

研究会報告

転がり軸受寿命試験マニュアル(1)

転がり軸受寿命研究会*

原稿受付 2007年9月7日

“トライボロジスト” 第53巻 第3号 (2008) 179~187

はじめに

日本トライボロジー学会転がり軸受寿命研究会(第2種研究会)は、2005年6月に設置を認められ、その後に継続を認められて活動中である。内容面で前身であった日本学術振興会転がり軸受寿命第126委員会の解散に伴って研究の主要部分を引き継ぎ、転がり軸受の寿命に関する実験的研究を共同試験として行っている。また、転がり軸受の寿命試験は非常な長時間を要するため、その間を利用して別の展開も考えている。

その一つの方向として、研究会はわが国の転がり軸受の寿命試験の専門家の集まりであって経験も豊富なので、それらを総合して「転がり軸受寿命試験マニュアル」を作成した。内容はこれから寿命試験に携わる人やこの方面に関心をもっている人を対象として、転がり軸受の寿命試験とはどのようなもので、どのような問題とそれに対する注意が必要であるかなどを述べている。これにより寿命試験に理解と関心が向けられ、また、われわれが経験したのと同じ失敗が繰り返されないことを期待する。

なお、このマニュアルは次の内容をもっている。

1. 軸受寿命試験の分類

2. 試験方法の種類

2.1 試験機一般

2.2 試験機の形式

2.2.1 荷重の方向

2.2.2 試験軸受の数

2.2.3 荷重の負荷方法

2.2.4 軸受の回転速度

2.3 試験機的设计

2.3.1 基本的な考え方

2.3.2 構造

2.3.3 軸受の取付け取外し

2.3.4 試験機の例

3. 試験の準備

3.1 試験機の機差の調査

3.2 試料

3.2.1 試験軸受

3.2.2 試験機部品の準備

3.2.3 潤滑剤

3.3 試験条件の設定

3.3.1 加速試験

3.3.2 荷重と回転速度

3.3.3 油膜厚さの検討

3.3.4 固形異物

3.3.5 はめあい

3.3.6 潤滑油の温度

4. 試験の実行

4.1 安全

4.2 自動停止装置の設定

4.3 運転状態の監視

4.4 運転の中途打切り

4.5 記録

*構成：岡本純三(主査, 千葉大・名), 佐藤昌夫(幹事, 神奈川大), 木村好次(東大・名, 香川大・名), 吉岡武雄(元・明治大), 似内昭夫(玉川大), 山本隆司(東京農工大), 間野大樹(産総研), 高田浩年(元・日本精工), 三田村宣品(日本精工), 佐田 隆(ジェイテクト), 前田喜久男(NTN), 高木俊行(不二越), 吉田秀司(ツバキナカシマ), 平岡和彦(山陽特殊製鋼)

2007年9月現在

Life Test Manual for Rolling Bearings (Part 1)

By Technical Committee on Life of Rolling Bearings

Key Words: rolling bearings, life test, manual, misalignment, lubrication, fretting

5. 試験後の処理

5.1 破損の確認

5.1.1 軸受取外し前の確認

5.1.2 軸受取外し後の確認

5.2 寿命データの処理

5.3 試験軸受の保存

6. 寿命試験の将来展望

【付録】玉軸受の油膜厚さと油膜パラメータの計算例

本編では第 1 章および第 2 章の内容について述べる。

1. 軸受寿命試験機の種類

転がり軸受の寿命とは、転がり面に接触による応力の繰返しに加わり、それによって材料に疲れの形跡が現れるまでの総回転数とされている。疲れの現象は図 1 に示すようなフレーキング（表面がうろこ状にはく離すること）として現れ、これはさらに応力の繰返しに加わると進展して機能を



図 1 玉軸受内輪軌道溝のフレーキング

劣化させ、最後には軸受の破壊に至る。また、これ以外の損傷は寿命とは判定しない。

通常の寿命試験はフレーキングが最初に認められる時まで行われるが、軸受単体の寿命を対象とした基礎的試験と、機器に組み込んだ状態での応用試験とに大別することができる。この内で応用試験は組み込まれた機器の設計、材質、環境等が千差万別で普遍的なことはないので、ここでは基礎的試験を対象とする。

