

ボールねじ技術解説 Ball Screw Technical Description

ボールねじの特長 Feature of Ball Screws

●高い機械効率

KSSボールねじは、ねじ軸とナットの間に鋼球を挿入した転がり接触をしていますので、90%以上の高い機械効率をもち、従来の送りねじと比較して所要トルクは1/3以下になります。また直線運動を回転運動に変換(逆作動)することも容易にできます(図 A-81)。

●軸方向すきま

従来の三角ねじや台形ねじ等は、軸方向すきまを小さくすると、すべり摩擦のため回転トルクは重くなります。KSSボールねじは、軸方向すきまをゼロにした状態でも非常に軽く回転させることができます。またダブルナットを使用することにより、剛性を高めることができます。

●高精度

KSSボールねじは、恒温で温度管理された工場において、超精密送りねじ及びねじゲージの加工技術を用いて、加工、組立、検査を行っています。精度が高く、正確な位置決めに高い信頼性を備えています。

●長寿命

ボールねじの作動は、適切な材料に熱処理を加えて生産されたころがり接触運動のため、摩擦抵抗が極めて小さく、ほとんど摩擦を生じませんので、長時間にわたって高精度を維持することができます。

●High mechanical efficiency

KSS Ball Screws are fitted with steel Balls, providing rolling contact between the Nut and Screw Shaft, allowing for mechanical efficiency of over 90% and reducing the required Torque to less than one-third that of conventional Lead Screws. The design of the KSS Ball Screws also allows linear motion to be converted into rotary motion easily (Fig. A-81).

●Axial play

With conventional Triangular and Trapezoidal Screw threads, reducing the Axial play increases the rotational Torque due to the sliding friction. KSS Ball Screws, on the other hand, are very easily rotated, even with no Axial play. The use of Double Nuts also provides increased Rigidity.

●High precision

KSS Ball Screws are machined, assembled, and inspected using the technology of ultra-precision Lead Screw and Screw Gauge machining, under the temperature controlled room. High precision and accurate positioning ensure high reliability in use.

●Long service life

The Ball Screw movement results in virtually no wear, as the rolling-contact design, combined with the use of carefully selected heat-treated materials, results in an extremely low friction. This is the reason that high precision can be kept over long period.

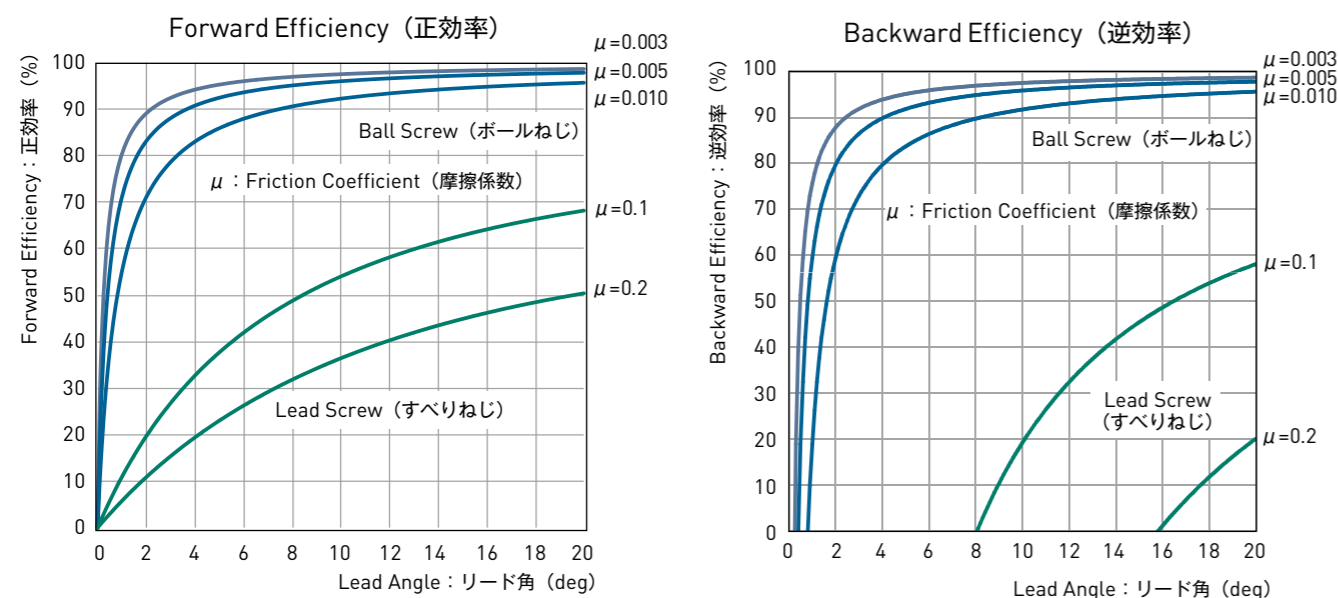


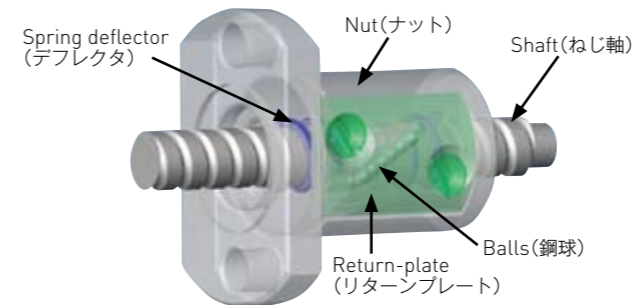
図 A-81 : 機械効率
Fig. A-81 : Mechanical Efficiency

ボールねじの構造 Construction of Ball Screws

●リターンプレート式 Return-plate system

リターンプレート式は、ナット内部に設けられたコイルタイプのデフレクタによって鋼球が拾い上げられて、リターンプレートの溝に沿って循環します。リターンチューブ式と比較してナットの外径を小さくできるメリットがあります。構造上リターンプレートの部分が上になるように装置に取り付けられ、より円滑な回転が得られます。

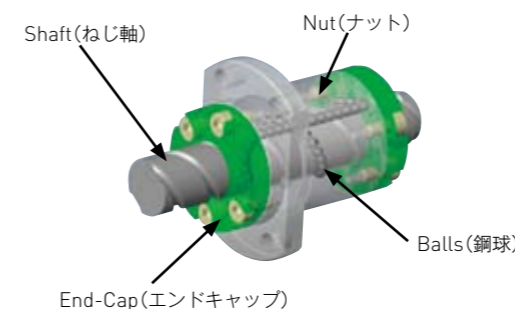
The Return-plate system uses coil-type deflectors incorporated inside the Nut to pick up the steel Balls and circulate them via the Return-plate channel. This system has the advantage of allowing the use of a Nut that is smaller in diameter than those employed in Return-tube systems. In addition, the upward-angle installation of the Return-plate ensures even smoother rotation.



●エンドキャップ式 End-cap system

エンドキャップ式は、鋼球がねじ軸とナットの溝間を転がりながら進み、ナット両端に取付けた循環部品(エンドキャップ)に設けた通路からナットに設けた貫通穴を通して、もとに戻る循環方式です。

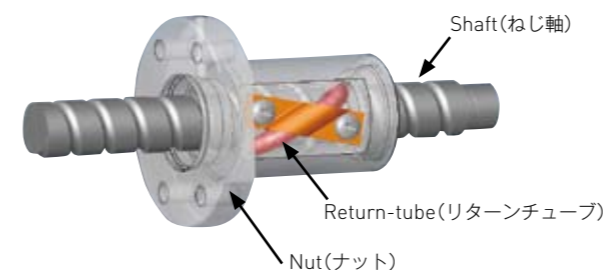
The End-cap system is a recirculating system in which the Balls advance by rolling through the screw groove between the Nut and the Screw Shaft. The Balls are then returned via the holes in the Nut and the channels in the recirculating sections of the End-caps on either end of the Nut.



●リターンチューブ式 Return-tube system

ねじ軸とナットの間を転動している鋼球が、ナットに挿入したリターンチューブの先端によってねじ溝から取り出され、チューブの中を流れて再びねじ溝に戻る循環方式です。

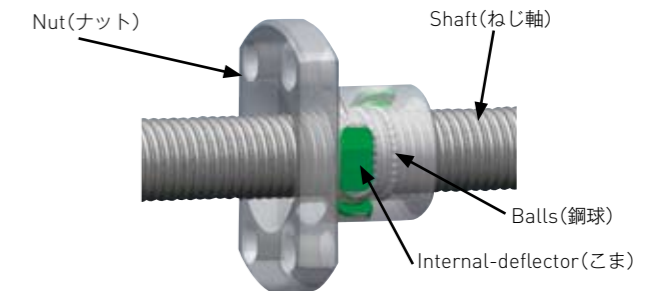
In the Return-tube system, Balls rolling between the Nut and Shaft are picked up from the screw groove by the end of the Return-tube built into the Nut. Then, they flow back through the Return-tube to the screw groove.



●こま式 Internal-deflector system

こま式は、可能な限りナット外径、及びナット長さをコンパクトにした軽量なミニチュアボールねじです。ねじ軸及びナットに設けられたボール転動溝を、鋼球が軸方向荷重を受けながら転がり運動をし、ナット内部に埋め込まれたこまの溝に沿って隣の転動溝へ移り、再び負荷領域へ戻り、無限転がり運動をします。

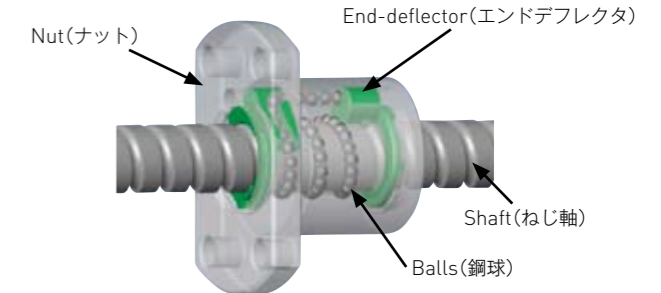
The Internal-deflector system employs a lightweight Miniature Ball Screw, which enables the Nut diameter and length to be reduced to the smallest possible size. The Balls bear the load while rolling along the screw groove between the Shaft and the Nut. The Balls are continuously circulated, transferred to the adjacent groove in the screw via the Internal-deflector channel and then back to the loaded groove area.



●エンドデフレクタ式 End-deflector system

ナット内部または、外部に設けたエンドデフレクタからナット貫通穴を通して元の溝に循環する方式です。リターンプレート式と比較してナット外径がコンパクトに設計できます。中リードに最適な循環方式です。

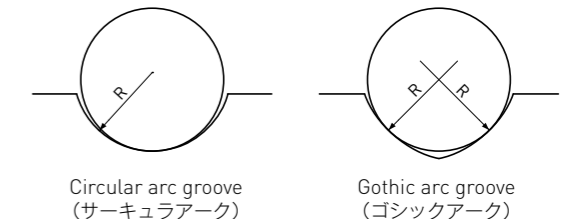
The Balls are circulated from End-deflector incorporated inside the Nut or outside the Nut through the hole in the Nut and the channels in the recirculating sections. Ball Nut diameter can be smaller than Return-plate system. This is suitable for the middle lead Ball Screws.



●ねじ溝形状

ボールねじには、1つの円弧で形成されるサーキュラークと2つの円弧で形成されるゴシックアークの2種類があります。KSSボールねじは、ゴシックアークを採用しています。

Ball screws may have either a circular arc profile, formed of a single arc, or a gothic arc profile, formed from two arcs. KSS Ball Screws feature a gothic arc profile.



ボールねじの製作範囲

The range of manufacturing for Ball Screws

KSSボールねじの製作範囲は、ねじ軸呼び外径でφ1.8からφ16mmです。精度等級別のねじ軸製作限界長さの目安を以下に記載いたします。これらは、軸端形状や材質、シリーズによっても異なりますので、正確にはKSSまでお問い合わせください。

The range of manufacturing for KSS Ball Screws is from φ1.8 to φ16mm as Shaft nominal diameter. Maximum limit of overall lengths are shown below. Maximum limit of overall lengths will vary depending on the Shaft end configuration, materials and KSS series. Please inquire KSS for details.

●精密ボールねじの製作限界長さ(全長) Maximum limit of overall lengths for Precision Ball Screws Unit(単位): mm

Shaft nominal diameter ねじ軸呼び外径	Accuracy grade 精度等級	C0	C1	C3	C5
4		90	120	160	170
6		140	180	240	250
8		200	250	330	350
10		260	320	420	450
12		320	390	510	550
14		380	460	600	660
16		450	540	700	770

注1)製作限界長さを超える場合はKSSへお問い合わせください。
Note 1)If required length exceeds the number in table above, please ask KSS representative.

●転造ボールねじ(Ct7&Ct10)の製作限界長さ Maximum limit of overall lengths for Rolled Ball Screws(Ct7 & Ct10)

Unit(単位): mm

Shaft nominal diameter ねじ軸呼び外径	Maximum length 限界長さ
4	240
5	300
6	350
8	450
10	650
12	700
13	700
14	700
15	1000

注1)製作限界長さを超える場合はKSSへお問い合わせください。
注2)転造ボールねじの限界長さは、両端25mmずつの不完全ねじ部を含んだ値です。
Note 1)If required length exceeds the number in table above, please ask KSS representative.
Note 2)Maximum limit of overall length for Rolled Ball Screws includes 25mm of incomplete thread area at both end.

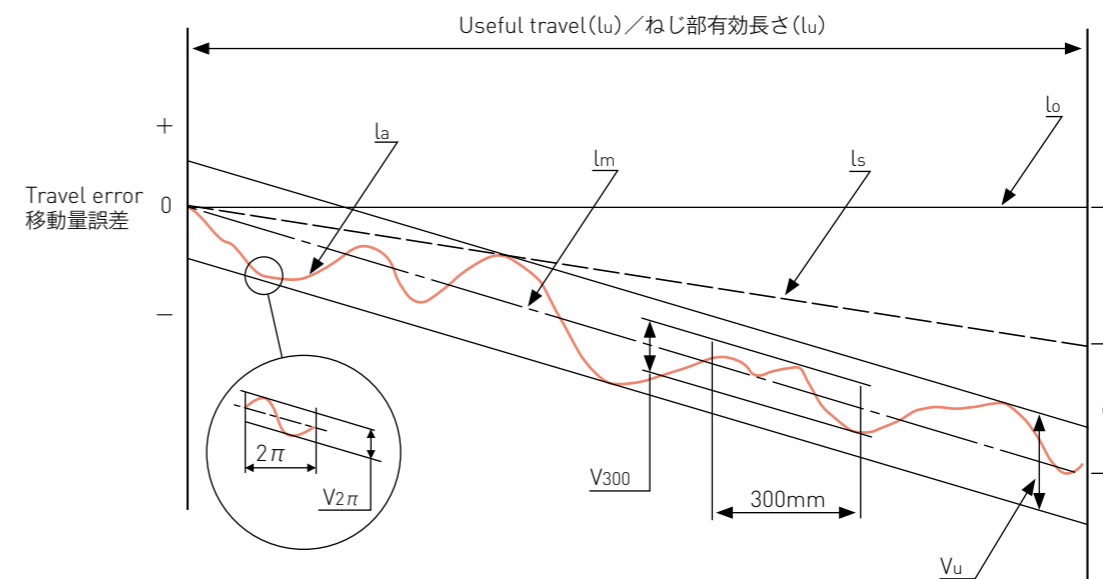
ボールねじのリード精度

Lead accuracy of Ball Screws

JIS B1192によるボールねじのリード精度は、ナットの有効移動量、またはねじ軸のねじ部有効長さに対する代表移動量誤差及び変動と、ねじ部有効長さの間に任意にとった300mm及び1回転(2π rad)に対する変動で規定します。精度等級別の各特性の許容値を表 A-83, 84, 85に示します。

Ball Screw lead accuracy conforming to JIS B1192 is specified by the tolerance of actual mean travel error over the Nut effective travel amount, or Screw Shaft effective length, travel variation and travel variation within arbitrary 300mm, travel variation within arbitrary 1 revolution(2π rad) over the Screw Shaft effective length. Tolerance of each accuracy grades are shown in the Table A-83, 84, 85.

