

Welcome to where precision is.

# Auswahlkriterien, Formeln und Berechnungen



## DIE TECHNIK DES KUGELGEWINDETRIEBS

Das Anwendungsfeld von Kugelgewindetrieben ist so weit gespannt wie die Impressionen aus Technik und Wissenschaft, die Sie den folgenden Kapiteln entnehmen können. Damit Anwender die unterschiedlichen Anforderungen an den Kugelgewindetrieb so gut wie technisch möglich, und dabei so wirtschaftlich wie nötig erfüllen können, haben wir diesen Abschnitt mit allem Wissen gefüllt, das wir rund um den Kugelgewindetrieb zusammenbringen konnten.

<b>PRÄZISION - GENAUIGKEITEN</b> .....	<b>12 - 20</b>
Steigungsgenauigkeit .....	12 - 15
Reibmoment .....	16 - 16
Form- und Lagetoleranzen (Abnahmebedingungen) .....	17 - 19
Einbautoleranzen .....	20 - 20
<b>MUTTERNVORSPANNUNG, STEIFIGKEIT</b> .....	<b>21 - 26</b>
Mutterbauformen .....	21 - 23
Steifigkeit .....	24 - 26
<b>LEBENSDAUERBERECHNUNG</b> .....	<b>27 - 30</b>
Berücksichtigung der Vorspannung .....	27 - 28
Belastungskollektiv .....	28 - 28
Äquivalente Belastung .....	29 - 29
Ermüdungslebensdauer .....	29 - 30
Tragzahlen nach ANSI-Norm .....	30 - 30
<b>MAXIMALE BELASTUNGEN</b> .....	<b>31 - 33</b>
Knickung .....	31 - 32
Bruchfestigkeit .....	33 - 33
<b>DREHZAHL - GRENZEN</b> .....	<b>34 - 37</b>
Kritische Drehzahl .....	34 - 35
Maximaldrehzahl .....	36 - 36
DN-Werte .....	37 - 37
<b>GESTALTUNG DER LAGERZAPFEN</b> .....	<b>38 - 40</b>
Reckung der Spindelwelle .....	39 - 39
Lagerauswahl .....	40 - 40
<b>SCHMIERUNG UND ABSTREIFER</b> .....	<b>41 - 48</b>
Tribologie Öl/Fett .....	42 - 43
Ölschmierung .....	44 - 45
Fettschmierung .....	46 - 48
<b>UMLENKUNG - KUGELRÜCKFÜHRUNG</b> .....	<b>49 - 49</b>
<b>WERKSTOFFE UND PROZESSE</b> .....	<b>50 - 50</b>
<b>BEGRIFFE UND DEFINITIONEN</b> .....	<b>51 - 51</b>
<b>BESTELLBEZEICHNUNG</b> .....	<b>52 - 53</b>

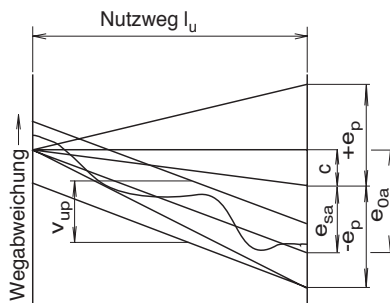
## PRÄZISION - GENAUIGKEITEN

Unter dem Begriff „Präzision“ eines Kugelgewindetriebs haben wir hier all das zusammengefasst, was durch die DIN/ISO-Norm definiert und als Abnahmebedingung für einen Kugelgewindetrieb dienen kann.

- Steigungsgenauigkeit
- Reibmoment
- Form- und Lagetoleranzen der Funktionsflächen

Grundsätzlich können alle Abnahmekriterien gesondert vereinbart werden. Dies kann sinnvoll sein, wenn der Anwendungsfall z. B. besondere Anforderungen an die Gleichmäßigkeit des Reibmomentes stellt und deswegen die Klasse 1 erforderlich wäre, jedoch die (teure) Steigungsgenauigkeit der Klasse 1 nicht notwendig ist.

### STEIGUNGSGENAUIGKEIT NACH DIN 69051 BZW. ISO 3408



Die DIN bzw. ISO-Norm verwenden die folgenden Begriffe zur Definition der Steigungsabweichung. Die entsprechenden Begriffe der JIS-Norm sind in Klammern angegeben:

- Die Wegkompensation  $c$ : Sie dient dem Ausgleich thermischer oder mechanischer Längenänderungen (Wärmedehnung, Recken der Spindel) (JIS: T)
- Die durchschnittliche, zulässige Istwegabweichung  $e_p$  über den gesamten Nutzweg  $l_u$ . (JIS: E)
- Die zulässige Wegschwankung  $v_{up}$  über den gesamten Nutzweg  $l_u$ . Sie ist als vertikaler Abstand zweier Geraden parallel der zum Durchschnitt  $e_p$  gelegten Geraden definiert, die das Maximum und das Minimum des Weggraphen einschließen. (JIS: e)
- Die Wegschwankung  $v_{300p}$ , die sich auf ein beliebiges Intervall von 300 mm bezieht (JIS:  $e_{300}$ )
- Die Wegschwankung  $v_{2\pi p}$  innerhalb einer Umdrehung (JIS:  $e_{2\pi}$ )

Kugelgewindetriebe werden in den Normen in Genauigkeitsklassen eingeteilt, die nicht nur die zulässigen Steigungsabweichungen definieren, sondern auch eine Reihe von anderen Qualitätsmerkmalen wie Form- und Lagetoleranzen der Lagersitze zueinander und zum Kugelgewinde, Geradheit der Spindelwelle, Reibmomentschwankungen usw. In der Praxis werden die Normangaben oft nur auf die Steigungsgenauigkeit angewandt, während die übrigen Toleranzen in der Zeichnung festgelegt werden.

Anmerkung: Steinmeyer verwendet die DIN-Genauigkeitsklassen 1, 3, 5, 7 und 10. Die Klassen 0, 2 und 4 sind nicht in der DIN enthalten, sondern wurden in Anlehnung an die japanische Norm JIS 1902 bzw. zur besseren Anpassung an Forderungen von Kunden hinzugefügt.

**Positionier-Kugelgewindtrieb P**  
**Transport-Kugelgewindtrieb T**

Die DIN unterscheidet zwischen sogenannten Positionier- und Transport-Kugelgewindtrieben.

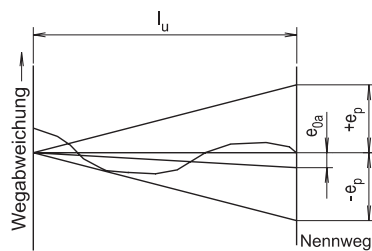
Die Positionier-Kugelgewindtriebe werden üblicherweise für Positionieraufgaben und in Anwendungen mit erhöhten Anforderungen an die Ablaufeigenschaften (z.B. Werkzeugmaschine) eingesetzt. Diese sind in der Regel mit einem geschliffenen Spindelgewinde ausgeführt.

Die zweite Art sind die Transport-Kugelgewindtriebe, mit dem überwiegenden Einsatzgebiet, Bauteile zu verfahren bzw. zu bewegen. Typische Anwendung sind z. B. Handlingsachsen. Das Spindelgewinde ist gerollt bzw. oftmals gewirbelt. Nach DIN werden die Toleranzklassen für Positionier-Kugelgewindtriebe mit P bezeichnet, während die Transport-Kugelgewindtriebe die Bezeichnung T aufweisen.

Steinmeyer führt folgende Trennung durch:

**P0 - P5 für Positionier-Kugelgewindtriebe**  
**T5 - T10 für Transport-Kugelgewindtriebe**

**Die Steigungsabweichung über den gesamten Nutzweg**



$l_u$ [mm]		Grenzwerte $e_p$ für die mittlere Istwegabweichung $e_{0a}$ [µm]							
über	bis	Toleranzklasse							
		P0	P1	P2	P3	P4	P5	T7	T10
-	200	3	5	7	10	15	20		
200	315	4	6	8	12	18	23		
315	400	5	7	9	13	19	25		
400	500	6	8	10	15	21	27		
500	630	6	9	11	16	23	30		
630	800	7	10	13	18	27	35		
800	1000	8	11	15	21	31	40		
1000	1250	9	13	18	24	35	46		
1250	1600	11	15	21	29	42	54		
1600	2000	-	18	25	35	50	65		
2000	2500	-	22	30	41	59	78		
2500	3150	-	26	36	50	72	96		
3150	4000	-	32	44	62	88	115		
4000	5000	-	-	-	76	108	140		
5000	6300	-	-	-	92	131	170		

$$e_p = 2 \cdot \frac{l_u}{300} \cdot V_{300p}$$

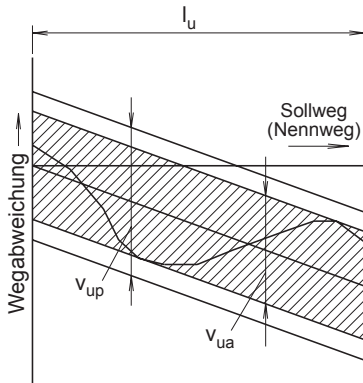
**TECHNIK-TIPP**

Die gesamte Steigungsabweichung  $e_p$  ist definiert über die Ausgleichsgerade, die die Kurve des tatsächlichen Steigungsfehlers optimal annähert, und die dann derart parallel verschoben wird, dass sie den Ursprung schneidet. Das bedeutet, dass der Fehler am Ende des Verfahrweges tatsächlich größer als in der Tabelle angegeben sein darf, wenn die Ausgleichsgerade noch innerhalb der Toleranz liegt. Gleichfalls kann bereits am Anfang des Verfahrweges eine Steigungsabweichung vorliegen, da die Ausgleichsgerade einen y-Achsenabschnitt haben kann.

Trotzdem ist die Gesamtabweichung ein schärferes Kriterium als die gebräuchlichere Abweichung pro 300 mm, da der Fehler pro 300 mm für Präzisions-Kugelgewindtriebe P nicht kumuliert werden darf. Der Gesamtfehler beispielsweise eines Kugelgewindtriebs mit 900 mm Nutzweg darf nicht dreimal so groß sein wie die Abweichung über 300 mm.

## PRÄZISION - GENAUIGKEITEN

### Die Steigungsschwankung über den gesamten Nutzweg

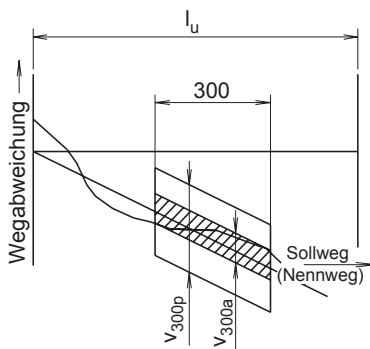


$l_u$ [mm]		Grenzwerte $v_{up}$ für die Wegschwankung [ $\mu\text{m}$ ]							
		Toleranzklasse [* Werte bei gerollter oder gewirbelter Spindel nicht definiert]							
über	bis	P0	P1	P2	P3	P4	P5	T7	T10
-	200	3	5	7	10	15	20 <sup>1</sup>	-	-
200	315	4	6	8	12	18	23 <sup>1</sup>	-	-
315	400	4	6	8	12	19	25 <sup>1</sup>	-	-
400	500	4	7	8	13	20	26 <sup>1</sup>	-	-
500	630	4	7	8	14	22	29 <sup>1</sup>	-	-
630	800	5	8	9	16	24	31 <sup>1</sup>	-	-
800	1000	6	9	10	17	26	35 <sup>1</sup>	-	-
1000	1250	6	10	11	19	29	39 <sup>1</sup>	-	-
1250	1600	7	11	13	22	33	44 <sup>1</sup>	-	-
1600	2000	-	13	15	25	38	51 <sup>1</sup>	-	-
2000	2500	-	15	18	29	44	59 <sup>1</sup>	-	-
2500	3150	-	17	21	34	52	69 <sup>1</sup>	-	-
3150	4000	-	21	25	41	62	82 <sup>1</sup>	-	-
4000	5000	-	-	-	49	74	99 <sup>1</sup>	-	-
5000	6300	-	-	-	58	88	119 <sup>1</sup>	-	-

### TECHNIK-TIPP

Die Schwankung des Steigungsfehlers wird wieder ausgehend von der bereits ermittelten Ausgleichsgerade vorgenommen und beschreibt den vertikalen Abstand zweier Parallelen zu dieser Gerade, die den gesamten Steigungsfehlergraphen einschließen. Für die Genauigkeitsklassen T7 und T10 ist keine Schwankungsbreite definiert.

### Die Steigungsschwankung über 300 mm

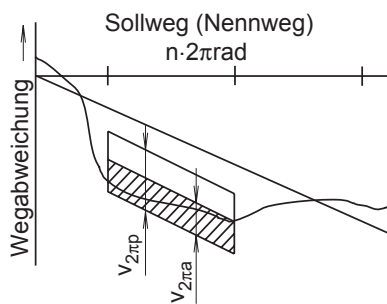


Die Schwankung über 300 mm ist der historisch gebräuchlichste Begriff. Es muss allerdings berücksichtigt werden, dass die Addition des pro 300 mm zulässigen Fehlers über die gesamte Nutzlänge des Kugelgewindetriebes u.U. einen Gesamtfehler ergibt, der um eine volle Genauigkeitsklasse schlechter ist.

Beispiel: Verfahrensweg 900 mm, Klasse P3,  $3 \times v_{300p}$  entspräche einer Gesamtabweichung von  $3 \times 12 \mu\text{m} = 36 \mu\text{m}$ . Das entspräche dem zulässigen Gesamtfehler in Klasse 5 ( $35 \mu\text{m}$ )! Die zulässige Abweichung  $e_p$  für diese Spindel in Klasse P3 beträgt aber nur  $21 \mu\text{m}$ .

Grenzwerte $v_{300p}$ für die mittlere Istwegabweichung $v_{300a}$ [ $\mu\text{m}$ ]								
Toleranzklasse								
P0	P1	P2	P3	P4	P5	T7	T10	
4	6	8	12	18	23	52	210	

## Die Steigungsschwankung über eine Umdrehung (Taumelfehler)



Die Schwankung der Steigung innerhalb einer Umdrehung wird auch Taumelfehler genannt. Sie ist in der Regel nahezu sinusförmig.

Die nach DIN / ISO zulässigen Toleranzen sind relativ grob und können noch weiter eingeschränkt werden. Sprechen Sie uns an!

Grenzwerte $v_{2\pi p}$ für die Istwegabweichung $v_{2\pi a}$ [ $\mu\text{m}$ ]								
Toleranzklasse								
[* Werte bei gerollter oder gewirbelter Spindel nicht definiert]								
P0	P1	P2	P3	P4	P5	T7	T10	
3	4	5	6	7	8 <sup>1</sup>	-	-	

Kugelgewindetriebe werden international durch die ISO-Norm 3408 definiert, die in weiten Teilen identisch ist mit der DIN 69051. In Japan gilt die JIS 1902, während die USA zum Teil noch die ANSI-Norm B92.1 verwenden.

Während sich hinsichtlich der empfohlenen Mutternabmessungen die ISO-Norm weitgehend durchgesetzt hat – zumindest dort, wo Muttern mit dem platzsparenden internen Umlenksystem eingesetzt werden – werden bei den Begriffsdefinitionen häufig noch alte Angaben bzw. Angaben aus den anderen Normen verwendet. Daher ist beim direkten Vergleich z.B. von Tragzahlen oder Steifigkeitsangaben Vorsicht geboten. So sind zwischen der JIS- und der ISO-Norm noch z.B. bei der Definition der Genauigkeiten oder der Tragzahlen gewisse Ähnlichkeiten vorhanden. Die ANSI-Norm weicht jedoch z.T. völlig von den weltweit gebräuchlichen Grundlagen ab.

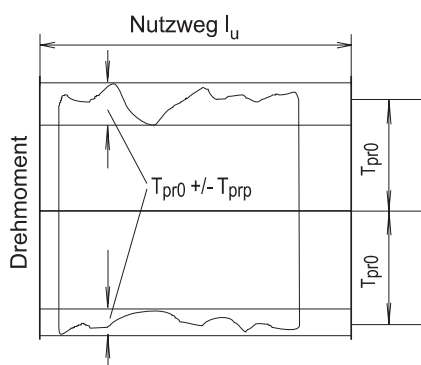
Steinmeyer verwendet ausschließlich die ISO Definitionen.

## PRÄZISION – GENAUIGKEITEN

### TOLERANZEN DES REIBMOMENTS

Das Reibmoment wird ausschließlich für vorgespannte Kugelgewindetriebe definiert und ist im Wesentlichen durch Genauigkeitsklasse, Vorspannung und Schlankheitsgrad der Spindelwelle beeinflusst. Die Angabe der zulässigen Drehmomentschwankung erfolgt in % bezogen auf das Leerlaufdrehmoment infolge der Vorspannung.

