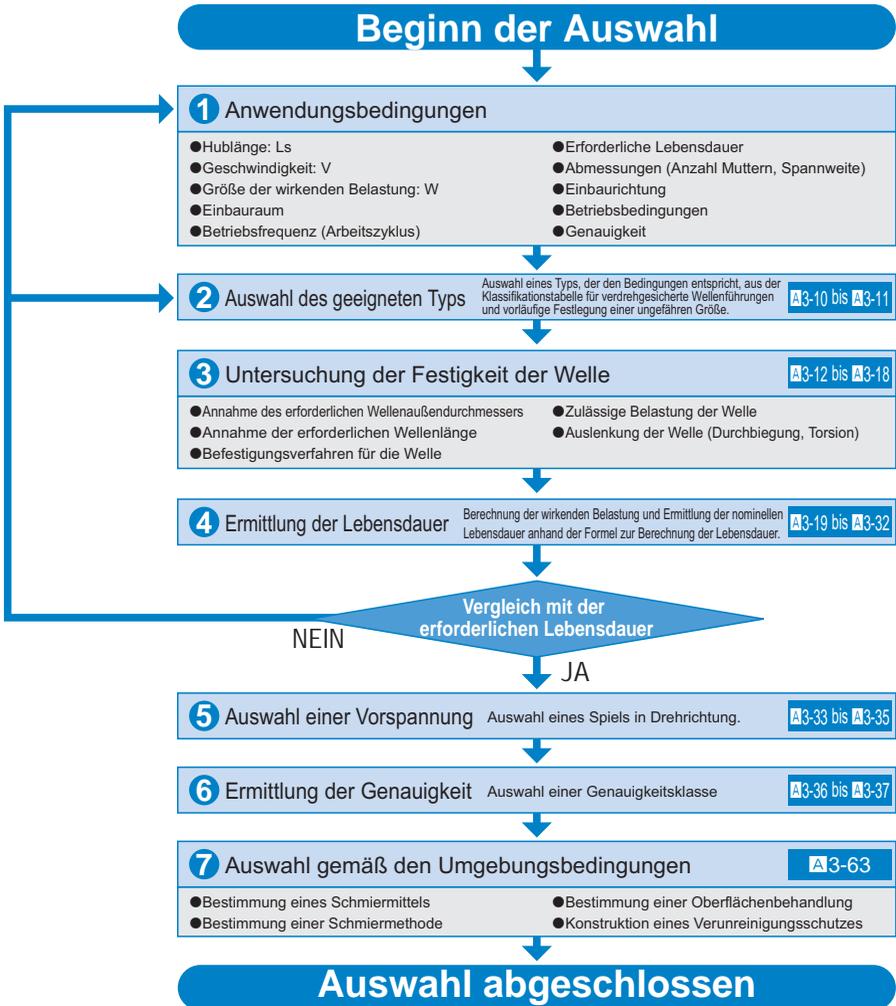


Auswahldiagramm für verdrehgesicherte Wellenführungen

Schritte bei der Auswahl von verdrehgesicherten Wellenführungen

Nachfolgend ist eine Übersicht dargestellt, die als Grundlage zur Auswahl von Wellenführungen dient.



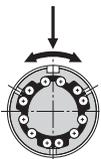
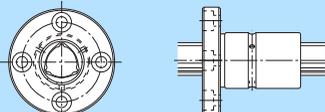
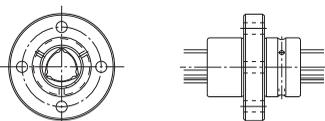
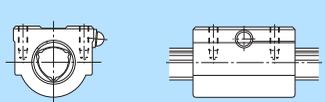
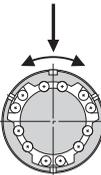
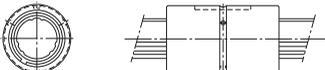
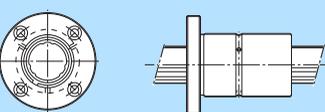
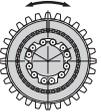
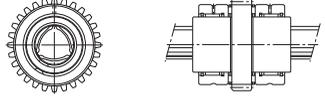
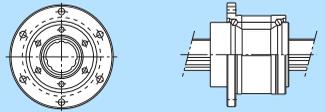
Auswahlkriterien

Auswahldiagramm für verdrehgesicherte Wellenführungen

Verdrehgesicherte Wellenführungen

Auswahl des geeigneten Typs

Es existieren drei Typen von verdrehgesicherten Wellenführungen: Typen für hohe Drehmomente, Typen für mittlere Drehmomente und Rotationstypen. Der Typ wird gemäß der vorgesehenen Anwendung ausgewählt. Außerdem ist für jeden Typ eine große Auswahl an Keilwellenmuttertypen verfügbar, aus denen der Anwender gemäß den gegebenen Montage- und Serviceanforderungen den richtigen Typ auswählen kann.

Klassifizierung		Typ	Bauform	Wellendurchmesser
Typen für hohe Drehmomente		Typ LBS Typ LBST		Wellen-Nenn- durchmesser 6 bis 150 mm
		Typ LBF		Wellen-Nenn- durchmesser 15 bis 100 mm
		Typ LBR		Wellen-Nenn- durchmesser 15 bis 100 mm
		Typ LBH		Wellen-Nenn- durchmesser 15 bis 50 mm
Typen für mittlere Drehmomente		Typ LT		Wellen-Nenn- durchmesser 4 bis 100 mm
		Typ LF		Wellen-Nenn- durchmesser 6 bis 50 mm
Rotationstypen	Rotation  Rotation 	Typ LBG Typ LBGT		Wellen-Nenn- durchmesser 20 bis 85 mm
		Typ LTR-A Typ LTR		Wellen-Nenn- durchmesser 8 bis 60 mm

* Die Maßtabellen finden Sie im Teil  des THK-Katalogs.

Maßtabelle*	Aufbau und Merkmale	Hauptanwendungen
B3-6	<ul style="list-style-type: none"> Die Keilwelle verfügt über drei Keifflanken, die in gleichen Abständen im Winkel von je 120° angeordnet sind. An diesen Keifflanken befinden sich beidseitig Kugelreihen (insgesamt 6 Reihen), die an der Keifflanke anliegen. Dank des Kontaktwinkels der Kugelkontaktflächen kann eine entsprechende Vorspannung gleichmäßig angebracht werden. 	<ul style="list-style-type: none"> Säulen und Arme von Industrierobotern Automatische Ladevorrichtungen Transfermaschinen Automatische Fördersysteme Reifenformmaschinen Spindeln von Punktschweißmaschinen Führungswellen für Hochgeschwindigkeits-Lackierautomaten Nietmaschinen Drahtwickelmaschinen Aufspannköpfe von Erodiermaschinen Antriebsspindeln von Schleifmaschinen Wechselgetriebe Präzisionsschaltmaschinen
B3-12	<ul style="list-style-type: none"> Durch die Umlenkung der Kugeln in der Keilwellenmutter sind kompakte Außenabmessungen der Mutter möglich. 	
B3-14	<ul style="list-style-type: none"> Selbst bei erhöhter Vorspannung bleibt eine gleichmäßige Linearbewegung erhalten. Mit dem großen Kontaktwinkel (45°) und der minimalen Einfederung wird eine hohe Steifigkeit erreicht. 	
B3-16	<ul style="list-style-type: none"> Kein Winkelspiel. Zur Übertragung hoher Drehmomente. 	
B3-24	<ul style="list-style-type: none"> Auf der Welle sind längsseits Kreisbogenlaufrillen eingeschliffen, in denen Kugeln mit oder ohne einer bestimmten Vorspannung abrollen. 	<ul style="list-style-type: none"> Wellen für Führungsstellen und ähnliche Anwendungen, die lineare Bewegungen unter hoher Belastung erfordern Ladevorrichtungen und ähnliche Anwendungen, die eine Rotation in eine vorgegebene Winkelstellung bei festgelegten Positionen erfordern Spindeln automatischer Gasschweißmaschinen und ähnliche Anwendungen, bei denen eine Welle verdrehfest gelagert sein muss
B3-26	<ul style="list-style-type: none"> Der Kugel-Kontaktwinkel beträgt 20°. Mit einer entsprechenden Vorspannung besitzt diese Kugelnutwelle eine hervorragende Momentsteifigkeit ohne Winkelspiel. 	
B3-34	<ul style="list-style-type: none"> Einheit mit der gleichen Kontaktstruktur wie Modell LBS. Die Mutter ist mittig mit einem Zahnkranz versehen. Außerdem sind außen kompakte Radial- und Axialnadelager aufgesetzt. 	<ul style="list-style-type: none"> Zahnradantriebe für die Übertragung hoher Drehmomente
B3-42	<ul style="list-style-type: none"> Eine leichte und kompakte Ausführung auf Basis des Modells LT, bei der auf der Außenhülse der Mutter Laufrillen für Stützlager eingeschliffen sind. 	<ul style="list-style-type: none"> Z-Achse für Scara-Roboter Drahtwickelmaschinen

Berechnung des Wellendurchmessers

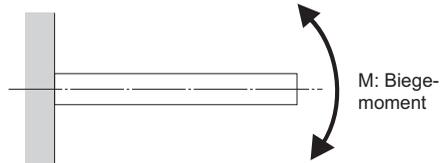
Auf die Welle können radiale Belastungen und Momente wirken. Bei hohen Belastungen oder Momenten ist der erforderliche Wellendurchmesser zu ermitteln.