2. 試験方法の種類

2.1 試験機一般

転がり軸受の寿命試験を行うには寿命試験機が必要であり、試験軸受に荷重を加えて回転させ、軸受に疲労が現れるまで運転する破壊試験である。しかし転がり軸受も機械製品と同様に耐久性を考慮して作られているので、それを破壊するためには過酷な条件を課することになる。したがって軸受と同時に寿命試験機にも同様な条件が加わり、試験軸受が破損・交換されても試験シリーズは継続されるから、試験機には長期にわたって過酷な条件が加わることになるが、それでも所定の機能を維持することが求められる。

2.2 試験機の形式

2.2.1 荷重の方向 試験軸受に加える荷重の方向には、ラジアル、アキシャルおよびラジアルとアキシャルの合成されたもの（合成荷重）がある。軸受の負荷理論や負荷能力に関連した試験を行う場合には、ラジアル軸受に対しては純ラジアル荷重が加えられ、アキシャル軸受に対しては純アキシャル荷重が加えられる。また、合成荷重は実用条件下の寿命との関連のために加えられる

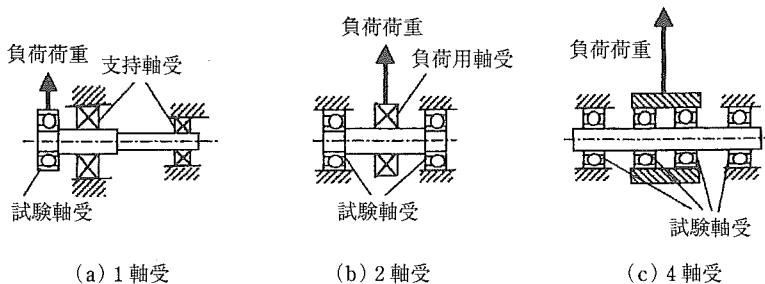


図 2 寿命試験機の試験軸受数

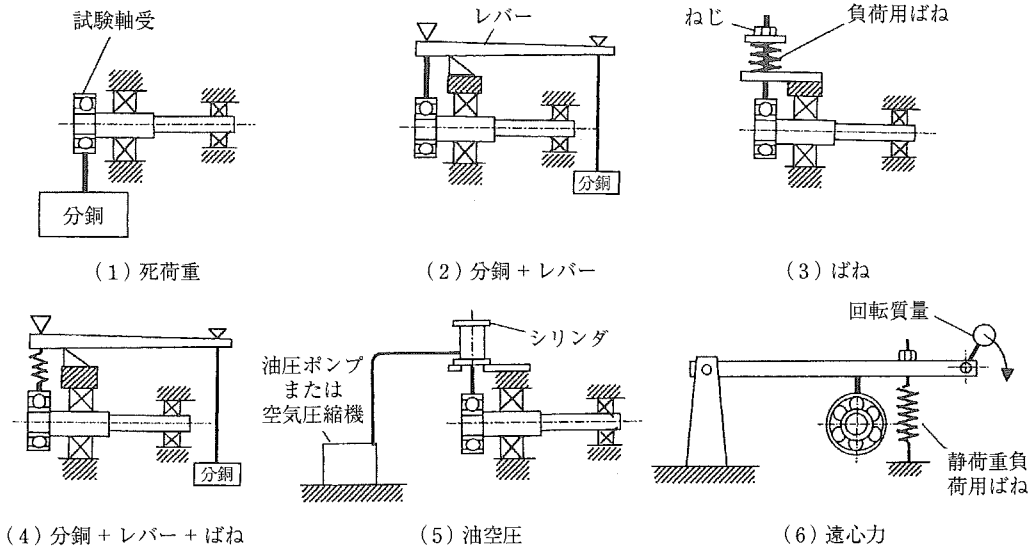


図3 荷重の負荷方法

ことがあるが、ラジアル荷重とアキシャル荷重の比が変数となるので、条件が複雑となる。

2.2.2 試験軸受の数 1台の試験機に組み込む試験軸受の数は、1、2および4個のものがあるが、それらの特徴は次のとおりである。

(1) ラジアル荷重の場合 (図2)

