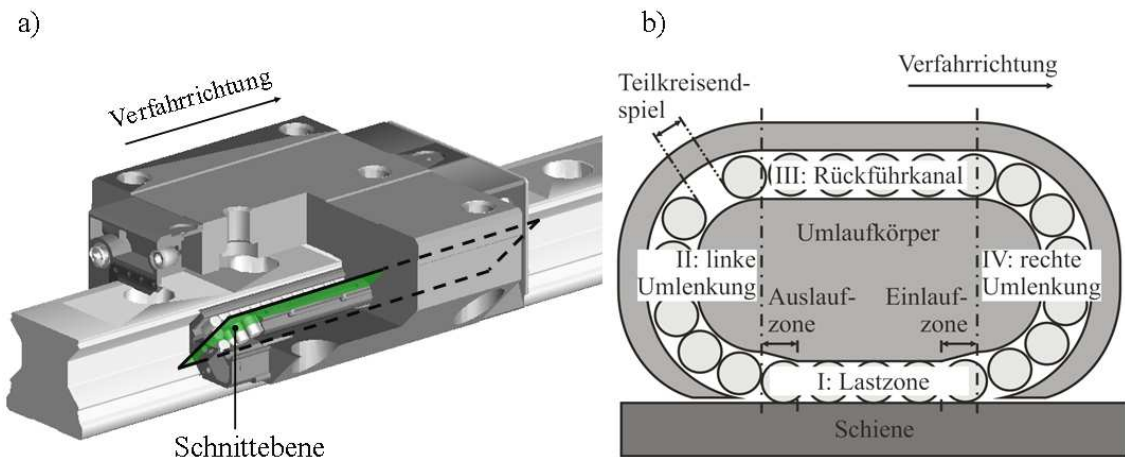


**Bild 1: Explosionsdarstellung einer 4-reihigen Kugelschienenführung [REX06]**

Hauptkomponenten der Profilschienenführung sind der Führungswagen (4), die Wälzkörper (5) sowie die Führungsschiene (8). Die Kugeln bzw. Rollen wälzen zwischen Führungsschiene und Führungswagen ab und ermöglichen somit eine reibungsarme Relativbewegung zwischen Führungswagen und Schiene. Dieser Bereich, in dem sich die Wälzkörper gleichzeitig mit Wagen und Schiene in Kontakt befinden, wird als Lastzone bezeichnet. Beim Verfahren des Wagens werden die Wälzkörper aus der Lastzone über sogenannte Umlenkungen, welche sich in den Endkappen befinden, in den Rückführkanal im unbelasteten Bereich des Führungswagens befördert.

## 2 Modellaufbau

Die dem Mehrkörpersimulationsmodell zugrunde liegende Rollenschienenführungsvariante ist in Bild 2 dargestellt.

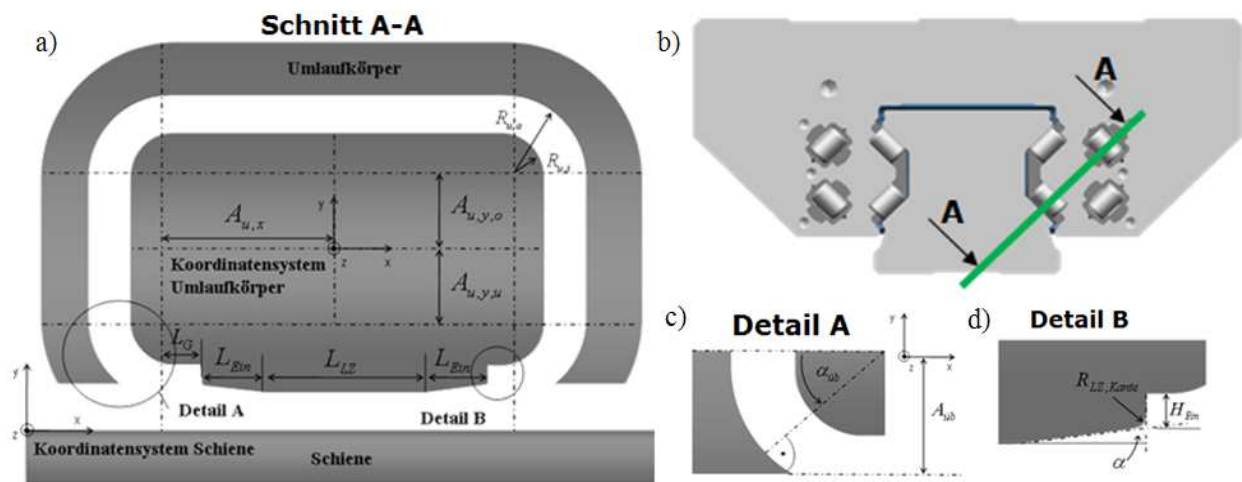


**Bild 2:** a) Darstellung der modellierten Rollenschienenführungsvariante und b) vereinfachte Darstellung eines Wälzkörperumlaufs bei einem Schnitt gemäß der in a) dargestellten Schnittebene

Bei der modellierten Profilschienenführung handelt es sich um eine 4-reihige Rollenschienenführung in O-Anordnung. Die einzelnen Umläufe sind ineinander verschachtelt und schließen jeweils einen Winkel von  $45^\circ$  ein. In jedem Umlauf befinden sich 53 Wälzkörper, was für das gesamte Modell die Berechnung der Kontakte von 212 Rollen zu ihren benachbarten Wälzkörpern, zum Führungswagen (Bord und Laufbahn) und zur Schiene erfordert. Zwischen den Wälzkörpern befinden sich keine Trennelemente, es handelt sich um eine sogenannte vollrollige Variante. Der Wälzkörperumlauf setzt sich aus den Hauptkomponenten Lastzone I, den Ein- und Auslaufzonen, den Umlenkungen II und IV sowie dem Rückführkanal III zusammen.

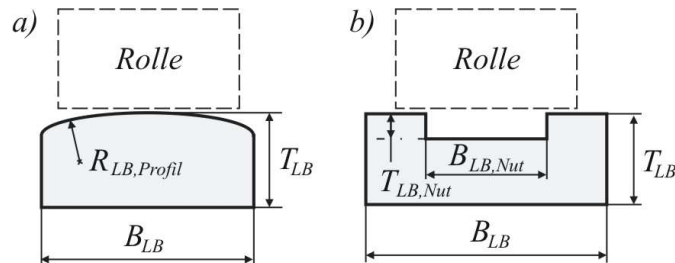
### 2.1 Geometrieaufbau

Mit dem Ziel dem Anwender des Simulationsmodells ein möglichst flexibel einsetzbares Werkzeug bereit zu stellen und das Simulationsmodell als Grundlage für Optimierungen einsetzen zu können, wurde ein parametrischer Geometrieaufbau hinterlegt. Die Parametrik der Umlaufgeometrie ist in Bild 3 dargestellt.



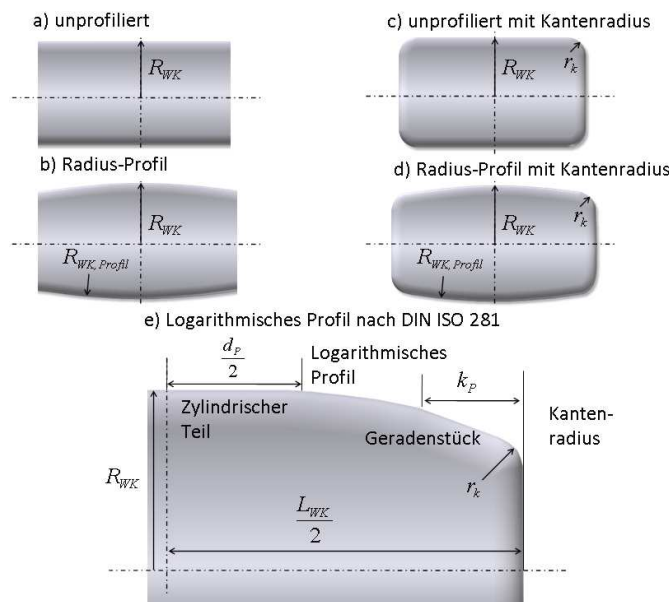
**Bild 3:** a) Geometrieparameter des Wälzkörperumlaufs, b) Schnittverlauf des Wälzkörperumlaufs, c) Parameter zur Definition des Kantenübergangs, d) Parameter zur Definition von Ein- und Auslaufschräge in Anlehnung an [SCH09]

Dabei lässt sich die Grundgeometrie durch Änderung der Längen und Radien anpassen. Details wie der Übergang des Wälzkörpers von der Schiene in die Rückführung lassen sich ebenso modifizieren wie der Winkel der Ein- und Auslaufschrägen und Kantenradien. Neben der Umlaufgeometrie sind verschiedene Laufbahnprofile für unterschiedliche Bereiche des Wagens selektierbar. Das Profil a) in Bild 4 entspricht dem Profil des Wagenkörpers in der Lastzone. Profil b) entspricht dem Profil in den seitlichen Umlenkungen und im Rückführkanal.



**Bild 4: Vereinfachte Darstellung zweier Laufbahnprofile und deren Geometrieparameter: a) ballig und b) mit Nut [SCH08]**

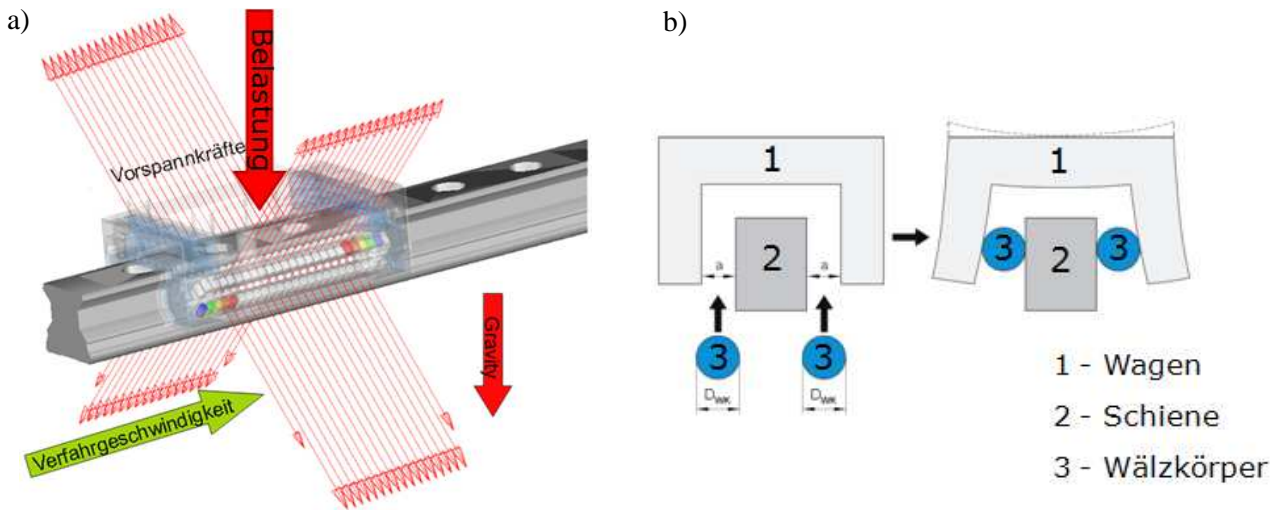
Zusätzlich zur Bereitstellung unterschiedlicher Laufbahnprofile besteht im Modell die Auswahlmöglichkeit zwischen fünf Wälzkörperprofilierungen (vgl. Bild 5).



**Bild 5: Vereinfachte Darstellung der fünf Wälzkörperprofile (a-e) und deren Geometrieparameter [SCH09]**

## 2.2 Randbedingungen

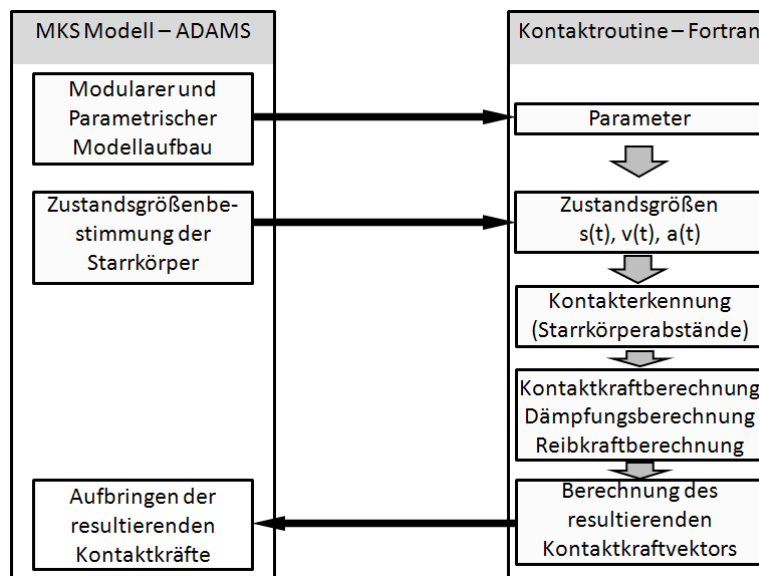
Der Führungswagen der Rollenschienenführung sowie die darin enthaltenen Wälzkörper, besitzen jeweils sechs Freiheitsgrade. Die Schiene ist fest im Raum fixiert. Über die Vorgabe eines Bewegungsprofils wird der Wagen definiert entlang der Schiene verfahren (vgl. Bild 6). Auf sämtliche Körper wirkt die Schwerkraft. Die Rollenschienenführung kann mit einer beliebigen Vorspannung versehen werden. Je nach Untersuchungsgegenstand können Kräfte, Momente, Verschiebungen und Verkippen auf den Führungswagen aufgebracht werden.



**Bild 6:** Darstellung der a) Randbedingungen und Lasten im Rollenschienenführungsmodell, sowie b) der Vorspannungserzeugung [SCH09, REX06]

### 2.3 Zusammenspiel MKS-Modell und Fortran-Subroutine

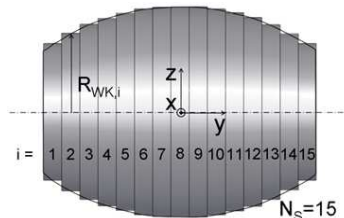
Der Modellaufbau erfolgt durch die Nutzung der ADAMS-Makrosprache. In den Eingabedateien des Modells sind Variablen definiert, durch deren Anpassung die Untersuchung unterschiedlicher Baugrößen und Geometrievarianten möglich ist [TEU05]. Die durch den Nutzer eingegebenen Geometrie-, Material-, Reibungs- und Dämpfungsparameter werden an eine Fortran-Routine zur Kontaktkraftberechnung übergeben. In dieser Routine besteht die Möglichkeit auf Zustandsgrößen der Kontaktkörper, wie beispielsweise Positionen und Geschwindigkeiten zuzugreifen. Die Berechnung der resultierenden Kontaktkraft erfordert das Lösen unterschiedlicher Teilproblemstellungen, wie beispielsweise Kontaktpunktfindung, Berechnung der Kontaktkraft aus Starrkörperdurchdringung, Dämpfungsberechnung und Reibungsberechnung. Mit dem Ziel die Routine an den Ablauf der Kontaktkraftberechnung anzupassen, wurde sie in mehrere Subroutinen unterteilt, wobei jede Subroutine die Lösung eines oder mehrerer Teilprobleme erledigt. Die grundsätzlichen Berechnungsschritte sind in Bild 7 dargestellt.



**Bild 7:** Berechnung der resultierenden Kontaktkraft durch Einbinden einer Fortran-Routine in die MKS-Umgebung ADAMS

## 2.4 Kontaktkraftberechnung

Die Berechnung der resultierenden Kontaktkraft lässt sich in die drei Bereiche Kontaktkraftberechnung aus Starrkörperdurchdringung, Dämpfungskraftberechnung und Reibkraftberechnung unterteilen. Zur Berücksichtigung von dreidimensional aufgelösten Kontakten werden die Kontaktzonen durch den Einsatz von Wälzkörper-Scheibenmodellen diskretisiert. Dabei werden die Wälzkörper entlang ihrer Achse in eine endliche Anzahl an Scheiben unterteilt (vgl. Bild 8).

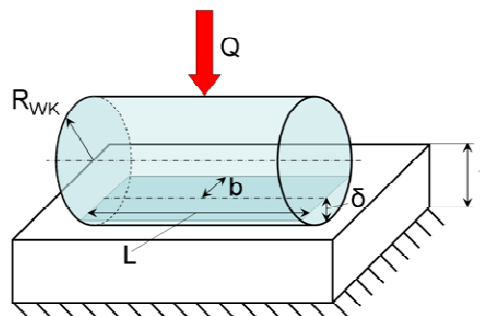


**Bild 8: Axiale Diskretisierung eines Wälzkörpers in Scheiben [SCH09]**

Für die einzelnen Scheiben werden separat die Kontaktkräfte berechnet und anschließend vektoriell zur Gesamtkraft auf den Wälzkörper und seinen Kontaktpartner addiert. Es kann zwischen zwei unterschiedlichen Scheibenmodellen gewählt werden. Sind Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Scheiben nicht von Bedeutung für den Untersuchungsgegenstand, kann ein Scheibenmodell gemäß DIN ISO 281-4 [DIS281-4] gewählt werden. Für Problemstellungen wie beispielsweise das Abbilden von Kantenspannungen, bei denen die Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Scheiben eines Wälzkörpers relevant sind, kann ein von Teutsch entwickeltes AST (Alternative Slicing Technique)-Scheibenmodell ausgewählt werden [TEU05].

### 2.4.1 Kontaktkraft aus Starrkörperdurchdringung

Die Berechnung der Kontaktkraft aus Starrkörperdurchdringung erfolgt analytisch. Aus der Kenntnis der Geometrie der beteiligten Kontaktkörper und der Position sowie der Orientierung ihrer Mittelpunkte lässt sich die Starrkörperdurchdringung  $\delta$  berechnen (vgl. Bild 9).



**Bild 9: Starrkörperdurchdringung  $\delta$  am Beispiel des Rolle-Ebene-Kontakts [SCH09]**

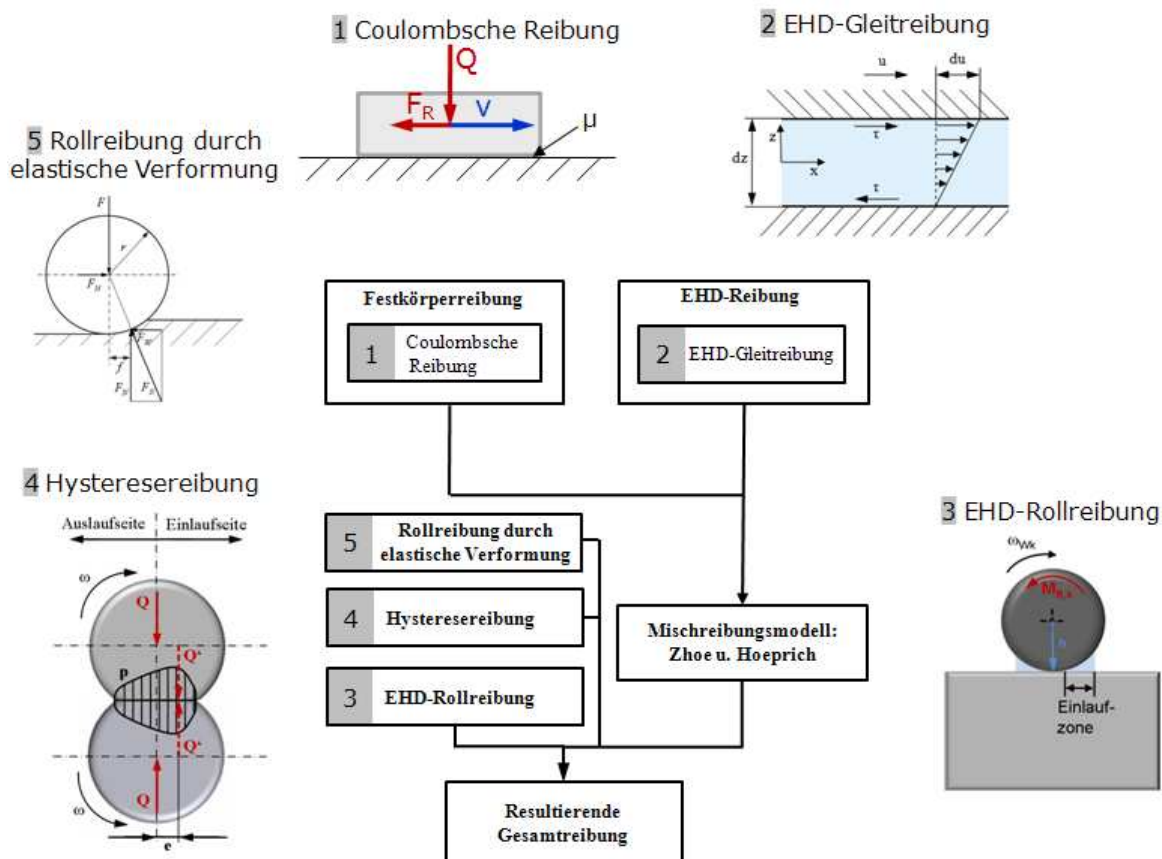
Durch Einsetzen der ermittelten Starrkörperdurchdringung in einen Last-Verformungs-Zusammenhang lässt sich die Kontaktkraft berechnen. Im Modell der Rollenschielenführung sind drei unterschiedliche Kontaktbeschreibungen implementiert. Ein Ansatz nach Hertz bietet unter der Annahme zweier unendlich langer, achsparalleler Zylinder, die mit der Kraft  $Q$  zusammengepresst werden, die Möglichkeit die Pressung zwischen den Kontaktpartnern zu bestimmen [BRÄ95, HER82]. Für den Kontakt eines zylindrischen Körpers mit einem ebenen unendlichen Halbraum und für die Materialpaarung Stahl-Stahl gibt Kunert einen Last-Verformungs-Zusammenhang an [KUN61]. Mit dem Last-Verformungs-Zusammenhang nach Tripp [TRI85] lässt sich für den Kontakt eines zylindrischen Wälzkörpers mit einem Lagerinnenring und einem Lageraußenring die Annäherung der Starrkörper bei bekannter Kontaktkraft errechnen.

## 2.4.2 Dämpfungskraft

Zur Berechnung der Dämpfungskraft sind in der Fortran-Routine zwei alternative Ansätze hinterlegt. Ein Parametermodell basiert auf einer Dämpfungsbeschreibung in [ADA05, TEU05]. Dabei wird die Kontaktdämpfung mittels einer bereichsweise definierten Funktion mit kubischem Mittelteil beschrieben. Ein empirisches Modell nach Dietl [DIE97] basiert auf der vollständigen numerischen Lösung des EHD-Dämpfungsproblems durch van Nijen und berücksichtigt die Effekte aus Materialdämpfung, Dämpfung aufgrund von Reibung im Kontakt und Schmierfilmdämpfung in der Einlaufzone des EHD-Kontakts.

## 2.4.3 Reibkraft

In die Berechnung der resultierenden Reibkraft fließen Festkörpergleitreibung [TEU05], Rollreibung aus Oberflächenverformungen bei vollkommen elastischen Eigenschaften der Kontaktkörper [DAU01, HAK67, TAB55], Rollreibung aus Oberflächenverformungen bei anelastischen und plastischen Eigenschaften (in der Literatur auch als Hysteresereibung bezeichnet) [KRA87] ein. Des Weiteren werden EHD-Gleitreibung aus der Scherung des Schmierstoffs im Kontaktbereich [WIS00] und EHD-Rollreibung, die aus der Schmierstoffkompression in der Einlaufzone des EHD-Kontakts resultiert [DAL79], berücksichtigt (vgl. Bild 10).



**Bild 10:** Übersicht der implementierten Reibungsmodelle zur Berechnung der resultierenden Gesamtreibung im geschmierten Kontakt einer Rollschienenführung

Zur Berechnung der Anteile von Festkörper- und EHD-Reibung an der resultierenden Reibung im Mischreibungsgebiet wird ein Filmdickenparameter  $\Lambda$  herangezogen. Dieser Filmdickenparameter stellt ein Verhältnis von Schmierfilmdicke zu einem repräsentativen Rauheitsmaß dar [ENG02]:

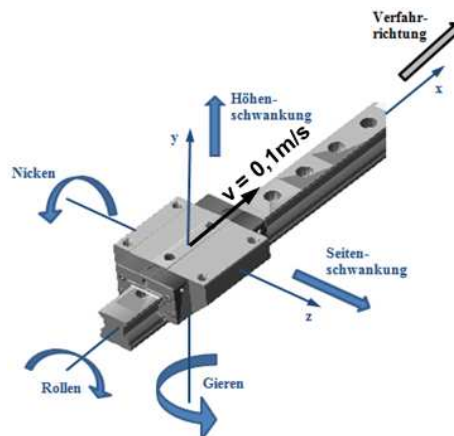
$$\Lambda = \frac{\text{Schmierfilmdicke}}{\text{Rauheitsmaß}}$$

### 3 Simulations- und Versuchsergebnisse

Im Folgenden werden exemplarische Ergebnisse zu Ablaufgenauigkeits- und Reibungsuntersuchungen vorgestellt.

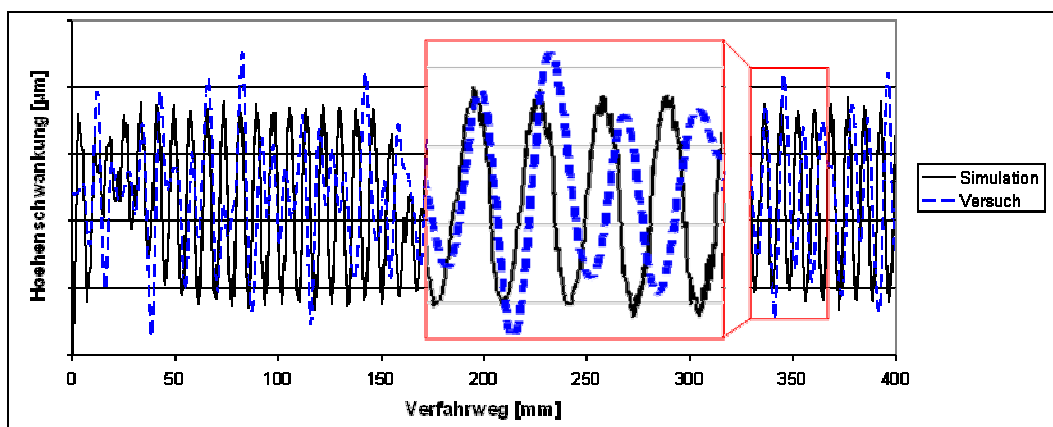
#### 3.1 Ablaufgenauigkeitsuntersuchungen

Beim Verfahren des Führungswagens entlang der Schiene werden ständig Wälzkörper über die Einlaufschrägen in die Lastzonen der vier Umläufe, bzw. über die Auslaufschrägen aus den Lastzonen heraus bewegt. Somit ändert sich die Anzahl der lasttragenden Wälzkörper ständig und die Wagenbewegung weicht von einer ideal-geradlinigen Bewegung ab [SCH09]. Es wird zwischen den zwei translatorischen Abweichungen Seitenschwankung und Höhenschwankung sowie den drei rotatorischen Abweichungen Nicken, Rollen und Gieren unterschieden (vgl. Bild 11).



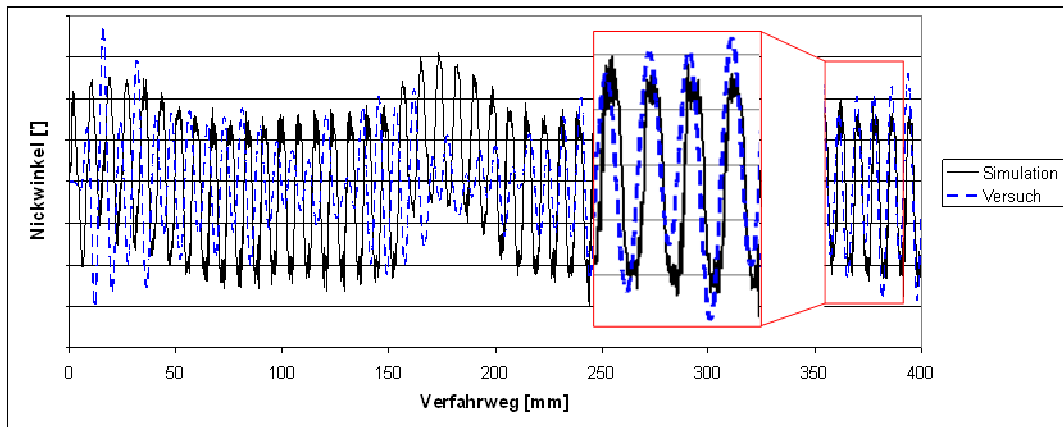
**Bild 11: Translatorische und rotatorische Abweichungen der Führungswagenbewegung von einer ideal-geradlinigen Bewegung**

Im Rahmen von Modellverifikationen werden die Simulationsergebnisse der Ablaufgenauigkeit des Führungswagens über dem Verfahrweg experimentellen Daten gegenübergestellt. Der Wagen wird bei den durchgeführten Analysen in der Simulation mit einer Geschwindigkeit von 0,1m/s verfahren. Die Vorspannung des Rollenschieneführungsmodells beträgt 0,13C. Die experimentellen Daten entstammen [REX02A, REX02B, REX05]. In Bild 12 ist der Verlauf der Höhenschwankung über dem Verfahrweg aufgetragen.



**Bild 12: Gegenüberstellung der Höhenschwankung in Simulation und Versuch [SCH09]**

In Bild 13 ist der Nickwinkel über dem Verfahrweg dargestellt.

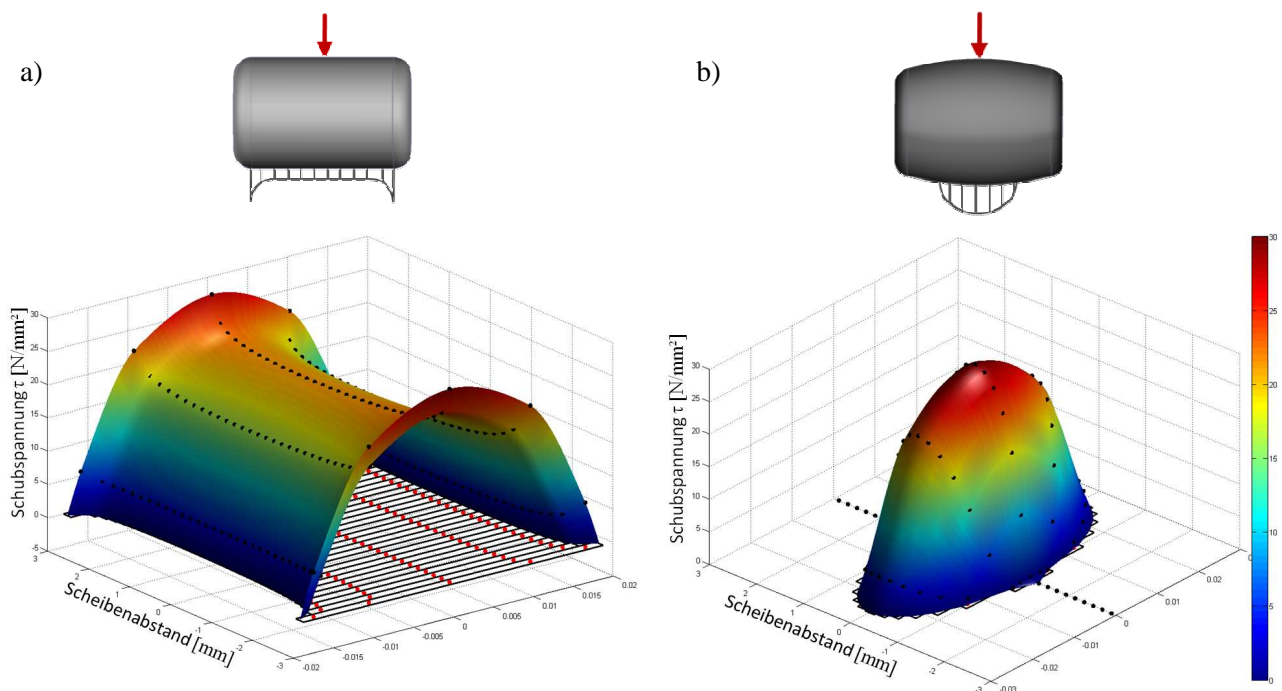


**Bild 13: Gegenüberstellung des Nickwinkels in Simulation und Versuch [SCH09]**

Die Ergebnisse aus Simulation und Experiment zeigen sowohl in der Pulsationsfrequenz als auch in der Pulsationsamplitude sehr gute Übereinstimmungen.

### 3.2 Reibkraftuntersuchungen

Bei der Berechnung der Reibkraft im Simulationsmodell erfolgt zusätzlich zur Diskretisierung der Kontaktfläche durch Scheibenmodelle entlang der Wälzkörperachse (vgl. Kap. 2.4) eine weitere Diskretisierung jeder Scheibe entlang der kurzen Halbachse der Hertzchen-Kontaktfläche. Dabei werden die zur EHD-Gleitreibungsberechnung relevanten Größen Druck, Temperatur, Viskosität und Schubspannung an einer parametrisch einstellbaren Anzahl an Stützstellen ausgewertet (vgl. Bild 14).



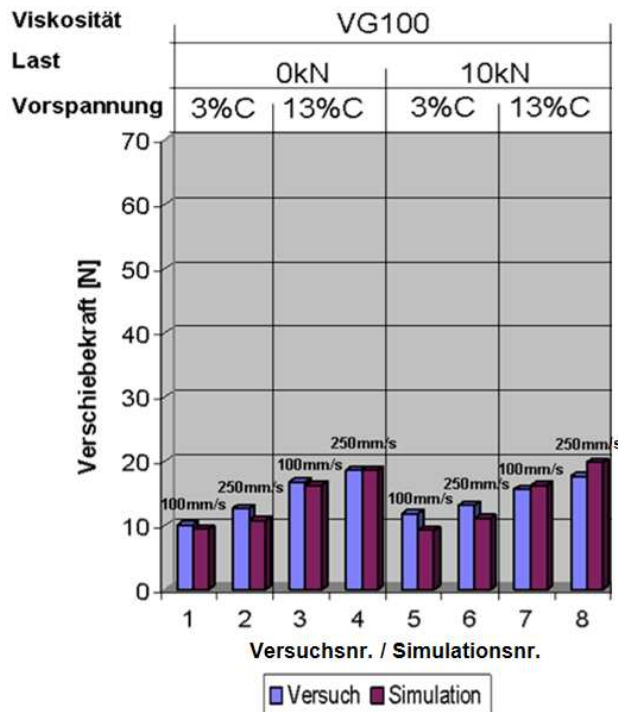
**Bild 14: Darstellung der Schubspannung über der Kontaktfläche a) eines ideal-zylindrischen Wälzkörpers und b) eines Wälzkörpers mit Kreisprofil**

Aus der Integration der Schubspannung über der Kontaktfläche wird die EHD-Gleitreibungskraft auf den Wälzkörper bestimmt.

Mit dem Ziel die resultierende Reibkraft im Simulationsmodell zu verifizieren, wurden experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Wie auch im Falle der Ablaufgenauigkeitsuntersuchungen wird der Führungswagen zur Analyse des Reibverhaltens mit einem definierten Geschwindigkeitsprofil



beaufschlagt. Während des Verfahrens erfolgt die Messung der Verschiebekraft, die benötigt wird, um dem Führungswagen die gewünschte Bewegung aufzuprägen. Bei der Messung der Reibkraft wurden alle Dichtungen und schleifenden Bauteile am Führungswagen entfernt, mit dem Ziel lediglich die durch umlaufende Wälzkörper verursachte Verschiebekraft zu messen. Die Gegenüberstellung der simulativen und experimentellen Untersuchungsergebnisse zum Reibverhalten ist in Bild 15 dargestellt. Die experimentellen Ergebnisse wurden [REX09] entnommen.



**Bild 15: Gemittelte simulative und experimentelle Ergebnisse für die Verschiebekraft bei variierender Last, Vorspannung und Geschwindigkeit für das niederviskose Öl (ISO VG 100) [SCH10]**

Die Ergebnisse aus Experiment und Simulation stimmen sehr gut überein, weshalb das Modell neben qualitativ vergleichenden Untersuchungen der Reibniveaus verschiedener Rollenschienenführungen auch quantitative Aussagen über die Höhe der Reibkraft zulässt. Somit kann beispielsweise eine Optimierung der Umlaufgeometrie im Hinblick auf minimierte Reibung durchgeführt werden [SCH10].

#### 4 Zusammenfassung und Ausblick

Aus der Anwendung in Werkzeugmaschinen, Handhabungsgeräten etc. ergeben sich vielfältige Anforderungen an die Eigenschaften von Rollenschienenführungen. Im Speziellen die Steifigkeits-, Tragfähigkeits-, Ablaufgenauigkeits- und Reibeigenschaften sind Zielgrößen bei der Optimierung heutiger Rollenschienenführungen. Die rechnergestützte Mehrkörpersimulation unter Einbeziehung einer benutzergeschriebenen Kontaktkraftberechnung ist ein geeignetes Werkzeug diese Optimierungsschritte schon zu Beginn des Produktentwicklungsprozesses, ohne physikalisch vorhandenes Produkt durchzuführen. Das am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik entstandene Modell versetzt den Anwender in die Lage, die Ablaufgenauigkeit durch geometrische Optimierung zu verbessern, die Umlaufgeometrie für einen minimalen Verschiebewiderstand auszulegen, Kontaktsteifigkeiten zu ermitteln, sowie Detailuntersuchungen an der Wälzkörperkinematik z.B. zur Verschleißanalyse durchzuführen.

Aufbauend auf dem erstellten Mehrkörpersimulationsmodell ist die Erweiterung der Systemgrenzen und die Betrachtung der Rollenschienenführung als Komponente in einem übergeordneten System denkbar.

## Literaturverzeichnis

- [ADA05] ADAMS 2005: Help and Online Documentation. MSC Software, 2005.
- [BRÄ95] Brändlein, J.; Eschmann, P.; Hasbargen, L.; Weigand, K.: Die Wälzlagerpraxis. 3. Auflage, Mainz: Vereinigte Fachverlage, 1995.
- [DAL79] Dalmaz, G.: Le film mince visqueux dans les contacts hertziens en regimes hydrodynamique et elastohydrodynamique. Docteur d'Etat Es Sciences thesis. INSA Lyon, 1979.
- [DAU01] Dauber, O.: Elastohydrodynamische Rollreibung in Stahl-Keramik-Kontakten. Forschungsberichte, Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau Universität Karlsruhe (TH), 2001.
- [DIE97] Dietl, P.: Damping and Stiffness Characteristics of Rolling Element Bearings. Dissertation, TU Wien, 1997.
- [DIS281-4] DIN ISO 281: Wälzlager, Beiblatt 4: Dynamische Tragzahlen und Nominelle Lebensdauer – Verfahren zur Berechnung der modifizierten Referenzlebensdauer für allgemein belastete Wälzlager. April 2003.
- [ENG02] Engel, S.: Reibungs- und Ermüdungsverhalten des Rad-Schiene-Systems mit und ohne Schmierung. Dissertation, Universität Magdeburg, 2002.
- [GRO07] Groche, P.; Hofmann, T.: Eigenschaften verspannter Profilschienenführungen - Einflussfaktoren auf das dynamische Steifigkeitsverhalten. wt Werkstatttechnik online, Jahrgang 97, H. 1/2, S. 79- 84, 2007.
- [HAK67] Hakenjos, V.: Untersuchungen über die Rollreibung bei Stahl im elastisch-plastischen Zustand. Dissertation, Universität Stuttgart, 1967.
- [HER82] Hertz, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper. Journal für reine und angewandte Mathematik, Nr. 92, pp. 156-171, 1882.
- [INA82] INA Lineartechnik oHG (Herausgeber): Ein komplettes Linearführungsprogramm. Der Konstrukteur: Werkstofftechnik u. Maschinentchnik, Mainz, Verlag für Technik und Wirtschaft, S. 44-45, 1982.
- [KRA87] Krause, H.; Poll, G.: Mechanik der Festkörperreibung. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1987.
- [KUN61] Kunert, K.: Spannungsverteilung im Halbraum bei elliptischer Flächenpressungsverteilung über einer rechteckigen Druckfläche. Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens. Bd. 27, Nr. 6, S. 165-174, Düsseldorf, 1961.
- [REX02A] Versuchsbericht 4236 der Bosch Rexroth AG zu Ablaufgenauigkeitsuntersuchungen an Rollenschienenführungen der Größe 35 vom 11.02.2002.
- [REX02B] Versuchsbericht 4233 der Bosch Rexroth AG zu Ablaufgenauigkeitsuntersuchungen an Rollenschienenführungen der Größe 35 vom 18.03.2002.

- [REX05] Versuchsbericht 4564 der Bosch Rexroth AG zu Ablaufgenauigkeitsuntersuchungen an Rollenschienenführungen der Größe 35 vom 13.09.2005.
- [REX06] Bosch Rexroth AG: Handbuch Lineartechnik. Firmendruckschrift R310DE 2017 (2006.07), Schweinfurt, 2006.
- [REX09] Versuchsbericht 6540 der Bosch Rexroth AG zu Reibungsuntersuchungen an Rollenschienenführungen der Größe 35 vom 07.12.2009.
- [SCH08] Scheuermann, M.; Sauer, B.: Simulation des dynamischen Verhaltens eines Rollenschienenführungsumlaufs mittels modularer Modellstrukturen. Springer VDI-Verlag, Zeitschrift Konstruktion, Ausgabe Oktober 2008, S.75-82, Düsseldorf.
- [SCH09] Scheuermann, M.; Sauer, B.: Dynamische Simulation einer Rollenschienenführung. VDI-Tagung „Gleit und Wälzlagerungen 2009“, 09. und 10. Juni 2009, Wiesloch bei Heidelberg.
- [SCH10] Scheuermann, M.: Dynamiksimulation zur virtuellen Produktentwicklung von Rollenschienenführungen. Dissertation, ISBN 978-3-941438-49-1, TU Kaiserslautern, 2010.
- [TAB55] Tabor, T.: The Mechanism of Rolling Friction. II. The Elastic Range. Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, Vol. 229, No. 1177 (Apr. 21, 1955), S. 198-220, 1955.
- [TEU05] Teutsch, R.: Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlagern und Wälzführungen. Dissertation, TU Kaiserslautern, 2005.
- [TRI85] Tripp, J.H.: Hertzian Contact in Two and Three Dimensions. NASA Technical Paper Series, No. 2473, 1985.
- [WIS00] Wisniewski, M.: Elastohydrodynamische Schmierung. Handbuch der Tribologie und Schmierungstechnik, Renningen-Malmsheim, Band 9, Expert-Verlag, 2000.

# **Planare Wälzführung - eine Alternative für hochpräzise Anwendungen**

M. Heyne  
T. Erbe  
Prof. Dr.-Ing. R. Theska

Institut für Maschinen- und Gerätekonstruktion  
TU Ilmenau

# PLANARE WÄLZFÜHRUNG – EINE ALTERNATIVE FÜR HOCHPRÄZISE ANWENDUNGEN

Dipl.-Ing. Marko Heyne  
Dipl.-Ing. Torsten Erbe  
Prof. Dr.-Ing. René Theska

## 1 Einleitung

Insbesondere in der Halbleitertechnik macht das Handling von neuen Wafergrößen stetig zunehmenden Bewegungsbereiche und hierfür planaren Bewegungssysteme mit hochpräzisen Führungssysteme notwendig [ISMI10], [ITRS09]. Der Trend geht zu Anwendungen im technischen Vakuum, weil einerseits mikrosystemtechnische Fertigungsprozesse dies zunehmend benötigen und andererseits die Messunsicherheit von interferometrischen Messsystemen verringert werden kann. Aero-statische Führungssysteme eignen sich nur bedingt für den Einsatz im Vakuum aufgrund der notwendigen aber sehr aufwendigen Medienzu- und -abfuhrsysteme und diese zeigen Rückwirkungen auf das Bewegungsverhalten.

Ein alternatives Konzept stellt die planare Wälzführung dar, die ohne ab- oder zuzuführende Medien arbeitet und die Bewegung des Läufers in drei Freiheiten gegenüber einer einzelnen Führungsfläche erlaubt. In einer planaren Wälzführung sind Kugeln zwischen den ebenen Funktionsflächen des zu führenden Teils und des nicht geführten Teils angeordnet (Bild 1) [Hey10-2].

Alle Einflussfaktoren, die auf das Verhalten von planaren Wälzführungen wirken, sind noch nicht untersucht. Dieser Beitrag adressiert den Traganteil und die Wälzreibung. Weitere Probleme, wie z. B. Rückwirkungen vom Käfig auf das Bewegungsverhalten und Einfluss der Materialpaarungen auf das Wälzreibverhalten, sind Gegenstand aktueller und späterer Untersuchungen.

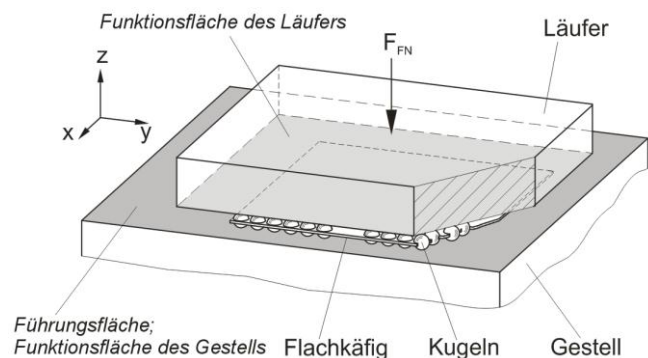


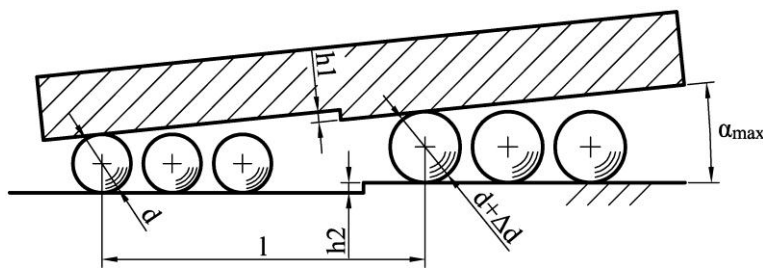
Bild 1: Aufbau einer planaren Wälzführung

## 2 Konstruktive Besonderheiten

Im Folgenden sollen zwei konstruktive Besonderheiten der ebenen Wälzführung vorgestellt werden, die die Minimierung der Verkippungen des Läufers der planaren Wälzführung erlauben und als Kriterien zur Wahl des optimalen Kugeldurchmessern dienen können.

### 2.1 Minimierung Verkippung

Die Verwendung von mehr als drei Kugeln in der planaren Wälzführung ergibt eine geometrisch überbestimmte Situation, welche Rückwirkung auf die sich einstellende Verkippung zeigt. Die theoretisch maximal mögliche Verkippung  $\alpha_{max}$  unter Berücksichtigung der Fertigungstoleranzen der Kugeln  $\Delta d$  und Funktionsflächen  $h_1, h_2$  wird in Bild 2 dargestellt.



$$\alpha_{max} = \arctan\left(\frac{h_1 + h_2 + \Delta d}{l}\right)$$

Bild 2: maximal mögliche Verkippung  $\alpha_{max}$

Zur Minimierung der auftretenden Verkippung sind der Abstand der äußersten Kugeln zu maximieren und die Fertigungsabweichungen zu reduzieren. Der Abstand der äußersten Kugeln zu erhöhen ist durch die geometrischen Forderungen begrenzt und lässt sich leichter realisieren als die Verringerung der Fertigungstoleranzen aufgrund von technologischen Grenzen.

## 2.2 Wahl des optimalen Kugeldurchmessers

Die Wahl des Wälzkörperdurchmessers hat in verschiedener Hinsicht Auswirkungen auf die Eigenschaften der Wälzführung (Tabelle 1). Es zeigen sich gegenläufige Tendenzen von Eigenschaften wie exemplarisch, in Bild 3 und Bild 4 dargestellt [Hey10-1].

Die Kugelanzahl sinkt mit steigendem Kugeldurchmesser (Bild 3), wobei andererseits mit dem Trägheitsmoment der einzelnen Kugeln auch die Trägheit aller Kugeln und damit die der planaren Wälzführung steigt (Bild 4).

Um einen geringen Montageaufwand (Kugelanzahl), geringe Rückwirkungen zwischen Käfig und Kugeln (Kugelanzahl), eine hohe Tragfähigkeit (Traganteil) und eine hohe Steifigkeit zu erhalten, ist ein großer Kugeldurchmesser empfehlenswert. Die obere Grenze des Kugeldurchmessers mit 12,7 mm stellt die Fertigungsabweichungen der Kugeln dar. Nach DIN 5401 gilt die höchste Genauigkeitsklasse G3 mit den geringsten Fertigungsabweichungen nur für Kugeln bis 12,7 mm, über 12,7 mm gilt die höchste Genauigkeitsklasse G5. Die Fertigungsabweichungen der Kugeln sind so niedrig wie möglich zu halten, um beispielsweise einen hohen Traganteil zu ermöglichen.

Tabelle 1: Eigenschaften, deren Auswirkungen bei steigendem Kugeldurchmesser und deren Ziele einer planaren Wälzführung

Eigenschaften	Wirkung von d = 5 auf 10 mm	Ziel
Kugelanzahl	v	-
Trägheit	^	-
Fertigungsabweichungen	^	-
Tragfähigkeit (Traganteil)	=	+
Aufstellfläche	=	-
Steifigkeit	v	+

Legende: „^“ steigt, „=“ bleibt konstant, „v“ sinkt bei steigendem Kugel-Ø, „+“ hoch, „-“ niedrig

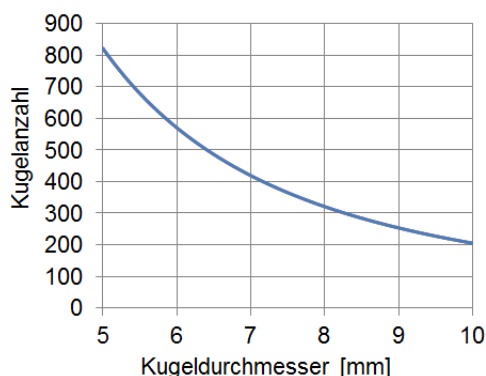


Bild 3: notwendige Anzahl Kugeln für Tragfähigkeit von 500 N (Traganteil: 50 %, maximaler Vergleichsspannung: 500 N/mm<sup>2</sup>, Werkstoff: Stahl)

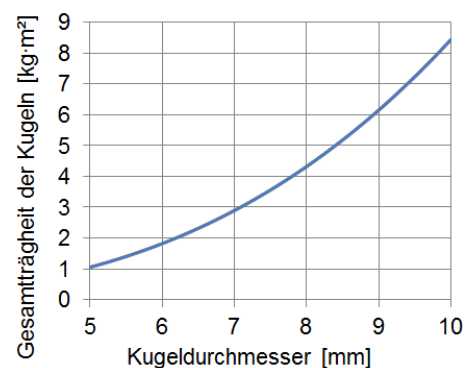


Bild 4: Abhängigkeit der Gesamtträgheit vom Kugeldurchmesser (Annahmen aus linkem Bild)

Allgemeingültig kann hier kein konkreter Kugeldurchmesser als optimal erachtet werden. Für jede Anwendung sind die notwendigen Eigenschaften der planaren Führung zu gewichten und daraus der jeweilige optimale Kugeldurchmesser festzulegen. Für eine genaue Aussage auf die Einflussnahme auf die Eigenschaften der planaren Wälzführung durch den Kugeldurchmesser sind noch weitere wissenschaftliche Untersuchungen notwendig.

### 3 Aktuelle Forschung

In einer planaren Wälzführung liegen andere kinematische und wälzreibungstechnische Verhältnisse vor als in der bisherigen Wälzlagertechnik und -führungstechnik bestehen. Aus diesem Grund können bisherige Erkenntnisse nicht auf die Dimensionierung einer planaren Wälzführung übertragen werden.

#### 3.1 Traganteil

In der geometrisch überbestimmten planaren Wälzfürungen werden aufgrund von Fertigungsabweichungen der Kugeln und Funktionsflächen nicht alle Kugeln den Läufer tragen (Bild 5). Die zentrale Herausforderung bei der Dimensionierung planarer Wälzfürungen ist die Kenntnis des Traganteils, d. h. das Verhältnis der tragenden Kugeln zur Gesamtzahl der Kugeln der Wälzfürung. Ein hoher Traganteil resultiert in einer -gewünschten- hohen Tragfähigkeit der Führung, hohen Steifigkeit und einem geringen Bauraumbedarf. Mit zunehmender Belastung des Läufers wird der Traganteil steigen (gestrichelte Linie in Bild 6) aufgrund teilweiser Kompensation der Fertigungsabweichungen durch elastische Verformungen in Kugel-Ebene-Kontakten.

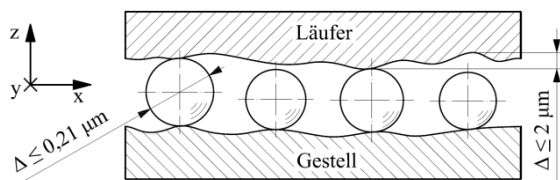


Bild 5: Fertigungsabweichungen führen zu tragenden und nichttragenden Kugeln

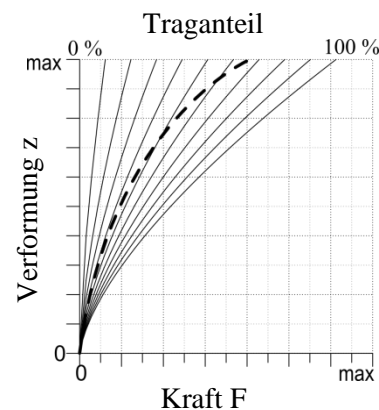


Bild 6: Zusammenhang zwischen Kraft und Verformung in Abhängigkeit von Traganteil

Der Traganteil  $k_c$  kann über das Verhältnis aus dem messbaren Steifigkeitsanteil  $c_{vorh}$  bei Kugelanzahl  $n$  und  $c_{3K}$  bei drei Kugeln bestimmt werden (Gleichung (1)).

$$k_c = \frac{c_{vorh} \cdot 3}{c_{3K} \cdot n} \quad (1)$$

Unter Verwendung von drei Kugeln stellt sich ein Traganteil von 100% ein, welcher als Referenz für das Verhältnis dient.

Die für die Messung der Steifigkeiten  $c_{3K}$  und  $c_{vorh}$  notwendigen Erhöhung der Normalkraft erfolgt über das Auflegen von Zusatzmassen.

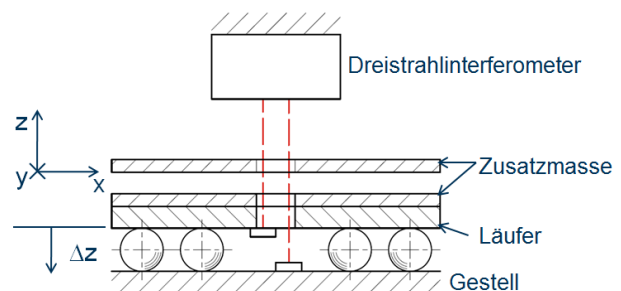


Bild 7: schematische Darstellung des Versuchsaufbaus zur Untersuchung des Traganteils

Die Positionsänderung in  $z$  und die Verkippung um die  $x$ - und  $y$ - Achse des Läufers wird mit dem Dreistrahlinterferometer detektiert (Bild 7).

Die Kenntnis des Traganteils ermöglicht eine Anpassung der Kugelanzahl während der Dimensionierung der planaren Wälzföhrung, um einerseits die notwendige Steifigkeit und andererseits plastische Deformationen in den Kugel-Ebene-Kontakten zu vermeiden.

### 3.2 Wälzreibung

Für eine hohe Positionierwiederholgenauigkeit im Mikrometer- oder Submikrometerbereich wie in der Halbleitertechnik gefordert, ist die Kenntnis über das Wälzreibverhalten, insbesondere der Bewegungshysterese einer Wälzföhrung für die Regelung des Bewegungssystems von großer Bedeutung. Ziel ist die Bereitstellung eines realitätsnahen Reibungsmodells für den Reglerentwurf.

Die Positionierwiederholgenauigkeit wird weiterhin durch die Gleitreibung zwischen dem Käfig und den Kugeln beeinflusst. Für die vorgestellten Untersuchungen der Wälzreibung wurden diese jedoch mit dem Käfig eliminiert.

Im Vakuum stellt sich die Schmierung als aufwendig dar. Falls doch ein Schmierstoff eingesetzt wird, kann sich kein konstanter Schmierfilm aufbauen aufgrund der häufigen Richtungsumkehr und dem damit verbundenen kurzzeitigen Stillstand. Die Wälzreibung wird aus den genannten Gründen hier ohne Schmierstoff betrachtet.

Bisherige experimentelle Wälzreibuntersuchungen mit Kugeln wurden nahezu ausschließlich an Laufschiene mit V-Nuten durchgeführt [DeM08]. In einer planaren Wälzföhrung liegen jedoch Kugel-Ebene-Kontakte vor, sodass experimentelle Untersuchungen notwendig werden. Dazu wurde ein Messaufbau entwickelt und in Betrieb genommen (Bild 8). Die Neigung von ca.  $5^\circ$  gegenüber dem Schwerfeld ist notwendig um die Koppelstelle zwischen Läufer und Kraftsensor ausschließlich auf Zug zu belasten. Die Messgröße Wälzreibkraft wird mit einem Präzisionskraftsensor und der Verföhrweg mit einem Interferometer gemessen.

Die aufgenommene Wälzreibkurve (Bild 9) hat den Verföhrweg vom Läufer zum Gestell mit maximal ca.  $90\ \mu\text{m}$  zur Grundlage, d. h. jede Kugel bewegt sich relativ zum Läufer und Gestell ca.  $45\ \mu\text{m}$ . Die obere Kurve stellt die Bewegung von der Ausgangslage ( $0\ \mu\text{m}$ ) bis zur Endlage ( $90\ \mu\text{m}$ ) und die untere Kurve die umgekehrte Richtung dar. Das Überschwingverhalten um ca.  $1\ \text{mN}$  bei ca.  $50\ \mu\text{m}$  und  $5,5\ \text{mN}$  ist gegenüber der Endposition mit  $4,5\ \text{N}$  deutlich zu erkennen. Die komplette Hysteresekennlinie konnte mit dem geringen Verföhrweg nicht aufgenommen werden, sodass keine Aussage über die konstante Wälzreibkraft bei konstanter Verföhrgeschwindigkeit nach dem Überspringen gemacht werden kann.

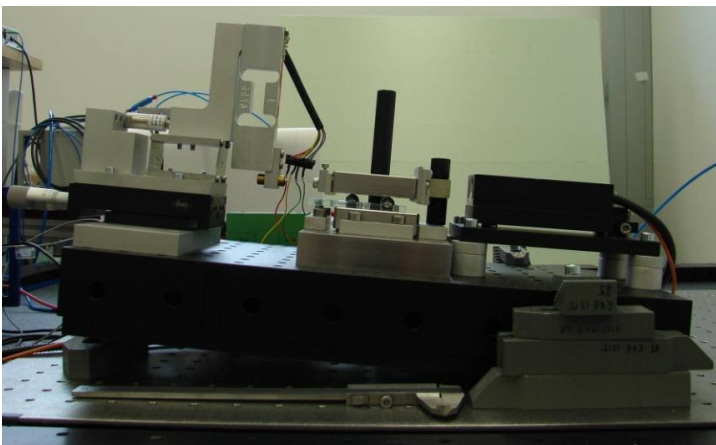


Bild 8: Messaufbau zur Untersuchung der Wälzreibung

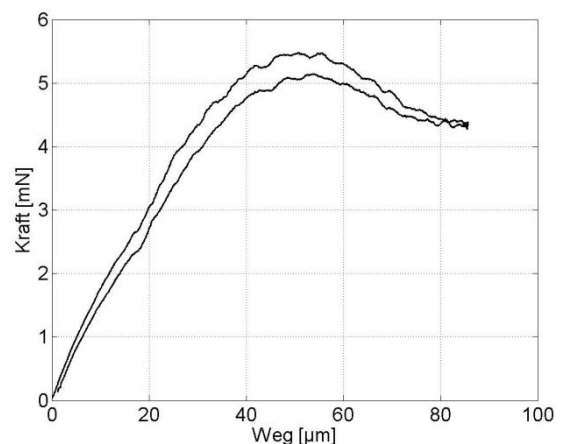


Bild 9: Kraft-Weg-Kennlinie einer planaren Wälzföhrung mit drei Kugeln (Durchmesser:  $10\ \text{mm}$ ; Werkstoffpaarung:  $1.3505 / 1.2379$ ; Geschwindigkeit:  $2\ \mu\text{m/s}$ )



Eine genaue und umfangreiche Untersuchung des Wälzreibverhaltens mit Kugel-Ebene-Kontakten hat eine Erweiterung des Verfahrenweges im Messaufbau und weiterführende Variation am Messaufbau, wie z. B. Hinzunahme eines Käfigs, zur Folge.

