

# 航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-601

振動の監視による転がり軸受の  
故障の早期発見に関する研究  
(第1報 40番モータ油潤滑玉軸受)

西尾 健二・星谷 昌二・宮地 敏雄

1980 年 2 月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

# 振動の監視による転がり軸受の故障の早期発見に関する研究\*

(第1報 40番モータ油潤滑玉軸受)

西尾健二\*\* 星谷昌二\*\* 宮地敏雄\*\*

## An Investigation of the Early Detection of Defects in Ball Bearings by the Vibration Monitoring

(First Report No.40 Motor Oil Lubricated Ball Bearings)

By

Kenji NISHIO, Shoji HOSHIYA and Toshio MIYACHI

Utilizing the life test rig for rolling element bearings, the time histories of the vibratory characteristics of the standardized test ball bearings were monitored. The vibration was detected by the piezoelectric accelerometer mounted on the bearing housing and was recorded by the magnetic tape recorder which was controlled by a microcomputer.

In total twenty-seven bearings were tested, and flaking failures were generated in twenty-five bearings, nine on the outer races, nine on the inner races and seven on the balls. In most cases, flakings grew gradually with obvious changes of vibratory characteristics, thus enabling the early detection of the defects in the bearings. However in some bearings, flakings were generated suddenly, limiting the usefulness of the condition monitoring.

### 1. まえがき

機械設備の予防保全 (preventive maintenance) を合理化するため、近年各種の監視技術、診断技術が開発されている。当研究所においても航空エンジンの故障を早期に発見し、安全性を向上するとともに保守点検作業を合理化することを目的としてエンジン監視システムの研究を行なっている。

この報告ではエンジン監視システムの研究の一環として行なった転がり軸受の故障の早期発見の研究について述べる。

転がり軸受には多くの形式、寸法のものがあり、また回転速度、荷重、周囲の温度、潤滑条件などの使用状態はきわめて広い範囲にわたっている。このような転がり軸受に発生する故障の形態には多くの種類がある。すなわち、高速、軽荷重の場合、あるいは潤滑不良の場合には摩耗、面あれ、あるいは焼付が発生する確率が高いのに対し、荷重が大きい場合には転動面の接触応力のくり返しによる疲れ破損が生ずる。この種の疲れ破損は外輪、内輪あるいは転動体の表面の一部が、うろこ状にはがれる形であられるので、はく離 (flaking) と呼ばれる。このはく離は接触応力の最大値が軸受材料の疲れ限度を

越えている場合には、潤滑等の他の条件が正常であっても、或る時間が経過すれば必ず発生するものである。この意味でははく離が発生するまでの時間あるいは総回転数を転がり軸受の寿命と呼んでいる。

この研究は使用中の転がり軸受から発生する振動を監視し、振動の変化を検出することによって転がり軸受内部に発生した異常を、それがまだ軽微な時期に発見し、重大な故障を未然に防止することの可能性を検証するために行なったものである。

転がり軸受から発生する振動に関する研究はすでいくつかが発表されており、正常な軸受についての研究<sup>(1)</sup>、転動面に傷を作った軸受についての研究<sup>(2)</sup>、偶発的な故障についての報告<sup>(3)</sup>などがある。しかしながら、実際の使用状態において転がり軸受の異常がどの様な微小な前兆から始まり、どの様な速さで成長するか、また、これらの異常によって軸受から発生する振動がどの様に変化するか、と云うことに関する系統的な研究は行なわれていない。

この研究は後述する転がり軸受寿命試験機による寿命試験中の軸受から発生する振動を常時監視し、振動に或る値以上の変化が生じたときにデータレコーダを起動して記録を取り、1個の軸受の寿命試験が終了した後、その記録を分析する方法を用いて行なった。