図 A-82 : 移動量誤差線図
Fig. A-82 : Travel deviation diagram



- 呼び移動量 (lo) : 呼びリードにしたがって任意の回転数、回転したときの軸方向移動量
- 基準リード (Phs) : 温度上昇や荷重によって発生する変形量を予測し、呼びリードに対して若干の補正を加えたリード
- 基準移動量の目標値 (T) : 基準移動量をあらかじめプラスあるいはマイナスにしておく場合の目標値
- 基準移動量 (ls) : 基準リードにしたがって任意の回転数を回転したときの移動量
- 実移動量 (la) : 任意のねじ軸回転角に対するナットの実際の軸方向移動量
- 代表移動量 (lm) : 実移動量の傾向を代表する直線。ボールねじの有効移動量、またはねじ部有効長さに対する実移動量を示す曲線から最小二乗法、またはそれに類する近似法により求める。
- 代表移動量誤差 (ep) : 代表移動量から基準移動量を引いた値
- 変動 (Vu) : 代表移動量に平行に引いた2線で挟んだ実移動量の最大幅
- 変動 (V300) : ねじ部有効長さの間に任意にとった300mmに対する実移動量の最大幅
- 変動 (V2π) : ねじ部有効長さの間に任意の1回転(2π rad)に対する実移動量の最大幅

- Nominal travel (lo) : Amount of travel for a particular number of revolutions along nominal Lead.
- Specified Lead (Phs) : Lead differing slightly from the nominal Lead, often selected to compensate for an expected elongation caused by an increase in temperature or Load.
- Target specified travel (T) : Target value for cumulative specified Lead which has been increased or decreased in advance.
- Specified travel (ls) : Amount of travel for a particular number of revolutions along specified Lead.
- Actual travel (la) : Actual displacement of Ball Nut relative to the Ball Screw shaft, or vice versa, for a given number of revolutions.
- Actual mean travel (lm) : Straight line representing the trend of actual travel. To be found by method of the least-square or similar methods from the travel curve over the Ball Screw useful travel or the effective screw thread length
- Actual mean travel deviation (ep) : Difference between the actual mean travel (lm) and the nominal travel (lo) or the specified travel (ls), within the useful travel.
- Travel variation (Vu) : The maximum width of the actual travel curve enclosed between two parallel lines along the actual mean travel line.
- Travel variation (V300) : The widest range of the actual travel for any 300mm within the useful travel or the effective screw thread length.
- Travel variation (V2π) : The widest range of the actual travel for one revolution (2π rad) within the useful travel or the effective screw thread length.

表 A-83 : 精密ボールねじ(位置決め用 : C系列)の代表移動量誤差(±e_p)と変動(V_u)の許容値
Table A-83 : Tolerance on actual mean travel deviation (±e_p) and permissible variation of precision Ball Screws (for positioning : C series)

Unit(単位) : μm

Accuracy Grade 精度等級	Over を超え	Up to 以下	C0		C1		C3		C5	
			±e _p	V _u	±e _p	V _u	±e _p	V _u	±e _p	V _u
Effective screw length (mm) ねじ部有効長さ (mm)	—	100	3	3	3.5	5	8	8	18	18
	100	200	3.5	3	4.5	5	10	8	20	18
	200	315	4	3.5	6	5	12	8	23	18
	315	400	5	3.5	7	5	13	10	25	20
	400	500	6	4	8	5	15	10	27	20
	500	630	6	4	9	6	16	12	30	23
	630	800	7	5	10	7	18	13	35	25
	800	1000	8	6	11	8	21	15	40	27

表 A-84 : 精密ボールねじ(位置決め用 : C系列)における300mm及び1回転あたりの変動(V₃₀₀)、(V_{2π})の許容値
Table A-84 : Permissible travel variation V₃₀₀, V_{2π} (for positioning : C series)

Unit(単位) : μm

Accuracy grade 精度等級	C0		C1		C3		C5	
	V ₃₀₀	V _{2π}	V ₃₀₀	V _{2π}	V ₃₀₀	V _{2π}	V ₃₀₀	V _{2π}
Item 項目								
Permissible value 許容値	3.5	3	5	4	8	6	18	8

表 A-85 : Ct系列(7,10級)の300mmに対する変動(V₃₀₀)
Table A-85 : Permissible travel variation V₃₀₀ for Ct series(7,10 grade)

Unit(単位) : μm

Accuracy grade 精度等級	Ct7	Ct10
V ₃₀₀	52	210

Ct系列(7,10級)の代表移動量誤差は次式で計算します。
Tolerance on actual mean travel deviation (e_p) is calculated as follows.

$$e_p = \frac{2 \times l_u}{300} \times V_{300} \quad \begin{array}{l} l_u: \text{ねじ部有効長さ} \\ \text{Effective Screw thread length} \end{array}$$

1997年よりボールねじの日本工業規格(JIS B1191, 1192)がISOとの整合性を図る目的で改訂されました。(JIS B1192-1997に統一)
精度等級に関しては、C系列(従来のJIS規格 C0,1,3,5)とCp、Ct系列(ISOとの整合性を図った規格)が制定されました。KSSでは、JIS B 1192-1997に準拠し、0,1,3,5級に関しては、C系列を、7,10級に関しては、Cp、Ct系列を採用しています。

In the purpose of correspondence to ISO, Japan Industrial Standard (JIS B1191, 1192) of Ball Screw was revised in 1997. (JIS B1192-1997 unified)
Regarding accuracy grade, C series (current JIS C0, 1, 3, 5) and Cp, Ct series (standard corresponding to ISO) was established. KSS conforms to JIS B1192-1997 and adopts C series regarding 0,1,3,5 grade, Cp, Ct series regarding 7,10 grade.

ボールねじの取付け部精度 Ball Screw Run-out and location tolerances

1997年よりボールねじの日本工業規格(JIS B1191, 1192)がISOとの整合性を図る目的で改訂されました(JIS B1192-1997に統一)。
精度等級に関しては、C系列(従来のJIS規格 C0,1,3,5)とCp、Ct系列(ISOとの整合性を図った規格)が制定され、取付け部精度の表記法と規格が、C系列とCp、Ct系列で若干異なっていますが、KSSでは、下図(図 A-86)の表記と規格値(C系列)で統一し、7級、10級に関しては、Cp、Ct系列の規格を参考に運用しています。

In the purpose of correspondence to ISO, Japan Industrial Standard (JIS B1191, 1192) of Ball Screw was revised in 1997 (JIS B1192-1997 unified).
Regarding accuracy grade, C series (current JIS C0, 1, 3, 5) and Cp, Ct series (standard corresponding to ISO) was established. There are some differences between C series and Cp, Ct series in notation and tolerances for accuracy of Ball Screw mounting section, but KSS uses notation of Fig. A-86 below and standard tolerance value, which conforms to C series standard, and regarding 7 grade, 10 grade, KSS refers to Cp, Ct series standard.

図 A-86 : 取付け部精度記入例
Fig. A-86 : Description of Run-out and location tolerances for Ball Screws

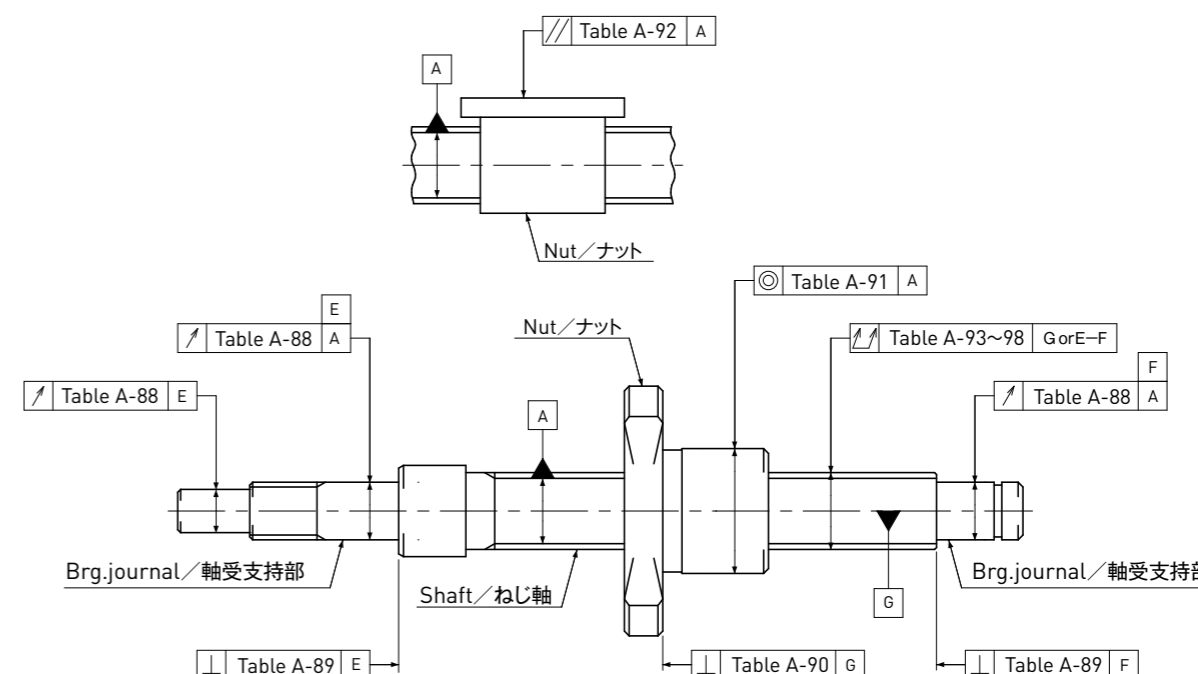


表 A-88 : ねじ軸のねじ溝面に対する支持部外径の半径方向円周振れ
及びねじ軸の支持部軸線に対する部品取付け部の半径方向円周振れ
Table A-88 : Radial Run-out of Bearing seat related to the centerline of screw groove
and Radial Run-out of journal diameter related to the Bearing seat

Unit(単位): μm

Shaft nominal diameter (mm) ねじ軸呼び外径 (mm)		Permissible deviation of Radial Run-out 振れ公差 (最大)					
Over を超え	Up to 以下	C0	C1	C3	C5	C7	C10
—	8	3	5	8	10	14	40
8	12	4	5	8	11	14	40
12	20	4	6	9	12	14	40

この項目の測定には、ねじ軸軸線の全振れの影響が含まれるので、その補正が必要となります。その補正方法としては、ねじ軸全長と、支点と測定点間の距離(L₁,L₂)との比によって(図 A-87参照)、p-A809~A811ページの表 A-93~98のねじ軸軸線の全振れ公差から補正值(下式参照)を求め、表 A-88の公差に加えて適用します。

This measurement item is affected by Total Run-out of the Screw Shaft, and so it must be corrected as follows. Find the corrected value from the Total Run-out tolerances given in Tables A-93~98 on p-A809~A811 using the ratio of the total Shaft length to the distance between the supporting point and the measuring point(L₁,L₂) (see Fig. A-87), and add the values obtained to the tolerance given in Table A-88.

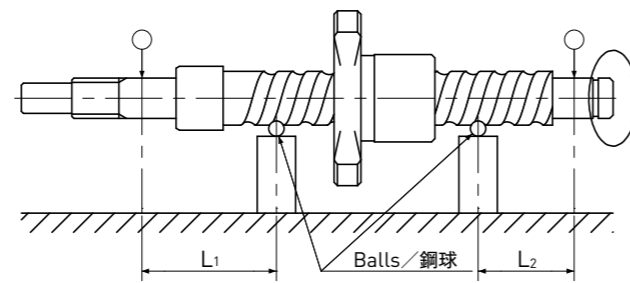


図 A-87 : 円周振れの補正
Fig. A-87 : Compensation of Radial Run-out

$$\text{円周振れ補正值} = \frac{\text{全振れ公差 (表 A-93~98)}}{\text{全長}} \times \text{測定間距離}(L_1 \text{ または } L_2)$$

$$\text{Compensation Value of Run-out} = \frac{\text{Tolerance of total Run-out (Table A-93~98)}}{\text{Total shaft length}} \times (L_1 \text{ or } L_2)$$

L₁, L₂ : 支点と測定間の距離 (mm)
Distance btw supporting pt & measuring pt (mm)

表 A-89 : ねじ軸の支持部軸線に対する支持部端面の直角度
Table A-89 : Axial Run-out (Perpendicularity) of Shaft (Bearing) face
related to the centerline of the Bearing seat

Unit(単位): μm

Shaft nominal diameter (mm) ねじ軸呼び外径 (mm)		Permissible deviations of Axial Run-out (Perpendicularity) 直角度公差 (最大)					
Over を超え	Up to 以下	C0	C1	C3	C5	C7	C10
—	8	2	3	4	5	7	10
8	12	2	3	4	5	7	10
12	20	2	3	4	5	7	10

表 A-90 : ねじ軸の軸線に対するナット基準端面またはフランジ取付け面の直角度
Table A-90 : Axial Run-out (Perpendicularity) of Ball Nut location face related to the centerline of Screw Shaft

Unit(単位): μm

Nut outside diameter (mm) ナット外径		Permissible deviations of Axial Run-out (Perpendicularity) 直角度公差 (最大)					
Over を超え	Up to 以下	C0	C1	C3	C5	C7	C10
—	20	5	6	8	10	14	20
20	32	5	6	8	10	14	20
32	50	6	7	8	11	18	30

表 A-91 : ねじ軸の軸線に対するナット外周面(円筒形の場合)の半径方向円周振れ
Table A-91 : Radial Run-out of Ball Nut location diameter related to the centerline of Screw Shaft

Unit(単位): μm

Nut outside diameter (mm) ナット外径		Permissible deviations of Radial Run-out 振れ公差 (最大)					
Over を超え	Up to 以下	C0	C1	C3	C5	C7	C10
—	20	5	6	9	12	20	40
20	32	6	7	10	12	20	40
32	50	7	8	12	15	30	60

表 A-92 : ねじ軸の軸線に対するナット外周面(平面形取付けの場合)の平行度
Table A-92 : Parallelism of rectangular Ball Nut related to the centerline of Screw Shaft

Unit(単位): μm

Mounting length (mm) 取付け基準長さ (mm)		Permissible deviations of Parallelism 平行度公差 (最大)					
Over を超え	Up to 以下	C0	C1	C3	C5	C7	C10
—	50	5	6	8	10	17	30
50	100	7	8	10	13	17	30