[Welle bei Biegemoment]

Wirkt ein Biegemoment auf die Welle verdrehgesicherter Wellenführungen, ist der Wellendurchmesser mit der nachstehenden Gleichung (1) zu ermitteln.

$$M = \sigma \cdot Z \quad \text{und} \quad Z = \frac{M}{\sigma} \quad \dots\dots\dots (1)$$

- M : Auf die Welle wirkendes maximales Biegemoment (Nmm)
 σ : Zulässige Biegespannung der Welle (98 N/mm²)
 Z : Axiales Widerstandsmoment der Welle (mm³)
 (siehe Tab.3 auf Seite A3-17 und Tab.4 auf Seite A3-18)



[Hinweis] Widerstandsmoment (kreisförmig)

$$Z = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

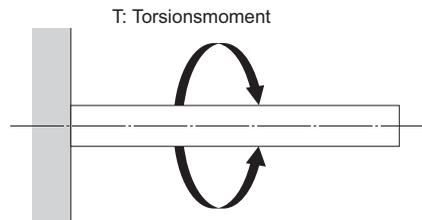
- Z : Widerstandsmoment (mm³)
 d : Außendurchmesser der Welle (mm)

[Welle bei Torsionsbelastung]

Wirkt eine Torsionsbelastung auf die Welle, ist der Wellendurchmesser mit der nachstehenden Gleichung (2) zu ermitteln.

$$T = \tau_a \cdot Z_P \quad \text{und} \quad Z_P = \frac{T}{\tau_a} \quad \dots\dots\dots (2)$$

- T : Maximales Torsionsmoment (Nmm)
 τ_a : Zulässige Torsionsspannung der Welle (49 N/mm²)
 Z_P : Polares Widerstandsmoment der Welle (mm³)
 (siehe Tab.3 auf Seite A3-17 und Tab.4 auf Seite A3-18)



[Hinweis] Widerstandsmoment (kreisförmig)

$$Z_P = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

- Z_P : polares Widerstandsmoment (mm³)
 d : Außendurchmesser der Welle (mm)

[Welle bei gleichzeitiger Biege- und Torsionsbelastung]

Wirken auf die Welle gleichzeitig Biege- und Torsionsbelastungen, sind zwei separate Wellendurchmesser zu berechnen: einer für das äquivalente Biegemoment (M_e) und einer für das äquivalente Torsionsmoment (T_e). Anschließend ist der größere der beiden Werte als Wellendurchmesser zu verwenden.

Äquivalentes Biegemoment

$$M_e = \frac{M + \sqrt{M^2 + T^2}}{2} = \frac{M}{2} \left\{ 1 + \sqrt{1 + \left(\frac{T}{M}\right)^2} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

$$M_e = \sigma \cdot Z$$

Äquivalentes Torsionsmoment

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} = M \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{T}{M}\right)^2} \dots\dots\dots (4)$$

$$T_e = \tau_a \cdot Z_p$$

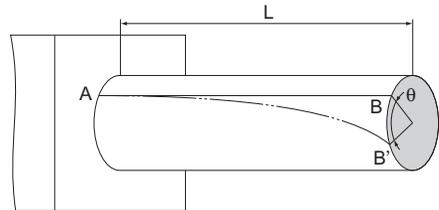
[Steifigkeit der Welle]

Die Steifigkeit der Welle wird als Verdrehwinkel bezogen auf 1 m Wellenlänge ausgedrückt. Dieser Wert darf $1^\circ/4$ nicht überschreiten.

$$\theta = 57.3 \times \frac{T \cdot L}{G \cdot I_p} \dots\dots\dots (5)$$

$$\text{Steifigkeit der Welle} = \frac{\text{Verdrehwinkel}}{\text{Bauteillänge}} = \frac{\theta \cdot \ell}{L} < \frac{1^\circ}{4}$$

- θ : Verdrehwinkel (°)
 L : Wellenlänge (mm)
 G : Schubmodul ($7,9 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$)
 ℓ : Einheitslänge (1000 mm)
 I_p : Polares Trägheitsmoment (mm⁴)
 (siehe Tab.3 auf Seite A3-17 und Tab.4 auf Seite A3-18)

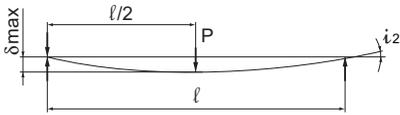
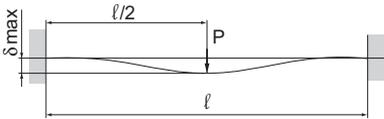
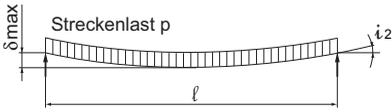
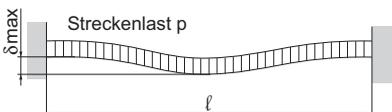


[Einfederung und Einfederungswinkel der Welle]

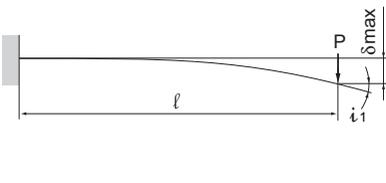
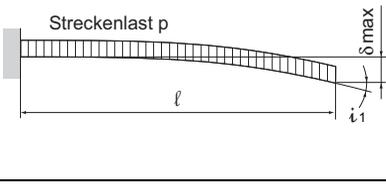
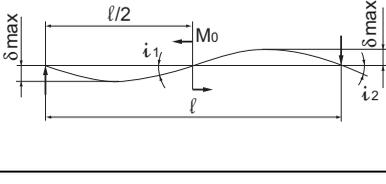
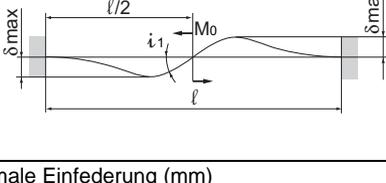
Die Einfederung und der Einfederungswinkel von Wellen verdrehgesicherter Wellenführungen sind mit Hilfe von Gleichungen zu ermitteln, die den jeweiligen Bedingungen entsprechen. In Tab.1 und Tab.2 sind diese Bedingungen und die zugehörigen Gleichungen dargestellt.

Tab.3 und Tab.4 (A3-17 und A3-18) enthalten das Widerstandsmoment (Z) und die geometrischen Trägheitsmomente (I) der Welle. Mittels der in den Tabellen angegebenen Z - und I -Werte können die Festigkeit und die Einfederung (Durchbiegung) für typische verdrehgesicherte Wellenführungen ermittelt werden.

