

3. 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**フレーキング**が発生し使用に耐えなくなる。

軸受の寿命とはこのようにフレーキングが内輪・外輪の軌道面又は転動体の転動面に発生するまでの**総回転数**として定義される。

このほか焼付き、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るが、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、不適切な潤滑及び不完全な密封などがその原因である。これらの原因を取り除くことによって軸受の故障を避けることができる。

3.2 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る。これは材料の疲れそのものにばらつきがあるためである。

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**を用いる。

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**フレーキング**を生じることなく回転できる**実質的な総回転数**をいう。一定回転速度で回転させたときは、その総回転時間で表す。

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**を与えるような**一定荷重**をいう。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)** 又は**基本動アキシャル定格荷重 (C_a)** と呼ぶ。

このカタログの軸受寸法表には、**NTN**で用いられている標準的な材料及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る。

基本定格寿命、基本動定格荷重及び動等価荷重の間には次のような関係がある。

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

$$\text{ころ軸受では } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \dots\dots\dots (3.2)$$

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}
- 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}

回転速度 n と速度係数 f_n 、寿命係数 f_h 及び基本定格寿命 L_{10h} の関係を表3.1及び図3.1に示す。

表3.1 軸受の基本定格寿命・寿命係数・速度係数の関係

区分	玉軸受	ころ軸受
基本定格寿命 L_{10h} h	$\frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^3 = 500 f_h f_n^3$	$\frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} = 500 f_h f_n^{10/3}$
寿命係数 f_h	$f_n \frac{C}{P}$	$f_n \frac{C}{P}$
速度係数 f_n	$\left(\frac{33.3}{n}\right)^{1/3}$	$\left(\frac{33.3}{n}\right)^{3/10}$

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(3.3)によって求めることができる。

$$L = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \dots + \frac{1}{L_n^e}\right)^{1/e}} \dots\dots\dots (3.3)$$

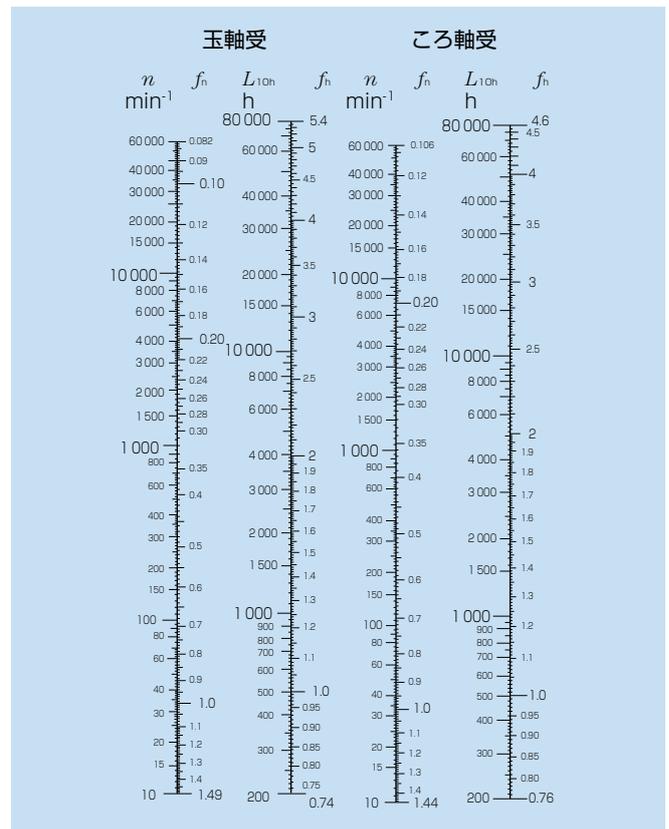


図3.1 軸受寿命を求めるスケール

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には式(3.4)で寿命が求められる。

$$L_m = \left(\frac{\phi_1}{L_1} + \frac{\phi_2}{L_2} + \dots + \frac{\phi_i}{L_i} \right)^{-1} \dots \dots \dots (3.4)$$