表 A-93 : ねじ軸軸線の半径方向全振れ(C0)
Table A-93 : Total Run-out in radial direction of Screw Shaft related to the centerline of Screw Shaft (C0) Unit(単位):mm

		Shaft nominal diameter ねじ軸呼び外径			
		Over / を超え	8	12	
Shaft total length ねじ軸全長		Up to / 以下	8	12	20
Over を超え	Up to 以下	Permissible deviations of total Run-out in radial direction 振れ公差 (最大)			
—	125	0.015	0.015	0.015	
125	200	0.025	0.020	0.020	
200	315	0.035	0.025	0.020	
315	400	—	0.035	0.025	
400	500	—	0.045	0.035	
500	630	—	0.050	0.040	
630	800	—	—	0.050	
800	1000	—	—	0.065	

表 A-94 : ねじ軸軸線の半径方向全振れ(C1)
Table A-94 : Total Run-out in radial direction of Screw Shaft related to the centerline of Screw Shaft (C1) Unit(単位):mm

		Shaft nominal diameter ねじ軸呼び外径			
		Over / を超え	8	12	
Shaft total length ねじ軸全長		Up to / 以下	8	12	20
Over を超え	Up to 以下	Permissible deviations of total Run-out in radial direction 振れ公差 (最大)			
—	125	0.020	0.020	0.015	
125	200	0.030	0.025	0.020	
200	315	0.040	0.030	0.025	
315	400	0.045	0.040	0.030	
400	500	—	0.050	0.040	
500	630	—	0.060	0.045	
630	800	—	—	0.060	
800	1000	—	—	0.075	

表 A-95 : ねじ軸軸線の半径方向全振れ(C3)
Table A-95 : Total Run-out in radial direction of Screw Shaft related to the centerline of Screw Shaft (C3) Unit(単位):mm

		Shaft nominal diameter ねじ軸呼び外径			
		Over / を超え	8	12	
Shaft total length ねじ軸全長		Up to / 以下	8	12	20
Over を超え	Up to 以下	Permissible deviations of total Run-out in radial direction 振れ公差 (最大)			
—	125	0.025	0.025	0.020	
125	200	0.035	0.035	0.025	
200	315	0.050	0.040	0.030	
315	400	0.060	0.050	0.040	
400	500	—	0.065	0.050	
500	630	—	0.070	0.055	
630	800	—	—	0.070	
800	1000	—	—	0.095	

表 A-96 : ねじ軸軸線の半径方向全振れ(C5)
Table A-96 : Total Run-out in radial direction of Screw Shaft related to the centerline of Screw Shaft (C5) Unit(単位):mm

		Shaft nominal diameter ねじ軸呼び外径			
		Over / を超え	8	12	
Shaft total length ねじ軸全長		Up to / 以下	8	12	20
Over を超え	Up to 以下	Permissible deviations of total Run-out in radial direction 振れ公差 (最大)			
—	125	0.035	0.035	0.035	
125	200	0.050	0.040	0.040	
200	315	0.065	0.055	0.045	
315	400	0.075	0.065	0.055	
400	500	—	0.080	0.060	
500	630	—	0.090	0.075	
630	800	—	—	0.090	
800	1000	—	—	0.120	

表 A-97 : ねじ軸軸線の半径方向全振れ(C7)
Table A-97 : Total Run-out in radial direction of Screw Shaft related to the centerline of Screw Shaft (C7) Unit(単位): mm

Shaft total length ねじ軸全長		Shaft nominal diameter ねじ軸呼び外径		
		Over / を超え	8	12
Up to / 以下		8	12	20
Over を超え	Up to 以下	Permissible deviations of total Run-out in radial direction 振れ公差 (最大)		
—	125	0.060	0.055	0.055
125	200	0.075	0.065	0.060
200	315	0.100	0.080	0.070
315	400	—	0.100	0.080
400	500	—	0.120	0.095
500	630	—	0.150	0.110
630	800	—	—	0.140
800	1000	—	—	0.170

表 A-98 : ねじ軸軸線の半径方向全振れ(C10)
Table A-98 : Total Run-out in radial direction of Screw Shaft related to the centerline of Screw Shaft (C10) Unit(単位): mm

Shaft total length ねじ軸全長		Shaft nominal diameter ねじ軸呼び外径		
		Over / を超え	8	12
Up to / 以下		8	12	20
Over を超え	Up to 以下	Permissible deviations of total Run-out in radial direction 振れ公差 (最大)		
—	125	0.100	0.095	0.090
125	200	0.140	0.120	0.110
200	315	0.210	0.160	0.130
315	400	—	0.210	0.160
400	500	—	0.270	0.200
500	630	—	0.350	0.250
630	800	—	0.460	0.320
800	1000	—	—	0.420

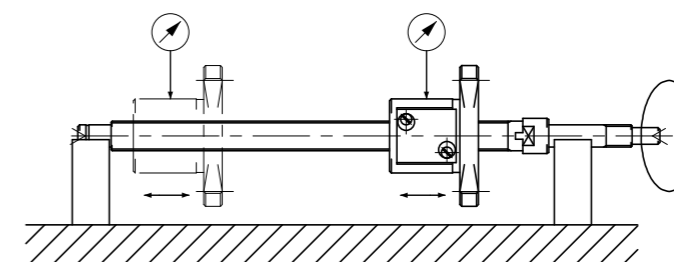
ボールねじの取付け部精度測定方法 Measuring method of Ball Screw Run-out and location tolerances

●ねじ軸のねじ溝面に対する支持部外径の半径方向円周振れ (表 A-88)

ねじ軸両端をVブロックで支持し、ねじ軸を回転させながら、ナット外周面に当てたダイヤルゲージの目盛を読みとります。測定は支持部近傍の2か所で行います。

●Radial Run-out of Bearing seat related to the centerline of screw groove (Table A-88)

Place the Ball Screw in identical V-blocks at both Bearing seat. Place the dial gauge perpendicular to the Nut cylindrical surface. Rotate Screw Shaft slowly and record the dial gauge readings. Measurement should be done at near both ends of threaded part.

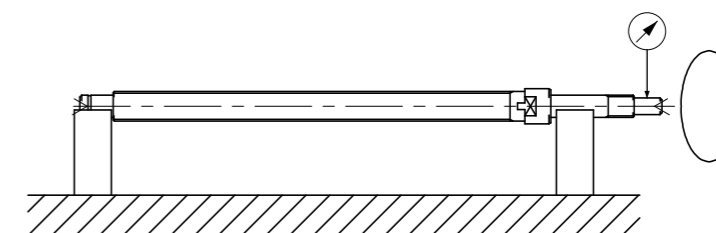


●ねじ軸の支持部軸線に対する部品取付け部の半径方向円周振れ(表 A-88)

ねじ軸両端をVブロックで支持し、ねじ軸を回転させながら、部品取付け部に当てたダイヤルゲージの目盛を読みとります。

●Radial Run-out of journal diameter related to the Bearing seat (Table A-88)

Place the Ball Screw in identical V-blocks at both Bearing seats. Place the dial gauge perpendicular to the journal cylindrical surface. Rotate the Screw Shaft slowly and record the dial gauge readings.



●ねじ軸の支持部軸線に対する支持部端面の直角度 (表 A-89)

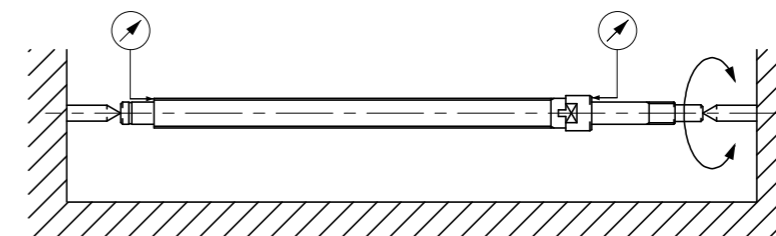
ねじ軸両端を両センタ穴で支持し、ねじ軸を回転させながら、支持部端面に当てたダイヤルゲージの目盛を読みとります。

**図面表記は支持部外周面基準ですが、支持部外周面は、センタ穴基準で加工しているため、支持部外周面にVブロックで支持したことに同等となります。

●Axial Run-out (Perpendicularity) of shaft (Bearing) face related to the centerline of the Bearing seat (Table A-89)

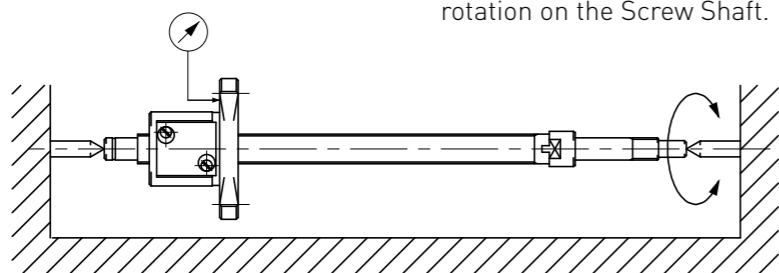
Support a Screw Shaft at both centers. Place the dial gauge perpendicular to the end face of the journal. Rotate the Screw Shaft slowly and record the dial gauge readings.

**This method is equivalent to the one, which is supported at both Bearing seats, because Bearing seats are ground related to both centers.



●ねじ軸の軸線に対するナット基準端面
またはフランジ取付け面の直角度(表 A-90)

ねじ軸両端を両センタ穴で支持し、軸とナットを共に回転させながら、ナットフランジ端面に当てたダイヤルゲージの目盛を読みとります。

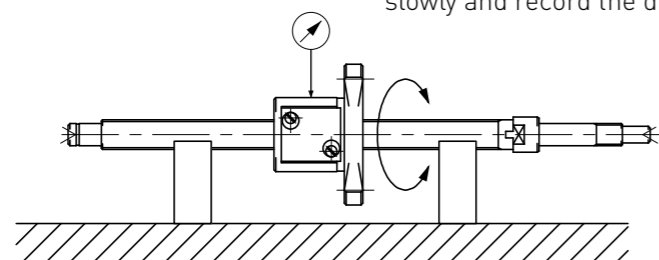


●Axial Run-out (Perpendicularity) of Ball Nut location face related to the centerline of Screw Shaft (Table A-90)

Support the Ball Screw at both centers. Place the dial gauge perpendicular to the flange face. Rotate the Screw Shaft with Ball Nut slowly and record the dial gauge readings. Secure the Ball Nut against rotation on the Screw Shaft.

●ねじ軸の軸線に対するナット外周面の半径方向円周振れ(表 A-91)

ねじ軸のナット近傍の外周面をVブロックで支持し、ナットを回転させながら、ナット外周面に当てたダイヤルゲージの目盛を読みとります。

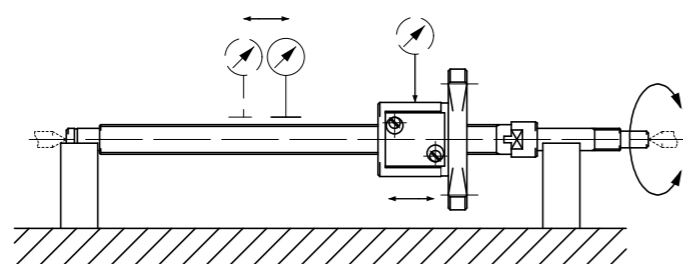


●Radial Run-out of Ball Nut location diameter related to the centerline of Screw Shaft (Table A-91)

Place the Ball Screw on V-blocks at adjacent sides of the Ball Nut. Place the dial gauge perpendicular to the cylindrical surface of Ball Nut. Secure the Screw Shaft against rotation of Ball Nut. Rotate Ball Nut slowly and record the dial gauge readings.

●ねじ軸の軸線の半径方向全振れ(表 A-93~98)

ねじ軸両端を両センタ穴またはVブロックで支持し、ねじ軸を回転させながら、ねじ軸外周面またはナット外周面に当てたダイヤルゲージの目盛を読みとります。測定は全域にわたり、数か所行います。



●Total Run-out in radial direction of Screw Shaft related to the centerline of Screw Shaft (Table A-93~98)

Place the Ball Screw in identical V-blocks at both Bearing seats, or support the Ball Screw at both centers. Place the dial gauge with measuring shoe at the several points over the full thread length. Rotate the Screw Shaft slowly and record the dial gauge readings. Maximum value of measurement should be the Total Run-out.

材質と熱処理、硬さ Material and Heat treatment, Surface hardness

KSSボールねじの標準材質、熱処理と硬さは、表 A-99, 100 に示すとおりです。なお、シリーズや型式により多少異なる場合がありますので、KSS提示の仕様図を参照ください。

Standard material of KSS Ball Screws, Heat treatment and Surface hardness are shown in table A-99, 100. However, they vary depending on series or model number. Please refer to KSS drawings.

表 A-99 : 通常品の材質と熱処理、硬さ
Table A-99 : Material, Heat treatment & Surface hardness for regular items

	Material 材質	Heat treatment 熱処理	Surface hardness 表面硬度
Screw Shaft ねじ軸	SCM415	Carburizing and quenching 浸炭焼入	HRC 58-62
Nut ナット	SCM415	Carburizing and quenching 浸炭焼入	HRC 58-62

注)表中に示す硬度は、ボールねじ部の表面硬度を表します。
Note)Hardness on table shows surface hardness of thread part.

表 A-100 : ステンレス品の材質と熱処理、硬さ
Table A-100 : Material, Heat treatment & Surface hardness for stainless steel items

	Material 材質	Heat treatment 熱処理	Surface hardness 表面硬度
Screw Shaft ねじ軸	SUS440C	Quenching and tempering 焼入、焼もどし	HRC min.55 HRC 55以上
Nut ナット	SUS440C	Quenching and tempering 焼入、焼もどし	HRC min.55 HRC 55以上

注)表中に示す硬度は、ボールねじ部の表面硬度を表します。
Note)Hardness on table shows surface hardness of thread part.

許容アキシャル荷重 Permissible Axial load

ねじ軸には、できる限り引張り荷重が作用するような使い方をすすめます。しかし使用条件によっては、圧縮荷重が作用する場合があります、このときはねじ軸に座屈が生じないよう検討する必要があります。
また、特に取付け間距離が接近している場合は、取付け方法に関係なく許容引張、または圧縮荷重や基本静定格荷重Coaの制約を受けます。
座屈荷重、許容引張、許容圧縮荷重については、以下の計算式で算出できます。

It is recommended that Ball Screw Shafts be used almost exclusively under tension load conditions. However, in some applications, compression loads may exist, and under such conditions it must be determined that Shaft buckling will not occur. Also, when the mounting span distance is short, there is a restriction on the permissible tension or compression load and the Basic Static Load Rating Coa unrelated to mounting. Buckling load, permissible tension and permissible compression load can be calculated below.

