

精密転がり軸受

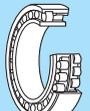
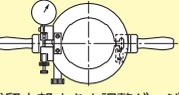
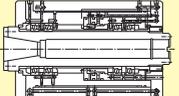
技術解説目次	1. 工作機械用精密転がり軸受の形式 2 ~ 5
	1.1 主軸用軸受 2
	1.2 ボールねじ支持用軸受 5
	2. 軸受の選定と軸・ハウジングの設計 6 ~ 18
	2.1 軸受の選定 6
	2.2 精度 8
	2.3 軸受と剛性 12
	2.4 軸およびハウジングの設計 17
	3. 軸受の定格荷重と寿命 19 ~ 25
	3.1 軸受の寿命 19
	3.2 静定格荷重と許容アキシャル荷重 24
	4. 許容回転速度 26
	5. 主軸配列と構造 27 ~ 32
	5.1 主軸軸受配列 27
	5.2 主軸軸受配列による軸受の選定 29
	5.3 予圧切換軸受ユニット 30
	5.4 軸受の外筒冷却 32
	6. 軸受の取扱い 33 ~ 50
	6.1 軸受の洗浄とグリース封入作業 33
	6.2 軸受の組込み 34
6.3 内輪締付け 36	
6.4 締付力による間座の弾性変形 38	
6.5 前蓋の押えしろ 39	
6.6 軸受アキシャル剛性の確認方法 40	
6.7 円筒ころ軸受のすきま調整 40	
6.8 円筒ころ軸受テーパ穴と主軸テーパ角度 46	
6.9 取扱い上の注意 48	
6.10 軸受の保管 48	
6.11 軸受の取付け 49	
6.12 主軸軸受の慣らし運転 50	
7. 軸受の潤滑 51 ~ 60	
7.1 グリース潤滑 52	
7.2 エアオイル潤滑 53	
7.3 ジェット潤滑 60	
8. 精密軸受技術 61 ~ 67	
8.1 工作機械主軸用精密軸受 ULTAGE® (アルテージ) シリーズ 61	
8.2 材料と表面改質技術 61	
8.3 環境対応技術 63	

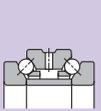
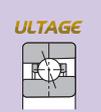
1. 工作機械用精密転がり軸受の形式

1.1 主軸用軸受

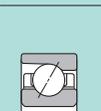
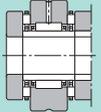
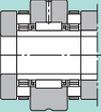
表 1.1 工作機械用精密転がり軸受の形式

外観	断面形状	軸受形式	軸受内径サイズ mm	接触角	備考	寸法表ページ
 アンギュラ玉軸受	 ULTAGE	78C	φ25~φ170	15°	<ul style="list-style-type: none"> ● U付きはULTAGE®シリーズ。内部構造および樹脂保持器の最適化により、低温度上昇を実現（79、70タイプの内径φ10~φ130 mmが対象）。 ● 5S-はセラミックボール入り。 	106 133
		79 (U), 5S-79 (U)	φ10~φ170	15°, 25°, 30°		
		70 (U), 5S-70 (U)	φ10~φ200	15°, 25°, 30°		
		72C	φ10~φ130	15°		
	 ULTAGE	2LA-HSE9U 5S-2LA-HSE9U	φ50~φ170	15°, 20°, 25°	<ul style="list-style-type: none"> ● ULTAGE®シリーズ。 ● 特殊材料の採用、表面改質により、耐摩耗性、耐焼付性を大幅に向上。 ● 内部仕様の最適化により、高速、高剛性、高信頼性を実現。 ● 5S-はセラミックボール入り。 	134 157
		2LA-HSE0 5S-2LA-HSE0				
	 ULTAGE	5S-2LA-HSF0	φ50~φ100	25°	<ul style="list-style-type: none"> ● ULTAGE®シリーズ。 ● HSEタイプがもつ特長に加え、小径セラミックボールの採用により、さらなる高速&低温度上昇を実現。 ● 5S-はセラミックボール入り。 	158 159
		5S-2LA-HSL9U				
	 ULTAGE	5S-2LA-HSL0	φ50~φ170	20°, 25°	<ul style="list-style-type: none"> ● ULTAGE®シリーズ。 ● HSE, HSF両タイプに環境対応型ノズルを採用したエアオイル潤滑専用軸受。 ● 騒音、エア量、オイル消費量を削減し、作業環境の改善、省エネルギーを実現。 ● 5S-はセラミックボール入り。 	160 169
		5S-2LA-HSFL0				
		5S-2LA-HSEW9U				
	 ULTAGE	5S-2LA-HSEW0	φ50~φ100	20°, 25°	<ul style="list-style-type: none"> ● ULTAGE®シリーズ。 ● HSEタイプの外輪に給油穴を設けたエアオイル潤滑専用の高速アンギュラ玉軸受。主軸のコンパクト化や剛性向上に寄与。エア流量、給油量の削減が可能。 ● 5S-はセラミックボール入り。 	170 177
5S-2LA-HSEW0						
 ULTAGE 非接触シール形	79 LLB 5S-79 LLB	φ10~φ50	15°, 25°	<ul style="list-style-type: none"> ● ULTAGE®シリーズ。 ● 両側非接触シール、特殊グリースの採用に加え、内部構造の最適化により、低温度上昇を実現したグリース潤滑専用軸受。 ● 5S-はセラミックボール入り。 	178 193	
	70 LLB 5S-70 LLB					
 ULTAGE 非接触シール形	2LA-BNS9 LLB 5S-2LA-BNS9 LLB	φ45~φ100	15°, 20°, 25°	<ul style="list-style-type: none"> ● ULTAGE®シリーズ。 ● HSEタイプがもつ特長に加え、グリースポケット、両側非接触シール、特殊グリースなど、内部構造の最適化を図り、グリースの長寿命化を実現したグリース潤滑専用軸受。 ● 5S-はセラミックボール入り。 	194 217	
	2LA-BNS0 LLB 5S-2LA-BNS0 LLB					
 ULTAGE	BNT9 5S-BNT9	φ10~φ65	15°	<ul style="list-style-type: none"> ● 研削盤/モータ用アンギュラ玉軸受。 ● 全型番フラッシュグラウンドが標準。 ● 5S-はセラミックボール入り。 	218 229	
	BNT0 5S-BNT0	φ10~φ70				
	BNT2 5S-BNT2	φ10~φ80				

外観	断面形状	軸受形式	軸受内径サイズ mm	接触角	備考	寸法表ページ
 複列円筒ころ軸受	 ULTAGE	NN49 (K)	φ100~φ320	—	<ul style="list-style-type: none"> ● 軸受すきまは、互換性ラジアル内部すきま品と非互換性ラジアル内部すきま品。 ● テーパ軸用として軸受内径がテーパ穴のもの (K) も用意。 ● HSR6付きはULTAGE®シリーズ。 ● 内部構造および樹脂保持器の最適化により、高速・低温度上昇を実現（NN30タイプの内径φ65~φ140 mmが対象）。 	248 253
		NN30 (K) NN30HS (K)	φ25~φ60 φ150~φ460			
		NN30HST6 (K) NN30HSRT6 (K)	φ65~φ140			
		NNU49 (K)	φ100~φ500			
 単列円筒ころ軸受	 ULTAGE	N10HS (K)	φ30~φ160	—	<ul style="list-style-type: none"> ● 高速用単列円筒ころ軸受N10HS (K) の主要寸法はN10 (K) と同じで、軸受すきまは非互換性ラジアル内部すきま品。 ● セラミックころ入り (5S-N10) も製作可能。 	254 257
		N10HSRT6 (K)	φ55~φ100			
		N10HSLT6 (K)	φ55~φ100			
 プラグゲージ	 リングゲージ テーパーゲージ	プラグゲージA	φ30~φ160	—	<ul style="list-style-type: none"> ● 単列円筒ころ軸受N10HS (K) および複列円筒ころ軸受NN30 (K) 用のテーパゲージ。 	262
		リングゲージTB	φ30~φ160			
 残留内部すきま調整ゲージ	 ULTAGE	SB	φ35~φ160	—	<ul style="list-style-type: none"> ● 単列円筒ころ軸受N10HS (K), N10HSR (K), および複列円筒ころ軸受NN30 (K), NN30HS (K) 用の残留内部すきま調整ゲージ。 	263
 予圧切換軸受ユニット	 ULTAGE	予圧切換軸受ユニット	—	—	<ul style="list-style-type: none"> ● 定位予圧切換軸受ユニット ● 予圧切換スリーブと組合せアンギュラ玉軸受の採用により、アンギュラ玉軸受の予圧量を切換え、重予圧~軽予圧まで設定可能。 ● 定位予圧のため、高い剛性が可能。 	—

外観	断面形状	軸受形式	軸受内径サイズ mm	接触角	備考	寸法表ページ
 複式スラスト アンギュラ 玉軸受		5629 (M)	小径形 φ100~φ220 大径形 (M) φ104~φ227	60°	●小径形の軸受は複列円筒ころ軸受 NNU49, NN49, NN30の円筒穴、またはテーパ穴の小径側に使用し、大径形 (M付き) の軸受はテーパ穴の大径側に使用。	274 }
		5620 (M)	小径形 φ25~φ200 大径形 (M) φ27~φ207			277
 アクシアル荷重用 アンギュラ 玉軸受		HTA9U	φ100~φ320	30°, 40°	●ULTAGE®シリーズ。 ●HTA9UDBタイプは5629タイプと互換性があり、間座幅の変更に により、置換え可能。 ●ULTAGE®シリーズ。 ●HTA0UDBタイプは5620タイプと互換性があり、間座幅の変更に により、置換え可能。	278 }
		HTA0U 5S-HTA0U	φ25~φ320 φ25~φ130			289
 円すいころ 軸受		329	φ50~φ190	呼び接触角 10°を超え、 17°以下	●ISO規格のメートル系で、薄肉タイプ。	294 }
		320	φ20~φ170			297

1.2 ボールねじ支持用軸受

外観	断面形状	軸受形式	軸受内径サイズ mm	接触角	備考	寸法表ページ
 ボールねじ支持用 スラスト アンギュラ玉軸受		BST 2A-BST 開放形	φ17~φ55	60°	●ULTAGE®シリーズ。 ●軌道輪表面改質により、長寿命化、耐フレッチング性を大幅に向上。 ●シール付きは特殊グリースの封入により、長寿命化と容易なメンテナンスを実現。 ●全型番フラッシュグラウンドであり、標準予圧を設定。	318 }
		BST LXL/L588 2A-BST LXL/ L588 軽接触シール形				323
 ボールねじ支持用 複列スラスト アンギュラ 玉軸受ユニット		BSTU LLX/ L588 軽接触シール形	φ20~φ100	60°	●ULTAGE®シリーズ。 ●内部設計の最適化により、高負荷容量を実現。 ●新開発の軽接触シールの採用により、低トルクと高防塵性を両立。 ●長寿命、かつ、耐フレッチング性の高い特殊グリースを採用。 ●外輪取付穴付き、かつ、密封形グリース潤滑により、取扱いの簡素化を実現。	324 }
		327				
 ボールねじ支持用 アンギュラ玉軸受		HT	φ6~φ40	30°	●内部設計を変更し、標準アンギュラ玉軸受より許容アクシアル荷重を向上。	328 }
		329				
 複式スラスト 針状ころ軸受付き 針状ころ軸受		AXN	φ20~φ50	—	●ラジアル軸受の内輪と両側のスラスト軸受内輪との間にすきまが設けてあり、ナット等により締付け、予圧を与えて使用。 ●予圧は起動トルクにて管理。	330 }
		ARN				331
 複式スラスト 円筒ころ軸受付き 針状ころ軸受		ARN	φ20~φ70	—	●ナット等で両側のスラスト軸受の内輪を締切ることにより、所定の予圧を得るようにあらかじめすきまを管理した予圧軸受も用意。	332 }
		333				

2. 軸受の選定と軸・ハウジングの設計

2.1 軸受の選定

軸受を選定する場合、一般には、使用される機械の種類、部位、主軸仕様、軸受形式、潤滑方法、駆動方法等の条件から軸受寿命、精度、剛性、危

険速度等の機能検討を行い選定します。表 2.1 に一般的な選定手順を示します。表 2.2 に工作機械主軸用軸受の検討フローチャートを示します。

表 2.1 軸受の選定手順

選定手順	検討事項	決定すべき事項
軸受使用条件の把握と軸受形式の検討	<ul style="list-style-type: none"> ★機械装置の機能、構造 ★軸受の使用箇所 ★軸受到許容されるスペース ★荷重の大きさや方向 ★振動、衝撃の程度 ★回転速度 ★軸受の配列（固定側、自由側） ★軸受の音響、トルク ★軸受の使用温度 ★軸受の剛性 ★取付け取外し方法 ★保守、点検 ★経済性 ★軸受内輪、外輪の傾き 	軸受形式 配列の決定
軸受寸法の検討	<ul style="list-style-type: none"> ★機械装置の設計寿命 ★動等価荷重および静等価荷重 ★安全係数 S_0 ★許容回転速度 ★許容アキシャル荷重 	軸受寸法の決定
軸受精度の検討	<ul style="list-style-type: none"> ★回転軸の振れ精度 ★トルク変動 ★高速回転 	軸受等級の決定
軸受内部すきまの検討	<ul style="list-style-type: none"> ★軸、ハウジングの材料、形状 ★はめあい ★内輪、外輪の温度差 ★内輪、外輪の傾き ★荷重 大きさ、性質 ★予圧量 	軸受内部すきまの決定
保持器の検討	<ul style="list-style-type: none"> ★回転速度 ★音響 ★振動、衝撃 ★潤滑 	保持器形式の決定
潤滑方法の検討	<ul style="list-style-type: none"> ★使用温度 ★回転速度 ★潤滑方式 ★密封方式 ★保守・点検 	潤滑方法・潤滑剤 密封方法の決定
特殊仕様の検討	<ul style="list-style-type: none"> ★使用条件（特殊環境：高温・低温、薬品など） ★高信頼性 	軸受の特殊仕様・決定
取付け取外しの検討	<ul style="list-style-type: none"> ★取付関係寸法 ★組立、分解手順 	取付け取外し方法決定

表 2.2 工作機械主軸用軸受の検討フローチャート



工作機械主軸用軸受の場合、選定に際し、基本検討を行うために必要な項目を表 2.3 に示します。

表 2.3 工作機械主軸用軸受の選定手順

(1)機械	NC旋盤、マシニングセンタ、研削盤、その他
(2)主軸姿勢	立軸、横軸、可変軸、傾斜軸、etc
(3)主軸径、主軸サイズ	#30、#40、#50、etc
(4)主軸形状と取付関係	<p>図 2.1 主軸形状と取付関係寸法 (例)</p>
(5)希望軸受形式、軸受サイズ、予圧方式	フロント（アンギュラ、円筒ころ）リヤ（アンギュラ、円筒ころ）予圧方式（定位置予圧、定圧予圧）
(6)自由側のスライド方式	円筒ころ、ボールプッシュ（冷却有、無）
(7)潤滑仕様	グリース、エアオイル、オイルミスト（マイクロルブ）
(8)駆動方式	ビルトインモータ、ベルト駆動、カップリング
(9)軸受部位の外筒冷却の有無	有、無
(10)外筒冷却条件	室温同調、機台同調、供給油量 (L/min)
(11)使用回転速度	最高回転速度 (min ⁻¹)
	常用回転速度 (min ⁻¹)
	使用回転速度範囲 (min ⁻¹)
(12)負荷荷重条件 (切削条件)	負荷荷重位置
	負荷荷重 ラジアル荷重 F_r (N) アキシャル荷重 F_a (N)
	回転速度
	加工頻度
	希望寿命

2.2 精度

■ 軸受の精度

転がり軸受の精度、すなわち、寸法精度と回転精度は ISO 規格および JIS B 1514 (転がり軸受の精度) で規定されています (表 2.4, 表 2.5 参照)。寸法精度は軸・ハウジングに軸受を取付けるときに必要な項目で、回転精度は軸受を 1 回

転させたときの振れを規定しています。転がり軸受の精度測定方法は JIS B 1515 に参考として規定されています。表 2.6 に回転精度の測定方法のうち主なものを示します。

表 2.4 軸受形式と適用規格および精度等級

軸受形式		適用規格	精度等級				
アンギュラ玉軸受	JIS B 1514-1 (ISO 492)	0級	6級	5級	4級	2級	
円筒ころ軸受		0級	6級	5級	4級	2級	
針状ころ軸受		0級	6級	5級	4級	—	
円すいころ軸受	メートル系	JIS B 1514	0級, 6X級	(6級) ¹⁾	5級	4級	—
	インチ系	ANSI/ABMA Std.19	Class 4	Class 2	Class 3	Class 0	Class 00
	J系	ANSI/ABMA Std.19.1	Class K	Class N	Class C	Class B	Class A
複式スラストアンギュラ玉軸受	NTN規格	—	—	5級	4級	—	

注 1) NTN の規格等級です。

表 2.5 精度等級の比較

規格	適用規格	精度等級					軸受形式
日本産業規格 (JIS)	JIS B 1514	0級, 6X級	6級	5級	4級	2級	全形式
国際規格 (ISO)	ISO 492	Normal class Class 6X	Class 6	Class 5	Class 4	Class 2	ラジアル軸受
	ISO 199	Normal class	Class 6	Class 5	Class 4	—	スラスト軸受
	ISO 578	Class 4	—	Class 3	Class 0	Class 00	円すいころ軸受 インチ系
	ISO 1224	—	—	Class 5A	Class 4A	—	計器用精密軸受
ドイツ規格 (DIN)	DIN 620	P0	P6	P5	P4	P2	全形式
アメリカ規格 (ANSI)	ANSI/ABMA Std.20 ¹⁾	ABEC-1 RBEC-1	ABEC-3 RBEC-3	ABEC-5 RBEC-5	ABEC-7	ABEC-9	ラジアル軸受 (円すいころ軸受を除く)
アメリカベアリング工業会規格 (ABMA)	ANSI/ABMA Std.19.1	Class K	Class N	Class C	Class B	Class A	円すいころ軸受 メートル系
	ANSI/ABMA Std.19	Class 4	Class 2	Class 3	Class 0	Class 00	円すいころ軸受 インチ系

注 1) ABEC は玉軸受に、RBEC はころ軸受に適用します。

備考 1 JIS B 1514, ISO 492, 199 および DIN 620 は同等です。

2 JIS B 1514, と ABMA 規格とは許容差または許容値が若干相違します。

工作機械主軸のような高い回転精度を得るためには、主軸仕様を満足する高精度軸受の選択が必要であり、一般的には JIS 精度 5 級, 4 級, 2 級の高精度品が用途に応じて選定されます。特に軸受のラジアル振れ, アキシャル振れおよび非繰返し振れ精度が主軸の回転精度に影響を与えるため注意が必要です。最近の超高精度工作機においては、この非繰返し振れ精度 N.R.R.O. (Non-Repetitive RunOut) が重視されつつあり、旋

盤やマシニングセンタの主軸で N.R.R.O. 精度管理軸受が使用されています。N.R.R.O. の詳細については次項をご参照ください。また、高精度化については、軸受以外の要素 (軸, ハウジング) の精度 (真円度, 円筒度, 同軸度) も重要であり、軸およびハウジングの加工法, 仕上精度についても十分な考慮が必要です。軸, ハウジングの精度については次項をご参照ください。

表 2.6 回転精度の測定方法

精度の特性	測定方法	
内輪のラジアル振れ (K_{ia})		内輪のラジアル振れは、内輪を 1 回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差
外輪のラジアル振れ (K_{ea})		外輪のラジアル振れは、外輪を 1 回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差
内輪のアキシャル振れ (S_{ia})		内輪のアキシャル振れは、内輪を 1 回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差
外輪のアキシャル振れ (S_{ea})		外輪のアキシャル振れは、外輪を 1 回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差
内径の軸線に対する内輪側面の直角度 (S_d)		内輪側面の直角度は、内輪をテーパマンドレルとともに 1 回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差
側面に対する外輪外径面の直角度 (S_D)		外輪外径面の直角度は、外輪を当て金に沿って 1 回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差

■ 軸受の N.R.R.O. (非繰返し振れ精度) について

転がり軸受の精度は JIS (日本産業規格) や ISO (国際規格) に規定されており、回転精度としてラジアル振れ (K_{ia})、アキシャル振れ (S_{ia}) などの名称で定義されています。表 2.6 に回転精度の測定方法を示しましたが、いずれも 1 回転させたときの振れの大きさを読んでいます (いずれも回転に同期する振れ精度です)。

これに対し、軸受の使用は 1 回転以上の連続した回転運動で使用されるのが一般的であり、実際の振れ精度は回転に同期しない成分 (例えば転動体径の相互差、内外輪軌道面の真円度) により、回転精度が回転ごとに異なる軌跡を描きます (図 2.2 参照)。

この回転に同期しない成分の振れ幅を

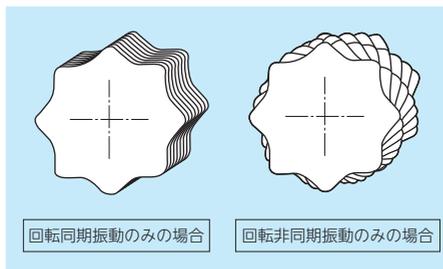


図 2.2

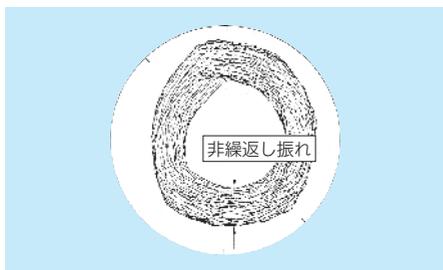


図 2.3 リサージュ波形

N.R.R.O. (Non-Repetitive RunOut) : 非繰返し振れ精度と呼び、図 2.3 のリサージュ波形の幅に相当します。

軸受の N.R.R.O. の影響を旋盤の主軸を例に図 2.4 に示します。

主軸に取付けられた加工物 (ワーク) の外径面がバイトにより、旋削される状態を表しています。加工物の外径が、回転を繰返す度に異なる軌跡を描きながら切削すると、その表面形状が崩れます。なお、N.R.R.O. は、軸やハウジングの精度が悪い場合や組立てが適正ではない場合など、軸受軌道輪の変形が生じることで、回転に同期しない振れの原因になるので注意が必要です。

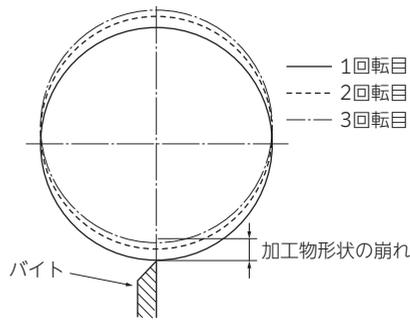


図 2.4 加工モデル図

■ 軸・ハウジングの精度

軸およびハウジングとのはめあいによって軸受の内部すきまは変化します。したがって、軸受の機能を発揮するためには、適切なはめあいが必要です (各項の推奨はめあいを参照ください)。

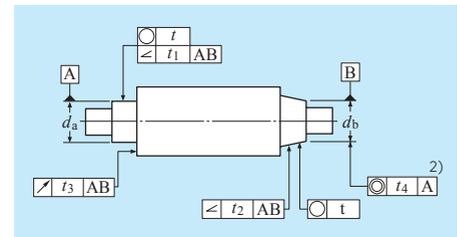
また、軸受のアキシャル方向の締付力も考慮する必要があります。アキシャル方向に軸受を締付ける際、軸受の軌道面の変形を避けるために、締付部品の寸法、締付力、締付ボルトの本数に注意する必要があります。

テーパ穴付き円筒ころ軸受については、テーパ軸への押込み量ですきまを調整するので、テーパの寸法精度、テーパ面の当たり、押込み時の軸心に対する内輪端面の直角度が重要な要素です。

軸・ハウジングの精度の例を表 2.7、表 2.8 に示します。また、IT 基本公差の数値を表 2.9 に示します。

スピンドル精度の例

表 2.7 スピンドルの形状精度¹⁾



精度	記号	許容値 ³⁾	許容IT基本公差		
			P5	P4	P2
真円度	○	t	$\frac{IT3}{2}$	$\frac{IT2}{2}$	$\frac{IT0^{4)}$
傾斜度	∠	t_1	$\frac{IT3}{2}$	$\frac{IT2}{2}$	$\frac{IT0^{4)}$
	∠	t_2	—	$\frac{IT3}{2}$	$\frac{IT2}{2}$
振れ	↗	t_3	IT3	IT3	IT2
同軸度	◎	t_4	IT5	IT4	IT3

