

Berechnung

Vollständige Berechnung nach Ihren Angaben auf Wunsch.

Siehe „Formular für Berechnungsservice“ auf Seite 191

Mittlere Drehzahl und mittlere Belastung

Bei veränderlichen Betriebsbedingungen (Drehzahl und Belastung veränderlich) müssen bei der Berechnung der Lebensdauer die mittleren Werte F_m und n_m verwendet werden.

- Bei veränderlicher Drehzahl gilt für die mittlere Drehzahl n_m

$$n_m = \frac{|n_1| \cdot q_{t1} + |n_2| \cdot q_{t2} + \dots + |n_n| \cdot q_{tn}}{100\%} \quad 1$$

n_1, n_2, \dots, n_n = Drehzahlen in den Phasen 1 ... n (min⁻¹)
 n_m = Mittlere Drehzahl (min⁻¹)
 $q_{t1}, q_{t2}, \dots, q_{tn}$ = Zeitanteil der Phasen 1 ... n (%)

Für die effektive äquivalente Lagerbelastung gilt:

$$F > 2,8 \cdot F_{pr} \quad F_{eff\ n} = |F_n|$$

$$F \leq 2,8 \cdot F_{pr} \quad F_{eff\ n} = \left[\frac{|F_n|}{2,8 \cdot F_{pr}} + 1 \right]^{\frac{3}{2}} \cdot F_{pr}$$

C = Dynamische Tragzahl (N)
 $F_{eff\ n}$ = Effektive äquivalente Axialbelastung während Phase n (N)
 F_n = Axiale Belastung während Phase n (N)
 F_{pr} = Vorspannkraft (siehe Tabellen Seite 148/151) (N)

- Bei veränderlicher Belastung und konstanter Drehzahl gilt für die mittlere Belastung F_m

$$F_m = \sqrt[3]{|F_{eff\ 1}|^3 \cdot \frac{q_{t1}}{100\%} + |F_{eff\ 2}|^3 \cdot \frac{q_{t2}}{100\%} + \dots + |F_{eff\ n}|^3 \cdot \frac{q_{tn}}{100\%}} \quad 2$$

$F_{eff\ 1}, F_{eff\ 2}, \dots, F_{eff\ n}$ = Effektive äquivalente Axialbelastung während den Phasen 1 ... n (N)
 F_m = Dynamisch äquivalente Axialbelastung (N)
 $q_{t1}, q_{t2}, \dots, q_{tn}$ = Zeitanteil für $F_{eff\ 1}, \dots, F_{eff\ n}$ (%)

- Bei veränderlicher Belastung und veränderlicher Drehzahl gilt für die mittlere Belastung F_m

$$F_m = \sqrt[3]{|F_{eff\ 1}|^3 \cdot \frac{|n_1|}{n_m} \cdot \frac{q_{t1}}{100\%} + |F_{eff\ 2}|^3 \cdot \frac{|n_2|}{n_m} \cdot \frac{q_{t2}}{100\%} + \dots + |F_{eff\ n}|^3 \cdot \frac{|n_n|}{n_m} \cdot \frac{q_{tn}}{100\%}} \quad 3$$

$F_{eff\ 1}, F_{eff\ 2}, \dots, F_{eff\ n}$ = Effektive äquivalente Axialbelastung während den Phasen 1 ... n (N)
 F_m = Dynamisch äquivalente Axialbelastung (N)
 n_1, n_2, \dots, n_n = Drehzahlen in den Phasen 1 ... n (min⁻¹)
 n_m = Mittlere Drehzahl (min⁻¹)
 $q_{t1}, q_{t2}, \dots, q_{tn}$ = Zeitanteil für $F_{eff\ 1}, \dots, F_{eff\ n}$ (%)

Nominelle Lebensdauer

Lebensdauer in Umdrehungen L

$$L = \left[\frac{f_{ac} \cdot C}{F_m} \right]^3 \cdot 10^6 \quad 4 \Rightarrow C = \frac{F_m}{f_{ac}} \cdot \sqrt[3]{\frac{L}{10^6}} \quad 5 \Rightarrow F_m = \frac{f_{ac} \cdot C}{\sqrt[3]{\frac{L}{10^6}}} \quad 6$$

