

Berechnung

Kugelgewindetrieb

Erforderliches Antriebsmoment und Antriebsleistung

Das erforderliche Antriebsmoment eines Gewindetriebes ergibt sich aus der wirkenden Axiallast, der Gewindesteigung und dem Wirkungsgrad des Gewindetriebes und dessen Lagerung. Bei kurzen Beschleunigungszeiten und hohen Geschwindigkeiten ist das Beschleunigungsmoment zu überprüfen.

Grundsätzlich ist zu beachten, dass bei Trapezgewindetrieben beim Anfahren ein Losbrechmoment zu überwinden ist.

Erforderliches Antriebsmoment

(XV)

$$M_d = \frac{F_{ax} \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_A} = + M_{rot}$$

F_{ax}	Gesamte angreifende Axialkraft [N]
P	Gewindesteigung [mm]
η_A	Wirkungsgrad des gesamten Antriebes $= \eta_{KGT} \cdot \eta_{Festlager} \cdot \eta_{Loslager}$ $\eta_{KGT} (\mu = 0,1)$ $= 0,9 \dots 0,95$ $\eta_{Loslager} = 0,95$
M_d	Erforderliches Antriebsmoment [Nm]
M_{rot}	Rotatorisches Beschleunigungsmoment [Nm] $= J_{rot} \cdot \alpha_0$ $= 7,7 \cdot d^4 \cdot L \cdot 10^{-13}$ J_{rot} Rotatorisches Massenträgheitsmoment [kgm ²] d Spindelnenndurchmesser [mm] L Spindellänge [mm] α_0 Winkelbeschleunigung [1/s ²]

Antriebsleistung

(XVII)

$$P_a = \frac{M_d \cdot n}{9550}$$

M_d	Erforderliches Antriebsmoment [Nm]
n	Spindeldrehzahl [1/min]
P_a	Erforderliche Antriebsleistung [kW]

Berechnung Kugelgewindetrieb

Lebensdauer L

Die (nominelle) Lebensdauer eines Kugelgewindetriebes berechnet sich analog der Lebensdauer eines Kugellagers.

Mittlere Drehzahl

(I)

$$n_m = \frac{n_1 \cdot q_1 + n_2 \cdot q_2 + \dots + n_i \cdot q_i}{100}$$

Dynamische äquivalente axiale Belastung (II)

$$F_m = \sqrt[3]{F_1^3 \cdot \frac{n_1 \cdot q_1}{n_m \cdot 100} + F_2^3 \cdot \frac{n_2 \cdot q_2}{n_m \cdot 100} + \dots + F_i^3 \cdot \frac{n_i \cdot q_i}{n_m \cdot 100}}$$

Lebensdauer des Kugelgewindetriebes (III)

in Überrollungen

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

in Stunden

$$L_h = \frac{L_{10}}{n_m \cdot 60}$$

Berechnung der mittleren Kraft F_m

Analog zur Einzelmutter

Lebensdauer L

(IV)

$$L = \left(F_{m1}^{\frac{10}{3}} + F_{m2}^{\frac{10}{3}} \right)^{-0,9} \cdot C^3 \cdot 10^6$$

Die Berechnungsverfahren sind nur gültig bei einwandfreien Schmierverhältnissen. Bei Verschmutzung oder Schmierstoffmangel kann sich die Lebensdauer deutlich verringern. Ebenso ist bei sehr kurzen Hüben mit einer Verkürzung der Lebensdauer zu rechnen. Bitte halten Sie in diesen Fällen Rücksprache mit unseren Produktbetreuern.

Achtung!

Kugelgewindetriebe können weder Radialkräfte noch Kippmomente aufnehmen!

Achtung!