試験軸受が1個のものはその軸受に加えられる荷重に外乱がなく、容易に影響因子を変えて試験を行うことができる。反面、試験能率が低いから、多くの結果を得るためには長期間を要するか、多数の試験機を準備しなければならない。これに対して試験軸受が2個および4個のものはその数に応じて試験能率は向上する。しかし一緒に試験されている他の軸受の影響(温度、振動、固形異物など)を受けるので、個々の軸受の環境を厳格に制御することには困難がある。また、複数個の試験軸受の内の1個でも破損すれば試験機を停止させて破損軸受を交換しなければならない。その間は健全なほうの軸受も停止するので、必ずしも個数倍の能率は得られない。試験能率の低下を防ぐためには、破損軸受の交換の時間をできるだけ短くする必要がある。

(2) アキシャル荷重の場合

試験軸受1個および2個が普通であるが、どちらも上述の問題は同じである。

2.2.3 荷重の負荷方法 軸受の寿命に対しては荷重が3乗またはそれ以上に反比例して影響するから、正確な寿命値を得るためには荷重の値は正確なものとしなければならない。荷重の負荷方法には図3のようなものがあるが、それぞれについて以下に述べる。

(1) 死荷重

軸受に分銅を取り付けて死荷重を加える方法である。構造はもっとも簡単であるが、普通の寿命試験では分銅の質量は数百kg以上になるので取扱いや操作が困難であり危険も伴う。ただし運転中に軸受に何らかの原因による変位が発生しても、常に正確な荷重が加わり続けるので、荷重については監視をする必要がないという特長がある。

(2) 分銅とレバー

数十kg程度の分銅による力をレバーで増幅させて軸受に加える。分銅が小さいと構造が簡単なので故障が少なく、常に正確な荷重が加わるため手軽に使われる。しかし欠点としてレバーの分だけ構造が大きくなること、軸に偏心があったり軸受にラジアル振れが存在したりすると、それらが回転に伴って振動としてレバーに伝わり、分銅側にはそれが拡大されて現れることがある。また、レバーの支点到ピンを使った場合にはそれに大きな負荷荷重が加わるため摩擦も大きくなって荷重

の伝達を阻害することがあるので、ナイフエッジを使用するなどしてその低減を検討しておく必要がある。

(3) ばね

板ばねまたはコイルばねにねじなどで変形を加え、その反力を軸受に伝達して負荷として加える方法である。簡単に構造を小さくできるので、多数台の試験機を設置する場合などに好まれる。欠点としては軸受を取り付ける都度、ばねの変形量を測定する必要があり、それが多数回繰返される内に変形測定に誤りが混入すると負荷荷重が狂う恐れがある。また、ばね定数が高すぎるものを使うと、軸受に摩擦が発生した時に負荷荷重が抜ける可能性がある。

(4) 分銅+レバー+ばね

学振形寿命試験機(2.3.4項に例示)に使用されている方法⁷⁾で、ばねとレバーにより作られた負荷荷重と軸受との間にばねを挟み、軸受の回転によって発生する振動をばねによって吸収して分銅側に伝えないようにしている。レバーの支点に対する注意は前項と同じである。また、ばねと(分銅+レバー)によって形成される振動系の固有振動数を軸受から生じる振動の振動数よりも低くしておく必要がある。

(5) 油空圧

油圧または空気圧シリンダによる負荷を軸受に加える方法で、小形かつ簡単で大荷重を加えることができ、荷重(圧力)の監視や変更も容易である。多数の試験機を使用する場合には一つの圧力源から負荷を加えることができる。ただしポンプまたは空気圧縮機は長期間の運転となるので耐久性の高いものを選び、メンテナンスにも注意することが必要である。また、ピストン面積に圧力を乗じて荷重を算出する方法を採用する場合には、少なくとも使用開始前に実荷重との校正をしておく必要があり、負荷装置と軸受の間に荷重計を挿入して常時監視することも有効である。

(6) 遠心力

変動荷重を加える場合に使われることがあるが、偏心させた質量を回転させ、その遠心力を試験軸受に伝える方法で、小さい質量で大きな荷重を容易に発生させることができる。力は原理的には正