### Schwankung des Leerlaufdrehmoments



Drehmoment-niveau		Drehmomentschwankung [%] Für kurze Spindeln ( $L \leq 40 \cdot d_v$ )					
$T_{pr0}$ [Ncm]		Toleranzklasse					
über	bis	P0	P1	P3	P5	T7	
5	10	40	45	50	60	-	
10	20	35	40	45	50	-	
20	40	30	35	40	50	-	
40	60	25	30	35	40	-	
60	100	20	25	30	35	40	
100	250	15	20	25	30	35	
250	630	10	15	20	25	30	
630	1000	-	-	15	20	30	

Drehmoment-niveau		Drehmomentschwankung [%] Für lange Spindeln ( $L > 40 \cdot d_v$ )					
$T_{pr0}$ [Ncm]		Toleranzklasse					
über	bis	P0	P1	P3	P5	T7	
5	10	-	-	-	-	-	
10	20	50	50	60	60	-	
20	40	40	40	50	60	-	
40	60	35	35	40	45	-	
60	100	30	30	35	40	45	
100	250	25	25	30	35	40	
250	630	20	20	25	30	35	
630	1000	-	-	20	25	35	

Die Werte der Zwischenklassen können durch Interpolieren ermittelt werden.

### TECHNIK-TIPP

Auf Wunsch liefert Steinmeyer vorgespannte Kugelgewindetriebe mit Protokoll für das Leerlauf-Reibmoment. Geprüft wird mit Ölschmierung bei 100 U/min, es können jedoch auch abweichende Prüfbedingungen oder Toleranzen vereinbart werden. Die hier aufgelisteten Richtwerte orientieren sich an der DIN bzw. ISO-Norm. Toleranzen des Reibmoments von vorgespannten Kugelgewindetrieben mit Einzelmutter (Vierpunktkontakt) werden jeweils vereinbart.

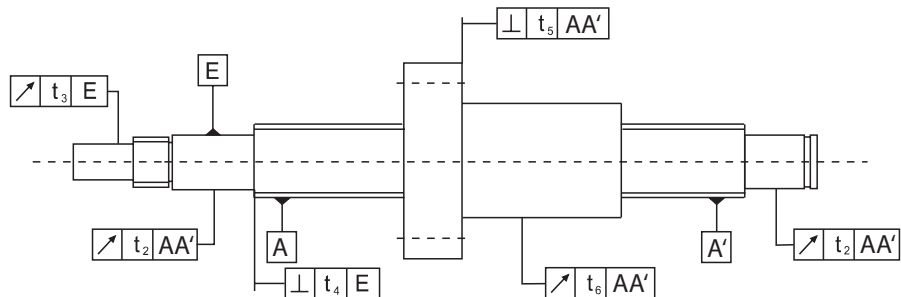
Bei Kugelgewindetrieben für die Luft- und Raumfahrt werden oft Leerlauf-Reibmomente protokolliert, um die richtige Funktion der Abstreifer bzw. Eiskratzer nachzuweisen. Diese Prüfung wird im ATP vereinbart und wird mit der Befettung im Auslieferungszustand durchgeführt.

## FORM- UND LAGETOLERANZEN (ABNAHMEBEDINGUNGEN)

Die folgenden Daten können als Anhaltspunkt für die Form- und Lagetoleranzen der Funktionsflächen von Kugelgewindetrieben dienen. Hiervon abweichende Bedingungen können vereinbart werden.

### Rund- und Planlauf, Geradheit, Konzentrizität

Die Messung erfolgt über Prismenauflagen am Außendurchmesser der Spindelwelle. In Ausnahmefällen werden die Zentrumsbohrungen als Bezugsebene verwendet.



### Lagerzapfen-Rundlauf

Nenn- $\emptyset$ $d_n$ [mm]	Rundlauf $t_2$ in [ $\mu$ m]								
	Toleranzklasse								
	P0	P1	P2	P3	P4	P5	T7	T10	
3 - 6	5	7	7	8	10	-	-	-	
8 - 10	5	7	7	9	10	10	20	-	
12	5	7	8	9	10	10	20	-	
16 - 20	5	7	9	10	12	13	20	-	
25 - 32	6	8	10	11	12	14	25	-	
36 - 50	7	9	12	13	15	16	25	-	
60 - 125	8	10	13	14	16	18	25	-	

### Antriebszapfen-Rundlauf

Nenn- $\emptyset$ $d_n$ [mm]	Rundlauf $t_3$ in [ $\mu$ m]								
	Toleranzklasse								
	P0	P1	P2	P3	P4	P5	T7	T10	
3 - 6	3	4	6	7	8	10	-	-	
8 - 10	4	5	7	8	9	11	12	15	
12	4	5	7	8	9	11	13	17	
16 - 20	4	6	8	9	10	12	15	18	
25 - 32	5	7	9	10	12	13	16	19	
36 - 50	6	8	11	12	14	15	18	21	
60 - 125	7	9	12	13	15	17	20	23	



## PRÄZISION - GENAUIGKEITEN

### Lagerzapfen-Planlauf

Nenn- $\varnothing$ $d_N$ [mm]	Planlauf $t_4$ in [ $\mu$ m]								
	Toleranzklasse								
	P0	P1	P2	P3	P4	P5	T7	T10	
3 - 6	2	2	2	3	3	3	-	-	
8 - 10	2	2	2	3	3	4	5	7	
12	2	2	2	3	3	4	6	8	
16 - 20	2	3	3	4	4	5	7	9	
25 - 32	2	3	4	4	4	5	7	9	
36 - 50	2	3	4	4	4	5	7	9	
60 - 125	3	4	5	5	6	7	10	13	

### Muttern-Planlauf

Nenn- $\varnothing$ $d_N$ [mm]	Planlauf $t_5$ in [ $\mu$ m]								
	Toleranzklasse								
	P0	P1	P2	P3	P4	P5	T7	T10	
3 - 6	6	7	8	9	9	10	-	-	
8 - 10	6	7	8	9	9	10	15	-	
12	6	7	8	9	9	10	20	-	
16 - 20	7	8	9	10	10	12	25	-	
25 - 32	7	8	9	10	10	12	32	-	
36 - 50	8	9	10	10	12	13	32	-	
60 - 125	9	10	11	12	13	15	40	-	

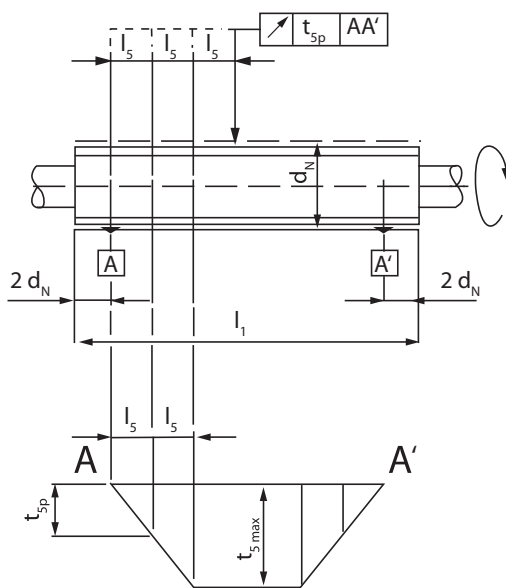
### Muttern-Rundlauf

Nenn- $\varnothing$ $d_N$ [mm]	Rundlauf $t_6$ in [ $\mu$ m]								
	Toleranzklasse								
	P0	P1	P2	P3	P4	P5	T7	T10	
3 - 6	5	6	7	8	9	10	-	-	
8 - 10	5	6	7	8	9	10	20	-	
12	5	6	7	8	9	10	20	-	
16 - 20	5	6	7	8	9	10	20	-	
25 - 32	5	6	7	8	9	10	20	-	
36 - 50	6	7	8	8	10	11	25	-	
60 - 125	7	8	9	10	12	13	32	-	

Die von Steinmeyer definierten Rund- und Planlauftoleranzen sind z. T. wesentlich enger als die in der DIN vorgegebenen Werte.

## Rundlaufabweichungen

Rundlaufabweichung  $t_{5p}$  des Kugelgewindespindel-Außendurchmessers auf die Länge  $l_5$  zur Bestimmung der Geradheit bezogen auf AA' in Anlehnung an DIN 69 051, Teil 3 bzw. ISO 3408-3.



		$t_{5p}$ in $\mu\text{m}$ für $l_5$ für Toleranzklassen					
über	bis	$l_5$	P1	P3	P5	T7	T10
3	12	80					
12	25	160					
25	50	315	20	25	32	40	80
50	100	630					
100	200	1250					

		$t_{5max}$ in $\mu\text{m}$ für $l_1 \geq 4l_5$ für Toleranzklassen					
über	bis	$l_1 / d_N$	P1	P3	P5	T7	T10
	40	40	40	50	64	80	80
40	60	60	60	75	96	120	240
60	80	80	100	125	160	200	400
80	100	100	160	200	256	320	640

## TECHNIK-TIPP

Bei der Messung empfiehlt Steinmeyer die Aufnahme des Kugelgewindetribs durch Prismenaufgaben am Aussendurchmesser der Spindelwelle und gegebenenfalls die Differenzbildung zweier Taster oder Messuhren z.B. bei der Ermittlung der Konzentrität von Lager- und Antriebszapfen. Die Rund- und Planlaufwerte der Mutter sind hier bereits für diese Messmethode angegeben.

## optiSLITE

### Optimierte Kugelgewindetribe für beste Laufeigenschaften

Mikroskopische Unregelmäßigkeiten auf der Laufbahnoberfläche des Spindelgewindes können zu Vibrationen und unruhigen Laufeigenschaften führen. Durch den Einsatz innovativer Fertigungstechnologien wird die Beschaffenheit der Laufbahnoberfläche von Miniatur-Kugelgewindetrieben deutlich verbessert, wodurch die Laufeigenschaften der optiSLITE-Kugelgewindetribe merklich optimiert werden.

Die verbesserten Laufeigenschaften werden durch einen erhöhten Materialtraganteil erreicht. Der Materialtraganteil Rmr (c) gibt den prozentualen Anteil der materialerfüllten Streckenlängen in Abhängigkeit der Schnitttiefe c an. Die plateauartige Oberfläche der optiSLITE-Technologie ergibt einen sauberen, glatten Lauf bei gleichzeitig verbesserten Schmiereigenschaften.

Detaillierte Informationen zur optiSLITE-Technologie siehe Seite 55.

## PRÄZISION - GENAUIGKEITEN

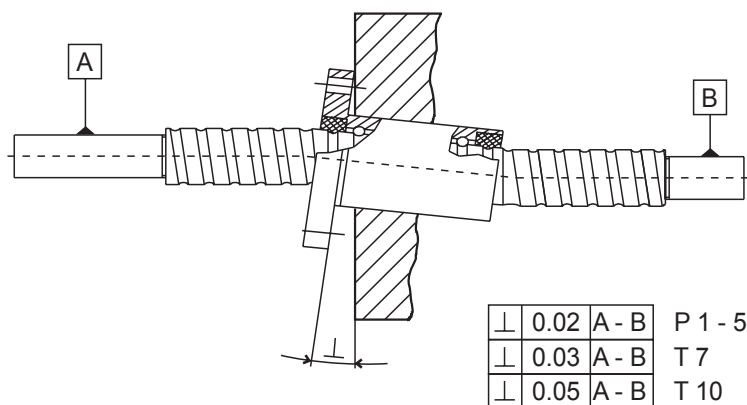
### EINBAUTOLERANZEN

#### TECHNIK-TIPP

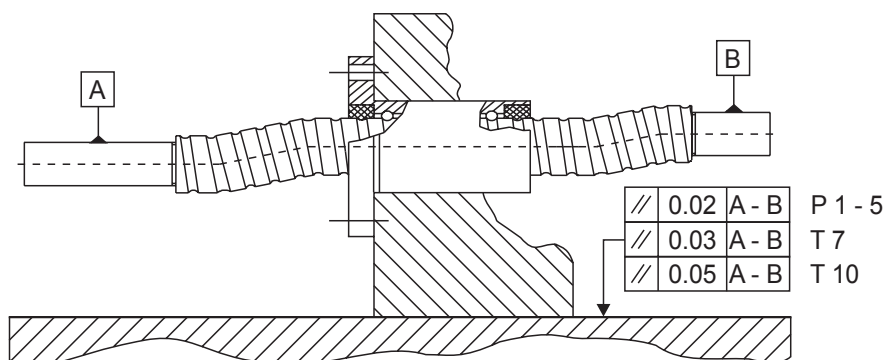
Steinmeyer empfiehlt beim Einbau von Kugelgewindtrieben nachfolgende Lagetoleranzen einzuhalten. Durch optimale Parallelität zwischen Führung und Kugelgewindtriebeachse sowie durch Rechtwinkligkeit bei der Mutterbefestigung ist gewährleistet, dass die Antriebseinheit nicht verspannt wird, wodurch eine längere Lebensdauer erreicht wird.

Nach der Montage ist sicherzustellen, dass sich der Kugelgewindtrieb in allen Positionen leichtgängig (je nach Vorspannung) bewegen läßt. Befindet sich die Mutter am äußersten Punkt der Spindel bzw. möglichst nahe am Lager, können eventuelle Verspannungen am besten festgestellt werden. Jegliche Fluchtungsfehler können zu vorzeitigem Ausfall des Kugelgewindtriebes führen!

#### Rechtwinkligkeit



#### Parallelität



## MUTTERVORSPANNUNG, STEIFIGKEIT

### MUTTERNBAUFORMEN

Dieses Kapitel behandelt die unterschiedlichen Mutternbauformen und deren Vorspannung. Wir erläutern hier auch die Angaben zur Steifigkeit von Kugelgewindetrieben.

#### TECHNIK-TIPP

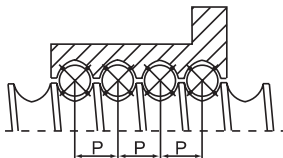
Die Vorspannung der Mutter dient zunächst einmal der Ausschaltung von Spiel. Gleichzeitig erhöht sich durch die Vorspannung auch die Steifigkeit der Mutter. Das heißt, dass die Einfederung unter Last verringert wird.

Vorspannung kann auch notwendig sein, um bei hoher Beschleunigung ein Durchrutschen der Kugeln zu verhindern, oder um bei nicht vermeidbarer Querbelastung eine möglichst gleichmäßige Lastverteilung auf alle Kugeln zu erreichen.

Vorspannung kann auf verschiedene Arten erreicht werden. Grundsätzlich unterscheidet man die Vorspannung über zwei Kontaktpunkte der Kugeln (1x Spindelgewinde, 1x Muttergewinde) im Gegensatz zur 4-Punkt-Vorspannung, die nur bei sogenannten „gotischen“ Gewindeprofilen möglich ist.

Steinmeyer verwendet nur gotische Profile, so dass jede Art der Vorspannung möglich ist.

### Einzelmutter mit 4-Punkt-Kontakt



Einzelmuttern nach unserer Definition sind solche einteilige Muttern, die keinerlei Steigungssprung oder Versatz ihres Innengewindes haben. Sie werden ausschließlich über Kugelübermaß vorgespannt. Es ergibt sich ein 4-Punkt-Kontakt der Kugeln. Dadurch unterscheidet sich diese Art von Mutter grundsätzlich von allen anderen. Dies beeinflusst verschiedene technische Daten.

Durch die vier Kontaktpunkte wird auch die Kugelkinematik beeinflusst, so dass

- Die Einzelmutter mit Vorspannung immer einen etwas schlechteren Wirkungsgrad hat als eine Mutter mit Zweipunktkontakt.
- Einzelmuttern reagieren auch etwas stärker auf Fertigungstoleranzen, so dass sehr lange Spindeln normalerweise nicht mit vorgespannten Einzelmuttern ausgestattet werden.

Achtung: Bei Einzelmuttern ohne Vorspannung gilt dies nicht, sie laufen unter axialer Belastung mit Zweipunktkontakt.

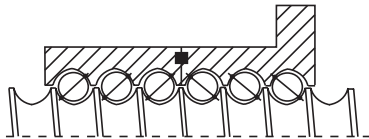
Die Vorteile der Einzelmutter liegen in ihrer

- Wirtschaftlichkeit,
- kompakten Bauform,

und der Tatsache, dass es bei Kraftspitzen kein Entlasten von Kugeln gibt (sehen Sie hierzu das Vorspannungsdiagramm im Abschnitt „Vorspannung“).

## MUTTERVORSPANNUNG, STEIFIGKEIT

### Doppelmutter (UNILOCK)



Die zweiteilige Doppelmutter wird bei Steinmeyer nicht mit dem sonst üblichen Zwischenring vorgespannt, sondern über die patentierte UNILOCK-Verbindung. Sie ist dadurch praktisch so kompakt und steif wie eine einteilige Mutter. Darüber hinaus verhindert die UNILOCK-Kupplung auch ein radiales Verrutschen und macht die UNILOCK-Mutter sehr robust. Die Verbindung der beiden Muttern ist extrem stabil und auch flüssigkeitsdicht, so dass dort kein Schmiermittel verloren geht.