Es ist zu beachten, dass Schwingungen und Stoßbelastungen die Lebensdauer des Kugelgewindetriebes negativ beeinflussen.

n_1, n_2, \dots Drehzahlen in [1/min] während des Intervalls q_1, q_2, \dots
 n_m Mittlere Drehzahl in [1/min]
 q_1, q_2, \dots Anteile der Belastungsdauer in einer Belastungsrichtung in [%]

F_1, F_2, \dots Axiallasten in [N] in einer Belastungsrichtung während des Intervalls q_1, q_2, \dots

F_m Dynamische äquivalente axiale Belastung
 Da ein Kugelgewindetrieb in zwei Richtungen belastet werden kann, ist F_m zunächst für jede der beiden Belastungsrichtungen zu ermitteln. Der Größere Wert geht dann in die Berechnung von L ein. Im allgemeinen ist es nützlich sich ein Schema zu erstellen. Dabei ist zu beachten, dass eine eventuelle Vorspannung eine ständige Belastung darstellt.

C Axiale, dynamische Tragzahl
 Zentrisch wirkende Beanspruchung in [N] unveränderlicher Größe und Richtung, bei der eine genügend große Anzahl gleicher Kugelgewindetriebe eine nominelle Lebensdauer von 10^6 Umdrehungen erreicht.

L_{10} Lebensdauer des Kugelgewindetriebes. Ausgedrückt in der Anzahl der Überrollungen, die von 90 % (L_{10}) einer hinreichend großen Menge offensichtlich gleicher Kugelgewindetriebe erreicht oder überschritten wird, bevor die ersten Anzeichen von Materialermüdung auftreten.

Lebensdauer eines Kugelgewindetriebes mit vorgespanntem Muttersystem

Die Vorspannkraft der Muttereinheit wirkt als ständig wirkende Belastung auf den Kugelgewindetrieb.

F_{m1}, F_{m2}, \dots Dynamische äquivalente axiale Belastung der ersten bzw. zweiten Mutter [N].

C Axiale, dynamische Tragzahl
 Zentrisch wirkende Beanspruchung in [N] unveränderlicher Größe und Richtung, bei der eine genügend große Anzahl gleicher Kugelgewindetriebe eine nominelle Lebensdauer von 10^6 Umdrehungen erreicht.

Berechnung

Kugelgewindetrieb

Beispielrechnung

Lebensdauer Kugelgewindetrieb

Gegeben:

$F_1 = 30000 \text{ N}$ bei $n_1 = 150 \text{ 1/min}$ für $q_1 = 21 \%$ der Betriebsdauer
 $F_2 = 18000 \text{ N}$ bei $n_2 = 1000 \text{ 1/min}$ für $q_2 = 13 \%$ der Betriebsdauer
 $F_3 = 42000 \text{ N}$ bei $n_3 = 75 \text{ 1/min}$ für $q_3 = 52 \%$ der Betriebsdauer
 $F_4 = 1800 \text{ N}$ bei $n_4 = 2500 \text{ 1/min}$ für $q_4 = 14 \%$ der Betriebsdauer
 $\Sigma = 100 \%$

Gesucht:

Maximal erreichbare Lebensdauer, bei gegebenen Einschaltbedingungen.
Kugelgewindetrieb KGT 5010

Mittlere Spindeldrehzahl n_m aus (I)

$$n_m = \frac{n_1 \cdot q_1 + n_2 \cdot q_2 + n_3 \cdot q_3 + n_4 \cdot q_4}{100}$$

$$n_m = \frac{150 \cdot 21 + 1000 \cdot 13 + 75 \cdot 52 + 2500 \cdot 14}{100} \text{ 1/min}$$

→ $n_m = 550,5 \text{ 1/min}$

Dynamische äquivalente axiale Belastung F_m aus (II)

$$F_m = \sqrt[3]{F_1^3 \cdot \frac{n_1 \cdot q_1}{n_m \cdot 100} + F_2^3 \cdot \frac{n_2 \cdot q_2}{n_m \cdot 100} + F_3^3 \cdot \frac{n_3 \cdot q_3}{n_m \cdot 100} + F_4^3 \cdot \frac{n_4 \cdot q_4}{n_m \cdot 100}}$$

$$F_m = \sqrt[3]{30000^3 \cdot \frac{150 \cdot 21}{550,5 \cdot 100} + 18000^3 \cdot \frac{1000 \cdot 13}{550,5 \cdot 100} + 42000^3 \cdot \frac{75 \cdot 52}{550,5 \cdot 100} + 1800^3 \cdot \frac{2500 \cdot 14}{550,5 \cdot 100}} \text{ N}$$