弦波状の変化をするが、質量から軸受までの伝達機構にすきまがあると波形が崩れ、衝撃が含まれるようになって荷重の精度が低下する。このすきまはそのまま運転すると増大するから、常に監視とメンテナンスを行う必要がある。また、この遠心力による負荷は外部に大きな振動として漏出するので、試験機を防振装置に設置するか、または試験機内での変動力の相殺を図る必要がある。

2.2.4 軸受の回転速度 軸受の寿命に対して回転速度はほぼ反比例(速度によって潤滑油膜の厚さが変わって接触圧力が変わるので正確な反比例ではない)して影響するから、荷重に対するほどの気を使わなくてもよい。軸受の回転には普通は電動機が使われるが、回転が安定しているから大きな問題はない。なお、ベルト伝導をする時にはプーリとベルトの寸法の誤差によって伝導に誤差が生じることもあるので、使用開始時には軸受の回転速度を測定しておくことが必要である。

2.3 試験機の設計

2.3.1 基本的な考え方 上述の理由で転がり軸受の寿命試験機には一般用のものはないが、特別の目的のために製作されたものが〇〇式あるいは××形という名称で既製品として販売されているものはある。それらは最初は特定の試験目的のために作られたものが後で転用されたもので、したがって本来の試験の範囲外の条件は想定していないから、その試験機を採用しようとするときにはその能力と自分が計画している条件をよく対比する必要がある。また、複数台の試験機の製作を計画する場合には、3.1節に述べるように試験結果の間に差が出ないものが必要である。

なお、寿命試験機においても安全を第一にすることは言うまでもないが、その設計は一般の機械に対するのと同じである。これに加えて軸受の寿命試験では火災に対する安全を考慮しておかなければならない。試験能率を上げるために昼夜連続運転を行うことも多く、無人運転となることも多い。軸受の潤滑には油やグリースなど、可燃性の潤滑剤が使われることも多いので、機械の過熱や電気回路の故障などが原因で出火して引火する恐れを考慮しておかなければならない。特に無人の場合にはすぐに処置できないから大きな災害につな

がる。なお、軸受の寿命は潤滑剤の影響を受けるから、試験計画を無視して難燃性あるいは不燃性の潤滑剤を使用するということができない難しさがある。

各種の検出装置、たとえば電動機（モータ）電流、温度、油槽中の油レベル、油温、油の流量、回転軸の回転数、振動、音などに対するものもできるだけ多く併用して、災害の発生を防がなければならぬ。

2.3.2 構造 寿命試験機の構造を考える場合には以下の点を考慮する。

(1) 単能性と汎用性

試験機が広い範囲の試験能力をもつことは、誰でもが望むところである。

しかし寿命試験機では試験期間が長いうえに、試験機にも過酷な負荷が加わるから、長期の運転では損耗が生じる。したがって、いろいろな型番の軸受の試験を行うつもりで最初に交換部品を準備しておく、その部品を使う頃には本体の損耗が大きくなってかなりの補修を要し、場合によると適用できなくなる恐れもある。このため寿命試験機は基本的には単能機あるいはそれに近いものとして簡単で安価なものを考え、汎用性を持たせるときでもその範囲を小さくしておくほうがよい。

(2) 負荷荷重の範囲

試験機が軸受に加わる最大荷重に耐えなければならぬのは当然であるが、過大な荷重を想定して製作すると、部品も試験機も寸法が過大になって取扱いが不便になる。

(3) 回転装置

寿命試験は長時間あるいは長期間にわたって連続的に行われたり、また無人運転となることもあるのでモータが過熱しないように定格出力が大きいものを選んで余裕を持たせることが大切である。なお、回転装置にインバータモータを使用して、試験軸受または支持軸受がグリース潤滑される場合、電圧変化の影響で軸受内部に電流が流れ、接触面に電食による損傷を生じさせることがある。