Tab.1 Gleichungen für Einfederung und Einfederungswinkel

Lage- rungs- art	Bedingung	Gleichung für Einfederung	Gleichung für Einfederungswinkel
Beide Enden los		$\delta_{\max} = \frac{Pl^3}{48EI}$	$i_1 = 0$ $i_2 = \frac{Pl^2}{16EI}$
Beide Enden fest		$\delta_{\max} = \frac{Pl^3}{192EI}$	$i_1 = 0$ $i_2 = 0$
Beide Enden los		$\delta_{\max} = \frac{5pl^4}{384EI}$	$i_2 = \frac{pl^3}{24EI}$
Beide Enden fest		$\delta_{\max} = \frac{pl^4}{384EI}$	$i_2 = 0$

Tab.2 Gleichungen für Einfederung und Einfederungswinkel

Lagerungsart	Bedingung	Gleichung für Einfederung	Gleichung für Einfederungswinkel
Ein Ende fest		$\delta_{\max} = \frac{Pl^3}{3EI}$	$i_1 = \frac{Pl^2}{2EI}$ $i_2 = 0$
Ein Ende fest		$\delta_{\max} = \frac{Pl^4}{8EI}$	$i_1 = \frac{Pl^3}{6EI}$ $i_2 = 0$
Beide Enden los		$\delta_{\max} = \frac{\sqrt{3}M_0l^2}{216EI}$	$i_1 = \frac{M_0l}{12EI}$ $i_2 = \frac{M_0l}{24EI}$
Beide Enden fest		$\delta_{\max} = \frac{M_0l^2}{216EI}$	$i_1 = \frac{M_0l}{16EI}$ $i_2 = 0$

 δ_{\max} : Maximale Einfederung (mm) M_0 : Moment (Nmm) l : Spannweite (mm) I : Flächenträgheitsmoment (mm⁴) i_1 : Einfederungswinkel am Belastungspunkt i_2 : Einfederungswinkel am Lagerpunkt P : Punktlast (N) p : Streckenlast (N/mm) E : Elastizitätsmodul $2,06 \times 10^5$ (N/mm²)

[Kritische Drehzahl der Welle]

Wird die Drehzahl der Welle während des Betriebs bis zu ihrer Eigenfrequenz erhöht, kann dies zum Ausfall der Wellenführung durch Resonanzschwingungen führen. Deshalb sollte die Drehzahl die kritische Drehzahl nicht erreichen oder überschreiten. Läuft die Welle mit einer Drehzahl, die die Resonanzdrehzahl erreicht bzw. überschreitet, ist der Wellendurchmesser zu überprüfen. Die kritische Wellendrehzahl wird mit Hilfe der nachstehenden Gleichung (6) ermittelt, in der der Wert mit einem Sicherheitsfaktor von 0,8 multipliziert wird.

● Kritische Drehzahl

$$N_c = \frac{60\lambda^2}{2\pi \cdot \ell_b^2} \cdot \sqrt{\frac{E \times 10^3 \cdot I}{\gamma \cdot A}} \times 0,8 \quad \dots(6)$$

- N_c : Kritische Drehzahl (min⁻¹)
 ℓ_b : Stützlänge (mm)
 E : Elastizitätsmodul (2,06 × 10⁵ N/mm²)
 I : Minimales Flächenträgheitsmoment der Welle (mm⁴)

$$I = \frac{\pi}{64} d^4 \quad d: \text{Kerndurchmesser (mm)}$$

(siehe Tab.7 und Tab.8 auf Seite **A3-22**)

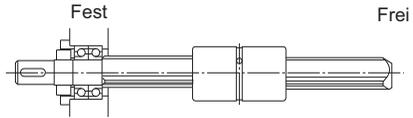
- γ : Dichte (relative Dichte)
 (7,85 × 10⁶kg/mm³)

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \quad d: \text{Kerndurchmesser (mm)}$$

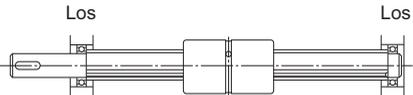
(siehe Tab.7 und Tab.8 auf Seite **A3-22**)

- A : Wellen-Querschnittsabmessungen (mm²)
 λ : Faktor gemäß der Lagerungsart

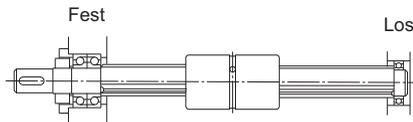
- (1) fest - frei $\lambda = 1,875$
 (2) los - los $\lambda = 3,142$
 (3) fest - los $\lambda = 3,927$
 (4) fest - fest $\lambda = 4,73$



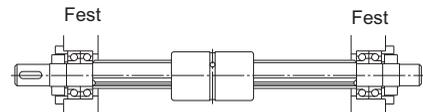
Fest - frei



Los - los



Fest - los



Fest - fest

[Wellenquerschnitte]

● Keilwellen-Querschnitte für die Kegelkeilwellen LBS, LBST, LBF, LBR, LBH, LBG und LBGT

Tab.3 Keilwellen-Querschnitte für die Typen LBS, LBST, LBF, LBR, LBH, LBG und LBGT

Wellen- Nenndurchmesser		I: Flächenträgheitsmoment mm ⁴	Z: Widerstandsmoment mm ³	I _p : polares Flächenträgheitsmoment mm ⁴	Z _p : polares Widerstandsmoment mm ³
6	Vollwelle	50,6	17,8	1,03 × 10 ²	36,2
8	Vollwelle	1,64 × 10 ²	42,9	3,35 × 10 ²	87,8
10	Vollwelle	3,32 × 10 ²	73,0	6,80 × 10 ²	1,50 × 10 ³
15	Vollwelle	1,27 × 10 ³	2,00 × 10 ²	2,55 × 10 ³	4,03 × 10 ²
20	Vollwelle	3,82 × 10 ³	4,58 × 10 ²	7,72 × 10 ³	9,26 × 10 ²
	Hohlwelle	3,79 × 10 ³	4,56 × 10 ²	7,59 × 10 ³	9,11 × 10 ²
25	Vollwelle	9,62 × 10 ³	9,14 × 10 ²	1,94 × 10 ⁴	1,85 × 10 ³
	Hohlwelle	9,50 × 10 ³	9,05 × 10 ²	1,90 × 10 ⁴	1,81 × 10 ³
30	Vollwelle	1,87 × 10 ⁴	1,50 × 10 ³	3,77 × 10 ⁴	3,04 × 10 ³
	Hohlwelle	1,78 × 10 ⁴	1,44 × 10 ³	3,57 × 10 ⁴	2,88 × 10 ³
40	Vollwelle	6,17 × 10 ⁴	3,69 × 10 ³	1,25 × 10 ⁵	7,46 × 10 ³
	Hohlwelle	5,71 × 10 ⁴	3,42 × 10 ³	1,14 × 10 ⁵	6,84 × 10 ³
50	Vollwelle	1,49 × 10 ⁵	7,15 × 10 ³	3,01 × 10 ⁵	1,45 × 10 ⁴
	Hohlwelle	1,34 × 10 ⁵	6,46 × 10 ³	2,69 × 10 ⁵	1,29 × 10 ⁴
60	Vollwelle	3,17 × 10 ⁵	1,26 × 10 ⁴	6,33 × 10 ⁵	2,53 × 10 ⁴
	Hohlwelle	2,77 × 10 ⁵	1,11 × 10 ⁴	5,54 × 10 ⁵	2,21 × 10 ⁴
70	Vollwelle	5,77 × 10 ⁵	1,97 × 10 ⁴	1,16 × 10 ⁶	3,99 × 10 ⁴
	Hohlwelle	5,07 × 10 ⁵	1,74 × 10 ⁴	1,01 × 10 ⁶	3,49 × 10 ⁴
85	Vollwelle	1,33 × 10 ⁶	3,69 × 10 ⁴	2,62 × 10 ⁶	7,32 × 10 ⁴
	Hohlwelle	1,11 × 10 ⁶	3,10 × 10 ⁴	2,22 × 10 ⁶	6,20 × 10 ⁴
100	Vollwelle	2,69 × 10 ⁶	6,25 × 10 ⁴	5,33 × 10 ⁶	1,25 × 10 ⁵
	Hohlwelle	2,18 × 10 ⁶	5,10 × 10 ⁴	4,37 × 10 ⁶	1,02 × 10 ⁵
120	Vollwelle	5,95 × 10 ⁶	1,13 × 10 ⁵	1,18 × 10 ⁷	2,26 × 10 ⁵
	Hohlwelle	5,28 × 10 ⁶	1,01 × 10 ⁵	1,06 × 10 ⁷	2,02 × 10 ⁵
150	Vollwelle	1,61 × 10 ⁷	2,40 × 10 ⁵	3,20 × 10 ⁷	4,76 × 10 ⁵
	Hohlwelle	1,40 × 10 ⁷	2,08 × 10 ⁵	2,79 × 10 ⁷	4,16 × 10 ⁵

Hinweis: Der Querschnitt der Hohlwellen ist auf den Seiten [B3-19](#) und [B3-38](#) dargestellt.