$F_m = 18943 \text{ N}$

Lebensdauer des Kugelgewindetriebes L_{10} aus (III)

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 \quad \text{Dynamische Tragzahl } C = 68700 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left(\frac{68700}{18943} \right)^3 \cdot 10^6 \quad \text{Anzahl der Überrollungen } L_{10}$$

$$L_{10} = 47,7 \cdot 10^6$$

$$L_h = \frac{L_{10}}{n_m \cdot 60} = \frac{47,7 \cdot 10^6}{550,5 \cdot 60} = 1444 \text{ h} \quad \text{Lebensdauer in Stunden } L_h$$

Ergebnis: Der gewählte Gewindetrieb hat bei den angegebenen Belastungen eine gesamte Lebensdauer von $47,7 \cdot 10^6$ Überrollungen, was einer Zeitspanne von 1444 h entspricht.

Berechnung

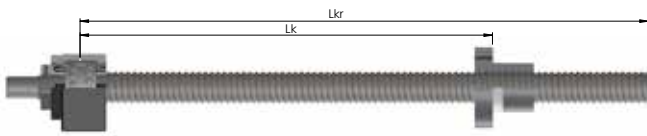
Kugelgewindetrieb

Lagerungsarten

Typische Werte des Korrekturfaktors f_k entsprechend den klassischen Einbaufällen für Standardspindellagerungen.

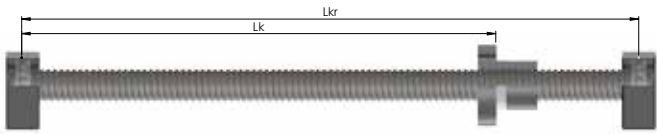
Neff-Lagerfall I

Festlager-Loses Ende, Korrekturfaktor $f_k=0,25 / f_{kr}=0,43$



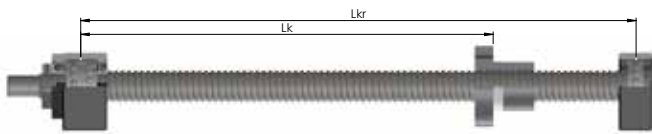
Neff-Lagerfall II

Loslager-Loslager, Korrekturfaktor $f_k=1 / f_{kr}=1,21$



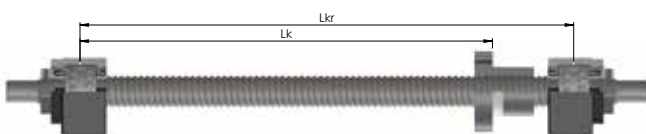
Neff-Lagerfall III

Festlager-Loslager, Korrekturfaktor $f_k=2,05 / f_{kr}=1,89$



Neff-Lagerfall IV

Festlager-Festlager, Korrekturfaktor $f_k=4 / f_{kr}=2,74$



Kritische Knickkraft von Kugelgewindetrieben

Bei schlanken Bauteilen wie Spindeln besteht unter axialer Druckbeanspruchung die Gefahr des seitlichen Ausknickens. Mit dem nachfolgend beschriebenen Verfahren kann eine Ermittlung der zulässigen Axialkraft nach Euler durchgeführt werden. Vor der Festlegung der zulässigen Druckkraft sind die der Anlage entsprechenden Sicherheitsfaktoren zu berücksichtigen.

Theoretisch kritische Knickkraft in [kN]:

$$F_k = \left(\frac{d_2^4}{L_k^2} \cdot 10^5 \right) : 1000$$

Maximal zulässige Axialkraft in:

$$F_{zul} = F_k \cdot f_k \cdot \frac{1}{S_f}$$

F_{zul}	Maximal zulässige Axialkraft [kN]
F_k	Theoretische kritische Knickkraft [kN]
f_k	Korrekturfaktor, der die Art der Spindellagerung berücksichtigt
d_2	Kerndurchmesser der Spindel [mm]
L_k	Ungestützte Länge an der die Kraft auf die Spindel wirkt [mm]
S_f	Sicherheitsfaktor (vom Anwender bestimmt)

Achtung!