(4) 取付け誤差

軸受を試験機に取り付けた際に、内輪と外輪との間の相対的な傾きが大きいと寿命を短縮させる。玉軸受を使った実験例²⁾を図4に示す(ワイブル

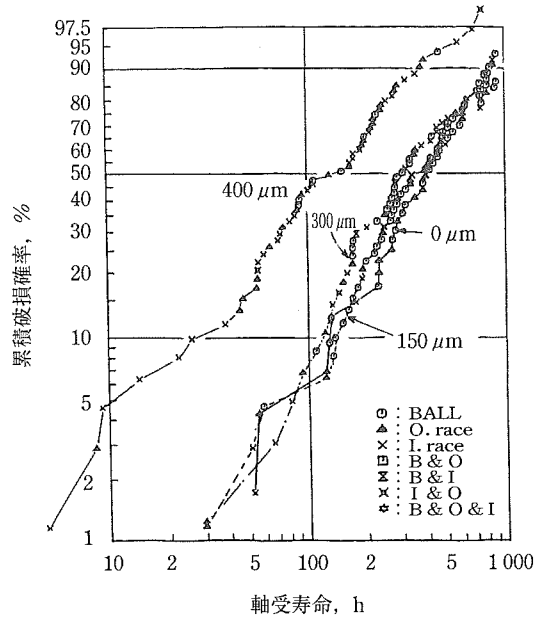


図4 軸受寿命に対する傾きの影響 (100 μm=0.0017 rad) [出典：文献2)]

確率紙とデータのプロットについては3.2.1項に述べる。寿命の比較は累積破損確率の値を同一としたときのそれぞれの寿命の値から求められる。相対的な傾きが0.005 rad以下ならば軸受全体としての寿命には大きな影響はない(構成部品の寿命には影響が見られる)が、0.007 radになると軸受の寿命は33%にまで低下している。なお、ころ軸受に対しては、取付け誤差はさらに鋭敏に影響するから、その考慮が必要である。

(5) 占有面積

寿命試験機は長期間使い続けるもので、その間はそれが占める面積を専有することになる。したがって占有面積はできるだけ少なくするように配慮することが必要である。

(6) 潤滑装置(管径)

潤滑油を使用するときにはまず心得ておかなければならないことは、油の粘度は想像以上に高いために流れ難いので、流路の断面積を大きくしておくことである。いま、図5のように水平で直径2R、長さLの円管があって、これに高さhの油柱の圧力によって流体を流すものとしたとき、流量Qはハーゲン・ポアジュユの法則によって次のようになる。ただし流体の絶対粘度をη、比重

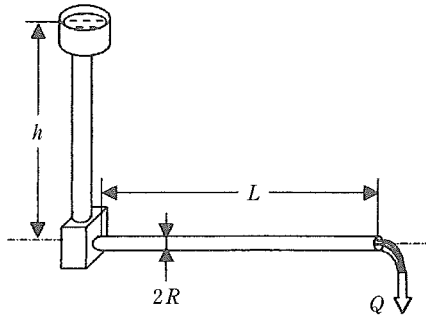


図 5 U 管を通過する流体の流量

を ρ 、重力の加速度を g とする。

$$Q = \frac{\pi R^4 \rho g h}{8 \eta L} \quad (1)$$

通常使われる程度の潤滑油でも、粘度 η は水に比べると 10~100 倍程度ある上に、比重は 0.9 前後なので Q は小さくなる。したがって十分な流量を確保するには、流路はそれに応じて断面積を大きくすることが必要である。たとえば粘度が水の 40 倍の油で水の場合に等しい流量を得るためには、管の直径を 2.5 倍程度にする必要がある。とくに潤滑装置が自然流下の場合には圧力が低いため、思い切った大きさの断面積をもたせないと、流量不足になったり排油口の入口で油が溢れることがある。

(7) 潤滑装置 (配管)

潤滑回路として油槽から重力によって油を流下させる方式をとる場合には、図 6 (a) に示すように、すべての回路が先下がりであるようにすることが必要である。油の流速が小さいときに先上がりまたは長い水平の部分があると、油中に含まれた空気が図 (b) のように分離して溜まり、油の流れを阻害する。このような配管では、図 (c) のよ

うに最高部に空気抜きの管を立てて分離空気を逃がすようにする。

全体的には潤滑装置からの油漏れを防ぐように注意すると共に、もし漏れても回収して元に戻るような構造にしておく。油が外部に漏れると潤滑油量の減少による焼付きをはじめ、漏れた油による床面や他の機器の汚染、スリップによる転倒などの事故の恐れがあるからである。