C = Dynamische Tragzahl (N)
 F_m = Dynamisch äquivalente Axialbelastung (N)
 L = Nominelle Lebensdauer in Umdrehungen (-)
 f_{ac} = Korrekturfaktor Toleranzklassen (siehe Seite 141)

Lebensdauer in Stunden L_h

$$L_h = \frac{L}{n_m \cdot 60} \quad 7$$

L_h = Lebensdauer (h)
 L = Lebensdauer in Umdrehungen (-)
 n_m = Mittlere Drehzahl (min^{-1})

$$L_{h \text{ Maschine}} = L_h \cdot \frac{ED_{\text{Maschine}}}{ED_{\text{BASA}}} \quad 8$$

ED_{Maschine} = Einschaltdauer der Maschine (%)
 ED_{BASA} = Einschaltdauer des BASA (%)
 $L_{h \text{ Maschine}}$ = Nominelle Lebensdauer der Maschine (h)
 L_h = Nominelle Lebensdauer des Kugelgewindetriebes (h)

Antriebsdrehmoment und Antriebsleistung

Die Endenbearbeitung ist auf das maximal zulässige Drehmoment zu prüfen

Antriebsdrehmoment M_{ta}

bei Umsetzung von Dreh- in Längsbewegung

$$M_{ta} = \frac{F_L \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} \quad 9$$

$M_{ta} \leq M_p$

F_L = Vorschubkraft (N)
 M_p = Maximal zulässiges Antriebsdrehmoment (Nm)
 M_{ta} = Antriebsdrehmoment (Nm)
 P = Steigung (mm)
 η = Wirkungsgrad ($\eta \approx 0,9$) (-)

Abtriebsdrehmoment M_{te}

bei Umsetzung von Längs- in Drehbewegung:

$$M_{te} = \frac{F_L \cdot P \cdot \eta'}{2000 \cdot \pi} \quad 10$$

$M_{te} \leq M_p$

F_L = Vorschubkraft (N)
 M_p = Maximal zulässiges Antriebsdrehmoment (Nm)
 M_{te} = Abtriebsdrehmoment (Nm)
 P = Steigung (mm)
 η' = Wirkungsgrad ($\eta' \approx 0,8$) (-)

Bei vorgespannten Mutterneinheiten ist das Leerlaufdrehmoment zu beachten.

Antriebsleistung P_a

$$P_a = \frac{M_{ta} \cdot n}{9550} \quad 11$$

M_{ta} = Antriebsdrehmoment (Nm)
 n = Drehzahl (min^{-1})
 P_a = Antriebsleistung (kW)

⚠ Bei kritischen Anwendungen ist Folgendes zu beachten.

Statische Tragsicherheit S_0

Jede Konstruktion mit Wälzkontakt muss bezüglich der statischen Tragsicherheit rechnerisch verifiziert werden.

$F_{0 \text{ max}}$ stellt dabei die maximal auftretende Belastungsamplitude dar, die auf den Gewindetrieb einwirken kann.

Dabei spielt es keine Rolle, ob diese Last nur kurzzeitig einwirkt.

Sie kann eine Spitzenamplitude eines dynamischen Lastkollektives darstellen. Zur Auslegung gelten die Angaben in Tabelle.

$$S_0 = C_0 / (F_{0 \text{ max}}) \quad 12$$

C_0 = Statische Tragzahl (N)
 $F_{0 \text{ max}}$ = Maximale statische Belastung (N)
 S_0 = Statische Tragsicherheit (-)

Auslegung des statischen Tragsicherheitsfaktors in Bezug zur Einsatzbedingungen

Einsatzbedingungen	Statischer Tragsicherheitsfaktor S_0
Überkopf hängende Anordnungen und Anwendungen mit hohem Gefährdungspotential	≥ 12
Hohe dynamische Beanspruchung im Stillstand, Verschmutzung.	8 - 12
Normale Auslegung von Maschinen und Anlagen, wenn nicht alle Belastungsparameter oder Anschlussgenauigkeiten vollständig bekannt sind.	5 - 8
Alle Belastungsdaten sind vollständig bekannt. Erschütterungsfreier Lauf ist gewährleistet.	3 - 5

Bei Gefahren für Sicherheit und Gesundheit von Personen ist eine Absturzsicherung (siehe Kapitel Fangmutter) vorzusehen.