## 4 Zusammenfassung und Ausblick

Das Potential der planaren Wälzführung als Alternative bereits eingesetzter Führungen in der Präzisionstechnik für planare Bewegungen ist erkennbar aufgrund des einfachen Aufbaus und einer hohen Positionierauflösung.

Für eine genaue Beschreibung der Eigenschaften der planaren Wälzführung sind noch weitere Untersuchungen zum Traganteil und der Wälzreibung notwendig.

Der Traganteil gibt das Verhältnis tragender zu nicht tragender Kugeln in einer planaren Wälzführung wieder, wobei die Kenntnis von diesem Verhältnis für die Dimensionierung unerlässlich ist. Auf den Traganteil soll über die Steifigkeit geschlossen. Zunächst gilt es die Referenzsteifigkeit als Grundlage für die experimentellen Untersuchungen des Traganteils aufzunehmen.

Die Positionierwiederholgenauigkeit eines Positioniersystems kann durch die genaue Kenntnis des Wälzreibverhaltens verbessert werden indem aus dem Wälzreibverhalten ein angepasster Reglerentwurf möglich wird. Zunächst ist der Verfahrenweg im vorgestellten Messaufbau zu vergrößern, um die komplette Hysteresekennlinie aufzunehmen.

### Danksagung

Diese Arbeit entstand im Rahmen des Sonderforschungsbereich 622 „Nanopositionier- und Nanomessmaschinen“ an der Technischen Universität Ilmenau, welcher durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) finanziert wird.

- [DeM08] De Moerlooze, K.; Al-Bender, F.: Experimental Investigation into the Tractive Pre-rolling Behavior of Balls in V-Grooved Tracks. – In: Advances in Tribology, 2008
- [Hey10-1] Heyne, M.; Erbe, T.; Theska, R.: Concept of high precision ball guideway with three DOFs; - In: 15th International conference Mechanika 2010, S. 176-181
- [Hey10-2] Heyne, M. : Entwicklung einer vakuumtauglichen Führung; VDM Verlag, 2010, ISBN 3-639-25064-8
- [Hey10-3] Heyne, M.; Kowallik, Th.; Erbe, T.; Theska, R.: Measurement of the percentage contact area of high precision planar ball guideways; - In: International Conference of the European Society for Precision Engineering and Nanotechnology; 10 (Delft) : 2010.05.31-06.04. - Bedford: Euspen (2010), S. 445-448
- [ISMI10] International SEMATECH Manufacturing Initiative: News - „ISMI to Reveal Details on 450mm Wafer Transition Strategy at Austin Symposium”  
<http://ismi.sematech.org/corporate/news/releases/20070927.htm>; aufgerufen am 17.09.2010
- [ITRS09] International Technology Roadmap for Semiconductors: Lithography;  
[http://www.itrs.net/Links/2009ITRS/2009Chapters\\_2009Tables/2009\\_Litho.pdf](http://www.itrs.net/Links/2009ITRS/2009Chapters_2009Tables/2009_Litho.pdf);  
aufgerufen am 20.09.2010

# Planare Wälzführung – eine Alternative für hochpräzise Anwendungen

Marko Heyne  
Torsten Erbe  
René Theska

Technische Universität Ilmenau  
Institut für Maschinen- und Gerätekonstruktion (IMGK)  
Fachgebiet Feinwerktechnik / Precision Engineering  
marko.heyne@tu-ilmenau.de

27.09.2010



0

Planare Wälzführung – eine Alternative für hochpräzise Anwendungen  
15. Dresdner WZM-Fachseminar



## Gliederung

1. Motivation/Einleitung
2. Konstruktive Besonderheiten
  - 2.1 Minimierung Verkippung
  - 2.2 Wahl des optimalen Kugeldurchmessers
3. Gegenstand aktueller Forschung
  - 3.1 Traganteil
  - 3.2 Wälzreibung
4. Zusammenfassung

27.09.2010



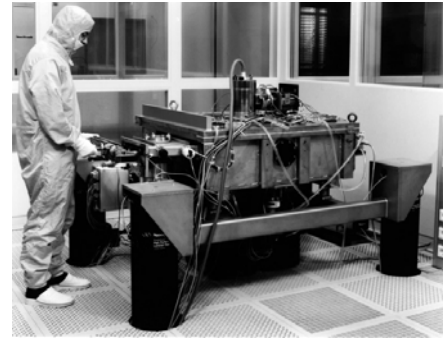
1

Planare Wälzführung – eine Alternative für hochpräzise Anwendungen  
15. Dresdner WZM-Fachseminar

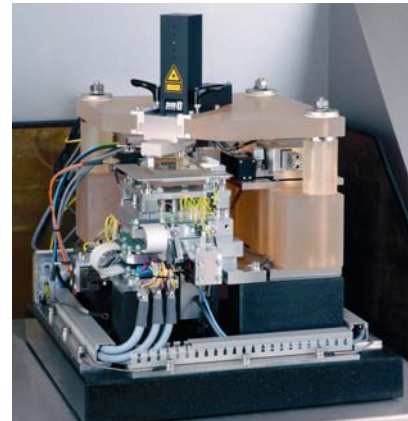


## Motivation

- Anwendung in der hochpräzisen Mess- und Positioniertechnik:
  - Handling in der Halbleitertechnik
  - deren Vermessung
  - Einsatz im Vakuum
- Ebene (2½ D) Objekte → planare Bewegung
- Hauptforderungen an solche Führung:
  - Vakuumtauglichkeit
  - Freiheitsgrad  $F \geq 2$
  - Hohe Positionierauflösung
- Aktuell:
  - aerostatische Führungen
  - Linearwälzführungssysteme



Vakuumanwendung [1]

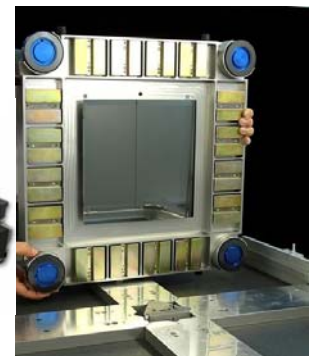
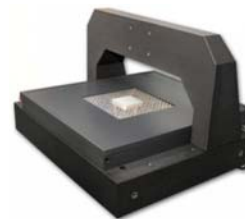


Messmaschine [2]

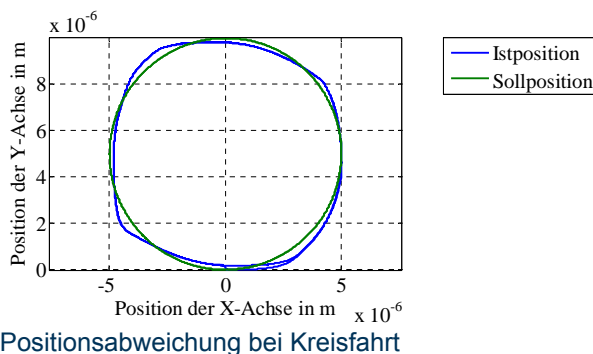
27.09.2010

## Stand der Technik

- Aerostatische Führungen
  - aufwendig für Vakuumanwendung
  - Rückwirkung durch Schläuche
  - Schwinganfälligkeit
- Linearwälzführungssysteme
  - Geringe Steifigkeit
  - Rückwirkung durch Führungsachsen



PPS200, Antriebs- und Führungssystem [3]

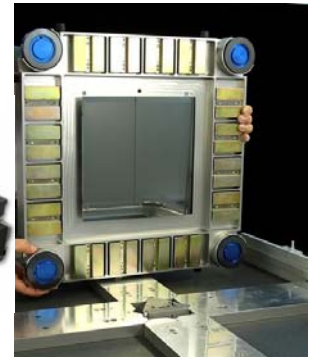


Linearwälzführungssystem [4]

27.09.2010

## Stand der Technik

- Nachteile aerostatischer Führungen:
  - aufwendig für Vakuumanwendung
  - Rückwirkung durch Schläuche
  - Schwinganfälligkeit
- Nachteile Linearwälzführungssysteme:
  - Geringe Steifigkeit
  - Rückwirkung durch Führungsachsen



PPS200, Antriebs- und Führungssystem [3]

Ausgewählte Eigenschaften	Linearwälzführungssystem	Aerostat. Führung
Steifigkeit	-	+/-
Positionierauflösung	-	+/-
Kompensation von Führungsfehlern	-	+
Tragfähigkeit	+	-



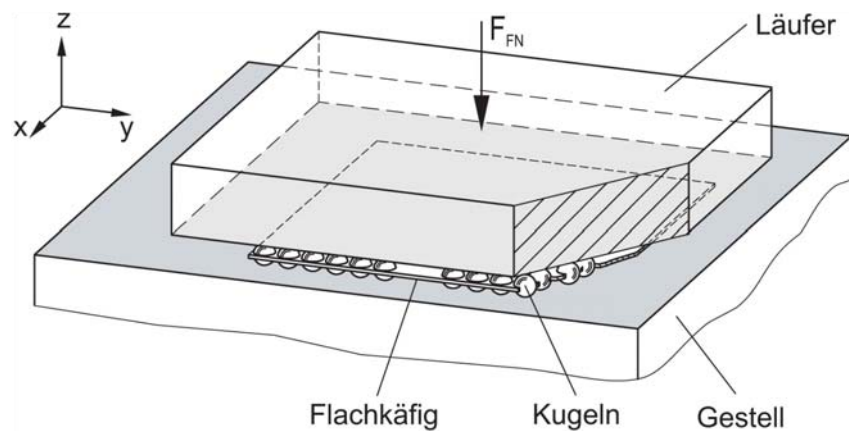
Linearwälzführungssystem [4]

27.09.2010

## Alternatives Führungskonzept

Aufbau der planaren Wälzführung:

„In einer planaren Wälzführung sind Kugeln zwischen den ebenen Funktionsflächen des zu führenden Teils und des nicht geführten Teils angeordnet.“



Eigenschaften:

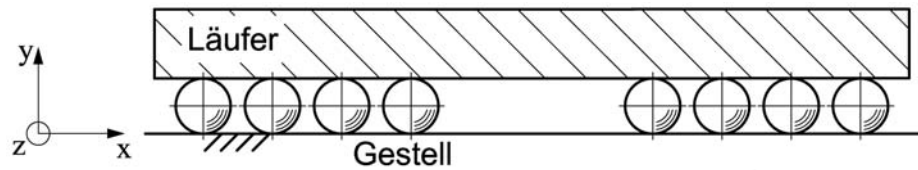
- 3 unabhängige Freiheiten der Bewegung (DOF 3)
- Mehrere Kugel-Ebene-Kontakte → überbestimmt

27.09.2010

## Konstruktive Besonderheiten

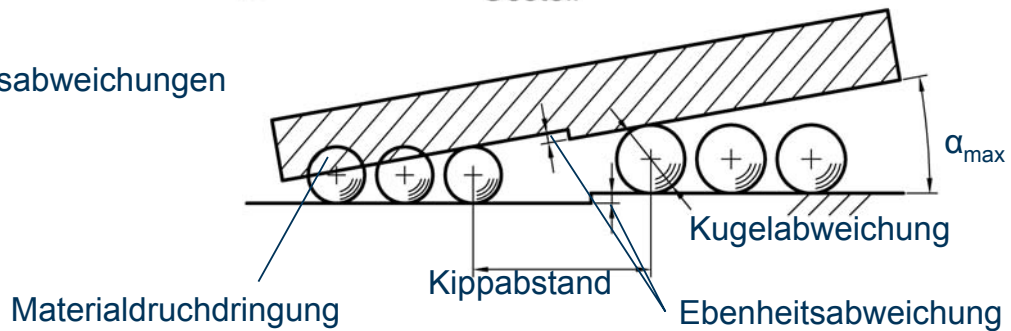
Maximal mögliche Verkippung  $\alpha_{\max}$

Idealfall 1:



Fall 2:

Fertigungsabweichungen



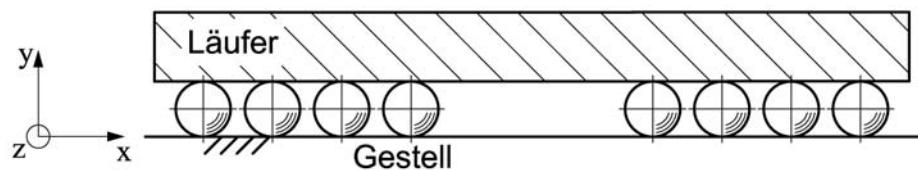
Materialdurchdringung nicht möglich

27.09.2010

## Konstruktive Besonderheiten

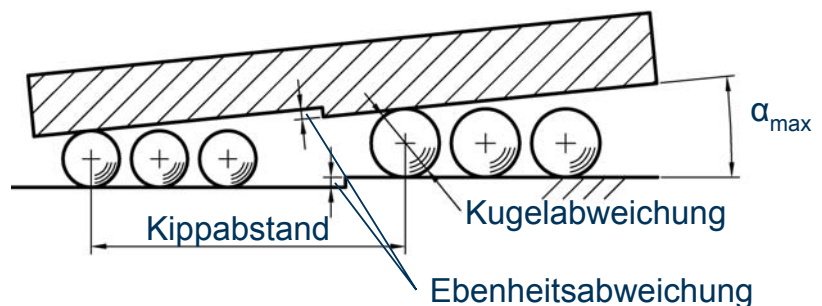
Maximal mögliche Verkippung  $\alpha_{\max}$

Idealfall 1:



Fall 3:

Fertigungsabweichungen



Minimierung Verkippung:

Fertigungsabweichungen  $\downarrow$   $\rightarrow$  schwierig umsetzbar

Kippabstand  $\uparrow$   $\rightarrow$  einfach umsetzbar

27.09.2010

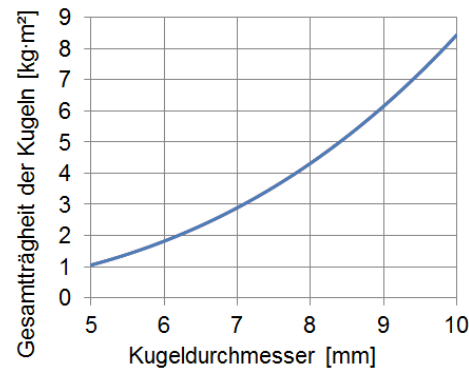
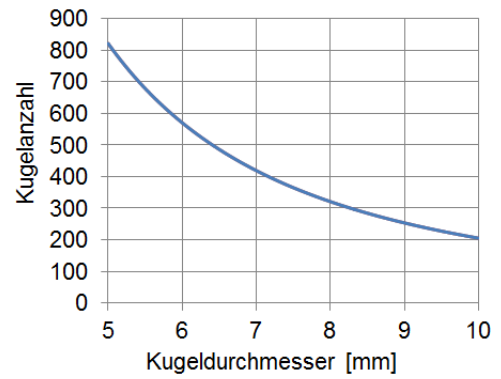
# Konstruktive Besonderheiten

Optimaler Kugeldurchmesser:

Eigenschaften	Wirkung von $d = \text{○} \rightarrow \text{○}$	Ziel
Kugelanzahl	□	-
Trägheit	□	-
Fertigungsabweichungen	□	-
Tragfähigkeit (Traganteil)	= (□)	+
Aufstellfläche	=	-
Steifigkeit	□ (□?)	+

(Legende: „□“ steigt, „=“ bleibt konstant, „□“ sinkt bei steigendem Kugel-Ø, „+“ hoch, „-“ niedrig)

Bester Kompromiss → Große Kugel-Ø: 10mm



27.09.2010

# Gegenstand aktueller Forschung

Unterschiede zu Lagern bzw. Profilschienenföhrung:

1. Kugelanzahl
2. Kontaktform
3. Zulässige Flächenpressung



Linearwälzföhrung mit V-Nuten [5]

Schlussfolgerung:

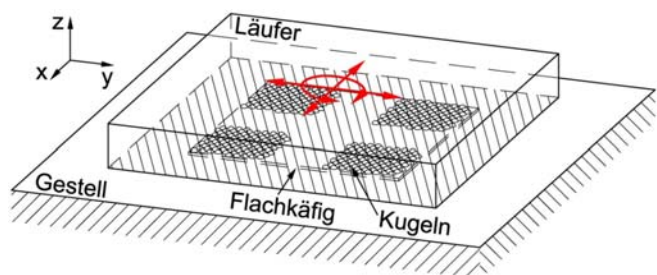
→ bisherige Erkenntnisse nur bedingt übertragbar

→ Positionierauflösung:

- Wälzreibung

→ Dimensionierung:

- Traganteil
- Zulässige Flächenpressung



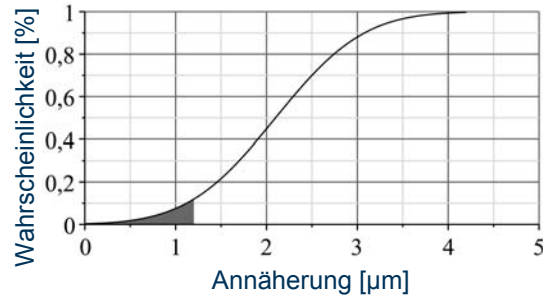
27.09.2010

# Traganteil

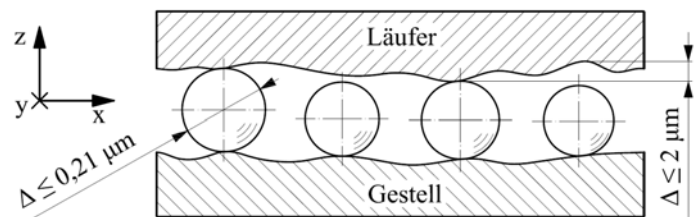
- Definition:  $\text{Traganteil} = \frac{\text{Anzahl tragender Kugeln}}{\text{Gesamtanzahl der Kugeln}}$
- Ursache: Fertigungsabweichungen
- beeinflusst Tragfähigkeit, Steifigkeit

Annahmen:

1000 Kugeln,  
 Kugel-Ø 10 mm,  
 $\sigma_{\text{max}} 500 \text{ N/mm}^2$ ,  
 Summe aller Fertigungsabweichungen  $4,2 \mu\text{m}$

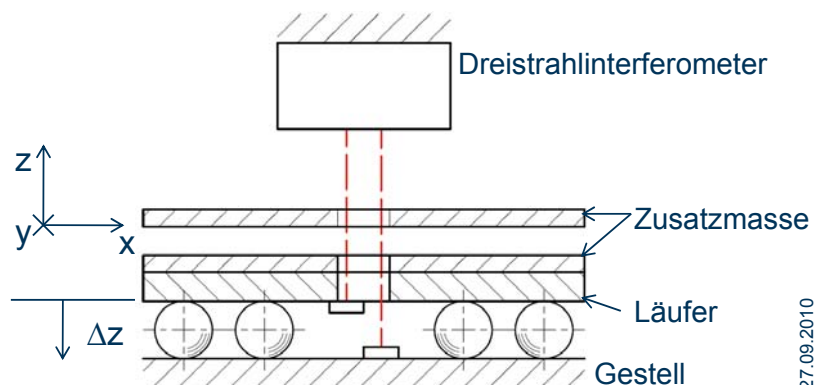
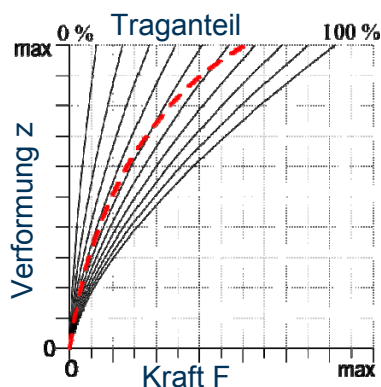
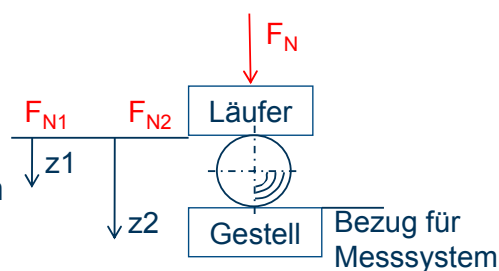


→ 120 tragende Kugeln  
 → unrealistisch?



# Messverfahren zur Untersuchung des Traganteils

- Messung über die elast. Deformation im Kugel-Ebene-Kontakt
- Relativmessung ( $\Delta z = z_2 - z_1$ )
- Statische Messung
- Beginn der Messung mit 3 Kugeln  
 → 100% Traganteil  
 → Referenzsteifigkeit

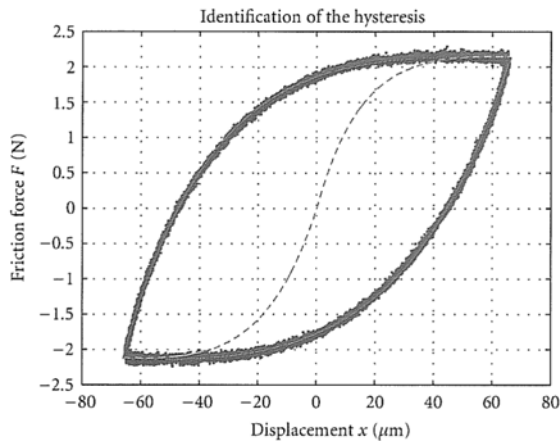


27.09.2010

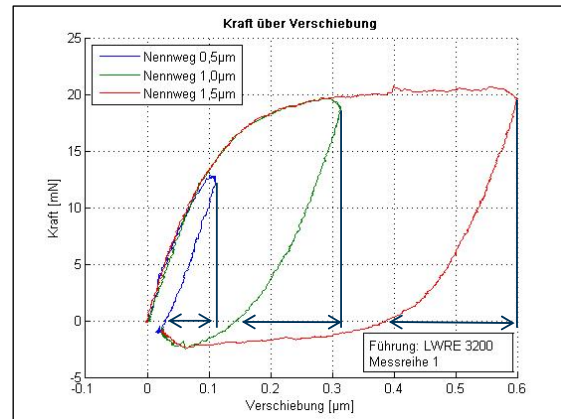
# Wälzreibung

Stand der Technik:

- Messwerte in Kugel-V-Nut
- Messwerte mit Käfig



Linearführung mit 2 Kugel und 2 V-Nuten, ohne Käfig: Hysteresekurve [6]



Linearführung mit Kugel-V-Nut-Paarungen mit Käfig: Abhängigkeit der Endposition vom Verfahrweg [7]

27.09.2010



[6]: K. De Moerlooze: „... Prerolling Behavior...“; [7]: M. Jansson: „...Messung der Reibkennwerte von Führungen“

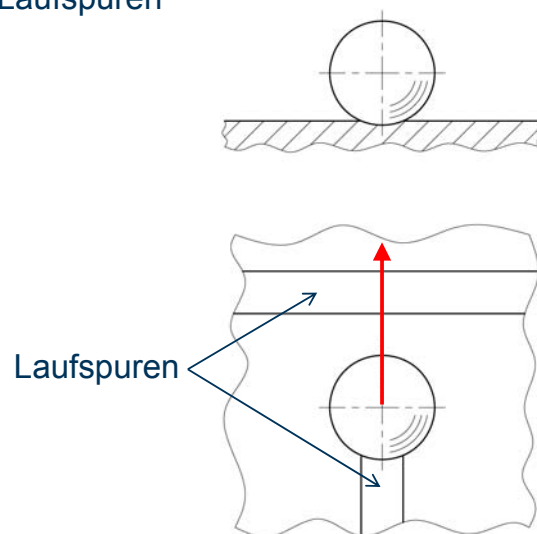
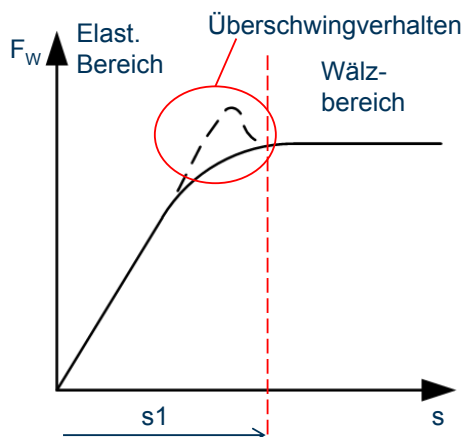
Planare Wälzführung – eine Alternative für hochpräzise Anwendungen  
15. Dresdner WZM-Fachseminar



# Wälzreibung

Zielstellung der experimentellen Untersuchungen zur Wälzreibung:

- Überschwingverhalten
- Verfahrweg bis konstante Wälzreibkraft ( $s_1$ )
- Hysterese-Verhalten bei Überrollen von Laufspuren  
→ Indikator für max. zul. Spannung



27.09.2010



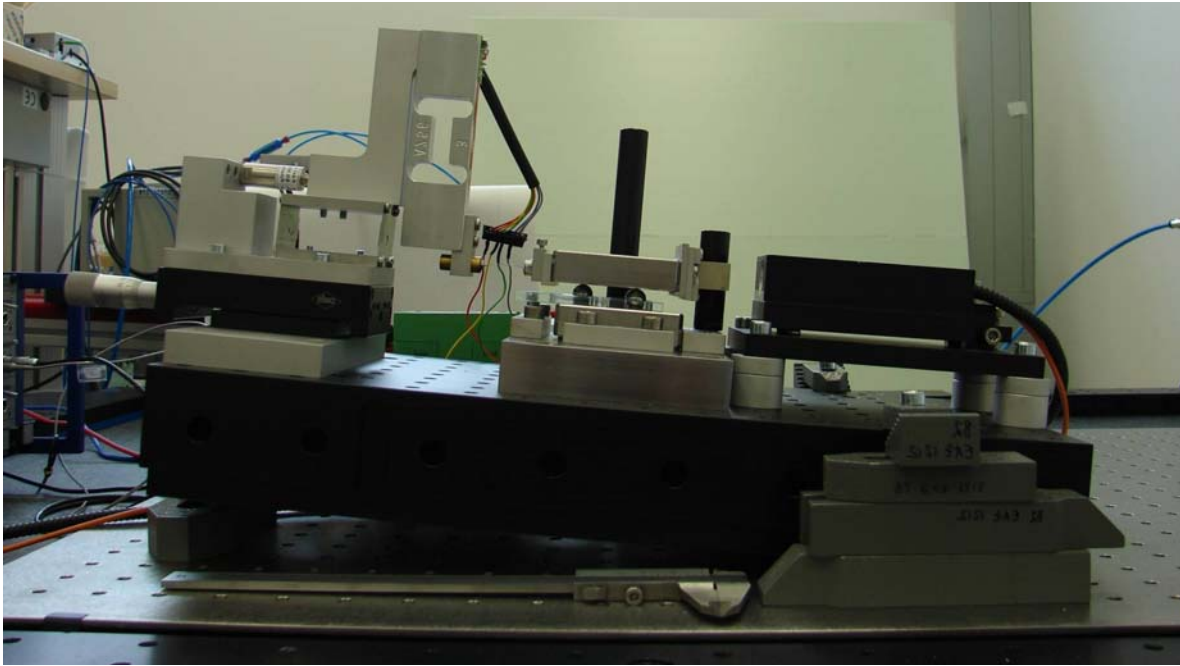
Planare Wälzführung – eine Alternative für hochpräzise Anwendungen  
15. Dresdner WZM-Fachseminar





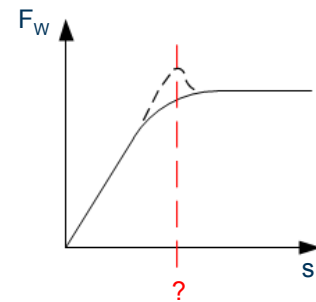
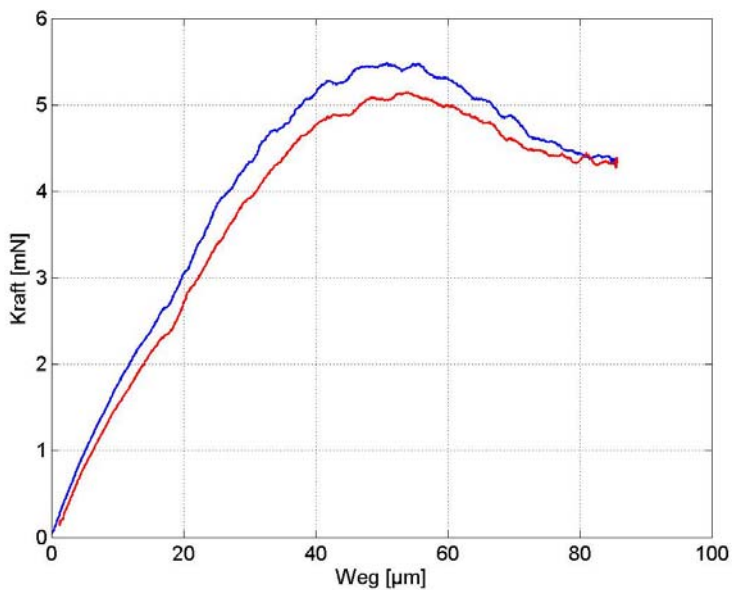
# Messaufbau zur Untersuchung der Wälzreibung

Messung an einer planaren Wälzföhrung mit 3 Kugeln



27.09.2010

## Erste Messergebnisse



Ergebnisse:

- Kaum Hystereseverluste
- Elast. Bereich größer 40 µm pro Kontaktstelle → langsamer Übergang

27.09.2010

# Planare Wälzführung – eine Alternative für hochpräzise Anwendungen

Potential als Alternative erkennbar:

- Da einfacher Aufbau (geringer apparativer Aufwand)
- Für eine hohe Positionierauflösung spricht
  - Geringe Reibung
  - langsamer Übergang vom Stillstand in Wälzen  
→ „Reglerfreundlich“

→ Weitere Untersuchungen notwendig:

- Experimentelle Untersuchungen zum Traganteil
  - Referenzsteifigkeit (3 Kugeln)
  - Abhängigkeit Kugelanzahl
- Experimentelle Untersuchungen zur Wälzreibung
  - Verfahrbereich 90  $\mu\text{m}$  → 1 mm

27.09.2010

## Zusammenfassung

Konstruktiven Besonderheiten:

- Abstand der äußersten Kugeln maximieren  
→ Minimierung Verkippung
- Großen Kugeldurchmesser (10 mm)

Traganteil:

- Deren Kenntnis für Dimensionierung notwendig
- Messung über die Steifigkeit

Wälzreibung:

- Deren Kenntnis verbessert Positionierwiederholgenauigkeit
- Versuchsaufbau vorgestellt
- Elastische Bereich größer als bei Linearführung
- Kaum Hysterese-Verluste

27.09.2010

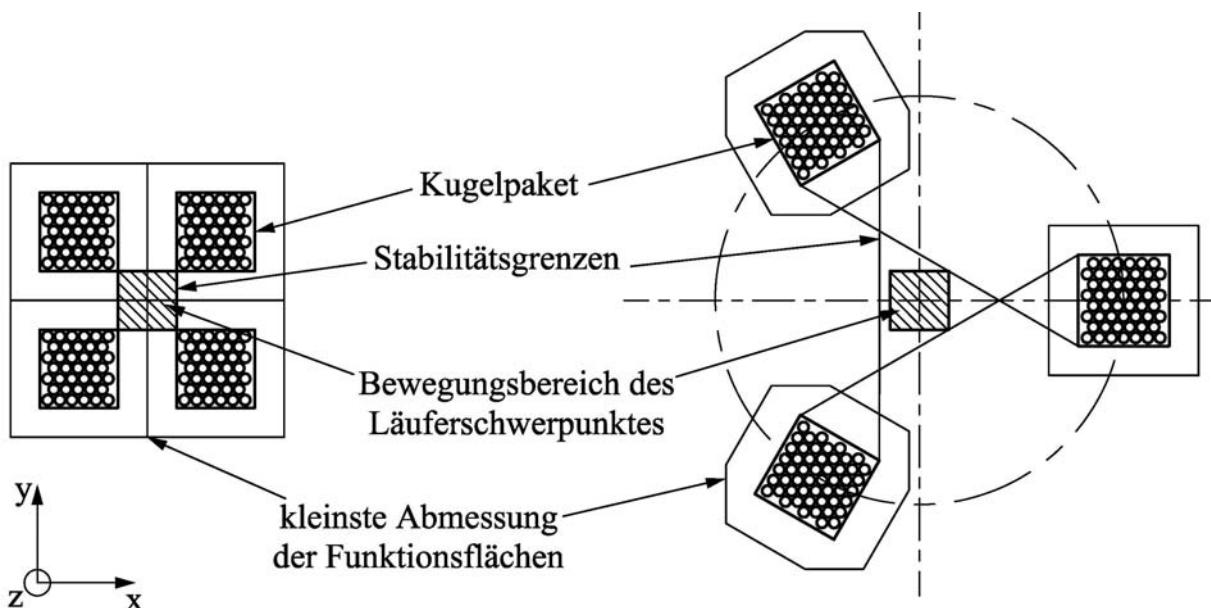
Diese Arbeit entstand im Rahmen des **Sonderforschungsbereich 622** „Nano-positionier- und Nanomessmaschinen“ an der Technischen Universität Ilmenau, welcher durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (**DFG**) finanziert wird.

**Hiermit bedanke mich für  
Ihre Aufmerksamkeit!**

27.09.2010

## Konstruktive Besonderheiten

Minimierung Aufstellgröße  
→ 4 Kugelpakete

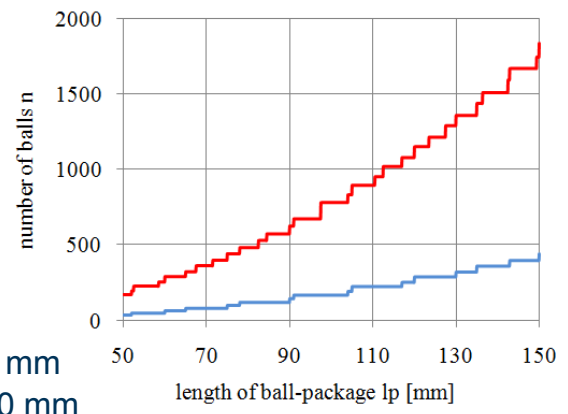
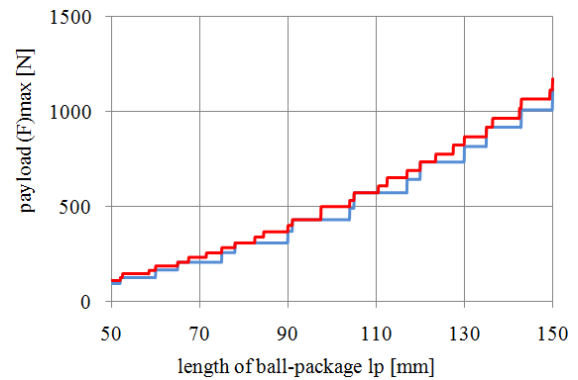


27.09.2010

## Dimensionierung

Abhängigkeit Tragfähigkeit und Kugeldurchmesser:

- Tragfähigkeit  $F_{\max}$  abhängig von Kugelpaketabmessungen  $l_p$
- Abhängigkeitskette:  
Kugeldurchmesser  $d \uparrow$   
→ Kugelanzahl  $n \downarrow$   
→ Traganteil  $k_c \uparrow$   
→ Tragfähigkeit  $F_{\max} \uparrow$  und Aufstellfläche  $l_p \downarrow$



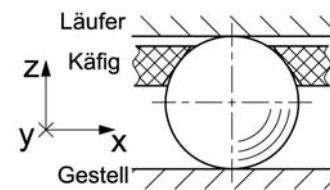
— d = 5 mm  
— d = 10 mm

27.09.2010

## Dimensionierung

Abhängigkeiten von Steifigkeit:

- Kugelanzahl  $n$
- Traganteil  $k_c$
- Kugeldurchmesser  $d$
- Materialsteifigkeit, kombinierte E-Modul  $E^*$
- Belastung  $F$



Steifigkeit einer planaren Wälzföhrung:  $c = n \cdot k_c \cdot \frac{c_b}{2}$

Steifigkeit eines Kugel-Ebene-Kontaktes:  $c_b = \sqrt[3]{3 \cdot \left( \frac{F \cdot d}{(E^*)^2} \right)} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\sigma_v}{0.62} \cdot d$

27.09.2010

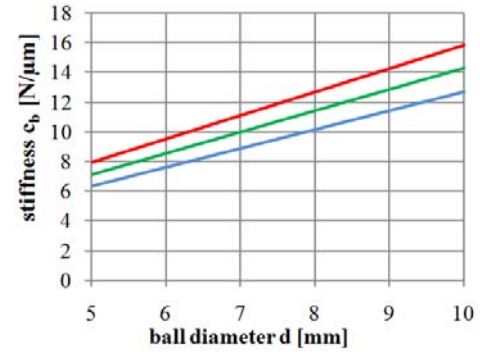
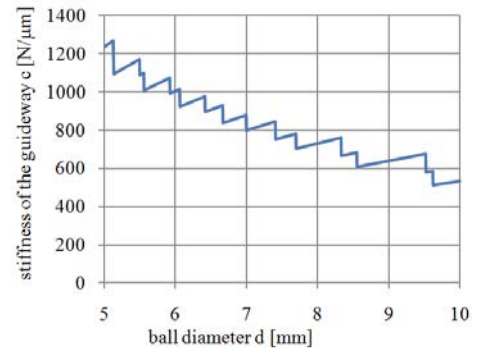
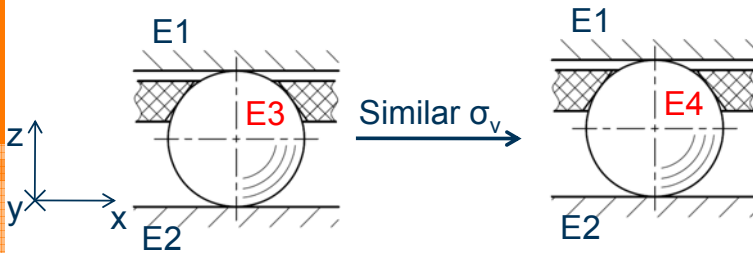
# Dimensionierung

Möglichkeiten zur Erhöhung der Steifigkeit:

- Kleiner Kugeldurchmesser  $d \downarrow$
  - Hohe Belastung  $F \uparrow$
  - (Hohe) Materialsteifigkeit  $E^*$  ( $\uparrow$ )
- bei gleicher Spannung ergibt sich gleiche Steifigkeit

→ unabhängig von der

$$c_b = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\sigma_v}{0.62} \cdot d$$



- Steel/steel with 1,25 · F
- Steel/steel with 1 · F
- Steel/silicon nitride with 1 · F

27.09.2010

# **Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschienenführungen**

Prof. Dr.-Ing. C. Brecher  
M. Kunc  
M. Fey  
W. Klein

Werkzeugmaschinenlabor  
RWTH Aachen

# Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschieneführungen

C. Brecher, M. Kunc, M. Fey, W. Klein, Werkzeugmaschinenlabor (WZL), RWTH Aachen

## 1 Einleitung

Reibung in Vorschubachsen bewirkt einen Widerstand gegen die Verfahrbewegung, eine Erwärmung der Maschinenkomponenten, ein Ruckgleiten, eine Energiedissipation und beeinflusst dadurch die Bahngenauigkeit, das dynamische und auch thermische Verhalten von Vorschubachsen [1 - 6]. Die Kenntnis über die auftretenden Reibungskräfte und deren Abhängigkeiten ist daher für die Berücksichtigung bei der Auslegung von Vorschubachsen von Bedeutung.

In diesem Beitrag werden Ergebnisse einer experimentellen Untersuchung der Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschieneführungen in Verfahrrichtung präsentiert. Der Fokus wird auf die Höhe, den Verlauf und die Streuung der Reibkräfte sowie auf die Identifikation von relevanten Einflussfaktoren gelegt. Um relevante Einflussfaktoren zu identifizieren wurden folgende Einflussfaktoren analysiert:

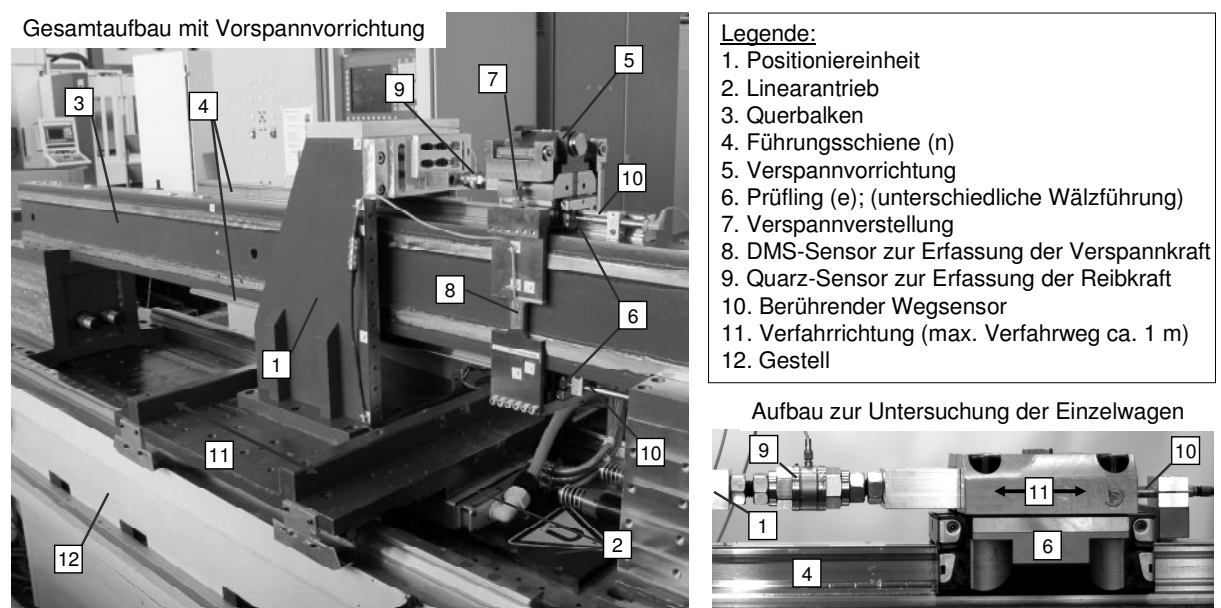
- Auslenkung,
- Geschwindigkeit,
- Schmierstoff,
- Temperatur,
- Vorgeschichte,
- Belastung,
- Baugröße,
- Betriebsdauer,
- Dichtung,
- Vorspannung,
- Wälzkörperart,
- Hersteller,
- Anzugsmomente der Befestigungsschrauben,
- Fertigungsabweichungen.

Die Versuche wurden mehrmals wiederholt, um sichere Erkenntnisse zu erhalten. Es kann festgehalten werden, dass bei möglichst konstanten Randbedingungen eine gute Wiederholgenauigkeit der Ergebnisse zu erreichen ist. Im Folgenden werden die relevanten Einflussfaktoren auf Basis der Gegenüberstellung der ermittelten Reibungskennlinien veranschaulicht. Die Erkenntnisse sollen als Ausgangslage für weitere Forschungsarbeiten dienen, die sich mit der Modellierung von Reibungs- und Dämpfungseigenschaften der Wälzführungen befassen wer-

den. Neben den Dämpfungseigenschaften in Verfahrriichtung tragen auch die übrigen Richtungen maßgeblich zur Systemdämpfung bei und sind Gegenstand laufender Projekte.

## 2 Prüfstand

Die Untersuchung der Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschieneführungen wurde im belasteten und unbelasteten Zustand durchgeführt und erfolgte mit Hilfe des in *Bild 2-1* dargestellten Prüfstands. Eine Vorspannvorrichtung ermöglicht eine zuverlässige Erfassung von lastabhängigen Reibkräften von zwei verspannten Einzelwagen bis 30 kN. Die Vorspannkraft wird durch einen Dehnungsmessstreifen (DMS) erfasst. Die Vorspannvorrichtung zur Lastaufbringung oder unbelastete Einzelwagen werden von einer Positioniereinheit mit Linearmotor bewegt und durch einen Quarz-Kraftsensor angekoppelt.



*Bild 2-1: Prüfstand zur Untersuchung von Profilschieneführungen*

Die aus der Bewegung resultierenden Zug- und Druckkräfte zwischen der Vorspannvorrichtung oder Einzelwagen werden synchron aufgenommen. Zusätzlich wird je nach Bedarf die Auslenkung der Prüflinge mit relativen Wegaufnehmern und die Geschwindigkeit der Positioniereinheit erfasst. Im Folgenden werden die Ergebnisse der durchgeführten Untersuchungen vorgestellt.

## 3 Ergebnisse der Untersuchung

### 3.1 Einfluss der Auslenkung und Geschwindigkeit

Grundsätzlich muss bei der Bewertung von Reibungskräften von Profilschieneführungen zwischen Mikro- und Makroauslenkungen unterschieden werden (*Bild 3-1*). Bei kleinen Bewegungen von wenigen Mikrometern (Mikroauslenkungen) ist die Reibkraft der Profilschieneführung deutlich auslenkungsabhängig und hat den in *Bild 3-1*, links, dargestellten Verlauf, wenn es von einem kraftlosen Zustand ausgeht. Bei großen Bewegungen (Makroauslenkungen) ist die Reibkraft bei einem Prüfling maßgeblich durch die Geschwindigkeitsabhängigkeit



geprägt (*Bild 3-1*, links). Die Gültigkeit der geschwindigkeitsabhängigen Reibungskennlinien ist durch einen Übergang bestimmt, bei dem die Maximalkraft bei einer vorgegebenen Geschwindigkeit erreicht wird, wie exemplarisch bei der Geschwindigkeit  $v_1$  dargestellt ist.

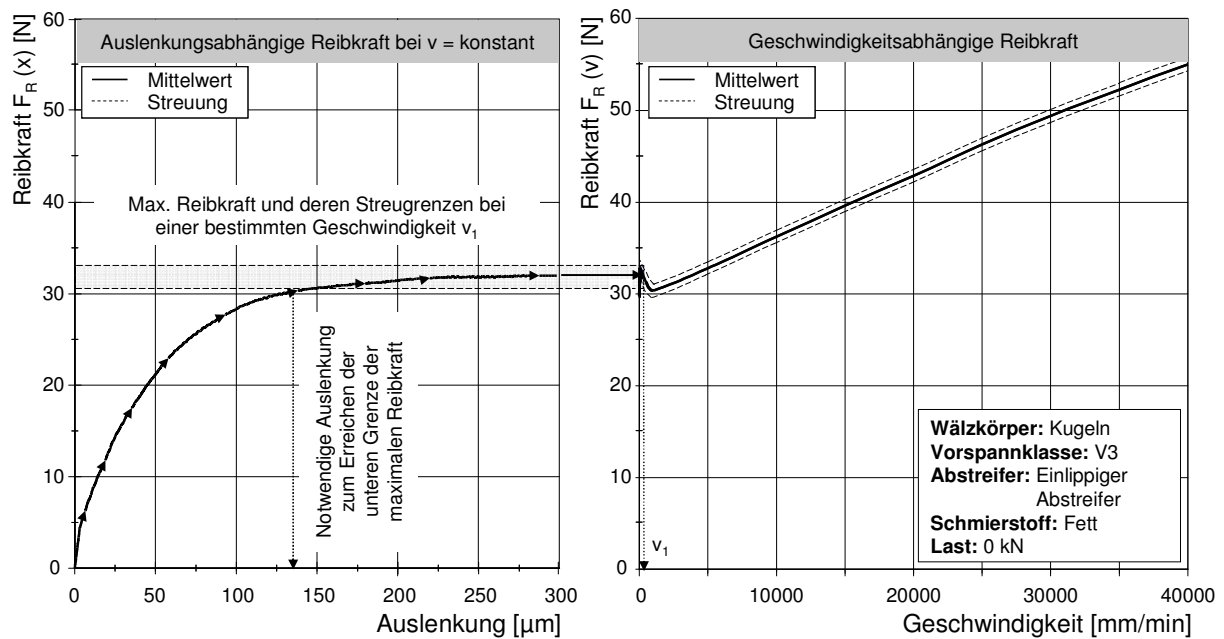


Bild 3-1: Einfluss der Auslenkung und Geschwindigkeit

Die Erfassung der geschwindigkeitsabhängigen Reibkraft erfolgt bei ausreichend langen Bewegungen, bei denen eine konstante Geschwindigkeit gewährleistet ist und der Einfluss der dynamischen Kräfte beim Beschleunigen und Bremsen ausgeschlossen werden kann. Aus den bei unterschiedlichen, konstanten Geschwindigkeiten gewonnenen Messdaten werden anschließend geschwindigkeitsabhängige Reibungskennlinien und deren Streuung abgeleitet. Die Erfassung und Verdeutlichung der Auslenkungsabhängigkeit ist nur bei sehr geringen Geschwindigkeiten möglich, da sonst das Beschleunigen und Bremsen die gemessene Verschiebekraft enorm beeinflussen.

Das Dämpfungspotenzial eines Führungswagens lässt sich mit Hilfe von Hysteresekurven verdeutlichen, die bei vorgegebenen Bewegungen eines Führungswagens mit einer geringen Geschwindigkeit aufgenommen wurden. Der Inhalt der Hysteresekurve pro Schwingungsperiode repräsentiert die dissipierte Energie (Dämpfung) pro Bewegungszyklus. Wie es aus *Bild 3-2* erkennbar ist, verändern sich die Form der Hysteresekurve sowie der Flächeninhalt in Abhängigkeit der Auslenkung stark. Die Reibkraftbeeinflussung durch die Geschwindigkeitsänderung bei der Richtungsumkehr des Führungswagens spielt in diesem Fall nur eine geringfügige Rolle. Bei komplexen Positionier- und Schwingungsvorgängen werden die Reibkraft und die dissipierte Energie allerdings von beiden Abhängigkeiten deutlich geprägt, da sie sich überlagern.

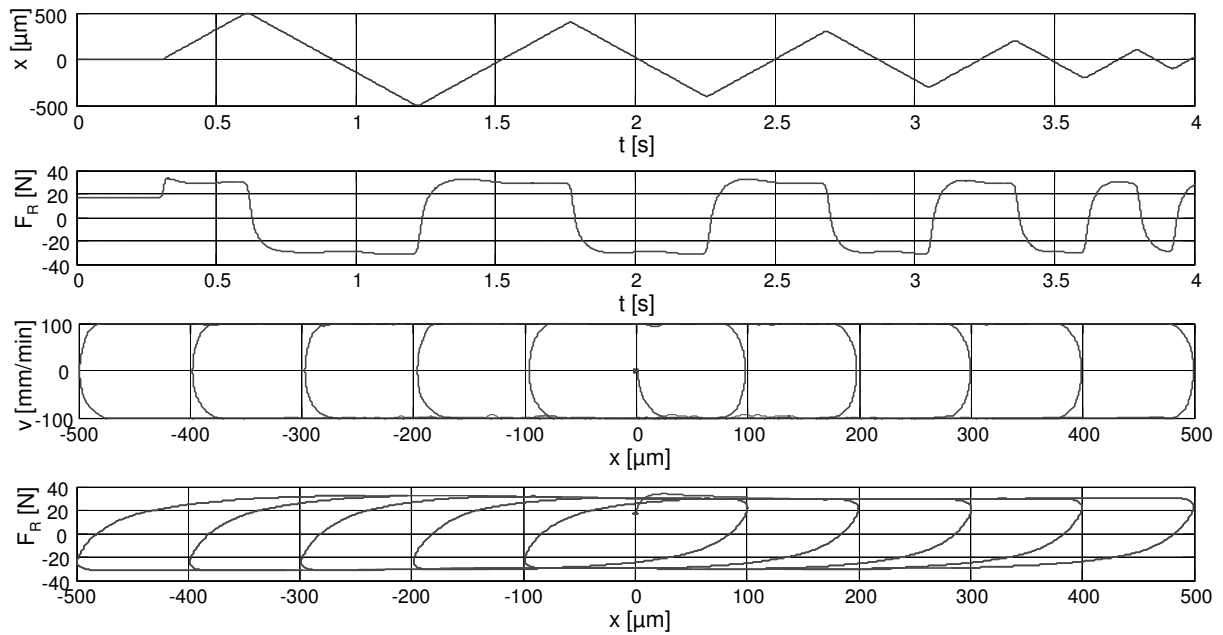


Bild 3-2 Hysteresekurven eines Führungswagens bei unterschiedlicher Auslenkung

### 3.1.1 Einfluss des Schmierstoffs, der Temperatur und der Vorgeschichte

Zum Schmieren der Führungswagen werden grundsätzlich Öl und Fett benutzt. Die Viskosität dieser Schmierstoffe ist unterschiedlich, was eine deutliche Auswirkung auf die Reibkraft hat. *Bild 3-3*, links zeigt, den Vergleich eines öl- und fettgeschmierten Führungswagens in Verfahrungsrichtung. Durch höhere Viskosität des Fettes ist ein steilerer geschwindigkeitsproportionaler Anstieg der Reibkraft zu erkennen. Die Haftreibung ist hingegen nur wenig durch die Viskosität beeinflussbar. Durch die Verwendung von Schmierstoffen mit höherer Viskosität lassen sich vor allem die Reibkräfte bei höherer Geschwindigkeit deutlich reduzieren.

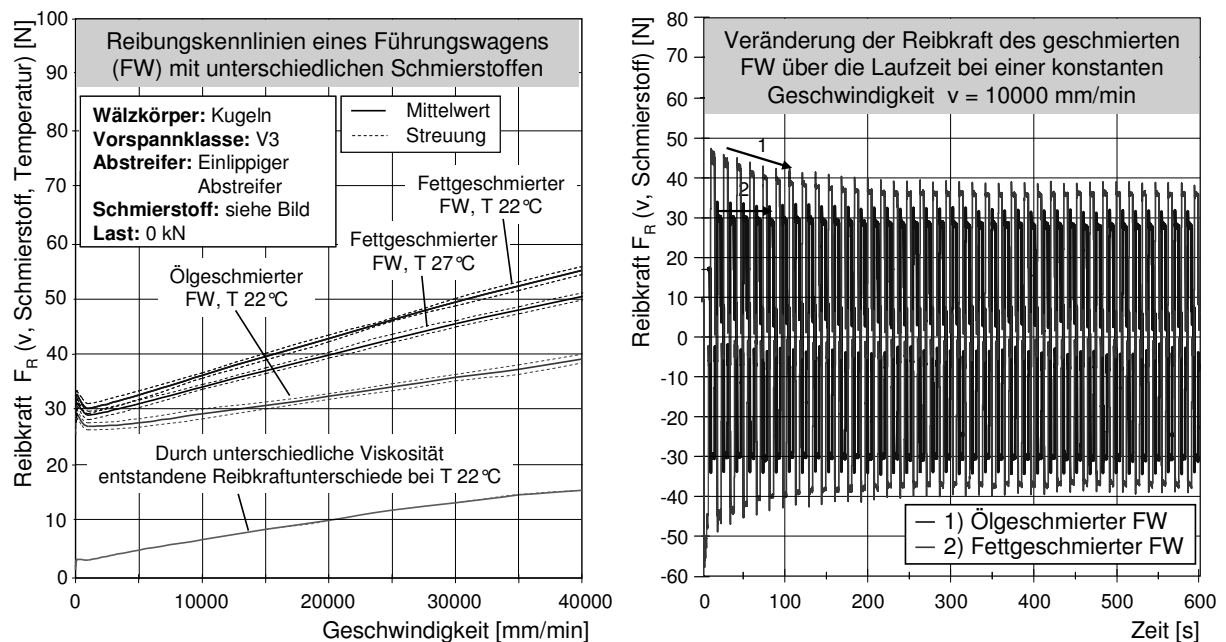
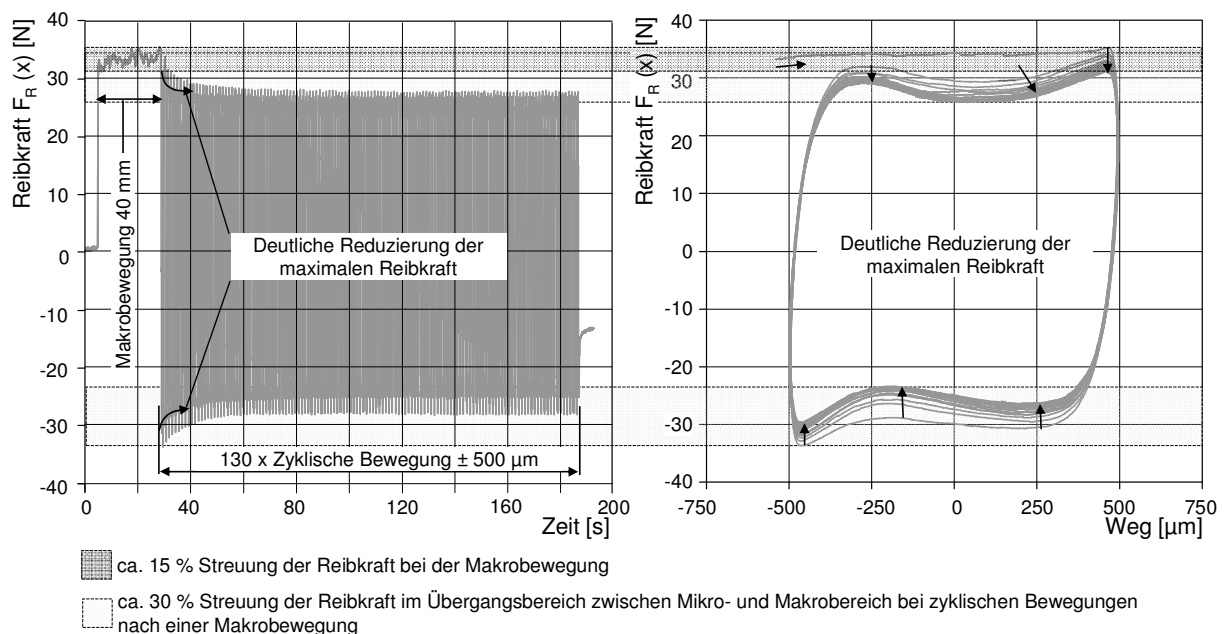


Bild 3-3: Einfluss des Schmierstoffs und der Temperatur

Temperaturschwankungen bis zu 5 K bewirken nur eine geringe Veränderung der Reibkraft des fettgeschmierten Führungswagens. Sie wirkt sich vor allem in der Veränderung der Steigung der Reibungskennlinien aus, da die Viskosität des Schmierstoffs durch den Temperaturanstieg verringert wird. In *Bild 3-3* sind exemplarische Reibungskennlinien gegenübergestellt, die bei einem Temperaturunterschied von 5 K aufgenommen wurden.

Bei Betrachtung der Veränderung der Reibkraft über mehrere Makro-Bewegungszyklen mit einer konstanten Geschwindigkeit lässt sich deutlich erkennen, dass die öl- und fettgeschmierten Führungswagen deutliche Unterschiede nach erneutem Schmieren aufweisen (*Bild 3-3*, rechts). Im Gegensatz zu den ölgeschmierten Führungswagen verändert sich die maximale Reibkraft des fettgeschmierten Führungswagens über die kurze Laufzeit von einigen Minuten bis zu 20 %, bis sie stabilisiert ist. Dies ist vor allem auf die ungleichmäßige Verteilung des Schmierstoffs im Führungswagen zurückzuführen. Zum Erreichen von reproduzierbaren Ergebnissen mit fettgeschmierten Führungswagen muss nach erneutem Schmieren eine Einlaufphase durchgeführt werden, um die Schmier- und Kontaktbedingungen im Führungswagen zu stabilisieren.

Je nach Vorgeschichte kann ein ähnlicher Effekt auch nach einer Einlaufphase auftreten. Vor allem bei wiederholten Bewegungen im Übergangsbereich zwischen Mikro- und Makrobereich wird die Reibkraft auf Grund der Veränderung der Kontakt- und Schmierbedingungen bis zu 15 % reduziert, wenn eine Makrobewegung zuvor durchgeführt wird. Die Streuung der maximalen Reibkraft kann bei den ersten Perioden bis zu 30 % betragen. Der Effekt ist in *Bild 3-4* verdeutlicht.



*Bild 3-4 Einfluss der Vorgeschichte auf die Streuung*

### 3.1.2 Einfluss der Belastung und der Baugröße

Die Auswirkung der aufliegenden Kraft bis 30 kN auf die Reibungskennlinie einer Kugel- und Rollenführung der Baugrößen 35 und 45 ist in *Bild 3-5* und *Bild 3-6* dargestellt. Die Messer-

gebnisse der Kugelführung zeigen, dass mit steigender Belastung des Führungswagens die Reibkraft nichtlinear ansteigt und der Verlauf vor allem bei niedrigen Geschwindigkeiten deutlich verändert wird. Aus dem Vergleich der Reibungskennlinien zweier unterschiedlicher Bau-  
größen ist ersichtlich, dass die Höhe der Reibkräfte baugrößeabhängig und nicht übertragbar ist. Führungswagen kleinerer Baugrößen weisen eine geringere Reibkraft auf. Der Unterschied minimiert sich bei der Kugelführung allerdings mit Zunahme der Last.