Die Vorteile sind:

- Zweipunktkontakt gewährleistet guten Wirkungsgrad und Steifigkeit
- Einfachere Fertigung gegenüber der Pitch-Shift-Mutter gerade bei sehr langen Muttern bzw. bei großem Steigungswinkel
- Leichte, stufenlose Einstellbarkeit der Vorspannung ohne Kugelwechsel

Gegen die Doppelmutter sprechen:

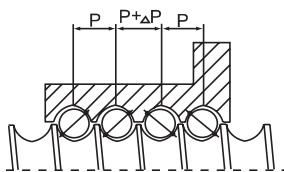
- Längere Bauform gegenüber der Einzelmutter, höhere Kosten
- Wie bei allen Muttern mit Zweipunktkontakt sollte die Axialkraft das 2,8-fache der Vorspannung nicht überschreiten, da sonst manche Kugeln völlig entlastet werden.

### TECHNIK-TIPP

Steinmeyer verwendet die Definition, dass alle Muttern, die Zweipunktkontakt der Kugeln aufweisen, als „Doppelmutter“ bezeichnet werden. Dies macht deswegen Sinn, weil alle diese Muttern sehr ähnliche Gebrauchseigenschaften haben, und weil alle Berechnung für Zweipunktkontakt nach dem selben Schema ablaufen. Beim Vierpunktkontakt gilt dagegen eine andere Formel für die Einbeziehung der Vorspannung in die Berechnung der Lebensdauer.

Die „UNILOCK“ genannte Kupplung der Doppelmutter bei Steinmeyer ergibt ein annähernd so kompaktes und steifes Mutterpaket wie eine Pitch-Shift-Mutter. Daher wird in diesem Katalog nicht zwischen den beiden Bauformen unterschieden. Steinmeyer wählt die für die jeweilige Größe günstigste Bauform. Muttern mit Zweipunktkontakt sind an der ungeraden zweiten Ziffer der Serienbezeichnung zu erkennen. (z. B. 1516, 3526 usw.)

### Pitch-Shift-Mutter



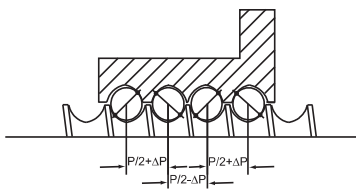
Beim Vorspannen einer Doppelmutter werden die beiden Hälften gegen den Widerstand der Kugeln etwas gegeneinander verdreht. Dadurch entsteht ein Gewinde mit einem „Steigungssprung“.

Genau das ist das Prinzip der Pitch-Shift-Mutter, nur dass die gesamte Mutter aus einem Stück besteht und der „Sprung“ bei der Bearbeitung des Gewindes erzeugt wird. Die Feinabstimmung der Vorspannung erfolgt dann durch Kugelsortierungen, genau wie bei der Einzelmutter.

- Vorteil: ■ Noch etwas kompaktere Bauform als bei der Unilock-Mutter.
- Nachteil: ■ Größere Gewindelänge, die an einem Stück (von einer Seite) bearbeitet werden muss. Besonders das Schleifen des Innengewindes von sehr langen Muttern mit großem Steigungswinkel wird dadurch erschwert oder unmöglich.

Steinmeyer setzt hier das Hartdrehen ein, ein Verfahren, das dem Schleifen in Bezug auf die Präzision nicht nachsteht bzw. bei solch problematischen Muttern deutlich besser abschneidet!

### Mutter mit Teilungsversatz



Ähnlich wie bei der Pitch-Shift-Mutter wird bei der Mutter mit Teilungsversatz ein „Versatz“ erzeugt. Nur wird hier ein zweigängiges Gewinde verwendet, und der Versatz liegt zwischen den beiden Gängen. In den beiden Gewindegängen laufen jeweils voneinander unabhängige Kugelsätze, jeder mit seinem eigenen Rückführsystem.

- Vorteil: ■ Extrem kompakte Bauform, vergleichbar mit einer Einzelmutter.
- Nachteil: ■ Nur bei zwei- oder mehrgängigen Muttern einsetzbar.

### Federvorgespannte Mutter



Fast ausschließlich bei kleinen Kugelgewindetrieben wird die Federvorspannung eingesetzt. Zwei Muttern, die in einem Gehäuse verdrehsicher gelagert sind, werden durch ein Federpaket auseinander gedrückt. Durch die Feder ist die Vorspannung unabhängig von Fertigungstoleranzen oder Verschleiß immer gleich.

Die Vorteile der federnden Vorspannung sind offensichtlich:

- Fertigungstoleranzen wirken sich nicht auf die Vorspannung und damit auf das Reibmoment aus.

Dem gegenüber stehen einige Nachteile:

- Die Doppelmutter ist größer und aufwändiger.
- Durch die gleitend im Gehäuse gelagerte Mutter wird die Koaxialität von Spindel und Mutter beeinträchtigt. Die Ausrichtung ist daher schwerer.
- Es können (zumindest in einer Richtung) keine Kräfte übertragen werden.

## TECHNIK-TIPP

Die federverspannte Doppelmutter zeigt ihre Stärken gerade dort, wo es mit vertretbarem Aufwand nicht möglich ist, die Fertigungstoleranzen so weit einzuschränken, dass die für die Funktion notwendige geringe, aber konstante Reibung erreicht wird. Dies ist dann der Fall, wenn besonders feingängige Verstellung gefordert ist, oder wenn der Schlankheitsgrad der Spindel sehr groß ist.

Bitte beachten Sie die Beschränkung der Axialkraft auf ca. 2/3 der Vorspannkraft. Die Vorspannkraft kann auf Wunsch z.T etwas erhöht werden, jedoch ist bei zu erwartenden Kraftspitzen eventuell eine Einzelmutter vorzuziehen (Baureihe 1112, 1214, 1412).

## MUTTERVORSPANNUNG, STEIFIGKEIT

### STEIFIGKEIT

#### TECHNIK-TIPP

Die Steifigkeit steigt mit zunehmender Vorspannung. Allerdings entspricht der Zuwachs an Steifigkeit nur der dritten Wurzel des Zuwachses an Vorspannung, während die Reibung und damit die Verlustleistung linear anwächst. Die Lebensdauer reduziert sich gleichzeitig dramatisch. Daher sind die Möglichkeiten zur Anhebung der Steifigkeit durch Vergrößerung der Vorspannung sehr begrenzt.

$$R_2 = R_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_{pr2}}{F_{pr1}}}$$

Dabei sind  $R_1$  und  $R_2$  die Steifigkeiten, die den Vorspannungen  $F_{pr1}$  und  $F_{pr2}$  entsprechen.

### Mutternsteifigkeit

Die Steifigkeit eines Kugelgewindetriebes beeinflusst nicht nur zu einem erheblichen Teil die Positioniergenauigkeit, sondern spielt auch eine wichtige Rolle beim dynamischen Verhalten einer Linearachse. Im Verhältnis dazu wird das Thema relativ wenig beachtet.

- Die Steifigkeit ist in der DIN 69051 bzw. der ISO 3408 zunächst als rechnerische Steifigkeit des Kugel-Laufbahn-Kontaktes  $R_{b/t}$  beschrieben. Dieser Wert leitet sich aus der Hertz'schen Pressung, dem Schmiegungsfaktor, Kontaktwinkel und der Anzahl der tragenden Kugeln ab.  $R_{b/t}$  ist ein recht hoher, theoretischer Wert.
- Die Verformung des gesamten Mutterkörpers (Aufweitung, Längendehnung) wird zusätzlich durch den Wert  $R_{nu}$  beschrieben, allerdings immer noch auf theoretischer Basis.  $R_{nu}$  liegt bereits deutlich niedriger als  $R_{b/t}$ .
- Dieser Wert wird dann noch um einen Korrekturfaktor vermindert, der sich an der Genauigkeitsklasse orientiert und die durch ungleichmäßige Belastung der Kugeln verursachten zusätzlichen Verformungen berücksichtigt. Dieser reduzierte Wert heißt  $R_{nu,ar}$  und entspricht weitgehend den tatsächlichen Verhältnissen.

Steinmeyer veröffentlicht in diesem Katalog und im Abschnitt „Produkte“ unserer Website ausschließlich  $R_{nu,ar}$ -Werte. Bitte achten Sie beim Vergleich mit Produkten anderer Hersteller darauf, nur effektive Steifigkeitswerte für die von Ihnen gewählte Vorspannung zu vergleichen (Einfluß der Vorspannung siehe Technik-Tipp).

Die Mutternsteifigkeit wird neben der Anzahl und dem Durchmesser der belasteten Kugeln, dem Schmiegungsfaktor und dem Kontaktwinkel hauptsächlich durch die Vorspannung beeinflusst. Man darf allerdings die Möglichkeiten zur Vergrößerung der Steifigkeit durch Erhöhung der Vorspannung nicht überschätzen: Die Steifigkeit steigt mit der dritten Wurzel der Vorspannung, während die Reibung (und damit die Erwärmung) linear, und die Ermüdung des Materials mit der dritten Potenz steigt!

Deshalb sollte die Vorspannung keinesfalls zu hoch gewählt werden: für eine Mutter mit 2-Punkt-Kontakt gilt 10% der dynamischen Tragzahl  $C_a$  als Obergrenze, während bei 4-Punkt-Kontakt höchstens 8% zu empfehlen sind.

Die Katalogwerte, die unter  $R_{nu,ar}$  angegeben werden, sind bei Steinmeyer für

- 10%  $C_a$  bei Muttern mit 2-Punkt-Kontakt und für
- 8%  $C_a$  für Muttern mit 4-Punkt-Kontakt ermittelt.


Vergewissern Sie sich, dass bei direkten Vergleichen mit anderen Herstellern die gleichen Werte für die Vorspannung verwendet werden.

## TECHNIK-TIPP

Nach DIN wird die theoretische Steifigkeit  $R_{nu}$  mit einem von der Genauigkeitsklasse abhängigen Faktor in die effektive Muttersteifigkeit  $R_{nu,ar}$  umgerechnet. Das bedeutet, dass ein Kugelgewindetrieb der Klasse 1 bei ansonsten gleicher Konstruktion steifer als ein Kugelgewindetrieb der Klasse 5 ist. Dies wird mit der durch engere Form- und Lagetoleranzen bzw. durch geringeren Taumelschlag des Gewindes gleichmäßigeren Belastung der Kugeln erklärt.

Steinmeyer liefert gegen Aufpreis auch Messprotokolle der Muttersteifigkeit.

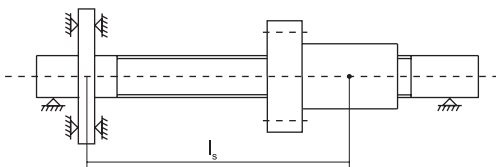
### für bessere Steifigkeit - dynamisch und statisch

 Kugelgewindetriebe sind nicht nur statisch erheblich steifer, sondern sie verfügen über eine hohe dynamische Präzision. D.h. sie verhalten sich "linear", indem unabhängig von Belastung, Verfahrenweg und evtl. vorausgegangener Richtungsumkehr bei jeder Drehbewegung eine mathematisch exakt proportionale Linearbewegung erzeugt wird. Diese Linearität lässt gerade bei geschlossenem Regelkreis eine deutlich höhere Dynamik zu - ein Aspekt, der in den einschlägigen Normen noch keinen Eingang gefunden hat.

## Spindelsteifigkeit

Die jeweilige Spindelsteifigkeit wird aus dem E-Modul des Spindelmaterials, der Querschnittsfläche der Spindel sowie der ungestützten Spindellänge ( $l_s$ ) errechnet.

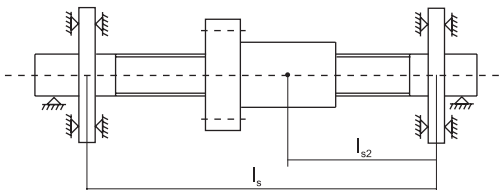
### Einseitige Festlagerung



Bei einseitiger Festlagerung errechnet sich die Spindelsteifigkeit wie folgt:

$$R_{s1} = A \cdot \frac{E}{l_s} \cdot 10^{-3}$$

### Beidseitige Festlagerung



Bei beidseitiger Festlagerung beträgt sie im ungünstigsten Fall:

$$R_{s2} = 2 \cdot A \cdot \frac{E}{l_{s2}} \cdot 10^{-3}$$

A: Spindel-Querschnittsfläche [mm<sup>2</sup>]

E: E-Modul [N/mm<sup>2</sup>]

(für DIN 1.1213 = 210,000 N/mm<sup>2</sup>)



## MUTTERVORSPANNUNG, STEIFIGKEIT

### Gesamtsteifigkeit

Die Einfederung einer Linearachse mit Kugelgewindtrieb setzt sich aus der Einfederung des (oder der) Axiallagers, der Einfederung der Spindelwelle und der Einfederung der Kugelmutter zusammen. Demzufolge sind alle drei Steifigkeiten zusammen zu betrachten. Nur die Steifigkeit der Kugelmutter ist jedoch in den Katalogangaben enthalten.

$$R_t = \frac{I}{\left( \frac{I}{R_{nu,ar}} + \frac{I}{R_s} + \frac{I}{R_b} \right)}$$

$R_t$ : Gesamtsteifigkeit [N/ $\mu$ m]  
 $R_{nu,ar}$ : Effektive Muttersteifigkeit [N/ $\mu$ m]  
 $R_s$ : Steifigkeit der Spindelwelle [N/ $\mu$ m]  
 $R_b$ : Axialsteifigkeit der Lagerung [N/ $\mu$ m]

Die Steifigkeit des Lagers ist aus den Unterlagen des Lagerherstellers zu entnehmen. Die Steifigkeit der Spindelwelle hängt vom E-Modul, der Querschnittsfläche und der Spindellänge ab und muss berechnet werden. Bei Spindeln mit großer Steigung spielt die Torsion eine große Wirkung.

Falls Sie die Berechnung der Axial- und Torsionssteifigkeit selbst durchführen wollen: Verwenden Sie für die Berechnung der Querschnittsfläche den Nenndurchmesser der Spindeln minus dem Kugeldurchmesser.

Wir führen diese Berechnung aber auch gerne für Sie durch.

### TECHNIK-TIPP

Die beidseitige Lagerung der Spindelwelle in Axiallagern bringt eine Vervierfachung der Axialsteifigkeit der Spindelwelle: Ein Faktor 2 für die Ableitung von Axialkräften über beide Spindelsegmente beidseitig der Mutter, und ein weiterer Faktor 2 dafür, dass die Mutterposition mit der geringsten Axialsteifigkeit der Spindel nicht mehr am Ende der Spindel liegt, sondern in der Mitte. Die beidseitige Festlagerung erfordert in der Regel jedoch die Reckung der Spindel, damit eine eventuelle Wärmedehnung nicht zu unzulässigen Druckspannungen und ggf. zum Ausknicken der Welle führen kann.

Bei Achsen mit angetriebener Mutter ergibt sich eine einfache Möglichkeit, die Torsionssteifigkeit der Spindel deutlich zu vergrößern, indem die Ausleitung des Momentes an beiden Spindelenden erfolgt. Dann gilt Vergleichbares hinsichtlich der Torsion: Faktor 2 für die Ausleitung beidseits der Mutter, und ein weiterer Faktor 2 für die Verkürzung der Distanz.

## LEBENSDAUERBERECHNUNG

Kugelgewindetriebe werden in der Regel durch Axialkräfte dynamisch belastet. Die Lebensdauer wird i.d.R. durch Materialermüdung, in einigen Fällen auch durch abrasiven oder adhäsiven Verschleiß begrenzt.

Die in der DIN 69051 beschriebene Lebensdauerberechnung basiert auf der Annahme, dass Materialermüdung das Lebensdauer bestimmende Kriterium ist. Dies ist generell richtig, jedoch sind bei Anwendungen mit hohen mittleren Drehzahlen zusätzliche Betrachtungen notwendig. In solchen Fällen holen Sie bitte den Rat unserer Anwendungsingenieure ein.

### BERÜCKSICHTIGUNG DER VORSPANNUNG

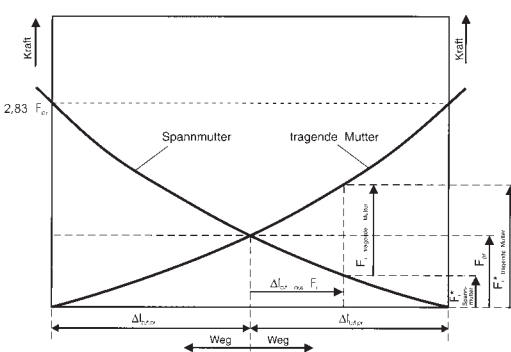
In diesem Schritt werden die tatsächlichen Belastungen mit dem Einfluss der Vorspannung modifiziert. Das Vorspannungsdiagramm zeigt die Abhängigkeit der tatsächlichen von den Kugeln zu tragenden Last von Vorspannung und äußerer Belastung.