● Wellenquerschnitte für die Kugelnutwellen LT, LF, LTR und LTR-A

Tab.4 Wellenquerschnitte für die Modelle LT, LF, LTR und LTR-A

Wellen- Nenndurchmesser		I: Flächenträgheitsmoment mm ⁴	Z: Widerstandsmoment mm ³	I _p : polares Flächenträgheitsmoment mm ⁴	Z _p : polares Widerstandsmoment mm ³	
4	Vollwelle	11,39	5,84	22,78	11,68	
5	Vollwelle	27,88	11,43	55,76	22,85	
6	Vollwelle	57,80	19,7	1,19 × 10 ²	40,50	
	Hohlwelle Typ K	55,87	18,9	1,16 × 10 ²	39,20	
8	Vollwelle	1,86 × 10 ²	47,4	3,81 × 10 ²	96,60	
	Hohlwelle Typ K	1,81 × 10 ²	46,0	3,74 × 10 ²	94,60	
10	Vollwelle	4,54 × 10 ²	92,6	9,32 × 10 ²	1,89 × 10 ²	
	Hohlwelle Typ K	4,41 × 10 ²	89,5	9,09 × 10 ²	1,84 × 10 ²	
13	Vollwelle	1,32 × 10 ³	2,09 × 10 ²	2,70 × 10 ³	4,19 × 10 ²	
	Hohlwelle Typ K	1,29 × 10 ³	2,00 × 10 ²	2,63 × 10 ³	4,09 × 10 ²	
16	Vollwelle	3,09 × 10 ³	3,90 × 10 ²	6,18 × 10 ³	7,80 × 10 ²	
	Hohlwelle	Typ K	2,97 × 10 ³	3,75 × 10 ²	5,95 × 10 ³	7,51 × 10 ²
		Typ N	2,37 × 10 ³	2,99 × 10 ²	4,74 × 10 ³	5,99 × 10 ²
20	Vollwelle	7,61 × 10 ³	7,67 × 10 ²	1,52 × 10 ⁴	1,53 × 10 ³	
	Hohlwelle	Typ K	7,12 × 10 ³	7,18 × 10 ²	1,42 × 10 ⁴	1,43 × 10 ³
		Typ N	5,72 × 10 ³	5,77 × 10 ²	1,14 × 10 ⁴	1,15 × 10 ³
25	Vollwelle	1,86 × 10 ⁴	1,50 × 10 ³	3,71 × 10 ⁴	2,99 × 10 ³	
	Hohlwelle	Typ K	1,75 × 10 ⁴	1,41 × 10 ³	3,51 × 10 ⁴	2,83 × 10 ³
		Typ N	1,34 × 10 ⁴	1,08 × 10 ³	2,68 × 10 ⁴	2,16 × 10 ³
30	Vollwelle	3,86 × 10 ⁴	2,59 × 10 ³	7,71 × 10 ⁴	5,18 × 10 ³	
	Hohlwelle	Typ K	3,53 × 10 ⁴	2,37 × 10 ³	7,07 × 10 ⁴	4,74 × 10 ³
		Typ N	2,90 × 10 ⁴	1,95 × 10 ³	5,80 × 10 ⁴	3,89 × 10 ³
32	Vollwelle	5,01 × 10 ⁴	3,15 × 10 ³	9,90 × 10 ⁴	6,27 × 10 ³	
	Hohlwelle	Typ K	4,50 × 10 ⁴	2,83 × 10 ³	8,87 × 10 ⁴	5,61 × 10 ³
		Typ N	3,64 × 10 ⁴	2,29 × 10 ³	7,15 × 10 ⁴	4,53 × 10 ³
40	Vollwelle	1,22 × 10 ⁵	6,14 × 10 ³	2,40 × 10 ⁵	1,21 × 10 ⁴	
	Hohlwelle	Typ K	1,10 × 10 ⁵	5,55 × 10 ³	2,17 × 10 ⁵	1,10 × 10 ⁴
		Typ N	8,70 × 10 ⁴	4,39 × 10 ³	1,71 × 10 ⁵	8,64 × 10 ³
50	Vollwelle	2,97 × 10 ⁵	1,20 × 10 ⁴	5,94 × 10 ⁵	2,40 × 10 ⁴	
	Hohlwelle	Typ K	2,78 × 10 ⁵	1,12 × 10 ⁴	5,56 × 10 ⁵	2,24 × 10 ⁴
		Typ N	2,14 × 10 ⁵	8,63 × 10 ³	4,29 × 10 ⁵	1,73 × 10 ⁴
60	Vollwelle	6,16 × 10 ⁵	2,07 × 10 ⁴	1,23 × 10 ⁶	4,14 × 10 ⁴	
	Hohlwelle Typ K	5,56 × 10 ⁵	1,90 × 10 ⁴	1,13 × 10 ⁶	3,79 × 10 ⁴	
80	Vollwelle	1,95 × 10 ⁶	4,91 × 10 ⁴	3,90 × 10 ⁶	9,82 × 10 ⁴	
	Hohlwelle Typ K	1,58 × 10 ⁶	3,97 × 10 ⁴	3,15 × 10 ⁶	7,95 × 10 ⁴	
100	Vollwelle	4,78 × 10 ⁶	9,62 × 10 ⁴	9,56 × 10 ⁶	1,92 × 10 ⁵	
	Hohlwelle Typ K	3,76 × 10 ⁶	7,57 × 10 ⁴	7,52 × 10 ⁶	1,51 × 10 ⁵	

Hinweis: Die Werte für Hohlwellen finden Sie hier:

Für Typ K: siehe [B3-29](#) und [B3-46](#).Für Typ N: siehe [B3-29](#) und [B3-46](#).

Ermittlung der Lebensdauer

[Nominelle Lebensdauer]

Die Lebensdauer verdrehgesicherter Wellenführungen variiert von System zu System, selbst wenn diese durch denselben Prozess hergestellt und unter gleichen Bedingungen eingesetzt werden. Deshalb wird die nachfolgend definierte nominelle Lebensdauer als Richtwert für die Ermittlung der Lebensdauer verdrehgesicherter Wellenführungen verwendet.

Die nominelle Lebensdauer entspricht der Gesamtlaufstrecke, die 90 % einer Gruppe identischer verdrehgesicherter Wellenführungen unabhängig voneinander unter den gleichen Betriebsbedingungen ohne Abblättern (erste Anzeichen einer Werkstoffermüdung) erreichen können.

[Berechnung der nominellen Lebensdauer]

Die nominelle Lebensdauer verdrehgesicherter Wellenführungen ist von der während des Betriebs wirkenden Belastungsart abhängig: Drehmomentbelastung, Radiallast und Momentbelastung. Die entsprechenden Werte für die nominelle Lebensdauer werden mit Hilfe der nachstehenden Gleichungen (7) bis (10) ermittelt. (Die Tragzahlen zu diesen Belastungsbedingungen sind in der Tabelle der technischen Einzelheiten unter der jeweiligen Typennummer angegeben.)

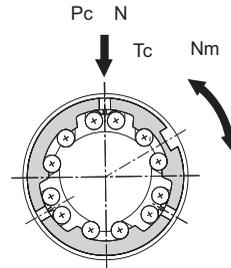
● Betrieb unter Drehmomentbelastung

$$L = \left(\frac{f_T \cdot f_c \cdot C_T}{f_w \cdot T_c} \right)^3 \times 50 \quad \dots\dots(7)$$

● Betrieb unter Radiallast

$$L = \left(\frac{f_T \cdot f_c \cdot C}{f_w \cdot P_c} \right)^3 \times 50 \quad \dots\dots(8)$$

- L : Nominelle Lebensdauer (km)
 C_T : Dynamisches Nenn Drehmoment (Nm)
 T_c : Berechnetes Drehmoment (Nm)
 C : Dynamische Tragzahl (N)
 P_c : Berechnete Radialbelastung (N)
 f_T : Temperaturfaktor
 (siehe Abb.1 auf Seite A3-21)
 f_c : Kontaktfaktor
 (siehe Tab.5 auf Seite A3-21)
 f_w : Belastungsfaktor
 (siehe Tab.6 auf Seite A3-21)



● Betrieb bei gleichzeitiger Radial- und Drehmomentbelastung

Bei gleichzeitiger Radial- und Drehmomentbelastung wird zur Ermittlung der nominellen Lebensdauer mit Hilfe der nachstehenden Gleichung (9) die äquivalente Radialbelastung berechnet.

$$P_E = P_C + \frac{4 \cdot T_C \times 10^3}{i \cdot dp \cdot \cos \alpha} \quad \dots\dots\dots(9)$$

P_E : Äquivalente Radialbelastung (N)
 $\cos \alpha$: Kontaktwinkel i = Anzahl belasteter Laufbahnen

(Typ LBS $\alpha = 45^\circ$	$i = 2$ (LBS10 oder kleiner)
		$i = 3$ (LBS15 oder größer)
	Typ LT $\alpha = 70^\circ$	$i = 2$ (LT13 oder kleiner)
		$i = 3$ (LT16 oder größer)

dp : Kugelmittkreis (mm)
 (siehe Tab.7 und Tab.8 auf Seite **A3-22**)

● Betrieb bei Momentbelastung einer einzelnen Mutter oder von zwei in engem Kontakt stehenden Müttern

Ermittlung der äquivalenten Radialbelastung anhand der nachstehenden Gleichung (10).

$$P_u = K \cdot M \quad \dots\dots\dots(10)$$

P_u : Äquivalente Radialbelastung (N)
 (mit wirkendem Moment)
 K : Äquivalenzfaktoren (siehe Tab.9 auf Seite **A3-25**, Tab.10 auf Seite **A3-26**)
 M : Momentbelastung (Nmm)
 M muss jedoch stets innerhalb des Bereichs des zulässigen statischen Moments liegen.