●座屈に対する許容圧縮荷重の計算式

Permissible compression load calculation for buckling

$$P = \alpha \times \frac{n\pi^2 E \cdot I}{L^2} \quad \text{N \{kgf\}} \quad \text{オイラーの式 (Formula for Euler)}$$

α : 安全率 (Safety Factor) 0.5
 E : ヤング率 (Young's modulus) $2.08 \times 10^5 \text{ N/mm}^2 \text{ (MPa) } \{21,200 \text{ kgf/mm}^2\}$
 I : ねじ軸断面の最小2次モーメント (Screw Shaft minimum moment of inertia of area)

$$I = \frac{\pi}{64} d^4 \quad \text{mm}^4$$

d : ねじ軸谷径 (Screw Shaft Root diameter) mm
 L : 取付け間距離 (Mounting span distance) mm
 n : ボールねじの取付け方法によって定まる係数 (Factor for Ball Screw mounting method)

支持-支持 (Supported-Supported) $n = 1$
 固定-支持 (Fixed-Supported) $n = 2$
 固定-固定 (Fixed-Fixed) $n = 4$
 固定-自由 (Fixed-Free) $n = 1/4$

●ねじ軸の降伏応力に対する許容引張、圧縮荷重の計算式

Permissible tension, compression load calculation for Screw Shaft yield stress

$$P = \sigma \times A \quad \text{N \{kgf\}}$$

σ : 許容応力 (Permissible stress) $98 \text{ N/mm}^2 \text{ (MPa) } \{10 \text{ kgf/mm}^2\}$
 A : ねじ軸の最小断面積 (Screw Shaft minimum section area)

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \quad \text{mm}^2$$

d : ねじ軸谷径 (Screw Shaft Root diameter) mm

許容回転数 Permissible speed

回転を伴うねじ軸は、取付方法によって一定の限界となる回転数が決められており、この値に近くなると共振を起こし、運転不能となることがあります。
またボールねじは、取付方法に関係なく、循環部の破損をまねく限界回転数が存在します。

For Screw Shaft rotation, the mounting method determines the established rotation limits. When this value is approached, resonance phenomenon can occur, and operation becomes impossible. There is also rotation limit which causes damages to recirculating parts. This limit is unrelated to mounting methods.

●危険速度に対する許容回転数の計算式

Permissible speed calculation for critical speed

$$N = \beta \times \frac{60 \cdot \lambda^2}{2\pi} \times \sqrt{\frac{E \cdot I \cdot g}{\gamma \cdot A \cdot L^4}} \quad \text{min}^{-1} \text{ \{rpm\}}$$

β : 安全係数 (Safety Factor) 0.8
 E : ヤング率 (Young's modulus) $2.08 \times 10^5 \text{ N/mm}^2 \text{ (MPa) } \{21,200 \text{ kgf/mm}^2\}$
 I : ねじ軸断面の最小2次モーメント (Screw Shaft minimum moment of inertia of area)

$$I = \frac{\pi}{64} d^4 \quad \text{mm}^4$$

d : ねじ軸谷径 (Screw Shaft Root diameter) mm
 g : 重力加速度 (Gravity acceleration) $9.8 \times 10^3 \text{ mm/sec}^2$
 γ : 材料の比重 (Material specific gravity) $7.7 \times 10^{-5} \text{ N/mm}^3 \{7.85 \times 10^{-6} \text{ kgf/mm}^3\}$
 L : 取付間距離 (Mounting span distance) mm
 A : ねじ軸の最小断面積 (Screw Shaft minimum section area)

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \quad \text{mm}^2$$

λ : ボールねじの取付け方法によって定まる係数 (Factor for Ball Screw mounting method)

支持-支持 (Supported-Supported) $\lambda = \pi$
 固定-支持 (Fixed-Supported) $\lambda = 3.927$
 固定-固定 (Fixed-Fixed) $\lambda = 4.730$
 固定-自由 (Fixed-Free) $\lambda = 1.875$

●循環部の破損に対する限界回転数

循環部の破損に対する限界回転数について、一般的にはボールねじのボール速度 dn 値 (ねじ軸呼び外径 \times 回転数) によって上限を設ける場合がほとんどですが、KSSボールねじのようなミニチュアボールねじには、 dn 値の概念が当てはまりません。KSSボールねじの場合、循環部破損による限界回転数は、3,500~4,000rpm程度と考えるとください。この値は、使用条件や環境によっても異なりますので、詳細はKSSまでお問い合わせください。

●Rotation limits for damage on recirculating parts

Generally, regarding critical speed for damage on recirculating parts, limitation is established by dn value, which is multiplied Shaft nominal diameter of revolution, but dn value cannot be applied to Miniature Ball Screws. For KSS Ball Screws, please consider rotation limits by damage on recirculating parts as 3,500 to 4,000rpm. This value varies depending on operating conditions and environment. Please inquire KSS for details.

ボールねじの取付け方法 Ball Screw mounting methods

ボールねじの代表的な取付け方法を図 A-101に示します。取付け方法は、座屈に対する許容アキシャル荷重、および危険速度に対する許容回転数に影響しますので、強度や回転数の検討の際にご利用ください。

Typical Ball Screw's mounting methods are shown in Fig. A-101. Mounting configuration affects permissible Axial load in relation to buckling, as well as permissible speed in relation to critical speed. Please refer to below when studying strength and speed.

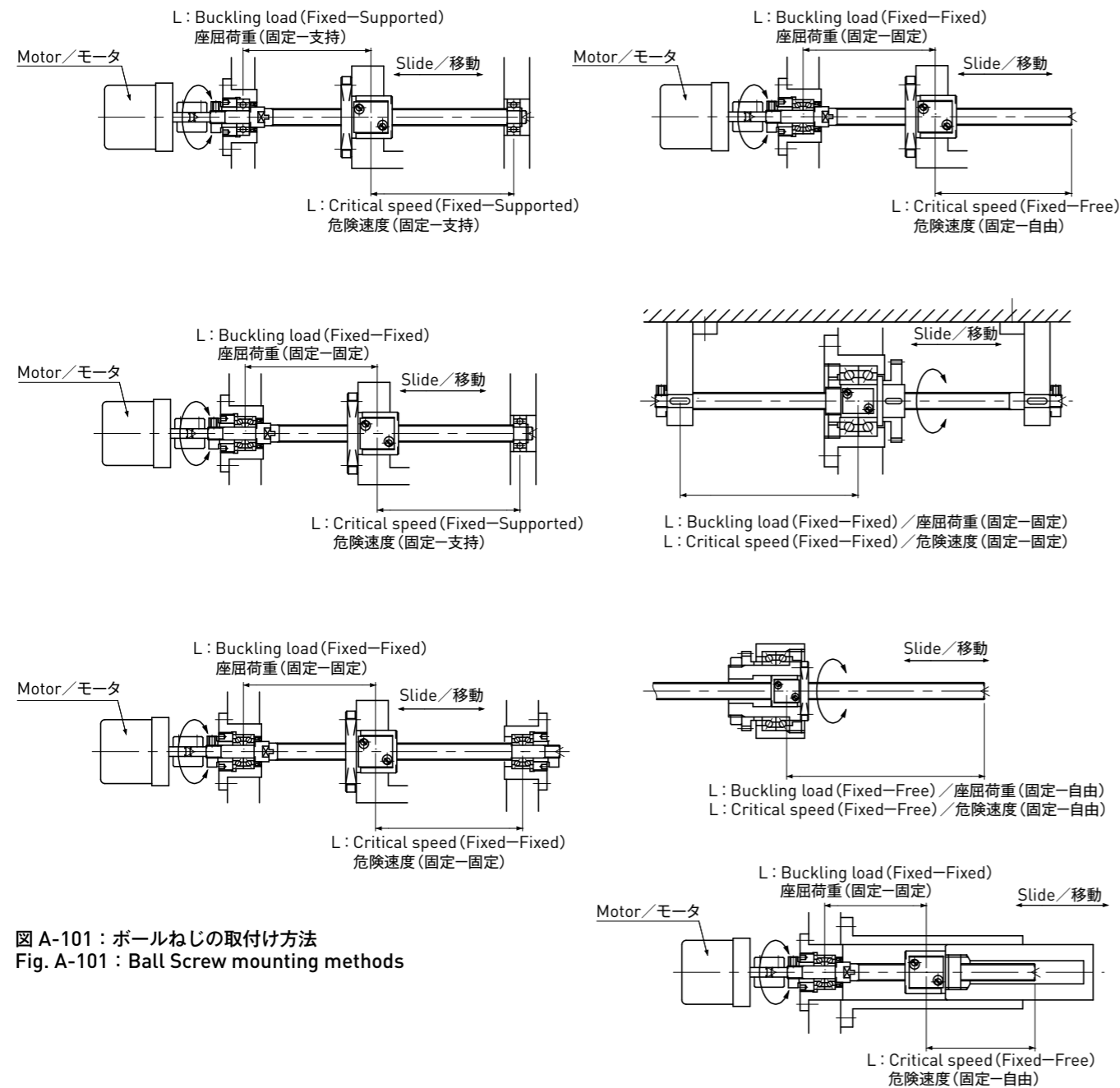


図 A-101 : ボールねじの取付け方法
Fig. A-101 : Ball Screw mounting methods

軸方向すきまと予圧 Axial play and Preload

一般に通常のシングルナットのボールねじでは、ねじ軸とナットの間になすきまが存在します。したがって、シングルナットボールねじに軸方向荷重が作用すると、上述の軸方向すきまと軸方向荷重による弾性変位量の和が、バックラッシュとして発生します。このバックラッシュを無くすために、ボールねじでは、軸方向すきまを負の状態にする、すなわち、あらかじめねじ軸とナットの間ボールに弾性変形を与えておく「予圧」という方法が採られます。

For standard Single Nut Ball Screws under normal conditions, a slight Axial play exists between the Screw Shaft and Nut. Consequently, when Axial loads act on Single Nut Ball Screws, total amount of Axial play and Elastic displacement due to Axial load becomes backlash. In order to prevent this backlash in Ball Screws, the Axial play can be reduced to a negative value. That is what we call "Preload", which is the method of causing Elastic deformation to the Balls between the Screw Shaft and Nut in advance.

●軸方向すきま

KSSボールねじのすきま記号と軸方向すきまの許容値を表 A-102に示します。また、ボールねじの精度等級とすきま記号の組み合わせは、表 A-103に示すとおりです。

●Axial play

Symbol and permissible value for Axial play are shown in Table A-102. Combination of accuracy grade and symbol are shown in Table A-103.

表 A-102 : すきま記号と軸方向すきまの許容値
Table A-102 : Symbol and permissible value for Axial play

Symbol すきま記号	0	02	05	20	50
Axial play 軸方向すきま	0 (Preloading) 0 (予圧)	0.002 max. 0.002以下	0.005 max. 0.005以下	0.02 max. 0.02以下	0.05 max. 0.05以下

Unit(単位) : mm

表 A-103 : 精度等級とすきま記号の組み合わせ
Table A-103 : Combination of accuracy grade and Axial play

Symbol すきま記号	0	02	05	20	50
Accuracy grade 精度等級					
C0	C0-0	—	—	—	—
C1	C1-0	C1-02	—	—	—
C3	C3-0	C3-02	C3-05	C3-20	C3-50
C5	—	—	C5-05	C5-20	C5-50
C7	—	—	—	C7-20	C7-50
C10	—	—	—	C10-20	C10-50

注)上記以外の組み合わせをご要望の場合は、KSSへお問い合わせください。
Note) When combinations other than the above are requested, please inquire KSS.

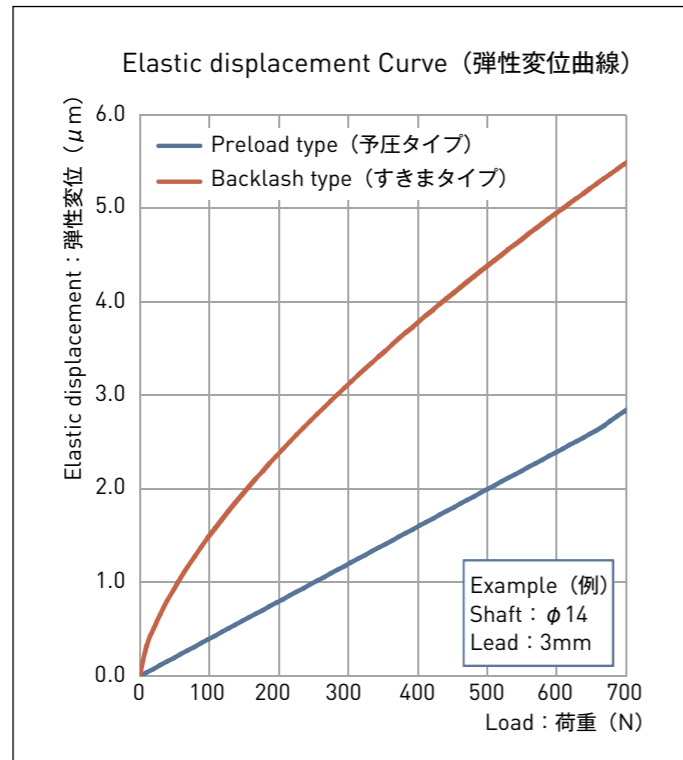
●予圧の効果

予圧によって、ボールねじは軸方向すきまを無くせるばかりでなく、軸方向荷重による軸方向変位量を減少させ、剛性を向上させる効果があります。

図 A-104は、すきま仕様のボールねじと、予圧(すきまゼロ)仕様のボールねじについて、軸方向荷重による弾性変位量の違い(理論値)を示したものです。予圧により弾性変位量が減少(剛性が向上)していることがわかります。

図 A-104 : すきま品と予圧品の弾性変位曲線

Fig. A-104 : Elastic displacement curve comparison between Backlash type and Preload type



●適正予圧量

予圧量は必要とする剛性、または許容できるバックラッシュによって決めるべきですが、予圧を与えることにより、以下の項目が懸念されます。

- 1) 動トルクの増大
- 2) 発熱、温度上昇による位置決め精度の低下
- 3) 早期寿命

そのため、予圧量はできる限り低く設定することが望ましいと言えます。

●Preload effect

Preload is not only used for removing Axial play, it also has the effect of reducing the amount of Axial displacement due to Axial load, and improving the Rigidity in Ball Screws. Fig. A-104 shows the difference of the amount of Elastic displacement (theoretical value) regarding Ball Screw with Axial play and Ball Screw with Preload under the Axial load.

●Proper amount of Preload

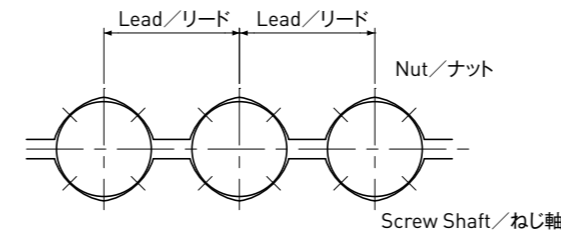
Although the amount of Preload should be determined by the required Rigidity and the permissible amount of backlash, when setting Preload, there are some concerning issues as follows.

- 1) Increased Dynamic Drag Torque
- 2) Heat generation lowering of positioning accuracy due to the temperature rise.
- 3) Shortened life

Therefore, it is advisable to establish the amount of Preload at the lowest possible limits.