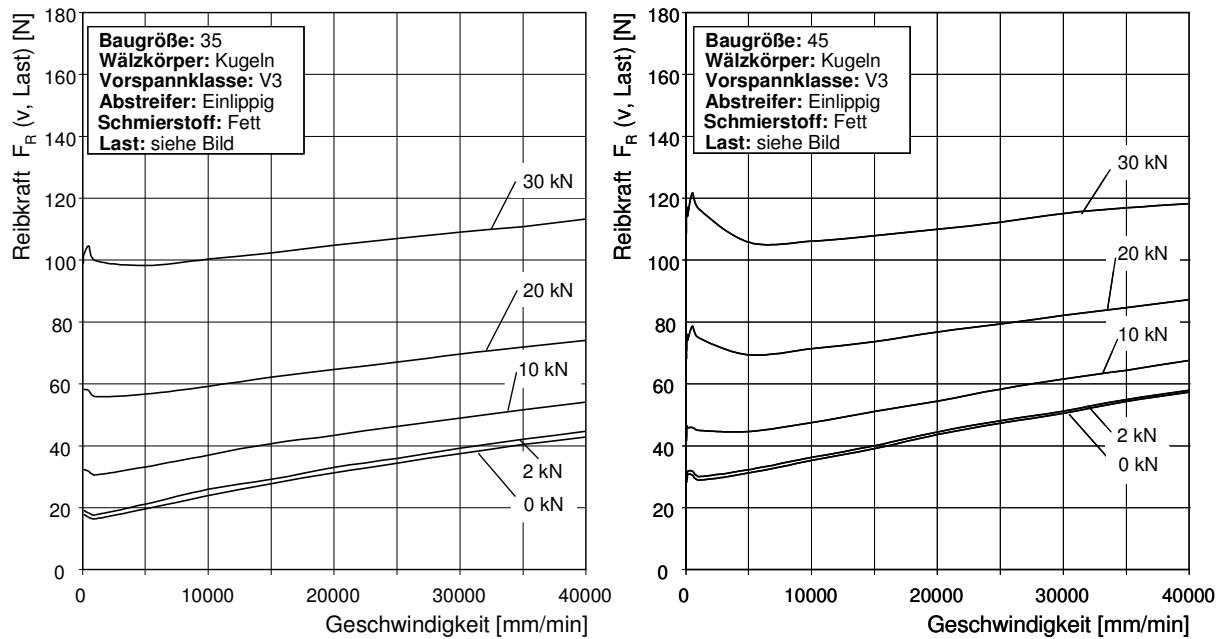


Bild 3-5: Einfluss der Last und der Baugröße bei Kugelführung

Bei Rollenführung sind die Unterschiede zwischen der Baugröße 35 und 45 deutlich ausgeprägter als bei Kugelführung (Bild 3-6). Außerdem wird der Verlauf der untersuchten Rollenführung mit steigender Last deutlich nichtlinear

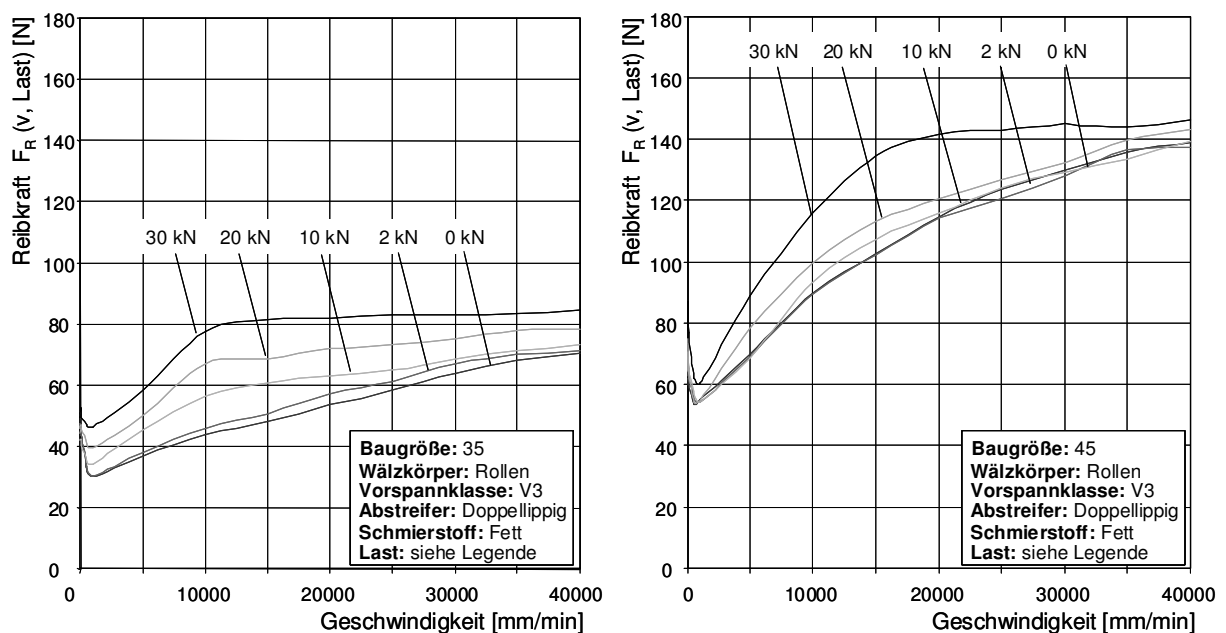
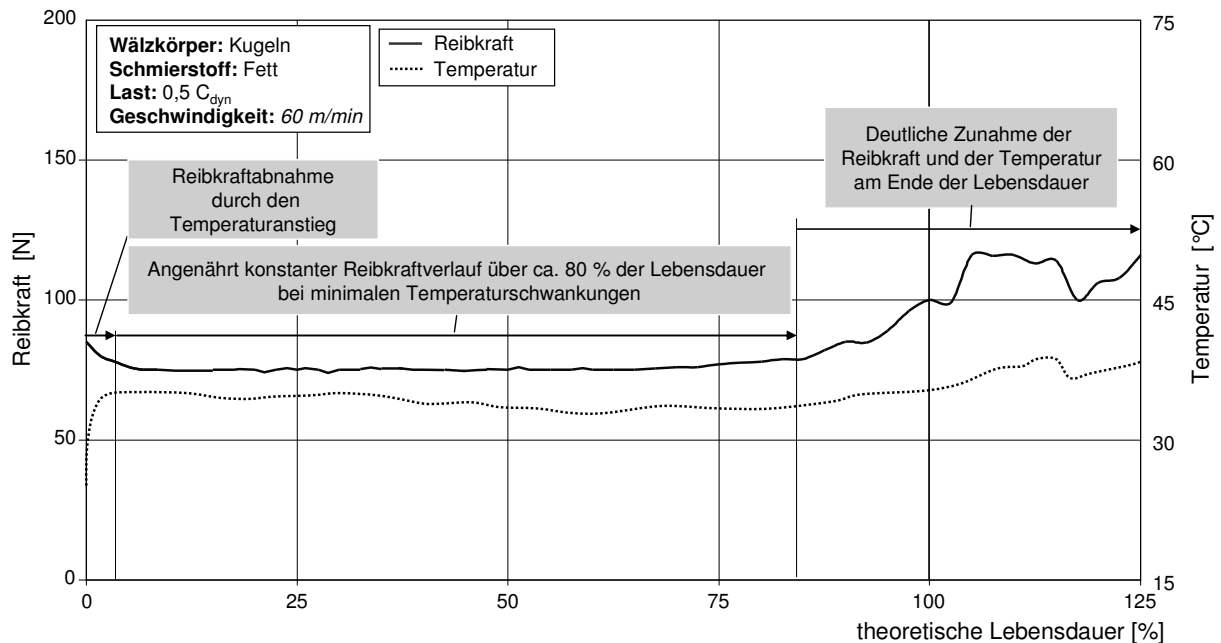


Bild 3-6: Einfluss der Last und der Baugröße bei Rollenführung

### 3.1.3 Einfluss der Betriebsdauer

In einem Stichversuch wurde die Verschiebekraft und die Temperatur von zwei verspannten Führungswagen bei einer konstanten Vorschubgeschwindigkeit über der Lebensdauer aufgezeichnet (*Bild 3-7*). Die Schmierung erfolgte gemäß den Herstellerangaben. Die aufliegende Last betrug die Hälfte der Tragzahl  $C_{dyn}$ .



*Bild 3-7: Einfluss der Betriebsdauer auf die Höhe der Reibkraft*

Aus dem Versuch geht hervor, dass sich die Verschiebekraft über ca. 80 % der Lebensdauer kaum verändert. Die deutliche Reibkraftabnahme am Anfang des Versuchs ist vorwiegend auf die Temperaturerhöhung von ca. 10 K zurückzuführen. Lediglich am Ende der Lebensdauer ist mit einer relevanten Reibkraftveränderung zu rechnen.

## 3.2 Einfluss der Dichtung

In Profilschienenführungen werden Front- und Längsdichtungen in unterschiedlicher Form zum Verhindern des Eindringens von Schmutz eingesetzt. Die Abstreifer haben einen wesentlichen Anteil an der Gesamtreibkraft (*Bild 3-8*). Insbesondere bei zusammengesetzten Abstreifern bildet deren Reibkraft den Hauptanteil. Die Abstreifer verändern den linearen Anstieg der Reibungskennlinie, in dem ein Bereich mit negativer Steigung entsteht. Des Weiteren wird der lineare Reibkraftanstieg bei Führungswagen ohne Abstreifer zu einem degressiven Anstieg.

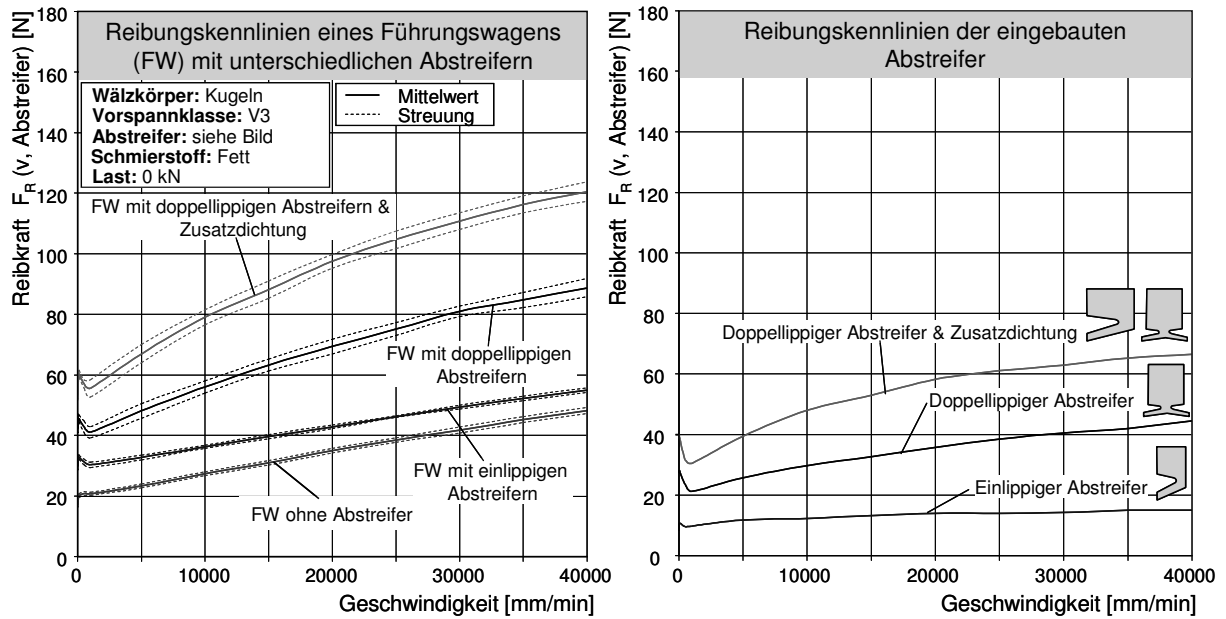


Bild 3-8: Einfluss der Abstreifer

### 3.3 Einfluss der Vorspannung, der Wälzkörper und Streuung

Anhand einer Gegenüberstellung der ermittelten Reibungskennlinien der Kugelführung (KGF) und Rollenführung (RLF) gleicher Baugröße mit unterschiedlicher Vorspannklasse V2 und V3 ( $V2 \approx 8\%$  Vorspannung,  $V3 \approx 13\%$ ) lässt sich die Geschwindigkeitsabhängigkeit der Reibkräfte in Abhängigkeit der Wälzkörperart und der Vorspannklasse deutlich erkennen und bewerten. Eine höhere Vorspannung der Profilschieneführungen erhöht die Reibkräfte ohne den Verlauf der geschwindigkeitsabhängigen Reibungskennlinien relevant zu verändern (Bild 3-9, links und mittig). Lediglich die Höhe der Reibkraft steigt mit steigender Vorspannung an.

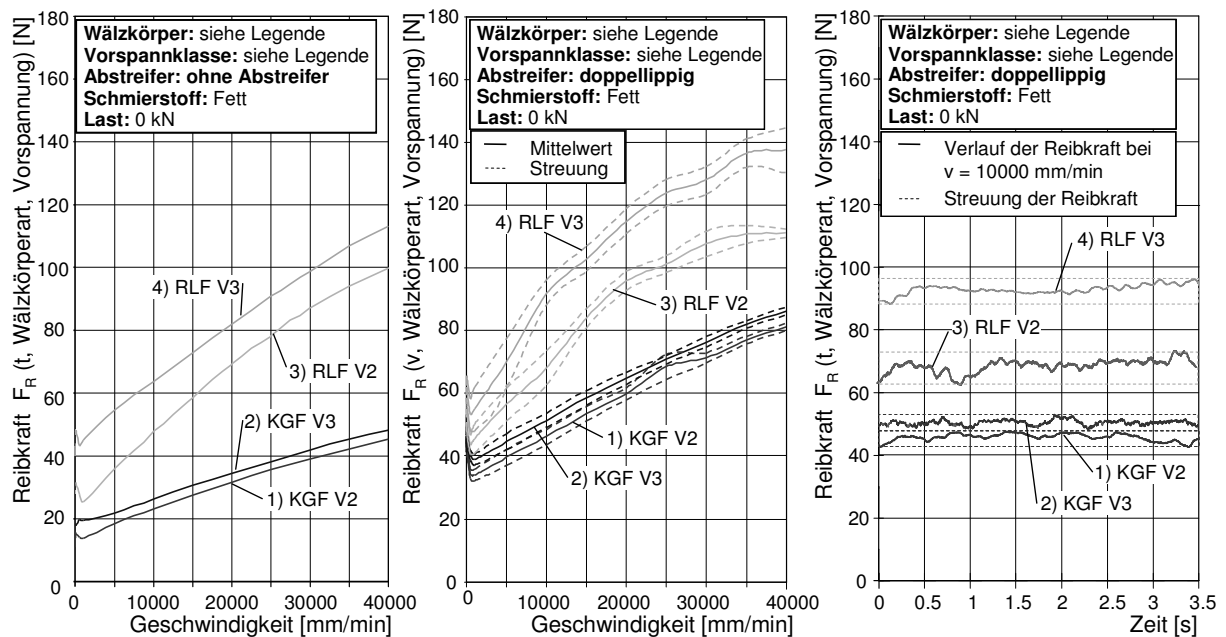


Bild 3-9: Einfluss der Vorspannung und der Wälzkörperart

Bei der Rollenführung sind deutlich höhere Reibkräfte im Vergleich zur Kugelführung festzustellen. Dies ist vor allem auf den Linienkontakt sowie die Bordreibung zwischen den Wälzkörpern, der Führungsschiene und der Umlenkungen der Rollenführung zurückzuführen. Die Streuung der Reibkraft der untersuchten Wälzführung beträgt bis zu 15% (Bild 3-9, rechts und mittig).

### 3.4 Reibungsverhalten von Wälzführungen verschiedener Hersteller

In Bild 3-10 ist exemplarisch ein Vergleich der Rollenführung von zwei Herstellern dargestellt. Aus dem Vergleich ergibt sich, dass der Verlauf und die Höhe der auftretenden Reibkräfte trotz identischer Bezeichnung der Wälzführung und Schmierstoffe deutlich unterschiedlich sein können. Die Ursache dafür liegt teilweise darin, dass die Gestaltung der Wälzführung je nach Hersteller variiert. Zum Beispiel weisen die Abstreifer trotz gleicher Abstreiferbezeichnung deutliche Unterschiede in ihrer konstruktiver Ausführung auf. Daher kann das Reibungsverhalten der Prüflinge nicht objektiv verglichen werden. Eine Übertragbarkeit der Reibungskennlinien von einem Hersteller auf einen Anderen ist nicht zuverlässig.

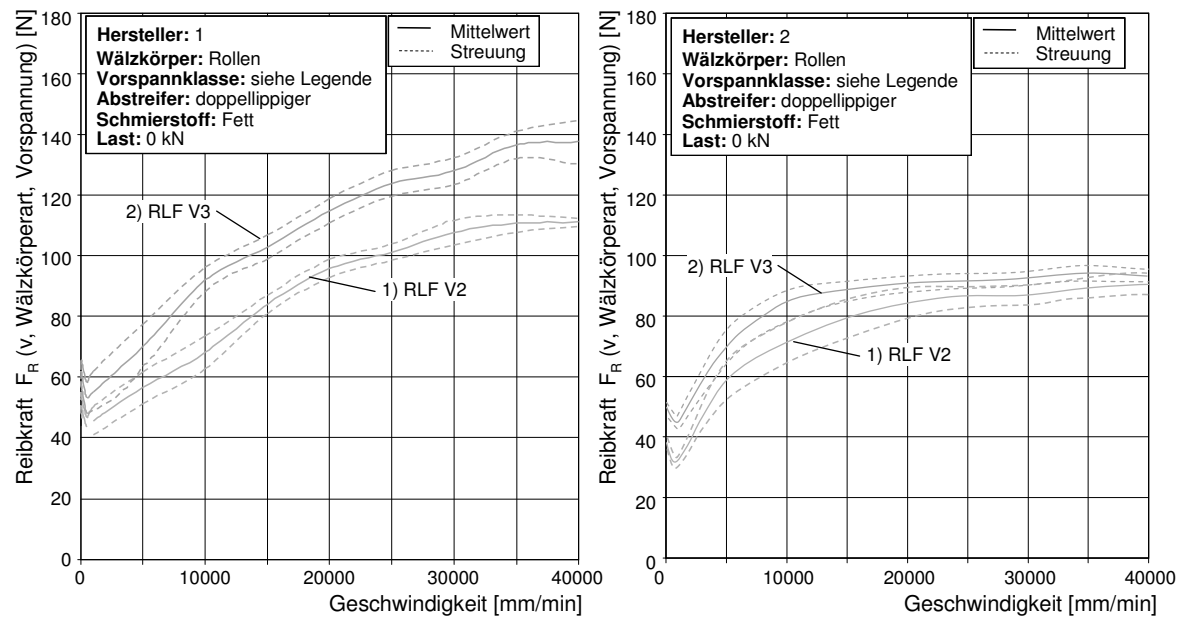


Bild 3-10: Reibungsverhalten von Wälzführungen verschiedener Ausführungen

## 4 Fazit

Aus den Untersuchungen ergibt sich, dass die Reibungs- und dadurch auch die Dämpfungseigenschaften von Profilschienenführungen von einer Vielzahl von Faktoren abhängen. Als Kriterium für die Bewertung der Relevanz der Einflussfaktoren wird die Streuung der Reibkraft bei gleichmäßiger Bewegung verwendet, die bis zu 15 % beträgt. Einflussfaktoren, die eine kleinere Reibkraftbeeinflussung bewirken, werden nicht als relevant eingestuft. Zu diesen nicht relevanten Einflussfaktoren zählen:

- Anzugsmoment der Schrauben abhängig von der Festigkeitsklasse der Schrauben,
- Fertigungsabweichungen,

- Temperaturschwankungen bis ca. 5 K.

Zu den besonders relevanten betriebsbedingten Einflussfaktoren außer der Richtungsabhängigkeit gehören:

- Auslenkung,
- Geschwindigkeit,
- Belastung,
- Schmier- und Kontaktbedingungen,
- Temperaturschwankungen über 5 K,
- Vorgeschichte,
- Verschleiß.

Die besonders relevanten konstruktionsbedingten Einflussfaktoren sind:

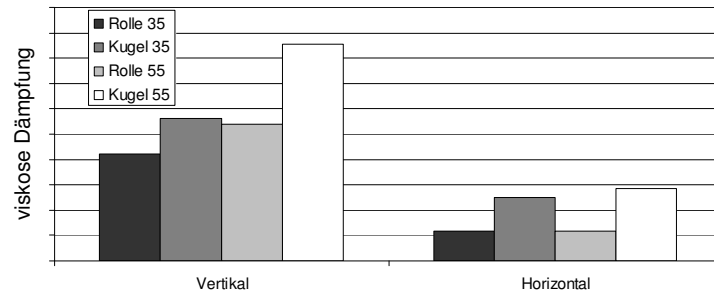
- Wälzkörperart,
- Vorspannung,
- Baugröße,
- Dichtungsart und -anzahl.

Die Höhe der Reibkraft der untersuchten Kugel- und Rollen-Profilschieneführungen der Baugröße 35 und 45 im Geschwindigkeitsbereich von  $\pm 40\ 000$  mm/min bewegt sich im Bereich von  $\pm 150$  N in Abhängigkeit von einer Vielzahl von Einflussfaktoren. Die Gesamtreibkraft eines Führungssystems variiert je nach Anzahl der verwendeten Führungswagen. Bei Führungssystemen bestehend aus z.B. 4 Führungswagen ergeben sich Reibkräfte im Bereich  $\pm 600$  N. Zur Gesamtreibkraft der Vorschubachsen tragen neben dem Führungssystem noch andere Komponente wie Kugelgewindetriebe, Abdeckungen, Energieketten sowie Gewichtsausgleichszylinder bei. Die Reibungs- und Dämpfungseigenschaften dieser Komponenten werden im Rahmen des laufenden FWF-Forschungsprojekts „Einfluss der Reibungsdämpfung auf das Verhalten von Werkzeugmaschinen“ analysiert, um relevante Reibungsanteile bei der Auslegung von Vorschubachsen in Zukunft berücksichtigen zu können.

## 5 Ausblick

Neben der Reibung und der damit hervorgerufenen Dämpfung in Fahrtrichtung tragen auch die Dämpfungen der anderen Richtungen einer Profilschieneführung maßgeblich zur Systemdämpfung bei. Potentielle Einflüsse auf das Dämpfungsverhalten sind die Montage, die Vorspannung, die Bauform, die Baugröße, der Schmierzustand und die Betriebszustände. *Bild 5-1* zeigt exemplarisch den Einfluss der Baugröße und der Bauform in horizontaler und vertikaler Richtung eines Führungswagens und sind das Ergebnis erster Stichversuche.





*Bild 5-1: Dämpfung von Profilschienenführungen*

Da große Verlagerungen entgegen der Verfahrrichtung nicht möglich sind, wird eine Messung der Dämpfung aufgrund der hohen Steifigkeit des Systems anspruchsvoller. Die Problematik besteht darin, dass bei der Dämpfungsmessung senkrecht zur Verfahrrichtung die Fremddämpfung aus dem Prüfstand das Messergebnis stärker beeinflusst.

Bei den gängigen Methoden zur Messung der Dämpfung von steifen Komponenten wird die zeitliche Antwort des Systems auf eine Weg- oder Kraftanregung untersucht, wobei die Fremddämpfung des Prüfstandes nicht isoliert wird. Eine sog. Parameteridentifikation [7-8] bietet eine Möglichkeit in Verbindung mit einer Simulation, die Dämpfung des Prüflings zu isolieren. Hierbei wird zunächst der Prüfstand ohne den Prüfling vermessen und sein dynamisches Verhalten mit einem Simulationsmodell abgeglichen. Nach dem Einbau des Prüflings resultieren Änderungen im dynamischen Verhalten ausschließlich aus der Dämpfung des Prüflings. Im Simulationsmodell können nun geeignete Modelle und Parameter ermittelt werden, die diese Änderung ausreichend genau beschreiben. In den Arbeiten [7] und [8] wurde dieses Verfahren bereits eingesetzt und bietet eine Möglichkeit, die Untersuchungen der Dämpfungseigenschaften von Profilschienenführungen zu vervollständigen.

### **Die Autoren dieses Beitrags**

Prof. Dr.-Ing. Christian Brecher, geboren 1969, ist Inhaber des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen des Werkzeugmaschinenlabors der RWTH Aachen und Mitglied des Direktoriums des Fraunhofer-Instituts für Produktionstechnologie in Aachen.

Dipl.-Ing. Martin Kunc, geboren 1978, ist als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen des Werkzeugmaschinenlabors der RWTH Aachen im Bereich der Konstruktion und Berechnung von Produktionsanlagen tätig.

Dipl.-Ing. Marcel Fey, geboren 1982, ist als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen des Werkzeugmaschinenlabors der RWTH Aachen im Bereich der Konstruktion und Berechnung von Produktionsanlagen tätig.

Dipl.-Ing. Wieland Klein, geb. 1976, ist Oberingenieur der Abteilung „Maschinentchnik“ am Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen des Werkzeugmaschinenlabors der RWTH Aachen.

## **Danksagung**

Die Ergebnisse dieses Beitrags wurden im Rahmen des von der Forschungsvereinigung Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik e.V. (FWF) geförderten Forschungsprojektes „Einfluss der Reibungsdämpfung auf das Verhalten von Werkzeugmaschinen“ ermittelt.

Die vorgestellten Arbeiten im Ausblick werden von der Deutschen Forschungsgemeinschaft DFG im Rahmen der Forschergruppe "Dämpfungseffekte in Werkzeugmaschinen" gefördert.

Für die Unterstützung bedankt sich das Werkzeugmaschinenlabor (WZL) der RWTH Aachen ganz herzlich.

## **Literatur**

- [1] Brandenburg, G.: Einfluß und Kompensation von Lose und Coulombscher Reibung bei einem drehzahl- und lagegeregelten, elastischen Zweimassensystem, in: Automatisierungstechnik 37 (1989), Heft 1, S. 23-31 und Heft 3, S. 111-119.
- [2] Brecher, C., Rudolf, T.: Signalvorverarbeitung zur Anwendung steuerungsintegrierter Prozessüberwachung, Digitale Antriebssignale zur robusten und flexiblen Prozessdiagnose, in: wt Werkstattstechnik online (2009), 7/8, ISSN 1436-4980, S. 479-486.
- [3] Henrichfreise, H., Witte, C.: Beobachtergestützte nichtlineare Kompensation trockener Reibung in einem Positionierantrieb, in: Automatisierungstechnik 46 (1998), Heft 3.
- [4] Otsuka, J., Masuda, T.: The influence of nonlinear spring behaviour of rolling elements on ultraprecision positioning control systems, in: Nanotechnology 9 (1998), 85-92.
- [5] Schäfer, U., Brandenburg, G.: State position control for elastic pointing and tracking systems with gear play and Coulomb friction – a summary of results. Proc. 4th European Conference on Power Electronics and Application, EPE'91, pp. 596-602, Firenze, 1991.
- [6] Weck, M.; Brecher, C: Werkzeugmaschinen 3, Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose Konstruktion und Berechnung. 6. Aufl., Berlin, Heidelberg, New York, Springer, Berlin, 2006.
- [7] Dietl, P.; Zeilinger, R.: Zur Dämpfung in Wälzlagerungen - Theorie und Experiment. In: Schwingungen in rotierenden Maschinen IV. Kassel, 4.-6. März 1997. Braunschweig: Vieweg, 1997.
- [8] Meidlinger, R.: Einfluss der Aufstellung auf das dynamische Verhalten von Werkzeugmaschinen, Dissertation RWTH Aachen, 2008.

---

# Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschienenführungen

---

15. Dresdner WZM-Fachseminar  
„Profilschienenführungen in Werkzeugmaschinen“

Dipl.-Ing. Martin Kunc (WZL, RWHT Aachen)  
Dipl.-Ing. Marcel Fey (WZL, RWHT Aachen)  
am 30. September 2010

---

© WZL/Fraunhofer IPT



---

## Gliederung

---

- 1 Einleitung**
- 2 Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschienenführungen**
- 3 Ausblick**

---

© WZL/Fraunhofer IPT



Seite 2

# Einleitung

## ■ Motivation

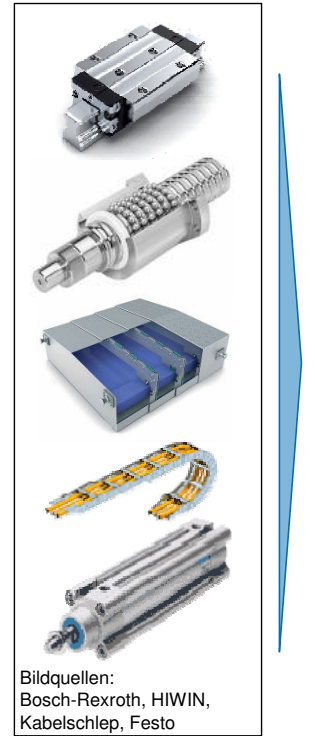
- Reibung in Vorschubachsen bewirkt:
  - Widerstand gegen die Verfahrbewegung,
  - Erwärmung der Maschinenkomponenten,
  - Ruckgleiten,
  - Energiedissipation (Dämpfung) und
- beeinflusst dadurch:
  - die Bahngenauigkeit,
  - das dynamische und thermische Verhalten von Vorschubachsen [1 - 6].

## ■ Zielsetzung der Forschungsarbeiten

- Berücksichtigung der Reibungseffekte bei der Auslegung von Vorschubachsen
- Analyse der Reibungs- und Dämpfungseigenschaften der einzelnen Komponenten von Vorschubachsen:
  - Linearführungen
  - Kugelgewindetrieben
  - Abdeckungen
  - Energieketten
  - Gewichtsausgleichszylinder

## ■ Fokus dieser Präsentation

- Analyse der Reibungs- und Dämpfungseigenschaften der Profilschienenführungen mit Fokus auf:
  - die Höhe und den Verlauf der Reibkräfte und
  - die Identifikation relevanter Einflussfaktoren.



# Gliederung

## 1 Einleitung

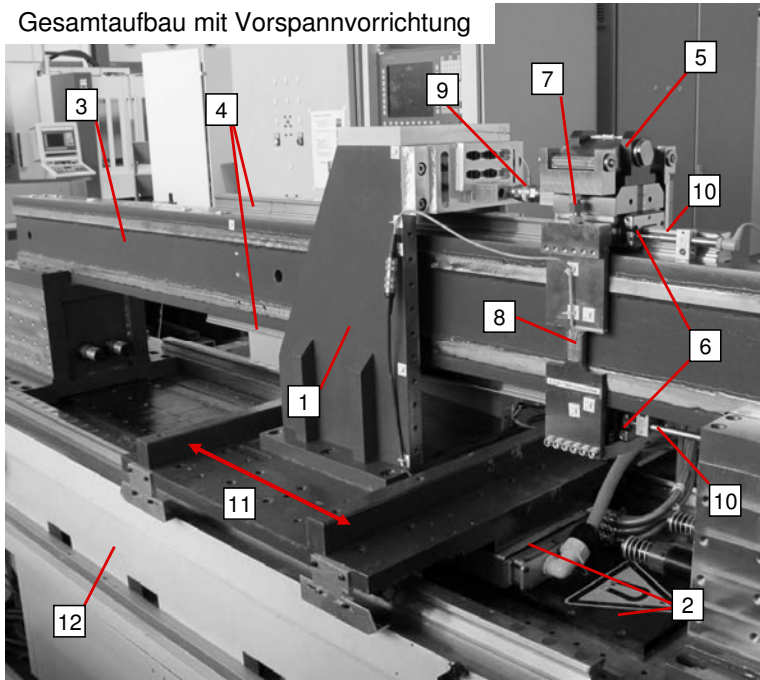
## 2 Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschienenführungen

## 3 Ausblick

# Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschienenführungen

## Prüfstand zur Untersuchung von Profilschienenführungen

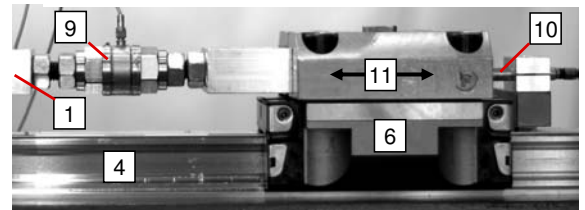
Gesamtaufbau mit Vorspannvorrichtung



### Legende:

1. Positioniereinheit
2. Linearantrieb
3. Querbalken
4. Führungsschiene (n)
5. Vorspannvorrichtung
6. Prüfling (e); (unterschiedliche Wälzführung)
7. Vorspannverstellung
8. DMS-Sensor zur Erfassung der Vorspannkraft
9. Quarz-Sensor zur Erfassung der Reibkraft
10. Berührender Wegsensor
11. Verfahrrichtung (max. Verfahrweg ca. 1 m)
12. Gestell

Aufbau zur Untersuchung der Einzelwagen



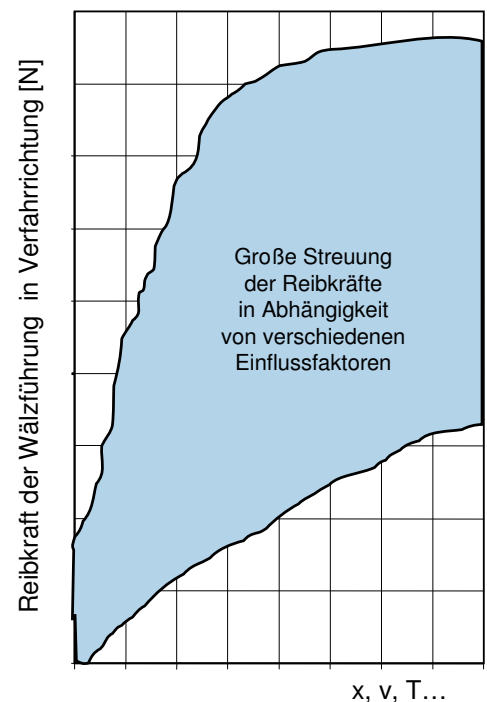
# Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschienenführungen

## Untersuchte Einflussfaktoren auf die Reibkraft der Wälzführung

### ■ Untersuchte Einflussfaktoren

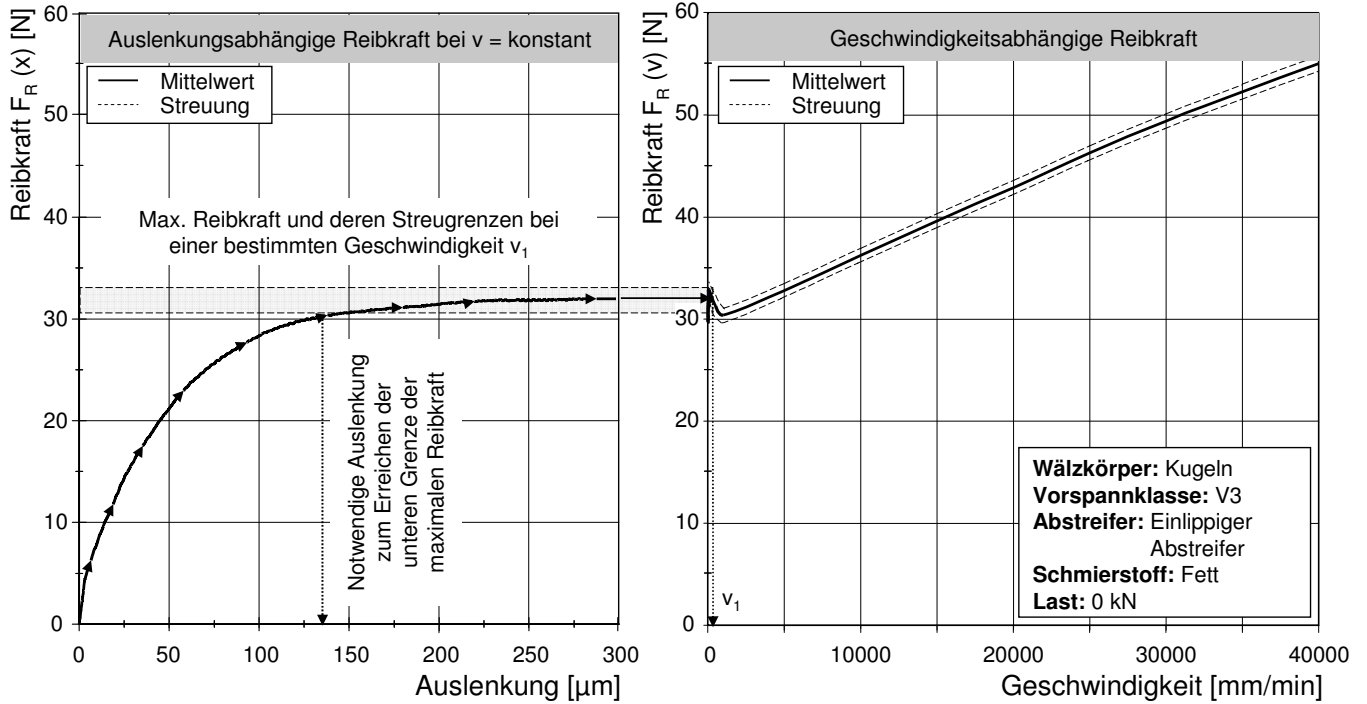
- Auslenkung
- Geschwindigkeit
- Belastung
- Schmierbedingungen
- Temperatur
- Betriebsdauer
- Vorgeschichte
- Wälzkörperart
- Vorspannung
- Dichtung
- Baugröße
- Hersteller
- Anzugsmomente der Befestigungsschrauben
- Fertigungsabweichungen

- Im Folgenden wird der Einfluss relevanter Einflussfaktoren auf die Höhe, den Verlauf und die Streuung der Reibkraft aufgezeigt.



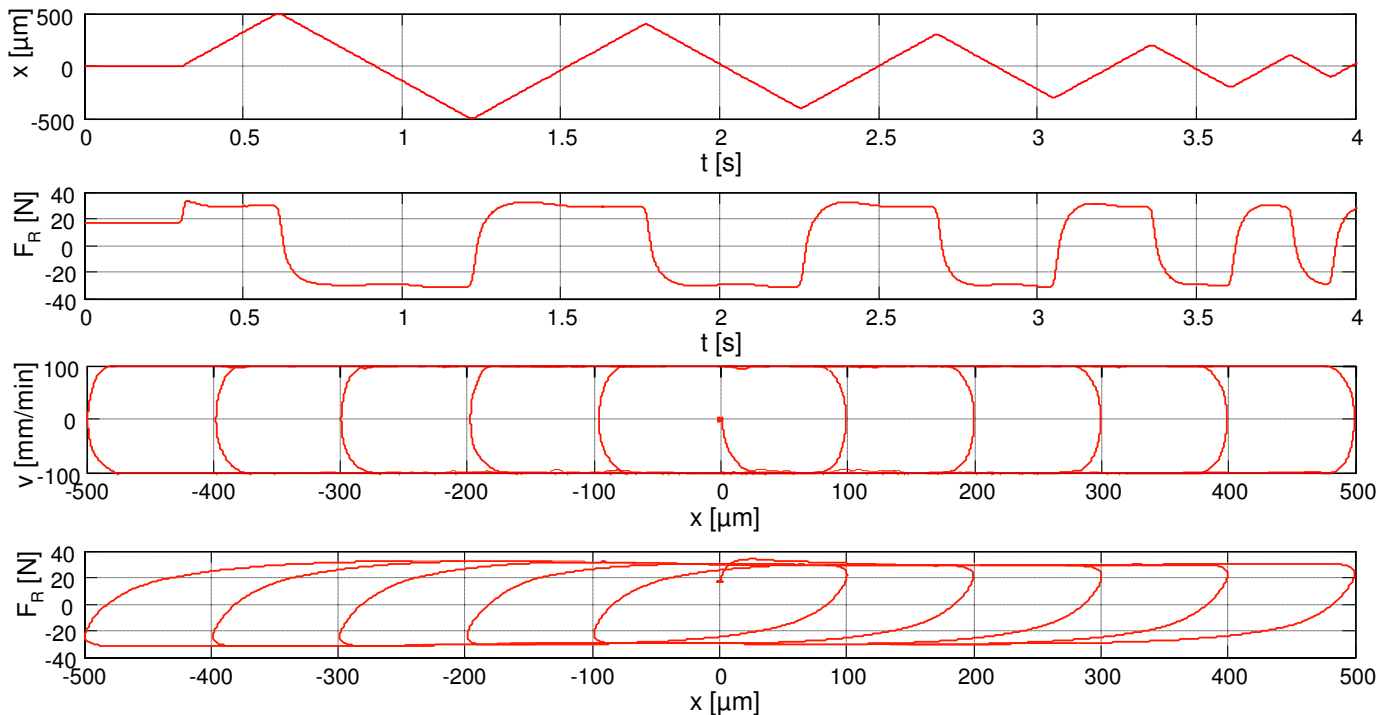
# Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschienenführungen

Einfluss der Auslenkung und der Geschwindigkeit



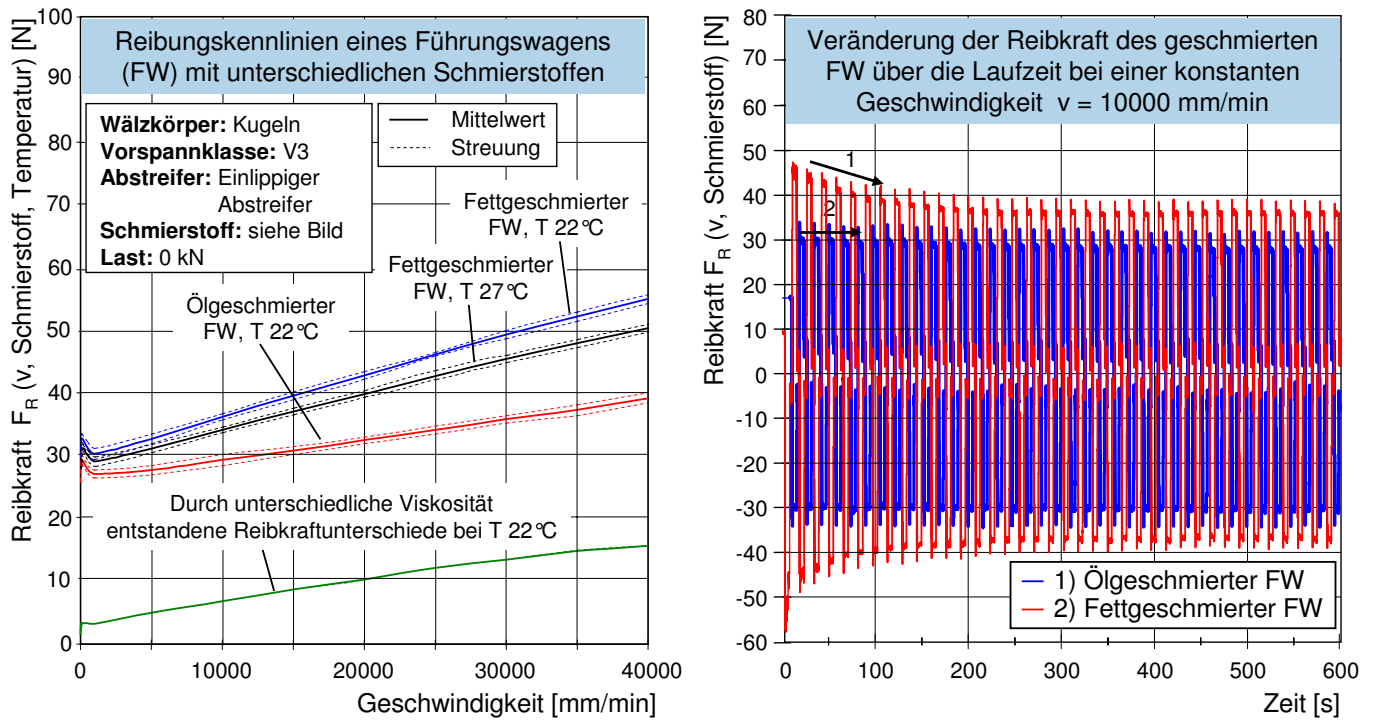
# Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschienenführungen

Hysteresekurven eines Führungswagens bei unterschiedlicher Auslenkung



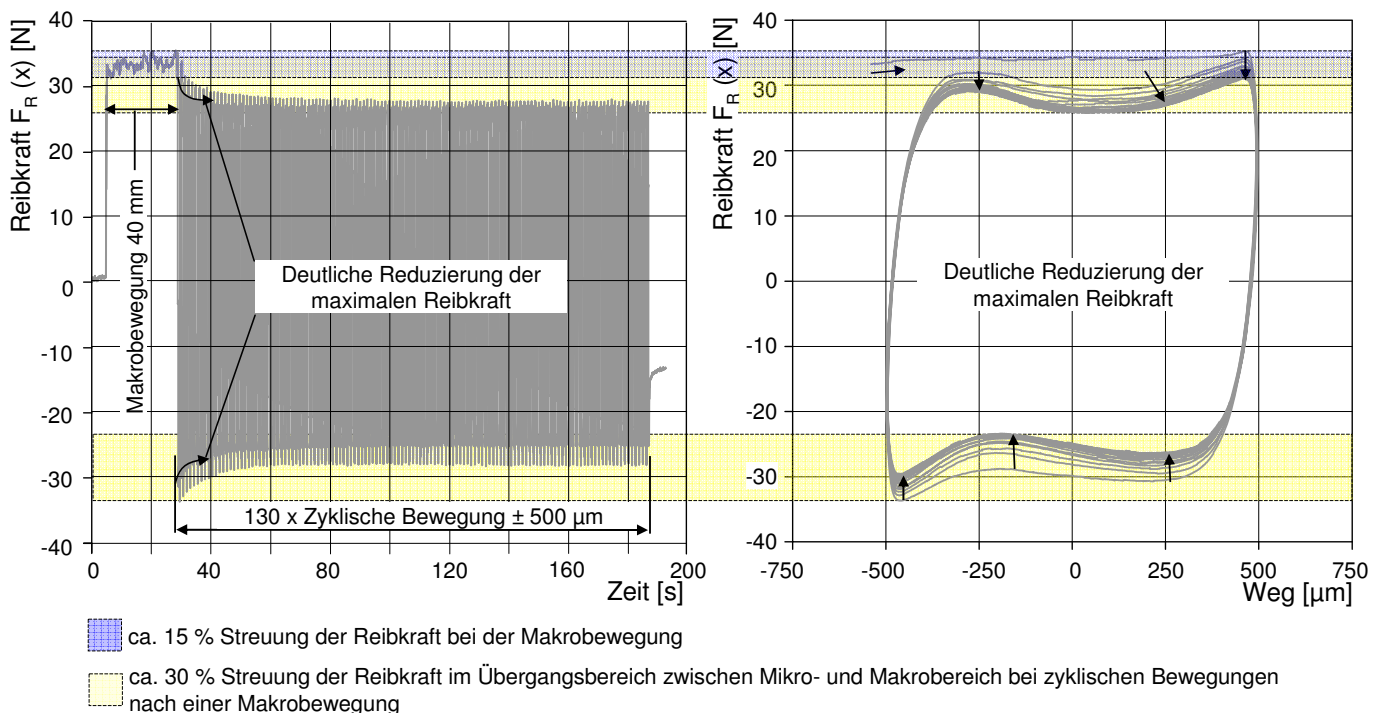
# Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschienenführungen

Einfluss des Schmierstoffs und der Temperatur



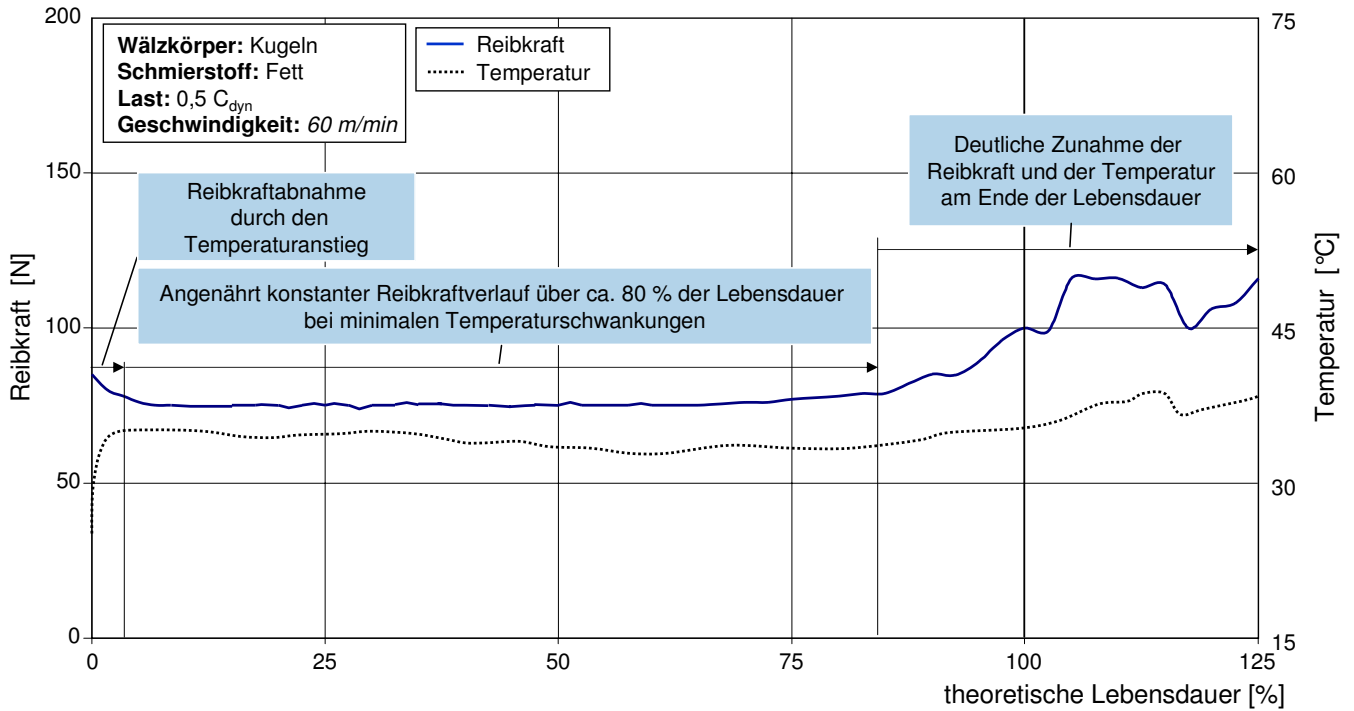
# Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschienenführungen

Einfluss der Vorgeschichte auf die Streuung



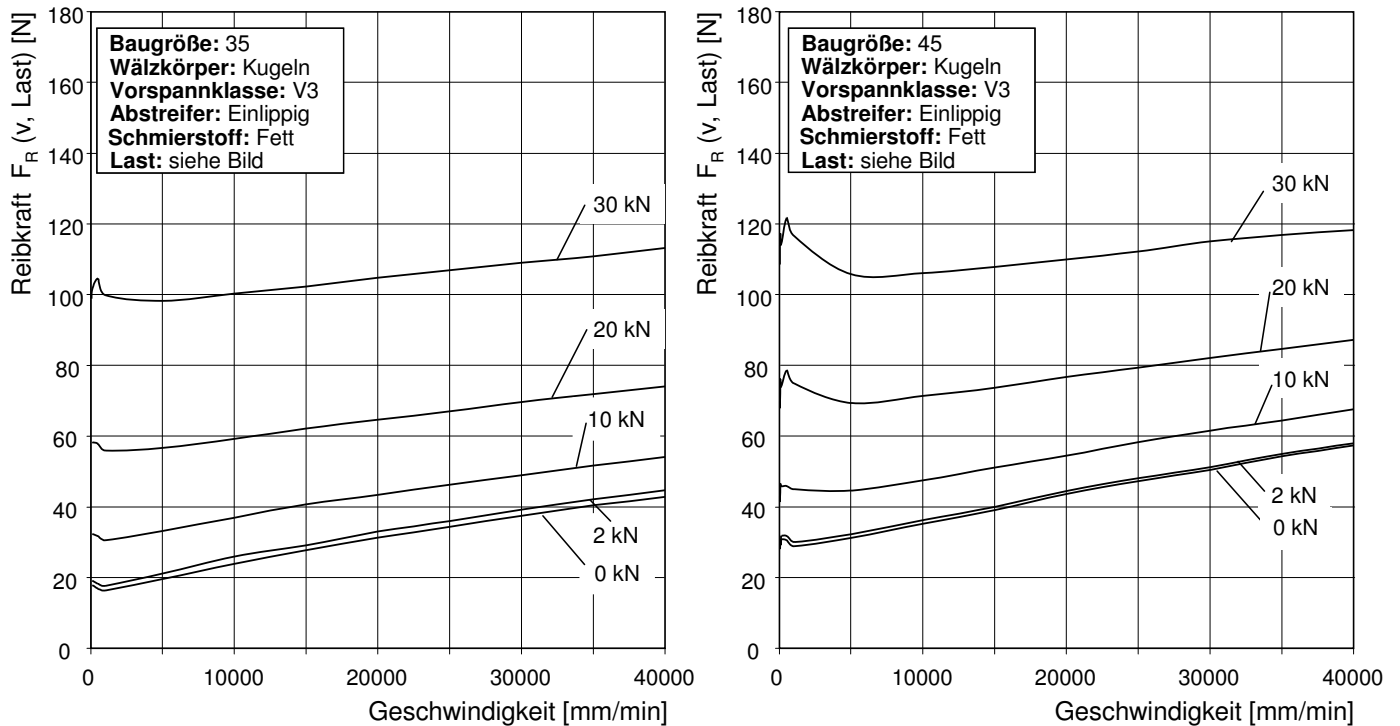
# Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschienenführungen

Einfluss der Betriebsdauer und der Temperatur



# Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschienenführungen

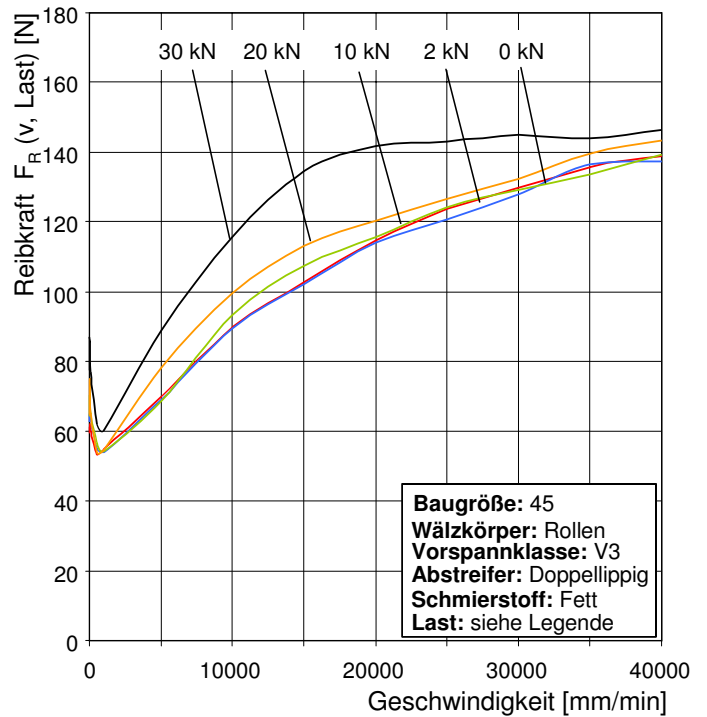
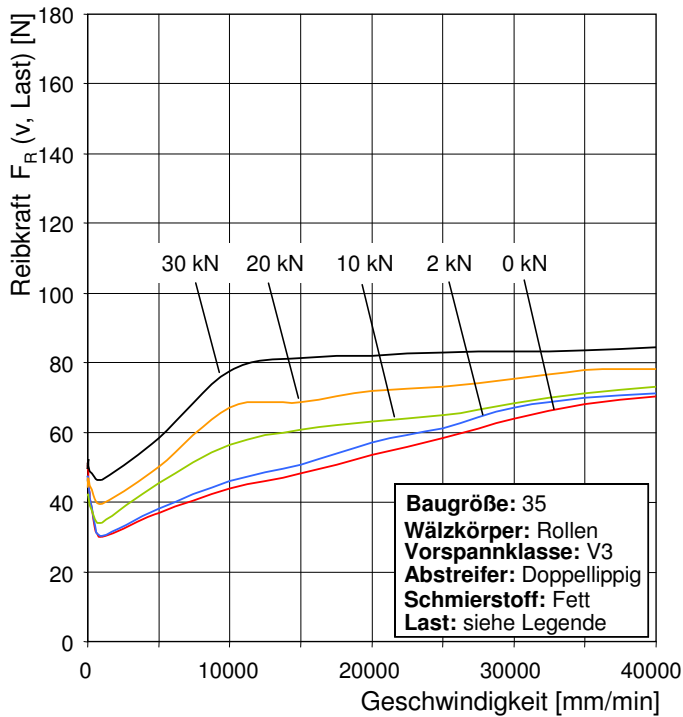
Einfluss der aufliegenden Last und der Baugröße (Kugelführung)





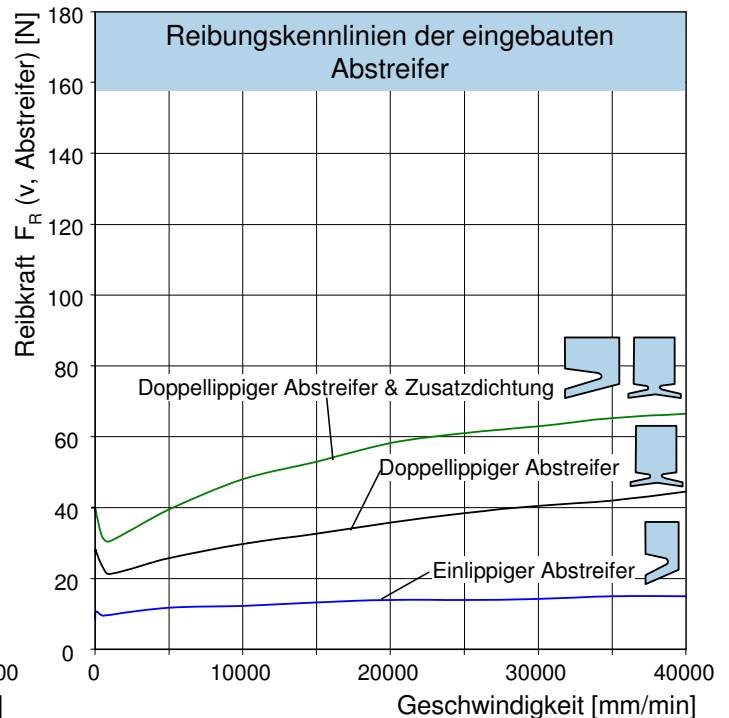
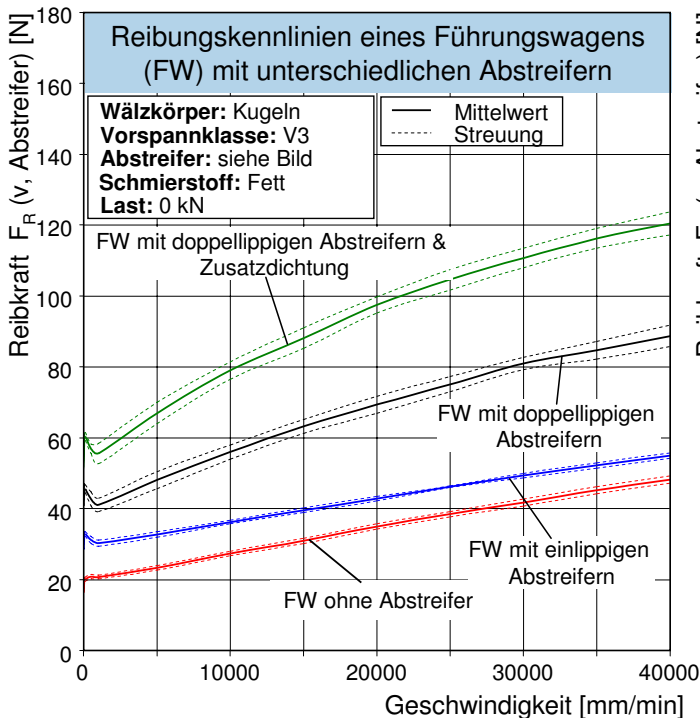
# Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschienenführungen

Einfluss der aufliegenden Last und der Baugröße (Rollenführung)



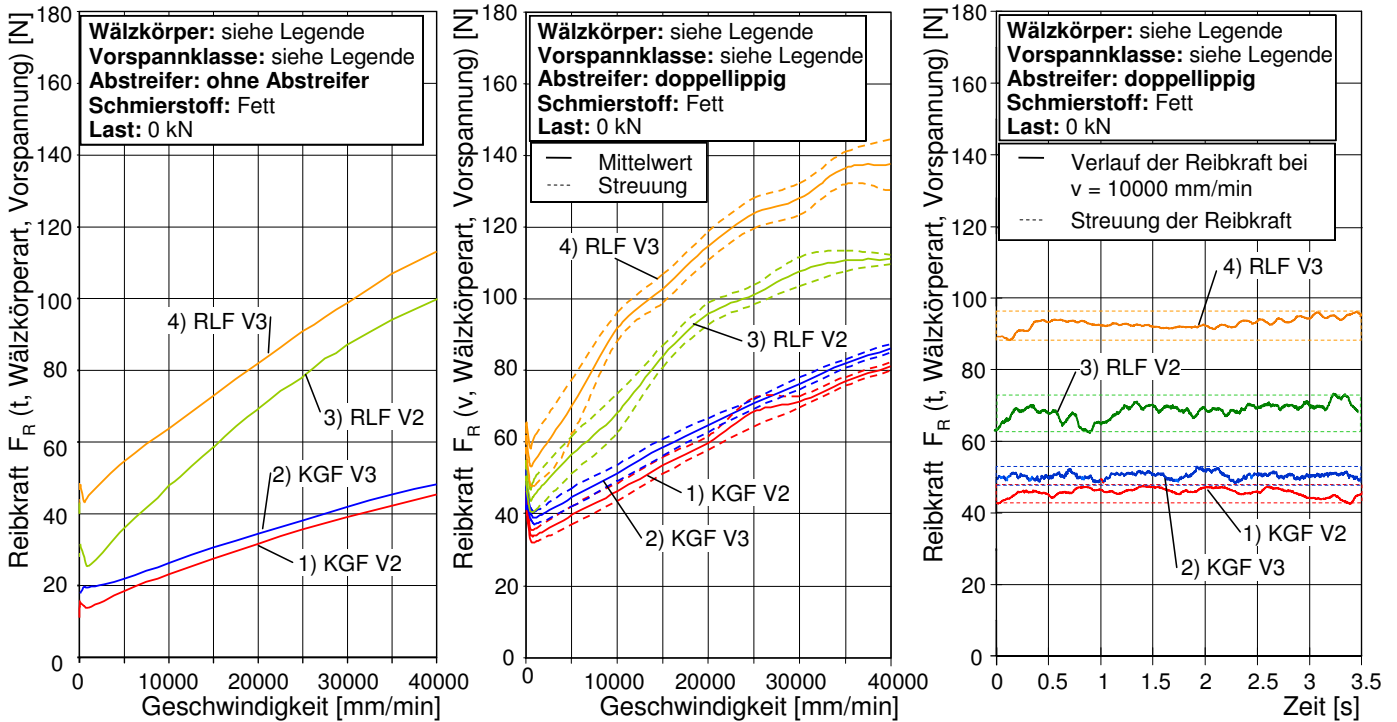
# Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschienenführungen

Einfluss der Dichtungsart



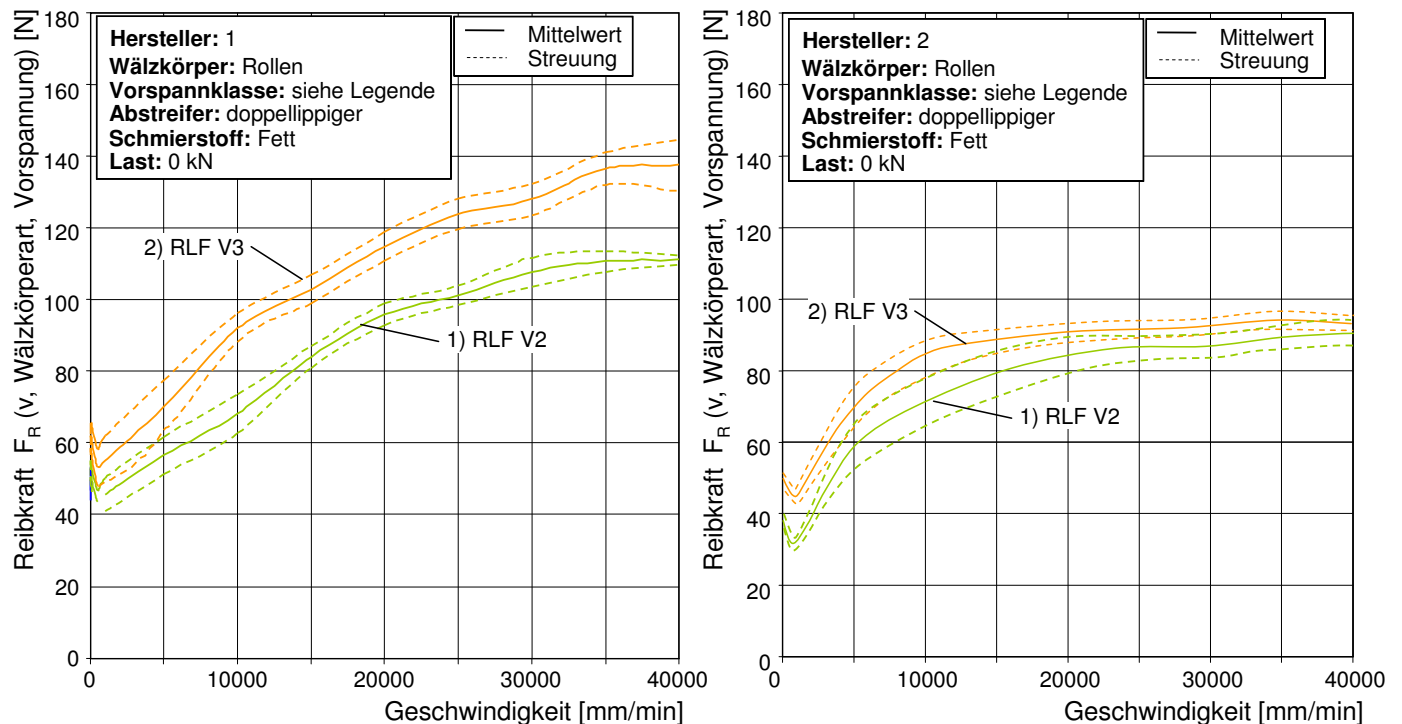
# Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschieneführungen

Einfluss der Vorspannung, der Wälzkörperart, Streuung der Reibkräfte bei Makrobewegung



# Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschieneführungen

Einfluss des Herstellers



## Fazit

---

- Aus den Untersuchungen ergibt sich, dass die Reibungs- und dadurch auch die Dämpfungseigenschaften von Profilschienenführungen in Verfahrrichtung von einer Vielzahl von Faktoren abhängen.
- Als Kriterium für die Bewertung der Relevanz der Einflussfaktoren wird die Streuung der Reibkraft bei gleichmäßiger Bewegung verwendet, die bis zu 15 % beträgt. Einflussfaktoren, die eine kleinere Reibkraftbeeinflussung bewirken, werden nicht als relevant eingestuft. Zu diesen Einflussfaktoren zählen:
  - Anzugsmoment der Schrauben abhängig von der Festigkeitsklasse der Schrauben,
  - Fertigungsabweichungen und Temperaturschwankungen bis ca. 5 K.
- Zu den besonders relevanten betriebsbedingten Einflussfaktoren außer der Richtungsabhängigkeit gehören:
  - Auslenkung,
  - Geschwindigkeit,
  - Belastung,
  - Schmierbedingungen,
  - Temperaturschwankungen über 5 K,
  - Vorgeschichte und Verschleiß.
- Die besonders relevanten konstruktionsbedingten Einflussfaktoren sind:
  - Wälzkörperart,
  - Vorspannung,
  - Baugröße,
  - Dichtungsart und -anzahl.
- Die Höhe der Reibkraft der untersuchten Profilmwälführung der Baugröße 35 und 45 im Geschwindigkeitsbereich von  $\pm 40\,000$  mm/min bewegt sich im Bereich von  $\pm 150$  N in Abhängigkeit von einer Vielzahl von Einflussfaktoren. Die Gesamtreibkraft eines Führungssystems variiert je nach Anzahl der verwendeten Führungswagen. Bei Führungssystemen bestehend aus z.B. 4 Führungswagen ergeben sich Reibkräfte im Bereich  $\pm 600$  N.