Berechnung

Berechnungsbeispiel Lebensdauer

Betriebsbedingungen

Die Lebensdauer der Maschine soll, bei einer Einschaltdauer des Kugelgewindetriebes von 60%, 40 000 Betriebsstunden betragen.

Vorgesehener Kugelgewindetrieb: 63 x 10

$$\begin{aligned} F_1 &= 50\,000 \text{ N bei } n_1 = 10 \text{ min}^{-1} \text{ für } q_1 = 6 \% \text{ der Betriebsdauer} \\ F_2 &= 25\,000 \text{ N bei } n_2 = 30 \text{ min}^{-1} \text{ für } q_2 = 22 \% \text{ der Betriebsdauer} \\ F_3 &= 8\,000 \text{ N bei } n_3 = 100 \text{ min}^{-1} \text{ für } q_3 = 47 \% \text{ der Betriebsdauer} \\ F_4 &= 2\,000 \text{ N bei } n_4 = 1\,000 \text{ min}^{-1} \text{ für } q_4 = \frac{25}{100} \% \text{ der Betriebsdauer} \end{aligned}$$

Berechnungen

Mittlere Drehzahl n_m

$$n_m = \frac{6}{100} \cdot |10| + \frac{22}{100} \cdot |30| + \frac{47}{100} \cdot |100| + \frac{25}{100} \cdot |1000| \quad 1$$

$$n_m = 304 \text{ min}^{-1}$$

Mittlere Belastung F_m bei veränderlicher Belastung und veränderlicher Drehzahl

$$F_m = \sqrt[3]{|50000|^3 \cdot \frac{|10|}{304} \cdot \frac{6}{100} + |25000|^3 \cdot \frac{|30|}{304} \cdot \frac{22}{100} + |8000|^3 \cdot \frac{|100|}{304} \cdot \frac{47}{100} + |2000|^3 \cdot \frac{|1000|}{304} \cdot \frac{25}{100}} \quad 3$$

$$F_m = 8\,757 \text{ N}$$

Geforderte Lebensdauer L
(Umdrehungen)

Die Lebensdauer L kann nach Umstellung der Formeln 7 und 8 errechnet werden:

$$L = L_h \cdot n_m \cdot 60$$

$$L_h = L_{h \text{ Maschine}} \cdot \frac{ED_{\text{BASA}}}{ED_{\text{Maschine}}}$$

$$L_h = 40\,000 \cdot \frac{60}{100} = 24\,000 \text{ h}$$

$$L = 24\,000 \cdot 304 \cdot 60$$

$$L = 437\,760\,000 \text{ Umdrehungen}$$

Dynamische Tragzahl C

$$C = 8\,757 \cdot \sqrt[3]{\frac{437\,760\,000}{10^6}} \quad 5 \quad C \approx 66\,492 \text{ N}$$

Ergebnis und Auswahl

Aus den Maßtabellen kann nun ausgewählt werden:

z.B. Kugelgewindetrieb,
Größe 63 x 10 R x 6-6, mit vorgespannter
Flansch-Einzelmutter FEM-E-S,
dyn. Tragzahl $C = 106\,600 \text{ N}$,
Materialnummer R1512 640 13,
mit Spindel-Toleranzklasse 7.

Achtung:
Dynamische Tragzahl des verwendeten
Spindellagers beachten!