#### Belastungskollektiv unter Berücksichtigung der Vorspannung

Das Vorspannungsdiagramm besteht aus den beiden Kraft-/Weg-Kennlinien der gegeneinander verspannten Muttern. In der Mitte des Diagramms (am Schnittpunkt der beiden Kennlinien) liegt der äußerlich unbelastete Zustand. Beide Muttern tragen jeweils dieselbe Kraft, die Vorspannkraft  $F_{pr}$ .

Kommt eine äußere Belastung hinzu ( $F_i$ ), dann steigt die Kraft in einer Mutter an (hier „tragende Mutter“ genannt), während die Kraft in der anderen Mutter abnimmt. Die äußere Belastung  $F_i$  liegt zwischen den beiden Kennlinien.

Die Lasten der beiden Muttern können an den beiden Kennlinien abgelesen werden. Die tatsächliche Last der höher belasteten Mutter ist etwa gleich der Vorspannung plus der Hälfte der äußeren Belastung. Dies führt zu einer einfachen Formel zur Abschätzung der tatsächlichen Last, der sogenannten modifizierten Last  $F_i^*$ .



#### Modifizierte Last bei Zweipunktkontakt

$$F_i^* = F_{pr} + \frac{F_i}{2}$$

Zur Abschätzung der modifizierten Last bei Muttern mit Vorspannung und Zweipunktkontakt wird die Hälfte der äußeren Belastung  $F_i$  zur Vorspannkraft  $F_{pr}$  addiert bzw. subtrahiert, je nach Lastrichtung. Die Wahl der Vorzeichen ist zunächst beliebig, muß aber über das gesamte Lastkollektiv beibehalten werden. Für die Lebensdauer maßgebend ist dann die Mutternhälfte, deren Lastkollektiv insgesamt höher ist.

$F_i^*$ : Modifizierte externe Belastung [N]

$F_{pr}$ : Vorspannkraft [N]

$F_i$ : Externe Belastung [N]

## LEBENSDAUERBERECHNUNG

### Modifizierte Last bei Vierpunktkontakt

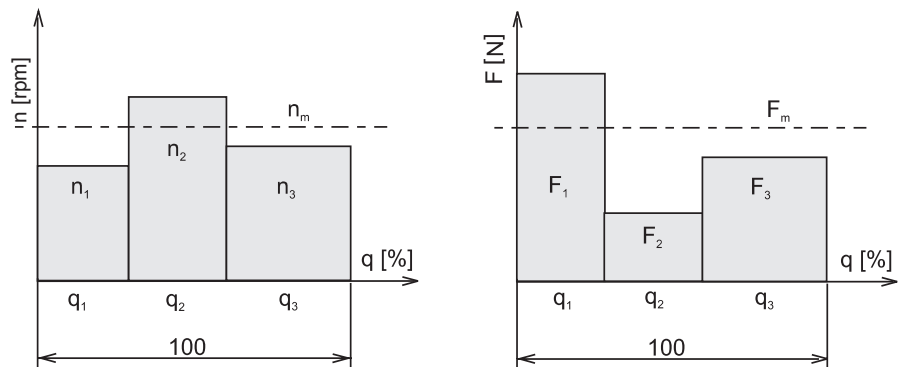
$$F_i^* = \frac{5}{4} F_{pr} + \left| \frac{F_i}{2} \right|$$

Bei Muttern mit Vierpunktkontakt wird die äußere Belastung  $F_i$  unabhängig von der Lastrichtung immer addiert. Die Erhöhung der Vorspannkraft um ein Viertel dient zur ungefähren Berücksichtigung der Tatsache, dass durch die vier Berührungspunkte der Kugeln die Materialermüdung früher einsetzt. Diese einfache Näherungsformel liefert bei den üblichen Lastverhältnissen ausreichend genaue Ergebnisse.

### BELASTUNGSKOLLEKTIV

Um den tatsächlichen Lastverlauf („Lastkollektiv“) hinsichtlich seiner Auswirkungen auf die Ermüdungslebensdauer des Kugelgewindetriebs untersuchen zu können, müssen die variierende Kräfte  $F_i$  in eine mittlere Kraft  $F_m$  umgewandelt werden, die denselben Einfluss auf die Lebensdauer hat. Die mittlere Kraft  $F_m$  wird daher auch „schädigungs-äquivalente Kraft“ oder einfach „äquivalente Kraft“ genannt.

Es ist zweckmäßig, die tatsächlichen Lasten in Abschnitte aufzuteilen, und für jeden Abschnitt (oder Arbeitstakt etc.) die jeweilige maximale Kraft anzunehmen. Für diese Arbeitsabschnitte sind die jeweiligen Drehzahlen  $n_i$  und die Zeitanteile  $q_i$  am gesamten Arbeitszyklus zu ermitteln. Für  $n_i \cdot q_i$  können auch die absolute Zahl der Umdrehungen pro Abschnitt eingesetzt werden.



### TECHNIK-TIPP

Bei Werkzeugmaschinen wird der Lastzyklus normalerweise in der Form  
 $x_1\%$  Eilgang mit der Last  $y_1$   
 $x_2\%$  Schrappen mit der Last  $y_2$   
 $x_3\%$  Schlichten mit der Last  $y_3$   
 $x_4\%$  Stillstand

usw. angegeben. Diese Werte können dann direkt in die angegebene Formel für  $F_m$  bzw.  $n_m$  eingesetzt werden. Ist der Lastzyklus direkt als Verfahrensweg angegeben, so können die Faktoren  $q_i$   $n_i$  auch direkt durch die Anzahl der Umdrehungen (Verfahrensweg / Steigung x Gesamtzahl der Zyklen) ersetzt werden.

## ÄQUIVALENTE BELASTUNG

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{q_1 \cdot n_1 \cdot F_1^3 + q_2 \cdot n_2 \cdot F_2^3 + \dots + q_n \cdot n_n \cdot F_n^3}{q_1 \cdot n_1 + q_2 \cdot n_2 + \dots + q_n \cdot n_n}}$$

$$n_m = \frac{q_1 \cdot n_1 + q_2 \cdot n_2 + \dots + q_n \cdot n_n}{q_1 + q_2 + \dots + q_n}$$

Die mittlere oder äquivalente Belastung wird nach der vorstehenden Formel errechnet. Darin sind:

- $F_m$ : Dynamische äquivalente Belastung [N]
- $n_m$ : Äquivalente Drehzahl [1/min]
- $q_i$ : Zeitanteile [%]
- $n_i$ : Drehzahlen [1/min]
- $F_i$ : ggf. mit dem Spannungseinfluss modifizierte Lasten [N]

Die nach DIN/ISO berechnete Ermüdungslebensdauer ergibt bei Betriebsbedingungen, wie sie im Maschinenbau vorkommen, eine zuverlässige Abschätzung der Einsatzdauer eines Kugelgewindetriebs. Voraussetzung ist eine geeignete Schmierung, Schutz vor übermäßiger Verschmutzung, und ein Betrieb bei Temperaturen bis max. 70°C.

Bei rechnerischer Lebensdauer außerhalb des auf der nächsten Seite genannten Bereichs, oder bei speziellen Anforderungen bzw. ungewöhnlichen Einsatzbedingungen, holen Sie bitte den Rat unserer Ingenieure ein.

### TECHNIK-TIPP

Per Definition ist die dynamische Tragzahl  $C_a$  diejenige Belastung, bei der ein Kugelgewindetrieb eine Lebensdauer von einer Million Umdrehungen erreicht.

Genauer gesagt handelt es sich dabei um eine Erlebenswahrscheinlichkeit. Die Lebensdauer, die von 90% einer genügend großen Anzahl von identischen Kugelgewindetribs erreicht wird, wird  $L_{10}$  genannt. Für höhere Erlebenswahrscheinlichkeiten als 90% können Korrekturfaktoren verwendet werden. In der Praxis des Maschinenbaus sind jedoch  $L_{10}$ -Werte die gebräuchlichsten, da an anderer Stelle der Berechnung (etwa bei der Abschätzung der Kräfte oder der Lastzyklen), deutlich größere Unsicherheiten vorliegen.

## ERMÜDUNGSLEBENSDAUER

$$F_m = \frac{C_a}{\sqrt[3]{\frac{L_{10}}{10^6}}}$$

$F_m$ : zulässige mittlere Belastung bei gegebener Tragzahl und Lebensdauer [N]

$$C_a = F_m \cdot \sqrt[3]{\frac{L_{10}}{10^6}}$$

$C_a$ : erforderliche Tragzahl bei gegebener mittlerer Belastung und Lebensdauer [N]

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{F_m}\right)^3 \cdot 10^6$$

$L_{10}$ : Ermüdungslebensdauer in Umdrehungen bei gegebener Tragzahl und mittlerer Belastung [Umdrehungen]

## LEBENSDAUERBERECHNUNG

Die Lebensdauer  $L_{10}$  ergibt sich aus der dynamischen Tragzahl  $C_a$  und der vorstehend ermittelten modifizierten (= die Vorspannung berücksichtigenden) äquivalenten (=mittleren) Belastung  $F_m$ .  $L_{10}$  ist die Lebensdauer, die gemäß Definition von 90% einer genügend großen Anzahl identischer Kugelgewindetriebe erreicht wird. Für die Lebensdauer  $L_5$  (Erlebenswahrscheinlichkeit 95%) könnte nach untenstehender Tabelle nur 62% der Lebensdauer  $L_{10}$  angenommen werden. Eine genauere Zuverlässigkeitsanalyse ist für Kugelgewindetriebe notwendig, die in Luftfahrtanwendungen eingesetzt sind. Hier werden die FMEA-Methode und Fehlerbäume eingesetzt und eine Aussage über MTBF bzw. MTBUR-Zeiten hergeleitet.

Zuverlässigkeit (Erlebenswahrscheinlichkeit)	90%	95%	96%	97%	98%	99%
Korrekturfaktor	1	0.62	0.53	0.44	0.33	0.21

### TECHNIK-TIPP

Die Berechnung der Ermüdungslebensdauer nach DIN /ISO-Norm beruht auf der Theorie der Hertz'schen Pressung. Die theoretischen Tragzahlen werden durch in der Praxis ermittelte Faktoren korrigiert. Diese Korrektur ergibt eine für die üblichen Belastungsfälle recht zuverlässige Vorhersage, falls die ermittelte Lebensdauer in diesem Bereich liegt:

$$3 \cdot 10^7 \leq L_{10} \leq 10^9 \quad [\text{Umdrehungen}]$$

Nach ANSI-Norm ist die dynamische Tragzahl die Belastung, unter der der Kugelgewindtrieb eine Lebensdauer = Verfahrweg von 1 Mio. Zoll erreicht (DIN / ISO: 1 Mio. Umdrehungen). Für einen direkten Vergleich muss die Tragzahl nach ANSI zunächst umgerechnet werden.

### TRAGZAHLEN NACH ANSI-NORM

Nach ANSI-Norm ist die dynamische Tragzahl die Belastung, unter der der Kugelgewindtrieb eine Lebensdauer = Verfahrweg von 1 Mio. Zoll erreicht. Ist die Steigung kleiner als 1 Zoll, dann ergibt sich daher eine geringere Tragzahl als bei Verwendung der DIN / ISO-Definition, da gemäß ANSI-Definition eine Lebensdauer von mehr als 1 Mio. Umdrehungen erreicht werden muß.

$$C_a = P_i \cdot 4.45 \cdot \sqrt[3]{\frac{25.4}{P}}$$

$C_a$ : DIN / ISO-Tragzahl [N]

$P_i$ : Tragzahl nach ANSI-Norm [lbf]

$P$ : Steigung [mm]

Bei Steigungen größer 1 Zoll liegt die ANSI-Tragzahl höher als die DIN / ISO-Tragzahl - bei identischem Kugelgewindtrieb!

Sollen Tragzahlen nach amerikanischem Standard (ANSI) verglichen werden, so müssen diese zuerst in eine Tragzahl nach ISO Standard konvertiert werden. Diese Konvertierung erfolgt, ebenso wie die Konvertierung von lbf in N, mit der nebenstehenden Formel.

### TECHNIK-TIPP

Die Vorspannung wird oft als Prozentsatz der dynamischen Tragzahl angegeben. So sind bei Muttern mit 4-Punkt-Kontakt 5-8 % der dynamischen Tragzahl ein sinnvoller Wert, während bei allen Muttern mit 2-Punkt-Kontakt eher 8-10 % verwendet werden. Diese gilt jedoch nur bei DIN / ISO-Tragzahlen. Wird die Tragzahl nach ANSI-Norm ermittelt, so ergibt sich auch ein anderer Prozentsatz für die Vorspannung!

## MAXIMALE BELASTUNGEN

Es gibt fünf Szenarien, die den Ausfall eines Kugelgewindetriebes wegen Überlastung verursachen können:

- Dynamische Überlastung, d.h. es kommen zu viele Umdrehungen bzw. zu hohe Belastungen während des Betriebes vor, die zu früh zur Materialermüdung führen. Dies kann durch Wahl einer ausreichend hohen dynamischen Tragzahl vermieden werden. Siehe „Lebensdauer“
- Überschreitung der statischen Tragzahl: Dies führt auch beim einmaligen, kurzzeitigen Auftreten einer solchen Last zu bleibenden Verformungen von Kugeln und Laufbahn, die einen ordnungsgemäßen Betrieb nicht mehr erlauben. Die statischen Tragzahlen sind in den technischen Daten aufgelistet.
- Ausknickung der auf Druck belasteten Spindelwelle: Dies ist eine Frage der freien Spindellänge, ihres Durchmessers und der Lagerungsart. Siehe „Knickung“.
- Bruch des Mutterkörpers bzw. Abriß der Befestigungsschrauben: Dies kann bereits vor Erreichen der statischen Tragzahl eintreten.
- Radialkräfte d. h. Kugelgewindetriebe werden hauptsächlich für die Aufnahme von Axialkräften dimensioniert, daher gelten die Belastungswerte dieses Kataloges für rein axiale Belastungen. Ausrichtungstoleranzen von Lagerungen und Linearführungen können jedoch zu Radialkräften führen, welche unbedingt minimiert werden sollten. Bei beabsichtigter Belastung mit Radialkräften bitten wir um Rücksprache.

### TECHNIK-TIPP

Eine vernünftige Dauerbelastung eines Kugelgewindetriebs liegt in der Regel bei gut 10% der dynamischen Tragzahl  $C_a$ . Eine Belastung von genau 10% von  $C_a$  würde zu einer rechnerischen Ermüdungslebensdauer von  $10^9$  Umdrehungen führen. Dies ist die Obergrenze des Gültigkeitsbereiches der Lebensdauerrechnung. Die mittlere Belastung wird daher eher etwas höher liegen, jedoch normalerweise nicht über 20% von  $C_a$ .

Kurzzeitig kann die Last höher liegen, jedoch bei vorgespannten Muttern mit 2-Punkt-Kontakt nicht über dem 2,8-fachen der Vorspannung. Die Vorspannung wiederum liegt bei 5%-10% von  $C_a$ .

Daraus ergibt sich ein sinnvoller Lastbereich von 10% bis maximal 30% der dynamischen Tragzahl. „Last“ bedeutet in diesem Zusammenhang die zusammengesetzte (modifizierte) Belastung aus Vorspannung und äußerer Last.

## KNICKUNG

Es gibt verschiedene Möglichkeiten, Knicksicherheit nachzuweisen. Im Maschinenbau verbreitet ist die Anwendung der Euler'schen Formeln. Bei Luftfahrtanwendungen dagegen ist eine genauere Berechnung notwendig, die wir in solchen Fällen gerne für Sie durchführen.

Auf der folgenden Seite finden Sie ein einfaches Verfahren zum Nachweis der Knicksicherheit, das Ihnen komplexe Berechnungen erspart.