(8) 潤滑装置 (温度調節)

軸受の寿命は潤滑油の粘度の影響を受けることが明らかになっている³⁾。潤滑油の温度で軸受温度を調節する場合には、油の粘度が温度によって大きく変化することに留意する必要がある。軸受温度を上昇させようとして図 7 (a) のように油の流路の中に温度調節 (加熱) 装置と、その後に流量調節弁を入れると、油の温度を上昇させたときに粘度が低下するために流量が増加し、却って冷却効果が高まって軸受の温度が上昇しないことがある。これを防ぐためにはたとえば図 (b) のように温度調節装置 A により油温を一定にして弁により流量を一定とし、その油の温度を調節装置 B により調節する方法がある。ただしこの方法では弁の後の流路の断面を大きくしておかないと、流量一定の効果が失われる。

なお、油を加熱する場合に電気ヒータで表面温度の高いものを使用すると、ヒータが空気中に露出したときに過熱して危険であり、またヒータ表面にスラッジが付着して加熱効果が低下するといった問題もある。そのため表面温度を低く (複数のヒータを直列に接続するか、低い電圧で使用する) して、高温にならないようにする。

油温の設定値とその精度をいくりにするかということは、軸受内での粘度の値について考慮して

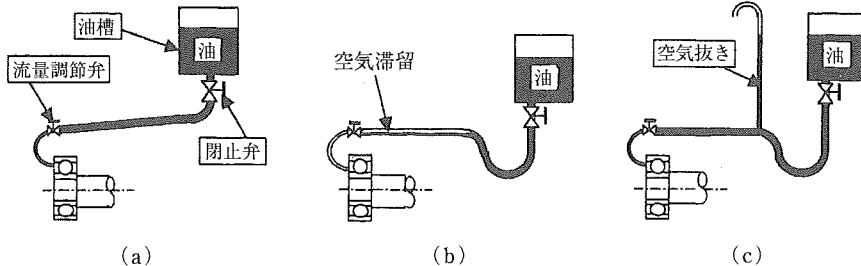


図 6 潤滑油の配管

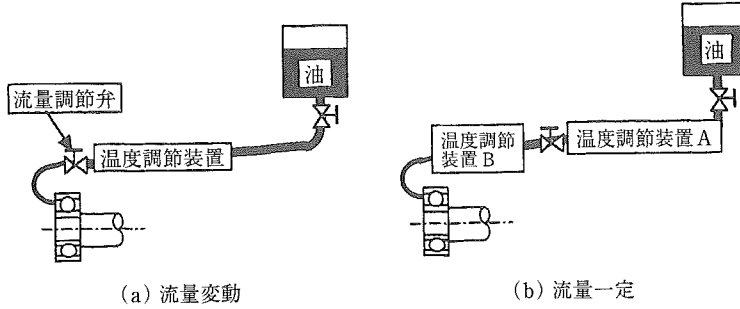


図7 油の温度調節方法

決定する。粘度 η_0 は油膜の最小厚さ h_{\min} および油膜パラメータ Λ に影響をもつが、その程度は 3.3.3 項に述べるように η_0 の 0.68 乗に比例する。しかし寿命に対して Λ はその項の計算とともに図示するように簡単な関係にはないので、どのような潤滑条件で試験を行うかを勘案して、油温の絶対値と変動幅を決定する。

(9) 潤滑装置（フィルタの設置）

潤滑剤に硬い粒子が混ざっていると、軸受寿命を低下させることがある。そのため油潤滑の場合はフィルタの設置が必要である。それに必要な検討事項は 3.3.4 項に述べるが、フィルタの異物濾過能力と通過流量とは相反するので、それも勘案して選定をする。

(10) 軸継手

回転力を軸継手で伝えようとする場合には簡単なものを使うとともに、両軸の中心線が正確に一致するよう丹念に調整しなければならない。調整を疎かにすると容易にフレッチングによる摩耗が発生し、それ自身を潤滑する構造がない継手ではその進行が速く、異音発生や回転むらの発生など、試験機としてのメンテナンス上の問題を生じることがある。