ここで、

L_m : 軸受の総合寿命

ϕ_j : 各条件の使用頻度 ($\sum \phi_j = 1$)

L_j : 各条件における寿命

軸受の使用条件として、動等価荷重 P 、回転速度 n とする
と必要寿命を満足する軸受の基本動定格荷重 C は、表3.1及び式(3.5)によって求められる。この C を満足する軸受をこのカタログの軸受寸法表の中から選定できる。

$$C = P \frac{f_n}{f_h} \dots \dots \dots (3.5)$$

3.3 補正定格寿命

軸受の基本定格寿命(信頼度90%)は3.2項に述べた計算式によって得られるが、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る。また特別に改良された軸受材料並びに製造方法を用いて、軸受寿命を延長することができる。更に、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る。

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(3.6)を用いて求めることができる。

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10} \dots \dots \dots (3.6)$$

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

3.3.1 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3.2で与えられる。

3.3.2 軸受特性係数 a_2

軸受材料の種類及びその品質、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する。このような場合には、**軸受特性係数 a_2** で寿命を補正する。

軸受寸法表に記載している基本動定格荷重は、NTNで用いられている標準的な材料及び製造方法によるもので、通常

は $a_2 = 1$ を採る。

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

高炭素クロム軸受鋼製の軸受を120℃以上で長時間使用すると、通常の熱処理では寸法変化が大きいので、その最高使用温度に応じて寸法安定化処理(**TS処理**)を行った高温用軸受がある。この軸受は寸法安定化処理を行うことにより軸受の硬さが低下し寿命に影響するので表3.3に示す値を乗じて寿命を補正する。

表3.2 信頼度係数 a_1

信頼度 %	L_n	信頼度係数 a_1
90	L_{10}	1.00
95	L_5	0.62
96	L_4	0.53
97	L_3	0.44
98	L_2	0.33
99	L_1	0.21

表3.3 寸法安定化処理

記号	最高使用温度 ℃	軸受特性係数 a_2
TS2	160	1.00
TS3	200	0.73
TS4	250	0.48

3.3.3 使用条件係数 a_3

軸受の使用回転速度及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** を用いる。

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、 $a_3 > 1$ を採ることができる。しかしながら、次のような場合には $a_3 < 1$ となる。

- 軸受の使用温度における潤滑油の動粘度が低い場合
(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
(回転速度 $n \text{ min}^{-1}$ と転動体のピッチ径 $D_{pw} \text{ mm}$ との積が $D_{pw} \cdot n < 10\,000$ の場合)
- 軸受の使用温度が高い場合
軸受の使用温度が高いと軌道の硬さが低下して寿命が減少するので、使用温度による使用条件係数として図3.2に示す値を乗じて寿命を補正する。ただし寸法安定化処理を行った軸受には適用しない。
- 潤滑剤に異物、水分などが混入する場合
特殊な使用条件の場合にはNTNにご照会ください。

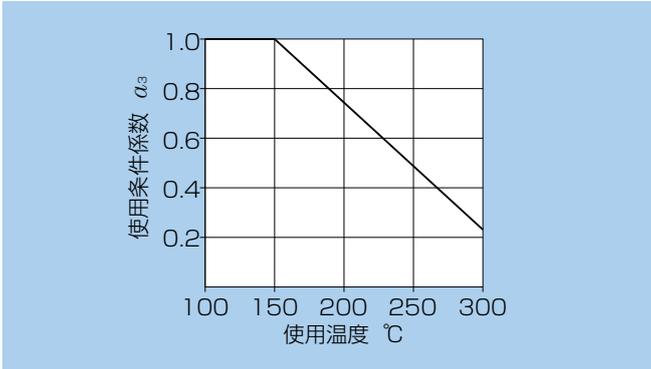


図3.2 使用温度による使用条件係数

特別に改良された材料並びに製造方法による軸受を用いた場合、 $a_2 > 1$ であっても、潤滑条件が良好でない場合は通常 $a_2 \times a_3 < 1$ とする。