注 1) スピンドル形状公差・記号および基準面については、ISO/R1101 に準じます。

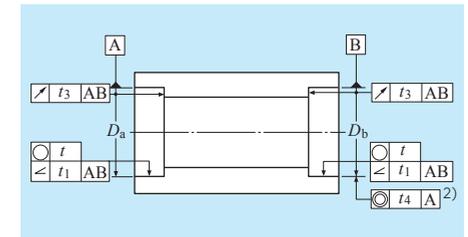
2) 軸受はめあい面の長さは、一般には、同軸度を測定するには狭すぎる場合が多いので、はめあい面が基準面として十分な幅を備えている場合のみ適用されます。

3) 許容形状精度に対する許容値を決定する場合には、軸径 d_a および d_b を基準寸法とします。例えば JIS 5 級の軸受を軸径 50 mm の軸に組込む場合、真円度の公差は $t = IT3/2 = 4/2 = 2 \mu\text{m}$ となります。

4) 軸受はめあい面の直径公差が IT3 の場合には IT0 が望ましいです。

スピンドル用ハウジングの精度の例

表 2.8 ハウジングの形状精度¹⁾



精度	記号	許容値 ³⁾	許容IT基本公差		
			P5	P4	P2
真円度	○	t	$\frac{IT3}{2}$	$\frac{IT2}{2}$	$\frac{IT1}{2}$
傾斜度	∠	t_1	$\frac{IT3}{2}$	$\frac{IT2}{2}$	$\frac{IT1}{2}$
振れ	↗	t_3	IT3	IT3	IT2
同軸度	◎	t_4	IT5	IT4	IT3

注 1) ハウジング形状公差・記号および基準面については、ISO/R1101 に準じます。

2) 軸受はめあい面の長さは、一般には、同軸度を測定するには狭すぎる場合が多いので、はめあい面が基準面として十分な幅を備えている場合のみ適用されます。

3) 許容形状精度に対する許容値を決定する場合には、ハウジング内径 D_a および D_b を基準寸法とします。例えば JIS 5 級の軸受を内径 80 mm のハウジングに組込む場合、真円度の公差は $t = IT3/2 = 5/2 = 2.5 \mu\text{m}$ となります。

IT 基本公差

表 2.9 IT 基本公差

呼び寸法の区分 mm		IT基本公差の数値 μm						
を越え	以下	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	
6	10	0.6	1	1.5	2.5	4	6	
10	18	0.8	1.2	2	3	5	8	
18	30	1	1.5	2.5	4	6	9	
30	50	1	1.5	2.5	4	7	11	
50	80	1.2	2	3	5	8	13	
80	120	1.5	2.5	4	6	10	15	
120	180	2	3.5	5	8	12	18	
180	250	3	4.5	7	10	14	20	
250	315	4	6	8	12	16	23	
315	400	5	7	9	13	18	25	
400	500	6	8	10	15	20	27	

(参考) 工作機械の主軸は補修時の軸受交換を想定し、軸受のはめあい部の硬さを軸側 50 HRC 以上、ハウジング側 30 HRC 以上にすることが望ましいです。

2.3 軸受と剛性

工作機械の主軸剛性は、軸受剛性と軸剛性とに区別されます。軸受剛性は、負荷荷重が作用したときの転動体と軌道面の弾性変形により決定され、一般に剛性を上げるために予圧がかけられます。

同じ負荷条件では、玉軸受よりころ軸受の方が剛性が高いといえますが、ころ軸受の場合滑り面をもつため、高速回転に対しては不利です。

軸剛性は、軸径を大きくするほど高くなりますが、取付ける軸受の寸法も大きくなるので $d_m n$ 値 (d_m 転動体ピッチ径 mm × n 回転速度 min^{-1}) も高くなり高速回転に対しては不利です。

したがって、トータルとしての主軸剛性を検討の上、軸受剛性（軸受形式と予圧量）、軸剛性を決定する必要があります。

■ 軸受剛性

軸受の剛性は、その軸受を組み込んだスピンドルの剛性に影響を与えます。

特に工作機械の主軸では運転時の剛性が生産性、加工物の仕上げ精度面から要求されます。

軸受の剛性は、

- (1) 転動体の形式
- (2) 転動体の大きさや個数
- (3) 転動体の材料
- (4) 軸受の接触角
- (5) 軸受の予圧

などによって決まります。

■ 転動体の形式（ころと玉）

転動体と軌道面の接触は、ころ軸受の場合線接触、玉軸受の場合点接触です。したがって、同じ荷重に対する軸受の弾性変形量はころ軸受の方が小さくなります。

■ 転動体の大きさや個数

軸受に使用される転動体の大きさや個数は目的とする性能によって決定されます。

転動体が大きくなるほど、軸受剛性は向上しますが、ジャイロ滑りや遠心力などの影響を受けやすくなるため、高速性は低下します。また、転動体個数が多いほど軸受剛性には有利ですが、発熱源が増加するため、温度上昇の面では不利です。

そのため、高速仕様になるほど、より小さな転動体が用いられます。

NTN 工作機械用アンギュラ玉軸受シリーズは、「高速」「高剛性」を両立するため、それぞれのタイプごとに内部仕様の最適化を図っています（図 2.5 参照）。

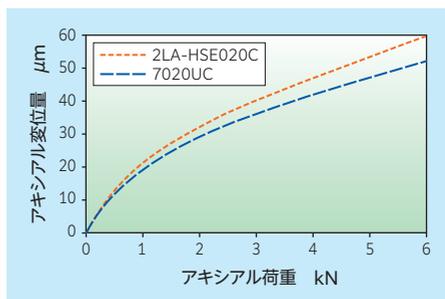


図 2.5

■ 転動体の材料（軸受鋼とセラミックス）

転動体にセラミックスを使用した軸受は、窒化けい素の縦弾性係数（308 GPa）が軸受鋼（208 GPa）より大きいため、軸受の剛性は高くなります（図 2.6 参照）。

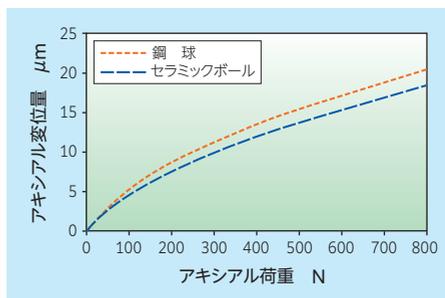


図 2.6

■ 軸受の接触角

アンギュラ玉軸受では、軸受の接触角を小さくすればラジアル剛性は大きくなります。また、スラスト軸受として使用する場合はアキシャル剛性を大きくするために接触角の大きい軸受を使用します（図 2.7 参照）。

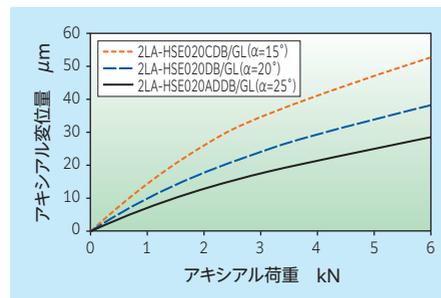


図 2.7

■ 軸受の予圧量

軸受の予圧量を大きくすると剛性は高くなります（図 2.8 参照）。しかし、軸受の予圧を大きくしすぎると、軸受の発熱、焼付き、早期剥離などが発生する可能性があります。アキシャル剛性を上げるために軸受を 3 列または 4 列などの組合せで使用することがあります（図 2.9 参照）。

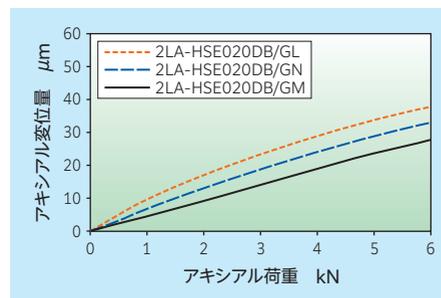


図 2.8

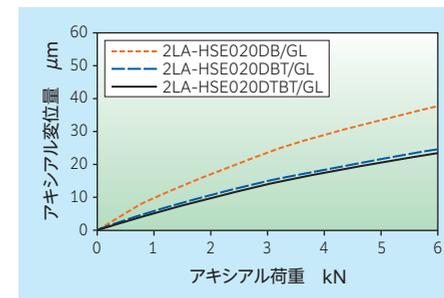


図 2.9

■ 予圧方法と予圧量

軸受の予圧方法には、定位置予圧と定圧予圧があります（図 2.10 参照）。

定位置予圧は、軸受同士の位置が固定され剛性を高めるのに有効です。定圧予圧はばねを用いて予圧するので、運転中の熱影響および荷重の影響による軸受間の位置の変化があっても、予圧量を一定に保つことができます。

組合せ軸受の標準予圧量は、各軸受個別解説に示します。

アンギュラ玉軸受が、工作機械の主軸などのように高速回転で使用される場合、ジャイロ滑り、遠心力による転動体と軌道面の接触応力の増加を考慮して最適予圧量を設定する必要があります。このような場合は NTN にご照会ください。

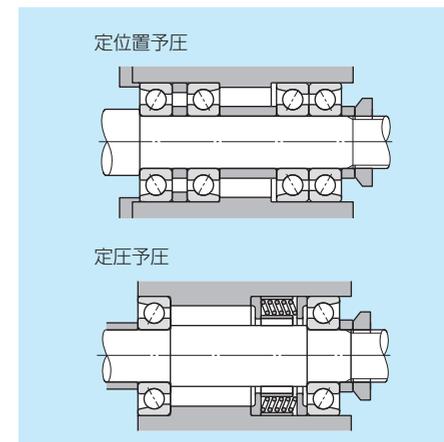


図 2.10

■ 予圧と剛性

軸受の予圧による剛性の増加効果を図 2.11 に示します。

図に示す組合せアンギュラ玉軸受の内輪をアキシャル方向に締付けて密着させると軸受 I、II はそれぞれ δ_o だけアキシャル方向に変位して予圧 F_o が与えられたことになります。この状態で、さらに、外部からアキシャル荷重 F_a が加わると、

軸受 I では δ_a だけ変位が増加し軸受 II では減少します。

このとき、軸受 I、II に加えられている荷重は、それぞれ F_I 、 F_{II} です。予圧されていない状態で軸受 I にアキシャル荷重 F_a を加えたときの変位を δ_b とすると、 δ_a は δ_b に比較して小さく、剛性が高くなっていることを示しています。

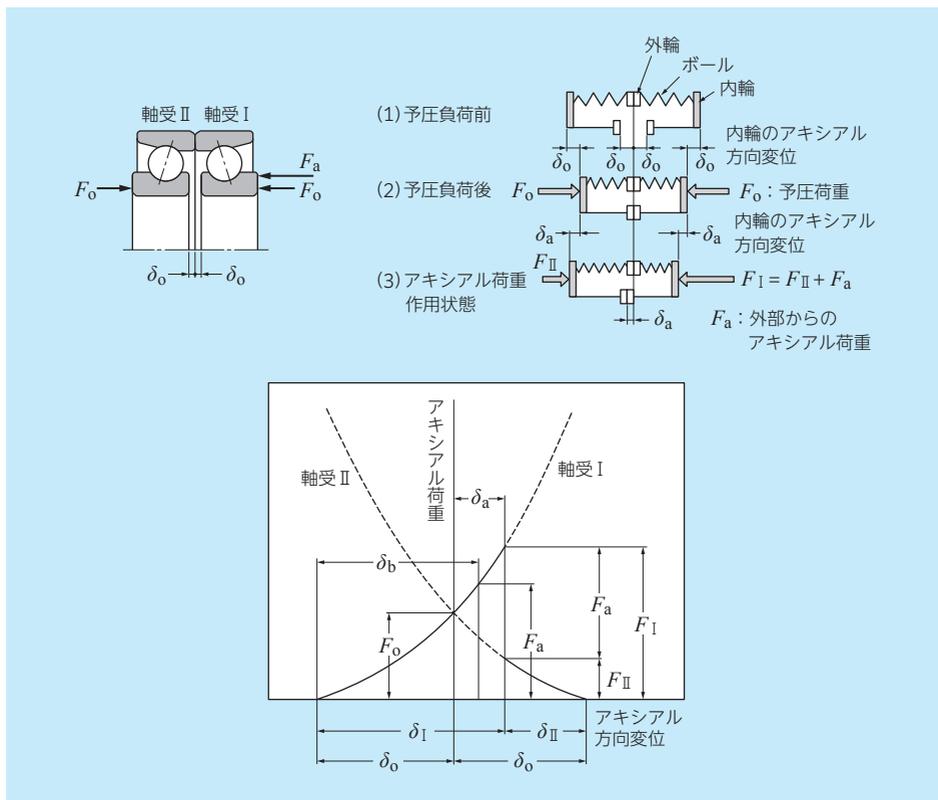


図 2.11 予圧線図

■ ジャイロ滑り

アンギュラ玉軸受の転動体(ボール)は、図 2.12 に示したように A - A' 軸を自転軸として回転します。回転運動している物体は、回転軸を垂直または水平にしようとする性質がありますので、転動体は自転軸の方向を変えようとする力が生じ、これをジャイロモーメント (M) と呼びます。

[ジャイロモーメント> 転動体間の負荷荷重×摩擦係数] となると、軌道面にはジャイロ滑りが生じ、発熱や摩耗、焼付きの原因となります。したがって、高速回転する主軸軸受においては、このジャイロ滑りを防止するような予圧量の設定が必要です。NTN では経験的に、最高回転速度時の軌道面摩擦係数 μ_{max} が $\mu_{max} \leq 0.03$ となるよう予圧量を与え、ジャイロ滑りを抑えています。なお、発生するジャイロモーメントは次式で与えられます。

$$M = k \times \omega_b \times \omega_c \times \sin\beta$$

$$k = \frac{1}{10} \times m \times d_w^2$$

$$= 0.05 \times \rho \times d_w^5$$

$$M \propto d_w^5 \times n^2 \times \sin\beta$$

M : ジャイロモーメント

ω_b : 転動体自転角速度

ω_c : 公転角速度

m : 転動体の質量

ρ : 転動体の密度

d_w : 転動体径

β : 転動体自転軸角度

n : 内輪回転速度

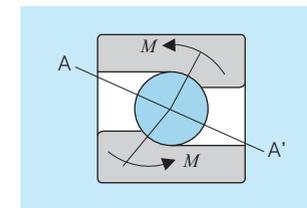


図 2.12 ジャイロ滑り

■ スピン滑り

アンギュラ玉軸受の転動体（ボール）は、回転中に内輪軌道面あるいは外輪軌道面のどちらか一方構造上避けられないスピン滑りを生じます（図 2.13 参照）。

一般に低速域では内輪－転動体間が純転がりをし、外輪－転動体間がスピン滑りを生じます（この状態を内輪コントロールと呼びます）。

高速域では外輪－転動体間が純転がりをし、内輪－転動体間がスピン滑りを生じます（この状態を外輪コントロールと呼びます）。内輪コントロールから外輪コントロールへの移動点をコントロール変換点と呼びます。軸受形式や諸元により、スピン滑り量やコントロール変換点は異なりますが、一般的には外輪コントロール状態の方がスピン滑り量は大きくなります。

J. H. Rumbarger と J. D. Dunfee によると、このスピン滑り量が 4.20×10^6 (N/mm²・mm/s) になると発熱や摩擦が増大すると述べられています。

図 2.14 にスピン滑りによる軸受摩擦例を示します。

スピン摩擦は、運転時のスピンによる PV 値（スピン滑り量）の大きさに左右されることから選定時に注意が必要です。軸受形式、型番、仕様により異なります。

また、スピン摩擦は軌道面の潤滑状況にも大きく影響を受けます。どのような滑りでも同じですが、油膜が十分に形成されない条件下では小さな滑り量でも摩擦の原因となりますので、潤滑面での配慮も必要です。

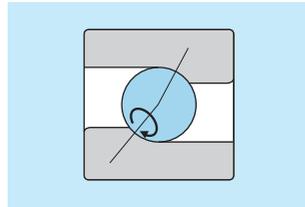
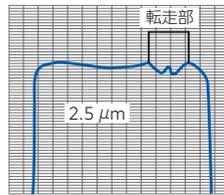


図 2.13 スピン滑り

スピン滑りによる軸受摩擦は、 状になると考えられます。下記にスピン滑りによって生じると考えられる内輪軌道面の摩擦例を示します。



軸受：7026T1
 アキシャル荷重：2 kN
 回転速度：5 000 min⁻¹
 潤滑：グリース
 使用時間：50 h

状摩擦の形成理由

- (1) 接触だ円とスピン滑りの方向
- (2) 滑り速度 (V)
- (3) だ円内の面圧 (P)
- (4) スピンによる PV 値
- (5) 軌道面の摩擦

図 2.14 スピン滑りによる軸受摩擦例

2.4 軸およびハウジングの設計

軸およびハウジングの設計に際しては、軸およびハウジングの肩高さを十分確保し、精度を維持すると同時に軸受の面取りとの干渉がないようにすることが重要です。

軸受の面取寸法を表 2.10、軸およびハウジングの肩高さとの丸みを表 2.11 に示します。

■ 軸受面取寸法

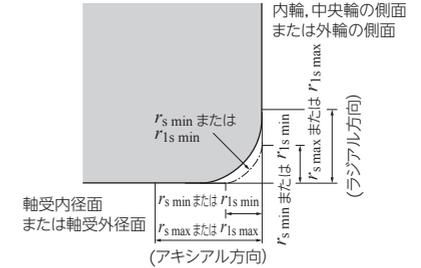


図 2.15

表 2.10 面取寸法の許容限界値

(1) ラジアル軸受 (円すいころ軸受を除く) (2) メートル系円すいころ軸受 (3) スラスト軸受

単位：mm

$r's \min^{(1)}$ または $r'1s \min$	呼び軸受内径 または d を超え 以下	$r's \max$ または $r'1s \max$ ラジアル 方向	$r'1s \max$ アキシャル 方向
0.05	—	0.1	0.2
0.08	—	0.16	0.3
0.1	—	0.2	0.4
0.15	—	0.3	0.6
0.2	—	0.5	0.8
0.3	— 40	0.6	1
	40 —	0.8	1
0.6	— 40	1	2
	40 —	1.3	2
1	— 50	1.5	3
	50 —	1.9	3
1.1	— 120	2	3.5
	120 —	2.5	4
1.5	— 120	2.3	4
	120 —	3	5
2	— 80	3	4.5
	80 220	3.5	5
	220 —	3.8	6
2.1	— 280	4	6.5
	280 —	4.5	7
2.5	— 100	3.8	6
	100 280	4.5	6
	280 —	5	7
3	— 280	5	8
	280 —	5.5	8
4	—	6.5	9
5	—	8	10
6	—	10	13
7.5	—	12.5	17
9.5	—	15	19
12	—	18	24
15	—	21	30
19	—	25	38

単位：mm

$r's \min^{(2)}$ または $r'1s \min$	呼び軸受内径 $d^{(3)}$ または 呼び軸受外径 D を超え 以下	$r's \max$ または $r'1s \max$ ラジアル 方向	$r'1s \max$ アキシャル 方向
0.3	— 40	0.7	1.4
	40 —	0.9	1.6
0.6	— 40	1.1	1.7
	40 —	1.3	2
1	— 50	1.6	2.5
	50 —	1.9	3
1.5	— 120	2.3	3
	120 250	2.8	3.5
	250 —	3.5	4
2	— 120	2.8	4
	120 250	3.5	4.5
	250 —	4	5
2.5	— 120	3.5	5
	120 250	4	5.5
	250 —	4.5	6
3	— 120	4	5.5
	120 250	4.5	6.5
	250 400	5	7
	400 —	5.5	7.5
4	— 120	5	7
	120 250	5.5	7.5
	250 400	6	8
	400 —	6.5	8.5
5	— 180	6.5	8
	180 —	7.5	9
6	— 180	7.5	10
	180 —	9	11

単位：mm

$r's \min$ または $r'1s \min^{(4)}$	$r's \max$ または $r'1s \max$ ラジアル方向および アキシャル方向
0.05	0.1
0.08	0.16
0.1	0.2
0.15	0.3
0.2	0.5
0.3	0.8
0.6	1.5
1	2.2
	2.7
1.5	3.5
2	4
2.1	4.5
3	5.5
4	6.5
5	8
6	10
7.5	12.5
9.5	15
12	18
15	21
19	25

注 4) 面取寸法 r または r_1 の最小許容寸法であり、寸法表に記載してあります。

注 2) 面取寸法 r または r_1 の最小許容寸法であり、寸法表に記載してあります。

注 3) 内輪は d の区分により、外輪は D の区分によります。この規格は ISO 355 または JIS B 1512-3 で寸法系列が規定されている軸受（寸法表参照）に適用します。なお、この規定以外の軸受およびインチ系円すいころ軸受については NTN にご照会ください。

注 1) 面取寸法 r または r_1 の最小許容寸法であり、寸法表に記載してあります。

■ 肩の高さと隅の丸み

軸およびハウジングの肩の高さ (h) は、軸受の面取りの最大許容寸法 (r_{s max}) より大きくして軸受端面が平坦部で接触するように設計します。隅の丸み (r_a) は軸受の面取りの最小許容寸法 (r_{s min}) より小さくし干渉しないようにします。一般に表 2.11 に示す肩の高さ (h) および隅の丸み (r_a) を用いますが、大きなアキシャル荷重を負荷する軸受には肩の高さ (h) をこの表に示す値より大きくとります。

応力集中を緩和し軸の強度を増すために、隅の丸み (r_{a max}) を軸受面取寸法より大きくする必要のあるとき [図 2.16 (a) 参照], または軸の

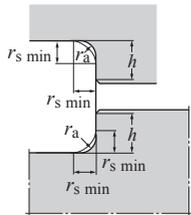


表 2.11 肩の高さと隅の丸み 単位: mm

面取寸法 r _{s min}	隅の丸み (半径) r _{as max}	肩の高さ h (最小)
		一般の場合 ¹⁾
0.05	0.05	0.3
0.08	0.08	0.3
0.1	0.1	0.4
0.15	0.15	0.6
0.2	0.2	0.8
0.3	0.3	1.25
0.6	0.6	2.25
1	1	2.75
1.1	1	3.5
1.5	1.5	4.25
2	2	5
2.1	2	6
2.5	2	6
3	2.5	7
4	3	9
5	4	11
6	5	14
7.5	6	18
9.5	8	22
12	10	27
15	12	32
19	15	42

注 1) 大きなアキシャル荷重がかかる場合には、この値より大きな肩の高さが必要です。

備考 r_{as max} とは隅の丸みの最大許容値です。

肩が低く十分な接触面積が得られないとき [図 2.16 (b) 参照] には、軸肩と軸受との間に間座を用います。

軸またはハウジングのはめあい面を、研削仕上げした場合の逃げ寸法を表 2.12 に示します。

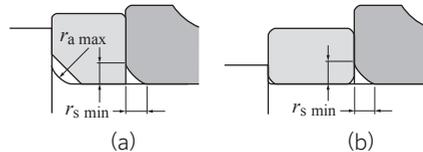


図 2.16 間座を用いる方法

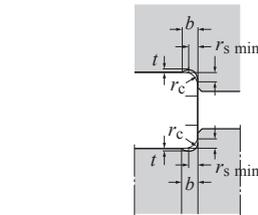


表 2.12 研削逃げ寸法 単位: mm

r _{s min}	逃げ寸法		
	b	t	r _c
1	2	0.2	1.3
1.1	2.4	0.3	1.5
1.5	3.2	0.4	2
2	4	0.5	2.5
2.1	4	0.5	2.5
2.5	4	0.5	2.5
3	4.7	0.5	3
4	5.9	0.5	4
5	7.4	0.6	5
6	8.6	0.6	6
7.5	10	0.6	7

3. 軸受の定格荷重と寿命

3.1 軸受の寿命

軸受は正常な条件で使用されていても、内輪・外輪の軌道面や転動体の転がり面は繰返し圧縮応力を受けて、材料の疲れによるスポーリング (フレーキング, 剥離) が発生し使用に耐えなくなります。