● Betrieb bei gleichzeitiger Radial- und Drehmomentbelastung

Berechnung der nominellen Lebensdauer aus der Summe der Radialbelastung und der äquivalenten Radialbelastung.

● Lebensdauerberechnung

Nach der Ermittlung der nominellen Lebensdauer (L) mit Hilfe der obigen Gleichung und bei konstanter Hublänge sowie gleicher Anzahl von Hügen pro Minute wird die Lebensdauer nach der nachstehenden Gleichung (11) berechnet.

$$L_h = \frac{L \times 10^3}{2 \times l_s \times n_1 \times 60} \quad \dots\dots\dots(11)$$

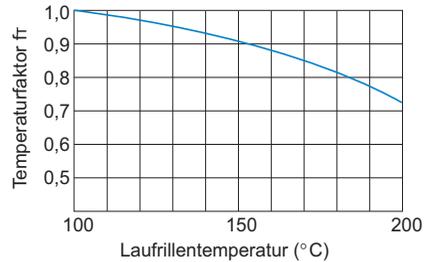
L_h : Lebensdauer (h)
 l_s : Hublänge (m)
 n_1 : Anzahl Hüge pro Minute (opm)

■ f_r : Temperaturfaktor

Überschreitet die Umgebungstemperatur von verdrehgesicherten Wellenführungen während des Betriebs 100°C , sind die negativen Auswirkungen hoher Temperaturen zu berücksichtigen und die Tragzahlen mit dem Temperaturfaktor aus Abb.1 zu multiplizieren.

Darüber hinaus muss die jeweilige verdrehgesicherte Wellenführung für hohe Temperaturbereiche geeignet sein.

Hinweis: Bei Umgebungstemperaturen über 80°C sind für hohe Temperaturen geeignete Dichtungen und Käfige notwendig. Detaillierte Angaben erhalten Sie von THK.

Abb.1 Temperaturfaktor (f_r)

■ f_c : Kontaktfaktor

Werden mehrere Keilwellenmuttern eng zusammengesetzt, wird ihre Linearbewegung durch Momente und Montagegenauigkeit beeinflusst, sodass eine gleichmäßige Lastverteilung schwer zu erreichen ist. Bei solchen Anwendungen sind die Tragzahlen (C) und (C_0) mit dem entsprechenden Kontaktfaktor aus Tab.5 zu multiplizieren.

Hinweis: Bei erwarteter ungleicher Lastverteilung in großen Maschinen ist der jeweilige Kontaktfaktor aus Tab.5 zu berücksichtigen.

Tab.5 Kontaktfaktor (f_c)

Anzahl der eng zusammengesetzten Muttern	Kontaktfaktor f_c
2	0,81
3	0,72
4	0,66
5	0,61
Normalbetrieb	1

■ f_w : Belastungsfaktor

Im Allgemeinen verursachen Maschinen mit oszillierenden Bewegungen beim Betrieb Schwingungen oder Stöße. Generell können im Hochgeschwindigkeitsbetrieb erzeugte Schwingungen und Stoßbelastungen durch wiederholtes Anfahren und Anhalten nur schwer genau bestimmt werden. Sind tatsächliche Belastungen verdrehgesicherter Wellenführungen nicht messbar oder haben Geschwindigkeit und Stoßbelastungen großen Einfluss, ist die Tragzahl (C bzw. C_0) durch den entsprechenden Belastungsfaktor aus Tabelle Tab.6 zu dividieren. Die Tabelle enthält empirisch ermittelte Daten.

Tab.6 Belastungsfaktor (f_w)

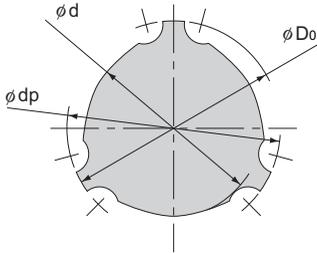
Schwingungen/ Stöße	Geschwindigkeit (V)	f_w
sehr niedrig	sehr niedrig $V \leq 0,25 \text{ m/s}$	1 bis 1,2
schwach	langsam $0,25 < V \leq 1 \text{ m/s}$	1,2 bis 1,5
mittel	mittel $1 < V \leq 2 \text{ m/s}$	1,5 bis 2
stark	hoch $V > 2 \text{ m/s}$	2 bis 3,5

Tab.7 Keilwellen-Querschnittsformen der Typen LBS, LBST, LBF, LBR, LBH, LBG und LBGT

Einheit: mm

Wellen-Neindurchmesser	15	20	25	30	40	50	60	70	85	100	120	150
Kerndurchmesser ϕd	11,7	15,3	19,5	22,5	31	39	46,5	54,5	67	81	101	130
Außendurchmesser ϕD_o	14,5	19,7	24,5	29,6	39,8	49,5	60	70	84	99	117	147
Kugelmittlenkreis ϕdp	15	20	25	30	40	50	60	70	85	100	120	150

* Der Kerndurchmesser ϕd ist ein Wert, bei dem nach dem Abspannen keine Nut verbleibt.

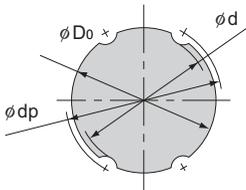


Tab.8 Nutwellen-Querschnittsform für die Modelle LT, LF, LTR und LTR-A

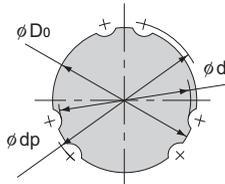
Einheit: mm

Wellen-Neindurchmesser	4	5	6	8	10	13	16	20	25	30	32	40	50	60	80	100
Kerndurchmesser ϕd	3,5	4,5	5	7	8,5	11,5	14,5	18,5	23	28	30	37,5	46,5	56,5	75,5	95
Außendurchmesser ϕD_o	4	5	6	8	10	13	16	20	25	30	32	40	50	60	80	100
Kugelmittlenkreis ϕdp	4,6	5,7	7	9,3	11,5	14,8	17,8	22,1	27,6	33,2	35,2	44,2	55,2	66,3	87,9	109,5
Toleranz des Außendurchmessers	0 -0,012		0 -0,015		0 -0,018		0 -0,021			0 -0,025		0 -0,03		0 -0,035		

* Der Kerndurchmesser ϕd ist ein Wert, bei dem nach dem Abspannen keine Nut verbleibt.



Wellen-Neindurchmesser:
13 mm oder kleiner



Wellen-Neindurchmesser:
16 mm oder größer

[Berechnung der mittleren Belastung]

Variiert die auf die Welle wirkende Belastung in Abhängigkeit von veränderlichen Bedingungen, die beispielsweise auftreten, wenn ein Industrieroboterarm mit Werkstück vorfährt und ohne Last zurückfährt oder wenn Maschinenwerkzeuge verschiedene Werkstücke handhaben, sind diese variablen Belastungszustände bei der Berechnung der Lebensdauer zu berücksichtigen.