試験した軸受は27個で、損傷の種類と個数は外輪はく離9個、内輪はく離9個、玉はくり7個、その他2個

\* 昭和54年12月24日受付

\*\* 原動機部

である。すなわち、すべて疲れ破壊である。

この試験によって転がり軸受の疲労による損傷の成長速度を明らかにし、重大な故障の予知の可能性について検討する。

転がり軸受の異常の検出には振動のほか、音、油膜の電気抵抗、温度、潤滑油（戻り油）の分析等による方法があるが、振動による方法は応用できる範囲が広く、微小な損傷を時間的な遅れ無く検出できる点で最もすぐれている。この試験においても内外輪と潤滑油の温度の測定および定期的な潤滑油の検査を行なっているが、これらのデータには、振動にかなり大きい変化があらわれても、ほとんど変化があらわれないので、ここでは振動による検出だけについて述べる。

## 2. 実験装置と実験方法

転がり軸受の寿命に関して我国では日本学術振興会第126委員会が中心となって、組織的な研究が行なわれている<sup>(4)</sup>この研究は同委員会の研究のひとつとして航空宇宙技術研究所で行なわれた玉軸受の寿命試験に便乗する形で行なった。以下に実験装置、試験軸受および実験方法について述べる。

### 2.1 学振式転がり軸受寿命試験機

学振式転がり軸受寿命試験機は前記委員会が従来の経験を参考として設計したものである。構造の概略を図1

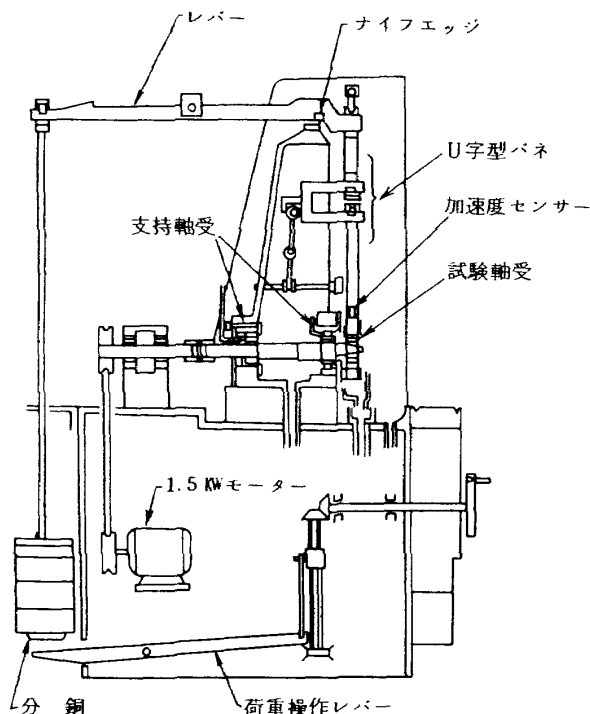


図1 学振式転がり軸受寿命試験機

に示す。この試験機については文献(4)に詳細な説明があるので、ここには要点だけを述べる。

試験軸受は内径30mmの玉軸受(6206または6207)とする。

試験軸受は片持式に軸端に取付ける方式とした。この構造により試験軸受の取付、取外しが簡単になり、また、取付誤差の測定と調整を容易に精度良く行なうことができる。なお、試験軸受に近い支持軸受には内径45mmの円筒ころ軸受(NU309)を用い、他端の支持軸受には内径25mmのアンギュラ玉軸受(7205)を2個用いている。これらの軸受に支持された主軸は接手によって中間軸と連結され、中間軸はベルトを介して無段変速機付の誘導電動機(1.5kW, 4極)によって駆動される。主軸の回転速度は2000rpmで試験を行った。

試験軸受の潤滑は、この報告に述べる試験においてはすべて重力循環給油方式を用いた。使用した潤滑油は40番モータ油である。給油温度は自動調節する。

試験軸受の外輪の温度はサーミスターで、内輪の温度はスリッピングを介して熱電対で、それぞれ測定している。

試験軸受に半径方向荷重を与えるためレバー比15:1のレバーとおもりを用いている。レバーと試験軸受の間には緩衝用のU字型ばねを挿入してある。

試験軸受の損傷が成長し、振動が増大して或る制限値を越えたとき、試験軸受の寿命が終ったと判定し、試験機を停止し、このときまでの時間を記録しなければならない。このため試験機に振動加速度を検出して自動停止する装置と、ワーレンモータ式時間計を設けてある。