## MAXIMALE BELASTUNGEN

### TECHNIK-TIPP

Wegen der logarithmischen Skala lassen sich sehr lange oder sehr dicke Spindeln in der nebenstehenden Grafik nur schlecht ablesen. Verwenden Sie dann diese Formel:

$$P_B = \frac{m \cdot d_N^4}{l_s^2} \cdot 10^4$$

$P_B$ : Knicklast [N]

$d_N$ : Nenn-Ø [mm]

$l_s$ : Ungestützte Spindellänge [mm]

$m$ : Lagerungskoeffizient

Dabei sind folgende Faktoren  $m$  für die vier Lagerungsarten (siehe nebenstehende Grafik) einzusetzen:

fest - fest (1): 22,4

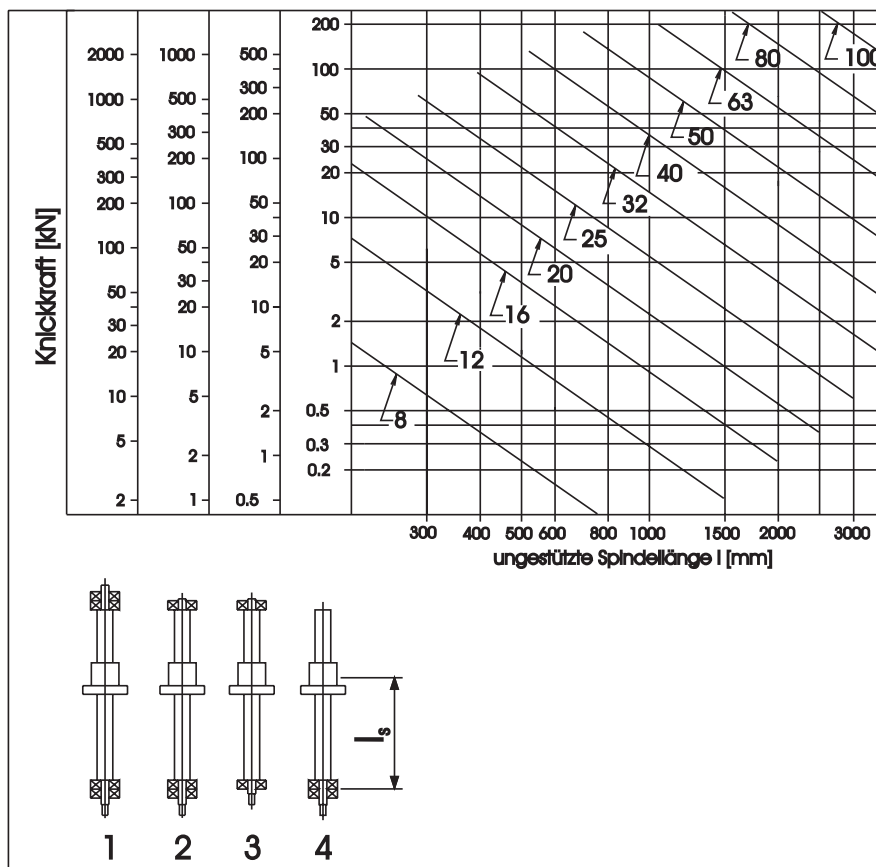
fest - lose (2): 11,2

lose - lose (3): 5,6

fest - frei (4): 1,4

Bei der Dimensionierung empfiehlt es sich nachfolgenden Sicherheitsfaktor zu berücksichtigen:

$$F_{max} = 0.5 \cdot P_B$$



## BRUCHFESTIGKEIT

Nicht alle Kugelgewindemuttern können bis zur statischen Tragzahl belastet werden. Es kann dann schon vor Erreichen einer Last zum Bruch von Flansch, Mutterkörper und Befestigungsschrauben kommen. Es gilt als maximale Axiallast immer der kleinere Wert aus statischer Tragzahl  $C_{0a}$  (Vermeidung von Laufbahneindrücken) und dem hier aufgeführten Wert (zur Vermeidung von Flanschbrüchen). Voraussetzung ist die optimale Druckkraftverteilung am Flansch und der fluchtende Einbau mit zentrischer Kräfteinleitung.

Maximale Betriebskräfte für Flanschmutter und Anzugsmomente für die Flanschbefestigung nach DIN 69051					DIN Standard-Flanschmutter	Schwerlast-Flanschmutter
DIN 69051						
Nenn- $\varnothing$ [mm]	Bohrbild	Dynamische Schraubenkraft $F_b^*$ [kN]	Statische Schraubenkraft $F_b^*$ [kN]	Anzugsmoment [Nm]	Max. zulässige Axialkraft [kN]	Max. zulässige Axialkraft [kN]
5/6	4xM3	5	20	1.5	$C_{0a}$	
8	4xM3	5	20	1.5	$C_{0a}$	
10	4xM4	7	28	3	$C_{0a}$	
12	4xM4	7	28	3	7	
16	6xM5	12	40	6	12	
20	6xM6	16	63	10	16	
25	6xM6	16	63	10	16	
32	6xM8	32	100	25	32	
40	8xM8	40	150	25	40	
50	8xM10	80	225	49	80	120
60/63	8xM10	80	225	49	80	180
80	8xM12	125	320	86	125	200
100	8xM12	125	320	86	125	200-250
100	8xM16	250	630	210	250	250
125	8xM16	250	630	210	150 <sup>1</sup>	300
125	8xM16	250	630	210	250 <sup>2</sup>	350

[1] Flanschbreite 25 mm

[2] Flanschbreite 30 mm

\* Zylinderschrauben DIN ISO 4762, Festigkeitsklasse 8.8 (90% Ausnützung, Sicherheitsfaktor 0.8,  $\mu = 0.14$ )

Bitte beachten: Es gilt als maximale Axiallast immer der kleinere Wert aus statischer Tragzahl  $C_{0a}$  (Vermeidung von Laufbahneindrücken) und dem hier aufgeführten Wert (zur Vermeidung von Flanschbrüchen). Voraussetzung ist die optimale Druckkraftverteilung am Flansch und der fluchtende Einbau mit zentrischer Kräfteinleitung.

### TECHNIK-TIPP

Bei Kugelgewindetrieben für die Luftfahrt erfolgt der Nachweis der Bruchsicherheit zunächst durch analytische Methoden wie die finite-Elemente-Methode, die gegebenenfalls in der Entwicklungsphase noch durch Versuche unterstützt wird. Für die eigentliche Zulassung sind dann Belastungstests vorgeschrieben, bei denen die Kräfteinleitung exakt wie in der Anwendung zu erfolgen hat. Oft werden daher ganze Aktoren getestet. Diese Qualifizierungstests müssen den einschlägigen Vorschriften entsprechend nachgewiesen und dokumentiert werden.

Zusätzlich erfolgt noch ein Ermüdungstest, bei dem die Spindel ohne Rotation (d.h. mit einer unveränderlichen Position der Mutter auf der Spindel) einer schwellenden oder wechselnden Belastung ausgesetzt wird. Dies ist nicht zu verwechseln mit der Ermüdungslebensdauer, bei der die schwellende Belastung durch die wiederholte Überrollung eines Punktes durch die Kugeln entsteht, und die in der dynamischen Tragzahl ihren Ausdruck findet.



## DREHZAHL - GRENZEN

### TECHNIK-TIPP

Während die Maximaldrehzahl möglichst nicht überschritten werden sollte (es gibt Sonderausführungen für höhere Drehzahlen, bitte anfragen), kann die kritische Drehzahl u.U. überschritten werden. Bitte kontaktieren Sie uns in solchen Fällen. Bei rotierender Mutter und stehender Spindel spielt die kritische Drehzahl u.U. keine Rolle.

Bei hohen Dauerdrehzahlen spielt aber die Erwärmung möglicherweise eine ausschlaggebendere Rolle: Zwar können Spindeln hohlgebohrt werden, damit sie gekühlt werden können, aber dies bedeutet einen relativ hohen Aufwand. Auch für Muttern wurde schon ein Kühlsystem erprobt - in der Praxis hat sich dies jedoch nicht bewährt.

Eine Möglichkeit, höhere mittlere Drehzahlen zu fahren ohne die aufwändige Innenkühlung der Mutter ist unsere **ETA+**-Technik. Der **ETA+**-Kugelgewindtrieb erzeugt nur etwa die Hälfte der Verlustleistung und läuft daher deutlich kühler. Auf eine ansonsten notwendige Kühlung kann bei Verwendung von **ETA+** u.U. verzichtet werden. Auch sind die Reckbeträge zum Ausgleich der Wärmedehnung wesentlich niedriger, wodurch die Lagerbelastung signifikant reduziert werden kann.



### Optimierte Kugelgewindtriebe für beste Laufeigenschaften

Mikroskopische Unregelmäßigkeiten auf der Laufbahnoberfläche des Spindelgewindes können zu Vibrationen und unruhigen Laufeigenschaften sowie Geräuschbildungen führen.

Durch den Einsatz innovativer Fertigungstechnologien kann die Oberflächenbeschaffenheit der Kugelgewindespindellaufbahn von Präzisions-Kugelgewindtrieben deutlich verbessert werden. Xi-Plus-Kugelgewindtriebe zeichnen sich durch beste Laufeigenschaften, hohe Laufruhe und geringe Geräuschentwicklung aus.

Vergleichsmessungen an Kugelgewindtrieben zeigen, dass Frequenzen, die zu einer Geräuschbildung führen, komplett beseitigt werden können. Zudem kann eine deutliche Reduzierung der Bandbreite des Drehmomentsignals um bis zu 40% erzielt werden, was eine deutliche Verbesserung der Laufruhe im eingebauten Zustand mit sich bringt.

Detaillierte Informationen zur Xi-Plus-Technologie siehe Seite 89.

### KRITISCHE DREHZAHL

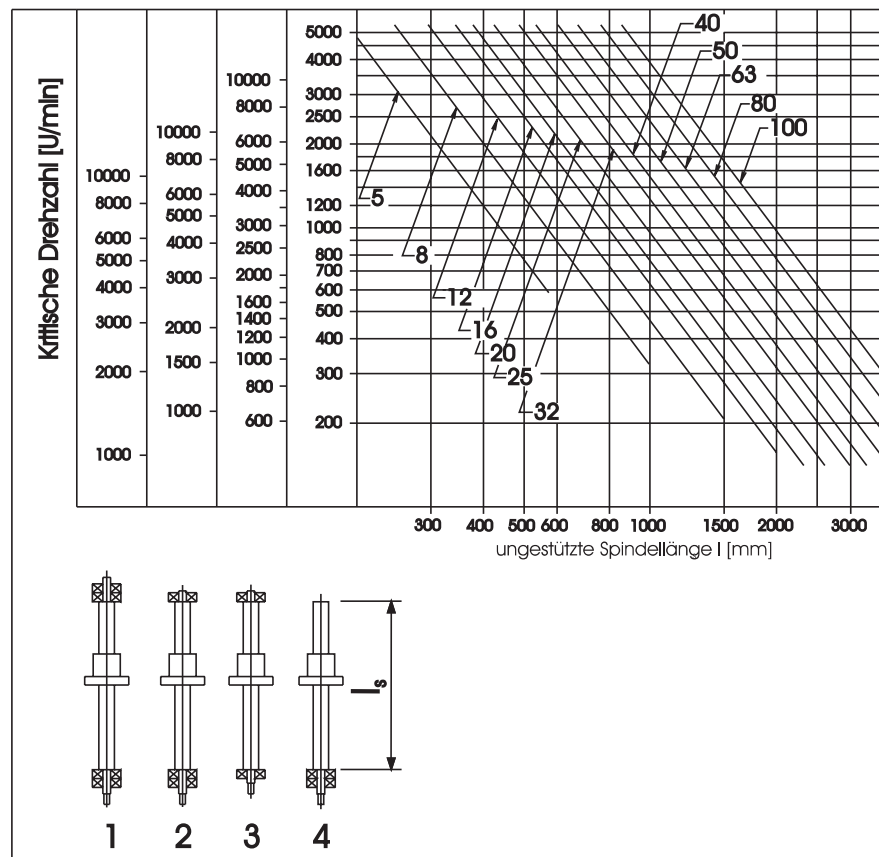
Die kritische Drehzahl ist diejenige Drehzahl, bei der ein Kugelgewindtrieb Resonanzerscheinungen zeigt. Bei rotierender Spindel wird die maximale Drehzahl einerseits durch die kritische Drehzahl bestimmt. Sie ist abhängig vom Nenndurchmesser, der Spindellänge sowie der Lagerungsart.

Ähnlich wie die Knicklast ist die biegekritische Drehzahl von der Lagerung der Spindelwelle abhängig, wobei Festlager als biegesteif angenommen werden, während Loslager als nicht biegesteif gelten. Eine Lagerung bestehend aus zwei Loslagern, die mittels Distanzstück mit einem gewissen Abstand montiert sind, würde hier als gleichwertig zu einer Festlagerung angesehen werden.

Bei größeren Längen ist die Berechnung mit der folgenden Formel einfacher. Die Berechnung der kritischen Drehzahl stützt sich auf die vier bei der Diskussion der Knicklast beschriebenen Lagerungsfälle, für die jeweils andere Konstanten gelten:

$$n_k = k \cdot d_N \cdot \frac{1}{l_s^2} \cdot 10^7$$

$n_k$ :	Kritische Drehzahl [1/min]	fest - fest (1):	25.5
$d_N$ :	Nenn-Ø [mm]	fest - lose (2):	17.7
$l_s$ :	Ungestützte Spindellänge [mm]	lose - lose (3):	11.5
$k$ :	Lagerungskoeffizient (vgl. Knicklast)	fest - frei (4):	3.9



## TECHNIK-TIPP

Die biegekritische Drehzahl ist die Drehzahl, bei der die rotierende Spindelwelle in Resonanz gerät. Ein solcher Resonanzfall könnte katastrophale Folgen haben, bis hin zum Bruch der Welle! Allerdings wird die kritische Drehzahl normalerweise ohne Einfluß der Mutter berechnet. Streng genommen spielt für die Resonanzfrequenz nur die "freie" Länge der rotierenden Welle die maßgebende Rolle, die sich durch die Mutter zwangsläufig ständig verändert. In welchen Fällen die normale Höchstdrehzahl von 80% der kritischen Drehzahl überschritten werden kann, bitten wir mit unseren Ingenieuren zu diskutieren.

Bei Kugelgewindetrieben mit stehender Welle und rotierender Mutter spielt die kritische Drehzahl eine untergeordnete Rolle. Bei ausreichend gutem Rundlauf der Mutter kann sie überschritten werden, ohne dass es zum Aufschwingen der Spindel kommt.

### Recken der Spindel und die kritische Drehzahl

Das Recken der Spindelwelle spielt im Gegensatz zur landläufigen Meinung kaum eine Rolle bei der biegekritischen Drehzahl. Die kritische Drehzahl wird durch die Biegesteifigkeit der Welle bestimmt, die die Rückstellkraft bei Auslenkung aus der Rotationsachse bestimmt.

## DREHZAHL - GRENZEN

### MAXIMALDREHZAHL

Eine zweite Begrenzung ist die Maximaldrehzahl, die durch die auf die Kugeln wirkenden Massenkräfte gegeben ist. Sie ist von der internen Konstruktion der Mutter, der Kugelumlenkung und von der Kugelgröße bzw. deren Masse abhängig.

Der DN-Wert berücksichtigt nicht die bei der jeweiligen Steigung eingesetzte Kugelgröße. Generell sind Kugelgewindetriebe mit sehr kleinen Kugeln etwas weniger drehzahlfest als solche mit größeren Kugeln. Wir empfehlen daher dringend die Beachtung der Maximaldrehzahlen in den folgenden Tabellen:

Präzisions-Kugelgewindetriebe mit geschliffenem Spindelgewinde 3-125 mm (bei gerollten Spindelgewinden 30% geringer)																						
Maximaldrehzahl [1/min]																						
Steigung P	3	5	6	8	10	12	16	20	25	28	32	36	40	50	60	63	80	100	125			
0,5	4500	2900	2900	1800																		
1	4500	4500	4500	3000	2000	2000																
1,5		4500	4500	3500	2500	2500																
2		4500	4500	4500	3700	3700	2800	2200	1800													
2,5		4500	4500	4500	4000	4000	3500	4100	2500													
3		4500	4500	4500	4500	4500	4000	4100	3000													
4			4500	4500	4500	4500	4300	4100	3600		2800											
5			4500	4500	4500	4500	4300	4100	3800	3800	3300	3300	2600	2100		1700	1200	1000	800			
6			4500	4500	4500	4500	4300	4100	3800	3800	3400	3400	3000	2200		1700	1200	1000	800			
8				4500	4500	4500	4300	4100	3800	3800	3400	3400	3000	2400		1800	1200	1000	800			
10					4500	4500	4300	4100	3800	3800	3400	3400	3000	2500		2000	1500	1200	1000			
12						4500	4300	4100	3800	3800	3500	3500	3000	2500		2000	1500	1200	1000			
15							4500	4300	4100	3800	3800	3600	3600	3000	2500		2000	1500	1200	1000		
20								4500	4300	4100	4000	4000	4000	4000	3000/4000	2500/3000		2000/2500	1500	1600	1000	
25									4300	4100	4000	4000	4000	4000	4000	3000	2500	2000	2000	1600	1200	
30										4300	4100	4000	4000	4000	4000	3000	2500	2000	2000	1600	1200	
35											4100	4000			4000	3000	2500	2000	2000	1600	1200	
40												4100	4000			4000	3000	2500	2000	2000	1600	1200
50													4000			3000	2500		2000	1600		

Schwerlast-Kugelgewindetriebe mit geschliffenem Spindelgewinde 32 - 125 mm Maximaldrehzahl [1/min]								
Steigung P	32	36	40	50	63	80	100	125
10	3000	3000	3000	2500				
12	3000		3000	2500				
16				2500	2000			
20					2000	1500	1200	1000
25					2000	1500	1200	1000
30			3500					
40				2800	2200	1800	1400	1100
50						1800	1400	1100

Erstgenannte Zahl: Wert für Einzelgumlenkung (1XXX)  
 Zweitgenannte Zahl: Wert für Gesamtumlenkung (3XXX)

## TECHNIK-TIPP

Die Abschätzung der Maximaldrehzahl über den sogenannten DN-Wert liefert nur einen groben Anhaltspunkt. Tatsächlich ist die Maximaldrehzahl neben den Nenndurchmesser und der Art der Kugelumlenkung auch noch maßgeblich von Kugeldurchmesser und damit der Masse der Kugeln abhängig. Außerdem liefert die DN-Methode bei sehr kleinen oder sehr großen Nenndurchmessern falsche Ergebnisse.