軸受の寿命とはこのようにスポーリングが内輪・外輪の軌道面または転動体の転動面に発生するまでの総回転数として定義されます。

その他、焼付き、摩耗、割れ、欠け、かじり、さびなどによっても軸受は使用できなくなりますが、これらは軸受の故障と称すべきもので寿命とは区別され、軸受選定の誤り、取付不良、不適切な潤滑および不完全な密封などがその原因です。

これらの原因を排除することによって軸受の故障を避けることができます。

一般に工作機械主軸に作用する荷重は、軸受の動定格荷重に比べ比較的小さいため、軸受の疲労寿命が問題となることはほとんどないといえます。

定格寿命よりも使用条件による軸受機能 (回転精度、剛性、発熱など) への影響が大きいため、次のような条件では特に考慮が必要です。

- (1) 軸受が高速で運転される場合
 - (2) 組込み後の軸受予圧が大きい場合
 - (3) 大きな軸たわみが考えられる場合
 - (4) 運転時に内輪、外輪の温度差が大きい場合
- 詳細については NTN にご照会ください。

■ 基本定格寿命と基本動定格荷重

一群の同じ軸受を同一条件で回転しても、寿命にはかなり大きなばらつきがあります。これは材料の疲れそのものにばらつきがあるためです。

したがって、寿命としてはこのばらつきを統計的に処理して、次のように定義される基本定格寿命を用います。

基本定格寿命とは、一群の同じ軸受を同一条件で個々に回転させたとき、その 90 % (信頼度 90 %) が転がり疲れによるスポーリングを生じることなく回転できる実質的な総回転数をいいます。一定回転速度で回転させたときは、その総回転時間で表します。

基本動定格荷重とは、転がり軸受の動的負荷能力を表すもので 100 万回転の基本定格寿命を以

てるような一定荷重をいいます。ラジアル軸受では、純ラジアル荷重、スラスト軸受では純アキシャル荷重で表し、それぞれを基本動ラジアル定格荷重 (C_r) または基本動アキシャル定格荷重 (C_a) と呼びます。

このカタログの軸受寸法表には、NTN で用いている標準的な材料および製造方法によって製作された軸受の基本動定格荷重を記載しています。基本定格寿命、基本動定格荷重および動等価荷重の間には次のような関係があります。

$$\text{玉軸受では } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \dots\dots\dots (3.1)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^3 \dots\dots (3.2)$$

$$\text{ころ軸受では } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \dots\dots\dots (3.3)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \dots (3.4)$$

ここで、

- L₁₀ : 基本定格寿命 10⁶ 回転
- L_{10h} : 基本定格寿命 時間
- C : 基本動定格荷重 N {kgf}
- ラジアル軸受 C_r
- スラスト軸受 C_a
- P : 動等価荷重 N {kgf}
- ラジアル軸受 P_r
- スラスト軸受 P_a
- n : 回転速度 min⁻¹

いくつかの軸受を組み込んだ機械装置において、いずれかの軸受が転がり疲れによって破損するまでの寿命を軸受全体の総合寿命と考えると、これは式 (3.5) で求めることができます。

$$L = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \dots + \frac{1}{L_n^e}\right)^{1/e}} \dots\dots\dots (3.5)$$

ここで、

L : 軸受全体としての総合基本定格寿命 h
 $L_1, L_2 \dots L_n$: 個々の軸受 1, 2... n の基本定格寿命 h
 e : 玉軸受... $e = 10/9$
 ころ軸受... $e = 9/8$

一定の時間的割合で荷重条件が変化する場合の寿命は、式 (3.6) で求めることができます。

$$L_m = \left(\frac{\phi_1}{L_1} + \frac{\phi_2}{L_2} + \dots + \frac{\phi_j}{L_j} \right)^{-1} \dots \dots (3.6)$$

ここで、

L_m : 軸受の総合寿命 h
 ϕ_j : 各条件の使用頻度 ($\Sigma \phi_j = 1$)
 L_j : 各条件における寿命 h

■ 補正定格寿命

軸受の基本定格寿命 (信頼度 90 %) は前項に述べた計算式によって得られますが、用途によっては 90 % 以上の信頼度で軸受寿命を求めることが必要な場合があります。また、特別に改良された軸受材料ならびに製造方法を用いて、軸受寿命を延長することができます。さらに、使用条件 (潤滑、温度、回転速度など) によっては軸受寿命に影響を及ぼすことがあります。

これらを考慮して基本定格寿命を補正した寿命を **補正定格寿命** と呼び、式 (3.7) で求めることができます。

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10} \dots \dots \dots (3.7)$$

ここで、

L_{na} : 補正定格寿命 10^6 回転
 a_1 : 信頼度係数
 a_2 : 軸受特性係数
 a_3 : 使用条件係数

● 信頼度係数 a_1

信頼度係数 a_1 の値は、90 % 以上の信頼度に対して、表 3.1 で与えられます。

表 3.1 信頼度係数 a_1

信頼度 %	L_n	信頼度係数 a_1
90	L_{10}	1
95	L_5	0.64
96	L_4	0.55
97	L_3	0.47
98	L_2	0.37
99	L_1	0.25
99.2	$L_{0.8}$	0.22
99.4	$L_{0.6}$	0.19
99.6	$L_{0.4}$	0.16
99.8	$L_{0.2}$	0.12
99.9	$L_{0.1}$	0.093
99.92	$L_{0.08}$	0.087
99.94	$L_{0.06}$	0.080
99.95	$L_{0.05}$	0.077

● 軸受特性係数 a_2

軸受材料の種類およびその品質、製造工程等が特殊である場合は、寿命に関する軸受特性が変化します。このような場合には、**軸受特性係数 a_2** で寿命を補正します。

軸受寸法表に記載している基本動定格荷重は、**NTN** で用いている標準的な材料および製造方法によるもので、通常は $a_2 = 1$ をとります。

さらに、特別に改良された材料ならびに製造方法による軸受については、 $a_2 > 1$ をとることがあり、この場合は **NTN** にご照会ください。

● 使用条件係数 a_3

軸受の使用回転速度および温度上昇等による潤滑状態の悪化、潤滑剤の劣化あるいは異物の混入等がある場合の補正は**使用条件係数 a_3** を用います。

一般に潤滑の条件が良好な場合には $a_3 = 1$ であり、特に潤滑の条件が良好で、軸受に対するその他の要因も正常な場合には、 $a_3 > 1$ をとることができます。しかしながら、次頁に示す場合には $a_3 < 1$ となります。

$a_3 < 1$ をとる場合

- 軸受の使用温度における潤滑油の動粘度が低い場合 (目安として、玉軸受 $13 \text{ mm}^2/\text{s}$ 以下、ころ軸受 $20 \text{ mm}^2/\text{s}$ 以下)
- 回転速度が特に低い場合 (転動体ピッチ径 d_m mm と回転速度 $n \text{ min}^{-1}$ との積が $d_m n$ 値 $< 10,000$ の場合)
- 潤滑剤に異物、水分などが混入する場合

■ 工作機械主軸用軸受の寿命計算

現在、軸受材料および軸受製造技術が進歩したため、取付誤差が少なく、異物が全くなく、潤滑状態が良好であれば、式 (3.7) で計算される補正定格寿命よりも長寿命が得られることが当社の実験により確認されています。**NTN** では、工作機械主軸用軸受の寿命を計算する場合、クリーンで良好な潤滑状態のとき、ISO 281 : 1990 / Amd. 2 : 2000 で規定された疲労限の接触応力 1.5 GPa を基準にして、寿命修正係数 a_{NTN} を使用する **NTN** 新寿命計算式で求めることができます。

■ 寿命理論

(1) 従来 Lundberg-Palmgren (L-P) 理論

この理論では、転がり疲れを支配する応力として、転がり接触表面下 Z_0 の深さで表面に平行な面内に作用する動的最大せん断応力 τ_0 を考慮します。また、材料の耐久性が応力を受ける体積の増加につれて減少するとの Neuber らの説を用い、深さ Z_0 付近で材料の弱い部分に生じる亀裂が、表面に達して破損 [スポーリング (フレーキング、剥離)] に至ると仮定しています。 N 回の繰返し応力を受ける体積 V の残存確率 S は Weibull 理論に準じて次式で表されます。

$$\ell_n \frac{1}{S} \propto \frac{N^e \tau_0^c V}{Z_0^h} \dots \dots \dots (3.8)$$

ここで、

- S : 応力体積 V の残存確率
- N : 応力繰返し数
- e : ワイブルスロープ (寿命のばらつきを表す指数)
- τ_0 : 最大せん断応力
- Z_0 : 最大せん断応力発生する表面からの深さ
- c, h : 指数

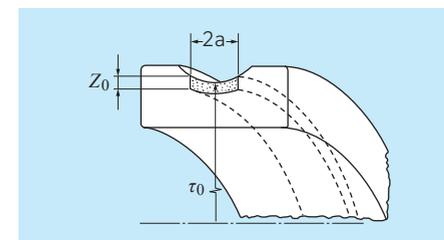


図 3.1 L-P 理論での転がり接触による応力体積

転がり疲れにおける寿命の基礎式である式 (3.8) から、一般的な寿命計算式が次式で表されます。

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \dots \dots \dots (3.9)$$

ここで、

L_{10} : 基本定格寿命 10^6 回転
 C : 基本動定格荷重 N {kgf}
 P : 動等価荷重 N {kgf}
 p : $(c - h + 2) / 3e$ (点接触)
 $(c - h + 1) / 2e$ (線接触)

(2) NTN の新寿命理論

L-P 理論は、ヘルツ接触により生じる材料内部のせん断応力による内部起点型剥離を求めているのに対し、**NTN** の新寿命理論は、表面起点型剥離も考慮し、図 3.2 に示すように材料の内部から接触面までを微小部分に分割し、局部応力 (σ_i) から領域ごとの寿命 (ΔL_i) を求めた後、全体の寿命 (L) を式 (3.12) で求めることができます。

$$\ell_n \frac{1}{\Delta S_i} \propto \frac{\Delta N_i^e \sigma_i^c \Delta V_i}{Z_i^h} \dots \dots \dots (3.10)$$

$$\Delta L_i = \Delta N_i \propto (\sigma_i^c \Delta V_i^{-1} Z_i^h)^{1/e} \dots \dots (3.11)$$

$$L = \left\{ \sum_{i=1}^n \Delta L_i^{-e} \right\}^{-1/e} \dots \dots \dots (3.12)$$

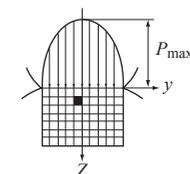


図 3.2 計算モデル

ここで、

ΔS_i : 分割された応力体積 ΔV_i の残存確率

L : 全体の寿命

Z_i : 分割された応力体積 ΔV_i の表面からの深さ

n : 分割された微小部分の数

σ_u : 疲労限応力

理想的な潤滑条件下で、その応力以下では、軸受は破損 [スポーリング (フレーキング)、剥離] しないという応力。

ISO 281:1990 / Amd. 2:2000 で、疲労限の最大接触応力として 1.5 GPa を規定しており、NTN では、最大接触応力 1.5 GPa に相当する Von Mises 応力として取扱っています。

σ_i が σ_u (疲労限応力) より小さいときには、局所の寿命 (ΔL_i) は無限大になります。

＜疲労限の影響＞

NTN の新寿命計算式は、図 3.3 のように、異物がまったくなく、良好な潤滑状態において、ある接触応力以下では、寿命が無限大になるという疲労限の考え方を導入しています。

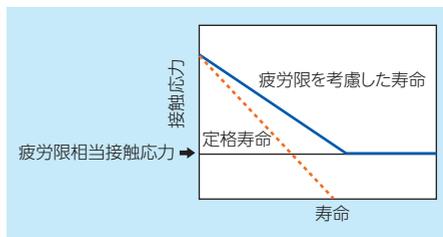


図 3.3 疲労限の基本概念

＜異物の影響＞

異物の影響は、異物かみ込み圧こんを起点とする表面起点型剥離として取扱っています。圧こんの大きさに相当する表層中央の応力集中部の異物の大きさおよび異物量が寿命に影響を及ぼすとして寿命計算を行っています。

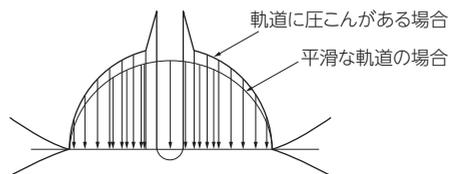


図 3.4 圧こんがある場合の接触応力分布

＜油膜パラメータ (Λ) の影響＞

表層全体に油膜パラメータ (Λ) の影響による応力集中があると仮定して、 Λ と接触応力から表層全体の応力を計算して、寿命計算を行っています。

■ NTN 新寿命計算式

NTN の寿命修正係数 a_{NTN} と修正定格寿命 L_{nm} の関係を式 (3.13) に示します。

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{NTN} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \dots\dots\dots (3.13)$$

ここで、

L_{nm} : 修正定格寿命 10^6 回転

a_1 : 信頼度係数

a_{NTN} : 材料特性、疲労限応力、異物混入および油膜パラメータ (Λ) を考慮した寿命修正係数 ($0.1 \leq a_{NTN} \leq 50$)

C : 基本動定格荷重 N {kgf}

P : 動等価荷重 N {kgf}

p : 指数 3 (玉軸受) 10 / 3 (ころ軸受)

■ 新寿命計算式線図

汚染状況の定義を表 3.2 に示します。ISO 清浄度コードおよび NAS 等級は条件の厳しい玉軸受の数値で統一しています。

表 3.2 汚染状況

汚染状況	極めて清浄	清 浄	普 通	軽度汚染	中度汚染	強度汚染	重度汚染
汚染度係数	1	0.8	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1
適用の目安	フィルタ管理						フィルタなし
	10 μ m 未満	10~30 μ m	30~50 μ m	50~70 μ m	70~100 μ m	100 μ m を超える	多量の粉塵混入
ISO 清浄度コード (ISO 4406)	13/10	15/12	17/14	19/16	21/18	23/20	25/22
NAS 等級	4	6	8	10	12	—	—

(1) 異物の影響を考慮した荷重 (P/C) と寿命修正係数 a_{NTN} の関係 (図 3.5, 図 3.6 参照)

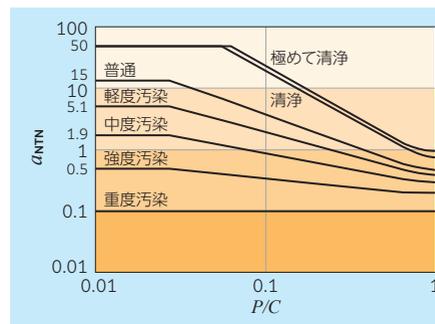


図 3.5 P/C と a_{NTN} の関係 (玉軸受 異物の影響)

(2) 油膜パラメータ (Λ) の影響を考慮した荷重 (P/C) と寿命修正係数 a_{NTN} の関係 (図 3.7, 図 3.8 参照)

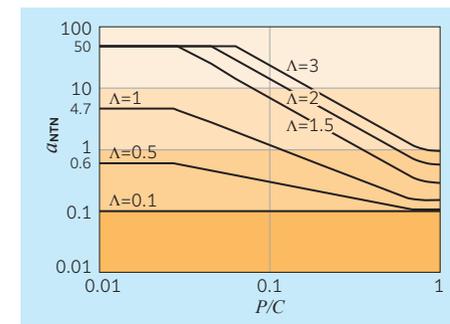


図 3.7 P/C と a_{NTN} の関係 (玉軸受 Λ の影響)

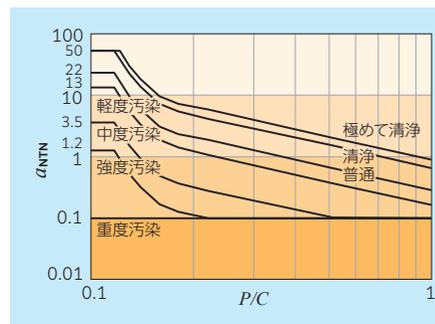


図 3.6 P/C と a_{NTN} の関係 (ころ軸受 異物の影響)

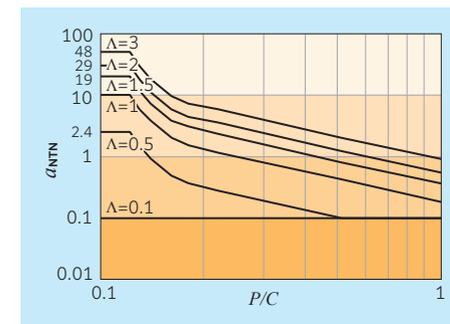


図 3.8 P/C と a_{NTN} の関係 (ころ軸受 Λ の影響)

3.2 静定格荷重と許容アキシャル荷重

■ 基本静定格荷重

転がり軸受が軌道と転動体の接触面に局部的な永久変形が生じる荷重を受けると、荷重の増大に伴って変形量が大きくなり、ある限度を越えると軸受の円滑な回転が損なわれます。

最大応力を受けている軌道と転動体の接触部中央で**転動体直径の0.0001倍**の総永久変形量が、軸受の円滑な回転を妨げない限度であることが経験的に知られています。

基本静定格荷重とは、この限度となる永久変形量を生じるような一定の静荷重として規定され、ラジアル軸受では純ラジアル荷重、スラスト軸受では純アキシャル荷重で表します。このような荷重がかかったとき、最大荷重を受けている軌道と転動体の接触部中央における接触応力は次に示す値です。

- 玉軸受 4 200 MPa
- ころ軸受 4 000 MPa

ラジアル軸受の基本静定格荷重を**基本静ラジアル定格荷重**、スラスト軸受のそれを**基本静アキシャル定格荷重**と呼び、それぞれ C_{0r} 、 C_{0a} と表し軸受寸法表に記載しています。

■ 許容静等価荷重

許容することのできる静等価荷重は、一般には、前項で述べた基本静定格荷重を限度としますが、回転の円滑さおよび摩擦トルクなどの要求によって、基本静定格荷重より小さくとも場合があります。

一般には、式 (3.14) および表 3.3 に示す安全係数 S_0 を考慮して定めます。

$$S_0 = C_0 / P_0 \dots\dots\dots (3.14)$$

ここで、

- S_0 : 安全係数
- C_0 : 基本静定格荷重 N {kgf}
 - ラジアル軸受 C_{0r}
 - スラスト軸受 C_{0a}
- P_0 : 静等価荷重 N {kgf}
 - ラジアル軸受 P_{0r}
 - スラスト軸受 P_{0a}

表 3.3 安全係数 S_0 の下限値

運 転 条 件	玉軸受	ころ軸受
静粛な回転が要求される用途	2	3
衝撃荷重を受ける用途	1.5	3
通常の回転用途	1	1.5

注意：振動・衝撃荷重がかかる場合は、衝撃による荷重係数を加味した P_0 を求めます。

■ 許容アキシャル荷重

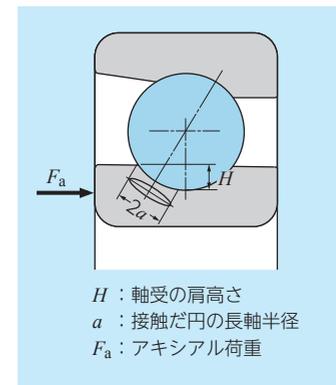
工作機械主軸用軸受には、主軸停止中に工具交換などのため、大きなアキシャル荷重が作用する場合があります。アンギュラ玉軸受に大きなアキシャル荷重が作用すると転動体と軌道面の接触だ円が軌道面からはみだすことがあります (図 3.9 参照)。また、接触だ円が軌道面内にあっても過大応力になれば圧こんが生じるなどの現象が発生します。

この荷重の限度を許容アキシャル荷重といいます。

- ・軌道面の接触だ円の端部が内外輪いずれかの肩に達する場合。
- ・軌道面の接触応力が内外輪いずれかで 3 650 MPa に達する場合。

NTN では、このいずれかに至る荷重を許容アキシャル荷重と定義しています。なお、軌道面の接触応力 3 650 MPa は、永久変形量として転動体直径の 0.00002 ~ 0.00005 倍を生じる値であり、長年の実績から設定しています。

各軸受の許容アキシャル荷重は各々の寸法表に記載していますので参照ください。



H : 軸受の肩高さ
 a : 接触だ円の長軸半径
 F_a : アキシャル荷重

図 3.9

4. 許容回転速度

軸受の回転速度が大きくなるにつれて、軸受内部で発生する摩擦熱によって軸受の温度上昇が大きくなり、ある限度を超えると、潤滑剤の性能が著しく劣化し異常な温度上昇や焼付きを生じません。

軸受の許容回転速度に影響を与える要素として

- (1) 軸受形式
- (2) 軸受の大きさ
- (3) 潤滑法（グリース潤滑, エアオイル潤滑, ジェット潤滑等）
- (4) 軸受の内部すきままたは予圧量
- (5) 軸受の組合せ（2列～5列）
- (6) 軸受荷重
- (7) 軸、ハウジングなどの精度

などがあります。

軸受寸法表に記載されている許容回転速度は、潤滑状態が良好かつ軸受部からの放熱が良好な条件下で定圧予圧を付加された単体軸受に適用される参考値です。

定圧予圧にて軸受を2列の並列組合せ（DT）で使用する場合、許容回転速度は「0.9」を乗じた上限値となります。また、実機では高速回転域での連続運転に対する耐性を高めるため、さらに、「0.9」を乗じた上限値での使用を推奨します。

グリース潤滑においては、表 7.3 に示した工作機械主軸用高品質グリースを適量封入し、十分な慣らし運転と外筒冷却等による発生熱の除去により達成できます。油潤滑はエアオイル潤滑の場合であり、ISO VG22～32のスピンドル油を適量供給し、外筒冷却等による発生熱の除去により達成できます。ジェット潤滑については、多量の潤滑油を使用するため、潤滑能力、冷却能力の点で優れており、許容回転速度の運転はできますが動力損失も大きく注意が必要です。

■ 定位置予圧の速度係数

軸受の組合せ（2列～5列）と軸受の組立後の予圧による許容回転速度の低下率（速度係数）を表 4.1 に示します。

許容回転速度は、軸受の発熱と放熱の関係および潤滑状況によって変化します。

また、実機では、組立後の予圧のばらつきや、高速回転域での連続運転に対する耐性を高めるため、さらに、「0.8」を乗じた上限値での使用を推奨します。

表 4.1 速度係数

軸受配列	組合せ	GL	GN	GM
	DB	0.85	0.8	0.65
	DBT	0.7	0.6	0.5
	DTBT	0.8	0.75	0.6
	DTBTT	0.7	0.6	0.5

5. 主軸軸受配列と構造

5.1 主軸軸受配列

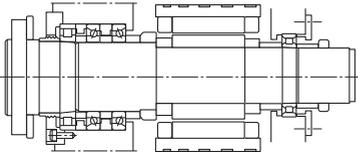
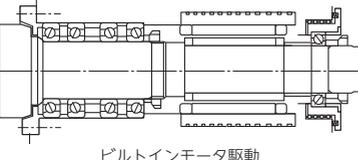
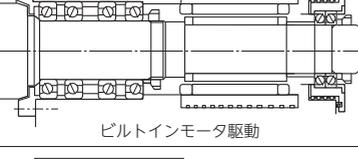
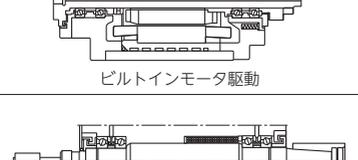
工作機械の主軸軸受の配列の代表的なものを表 5.1 に示します。

軸受の配列は、主軸に要求される機能（例えば、最高回転速度、ラジアル・アキシャル剛性、主軸サイズ、必要精度、潤滑方法等）を検討した上で

決定します。また、主軸にモータを搭載したビルトインモータタイプは、ビルトインモータの発生熱量が主軸の精度や潤滑剤に影響を与えることから、モータ外周部だけでなく、軸受外筒部の冷却も注意が必要です。