## Gliederung

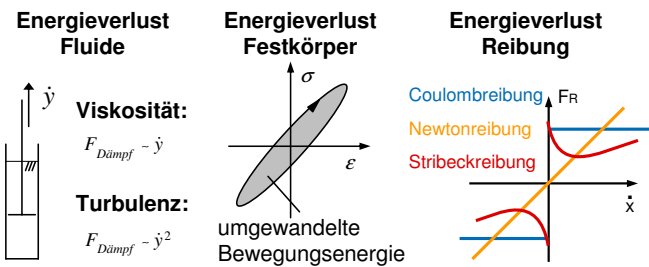
---

- 1 Einleitung
- 2 Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschienenführungen
- 3 **Ausblick**

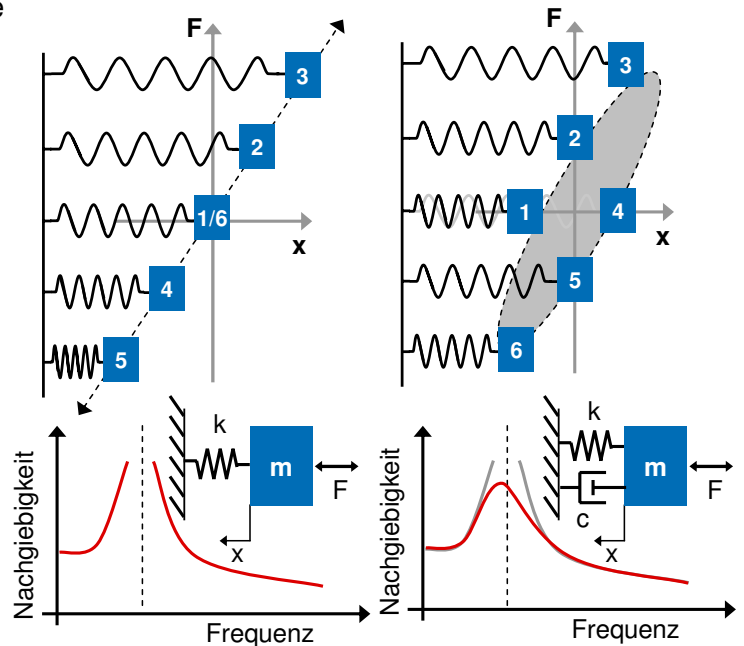
# Ausblick

## Was ist Dämpfung

- Als Dämpfung in mechanischen Systemen wird die bei zeitabhängigen Vorgängen stattfindende irreversible Umwandlung mechanischer Energie in andere Energieformen bezeichnet [9].
- Beispiele der Ursachen für Dämpfung sind:
  - Strömungsverluste infolge Zähigkeit
  - thermomechanische Kopplung
  - Gleitvorgänge
  - mikroplastische Verformung
  - Diffusionsvorgänge
  - Reibung durch Relativbewegung



## Dämpfungseinfluss am Beispiel eines Einmassenschwingers

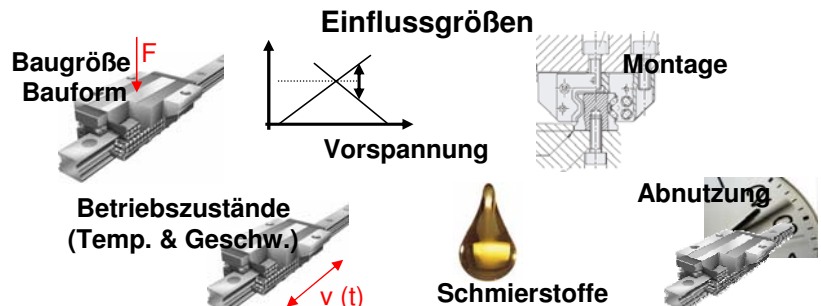
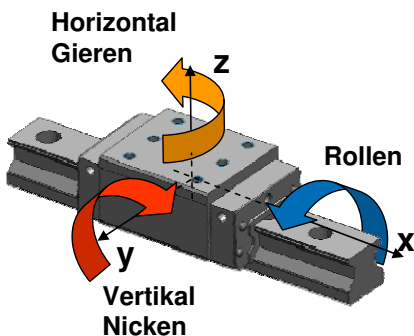
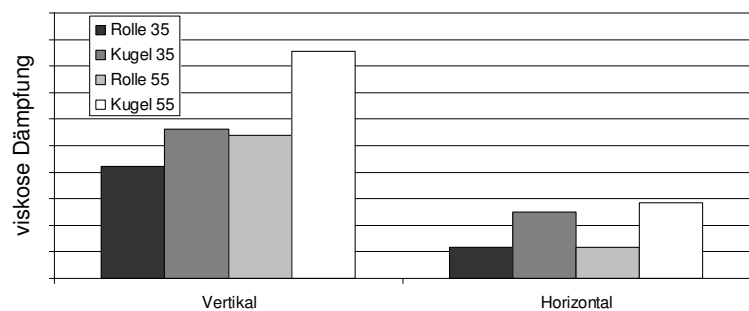


# Ausblick

## Dämpfungsverhalten von Profilschienenführungen

- Führungswagen dämpfen ein System nicht nur in Fahrrichtung, sondern auch in vertikaler und horizontaler Richtung
- Die Einflussgrößen auf die Dämpfung sind neben der Baugröße und Bauform, Vorspannung, Montage, Verschleiß, Schmierstoff und die Betriebszustände

## Dämpfung von Profilschienenführungen unterschiedlicher Baugrößen und -formen



## Literatur

---

- [1] Brandenburg, G.: Einfluß und Kompensation von Lose und Coulombscher Reibung bei einem drehzahl- und lagegeregelten, elastischen Zweimassensystem, in: Automatisierungstechnik 37 (1989), Heft 1, S. 23-31 und Heft 3, S. 111-119.
- [2] Brecher, C., Rudolf, T.: Signalvorverarbeitung zur Anwendung steuerungsintegrierter Prozessüberwachung, Digitale Antriebssignale zur robusten und flexiblen Prozessdiagnose, in: wt Werkstattstechnik online (2009), 7/8, ISSN 1436-4980, S. 479-486.
- [3] Henrichfreise, H., Witte, C.: Beobachtergestützte nichtlineare Kompensation trockener Reibung in einem Positionierantrieb, in: Automatisierungstechnik 46 (1998), Heft 3.
- [4] Otsuka, J., Masuda, T.: The influence of nonlinear spring behaviour of rolling elements on ultraprecision positioning control systems, in: Nanotechnology 9 (1998), 85-92.
- [5] Schäfer, U., Brandenburg, G.: State position control for elastic pointing and tracking systems with gear play and Coulomb friction – a summary of results. Proc. 4th European Conference on Power Electronics and Application, EPE'91, pp.596-602, Firenze, 1991.
- [6] Weck, M.; Brecher, C: Werkzeugmaschinen 3, Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose Konstruktion und Berechnung. 6. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York, Springer, Berlin, 2006.
- [7] Dietl, P.; Zeilinger, R.: Zur Dämpfung in Wälzlagerungen - Theorie und Experiment. In: Schwingungen in rotierenden Maschinen IV. Kassel, 4.-6. März 1997. Braunschweig: Vieweg, 1997.
- [8] Meidlinger, R.: Einfluss der Aufstellung auf das dynamische Verhalten von Werkzeugmaschinen, Dissertation RWTH Aachen, 2008
- [9] VDI Richtlinie: Werkstoff und Bauteildämpfung, VDI Richtlinie 3830, 2004.

---

Ende der Präsentation  
Fragen?

# **Lebensdauerprüfungen von Profilschienenführungen und Prüfstandskonzepte**

Prof. Dr.-Ing. habil. K. Großmann  
S. Krihning

Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik  
TU Dresden

# LEBENSDAUERPRÜFUNGEN VON PROFILSCHIENENFÜHRUNGEN UND PRÜFSTANDSKONZEPTE

Dipl.-Ing. S. Krihning  
Prof. Dr.-Ing. habil. K. Großmann

## 1 Anforderungen an PSF

Die Profilschienenführungen zählen mittlerweile mit ihren standardisierten Ausführungen zu den wesentlichen Komponenten einer Werkzeugmaschine.

Ausgehend von der Funktion der Führungen in einer Werkzeugmaschine ergeben sich für die Profilschienenführungen die folgenden Anforderungen:

- Hohe Führungsgenauigkeit und großes Leistungsvermögen über lange Zeit
- Niedrige Herstell- und Betriebskosten

Daraus ergeben sich die notwendigen Eigenschaften:

- Geringe Reibung, Stick-Slip-frei
- Geringer Verschleiß und Sicherheit gegen Fressen
- Hohe Steifigkeit und Spielfreiheit
- Gute Dämpfung in Trag- und Bewegungsrichtungen
- Geringer Wartungsbedarf

[Weck\_06]

Insbesondere die Punkte Verschleiß und Wartungsbedarf spiegeln unmittelbar die Forderung nach einer hohen Zuverlässigkeit wider. D.h. beim Einsatz von Profilschienenführungen wird aus diesem Blickwinkel besonders auf geringen Verschleiß und geringen Wartungsbedarf geachtet.

Diese Anforderungen führen zu Forderungen nach einer möglichst hohen Lebensdauer beim Einsatz solcher Führungen.

Der generell gebräuchliche Oberbegriff für das ausfallfreie Verhalten von Komponenten lautet Zuverlässigkeit. „Zuverlässigkeit ist die Wahrscheinlichkeit dafür, dass ein Produkt während einer definierten Zeitdauer unter gegebenen Funktions- und Umgebungsbedingungen nicht ausfällt.“

[Bertsche\_99]

Angewandt auf die jeweilige Struktur einer Maschine bzw. Anlage, können die folgenden Begriffe zugeordnet werden:

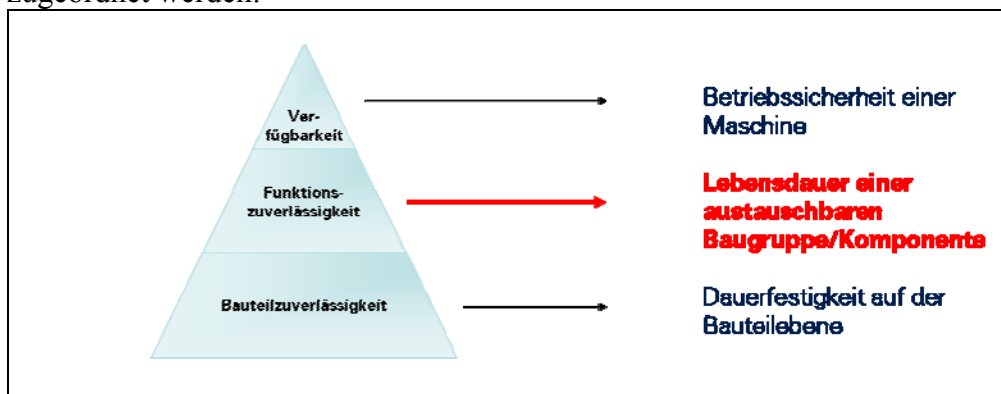


Bild 1: Zuverlässigkeit in der Maschinenhierarchie

Als Verfügbarkeit bezeichnet man die Betriebssicherheit einer Gesamtmaschine. Auf Baugruppen- und Komponentenebene gilt der eingeführte Begriff „Lebensdauer“, welcher die

Funktionszuverlässigkeit einer austauschbaren Komponente bezeichnet. Wird die Bauteilebene betrachtet, dann spricht man von Bauteilzuverlässigkeit, wobei i. a. die Dauerfestigkeit/ Haltbarkeit gemeint ist.

Eine Profilschienenführung ist den austauschbaren Komponenten zuzuordnen und besteht aus vielen Einzelteilen. Bezogen auf die im Kraftfluss befindlichen Bauteile der Profilschienenführung sind die wesentlichen Teile:

- Wälzkörper
- Wagenlaufbahn
- Schienenlaufbahn

Diese sind die Grundlage für die Ermittlung der **Ermüdungslebensdauer** einer PSF, welche einen Lebensdauerwert bezeichnet, den 90% aller Komponenten bzw. PSF erreichen müssen.

## 1 Laufweg und Lebensdauer

Im Maschinenbau werden deshalb belastungsabhängige Lebensdauer-Wahrscheinlichkeiten eines Bauelementes bestimmt, indem ein Prüfexperiment unter Prüflasten bis zu Versagensanzeichen gefahren wird. Die so gewonnenen Parameter gehen in theoretisch wie experimentell gestützte funktionelle Berechnungsvorschriften ein, die für konkrete Belastungen eines Anwendungsfalles, Berechnungen hinsichtlich der für diesen Fall wahrscheinlichen Lebensdauer ermöglichen.

Bei dem Maschinenelement Profilschienenführung gilt als allgemein anerkanntes Verhalten des Laufweg-Belastungs-Zusammenhangs die folgende Gleichung:

$$L_{90} = \left( \frac{C}{F} \right)^a \cdot L_B$$

L – nominelle Lebensdauer in Metern

C – dynamische Tragzahl in Newton

F – dynamisch äquivalente Last in Newton

a – Lebensdauerexponent; bei Kugelführungen 3, Rollenführungen 10/3

L<sub>B</sub> – Bezugslaufweg in Metern

Die dynamische Tragzahl einer PSF ist dabei folgendermaßen definiert:

Die dynamische Tragzahl (C<sub>100</sub>) einer Profilschienenführung stellt eine in Größe und Richtung unveränderliche Last in N dar, bei der eine Profilschienenführung mit einer theoretischen Überlebenswahrscheinlichkeit von 90 % eine Laufstrecke von 100.000 m erreicht.

Dies gilt natürlich nur unter den folgenden Voraussetzungen:

- Ideale Belastung
- Belastung unterhalb statischer Tragzahl
- Ideale Wälzkörper-Laufbahn-Kontakte
- Optimale Schmierungsbedingungen

Bei einem realen Einsatz sind die Angaben des jeweiligen Herstellers zur Höhe der zulässigen Belastung, zu den Einsatzbedingungen, der Schmierung und weiteren Einflüssen zu beachten.

Bei Profilschienenführungen ist die Lebensdauer unmittelbar mit dem Laufweg verknüpft.

Es gilt der folgende Zusammenhang:



$$L_h = \frac{L_{90}}{v_m}$$

$L_h$ ... Lebensdauer in [h];  $v_m$  ... mittlere Geschwindigkeit

Wird dieser Zusammenhang auf ein Beispiel aus dem Werkzeugmaschinenbereich übertragen, gibt es den im Bild 2 zu erkennenden Zusammenhang.

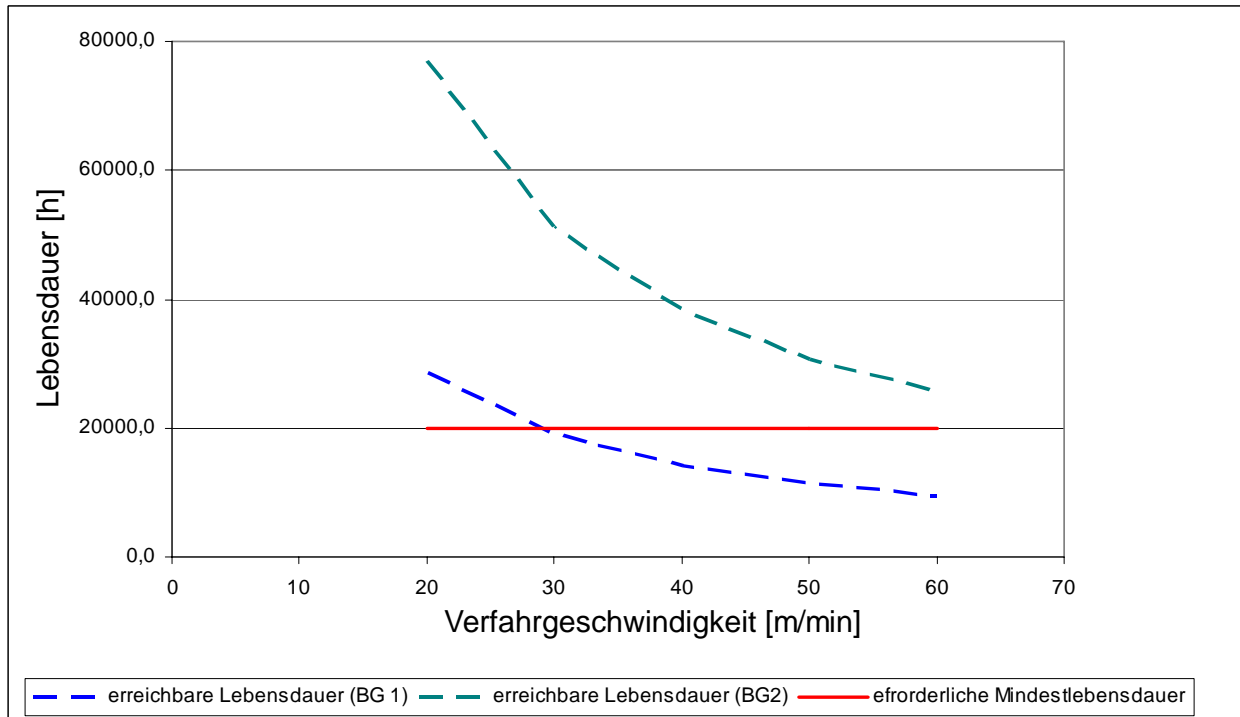


Bild 2: Zusammenhang Laufweg – Verfahrensgeschwindigkeit bei konstanter Belastung

Durch zunehmende Bearbeitungsgeschwindigkeiten/ Verfahrensgeschwindigkeiten bei (angenommener) gleichbleibender Belastung ergibt sich ein Absinken der Lebensdauer (in Stunden). Wenn die Zielstellung der Auslegung auf eine bestimmte Laufzeit in [h] zielt, muss die Belastung abgesenkt werden, bzw. die nächstgrößere Baugröße der PSF eingesetzt werden. Auch für den Hersteller von PSF ergibt sich demnach die Forderung, die dynamische Tragzahl im gegebenen Bauraum einer Baugröße weiter zu erhöhen.

Nach wie vor gibt es daher Forschungs- und Entwicklungsbedarf, sich mit der Lebensdauer bzw. dem Laufweg von PSF näher zu beschäftigen.

Dabei ist es für die Weiterentwicklung unerlässlich, diese Maschinenkomponenten weiter zu optimieren und für eine gute Bauraumausnutzung die Tragzahlen weiter zu erhöhen um in dessen Folge die Lebensdauer weiter steigern zu können.

### 3 Prüfmethoden für PSF

#### 3.1 Überblick zu den Prüfmethoden für PSF

Die Eigenschaften von Profilschienenführungen werden i.d.R. durch experimentelle Prüfungen bestimmt. Dazu gehören beispielsweise:

- Laufweg
- Steifigkeit
- Tragfähigkeit
- Bewegungsgenauigkeit
- Dynamik
- Dämpfungsverhalten
- Reibung

Am IWM wurden und werden dazu die folgenden Untersuchungen und Versuche durchgeführt:

- Untersuchungen zur Einbaugenauigkeit
- Genauigkeit und Reibung von PSF
- Bewegungsverhalten von PSF
- Untersuchungen von PSF für pressentypische Belastungen
- und weitere ...

Die Ermittlung und Bestätigung der Laufwege erfolgt auf experimentellem Weg. Dazu werden im Versuch reale Bedingungen simuliert, da reale Bedingungen im Einsatz einer PSF in der Werkzeugmaschine nicht genutzt werden können. Somit müssen für die PSF geeignete Prüfstände konzipiert und gebaut werden.

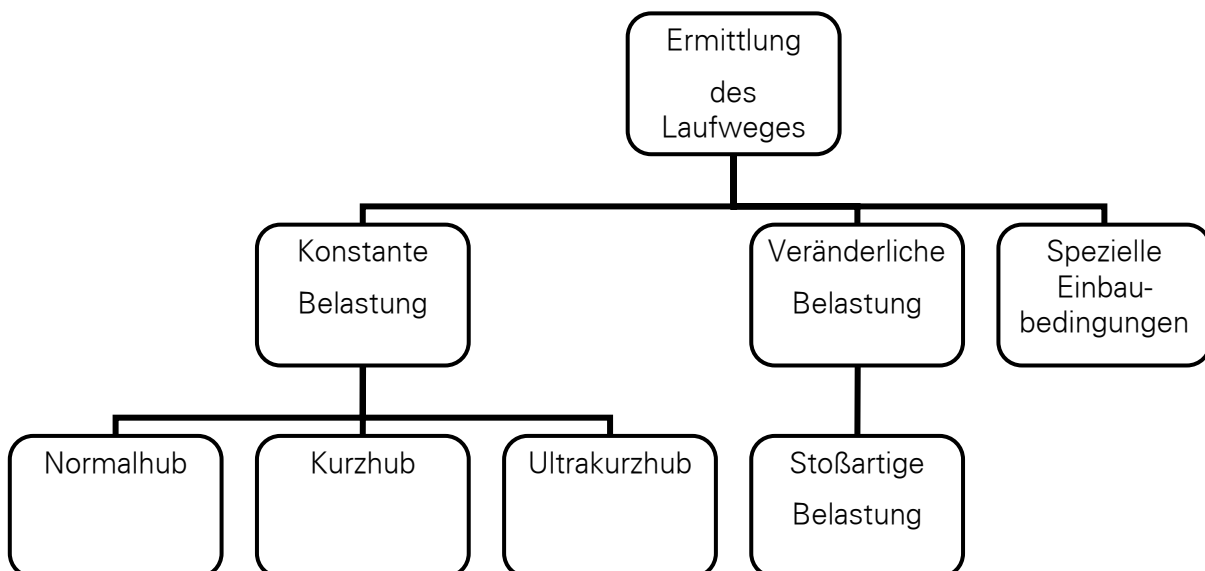


Bild 3: Klassifizierung bei Laufwegermittlungen (Basis: Versuche am IWM)

Bild 3 zeigt die verschiedenen Untersuchungsmöglichkeiten, die bei der Ermittlung des Laufweges von PSF am IWM bereits durchgeführt wurden. Die weiteren Betrachtungen für die Laufwegermittlung basieren auf der konstanten Belastung mit Normalhub.

### 3.2 Randbedingungen bei Laufwegermittlungen

Die folgende Tabelle gibt einen Überblick zu den wesentlichen Kriterien der Prüfbedingungen bei der Ermittlung von Laufwegen.

Parameter	Größenwert (nach DIN 631 und DIN ISO 14728-1)
Prüflast	Kugelschienenführung (BG25) $F = 0,5 \times C100_B$ bzw. $F = 0,397 \times C50_B$ Rollenschienenführung (BG45) $F = 0,5 \times C100_B$ bzw. $F = 0,406 \times C50_B$
Toleranz der Prüflast	Maximale Gesamtabweichung der Belastung über der gesamten Versuchsdauer: -1,5 % bis +3 % (entspricht einer Lebensdauervarianz zwischen +5 % bis -9 %).
Hublänge	mindestens das Fünffache der Tragkörperlänge L (Länge des Stahlteiles)
Anzahl Prüflinge	Die Anzahl der Einzelprüflinge hat 30 zu betragen.
Auswertung	2-parametrische WBV

Bild 4: Tabelle zu den Randbedingungen bei Laufwegermittlungen

Für Versuche nach DIN 631 sind weitere Bedingungen einzuhalten:

- Schmierung: Als Schmiermittel ist Öl auf Mineralölbasis vom Typ CLP 220 nach DIN 51517-3 (Schmieröl DIN 51517 —CLP 220) mit der Viskositätsklasse 220 nach DIN 51519 bei 40 °C (ISO VG 220 DIN 51519) zu verwenden.“
- Schmiermengen: Um eine Mangelschmierung (Ursache für Reibrost usw.) auszuschließen, sind hohe Schmiermengen zu benutzen.
- Ausfälle, die nicht auf Materialermüdung zurückzuführen sind (das Versagen von Umlenkungen, Kugelketten, Spacern), können zur Auswertung nicht herangezogen werden.
- maximale Geschwindigkeit: 1 m/s; max. Beschleunigung  $\pm 20 \text{ m/s}^2$ , max. Wartezeit 0,4 s
- Genauigkeitsklasse 3 oder höchst mögliche des Herstellers

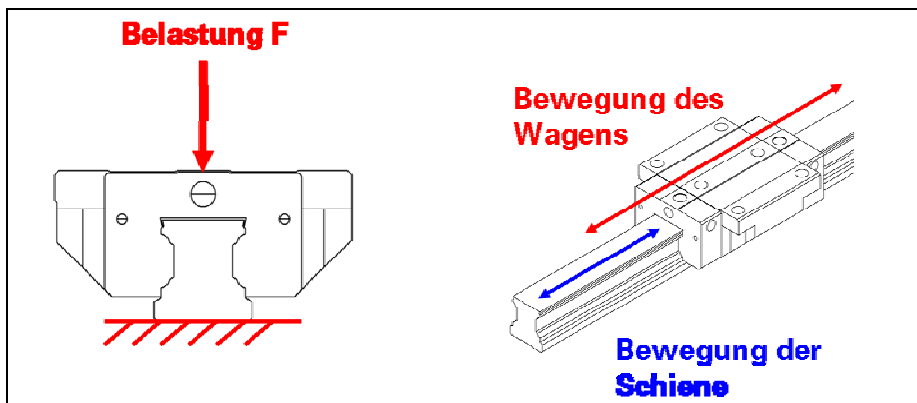


Bild 5: Prinzipbild Belastung und Bewegungsverhalten bei Ermittlung des Laufweges von PSF

Bild 5 zeigt die Richtung der Prüfkraft und die erforderliche Relativbewegung. Dabei ist die Auslegung und Anordnung des Prüfstandsbaus nicht näher beschrieben.

Aus den gegebenen Randbedingungen und der fehlenden Beschreibung zum Prüfstand leiten sich deshalb die weiteren Fragestellungen ab:

- Welchen Einfluss nimmt der Aufbau des Prüfstandes auf die Laufwegermittlung?
- Welche Wechselwirkungen resultieren aus dem Gesamtsystem Prüfstand und PSF Prüfling (Bauart der PSF (X oder O))

- Gibt es Auswirkungen durch nichtideale Prüfbelastungen (z.B. Exzentrischer Prüfkraftangriff, ...)
- Welchen Einfluss haben asymmetrische Trägheitsverteilungen auf das Ergebnis?
- Bringen positionsvariable Steifigkeiten zusätzliche Unsicherheiten?

→ Projekt zur vergleichenden Betrachtung (derzeit laufendes DFG-Projekt: „Objektivierung der Verfahrensgrundlagen für die experimentelle Ermittlung der dyn. Tragzahl von PSF“)

## 4 Prüfstandskonzepte für Laufwegermittlungen von PSF mit konstanter Belastung

### 4.1 Belastungs- und Bewegungsmöglichkeiten

Kernthema dieses Projektes ist die Untersuchung des Prüfstandskonzeptes. Deshalb sollen die Prüfstandskonzepte näher beleuchtet werden.

Für die konzeptionelle Umsetzung und der Realisierung der Relativbewegung unter einer Prüfbelastung stehen grundsätzlich 2 Möglichkeiten zur Verfügung:

1. Bewegung des Wagens unter Aufbringen einer konstanten Belastung auf den Wagen.
2. Bewegung der Schiene unter Aufbringen einer konstanten Belastung auf den Wagen.

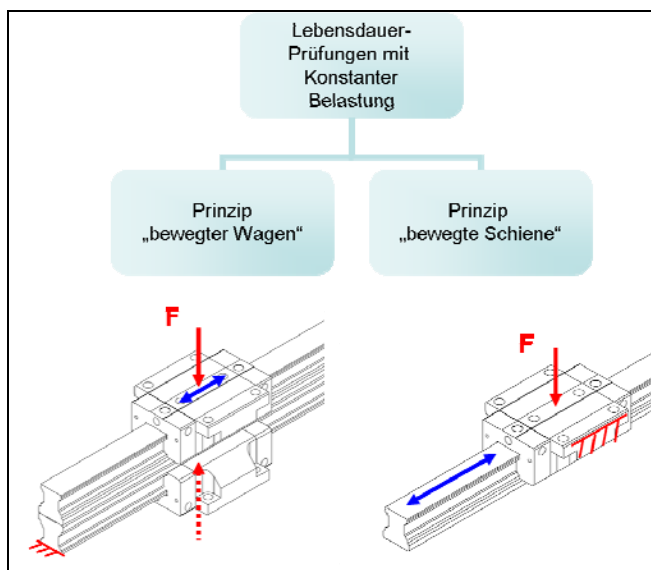


Bild 6: prinzipielle Möglichkeiten der Relativbewegung unter senkrecht wirkender Prüfbelastung

### 5.2 Prüfstand mit bewegten Wagen Prüfstandskonzepte für Bewegung der Schiene

Wie im Bild 6 zu erkennen, müssen beim Konzept „bewegte Wagen“ die Schienen als gepaarte Doppelschiene verschraubt werden, da die Schienen ortsfest („kraftfrei“ fixiert) angeordnet sind und die Wagen gegenseitig auf Druck belastet werden. Die Belastung wird in den Belastungsrahmen aufgebracht und ist über den Fahrweg konstant. Die einzelnen

Belastungsrahmen werden miteinander verkoppelt und bewegen sich jeweils auf einer gepaarten Prüflingschiene.

Auf dem folgenden Bild ist der gesamte Prüfstand zu erkennen. Auf diesem Prüfstand können 4 Belastungseinrichtungen mit einer Hublänge von 550mm bewegt werden. Stirnseitig werden die verschraubten Doppelschienen kraftfrei gehalten. Dabei werden die Schrauben zur Fixierung nur leicht angestellt, so dass ein seitlicher Ausgleich möglich ist.

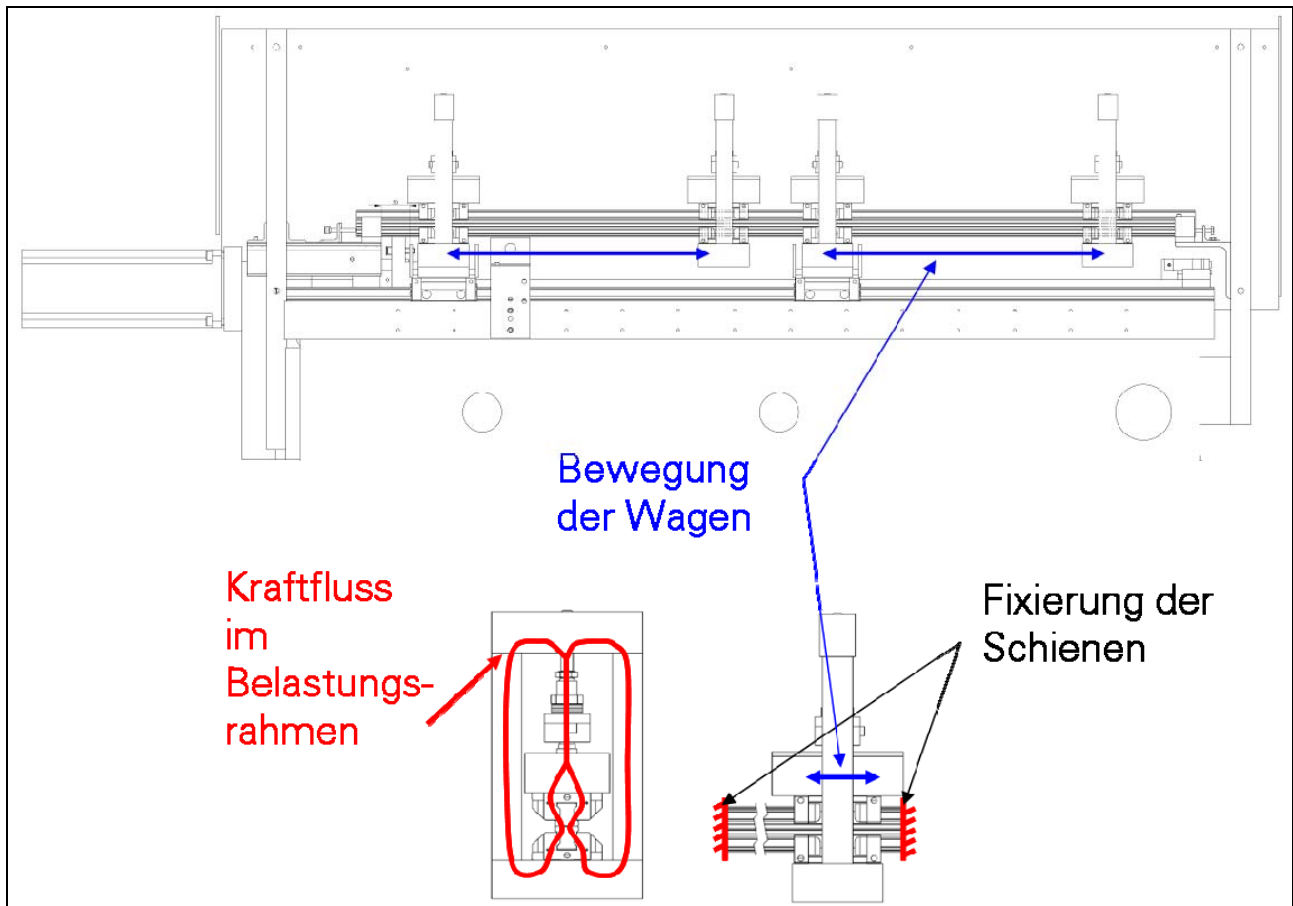


Bild 7: Ausführungsbeispiel Prüfstand mit bewegten Wagen

Folgende wesentliche Merkmale sind zu nennen:

- konstante Steifigkeit im Belastungsrahmen
- gekoppelte Massen (mehrere Belastungsrahmen)
- Anpassung an Schienen, keine Führung für Belastungsrahmen in Längsrichtung
- Beschleunigungseinfluss
- Paarweise Anordnung (bei Auswertung beachten)

### 5.3 Prüfstand mit bewegten Schienen

Dieses Prüfkonzept wird derzeit in einen Prüfstand am IWM überführt.

Konstruktiv wurde bei diesem Konzept die Variante „Schiene am Tisch“ umgesetzt. Ein positiver Nebeneffekt ist die konstante Steifigkeit (bzgl. Belastung der Querträger) in Bewegungsrichtung.

Die Belastungseinrichtungen sind für jeden Wagen einzeln angeordnet. Somit kann für jeden Wagen separat eine Prüfkraft eingestellt werden. Die unter einem Querträger angeordneten Belastungseinrichtungen beeinflussen sich aber gegenseitig in Querrichtung, da der Kraftfluss der Belastung durch den gesamten Prüfstand geht. Deshalb spielt die Verformung des Querträgers sicher eine nicht zu unterschätzende Rolle. Um eine gute Anlagefläche für die Prüflingsschienen zu ermöglichen, gibt es an den Schlitten entsprechende Ebenheitsanforderungen und der Schlitten wurde entsprechend steif ausgeführt. Der Verfahrenweg beträgt 500 mm.

Da die Wagen einzeln belastet werden, können diese auch einzeln ausgewertet werden.

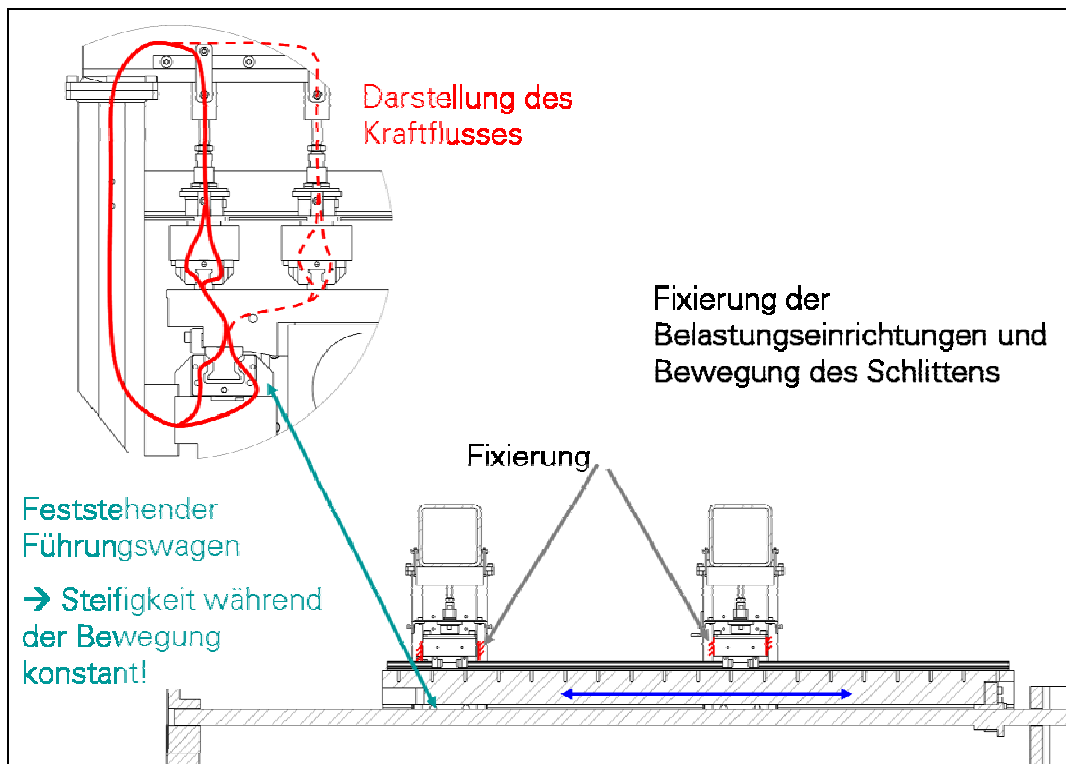


Bild 8: Ausführungsbeispiel Prüfstand mit bewegten Schienen

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Derzeit liegen noch keine vergleichbaren Untersuchungsergebnisse von den beiden Prüfständen vor. Es ist aber zu vermuten, dass das Prüfstandskonzept einen Einfluss auf die Ergebnisse für eine Laufwegermittlung hat. Weitere mögliche Einflussfaktoren wie die Belastungseinleitung und die Güte der Bewegung müssen näher untersucht werden.

Im Zuge des Projektes sind ferner die folgenden Punkte zu klären:

- Die mit diesen Prüfständen erzielbare Prüfbelastungen (Toleranz, ...)
- Die sich ergebenden Größe der Unsicherheiten in Bezug auf den Laufweg der PSF.
- Die Wechselwirkungen innerhalb des Gesamtsystems aus Versuchsstand und PSF-Prüfling hinsichtlich Bauart des Versuchsstandes und Laufbahnanstellung des PSF (X oder O)

Das Ziel ist die Ermittlung quantifizierbarer Aussagen bzgl. des Prüfkonzeptes, mögliche Einflussgrößen und deren Auswirkungen auf experimentell ermittelte Laufwege.

## 7 Quellen

[Weck\_06] M. Weck, C. Brecher; Werkzeugmaschinen – Konstruktion und Berechnung; 8. Auflage 2006; Springer Verlag

[Bertsche\_99] B. Bertsche; Zuverlässigkeit im Maschinenbau; 2. Auflage 1999; Springer Verlag

[DIN 631] Wälzlager – Prüfbedingungen zur versuchstechnischen Verifikation der dynamischen Tragzahl von linearen Wälzführungen mit profilierten Schienen und Wälzkörperumlauf; April 2010

[DIN ISO 14728-1] Wälzlager – Linearwälzlager – Teil 1: Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer, Oktober 2005

# Lebensdauerprüfungen von Profilschienenführungen und Prüfstandskonzepte

Vortragender: S. Krihning

Werkzeugmaschinen-Fachseminar Dresden, 30. September 2010

1. Anforderungen an Profilschienenführungen (PSF)
2. Prüfmethoden
3. Laufweg und Lebensdauer
4. Randbedingungen bei Laufwegermittlungen
5. Prüfstandskonzepte für Laufwegermittlungen
6. Zusammenfassung und Ausblick





- bedeutendste Ausführung der linearen Wälzführung ist Profilschienenführung
- hat heute einen Entwicklungsstand, der vergleichbar zu rotativen Wälzlagern ist
- ist als Hochleistungskomponente im Maschinenbau mittlerweile unverzichtbar

Anforderungen an PSF beim Einsatz in Werkzeugmaschinen:

- Hohe Führungsgenauigkeit und großes Leistungsvermögen über lange Zeit
- Niedrige Herstell- und Betriebskosten

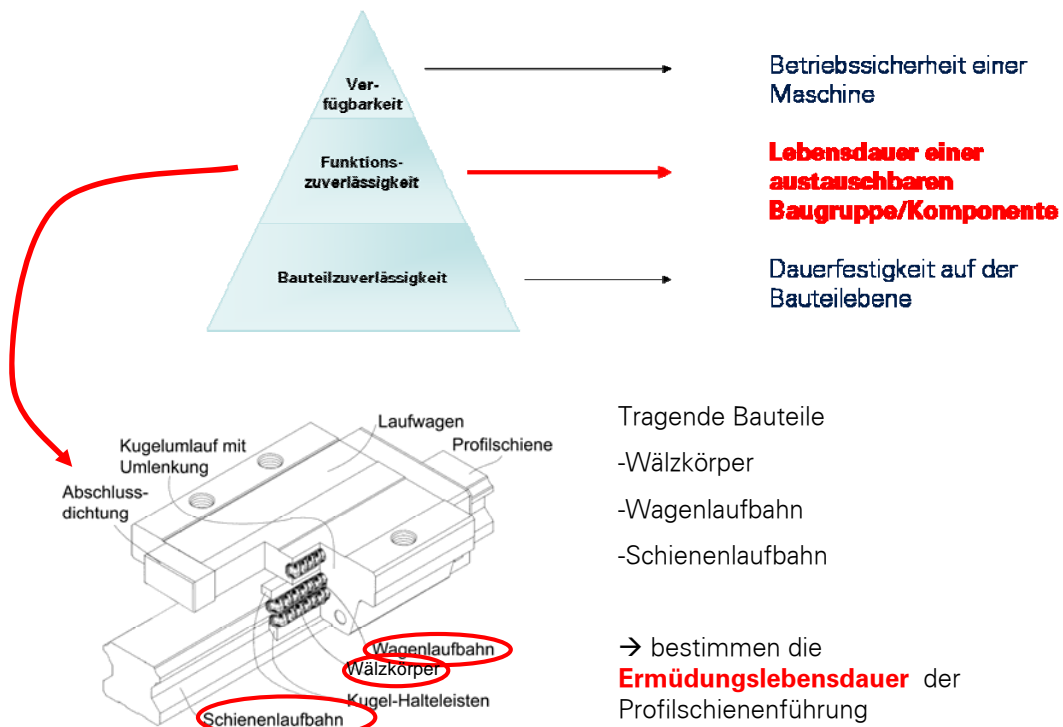
notwendige Eigenschaften:

- Geringe Reibung, Stick-Slip-frei
- Geringer Verschleiß und Sicherheit gegen Fressen
- Hohe Steifigkeit und Spielfreiheit
- Gute Dämpfung in Trag- und Bewegungsrichtungen
- Geringer Wartungsbedarf

[Quelle: Weck]

### Merkmale der ZUVERLÄSSIGKEIT!

### Anforderungen an PSF



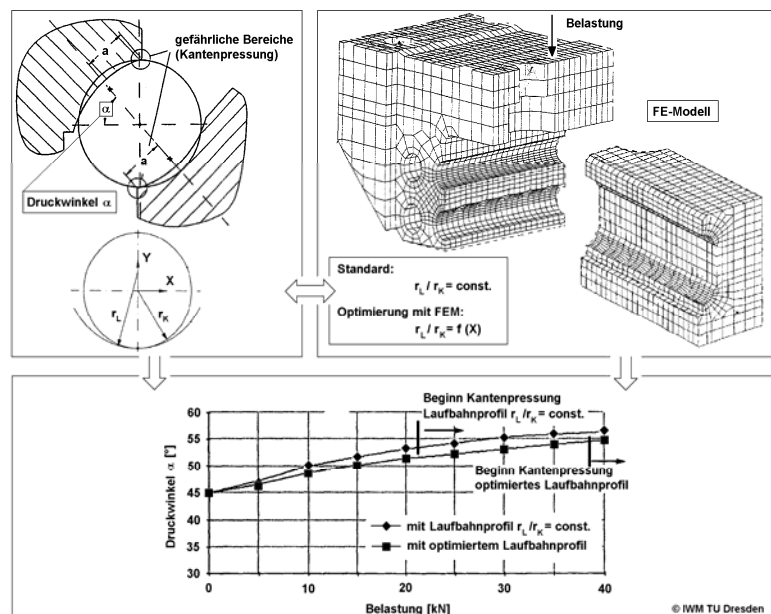
### Anforderungen an PSF

- Laufwegermittlungen
- Steifigkeit
- Tragfähigkeit
- Reibung
- Bewegungsgenauigkeit
- Dynamik
- Dämpfungsverhalten
- Reibung
- ...

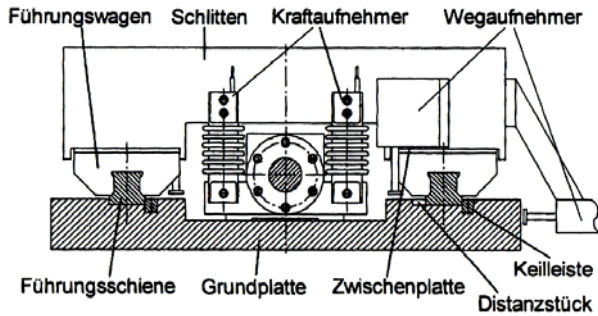
## Prüfmethoden für PSF - Übersicht

- Theoretische und experimentelle Untersuchungen zu Steifigkeits- und Bewegungsgenauigkeitsanforderungen

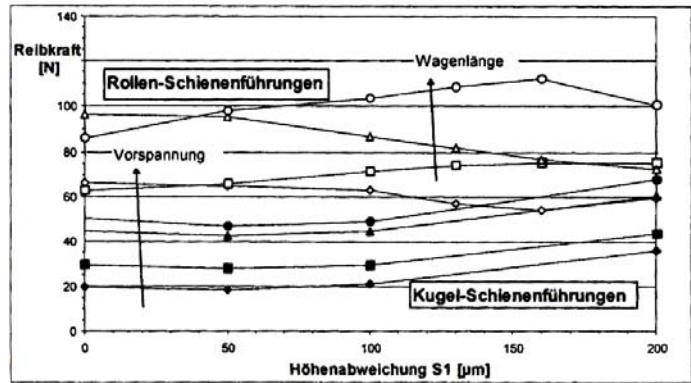
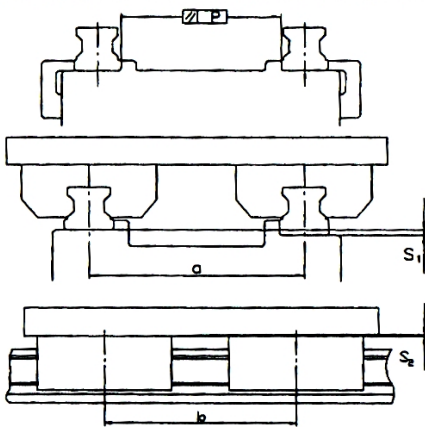
- FEM-Berechnung zeigen die Vor- und Nachteile unterschiedlicher Querschnittsprofile in Abhängigkeit von Belastungsart und -größe



## Prüfmethoden – IWM-Arbeiten: Tragfähigkeit



- Untersuchung Abhängigkeit der Verschiebekraft des Tisches von der Einbaugenauigkeit
  - des Einflusses der Vorschubgeschwindigkeit auf die Reibkraft am Schlitten
  - Abschätzung des Einflusses realer Fertigungs- und Montagefehler auf die Reibkraft
- Ziel einer einsetzabhängigen Entfeinerung der Einbautoleranzen.



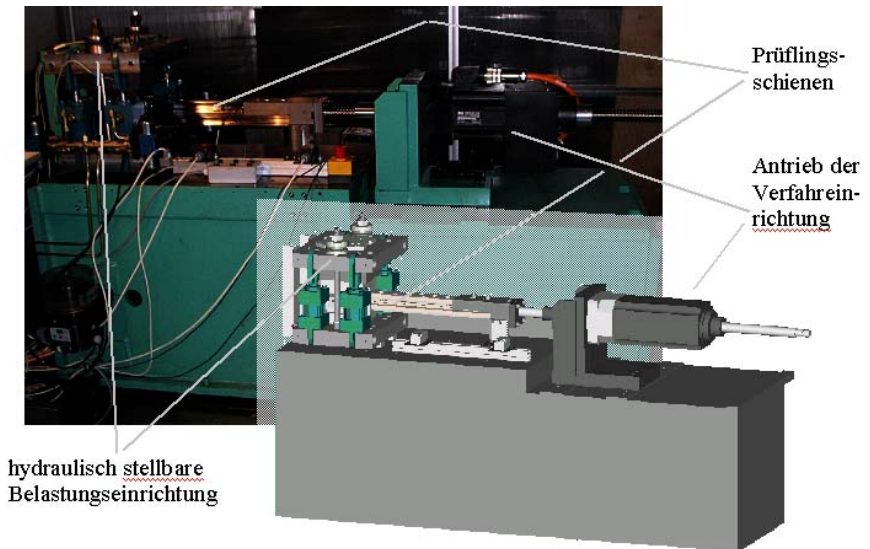
### Prüfmethoden – IWM-Arbeiten: Reibung und Genauigkeit

- Ermittlung und Beurteilung des Verschiebekraftbedarfs bei unterschiedlichen Ausführungen von Rollen- bzw. Kugel-Führungswagen und beim Einsatz verschiedener Schmiermittel.
- Durchführung der Messungen jeweils mit mehreren nominell gleichen Führungswagen

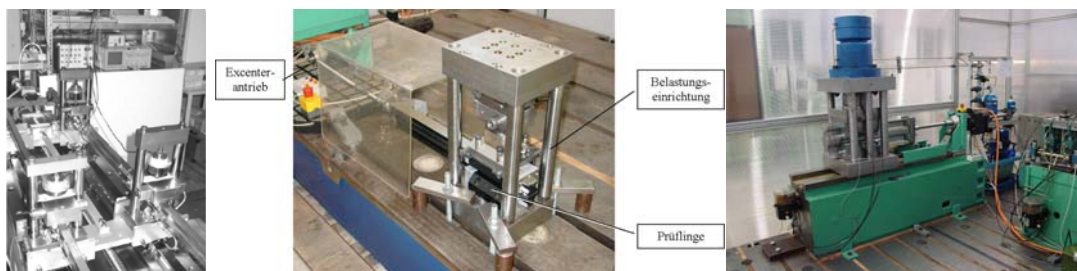
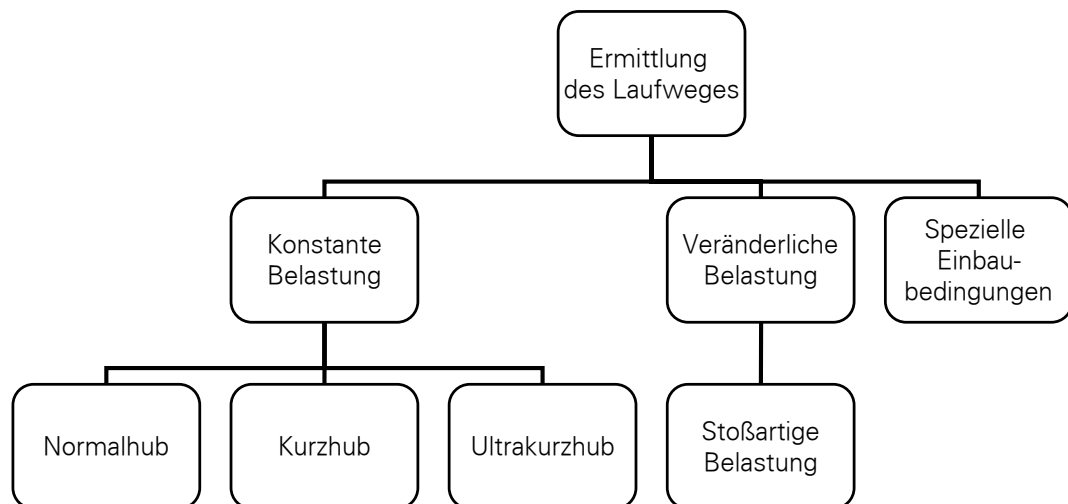


### Prüfmethoden – IWM-Arbeiten: Reibungsverhalten

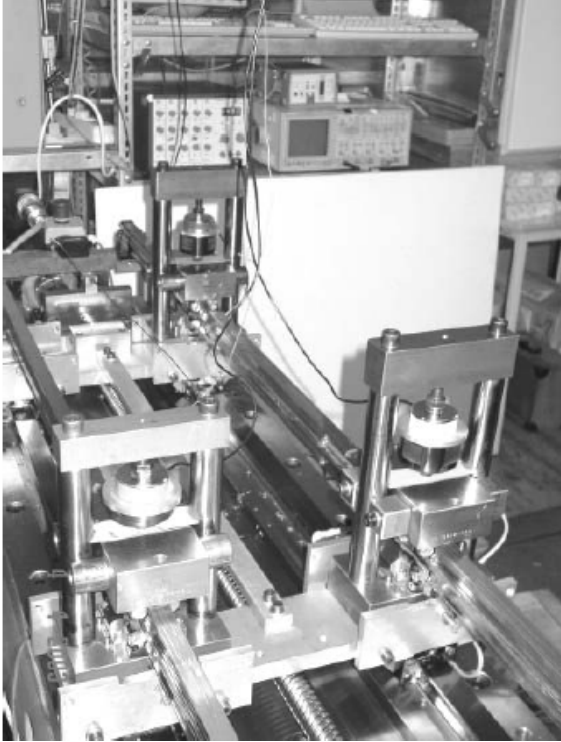
- Einsatz von PSF als Pressenstoßelführung
- Aus den Versuchsdaten wurde ein Korrekturfaktor ermittelt, der für PSF-Dimensionierung bei Einsatz in Pressen verwendet werden kann.
- Es wurde ein Verfahren für die Dimensionierung von PSF unter Berücksichtigung der Prozess- sowie der Zwangskräfte entwickelt.