## DN WERT

### TECHNIK-TIPP

Bei Verwendung der DN-Methode würde sich theoretisch bei einem Kugelgewindtrieb von 3 mm Nenndurchmesser und dem für die interne Umlenkung veröffentlichten DN-Wert von 120.000 eine Maximaldrehzahl von 40.000 U/min ergeben, die sicher nicht realistisch ist. Die DN-Methode liefert bei besonders kleinen Kugelgewindtrieben keine sinnvollen Ergebnisse.

Eine vereinfachte Form der Definition dieser Maximaldrehzahl ist der sogenannte DN-Wert, der einen konstanten Maximalwert als Produkt aus Nenndurchmesser und Drehzahl darstellt. Diese einfache Methode liefert allerdings bei sehr kleinen Spindeln unrealistisch hohe Drehzahlwerte.

Die Methode der DN-Werte stellt eine einfache Vergleichsmöglichkeit zwischen verschiedenen Ausführungen von Kugelgewindtrieben dar. Am DN-Wert läßt sich hauptsächlich die Güte der Kugelrückführung ablesen, da der DN-Wert ein Maß für die Bahngeschwindigkeit der Kugeln ist.

$$DN = n_{max} \cdot d_N$$

$n_{max}$ : Maximaldrehzahl [1/min]

$d_N$ : Nenn-Ø [mm]

DN: Drehzahlkennwert [mm/min]

Bei den heute verfügbaren Kugelgewindtrieben sind DN-Werte von ca. 60.000 bis 120.000, in Einzelfällen darüber, möglich. Steinmeyer empfiehlt jedoch dringend, die für die einzelnen Größen angegebenen Höchstdrehzahlen zu beachten.

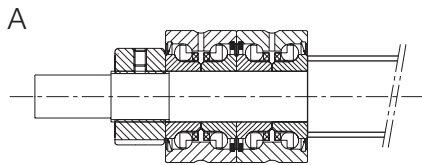
- Interne Umlenkung (Serie 1xxx):  $DN \leq 120.000$
- Externe Umlenkung (Serie 2xxx und 3xxx):  $DN \leq 160.000$
- Schwerlastausführungen (Serie 9xxx mit Kugeldurchmesser 15 und 19):  
 $DN \leq 120.000$

Wir empfehlen daher dringend die Beachtung der Maximaldrehzahlen in den Tabellen auf Seite 36.

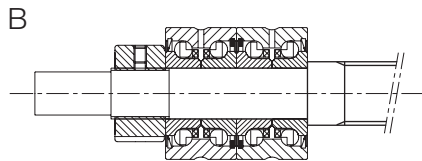
## GESTALTUNG DER LAGERZAPFEN

### Gestaltung der Lagerzapfen

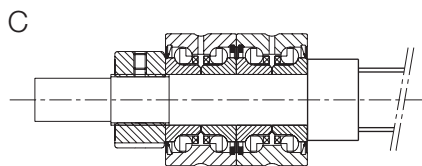
Die Lagerung soll einerseits die Rotation der Spindelwelle ermöglichen und gleichzeitig die Axialkräfte der Spindel mit möglichst geringer Verformung in die Umgebungskonstruktion ableiten. Bei modernen Kugelgewindetrieben sind axiale Tragfähigkeiten und Steifigkeit sehr hoch, so dass nur hochwertige, für die Lagerung von Antriebsspindeln optimierte Lager den Anforderungen gerechnet werden. Gleichzeitig ist eine den Axial- und Vorspannkräften dieser Lager adäquate Befestigung auf der Spindel von ausschlaggebender Bedeutung.



A: Die einfachste und kostengünstigste Möglichkeit besteht in einem Lagerzapfen, der ausreichend klein ist gegenüber dem Nenndurchmesser der Kugelspindel. Im Idealfall ist die Schulterfläche unterhalb des Kerndurchmessers der Kugelspindel bereits ausreichend, um die Kräfte des Lagers mit vertretbarer Flächenbelastung aufzunehmen.



B: Reicht diese Fläche nicht, so besteht die Gefahr, dass die Spindelwelle sich beim Vorspannen des Lagers verbiegt. Dann ist eine volle Schulter erforderlich. In diesem Fall ist am anderen Spindelende eine offene Schulter notwendig, da sonst die Montage der Kugelmutter übermäßig erschwert wird.



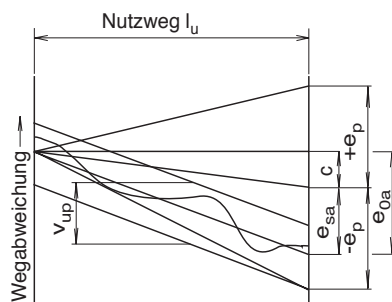
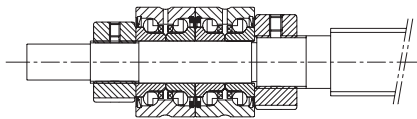
C: Reicht auch die volle Schulter nicht aus, dann kann ein Bund oder ein aufgeschumpfter Ring mit einem Außendurchmesser größer als der Spindel-Nenndurchmesser notwendig werden.

### TECHNIK-TIPP

Soll eine lange Spindel zur Kompensation der Wärmedehnung vorgereckt werden, dann sind beidseits axial belastbare Lager vorzusehen, von denen eines mittels einer zweiten Nutmutter zur Vorspannung der Welle verwendet wird. Es sind auch Lösungen mit passend geschliffenen Beilageringen möglich.

Ausreichende Lagerschultern sind wichtig, nicht nur weil bei zu kleiner Dimensionierung ein ständiges Setzen des Lagers unvermeidbar ist. Es kann auch zum Abkippen des Lagers kommen, insbesondere wenn die Lagerschulter durch den Gewindegang unterbrochen und damit nicht mehr radialsymmetrisch ist. Durch dieses Abkippen des Lagers kann sogar der Lagerzapfen verbogen werden, so dass sich dieses Problem durch einen mangelhaften Rundlauf der Spindel äußert.

## RECKUNG DER SPINDELWELLE



Das Recken von Kugelgewindetrieben dient zur Kompensation der Wärmedehnung bzw. zur Vermeidung von Druckkräften bei Verwendung von Festlagern an beiden Enden. Ziel ist es, die Spindelwelle so weit zu recken, dass bei der höchsten zu erwartenden Temperatur immer noch eine geringe Zugkraft vorhanden ist.

### TECHNIK-TIPP

Die Resonanzfrequenz (kritische Drehzahl) der Spindel wird durch die Zugkraft nicht wesentlich beeinflusst. Jedoch ist das Recken Voraussetzung dafür, dass die Spindel beidseits in Festlagern gelagert werden kann. Dies wiederum führt zu einer höheren kritischen Drehzahl. Auch die Axialsteifigkeit steigt durch die Fest-Lagerung.

Der Kugelgewindetrieb kann mit einer negativen Streckungskompensation  $c$  bestellt werden, damit durch das Recken keine ungewollte positive Streckungsabweichung entsteht.

### Ermitteln der Betriebstemperatur

$$\Delta l_T = l_s \cdot \Delta t \cdot \alpha$$

$\Delta t$ : Temperaturänderung [°C]

$\alpha$ : Wärmedehnungskoeffizient [1/°C]  
(für DIN 1.1213 =  $11.5 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}$ )

$l_s$ : Spindellänge [mm]

Steinmeyer verfügt über die Möglichkeit, die voraussichtliche Betriebstemperatur eines Kugelgewindetriebs abzuschätzen. Bitte kontaktieren Sie uns, falls Sie nicht über Erfahrungswerte verfügen.

### Berechnung der Reckung

$$\Delta l_p \geq \Delta l_T$$

$\Delta l_p$ : Reckbetrag [mm]

$\Delta l_T$ : Wärmedehnung [mm]

Die Dehnung (Reckung) der Spindelwelle sollte mindestens gleich groß wie die Wärmedehnung bei der höchsten zu erwartenden Temperatur sein.

### Berechnung der Reckkraft

$$F_T = E \cdot A \cdot \varepsilon$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta l_p}{l_s}$$

$F_T$ : Reckkraft [N]

$E$ : E-Modul [N/mm<sup>2</sup>]

$A$ : Querschnittsfläche [mm<sup>2</sup>]

$\varepsilon$ : Dehnung bezogen auf Länge

Die Kräfte zur Reckung der Spindelwelle sind erheblich. Da sie (bei rotierender Spindelwelle) über die Axiallager geleitet werden müssen, stellen sie einen gewichtigen Faktor bei der Dimensionierung der Lager dar.

Zur Berechnung der Querschnittsfläche  $A$  verwenden Sie einfach den Nenndurchmesser des Kugelgewindetriebs minus des Kugeldurchmessers.

## GESTALTUNG DER LAGERZAPFEN

### LAGERAUSWAHL

#### TECHNIK-TIPP

Bei Miniatur-Kugelgewindetrieben werden entweder gepaarte Schrägkugellager verwendet, oder es werden je ein Rillenkugellager an den beiden Spindelenden verwendet, die dann gegeneinander verspannt werden. Für diese Art der Vorspannung sollten Rillenkugellager mit höherer Lagerluft eingesetzt werden, damit sich nach dem Verspannen ein günstiger Kontaktwinkel ergibt. Nahezu spielfreie Rillenkugellager können bei dieser Vorspannmethode leicht durch übermäßige Lagerkräfte zerstört werden, bzw. es ergeben sich keine günstigen Laufeigenschaften.

Die Lagerung eines Kugelgewindetriebs soll einerseits die Axialkräfte, die von der Mutter erzeugt werden, aufnehmen können, andererseits aber auch für die zusätzlichen Kräfte aus der Reckung der Spindel bzw. für die Querkkräfte aus einem Riementrieb geeignet sein. Bei Kugelmuttern mit hohen Umlaufzahlen und großen Kugeldurchmessern (also hoher dynamischer Tragzahl) und bei stark gereckten Spindeln kann es unter Umständen schwierig sein, geeignete Lager zu finden. Gleichzeitig soll das Lager aber eine ausreichend kleine Bohrung und einen Stützdurchmesser aufweisen, der nicht größer ist als der Spindel-Nenndurchmesser.

Diese Diskussion kann daher nur einen ersten Anhaltspunkt für die Lagerauswahl darstellen. Sie ist keinesfalls als allgemeingültig oder vollständig anzusehen. Für die Auswahl eines Lagers gelten folgende Kriterien:

- Axiale dynamische Tragzahl etwa gleich der dynamischen Tragzahl der Kugelmutter (oder entsprechend höher bei Reckung der Spindelwelle).
- Stützmutter des Innenrings nicht größer als der Kerndurchmesser der Spindelwelle (bei Zapfenausführung A) bzw. nicht größer als der Nenndurchmesser der Spindelwelle (bei Zapfenausführung B).
- Außerdem sollte das Lager für die gleiche Schmiermethode (Öl/Fett) und für die selbe Drehzahl geeignet sein.

Steinmeyer empfiehlt den Einbau von INA-Wälzlagern. Die folgende Tabelle ist eine Übersicht der häufig verwendeten Lagerungen. Da es nicht möglich ist alle Kombinationen hier aufzuzeigen, bitten wir um Rücksprache für Ihren speziellen Anwendungsfall.

Kugelgewindetrieb Nenn-Ø [mm]	INA-Lager mit Lagerzapfen nach Abbildung		
	A	B	C
16	ZKLN1034	-	ZKLN1242
20	ZKLN1242	-	ZKLN1545
25	ZKLN1747	-	ZKLN2052
32 (P≤5)	ZKLN2557	-	-
32 (P>5)	ZKLN2052	ZKLN2557	-
40 (P≤5)	ZKLN3062	-	-
40 (P>5)	-	ZARN3062LTN	-
50 (P≤5)	ZKLN4075	-	-
50 (P>5)	-	ZARN4075LTN	-
63 (P≤5)	ZKLN5090	-	-
63 (P>5)	ZARN4090LTN	ZARN45105LTN	-
80	-	ZARN50110LTN	-
100	-	ZARN60120LTN	-

Obiger Auszug kann keine allgemeingültige, optimale Lagerauswahl geben. Bei der Auswahl müssen eventuelle Radialkräfte bzw. höhere Axialkräfte bei vorgereckten Spindeln berücksichtigt werden.

## SCHMIERUNG UND ABSTREIFER

Schmiermittelversorgung und Abstreifer bzw. Dichtungen an der Mutter müssen aufeinander abgestimmt sein. Bei der Auswahl spielen nicht nur die Umgebungsbedingungen eine Rolle, sondern auch die Betriebsdrehzahlen und Lasten. Insbesondere die Frage, ob Fett oder Öl der geeignete Schmierstoff ist, und welche Qualitäten geeignet sind, wird hier diskutiert.

### Kunststoffabstreifer



Kunststoffabstreifer oder Labyrinthdichtungen sind der Standard in Maschinenbauanwendungen. Sie verhindern zuverlässig das Eindringen von Spänen und groben Schmutzpartikeln, erlauben aber eine gewisse Leckage des Schmiermittels. In Verbindung mit einer automatischen Öl- oder Fettzufuhr ergibt sich so ein Spüleffekt der Mutter, die damit eine hohe Betriebssicherheit erreicht.

### Filzabstreifer



Der Filzabstreifer (Filzdichtung) ist überall dort hervorragend geeignet, wo kleine, abrasive oder sonstwie problematische (z.B. Öl aufsaugende) Schmutzpartikel vorkommen, also z.B. in Schleifmaschinen oder auch in Holzbearbeitungsmaschinen. Der Filzabstreifer bewirkt nicht nur eine sehr effiziente Abdichtung der Mutter gegen solche problematischen Verschmutzungen, sondern dient gleichzeitig auch als Schmierstoffreservoir.

### Doppelabstreifer (Kombidichtung)



Der Doppelabstreifer wird dort eingesetzt, wo einerseits problematische Verschmutzungen vorkommen, andererseits aber auch nicht ausgeschlossen werden kann, dass Wasser bzw. wasserbasierte Kühlschmiermittel in Kontakt mit der Mutter kommen. In solchen Fällen kann der Filzabstreifer nicht ohne zusätzlichen Schutz eingesetzt werden, da der Filz sonst zur Wasseraufnahme neigt.

Bei Verwendung von Doppelabstreifern vergrößert sich die Mutterlänge. Bitte erfragen Sie die Maße bei Bedarf.

### TECHNIK - TIPP

Vorausgesetzt, dass sich über einen wesentlichen Teil des Arbeitszyklus ein EHD-Schmierfilm ausbilden kann, ist die Ölschmierung der Fettschmierung bezüglich der Verschleißraten überlegen. Die Fettschmierung bedingt dagegen bei geringen Geschwindigkeiten, bei den immer Grenzreibung (Festkörperreibung) vorliegt, einen besseren Verschleißschutz. Sie bietet auch die Möglichkeit einer Langzeit- oder Lebensdauerschmierung und bedingt geringere Schmiermittelverluste.

Eine Diskussion der Vor- und Nachteile von Fett- bzw. Ölschmierung und die Ergebnisse einer wissenschaftlichen Untersuchung durch das Tribologielabor des CSEM in Neuchâtel / Schweiz ([www.csem.ch](http://www.csem.ch)) finden Sie nachfolgend.