表 5.1 主軸の軸受配列例

主軸軸受配列	軸受形式	主な用途
 ギヤ駆動	[タイプⅠ] 円すいころ軸受 + 円すいころ軸受 + (複列円筒ころ軸受)	大型旋盤 (オイルカントリーレース) 汎用旋盤 潤滑方法 《グリース潤滑》
 ベルト駆動	[タイプⅡ] 複列円筒ころ軸受 + 複式スラストアンギュラ玉軸受 + 複列円筒ころ軸受	CNC旋盤 マシニングセンタ 中ぐり盤 フライス盤 潤滑方法 《グリース潤滑》
 ベルト駆動	[タイプⅢ] 複列円筒ころ軸受 + アキシャル荷重用 アンギュラ玉軸受 + 複列円筒ころ軸受 注：タイプⅡの高速仕様	CNC旋盤 マシニングセンタ フライス盤 潤滑方法 《グリース潤滑》
 ベルト駆動	[タイプⅣ] 組合せアンギュラ玉軸受 (DBT組合せ) + 複列円筒ころ軸受 注：タイプⅡ、Ⅲの高速仕様	CNC旋盤 マシニングセンタ フライス盤 潤滑方法 《グリース潤滑》
 ビルトインモータ駆動	[タイプⅤ] 複列円筒ころ軸受 + アキシャル荷重用 アンギュラ玉軸受 + 単列円筒ころ軸受 注：タイプⅢのビルトインモータ駆動仕様	CNC旋盤 マシニングセンタ フライス盤 潤滑方法 《グリース潤滑》 《エアオイル潤滑》

主軸軸受配列	軸受形式	主な用途
 ベルト駆動	[タイプVI] 単列円筒ころ軸受 + アキシャル荷重用 アンギュラ玉軸受 + 単列円筒ころ軸受 注：タイプVの高速仕様	CNC旋盤 マシニングセンタ 潤滑方法 《グリース潤滑》 《エアオイル潤滑》
 ベルトインモータ駆動	[タイプVII] 組合せアンギュラ玉軸受 (DTBT組合せ) + 単列アンギュラ玉軸受 (ボールプッシュ付き) 注：超高速仕様	マシニングセンタ (立形) 潤滑方法 《グリース潤滑》 《エアオイル潤滑》
 ベルトインモータ駆動	[タイプVIII] 組合せアンギュラ玉軸受 (DTBT組合せ) + 組合せアンギュラ玉軸受 (ボールプッシュ付き) 注：超高速仕様	マシニングセンタ (立形) 潤滑方法 《グリース潤滑》 《エアオイル潤滑》
 ベルトインモータ駆動	[タイプIX] 組合せアンギュラ玉軸受 (DTBT組合せ) + 単列円筒ころ軸受 注：超高速仕様	マシニングセンタ 潤滑方法 《グリース潤滑》 《エアオイル潤滑》
 ベルトインモータ駆動	[タイプX] 予圧切換軸受ユニット + 組合せアンギュラ玉軸受 (DTBT組合せ) + 単列円筒ころ軸受 注：高剛性仕様、超高速仕様	マシニングセンタ 潤滑方法 《エアオイル潤滑》
 ベルトインモータ駆動	[タイプXI] 組合せアンギュラ玉軸受 (DT組合せ) + 組合せアンギュラ玉軸受 (DT組合せ)	マシニングセンタ 小型旋盤 研削盤 潤滑方法 《グリース潤滑》 《エアオイル潤滑》
 ベルト駆動	[タイプXII] 組合せアンギュラ玉軸受 (DT組合せ) + 組合せアンギュラ玉軸受 (DT組合せ)	研削盤 潤滑方法 《グリース潤滑》 《エアオイル潤滑》 《オイルミスト潤滑》

5.2 主軸軸受配列による軸受の選定

表 5.2 の主軸軸受配列による軸受の選定表を基準に対象商品を決定します。
 • 固定側、自由側を選定します。
 • 固定側、自由側の軸受配列タイプ (I ~ XII) を選定します。

• 軸受配列タイプに該当する軸受仕様を選定します。
 • 選定した軸受仕様の潤滑方式を選定します。
 • 上記を満足する対象商品群を選定します。

表 5.2 軸受の選定

固定側	自由側	軸受仕様	潤滑方式	対象商品群	選定上の留意点
				鋼球/セラミックボール	
組合せ アンギュラ玉軸受 または 予圧切換機構+ 組合せ アンギュラ玉軸受	単列 アンギュラ玉軸受 または 組合せ アンギュラ玉軸受 (ボールプッシュ付き)	ラジアル荷重用 アンギュラ玉軸受 接触角 30°以下	グリース潤滑	シール付き 【15°, 25°】 79 LLB/5S-79 LLB 70 LLB/5S-70 LLB 【15°, 20°, 25°】 2LA-BNS9 LLB/5S-2LA-BNS9 LLB 2LA-BNS0 LLB/5S-2LA-BNS0 LLB	軸受選定 ①高速性 (一般的) 高 ⇄ 低 接触角 15°, 20°, 25°, 30°
				【15°】 78C 72C 【15°, 25°, 30°】 79U/5S-79U, 70U/5S-70U 【15°, 20°, 25°】 2LA-HSE9U/5S-2LA-HSE9U 2LA-HSE0/5S-2LA-HSE0	②剛性 • ラジアル剛性 大 ⇄ 小 接触角 15°, 20°, 25°, 30°
				研削盤/モータ用軸受 【15°】 BNT9/5S-BNT9 BNT0/5S-BNT0 BNT2/5S-BNT2	• アキシャル剛性 小 ⇄ 大 接触角 15°, 20°, 25°, 30°, 40°, 60°
				超高速/エアオイル潤滑専用軸受 【25°】 5S-2LA-HSF0	• 組合せ剛性 (ラジアル・アキシャル共) 大 4列 ●●●● (DTBT) 中 3列 ●●● 小 2列 ●●
円筒ころ軸受+ 組合せ アンギュラ玉軸受	軸受配列 【タイプI, II, III, IV, V, VI, IX, X】	円筒ころ軸受	グリース潤滑	環境対応型 【20°, 25°】 5S-2LA-HSL9U 5S-2LA-HSL0 5S-2LA-HSLF0 外輪給油穴付き 【20°, 25°】 5S-2LA-HSEW9U 5S-2LA-HSEW0	
				複列 NN30/NN30K NN30HS/NN30HSTK NN30HST6/NN30HST6K NN30HSRT6/NN30HSRT6K NN49/NN49K NNU49/NNU49K	③推奨組合せ 4列 (DTBT) または 2列 (DB)
軸受配列 【タイプII, III, V, VI】	アキシャル荷重用 アンギュラ玉軸受 接触角 60°未満	スラスト玉軸受	グリース潤滑	環境対応型 N10HS/N10HSK N10HSRT6/N10HSRT6K	④推奨潤滑仕様 標準主軸 グリース 高速主軸 エアオイル 低騒音 グリースまたは 環境対応型 エアオイル
				【30°】 HTA9UA HTA0UA/5S-HTA0UA 【40°】 HTA9U HTA0U/5S-HTA0U 【60°】 5629/5629M 5620/5620M	⑤グリース潤滑時 外筒冷却推奨
円すいころ軸受+ 円筒ころ軸受	軸受配列 【タイプI】	円すいころ軸受	オイル潤滑	329XU 4T-320X/320XU インチ系円すいころ軸受	

5.3 予圧切換軸受ユニット

マシニングセンタを中心とした工作機械主軸の高速化は著しく、最高 $d_m n$ 値 (d_m : 転動体ピッチ径 mm, n : 回転速度 min^{-1}) は、エアオイル潤滑で $250 \sim 380 \times 10^4$ に達しています。一方、主軸には低速から高速まで剛性が求められ、主軸軸受には最適な予圧による高速かつ高剛的な機能が求められています。

この両方を満足する軸受予圧形式として、定圧予圧 (ばね予圧) 方式が一般に採用されていますが、主軸剛性のアップの点からは、任意の回転速度で定位置予圧を切換えるスピンドルユニットが効果的です。

NTN の定位置予圧切換軸受ユニットは、任意の回転速度で重予圧 ⇄ 軽予圧の切換ができる高速・高剛性ユニットです。

図 5.1 に予圧切換軸受ユニット搭載のスピンドル事例を示します。図中のリヤ軸受部に設けられた予圧切換部のスリーブを油圧により段階的に可動することで、軸受内部の予圧量を変化させます。

図 5.2 に 3 段切換型軸受ユニット搭載のスピンドル事例を示します。予圧切換スリーブは油圧室 A, B およびスライド用螺旋溝から構成されています。予圧切換スリーブの油圧室 A, B に油圧 ON / OFF することにより、軸受の予圧量を重予圧、中予圧、軽予圧の 3 段階に切換えます。なお、予圧切換を瞬時確実に行うため、切換え時にはスリーブ外径面に設けたスライド螺旋溝に油圧室と同じ高圧油をかけスムーズな動きを実現しています。

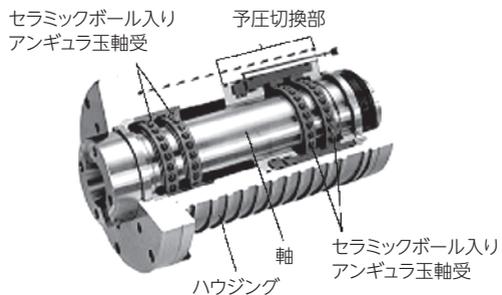


図 5.1 予圧切換軸受ユニット搭載のスピンドル事例

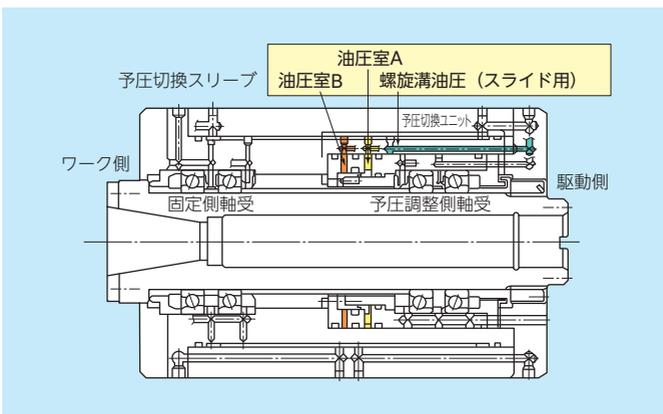


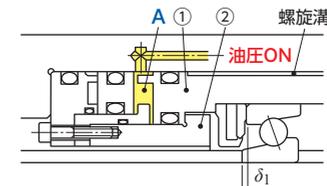
図 5.2 3 段切換型軸受ユニット搭載のスピンドル事例

■ 作動メカニズム

各予圧条件での油圧室への油圧 ON / OFF 状態および予圧切換スリーブの動きを図 5.3 に示します。

・低速域 (重予圧) : 油圧室 A に油圧を供給

部品①が設定すきま L_1 だけ右方向に移動し、部品②と接し、軸受のアキシャル方向すきまは δ_1 となります [図 5.3 (a) 参照]。

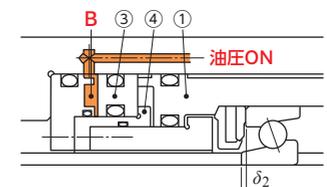


(符号はすきま時 +, 予圧時 -)

(a) 低速域 [重予圧]

・中速域 (中予圧) : 油圧室 B に油圧を供給

部品①と③が設定すきま L_2 だけ右方向に移動し、部品③と④が接し、軸受のアキシャル方向すきまは δ_2 となります [図 5.3 (b) 参照]。

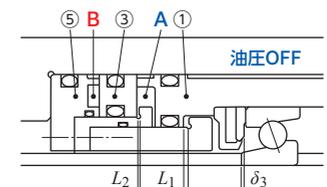


(符号はすきま時 +, 予圧時 -)

(b) 中速域 [中予圧]

・高速域 (軽予圧) : A, B への油圧供給なし

部品①, ③が軸受反力で左方向に戻り¹⁾、部品③と⑤が接し、軸受のアキシャル方向すきまは初期値の δ_3 となります [図 5.3 (c) 参照]。



(符号はすきま時 +, 予圧時 -)

(c) 高速域 [軽予圧]

※ $L_1 = 2(\delta_3 - \delta_1)$ $L_2 = 2(\delta_3 - \delta_2)$

図 5.3 油圧 ON / OFF 状態および予圧切換スリーブの動き

注 1) 部品①, ③の戻りは軸受反力または別途ばねの設置によります。

5.4 軸受の外筒冷却

ビルトインモータ駆動方式は、主軸のダイレクト駆動方式であることから急加減速等に有利な反面、発熱による影響があり、モータ外部ハウジングおよび軸受外周部に冷却用螺旋溝を設け油冷や水冷などの冷却が実施されています。

モータによる発熱が軸受に影響すると、軸受の異常温度上昇や潤滑グリースの劣化に繋がることから注意が必要です。

■ 外筒冷却の注意点

図 5.4, 図 5.5 の複列円筒ころ軸受とアキシャル

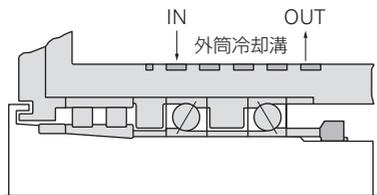


図 5.4 外筒冷却溝が不十分な例

ル荷重用アンギュラ玉軸受の組合せにおいて、図 5.4 の外筒冷却溝は、アキシャル荷重用アンギュラ玉軸受の上部近傍から始まっており、複列円筒ころ軸受への冷却効果はほとんど期待できません（アキシャル荷重用アンギュラ玉軸受の外輪外径とハウジング内径はすきまばめであり、直接の接触はしていません）。これに対し、図 5.5 は複列円筒ころ軸受の上部近傍まで冷却溝が設けられており、複列円筒ころ軸受+アキシャル荷重用アンギュラ玉軸受の両方に対する冷却効果が期待できます（図 5.6, 図 5.7 参照）。

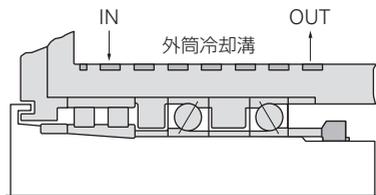


図 5.5 外筒冷却溝が十分な例

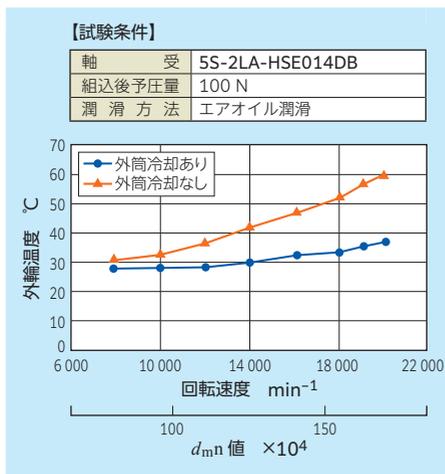


図 5.6 外筒冷却有無による軸受温度 (アンギュラ玉軸受)

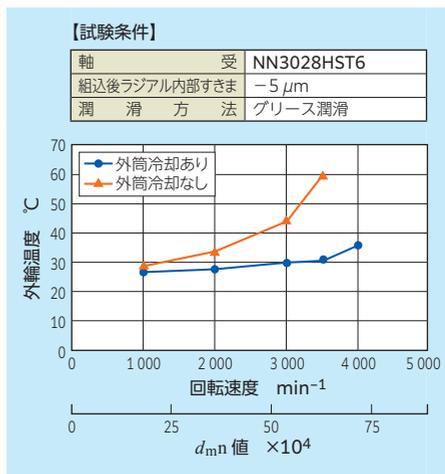


図 5.7 外筒冷却有無による軸受温度 (円筒ころ軸受)

6. 軸受の取扱い

6.1 軸受の洗浄とグリース封入作業

精密転がり軸受を使用して、最高の回転速度、低温度上昇を得るためには、軸受の取扱いが重要です。

軸受の取扱いには洗浄、乾燥、(グリース封入)慣らし運転があり、各項のポイントに注意の上、作業ください。

また、シール付き軸受については内部にグリースが封入してありますので、洗浄、乾燥はせず、外部防せい油を清浄な布で拭取り、組付けてください。

■ 軸受の洗浄 (防せい油をおとす)

- 白灯油やナフテゾールなどの揮発性の高い溶剤に浸漬し手回し洗浄の後ベンジン、アルコールなどで白灯油を除去します。エアガンにより洗浄油を飛ばすときは、エアの清浄度に注意ください。(エアオイル潤滑の場合は、軸受を洗浄した後、使用潤滑油あるいは低粘度油を塗布し使用することを推奨します)

■ 軸受の乾燥

グリース潤滑の場合、グリースの流出を防ぐた

め十分に軸受を乾燥する必要があります。乾燥後は速やかにグリースを封入してください。

- 温エアによる熱乾燥 (エアの清浄度に注意)
- 恒温槽での乾燥

■ グリースの封入

グリースは、封入後手回しにて転がり部に満遍なく行き渡らせるようにしてください。

<玉軸受> 表 6.1 参照

- 注射器、ビニール袋等で、内輪軌道面を狙いボール間に等配に封入します。
- 軌道輪案内の保持器の場合、へらなどで保持器案内面にも塗布することを推奨します。
- 内輪側空間が狭く内輪軌道面に封入できない場合、外輪軌道面に封入します。この場合、内輪側にグリースが行き渡るよう念入りに手回しを行います。

<ころ軸受> 表 6.2 参照

- ころ外径面 (内径面) 側にグリースを塗布し、指先でころを回転させながら内輪側にグリースを塗込みます。

表 6.1 アンギュラ玉軸受のグリース封入方法



表 6.2 円筒ころ軸受のグリース封入方法



■ 慣らし運転

[エアオイル, オイルミスト潤滑]

油潤滑では、ピーク温度が現れず比較的短時間で軸受温度がサチレートするため慣らし運転は比較的簡単です。2 000 ~ 3 000 min⁻¹ ごとに30 min 程度保持し、最高回転速度まで上げることを推奨します。ただし、 d_{mn} 値 (転動体ピッチ径×回転速度) が 100×10^4 を超える範囲は、安全をみて 1 000 ~ 2 000 min⁻¹ ごとに上げてください。

[グリース潤滑]

グリース潤滑では、安定した温度上昇を得るために慣らし運転が重要です。慣らし運転時、回転速度増加後に高い温度上昇 (ピーク) を示した後、徐々に温度が安定します。安定化までにはある程度の時間を要します。(6.12 主軸用軸受の慣らし運転) の項をご参照ください。

6.2 軸受の組み込み

主軸に軸受を組付ける場合は、軸-軸受内輪はタイトフィット (しまりばめ) であることから組立手法としては、

- (1) 油圧プレスによる圧入
- (2) 焼きばめによる挿入

が一般的です。いずれの手法においても、組立ての影響を抑え軸受精度を維持することが重要です。

(1) 油圧プレスによる圧入について

ハンドプレス等の油圧プレスにて軸受を圧入する場合、まず、軸-内輪間のしめしろによって発生する圧入力の計算が必要です (圧入力以上の能力をもつ油圧プレスの採用が必要です)。次に内輪圧入時には、内輪幅面に圧入治具を当てて確実に軸肩まで押し込みます (外輪に力が加わらないようにしてください) (図 6.1 参照)。

押し込み後、軸受各部の精度を測定し軸に対し確実に取付していることを確認することも重要です。なお、多列の軸受を組合せて使用する場合、組立て後の振れを測定し、外輪同士の芯ずれを補正してください (図 6.2, 図 6.3 参照)。

<玉軸受>

1 000 ~ 2 000 min⁻¹ ごとに温度がサチレートしてから上げることを推奨します。

d_{mn} 値 (転動体ピッチ径×回転速度) が 40×10^4 を超える範囲は、安全をみて 500 ~ 1 000 min⁻¹ ごとに上げてください。

<ころ軸受>

ころ軸受は玉軸受より慣らし運転時のピーク温度やサチレートまでの時間が長い傾向があります。また、グリースの再巻き込みによる温度上昇があり、温度推移も不安定な場合があるため最高回転速度で長めの運転を行ってください。

500 ~ 1 000 min⁻¹ ごとに温度がサチレートしてから上げてください。

d_{mn} 値 (転動体ピッチ径×回転速度) が 30×10^4 を超える範囲は、安全をみて 500 min⁻¹ ごとに上げてください。

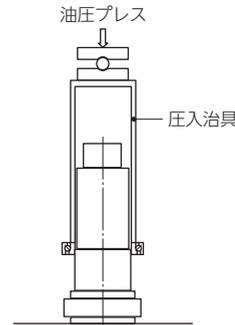


図 6.1 プレス圧入

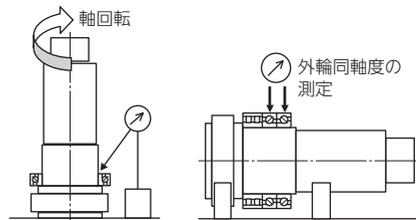


図 6.2 内輪端面振れチェック

図 6.3 外輪同軸度チェック

■ 圧入力の計算

軸-内輪間のしめしろによって発生する圧入力は以下の計算式で求めることができます。

本計算による圧入力に対し、ばらつきを考慮し、余裕をもった油圧プレスでの組立てが必要です。軸に内輪を圧入する場合に要する力は、式 (6.1) で求めることができます。

軸と内輪の場合

$$K_d = \mu \cdot P \cdot \pi \cdot d \cdot B \dots\dots\dots (6.1)$$

ここで、

- K_d : 内輪の圧入または引抜き力 N
- P : はめあい面圧 MPa (表 6.3 参照)
- d : 軸径, 内輪内径 mm
- D : 外輪外径 mm
- B : 内輪の幅 mm
- μ : 滑り摩擦係数 (内輪を円筒軸に圧入する場合 0.12)

表 6.3

はめあい条件と計算式		記号 (単位: MPa, mm)
はめあい面圧	鋼製中実軸と内輪とのはめあい $P = \frac{E}{2} \frac{\Delta_{def}}{d} \left[1 - \left(\frac{d}{D_i} \right)^2 \right] \dots\dots\dots (6.2)$	P : はめあい面圧 d : 軸径, 内輪内径 d_s : 中空軸内径 D_i : 内輪平均軌道径 Δ_{def} : 有効しめしろ E : 縦弾性係数 = 208 000 MPa
	鋼製中空軸と内輪とのはめあい $P = \frac{E}{2} \frac{\Delta_{def}}{d} \frac{[1 - (d/D_i)^2] [1 - (d_s/d)^2]}{[1 - (d_s/D_i)^2]} \dots\dots\dots (6.3)$	

$$\Delta_{def} = \frac{d}{d+2} \Delta d \dots\dots\dots (6.4)$$

(研削軸の場合)
 Δd : 理論しめしろ μm

$$D_i = 1.05 \frac{4d+D}{5} \dots\dots\dots (6.5)$$

<圧入力計算例>

標準アンギュラ玉軸受 7020UC について軸-内輪間しめしろ $2 \mu\text{m}$ タイプ時の圧入力を求めると以下のようになります。

- ・軸受: 7020UC ($\phi 100 \times \phi 150 \times 24$)
- ・軸とのしめしろ: $2 \mu\text{m}$ タイプ (中実軸の場合)

$$\Delta_{def} = \frac{100}{102} \times 0.002 = 0.00196$$

$$D_i = 1.05 \times \frac{4 \times 100 + 150}{5} = 115.5$$

$$P = \frac{208\,000}{2} \times \frac{0.00196}{100} \left[1 - \left(\frac{100}{115.5} \right)^2 \right] = 0.51 \text{ MPa}$$

$$K_d = 0.12 \times 0.51 \times \pi \times 100 \times 24 = 460 \text{ N}$$

はめあい面の摩擦のばらつきを考慮し 2 ~ 3 倍の安全率を見込んでください。

したがって、圧入力は $460 \times (2 \sim 3) = 920 \sim 1\,380 \text{ N}$ です。

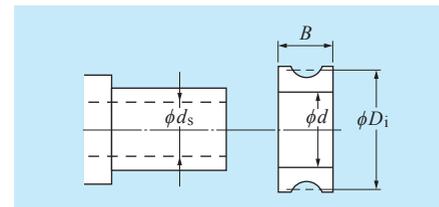


図 6.4

(2) 熱ばめ (焼ばめ) による挿入について

恒温槽、ベアリングヒータ等を用いて軸受を組付ける際には、以下の配慮が必要です。

軸-内輪間のしめしろを考慮した温度での加熱を行ってください (図 6.5 参照)。

軸受の線膨張係数 12.5×10^{-6} 、内輪内径 ϕd 、はめあいしめしろ δ を用いて、必要加熱温度 ΔT を求めます。

$$\delta = 12.5 \times 10^{-6} \times d \times \Delta T$$

例) $\phi d = \phi 100 \text{ mm}$, $\delta = 0.030 \text{ (} 30 \mu\text{m タイト)}$ とすると、必要加熱温度 $\Delta T = 24 \text{ }^\circ\text{C}$