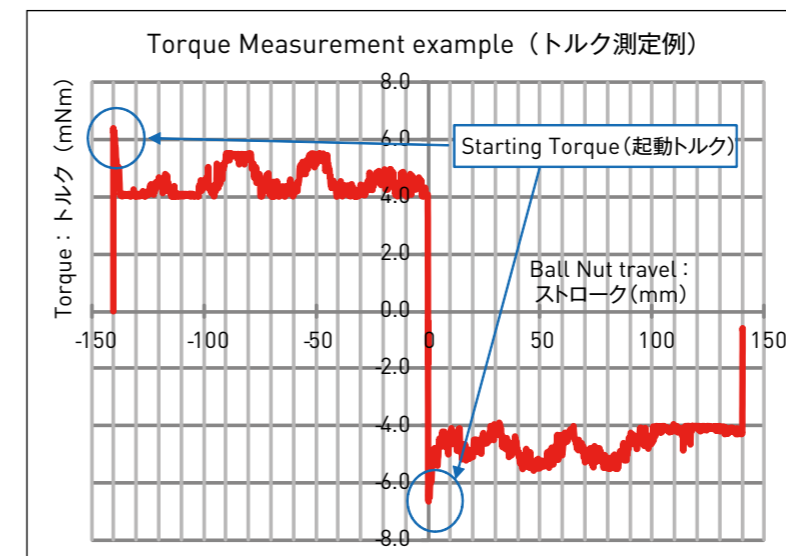
●予圧の方法

一般にボールねじの予圧は、2個のナットの間にスペーサ(間座)を挿入したダブルナット予圧という方法が採用されています。KSSボールねじでは、ミニチュアボールねじの特長を活かし、ねじ軸とナットの空間よりもわずかに大きいボールを挿入する「オーバーサイズボール予圧」を採用しています。これにより1個のナットでも軸方向すきまをゼロにすることができ、コンパクト化を維持することが可能です。またスペーサボール(予圧を与えるオーバーサイズボールよりわずかに小さいボール)を1個おきに使用することで、作動性能を低下させることもありません。

図 A-105 : オーバーサイズボールによる予圧状態
Fig. A-105 : Preload by oversized Balls

●予圧の管理方法

ボールねじの予圧量を直接測定して管理することは困難です。そのためボールねじの予圧は、予圧動トルクに換算し、その予圧動トルクを測定することで管理しています。予圧動トルク値に関しては、仕様図に記載して、お客様と取り決めを行います。予圧動トルクは、あくまでも予圧量(軸方向すきまがゼロであること)を管理するため、一定の測定条件のもとで測定します。そのため潤滑条件や使用条件が異なる実機での動トルク値とは違いが生じますのでご注意ください。また、起動トルク(ボールねじを駆動させる際のトルク)は、動トルクより若干大きくなりますので、ご了承ください。

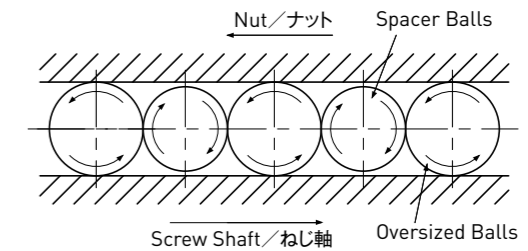


*説明用のため実際のトルク変動より誇張しています。
*Torque wave in this diagram is exaggerated for explanation.

図 A-107 : 動トルク測定例
Fig. A-107 : Dynamic Drag Torque measurement

●Preload methods

Generally, a method of Double Nut Preload by inserting a spacer between two Nuts is adopted. KSS Ball Screw adopts 「Oversized Ball Preload」 by inserting Balls slightly bigger than space between Screw Shaft and Nut. As a result, it can eliminate Axial play even with a Single Nut and it is possible to maintain compact. Moreover, operating performance will never be deteriorated by using spacer Balls (Balls with slightly smaller diameter than those of the oversize Balls) alternatively with oversize Balls.

図 A-106 : スペーサボール
Fig. A-106 : Spacer Balls

●Preload control

It is difficult to control Preload amount by measuring. Therefore, Preload of Ball Screw is controlled by measuring Preload Dynamic Drag Torque, which is converted from Preload amount. Amount of Preload Dynamic Drag Torque is decided with customers by specification drawing. Preload Dynamic Drag Torque is measured under specific condition to verify the amount of Axial play is 0. Dynamic Drag Torque installed actual machine will vary depending on lubricating condition, load condition and so on. Starting torque (Torque for starting Ball Screw) is slightly bigger than Dynamic Drag Torque.

送りねじ軸系の剛性 Rigidity in feed screw system

精密機械などにおいて、送りねじによる位置決め精度を向上させたり、負荷荷重に対する剛性を高くするためには、送りねじ軸系全体の剛性を検討する必要があります。送りねじ軸系の剛性は、次のようになります。

In precision machinery, to improve positioning accuracy of the feed screws or to increase Rigidity for load, the Rigidity of the entire feed screw system must be examined. Feed screw system Rigidity is as follows.

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} + \frac{1}{K_4} \quad \mu\text{m}/\text{N}\{\mu\text{m}/\text{kgf}\}$$

K	: 送りねじ軸系全体の剛性 (Total Rigidity of feed screw system)	N/μm {kgf/μm}
K ₁	: ねじ軸の剛性 (Screw Shaft Rigidity)	N/μm {kgf/μm}
K ₂	: ナットの剛性 (Nut Rigidity)	N/μm {kgf/μm}
K ₃	: 支持軸受の剛性 (Support Bearing Rigidity)	N/μm {kgf/μm}
K ₄	: ナットと軸受取付部の剛性 (Nut, Bearing fitting part Rigidity)	N/μm {kgf/μm}

●送りねじ軸系全体の剛性 Total Rigidity of feed screw system K

$$K = \frac{F_a}{\delta} \quad \text{N}/\mu\text{m}\{\text{kgf}/\mu\text{m}\}$$

F _a	: 送りねじ軸系にかかる軸方向荷重 (Axial load applied to feed screw system)	N {kgf}
δ	: 送りねじ軸系の弾性変位量 (Elastic displacement of feed screw system)	μm

●ねじ軸の剛性 Screw Shaft Rigidity K₁

(1) 一般的な取付けの場合 (軸方向に固定-自由の場合) (図 A-108)

In case of general mounting (Fixed-Free in axial direction) (Fig. A-108)

$$K_1 = \frac{A \cdot E}{\ell} \times 10^{-3} \quad \text{N}/\mu\text{m}\{\text{kgf}/\mu\text{m}\}$$

(2) 両端固定の場合 (図 A-109)

In case of Fixed-Fixed mounting in axial direction (Fig. A-109)

$$K_1 = \frac{A \cdot E \cdot L}{\ell (L - \ell)} \times 10^{-3} \quad \text{N}/\mu\text{m}\{\text{kgf}/\mu\text{m}\}$$

ℓ = L/2 のとき、最大軸方向変位を生じるため以下となります。

The max. axial displacement occurs when ℓ = L/2. The formula is as follows.

$$K_1 = \frac{4 \cdot A \cdot E}{L} \times 10^{-3} \quad \text{N}/\mu\text{m}\{\text{kgf}/\mu\text{m}\}$$

A : ねじ軸の最小断面積 (Screw Shaft minimum section area)

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \quad \text{mm}^2$$

d	: ねじ軸谷径 (Screw Shaft Root diameter)	mm
E	: ヤング率 (Young's modulus)	2.08 × 10 ⁵ N/mm ² (MPa) {21,200kgf/mm ² }
ℓ	: 軸方向固定点とナット中央との距離 (Axial distance between fixed point & Nut center)	mm
L	: 取付間距離 (Mounting span distance)	mm

したがって軸方向荷重 F_a によるねじ軸の弾性変位量 δ は、以下の式となります。

Accordingly, the amount of Screw Shaft Elastic displacement δ due to Axial load F_a is as follows.

$$\delta = \frac{F_a}{K_1} \quad \mu\text{m}$$

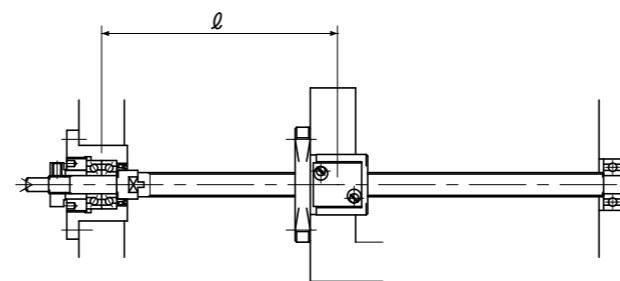


図 A-108 : 軸方向に固定-自由の場合
Fig. A-108 : Fixed-Free in axial direction

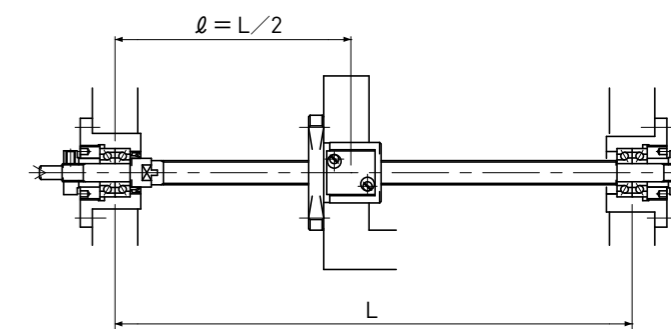


図 A-109 : 両端固定の場合
Fig. A-109 : Fixed-Fixed in axial direction

●ナットの剛性 K_2

(1) シングルナットすきま品の剛性

基本動定格荷重 C_a の30%の軸方向荷重が作用したときのナットの理論静剛性値 K_2 を「寸法表」に記載しています。軸方向荷重が基本動定格荷重 C_a の30%ではない場合は、次式で計算してください。なお、寸法表に記載がない型式の理論静剛性値は、KSSへお問い合わせください。

$$K'_2 = K_2 \times \left(\frac{F_a}{0.3C_a} \right)^{1/3} \quad N/\mu m \{kgf/\mu m\}$$

K_2 : 寸法表記載のナット剛性値 (Nut Rigidity in dimension table) $N/\mu m \{kgf/\mu m\}$
 F_a : 軸方向荷重 (Axial load) $N \{kgf\}$
 C_a : 基本動定格荷重 (Basic Dynamic Load Rating) $N \{kgf\}$

(2) 予圧品(すきませ口品)の剛性

基本動定格荷重 C_a の5% (ダブルナットは10%)の予圧荷重を与えたときのナットの理論静剛性値 K_2 を「寸法表」に記載しています。予圧荷重が上記と異なる場合は、次式で計算できますが、予圧品(すきませ口品)の場合は、予圧動トルク値のばらつきによって剛性値も変化します。そのため詳細はKSSへお問い合わせください。なお、寸法表に記載がない型式の理論静剛性値についても、ご要望により計算いたします。

シングルナット予圧品 (Single Nut with oversized Ball Preload)

$$K'_2 = K_2 \times \left(\frac{G_a}{0.05C_a} \right)^{1/3} \quad N/\mu m \{kgf/\mu m\}$$

ダブルナット予圧品 (Double Nut with Preload)

$$K'_2 = K_2 \times \left(\frac{G_a}{0.1C_a} \right)^{1/3} \quad N/\mu m \{kgf/\mu m\}$$

K_2 : 寸法表記載のナット剛性値 (Nut Rigidity in dimension table) $N/\mu m \{kgf/\mu m\}$
 G_a : 予圧荷重 (Preload amount) $N \{kgf\}$
 C_a : 基本動定格荷重 (Basic Dynamic Load Rating) $N \{kgf\}$

●Nut Rigidity K_2

(1) Rigidity of Single Nut with backlash

The theoretical static Rigidity K_2 of the Nut under an Axial load equivalent to 30% of the Basic Dynamic Load Rating C_a is described in dimension table. For Axial loads which are not 30% of the Basic Dynamic Load Rating C_a , please use the following formula. Please inquire KSS regarding theoretical Static Rigidity of model types which are not in dimension table.

(2) Rigidity of preloaded Ball Nut

The theoretical static Rigidity K_2 under a Preload equivalent to 5% (10% for Double Nut) of the Basic Dynamic Load Rating C_a is described in dimension table. For Preload amounts other than the above, please use the following formula. In case of Preload type Ball Screws, Rigidity varies depending on the dispersion of Preload Dynamic Drag Torque. Therefore, please inquire KSS for details. KSS will calculate theoretical Static Rigidity of required Nut models, which are not in the dimension table.

●支持軸受の剛性 K_3

支持軸受の剛性は、使用する軸受やその予圧量によって異なりますので、軸受メーカーにお問い合わせください。

●Support Bearing Rigidity K_3

Support Bearing Rigidity varies depending on the type of Bearing and amount of Preload. Please inquire Bearing manufacturers.

●ナットと軸受取付け部の剛性 K_4

ナット取付け部分や軸受取付け部分などの剛性は、装置の構造、設計により異なりますので、弊社では言及しませんが、できるだけ剛性の高い設計を行うようにしてください。

●Nut, Bearing fitting part Rigidity K_4

Rigidity of Nut mounting part and Bearing mounting part vary depending on machine structure and design. KSS cannot mention the details but a design of high Rigidity must be considered.

●ねじ軸のねじり剛性

ねじれによる位置決め誤差は、軸方向変位と比較して小さい値となりますが、検討が必要な場合は、以下の式で計算できます。

●Screw Shaft torsion Rigidity

For positioning error due to torsion, this error is a relatively small compared to axial displacement. However, if investigation is required, the following formula may be used for calculation.

$$\theta = \frac{32T L}{\pi G d^4} \times \frac{180}{\pi} \times 10 \quad \text{deg}$$

θ : ねじりモーメントによるねじれ角 (Torsion angle due to torsion moment) deg
 T : ねじりモーメント (Torsion moment) $N \cdot \text{cm} \{kgf \cdot \text{cm}\}$
 L : ナットと軸端支持部との距離 (Distance between Nut & Shaft end support) mm
 G : 横弾性係数 (Modulus of Rigidity) $8.3 \times 10^4 \text{ N/mm}^2 \text{ (MPa)} \{8,500 \text{ kgf/mm}^2\}$
 d : ねじ軸谷径 (Screw Shaft Root diameter) mm

ねじれ角による軸方向の変位量 δa は、以下となります。

Amount of axial displacement δa due to torsion angle is as follows.

$$\delta a = \ell \times \frac{\theta}{360} \times 10^3 \quad \mu m$$

ℓ : リード (Lead) mm

基本定格荷重と基本定格寿命

Basic Load Rating and Basic Rating Life

●基本動定格荷重Caと基本定格寿命

ボールねじの定格寿命とは、一群の同じボールねじを同じ条件で個々に運転したとき、そのうちの90%のボールねじが、ボール溝とボールの表面に転がり疲れによるフレーキング(剥離)を起こさずに運転できる総回転数をいいます。基本動定格荷重Caとは、100万回転の定格寿命となるような軸方向荷重をいい、この値は寸法表にCaとして記載しています。ボールねじの定格寿命L₁₀は、この基本動定格荷重Caの値を用い、次の式で推定することができます。

$$L_{10} = \left(\frac{Ca}{f \cdot Fa} \right)^3 \times 10^6 \text{ rev}$$

また、定格寿命を総回転数で表す代わりに時間L_{10h}あるいは走行距離L_{10d}で表す場合があります、次の式で計算できます。

$$L_{10h} = \left(\frac{1}{60 \cdot N} \right) \times L_{10} \text{ 時間(hours)}$$

$$L_{10d} = \left(\frac{\ell}{10^6} \right) \times L_{10} \text{ km}$$

●Basic Dynamic Load Rating Ca and Basic Rating Life

The Basic Rating Life of Ball Screws means the total number of revolutions which 90% of the Ball Screws can endure. Failure is indicated by flaking caused by rolling fatigue on the surface of grooves or Balls. These figures are valid when a group of the same type Ball Screws are operated individually under the same conditions. The Basic Dynamic Load Rating Ca is the Axial load for which the Basic Rating Life is 1,000,000 revolutions. These values are listed under Ca in the dimension tables. Ball Screw's Basic Rating Life L₁₀ can be estimated using Basic Dynamic Load Rating Ca in the following formula.

Also, in place of the total number of revolutions, the Basic Rating Life can be expressed in hours: L_{10h} or traveled distance: L_{10d}, and these can be calculated through the following formulas.

- Ca : 基本動定格荷重(Basic Dynamic Load Rating) N {kgf}
- Fa : 軸方向荷重(Axial load) N {kgf}
- N : 回転数(Revolution) min⁻¹ {rpm}
- ℓ : リード(Lead) mm
- f : 荷重係数(Load factor)
- f=1.0~1.2 ほとんど振動、衝撃のない場合 (for almost no vibration, no shock condition)
- f=1.2~1.5 やや振動、衝撃のある場合 (for slight vibration, shock condition)
- f=1.5~3.0 強い振動、衝撃のある場合 (for severe vibration, shock condition)

一般に装置に作用する軸方向荷重は一定ではなく、何種類かの運転パターンに分けられます。このような場合は、次の式で平均軸方向荷重F_{am}、平均回転数N_mを求めることにより、定格寿命を計算することができます。

Generally, Axial load on the most machine is not constant and it can be divided into several operating pattern. In this case, Basic Rating Life can be calculated to figure up average Axial load F_{am}, average Revolution N_m in the following formula.

Axial load 軸方向荷重 N {kgf}	Revolution 回転数 min ⁻¹ {rpm}	Working time 使用時間 %
Fa ₁	N ₁	t ₁
Fa ₂	N ₂	t ₂
Fa ₃	N ₃	t ₃

$$F_{am} = \left(\frac{Fa_1^3 \cdot N_1 \cdot t_1 + Fa_2^3 \cdot N_2 \cdot t_2 + Fa_3^3 \cdot N_3 \cdot t_3}{N_1 \cdot t_1 + N_2 \cdot t_2 + N_3 \cdot t_3} \right)^{1/3} \text{ N {kgf}}$$

$$N_m = \frac{N_1 \cdot t_1 + N_2 \cdot t_2 + N_3 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3} \text{ min}^{-1} \{rpm\}$$

また、軸方向荷重が直線的に変化する時の平均軸方向荷重F_{am}は、近似的に次の式で計算することもできます。

$$F_{am} = \frac{Fa_{min} + 2 \cdot Fa_{max}}{3} \text{ N {kgf}}$$

Fa min : 最小軸方向荷重(Minimum Axial load) N {kgf}

Fa max : 最大軸方向荷重(Maximum Axial load) N {kgf}

注) ボールねじの寿命計算は、潤滑が良好な状態で異物の混入もないという前提で、かつモーメント荷重、およびラジアル荷重が作用しない純スラスト荷重下での計算式です。

Also, for Axial loads which vary linearly, the average Axial load F_{am} can be calculated approximately using the following formula.

Note) As the Basic Rating Life varies due to lubricating conditions, and contaminations, Moment load or Radial load, etc., this should be considered a rough estimate only.

●基本静定格荷重Coa

基本静定格荷重Coaとは、最大応力を受けている接触部でボールの転走面とボールの永久変形量の和が、ボールの直径の1/10,000になるような軸方向の静止荷重をいい、この値は寸法表にCoaとして記載しています。この基本静定格荷重Coaの値は、静止状態あるいは回転数が非常に低い場合(10rpm以下)の荷重条件を検討するときに使用しますが、この永久変形量では多くの場合、使用上問題ありません。なお、このときのねじ溝部の最大許容荷重Fa maxは、次式により求められます。

$$Fa_{max} = \frac{Coa}{f_s} \text{ N {kgf}}$$

f_s : 静的安全係数(Static safety factor)

f_s=1~2 普通運転のとき (for normal operation)

f_s=2~3 振動、衝撃のあるとき (for vibration, shock)

●Basic Static Load Rating Coa

The Basic Static Load Rating Coa is the Axial Static load at which the amount of permanent deformation (Ball + Raceway) occurring at the maximum stress contact point between the Ball and Raceway surfaces is 1/10,000 times the Ball diameter. These values are listed under Coa in the dimension tables. The Basic Static Load Rating Coa values apply to investigation of stationary state or extremely low Revolution load conditions (less than 10 rpm). However, in most cases the amount of permanent deformation causes absolutely no problems under the general conditions. The maximum permissible load Fa max for the screw groove can be found by using the following formula.

●硬さ係数 Hardness coefficient

表面硬度がHRC58未満の場合は、基本動定格荷重Caと基本静定格荷重Coaに補正を行う必要があります。補正は下記の式で行います。

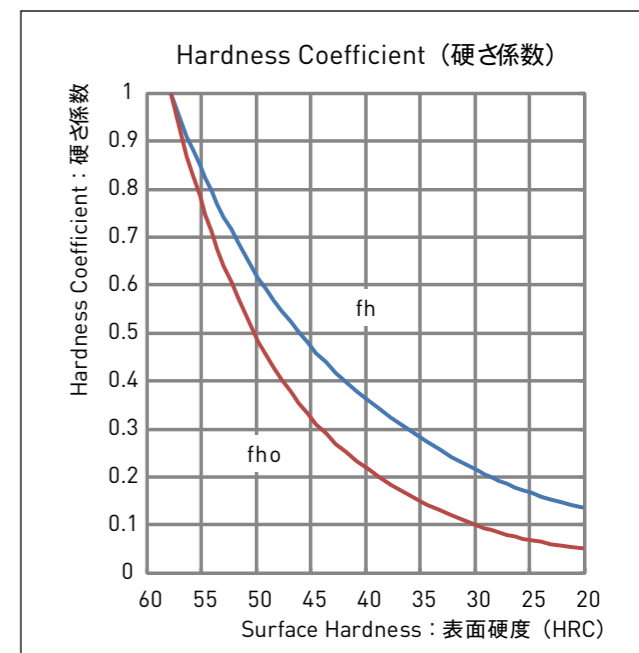
For Surface hardness of less than HRC58, the Basic Dynamic Load Rating Ca and the Basic Static Load Rating Coa must be adjusted. Adjustment is made by the following formula.

$$Ca' = f_h \cdot Ca \text{ (N)}$$

$$Coa' = f_{ho} \cdot Coa \text{ (N)}$$

f_h, f_{ho} : 硬さ係数(右図)

Hardness coefficient (See graph right)



駆動トルク Driving Torque

送りねじ系の駆動トルクTは、次式により求められます。

The feed screw system Driving Torque T is expressed according to the following formula.

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 \quad \text{N} \cdot \text{m} \{ \text{kgf} \cdot \text{cm} \}$$

T ₁ : 加速によるトルク (Acceleration Torque)	N · m {kgf · cm}
T ₂ : 負荷トルク (Load Torque)	N · m {kgf · cm}
T ₃ : 予圧動トルク (Preload Dynamic Drag Torque)	N · m {kgf · cm}
T ₄ : その他のトルク (Additional Torque)	N · m {kgf · cm}

送りねじ系に発生するトルクは、モータ選定の際に必要となります。

T₁～T₃については、以下の式で計算することができます。

When Motor selection, the feed screw system Driving Torque is needed.

T₁～T₃ can be calculated by the following formula

●加速によるトルク Acceleration Torque T₁

$$T_1 = a \cdot I \quad \text{N} \cdot \text{m}$$

$$a = \frac{2\pi N}{60 \cdot t} \quad \text{rad/sec}^2$$

$$I = I_w \cdot A^2 + I_s \cdot A^2 + I_A \cdot A^2 + I_B \quad \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_w = m_w \times \left(\frac{\ell}{2\pi} \right)^2 \times 10^{-6} \quad \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_s = m_s \times \left(\frac{d^2}{8} \right) \times 10^{-6} \quad \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

$$m_s = \pi \left(\frac{d}{2} \right)^2 \times L \times \gamma \times 10^{-9} \quad \text{kg}$$

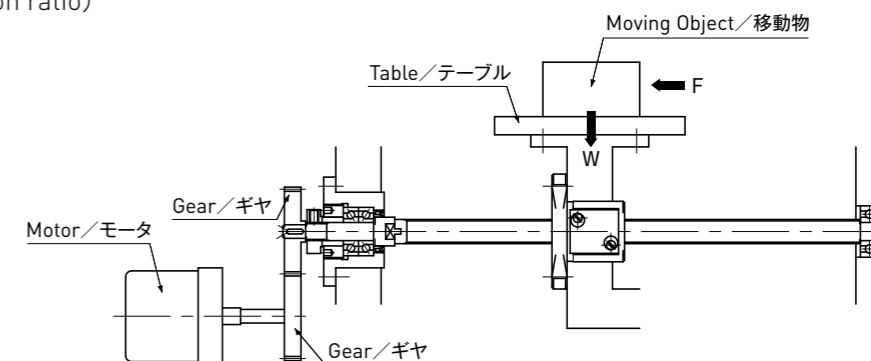
a : 角加速度 (Angular acceleration)	rad/sec ²
I : 慣性モーメント (Inertia moment)	kg · m ²
I _w : 移動物のモータ軸換算の慣性モーメント (Inertia moment of moving object by Motor axial conversion)	kg · m ²
I _s : ねじ軸の慣性モーメント (Inertia moment of Screw Shaft)	kg · m ²
I _A : ねじ軸側のギヤ等の慣性モーメント (Inertia moment of gears on screw side)	kg · m ²
I _B : モータ側のギヤ等の慣性モーメント (Inertia moment of gears on motor side)	kg · m ²
m _w : 移動物質量 (Mass of moving object)	kg
m _s : ねじ軸質量 (Mass of Screw Shaft)	kg
ℓ : リード (Lead)	mm
d : ねじ軸外径 (Screw Shaft diameter)	mm
L : ねじ軸長さ (Ball Screw length)	mm
γ : 比重 (Specific gravity)	7,850 kg/m ³
A : 減速比 (Reduction ratio)	
N : モータの回転数 (Motor speed)	min ⁻¹
t : 加速時間 (Acceleration time)	sec

●負荷トルク Load Torque T₂

$$T_2 = \frac{P \cdot \ell \cdot A}{2\pi \eta} \times 10^{-3} = \frac{(F + \mu W)}{2\pi \eta} \cdot \ell \cdot A \times 10^{-3} \quad \text{N} \cdot \text{m}$$

$$T_2 = \frac{P \cdot \ell \cdot A}{2\pi \eta} \times 10^{-1} = \frac{(F + \mu W)}{2\pi \eta} \cdot \ell \cdot A \times 10^{-1} \quad \text{kgf} \cdot \text{cm}$$

P : 軸方向荷重 (Axial load)	N {kgf}
F : 負荷荷重 (Load)	N {kgf}
W : 移動物重量 (Weight of moving object)	N {kgf}
ℓ : リード (Lead)	mm
μ : 摺動面摩擦係数 (Sliding surface friction coefficient)	
η : 効率 (Efficiency) 0.9	
A : 減速比 (Reduction ratio)	



●予圧動トルク Preload Dynamic Drag Torque T₃

$$T_3 = 0.05 \times (\tan \beta)^{-0.5} \times \frac{F_a \cdot \ell}{2\pi} \times 10^{-3} \quad \text{N} \cdot \text{m}$$

$$T_3 = 0.05 \times (\tan \beta)^{-0.5} \times \frac{F_a \cdot \ell}{2\pi} \times 10^{-1} \quad \text{kgf} \cdot \text{cm}$$

β : リード角 (Lead angle)	deg
F _a : 予圧荷重 (Preload)	N {kgf}
ℓ : リード (Lead)	mm

●その他のトルク Additional Torque T₄

上記以外で発生するトルクをいいます。例えば支持軸受の摩擦トルクやオイルシールの摺動抵抗によるトルクなどです。

Described as Torque which occurs in addition to those listed above. For example, support Bearing friction Torque, oil seal resistance Torque, etc.

防錆と潤滑 Rust prevention and Lubrication

●防錆処置

KSSボールねじは長期保管を前提として、防錆油が塗布されています。ご使用に際しては、清浄な白灯油で洗浄し、潤滑油またはグリースを塗布してください。お客様のご指定により、グリースを塗布して出荷することもできますが、長期間保管する場合には、錆の発生が懸念されますので、ご注意ください。

注)KSSが塗布する防錆油は、防錆性能に重点を置いているため、潤滑油としての機能はありません。そのため防錆油のまま、ご使用になられた場合は、早期寿命、トルク増大、異常発熱等の問題が発生します。

●潤滑

ボールねじのご使用に際しては、必ず潤滑剤の供給が必要です。潤滑剤が供給されない場合は、トルク増大や早期寿命等の問題が発生します。潤滑剤の供給により、摩擦による温度上昇、機械効率の低下、摩耗による精度の低下を抑えることができます。

ボールねじの潤滑は、グリース潤滑と油潤滑に分けられます。グリース潤滑の場合、通常リチウム石けん基系グリース、油潤滑の場合には、ISO VG32~68(タービン油)を推奨いたします。また使用用途によって潤滑剤の選定は、非常に重要となります。特にミニチュアボールねじでは、グリースの攪拌抵抗により、トルク増大などの不具合を引き起こす場合があります。KSSでは、作動性を維持しながら潤滑性能の高いKSSオリジナルグリースを用意しています。作動性を重視した低速位置決め用途には、MSG No.1(ちょう度 1番)を、また高速、一般用途にはMSG No.2(ちょう度 2番)を取りそろえています。詳しくは、カタログp-B101の「ミニチュアボールねじ専用グリース」を参照ください。

一般使用条件における潤滑剤例

Recommended lubricants for normal operating conditions

Lubricant 潤滑剤	Type 種類	Product name 商品名
Grease グリース	Lithium-based Grease リチウム系グリース	KSS original Grease MSG No.2 KSS オリジナルグリース MSG No.2
Lubricating Oil 潤滑油	Sliding surface Oil or turbine Oil 摺動面油またはタービン油	Super Multi 68 スーパーマルチ68

●Rust prevention

KSS Ball Screws are applied anti-rust oil when shipping in case of no specific instruction. This oil should be removed before use. Wash Ball Screws with cleaned Kerosine and apply lubricant(Grease or Oil) on Ball Screws. As customer's request, specified Grease or Oil can be applied, but it should be noted that they are not suitable for long term storage purpose and rust might occur.

Note)Anti-rust oil is focused on anti-rust performance and it does not have lubricating function. Therefore, when using Ball Screws with anti-rust oil coating, the problems such as shortened Life, increase of Torque and abnormal heat generation occurs.

●Lubrication

In Ball Screw use, lubricant should be required. If lubricant is not applied with, the problem such as increase of Torque and shortened Life occurs. Applying lubricant can minimize temperature increases, decline of mechanical efficiency due to friction, and deterioration of accuracy caused by wear.

Ball Screw lubrication is divided into Greasing and Oiling. A regular lithium-soap-based Grease and ISO VG32-68 Oil (turbine Oil #1 to #3) are recommended. It is highly important to choose lubricant depending on customer's usage. Especially in case of Miniature Ball Screws, malfunction such as increase of Torque are caused by the stir resistance. KSS original Greases which maintains Ball Screw's smooth movement and have high lubricating performance are prepared. MSG No.1 is appropriate for high smooth requirement and high positioning usage (consistency 1). MSG No.2 is suitable for high speed and general usage(consistency 2). Please refer to catalogue p-B101 「Original Grease for Miniature Ball Screws」.