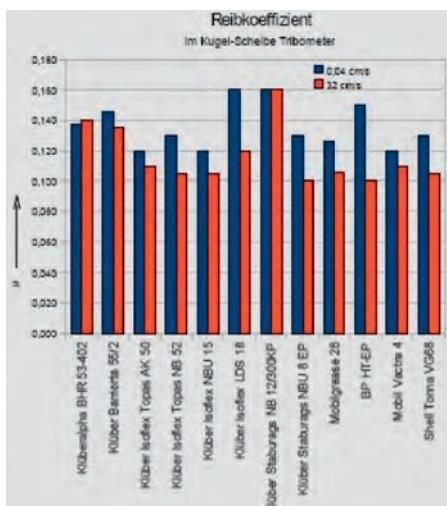
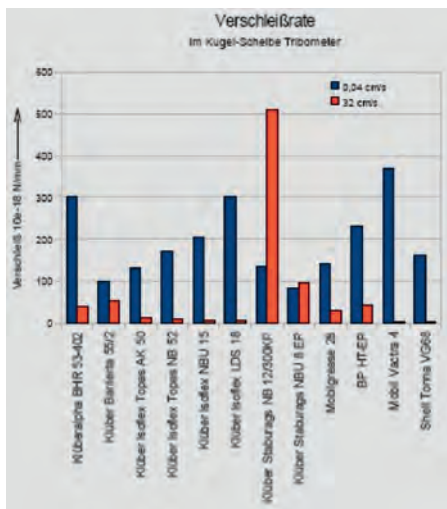


## SCHMIERUNG UND ABSTREIFER

### TRIBOLOGIE ÖL/FETT

Im Auftrag der Fa. Steinmeyer und gefördert im Rahmen eines EUREKA-Projektes durch die schweizerische KTI wurde am Tribologielabor der CSEM (Centre Suisse d'Electronique et Microtechnique) in Neuchâtel eine vergleichende Untersuchung einiger für Kugelgewindetriebe eingesetzter Schmierstoffe gemacht. Dabei wurde Wert gelegt auf eine möglichst genaue Abbildung der spezifischen tribologischen Bedingungen, wie sie im Kugelgewindetrieb herrschen.

Der Test wurde mit einem Pin-on-Disc-Tribometer durchgeführt, wobei die Spitze des Stiftes durch eine handelsübliche Lagerkugel aus 100Cr6 ersetzt wurde, während die Scheibe, ebenfalls aus 100Cr6, mit den beim Schleifen von Kugelmuttern üblichen Verfahren angefertigt wurde. Die Scheibe bildete somit so genau wie möglich die Laufbahn einer Kugelmutter ab.



Zusammenfassend ergab sich, dass die Reibkoeffizienten sich nicht wesentlich unterscheiden, und dass ein niedriger Reibkoeffizient keinesfalls auf einen geringen Verschleiß schließen lässt! Weitere Informationen entnehmen Sie bitte unserer Website.

- Die Verschleißraten zeigen, dass einige Fette durchaus als „Universalschmiermittel“ gelten können, da sie bei beiden Geschwindigkeiten relativ niedrige Verschleißraten aufweisen.
- Bei hoher Geschwindigkeit bildete sich bei den beiden getesteten Ölen erwartungsgemäß ein elastohydrodynamischer Schmierfilm aus, was aus der extrem niedrigen Verschleißrate hervorgeht.
- Ein reines Mineralöl ohne verschleißmindernde Additive (Vactra 4) zeigte bei niedriger Geschwindigkeit eine extrem hohe Verschleißrate. Dies rührt daher, dass es mangels geeigneter Additive nicht in der Lage ist, bei unzureichender Geschwindigkeit einen Schmierfilm zu erhalten. Es wird durch die hohe Flächenpressung, die für Kugelgewindetriebe charakteristisch ist, aus dem Schmierpalt gedrückt.
- Ein mit entsprechenden Additiven versehenes Öl, dessen Kohlenwasserstoffmoleküle chemisch oder physikalisch an die Metalloberflächen der Reibpartner gebunden werden (EP Additive), zeigt ein wesentlich besseres Verhalten im Grenzreibungsbereich.

Außer bei einem Schwerlastfett (Staburags NBU 12/300KP), dessen Schmierfilm bei hoher Geschwindigkeit erwartungsgemäß abrisst, kam es bei den Fetten zu keinem Versagen der Schmierung. Allerdings konnte auch nachgewiesen werden, dass Fette keinen echten EHD-Schmierfilm ausbilden, wodurch die Verschleißrate bei höherer Geschwindigkeit immer größer ist als bei EHD-Schmierung mit Öl.

## Elasto-Hydrodynamische Schmierung (EHD)

Bei der Lebensdauerberechnung von Kugelgewindetrieben wird eine von der Schmierstoffart und vom Schmierverfahren abhängige, jedoch in jedem Fall ausreichende Schmierfilmbildung im Wälzkontakt vorausgesetzt. Dementsprechend ist darauf zu achten, dass:

- Schmierstoff an allen Kontaktstellen ausreichend zur Verfügung steht
- möglichst wenig Verunreinigungen entstehen
- die Schmierstoff - Gebrauchsdauer nicht überschritten ist
- möglichst Betriebsbedingungen vorliegen, die die Ausbildung eines EHD - Schmierfilmes gewährleisten

Die Schmierfilmbildung selbst wird vorrangig durch die EHD - Theorie (Theorie der elasto-hydrodynamischen Schmierung) beschrieben. Inwieweit sich ein tragender EHD - Schmierfilm ausbildet, hängt von der Größe des Kugelgewindetriebs, der Drehzahl, vornehmlich von der Betriebsviskosität des Schmierstoffes und in geringem Maße von der Höhe der Belastung ab. Eine Mindestbelastung (z.B. durch Vorspannung) ist notwendig, um einen eindeutigen Abrollvorgang in den Kugeln sicherzustellen.

Die Ausbildung eines EHD - Schmierfilmes wird definiert durch das Viskositätsverhältnis  $k = u / u_1$ . Die Betriebsviskosität  $u$  ist die im Betrieb tatsächlich auftretende Schmiermittelviskosität, die Bezugsviskosität  $u_1$  ist die Schmiermittelviskosität, die zum Erreichen von zufriedenstellendem Betriebsverhalten nicht unterschritten werden sollte.

Das Viskositätsverhältnis läßt sich in 3 Teilbereiche unterteilen:

- $k \geq 4$  vollständiger EHD - Film optimale Schmierung
- $0,4 \leq k < 4$  Mischreibungsgebiet EP - Zusätze im Schmiermittel sind unbedingt notwendig (EP - Fett, CLP - Öle)
- $k < 0,4$  keine eindeutige Trennung der Oberflächen (Adhäsion) mit vorzeitigen Ausfällen durch Werkstoffermüdung ist zu rechnen

Zum sicheren Erreichen der gewünschten Lebensdauer ist die Ausbildung eines vollständigen EHD - Schmierfilmes wünschenswert, d.h. eine möglichst hohe Schmiermittelviskosität anzustreben. Dem widersprechen Forderungen nach:

- geringem Reibmoment
- großer Wärmeabfuhr durch das Schmiermittel
- sichere Schmierung auch von schwer zugänglichen Stellen

Aufgrund dieser gegensätzlichen Forderungen sollte die Schmiermittel - Viskosität entsprechend nächster Tabelle ausgewählt werden. Diese Anhaltswerte entsprechen den üblichen und bewährten Praxisbedingungen.

## SCHMIERUNG UND ABSTREIFER

### ÖLSCHMIERUNG

Bei Ölschmierung ist eine Mutter mit Schmieranschluß und Abstreifern zu verwenden. Steinmeyer Kugelgewindetriebe werden einbaufertig geschmiert ausgeliefert. Bei Ölschmierung (bitte auf Bestellung vermerken) wird der Kugelgewindetrieb mit einem speziellen Fett geschmiert, das nach kurzer Zeit durch das Öl ausgespült wird und bedarf keiner Reinigung vor der Montage.

Die Schmieröl-Einspritzintervalle sollen ca. 4 x pro Stunde erfolgen. Bei Ölumlau - Schmieranlagen sollten entsprechende Filter (Maschenweite < 10 µm) und Kühler (Öleinlaufftemp. < 50°C) vorgesehen werden. Ölnebelschmierung auf die Spindelwelle ist nur bei Mutterausführungen ohne Abstreifer empfehlenswert (Voraussetzung: nur geringe Verschmutzung). Ölbad- bzw. Öлтаuchschmierung sollte nur bei geringen Verfahrgeschwindigkeiten angewandt werden. Tropföl- bzw. Verlustschmierung ist prinzipiell möglich, die notwendigen Schmierölmengen müssen jedoch beachtet werden.

### Empfohlene Ölmengen

Spindel-Nenn-Ø [mm]	Ölmenge in cm³/h bei Ölumlau schmierung		Ölmenge in mm³/min bei Mini- malmengen- oder Ölnebelschmierung
	ohne zusätzliche Wärmeabfuhr	mit zusätzlicher Wärmeabfuhr	
16	0,12	0,3	1
20	0,15	0,4	1,5
25	0,2	0,5	2
32	0,25	0,7	2,5
40	0,3	0,9	3
50	0,4	1,5	4
63	0,5	2	5,0
80	0,6	3,0	6,0
100	0,8	4,0	8,0
125	1,0	5,0	10,0

### Geeignete Öle

Es sollten nur Öle mit solchen Additiven verwendet werden, die auch im Grenzreibungs- bereich noch eine verschleißmindernde Wirkung haben, wenn EHD-Schmierung nicht mehr gegeben ist. Wir empfehlen generell CLP-Getriebeöle (keine Gleitbahn- öle oder Hydrauliköle, auch wenn sie „für hohen Druck“ geeignet sein sollen!!) nach DIN 51517-3 in der entsprechenden Viskositätsklasse!

## Empfohlene Ölviskositäten für EHD-Schmierung

Spindel- Nenn- $\varnothing$ [mm]	Mittlere Spindel- drehzahl [1/min]	Bezugs- viskosität $u_1$ [mm <sup>2</sup> /s]	Erwartete Schmiermit- teltemperatur [°C]	Viskositäts- klasse ISO VG	Betriebs- viskosität $u$ [mm <sup>2</sup> /s]
bis 16	10	ca. 3000	30	680	ca. 3000
	50	500	35	320	500
	200	180	40	220	220
	500	70	45	100	80
	1000	40	50	68	42
	2000	28	55	68	35
20 - 32	10	ca. 1200	30	460	ca. 1200
	50	350	35	320	500
	200	120	40	150	150
	500	50	45	68	50
	1000	30	50	46	30
über 40	10	ca. 900	30	320	ca. 900
	50	250	35	220	300
	200	80	40	100	100
	500	35	45	46	35

### TECHNIK-TIPP

Filz- oder Doppelabstreifer dichten die Mutter weitgehend ab. Deswegen dürfen bei solchen Abstreifern die vorgegebenen Öl-mengen nicht wesentlich überschritten werden, da sonst die Gefahr der Überfüllung der Mutter besteht. Bei höheren Drehzahlen kann eine mit zu viel Schmiermittel gefüllte Mutter überhitzen!

Die mit Ölschmierung erreichbaren Werte bez. Lebensdauer sind denen von Kugelgewindetrieben mit Fettschmierung überlegen, sofern bei einem wesentlichen Teil des Arbeitszyklus EHD-Schmierung erreicht werden kann.

## SCHMIERUNG UND ABSTREIFER

### FETTSCHMIERUNG

Die Nachschmierung von Kugelgewindetrieben kann grundsätzlich mit allen Fetten erfolgen, deren Seifenbasis mit dem für die Erstbefettung verwendeten Fett kompatibel ist, und deren Grundölviskosität ähnlich ist. Falls nichts Anderes vereinbart ist, verwendet Steinmeyer für die Erstbefettung Klüber Staburags NBU 8 EP.

#### Manuelle Nachschmierung

Die Nachschmierung von Kugelgewindetrieben mit normalen Kunststoffabstreifern sollte alle 500 Betriebsstunden bzw. mindestens 4x pro Jahr erfolgen. Bei Kugelgewindetrieben mit Filzabstreifern beträgt das Schmierintervall 1000 Betriebsstunden bzw. kann auf 2x pro Jahr verlängert werden.

Bei guter Abdeckung des Kugelgewindetriebs gegen Schmutz und Flüssigkeiten (Wasser, Kühlschmiermittel) kann bei Kugelgewindetrieben mit Filz- oder Doppelabstreifern (Kombidichtung) das Schmierintervall auf 2000 Betriebsstunden bzw. 1x pro Jahr verlängert werden. Dazu wird in der Regel das Langzeitfett Klüber Isoflex NBU 15 als Erstbefettung verwendet und die Filzstreifen der Abstreifer werden mit dem Grundöl des Fettes vorimprägniert. Für solche Langzeitschmierung sprechen Sie bitte unsere Ingenieure an.

#### Automatische Nachschmierung

Bei der automatischen Fettschmierung gibt es die Möglichkeit, zentrale Schmiermittelpumpen für die Versorgung aller Schmierstellen zu verwenden, oder Fettkartuschen für eine oder mehrere Schmierstellen. In jedem Fall ist zu prüfen, ob das gewählte Fett zuverlässig bis zu den Schmierstellen gefördert wird. Bei Fettkartuschen, die durch chemische Gasgeneratoren betrieben werden, steht das Fett ständig unter Druck, was bei einigen Fetten zum „Ausbluten“ (Trennung von Dichtungsmittel und Öl) und zum Ausfall der Schmierung führen kann. Steinmeyer empfiehlt daher elektromechanische Schmierkartuschen, die das Fett impulsförmig fördern und damit dem Ausbluten vorbeugen.

Für die automatische Fettschmierung werden normalerweise Fließfette der NLGI Klasse 0 oder 00 eingesetzt, die am leichtesten durch lange Rohrleitungen gefördert werden können. Bei ausreichendem Rohrdurchmesser können jedoch auch Fette der Klassen 1 oder 2 verwendet werden. Dies ist jedoch unbedingt zu testen.

Bitte entnehmen Sie die von uns empfohlenen Schmierintervalle und Mengen den Tabellen auf Seite 47.

### TECHNIK-TIPP

Schmiermittel auf Mineralölbasis „altern“ auf zwei Arten:

- Erstens sind sie ständigen chemischen Angriffen durch Luftsauerstoff und andere Medien ausgesetzt, die durch Oxidation mit der Zeit zur „Verharzung“ führen. Die Verharzung verläuft relativ langsam und spielt bei normaler Nachschmierung keine Rolle. Sie begrenzt jedoch die Lagerfähigkeit von Ersatzteilen, die bereits gebrauchsfertig be fettet sind, auf ca. 2-5 Jahre. Genauere Auskunft geben die Fetthersteller.
- Zweitens werden durch Scherspannungen im Schmierpalt die Kohlenwasserstoffmoleküle mechanisch belastet und brechen mit der Zeit auf. Dieses Verkürzen der CH-Ketten führt zu einem Verlust an Viskosität. Die dadurch bedingte „Fettgebrauchsdauer“ kann berechnet werden.

## Manuelle Nachschmierung

Spindel-Nenn-Ø [mm]	Fettauftrag auf die Spindel [g]	Fettmenge in die Mutter [g]	
		Einzelmutter	Doppelmutter
3	0,15	-	-
5	0,3	-	-
8	0,7	-	-
12	1	-	-
16	4	0,2	0,3
20	7	0,5	0,8
25	10	0,7	1
32	17	1,1	1,7
40	25	1,8	2,7
50	35	2,4	3,6
63	50	3	4,5
80	70	4	6

## Automatische Nachschmierung

Spindel-Nenn-Ø [mm]	Dosiermenge pro Impuls [cm <sup>3</sup> ]		Schmierintervall [h]*
	Einzelmutter	Doppelmutter	
16	0,01	0,03	4 - 8
20	0,03	0,06	4 - 8
25	0,03	0,06	4 - 8
32	0,06	0,1	4 - 8
40	0,06	0,1	4 - 8
50	0,1	0,16	4 - 8
63	0,16	0,2	4 - 8
80	0,2	0,3	4 - 8

\* Die automatische Nachschmierung sollte mit Fließfett der Klasse NLGI 00 oder NLGI 000 mit der angegebenen Dosiermenge erfolgen. Ein Nachschmier-Intervall sollte zwischen 4 und 8 Betriebsstunden liegen bzw. nach einem Verfahrensweg von 500m erfolgen. Bei jedem Einschalten der Achse sollte ebenfalls ein Schmierimpuls erfolgen.

### TECHNIK-TIPP

Bei der manuellen Nachschmierung mit der Fettpresse darf bei Muttern mit Filz- oder Doppelabstreifern keinesfalls mehr Fett in die Mutter gepumpt werden, als in der Tabelle angegeben ist. Es besteht nicht nur die Gefahr des Überfüllens, sondern die Abstreifer könnten durch einen Druckaufbau in der Mutter beschädigt oder aus ihrer Position gedrückt werden!

Bei Kugelgewindetrieben für die Luftfahrt wird in der Regel Fett in die Mutter gepresst, bis es an beiden Seiten der Mutter sichtbar wieder austritt. Bei besonders dichten Abstreifern wird zum Schutz vor Beschädigung durch den Druck der Fettpresse ein Entlastungsloch bzw. ein Entlastungsventil vorgesehen. Der Abschmiervorgang wird dann so lange fortgesetzt, bis dort frisches Fett austritt. In diesem Fall wird zwar die Mutter komplett mit Fett gefüllt, dies ist jedoch zum Schutz vor eindringendem Wasser in der Regel erwünscht. Wegen der niedrigeren Geschwindigkeiten bzw. der nur kurzen Einschaltedauern besteht keine Überhitzungsgefahr.