(11) 破損の検出

試験軸受にフレッキングが生じた場合には、軸受の回転によって振動が発生することが多いので、これを検出して電源を切る方法が一般的である。この方法を使う場合には、試験軸受や支持軸受を代えると振動のレベルが変わることがあるから、測定機器の限界値をその都度調整することが大切である。

なお、玉軸受ではフレッキングが生じた時に一

般的には振動が急に増加するから検出は容易であるが、軽荷重や低速度の場合には増加量が少ないので運転中の注意が必要である。また、ころ軸受ではフレッキングが生じても振動の増加がきわめてゆっくりなので、ときどき試験を中断して軸受内部を観察する方法を併用する必要がある。なお、検出方法として軸受温度上昇や電動機電流の変化なども考えられるが、フレッキング発生に対する感度が低く実用的でない。

2.3.3 軸受の取付け取外し

(1) はめあい

ラジアル荷重を加える形式の試験機では、試験軸受および支持軸受の軸およびハウジングに対するはめあいには、十分な配慮をしなければならない。回転荷重（軌道輪に対して相対的に荷重が回転する）が加わる軌道輪の取付けにおいてしめしろが少ないと、荷重により図 8 のようにはめあい面に微小なすきまが生じ、クリープ⁴⁾（軌道輪が相手面に対してわずかずつ連続して転がって相対

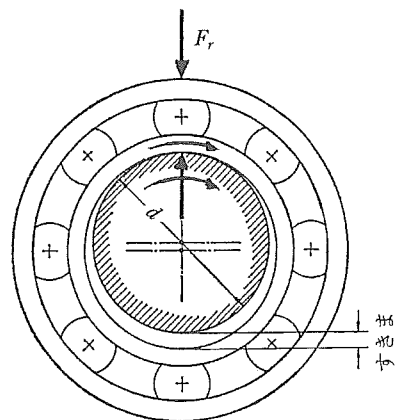


図8 内輪のクリープ

位置がずれていく)が発生する。クリープが発生するとはめあい面にフレッチングが生じて茶褐色の摩耗粉(酸化鉄)を出し、その摩耗粉により摩耗が加速される。そのためきわめて短時間に、はめあい面のすきまが拡大され、回転不良、異音発生、温度上昇などが起きて最後には回転不能となる。また摩耗粉が拡散すると、運動部分の摩耗などの不具合を生じさせる。

寿命試験のように大荷重が加わる場合には、クリープはねじやキーまたは接着剤などで阻止することはできない。唯一の防止方法はしまりばめをすることである。そのときのしめしろの必要量は軸受の大きさと荷重およびハウジングと軸受内部との温度差によって変わるが、それらは 3.3.5 項に示す式によって計算することができる。

(2) 軸受取付け面の耐摩耗性

寿命試験機には過酷な条件が長期にわたって加わるから、軸やハウジングの取付け面の損耗は激しい。その原因はフレッチング(図9)や交換作



図9 内輪をはめた軸のフレッチング

業等による摩耗であり、結果としては軸受の取付け誤差や取付け面の変形の発生がある。そのため取付け誤差の測定や部品の交換についてもあらかじめ考慮しておくことが必要である。転がり軸受の