したがって、組立時間中の冷却を考慮し軸受温度を室温 + 30 °C 程度に加熱します。

注意

- アンギュラ玉軸受の保持器として樹脂材料が使用されている場合、あまり高温まで加熱しないでください (80 °C 以下程度)。
- 熱ばめにすると冷却時に内輪が軸方向に収縮し軸受-軸肩間にすきまを生じます (図 6.6 参照) ので、はめあい後常温に下がった後、プレス等で押えてください。また、冷却後、直角の確認を行ってください。
- ベアリングヒータで加熱する場合、温度が上がりにすぎないように注意してください。残留磁気がないように脱磁装置の付いたものを使用してください。

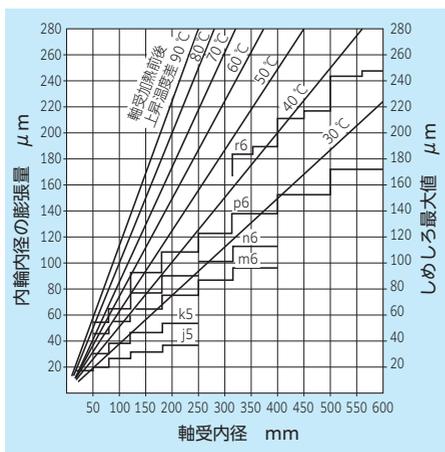


図 6.5 内輪の熱ばめに必要な加熱温度
備考 しめしろの最大値は 0 級軸受とのはめあい値です。

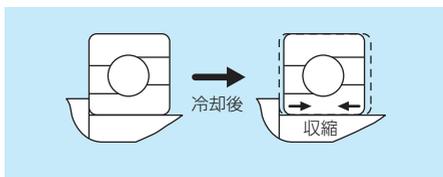


図 6.6 熱ばめ後の冷却について

6.3 内輪締付け

主軸に軸受を組付け、固定する際には、内輪側はステップスリーブまたは精密軸受ナットによる締付け、外輪側は前蓋をボルトで締結する方法が一般的です。内輪側の締付けで、ステップスリーブあるいは精密軸受ナットを使用する場合、以下の点に注意する必要があります。

■ ステップスリーブによる締付け

ステップスリーブは油圧により膨張させたスリーブを軸に挿入し、所圧の押込力 (締付力) を付加した後、油圧を除去し、スリーブを軸に固定すると同時に軸受に締付力を与えるもので、比較的容易な固定方法です (図 6.7 参照)。

ただし、スリーブの固定が軸とのしめしろだけで行われているため、軸のたわみやモーメント荷重に対しては緩む可能性があります。

そのため図 6.8 のように精密軸受ナットと併用して使用されるケースが多いといえます。

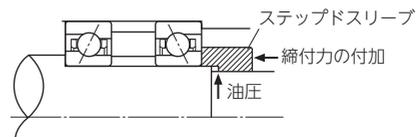


図 6.7 ステップスリーブによる締付け

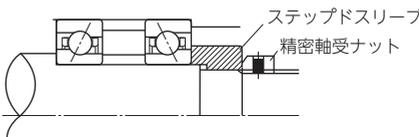


図 6.8 ステップスリーブ+精密軸受ナットによる締付け

■ 精密軸受ナットによる締付け

精密軸受ナット (精密ロックナット) による締付けは、精密軸受ナットの締付トルク管理により所定の締付力が与えられます。

また、精密軸受ナットにて軸受を固定する場合は、ねじ部のすきまによりナットに傾きが生じるため、軸の回転精度を出すために微調整が必要な場合があります。

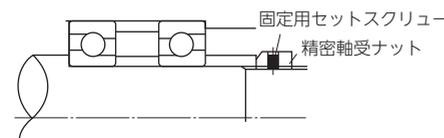


図 6.9 精密軸受ナットによる締付け

■ 精密軸受ナットの締付トルクと締付力の関係

締付トルクと締付力の関係は次式で与えられます。

精密軸受ナットのねじ面と軸のねじ面および精密軸受ナットの座面は滑り面となるため締付時の摩擦係数により、締付トルク-締付力の関係が変化することから、十分なじませておくことが必要です。

また、あらかじめ締付トルク-締付力の関係をロードワッシャ等を使ってキャリプレート (校正) しておくことも重要です。

$$F = \frac{M}{(d/2) \tan(\beta + \rho) + r_n \mu_n} \dots \dots \dots (6.6)$$

F : 精密軸受ナットの締付力 N
 M : 精密軸受ナットの締付トルク N・mm
 d : ねじの有効径 mm
 ρ : ねじ面の摩擦角 °

$$\tan \rho = \frac{\mu}{\cos \alpha} \dots \dots \dots (6.7)$$

β : ねじのリード角 °

$$\tan \beta = \frac{\text{ねじの条数} \times \text{ピッチ}}{\pi d} \dots \dots (6.8)$$

r_n : ナット座面の平均半径 mm
 μ_n : ナット座面の摩擦係数 $\mu_n \cong 0.15$
 μ : ねじ面の摩擦係数 $\mu \cong 0.15$
 α : ねじ山の半角 °

<計算例>

- 精密軸受ナット AN20 (図 6.10 参照)
- ねじ部諸元 M100 × 2 (2 級ねじ)
有効径 $d = \phi 98.701 \text{ mm}$
ねじ山の半角 $\alpha = 30 \text{ }^\circ$

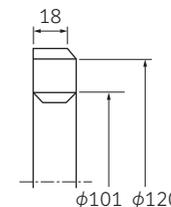


図 6.10

精密軸受ナットの締付トルクと締付力の関係を求めると次の通りです。

$$\tan \rho = \frac{0.15}{\cos 30 \text{ }^\circ}$$

$$\rho = 9.826 \text{ }^\circ$$

$$\tan \beta = \frac{1 \times 2}{\pi \times 98.701}$$

$$\beta = 0.370 \text{ }^\circ$$

$$r_n = \frac{(101 + 120)/2}{2} = 55.25$$

$$F = \frac{M}{\frac{98.701}{2} \tan(0.370 + 9.826) + 55.25 \times 0.15} = \frac{M}{17.163}$$

6.4 締付力による間座の弾性変形

主軸に軸受を組込む際には、精度、すきま、剛性を確保するために、所定の位置まで確実に押込まれ、所定の面圧で維持されることが重要です。

組合せアンギュラ玉軸受等に軸受間座を用い軸方向位置決めをする際は、間座の断面積、締付力によっては締付けによる面圧および弾性変形を考慮する必要があります。

■ 内輪間座締付力と弾性変形量の関係

主軸にアンギュラ玉軸受を固定する場合、軸受内輪は主軸の肩と精密軸受ナット、あるいはステップスリーブまたは両者で締付け固定されます。この内輪締付力によって間座の軸方向の弾性変形が発生し、軸受のアクシアルすきまが変化します。特に主軸軸受の背面組合せ (DB, DTBT) では、内輪締付力によりアクシアルすきまが減少するため、組立後の予圧量の増加から、運転時の予圧量の増加が推定されます。内輪締付力による軸方向の変形については内輪、内輪間座両者の変形が考えられますが、NTN では過去の経験から内輪間座のみについて考慮しています。

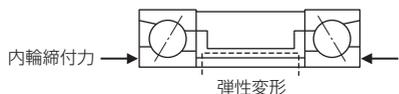


図 6.11 内輪間座の弾性変形

間座の変形量については、弾性変形による変形計算式を用い計算を行います。

$$\delta = \frac{P \times L}{A \times E} \dots\dots\dots (6.9)$$

- δ : 間座の弾性変形量 mm
- P : 内輪締付力 N
- L : 内輪間座幅 mm
- A : 内輪間座断面積 mm²
- E : 縦弾性係数 208 000 MPa

内輪間座の締付力は各メーカーにより異なりますが、NTN の経験では表 6.4 の値が目安として使用されています。

表 6.4 ナット締付力

軸受内径 (mm)	ナット締付力 (N)	ナット締付トルク (参考値) (N・m)	前蓋押ししろ (mm)
6	1 470	2	0.01 ~ 0.02
8		2	
10		4	
12	2 200	5	
15		8	
17		9	
20	2 940 ~ 4 900	10 ~ 17	
25		13 ~ 22	
30		15 ~ 26	
35		18 ~ 30	
40		34 ~ 68	
45		38 ~ 75	
50	4 900 ~ 9 800	42 ~ 83	
55		92 ~ 138	
60		100 ~ 150	
65		108 ~ 162	
70		116 ~ 174	
75		124 ~ 186	
80	9 800 ~ 14 700	199 ~ 331	
85		211 ~ 351	
90		223 ~ 372	
95		235 ~ 392	
100		247 ~ 412	
105		259 ~ 432	
110		271 ~ 452	
120		295 ~ 492	
130		319 ~ 532	
140		372 ~ 800	
150	14 700 ~ 24 500	613 ~ 858	
160		655 ~ 917	
170		695 ~ 973	
180		736 ~ 1 031	
190		779 ~ 1 090	
200		818 ~ 1 145	
220		—	
240		—	
260		—	
280		—	
300	—		
	<参考値> (34 300 ~ 44 100)	—	0.02 ~ 0.03
	—	—	
	—	—	
	—	—	
	—	—	
	—	—	
	—	—	
	—	—	
	—	—	
	—	—	

- 備考 1 ナット締付力は過去の実績より決定しています。ただし、軸受内径 φ220 ~ φ300 mm は実績がないため参考値です。
- 2 ナット締付トルクは、ナット座面およびねじ面の摩擦係数 0.15 で計算した値です。
- 3 ナット締付時は設定値の 2 倍程度の値で締付けた後、いったん緩め、再度設定値での締付けを推奨します。
- 4 ボールねじ支持用軸受 (BST タイプ) は [13. ボールねじ支持用軸受 13.8 予圧の適切な管理 (BST タイプ, P313)] をご参照ください。

6.5 前蓋の押ししろ

主軸に軸受を取付け、固定する際には、内輪側はステップスリーブまたは精密軸受ナットによる締付け、外輪側は前蓋をボルトで締結する方法が一般的です。前蓋で外輪を固定する際には、以下の点に注意する必要があります。

■ 前蓋押ししろ

軸受外輪はハウジングの肩と前蓋 (主軸フロント部) で締付け固定されます。前蓋は、そのフランジ部に設けられたボルト穴 (6 ~ 8 本) により取付けられます。前蓋による外輪の押ししろは、0.01 ~ 0.02 mm が実績となっています (図 6.12 参照)。前蓋の押ししろが多かったり、締付けるボルト本数が少ないと軸受軌道面の真円度劣化の原因となるので、図 6.13 に示す軸受軌道面の真円度測定による確認を推奨します。

図 6.14 に外輪の押ししろを 0.05 mm としたときのはめあいと軌道面の真円度劣化の例を示します。また、図 6.15 にははめあいを 5 μm ルーズにしたときの外輪押ししろと軌道面の真円度劣化の例を示します。

外輪軌道面形状を損なわないためには、精度の良いハウジングにとまりばめで多数のボルトで固定することを推奨します。

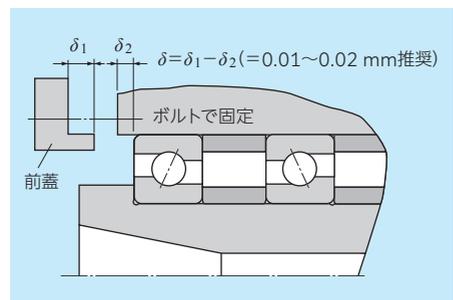


図 6.12 前蓋押ししろ

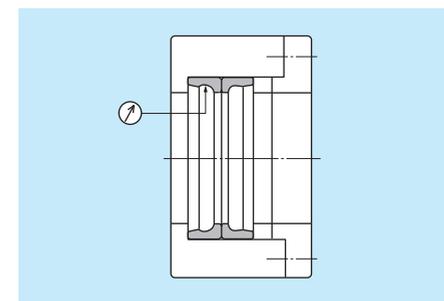


図 6.13 外輪軌道面真円度測定位置

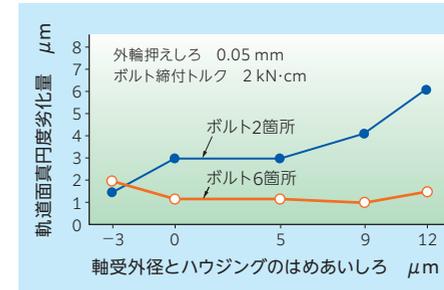


図 6.14 外輪はめあいによる軌道面真円度を与える影響

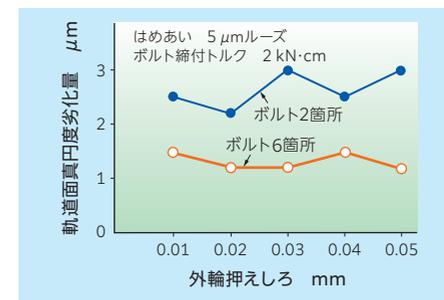


図 6.15 外輪押ししろと軌道面真円度の劣化

6.6 軸受アキシャル剛性の確認方法

実機における軸受のアキシャル剛性確認方法については、通常主軸そのものをプッシュプルゲージ等にて押し、アキシャル方向の変位量を計測する方法があります。ここでは測定方法の一例としてダイヤルゲージを用いた方法を下記に紹介します。

主軸先端 2 箇所（180° 対照位置）にダイヤルゲージを当て（マグネットスタンドにてハウジング端面に固定します）、主軸に荷重を加え、アキシャル変位量を読み取ります。

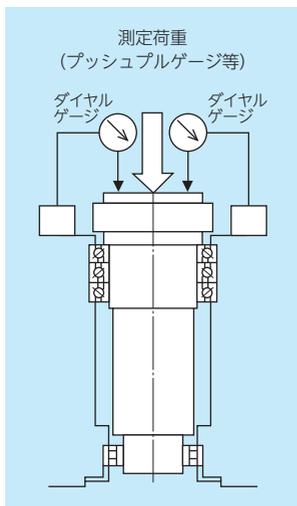


図 6.16 アキシャル剛性の確認

6.7 円筒ころ軸受のすきま調整

NC 旋盤やマシニングセンタのような工作機械主軸に円筒ころ軸受を使用し、軸受内部すきまを 0 ~ 負すきまとする場合、一般的に、内輪内径面がテーパ穴となった円筒ころ軸受が使用されます。

軸受内輪テーパ穴と主軸テーパをはめあい、さらに、軸方向に追い込むことにより軸受内輪を膨張させ、内部すきまの調整を行います。

内部すきまの調整には、軸受ごとのすきま測定と間座調整による方法と残留内部すきま調整ゲージによる方法があります。

■ すきま測定と間座調整法

軸受内部すきまの調整に関しては、以下の手順で調整ください。

(1) 外輪収縮量の計算 (図 6.17 参照)

- 外輪 - ハウジング間のはめあい部しめしろ Δ_{def} を計算します。
ハウジング内径寸法を測定し、軸受検査成績証の外輪外径寸法との関係より、はめあい部しめしろ Δ_{def} を算出します。

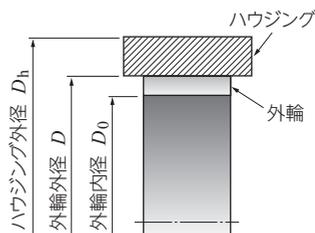


図 6.17 外輪 - ハウジング間のはめあい

計算例 1

軸受外輪外径寸法 $\phi 150$ (成績証 = -0.005)
ハウジング内径寸法 $\phi 150$ (測定値 = -0.007)
はめあい部しめしろ $\Delta_{def} = 0.002$ (2 μ m タイム)

- 外輪収縮量 ΔG を式 (6.10) にて計算します。

$$\Delta G = \Delta_{def} \cdot \frac{D_0}{D} \cdot \frac{1 - (D/D_h)^2}{1 - (D_0/D)^2 \cdot (D/D_h)^2} \dots \dots \dots (6.10)$$

計算例 2

ハウジング外径 $D_h = \phi 200$,
外輪外径 $D = \phi 150$, 外輪内径 $D_0 = \phi 137$

$$\Delta G = 0.002 \cdot \frac{137}{150} \cdot \frac{1 - (150/200)^2}{1 - (137/150)^2 \cdot (150/200)^2} = 0.0015 \dots \dots \dots (6.11)$$

(2) 仮組み状態での軸受位置と軸受ラジアル内部すきまの測定

- 軸テーパ面に保持器とところが付いた軸受内輪を組込みます (図 6.18 参照)。

このとき、内径テーパ面がしっくりとはめあうまで押込み、軸肩と内輪端面の距離 (L_1) を測定します。

注：内輪組込み後、主軸中心に対し軸受端面直角度が出ていることを確認してください。

- この状態で外輪を組入れ、外輪を手で上下させ、内部残留すきま (Δr_1) を測定します (図 6.19 参照)。
- ハウジングへの外輪圧入後の推定軸受すきま Δ_1 は式 (6.12) で計算します (外輪収縮量 ΔG を考慮しています)。

$$\Delta_1 = \Delta r_1 - \Delta G \dots \dots \dots (6.12)$$

計算例 3

内部残留すきま $\Delta r_1 = 0.030$
外輪収縮量 $\Delta G = 0.0015$
推定軸受すきま Δ_1 は
 $\Delta_1 = 0.030 - 0.0015 = 0.0285$

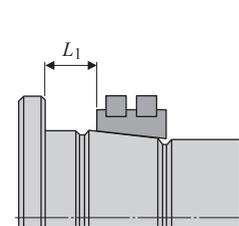


図 6.18 軸受位置の測定

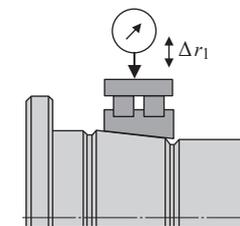


図 6.19 軸受ラジアル内部すきまの測定

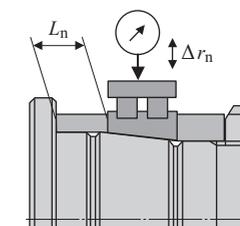


図 6.20 間座挿入後の内部すきまの測定

(3) 軸肩と内輪間の間座幅調整

主軸への軸受組立後すきまを所定の狙い値 (δ) とするために、間座幅 L_n を式 (6.13) で決定します (図 6.20, 図 6.21 参照)。

$$L_n = L_1 + f(\delta - \Delta_1) \dots \dots \dots (6.13)$$

(n = 2, 3, 4, ...)

なお、式 (6.13) の f 値は表 6.5 によります。

表 6.5 f 値について

d_m/d_i の値	f 値
0 ~ 0.2	13
0.2 ~ 0.3	14
0.3 ~ 0.4	15
0.4 ~ 0.5	16
0.5 ~ 0.6	17
0.6 ~ 0.7	18

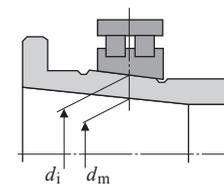


図 6.21 d_m/d_i について

計算例 4

NN3020K の場合、内径 $d = \phi 100$, 幅 $B = 37$,
 $d_i = d + \frac{1}{12} \cdot \frac{B}{2}$ より、 $d_i = \phi 101.5417$ となります。

組立後のすきま狙い値 $\delta = 0.015$, $L_1 = 15$,
 $d_m = \phi 60$, $\Delta_1 = 0.0285$ とすると、 $d_m/d_i = 60 / 101.5417 = 0.5909$ より $f = 17$ 。

したがって、 $\delta = 0.015$ となる軸肩 - 内輪間
間座幅 L_n は以下の寸法となります。

$$L_n = 15 + 17 \times (0.015 - 0.0285) = 14.7705$$

(4) 間座挿入後の軸受ラジアル内部すきまの測定 (図 6.20 参照)

前項で求めた軸肩-内輪間座幅 L_n の間座を挿入し、間座が動かなくなるまで軸受内輪を締めます。次に軸受外輪を手で上下動させ、内部残留すきま Δr_n を測定します。ハウジングへの外輪圧入後の推定軸受すきま Δ_n は次式で与えられます。

$$\Delta_n = \Delta r_n - \Delta G \dots\dots\dots (6.14)$$

$$(n = 2, 3, 4 \dots)$$

(5) 最終間座幅の調整

- (3) および (4) 項の内容を繰り返すことにより、間座幅 L_n を徐々に削り込み組立後軸受すきまを最終狙いすきま値に近づけます。
- 図 6.22 のように間座幅と組立後すきまの関係をプロットすると最終狙いすきまに対する間座幅が出しやすくなります。
正すきまの場合：全数のところが転がらずに滑っています。
すきま=0の場合：約半数のところが転がり、残りは滑っています。
負すきまの場合：全数のところが転がり、滑りはありません。

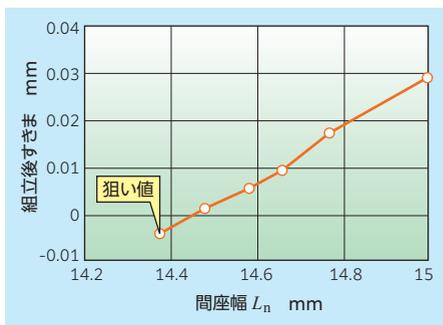


図 6.22 間座幅 L_n と組立後すきま Δ_n の関係

■ 残留内部すきま調整ゲージによる方法

残留内部すきま調整ゲージは、円筒リングの一部を切断し、リングを開閉できるようにしてあり、円筒リングの内径面を測定部として使用します (測定部でのすきま値とダイヤルゲージの表示値は一定の比率を示します)。その構成は、図 6.23 に示すように、リングゲージ、ダイヤルゲージ、アタッチメント部品からなっています。なお、固定具とは、残留内部すきま調整ゲージを使用しないときに、何らかの外力が加わり変形するのを防止するものです。測定の際は固定具を取外してご使用ください。

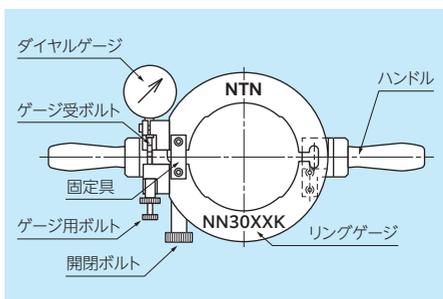


図 6.23 残留内部すきま調整ゲージ各部名称

● 残留内部すきま調整ゲージの使用方法について

(1) 外輪軌道径 (外輪内径) の測定

- 軸受の外輪をハウジングに組込みます。
(ハウジングを加熱すると、容易に組込むことができます)
- ハウジングに組込んだ外輪と、内輪の温度が等しいことを確認し、シリンダゲージで外輪の軌道径 (内径) を測定します。測定は数箇所行い、その平均値にシリンダゲージのダイヤルを 0 にセットします (写真 6.1 参照)。



写真 6.1

する必要があります。補正量はゲージごとに異なります。
注意 3) ダイヤル②の指針を赤マークに調整することで、ダイヤル②の読み 0 が軸受すきま 0 に相当します。

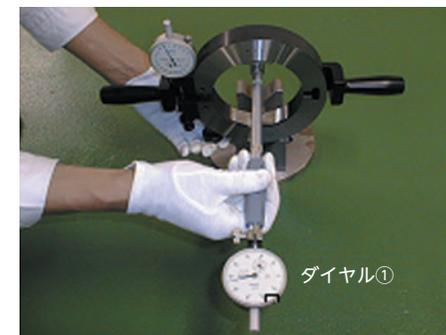


写真 6.2

(2) 残留内部すきま調整ゲージのセット

- (1) で測定しセットしたシリンダゲージを、写真 6.2 のようにすきま調整ゲージの内径面に当て、開閉ボルトでシリンダゲージのダイヤル①が 0 になるように開閉ボルトを調整します (大型サイズは、開閉ボルトの穴に付属ピンを挿し込み微調整してください)。
- シリンダゲージのダイヤル①が 0 の状態で、すきま調整ゲージのダイヤル②の指針が赤マーク (ゲージの補正量) を指すようにゲージ用ボルトを調整します (写真 6.3 参照)。短針はゲージ用ボルトにて目盛 2 の付近になるよう調整します。