## SCHMIERUNG UND ABSTREIFER

### Empfohlene Schmierfette

Anwendungsfall	Klüber - Standardfette	Untere Temperaturgrenze [°C]	Obere Temperaturgrenze [°C]	Grundöl Viskosität [mm <sup>2</sup> /s] bei 40 °C	Lubcon (Äquivalente Schmierstoffe)	Untere Temperaturgrenze [°C]	Obere Temperaturgrenze [°C]	Grundöl Viskosität [mm <sup>2</sup> /s] bei 40 °C
Standardfett, Langzeitschmierung bei hoher spezifischer Belastung	Staburags NBU 8 EP	-20	140	100	Turmogrease PHS 1002	-40	160	105
Dauerschmierung mit Filzabstreifern	Isoflex NBU 15	-30	130	23	Turmogrease Highspeed L252	-50	120	25
Dauerschmierung ohne Filzabstreifer	Staburags NBU 12/300KP	-20	140	220	Turmogrease CAK 4002	-20	150	400
Leichtlauf fett	Isoflex LDS 18 Spezial A	-50	120	15	Thermoplex 2 TML Spezial	-70	130	20
Hochtemperatur Langzeitschmierfett	Klüberalpha BHR 53-402	-40	260	400	Turmotemp Super 2 EP	-30	280	500
Tief-temperaturanwendung	Isoflex PDL 300 A	-70	110	9	Thermoplex TTF 122	-70	150	12
Vakuumbetrieb	Barrierta L55/2	-40	260	400	Turmotemp II/400 KL Turmotemp II/400 RS2	-30 -30	260 260	400 550
Lebensmittelverträgliches Fett	Klübersynth UH1 14-151	-45	120	150	Turmosynthgrease ALN 2501	-40	160	250

### Hybrid-Kugelgewindtriebe

Unter Hybridausführung eines Kugelgewindtriebes versteht man die Paarung von Mutter und Spindel aus Stahl mit Kugeln aus Keramik. Dabei kommt überwiegend Siliziumnitrid in gehärteter Qualität (Heiss Isostatische Pressung) zum Einsatz.

Während Hybrid-Kugelgewindtriebe bei mangelhafter Schmierung deutliche Vorteile bieten, ist mit funktionierender Schmierung praktisch kein Unterschied zu konventionellen Ausführungen mit Stahlkugeln mehr nachweisbar.

Die große Härte und der hohe E-Modul von Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>-Kugeln führt zu einer erheblich stärkeren Belastung der Stahl-Laufbahnen. Außerdem müssen Hybrid-Kugelgewindtriebe mit Trennkugeln montiert werden, so dass sich die Anzahl der lasttragenden Kugeln halbiert.

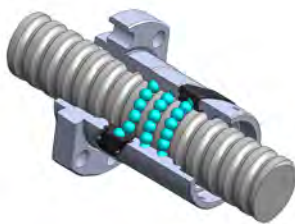
## UMLENKUNG - KUGELRÜCKFÜHRUNG

### TECHNIK-TIPP

Kugelumlaufmuttern benötigen zur Schließung des Kugelkreislaufes eine Kugelrückführung, die die Kugeln nach Durchlaufen von einem (Einzelumlenkung) oder mehreren Gewindegängen (Gesamtumlenkung) wieder an den Ausgangspunkt zurück führt. Die Art und Ausgestaltung der Kugelrückführung ist maßgeblich für die Eignung für hohe Geschwindigkeiten verantwortlich. Dies wird durch den sogenannten „DN-Wert“ ausgedrückt, der eine Multiplikation der maximalen Umdrehungszahl pro Minute mit dem Nenndurchmesser in mm ist. Die DN-Werte der im Markt etablierten Kugelumlenkungen liegen zwischen ca. 60.000 bei einfachen Rohrumlenkungen und über 160.000 bei der „Ultraspeed“-Version der Gesamtumlenkung von Steinmeyer.

Steinmeyer setzt als weltweit einziger Hersteller alle gebräuchlichen Systeme ein, wobei zwei davon (die Multiliner-Umlenkung und die Rohrumlenkung) nur bei Luftfahrtanwendungen zum Einsatz kommen, wenn dies zur Vereinfachung der Zulassung vom Kunden so gewünscht wird.

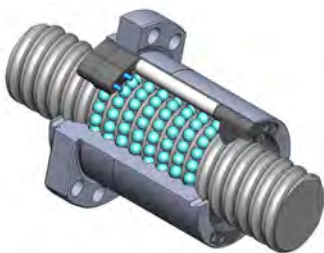
#### Einzelgangumlenkung (Interne Umlenkung)



Charakteristikum der internen Umlenkung sind Umlenkstücke, die die Kugeln aus dem Gewindegang und über den Außendurchmesser der Spindel heben und in den unmittelbar nächsten Gewindegang leiten. Damit ist bereits nach einem Umlauf der Kugelkreis wieder geschlossen, so dass immer mehrere Umlenkstücke pro Mutter verwendet werden. Die Anzahl der „Umläufe“ ist damit gleich der Anzahl der „Kreisläufe“, die auch gleich der Anzahl der Umlenkstücke ist.

Steinmeyer fertigt Umlenkstücke besonders präzise entweder aus Messing oder aus Stahl. Sie werden flüssigkeitsdicht und formschlüssig fest in die Muttern eingebaut (patentiert). Die interne Umlenkung von Steinmeyer ist geeignet bis DN = 120.000, in Ausnahmefällen auch höher.

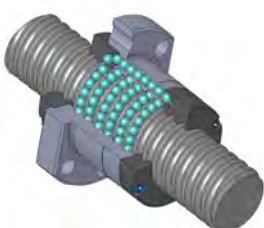
#### Gesamtumlenkung (Externe Umlenkung)



Die UltraSpeed-Gesamtumlenkung wird überwiegend bei Steigung/Durchmesser-Verhältnissen größer 0,5 eingesetzt und wird in der Regel mit zweigängigen Gewinden kombiniert. Bei dieser Kugelrückführung werden die Kugeln am Ende des Kreislaufes aus dem Gewindegang gehoben und in einen Rückführkanal geleitet, der sie durch die Wandung der Mutter bis zum Beginn des Kreislaufes führt. Es sind in der Regel mehrere „Umläufe“, die einen „Kreislauf“ bilden.

Die UltraSpeed-Gesamtumlenkung wird auch bei Vorspannung zweigängiger Muttern mittels Teilungsversatz eingesetzt.

#### Stirdeckelumlenkung (Externe Umlenkung)



Die Stirdeckelumlenkung funktioniert ähnlich wie die zuvor beschriebene Gesamtumlenkung. Die Ausleitung der Kugeln aus dem Gewindegang erfolgt aber nicht durch einen einzelnen Einsatz, sondern ist, zusammen mit den Abstreifern, in einen stirnseitig an die Mutter angesetzten Deckel integriert - daher der Name.

Die Stirdeckelumlenkung kann auch mit sehr hohen Steigungs- / Durchmesser-Verhältnissen eingesetzt werden und eignet sich auch für Gewinde mit mehr als zwei Gängen.



## WERKSTOFFE UND PROZESSE

Werkstoffe					
Anwendung	Werkstoff Nr.	AMS-Bezeichnung	DIN/ISO-Bezeichnung	ANSI-Bezeichnung	Luftfahrt zertifiziert
Spindelwelle	1.1213		Cf53	1050	
	1.3505		100Cr6	52100	
	1.4021	AMS 5351	X20Cr13		
	1.4112	AMS 7445D	X90CrMoV18	440 B	
	1.4108	AMS 5898	X30CrMoN15-1		•
	1.4123	AMS 5925	XD15W		•
	1.4125	AMS 5618 AMS 5844	X105CrMo17	440 C MP35N	• •
Div. Teile	1.4545	AMS 5659		15-5 PH	•
	1.4548	AMS 5643	X5CrNiCuNb17-4-4	17-4 PH	•
Mutter	1.3505		100Cr6		
	1.4108	AMS 5898	X30CrMoN15-1		•
Kugeln	1.3505		100Cr6		
	1.4108	AMS 5898	X30CrMoN15-1		•
	1.4125	AMS 5618	X105CrMo17	440 C	•

Verfahren				
SAE-Bezeichnung		AS 7003 / NADCAP zertifiziert	Anerkannt durch Kundenaudit	Externer Prozess
AS 7102	Wärmebehandlung	•	•	•
AS 7114	Induktionshärten	•		•
AS 7108	Chemische Prozesse	•		•
AS 1701	Werkstoffprüfung	•		•
AS 7117	Surface treatment	•		•
AS 7115	Elastomere Dichtungen	•	•	•
AS 7200	Dichtungsmittel	•	•	•
AS 7101	Unkonventionelle Bearbeitung	•	•	•

## BEGRIFFE UND DEFINITIONEN

A:	Spindelquerschnitt [mm <sup>2</sup> ]	i:	Anzahl der Umläufe
$\alpha$ :	Wärmeausdehnungs-Koeffizient [1/°C]	JIS:	Japanischer Industrie Standard
c:	Wegkompensation	k:	Lagerungskoeffizient (kritische Drehzahl)
$C_{0a}$ :	Statische axiale Tragzahl [N]	$L_{10}$ :	Nominelle Lebensdauer [10 <sup>6</sup> Umdr.]
$C_a$ :	Dynamische axiale Tragzahl [N]	$l_s$ :	Ungestützte Spindellänge [mm]
$C_{a\text{erf}}$ :	Erforderliche dynamische axiale Tragzahl [N]	$l_u$ :	Nutzweg [mm]
$\Delta l_{b/t}$ :	Axiale elastische Deformation aufgrund $F_i$ [ $\mu\text{m}$ ]	m:	Lagerungskoeffizient (Knicklast)
$\Delta l_{b/t,pr}$ :	Halber Muttervorspannweg aufgrund $F_{pr}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$n_i$ :	Drehzahl [1/min]
$\Delta l_p$ :	Dehnung der Spindelwelle [mm]	$n_k$ :	Kritische Drehzahl [1/min]
$\Delta l_T$ :	Wärmeausdehnung [mm]	$n_m$ :	Äquivalente Drehzahl [1/min]
$d_N$ :	Spindel-Nenndurchmesser [mm]	$n_{max}$ :	Maximale Drehzahl [1/min]
DN:	Drehzahl-Kennwert [mm/min]	P:	Steigung [mm]
$\Delta t$ :	Temperaturänderung [°C]	$P_B$ :	Knickfestigkeit [N]
„E“:	Zul. Istwegabweichung über Nutzweg $l_u$ (JIS)	$P_i$ :	Tragzahl nach ANSI-Norm [lbf]
E:	Elastizitätsmodul [N/mm <sup>2</sup> ]	$q_i$ :	Zeitanteil [%]
$\epsilon$ :	Dehnung	$R_b$ :	Axiale Steifigkeit des Festlagers [N/ $\mu\text{m}$ ]
$e_{0a}$ :	Mittlere Istwegabweichung über Nutzweg $l_u$	$R_{nu,ar}$ :	Tatsächliche Muttersteifigkeit [N/ $\mu\text{m}$ ]
$e_{2m}$ :	Steigungsabweichung innerhalb 1 Umdr. (JIS)	$R_s$ :	Spindelsteifigkeit [N/ $\mu\text{m}$ ]
$e_{300}$ :	Steigungsabweichung innerhalb 300 mm (JIS)	$R_t$ :	Steifigkeit des Kugelgewindetriebes [N/ $\mu\text{m}$ ]
$e_p$ :	Durchschn. zul. Istwegabw. über Nutzweg $l_u$	T:	Wegkompensation (JIS)
$e_{sa}$ :	Mittlere Istwegabweichung über Nutzweg $l_u$	$T_{pr}$ :	Drehmoment unter Vorspannung [Ncm]
$F_i$ :	Externe Belastung [N]	$v_{2\pi a}$ :	Steigungsabweichung innerhalb 1 Umdr.
$F_i^*$ :	Modifizierte externe Belastung [N]	$v_{2\pi p}$ :	Max. Wegschwankung innerhalb 1 Umdr.
$F_m$ :	Dynamisch äquivalente axiale Belastung [N]	$v_{300a}$ :	Steigungsabweichung innerhalb 300 mm
$F_m^*$ :	Mod. dynamische äquivalente ax. Belastung [N]	$v_{300p}$ :	Zul. Steigungsabweichung innerhalb 300 mm
$F_{pr}$ :	Vorspannkraft [N]	$v_{ua}$ :	Steigungsabweichung über $l_u$
$F_T$ :	Spindelreckkraft [N]	$v_{up}$ :	Zul. Wegabweichung über $l_u$

## BESTELLBEZEICHNUNG PRÄZISIONS-KUGELGEWINDETRIEBE

KUGELGEWINDETRIEB	1	4	1	6 / 5	40	800	900	L	P	3	P
1 Mutter mit Einzelgang-Umlenkung											
2 Mutter mit Stirndeckel-Umlenkung											
3 Mutter mit Gesamtumlenkung											
9 Mutter mit Z-Umlenkung (Schwerlast)											
1 Einzelmutter mit Anschlußgewinde											
2 Zylinder-Einzelmutter											
3 Zylinder-Doppelmutter											
4 Flansch-Einzelmutter											
5 Flansch-Doppelmutter											
1 Gewinde 1-gängig geschliffen											
2 Gewinde 2-gängig geschliffen											
3 Gewinde 1-gängig gerollt											
4 Gewinde 2-gängig gerollt (mehrgängig)											
5 Gewinde 1-gängig gewirbelt											
0 Federverspannte Doppelmutter											
2 Steinmeyer-Standard (ø 3 - 16 mm)											
4 Sonderausführung											
6 Mutter nach DIN 69051											
Steigung (mm)											
Durchmesser (mm)											
Gewindelänge (mm)											
Gesamtlänge (mm)											
E 											
K Montage mit Keramikkugeln*											
L Linksgängig*											
R Rostfrei*											
S Pitch-Shift-Mutter*											
X 											
P Positionier-Kugelgewindetrieb											
T Transport-Kugelgewindetrieb											
Toleranzklasse											
P Mutter mit Vorspannung											

Hinweis:

Obige Bestellbezeichnung beschreibt somit einen Kugelgewindetrieb mit Flansch-einzelmutter in DIN-Ausführung und Einzelgangumlenkung. Gewinde eingängig geschliffen, Steigung 5 mm, Nenndurchmesser 40 mm, Gewindelänge = 800 mm, Gesamtlänge = 900 mm, linksgängiges Gewinde, Genauigkeitsklasse P3, Mutter vorgespannt.

Weitere Informationen zur  -Ausführung finden Sie auf Seite 34 und Seite 89.

Bitte beachten Sie die Hinweise zu den Toleranzklassen ab Seite 12 bis 20.

\*auf Anfrage

## BESTELLBEZEICHNUNG MINIATUR-KUGELGEWINDETRIEBE

KUGELGEWINDETRIEB		xxxx	/	2	.16	.189	.271	L	P	3	P
1412   1432	Flanschmutter										
2412   2422   2432   2442	Flanschmutter mit Stirndeckel										
1214   1234	Zylindermutter										
1112   1132	Anschlussgewindemutter										
1510   1530	federverspannte Anschlussgewindemutter										
Steigung (mm)											
Durchmesser (mm)											
Gewindelänge (mm)											
Gesamtlänge (mm)											
K Montage mit Keramikkugeln*											
L Linksgängig*											
O <b>optiSLITE</b> *											
R Rostfrei*											
P Positionier-Kugelgewindetrieb											
T Transport-Kugelgewindetrieb											
Toleranzklasse											
P Mutter mit Vorspannung											

### 1. Auswahl der Spindel

Spindelwelle Ausführung A, B oder kundenspezifisch nach Zeichnung

### 2. Auswahl der Mutter

nach obiger Tabelle

#### Bestellbeispiel Kugelgewindetrieb:

1412/2.16.189.271 P3P

KGT mit Flanscheinzelmutter, Baureihe 1412, spielfrei montiert auf Spindelwelle Typ B, Hub 100 mm, Toleranzklasse 3

#### Bestellbeispiel Mutter:

1412/2.16.1,5.3

Flanscheinzelmutter, Baureihe 1412, montiert auf kundenspezifischer Spindelwelle, Kugel-Ø 1,5 mm, 3 Umläufe. Bitte geben Sie die Genauigkeitsklasse an.

Weitere Informationen zur **optiSLITE**-Ausführung finden Sie auf Seite 19 und Seite 55.

Bitte beachten Sie die Hinweise zu den Toleranzklassen ab Seite 12 bis 20.

\*auf Anfrage