●点検と補給

点検は、グリース潤滑の場合2~3ヶ月、油潤滑の場合は、1週間を目安に実施してください。なお、点検時には、油量及び汚れのチェックを行い、必要に応じて補給してください。

●Inspection and replenishment

Grease inspection should be performed once every two to three months, and Oil inspection should be performed approximately weekly. Check the Oil or Grease amount and contamination at each inspection and replenish if needed.

潤滑剤の点検と補給間隔

Inspection and replenishment Interval of lubricant

Lubrication 潤滑方法	Inspection frequency 点検間隔	Inspection Items 点検項目	Replenishment and replacement frequency 補給または交換間隔
Automatic intermittent lubrication 自動間欠給油	Weekly 1週間ごと	Oil level, contamination 油量、汚れなど	Replenish at each inspection, depending on tank capacity 点検ごとに補給、ただしタンク容量により適宜
Grease グリース	Every 2 to 3 months initially 稼働初期2~3ヵ月	Contamination, swarf contamination 汚れ、切粉の混入など	Replenish annually or as necessary, depending on Inspection results 通常1年ごとに補給、ただし点検結果により適宜
Oil bath 油浴	Daily before operation 毎日始業前	Oil surface check 油面管理	Set a rule for replenishment as necessary, depending on amount of wear. 消耗状況により適宜規定化

防塵 Dust prevention

ボールねじは、その機能上ナットにごみや異物が混入すると摩耗が早く進行したり、またねじ溝の損傷、ボールの割れ、循環部の破損などにより作動不能となる場合があります。したがって、ごみや異物の混入が考えられる場合には、ねじ部が外部に露出しないようにジャバラやテレスコピックパイプなどの防塵対策をお奨めします。

In Ball Screws, if dust or other contaminations intrude into the Ball Nut, wear is accelerated, the screw groove will be damaged, circulation will be obstructed due to Ball fracture, damage of recirculation parts and so on. Eventually, the Ball Screws will cease to function. Where the possibility of dust or other contaminant exists, the screw thread section cannot be left exposed, and dust prevention measure such as a bellows or Telescopic pipe must be taken.

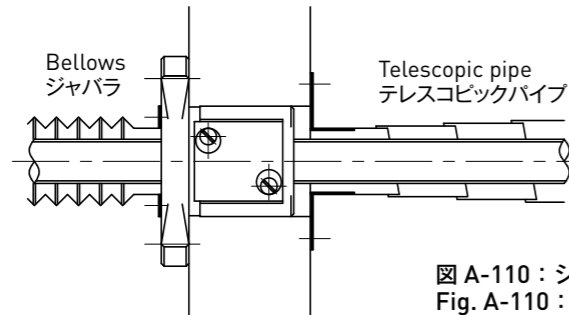


図 A-110 : ジャバラとテレスコピックパイプ
Fig. A-110 : Bellows & Telescopic pipe

KSSボールねじは、ミニチュアボールねじの特長を活かすため、コンパクト設計に重点を置いています。そのためカタログ掲載型番については、シールを装着しない寸法となっています。シールをご要望の場合は、KSSへ問い合わせください。シールを取付けることによりナット寸法が変更になる場合がありますので、ご了承ください。また、型式によっては、シールの取付けができない場合がありますので、ご理解をお願いします。

KSS Ball Screws are concentrated on compact design for a feature of Miniature Ball Screw. Therefore, all models in the catalogue are the dimension without seals. Please inquire KSS if seals are required. Please note that Nut dimension may change due to seal installation. Some models cannot install the seals.

表面処理 Surface treatment

KSSでは、防錆を目的としてボールねじに表面処理を施すことができます。KSSでの防錆を目的とした表面処理は、黒クロム処理を標準としています。その他の表面処理をご要望の場合は、KSSへご照会ください。

Surface treatment can be possible for the purpose of rust prevention. Black Chrome treatment (BCr) is KSS standard surface treatment for the purpose of rust prevention. Please inquire KSS if other surface treatments are needed.

●KSS黒クロム処理ボールねじの特長

- 薄い膜厚(2~3 μ m)のため、はめ合い部品への対応が可能です。
- 厳格な工程管理により、膜厚を均一に処理できるため、作動性を損なうことはありません。
- 密着性の良い被膜で高い防錆能力を保有しています。
- MIL規格(MIL-DTL-14538D)公認の表面処理品です。
- すべり特性を向上したい場合は、フッ素樹脂コーティングとの併用も可能です。

●Feature of KSS Ball Screws with Black Chrome (BCr) coating

- Due to thin film thickness(2~3 μ m), mating part can be applicable with BCr.
- Due to strict production management, film thickness can be treated equally and smoothness is kept.
- High anti-rust ability is possible.
- The surface treatment is officially authorized by MIL standard (MIL-DTL-14538D)
- To improve sliding characteristics, BCr+fluorine resin coating is also available.



写真 A-111 : 黒クロム処理品
Photo A-111 : Black Chrome coating

●防錆能力試験データ Examination data of anti-rust ability

塩水噴霧試験(JIS Z2371)に準じ、標準試験片を使用して防錆能力を評価した結果を以下に示します。

Based on the salt spray corrosion test(JIS Z2371), anti-rust ability has been evaluated, as follows.

- 標準試験片 / Standard test piece : 70mm \times 150mm \times 1mm(SPCC材 / material = SPCC)
- データ / Data : 塩水噴霧試験24時間後の外観とレイティングナンバー法による評価結果(数字が小さいほど腐食が多い)
Evaluated by appearance and rating number method after 24 hours of salt spray corrosion test. (The less number, the more corrosion)

	Rating number (Average) レイティングナンバー (平均値)
Sample A (BCr coating) 試験片A (BCr処理)	9.3
Sample B (R coating) 試験片B (R処理)	9~8
Sample C (M coating) 試験片C (M処理)	3~4



Sample A
試験片A



Sample B
試験片B



Sample C
試験片C

●RoHS対応について About RoHS compliance

KSS黒クロム処理ボールねじのCr⁺⁶量は、RoHSで規定されている閾値を下回っており、問題ありません。

The Cr⁺⁶ amount of KSS Black Chrome (BCr) coating is less value than the based on RoHS regulation.

トレーサビリティ Traceability

KSSボールねじは、厳選した材料を、高度に温度管理された工場で、優れた機械設備を駆使して、各製造工程から検査、出荷に至るまで、一貫した管理体制により生産されています。出荷検査に合格したボールねじは、写真 A-112に示すような合格証が添付されます。ご希望により検査成績表(写真 A-113)の提出も可能です。

KSSで生産されたボールねじは、ナットに製造番号がマーキングされています(写真 A-114)。製造番号に対応した出荷検査履歴や製造履歴は、社内で保管されており、製造番号による問い合わせで、出荷検査データを再現できるようになっています。

KSS Ball Screws are manufactured from rigidly selected materials in our temperature controlled factory. They are manufactured using the latest production equipment, with consistent quality control supervision ranging from the production process to inspection and shipping.

Certificate of inspection, Photo A-112, will be attached with the Ball Screws which pass shipping inspection. Inspection report can be handed in as customer's request shown in Photo A-113.

The Ball Screws produced by KSS have a serial number which is marked on the Nut (refer to the Photo A-114). Record of inspection and production trail which is in correspondence to a production number, are stored in KSS and inspection data can be retrieved by inquiry of a serial number.



写真 A-112 : 合格証
Photo A-112 : Certificate of Inspection



写真 A-113 : 検査成績表
Photo A-113 : Inspection report



写真 A-114 : 製造番号
Photo A-114 : Serial Number

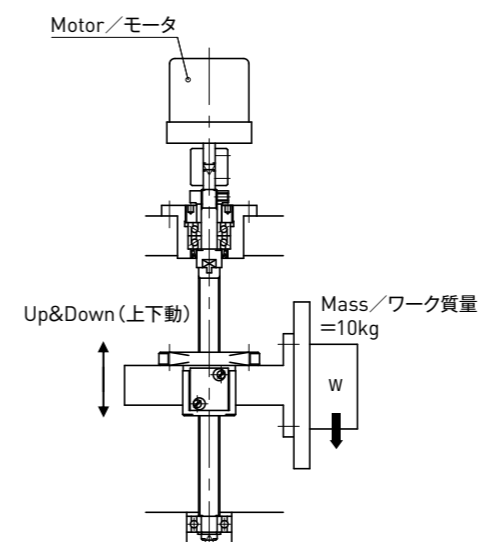
ボールねじの諸特性計算例 Calculation example of characteristic for Ball Screws.

ボールねじの諸特性計算例を以下に記載します。いずれもモデル化した計算例ですので、実際にそぐわない場合がありますが、ご了承ください。

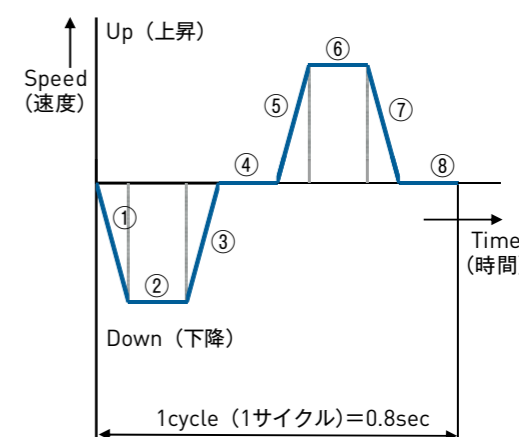
Calculation example of characteristic for Ball Screws are mentioned as follows. Each calculation example is modeled so that there is a case which is unrealistic.

例1：縦軸仕様 Pick&Place Example 1 : Vertical Pick&Place

ボールねじ型式と使用条件 Ball Screw model and operating condition



Operating pattern (運転サイクル線図)



ボールねじ諸元
軸径 = $\phi 10\text{mm}$
リード = 10mm
基本動定格荷重 $C_a = 3,300\text{N}$
ボールねじ全長 = 180mm
軸方向すきま = $20\mu\text{m}$ 以下

Ball Screw spec.
Shaft dia. = $\phi 10\text{mm}$
Lead = 10mm
Dynamic Capacity $C_a = 3,300\text{N}$
Total length = 180mm
Axial play = $20\mu\text{m}$ or less

運転条件

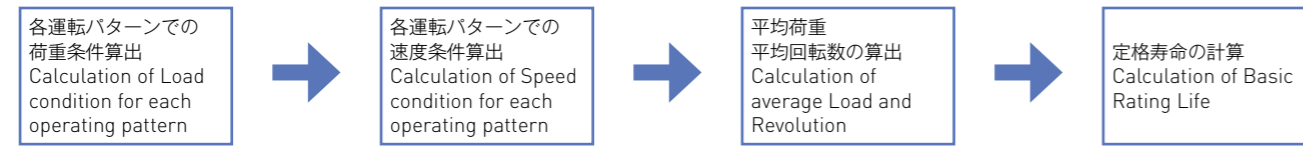
最高速度 = 0.4m/sec
**リード 10mm より $2,400\text{min}^{-1}$
加減速時間 = 0.05sec
** 図中 ①③⑤⑦
等速時間 = 0.1sec
** 図中 ②⑥
停止時間 = 0.2sec
** 図中 ④⑧
1サイクル = 0.8sec

Operating Pattern

Max Speed = 0.4m/sec
** $2,400\text{min}^{-1}$ because of Lead 10mm
Acceleration & Deceleration time = 0.05sec
** ①③⑤⑦ in diagram above
Constant speed time = 0.1sec
** ②⑥ in diagram above
Halt time = 0.2sec
** ④⑧ in diagram above
Cycle time = 0.8sec

基本定格寿命の計算
Calculation of Basic Rating Life

基本定格寿命は以下の手順で算出します。
Basic Rating Life is calculated in the following procedure.



1) 荷重条件の算出

番号化した各運転パターンの荷重条件は以下のようになります。

①下降加速、及び⑦上昇減速：

$$F_1 = mg - ma$$

②、⑥等速：

$$F_2 = mg$$

③下降減速、及び⑤上昇加速：

$$F_3 = mg + ma$$

ここで、

m : 移動物質量=10 kg

g : 重力加速度=9.807 m/sec²

a : 加速度

0.4m/sec に達するまでの加速度

$$a = 0.4/0.05 = 8 \text{ m/sec}^2$$

2) 速度条件の算出

番号化した各運転パターンの回転数は以下のようになります。

等速時(②、⑥)：

$$0.4 \text{ m/sec} = 0.4 \times 60 \text{ m/min} = 24 \text{ m/min} \\ = 2,400 \text{ min}^{-1} \text{ (リード10mmより)}$$

加減速時(①、③、⑤、⑦)：

$$\text{上記の平均回転数として、} 2,400/2 = 1,200 \text{ min}^{-1}$$

1) Calculation of Load condition

Load condition of each operation pattern which is numbered is as follows.

①Down&Acceleration、⑦Up&Deceleration：

$$F_1 = mg - ma$$

②、⑥Constant Speed area：

$$F_2 = mg$$

③Down&Deceleration、⑤Up&Acceleration：

$$F_3 = mg + ma$$

m : Mass=10 kg

g : Gravity Acceleration=9.807 m/sec²

a : Acceleration

Acceleration up to 0.4m/sec

$$a = 0.4/0.05 = 8 \text{ m/sec}^2$$

2) Calculation of Speed condition

Revolution of each operation pattern which is numbered is as follows.

Constant speed area(②、⑥)：

$$0.4 \text{ m/sec} = 0.4 \times 60 \text{ m/min} = 24 \text{ m/min} \\ = 2,400 \text{ min}^{-1} \text{ (Lead 10mm)}$$

Acceleration and deceleration area(①、③、⑤、⑦)：

$$\text{as above average revolution, } 2,400/2 = 1,200 \text{ min}^{-1}$$

3) 平均荷重、平均回転数の算出

上記の計算結果をまとめ、カタログp-A825に示す平均荷重F_{am}と平均回転数N_mを計算します。

3) Calculation of average Load, average Revolution

Calculation based on the above, calculate the average Load F_{am} shown in catalogue p-A825 and the average Revolution N_m.

$$F_{am} = \left(\frac{F_{a1}^3 \cdot N_1 \cdot t_1 + F_{a2}^3 \cdot N_2 \cdot t_2 + F_{a3}^3 \cdot N_3 \cdot t_3}{N_1 \cdot t_1 + N_2 \cdot t_2 + N_3 \cdot t_3} \right)^{1/3} \text{ N}$$

$$N_m = \frac{N_1 \cdot t_1 + N_2 \cdot t_2 + N_3 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3} \text{ min}^{-1}$$

Operating Pattern 条件	Axial load 軸方向荷重 N	Revolution 回転数 min ⁻¹	time 使用時間 sec
①、⑦	F _{a1} =18.1	N ₁ =1,200	t ₁ =0.05×2=0.1
②、⑥	F _{a2} =98.1	N ₂ =2,400	t ₂ =0.1×2=0.2
③、⑤	F _{a3} =178.1	N ₃ =1,200	t ₃ =0.05×2=0.1
Average 平均	F _{am} =116.3	N _m =1,800	Total(合計)0.4sec 1 cycle(1サイクル) : t=0.8 sec Halt time(休止) : 0.4 sec(50%)

4) 基本定格寿命の算出

平均荷重、平均回転数の値を使用して、基本定格寿命をカタログp-A825にしたがって計算します。

4) Calculation of Basic Rating Life

Using average Load and average Revolution, Basic Rating Life is calculated according to the catalogue p-A825.

$$\text{基本定格寿命 / Basic Rating Life } L_{10h} = \{10^6 / (60 \cdot N_m)\} \times \{C_a / (f \cdot F_{am})\}^3 \text{ 時間 / hours}$$

$$L_{10h} = 96,280 \text{ 時間 / hours}$$

f : 荷重係数 / Load coefficient (1.3と仮定 / Assumption 1.3)

C_a : 基本動定格荷重 / Basic Dynamic Load Rating (3,300 N)

休止時間は、50%であるため、96,280/0.5 = 192,560時間の稼働となります。

24時間稼働を前提とする場合、192,560/24 = 8,023日となり、十分な寿命を確保できていることとなります。

Due to halt time is 50%,

$$96,280/0.5 = 192,560 \text{ hours operation.}$$

If 24 hours operation is premised.