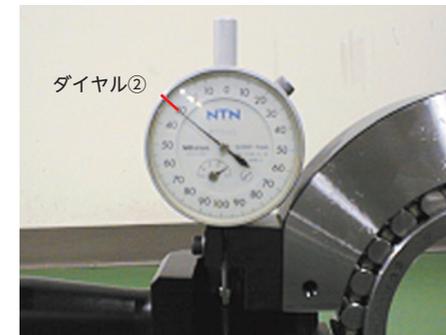


写真 6.3

- 注意 1) 写真 6.3 は内輪・ころが写っていますが、ゲージ補正量を調整するときは、すきまゲージ単品で行ってください。
- 注意 2) ダイヤル②の指針を赤マークに調整する理由は、残留内部すきま調整ゲージは構造上発生する誤差が生じるため、補正す

(3) 主軸スピンドルへの残留内部すきま調整ゲージのセット

- 保持器とかが付いた軸受内輪を主軸スピンドルに組込み、精密軸受ナットを軽く締めます。
- すきま調整ゲージの開閉ボルト (図 6.23 参照) を締むとゲージ内径が膨らみます。0.15 mm 程度ゲージ内径を膨らませ、ころが傷つかないように内輪ころ外接部にゲージを挿入します (写真 6.4 参照)。
- 開閉ボルトを緩めるとゲージ内径は収縮します。開閉ボルトを緩め、ゲージ内径が内輪ころ外接部に接するようにセッティングします。
- すきま調整ゲージを軽く周方向に揺動させ、ダイヤルゲージの指針を安定化させます。



写真 6.4

(4) 内輪のすきまセッティング

- 軸受にできるだけ衝撃を与えずに、主軸スピンドルの精密軸受ナット (精密ロックナット等) を締めます。
- 主軸スピンドルの精密軸受ナットの締込みは、すきま調整ゲージのダイヤルが 0 になるまで続けます (狙いすきまが 0 μm のとき)。
- すきま調整ゲージのダイヤルが 0 になった時点で、再度調整ゲージをゆっくり揺動させ、測定値が正しいことを確認します。
- すきま調整ゲージの開閉ボルトを締込み、ゲージ内径を膨らませ、内輪からゲージを抜き取ります。

(5) 間座幅寸法の決定

- (4) ですきま調整ゲージのダイヤルが 0 になった内輪位置で内輪端面と軸肩までの寸法 l (図 6.24 参照) をブロックゲージで測定します。
- 寸法 l の測定は 3 箇所以上行い、その平均値に間座幅を仕上げます。
- 主軸スピンドルの精密軸受ナット (精密ロックナット等) を緩め、精密軸受ナット、内輪間座、内輪を主軸スピンドルから取外します。

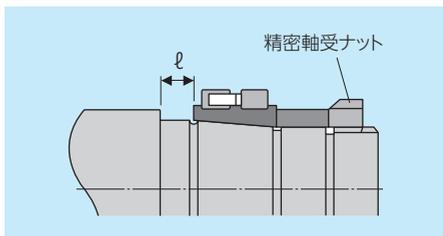


図 6.24 間座幅寸法

(6) 正規組立および組立後の内輪ころ外接円径の再確認

- l 寸法に仕上げた正規間座を入れ、内輪、組立て用間座を入れ、精密軸受ナットを締付けます。
- (3) 主軸スピンドルへの残留内部すきま調整ゲージのセット、(4) 内輪のすきまセッティングと同様の手順で内輪ころ外接円径の寸法を確認し、設定すきまの確認を行います。なお、本工程は再確認作業であり、測定が安定すれば省略することもできます。

● すきま補正係数による残留内部すきまの読替え

(1) すきま補正係数

NTN 残留内部すきま調整ゲージは、構造上から軸受測定部のすきま値とダイヤルゲージのすきま表示値は 1 : 2.5 (すきま補正係数) となります (残留内部すきまの 2.5 倍がダイヤルゲージのすきま読みとして表示されます)。参考までに、読替え表を表 6.6 に示します。

注：型番によっては、すきま補正係数が 1 : 2.5 にならないものがありますのでご注意ください (すきま補正係数は成績表に記載してあります)。

(2) 残留内部すきま値

(すきま表示値 1 : 2.5 の場合)

残留内部すきま値は、ダイヤルゲージの読みに対して以下の換算となります。

- CASE1
0 点に対し、表示値が時計方向 (C.W) にずれている場合 (図 6.25 参照) ダイヤルゲージの読み $1/2.5$ が残留内部すきま (+) の値 (図 6.25 のダイヤルゲージの読み = 2.5 残留内部すきま = $2.5/2.5 = (+) 1 \mu\text{m}$)
- CASE2
0 点に対し、表示値が反時計方向 (C.C.W) にずれている場合 (図 6.26 参照) ダイヤルゲージの読み $1/2.5$ が残留内部すきま (-) の値 (図 6.26 のダイヤルゲージの読み = 5.0 残留内部すきま = $5.0/2.5 = (-) 2 \mu\text{m}$)



図 6.25

ダイヤルゲージの読み + 2.5 μm (残留内部すきま + 1 μm)

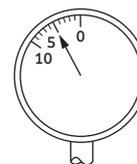


図 6.26

ダイヤルゲージの読み - 5 μm (残留内部すきま - 2 μm)

表 6.6 すきま読替え表 (すきま補正係数 2.5 の場合)

ダイヤルゲージの読み (μm)	測定部残留内部すきま値 (μm)	ダイヤルゲージの読み (μm)	測定部残留内部すきま値 (μm)
0.5	0.2	5.5	2.2
1.0	0.4	6.0	2.4
1.5	0.6	6.5	2.6
2.0	0.8	7.0	2.8
2.5	1.0	7.5	3.0
3.0	1.2	8.0	3.2
3.5	1.4	8.5	3.4
4.0	1.6	9.0	3.6
4.5	1.8	9.5	3.8
5.0	2.0	10.0	4.0

● 残留内部すきまの設定例

残留内部すきまを、マイナスまたはプラスの所定のすきまに設定する場合、すきま調整ゲージのセッティング時に、あらかじめダイヤルゲージの 0 点を『狙いすきま × 2.5』の値だけずらすおく手法です (すきま補正係数 2.5 の場合で、図 6.27、図 6.28 参照)。

注：あらかじめダイヤルゲージの 0 点をずらす場合、ダイヤルゲージを回す方向に注意ください。



図 6.27

マイナスすきま狙い (残留内部すきま - 0.8 μm)

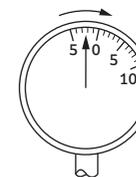


図 6.28

プラスすきま狙い (残留内部すきま + 1.0 μm)

＜残留内部すきま調整ゲージの作業時の注意点および保管について＞

- 残留内部すきま調整ゲージの使用に際しては、以下の点に注意する必要があります。
- シリンダゲージで測定した外輪軌道径を残留内部すきま調整ゲージにセットする際には、ゲージの姿勢を縦置き（写真 6.5 参照）にして作業ください。
 - 残留内部すきま調整ゲージを使用しないときには、ゲージの姿勢を横置き（写真 6.6 参照）にしてください。また、作業終了後は、残留内部すきま調整ゲージを防せい処理し、湿度の低い所に保管してください。



写真 6.5 縦置き姿勢

写真 6.6 横置き姿勢

6.8 円筒ころ軸受テーパ穴と主軸テーパ角度

精密軸受の性能を発揮するためには、軸受が軸やハウジングに正しく取付けられなければなりません。特にテーパ穴円筒ころ軸受を使用する場合は、主軸テーパを正確に仕上げると同時に、軸受テーパ穴とのはめあいを確実にすることが主軸の高精度化のために重要です。NTN では高精度を維持するために、軸受と同じ精度に仕上げられたテーパ軸用リングゲージの使用を推奨しています。また、リングゲージの精度を確認するため、プラグゲージも併せて用意しています。

■精密円筒ころ軸受用テーパゲージについて

NTN 精密円筒ころ軸受用テーパゲージはリングゲージ（雌ゲージ）とプラグゲージ（雄ゲージ）で構成されています（図 6.29 参照）。
リングゲージを使用し、主軸テーパとの当たりをブリュー等で管理します。主軸と軸受の正確なはめあいが、主軸の高精度化を実現します。プラグゲージは、リングゲージの精度確認用です。プラグゲージを使用し、リングゲージのテーパ精度の検証を行います（図 6.30 参照）。

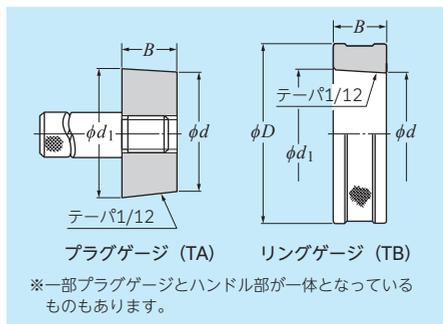


図 6.29 テーパゲージ

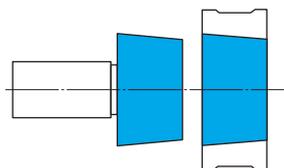


図 6.30 テーパゲージのブリュータッチ

■テーパ角度について

円筒ころ軸受テーパ穴およびテーパゲージのテーパ角度は以下の公差で製作されています。

- テーパ基準角度 1/12 (4°46' 18.8")
- 精密円筒ころ軸受 (JIS 4 級, 2 級) 1/12 に対し +12" ± 12"
- テーパゲージ 1/12 に対し +9" 狙い

円筒ころ軸受テーパ穴とプラグゲージのブリュータッチは一般的には図 6.31 のような小径当たり（小径側に強い当たり）です。これは複列円筒ころ軸受内輪のころ真下部の肉厚差に配慮したもので、肉の厚い小径側を膨らみ易くするためです。

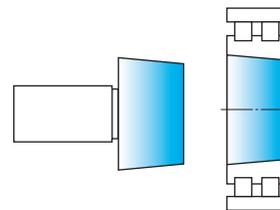


図 6.31

■主軸テーパ部のリングゲージによる管理

リングゲージを使用し、主軸テーパ角度を管理する場合、以下の手順で実施ください。

- リングゲージのテーパ面を清浄にした後、相対 4 箇所にブリューを薄く塗布します。
- 確認する軸テーパ面を清浄にした後、リングゲージを軽く挿入します。
- リングゲージを軽く回転する感じで軸テーパから引抜きます。
- 軸テーパ面に付着したブリューの状況を確認します。

このとき、付着したブリューの上から透明テープを貼り付け、静かにはがします。透明テープを白い紙に貼り付け、ブリューの付着状況を確認します。付着したブリューの状況が全体の 80 % 以上であることを確認します。

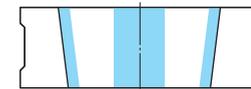


図 6.32 リングゲージのブリュー塗布

表 6.7 ブリュータッチ記録例

部位	小	大
部位 A		
部位 B		
部位 C		
部位 D		

小：小径側，大：大径側

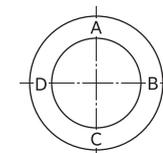


図 6.33 ブリュー測定箇所

6.9 取扱い上の注意

転がり軸受は一般の機械部品に比べ精密な部品であり、その精密さを保つためには慎重で繊細な取扱いが必要です。軸受を清浄に保つこと、強い衝撃を与えないことおよびさびを防ぐことが取扱いに当たって、特に要求される事項です。

軸受は衝撃に弱いので、軸受をハンマで直接叩いたり、床などに落下させてはなりません (図 6.34 参照)。

また、軸受は異物に敏感で、軸受内部に異物が侵入すると、回転中に圧こんや傷が生じ、異常音や異常振動の発生、回転不良を起こす原因となります (図 6.35 参照)。そのため、軸受を扱う場合は、その周辺を清浄に保つ必要があります。



図 6.34 衝撃による異常音の発生



図 6.35 異物による異常音の発生

軸受は適切な取扱いのもとでのみ本来の性能を発揮することができます。ここに記述する一連の取扱い方法は、ごく基本的なものであり、これらを遵守すれば万全という訳ではありません。軸受の種類、サイズ等によっては、適宜専門的な取扱いが必要な場合もあります。不明な点については、必要に応じて、NTNにご照会ください。

また、軸受の取付作業を行う場合は安全のため、必ず適切な保護具・治工具を使用してください。

6.10 軸受の保管

軸受は防せい剤を塗布し、包装、梱包して出荷しています。軸受を保管する場合は次の事柄に留意します。

1. 室温で相対湿度 60 %以下の屋内が望ましいです。過度な温度の変動や湿度の上昇は結露の発生要因となるため、直射日光が当たる場所や外壁と接する場所は避けます。
2. 床面に直接置かず、20 cm 以上の高さがある台に置きます。また、外装箱を重ねて保管する場合、可能な限り 4 段積み以下にします (図 6.36 参照)。
3. 精密転がり軸受や大形転がり軸受あるいは薄肉の転がり軸受などは、必ず寝かせた状態で保管します (図 6.37 参照)。直立させた状態での保管は、自重による軌道輪の変形要因となります。特に運搬の際は軌道輪と転動体間でフレッチング等の損傷原因となるため、外装箱に 1 個箱等を詰込む場合は軸受を寝かせた状態で置き、緩衝材を敷詰めて梱包します (図 6.38 参照)。なお、製品によっては外装箱に↑を示し、横倒しを禁止する場合があります。この場合は外装箱の表示内容に従ってください (図 6.39 参照)。

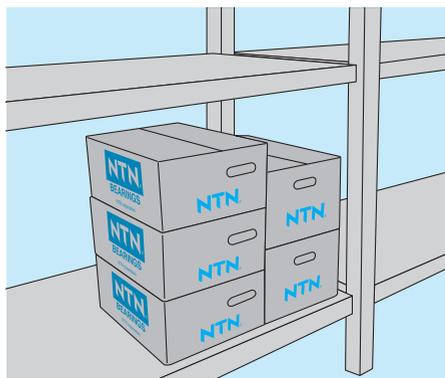


図 6.36 外装箱を棚で保管する場合

6.11 軸受の取付け

軸受を取付けるためには清浄で乾燥した作業場において、治具、測定器、潤滑剤、清浄なウエス等を用意します。特にミニアチュア・小径玉軸受、精密転がり軸受の取付けは、ごみ、異物の侵入が軸受性能に大きく影響するため、クリーンルームで行うことが望ましいです。

軸受を正しく取付けないと転走跡が蛇行 (または斜行) し、軸受に悪影響を及ぼし短寿命になることがあります。軸受および軸、ハウジングの加工精度、取付精度については、技術解説 (2. 軸受の選定と軸・ハウジングの設計) の項をご参照ください。

■ 取付け前の準備

● 軸およびハウジングとのはめあい面

軸およびハウジングのばり・異物を噛込んで軸受を取付けた場合、軸受は正しく機能せず、運転時の振動、騒音などの発生原因になります (図 6.40、図 6.41 参照)。



図 6.37 1 個箱を棚で保管する場合



図 6.38 外装箱による運搬、保管の場合

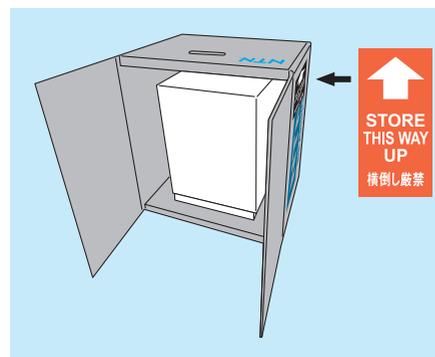


図 6.39 横倒し禁止

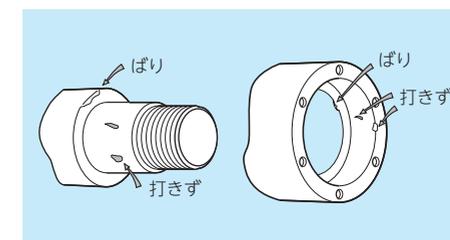


図 6.40 ばり、打きず

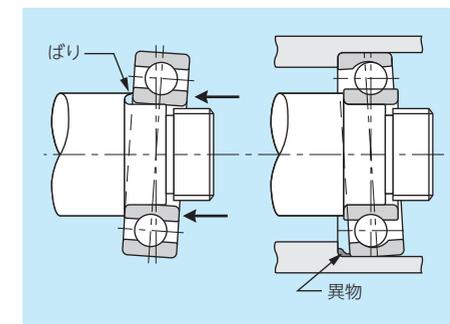


図 6.41 軸受が正しく取付けられていない例

6.12 主軸軸受の慣らし運転

主軸軸受がグリース潤滑の場合には軸受の安定した運転を得るために、慣らし運転を行う必要があります。

慣らし運転には次の方法があります。

- (1) 低速回転から順次回転速度を上げ、温度が一定になってから回転速度を上げる方法 (図 6.42 参照)
- (2) 最高回転速度付近で 1 分程度回し、これを 2～3 回繰返して慣らし運転を行う方法 (図 6.43 参照)

(1) は一般的な方法ですが、最高回転速度に達するまでやや長い時間を要します。一方、(2) は慣らし時間を短縮できますが、急激な温度上昇を伴う可能性があるため、回転速度や保持時間を設定する際に注意が必要です。

一般に温度測定は前蓋部で行われますが、軸受外輪と前蓋部の温度差は 2～3℃あり、また、外輪外径と一番温度の高い転動体と内輪軌道面の温度差は 5～10℃程度と推定されます。したがって、グリースの劣化を少なくする点から、前蓋部の温度が約 60℃になれば機械を止め、30℃以下に下がったことを確認してから再び慣らし運転することを推奨します。

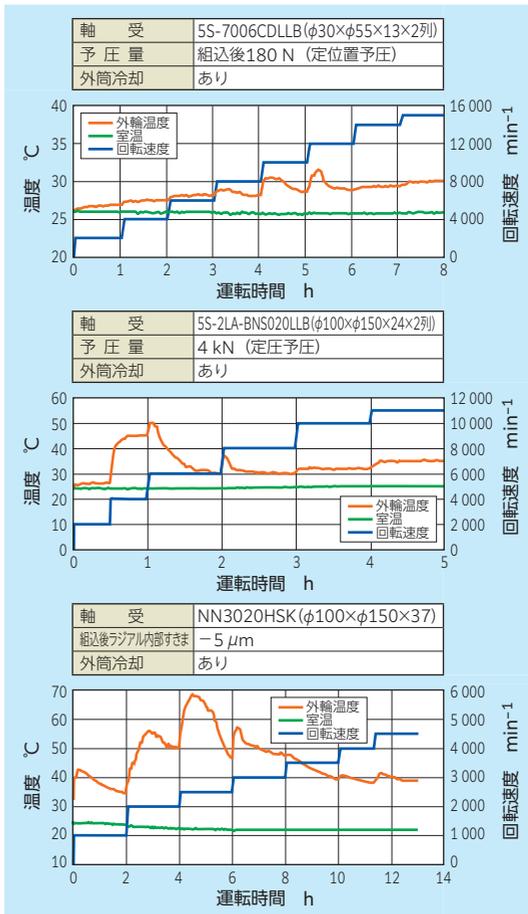


図 6.42

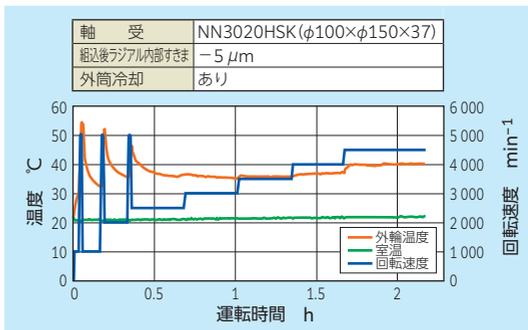


図 6.43

7. 軸受の潤滑

転がり軸受を潤滑する主目的は、転がり面と滑り面に油膜を形成して、金属と金属の直接接触を防ぐことであり、転がり軸受の運転には潤滑剤が必須です。転がり軸受にとって潤滑は以下のような効果があります。

- (1) 摩擦および摩耗の軽減
軸受構成部品の転がり部、滑り部の金属接触を防止し、摩擦、摩耗を軽減。
- (2) 軸受寿命の延長
転がり接触部に油膜を形成させて、転がり疲れ寿命を延長。
- (3) 摩擦熱の排出および冷却
循環給油では、摩擦により発生した熱あるいは外部から伝わる熱を排出。
- (4) その他
軸受内部への異物侵入の防止あるいは軸受表面を油脂で覆うことにより腐食(さび)を抑制。

これらの効果を発揮させるためには、使用条件に適した潤滑方法を用いるとともに、良質な潤滑剤の選定、潤滑剤中のダストの除去および外部からの異物の侵入と潤滑剤の漏れ防止のための適切な密封構造の設計が必要です。

一般に工作機械の主軸では攪拌による発熱をできるだけ小さくするために、非常に少量の潤滑剤を使用します。

軸受の油量と摩擦損失、軸受温度との関係を図 7.1 に示します。

軸受の潤滑方法は、グリース潤滑、オイルミスト潤滑、エアオイル潤滑、ジェット潤滑などがありますが、それぞれの特徴より要求機能にあった適切な潤滑方法を選択する必要があります。

表 7.1 と表 7.2 にそれぞれの潤滑方法の特徴と特性比較を示します。

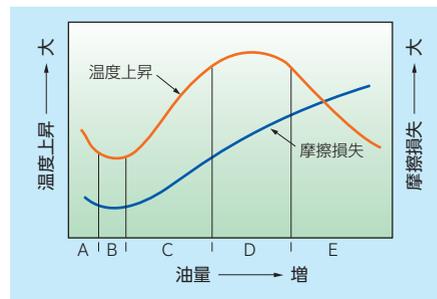


図 7.1

表 7.1 油量と摩擦損失、軸受温度 (図 7.1 参照)

領域	特徴	潤滑方法例
A	油量が非常に少ない場合、転動体と軌道面が部分的に金属接触し、軸受の摩耗、焼付きが発生。	—
B	完全な油膜が形成され、摩擦は最小で軸受温度も低い状態。	グリース潤滑 オイルミスト エアオイル潤滑
C	さらに、油量が増えた場合で発熱と冷却が平衡。	循環給油
D	温度上昇は油量に関係なくほぼ一定。	循環給油
E	油量がさらに増すと冷却効果が顕著になり軸受温度が低下。	強制循環給油 ジェット潤滑

表 7.2 各種潤滑方法の特性比較

潤滑方法	グリース潤滑	オイルミスト潤滑	エアオイル潤滑	ジェット潤滑
取扱い	◎	○	○	△
信頼性	○	△	○	◎
温度上昇	△	△	○	◎
冷却効果	×	△	○	◎
シール構造	△	○	○	×
動力損失	○	○	○	×
環境汚染	○	×	△	○
許容 $d_m n$ 値 ¹⁾	140×10 ⁴	220×10 ⁴	250×10 ⁴	400×10 ⁴

記号説明 ◎：特に有利 ○：有利 △：やや不利 ×：不利
注 1) 許容 $d_m n$ 値は、概略の値
 $d_m n$ 値：転動体ピッチ径 mm × 回転速度 min⁻¹

7.1 グリース潤滑

グリース潤滑は、他の潤滑方法に比べメンテナンスが容易になるため、もっとも多く使用されています。良質のグリースを適量封入することにより、低速から高速まで低温度上昇で使用することができます。許容回転速度は、軸受の形式、大きさなどにより異なりますが、高速アンギュラ玉軸受を使用する場合、 d_{mn} 値 140×10^4 が上限の目安となります。これを超えるような場合には **NTN** にご照会ください。

■ グリースの種類

工作機械の主軸のように高速時の低温度上昇が要求される場合、ちょう度が NLGI2 または 3 のグリースを推奨します。

基油には鉱油の他、エステル油や合成油が用いられます。増ちょう剤には、Li 石けんや Ba 複合石けんの他、高温特性に優れたウレアが用いられます。

表 7.3 に工作機械主軸用として、一般に多く用いられているグリースの性状を示します。

表 7.3 工作機械主軸用グリースの例

グリース銘柄	SE-1	MP-1	インフレックス NBU 15	スタプラグス NBU 8 EP	マルテンプ LRL No.3	マルテンプ PS No.2
増ちょう剤	ウレア		Baコンプレックス石けん		Li石けん	
基油	PAO + エステル	合成油	ジエステル + 鉱油	鉱油	エステル	エステル + PAO
基油粘度 (40℃) mm ² /s	22	40.6	23	105	37.3	15.9
混和ちょう度 NLGI No.	2	3	2	2	3	2
滴点 ℃	220以上	250以上	220以上	220以上	208	190
使用温度範囲 ℃	-50~120	-40~150	-40~130	-20~140	-40~150	-50~130
用途	ULTAGE®シリーズグリース潤滑シール付きアンギュラ玉軸受に採用。	ULTAGE®シリーズグリース潤滑シール付きアンギュラ玉軸受の一部に採用。	主軸用として最も広く使用。	荷重が大きいころ軸受に適用。	広い使用温度範囲。	低温、低トルク用。
NTN グリース記号	L749	L448	15K	L135	12K	1K

備考 1 基油粘度、滴点は代表値です。

2 使用温度範囲の上下限は使用環境、要求仕様などで異なりますので、**NTN** にご照会ください。

■ グリース封入量

高速運転では攪拌による軸受の発熱が大きくなるため、工作機械主軸用軸受には少量のグリースが使用されています。主軸用軸受に封入するグリース量の目安を以下に示します。

- ・アンギュラ玉軸受：軸受空間容積の 15 ~ 20 %
- ・円筒ころ軸受：軸受空間容積の 10 ~ 15 %
- ・円すいころ軸受：軸受空間容積の 15 ~ 20 %

寸法表に記載の軸受の空間容積をもとに、上記を目安として封入量を決定します。慣らし運転時間の短縮のため、下限狙いを推奨します。

なお、グリースを封入するときは、清浄な洗浄油で軸受の防せい油を除き、十分乾燥した後、注射器やビニール袋等で、適量を軸受内部に均等に注入塗布してください。

7.2 エアオイル潤滑

工作機械主軸の高速化・高精度化、潤滑の信頼度アップを目的にエアオイル潤滑（オイルエア潤滑、オイルアンドエア潤滑ともいう）が主軸軸受に広く採用されています。

エアオイル潤滑は最適にコントロールされた潤滑油を圧縮空気により搬送する方法をとっており、必要最小限の潤滑油を正確に計量して送り出す定量ピストン式分配器をタイマーによって最適な間隔で作動させる機能を備えたエアオイル潤滑ユニットが一般に採用されています。

■ エアオイル潤滑の特長

エアオイル潤滑は、以下のような特長がありません。

- ・極少量の油を正確に給油。
- ・各軸受ごとに給油量の調節が可能。
- ・潤滑油の粘度の違いによる油量管理が容易。
- ・エアによる冷却効果。
- ・ミスト飛散の抑制。
- ・油の消費量を低減。
- ・エアで軸受への切削油などの浸入を防止。

■ エアオイル潤滑供給システム例

エアオイル潤滑供給システムの構成と例を以下に示します（図 7.2 参照）。

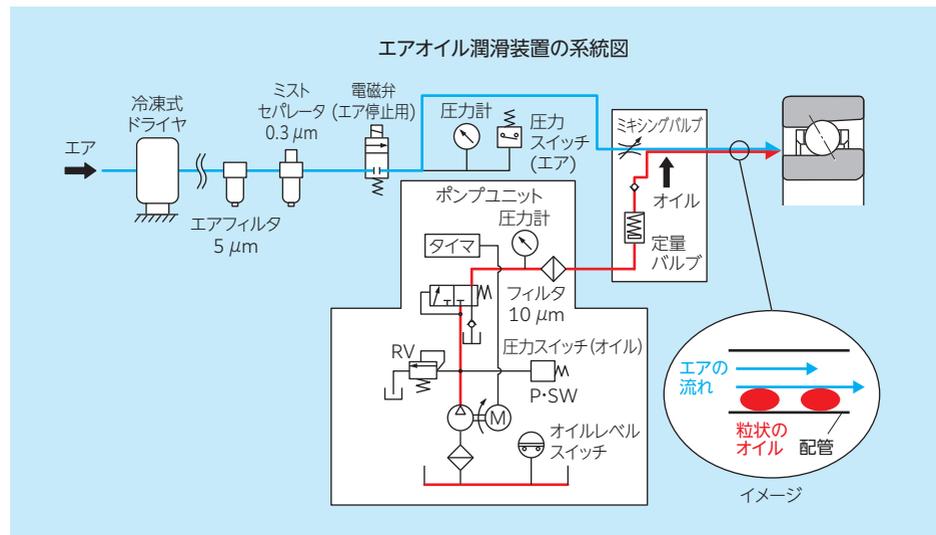


図 7.2 エアオイル潤滑供給システム例

■ エアオイル潤滑ノズル間座について

エアオイル潤滑は最適にコントロールされた潤滑油を圧縮空気を利用して軸受内に供給することから専用ノズルを必要とします (図 7.3 参照)。

ノズル穴径は $\phi 1.0 \sim \phi 1.5$ mm でノズル長さは穴径の 3 ~ 6 倍を推奨します。

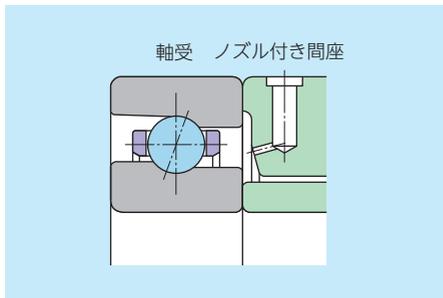


図 7.3 エアオイル潤滑の給油方法

■ エアオイル潤滑の排気について

エアオイル潤滑は多量のエアにより潤滑油を搬送し軸受内部に供給する潤滑方法です。そのため、軸受内を通過したエアの排気処理が非常に重要です。エアの排気が円滑に行わなければ、潤滑油が滞留し、軸受が焼損する原因にもなり得ます。排気効率を高めるため排気側空間を広くすることや排気・排油穴 (ドレン穴) を大きくしエアの流れが円滑となるよう設計時に留意願います。

また、主軸姿勢が変化するタイプの場合、姿勢の変化により潤滑油が軸受内部に逆流しないよう各部品の肩寸法を合せることを推奨します。不要な段差は油の滞留の原因となります。

■ 推奨ノズル狙い位置

(1) アンギュラ玉軸受

表 7.4 エアオイル/オイルミスト ノズル間座寸法

単位: mm

呼び番号	θ	A	内輪間座 外径	外輪間座 内径	D	E
7900U	15°	14.6	12.4	13.4	18.5	1
7901U	15°	16.6	14.4	15.4	20.5	1
7902U	15°	19.5	17.2	18.2	25	1
7903U	15°	21.5	19.2	20.2	27	1
7904U	15°	26.3	24	25	32.5	1
7905U	15°	31.3	29	30	37.5	1
7906U	15°	36.3	34	35	42.5	1
7907U	15°	41.5	39.2	40.2	50.5	1
7908U	15°	48.1	45.8	46.8	56.5	1
7909U	15°	52.8	50.5	51.5	63	1
7910U	15°	57.3	54.3	55.8	67.5	1.5
7911U	15°	64.1	61.1	62.6	73.5	1.5
7912U	15°	69.1	66.1	67.6	78.5	1.5
7913U	15°	74.1	71.1	72.6	84	1.5
7914U	15°	80.9	77.9	79.4	93	1.5
7915U	15°	85.9	82.9	84.4	97.5	1.5
7916U	15°	91.4	88.4	89.9	103	1.5
7917U	15°	97.4	94.4	95.9	112	1.5
7918U	15°	102.4	99.4	100.9	117	1.5
7919U	15°	107.4	104.4	105.9	122	1.5
7920U	15°	113.9	110	112	131	1.5
7921U	15°	118.9	115	117	136	1.5
7922U	15°	123.9	120	122	141	1.5
7924U	15°	135.4	132	134	155	1.5
7926U	15°	146.9	143	145	169	1.5
7000U	15°	15.4	13.1	14.1	22	1
7001U	15°	18.1	15.8	16.8	24.5	1
7002U	15°	21.3	19	20	27.5	1
7003U	15°	23.3	21	22	31	1
7004U	15°	28.6	25.8	26.8	37.5	1
7005U	15°	33.1	30.5	31.5	41.5	1
7006U	15°	39.6	36.5	37.5	49.5	1
7007U	15°	44.6	41	42	56	1
7008U	15°	50.4	47	48	61.5	1
7009U	15°	55.9	52	54	67.5	1
7010U	15°	60.9	57	59	72.5	1.5
7011U	15°	67.4	63	65	82	1.5
7012U	15°	72.4	68	70	87	1.5
7013U	15°	77.4	73	75	92	1.5
7014U	15°	83.9	78	80	101	1.5
7015U	15°	88.9	83	85	106	1.5
7016U	15°	95.4	90	92	115	1.5
7017U	15°	100.4	95	97	120	1.5
7018U	15°	106.9	101	103	129	1.5
7019U	15°	111.9	106	108	134	1.5
7020U	15°	116.9	112	114	139	1.5
7021U	15°	123.4	117	120	148	1.5
7022U	15°	129.9	122	125	157	1.5
7024U	15°	139.9	133	136	167	1.5
7026U	15°	153.9	143	146	184	1.5

注) 接触角 15°, 25°, 30° すべて同一寸法です。

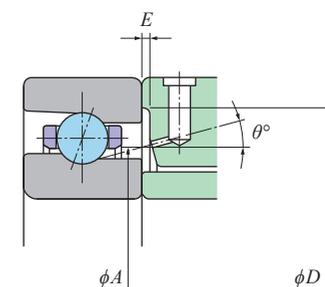


図 7.4 79U, 70U, HSE タイプ

表 7.5 エアオイル/オイルミスト ノズル間座寸法

単位: mm

呼び番号	θ	A	内輪間座 外径	外輪間座 内径	D	E
HSE910U	15°	58.9	55	56	67	1.5
HSE911U	15°	64.8	61	62	74	1.5
HSE912U	15°	69.8	66	67	79	1.5
HSE913U	15°	74.8	71	72	84	1.5
HSE914U	15°	81.6	77	79	93	1.5
HSE915U	15°	86.6	82	84	98	1.5
HSE916U	15°	91.6	87	89	103	1.5
HSE917U	15°	98.1	93	95	112	1.5
HSE918U	15°	103.1	98	100	117	1.5
HSE919U	15°	108.1	103	105	122	1.5
HSE920U	15°	115.3	109	111	131	1.5
HSE921U	15°	120.3	114	116	136	1.5
HSE922U	15°	125.3	119	121	141	1.5
HSE924U	15°	136.9	130	132	155	1.5
HSE926U	15°	148.4	141	143	169	1.5
HSE928U	15°	158.4	151	153	179	1.5
HSE930U	15°	172.1	164	166	196	1.5
HSE932U	15°	182.1	174	176	206	1.5
HSE934U	15°	192.1	184	186	216	1.5
HSE010	15°	61.6	57	59	73	1.5
HSE011	15°	69.7	63	65	82	1.5
HSE012	15°	74.7	68	70	87	1.5
HSE013	15°	79.7	73	75	92	1.5
HSE014	15°	86.9	78	80	101	1.5
HSE015	15°	91.9	83	85	106	1.5
HSE016	15°	99.2	90	92	115	1.5
HSE017	15°	104.2	95	97	120	1.5
HSE018	15°	111.4	101	103	129	1.5
HSE019	15°	116.4	106	108	134	1.5
HSE020	15°	121.4	112	114	138	1.5
HSE021	15°	128.7	117	119	148	1.5
HSE022	15°	135.2	122	126	158	1.5
HSE024	15°	145.2	133	136	167	1.5
HSE026	15°	158.5	143	149	187	1.5
HSE028	15°	170.8	153	160	197	1.5
HSE030	15°	181.5	165	171	210	1.5
HSE032	15°	193.2	175	183	225	1.5
HSE034	15°	207.8	185	197	245	1.5

注) 接触角 15°, 20°, 25° すべて同一寸法です。

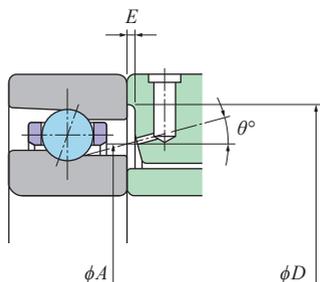


図 7.5 BNT, HTA U タイプ

表 7.6 エアオイル/オイルミスト ノズル間座寸法

単位: mm

呼び番号	θ	A	内輪間座 外径	外輪間座 内径	D	E
BNT900	12°	14.3	12.2	13.2	18.5	1
BNT901	12°	16.3	14.2	15.2	20.5	1
BNT902	12°	19.2	17.1	18.1	24	1
BNT903	12°	21.2	19.1	20.1	26	1
BNT904	12°	26	23.5	24.5	32.5	1
BNT905	12°	31	28.5	29.5	37.5	1
BNT906	12°	35.8	33.5	34.5	42.5	1
BNT907	12°	41.1	38.5	39.5	50	1
BNT908	12°	47.1	44.4	45.4	56	1
BNT909	12°	52.3	49	50	61.5	1
BNT000	15°	15.1	13	14	22	1
BNT001	15°	17.7	15.6	16.6	24	1
BNT002	15°	21	18.6	19.6	28	1
BNT003	15°	22.9	20.6	21.6	30	1
BNT004	15°	28.1	25	26	37	1
BNT005	15°	32.6	30.5	31.5	41.5	1
BNT006	15°	39.1	35.5	36.5	49.5	1
BNT007	15°	44	41	42	56	1
BNT008	15°	49.8	47	48	61	1
BNT009	15°	55.2	52	53	68	1
BNT200	15°	17.5	15.4	16.4	24.5	1
BNT201	15°	18.9	16.8	17.8	26.5	1
BNT202	15°	21.4	19.3	20.3	29	1
BNT203	15°	24.6	22	23	34	1
BNT204	15°	30	26.5	27.5	40.5	1
BNT205	15°	34.8	32	33	45.5	1
BNT206	15°	40.9	37.5	38.5	54.5	1
BNT207	15°	46.6	43.5	44.5	64	1
BNT208	15°	52.5	49	50	71.5	1
BNT209	15°	56.9	54.5	55.5	76.5	1

表 7.7 エアオイル/オイルミスト ノズル間座寸法

単位: mm

呼び番号	θ	A	内輪間座 外径	外輪間座 内径	D	E
HTA920U	15°	116.4	110	112	130	1.5
HTA921U	15°	121.4	115	117	135	1.5
HTA922U	15°	126.4	120	122	140	1.5
HTA924U	15°	138.7	132	134	153	1.5
HTA926U	15°	151	143	145	167	1.5
HTA928U	15°	161	153	155	177	1.5
HTA930U	15°	174.9	165	167	195	1.5
HTA932U	15°	184.9	175	177	205	1.5
HTA934U	15°	194.9	185	187	215	1.5
HTA936U	15°	208.1	197	199	233	1.5
HTA938U	15°	218.1	208	210	242	1.5
HTA940U	15°	232.5	220	222	260	1.5
HTA006U	15°	39.5	35.5	36.5	49.5	1
HTA007U	15°	44.3	41	42	56	1
HTA008U	15°	49.9	47	48	61	1
HTA009U	15°	56.1	52	53	68	1
HTA010U	15°	61.1	57	59	73	1.5
HTA011U	15°	69.3	63	65	82	1.5
HTA012U	15°	74.3	68	70	87	1.5
HTA013U	15°	79.3	73	75	92	1.5
HTA014U	15°	86.4	78	80	101	1.5
HTA015U	15°	91.4	83	85	106	1.5
HTA016U	15°	98.7	90	92	115	1.5
HTA017U	15°	103.7	95	97	120	1.5
HTA018U	15°	111	101	103	129	1.5
HTA019U	15°	116	106	108	134	1.5
HTA020U	15°	121	112	114	138	1.5
HTA021U	15°	128.4	117	119	148	1.5
HTA022U	15°	134.9	122	126	158	1.5
HTA024U	15°	144.9	133	136	167	1.5
HTA026U	15°	158.1	143	149	187	1.5
HTA028U	15°	170.4	153	160	197	1.5
HTA030U	15°	181.2	165	171	210	1.5
HTA032U	15°	192.7	175	183	225	1.5
HTA034U	15°	207.4	185	197	245	1.5

注) 接触角 30°, 40° すべて同一寸法です。

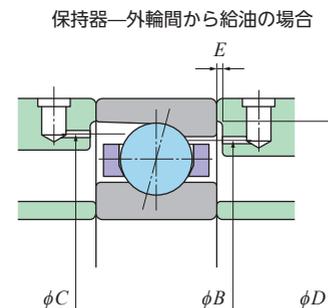


図 7.6 78C, 79C タイプ

表 7.8 エアオイル/オイルミスト ノズル間座寸法

単位: mm

呼び番号	保持器—外輪間から給油の場合					
	B	C	内輪間座 外径	外輪間座 内径	D	E
7805C	32.6	33.3	28	29	34	1
7806C	37.6	38.2	33	34	39	1
7807C	42.6	43.1	38	39	44	1
7808C	47.8	48.4	43	44	49	1
7809C	53.2	54.3	48.5	49.5	54	1
7810C	59.5	60.2	54	55	60.5	1
7811C	66.2	67.4	59	61	68	1
7812C	71.7	72.8	64.5	66.5	73.5	1
7813C	77.7	78.7	70.5	72.5	79.5	1
7814C	82.4	83.6	75.5	77.5	84.5	1
7815C	87.8	88.8	80.5	82.5	89.5	1
7816C	92.5	93.6	85.5	87.5	94.5	1
7817C	101	102.5	91.5	93.5	103.5	1
7818C	106	107.3	96.5	98.5	108.5	1
7819C	111	112.4	101.5	104	113.5	1
7820C	115.6	117	106.5	110	118.5	1
7821C	120.7	122	111.5	115	123.5	1
7822C	129.2	131.1	117.5	122	132.5	1
7824C	139.2	141.1	127.5	132	142.5	1
7826CT1	152.3	154.5	139	144	156.5	1.5
7828CT1	162.3	164.5	149	155	166.5	1.5
7830CT1	175.3	177.8	160.5	167.5	180.5	1.5
7832CT1	185.5	188	170.5	177.5	190.5	1.5
7834CT1	198.7	201.5	181	188	204.5	1.5
7928CT1B	171.3	176.9	153	163	179	1.5
7930CT1B	187.2	193.8	165	179	197	1.5
7932CT1B	198.3	201.9	175	190	205	1.5
7934CT1B	208.2	211.9	185	200	215	1.5

注) 7805C~7834CT1, 7928CT1B~7934CT1B ... B を推奨します。
B 狙いが不可の場合、C 狙いでも可とします。

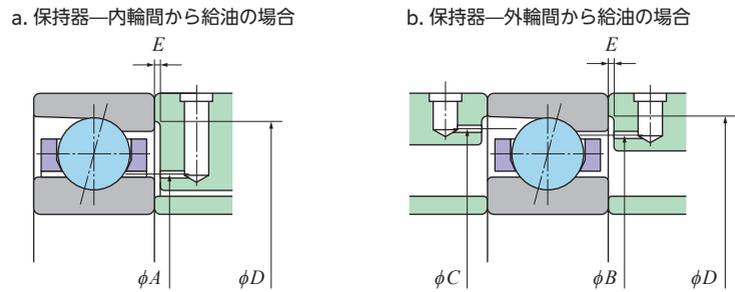


図 7.7 70C, 72C タイプ

表 7.9 エアオイル/オイルミスト ノズル間座寸法

単位: mm

呼び番号	a. 保持器—内輪間から給油の場合			b. 保持器—外輪間から給油の場合			a, b 共通		
	A	内輪間座外径	外輪間座内径	B	C	内輪間座外径	外輪間座内径	D	E
7200C	—	—	—	23	23.8	15.5	17.5	25	1
7201C	—	—	—	24.9	25.8	17.5	19.5	27	1
7202C	—	—	—	28.3	29.4	20.5	22.5	30	1
7203C	—	—	—	32.4	33.7	23.5	26.5	35	1
7204C	—	—	—	38.4	40.2	26.5	31	41.5	1
7205C	—	—	—	43.3	44.7	32	36	46.5	1
7206C	—	—	—	51.1	53	37.5	44	54.5	1
7207C	—	—	—	59.1	61.2	43.5	52	64	1
7208C	—	—	—	65.9	68.3	49	58	71.5	1
7209C	—	—	—	71.3	73.8	54.5	63	76.5	1
7210C	—	—	—	76.4	78.8	59.5	68	81	1.5
7211C	—	—	—	84.6	87.4	66	76	90	1.5
7212C	—	—	—	94.4	97.5	72	85	99.5	1.5
7213C	—	—	—	100.8	104.1	77.5	92	108.5	1.5
7214C	—	—	—	106.2	109.6	83	96	114	1.5
7215C	—	—	—	112.2	115.6	88.5	102	118	1.5
7216C	—	—	—	119.5	123.2	94	109	127	1.5
7217C	—	—	—	128	131.8	100	117	136	1.5
7218C	—	—	—	136.2	140.4	106	125	146	1.5
7219C	119.4	111.5	113.5	144.4	149	111.5	132	155	1.5
7220C	126.1	117.5	120	152.7	157.7	117.5	141	164	1.5
7221C	131.6	122.5	125	159.9	165.1	122.5	148	173.5	1.5
7222C	138.3	129	131	168.5	174.1	129	157	182	1.5
7224C	149.3	141	143	181.5	187.2	141	169	196	1.5
7226C	161.3	152.5	155	193	199.2	152.5	181	210	1.5
7028CT1B	162.9	153	157	183.5	187.4	153	172	197	1.5
7030CT1B	174.4	165	169	196.6	200.9	165	185	210	1.5
7032CT1B	185.7	175	180	209.8	214.2	175	198	225	1.5
7034CT1B	199.2	185	193	226	231.3	185	214	245	1.5
7036CT1B	212.2	197	206	242	248	197	230	263	1.5
7038CT1B	222.2	210	216	252	258	210	240	270	1.5
7040CT1B	235.2	220	229	268	275	220	255	290	1.5

注) 7200C ~ 7218C B を推奨します。
 7219C ~ 7226C, 7028CT1B ~ 7040CT1B A を推奨します。
 A 狙いが不可の場合, B 狙いでも可とします。A, B ともに不可の場合, C 狙いでも可とします。

(2) 円筒ころ軸受

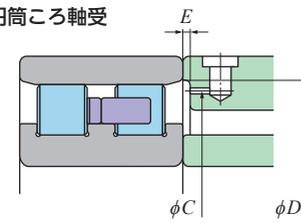


図 7.8 NN30 タイプ, NN30T6 タイプ

表 7.10

単位: mm

呼び番号	C	内輪間座 外径	外輪間座 内径	D	E
NN3005	40.3	31	33.8	42	1
NN3006	47	38	40.5	50	1
NN3007	53.5	43	47.0	57	1
NN3008	59.5	48	53.0	63	1
NN3009	66	54	59.5	69	1
NN3010	71	59	64.5	74	1.5
NN3011	79	65	72.5	83	1.5
NN3012	84	70	77.5	88	1.5
NN3013	90 (89)	75	82.5	93	1.5
NN3014	98	82	90	102	1.5
NN3015	103	87	95	107	1.5
NN3016	111	93	103	115	1.5
NN3017	116	98	108	120	1.5
NN3018	125	105	117	130	1.5
NN3019	130	110	122	135	1.5
NN3020	135	115	127	140	1.5
NN3021	144 (143)	120	135	149	1.5
NN3022	153 (152)	127	144	158	1.5
NN3024	163 (162)	137	154	168	1.5
NN3026	179	150	171	185	1.5
NN3028	189	160	181	195	1.5
NN3030	202	172	194	210	1.5
NN3032	215.5	183	208	223	1.5
NN3034	232	196	224	240	1.5
NN3036	251	209	243	259	1.5
NN3038	261	219	253	269	1.5

備考 () 内寸法は L1 保持器と T6 保持器で、C 寸法が異なる場合の L1 保持器品の寸法です。その他は L1 保持器、T6 保持器ともに同じ値となります。