Die mittlere Belastung (P_m) ist eine konstante Belastung, bei der die Lebensdauer einer verdrehgesicherten Wellenführung mit Mutter, die schwankenden Belastungen unter variierenden Bedingungen ausgesetzt ist, der Lebensdauer unter dieser variierenden Belastungsbedingung gleichgesetzt wird. Dies ist die Grundgleichung:

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{1}{L} \cdot \sum_{n=1}^n (P_n^3 \cdot L_n)}$$

P_m : mittlere Belastung (N)

P_n : Variierende Belastung (N)

L : Gesamtlaufstrecke (mm)

L_n : Laufstrecke unter P_n (mm)

● **Stufenförmig verlaufende Belastungsänderung**

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{1}{L} (P_1^3 \cdot L_1 + P_2^3 \cdot L_2 + \dots + P_n^3 \cdot L_n)} \dots\dots\dots(1)$$

P_m : mittlere Belastung (N)

P_n : Variierende Belastung (N)

L : Gesamtlaufstrecke (m)

L_n : Laufstrecke unter Belastung P_n (m)

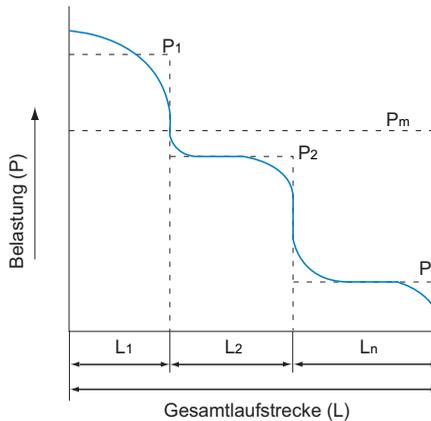


Abb.2

● Lineare Belastungsänderung

$$P_m \doteq \frac{1}{3} (P_{\min} + 2 \cdot P_{\max}) \dots\dots\dots(2)$$

P_{\min} : Mindestbelastung (N)

P_{\max} : Maximalbelastung (N)

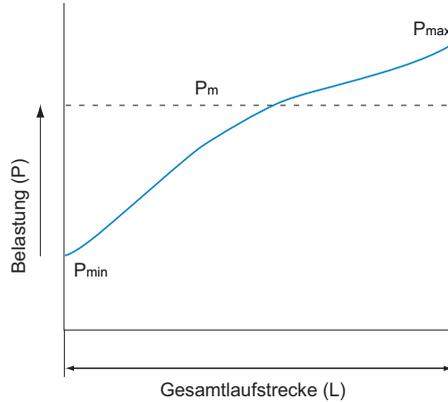


Abb.3

● Sinusförmige Belastungsänderung

(a) $P_m \doteq 0,65P_{\max} \dots\dots\dots(3)$

(b) $P_m \doteq 0,75P_{\max} \dots\dots\dots(4)$

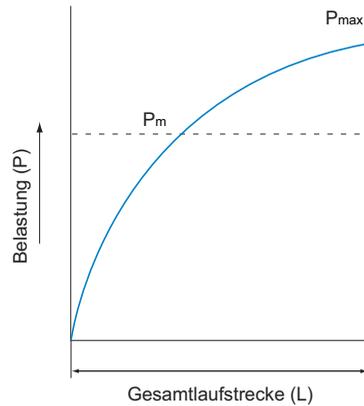
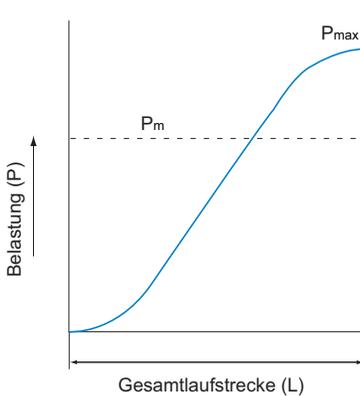


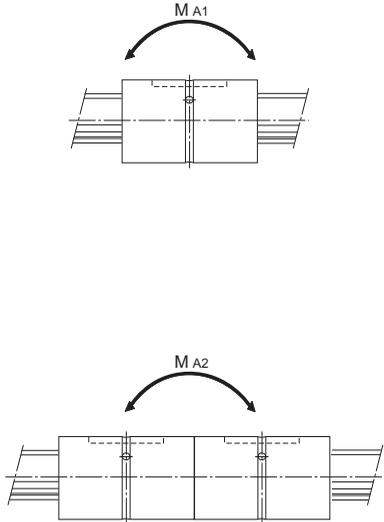
Abb.4

[Äquivalenzfaktor]

Tab.9 unten und Tab.10 auf Seite A3-26 zeigen Radiallast-Äquivalenzfaktoren, die unter einer bestimmten Momentbelastung errechnet wurden.

● **Tabelle der Äquivalenzfaktoren für Kugelkeilwelle LBS**

Tab.9



Typ	Äquivalenzfaktor: K	
	Einzelne Keilwellenmutter	Zwei eng zusammengesetzte Keilwellenmuttern
LBS 6	0,61	0,074
LBS 8	0,46	0,060
LBS 10	0,54	0,049
LBS 15	0,22	0,022
LBS 20	0,24	0,03
LBST 20	0,17	0,027
LBS 25	0,19	0,026
LBST 25	0,14	0,023
LBS 30	0,16	0,022
LBST 30	0,12	0,02
LBS 40	0,12	0,017
LBST 40	0,1	0,016
LBS 50	0,11	0,015
LBST 50	0,09	0,014
LBS 60	0,08	0,013
LBS 70	0,1	0,013
LBST 70	0,08	0,012
LBS 85	0,08	0,011
LBST 85	0,07	0,01
LBS 100	0,08	0,009
LBST 100	0,06	0,009
LBST 120	0,05	0,008
LBST 150	0,045	0,006

Hinweis1: Für das Modell LBF entsprechen die Werte des Äquivalenzfaktors K denen des Modells LBS.

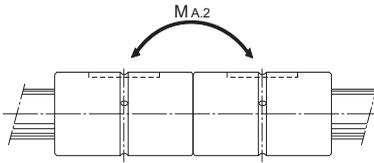
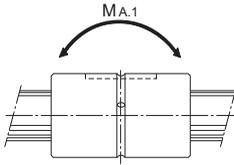
Hinweis2: Die Werte des Äquivalenzfaktors K für die Modelle LBR, LBG, LBGT und LBH stimmen mit denen für das Modell LBST überein.

Die Werte des Modells LBF60 entsprechen jedoch denen des Modells LBST60.

Die Werte des Modells LBH15 entsprechen denen des Modells LBS15.

● Tabelle der Äquivalenzfaktoren für Kugelnutwelle LT

Tab.10



Baureihe/ größe	Äquivalenzfaktor: K	
	Einzelne Keilnut- mutter	Zwei eng zusam- mengesetzte Keilnutmuttern
LT 4	0,65	0,096
LT 5	0,55	0,076
LT 6	0,47	0,06
LT 8	0,47	0,058
LT 10	0,31	0,045
LT 13	0,3	0,042
LT 16	0,19	0,032
LT 20	0,16	0,026
LT 25	0,13	0,023
LT 30	0,12	0,02
LT 40	0,088	0,016
LT 50	0,071	0,013
LT 60	0,07	0,011
LT 80	0,062	0,009
LT100	0,057	0,008

Hinweis: Für das Modell LF entsprechen die Werte des Äquivalenzfaktors K denen des Modells LT.

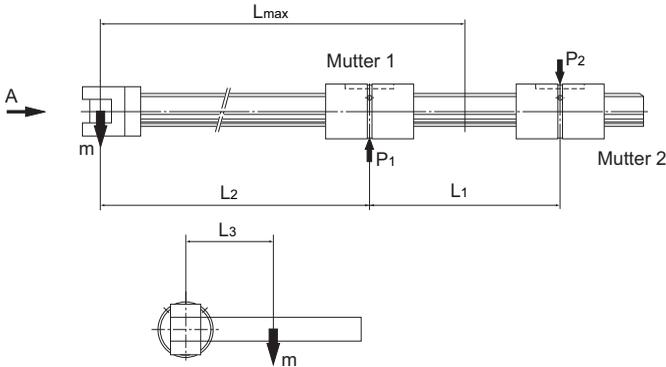
[Beispiel zur Lebensdauerberechnung]

● Berechnungsbeispiel 1

Arm eines Industrieroboters (horizontal)

[Bedingungen]

Belastung am Armende	$m = 50 \text{ kg}$	Armlänge bei max. Hub	$L_{\max} = 400 \text{ mm}$
Hub	$l_s = 200 \text{ mm}$		$L_2 = 325 \text{ mm}$
Abstand zwischen den Muttern (Schätzwert)	$L_1 = 150 \text{ mm}$		$L_3 = 50 \text{ mm}$



Blickrichtung von Pfeil A (Dieses Beispiel zeigt die Keilwellenführung LBS.)