 **Korrekturfaktor der Toleranzklasse**
 f_{ac} beachten! Siehe Seite 141.

Überprüfung

Aus den Produkttabellen kann nun ausgewählt werden:

Größe 63 x 10 R x 6-6

Axialspiel (C0)

**Vorspannung
(Vorspannungsklasse C3)**

FEM-E-S, mit Standard Axialspiel
 Tragzahl $C_{dyn} = 106\ 560\ \text{N}$
 Korrekturfaktor $f_{ac} = 0,9$
Überprüfung
 Lebensdauer des ausgewählten Kugelgewindetriebes in Umdrehungen

$$L = \left[\frac{0,9 \cdot 106\ 560}{8\ 757} \right]^3 \cdot 10^6$$

$L \approx 1\ 314 \cdot 10^6$ Umdrehungen

Lebensdauer in Stunden L_h

$$L_h = \frac{1\ 314 \cdot 10^6}{304 \cdot 60}$$

$L_h \approx 72\ 039$ Stunden

FEM-E-S, mit Vorspannungsklasse C3
 Tragzahl $C_{dyn} = 106\ 560\ \text{N}$
 Korrekturfaktor $f_{ac} = 0,9$
 Vorspannkraft = 4 400 N
Überprüfung
 Für die effektive äquivalente Lagerbelastung gilt:

$$F > 2,8 \cdot F_{pr} \quad F_{eff\ n} = |F_n|$$

$$F \leq 2,8 \cdot F_{pr} \quad F_{eff\ n} = \left[\frac{|F_n|}{2,8 \cdot F_{pr}} + 1 \right]^{\frac{3}{2}} \cdot F_{pr}$$

C = Dynamische Tragzahl (N)
 $F_{eff\ n}$ = Effektive äquivalente Axialbelastung während Phase n (N)
 F_n = Axiale Belastung während Phase n (N)
 F_{pr} = Vorspannkraft (siehe Tabelle Seite 148/151) (N)

$2,8 \times F_{pr} = 2,8 \times 4\ 440\ \text{N} = 12\ 432\ \text{N}$

- $F_1 = 50\ 000\ \text{N} > 12\ 432\ \text{N} \Rightarrow F_{eff1} = 50\ 000\ \text{N}$
- $F_2 = 25\ 000\ \text{N} > 12\ 432\ \text{N} \Rightarrow F_{eff2} = 25\ 000\ \text{N}$
- $F_3 = 8\ 000\ \text{N} < 12\ 432\ \text{N} \Rightarrow F_{eff3} = \left[\frac{8\ 000}{12\ 432} + 1 \right]^{1,5} \cdot 4\ 440\ \text{N} = 9\ 355\ \text{N}$
- $F_4 = 2\ 000\ \text{N} < 12\ 432\ \text{N} \Rightarrow F_{eff4} = \left[\frac{2\ 000}{12\ 432} + 1 \right]^{1,5} \cdot 4\ 440\ \text{N} = 5\ 553\ \text{N}$

$$F_m = \sqrt[3]{|50000|^3 \cdot \frac{10}{304} \cdot \frac{6}{100} + |25000|^3 \cdot \frac{30}{304} \cdot \frac{22}{100} + |9355|^3 \cdot \frac{100}{304} \cdot \frac{47}{100} + |5553|^3 \cdot \frac{1000}{304} \cdot \frac{25}{100}}$$

$F_m = 9\ 485\ \text{N}$

$$L = \left[\frac{0,9 \cdot 106\ 560}{9\ 485} \right]^3 \cdot 10^6 = 1\ 034 \cdot 10^6 \text{ Umdrehungen}$$

$$L_h = \frac{1\ 034 \cdot 10^6}{304 \cdot 60} = 56\ 689 \text{ Stunden}$$

Die Lebensdauer von beiden BASAs (mit Standard Axialspiel C0/ mit Vorspannungsklasse C3) liegt über der geforderten Lebensdauer von $40\ 000 \times 60\% = 24\ 000$ Stunden. Die Auswahl eines kleineren BASAs ist somit möglich, muss aber dennoch überprüft werden.

Kritische Drehzahl n_{cr}

Die kritische Drehzahl n_{cr} ist abhängig von Spindeldurchmesser, Einbauart und Länge l_{cr} . Die Führung durch eine Mutter mit

Axialspiel darf nicht berücksichtigt werden. Die Betriebsdrehzahl sollte nur max. 80% der kritischen Drehzahl betragen.