Die Betriebskraft darf höchstens 80 % der maximalen zulässigen Axialkraft betragen

Kritische Drehzahl von Kugelgewindetrieben

Bei schlanken, rotierenden Bauteilen wie Spindeln besteht die Gefahr der Resonanzbiegeschwingung. Das nachfolgend beschriebene Verfahren ermöglicht die Abschätzung der Resonanzfrequenz unter der Voraussetzung eines hinreichend starren Einbaus. Drehzahlen nahe der kritischen Drehzahl erhöhen zudem in erheblichem Maße die Gefahr des seitlichen Ausknickens. Die kritische Drehzahl muss somit auch im Zusammenhang mit der kritischen Knickkraft gesehen werden.

Theoretisch kritische Drehzahl in [1/min]

$$F_{kr} = \left(\frac{d_2}{L_{kr}} \cdot 10^8 \right)$$

n_{zul}	Maximal zulässige Spindeldrehzahl [1/min]
n_{kr}	Theoretische kritische Spindeldrehzahl [1/min], die zu Resonanzschwingungen führt
f_{kr}	Korrekturfaktor, der die Art der Spindellagerung berücksichtigt
d_2	Kerndurchmesser der Spindel [mm]
L_{kr}	ungestützte Spindellänge [mm]

Achtung!

Die Betriebsdrehzahl darf höchstens 80 % der maximalen Drehzahl betragen!

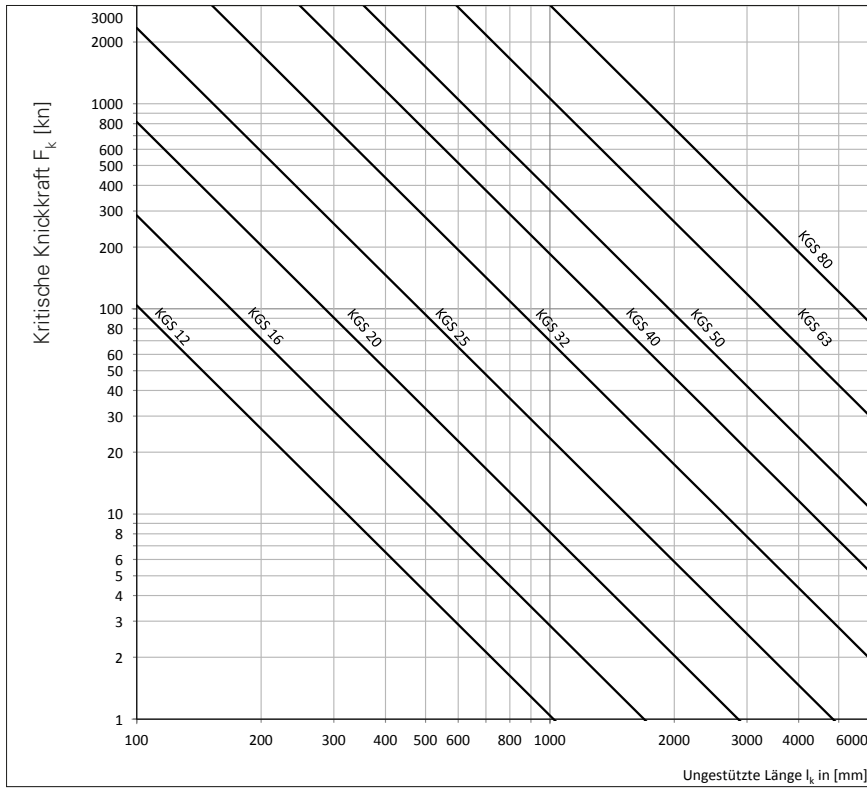
Maximal zulässige Drehzahl in [1/min]

$$f_{kr} = F_{kr} \cdot f_k \cdot 0,8$$

Berechnung

Kugeltwintrieb

Theoretisch zulässige Knickkraft:



Theoretisch zulässige Drehzahl:

