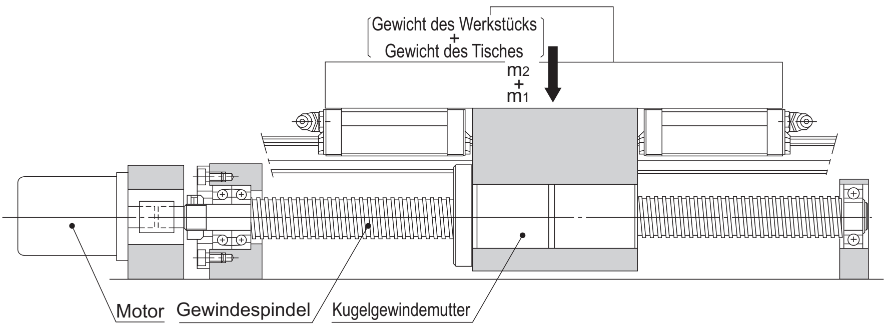
Auswahlbeispiele für Kugelgewindetriebe

Horizontales schnelles Transportsystem

[Auswahlbedingungen]

Gewicht des Tisches	m_1 = 60 kg	Wiederholgenauigkeit	± 0,1 mm
Gewicht des Werkstücks	m_2 = 20 kg	Minimaler Vorschub	s = 0,02 mm/Intervall
Hublänge	ℓ_S = 1.000 mm	Geforderte nominelle Lebensdauer	30.000 h
Maximalgeschwindigkeit	V_{max} = 1 m/s	Antriebsmotor	AC-Servomotor Nenndrehzahl: 3.000 min^{-1}
Beschleunigungszeit	t_1 = 0,15 s		
Verzögerungszeit	t_3 = 0,15 s		
Verfahrzyklen pro Minute	n = 8 min^{-1}	Motor-Trägheitsmoment	$J_m = 1 \times 10^{-3}$ kg•m²
Umkehrspiel	0,15 mm	Getriebe	ohne (Direktantrieb) i = 1
Positioniergenauigkeit	± 0,3 mm/1.000 mm (Positionierung nach dem Rückhub)	Koeffizient des Führungs-Reibwiderstandes	μ = 0,003 (rollend)
		Verschiebewiderstand der Führung	f = 15 N (unbelastet)



[Kontrollliste]

- Spindeldurchmesser
- Steigung
- Baugröße Mutter
- Genauigkeit
- Axialspiel
- Endenlagerung
- Antriebsmotor

[Auswahl der Genauigkeitsklasse und Überprüfung des Axialspiels]

● Auswahl der Steigungsgenauigkeit

Um eine Positioniergenauigkeit von ± 0,3 mm/1.000 mm zu erreichen:

$$\frac{\pm 0{,}3}{1000} = \frac{\pm 0{,}09}{300}$$

ist eine Steigungsgenauigkeit von mindestens ± 0,09 mm/300 mm auszuwählen.

Demzufolge ist für den Kugelgewindetrieb die folgende Genauigkeitsklasse auszuwählen (siehe Tab. 1 auf B15-20).

C7 (Wegabweichung: ± 0,05 mm/300 mm)

Da in der Genauigkeitsklasse C7 gerollte und geschliffene Kugelgewindetriebe angeboten werden, wird der preiswertere, gerollte Kugelgewindetrieb ausgewählt.

● Auswahl des Axialspiels

Für ein gefordertes maximales Umkehrspiel von 0,15 mm darf das Axialspiel des Kugelgewindetriebs nicht höher als 0,15 mm sein.

Diese Bedingung erfüllen gerollte Kugelgewindetriebe mit einem Spindeldurchmesser von maximal 32 mm (siehe Tab. 13 auf B15-27).

Die Anforderungen bedingen einen gerollten Kugelgewindetrieb in der Genauigkeitsklasse C7 mit einem Spindeldurchmesser von maximal 32 mm.

[Auswahl der Gewindespindel]

● Berechnung der Spindellänge

Angenommen die Gesamtlänge der Kugelgewindemutter ist 100 mm und die des Spindelendes ist 100 mm, dann ermittelt sich die Gesamt-Spindellänge bei einem Verfahrweg von 1.000 mm wie folgt:

1.000 + 200 = 1.200 mm

Als Gewindespindellänge werden also 1.200 mm angenommen.

● Auswahl der Steigung

Bei einer Motornenndrehzahl von 3.000 min^{-1} und der max. Vorschubgeschwindigkeit von 1 m/s ist die Spindelsteigung wie folgt zu ermitteln:

$$\frac{1 \times 1000 \times 60}{3000} = 20 \text{ mm}$$

Daher sollte der gewählte Typ eine Steigung von mindestens 20 mm haben.

Darüber hinaus kann der Motor direkt am Kugelgewindetrieb ohne Untersetzung angeflanscht werden. Die Mindestauflösung pro Umdrehung des AC-Servomotors ist abhängig von der nachfolgend angegebenen Auflösung des Encoders, der als Standardzubehör zum AC-Servomotor geliefert wird (1.000 bzw. 1.500 Impulse/ Umdrehung):

1.000 Impulse/Umdrehung (nicht multipliziert)
1.500 Impulse/Umdrehung (nicht multipliziert)
2.000 Impulse/Umdrehung (multipliziert mit 2)
3.000 Impulse/Umdrehung (multipliziert mit 2)
4.000 Impulse/Umdrehung (multipliziert mit 4)
6.000 Impulse/Umdrehung (multipliziert mit 4)

Nach den vorliegenden Auswahlkriterien sollte die Spindelsteigung bei einer min. Vorschubgeschwindigkeit von 0,02 mm/Impuls wie folgt sein:

Steigung	20 mm	——	1.000 Impulse/Umdrehung
	30 mm	——	1.500 Impulse/Umdrehung
	40 mm	——	2.000 Impulse/Umdrehung
	60 mm	——	3.000 Impulse/Umdrehung
	80 mm	——	4.000 Impulse/Umdrehung

● Auswahl des Spindeldurchmessers

Die Kugelgewindetriebe, die den in Abschnitt [Auswahl der Genauigkeitsklasse und Überprüfung des Axialspiels] auf B15-70 definierten Bedingungen entsprechen, sind gerollte Kugelgewindetriebe mit einem Durchmesser von 32 mm oder weniger. Gemäß Abschnitt [Auswahl der Gewindespindel] auf B15-70 muss die Steigung 20, 30, 40, 60 oder 80 mm betragen (siehe Tab. 20 auf B15-35). Dazu stehen folgende Kombinationen zur Verfügung:

Spindeldurchmesser		Steigung
15 mm	——	20 mm
15 mm	——	30 mm
20 mm	——	20 mm
20 mm	——	40 mm
30 mm	——	60 mm

Da die Gewindespindellänge gemäß Abschnitt [Auswahl der Gewindespindel] auf B15-70 1200 mm betragen muss, ist ein Spindeldurchmesser von 15 mm unzureichend. Demzufolge muss der Spindeldurchmesser des Kugelgewindetriebs mindestens 20 mm betragen.

Nach dieser Vorauswahl kommen drei Durchmesser-/Steigungskombinationen in Betracht: Spindeldurchmesser 20 mm/Steigung 20 mm; 20 mm/40 mm; 30 mm/60 mm.

● Auswahl der Endenlagerung

Die gegenwärtige Auswahl ist bezogen auf einen langen Hubweg von 1.000 mm und eine max. Vorschubgeschwindigkeit von 1 m/s. Entsprechend ist für die Endenlagerung entweder fest - los oder fest - fest zu wählen.

Für die Lagerart fest - fest ist eine komplizierte Konstruktion sowie eine hochpräzise Installation erforderlich.

Daher wird für die gegebenen Bedingungen die Endenlagerung fest - los gewählt.

● Zulässige Axialbelastung

■Berechnung der maximalen Axialbelastung

Verschiebewiderstand des Führungssystems	$f = 15$ N (unbelastet)
Gewicht des Tisches	$m_1 = 60$ kg
Gewicht des Werkstücks	$m_2 = 20$ kg
Koeffizient des Reibwiderstandes der Führung	$\mu = 0{,}003$
Maximalgeschwindigkeit	$V_{max} = 1$ m/s
Erdbeschleunigung	$g = 9{,}807$ m/s^2
Beschleunigungszeit	$t_1 = 0{,}15$ s

Daraus ergeben sich die folgenden notwendigen Werte:

Beschleunigung:

$$a = \frac{V_{max}}{t_1} = 6{,}67 \text{ m/s}^2$$

Bei Vorwärtsbeschleunigung:

$$Fa_1 = \mu \bullet (m_1 + m_2)\, g + f + (m_1 + m_2) \bullet \alpha = 550 \text{ N}$$

Bei konstanter Vorwärtsbewegung:

$$Fa_2 = \mu \bullet (m_1 + m_2)\, g + f = 17 \text{ N}$$

Bei Vorwärtsverzögerung:

$$Fa_3 = \mu \bullet (m_1 + m_2)\, g + f - (m_1 + m_2) \bullet \alpha = -516 \text{ N}$$

Bei Rückwärtsbeschleunigung:

$$Fa_4 = -\mu \bullet (m_1 + m_2)\, g - f - (m_1 + m_2) \bullet \alpha = -550 \text{ N}$$

Bei konstanter Rückwärtsbewegung:

$$Fa_5 = -\mu \bullet (m_1 + m_2)\, g - f = -17 \text{ N}$$

Bei Rückwärtsverzögerung:

$$Fa_6 = -\mu \bullet (m_1 + m_2)\, g - f + (m_1 + m_2) \bullet \alpha = 516 \text{ N}$$

Danach ist die maximale Axialbelastung des Kugelgewindetriebs:

$$Fa_{max} = Fa_1 = 550 \text{ N}$$

Wenn eine Spindel mit einem Durchmesser von 20 mm, einem minimalen Spindel-Kerndurchmesser von 17,5 mm und einer Steigung von 20 mm kein Problem darstellt, kann diese verwendet werden. Ein Spindeldurchmesser von 30 mm wäre ideal, aber in diesem Auswahlbeispiel beruhen die weiteren Berechnungen der Knicklast und der zulässigen Zug-Druck-Belastung der Gewindespindel auf einem Spindeldurchmesser von 20 mm.

■Berechnung der Knicklast

Faktor für Lagerart η_2 = 20 (siehe B15-38)

Die Knicklast basiert auf dem ungestützten Bereich zwischen der Endenlagerung und der Mutter mit der Lagerart fest - fest. Deshalb gilt:

Ungestützte Spindellänge ℓ_a = 1100 mm (geschätzt)

Kerndurchmesser der Gewindespindel dc = 17,5 mm

$$P_1 = \eta_2 \cdot \frac{dc^4}{\ell_a{}^2} \times 10^4 = 20 \times \frac{17{,}5^4}{1100^2} \times 10^4 = 15.500\ \text{N}$$

■Zulässige Zug-Druck-Belastung der Gewindespindel

$P_2 = 116 \times dc^2 = 116 \times 17{,}5^2 = 35.500$ N

Da die Knicklast und die zulässige Zug-Druck-Belastung nicht geringer sind als die maximale Axialbelastung, kann ein Kugelgewindetrieb verwendet werden, der diese Anforderungen erfüllt.

● Zulässige Drehzahl

■Maximale Drehzahl

● Spindeldurchmesser: 20 mm; Steigung: 20 mm

Maximalgeschwindigkeit V_{max} = 1 m/s

Steigung Ph = 20 mm

$$N_{max} = \frac{V_{max} \times 60 \times 10^3}{Ph} = 3.000\ \text{min}^{-1}$$

● Spindeldurchmesser: 20 mm; Steigung: 40 mm

Maximalgeschwindigkeit V_{max} = 1 m/s

Steigung Ph = 40 mm

$$N_{max} = \frac{V_{max} \times 60 \times 10^3}{Ph} = 1.500\ \text{min}^{-1}$$

● Spindeldurchmesser: 30 mm; Steigung: 60 mm

Maximalgeschwindigkeit V_{max} = 1 m/s

Steigung Ph = 60 mm

$$N_{max} = \frac{V_{max} \times 60 \times 10^3}{Ph} = 1.000\ \text{min}^{-1}$$

■Zulässige Drehzahl unter Berücksichtigung der kritischen Drehzahl der Gewindespindel

Faktor für Lagerart λ_2 = 15,1 (siehe B15-40)

Ungestützte Spindellänge zwischen Mutter und Lagerung mit der Lagerart fest - los, für die die kritische Drehzahl zu berücksichtigen ist:

Ungestützte Spindellänge ℓ_b = 1.100 mm (geschätzt)

- Spindeldurchmesser: 20 mm; Steigung: 20 mm und 40 mm

  Kerndurchmesser der Gewindespindel dc = 17,5 mm

$$N_1 = \lambda_2 \times \frac{dc}{\ell_b^2} 10^7 = 15{,}1 \times \frac{17{,}5}{1100^2} \times 10^7 = 2.180 \text{ min}^{-1}$$

- Spindeldurchmesser: 30 mm; Steigung: 60 mm

  Kerndurchmesser der Gewindespindel dc = 26,4 mm

$$N_1 = \lambda_2 \times \frac{dc}{\ell_b^2} 10^7 = 15{,}1 \times \frac{26{,}4}{1100^2} \times 10^7 = 3.294 \text{ min}^{-1}$$

■Zulässige Drehzahl unter Berücksichtigung des DN-Werts

- Spindeldurchmesser: 20 mm; Steigung: 20 mm und 40 mm (Kugelgewindetrieb mit großer Steigung)

  Kugelmittenkreis dp = 20,75 mm

$$N_2 = \frac{70000}{dp} = \frac{70000}{20{,}75} = 3.370 \text{ min}^{-1}$$

- Spindeldurchmesser: 30 mm; Steigung: 60 mm (Kugelgewindetrieb mit großer Steigung)

  Kugelmittenkreis dp = 31,25 mm

$$N_2 = \frac{70000}{dp} = \frac{70000}{31{,}25} = 2.240 \text{ min}^{-1}$$

Daraus ergibt sich bei einem Kugelgewindetrieb mit einer Durchmesser-/Steigungskombination von 20/20 mm eine höhere max. Drehzahl als die kritische Drehzahl.
Bei Kugelgewindetrieben mit der Durchmesser-/Steigungskombination von 20/40 mm oder 30/60 mm liegt die Drehzahl unter der kritischen Drehzahl. Hier wird der DN-Wert nicht überschritten.
Nach diesen Ergebnissen fokussiert sich die Auswahl auf Kugelgewindetriebe mit der Durchmesser-/ Steigungskombination 20/40 mm und 30/60 mm.