192,560/24 = 8,023 days, it shows that enough life is kept.

送りねじ系の駆動トルクの計算

カタログp-A827に従って送りねじ系の駆動トルクを計算します。これは、モータの選定の際に重要となります。上記事例の場合は、予圧仕様のボールねじでないため、予圧トルクは発生しません。そのため加速トルク T_1 、負荷トルク T_2 について計算します。

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 \quad \text{N}\cdot\text{m}$$

T_1 : 加速によるトルク (Acceleration Torque)	N·m
T_2 : 負荷トルク (Load Torque)	N·m
T_3 : 予圧動トルク (Preload Dynamic Drag Torque)	N·m
T_4 : その他のトルク (Additional Torque)	N·m

1) 加速トルク T_1 の算出 (Calculation of acceleration Torque T_1)

$$T_1 = a \cdot I = a (I_w + I_s) \quad \text{N}\cdot\text{m}$$

a : 角加速度 (Angular acceleration)	rad/sec ²
I : 慣性モーメント (Inertia moment)	kg·m ²
I_w : 移動物のモータ軸換算の慣性モーメント (Inertia moment of moving object by motor axial conversion)	kg·m ²
I_s : ねじ軸の慣性モーメント (Inertia moment of Screw Shaft)	kg·m ²

$$I_w = m_w \times (\ell / 2\pi)^2 = 2.53 \times 10^{-5} \quad \text{kg}\cdot\text{m}^2$$

m_w : 移動物質量 (Mass of moving object) = 10 kg
ℓ : ボールねじリード (Ball Screw Lead) = 0.01 m

$$I_s = m_s \times (d^2/8) = (d/2)^2 \pi \gamma \times L \times (d^2/8) = 0.139 \times 10^{-5} \quad \text{kg}\cdot\text{m}^2$$

m_s : ねじ軸質量 (Mass of Screw Shaft) = kg
γ : ねじ軸比重 (Specific gravity of Screw Shaft) = 7,850 kg/m ³
d : ねじ軸外径 (Shaft dia.) = 0.01 m
L : ねじ軸長さ (Shaft length) = 0.18 m

$$a = (2\pi N) / 60t = 5,026.5 \quad \text{rad/sec}^2$$

N : 最高速度 (Max speed) = 2,400 min ⁻¹
t : 加速時間 (Acceleration time) = 0.05sec

$$T_1 = 5,026.5 \times (2.53 + 0.139) \times 10^{-5} = 0.134 \quad \text{N}\cdot\text{m}$$

2) 負荷トルク T_2 の算出 (Calculation of Load Torque T_2)

$$T_2 = mg\ell / (2\pi\eta) = 0.173 \quad \text{N}\cdot\text{m}$$

m : 移動物質量 (Mass of moving object) = 10 kg
g : 重力加速度 (Gravity acceleration) = 9.807 m/sec ²
ℓ : ボールねじリード (Ball Screw Lead) = 0.01 m
η : ボールねじ効率 (Ball Screw efficiency) = 0.9

3) 送りねじ系の駆動トルク T の算出

上記の計算より、支持軸受等によるトルクを考慮しない場合、ボールねじ軸系の駆動トルクは以下となります。

$$T = T_1 + T_2 = 0.134 \text{ N}\cdot\text{m} + 0.173 \text{ N}\cdot\text{m} = 0.307 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Calculation of Driving Torque for feed screw system

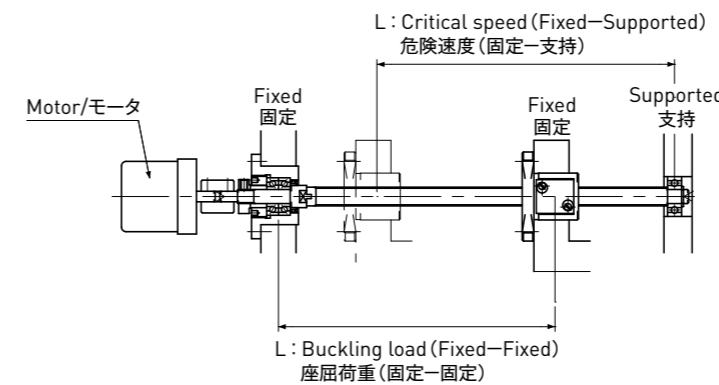
Calculate Driving Torque for feed screw system according to the catalogue p-A827. It is important when motor selection. In the above case, due to backlash type Ball Screw, Preload Dynamic Drag Torque does not occur. Therefore, calculate acceleration Torque T_1 and Load Torque T_2 .

例2: 横軸仕様 小型旋盤

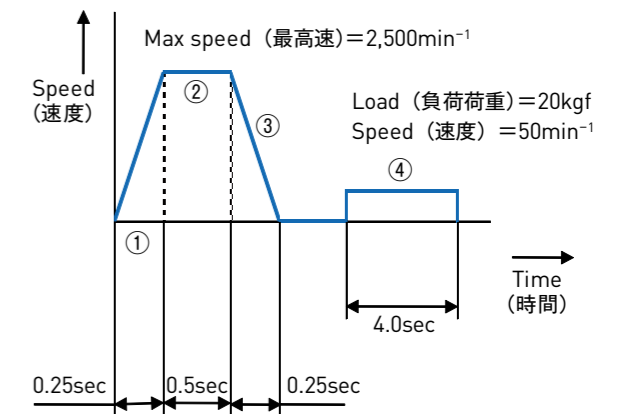
Example 2: Horizontal Small lathe

ボールねじ型式と使用条件

Ball Screw model and operating condition



Operating pattern (運転サイクル線図)



ボールねじ諸元

軸径 = ϕ 12mm
リード = 2mm
ねじ軸谷径 $d = \phi$ 10.6mm
基本動定格荷重 $C_a = 1,900\text{N}$
取付け間距離 $L = 400\text{mm}$
軸方向すきま = $0\mu\text{m}$ 以下
移動物重量 $W = 500\text{kgf}$
摺動面摩擦係数 $\mu = 0.01$

Ball Screw spec.

Shaft dia. = ϕ 12mm
Lead = 2mm
Shaft Root dia. $d = \phi$ 10.6mm
Dynamic Capacity $C_a = 1,900\text{N}$
Mounting span $L = 400\text{mm}$
Axial play = $0\mu\text{m}$ or less
Weight of moving object $W = 500\text{kgf}$
Sliding surface friction coefficient $\mu = 0.01$

運転条件

最高速度 = 5m/min
**リード2mmより 2,500 min ⁻¹
サイクル線図: 上図参照
①加速 = 0.25sec
②等速 = 0.5sec
③減速 = 0.25sec
④負荷作用時 = 4.0sec
負荷荷重 = 20 kgf
切削時送り = 50 min ⁻¹

Operating Pattern

Max Speed = 5m/min
** 2,500 min ⁻¹ because of Lead 2mm
Operating pattern: see diagram above
①Acceleration = 0.25sec
②Constant speed = 0.5sec
③Deceleration = 0.25sec
④Working = 4.0sec
Load = 20 kgf
Revolution at turning = 50 min ⁻¹

許容アキシャル荷重の計算

1) 座屈荷重の検討

カタログp-A815の計算式に基づき、座屈荷重を計算します。

$$P = \alpha \times \frac{n\pi^2 E \cdot I}{L^2} \quad N\{\text{kgf}\}$$

上記計算式に、安全率 $\alpha=0.5$ 、
ヤング率 $E=21,200\text{kgf/mm}^2$ 、
谷径 $d=10.6\text{mm}$ 、固定-固定の取付け係数 $n=4$ 、
取付け間距離 $L=400\text{mm}$ を代入します。

$$P = 1,620 \quad \text{kgf}$$

よって、使用荷重より十分大きく問題ありません。

2) 降伏応力に対する許容荷重の検討

カタログp-A815の計算式に基づき、計算します。

$$P = \sigma \times A \quad N\{\text{kgf}\}$$

上記計算式に、許容応力 $\sigma=10\text{kgf/mm}^2$ 、
谷径 $d=10.6\text{mm}$ を代入します。

$$P = 882 \quad \text{kgf}$$

よって、使用荷重より十分大きく問題ありません。

Calculation of permissible Axial load

1) Study of Buckling load

Calculate Buckling load according to the following formula in Catalogue p-A815.

$$I = \frac{\pi}{64} d^4 \quad \text{mm}^4$$

Substitute safety factor $\alpha=0.5$,
Young's modulus $E=21,200\text{kgf/mm}^2$,
Root diameter $d=10.6\text{mm}$,
Fixed-Fixed mounting factor $n=4$,
mounting span distance $L=400\text{mm}$ in formula above.

$$P = 1,620 \quad \text{kgf}$$

It is more than maximum Load so that there is no problem.

2) Study of permissible Load for yield stress

Calculate permissible Load for yield stress based on catalogue p-A815.

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \quad \text{mm}^2$$

Substitute permissible stress $\sigma=10\text{kgf/mm}^2$,
Root diameter $d=10.6\text{mm}$ in the formula above.

$$P = 882 \quad \text{kgf}$$

It is more than maximum Load and there is no problem.

許容回転数の計算

カタログp-A816の計算式に基づき、計算します。

$$N = \beta \times \frac{60 \cdot \lambda^2}{2\pi} \times \sqrt{\frac{E \cdot I \cdot g}{\gamma \cdot A \cdot L^4}} \quad \text{min}^{-1} \{\text{rpm}\}$$

$$I = \frac{\pi}{64} d^4 \quad \text{mm}^4$$

上記計算式に、安全率 $\alpha=0.8$ 、
ヤング率 $E=21,200\text{kgf/mm}^2$ 、
重力加速度 $g=9.8 \times 10^3\text{mm/sec}^2$ 、
比重 $\gamma=7.85 \times 10^{-6}\text{kgf/mm}^3$ 、
谷径 $d=10.6\text{mm}$ 、
固定-支持の取付け係数 $\lambda=3.927$ 、
取付け間距離 $L=400\text{mm}$ を代入します。

$$N = 100,000 \quad \text{min}^{-1}$$

よって、最高回転数より十分大きく問題ありません。

Calculation of permissible Revolution

Calculate permissible Revolution based on the catalogue p-A816

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \quad \text{mm}^2$$

Substitute safety factor $\alpha=0.8$,
Young's modulus $E=21,200\text{kgf/mm}^2$,
gravity acceleration $g=9.8 \times 10^3\text{mm/sec}^2$,
material specific gravity $\gamma=7.85 \times 10^{-6}\text{kgf/mm}^3$,
Root diameter $d=10.6\text{mm}$,
Fixed-Support mounting factor $\lambda=3.927$,
mounting span distance $L=400\text{mm}$ in formula above.

$$N = 100,000 \quad \text{min}^{-1}$$

Therefore, it is more than maximum Revolution and there is no problem.

基本定格寿命の計算 Calculation of Basic Rating Life

1) サイクル線図から荷重条件の算出

Calculation of Load condition according to the operating pattern diagram

速度(Speed) $V=5\text{m/min} = 83.3\text{mm/sec}$
 加速度(Acceleration) $a = 83.3/0.25 = 333\text{ mm/sec}^2 = 0.333\text{ m/sec}^2$
 加速による荷重(Load due to Acceleration) $F = ma = (W/g)a = (500/9.807) \times 0.333 = 17\text{ kgf}$
 定速時の荷重(Load during constant speed) $F_1 = \mu W = 5\text{ kgf}$
 定速時の回転数(Revolution at constant speed) $N_1 = 2,500\text{ min}^{-1}$
 加速時の荷重(Load during acceleration) $F_2 = F + F_1 = 22\text{ kgf}$
 加速時の回転数(Revolution at acceleration) $N_2 = 2,500/2 = 1,250\text{ min}^{-1}$
 減速時の荷重(Load during deceleration) $F_3 = F - F_1 = 12\text{ kgf}$
 減速時の回転数(Revolution at deceleration) $N_3 = 2,500/2 = 1,250\text{ min}^{-1}$
 切削時の荷重(Load during turning) $F_4 = 20\text{ kgf}$
 切削時の回転数(Revolution at turning) $N_4 = 50\text{ min}^{-1}$

以上の結果をまとめると以下の表になります。

Sum up calculation results above, results are as follows.

Operating Pattern 条件	Axial load 荷重 kgf	Revolution 回転数 min^{-1}	time 使用時間 sec	Percentage 使用頻度 %
①	17	1,250	0.25	5
②	5	2,500	0.5	10
③	12	1,250	0.25	5
④	20	50	4.0	80

2) 平均荷重、平均回転数の算出

カタログp-A825より、平均荷重を計算します。

2) Calculation of average Load, average Revolution

According to catalogue p-A825, average Load F_{am} is as follows.

$$F_{am} = \left(\frac{F_1^3 N_1 t_1 + F_2^3 N_2 t_2 + F_3^3 N_3 t_3 + F_4^3 N_4 t_4}{N_1 t_1 + N_2 t_2 + N_3 t_3 + N_4 t_4} \right)^{1/3} \quad N \{ \text{kgf} \}$$

上表の数値を代入すると、 $F_{am} = 12.3\text{ kgf}$

Substitute each number in table in the formula above, $F_{am} = 12.3\text{ kgf}$.

また、平均回転数についても、カタログp-A825の式に、上表の数値を代入して、 $N_m = 415\text{ min}^{-1}$ となります。

In case of the average Revolution, substitute each number in table in the following formula, $N_m = 415\text{ min}^{-1}$

$$N_m = \left(\frac{N_1 t_1 + N_2 t_2 + N_3 t_3 + N_4 t_4}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4} \right) = 415\text{ min}^{-1}$$

3) 基本定格寿命の計算

平均荷重 F_{am} と平均回転数 N_m をカタログp-A825の寿命計算式に代入すると、以下のようになります。

3) Calculation of Basic Rating Life

Substitute the average Load F_{am} and Revolution N_m in the following formula, p-A825 in catalogue.

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 \cdot N_m} \right) \times \left(\frac{C_a}{f \cdot F_{am}} \right)^3 = 8.57 \times 10^4 \quad \text{時間(hours)}$$

ここで、基本動定格荷重 $C_a = 190\text{ kgf}$ 、荷重係数 $f = 1.2$ とします。

Here, Basic Dynamic Load Rating $C_a = 190\text{ kgf}$, Load factor $f = 1.2$.