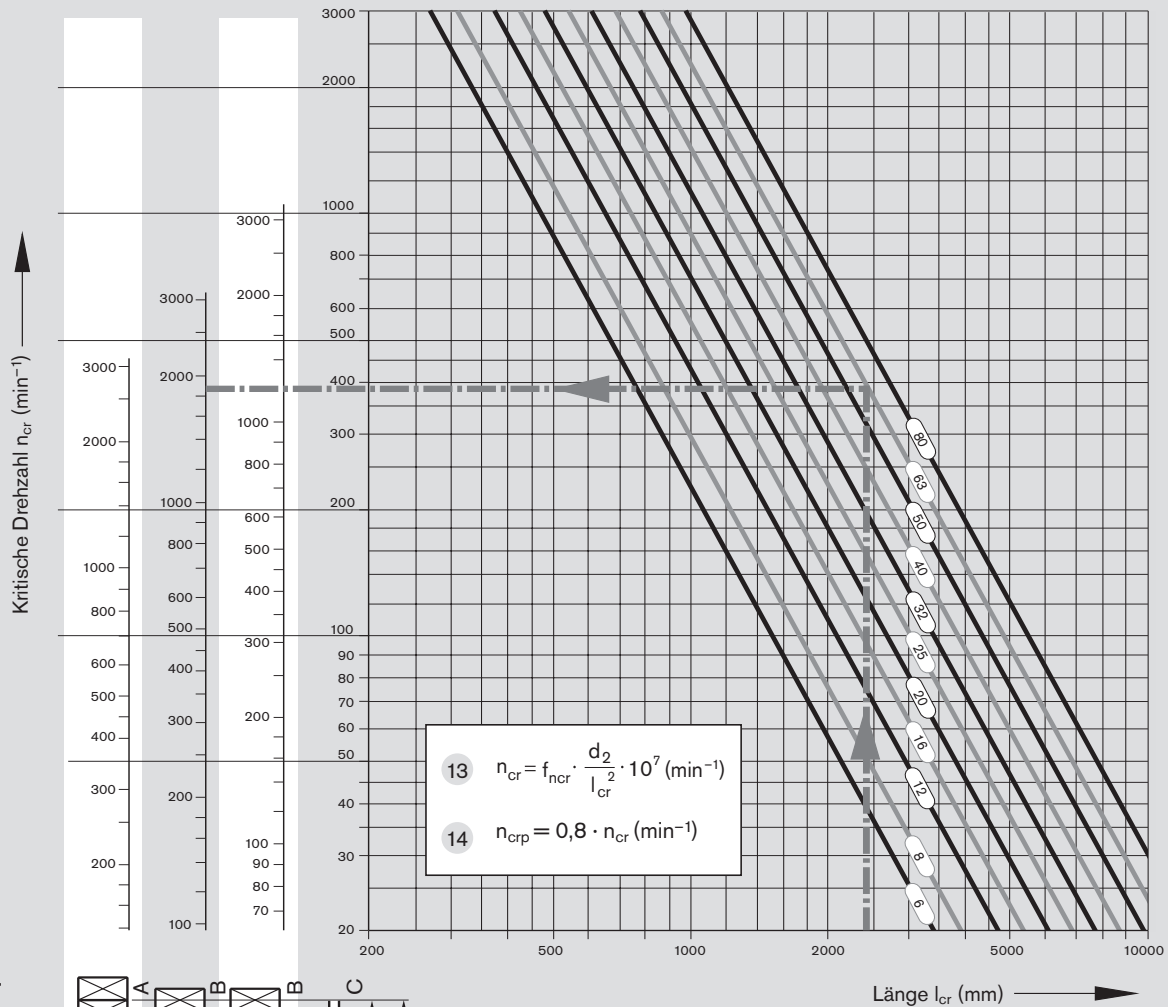
Der Drehzahlkennwert bzw. die max. zulässige Lineargeschwindigkeit ist zu beachten, siehe „Technische Hinweise“ auf Seite 140.