Abb.5

■ Berechnung des Wellendurchmessers

Berechnung des auf die Welle wirkenden Biegemoments (M) und des Torsionsmoments (T).

$$M = m \times 9,8 \times L_{\max} = 196000 \text{ Nmm}$$

$$T = m \times 9,8 \times L_3 = 24500 \text{ Nmm}$$

Da Biege- und Torsionsmoment gleichzeitig wirken, ist das jeweilige Biegemoment (M_e) sowie das Torsionsmoment (T_e) zu ermitteln und anschließend anhand des größeren der beiden Werte der Wellenaußendurchmesser zu bestimmen. Aus den Gleichungen (3) und (4) auf Seite **A3-13** folgt:

$$M_e = \frac{M + \sqrt{M^2 + T^2}}{2} \doteq 196762,7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} \doteq 197525,3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_e < T_e$$

∴ $T_e = \tau_a \times Z_p$ Daraus folgt:

$$Z_p = \frac{T_e}{\tau_a} \doteq 4031 \text{ mm}^3$$

Gemäß Tab.3 auf Seite **A3-17** beträgt der Wellenaußendurchmesser, der Z_p entspricht, mindestens 40 mm.

■ Mittlere Belastung P_m

Zunächst sind die wirkenden Belastungen bei vollständig ausgefahrenem Arm (P_{\max}) und bei eingefahrenem Arm (P_{\min}) zu ermitteln. Mittels der so festgestellten Werte ist die mittlere Belastung der Mutter zu berechnen.

$$P_{1\max} = \frac{m \times 9,8(L_1 + L_2)}{L_1} \doteq 1551,7 \text{ N}$$

$$P_{2\max} = \frac{m \times 9,8 \times L_2}{L_1} \doteq 1061,7 \text{ N}$$

Bei eingefahrenem Arm

$$P_{1\min} = \frac{m \times 9,8 \times [(L_2 - l_s) + L_1]}{L_1} \doteq 898,3 \text{ N}$$

$$P_{2\min} = \frac{m \times 9,8 \times (L_2 - l_s)}{L_1} \doteq 408,3 \text{ N}$$

Diese Belastung variiert monoton (siehe Abb.3 auf Seite **A3-24**). Deshalb ist die mittlere Belastung mittels Gleichung (2) von Seite **A3-24** zu berechnen.

Mittlere Belastung (P_{1m}) auf Mutter 1

$$P_{1m} \doteq \frac{1}{3} (P_{1\min} + 2P_{1\max}) = 1333,9 \text{ N}$$

Durchschnittsbelastung (P_{2m}) auf Mutter 2

$$P_{2m} \doteq \frac{1}{3} (P_{2\min} + 2P_{2\max}) = 843,9 \text{ N}$$

Anschließend ist das auf eine Mutter wirkende Drehmoment zu ermitteln.

$$T = \frac{m \times 9,8 \times L_3}{2} = 12250 \text{ Nmm}$$

Da die Radialbelastung und das Drehmoment gleichzeitig wirken, ist mit der Gleichung (9) von Seite **A3-20** die äquivalente Radialbelastung zu berechnen.

$$P_{1E} = P_{1m} + \frac{4 \times T}{3 \times dp \times \cos \alpha} = 1911,4 \text{ N}$$

$$P_{2E} = P_{2m} + \frac{4 \times T}{3 \times dp \times \cos \alpha} = 1421,4 \text{ N}$$

■ Nominelle Lebensdauer L_n

Gemäß der Gleichung für die nominelle Lebensdauer (8) auf Seite **A3-19** wird die jeweilige nominelle Lebensdauer wie folgt ermittelt.

$$\text{Nominelle Lebensdauer der Mutter } L_1 = \left(\frac{f_T \times f_C}{f_W} \times \frac{C}{P_{1E}} \right)^3 \times 50 = 68867,4 \text{ km}$$

$$\text{Nominelle Lebensdauer der Mutter } L_2 = \left(\frac{f_T \times f_C}{f_W} \times \frac{C}{P_{2E}} \right)^3 \times 50 = 167463,2 \text{ km}$$

f_t : Temperaturfaktor = 1 (aus Abb.1 auf Seite A3-21)

f_c : Kontaktfaktor = 1 (aus Tab.5 auf Seite A3-21)

f_w : Belastungsfaktor = 1,5 (aus Tab.6 auf Seite A3-21)

C: Dynamische Tragzahl = 31,9 kN (Typ LBS40)

In Anbetracht der oben für jede Mutter ermittelten nominellen Lebensdauer entspricht die nominelle Lebensdauer der verdrehgesicherten Wellenführung der von Mutter 1, also 68.867,4 km

● Berechnungsbeispiel 2

[Bedingungen]

Antriebsposition: F_s

Hubgeschwindigkeit: $V_{max} = 0,25$ m/s

Beschleunigung: $a = 0,36$ m/s² (siehe entsprechendes Geschwindigkeitsdiagramm)

Hub: $S = 700$ mm

Gehäusemasse: $m_1 = 30$ kg

Armmasse: $m_2 = 20$ kg

Kopfmassage: $m_3 = 15$ kg

Werkstückmasse: $m_4 = 12$ kg

Abstand zwischen Antriebspunkt und der jeweiligen Masse

$l_1 = 200$ mm $l_2 = 500$ mm

$l_3 = 1276$ mm

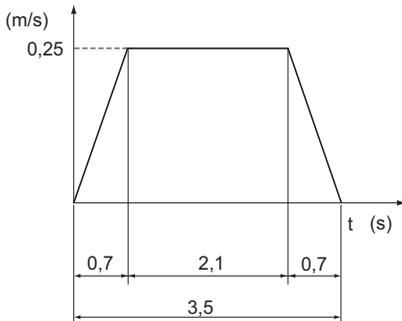
Zyklus (1 Zyklus: 30 s)

1. Nach unten (3,5 s) 2.Haltezeit (1 s): Unter Last

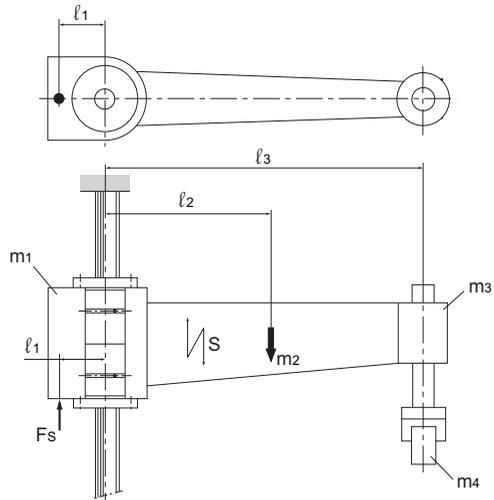
3. Nach oben (3,5 s) 4.Haltezeit (7 s)

5. Nach unten (3,5 s) 6.Haltezeit (1 s): Ohne Last

7. Nach oben (3,5 s) 8.Haltezeit (7 s)



Geschwindigkeits-Zeit-Diagramm



(Dieses Beispiel zeigt die Keilwellenführung LBF.)

Abb.6

■ Berechnung der Wellenstärke

Berechnung der Wellenstärke für einen angenommenen Wellendurchmesser von 60 mm (mit zwei eng zusammengesetzten Muttern).

■ Berechnung des Moments (M_n), das auf die Mutter während der Beschleunigung, gleichförmigen Bewegung und der Verzögerung mit verschiedenen Massen (m_n) wirkt.

Während der Beschleunigung wirkendes Moment: M_1

$$M_1 = m_n \times 9,8 \left(1 \pm \frac{a}{g}\right) \times \ell_n \quad \dots\dots(a)$$

Während der gleichförmigen Bewegung wirkendes Moment: M_2

$$M_2 = m_n \times 9,8 \times \ell_n \quad \dots\dots(b)$$

Während der Verzögerung wirkendes Moment: M_3

$$M_3 = m_n \times 9,8 \left(1 \pm \frac{a}{g}\right) \times \ell_n \quad \dots\dots(c)$$

m_n : Masse (kg)

a : Beschleunigung (m/s^2)

g : Erdbeschleunigung (m/s^2)

ℓ_n : Distanz vom jeweiligen Belastungspunkt zum Antriebspunkt (mm)