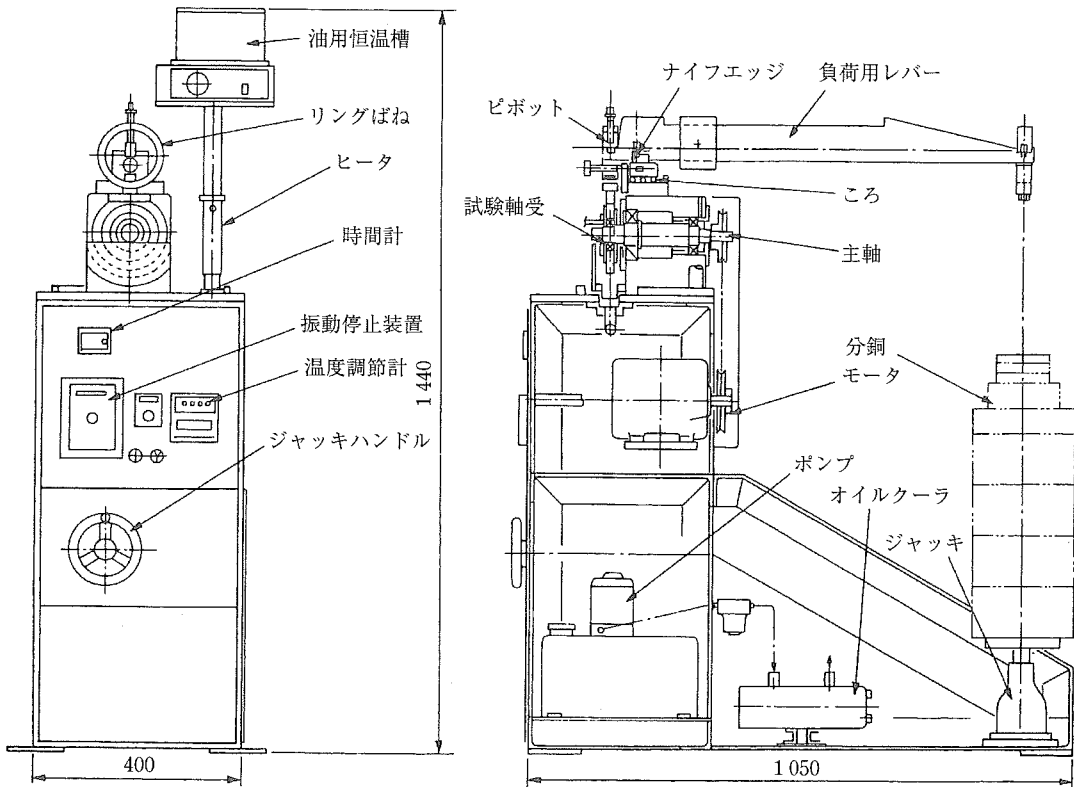


図10 学振形寿命試験機II型〔出典：文献1〕

軌道輪の取付け面（内輪では軸，外輪ではハウジング）をしまりばめした場合には，試験軸受の取付け取外しをすると次第に摩耗してしめしろが減少する。寿命試験では大荷重が加わるから，クリープの有無にかかわらずはめあい部分に局部的な弾性変形が存在して，フレッチングが発生して摩耗することがある。したがって軸受の取付け座の部分には，なるべく硬い材料あるいは熱処理をして硬くした材料を使用するか，定期的に修整をするようにする。

なお，3.2.2項に述べるように軸とハウジングを消耗品と考えて，あらかじめ多数個を準備しておくことも試験能率を高めるのに有効である。

(3) 治具の準備

試験軸受の取付け取外しを能率的に行うために，試験機をそれに合うように設計することはもちろんであるが，取付け取外し用の専用治具を製作しておくことよ。これによって試験機の稼働率を高めることができる。

なお，取付けに当たってハンマで直接打撃を与えることは，打撃面に変形を与えるだけでなく，片方の軌道輪から転動体を通じて他方の軌道輪に力が伝わる恐れがある。それによって軌道面が損

傷（目視では不可能）すれば，試験前にすでに寿命試験を行う意味がなくなるので避けなければならない。

2.3.4 試験機の例 試験軸受を1個として各種因子の影響を明らかにする目的で開発された試験機の例（学振形玉軸受寿命試験機¹⁾）を図10に示す。これは最初1966年にSPS 126 A形として試作されたものが改良されてB形（略称I形）となって，次編の3.1節に述べる機差試験を経てわが国の標準試験機として現在まで使われている。その後になって，この試験機の問題点（占有面積大，高価格）を解決するために，主要部分をそのまま残して他の部分の設計を変更したものが，図のSPS 126 II形で，同一グループの軸受による寿命試験の結果にはI形による結果と差は認められなかったので両者は併用されている。

文 献

- 1) 日本学術振興会転り軸受寿命第126委員会：ころがり軸受寿命の研究(1986) 18.
- 2) 同上，75.
- 3) 同上，42.
- 4) 今井正也：ころがり軸受のクリープについて(第2報)，潤滑，4(1959) 307.