Beispiel

Spindeldurchmesser = 63 mm
Länge l_{cr} = 2,4 m
Einbauart II (Festlager - Loslager)

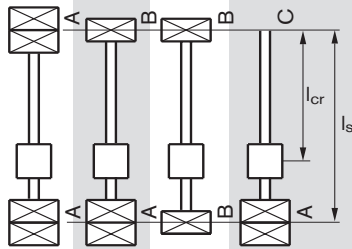
Nach der Abbildung ergibt sich eine kritische Drehzahl von 1 850 min^{-1} .
Die zulässige Betriebsdrehzahl beträgt
1 850 $\text{min}^{-1} \times 0,8 = 1 480 \text{ min}^{-1}$.

Die maximale Betriebsdrehzahl im Berechnungsbeispiel von
 $n_4 = 1 000 \text{ min}^{-1}$ liegt somit unterhalb der zulässigen Betriebsdrehzahl.



Einbauart der Spindel:

A = Festlager
B = Loslager
C = ohne Lager



Einbauart	I	II	III	IV
f_{ncr} - Wert	27,4	18,9	12,1	4,3

n_{cr} = Kritische Drehzahl (min^{-1})
 n_{crp} = Zulässige Betriebsdrehzahl (min^{-1})
 f_{ncr} = Beiwert, der von der Lagerung bestimmt wird
 d_2 = Kerndurchmesser (siehe Maßtabellen) (mm)
 l_{cr} = Kritische Länge für vorgespannte Mutternsysteme (mm)
 l_s = Abstand Lager - Lager (mm)

Für nicht vorgespannte Mutternsysteme gilt: $l_{cr} = l_s$

Für Spindelende Form 31 kann die Einbauart „fest“ angenommen werden.

Achtung: Einbauart IV (fest-lose) Bei horizontaler Einbaulage nur für kurze Baulängen empfehlenswert. Für größere Baulängen ist eine Unterstützung des losen Endes nötig. Bei Rückfragen wenden Sie sich bitte an unsere Fachabteilung.

Zulässige axiale Spindelbelastung F_c (Knickung)

Die zulässige axiale Spindelbelastung F_c ist abhängig von Spindeldurchmesser, Einbauart

und der nicht gestützten Länge l_c .

Für die Axialbelastung sollte ein Sicherheitsfaktor $s \geq 2$ berücksichtigt werden.

Beispiel

Spindeldurchmesser = 63 mm,
Steigung = 10 mm,
Länge l_c = 2,4 m
Einbauart IV (Festlager - Loslager)

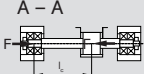
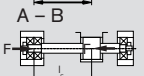
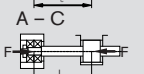
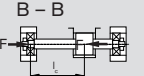
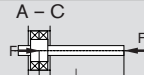
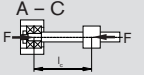
Nach Abbildung beträgt die theoretisch zulässige Axialbelastung 360 kN. Mit dem Sicherheitsfaktor 2 ergibt sich eine im Betrieb zulässige axiale Spindelbelastung von $360 \text{ kN} : 2 = 180 \text{ kN}$.

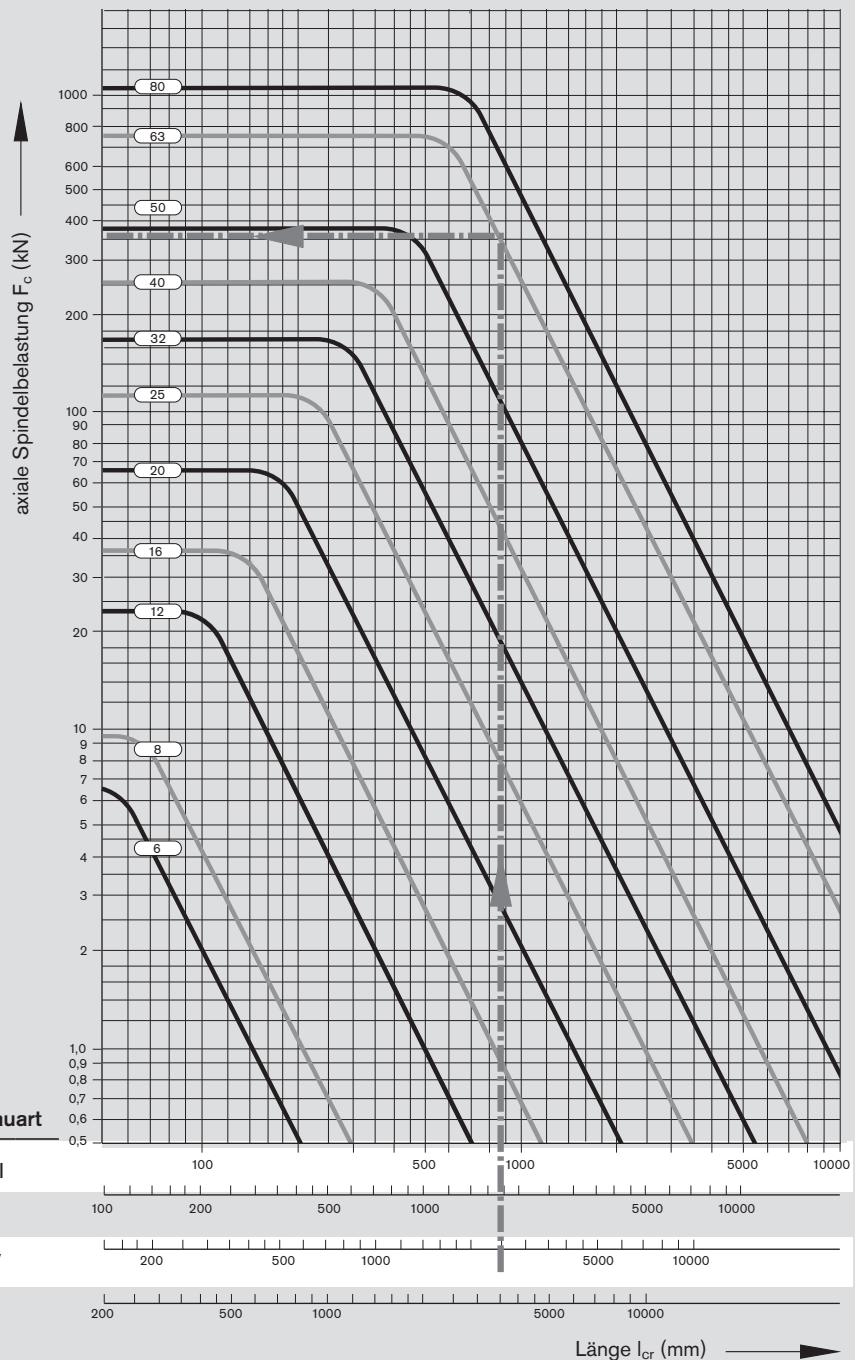
Sie liegt somit über der maximalen Betriebsbelastung von $F_1 = 50 \text{ kN}$ im Berechnungsbeispiel.

15 $F_c = f_{F_c} \cdot \frac{d_2^4}{l_c^2} \cdot 10^4 \text{ (N)}$

16 $F_{cp} = \frac{F_c}{2} \text{ (N)}$

- F_c = Theoretisch zulässige axiale Spindelbelastung (N)
- F_{cp} = Im Betrieb zulässige axiale Spindelbelastung (N)
- f_{F_c} = Beiwert, der von der Lagerung bestimmt wird
- d_2 = Kerndurchmesser, siehe Maßtabellen (mm)
- l_c = nicht gestützte Gewindelänge (mm)

Einbauart der Spindel:	Beiwert f_{F_c}	
	Mutter fest	Mutter lose
  	Einbauart I 40,6	Einbauart IV 20,4
	Einbauart II 20,4	Einbauart V 10,2
	Einbauart III 2,6	
		Einbauart VI 2,6



f_{F_c} - Wert	Einbauart
2,6	III / VI
10,2	V
20,4	II / IV
40,6	I

Einbauart der Spindel:
A = Festlager
B = Loslager
C = ohne Lager