### 2.2 試験軸受

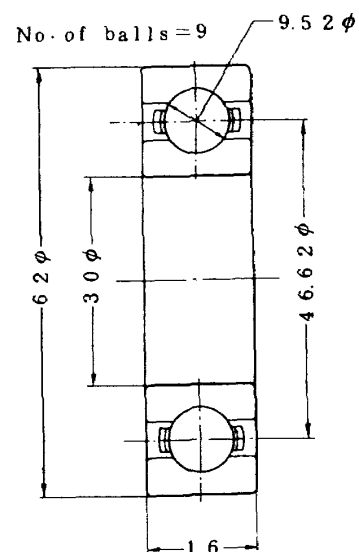


図2 試験軸受

試験軸受は日本学術振興会第126委員会が行なっている転がり軸受の系統的な寿命試験のために製作されたものの一部で、内径30mmの単列深みぞ玉軸受(6206, 精度上級)である。形状を図2に示す。保持器は打抜き保持器(2枚のプレスされた鋼板をリベットで結合したもの)を用いている。

材料は同一チャージの高炭素クロム軸受鋼SUJ-2の棒材を用い、加工はすべて同一製造者が行なった。また、全数に一連番号を付けてあり、精度が記録してある。すきまは $22\sim 35\mu\text{m}$ となっている。

### 2.3 振動監視および自動記録装置

図3に示したように試験軸受のハウジングの上部に圧電型加速度センサーを取り付けた。使用した加速度センサーの固有振動数は約50kHzである。

この加速度センサーの出力を図4(a)に系統図を示した装置によって測定し、記録する。すなわち、加速度センサーの出力は電荷増幅器で増幅され、データレコーダに送られる。この試験に用いたデータレコーダはFM方式の磁気テープレコーダで、周波数10kHzまでの信号を記録するためテープ速度は $76.2\text{cm/s}$ ( $30\text{in/s}$ )とした。試験軸受の寿命は後述するように数百時間ないし千時間程度であり、試験が開始されてから試験軸受に何ら