Daraus folgt:

$$A = \left(1 + \frac{a}{g}\right), \quad B = \left(1 - \frac{a}{g}\right)$$

● Während der Abwärtsbewegung

Aus Gleichung (c), während der Beschleunigung

$$\begin{aligned} M_{m1} &= m_1 \times 9,8 \times B \times \ell_1 + m_2 \times 9,8 \times B \times (\ell_1 + \ell_2) + m_3 \times 9,8 \times B \times (\ell_1 + \ell_3) \\ &= 398.105,01 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Aus Gleichung (b), während der gleichförmigen Bewegung

$$\begin{aligned} M_{m2} &= m_1 \times 9,8 \times \ell_1 + m_2 \times 9,8 \times (\ell_1 + \ell_2) + m_3 \times 9,8 \times (\ell_1 + \ell_3) \\ &= 412.972 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Aus Gleichung (a), während der Verzögerung

$$\begin{aligned} M_{m3} &= m_1 \times 9,8 \times A \times \ell_1 + m_2 \times 9,8 \times A \times (\ell_1 + \ell_2) + m_3 \times 9,8 \times A \times (\ell_1 + \ell_3) \\ &= 427.838,99 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

● Während der Aufwärtsbewegung

Aus Gleichung (a), während der Beschleunigung

$$\begin{aligned} M_{m1}' &= m_1 \times 9,8 \times A \times \ell_1 + m_2 \times 9,8 \times A \times (\ell_1 + \ell_2) + m_3 \times 9,8 \times A \times (\ell_1 + \ell_3) \\ &= 427.838,99 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Aus Gleichung (b), während der gleichförmigen Bewegung

$$\begin{aligned} M_{m2}' &= m_1 \times 9,8 \times \ell_1 + m_2 \times 9,8 \times (\ell_1 + \ell_2) + m_3 \times (\ell_1 + \ell_3) \\ &= 412.972 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Aus Gleichung (c), während der Verzögerung

$$M_{m3}' = m_1 \times 9,8 \times B \times \ell_1 + m_2 \times 9,8 \times B \times (\ell_1 + \ell_2) + m_3 \times 9,8 \times B \times (\ell_1 + \ell_3) \\ = 398.105,01 \text{ Nmm}$$

- Während der Abwärtsbewegung (unter Last)

Aus Gleichung (c), während der Beschleunigung

$$M_{m1}'' = M_{m1} + m_4 \times 9,8 \times B \times (\ell_1 + \ell_3) \\ = 565.433,83 \text{ Nmm}$$

Aus Gleichung (b), während der gleichförmigen Bewegung

$$M_{m2}'' = M_{m2} + m_4 \times 9,8 \times (\ell_1 + \ell_3) \\ = 586.549,6 \text{ Nmm}$$

Aus Gleichung (a), während der Verzögerung

$$M_{m3}'' = M_{m3} + m_4 \times 9,8 \times A \times (\ell_1 + \ell_3) \\ = 607.665,37 \text{ Nmm}$$

- Während der Aufwärtsbewegung (unter Last)

Aus Gleichung (a), während der Beschleunigung

$$M_{m1}''' = M_{m1}' + m_4 \times 9,8 \times A \times (\ell_1 + \ell_3) \\ = 607.665,37 \text{ Nmm}$$

Aus Gleichung (b), während der gleichförmigen Bewegung

$$M_{m2}''' = M_{m2}' + m_4 \times 9,8 \times (\ell_1 + \ell_3) \\ = 586.549,6 \text{ Nmm}$$

Aus Gleichung (c), während der Verzögerung

$$M_{m3}''' = M_{m3}' + m_4 \times 9,8 \times B \times (\ell_1 + \ell_3) \\ = 565.433,83 \text{ Nmm}$$

$$\therefore M_1 = M_{m1} = M_{m3}' = 398.105,01 \text{ Nmm}$$

$$M_2 = M_{m2} = M_{m2}' = 412.972 \text{ Nmm}$$

$$M_3 = M_{m3} = M_{m1}' = 427.838,99 \text{ Nmm}$$

$$M_1' = M_{m1}'' = M_{m3}''' = 565.433,83 \text{ Nmm}$$

$$M_2' = M_{m2}'' = M_{m2}''' = 586.549,6 \text{ Nmm}$$

$$M_3' = M_{m3}'' = M_{m1}''' = 607.665,37 \text{ Nmm}$$

■ **Berechnung der auf die Mutter wirkenden, angenommenen äquivalenten Radialbelastung bei verschiedenen Momenten**
 Ausdruck der Beziehung zwischen dem Moment M_n und P_n

$$P_n = M_n \times K \quad \dots\dots\dots(d)$$

P_n : Äquivalente Radialbelastung (N)

M_n : Momentbelastung (Nmm)

K : Äquivalenzfaktor

(aus Tab.9 auf Seite **A3-25**)

(Für Typ LBF60 mit zwei zusammengesetzten Muttern: $K = 0,013$)

Berechnung der äquivalenten Radialbelastung bei verschiedenen Momenten mittels Gleichung (d).

$$P_{m1} = P_{m3}' = M_1 \times 0,013 \doteq 5.175,4 \text{ N}$$

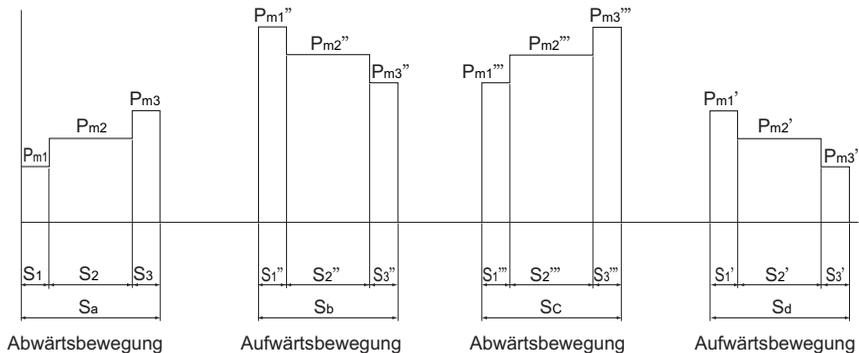
$$P_{m2} = P_{m2}' = M_2 \times 0,013 \doteq 5.368,6 \text{ N}$$

$$P_{m3} = P_{m1}' = M_3 \times 0,013 \doteq 5.561,9 \text{ N}$$

$$P_{m1}'' = P_{m3}''' = M_1' \times 0,013 \doteq 7.350,7 \text{ N}$$

$$P_{m2}'' = P_{m2}''' = M_2' \times 0,013 \doteq 7.625,2 \text{ N}$$

$$P_{m3}'' = P_{m1}''' = M_3' \times 0,013 \doteq 7.899,7 \text{ N}$$



$$\left\{ \begin{array}{l} P_1 = P_{m1} = P_{m3}' \doteq 5175,4 \text{ N} \\ P_2 = P_{m2} = P_{m2}' \doteq 5368,6 \text{ N} \\ P_3 = P_{m3} = P_{m1}' \doteq 5561,9 \text{ N} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_4 = P_{m1}'' = P_{m3}''' \doteq 7350,7 \text{ N} \\ P_5 = P_{m2}'' = P_{m2}''' \doteq 7625,2 \text{ N} \\ P_6 = P_{m3}'' = P_{m1}''' \doteq 7899,7 \text{ N} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} S = S_a = S_b = S_c = S_d = 700 \text{ mm} \\ S_1 = S_1' = S_1'' = S_1''' = 87,5 \text{ mm} \\ S_2 = S_2' = S_2'' = S_2''' = 525 \text{ mm} \\ S_3 = S_3' = S_3'' = S_3''' = 87,5 \text{ mm} \end{array} \right.$$

■ **Berechnung der mittleren Belastung P_m**

Mittels Gleichung (1) von Seite **A3-23**,

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{1}{4 \times S} [2 \{ (P_1^3 \times S_1) + (P_2^3 \times S_2) + (P_3^3 \times S_3) \} + 2 \{ (P_4^3 \times S_3) + (P_5^3 \times S_2) + (P_6^3 \times S_1) \}]}$$

$$\doteq 6689,5 \text{ N}$$

■ **Berechnung der rechnerischen Lebensdauer L aus der mittleren Belastung**

Mittels Gleichung (8) von Seite **A3-19**,

$$L = \left(\frac{f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{P_m} \right)^3 \times 50$$

$$= 7630 \text{ km}$$

f_T : Temperaturfaktor = 1
 (aus Abb.1 von Seite **A3-21**)

f_C : Kontaktfaktor = 0,81
 (aus Tab.5 Seite **A3-21**)

f_W : Belastungsfaktor = 1,5
 (aus Tab.6 Seite **A3-21**)

C : Dynamische Tragzahl = 66,2 kN
 (Typ LBF60)

Aus dem obigen Ergebnis ergibt sich für den Typ LBF60 mit zusammengesetzten Keilwellenmuttern eine nominelle Lebensdauer von 7.630 km.