### Prüfmethode – IWM-Arbeiten: Laufweg beim Einsatz in Pressen



### Prüfmethode – IWM-Arbeiten: Laufwegermittlungen



→ Am IWM ist Wissen und technische Basis auf dem Gebiet der Laufwegermittlungen vorhanden

→ Grundlage für weitere Projekte

---

### Prüfmethoden – IWM-Arbeiten: Laufweg bei konstanter Belastung

Bei Führungen ist der Formelzusammenhang auf den Laufweg bezogen!

Formel:

$$L_{90} = \left( \frac{C}{F} \right)^a \cdot L_B$$

L – nominelle Lebensdauer in Metern

C – dynamische Tragzahl in Newton

F – dynamisch äquivalente Last in Newton

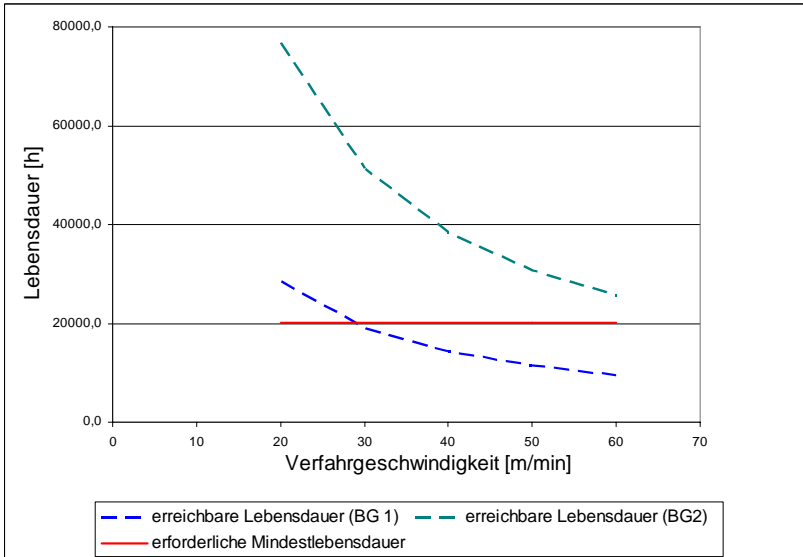
a – Lebensdauerexponent; bei Kugelführungen 3, Rollenführungen 10/3

$L_B$  – Bezugslaufweg in Metern (100.000)

### Laufweg

Bei Laufwegermittlungen ist zu beachten:

- Hohe Prüflasten, um Versuchsdauer zu verkürzen
- Theoretischer Laufweg für Kugel-PSF (bei Prüflast  $C_{100}/2$ ) ist  $L_{90} = 800$  km
- Realer Laufweg kann ca. 2-3 mal größer sein



### Lebensdauer [h] - Laufzeit

$$L_h = \frac{L_{90}}{v_m}$$

Beispiel

- Steigerung Verfahrgeschwindigkeit
- Annahme: Gleichbleibende Belastung
- angenommene Gebrauchsdauer der Werkzeugmaschine 20.000h

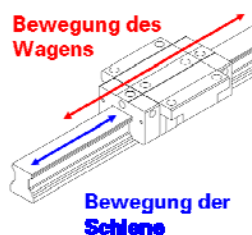
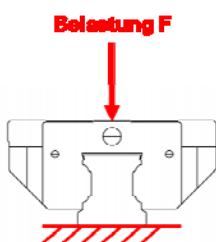
Beispiel zeigt:

- Anforderungen an den Hersteller: Erhöhung der dynamische Tragzahl
- Berücksichtigung des Zusammenhanges bei der Auslegung
- Untersuchungen zu Laufwegen permanent aktuell
- ständiger Forschungs- und Entwicklungsbedarf, Laufweg von PSF zu untersuchen und zu ermitteln

### Laufweg und Lebensdauer

Festgelegte Randbedingungen bei Ermittlung dyn. Tragzahlen  
(DIN 631 und DIN ISO 14728-1)

Prüflast	Kugelschienenführung (BG25) $F = 0,5 \times C_{100B}$ bzw. $F = 0,397 \times C_{50B}$ Rollenschienenführung (BG45) $F = 0,5 \times C_{100B}$ bzw. $F = 0,406 \times C_{50B}$
Toleranz der Prüflast	-1,5 % bis +3 % (entspricht Lebensdauervarianz: +5 % bis -9 %).
Hublänge	Mind. Fünffache der Tragkörperlänge L
Anzahl Prüflinge	30 Einzelprüflinge
Ausfallkriterium	Materialermüdung (Identifikation: „Fingerprobe“)
Auswertung	2-parametrische WBV



Einzuhaltende Bedingungen:

- vorgegebenes Verfahregime
- Schmierung mit Mineralöl
- hohe Schmiermengen - für Baugröße 25: 1 cm<sup>3</sup>/h
- Genauigkeitsklasse 3 oder höchst mögliche des Herstellers

### Randbedingungen bei Laufwegermittlungen

Viele Randbedingungen zur Versuchsdurchführung sind bereits festgelegt.  
Aber: **Keine Vorgaben** zum Prüfstands Aufbau.  
Mutmaßung, dass es Einflüsse auf die Laufwegermittlung gibt.  
→ Daraus ergeben sich folgende Fragen:

- Welchen Einfluss nimmt der Aufbau auf die Laufwegsermittlung?
  - Welche Wechselwirkungen resultieren aus dem Gesamtsystem Prüfstand und PSF Prüfling (Bauart der PSF (X oder O))?
  - Gibt es Auswirkungen durch nichtideale Prüfbelastungen?
  - Welchen Einfluss haben asymmetrische Trägheitsverteilungen auf das Ergebnis?
  - Bringen positionsvariable Steifigkeiten zusätzliche Unsicherheiten?
- Projekt zur vergleichenden Betrachtung (derzeit laufendes DFG-Projekt: „Objektivierung der Verfahrensgrundlagen für die experimentelle Ermittlung der dyn. Tragzahl von PSF“)

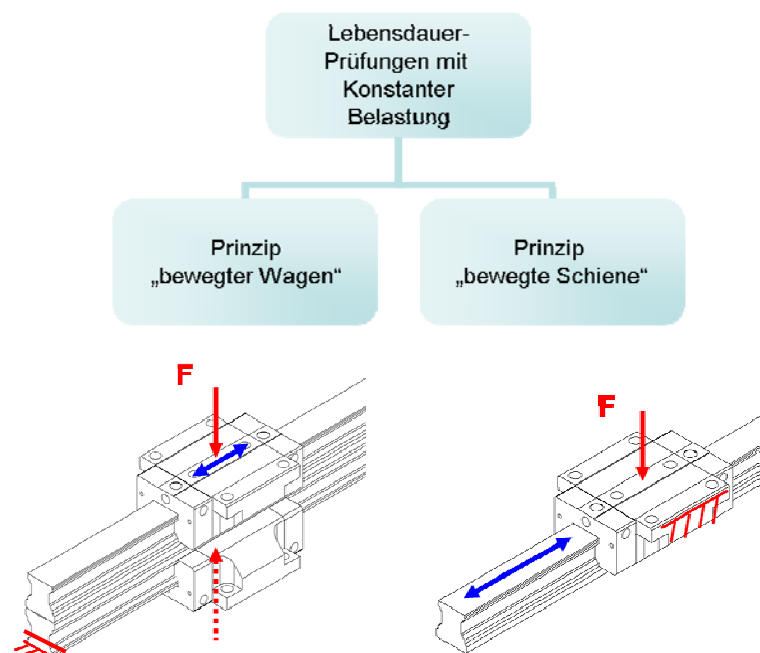
---

### Randbedingungen bei Laufwegermittlungen - Fragen

Kernpunkt des  
Vergleiches:

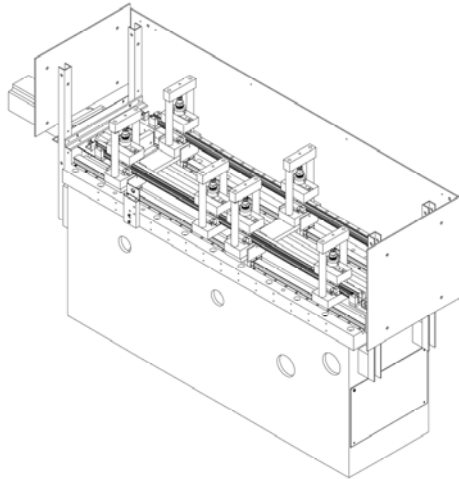
Einflüsse, welche aus  
dem  
Prüfstandskonzept  
kommen

→ Genauere  
Untersuchung der  
Prüfstandskonzepte




---

### Prüfstandskonzepte für Laufwegermittlungen



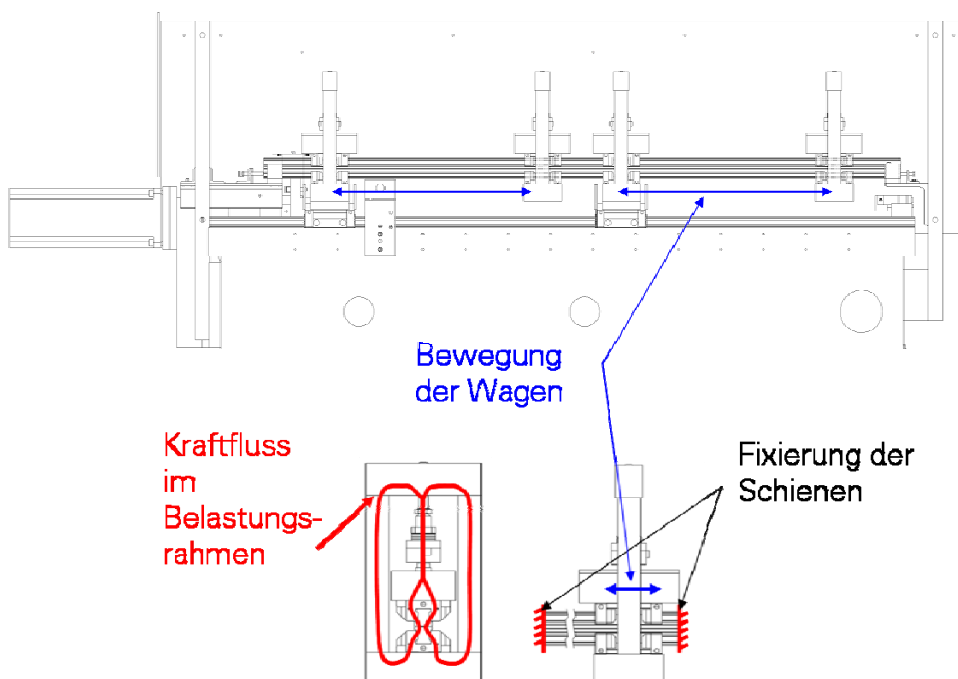
Daten des Versuchsstandes:

4 Belastungseinrichtungen

Verfahrweg 550 mm (Hublänge:  
1,1 m pro Doppelhub)

Geschwindigkeit: max. 0,8 m/s

### Prüfstand „bewegte Wagen“ – vorhandener Prüfstand



Merkmale

- Belastungsrahmen
- gekoppelte Prüfstellen
- Schienen „kraftfrei“ fixiert
- keine Führung in Längsrichtung
- Paarweise Anordnung

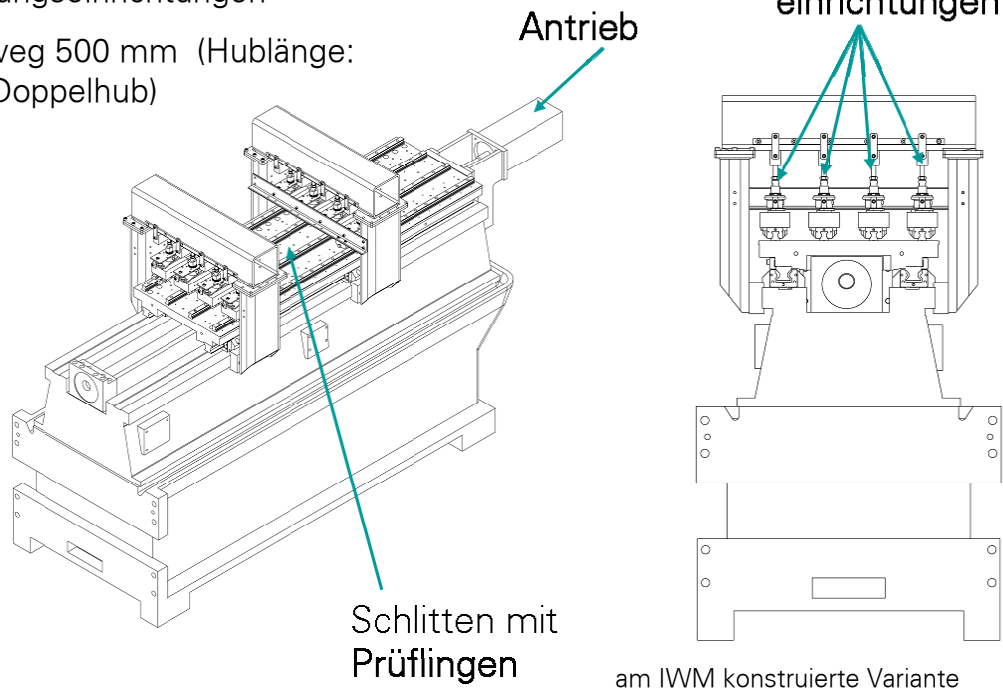
### Prüfstand „bewegte Wagen“ - Merkmale



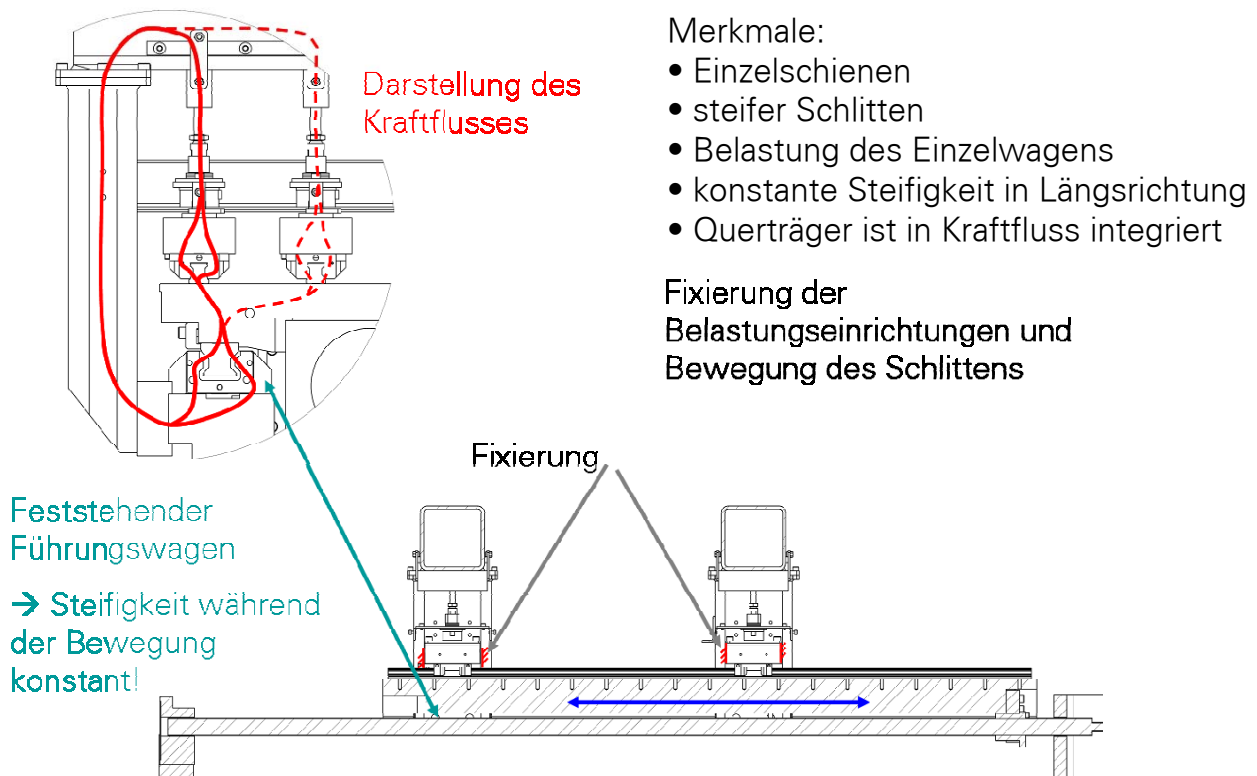
Daten des Versuchsstandes:

8 Belastungseinrichtungen

Verfahrweg 500 mm (Hublänge:  
1m pro Doppelhub)



**Prüfstand „bewegte Schienen“ – neuer Prüfstand**



Merkmale:

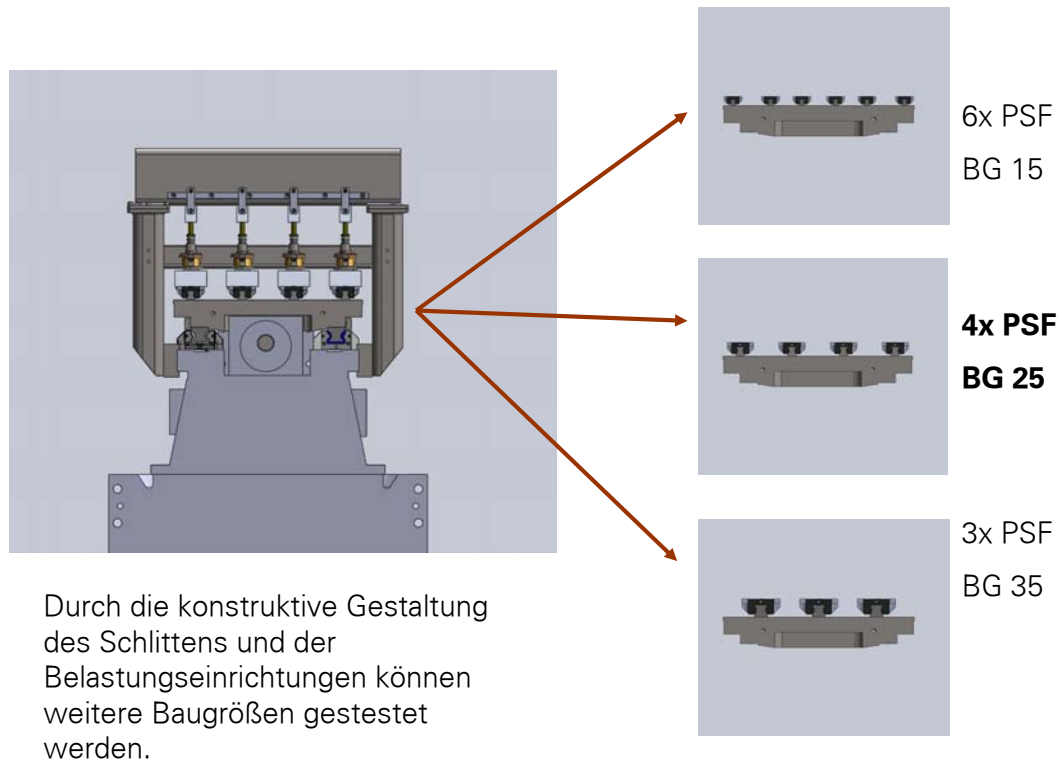
- Einzelschienen
- steifer Schlitten
- Belastung des Einzelwagens
- konstante Steifigkeit in Längsrichtung
- Querträger ist in Kraftfluss integriert

Fixierung der  
Belastungseinrichtungen und  
Bewegung des Schlittens

Feststehender  
Führungswagen

→ Steifigkeit während  
der Bewegung  
konstant!

**Prüfstand „bewegte Schienen“ - Merkmale**



### Prüfstand „bewegte Schienen“ - Prüflingsbestückung

### Projektziel/ Ausblick

Im Zuge des Projektes sind die folgenden Punkte zu klären:

- Qualität der Prüfbelastungen mit diesen Prüfständen (Prüfbelastung, Toleranz, ... )
- Die sich daraus ergebenden Größe der Unsicherheiten in Bezug auf den Laufweg der PSF.
- Mögliche Wechselwirkungen innerhalb des Gesamtsystems aus Versuchsstand und PSF-Prüfling hinsichtlich Bauart des Versuchsstandes und Laufbahnanstellung der PSF (X oder O)

→ Ziel: quantifizierbare Aussagen bzgl. Versuchsbedingungen, Einflussgrößen und Auswirkungen auf experimentell ermittelte Laufwege zu bestimmen.

Gedankt wird  
Für die Unterstützung des Forschungsvorhabens

Deutsche  
Forschungsgemeinschaft  
**DFG**

Für die Bereitstellung von Profilschienenführungen

**Rexroth**  
Bosch Group

---

**Zusammenfassung und Ausblick**

**Optimale Schnittstellengestaltung  
zwischen Profilschienenführung  
und Mineralgussbett  
für hochpräzise Anwendungen im Maschinenbau**

M. Schneider

Epucet Mineralgusstechnik GmbH & Co. KG  
Wangen

# OPTIMALE SCHNITTSTELLENGESTALTUNG ZWISCHEN PROFILSCHIENENFÜHRUNG UND MINERALGUSSBETT FÜR HOCHPRÄZISE ANWENDUNGEN IM MASCHINENBAU

Mike Schneider (Epucet Mineralgusstechnik GmbH & Co. KG)

## 1 Einleitung

Es gibt sie nicht – die allumfassende, immer gültige, optimale Gestaltungsregel für die Schnittstelle von Mineralgussbett und Profilschienenführung.

Ausgehend von Kundenanforderungen an das Endprodukt Werkzeugmaschine und unter Berücksichtigung eines geeigneten Genauigkeitsverfahrens zur Erzeugung von Auflage- und Anschlagflächen kann es verschiedene sehr gut geeignete Varianten oder sogar eine optimal geeignete Variante der Bauteilgestaltung geben. Die in Bild 1 dargestellten Beziehungen stellen keine Abhängigkeiten in eine Richtung dar, sondern stehen in beidseitigen Wechselbeziehungen.

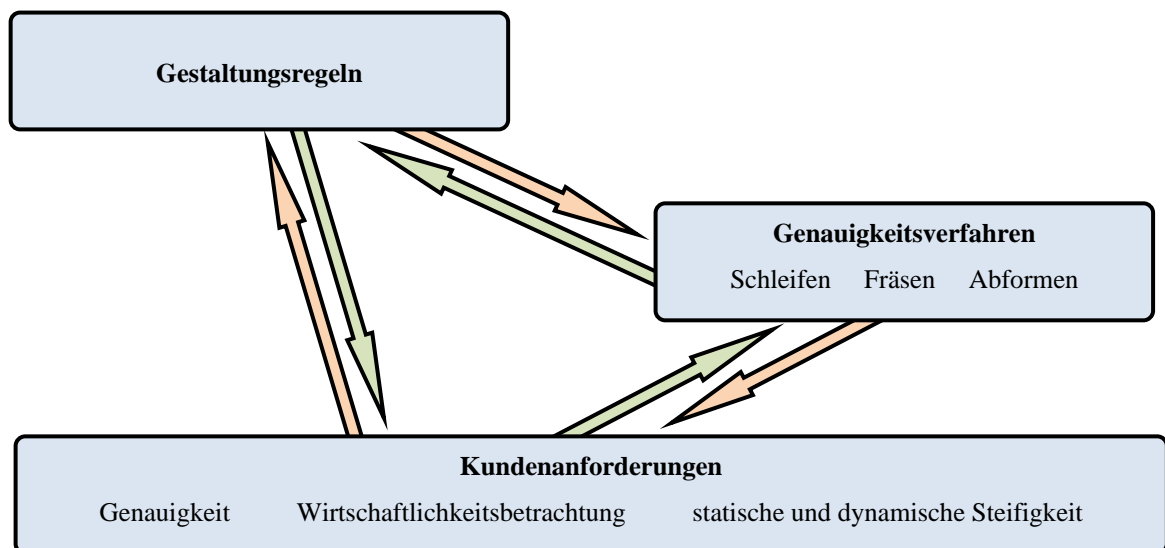


Bild 1: Zusammenhang zwischen Gestaltungsregeln, Genauigkeitsverfahren und Kundenanforderungen

## 2 Konstruktive Gestaltung der Schnittstelle

### 2.1 Gestaltungsgrundlagen

Unabhängig von Auswahl des Genauigkeitsverfahrens und der Art der Inserts zum Anschrauben der Linearführungen ist auf einen sicheren Form- und Stoffschluss zwischen Mineralguss und Inserts zu achten. Nur durch das Einhalten notwendiger Randabstände und Wandstärken und durch eine absolut fett- und staubfreie Oberfläche der einzugießenden Stahlteile kann eine stabile Verankerung im Mineralguss erreicht werden. Eine endgültige Festlegung von notwendigen Randabständen und Wandstärken erfolgt projektbezogen am jeweiligen 3D-CAD-Modell oder einer 2D-Zeichnung. Außer der Beachtung der Herstellbarkeit des Bauteils ist die Beurteilung der Festigkeit extrem wichtig. Neben Empfehlungen, die aufgrund von langjährigen Erfahrungen und praktischen Untersuchungen gemacht werden können, helfen FEM-Berechnungen bei der Festlegung einer optimalen Dimensionierung. Als Richtwert für einen ersten Entwurf kann als Größe für die

notwendigen Randabstände von Gewindeankern das 3,0- bis 3,5-fache des Außendurchmessers der Inserts angenommen werden. Bild 2 zeigt verschiedene Möglichkeiten der Befestigung von Linearführungen auf Mineralgussbetten.



*Bild 2: Befestigung von Linearführungsschienen auf Mineralgussbetten*

Links im Bild ist die Variante mit eingegossenen Stahl- oder Gusskomponenten dargestellt, auf die durch mechanische Bearbeitung die erforderlichen Genauigkeiten aufgebracht werden. Dies kann durch Fräsen, Schleifen, Schaben, Läppen oder auch eine Kombination dieser Verfahren umgesetzt werden. Obwohl meist hohe Kosten für die Eingießteile anfallen, hat diese Variante bei geringen Stückzahlen, komplexen Bearbeitungsgeometrien und besonderen statischen Belastungen weiterhin ihre Berechtigung.

In der Bildmitte ist die Variante der mechanischen Bearbeitung von Mineralguss zu sehen. Durch den Einsatz spezieller Schleifscheiben können Mineralgussteile wirtschaftlich und genau hergestellt werden. Beim Fräsen von Mineralgussbetten sind die Oberflächen aus einem fräsabaren Vorguss oder Belagsystem herzustellen.

Rechts im Bild wird die Kontur eines Bauteils gezeigt, bei dem die Genauigkeitsflächen spanlos durch Abformen hergestellt werden. Bei dieser Technologie wird die Kontur einer hochgenau geschliffenen Abformlehre aus Stahl mittels eines speziellen Belagsystems auf den Mineralgussrohling übertragen.

Eine pauschale Aussage über die maximal erreichbaren Toleranzen kann ohne Berücksichtigung der Bauteilgeometrie nicht getroffen werden. Es kann aber allgemein angegeben werden, dass sich mit allen Verfahren Toleranzen von  $10\mu\text{m}/\text{m}$  oder besser prozesssicher einhalten lassen.

## 2.2 Integrationsmöglichkeiten

Durch eine maximale Prozesstemperatur beim Aushärten des Werkstoffs von ca.  $45\text{-}50^\circ\text{C}$  können Funktionsteile aus nahezu allen beliebigen Materialien direkt im Bauteil eingegossen werden. Eingießteile in Verbindung mit den Linearführungen können z.B. sensorgesteuerte Kühlkreisläufe oder Erdungskreisläufe sein. Bild 3 zeigt das Funktionsprinzip einer integrierten Kühlung direkt unter den Linearführungen, durch die entstehende Prozesswärme abgeführt wird, bevor sie ins Bauteil eindringen kann. Durch die Beschränkung der Erwärmung auf oberflächennahe Bereiche können thermisch bedingte Verformungen des Bauteils deutlich reduziert werden.

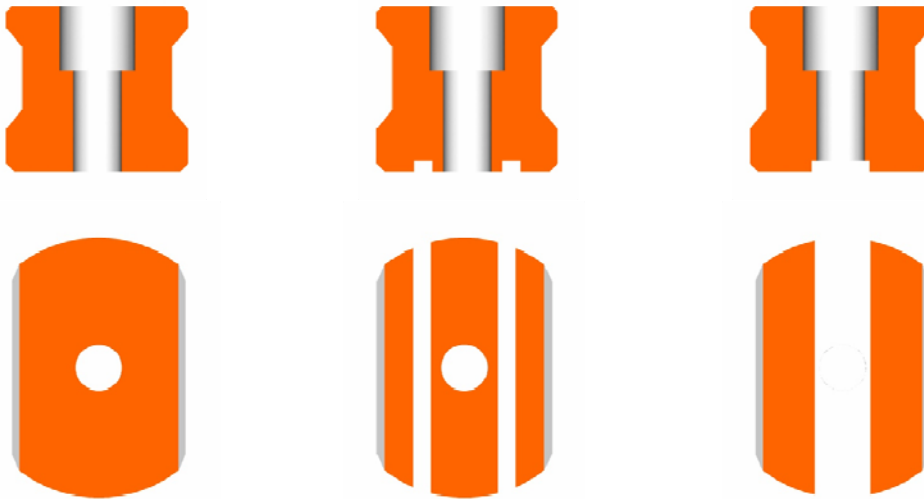


*Bild 3: Funktionsprinzip einer integrierten Kühlung der Linearführungen*

### 2.3 Auswahl von Führungsschienen und Befestigungsschrauben

Bei der Auswahl von Hersteller und Ausführung der Führungsschienen sowie der Güte und des Anzugsmomentes der Befestigungsschrauben ist speziell beim Einsatz des Genauigkeitsverfahrens „Abformen“ auf die Einhaltung einer für die Abformmasse zulässigen Flächenpressung von  $25\text{N/mm}^2$  zu achten. Wird dieser Wert deutlich überschritten, kann dies zu einem Kaltfließprozess in der Abformmasse führen, der eine Verschlechterung der Genauigkeit und eine Verringerung der Vorspannung der Befestigungsschrauben zur Folge haben kann.

Wird vom Rand des Schraubenkopfes ein  $45^\circ$ -Kraftkegel zur Basisfläche der Führungsschiene gezogen, kann die Größe der belasteten Fläche vereinfacht, aber ausreichend genau bestimmt werden. Bild 4 zeigt, welche Auswirkungen verschiedene Arten von Basisflächen auf die Größe der belasteten Fläche haben können. Am Beispiel einer 35er Kugelführung für den Einsatz auf Werkzeugmaschinen ergeben sich bei den bekannten Führungsschienen Größenordnungen der belasteten Flächen von ca.  $600\text{mm}^2$  bis ca.  $1450\text{mm}^2$  pro Schraube. Das heißt, während bei einem Typ Führungsschienen die Befestigung mit dem standardmäßigen Anzugsmoment für 12.9er Schrauben absolut ok ist, führt bei einem anderen Typ Führungsschienen die Befestigung mit 8.8er Schrauben bereits zu einer leichten Überbelastung der Abformmasse.



*Bild 4: Querschnitt und belastete Flächen bei Führungsschienen*

### 3 Zusammenfassung

Auch wenn es die allumfassende, immer gültige, optimale Gestaltungsregel für die Schnittstelle von Mineralgussbett und Profilschienenführung nicht gibt, lässt sich doch für jeden spezifischen Anwendungsfall eine sehr gut oder sogar optimal geeignete Auslegung, Dimensionierung und Gestaltung des führungsschienennahen Bereiches am Maschinenbett durchführen. Hierbei werden „harte“ Faktoren wie z.B. Herstellbarkeit, Genauigkeit, Steifigkeit und Wirtschaftlichkeit genau so berücksichtigt wie „weiche“ Faktoren wie z.B. Philosophie des Maschinenherstellers und gefühltes Vertrauen in eine bestimmte Technologie bzw. Methode.

# Optimale Schnittstellengestaltung zwischen Profilschienenführung und Mineralgussbett für hochpräzise Anwendungen im Maschinenbau

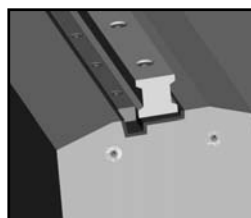
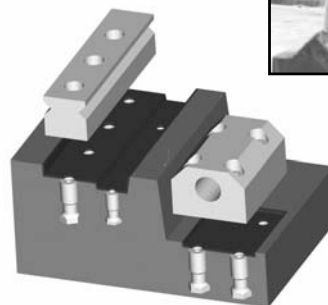
Mike Schneider, Epucret Mineralgusstechnik GmbH & Co. KG



© EPUCRET Mineralgusstechnik GmbH & Co. KG | Optimale Schnittstellengestaltung | Schneider | 01.10.2010 | Folie 1

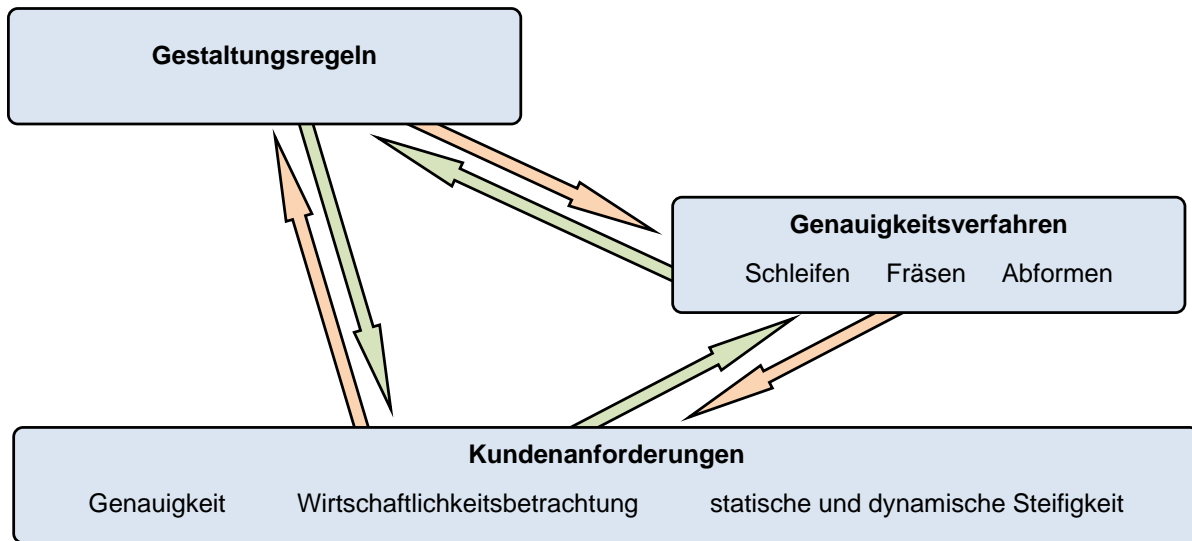
## Inhalt

1. Einleitung
2. Genauigkeitsverfahren
3. Gestaltungsrichtlinien
4. Auswahl von Führungsschienen
5. Anwendungsbeispiele
6. Zusammenfassung





# 1. Einleitung



# 1. Einleitung

## Erreichbare Genauigkeiten der Mineralgussrohlinge

**Prototypenform**



1,0 ... 2,0 mm/m

**Kleinserienform**



0,5 ... 1,0 mm/m

**Duale Form**



0,1 ... 2,0 mm/m

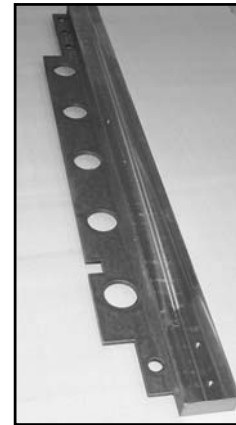
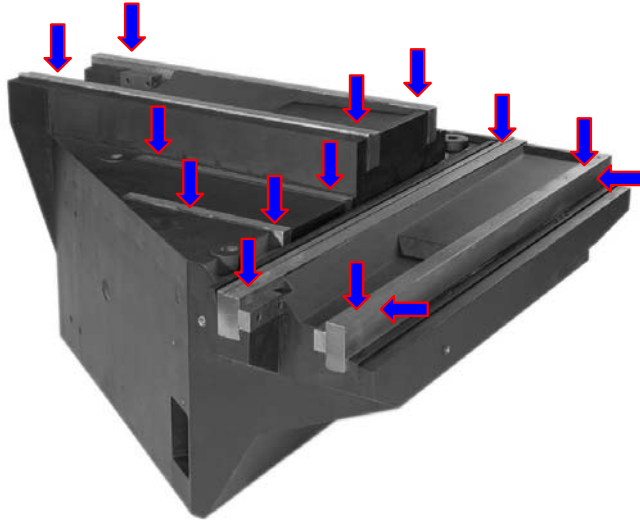
**Serienform**



0,1 ... 0,3 mm/m

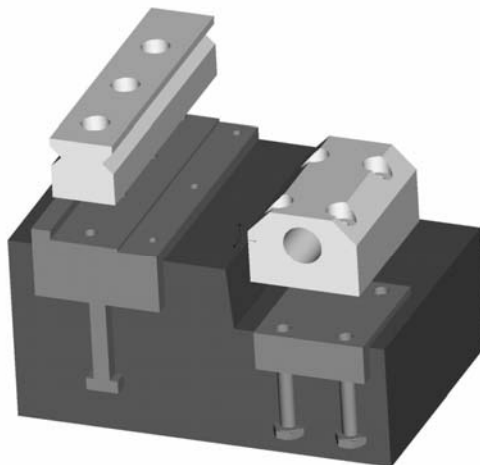
## 2. Genauigkeitsverfahren

### Mechanische Bearbeitung eingegossener Stahl- oder Gusskomponenten



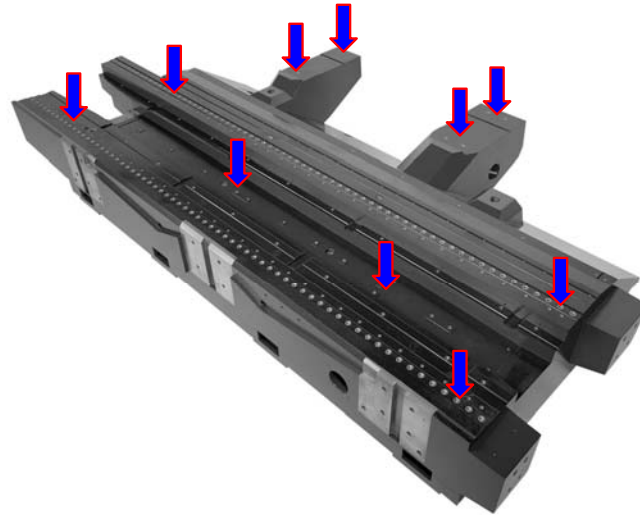
## 2. Genauigkeitsverfahren

### Mechanische Bearbeitung eingegossener Stahl- oder Gusskomponenten



## 2. Genauigkeitsverfahren

### Mechanische Bearbeitung von Mineralguss (Schleifen / Fräsen)



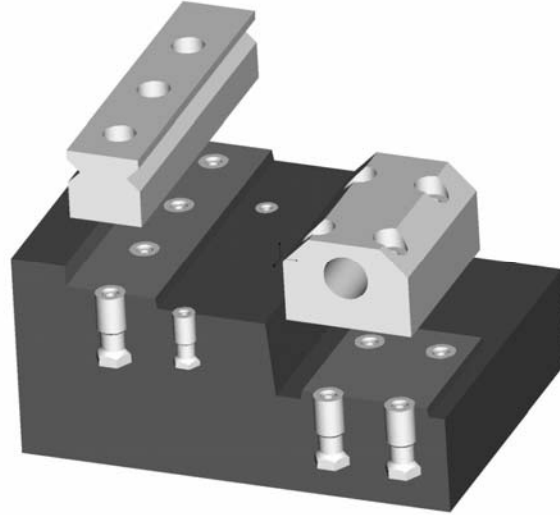
## 2. Genauigkeitsverfahren

### Mechanische Bearbeitung von Mineralguss (Schleifen / Fräsen)



## 2. Genauigkeitsverfahren

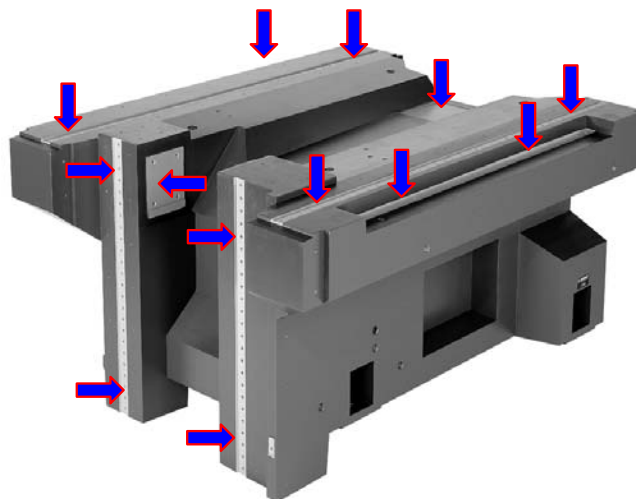
### Mechanische Bearbeitung von Mineralguss (Schleifen / Fräsen)



© EPUCRET Mineralgusstechnik GmbH & Co. KG | Optimale Schnittstellengestaltung | Schneider | 01.10.2010 | Folie 9

## 2. Genauigkeitsverfahren

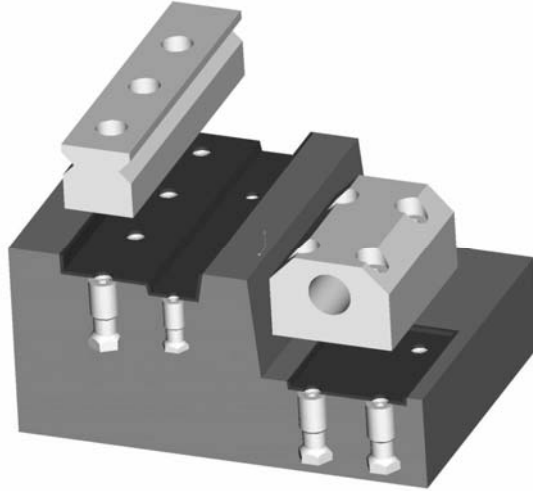
### Spanloses Abformen mit hochgenauen Lehren



© EPUCRET Mineralgusstechnik GmbH & Co. KG | Optimale Schnittstellengestaltung | Schneider | 01.10.2010 | Folie 10

## 2. Genauigkeitsverfahren

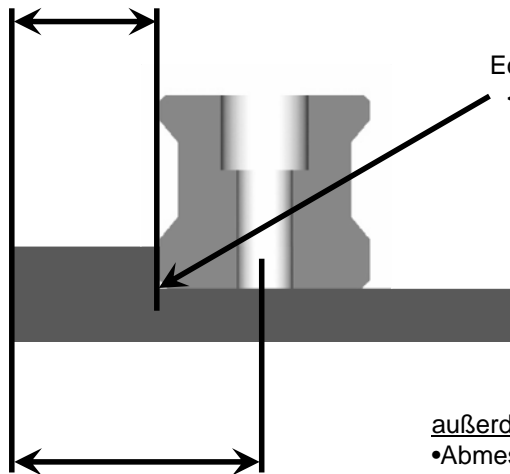
### Spanloses Abformen mit hochgenauen Lehren



© EPUCRET Mineralgusstechnik GmbH & Co. KG | Optimale Schnittstellengestaltung | Schneider | 01.10.2010 | Folie 11

## 3. Gestaltungsrichtlinien

Breite der Anschlagshulter  
 mind. 25 ... 40 mm



Randabstand der Gewindeanker  
 ca. 3,0 ... 3,5 x d

d = Außendurchmesser Gewindeanker

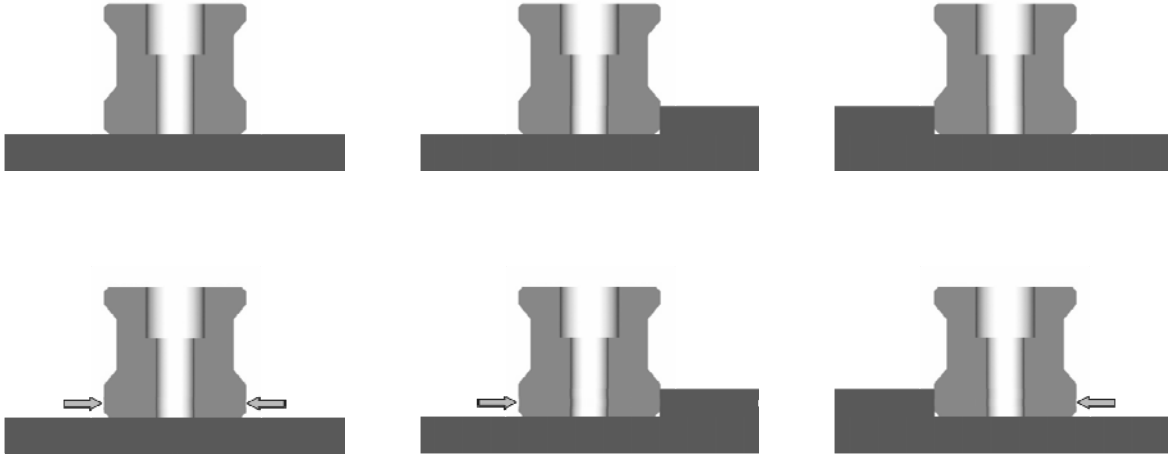
#### außerdem:

- Abmessungen der Genauigkeitsflächen
- Komplexität der Genauigkeitsflächen
- Andrückstrategie
- Lage der Gewindeanker (eben / vertieft)
- Aufteilung der Führungsschienenflächen

© EPUCRET Mineralgusstechnik GmbH & Co. KG | Optimale Schnittstellengestaltung | Schneider | 01.10.2010 | Folie 12

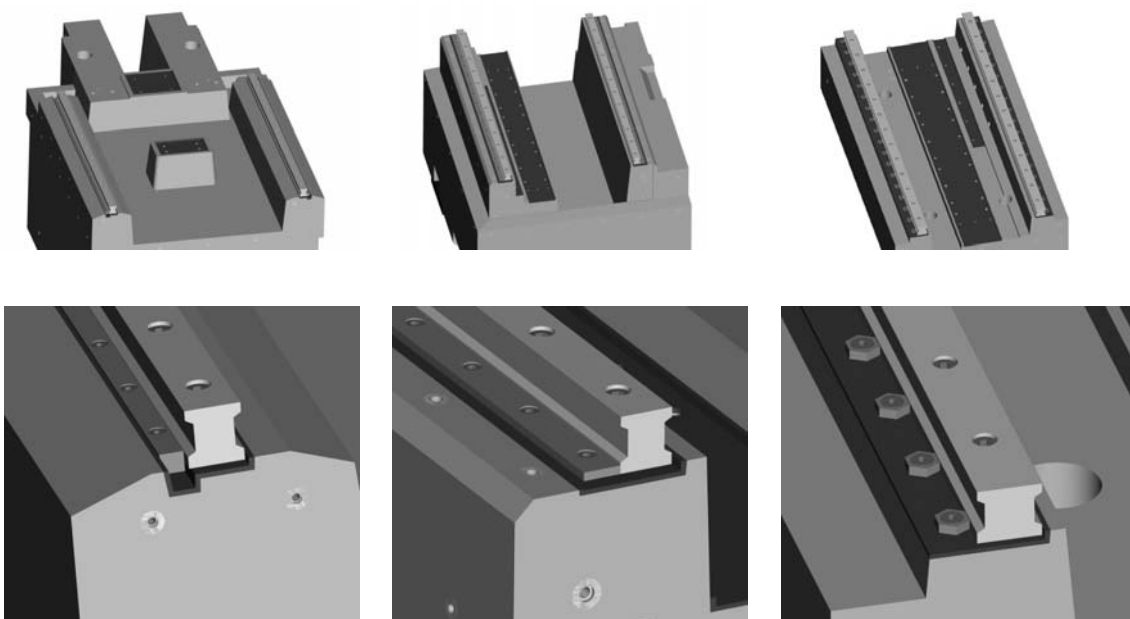
### 3. Gestaltungsrichtlinien

#### Mögliche Ausricht- und Andrückstrategien



### 3. Gestaltungsrichtlinien

#### Mögliche Andrückstrategien



## 4. Auswahl von Führungsschienen

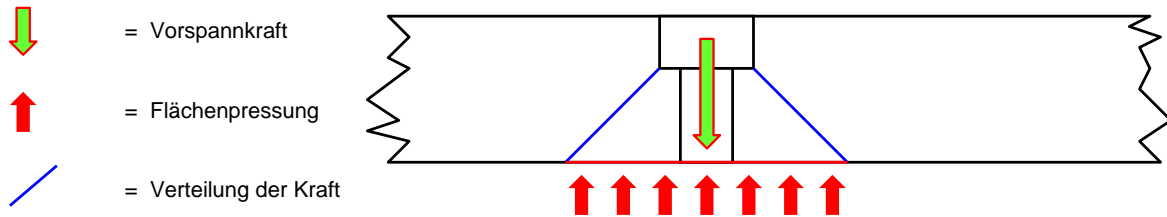
### Rechnerischer Zusammenhang zwischen Anzugsmoment, Vorspannkraft, belasteter Fläche und Flächenpressung

$$M_A \approx F_V [0,159 \cdot P + \mu_G \cdot 0,577 \cdot d_2 + D_{km} \mu_K/2], F_V = \sigma_P \cdot A$$

[Dubbel, 19. Auflage, 1997, Springer Verlag, S. G42]

$M_A$	= Anzugsmoment
$F_V$	= Vorspannkraft
$P$	= Gewindesteigung
$d_2$	= Flankendurchmesser des Gewindes
$D_{km}$	= mittlerer Durchmesser der Auflagefläche des Schraubenkopfes
$\mu_G$	= Gewindereibungszahl
$\mu_K$	= Kopfreibungszahl
$\sigma_P$	= Flächenpressung
$A$	= belastete Fläche

### Vereinfachte Darstellung des Zusammenhangs zwischen Vorspannkraft, belasteter Fläche und Flächenpressung



© EPUCRET Mineralgusstechnik GmbH & Co. KG | Optimale Schnittstellengestaltung | Schneider | 01.10.2010 | Folie 15

## 4. Auswahl von Führungsschienen

### Querschnitte von Führungsschienen

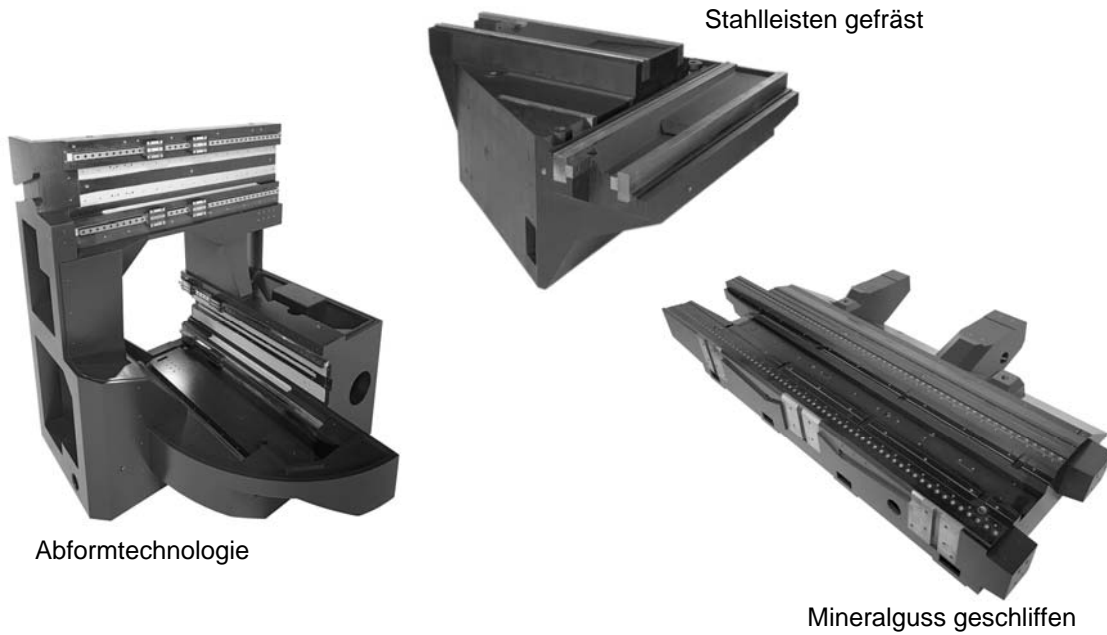


### Größe und Form der belasteten Flächen pro Befestigungsschraube

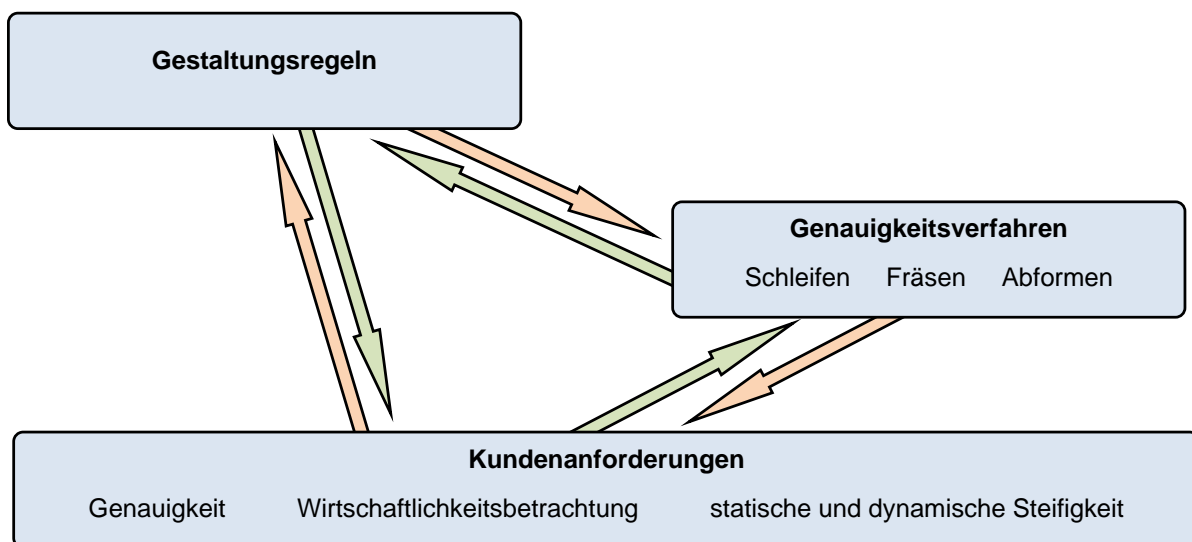


© EPUCRET Mineralgusstechnik GmbH & Co. KG | Optimale Schnittstellengestaltung | Schneider | 01.10.2010 | Folie 16

## 5. Anwendungsbeispiele



## 6. Zusammenfassung





Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit



# **Energieeffiziente Linearachsen für die Werkzeugmaschine**

T. Habelitz

Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG  
Homburg

# Energieeffiziente Linearachsen für die Werkzeugmaschine

- Entwicklung im Bereich der Werkzeugmaschine
- Energieeffiziente Linearachsen
- Zusammenfassung / Fazit

## 1 Entwicklung im Bereich der Werkzeugmaschine

Zunehmende Dynamik, steigende Bearbeitungskräfte, höhere Leistungsdichte und neue Werkstoffe erfordern zunehmende Flexibilität im Bereich der Werkzeugmaschine. Im Rahmen der globalen Umweltdiskussion rückt auch das Thema Energieeffizienz immer mehr in den Fokus. Die Anforderungen an die Linearachsen werden dadurch vielfältiger. Dies hat zur Folge, dass das eigentliche Standardprodukt nicht mehr ausreicht, um die gestiegenen Anforderungen zu bedienen.

In diesem Zusammenhang wird gezeigt, wie durch intelligentes Modifizieren der Linearführungen, die eingangs gestellten Forderungen besser erfüllt werden können und sich Leistungssteigerungen sowie ein entscheidender Beitrag zur Ressourcenschonung erreichen lassen.

Prinzipiell kann man die, in der Werkzeugmaschine eingesetzten Führungen in zwei Klassen unterscheiden. Anhand des Einsatzgebietes kann zwischen Führungen für die Peripherie und Führungen für die Hauptachsen unterschieden werden.

In der Peripherie werden hauptsächlich Wellen- und Laufrollenführungen sowie Komplettlösungen und vereinzelt Profilschienenführungen eingesetzt. Diese Führungen werden zur Handhabung z.B. als Werkstückzuführung, Werkzeugwechsler usw. eingesetzt.

In der Hauptachse hingegen sind die –für die Werkzeugmaschine typischen- Eigenschaften, wie Steifigkeit und Tragfähigkeit gefragt. Die ersten wälzgelagerten Führungen, welche in Hauptachsen eingesetzt wurden sind die, mit Nadelkäfigen ausgestatteten M/V Führungen. Aber auch heute werden die M/V Führungen aufgrund der hohen Steifigkeit, der hohen Laufruhe und den Vorteilen bei kurzen und oszillierenden Bewegungen immer noch in bestimmten Anwendungsfällen eingesetzt.

Ähnlich verhält es sich mit Rollenumlaufschuhen der RUS / PR Reihe. Diese in den 70ern entwickelten Führungsschuhe werden auch heute noch, aufgrund ihrer hohen Tragzahlen in Anwendungen eingesetzt, in denen sehr große Lasten auftreten.

Der erhöhte Montageaufwand, z.B. beim Einstellen der Vorspannung und das damit verbundene Risiko führt dazu, dass immer mehr Hersteller zu Profilschienenführungen wechseln. Profilschienenführungen im Allgemeinen können Kräfte und Momente in allen Richtungen aufnehmen. Die Vorspannung ist werksseitig eingestellt. Zudem ist die Abdichtung der Führungen im Vergleich zum RUS/ PR stark verbessert.

Da die Priorität hier bei Steifigkeit und Tragfähigkeit liegt, dominieren in der Hauptachse die Rollenumlaufschuhe der RUE Baureihe. Hier brachte die INA Lineartechnik 1980 die erste Rollenumlaufschuh weltweit auf den Markt und hat somit einen neuen Standard gesetzt.

Neben den Rollenumlaufeinheiten werden auch Kugelumlaufeinheiten in der Hauptachse eingesetzt. Hier sieht man anhand der gestiegenen Anforderungen der Maschinenhersteller allerdings einen deutlichen Trend hin zu Rollenumlaufeinheiten.

Diese gesteigerten Anforderungen an Bearbeitungsqualität und Bearbeitungsgeschwindigkeit stellen eine echte Herausforderung dar. Man kommt immer mehr in den physikalischen Grenzbereich hinein und wird somit mehr und mehr mit Problemen konfrontiert, die durch Vibrationen hervorgerufen werden.

In solchen Anwendungen kann die, von der INA Lineartechnik entwickelte hydrostatische Kompaktführung HLE, anhand ihrer guten Dämpfungseigenschaften entscheidende Vorteile bringen, was das Bearbeitungsergebnis der Maschine angeht.

Die Eigenschaften und die Performance der Führungen der Hauptachsen beeinflussen das Bearbeitungsergebnis direkt. Da die Anforderungen generell steigen und immer spezieller werden, reicht in mehr und mehr Fällen das Standardprodukt nicht mehr aus, um diesen Anforderungen gerecht zu werden.