なお、基本定格寿命を求める式 (3.1)、(3.2) 及び (3.6) は非常に大きな荷重が作用するとき、転動体と軌道との接触面に有害な塑性変形を生じるおそれがあり、ラジアル軸受では P_r が C_{or} (基本静定格荷重) または $0.5C_r$ のいずれかを超える場合、スラスト軸受では P_a が $0.5C_a$ を超える場合には適用できないことがあります。

3.4 使用機械と必要寿命

軸受の選定に当たって、その使用条件における軸受の必要寿命を設定しなければならないが、必要寿命は主として使用機械に求められている耐久期間と運転時の信頼度によって定められる。一般に目安となる必要寿命時間を表3.4に示す。

表3.4 使用機械と必要寿命時間 (参考)

使用区分	使用機械と必要寿命時間 L_{10h} × 10 ³ 時間				
	~4	4~12	12~30	30~60	60~
短時間又は、ときどき使用される機械	家庭用電気機器 電動工具	農業機械 事務機械			
短時間又は、ときどきしか使用されないが、確実な運転を必要とする機械	医療機器 計器	家庭用エアコン 建設機械 エレベータ クレーン	クレーン (シーブ)		
常時ではないが、長時間運転される機械	乗用車 二輪車	小形モータ バス・トラック 一般歯車装置 木工機械	工作機械スピンドル 工場用汎用モータ クラッシャ 振動スクリーン	重要な歯車装置 ゴム・プラスチック用 カレンダーロール 輪転印刷機	
常時1日8時間以上運転される機械		圧延機ロールネック エスカレータ コンベヤ 遠心分離機	客車・貨車 (車軸) 空調設備 大形モータ コンプレッサ・ポンプ	機関車 (車軸) トラクションモータ 鉱山ホイスト プレスフライホイール	パルプ・製紙機械 船用推進装置
1日24時間運転され事故による停止が許されない機械					水道設備 鉱山排水・換気設備 発電所設備

軸受の寸法を決定するとき、軸受の疲れ寿命は重要な基準であるが、疲れ寿命以外にも軸及びハウジングの強度並びに剛性も考慮しなければならない。

3.5 基本静定格荷重

基本静定格荷重とは、最大荷重を受けている軌道体と軌道との接触部中央における、次に示す計算接触応力に対応する静荷重として規定される。

ころ軸受…4 000MPa (408kgf/mm²)

玉軸受…4 200MPa (428kgf/mm²)

これらの接触応力で発生する転動体と軌道との総永久変形量は転動体直径の約0.0001倍となり、これ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る。

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**基本静アキシアル定格荷重**と呼び、それぞれ C_{or} 、 C_{oa} と表し軸受寸法表に記載している。

3.6 許容静等価荷重

許容することのできる静等価荷重 (A-25ページ参照) は、一般には3.5項で述べた基本静定格荷重を限度とするが、回転の円滑さ及び摩擦についての要求によって、基本静定格荷重より大きく採る場合や小さく採る場合がある。

一般には、式(3.7)及び表3.5に示す安全係数 S_0 を考慮して定める。

$$S_0 = C_0 / P_0 \dots\dots\dots (3.7)$$

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3.5 安全係数 S_0 の下限値

運 転 条 件	玉軸受	ころ軸受
高い回転精度を要する場合	2	3
普通の回転精度を要する場合(汎用)	1	1.5
多少の回転精度の劣化を許容する場合 (低速回転、重荷重用など)	0.5	1

- 備考
1. スラスト自動調心ころ軸受では S_0 の下限値を4に採る。
 2. シェル形針状ころ軸受では S_0 の下限値を3とする。ただし、プレミアムシェルは S_0 の下限値を2とする。
 3. 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 を求める。
 4. 深溝玉軸受、アンギュラ玉軸受に大きなアキシアル荷重が作用すると接触だ円が軌道面を乗り越えることがあるのでNTNにご照会ください。
 5. スラスト軸受でAS形軌道盤を用いる場合は S_0 の下限値を3とする。