[Auswahl der Kugelgewindemutter]

● Auswahl der Kugelgewindemuttergröße

Der gerollte Kugelgewindetrieb Typ WTF mit großer Steigung wird in den Durchmesser-/Steigungskombinationen 20/40 mm und 30/60 mm hergestellt.

WTF2040-2
(C_a = 5,4 kN, C_{0a} = 13,6 kN)
WTF2040-3
(C_a = 6,6 kN, C_{0a} = 17,2 kN)
WTF3060-2
(C_a = 11,8 kN, C_{0a} = 30,6 kN)
WTF3060-3
(C_a = 14,5 kN, C_{0a} = 38,9 kN)

● **Zulässige Axialbelastung**

Zunächst wird die zulässige Axialbelastung des Typs WTF2040-2 (C_0a = 13,6 kN) berücksichtigt. Unter der Annahme, dass dieser Typ in ein schnelles Transportsystem integriert wird und während der Verzögerung eine Stoßbelastung auftritt, wird ein statischer Sicherheitsfaktor (f_S) von 2,5 (siehe Tab. 1 auf B15-47) berücksichtigt:

$$\frac{C_0a}{f_S} = \frac{13{,}6}{2{,}5} = 5{,}44\ \text{kN} = 5.440\ \text{N}$$

Die maximale Axialbelastung beträgt 550 N. Da die zulässige Axialbelastung dieses Typs größer ist, kann dieser eingesetzt werden.

■Berechnung der Hublänge

Maximalgeschwindigkeit V_{max} = 1 m/s
Beschleunigungszeit t_1 = 0,15 s
Verzögerungszeit t_3 = 0,15 s

● Hublänge bei Beschleunigung

$$\ell_{1,4} = \frac{V_{max} \cdot t_1}{2} \times 10^3 = \frac{1 \times 0{,}15}{2} \times 10^3 = 75\ \text{mm}$$

● Hublänge bei konstanter Bewegung

$$\ell_{2,5} = \ell_S - \frac{V_{max} \cdot t_1 + V_{max} \cdot t_3}{2} \times 10^3 = 1.000 - \frac{1 \times 0{,}15 + 1 \times 0{,}15}{2} \times 10^3 = 850\ \text{mm}$$

● Hublänge bei Verzögerung

$$\ell_{3,6} = \frac{V_{max} \cdot t_3}{2} \times 10^3 = \frac{1 \times 0{,}15}{2} \times 10^3 = 75\ \text{mm}$$

Aus den oben genannten Bedingungen ergibt sich das in der folgenden Tabelle dargestellte Verhältnis zwischen Axialbelastung und Hublänge:

Bewegung	Axialbelastung Fa_N(N)	Hublänge ℓ_N(mm)
Nr. 1: Bei Vorwärtsbeschleunigung	550	75
Nr. 2: Bei konstanter Vorwärtsbewegung	17	850
Nr. 3: Bei Vorwärtsverzögerung	–516	75
Nr. 4: Bei Rückwärtsbeschleunigung	–550	75
Nr. 5: Bei konstanter Rückwärtsbewegung	–17	850
Nr. 6: Bei Rückwärtsverzögerung	516	75

∗ Der Index (N) gibt die Bewegungsnummer an.

Aufgrund der wechselseitigen Belastung der Spindel durch Fa_3, Fa_4 und Fa_5, gekennzeichnet durch das positive bzw. negative Vorzeichen, muss die mittlere axiale Belastung in beiden Richtungen bestimmt werden.

Kugelgewindetriebe

■Mittlere Axialbelastung

- Mittlere Axialbelastung in positiver Richtung

Aufgrund der variierenden Belastungsrichtung gilt für die Berechnung der mittleren Axialbelastung: $Fa_{3,4,5} = 0$ N

$$F_{am1} = \sqrt[3]{\frac{Fa_1^3 \times \ell_1 + Fa_2^3 \times \ell_2 + Fa_6^3 \times \ell_6}{\ell_1 + \ell_2 + \ell_3 + \ell_4 + \ell_5 + \ell_6}} = 225\ \text{N}$$

- Mittlere Axialbelastung in negativer Richtung

Aufgrund der variierenden Belastungsrichtung gilt für die Berechnung der mittleren Axialbelastung: $Fa_{1,2,6} = 0$ N

$$F_{am2} = \sqrt[3]{\frac{|Fa_3|^3 \times \ell_3 + |Fa_4|^3 \times \ell_4 + |Fa_5|^3 \times \ell_5}{\ell_1 + \ell_2 + \ell_3 + \ell_4 + \ell_5 + \ell_6}} = 225\ \text{N}$$

Da $F_{am1} = F_{am2}$, ist die mittlere Axialbelastung wie folgt: $F_{am} = F_{am1} = F_{am2} = 225$ N.

■Modifizierte nominelle Lebensdauer

Belastungsfaktor $f_W = 1{,}5$ (siehe Tab. 2 auf **B15-49**)
Mittlere Belastung $F_{am} = 225$ N
Nominelle Lebensdauer L_{10} (Umdrehungen)

$$L_{10m} = \left(\alpha \times \frac{C_a}{F_{am}}\right)^3 \times 10^6$$

$$\alpha = \frac{1}{f_W}$$

Angenommene Typen	Dynamische Tragzahl Ca(N)	Modifizierte nominelle Lebensdauer L_{10m} (Umdrehungen)
WTF 2040-2	5400	$4{,}1 \times 10^9$
WTF 2040-3	6600	$7{,}47 \times 10^9$
WTF 3060-2	11800	$4{,}27 \times 10^{10}$
WTF 3060-3	14500	$7{,}93 \times 10^{10}$

■Durchschnittliche Umdrehungen pro Minute

Verfahrzyklen pro Minute $n = 8\ \text{min}^{-1}$

Hublänge $\ell_S = 1.000$ mm

- Spindelsteigung: Ph = 40 mm

$$N_m = \frac{2 \times n \times \ell_S}{Ph} = \frac{2 \times 8 \times 1000}{40} = 400\ \text{min}^{-1}$$

- Spindelsteigung: Ph = 60 mm

$$N_m = \frac{2 \times n \times \ell_S}{Ph} = \frac{2 \times 8 \times 1000}{60} = 267\ \text{min}^{-1}$$

■Berechnung der nominellen Lebensdauer in Stunden

- WTF2040-2

Nominelle Lebensdauer $L_{10} = 4{,}1 \times 10^9$ Umdrehungen

Durchschnittliche Drehzahl $Nm = 400\ \text{min}^{-1}$

$$L_{10h} = \frac{L_{10}}{60 \times N_m} = \frac{4{,}1 \times 10^9}{60 \times 400} = 171000\ \text{h}$$

- WTF2040-3

Nominelle Lebensdauer $L_{10} = 7{,}47 \times 10^9$ Umdrehungen

Durchschnittliche Drehzahl $Nm = 400\ \text{min}^{-1}$

$$L_{10h} = \frac{L_{10}}{60 \times N_m} = \frac{7{,}47 \times 10^9}{60 \times 400} = 311000\ \text{h}$$

- WTF3060-2

Nominelle Lebensdauer $L_{10} = 4{,}27 \times 10^{10}$ Umdrehungen

Durchschnittliche Drehzahl $Nm = 267\ \text{min}^{-1}$

$$L_{10h} = \frac{L_{10}}{60 \times N_m} = \frac{4{,}27 \times 10^{10}}{60 \times 267} = 2670000\ \text{h}$$

- WTF3060-3

Nominelle Lebensdauer $L_{10} = 7{,}93 \times 10^{10}$ Umdrehungen

Durchschnittliche Drehzahl $Nm = 267\ \text{min}^{-1}$

$$L_{10h} = \frac{L_{10}}{60 \times N_m} = \frac{7{,}93 \times 10^{10}}{60 \times 267} = 4950000\ \text{h}$$

■Berechnung der nominellen Lebensdauer in Wegstrecke

- WTF2040-2

Nominelle Lebensdauer	$L = 4{,}1 \times 10^9$ Umdrehungen
Steigung	$Ph = 40$ mm

$L_{10S} = L \times Ph \times 10^{-6} = 164.000$ km

- WTF2040-3

Nominelle Lebensdauer	$L = 7{,}47 \times 10^9$ Umdrehungen
Steigung	$Ph = 40$ mm

$L_{10S} = L \times Ph \times 10^{-6} = 298.800$ km

- WTF3060-2

Nominelle Lebensdauer	$L = 4{,}27 \times 10^{10}$ Umdrehungen
Steigung	$Ph = 60$ mm

$L_{10S} = L \times Ph \times 10^{-6} = 2.562.000$ km

- WTF3060-3

Nominelle Lebensdauer	$L = 7{,}93 \times 10^{10}$ Umdrehungen
Steigung	$Ph = 60$ mm

$L_{10S} = L \times Ph \times 10^{-6} = 4.758.000$ km

Unter allen oben angegebenen Bedingungen werden die folgenden Typen ausgewählt, die die gewünschte nominelle Lebensdauer von 30.000 Stunden erreichen.

WTF 2040-2
WTF 2040-3
WTF 3060-2
WTF 3060-3

[Berücksichtigung der Steifigkeit]

Die Steifigkeit wird bei diesem Beispiel nicht berücksichtigt, da sie bei dieser Anwendung nicht relevant ist.

[Ermittlung der Positioniergenauigkeit]

● Ermittlung der Steigungsgenauigkeit

Die Genauigkeitsklasse C7 wurde bereits in Abschnitt [Auswahl der Genauigkeitsklasse und Überprüfung des Axialspiels] auf B15-70 ausgewählt.

C7 (Wegabweichung: ± 0,05 mm/300 mm)

● Ermittlung des Axialspiels

Da die Positionierung nur in eine bestimmte Richtung erfolgt, bleibt das Axialspiel unberücksichtigt, da es sich nicht auf die Positioniergenauigkeit auswirkt.

WTF2040: Axialspiel: 0,1 mm
WTF3060: Axialspiel: 0,14 mm

● Axiale Steifigkeit

Die axiale Steifigkeit bleibt ebenfalls unberücksichtigt, da die Belastungsrichtung sich nicht ändert, und sie deswegen keinen Einfluss auf die Positioniergenauigkeit hat.

● Thermische Nachgiebigkeit bei Wärmeentwicklung

Bei einer angenommenen Temperaturerhöhung während des Betriebs um 5°C errechnet sich die Positioniergenauigkeit in Abhängigkeit von der Temperaturerhöhung wie folgt:

$$\begin{aligned}\Delta\ell &= \rho \times \Delta t \times \ell \\ &= 12 \times 10^{-6} \times 5 \times 1000 \\ &= 0{,}06 \text{ mm}\end{aligned}$$

● Einfederung während des Betriebs

Zwischen der Längsachse des Kugelgewindetriebs und dem Punkt für die Positioniergenauigkeit besteht eine Distanz von 150 mm, daher ist die Einfederung während des Betriebs zu berücksichtigen.

Angenommen, das Kippen liegt konstruktionsbedingt im Bereich von ± 10“, dann errechnet sich die Positionierabweichung wie folgt:

$$\begin{aligned}\Delta a &= \ell \times \sin\theta \\ &= 150 \times \sin(\pm 10'') \\ &= \pm 0{,}007 \text{ mm}\end{aligned}$$

Die Positioniergenauigkeit (Δp) wird also wie folgt ermittelt:

$$\Delta p = \frac{\pm 0{,}05 \times 1000}{300} \pm 0{,}007 + 0{,}06 = 0{,}234 \text{ mm}$$

Nach den vorausgegangenen Betrachtungen in den Abschnitten [Auswahl der Genauigkeitsklasse und Überprüfung des Axialspiels] auf B15-70 bis [Ermittlung der Positioniergenauigkeit] auf B15-79 erfüllen die Typen WTF2040-2, WTF2040-3, WTF3060-2 und WTF3060-3 die Auswahlbedingungen. Davon wird der kompakteste Typ WTF2040-2 ausgewählt.

[Ermittlung des Drehmoments]

● Reibmoment durch externe Belastung

Das Reibmoment wird wie folgt ermittelt:

$$T_1 = \frac{Fa \cdot Ph}{2\pi \cdot \eta} \cdot i = \frac{17 \times 40}{2 \times \pi \times 0{,}9} \times 1 = 120\ N \cdot mm$$

● Drehmoment durch Vorspannung des Kugelgewindetriebs

Der Kugelgewindetrieb ist nicht vorgespannt.

● Drehmoment für Beschleunigung

Trägheitsmoment

Das Massenträgheitsmoment der Gewindespindel je Längeneinheit ist $1{,}23 \times 10^{-3}$ kg·cm²/mm (siehe Tabelle der technischen Einzelheiten). Daher wird das Massenträgheitsmoment für die ganze Spindellänge von 1.200 mm wie folgt errechnet:

$J_s = 1{,}23 \times 10^{-3} \times 1.200 = 1{,}48\ kg \cdot cm^2$

$\quad = 1{,}48 \times 10^{-4}\ kg \cdot m^2$

$$J = (m_1 + m_2)\left(\frac{Ph}{2 \times \pi}\right)^2 \cdot i^2 \times 10^{-6} + J_s \cdot i^2 = (60+20)\left(\frac{40}{2 \times \pi}\right)^2 \times 1^2 \times 10^{-6} + 1{,}48 \times 10^{-4} \times 1^2$$

$$= 3{,}39 \times 10^{-3}\ kg \cdot m^2$$

Winkelbeschleunigung:

$$\omega' = \frac{2\pi \cdot Nm}{60 \cdot t_1} = \frac{2\pi \times 1500}{60 \times 0{,}15} = 1.050\ rad/s^2$$

Gemäß obigen Betrachtungen wird für die Beschleunigung folgendes Drehmoment benötigt:

$T_2 = (J + J_m) \times \omega' = (3{,}39 \times 10^{-3} + 1 \times 10^{-3}) \times 1.050 = 4{,}61\ N \cdot m$

$\quad = 4{,}61 \times 10^3\ N \cdot mm$

Daraus ergibt sich folgendes Drehmoment:

Bei der Beschleunigung

$\quad T_k = T_1 + T_2 = 120 + 4{,}61 \times 10^3 = 4.730\ N \cdot mm$

Bei konstanter Bewegung

$\quad T_t = T_1 = 120\ N \cdot mm$

Bei der Verzögerung

$\quad T_g = T_1 - T_2 = 120 - 4{,}61 \times 10^3 = -4.490\ N \cdot mm$

[Ermittlung des Antriebsmotors]

● Drehzahl

Da die Spindelsteigung anhand der Nenndrehzahl des Motors ausgewählt wird, muss die Motordrehzahl hier nicht berücksichtigt werden.

Maximale Betriebsdrehzahl : 1.500 min^{-1}

Nenndrehzahl des Motors: 3.000 min^{-1}

● Minimaler Vorschub

Wie bei der Drehzahl ist der minimale Vorschub auch von der Spindelsteigung und der Auflösung des Encoders für den AC-Servomotor abhängig. Daher wird der minimale Vorschub auch nicht berücksichtigt.

Auflösung Encoder: 1.000 Impulse/Umdrehung

Multipliziert mit 2: 2.000 Impulse/Umdrehung

● Motordrehmoment

Das Drehmoment während der Beschleunigung, das in Abschnitt [Ermittlung des Drehmoments] auf B15-80 berechnet wurde, ist das maximale Drehmoment.

T_{max} = 4.730 N • mm

Daher muss das maximale Drehmoment des AC-Servomotors mindestens 4.730 Nmm betragen.

● Effektives Drehmoment

Die Auswahlkriterien und das im Abschnitt [Ermittlung des Drehmoments] auf B15-80 ermittelte Drehmoment können wie folgt ausgedrückt werden:

Bei der Beschleunigung:

T_k = 4.730 N • mm

t_1 = 0,15 s

Bei konstanter Bewegung:

T_t = 120 N • mm

t_2 = 0,85 s

Bei der Verzögerung:

T_g = 4.490 N • mm

t_3 = 0,15 s

Im Stillstand:

T_S = 0

t_4 = 2,6 s

Gemäß dem nachfolgend angegebenen effektiven Drehmoment muss das Nenndrehmoment des Motors mindestens 1305 Nmm betragen.

$$T_{rms} = \sqrt{\frac{T_k^2 \cdot t_1 + T_t^2 \cdot t_2 + T_g^2 \cdot t_3 + T_s^2 \cdot t_4}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}} = \sqrt{\frac{4730^2 \times 0{,}15 + 120^2 \times 0{,}85 + 4490^2 \times 0{,}15 + 0}{0{,}15 + 0{,}85 + 0{,}15 + 2{,}6}}$$

$$= 1.305\ N \cdot mm$$

● Trägheitsmoment

Das Trägheitsmoment, das auf den Motor wirkt, entspricht dem im Abschnitt [Ermittlung des Drehmoments] auf B15-80 ermittelten Trägheitsmoment.

$J = 3{,}39 \times 10^{-3}\ \mathrm{kg \bullet m^2}$

Obwohl die Werte je nach Hersteller variieren, sollte der Motor 10 % von dem Trägheitsmoment erzeugen, das auch auf den Motor wirkt.

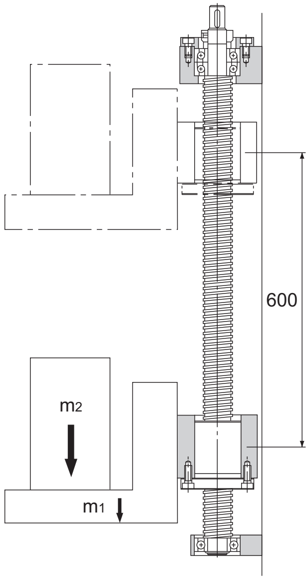
Daher sollte das Trägheitsmoment des AC-Servomotors mindestens $3{,}39 \times 10^{-4}\mathrm{kg{\cdot}m^2}$ betragen.

Damit ist die Auswahl abgeschlossen.

Vertikales Transportsystem

[Auswahlbedingungen]

Gewicht des Tisches	m_1 = 40 kg
Gewicht des Werkstücks	m_2 = 10 kg
Hublänge	ℓ_s = 600 mm
Maximalgeschwindigkeit	V_{max} = 0,3 m/s
Beschleunigungszeit	t_1 = 0,2 s
Verzögerungszeit	t_3 = 0,2 s
Verfahrzyklen pro Minute	n = 5 min^{-1}
Umkehrspiel	0,1 mm
Positioniergenauigkeit	± 0,7 mm/600 mm
Wiederholgenauigkeit	± 0,05 mm
Minimaler Vorschub	s = 0,01 mm/Intervall
geforderte nominelle Lebensdauer	20.000 h
Antriebsmotor	AC-Servomotor Nenndrehzahl: 3.000 min^{-1}
Motor-Trägheitsmoment	$J_m = 5 \times 10^{-5}$ kg•m²
Getriebe	Ohne (Direktantrieb)
Reibungskoeffizient des Führung	μ = 0,003 (rollend)
Verschiebewiderstand des Führungssystems	f = 20 N (unbelastet)



[Kontrollliste]

Spindeldurchmesser
Steigung
Muttertyp
Genauigkeit
Axialspiel
Endenlagerung
Antriebsmotor

[Auswahl der Genauigkeitsklasse und Überprüfung des Axialspiels]

● Auswahl der Steigungsgenauigkeit

Um eine Positioniergenauigkeit von ± 0,7 mm/600 mm zu erreichen:

$$\frac{\pm 0{,}7}{600} = \frac{\pm 0{,}35}{300}$$

ist eine Steigungsgenauigkeit von mindestens ± 0,35 mm/300 mm auszuwählen.
Demzufolge muss der Kugelgewindetrieb (siehe Tab. 1 auf B15-20) der Genauigkeitsklasse C10 (Wegabweichung: ± 0,21 mm/300 mm) entsprechen.
In dieser Genauigkeitsklasse C10 werden preisgünstige gerollte Kugelgewindetriebe angeboten. Daher bezieht sich die weitere Auswahl auf diese Typen.

● Auswahl des Axialspiels

Das erforderliche Umkehrspiel beträgt maximal 0,1 mm. Allerdings erzeugt das Axialspiel nicht unbedingt ein Umkehrspiel, da die Axialbelastung bei vertikaler Ausführung immer in eine Richtung wirkt.
Daher ist das Axialspiel zu vernachlässigen, und es kann ein preisgünstiger gerollter Gewindetrieb ausgesucht werden.

[Auswahl der Gewindespindel]

● Berechnung der Spindellänge

Angenommen die Gesamtlänge der Kugelgewindemutter ist 100 mm und die des Spindelendes ist 100 mm, dann ermittelt sich die Gesamt-Spindellänge bei einem Verfahrweg von 600 mm wie folgt:

600 + 200 = 800 mm

Als Gewindespindellänge werden also 800 mm angenommen.

● Auswahl der Steigung

Bei einer Motornenndrehzahl von 3.000 min^{-1} und der max. Vorschubgeschwindigkeit von 0,3 m/s ist die Spindelsteigung wie folgt zu ermitteln:

$$\frac{0{,}3 \times 60 \times 1000}{3000} = 6 \text{ mm}$$

Daher sollte der gewählte Typ eine Steigung von mindestens 6 mm haben.
Darüber hinaus kann der Motor direkt am Kugelgewindetrieb ohne Untersetzung angeflanscht werden. Die Mindestauflösung pro Umdrehung des AC-Servomotors ist abhängig von der nachfolgend angegebenen Auflösung des Encoders, der als Standardzubehör zum AC-Servomotor geliefert wird (1.000 bzw. 1.500 Impulse/ Umdrehung):

1.000 Impulse/Umdrehung (nicht multipliziert)
1.500 Impulse/Umdrehung (nicht multipliziert)
2.000 Impulse/Umdrehung (multipliziert mit 2)
3.000 Impulse/Umdrehung (multipliziert mit 2)
4.000 Impulse/Umdrehung (multipliziert mit 4)
6.000 Impulse/Umdrehung (multipliziert mit 4)

Nach den vorliegenden Auswahlkriterien sollte die Spindelsteigung bei einer min. Vorschubgeschwindigkeit von 0,01 mm/Impuls wie folgt sein:

Steigung 6 mm —— 3.000 Impulse/Umdrehung
8 mm —— 4.000 Impulse/Umdrehung
10 mm —— 1.000 Impulse/Umdrehung
20 mm —— 2.000 Impulse/Umdrehung
40 mm —— 2.000 Impulse/Umdrehung

Bei einer Steigung von 6 oder 8 mm ist der minimale Vorschub 0,002 mm/Impuls, daher werden Motor-Startimpulse von mindestens 150 kHz seitens des Controllers benötigt. Dies führt zu höheren Controller-Kosten.
Zusätzlich benötigt ein Kugelgewindetrieb mit großer Steigung einen teuren Motor mit hohem Drehmoment.
Daher wird ein Kugelgewindetrieb mit 10 mm Steigung ausgewählt.

● Auswahl des Spindeldurchmessers

Die folgenden Kugelgewindetriebe erfüllen die Steigung von 10 mm gemäß Abschnitt [Auswahl der Genauigkeitsklasse und Überprüfung des Axialspiels] auf B15-84 und Abschnitt [Auswahl der Gewindespindel] auf B15-84 (siehe Tab. 20 auf B15-35):

Spindeldurchmesser Steigung
15 mm —— 10 mm
20 mm —— 10 mm
25 mm —— 10 mm

Danach wird ein Durchmesser von 15 mm mit 10 mm Steigung ausgesucht.

● Auswahl der Endenlagerung

Bei einer Hublänge des Kugelgewindetriebs von 600 mm und einer max. Vorschubgeschwindigkeit von 0,3 m/s (Drehzahl: 1.800 min^{-1}) ist die Lagerart fest - los zu wählen.

● Zulässige Axialbelastung

■Berechnung der maximalen Axialbelastung

Verschiebewiderstand des Führungssystems
$f = 20$ N (unbelastet)
Gewicht des Tisches $m_1 = 40$ kg
Gewicht des Werkstücks $m_2 = 10$ kg
Maximalgeschwindigkeit $V_{max} = 0{,}3$ m/s
Beschleunigungszeit $t_1 = 0{,}2$ s

Daraus ergeben sich die folgenden notwendigen Werte:
Beschleunigung

$$a = \frac{V_{max}}{t_1} = 1{,}5 \text{ m/s}^2$$

Bei Aufwärtsbeschleunigung:
$Fa_1 = (m_1 + m_2) \cdot g + f + (m_1 + m_2) \cdot \alpha = 585$ N
Bei konstanter Aufwärtsbewegung:
$Fa_2 = (m_1 + m_2) \cdot g + f = 510$ N
Bei Aufwärtsverzögerung:
$Fa_3 = (m_1 + m_2) \cdot g + f - (m_1 + m_2) \cdot \alpha = 435$ N
Bei Abwärtsbeschleunigung:
$Fa_4 = (m_1 + m_2) \cdot g - f - (m_1 + m_2) \cdot \alpha = 395$ N
Bei konstanter Abwärtsbewegung:
$Fa_5 = (m_1 + m_2) \cdot g - f = 470$ N
Bei Abwärtsverzögerung:
$Fa_6 = (m_1 + m_2) \cdot g - f + (m_1 + m_2) \cdot \alpha = 545$ N
Danach ist die maximale Axialbelastung des Kugelgewindetriebs:
$Fa_{max} = Fa_1 = 585$ N

■Berechnung der Knicklast

Faktor für Lagerart $\eta_2 = 20$ (siehe B**15-38**)
Die Knicklast basiert auf dem ungestützten Bereich zwischen der Endenlagerung und der Mutter mit der Lagerart fest - fest. Deshalb gilt:
Ungestützte Spindellänge $\ell_a = 700$ mm (geschätzt)
Kerndurchmesser der Gewindespindel $dc = 12{,}5$ mm

$$P_1 = \eta_2 \cdot \frac{dc^4}{\ell_a^{\,2}} \times 10^4 = 20 \times \frac{12{,}5^4}{700^2} \times 10^4 = 9.960 \text{ N}$$

■Zulässige Zug-Druck-Belastung der Gewindespindel

$P_2 = 116dc^2 = 116 \times 12{,}5^2 = 18.100$ N

Das Ergebnis ist, dass die Knicklast und die zulässige Zug-Druck-Belastung der Gewindespindel mindestens der maximalen Axialbelastung entsprechen. Demzufolge können Kugelgewindetriebe, die diese Anforderungen erfüllen, problemlos verwendet werden.

● Zulässige Drehzahl

■Maximale Drehzahl

● Spindeldurchmesser: 15 mm; Steigung: 10 mm

Maximalgeschwindigkeit $V_{max} = 0{,}3$ m/s

Steigung $Ph = 10$ mm

$$N_{max} = \frac{V_{max} \times 60 \times 10^3}{Ph} = 1.800 \text{ min}^{-1}$$

■Zulässige Drehzahl unter Berücksichtigung der kritischen Drehzahl der Gewindespindel

Faktor für Lagerart $\lambda_2 = 15{,}1$ (siehe B15-40)

Ungestützte Spindellänge zwischen Mutter und Lagerung mit der Lagerart fest - los, für die die kritische Drehzahl zu berücksichtigen ist:

Ungestützte Spindellänge $\ell_b = 700$ mm (geschätzt)

● Spindeldurchmesser: 15 mm; Steigung: 10 mm

Kerndurchmesser der Gewindespindel $dc = 12{,}5$ mm

$$N_1 = \lambda_2 \times \frac{dc}{\ell_b^2} 10^7 = 15{,}1 \times \frac{12{,}5}{700^2} \times 10^7 = 3.852 \text{ min}^{-1}$$

■Zulässige Drehzahl unter Berücksichtigung des DN-Werts

● Spindeldurchmesser: 15 mm; Steigung: 10 mm (Kugelgewindetrieb mit großer Steigung)

Kugelmittenkreis-Durchmesser $dp = 15{,}75$ mm

$$N_2 = \frac{70000}{dp} = \frac{70000}{15{,}75} = 4.444 \text{ min}^{-1}$$

Nach diesen Berechnungen ist die maximale Drehzahl unter dem Wert der kritischen Drehzahl unter Berücksichtigung des DN-Wertes erfüllt.

[Auswahl der Kugelgewindemutter]

● Auswahl der Kugelgewindemuttergröße

Der Durchmesser von 15 mm und die Steigung von 10 mm ist kennzeichnend für den folgenden gerollten Kugelgewindetrieb mit großer Steigung:

BLK1510-5,6

(C_a = 9,8 kN, C_{0a} = 25,2 kN)

● Zulässige Axialbelastung

Das Auswahlbeispiel ist während Beschleunigung und Verzögerung Schwingungen und Stößen ausgesetzt, daher wird ein Sicherheitsfaktor von f_s = 2 berücksichtigt (siehe Tab. 1 auf B15-47):

$$Fa_{max} = \frac{C_{0}a}{f_S} = \frac{25,2}{2} = 12,6\ \text{kN} = 12.600\ \text{N}$$

Die maximale Axialbelastung beträgt 585 N. Da die zulässige Axialbelastung dieses Typs größer ist, kann dieser eingesetzt werden.

● Berechnung der nominellen Lebensdauer

■Berechnung der Hublänge

Maximalgeschwindigkeit V_{max} = 0,3 m/s

Beschleunigungszeit t_1 = 0,2 s

Verzögerungszeit t_3 = 0,2 s

● Hublänge bei Beschleunigung

$$\ell_{1,4} = \frac{V_{max} \cdot t_1}{2} \times 10^3 = \frac{0,3 \times 0,2}{2} \times 10^3 = 30\ \text{mm}$$

● Hublänge bei konstanter Bewegung

$$\ell_{2,5} = \ell_S - \frac{V_{max} \cdot t_1 + V_{max} \cdot t_3}{2} \times 10^3 = 600 - \frac{0,3\times0,2 + 0,3\times0,2}{2} \times 10^3 = 540\ \text{mm}$$

● Hublänge bei Verzögerung

$$\ell_{3,6} = \frac{V_{max} \cdot t_3}{2} \times 10^3 = \frac{0,3\times0,2}{2} \times 10^3 = 30\ \text{mm}$$

Aus den oben genannten Bedingungen ergibt sich das in der folgenden Tabelle dargestellte Verhältnis zwischen Axialbelastung und Hublänge:

Bewegung	Axialbelastung Fa_N(N)	Hublänge ℓ_N(mm)
Nr. 1: Bei Aufwärtsbeschleunigung	585	30
Nr. 2: Bei konstanter Aufwärtsbewegung	510	540
Nr. 3: Bei Aufwärtsverzögerung	435	30
Nr. 4: Bei Abwärtsbeschleunigung	395	30
Nr. 5: Bei konstanter Abwärtsbewegung	470	540
Nr. 6: Bei Abwärtsverzögerung	545	30

∗ Der Index (N) gibt die Bewegungsnummer an.

■Mittlere Axialbelastung

$$F_{am} = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \times \ell_S}(Fa_1^3 \bullet \ell_1 + Fa_2^3 \bullet \ell_2 + Fa_3^3 \bullet \ell_3 + Fa_4^3 \bullet \ell_4 + Fa_5^3 \bullet \ell_5 + Fa_6^3 \bullet \ell_6)} = 492 \text{ N}$$

■Modifizierte nominelle Lebensdauer

Dynamische Tragzahl	C_a = 9.800 N
Belastungsfaktor	f_W = 1,5 (siehe Tab. 2 auf B**15-49**)
Mittlere Belastung	F_{am} = 492 N
Nominelle Lebensdauer	L_{10} (Umdrehungen)

$$L_{10m} = \left(\alpha \times \frac{C_a}{F_{am}}\right)^3 \times 10^6 = \left(\frac{9800}{1,5 \times 492}\right)^3 \times 10^6 = 2,34 \times 10^9 \text{ Umdrehungen}$$

$$\alpha = \frac{1}{f_W}$$

■Durchschnittliche Umdrehungen pro Minute

Verfahrzyklen pro Minute	n = 5 min^{-1}
Hublänge	ℓ_S = 600 mm
Steigung	Ph = 10 mm

$$N_m = \frac{2 \times n \times \ell_S}{Ph} = \frac{2 \times 5 \times 600}{10} = 600 \text{ min}^{-1}$$

■Berechnung der nominellen Lebensdauer in Stunden

Nominelle Lebensdauer	L_{10} = 2,34 × 10^9 Umdrehungen
Durchschnittliche Anzahl der Umdrehungen pro Minute	N_m = 600 min^{-1}

$$L_{10h} = \frac{L_{10}}{60 \bullet N_m} = \frac{2,34 \times 10^9}{60 \times 600} = 65000 \text{ h}$$

■Berechnung der nominellen Lebensdauer in Wegstrecke

Nominelle Lebensdauer	L_{10} = 2,34 × 10^9 Umdrehungen
Steigung	Ph = 10 mm

$L_{10S} = L_{10} \times Ph \times 10^{-6}$ = 23.400 km

Unter allen oben angegebenen Bedingungen wird der Typ BLK1510-5,6 ausgewählt, der die gewünschte nominelle Lebensdauer von 20.000 Stunden erreicht.

[Berücksichtigung der Steifigkeit]

Die Steifigkeit wird bei diesem Beispiel nicht berücksichtigt, da sie bei dieser Anwendung nicht relevant ist.

[Ermittlung der Positioniergenauigkeit]

● Ermittlung der Positioniergenauigkeit

Die Genauigkeitsklasse C10 wurde bereits in Abschnitt [Auswahl der Genauigkeitsklasse und Überprüfung des Axialspiels] auf B15-84 ausgewählt.

C10 (Wegabweichung: ± 0,21 mm/300 mm)

● Ermittlung des Axialspiels

Bei einer vertikalen Anwendungen wirkt die Axialbelastung nur in eine Richtung, daher muss das Axialspiel nicht berücksichtigt werden.

● Axialsteifigkeit

Die Axialesteifigkeit muss nicht berücksichtigt werden, da die Steigungsgenauigkeit höher ist als die geforderte Positioniergenauigkeit.

● Thermische Nachgiebigkeit bei Wärmeentwicklung

Da die Steigungsgenauigkeit höher ist als die hier geforderte Positioniergenauigkeit, muss die Berechnung der thermischen Nachgiebigkeit nicht berücksichtigt werden.

● Einfederung während des Betriebs

Da die Steigungsgenauigkeit viel größer ist als die geforderte Positioniergenauigkeit, braucht die Einfederung während des Betriebs hier nicht berücksichtigt werden.

[Ermittlung des Drehmoments]

● Reibmoment durch externe Belastung

Bei konstanter Aufwärtsbewegung:

$$T_1 = \frac{Fa_2 \cdot Ph}{2 \times \pi \times \eta} = \frac{510 \times 10}{2 \times \pi \times 0{,}9} = 900\ \mathrm{N \cdot mm}$$

Bei konstanter Abwärtsbewegung:

$$T_2 = \frac{Fa_5 \cdot Ph}{2 \times \pi \times \eta} = \frac{470 \times 10}{2 \times \pi \times 0{,}9} = 830\ \mathrm{N \cdot mm}$$

● Drehmoment durch Vorspannung des Kugelgewindetriebs

Der Kugelgewindetrieb ist nicht vorgespannt.

● Drehmoment für Beschleunigung

Trägheitsmoment:

Das Massenträgheitsmoment der Gewindespindel je Längeneinheit ist $3{,}9 \times 10^{-4}$ kg·cm²/mm (siehe Tabelle der technischen Einzelheiten). Daher wird das Massenträgheitsmoment für die ganze Spindellänge von 800 mm wie folgt errechnet:

$J_S = 3{,}9 \times 10^{-4} \times 800 = 0{,}31 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$

$= 0{,}31 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

$$J = (m_1+m_2)\left(\frac{Ph}{2\times\pi}\right)^2 \cdot i^2 \times 10^{-6} + J_S \cdot i^2 = (40+10)\left(\frac{10}{2\times\pi}\right)^2 \times 1^2 \times 10^{-6} + 0{,}31 \times 10^{-4} \times 1^2$$

$$= 1{,}58 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Winkelbeschleunigung:

$$\omega' = \frac{2\pi \cdot N_{max}}{60 \cdot t} = \frac{2\pi \times 1.800}{60 \times 0.2} = 942 \text{ rad/s}^2$$

Gemäß obigen Betrachtungen wird für die Beschleunigung folgendes Drehmoment benötigt:

$T_3 = (J + J_m) \cdot \omega' = (1{,}58 \times 10^{-4} + 5 \times 10^{-5}) \times 942 = 0{,}2$ N•m = 200 N•mm

Daraus ergibt sich folgendes Drehmoment:

Bei Aufwärtsbeschleunigung:

$T_{k1} = T_1 + T_3 = 900 + 200 = 1.100$ N•mm

Bei konstanter Aufwärtsbewegung:

$T_{t1} = T_1 = 900$ N•mm

Bei Aufwärtsverzögerung:

$T_{g1} = T_1 - T_3 = 900 - 200 = 700$ N•mm

Bei Abwärtsbeschleunigung:

$T_{k2} = 630$ N•mm

Bei konstanter Abwärtsbewegung:

$T_{t2} = 830$ N•mm

Bei Abwärtsverzögerung:

$T_{g2} = 1.030$ Nmm

Kugelgewindetriebe

[Ermittlung des Antriebsmotors]

● Drehzahl

Da die Spindelsteigung anhand der Nenndrehzahl des Motors ausgewählt wird, muss die Motordrehzahl hier nicht berücksichtigt werden.

Maximale Betriebsdrehzahl : 1.800 min^{-1}

Nenndrehzahl des Motors: 3.000 min^{-1}

● Minimaler Vorschub

Wie bei der Drehzahl ist der minimale Vorschub auch von der Spindelsteigung und der Auflösung des Encoders für den AC-Servomotor abhängig. Daher wird der minimale Vorschub auch nicht berücksichtigt.

Auflösung Encoder: 1.000 Impulse/Umdrehung

● Drehmoment des Motors

Das Drehmoment während der Beschleunigung, das in Abschnitt [Ermittlung des Drehmoments] auf B15-90 berechnet wurde, ist das maximale Drehmoment.

$T_{max} = T_{k1} = 1.100$ N•mm

Daher muss das maximale Spitzendrehmoment des AC-Servomotors mindestens 1.100 Nmm betragen.

● Effektives Drehmoment

Die Auswahlkriterien und das im Abschnitt [Ermittlung des Drehmoments] auf B15-90 ermittelte Drehmoment können wie folgt ausgedrückt werden:

Bei Aufwärtsbeschleunigung:

$T_{k1} = 1.100$ N•mm

$t_1 = 0,2$ s

Bei konstanter Aufwärtsbewegung:

$T_{t1} = 900$ N•mm

$t_2 = 1,8$ s

Bei Aufwärtsverzögerung:

$T_{g1} = 700$ N•mm

$t_3 = 0,2$ s

Bei Abwärtsbeschleunigung:

$T_{k2} = 630$ N•mm

$t_1 = 0,2$ s

Bei konstanter Abwärtsbewegung:

$T_{t2} = 830$ N•mm

$t_2 = 1,8$ s

Bei Abwärtsverzögerung:

$T_{g2} = 1.030$ Nmm

$t_3 = 0,2$ s

Im Stillstand ($m_2 = 0$):

$T_S = 658$ N•mm

$t_4 = 7,6$ s

Gemäß dem nachfolgend angegebenen effektiven Drehmoment muss das Nenndrehmoment des Motors mindestens 743 Nmm betragen.

$$T_{rms} = \sqrt{\frac{T_{k1}^2 \cdot t_1 + T_{t1}^2 \cdot t_2 + T_{g1}^2 \cdot t_3 + T_{k2}^2 \cdot t_1 + T_{t2}^2 \cdot t_2 + T_{g2}^2 \cdot t_3 + T_s^2 \cdot t_4}{t_1 + t_2 + t_3 + t_1 + t_2 + t_3 + t_4}}$$

$$= \sqrt{\frac{1100^2 \times 0{,}2 + 900^2 \times 1{,}8 + 700^2 \times 0{,}2 + 630^2 \times 0{,}2 + 830^2 \times 1{,}8 + 1030^2 \times 0{,}2 + 658^2 \times 7{,}6}{0{,}2 + 1{,}8 + 0{,}2 + 0{,}2 + 1{,}8 + 0{,}2 + 7{,}6}}$$

$$= 743\ \text{N} \cdot \text{mm}$$

● **Trägheitsmoment**

Das Trägheitsmoment, das auf den Motor wirkt, entspricht dem im Abschnitt [Ermittlung des Drehmoments] auf B15-90 ermittelten Trägheitsmoment.

$J = 1{,}58 \times 10^{-4}$ kg • m^2

Obwohl die Werte je nach Hersteller variieren, sollte der Motor 10 % von dem Trägheitsmoment erzeugen, das auch auf den Motor wirkt.

Daher sollte das Trägheitsmoment des AC-Servomotors mindestens $1{,}58 \times 10^{-5}$kg·m^2 betragen.

Damit ist die Auswahl abgeschlossen.