Es wird deshalb um so wichtiger, das Standardprodukt flexibel anzupassen. So können z.B. mit Hilfe von speziellen Abstreifern und unterschiedlichen Beschichtungen die Führungen vor Verschmutzung, Verschleiß und Korrosion geschützt werden. Zudem steigert die Integration unterschiedlicher Funktionen die Leistung der Linearachse, bzw. der kompletten Maschine. Abgerundet wird der Baukasten durch Elemente zur Schmierstoffreduzierung. Auf diese Weise optimiert das Anpassen die Sicherheit, die Leistung und den Verbrauch der Linearachse und steigert somit den Nutzen und die Effizienz der kompletten Maschine.

## **2 Energieeffiziente Linearachsen**

### **2.1 Schmiermengendosierscheiben SMDS**

Im Folgenden wird anhand der neu entwickelten Schmiermengendosierscheiben verdeutlicht, wie durch intelligente Lösungen die Sicherheit und der Verbrauch von Linearführungen mittels ressourcenschonender Modifizierung optimiert werden können.

Die Betriebssicherheit der Werkzeugmaschine ist sehr stark mit einer effizienten Schmierung verbunden. Dies wird deutlich durch die statistische Auswertung von Wälzlagerschäden. Diese besagt, dass mehr als 70% aller Ausfälle mit der Schmierung der Lager in Zusammenhang stehen. Somit liegt der Schlüssel zu erhöhter Betriebssicherheit in einer effizienten Schmierung.

Eine effiziente Schmierung beinhaltet folgende Merkmale:

- Wenig Aufwand
- Geringer Schmierstoffverbrauch
- Zuverlässige Schmierstoffversorgung des Wälzkontaktes.

Generell sprechen die Merkmale für eine Schmierung mit Fett. Die Umgebungsbedingungen in der Werkzeugmaschine erfordern jedoch in den meisten Fällen eine Öl- bzw. Fließfettschmierung.

Ein entscheidender Punkt bei Öl- bzw. Fließfettschmierung von Linearführungen besteht darin, dass alle Wälzkörperreihen unabhängig von der Einbaulage gleichmäßig mit Schmierstoff versorgt werden. Dies wird beim Serienmodell der Rollenumlaufeinheit RUE durch die geometrische Gestaltung der Schmierverteilerplatte gewährleistet.

Auch in der Vergangenheit stellte sich die Frage, wie man Schmierstoff einsparen kann. Aus diesem Grund wurde nach Möglichkeiten gesucht, um die Schmierung des Serienmodells RUE anzupassen.

Das Ergebnis dieser Anstrengungen liegt nun vor in der Schmiermengendosiereinheit SMDE. Mit Hilfe dieses Zubehörteils kann der Schmierstoffverbrauch im Vergleich zur Serie signifikant reduziert werden, da jede Wälzkörperreihe exakt die gleiche Menge an Schmierstoff erhält. Zudem ist diese Lösung absolut lageunabhängig.

Da die Schmiermengendosiereinheit SMDE zunächst zusätzlichen Bauraum benötigte und einen gewissen Aufwand mit sich brachte, wurde eine neue zusätzliche Option mitentwickelt.

Im Rahmen dieser neuen Entwicklung wurde speziell die Schmierverteilung und der Schmierprozess untersucht. Bei der Analyse der Schmierung bzw. Nachschmierung der Führungen zeigt sich das Leerlaufen der Schmierkanäle als entscheidendes Optimierungspotential. Im Zeitintervall zwischen den Schmierimpulsen laufen die Kanäle der Schmierverteilerplatte leer. Sie müssten bei jedem Schmierimpuls wieder befüllt werden. Durch das Verhindern dieses Leerlaufens kann je nach Baugröße ca. 30% Schmierstoff gespart werden. Um das analysierte Optimierungspotential zu nutzen, wurden unterschiedliche Ansätze verfolgt. Die Idee zur endgültigen Lösung stammt letztlich aus dem alltäglichen Leben. So stand eine Honigflasche Pate bei der Entstehung der Schmiermengendosierscheiben – SMDS.

Die Schmiermengendosierscheiben sind Ventile, welche das Leerlaufen der Schmierkanäle zwischen den Schmierimpulsen verhindern. Sie dichten die Schmierkanäle ab, wenn kein Schmierimpuls ansteht. Während des Schmierimpulses jedoch stellen die SMDS sicher, dass der Schmierstoff ins Wageninnere gelangt. Um zu gewährleisten, dass alle Wälzkörperreihen gleichmäßig mit Schmierstoff versorgt werden, ist es notwendig, dass die SMDS über einen gleichmäßigen Öffnungsdruck verfügen.

Die Funktion der SMDS ist stark von den Eigenschaften des Werkstoffes sowie der Geometrie abhängig. Bei der Entwicklung der endgültigen Lösung wurde bereichsübergreifend auf die Kompetenz der Schaeffler Gruppe zurückgegriffen. Zum Vorantreiben des Projekt wurde zu Beginn der Entwicklungsphase auf Simulationen anhand von Modellen zurückgegriffen. Aufgrund der komplexen Bedingungen im Zusammenbau musste die Feinabstimmung anhand von Prototypen durchgeführt werden. Um die Funktion sowie den Nutzen der endgültigen SMDS Lösung zu verifizieren, wurden in unserem Versuch verschiedene Tests durchgeführt.

So kann bei einer RUE 35 E mit einem Belastungsverhältnis  $C/P = 4$  und einer Geschwindigkeit von 2 m/s mit Hilfe der SMDS im Vergleich zur Standardausführung ca.30% an Schmierstoff eingespart werden. Anhand der Versuche wird deutlich, dass mittels der vermeintlich einfachen SMDS Lösung das Leerlaufen der Schmierkanäle zuverlässig verhindert wird. Die SMDS schöpfen das zu Beginn aufgezeigte Optimierungspotential somit vollständig aus.

Auf diese Weise kann mit kleinsten Schmiermengen eine optimale lageunabhängige Schmierstoffversorgung realisiert werden. Der Bauraumnachteil der ersten SMDE – Lösung besteht hier nicht mehr.

Die SMDS ermöglichen entscheidende Schmierstoffeinsparungen unter Vorbeugung einer Mangelschmierung. Zudem stellt die neue Anpassungs-Option der INA- Lineartechnik eine flexible, Bauraum unabhängige Lösung mit geringem Aufwand dar.

## **2.2 Leichtlaufdichtung**

Das nächste Beispiel zeigt, dass man nicht nur durch Modifikationen an Schmierung der Linearführung einen Beitrag zur Energieeffizienz leisten kann. Im Folgenden wird verdeutlicht, wie die neu entwickelte Leichtlaufdichtung den Energieverbrauch der Maschine reduziert.

Eine Analyse der Verschiebekraft einer Kugelumlauführung zeigt, dass die Frontdichtung mit knapp 20% einen erheblichen Anteil an der gesamten Verschiebekraft und somit auch an der Reibleistung hat. Dies zeigt den Zwiespalt zwischen guter Abdichtung und geringster Reibung.

Tests mit verschiedenen Kunststoffmischungen haben gezeigt, dass kleine Modifikationen bei der Zusammensetzung sehr positive Auswirkungen auf die Verschiebekraft haben können.

So kann mit Hilfe der neuen Leichtlaufdichtung die Reibung der Frontdichtung um 50% reduziert werden. Zudem konnte auch die Verschiebekraftschwankung reduziert werden.

Die Leichtlaufdichtung ermöglicht den Kunden somit eine optimale Abdichtung in Verbindung mit einer niedrigen, konstanten Reibung. Dies erlaubt z.B. den Einsatz von kleineren Motoren, erleichtert die Regelung der Bewegung und ermöglicht eine optimale Abdichtung bei geringer Reibung.

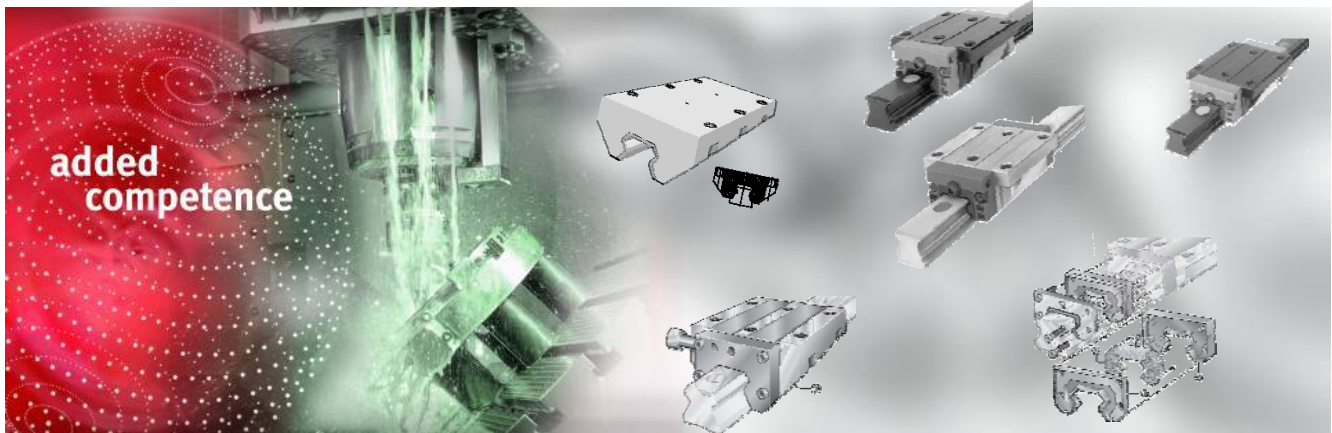
Auf diese Art und Weise hilft die Leichtlaufdichtung die Energieeffizienz der Maschine deutlich zu steigern.

### **3 Fazit**

Die Entwicklung im Bereich der Werkzeugmaschine geht voran. Maschinen und Anlagen erreichen in verstärktem Maß Grenzbereiche. Aufgrund dessen werden wir als Wälzlagerhersteller in steigendem Maße mit erhöhten und speziellen Anforderungen konfrontiert.

Um erfolgreich am Markt agieren zu können reicht das herkömmliche Serienmodell nicht mehr aus. Man muss in der Lage sein schnell und flexibel auf die unterschiedlichen Anforderungen reagieren zu können. Vor diesem Hintergrund bekommt das Anpassen einen immer größeren Stellenwert. Neben den herkömmlichen Faktoren wie Leistung und Sicherheit kann durch die Modifikation der Linearachse auch die Energieeffizienz gesteigert werden, z.B. mit Hilfe der Schmiermengendosiereinheit SMDS und der Leichtlaufdichtung. Neben dem Thema Energieeffizienz bietet die INA Lineartechnik umfassende Möglichkeiten, um die Performance der gesamten Werkzeugmaschine anzupassen.

## Energieeffiziente Linearachsen für die Werkzeugmaschine



**Thorsten Habelitz**

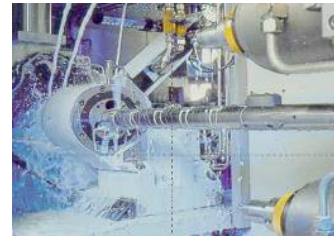
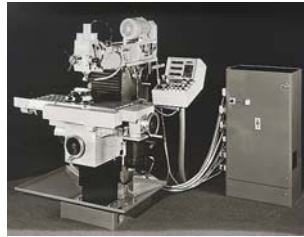
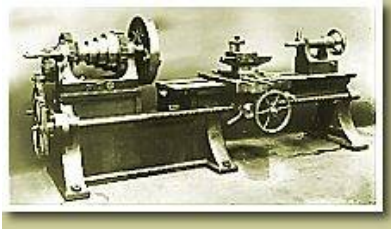
Anwendungstechnik Produktionsmaschinen - Linear  
Schaeffler Technologies GmbH

SCHAEFFLER GRUPPE  
INDUSTRIE

## Energieeffiziente Linearachsen für die Werkzeugmaschine Gliederung

- **Entwicklung im Bereich der Werkzeugmaschine**
- **Energieeffiziente Linearachsen**
- **Zusammenfassung / Fazit**

## Entwicklung im Bereich der Werkzeugmaschine



### Kontinuierliche Leistungssteigerung:

- Trends der Werkzeugmaschine:
  - Automatische Zuführung
  - Spezielle Technologien
  - Downsizing
  - Bearbeitungsgenauigkeit
  - Vorschubgeschwindigkeit, Schnitttiefe
  - Energieeffizienz



Steigende Anforderungen auch an die Linearführung

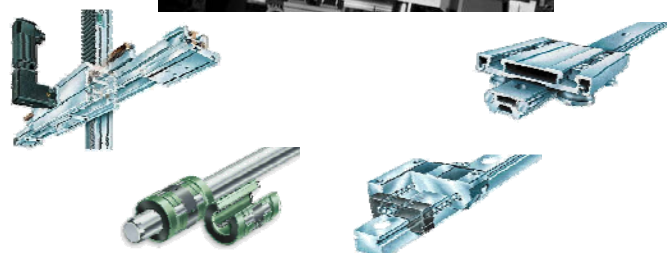
## Entwicklung im Bereich der Werkzeugmaschine



### Hauptachse



### Peripherie

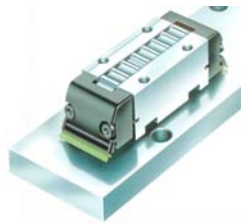




# Entwicklung im Bereich der Werkzeugmaschine



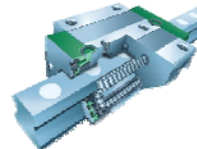
## Hauptachse



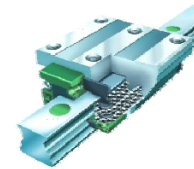
**Rollenlaufschuh**  
Series: RUS, PR



**Flachkäfigführung**  
Series: MV



**Rollenlaufeinheit**  
Series: RUE..E

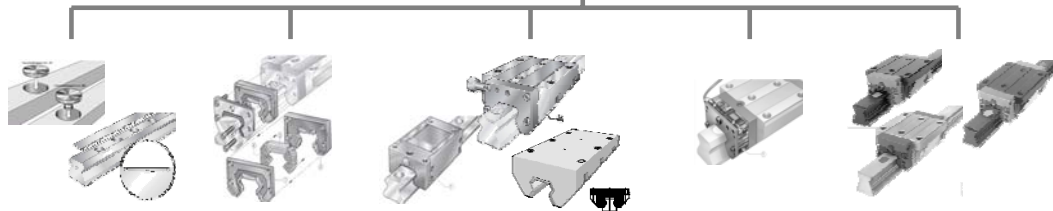


**Kugelumlaufeinheit**  
Series: KUVE..B



**Hydrostatische Führung**  
Series: HLE

# Entwicklung im Bereich der Werkzeugmaschine



## Sicherheit



## Leistung

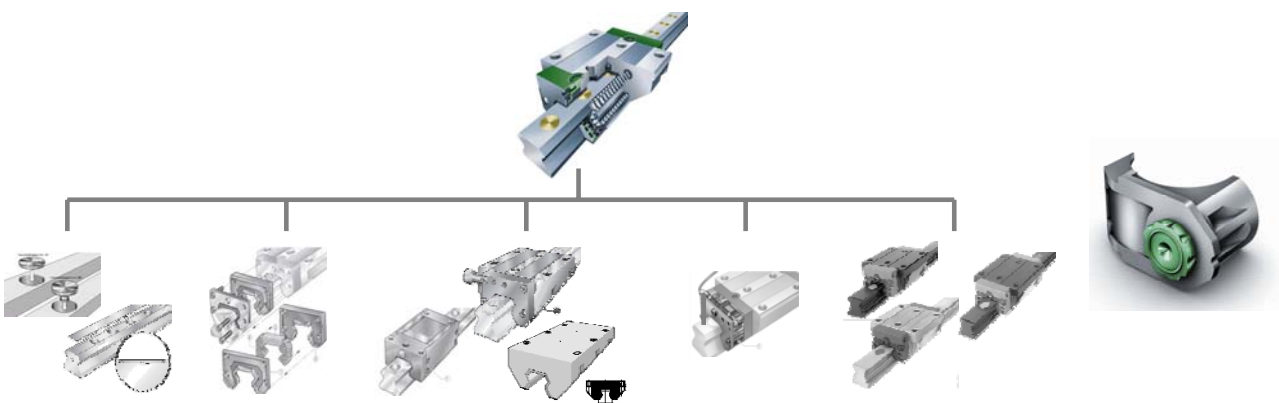


## Verbrauch



- Entwicklung im Bereich der Werkzeugmaschine
- Energieeffiziente Linearachsen
- Zusammenfassung / Fazit

## Energieeffiziente Linearachsen



### Sicherheit



### Leistung



### Verbrauch



## Energieeffiziente Linearachsen

Merkmale einer effizienten Schmierung



- **Mehr als 70% aller Wälzlagerschäden stehen im Zusammenhang mit Schmierung**
- ➔ **Die Schmierung hat entscheidenden Einfluss auf die Betriebssicherheit**
- **Was macht eine effiziente Schmierung aus?**
  - wenig Aufwand
  - wenig Schmierstoffverbrauch
  - zuverlässige Schmierstoffversorgung



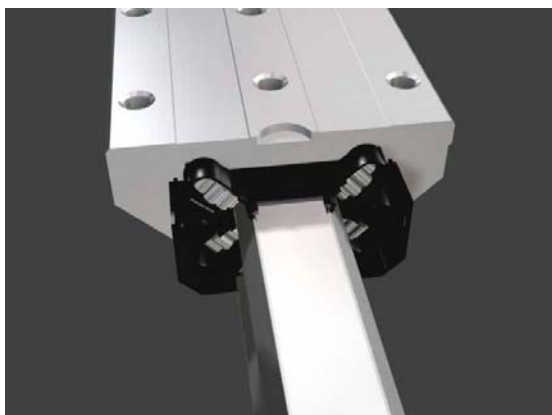
**Umgebungsbedingungen → im Bereich WZM meist Ölschmierung**

## Energieeffiziente Linearachsen

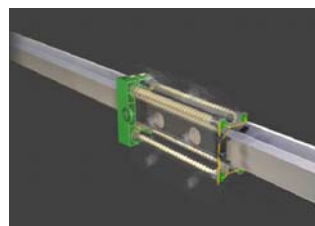
Schmierung des Serienmodells



- **Alle Wälzkörperreihen müssen gleichmäßig mit Schmierstoff versorgt werden**



- **Auch bei 90° Einbaulage Schmierstoffversorgung mit einem Anschluss gewährleistet**



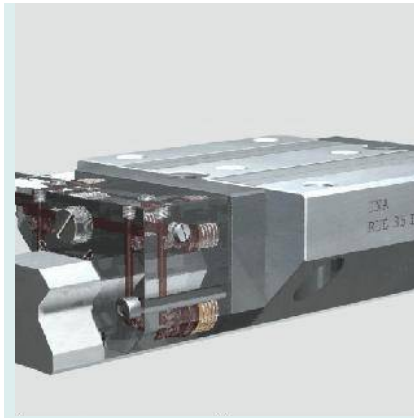
## Energieeffiziente Linearachsen

Optimierung durch SMDE



Wie kann die Schmierung des Serienmodells optimiert werden?

### Schmiermengendosiereinheit SMDE



+ Jede Wälzkörperreihe bekommt die gleiche Menge an Schmierstoff

+ Schmierung absolut lageunabhängig

- Zusätzlicher Bauraum notwendig

- Aufwendige Lösung



Weitere Optionen wird gesucht

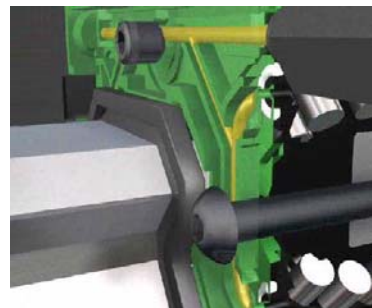
## Energieeffiziente Linearachsen

Neue Optionen



### Optimierungspotential der Serienlösung

- Leerlaufen der Kanäle
- Kanäle der Schmierverteilerplatte müssen bei jedem Schmierimpuls wieder befüllt werden



Optimierungspotential von ca. 30%

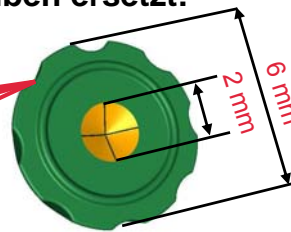
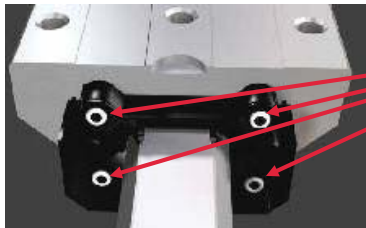
## Energieeffiziente Linearachsen

Neue Optionen: Die Idee



➡ Honig kann exakt dosiert werden

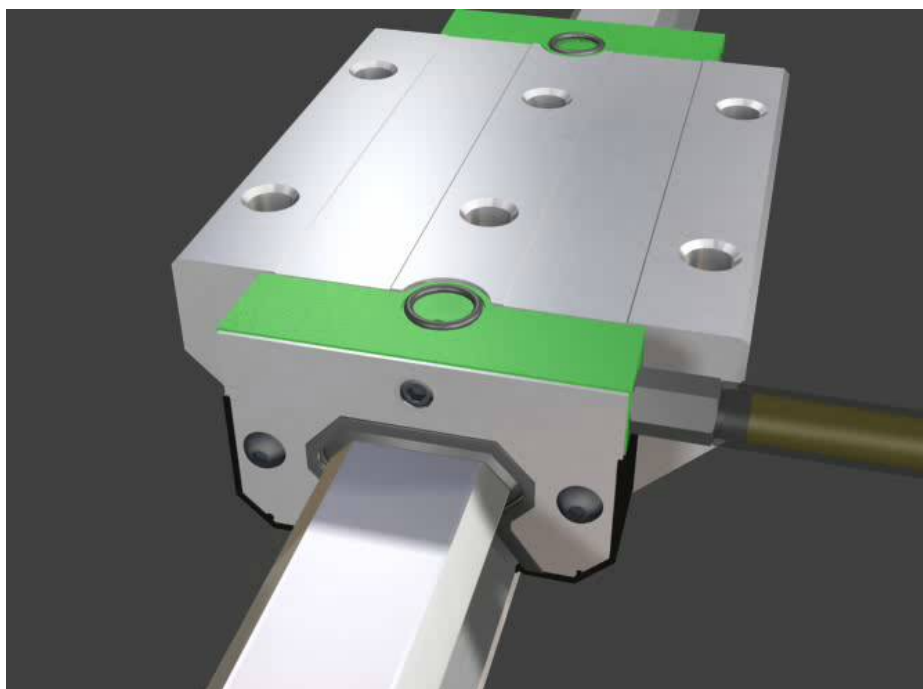
O-Ringe werden durch Dosierscheiben ersetzt:



➡ Schmierstoff kann exakt dosiert werden

## Energieeffiziente Linearachsen

Neue Optionen: Funktion SMDS



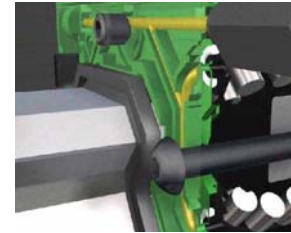
# Energieeffiziente Linearachsen

Neue Optionen: Eigenschaften SMDS



## Eigenschaften der Dosierscheiben:

- Öffnen während des Schmierimpulses
- Gleichmäßiger Öffnungsdruck
- Abdichten der Schmierverteilerplatte → kein Leerlaufen



## Eigenschaften abhängig von Geometrie und Werkstoff:

- Betrachtung anhand von Modellen
- Bedingungen im Zusammenbau nicht rekonstruierbar

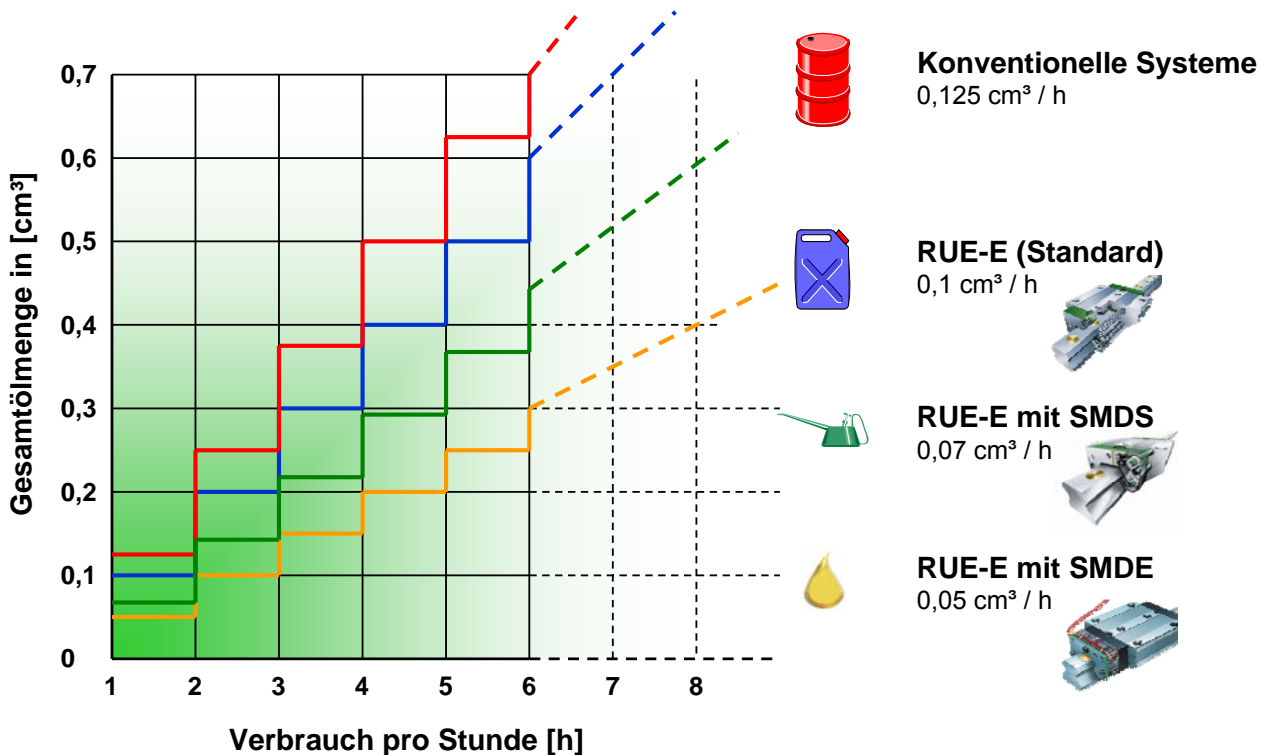


Test von verschiedenen Prototypen notwendig



# Energieeffiziente Linearachsen

Nutzen der SMDS



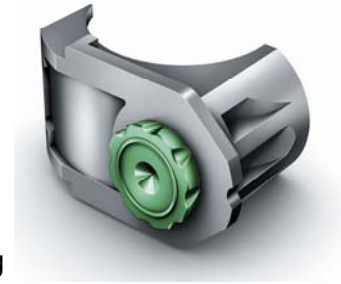
# Energieeffiziente Linearachsen

## SMDS im Überblick



### Merkmal:

- ✓ Ein Ventil pro Seite und Wälzkörperumlauf
- ✓ Leerlaufen des Schmierkanals wird vermieden



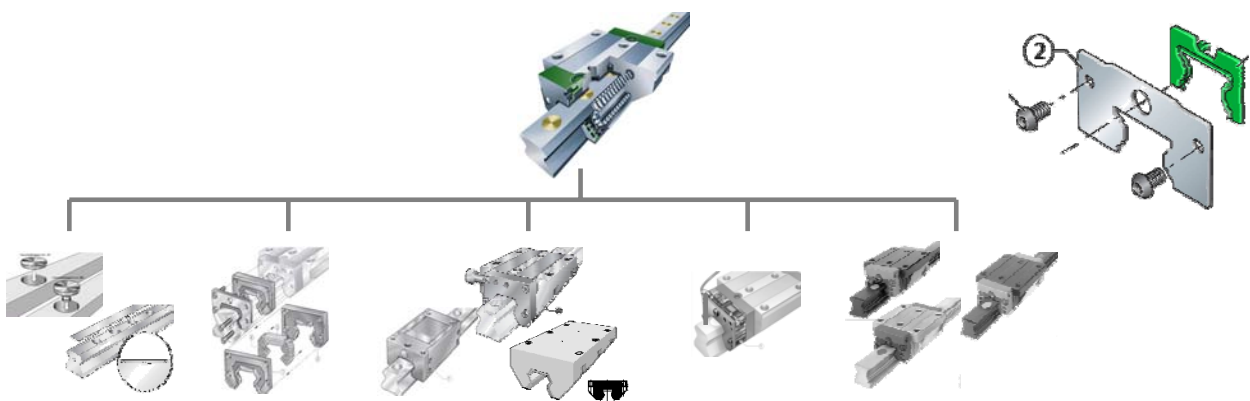
### Vorteil:

- ✓ Optimale lageunabhängige Schmierstoffversorgung
- ✓ Nur ein Schmieranschluss – pro Führungswagen – notwendig
- ✓ Kleinste Schmier- / Dosierungsmengen realisierbar
- ✓ Kein zusätzlicher Bauraum notwendig

### Nutzen:

- ✓ Flexible Lösung im Serienbauraum
- ✓ Mangelschmierung kann wirkungsvoll verhindert werden
- ✓ Entscheidende Schmierstoffeinsparung
- ✓ Kostengünstige Lösung

# Energieeffiziente Linearachsen



### Sicherheit



### Leistung



### Verbrauch

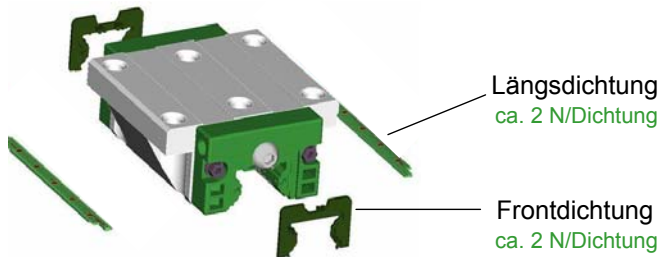
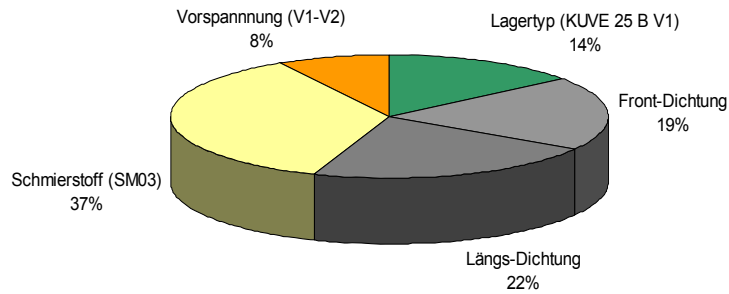


# Energieeffiziente Linearachsen

Verschiebekraft Zusammensetzung am Beispiel der KUVE..B



## Verschiebekraftzusammensetzung einer vierreihigen Kugelumlaufeinheit



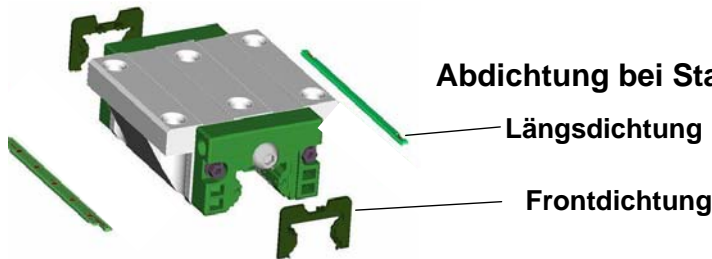
$$P_{\text{Reibleistung}} = F_{\text{Verschiebekraft}} \cdot v_{\text{Geschwindigkeit}}$$

$$P_R = 8 \text{ N} \cdot 1,0 \text{ m/s}$$

$$P_R = 8 \text{ W}$$

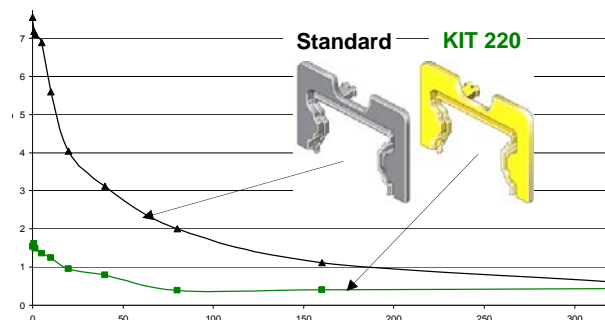
# Energieeffiziente Linearachsen

Leichtlaufrondichtung



KIT-Definition		
KIT 1000 Sales- and mounting KIT		End wiper contact type, single lip
KIT 1100 Sales- and mounting KIT		End wiper non-contact type
KIT 2000 Only mounting KIT		Sheet steel wiper non-contact type + end wiper, contact type, single lip
KIT 2100 Sales- and mounting KIT		Sheet steel wiper non-contact type
KIT 2200 Sales- and mounting KIT		Sheet steel wiper non-contact type + end wiper, smooth running, single lip
KIT 3000 Only mounting KIT		PU additional wiper single lip + end wiper, contact type, single lip
KIT 3090 Sales- and mounting KIT		PU additional wiper single lip
KIT 3100 Only mounting KIT		PU additional wiper single lip + end wiper, contact type, single lip + sheet steel wiper, non-contact type
KIT 3190 Sales- and mounting KIT		PU additional wiper single lip + sheet steel wiper, non-contact type

## Leichtlaufdichtung KIT220 Verschiebekraft ca. 50%

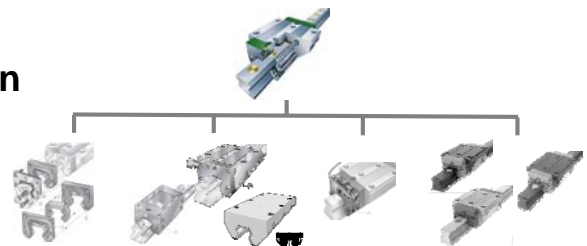




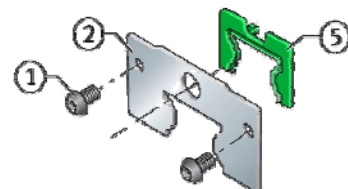


- Entwicklung im Bereich der Werkzeugmaschine
- Energieeffiziente Linearachsen
- Zusammenfassung / Fazit

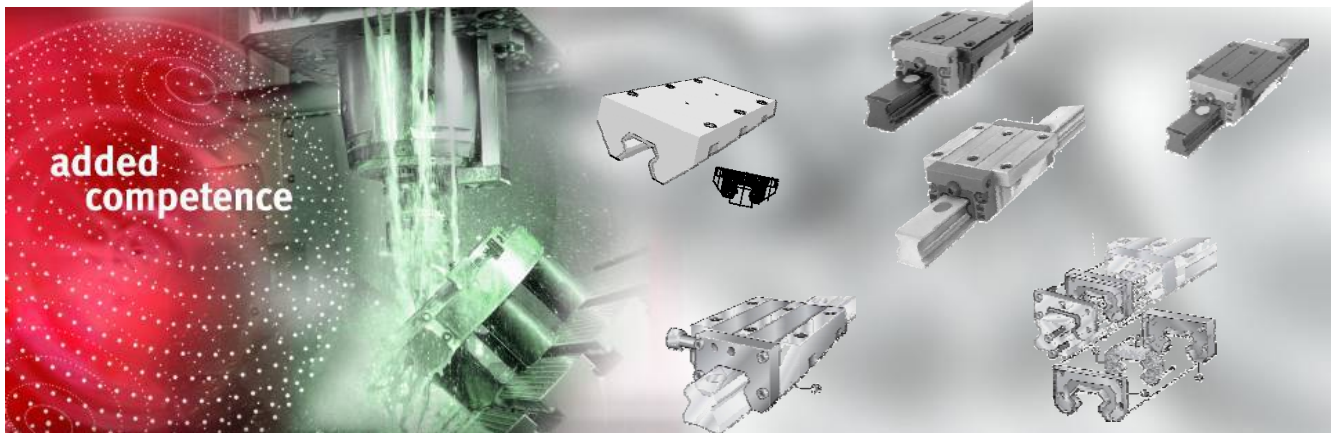
- **Erhöhte und spezielle Anforderungen**  
→ Standard reicht nicht aus



- Anpassen der Führungen notwendig, um Anforderungen zu erreichen
- Das Anpassen der Linearachse kann auch die **Energieeffizienz** steigern
- **INA Lineartechnik** bietet umfassende Anpassungsmöglichkeiten, um die gesamte **Werkzeugmaschine anzupassen**



# Energieeffiziente Linearachsen für die Werkzeugmaschine



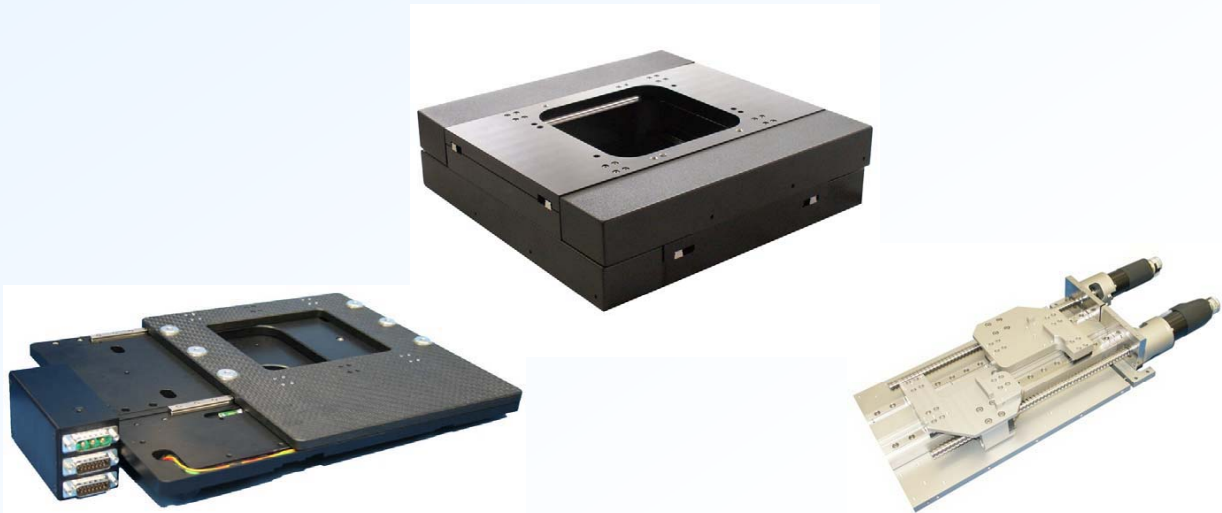
**Thorsten Habelitz**  
Anwendungstechnik Produktionsmaschinen - Linear  
Schaeffler Technologies GmbH

# **Einsatz von Profilschienenführungen in Positioniersystemen**

E. Matthes

Feinmess Dresden GmbH

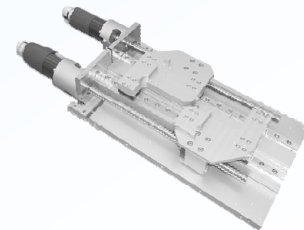
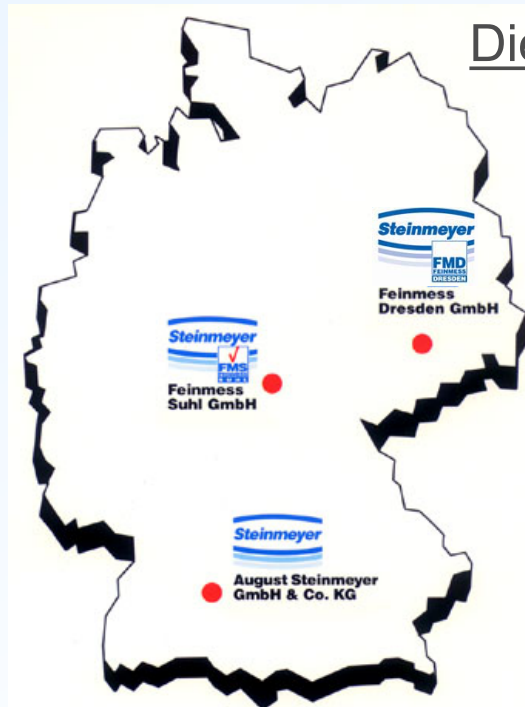
## Einsatz von Profilschienenführungen in Positioniersystemen



## Feinmess Dresden GmbH



## Die Firmengruppe



## Feinmess Dresden GmbH

- 1872** Gründung durch Gustav Heyde
- 1889** Herstellung von Theodoliten, Kreis- und Längenteilmaschinen
- 1952** ab VEB OFD Dresden, später Carl Zeiss Jena
- 1982** Beginn der Herstellung von Laserinterferometertechnik
- 1992** Übernahme durch die August Steinmeyer GmbH & Co. KG  
danach Ausbau der Kernkompetenz Positioniersysteme
- 2004** Vergrößerung an einem neuen Standort
- 2006** verstärkte Entwicklung kundenspezifischer Baugruppen  
und Vakuum-Systemen



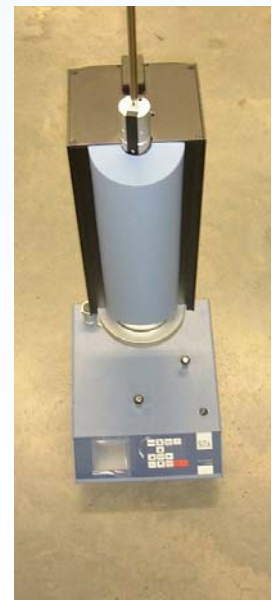
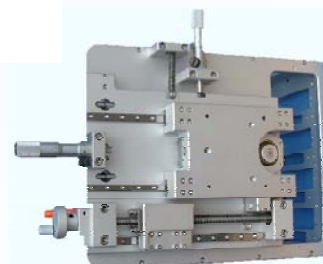
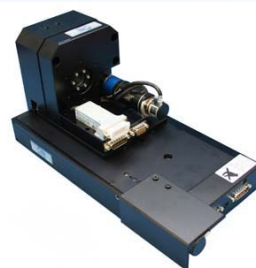
## Unsere Technische Basis

- ▶ Fertigung auf ca. 3500 m<sup>2</sup> im 3-Schichtbetrieb
- ▶ Dreh-, Fräs-, Flach- und Rundschleifmaschinen für CNC- und konventionelle Fertigung
- ▶ Moderne Prüfgeräte
- ▶ Reinraum für Testabläufe und Endmontage



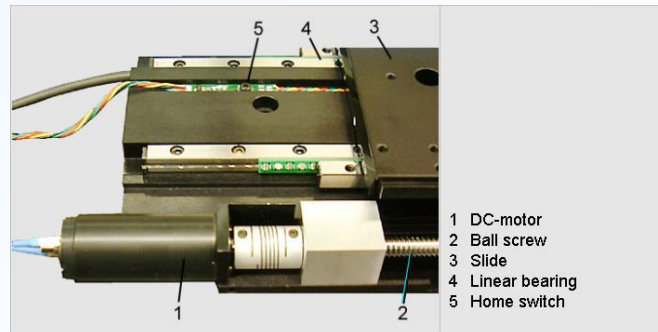
## Kundenspezifische Baugruppen

- ▶ Engineering/Design nach Kundenspezifikation
- ▶ Kombination vorhandener Module
- ▶ Fertigung nach Kundenentwicklung



## Komponenten eines Positioniersystems

- Antrieb
- (Kugel)-Gewindetrieb
- Führungen und Lager
- Messsystem
- Getriebe
- Regelung
- Bremse
- Endschalter
- mechanische Struktur



## Antriebs- & Meßsysteme

### Antriebe

- DC-Servo-Motoren
- Schrittmotoren (2-, 3-, 5- Phasen)
- Piezolinearmotoren (Ultraschallwandler, PiezoLeg)
- elektrodynamische Linearmotoren
- Tauchspulenantriebe („Voice-Coil“)

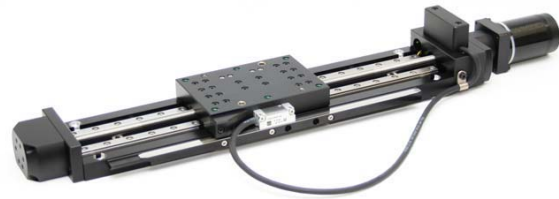
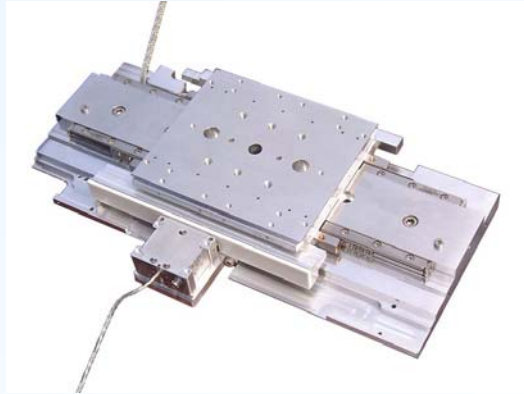
### Meßsysteme

- Encoder (inkrementell/absolut)
- Linearmeßsysteme (magnetisch, optisch, inkrementell, absolut)



## Lagerungen

- Kreuz-Rollen-Führungen
- Profilschienenführungen
- Festkörpergelenke
- Luftlager



## Anforderungen an die Führung

- Geradlauf / Ebenlauf
- Welligkeit
- Spielfreiheit
- konstante Verschiebekraft / Vorspannung
- Schmierintervall / Lebensdauer
- Einsatzumgebung (Labor, Maschine, UHV ...)

## Entscheidung Käfigführung / Profilschiene

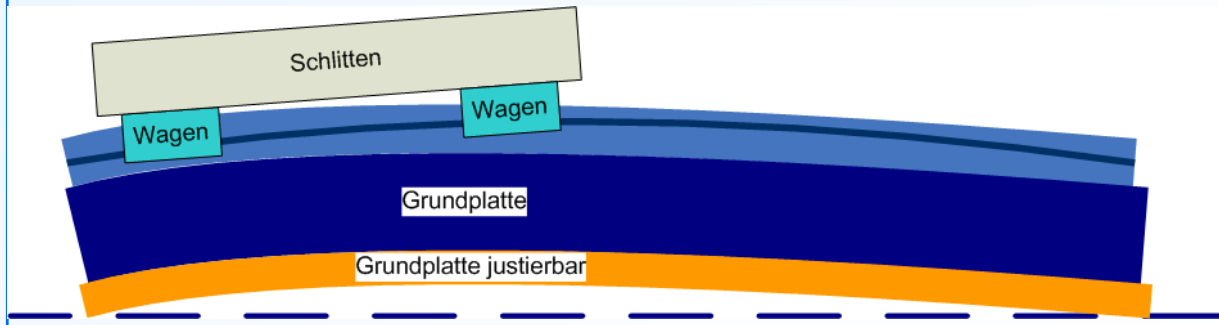
Kriterium	Linearführung mit Käfigen	Profilschiene (Vergleichsbasis)	Bemerkung
Geradheit / Ebenheit	++	0	Ausgleichseffekt vieler Wälzkörper
Welligkeit	+	0	"Rauhigkeit", Kugeleintritt
konstante Verschiebekraft	+ 0	0 0	nicht überlaufend überlaufen
Schmierintervall Lebensdauer	-	0	Nachschmiersysteme Lebensdauer "ohne Last"
Eignung für Maschinen	--	0	Staubschutz, Robustheit
Verfahrweg Bauraum	-	0	Wechselbeziehung zu Steifigkeit
Steifigkeit	++	0	Wechselbeziehung zu Bauraum
Eignung für Positioniersysteme höchster Anforderungen	++	0	Wiederholbarkeit des Ablaufes <1µm erforderlich
Verfügbarkeit UHV, magnetfrei	+	0	Keramik, magnetarmer Stahl, Eigenfertigung

## Eingesetzte Messtechnik und Methoden

### Einflüsse auf die Geradheit / Ebenheit eines Positioniersystems



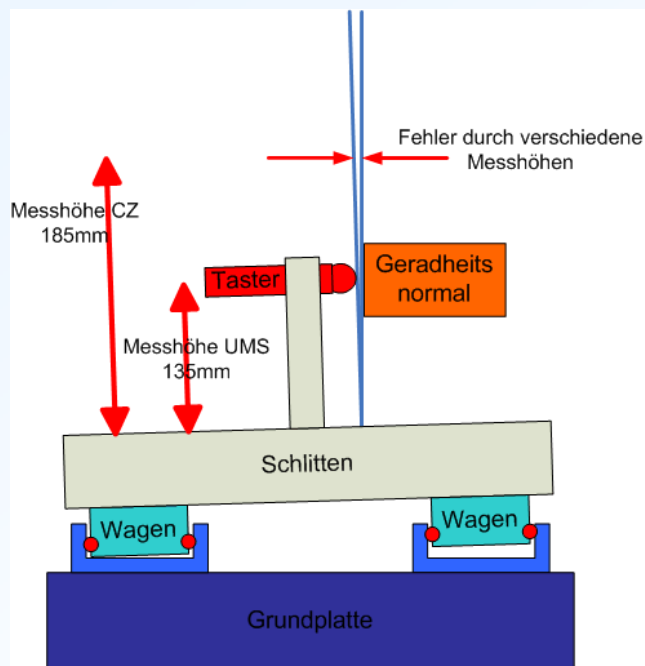
Einflüsse auf die Geradheit / Ebenheit eines Positioniersystems



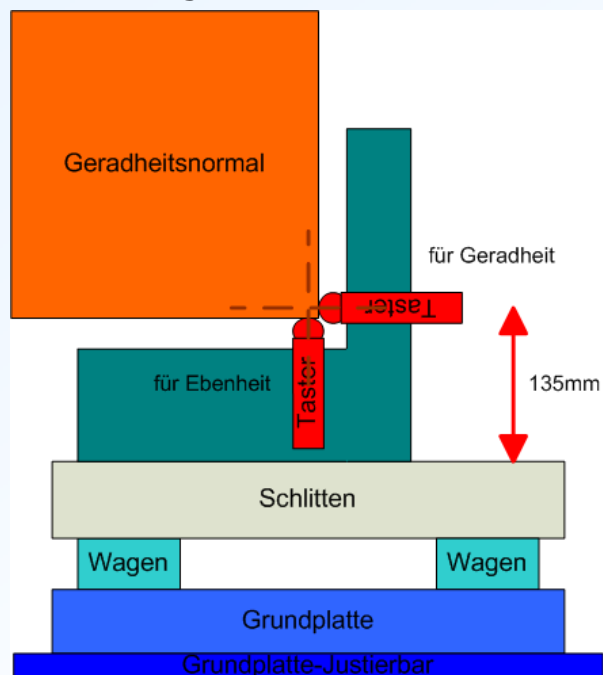
Einflüsse auf die Messung der Geradheit / Ebenheit



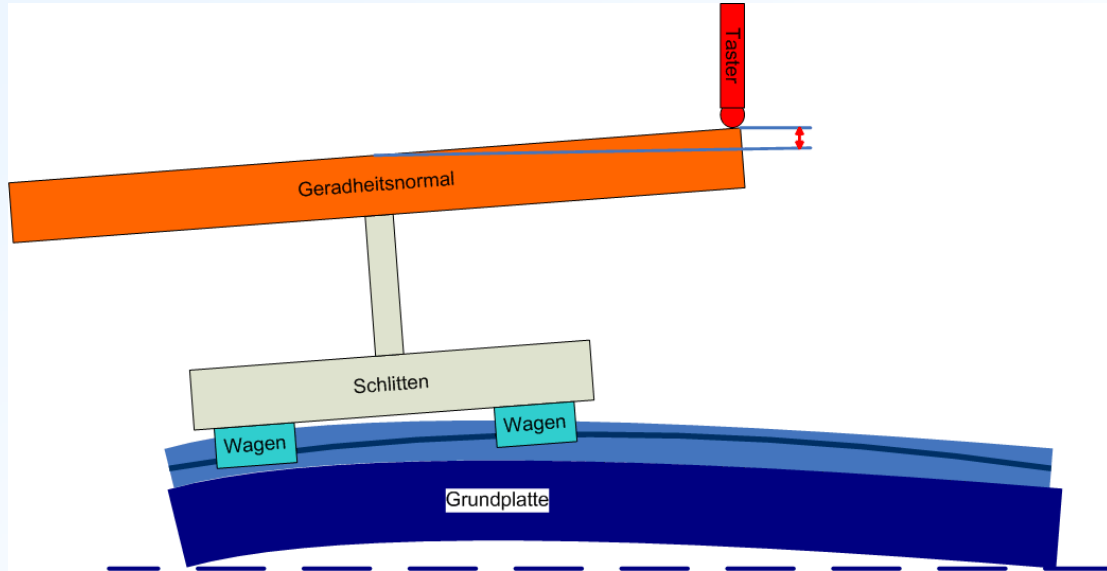
Einflüsse auf die Messung der Geradheit / Ebenheit



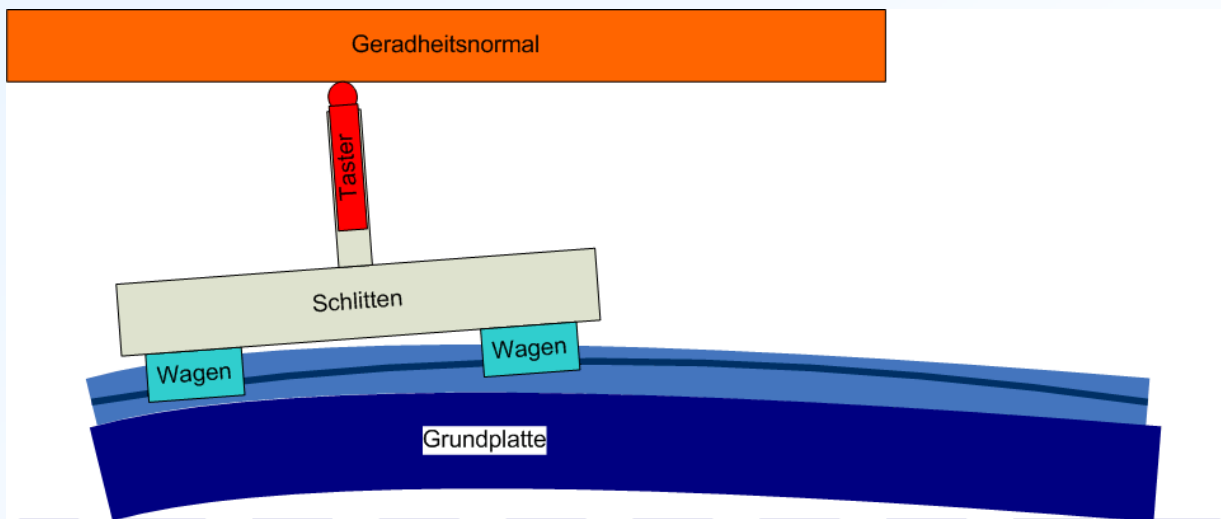
Einflüsse auf die Messung der Geradheit / Ebenheit



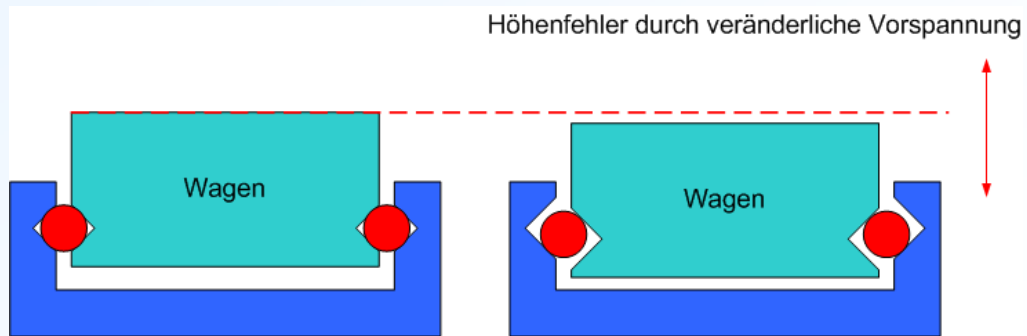
Messung Geradheit / Ebenheit PMT (bewegtes Lineal)



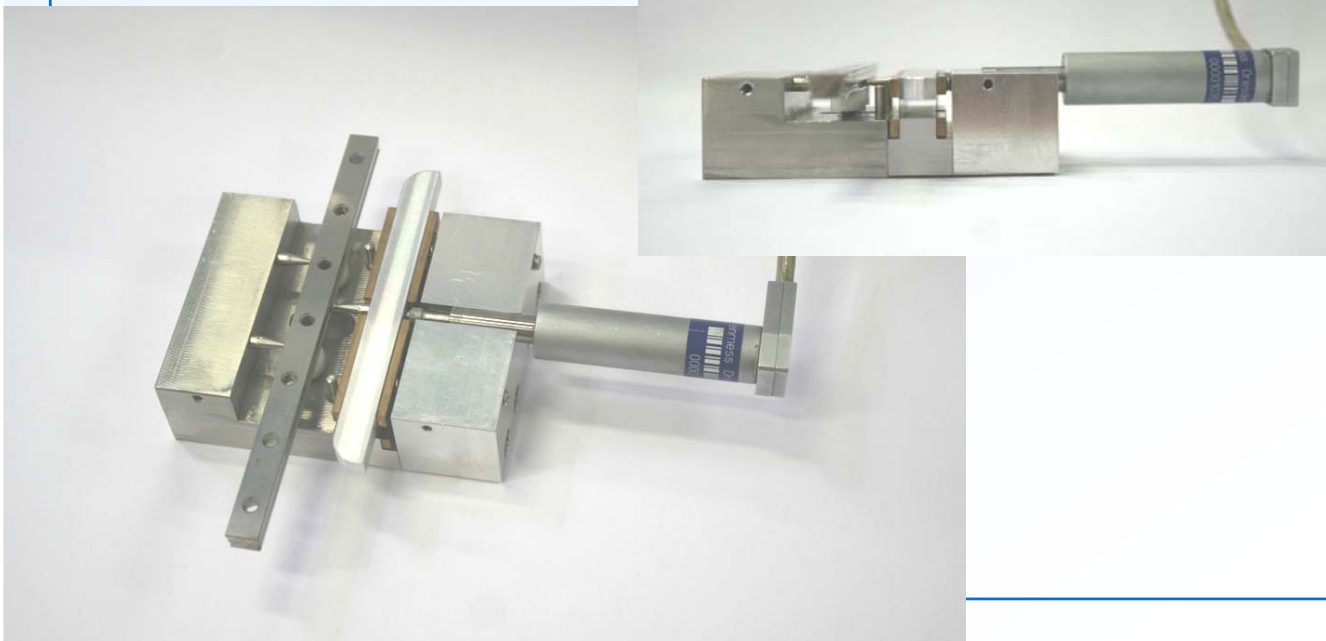
Messung Geradheit / Ebenheit CZ (bewegter Sensor)



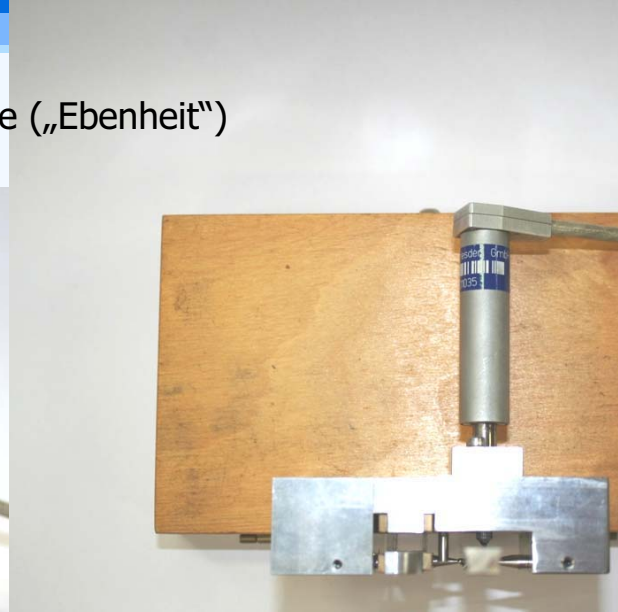
Einflüsse auf die Messung der Geradheit / Ebenheit