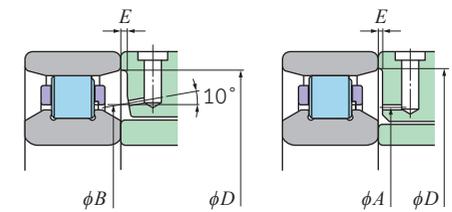


図 7.9 N10HS タイプ

表 7.11

単位: mm

呼び番号	A	B	内輪間座 外径	外輪間座 内径	D	E
N1006HS	—	40.4	37	38	50	1
N1007HS	—	46.5	42	43	57	1
N1008HS	—	51.7	47	48	63	1
N1009HS	—	57.7	52	53	69	1
N1010HS	—	62.7	57	58	74	1.5
N1011HS	—	69.7	63.5	64.5	83	1.5
N1012HS	—	74.8	68.5	69.5	88	1.5
N1013HS	—	79.7	73.5	74.5	93	1.5
N1014HS	86	—	78.5	80.5	102	1.5
N1015HS	91	—	83.5	85.5	107	1.5
N1016HS	97.5	—	88.5	90.5	115	1.5
N1017HS	102.5	—	93.5	95.5	120	1.5
N1018HS	110	—	102	104	130	1.5
N1019HS	115	—	107	109	135	1.5
N1020HS	120	—	112	114	140	1.5
N1021HS	125.9	—	118	120	149	1.5
N1022HS	133.1	—	123	125	158	1.5
N1024HS	143.3	—	133	135	168	1.5
N1026HS	157.2	—	143	145	185	1.5
N1028HS	167.2	—	153	155	195	1.5
N1030HS	179.6	—	165	167	210	1.5
N1032HS	191.1	—	175	177	223	1.5

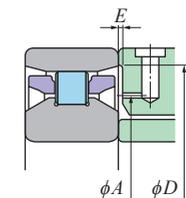


図 7.10 N10HSR タイプ

表 7.12

単位: mm

呼び番号	A	内輪間座 外径	外輪間座 内径	D	E
N1009 HSRT6	58.3	52	53	69	1.0
N1011 HSRT6	71.5	63.5	64.5	83	1.5
N1012 HSRT6	76.6	68.5	69.5	88	1.5
N1013 HSRT6	81.5	73.5	74.5	93	1.5
N1014 HSRT6	89.7	78.5	80.5	102	1.5
N1016 HSRT6	101.3	88.5	90.5	115	1.5
N1018 HSRT6	113.8	102	104	130	1.5
N1020 HSRT6	123.8	112	114	140	1.5

7.3 ジェット潤滑

軸受の側面から潤滑油を高速で噴射させる潤滑方法であり、最も信頼性の高い潤滑方法で、主としてジェットエンジンやガスタービンの軸受などで広く使用されており、 d_{mn} 値 400×10^4 程度まで実用化されています。

工作機械の主軸の潤滑装置としては、軸受の温度上昇を低く抑えることができますが多量の油を

軸受に供給するためトルク損失が大きく主軸駆動のために大きな出力をもつモータが必要になります。油としては、 $2 \sim 3 \text{ mm}^2/\text{s}$ の低粘度油が使用されます。

図 7.11 に同じ軸受を用いた場合のエアオイル潤滑とジェット潤滑の温度上昇の例と図 7.12 に動力損失の実験結果の例を示します。

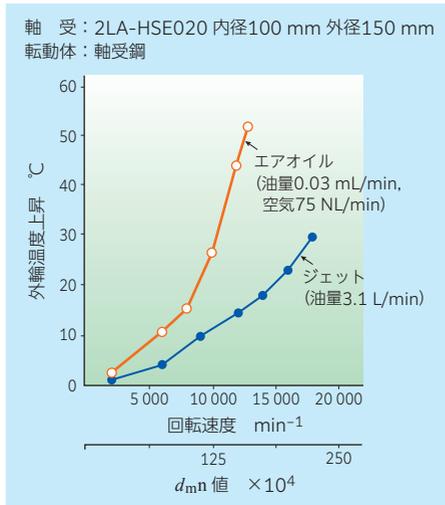


図 7.11 エアオイル潤滑・ジェット潤滑による外輪温度上昇の比較

(エアオイル潤滑は室温との差、
ジェット潤滑は給油温度との差)

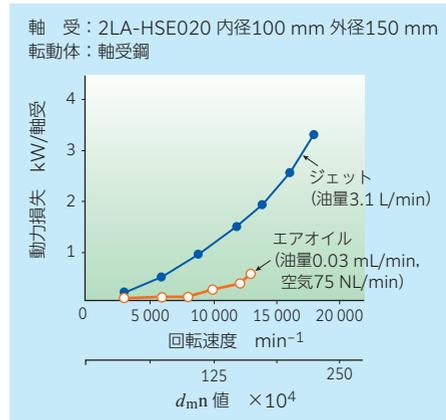


図 7.12 エアオイル潤滑・ジェット潤滑による動力損失の比較

8. 精密軸受技術

8.1 工作機械主軸用精密軸受 ULTAGE® (アルテージ) シリーズ

NTN では工作機械に求められる高効率加工、高信頼性、高品位加工、環境指向に対応するために精密軸受 ULTAGE® シリーズを開発しました。ULTAGE® シリーズは軸受内部設計の最適化、特殊材料・表面改質の採用、特殊グリースの採用、両側のシールの採用などにより優れた能力を発揮します。

ULTAGE® (アルテージ) とは、究極を意味する【ULTIMATE】と、あらゆる場面での活躍を意味する【STAGE】を組合せた造語で、精密軸受の究極を求める NTN の考えを表現したものです。



■ コンセプト

環境との調和を図りながら超高速・高精度・高信頼性を実現することを最大のコンセプトとしています。

【設計】

用途、使用条件に合わせて内部設計を最適化し、高速・高剛性の両立、低温度上昇、高精度、省エネルギー、低騒音化を実現。あらゆる場面で最高の能力を発揮。

【材料】

特殊材料、表面改質の採用により、信頼性が大幅に向上。

【潤滑】

独自の環境対応技術や特殊グリース採用で、環境負荷低減、省エネルギーに貢献。

【精度】

従来の精密軸受に超高精度技術を加え、さらなる高精度化を実現。

8.2 材料と表面改質技術

ULTAGE® シリーズ工作機械用高速および超高速精密軸受では、優れた耐焼付性と耐摩耗性を示す特殊材料、表面改質を採用しています。(呼び番号 2LA)

■ 常温寿命

図 8.1 に点接触試験片による高荷重下での試験結果を示します。

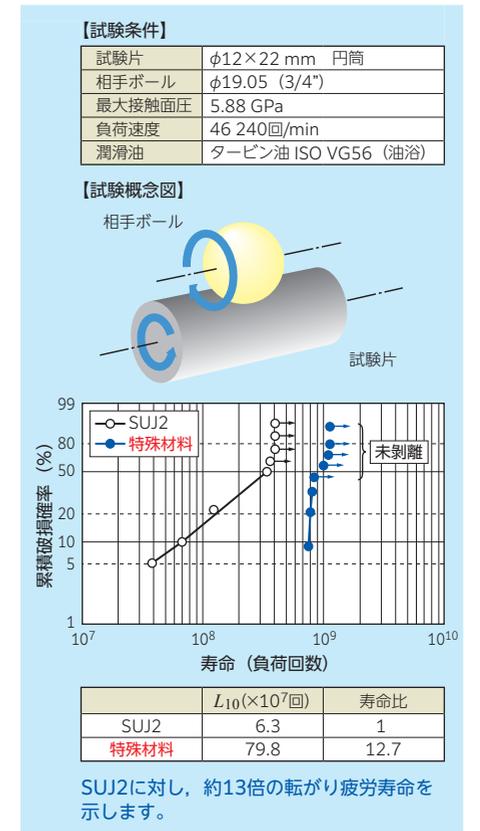


図 8.1 点接触試験片での寿命試験結果

■ 高温寿命

図 8.2 にスラスト形試験片による 200 °C での試験結果を示します。

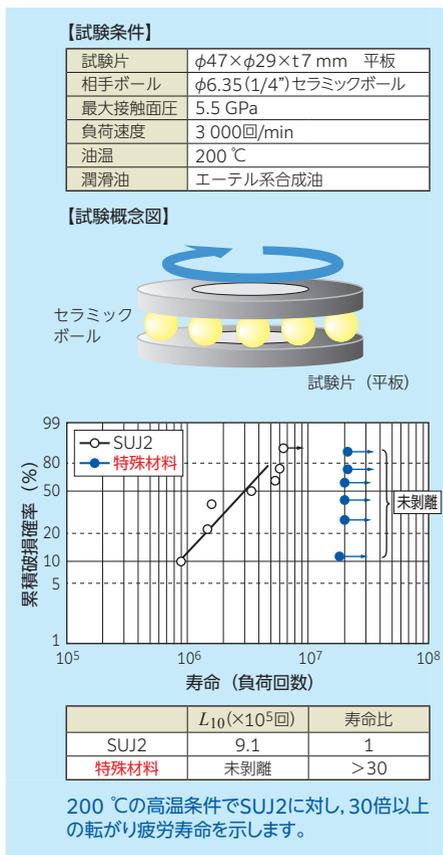


図 8.2 スラスト形試験片での高温寿命試験結果

■ 耐摩耗性の向上

図 8.3 にサバン型摩擦摩耗試験の結果を示します。

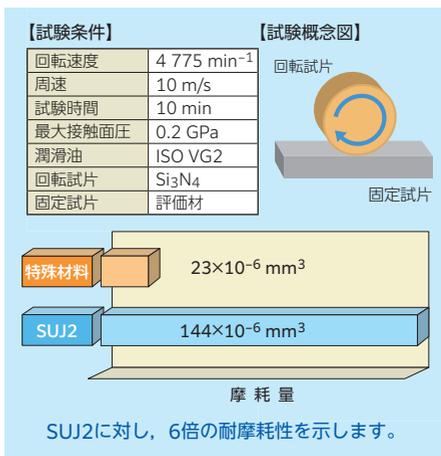


図 8.3 サバン型摩擦摩耗試験結果

■ 耐焼付性の向上

図 8.4 に 2 円筒転がり滑り試験の結果を示します。

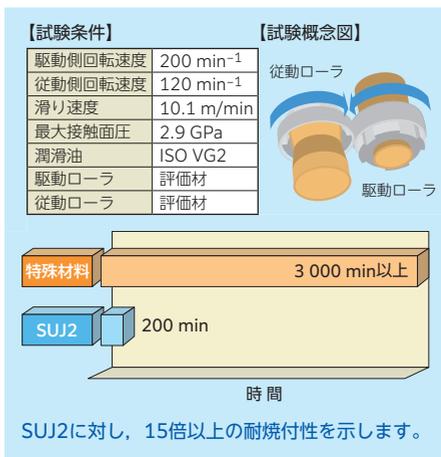


図 8.4 2 円筒転がり滑り試験結果

■ セラミックボールの採用

図 8.5 に転動体材料の違いによる温度上昇比較結果を示します。

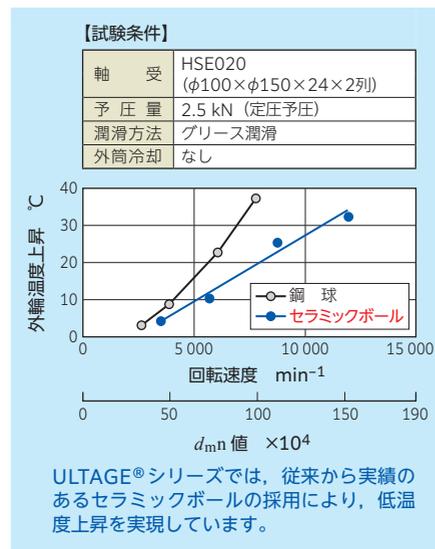


図 8.5 転動体材料の違いによる温度上昇比較結果

8.3 環境対応技術

ULTAGE® シリーズ主軸用軸受には、エア量、オイル消費量の削減による省エネを達成した環境対応型エアオイル潤滑仕様と高速領域までグリース潤滑を可能にし、環境負荷を低減したグリース潤滑シール付き仕様があります。

また、ボールねじ支持用軸受には長寿命を実現した油潤滑用の開放形仕様と、長寿命と取扱いの簡素化を可能にするシール付き仕様があります。

工作機械用軸受に求められる要素

高速化 高剛性化 長寿命化 高精度化 環境対応

主 軸 用
環境対応型エアオイル潤滑

HSLタイプ N10HSLT6タイプ

エア量、オイル量の削減による省エネを実現

グリース潤滑

標準 79 LLB/70 LLB タイプ 高速 BNS LLB タイプ N10HSRT6 タイプ

シール付き シール付き

高速領域までグリース潤滑を可能にし、環境負荷を低減

ボールねじ支持用
グリース潤滑

2A-BSTタイプ 2A-BST LXLタイプ

シール付き

長寿命 長寿命と取扱いの簡素化を実現

■ グリース潤滑シール付きアンギュラ玉軸受

(1) 使いやすさ

ULTAGE® シリーズシール付きアンギュラ玉軸受はグリース封入タイプです。グリース封入作業が不要となり、組立前に防せい油を拭取るだけでご使用いただけます。さらに、正面側、背面側に異色シールを採用しています。正面側（黒色）、背面側（オレンジ色）をシールの色で確認することができ、組合せ方向の確認が簡単です（表 8.1 参照）。

表 8.1 シールの色と軸受の組合せ



(2) 主軸構造の簡素化提案

ULTAGE® シリーズシール付きアンギュラ玉軸受は内部構造の最適化により、グリース潤滑での高速運転ができます。ミスト飛散がほとんどないグリース潤滑は主軸構造を簡素化し、環境負荷低減、コスト低減に貢献します（図 8.6 参照）。

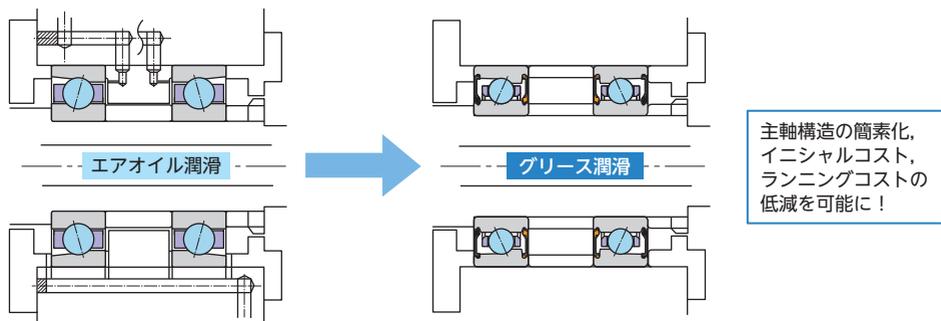


図 8.6 潤滑方法の変更（エアオイル潤滑→グリース潤滑）

■ 環境対応型エアオイル潤滑アンギュラ玉軸受／円筒ころ軸受

環境対応型エアオイル潤滑アンギュラ玉軸受（HSL, HSFL タイプ）／円筒ころ軸受 [N10HSLT6 (K) タイプ] は環境対応型ノズルとの組合せにより、ミスト飛散（油煙）の低減と騒音値の低減ができます。

(1) ミスト飛散（油煙）の低減

環境対応型エアオイル潤滑軸受は、軸受内部への潤滑油の供給方法がノズルから噴出する圧縮エアではなく、回転する内輪の遠心力を利用する方法のためエア量の削減、油量の削減につながります。そのため、スピンドルのラビリンスシールが

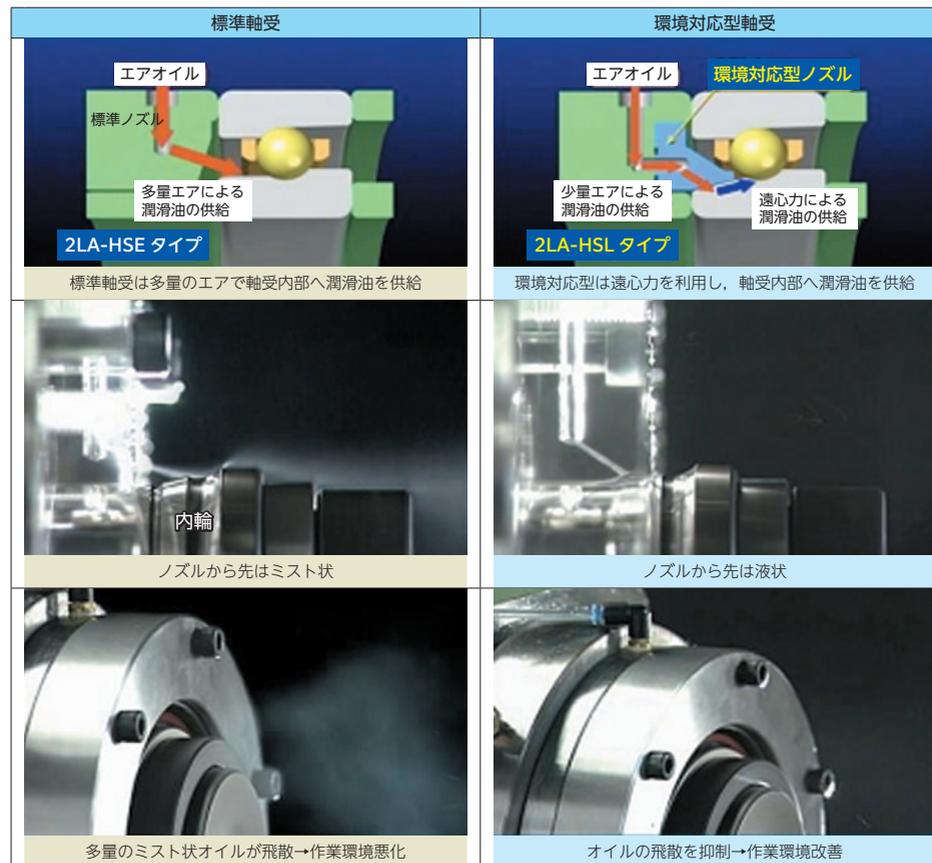
ら漏れ出すミスト飛散（油煙）も削減できます。標準軸受と環境対応型軸受のミスト飛散（油煙）発生を比較を表 8.2 に示します。

エアで噴射された潤滑油は、軸受内部を通過し、多量のミスト状のまま排出されます。

軸受からミスト状で排出された潤滑油は、主軸ハウジングの排気孔を通り回収されますが、一部は主軸ラビリンスシールから流出し、機械周辺の環境を悪化させます。

環境対応型軸受の採用は、作業環境の改善につながります。

表 8.2 標準軸受と環境対応型軸受のミスト飛散（油煙）発生を比較



(2) 騒音値の低減

エアオイル潤滑は微量なオイルをエアの力を使って供給する方法であり、図 8.7、図 8.9 に示す専用ノズル間座を使用します。

φ1～φ1.5 mm 程度のノズルを使用し、エア量 30～40 NL/min/1 軸受のエアにより、オイルを軸受軌道面に供給します。ノズルにより圧縮され、高速噴流となった多量のエアが、オイルの搬送と同時に高速回転する軸受のエアカーテンを破り、オイルを供給するための道具として使用されています。NTN が開発した環境対応型軸受はこの多量エアの消費を抑えると同時にエアによる風切り音を小さくした仕様であり、環境対応型ノズルから供給される微量オイルが、軸受内輪の遠心力により両方のテーパ面間に沿って進み、軸受軌道面に達する供給メカニズムを特長としています (図 8.8、図 8.10 参照)。

エアに求められる機能は内輪の窪み部までの搬送であり、多くの流量を必要としません。また、搬送に使用されたエアはテーパ面から漏出することから、風切り音の発生も小さくなります。

環境対応型軸受の採用により、6～8 dBA の騒音を低減できます。

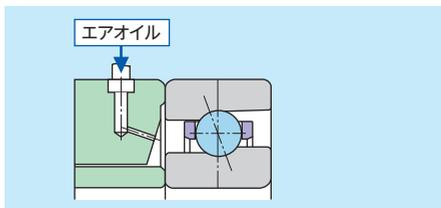


図 8.7 標準ノズル

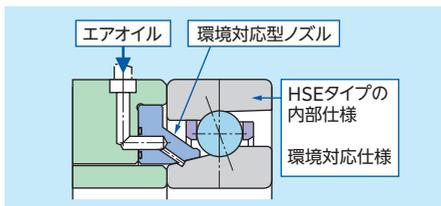


図 8.8 環境対応型ノズル

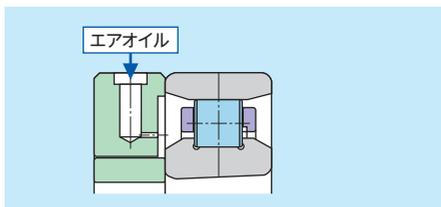


図 8.9 N10HS タイプ

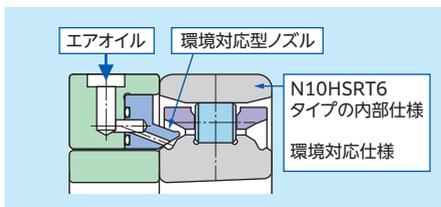


図 8.10 N10HSLT6 タイプ

<例>

10 000 min⁻¹ 以上の高速領域において 6～8 dBA の騒音低減を実現 (図 8.11 参照)。

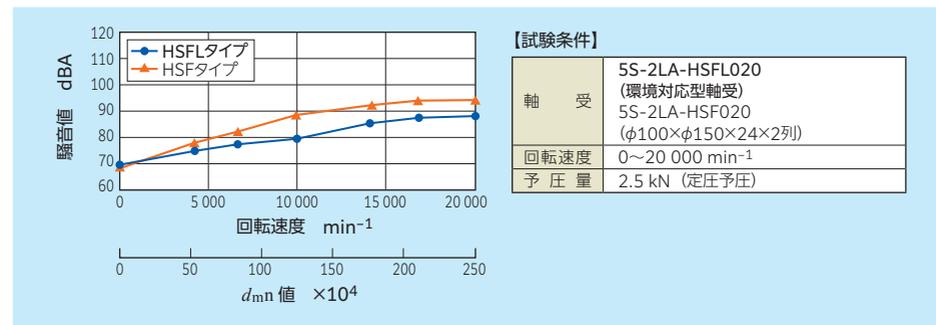


図 8.11 騒音値比較

環境対応型軸受の採用により、騒音値の低減とともに特に高速運転時の高周波成分「キーン音」が軽減されます。これは、標準ノズルで高速噴流となってエアと転動体との衝撃によって発生する騒音成分が環境対応型ノズルの採用により、軽減されるためです (図 8.12、図 8.13 参照)。

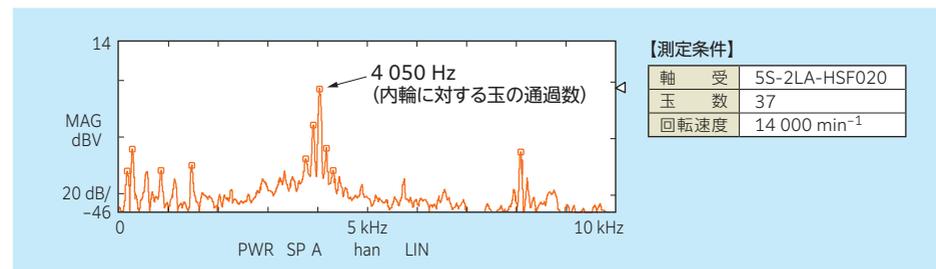


図 8.12 軸受騒音の周波数分析結果 (標準ノズル)

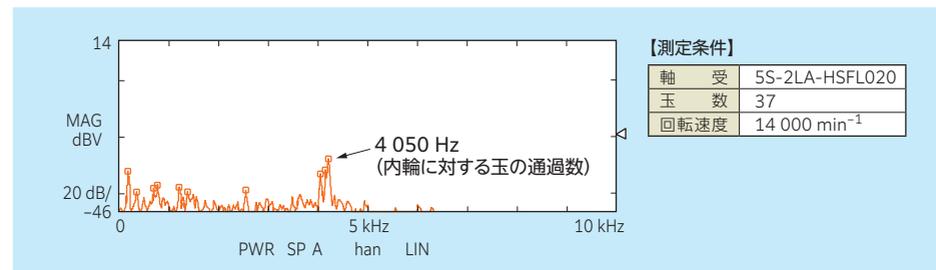


図 8.13 軸受騒音の周波数分析結果 (環境対応型ノズル)