Messung Abstand Führungsrillen



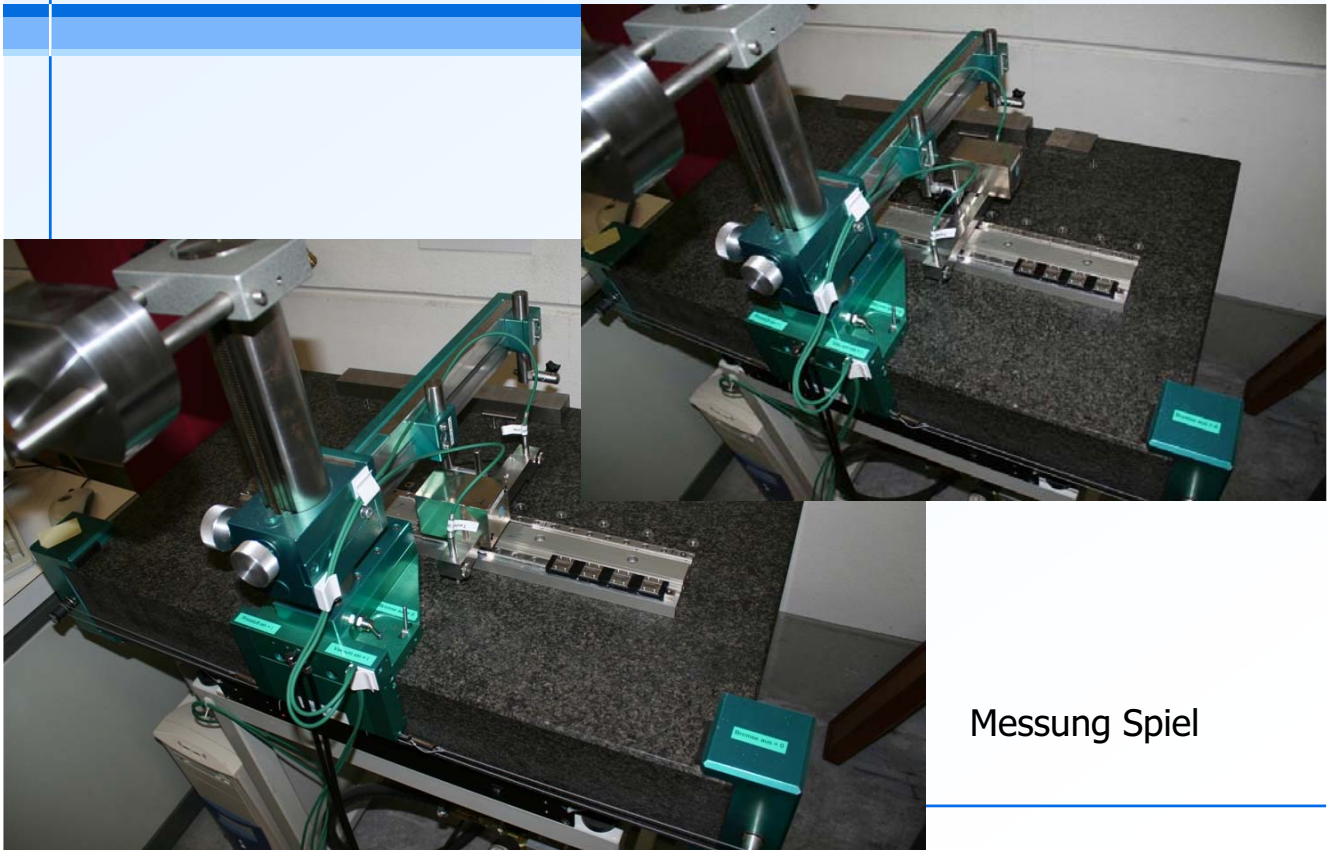
Messung Parallelität zur Aufschraubfläche („Ebenheit“)



Messung Spiel



Messung Spiel

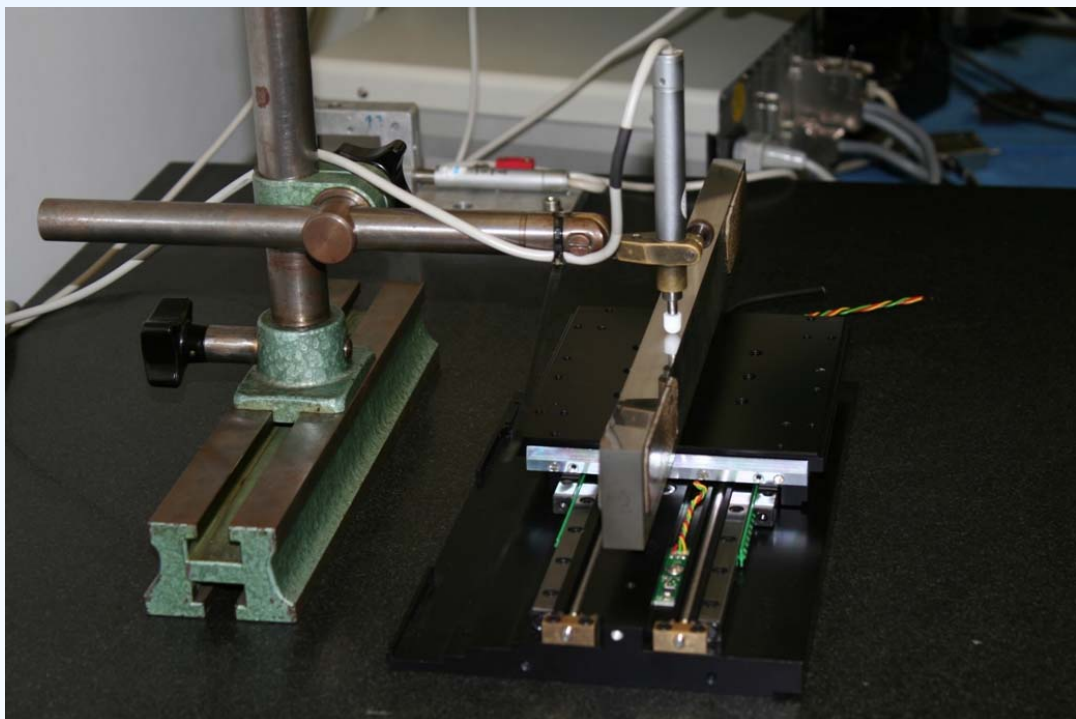
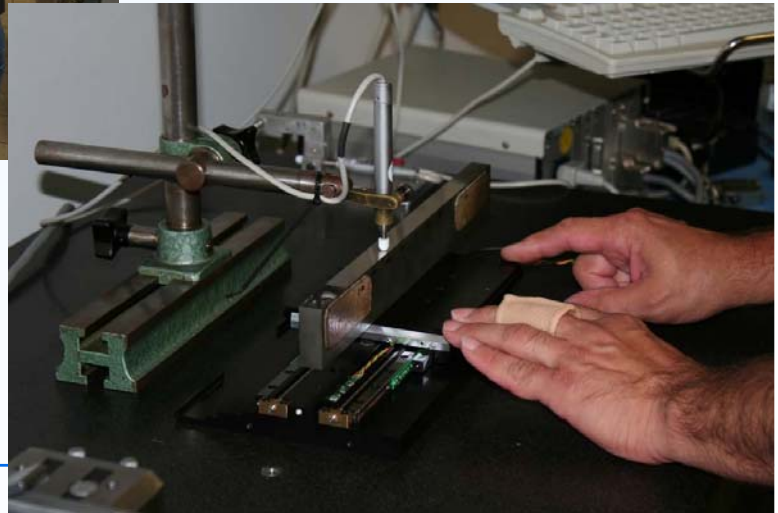


Messung Spiel

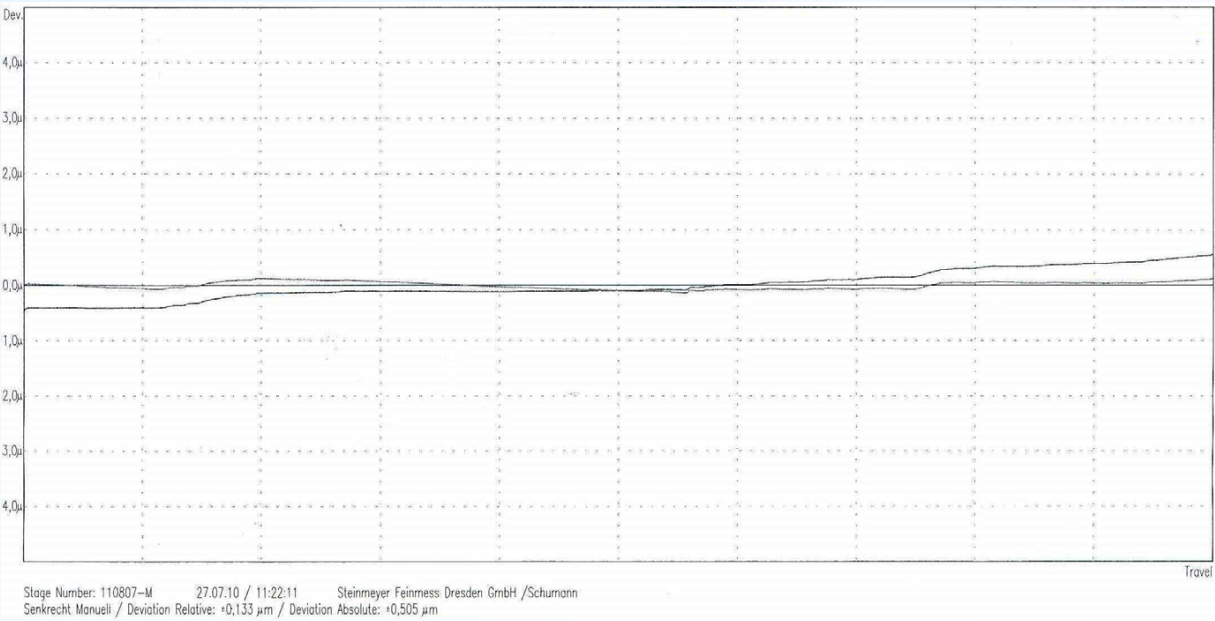
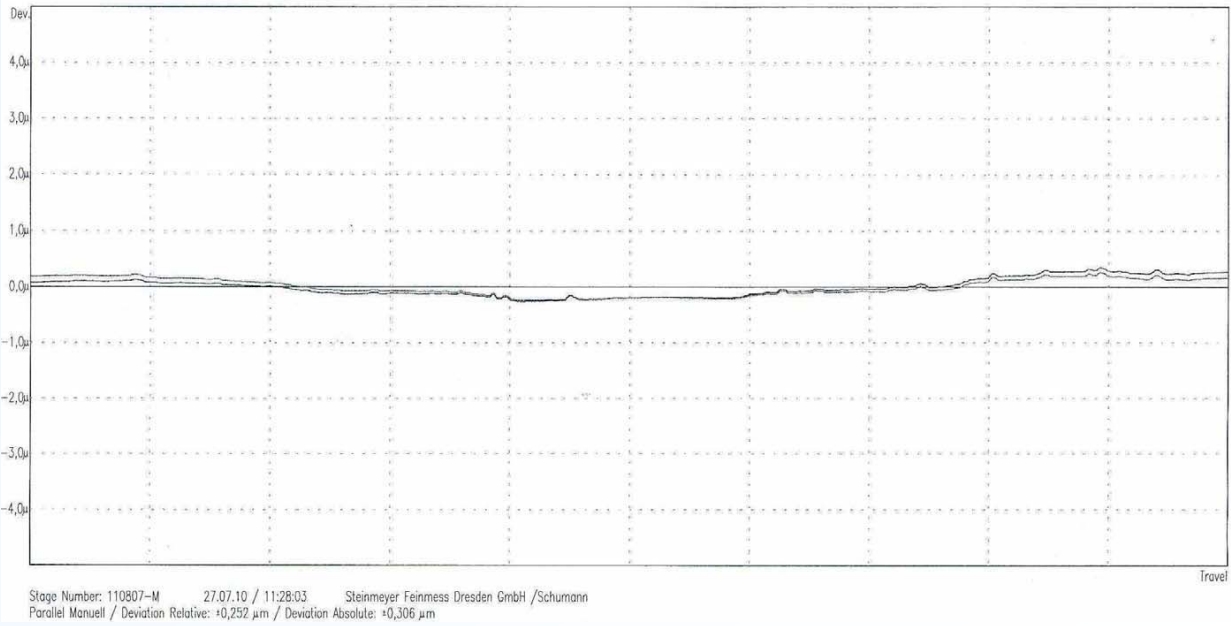




Messung Geradheit / Ebenheit



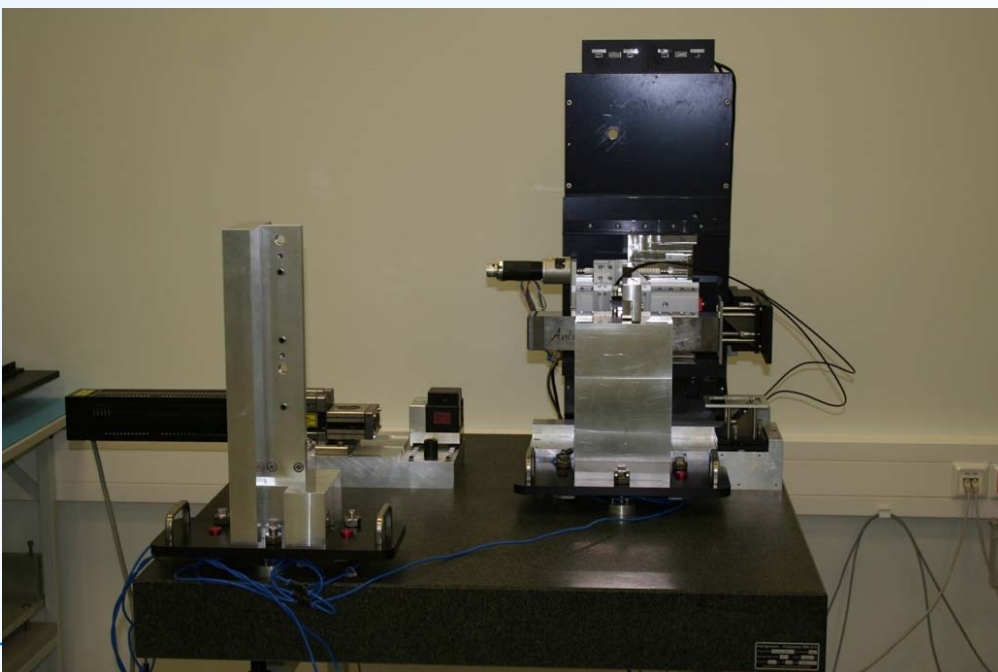
Messung Geradheit / Ebenheit



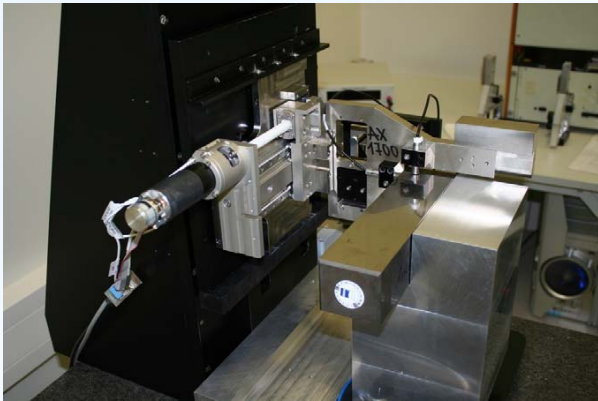
## Messung Geradheit / Ebenheit



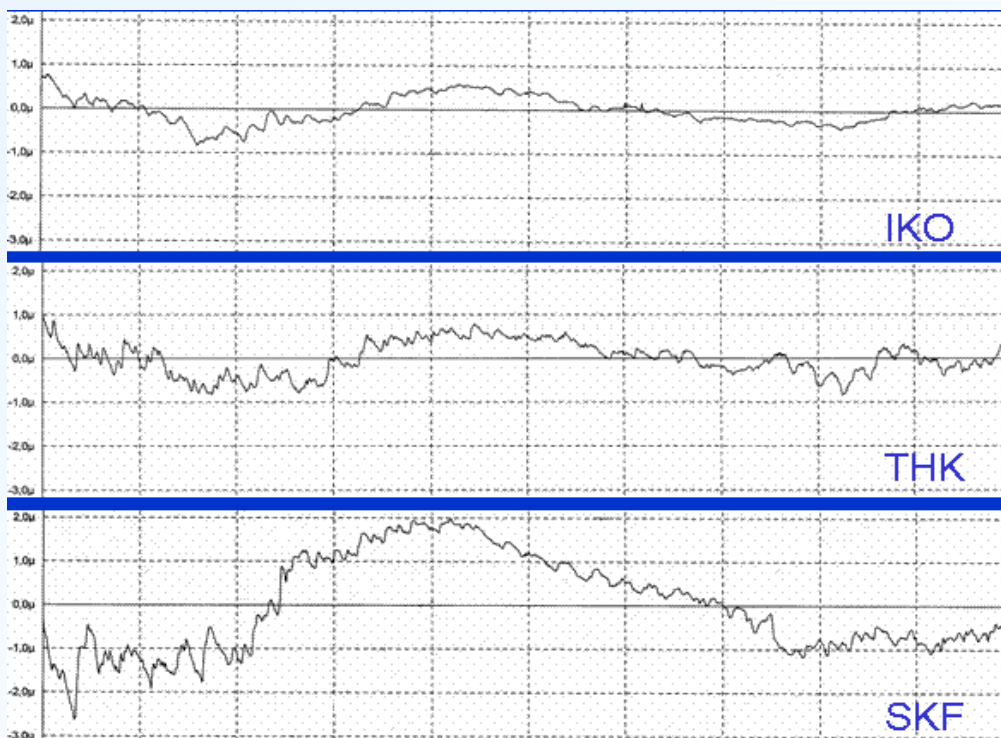
## Messung Geradheit / Ebenheit

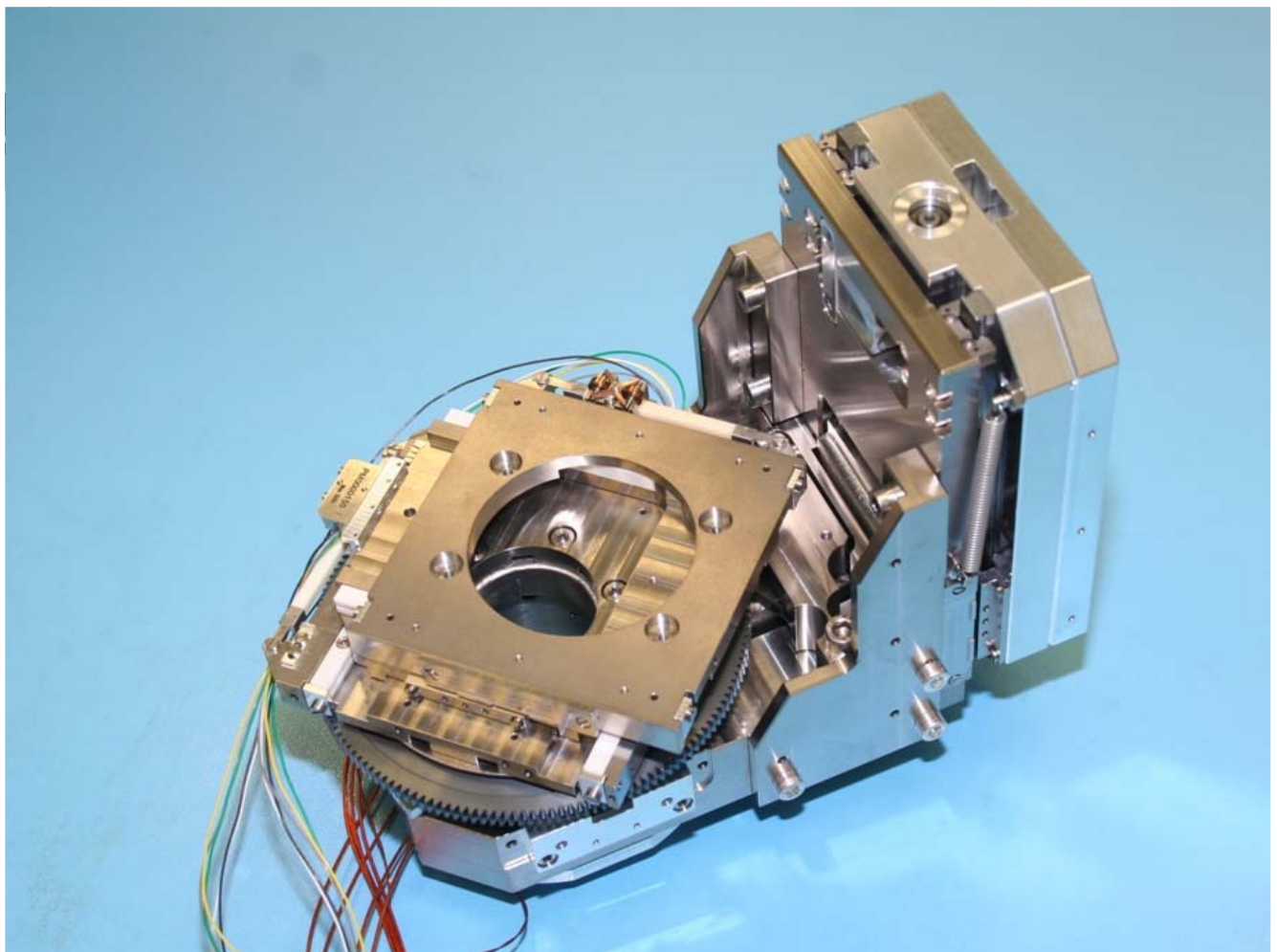
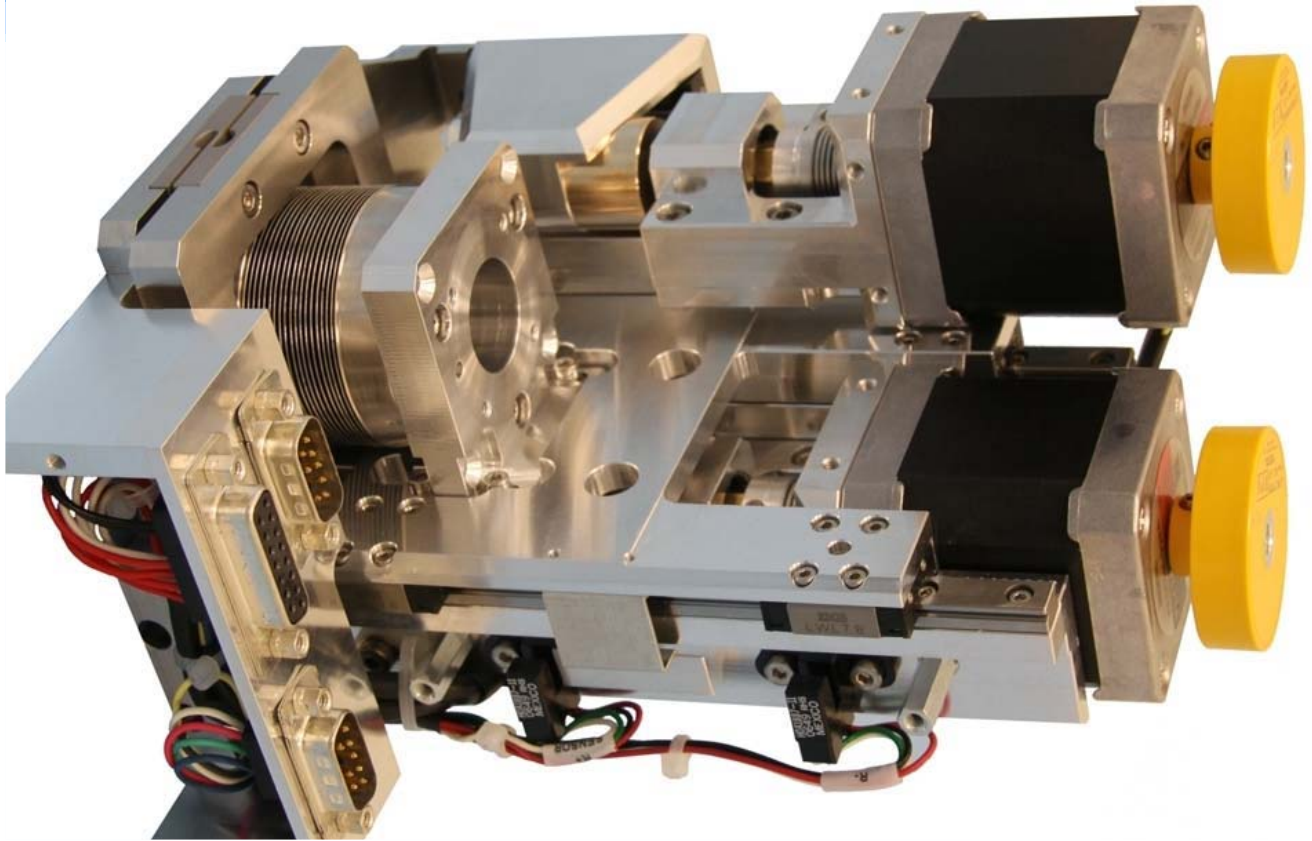


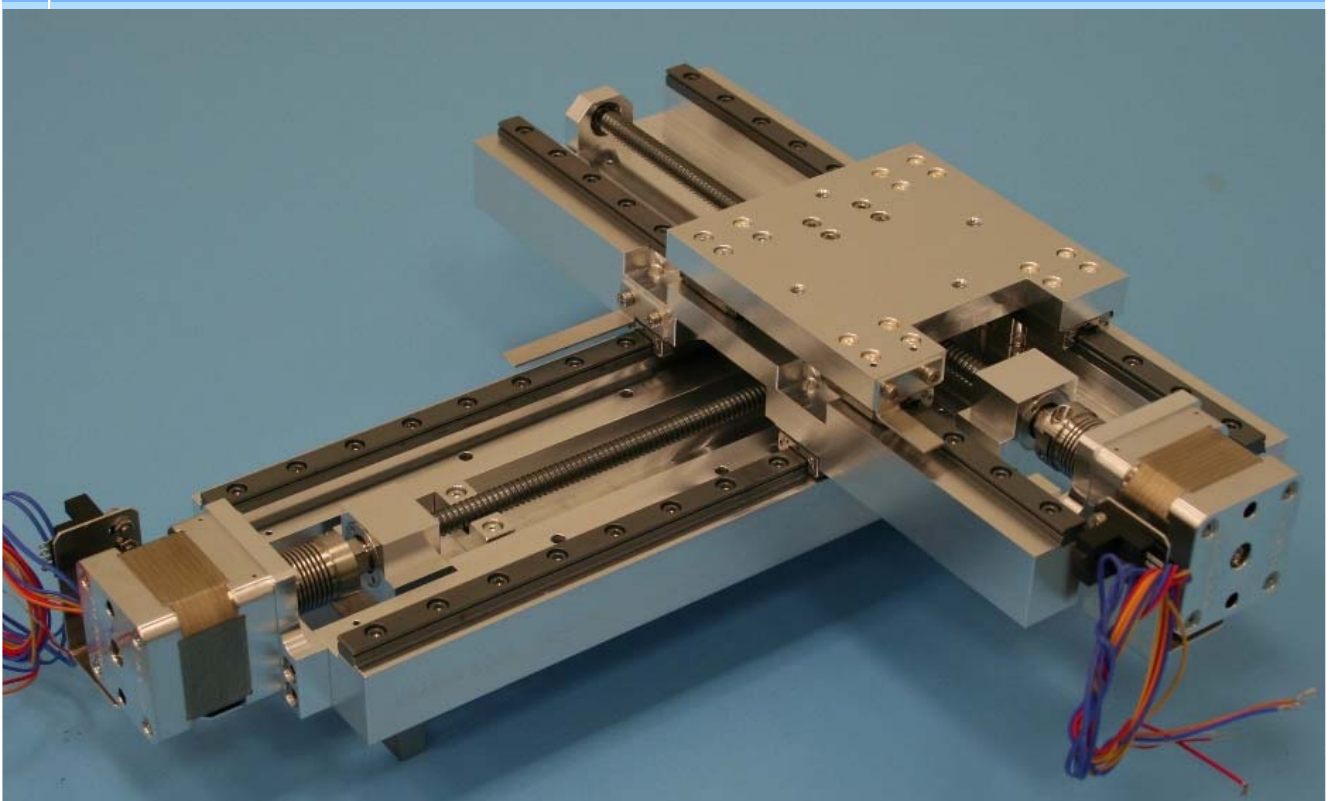
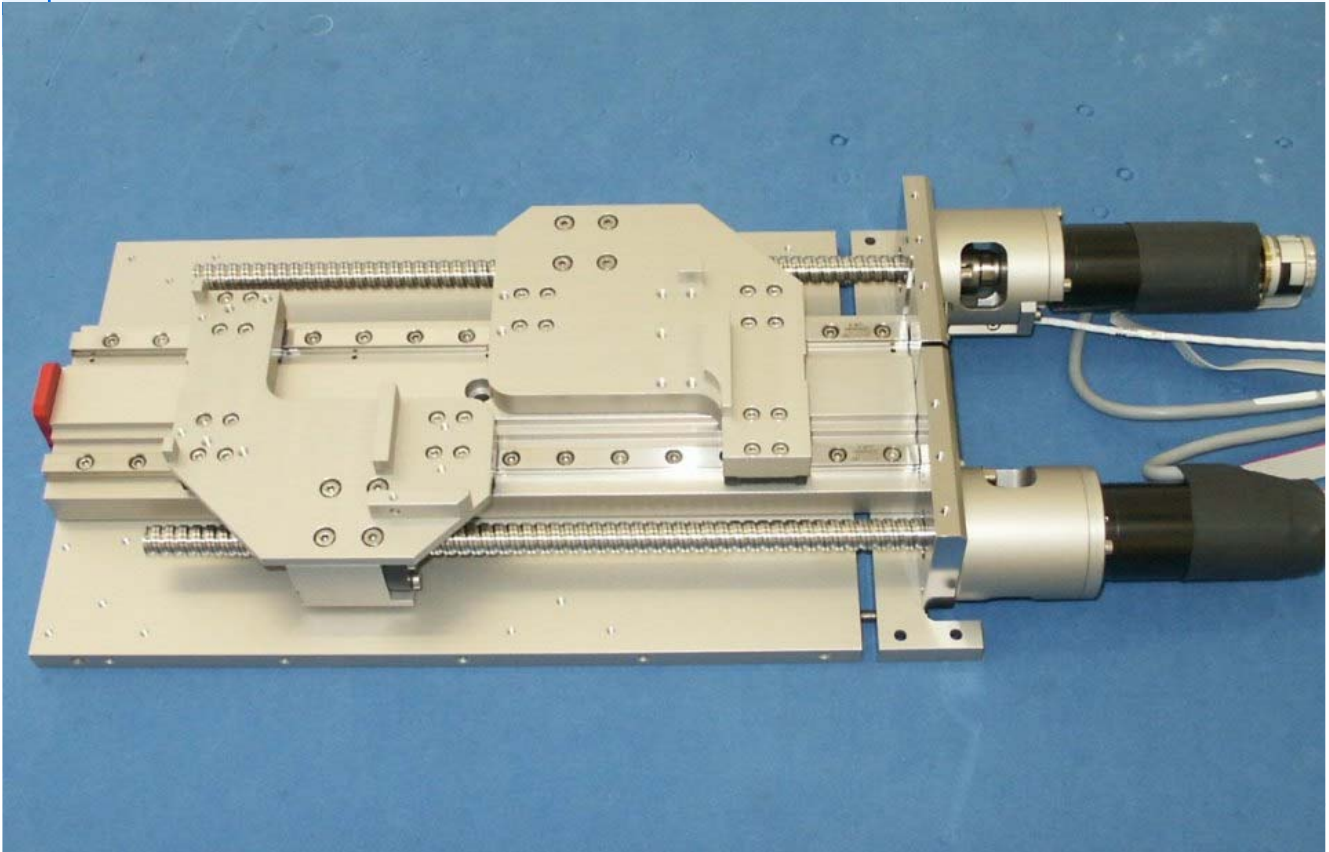
## Messung Geradheit / Ebenheit

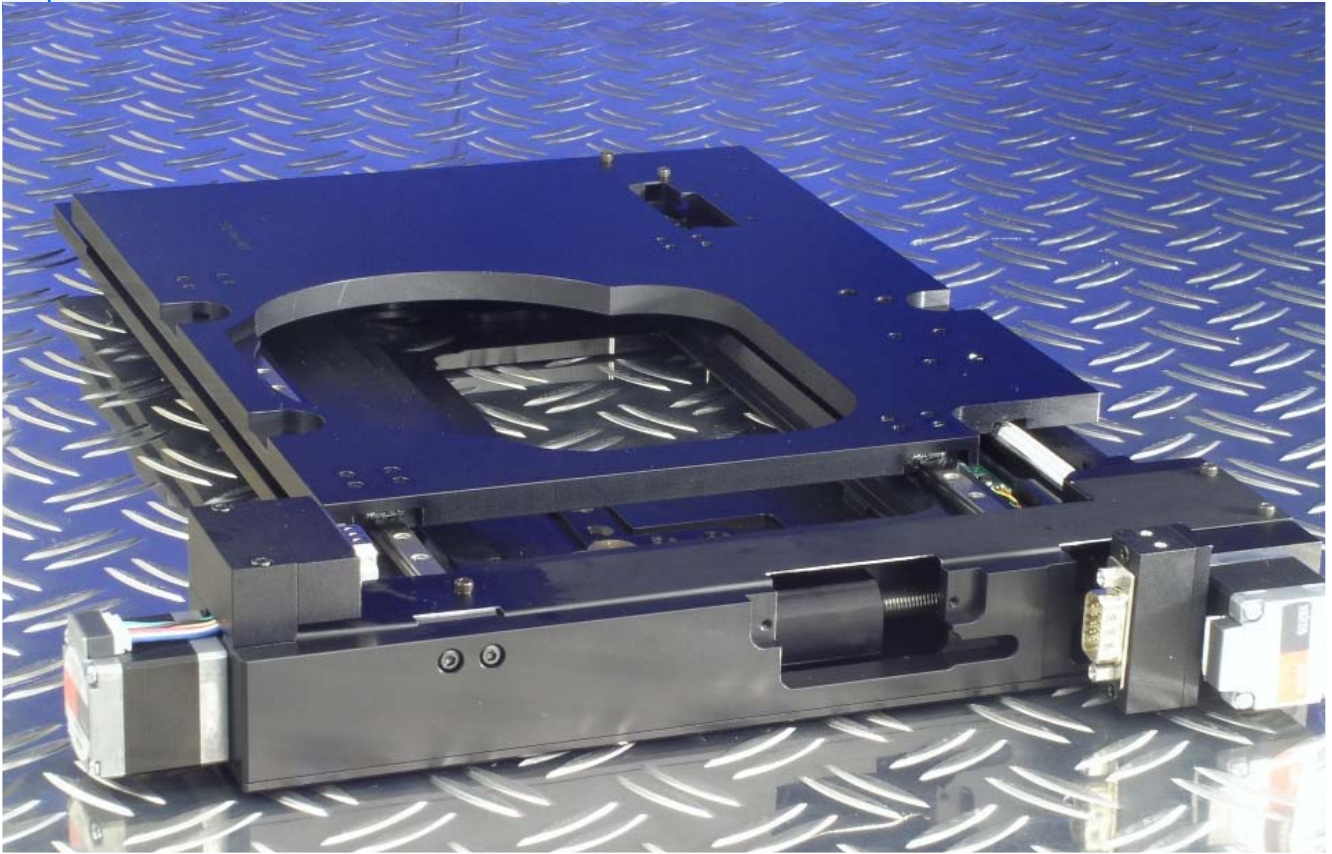


## Geradheitswerte Profilschienen







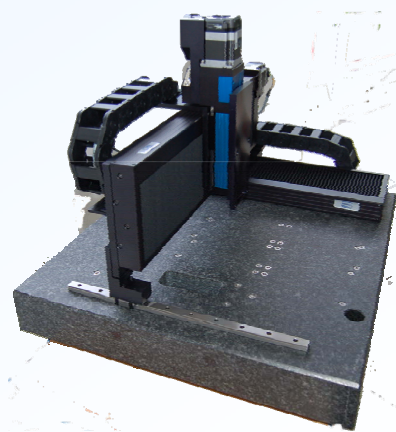




[www.feinmess.de](http://www.feinmess.de)



Vielen Dank für die Aufmerksamkeit



Feinmess Dresden GmbH  
[www.feinmess.de](http://www.feinmess.de)

Elger Matthes, Oktober 2010



# **Klemmen und Bremsen auf Profilschienenführungen**

S. Bühler

ACE Stoßdämpfer GmbH  
Langenfeld

## Klemmen und Bremsen auf Profilschienenführungen

Stefan Bühler

## Klemmen und Bremsen auf Profilschienenführungen Allgemein

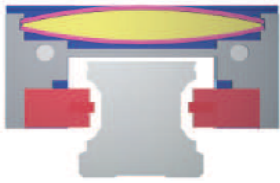
Locked Serie PL/SL



Locked Serie PKL/SKL



## Klemmen und Bremsen auf Profilschienenführungen Aufbau und Arbeitsweise



Beispiel: STAR/Rexroth-Ausführung



### Funktionsprinzip LOCKED-PL/PLK/SL/SLK

#### Gelöst:

Die druckluftbeaufschlagte Kammer zwischen den Federblechen entspannt und löst die Klemm- bzw. Bremsbacken von der Schiene. Das Klemmelement ist frei beweglich.

#### Geklemmt:

Die Spannkraft der mechanisch vorgespannten Federbleche wird als Haltekraft in die Klemm- bzw. Bremsbacken eingeleitet. Das Klemmelement ist auf der Führungsschiene geklemmt.

## Klemmen und Bremsen auf Profilschienenführungen Aufbau und Arbeitsweise

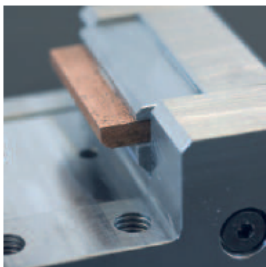
### Klemmen



### Positionsklemmung

Die Typen der LOCKED-Serien PL, PLK und PLA sind für das Klemmen direkt auf der Linearführung konzipiert. Die Klemmbeläge werden aus Werkzeugstahl gefertigt und bieten auch bei gefetteter Schiene 100 % Klemmkraft.

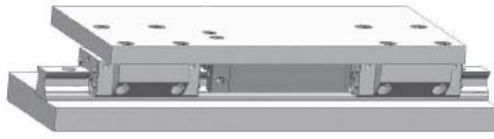
### Bremsen



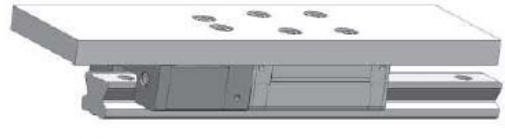
### Positionsklemmung und Notstopp-Bremmung

Bei den Typen SL, SLK werden verschleißarme Sintergraphit-Beläge verwendet. Diese ermöglichen sowohl eine Positionsklemmung, wie auch ein Notstopp-Bremsen auf der Linearführung. Bei gefetteter Schiene ist mit einer Haltekraft von 60 % der Nennhaltekraft zu kalkulieren.

## Klemmen und Bremsen auf Profilschienenführungen Aufbau und Arbeitsweise



LOCKED-PL/SL Einbausituation (Vorschlag)



LOCKED-PLK/SLK Einbausituation (Vorschlag)

### Allgemein

Um die in den Leistungstabellen angegebenen Haltekräfte übertragen zu können, ist eine möglichst steife Anbindung an den/die Laufwagen des verwendeten Linearführungssystems notwendig.

Die Montagefläche der LOCKED-Typen ist durch die Verwendung von hohem bzw. niedrigem Befestigungselement (Halteklötz) stets mit den Montageflächen der in der Linearführung eingesetzten Laufwagen (niedrig oder hoch) auf gleicher Höhe. Sonderhöhen von LOCKED-Typen sowie Adaptionen auf kleinere Schienengrößen sind auf Anfrage lieferbar.

Die Montagefläche zur Befestigung der LOCKED-Type muss geometrisch einwandfrei bearbeitet und plan sein.

Luftversorgung, Leitungslänge und -zuführung prüfen, Ventilauswahl prüfen und testen.

Der jeweils vorgeschriebene Betriebsdruck der LOCKED Klemmelemente ist unbedingt über die gesamte Betriebsdauer einzuhalten. Eine Nichteinhaltung kann zur Zerstörung der Klemmelemente und zum Verlust der Gewährleistung führen.

Vorschriften der BG oder anderer Überwachungsorgane sowie technische Bestimmungen sind zu berücksichtigen. **Klemmeinheiten dienen nicht zum Sichern schwebender Lasten.**

Bei einer ungünstigen Toleranzpaarung ergeben sich systembedingte Haltekraftverluste von bis zu 30%.

## Klemmen und Bremsen auf Profilschienenführungen Locked PL/SL

Die Sicherheitsklemmelemente der **LOCKED-Serie SL** arbeiten nach dem gleichen Prinzip wie die PL- und PLK-Typen und klemmen direkt auf der Freifläche der Führungsschiene. Durch Verwendung **spezieller Bremsbeläge aus verschleißbarem Sintermetall** bieten sie neben einer Klemmfunktion eine zusätzliche **Notstopp-Bremsfunktion**.

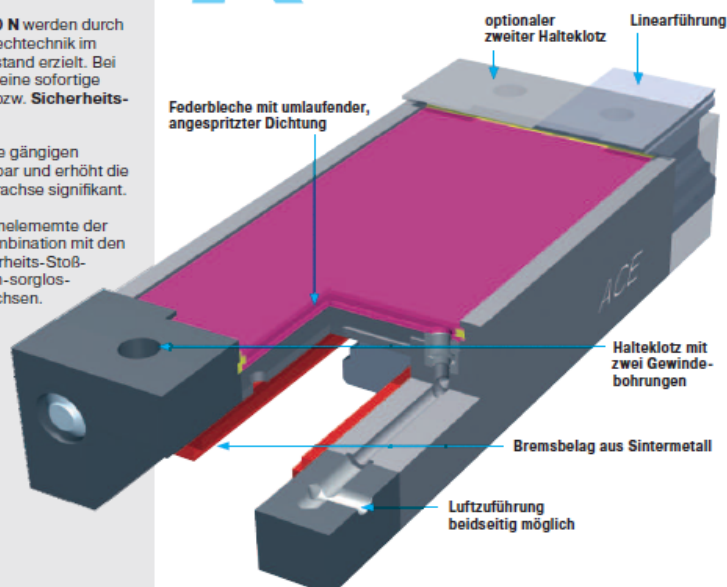
Haltekräfte bis **10 000 N** werden durch die bewährte Federblechtechnik im unbeaufschlagten Zustand erzielt. Bei Energieausfall erfolgt eine sofortige Notstopp-Bremsung bzw. **Sicherheitsklemmung**.

Die SL-Serie ist für alle gängigen Schienenprofile lieferbar und erhöht die Sicherheit Ihrer Linearachse signifikant.

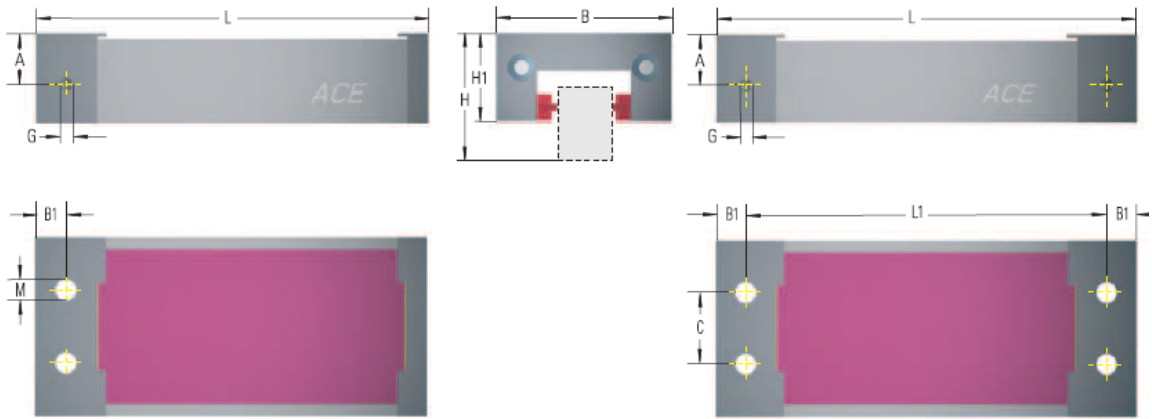
Die innovativen Klemmelemente der SL-Serie bieten in Kombination mit den bewährten ACE Sicherheits-Stoßdämpfern ein Rundum-sorglos-Paket für Ihre Linearachsen.



„Kombiniertes Klemmen und Notstopp-Bremsen durch Sintermetall!“



## Klemmen und Bremsen auf Profilschienenführungen Locked PL/SL



### Bestellbeispiel

Prozessklemmung linear \_\_\_\_\_  
 Schienenenngröße 45 \_\_\_\_\_  
 Anzahl der Halteklötze 2 \_\_\_\_\_  
 6B = Ausführung 6 bar \_\_\_\_\_  
 4B = Ausführung 4 bar \_\_\_\_\_  
 Seriennummer wird von ACE vergeben \_\_\_\_\_

PL45-2-6B-X

### Bei Bestellung unbedingt angeben:

Schienenhersteller, -typ und -größe  
 Wagentypenbezeichnung  
 Anzahl Klemmzyklen pro Stunde  
 Betriebsdruck: 4 bar oder 6 bar  
 Anzahl der Halteklötze

## Klemmen und Bremsen auf Profilschienenführungen Locked PLK/SLK

Die Sicherheitsklemmelemente der **LOCKED-Serie SLK** bieten durch den Einsatz spezieller Bremsbeläge aus verschleißbarem Sintermetall ebenfalls zwei Funktionen in einem Klemmelement vereint. Neben einer reinen Klemmfunktion ist im Notstopp, bei einem eventuellen Energieausfall, ein Bremsen direkt auf der Schiene möglich.

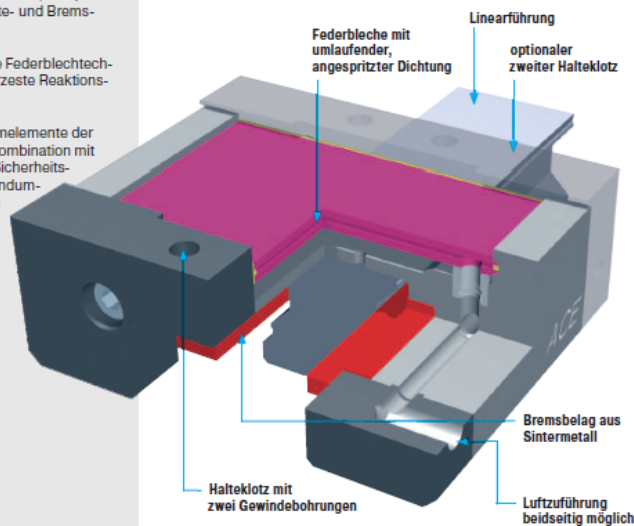
Auf nahezu allen gängigen Linearführungen werden bei kleinster, kompakter Bauform höchste Halte- und Bremskräfte erzielt.

Durch die verwendete Federblechtechnologie entstehen kürzeste Reaktionszeiten.

Die innovativen Klemmelemente der SLK-Serie bieten in Kombination mit den bewährten ACE Sicherheits-Stoßdämpfern ein Rundumsorglos-Paket für Ihre Linearachsen.



„Kombiniertes Klemmen und Notstopp-Bremsen durch Sintermetall!“



## Klemmen und Bremsen auf Profilschienenführungen Locked PLK/SLK



### Bestellbeispiel

Prozessklemmung linear Kompakt \_\_\_\_\_  
 Schienenlänge 55 \_\_\_\_\_  
 Anzahl der Halteklötze 2 \_\_\_\_\_  
 6B = Ausführung 6 bar \_\_\_\_\_  
 4B = Ausführung 4 bar \_\_\_\_\_  
 Seriennummer wird von ACE vergeben \_\_\_\_\_

**PLK55-2-6B-X**  
 ↑ ↑ ↑ ↑ ↑

### Bei Bestellung unbedingt angeben:

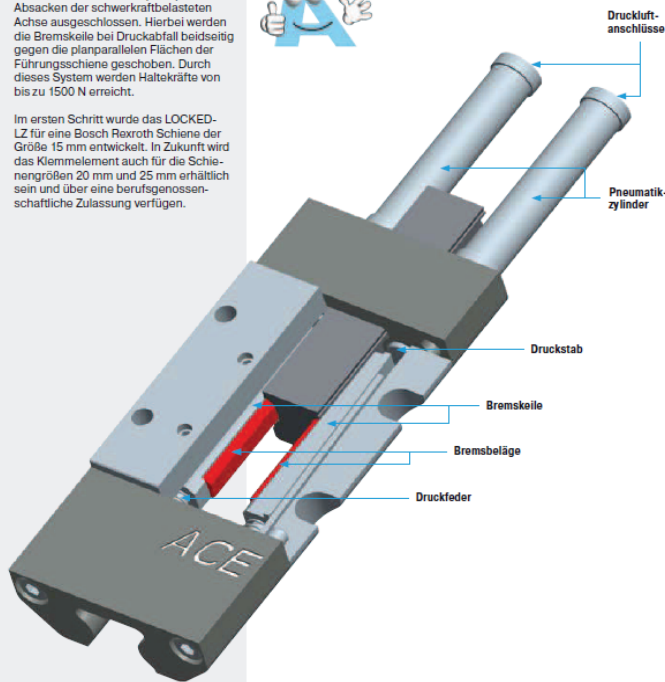
Schienenhersteller, -typ und -größe  
 Wagentypenbezeichnung  
 Anzahl Klemmzyklen pro Stunde  
 Betriebsdruck: 4 bar oder 6 bar  
 Anzahl der Halteklötze

## Klemmen und Bremsen auf Profilschienenführungen Locked LZ-P

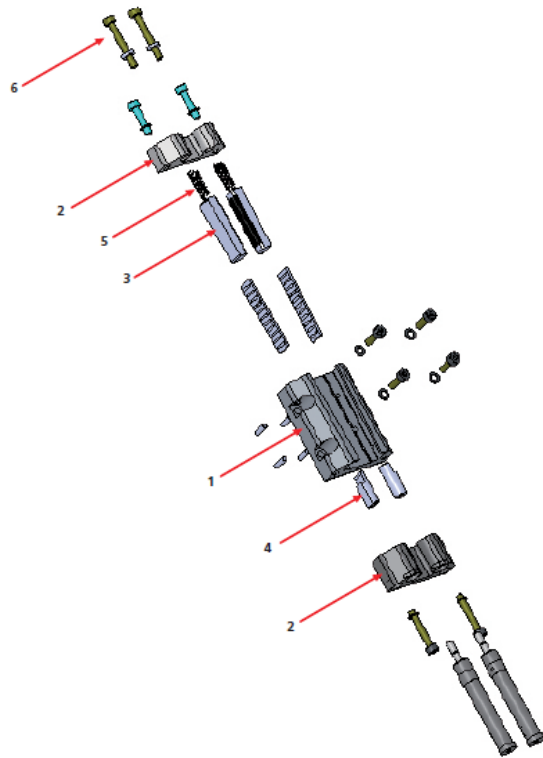
Das innovative pneumatische Klemmelement der neuen LOCKED-LZ Serie wurde speziell für eine sichere und zuverlässige Klemmung bei Vertikalachsen (Z-Achsen) konzipiert.

Durch das bewährte Keilprinzip ist ein Absacken der schwerkraftbelasteten Achse ausgeschlossen. Hierbei werden die Bremskeile bei Druckabfall beidseitig gegen die planparallelen Flächen der Führungsschiene geschoben. Durch dieses System werden Haltekräfte von bis zu 1500 N erreicht.

Im ersten Schritt wurde das LOCKED-LZ für eine Bosch Rexroth Schiene der Größe 15 mm entwickelt. In Zukunft wird das Klemmelement auch für die Schienenlängen 20 mm und 25 mm erhältlich sein und über eine berufsgenossenschaftliche Zulassung verfügen.



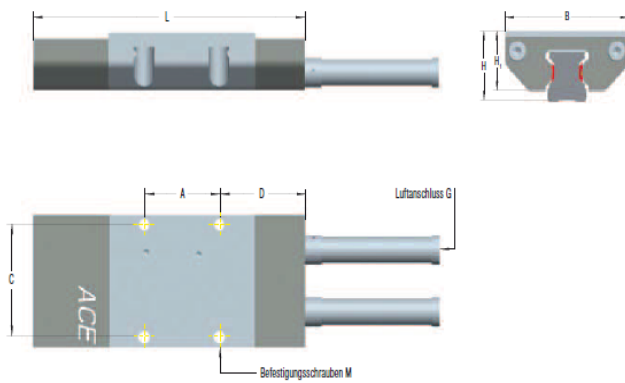
**Klemmen und Bremsen auf Profilschienenführungen  
Locked LZ-P**



- 1. Gehäuse
- 2. Deckel
- 3. Bremskeile
- 4. Druckstücke
- 5. Federspeicher
- 6. Einstellschrauben



**Klemmen und Bremsen auf Profilschienenführungen  
Locked LZ-P**



**Bestellbeispiel**  
 Prozessklemmung Z-Achse → LZ-P15-X  
 Schienennenngröße 15 →  
 Seriennummer wird von ACE vergeben →

**Abmessungen und Leistungsdaten**

Type	L	B	H	H <sub>1</sub>	A	C	D	G	M	Haltekraft N	Gewicht kg
LZ-P15-X	108,5	47	24	20	30	40	34	M3	M4	1 500	0,4

# **Produzieren nach Plan mit dem Schmierstoff als Maschinenelement**

S. Müller

Klüber Lubrication München KG



# **Produzieren nach Plan mit dem Schmierstoff als Maschinenelement**

Stefan Müller

Market Manager Glas- und Metallbearbeitung, Maschinen, Werkzeuge und Anlagen

Klüber Lubrication München KG

Beitrag zum „15. Dresdner WZM-Fachseminar, Profilschienenführungen in Werkzeugmaschinen“

## **Präzision mit Klüber Lubrication**

### **Spezialschmierstoffe für Werkzeugmaschinen tragen bei zu höherer Produktivität und niedrigeren Lebenszykluskosten**

Nach empirischen Studien werden bereits in der Entwicklungsphase einer Maschine rund 70 bis 85 Prozent der späteren Lebenszykluskosten festgelegt. Synthetische Schmierstoffe helfen mit, diese Kosten zu minimieren, denn sie bewirken eine Verlängerung von Nachschmier- und Wechselintervallen oder sogar eine Lebensdauerschmierung bei gleichzeitig deutlich erhöhter Performance.

Werkzeugmaschinen sollten heute in der Lage sein, durch möglichst hohe Bearbeitungsgeschwindigkeiten die Gesamtproduktivität zu steigern sowie die Zykluszeiten zu verringern. Neben den Forderungen nach hoher Produkt- und Prozesssicherheit sowie Verfügbarkeit gewinnt bei den Herstellern wie bei den Betreibern der Werkzeugmaschinen zunehmend eine dynamische, ganzheitliche Kostenbetrachtung an Bedeutung. Konzepte wie LCC (Life Cycle Costing) oder TCO (Total Cost of Ownership) berücksichtigen nicht nur den Anschaffungspreis einer Maschine, sondern zusätzlich sämtliche während der geplanten Nutzungsdauer der Maschine anfallenden Kosten.

Dazu zählen beispielsweise die wiederkehrenden Aufwendungen für Service und Wartung, Instandhaltung und -setzung, Ersatzteile, Druckluft, Energie, Schmierstoffe oder Werkzeuge, aber auch etwaige Folgekosten, die durch den Betrieb der Maschine entstehen können, sowie letzten Endes auch die Aufwendungen für die Entsorgung. Diese ökonomischen Zusammenhänge werden immer stärker ergänzt durch Forderungen von ökologischer Seite, die auf ein möglichst geringes Umweltgefährdungspotenzial der Werkzeugmaschinen abzielen. Eine weltweite Verfügbarkeit der Produkte schließlich wird heute ebenso vorausgesetzt wie effektiver Service und Support entweder durch geschultes Personal vor Ort oder mittels Fernwartung.

## **Ein Großteil der Gesamtkosten wird in der Entwicklungsphase festgelegt**

Empirische Studien belegen, dass bereits in der Entwicklungsphase einer Maschine rund 70 bis 85 Prozent der späteren Gesamtkosten festgelegt werden.<sup>1)</sup> An dieser Stelle rücken auch die oft in ihrer Bedeutung unterschätzten Schmierstoffe in den Fokus des Interesses, denn es hat sich gezeigt, dass spezielle synthetische Schmierstoffe in vielen Fällen eine Verlängerung von Nachschmier- und Wechselintervallen oder sogar eine Lebensdauerschmierung bei einer gleichzeitig erhöhten Performance der Produktionsmaschine bewirken. Klüber Lubrication, weltweit aktiver Schmierstoffspezialist, stellt zur Erfüllung der genannten umfangreichen Anforderungen ein breites Produktspektrum von hochwertigen und leistungsfähigen Spezialschmierstoffen für die Schmierung von Werkzeugmaschinen zur Verfügung. Die Klüber Produkte wurden in enger Zusammenarbeit mit OEMs – den Herstellern von Werkzeugmaschinen und deren Komponenten – entwickelt und sie werden von diesen sowohl empfohlen als auch selbst verwendet.

Im Folgenden wird ein ausgewählter Bereiche der Schmierung von Werkzeugmaschinen betrachtet, die für die Beherrschung selbst kritischer Betriebsbedingungen entscheidend sind: die Schmierung von Linearführungen in Werkzeugmaschinen.

Das komplette Thema „Linear Motion“ – d.h. auch Anwendungen außerhalb einer Werkzeugmaschine – findet eingehende Erläuterung in der entsprechenden Broschüre von Klüber Lubrication.

Bei der Werkstoffauswahl sei an dieser Stelle auch auf die VDI-Richtlinie 3035 „Gestaltung von Werkzeugmaschinen, Fertigungsanlagen und periphere Einrichtungen für den Einsatz von Kühlschmierstoffen“ (Entwurf Januar 2007) verwiesen, an die sich hier bewusst angelehnt wird.<sup>2)</sup>

## **Die Schmierung von Antriebs- und Führungssystemen**

In modernen Werkzeugmaschinen werden zur Positionierung von Werkstück und/oder Werkzeug zunehmend Linearführungen anstelle der herkömmlichen Gleitbahnen eingesetzt. Der Antrieb erfolgt vorwiegend über Kugelgewindetriebe. Die Linearführungen werden als Flachführungen oder als Profilschienen mit Kugel- oder Rollenlauf gebaut.

Die speziellen Anforderungen an die Bauteile sind:

1. Hohe Präzision
2. Hohes Maß an Zuverlässigkeit
3. Laufruhe
4. Hohe Geschwindigkeiten
5. Hohe Beschleunigungen, die hohe Belastungen bewirken

Dabei gibt es eine Vielzahl von Einflussparametern, die für den Bau und den späteren Betrieb wichtig sind:

1. Linearführungstyp
2. Reibpartner und Abdichtung/Abdeckung
3. Betriebsbedingungen
4. Gebrauchsdauer des Schmierstoffes und Nachschmierung sowie
5. Sonstige äußere Einflüsse

Insbesondere bei der Konstruktion von

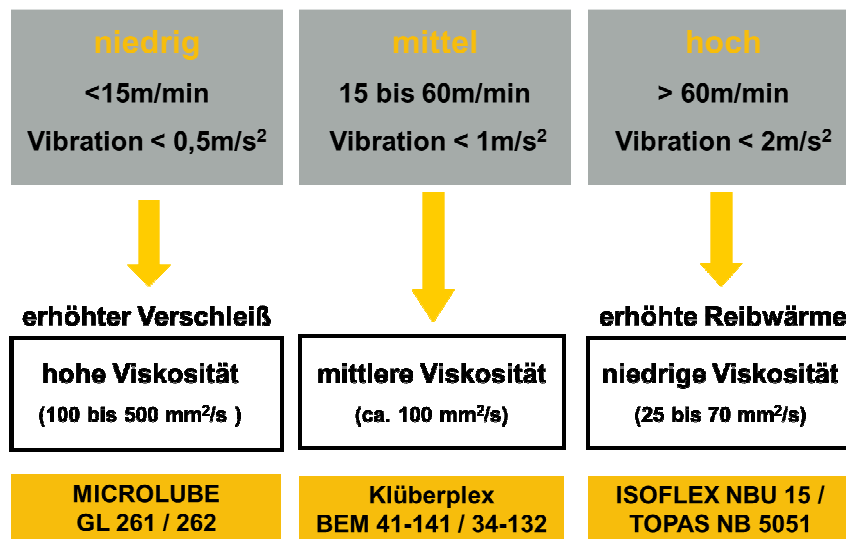
- inneren und äußeren Dichtungen,
- Käfigführung und
- Schmierstoffdepots und Schmierstoffzuführung

wird deutlich, warum bereits in der Entwicklungsphase der Schmierstoff als Maschinenelement angesehen werden sollte.

Die genannten beträchtlichen Anforderungen ergeben daher ebenso hohe Anforderungen an die Schmierstoffe für einen ganzheitlichen Lösungsansatz:

1. Gutes Korrosionsschutz- und Demulgiervermögen für eine hohe Medienbeständigkeit
2. Hohe Dämpfung gegen Vibrationen oder Stoßbelastungen, z.B. bei der Bearbeitung von Grauguss, auch gute Geräuschkämpfung für entsprechenden Arbeitsschutz
3. Verschleißschutz auch bei Mikrobewegungen sowie geringe Reibung für leichten Anlauf
4. Zusätzliche Dichtfunktion bei verschmutzter Umgebung
5. Gute Verträglichkeit mit Kunststoffen/Elastomeren und anderen Schmierstoffen

Entsprechend dieser komplexen Anforderungen sind die Schmierstoffe unterschiedlich aufgebaut – abhängig von Geschwindigkeiten und Lasten werden verschiedene Grundölviskositäten benötigt (s. Bild 1). Verschiedene Konsistenzgeber bedingen Eigenschaften wie gute Haftung auf Metalloberflächen, gute Beständigkeit oder Dämpfung. Für jede spezielle Anwendung gibt es daher entsprechend aufgebaute Schmierstoffe.



*Bild 1: Auswahlhilfe für bewährte Grundölviskositäten in Abhängigkeit von der Lineargeschwindigkeit*

Die Erstbefettung erfolgt vorwiegend durch den OEM. Die Nachschmierung erfolgt durch den Betreiber über Zentralschmieranlagen oder Schmierstoffgeber mit Schmierfetten einer weicheren Einstellung. Es ist daher unerlässlich, dass die Schmierstoffe der Erst- und Nachbefettung miteinander verträglich sind.

Zur Prüfung dieser Verträglichkeit und Beständigkeit gegen Medien sind u.a. folgende Verfahren möglich:

1. Wasserauswaschtest
2. Rollstabilitätstester
3. SNR-FEB 2 Test

Nach der Auswahl des „richtigen“ Schmierfettes nach Konsistenzklasse und Grundölviskosität hat eine gezielte Einlaufprozedur einen entscheidenden Einfluss auf Langzeitschmierung und damit auf Schmierstoff- und Bauteilperformance.

Dabei sollte die Fettverteilung entlang der Führungsbahn oder in der -mutter/-hülse mit mehreren kompletten Hieben und die spätere Nachschmierung mit max. 50% der Erstschmiermenge erfolgen – vorzugsweise mit kleineren Mengen und in kürzeren Zeitintervallen.

Zusammenfassend bedeutet dies, dass bei der richtigen Auswahl des Schmierstoffs als Maschinenelement die Berücksichtigung von der

- Leistung des Schmierstoffs inkl. Applikation,
- Kompatibilität mit anderen Schmierstoffen und Materialien, wie Dichtungen, sowie
- Beständigkeit gegen äußere Einflüsse und flüssige Medien, wie Kühlschmierstoffe,

für eine spätere Produktion nach Plan ohne ungeplante Ausfall- und Stillstandszeiten notwendig ist.

Hierzu kann auf seit Jahren bewährte, kompatible Schmierfette von Klüber Lubrication mit einer großen Anzahl an Freigaben und Empfehlungen zurück gegriffen werden.

Quellen:

<sup>1)</sup> VDI-Richtlinie 2884: Beschaffung, Betrieb und Instandhaltung von Produktionsmitteln unter Anwendung von Life Cycle Costing (LCC), Dezember 2005

<sup>2)</sup> VDI-Richtlinie 3035: Gestaltung von Werkzeugmaschinen, Fertigungsanlagen und periphere Einrichtungen für den Einsatz von Kühlschmierstoffen (Entwurf Januar 2007)




Lubrication is our world

Präsentation für

**15. Dresdner WZM-Fachseminar**  
**am 30. September und 1. Oktober 2010**

Klüber Lubrication München KG



**Die Klüber Lubrication Gruppe**

- Über 80 Jahre Erfahrung
- Produktions- und Vertriebsgesellschaften in über 30 Ländern plus zahlreiche Ländervertretungen
- Über 1.700 Mitarbeiter
- Über 2.000 Schmierstoffspezialitäten
- Produkte weltweit verfügbar

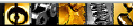
Lubrication is our world

## Unsere Mission

**KLÜBER**  
LUBRICATION

Weltweiter Direktvertrieb tribologischer  
Lösungen  
für definierte Marktsegmente/Anwendungen  
mit von Klüber entwickelten und hergestellten  
Produkten  
für OEM und Betreiber.

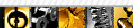
Lubrication is our world



## Unternehmen

**KLÜBER**  
LUBRICATION

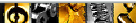
- /// Firmenentwicklung
- /// Unternehmensstruktur
- /// Standorte
- /// Mitarbeiter- und Umsatzzahlen



## Firmenentwicklung

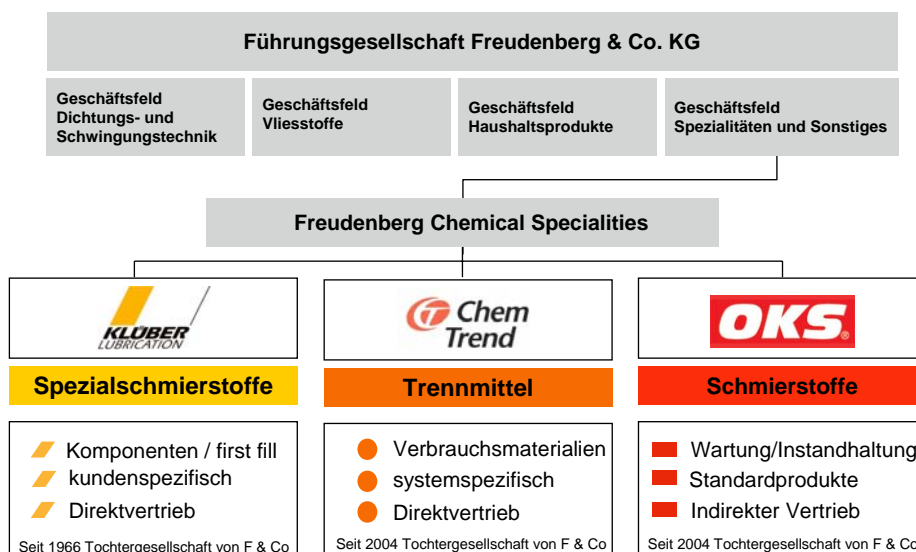
**KLÜBER**  
LUBRICATION

- 1929 Gründung einer Einzelhandelsfirma für Mineralölprodukte durch Theodor Klüber in München
- 1950 Beginn der Produktion von Spezialschmierstoffen
- 1958 Gründung der ersten ausländischen Tochtergesellschaft
- 1959 Umfirmierung in Klüber Lubrication
- 1966 Übernahme durch die **Freudenberg & Co. KG**, Weinheim
- 1969 Seit diesem Jahr weltweite Expansion durch Neugründungen und Joint Ventures
- 1995 Bau eines Forschungs- und Entwicklungszentrums
- 2004 Eröffnung des Technologie-Zentrums in München
- 2004 Eingliederung in den neu gegründeten Teilkonzern von F&Co **Freudenberg Chemical Specialities**
- 2008 Die jüngste Klüber Produktionsstätte nimmt in Qingpu/ Shanghai, in China ihren Betrieb auf



## Eingebunden in den Freudenberg-Konzern

**KLÜBER**  
LUBRICATION





**Geschäftsleitung:**



**Sprecher Geschäftsleitung,  
Vertrieb und Marketing**

Claus Langgartner



**Technik, Entwicklung**

Dr. Dirk Loderer



**Finanzen, Administration**

Thomas Wieandt

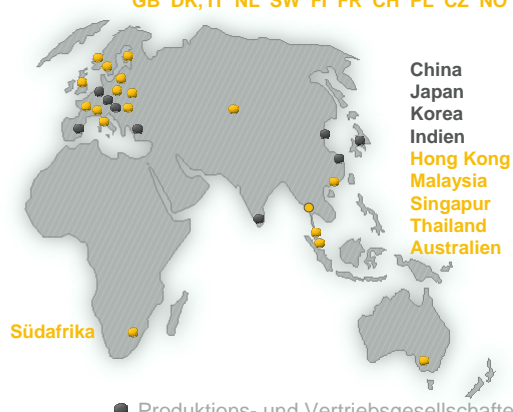
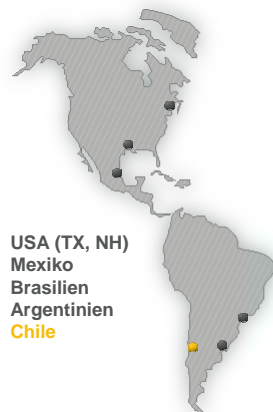


**Standorte weltweit**

**Klüber Lubrication gehört weltweit zu den führenden  
Anbietern von Spezialschmierstoffen.**

BE DE AT ES TR

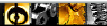
GB DK, IT NL SW FI FR CH PL CZ NO RUS



● Produktions- und Vertriebsgesellschaften  
● Vertriebsgesellschaften

## Vertretungen weltweit

**KLÜBER**  
LUBRICATION



## Standorte in Deutschland

**KLÜBER**  
LUBRICATION



## Mitarbeiterzahlen der Klüber-Gruppe im Jahr 2009

**KLÜBER**  
LUBRICATION

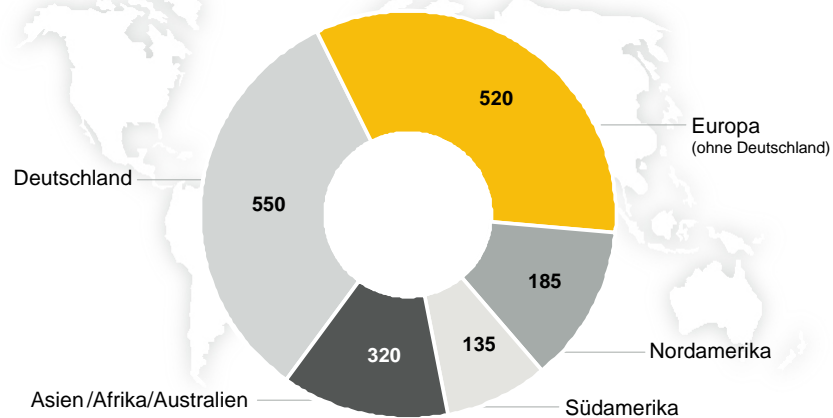
<b>Mitarbeiter weltweit</b>	<b>1.710</b>
- davon im Bereich Forschung & Entwicklung	130
- davon im Bereich Vertrieb & Marketing	880
Mitarbeiter Deutschland	550
- davon im Vertrieb KL-Deutschland	70



## Mitarbeiterverteilung 2009 nach Regionen

**KLÜBER**  
LUBRICATION

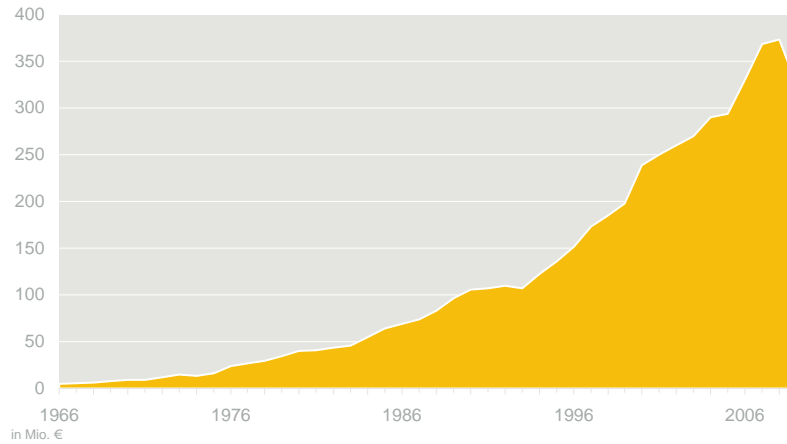
Unternehmensgruppe gesamt: 1.710 Mitarbeiter



## Umsatzentwicklung der Klüber-Gruppe

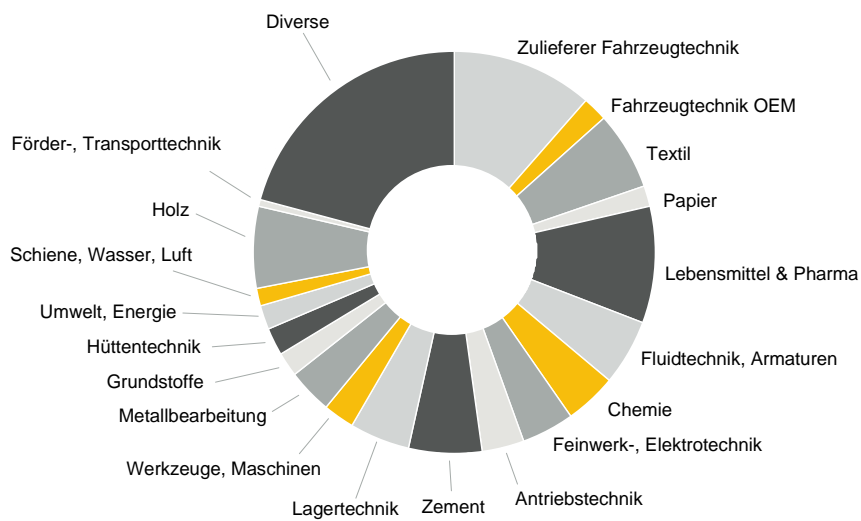
**KLÜBER**  
LUBRICATION

Umsatz der Klüber-Gruppe 2009 weltweit: 325 Mio. EURO



## Umsatzverteilung 2009 nach Geschäftsbereichen

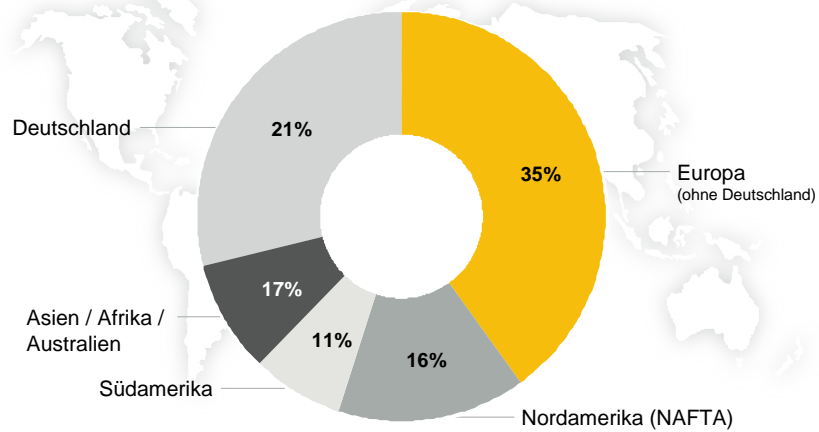
**KLÜBER**  
LUBRICATION



## Umsatzverteilung Klüber-Gruppe 2009\*

**KLÜBER**  
LUBRICATION

Unternehmensgruppe gesamt: 325 Mio. EURO



\* nach Sitz der Gesellschaften



## Kompetenzen

**KLÜBER**  
LUBRICATION

- /// Produktportfolio
- /// Dienstleistungen



## Unser Produktportfolio

**KLÜBER**  
LUBRICATION

### Spezialschmierstoffe für alle Maschinenelemente und Bauelemente (Lager, Ketten, Getriebe...)

#### Öle



- Hoch- und Tieftemperaturöle
- Getriebeöle
- Haftschmieröle

#### Fette



- Hochtemperaturfette
- Hochgeschwindigkeitsfette
- Vielzweckfette

#### Pasten



- Schmierfette mit hohem Festschmierstoffanteil (z. B. Montagepasten)

#### Korrosionsschutz



- Rostschutzstoffe

#### Gleitlacke

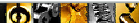


- Gleitlacke für allgemeine Anwendungen
- Gleitlacke für Elastomerbeschichtungen

#### Wachse



- Schmierwachse
- Schmierwachse-emulsionen



www.klueber.com

16.09.2010

Lubrication is our world 17

## Schmierstoffe nach Maß

**KLÜBER**  
LUBRICATION



- Klüber Lubrication führt in seinem Sortiment über 2.000 Schmierstoffspezialitäten
- Darüber hinaus werden für Kunden spezifische Schmierstoffe nach Maß entwickelt
- Die Entwicklung und Produktion der einzelnen Schmierstoffe richtet sich nach den speziellen Beanspruchungskollektiven der Kundenbauteile

➔ Unsere Kunden nutzen das spezielle Know-how für ihre vielfältigen Anwendungsbereiche.



www.klueber.com

16.09.2010

Lubrication is our world 18

## Abdeckung der gesamten Prozesskette

**KLÜBER**  
LUBRICATION

Klüber Lubrication deckt alle Prozess-Schritte selbst ab und kann so ganz individuell auf Kundenbedürfnisse eingehen:

// Chemische Entwicklung durch sehr erfahrene Spezialisten

- Chemische Tests:  
detailgenaue Definition wichtiger Kenndaten
- Mikrobiologische Tests:  
in Zusammenarbeit mit Fresenius

// Umfangreiche Analytik mit hochkarätiger Ausstattung

// Produktion auf modernsten Anlagen

// Einzigartiges Prüffeld:  
mechanisch-dynamische Tests mit  
über 110 eigenen Prüf- und Versuchseinrichtungen



➔ Da wir alle Prozesse inhouse abdecken, können wir unseren Kunden ein hohes Innovationspotenzial anbieten.



## KlüberServiceSystem - unsere Dienstleistungen

**KLÜBER**  
LUBRICATION

### KlüberServiceSystem

**KlüberAssetSupport**  
Unterstützung in Optimierungsprojekten

**KlüberCollege**  
Trainings

**KlüberConsult**  
Beratung zu spez. Themen

**KlüberLubConcept**  
Betriebsschmierplanerstellung, Software, Labelling

**KlüberMaintain**  
Service rund um Reinigung  
und Nachschmierung

**KlüberMonitor**  
Schmierstoff-/Bauteilanalyse, Inspektionen

**KlüberRepair**  
Reparaturschmierung,  
mech. Bearb. von Großantrieben





Integriertes Beratungsinstrument für die Erschließung von Optimierungspotenzialen:

- /// Beratungs-Methodik mit 5 definierten Schritten und zugehörigen Tools
- /// Macht Mehrwert für den Kunden transparent und messbar
- /// Ist auf langfristige Kundenbeziehungen ausgelegt und individuell auf die Bedürfnisse des einzelnen Kunden zugeschnitten
- /// Kann bei der Umsetzung beliebige Elemente aus dem gesamten Klüber-Produktspektrum beinhalten (Schmierstoffe, diverse Servicemodule z.B. Schmierplan, Labelling etc.)
- /// Kann für alle Marktsegmente genutzt werden



Auswahl verschiedener Trainings/Weiterbildungsprogramme:

- /// Wissenswertes über Tribologie und Schmierungstechnik
- /// Praktische Tipps zur Schmierstoffauswahl und Anwendung
- /// Kundenseminare für Instandhalter und Konstrukteure
- /// Inhouse-Angebote





- /// Beratungsleistungen zu speziellen Kundenproblemen rund um die Anwendung von Spezialschmierstoffen (z.B. Vermeidung von Ausfällen durch die Anwendung von besser geeigneter Schmierstoffen)
- /// Für jede wichtige Branche Verfügbarkeit von Spezialisten, die über jahrelange Erfahrung verfügen und die spezifischen Kundenanforderungen genau kennen
- /// Kundenspezifische Entwicklungen und Prüfungen kundenspezifischer Bauteile in unserem einzigartigen Prüffeld (über 110 verfügbare Testeinrichtungen)
- /// Aufbau neuer Testanordnungen, um die Kundenbauteile mit unseren Schmierstoffen hinsichtlich Applikation und der Anforderung des Kunden zu optimieren

### Vorteile für den Kunden:

- /// Erste Vorprüfungen im Hause Klüber
- /// Qualifizierter Produktvorschlag für Serientest
- /// Reduktion der Prüfkosten beim Kunden
- /// Kürzere Wege zum Produktvorschlag



Erstellen von Betriebsschmierkonzepten einschließlich Optimierungen  
KMS: Software zum Schmierstellenmanagement (Planung, Ausführung, Dokumentation)

- /// Aufnahme und Klassifizierung aller Maschinen und Schmierstellen
- /// Empfehlung des optimalen Produkts unter Berücksichtigung von Herstellervorschriften
- /// Eingabemöglichkeit der Nachschmierintervalle
- /// Automatisches Erstellen von To do Listen und Abfrage der erledigten Arbeiten
- /// Prozesskontrolle des Wartungsbereichs der Produktionsanlagen

### Vorteile für den Kunden:

- /// Oftmals Reduktion der benötigten Schmierstoffvarianten
- /// Ideale Wartungsintervalle
- /// Kostenreduzierung



Leistungen, die spezielle Fachkenntnisse und Erfahrungen erfordern:

- // Begleitung bei der Umstellung von Schmierstoffen
- // Spezielle Leistungen der Reinigung und Nachschmierung
- // Service durch Fachleute an Förderanlagen in großen Lackieranlagen
- // Lösungen mit Kombination aus Spezialschmierstoff und automatischem Schmierstoffgeber zur Reduzierung des Wartungsaufwands und Sicherstellung einer kontinuierlichen Schmierung



Umfasst Dienstleistungen, die den Kunden bei der regelmäßigen Überwachung von Anlagen und Schmierstoffen unterstützen und als Basis für eine zustandsorientierte Instandhaltung dienen. Dazu gehören:

- // Schmierstoffanalysen
- // Bauteilanalysen
- // Inspektionen  
(z.B. an Großantrieben oder Förderanlagen)

### Vorteile für den Kunden:

- // Maximale Ausnutzung
- // Optimierung der Serviceintervalle
- // Betriebssicherheit

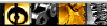


Dienstleistungen an Großantrieben durch unsere Experten, die z.B. ungeplante Produktionsstillstände vermeiden oder erheblich verkürzen können und teure Investitionen in Ersatzteile oder neue Komponenten hinauszögern können.



Zu den Leistungen, die von Spezialisten mit langjähriger Erfahrung durchgeführt werden, gehören:

- // Mechanische Bearbeitung von Zahnkränzen und Ritzeln an Großantrieben
- // Einlauf-, Reparatur- oder Korrekturschmierung
- // Optimale Einstellung der Schmier-systeme



Auf unserer Website finden Sie viele Informationen und hilfreiche Tools rund um das Thema „Schmierstoff“.

- // Klüber-Dictionary online:  
Unter der Rubrik „Service“ steht Besuchern ein Nachschlagewerk mit über 8.000 Begriffen in vier Sprachen rund um den Schmierstoff zur Verfügung – einzigartig in dieser Branche
- // Datenbank: Werkstoffverträglichkeit Schmierstoff/Dichtungsmaterial
- // Großantriebe Schmierstoff-Verbrauchsmengen/-Kostenkalkulation
- // Produktdatenblätter zum Download
- // Wissenswertes zu verschiedenen Marktsegmenten und Anwendungen
- // Anwendungsempfehlungen sortiert nach Industrie bzw. Bauteil

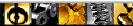
[www.klueber.com](http://www.klueber.com)



## Vorteile für unsere Kunden

**KLÜBER**  
LUBRICATION

- // Exklusive Beratungsleistung in verschiedenen Anwendungsbereichen
  - // Know-how aus über 80 Jahren Entwicklungs- und Forschungsarbeit
  - // Kundenspezifische Entwicklungsarbeiten  
-> Schmierstoffe nach Maß
  - // Große Vielfalt an Spezialschmierstoffen  
-> weltweit einzigartiges Sortiment
  - // Weltweite Verfügbarkeit der Produkte durch dichtes Niederlassungs- und Vertretungsnetz
  - // Einzigartiges Prüffeld mit 110 Prüfeinrichtungen
  - // Analytik mit großem Geräte-Fuhrpark zur Untersuchung von Schmierstoffen
  - // Komplette H1-Produktreihe
  - // ISO Zertifizierung für hohe Qualitätsansprüche (ISO TS 16949 und ISO 21469)
- ➔ **Klüber Lubrication – das weltweit qualitäts- und innovationsführende Unternehmen der Schmierstoffbranche**



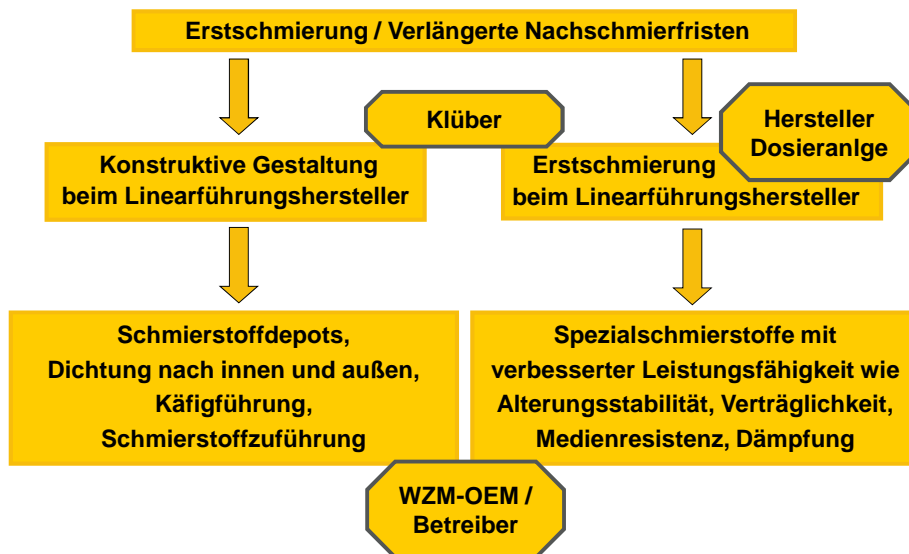


**Der Schmierstoff als Maschinenelement  
in Linearführungen in Werkzeugmaschinen**

**Lubrication is our World**

Stefan Müller  
 KLÜBER LUBRICATION MÜNCHEN KG  
 Marketing and application engineering  
 Glass and metal working, machines, tools and installations

**Was bedeutet der Schmierstoff als  
Maschinenelement in Werkzeugmaschinen?**



## Allgemeine Anforderungen an Werkzeugmaschinen



- // Hohe **Geschwindigkeit / Beschleunigung** für kurze Zykluszeiten
- // Große Zuverlässigkeit für hohe **Effizienz und Präzision** genauso wie niedrige ungeplante Stillstandszeiten
- // Niedrige Temperaturen an Reibstellen für lange **Bauteillebensdauer**
- // **Kompatibilität** der Materialien insbes. Schmierstoffe (Schmieröle und -fette), welche in direkten Kontakt kommen können, um Leistungseinbußen zu vermeiden
- // **Beständigkeit** gegen äußere Einflüsse wie niedrige Temperatur & andere Fluide insbes. wmb KSS für einfachen Start am Montagmorgen sowie geringe Schmierstoff- und Entsorgungskosten

## Konstruktion / Betrieb von Linearführungen

Eine Vielzahl an Parametern



## Spezielle Anforderungen an Schmierfette in Linearführungen

**KLÜBER**  
LUBRICATION

- // **Niedriger Reibungskoeffizient** aber **hohe Dämpfung** aufgrund von z.B. definierter Ölabgabe und guter Adhäsion für Leichtlauf und hohe Präzision
- // Einlauf, Tunnelbildung und Nachschmierverhalten für gute Schmiereigenschaften
- // Ausgeprägter **Korrosions-** (Mikrobewegung) **und Verschleißschutz** sowie **Lasttragevermögen** für lange Bauteillebensdauer
- // Hohe **Stabilität** gegenüber (wmb) KSS und Spänen (Konsistenz → Dichteffekt) für geringen Verbrauch
- // **Kompatibel** zu Elastomeren



## Produktfavoriten für Linearführungen

Kompatibel zu Lagerfetten

**KLÜBER**  
LUBRICATION

- // Hochgeschwindigkeitsfette für Erst- und Nachschmierung; abhängig von Schmierstoffzuführung (z.B. Fettpresse)
- // Schmierfette mit niedriger Grundölviskosität
- // Schmierfette mit hohem Lasttragevermögen
- // Schmierfette mit niedriger scheinbar dynamischer Viskosität / innerer Reibung
- // Synthetische Grundöle (z.B. Esteröle, Poly- $\alpha$ -olefine) kombiniert mit Mineralöl
- // Spezielle Konsistenzgeber (z.B. Bariumkomplexseife)
- // Korrosions- und Verschleißschutzadditive

→ **ISOFLEX NBU 15 and ISOFLEX TOPAS NB 5051**

## NLGI Klassen / Schmierfettkonsistenz

Unterscheidung in Erst- und Nachschmierung

**KLÜBER**  
LUBRICATION

NLGI Klasse DIN ISO 51 818	Walkpenetration DIN ISO 2137 (0.1 mm)	Struktur	Generelle Anwendung
000 00 0	445 ... 475 400 ... 430 355 ... 385	flüssig fast flüssig extrem weich	Geschlossene Getriebe, Sumpfschmierung
1 2 3	310 ... 340 265 ... 295 220 ... 250	sehr weich weich moderat	Gleitlager, Wälzlager, (Linearführungen, Kugelgewindetriebe)
4 5 6	175 ... 205 130 ... 160 85 ... 115	fest sehr fest extrem fest	Dichtfette, Blockfette

### NLGI Klasse < 1

- Zentralschmieranlage
- lange Schmierleitungen
- Verbrauchsschmierung
- Nachschmierung

### NLGI Klasse > 2

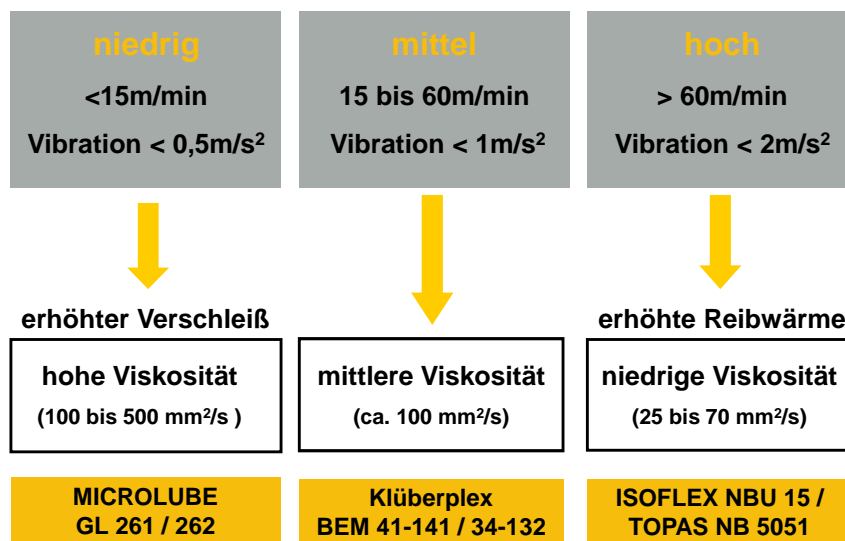
- Fettpresse, Schmierstoffgeber
- kurze Schmierleitungen
- Langzeit- / Lebensdauerschmierung
- Erstschrnung

Grobe Indikation → individuelle Betrachtung

## Lineargeschwindigkeit

Richtige Viskositätsauswahl beim Grundöl

**KLÜBER**  
LUBRICATION







## Schmierung von Linearführungen - Anwendungsbeispiele -

# Lubrication is our World

Stefan Müller  
KLÜBER LUBRICATION MÜNCHEN KG  
Marketing and application engineering  
Glass and metal working, machines, tools and installations

## Schmierung von Linearführung

One for all

### Schweißmaschine für führenden Luftfahrtkonzern

#### Randbedingung: Kein Kühlschmierstoff!



Empfehlung:

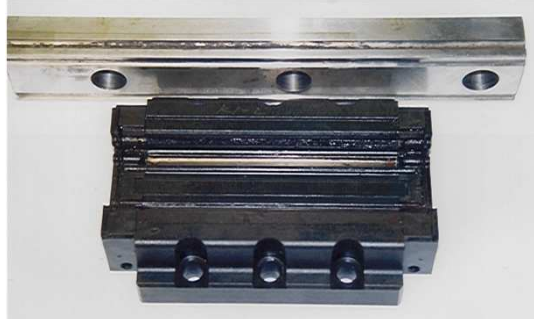
**MICROLUBE GL 261**

als Langzeitfett für  
Linearführungen und  
Kugelgewindespindeln  
in x, y, z - Richtung

Anforderungen:  
Nachschmierung  
nur 1x pro Jahr,  
ein Produkt für  
alle Schmierstellen

## Schmierung von Linearführung

Mangelschmierung / Tribokorrosion



### Ausfallursache:

- Frühzeitiger Ausfall durch unzureichende Schmierung

### Anwendung:

- Kugelführung in einer Werkzeugmaschine

### Empfehlung:

**Klüberplex BEM 34-132**

- als Schmierfett gegen Tribokorrosion
- SNR-FEB 2 (Mikrobewegung → Folge: False Brinelling)

## Schmierung von Linearführung

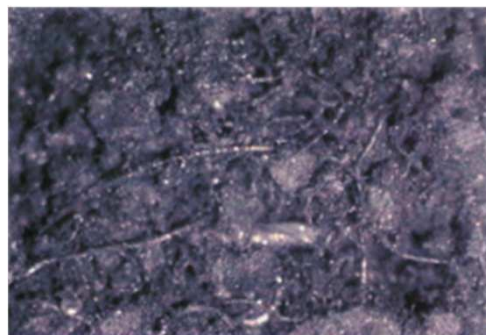
Überhöhte Auswaschung wegen mangelnder Beständigkeit



### Schneidende Bearbeitung von Stahl in Einzel-BAZs

#### Verblockter Filter im Kühlschmierstoffkreislauf

→ Bearbeitungsöl, Schmierfett der Linearführung, Späne



### Empfehlung:

**ISOFLEX NBU 15**

- als "KSS-beständigeres" Schmierfett
- Linearführungen mit manueller Nachschmierung

Untersuchung zur Verträglichkeit

→ s. Wasserauswaschtest und Rollstabilitätstester

## Schmierung von Linearführung OEM-Empfehlungen

**KLÜBER**  
LUBRICATION

### Quelle: Broschüre Rodriguez GmbH

#### KH Linear Kugelhülsen

Der Aufmontage besitzt aus Stahlblech, der Käfig aus  
Kunststoff.  
Die Kugeln sind Grade 10. Die Kugelhülsen sind einseitig und  
beidseitig gelochter einstückig.

#### Geschwindigkeit, Temperatur, Schmierung, Reibung

Standard Linearlagerer und Linearlagerer mit Wäl-  
kugeln sind bis zu einer Geschwindigkeit von  
3 ms<sup>-1</sup> einsetzbar. Bei höheren Geschwindigkeiten bis zu  
5 ms<sup>-1</sup> sind Vollstahl Linearlagerer mit Sonderschmier-  
stoff einzusetzen.

Der Temperaturbereich in dem diese Lager eingesetzt wer-  
den können liegt zwischen -20 und +80°C. Für den Ein-  
satz bei Temperaturen über +80°C empfehlen wir Voll-  
stahl Linearlagerer mit Sonderschmierstoff.

Die Linearlagerer sind für Öl- und Fettschmierung  
ausgelegt. Bei hohen Geschwindigkeiten, größer 2 ms<sup>-1</sup>  
und Temperaturen +140°C empfehlen wir den Spezial-  
schmierstoff **KLÜBER Lubrication Isoflex NCA 15**.

Im Normaltemperaturbereich und Geschwindigkeiten  
kleiner 2 ms<sup>-1</sup> sind Standard Schmierstoffe der NLGI-  
Klasse II einzusetzen.

Der Reibungskoeffizient ist abhängig von der Dichtungs-  
qualität sowie von Andruck und Schmierung.

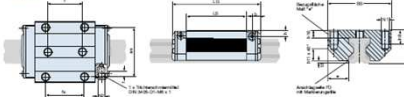
Die Linearlagerer haben einen Reibungskoeffizienten  
von 0,001 - 0,005.



### Quelle: Broschüre Franke GmbH

#### Aluminium Rollenumlauführung Franke Power

#### Serie FP



#### Schmierung:

- Schmierung mit Wälzlagereffekt **KLÜBER ISOFLEX TOPAS NCA 5051** (empfohlen) über integrierte Schmiernippel DIN 3405.
- Je nach Belastung und Anwendungsgebiet wird ein Schmierintervall von 2000 - 10000 km empfohlen. Nachschmiermenge 1-2 gr.

**ISOFLEX NCA 15  
ISOFLEX TOPAS NCA 5051  
vergleichbar mit:  
ISOFLEX NBU 15  
ISOFLEX TOPAS NB 5051**

**KLÜBER**  
LUBRICATION



## Prüfungen von Schmierfetten für Linearführungen in Werkzeugmaschinen

# Lubrication is our World

Stefan Müller  
KLÜBER LUBRICATION MÜNCHEN KG  
Marketing and application engineering  
Glass and metal working, machines, tools and installations

## Prüfmethode für Medienbeständigkeit von Schmierfetten

**KLÜBER**  
LUBRICATION

### Angepasster Wasserauswaschtest (gemäß DIN 51807, ASTM D 1264) Klüber Versuchsbedingungen

#### Prüfaussage:

Verhalten von 2 Fetten unter dynamischen Bedingungen bei unterschiedlichen Temperaturen - mit 3 wassermischbaren Kühlschmierstoffen

#### Versuchsbedingungen:

Versuchsdauer: 1 h

Fettmenge: 4 g

Geschwindigkeit: 600 min<sup>-1</sup> → mittel

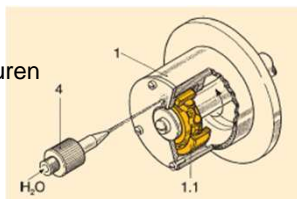
Umfangsgeschwindigkeit 6,3 m/s

Temperatur: 40°C; 80°C gemäß DIN

38°C; 79°C gemäß ASTM

Emulsionsfluss: 5 cm<sup>3</sup>/s

hier: **24h** und **40°C**



**Prüfkörper:** Rillenkugellager 6204, offen

Bewertungsstufen	Masserverlust in %	Verfindenung
1	< 10	gering
2	> 10 aber < 30	mäßig
3	> 30	stark

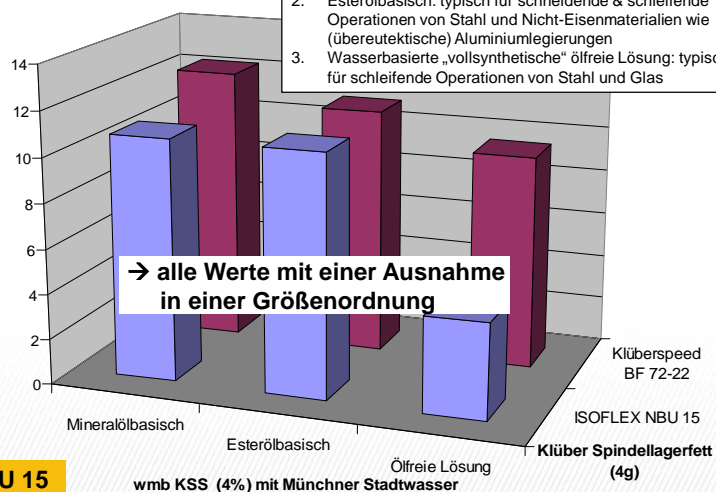
Wasserauswaschtest, Bewertung

## Prüfergebnisse für Medienbeständigkeit von Schmierfetten

**KLÜBER**  
LUBRICATION

### Beispiele

Auswaschung des Schmierfettes in % nach 24h bei 40°C



1. Mineralölbasisch: typisch für Schleifoperationen von Stahl
2. Esterölbasisch: typisch für schneidende & schleifende Operationen von Stahl und Nicht-Eisenmaterialien wie (übereutektische) Aluminiumlegierungen
3. Wasserbasierte „vollsynthetische“ ölfreie Lösung: typisch für schleifende Operationen von Stahl und Glas

**ISOFLEX NBU 15**

## Prüfmethode für Beständigkeit von Schmierfetten - Walkstabilität

**KLÜBER**  
LUBRICATION

### Rollstabilitätstester: ASTM D 1831, Klüber Versuchsbedingungen

#### Prüfaussage:

Ermittlung der Rollstabilität von Schmierfetten; Feststellung von Ölabscheidung bzw. Ölseparation; Konsistenzveränderung

#### Versuchsbedingungen:

Prüfzeit: 2 h, 50 h, 100 h  
Fettmenge: 55 cm<sup>3</sup>  
Drehzahl: 165 min<sup>-1</sup>  
Temperatur: Raumtemperatur bis zu 70°C, 100°C, 130°C, 150°C  
hier: 2h und 60°C

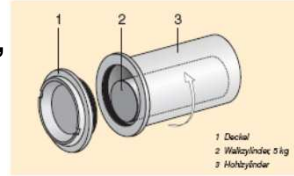
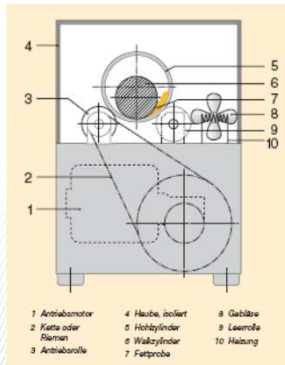


Bild 6: Prüfkörper für Rollstabilitätstester



- |                     |                     |             |
|---------------------|---------------------|-------------|
| 1 Antilabmotor      | 4 Gehäuse, isoliert | 8 Gehäuse   |
| 2 Kette oder Riemen | 5 Hohlzylinder      | 9 Leerrohre |
| 3 Antilabrolle      | 6 Walkzylinder      | 10 Hebung   |
|                     | 7 Fettprobe         |             |

www.klueber.com

30.10.2008

Stefan Müller

Linear motion.ppt

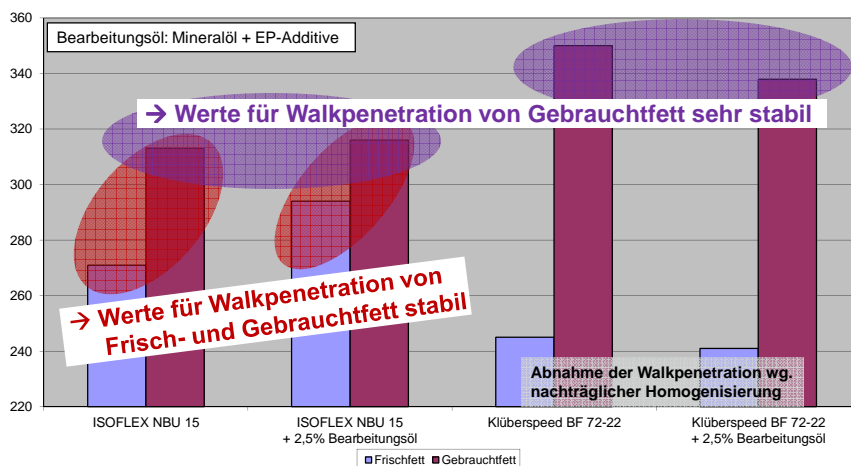
Präzision mit Klüber Lubrication 17

## Prüfergebnisse für Beständigkeit von Schmierfetten - Walkstabilität

**KLÜBER**  
LUBRICATION

### Beispiele

Walkpenetration in 1/10 mm



**ISO FLEX NBU 15**

www.klueber.com

30.10.2008

Stefan Müller

Linear motion.ppt

Präzision mit Klüber Lubrication 18

## Prüfmethode für Korrosions- und Verschleißschutz von Schmierfetten

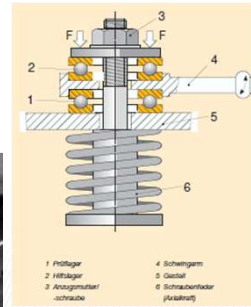


### SNR - FEB 2 Wälzlagerfett-Prüfmaschine (False Brinelling / Tribokorrosion / Mikrobewegung): SNR / Klüber Versuchsbedingungen

**Prüfaussage:** Verschleißschutzverhalten von Schmierfetten in Wälzlagern bei kleinen oszillierenden Abwälz- und Gleitbewegungen und konstanter Last. Da das Verschleißbild ähnlich der Härteprüfung nach Brinell ist, wurde der Begriff „Falscher Brinell-Test“ geprägt.

**Versuchsbedingungen:**

Axialkraft: 8.000 N  
(Hertz'sche Pressung 2.100 N/mm<sup>2</sup>)  
Versuchsdauer: 5 bzw. 50 h  
Frequenz: 24 Hz  
Schwingwinkel: ± 3°  
Temperatur der unteren Wellenscheibe: 25°C



**Prüfergebnis:** Gewichtsverlust [mg] der Lagerringe

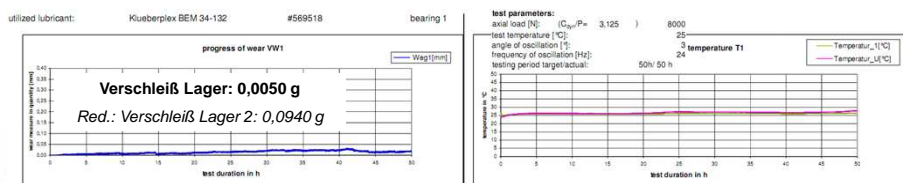
## Prüfergebnisse für Korrosions- und Verschleißschutz von Schmierfetten



### Beispiel

Randbedingungen bei Graugussbearbeitung:

1. Kein KSS oder nur Minimal-Mengen-Schmierung
2. hochaktive Gussspäne
3. Zerspanungskräfte / Vibrationen



Grobe Indikation: Unterscheidung in Erst- und Nachschmierung

**Klüberplex BEM 34-132**  
**Klüberplex BEM 41-141**

Red.: Verschleiß Lager: 0,0015 g nach 150 h!

Höhere Grundölviskosität für  
effektiveren Verschleißschutz



## Schmierung von Linearführungen - Schmiertechnische Hinweise -

# Lubrication is our World

Stefan Müller  
 KLÜBER LUBRICATION MÜNCHEN KG  
 Marketing and application engineering  
 Glass and metal working, machines, tools and installations

## Erstschiemung, Einlaufprocedur und Nachschmierung

- // Einfluss auf Langzeitschmierung und damit auf Schmierstoff- und Bauteil-performance (Entwicklung bis Betrieb → Schmierstoff als Maschinenelement)
- // Fettverteilung entlang der Führungsbahn oder in der -mutter/-hülse mit mehreren kompletten Hüben
- // Nachschmierung mit max. 50% der Erstschiemermenge; häufigeres Nachschmieren mit kleineren Mengen
- // **Verringerung der Nachschmierfrist (nicht berechenbar → Schmierstelle über längeren Zeitraum beobachten) bei:**
  - // Kleinen Hübe (Mikrobewegung)
  - // Aggressiven Medien
  - // Unzureichender Abdichtung
- // **Nachschmierung über Zentralschmieranlagen**
  - // Förderbarkeit bei unterschiedlicher Schmierfettkonsistenz
  - // Vogel Marawe Test als Richtwert
  - // Vorgaben vom und Abstimmung mit Hersteller



## Schmierung von Linearführungen - Zusammenfassung -

# Lubrication is our World

Stefan Müller  
KLÜBER LUBRICATION MÜNCHEN KG  
Marketing and application engineering  
Glass and metal working, machines, tools and installations

## Zusammenfassung

### Wie passt das alles zusammen?

/// **Leistung** von Spezienschmierstoffen angepasst an verschiedene Anforderungen von verschiedenen Schmierstellen (wie in den vorangegangenen Kapiteln und nachfolgenden Tabelle gezeigt)

/// **Kompatibilität** zwischen den Schmierstoffen, die in direkten Kontakt kommen können, um Leistungseinbußen und ungeplante Stillstandszeiten zu vermeiden

/// **Beständigkeit** unter schwierigen äußeren Bedingungen wie niedrige oder hohe Temperatur und anderen Medien insbes. wmb KSS für lange Bauteil-Lebensdauer genauso wie hohe und zuverlässige Effizienz und Präzision



## Ergänzung Leistung



	chem. Beständigkeit	Korr. schutz	Walkbe ständig keit	Ver schleiß schutz	Adhä sion	Anmerkung, z.B.
Lithiumseife	+/-	+	+	+/-	+/-	guter Reibverschleißschutz
Barium komplexseife* (Klüber-Typ)	++	++	++	+	++	gute Dichteigenschaften, geringe Ölseparation
Calcium komplexseife (Klüber-Typ)	+	++	+	++	++	gutes Spreitverhalten
Polyharnstoff (abh. von Typ)	- .. +	+	- .. +	+/-	+/- .. +	gute Beständigkeit gegen Vibrationen

\*Barium complex soap: Upon thorough toxicological analysis, the European Chemicals Agency assessed the potential environmental risk of barium complex soaps as follows: It found that the barium complex soap used by Klüber does not pose a danger to human health and subsequently is not listed as a declarable substance. It does not require any further REACH registration, as EINECS substances automatically become "REACH-registered substances". Therefore, the barium complex soap used by Klüber continues to be a safe and reliable thickener.

## Zusammenfassung



### Wie passt das alles zusammen?

**/// Kompatibilität** zwischen den Schmierstoffen, die in direkten Kontakt kommen können, um Leistungseinbußen und ungeplante Stillstandszeiten zu vermeiden (siehe nachfolgende Tabelle)



## Zusammenfassung: Kompatibilität



Parameter	Prüfbedingung	Klüberspeed BF 72-22	MICRO LUBE GL 261	MICRO LUBE GL 262	Klüberplex BEM 41-141	Klüberplex BEM 34-132	ISOFLEX TOPAS NB 5051	ISOFLEX NBU 15
Grundöl	-	PAO, Ester	Mineralöl	Mineralöl	Mineralöl, PAO	Mineralöl, PAO	PAO	Mineralöl, PAO, Ester
Verdicker	-	Polyharnstoff	Lithium spezial seife	Lithium spezial seife	Lithium spezial seife	Calcium spezial seife	Barium komplex	Barium komplex
Grundöl viskosität (mm <sup>2</sup> /s)	40°C	22	290	280	130	135	30	21
Konsistenz (x 0,1 mm)	-	250 – 280	310 - 340	265 - 295	310 - 340	265 - 295	385 – 415	265 – 295
Temperaturbereich	°C	-50 – 120	-30 – 140	-25 – 140	-35 – 140	-40 – 150	-60 – 150	-40 – 130
Korrosionsschutz	Emcor	≤ 1	≤ 1	≤ 1	≤ 1	≤ 1	≤ 1	≤ 1
Ölseparation %	7d/40°C	≤ 3	≤ 8	n.a.	≤ 8	≤ 6 (30h/150°C)	≤ 6 (18h/40°C)	≤ 3

## Zusammenfassung: Kompatibilität



### Grundöle und Konsistenzgeber

	Mineralöl	Synth. KW	Esteröl	Polyglykol	Silikonöl (Methyl)	Perfluoralkylether	Silikonöl (Phenyl)	Polyphenyl-etheröl
Mineralöl	+	+	+	-	-	-	+/-	+
Synth. KW	+	+	+	-	-	-	-	+
Esteröl	+	+	+	+	-	-	-	+
Polyglykol	-	-	+	+	-	-	-	-
Silikonöl (Methyl)	-	-	-	-	+	-	+/-	-
Perfluoralkylether	-	-	-	-	-	+	-	-
Silikonöl (Phenyl)	+/-	-	+	-	+/-	-	+	+
Polyphenyl-etheröl	+	+	+	-	-	-	+	+

Legende	
+	mischbar
+/-	bedingt mischbar
-	nicht mischbar

### Grundöle und Konsistenzgeber

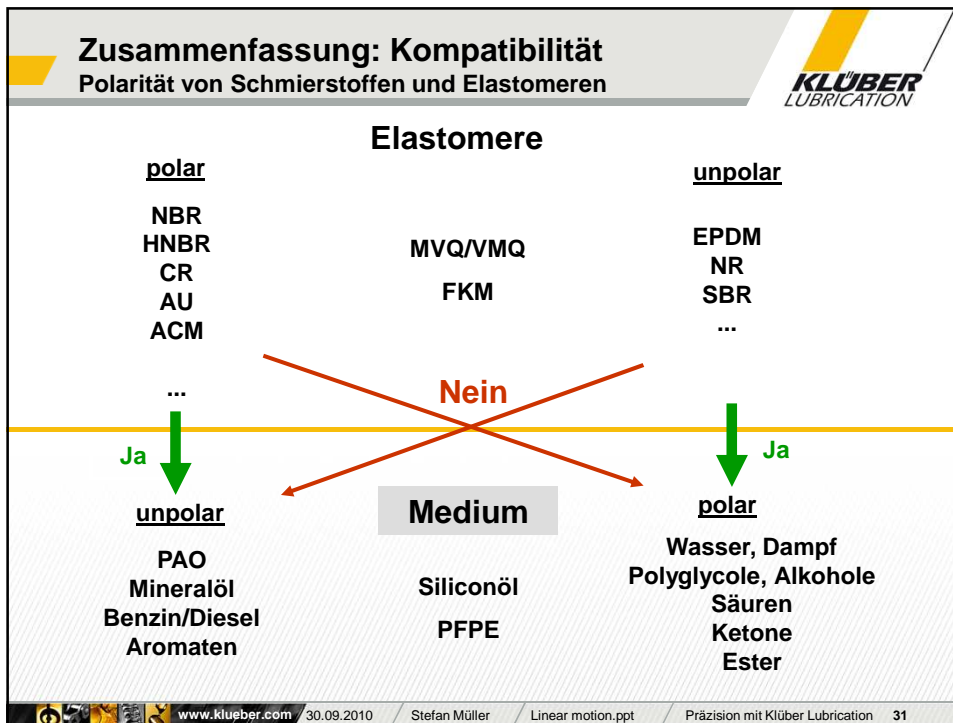
	Metall-Seifen-Schmierfette				Komplex-Seifen-Schmierfette					Schmierfette			
	Al	Ca	Li	Na	Al	Ba	Ca	Li	Na	Bentonite	Polyurea	PTFE	
Metall-Seifen-Schmierfette	Al	+	+/-	+	+/-	+	+/-	+	+	+/-	+	+	+
	Ca	+/-	+	+	+	+	+	+	+/-	+	+	+	+
	Li	+	+	+	-	+	+	+	+	-	+/-	+/-	+
	Na	+/-	+	-	+	+	+	+/-	+/-	+	-	+	+
Komplex-Seifen-Schmierfette	Al	+	+	+	+	+	+	+/-	+	+/-	+/-	+/-	+
	Ba	+/-	+	+	+	+	+	+/-	+/-	+	+	+/-	+
	Ca	+	+	+	+/-	+/-	+/-	+	+	+	+/-	+	+
	Li	+	+/-	+	+/-	+	+/-	+	+	+/-	+	+/-	+
Schmierfette	Na	+/-	+	-	+	+/-	+	+	+/-	+	-	+	+
	Bentonite	+	+	+/-	-	+/-	+	+/-	+	-	+	+	+
	Polyurea	+	+	+/-	+	+/-	+/-	+	+/-	+	+	+	+
	PTFE	++	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+

### Elastomere

	Mineral-öl	Synth. KW	Ester-öl	Polyglykol	Silikon-öl	PFPE	Polyphenyl-ether
NBR	+	+	+/-	+/-	+	+	+
HNBR/NEM	+	+	+/-	+/-	+	+	+
FPM/FKM	+	+	+	+	+	+	+
EPDM	-	-	-	+	+	+	-
ACM	+	+	+/-	+/-	+	+	+
AU	+	+/-	+/-	+/-	+	+	+/-

## Zusammenfassung: Kompatibilität

### Polarität von Schmierstoffen und Elastomeren



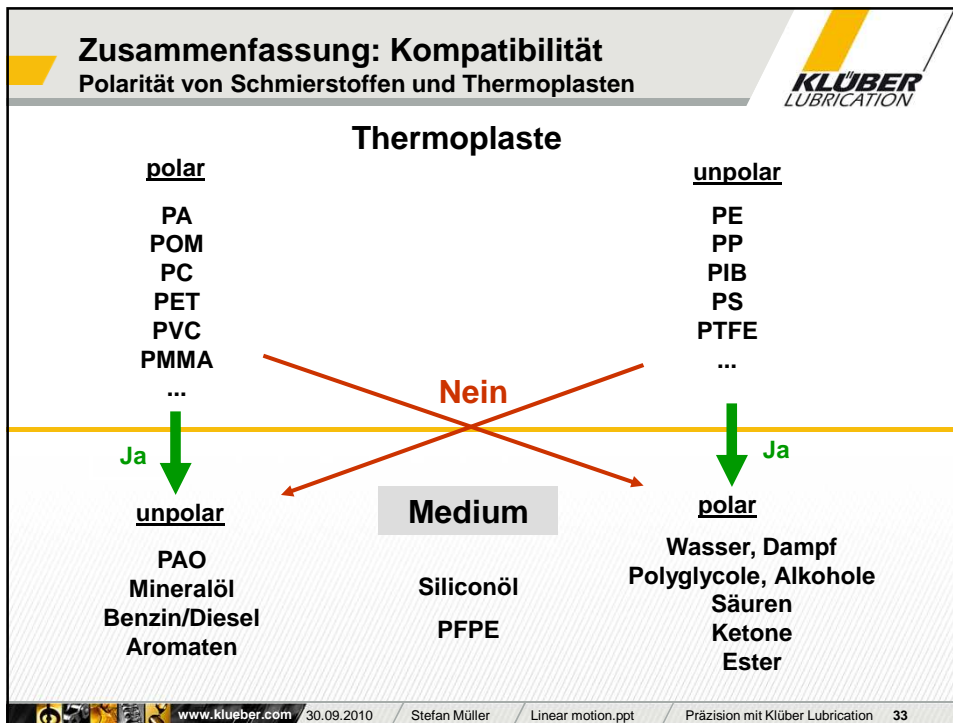
## Zusammenfassung: Kompatibilität



### Kunststoffe

	Mineral- öl	Synth. KW	Ester- öl	Poly- glykol	Silikon- öl	PFPE	Poly- phenyl- ether
POM	+	+	+	+	+/-	+	+
PA	+	+	+	+	+	+	+
PE	+/-	+/-	+/-	+	+	+	+/-
PC	+	+	-	-	+	+	-
ABS	+	+	-	+/-	+	+	-
PTFE	+	+	+	+	+	+	+

\* (meist schwache Schrumpfung)  
 \*\* (mit Weiss-Öl)  
 \*\*\* (ohne Add.)



**Zusammenfassung: Beständigkeit**

**Wie passt das alles zusammen?**

- **Beständigkeit** unter schwierigen äußeren Bedingungen wie niedrige oder hohe Temperaturen und Medien insbesondere wassermischbaren Kühlschmierstoffe

→ siehe Wasserauswaschtest und Rollstabilitätstester

www.klueber.com / 30.09.2010 / Stefan Müller / Linear motion.ppt / Präzision mit Klüber Lubrication 34

## Vorteile durch Klüber in der Königsklasse des Maschinenbaus



// Klüber gilt als Weltmarktführer von Spezialschmierstoffen und gehört zu den kompetentesten Herstellern von Hochgeschwindigkeits-Schmierfetten

// Produkte wie ISOFLEX NBU 15 werden weltweit seit Jahren verwendet

→ mehr als 275 Empfehlungen / Freigaben

// Mitglied in zahlreichen Arbeitskreisen –  
Ziel: auch **zukünftig** die **Maschinenperformance** mit neuen **Schmierstoffkonzepten** zu verbessern

Bereits in der Entwicklungsphase einer Maschine werden 70 - 85% der Gesamtkosten (TCO, LCC) für den Lebenszyklus dieser Maschine festgelegt!



Die Angaben in diesem Dokument basieren auf unseren allgemeinen Erfahrungen und Kenntnissen zum Zeitpunkt der Veröffentlichung. Sie sollen dem technisch erfahrenen Leser Hinweise für mögliche Anwendungen geben. Die Angaben beinhalten jedoch keine Zusicherung von Eigenschaften und keine Garantie der Eignung des Produkts für den Einzelfall. Sie entbinden den Anwender nicht davon, das ausgewählte Produkt vorher in der Anwendung zu testen. Alle Angaben sind Richtwerte, die sich am Schmierstoffaufbau, am vorgegebenen Einsatzzweck und an der Anwendungstechnik orientieren. Schmierstoffe ändern je nach Art der mechanischen, dynamischen, chemischen und thermischen Beanspruchung druck- und zeitabhängig ihre technischen Werte. Diese Veränderungen können Einfluss auf die Funktion von Bauteilen nehmen. Wir empfehlen grundsätzlich ein individuelles Beratungsgespräch und stellen auf Wunsch und nach Möglichkeit gerne Proben für Tests zur Verfügung. Klüber Produkte werden kontinuierlich weiterentwickelt. Deshalb behält sich Klüber Lubrication das Recht vor, alle technischen Daten in diesem Dokument jederzeit und ohne Vorankündigung zu ändern.

### Lubrication is our world

Mit mehr als 2.000 verschiedenen Produkten können Sie sicher sein, dass Sie bei Klüber Lubrication den richtigen Schmierstoff für Ihre Anwendung finden. Weltweit haben Sie die Möglichkeit einen unserer Schmierstoffexperten zu kontaktieren, der Ihnen jederzeit zur Seite stehen wird.

www.klueber.com



**Klüber Lubrication München KG**  
Ein Unternehmen der Freudenberg Gruppe