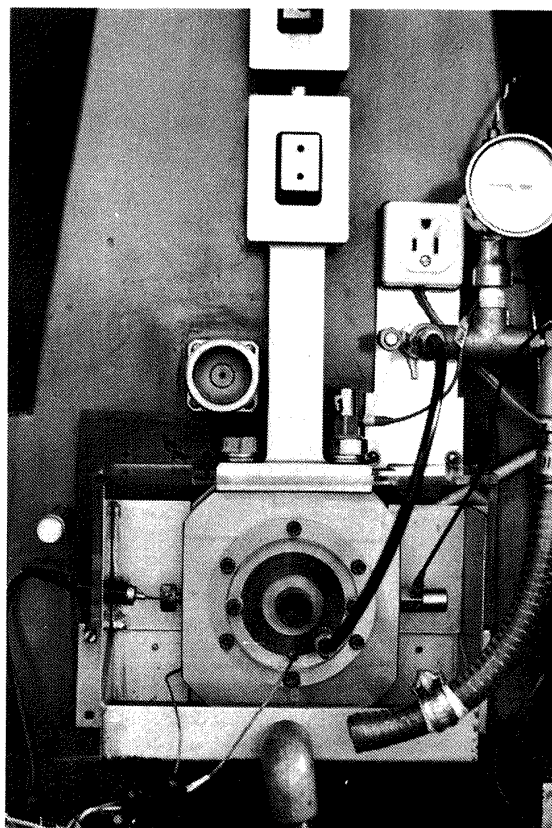


図3 圧電型加速度センサー取り付け位置

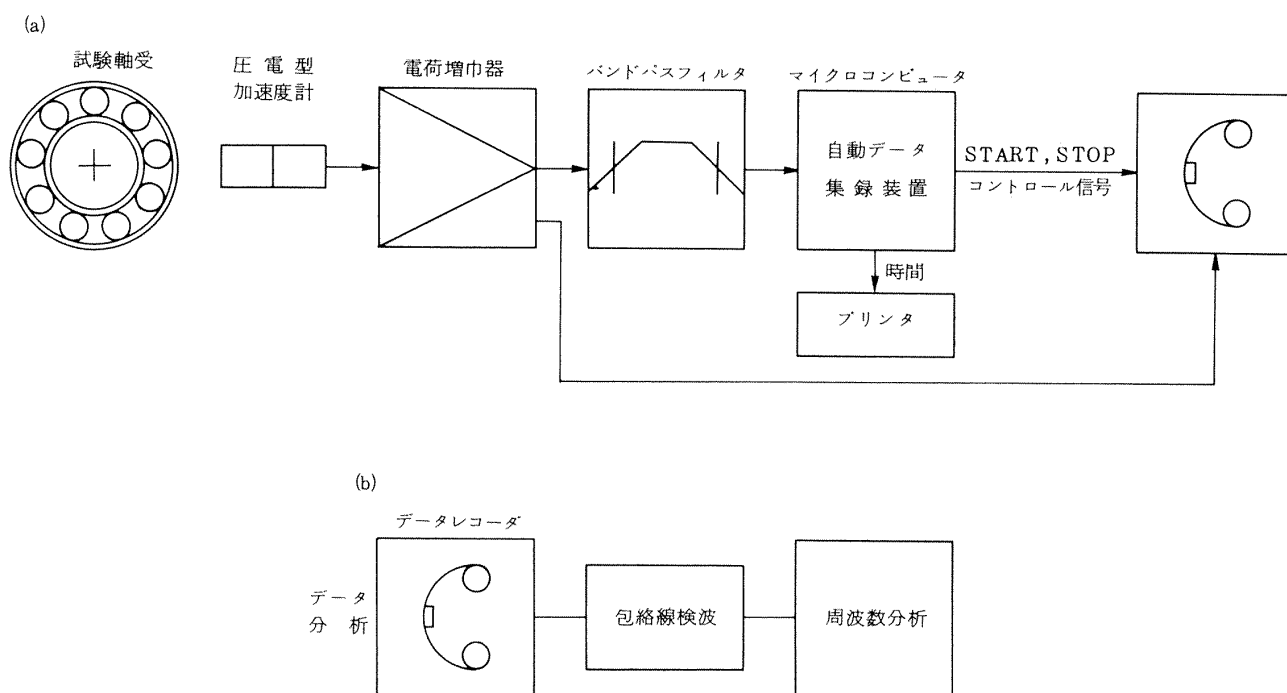


図4 自動記録と分析の系統図

かの異常が発生するまで、加速度センサーによって検出される振動はほとんど変化しない。したがって、この種のデータレコーダで振動の記録を試験中連続して取ることは困難であるし、また、意味がない。

従来行なわれていた転がり軸受の寿命試験の経験によると、寿命試験開始後、或る時点で試験軸受に微小な損傷が発生し、その損傷が次第に成長し、それに伴って振動も次第に増大して制限値に達するケースが多いと考えられていた。このような場合に対応する記録方式としては、加速度センサーの出力を常時監視し、振動に或る値以上の変化があらわれたとき、分析のために必要な時間だけ記録をとると同時に、その時刻を記録する、と云う作業を微小な損傷の発生から寿命が終るまで自動的に、くり返して行い方式が適当と考えられる。この方式による監視と記録を行なうためマイクロコンピュータを利用することにした。以下にマイクロコンピュータによる自動データ集録装置の動作を説明する。

図4(a)に示したように、電荷増幅器の出力はデータレコーダに送られるほかバンドパスフィルタを通した後、整流され、積分型デジタル電圧計に送られる。デジタル電圧計は入力電圧を0.1秒間積分し、デジタル化した信号をマイクロコンピュータに送る動作をくり返す。

マイクロコンピュータのデータ集録のフローチャートは図5に示す通りである。すなわち、データ集録を開始すると、デジタル電圧計からの最初の4回の信号の平均値を計算する。その値をAとする。

次に、 $B = A + 2^{-4} \times A = A + 0.0625A$ の演算を行なう。

これ以後はデジタル電圧計からの信号を4回受信するとそれらの値の平均値Cを計算する。そして、CがBより小である場合には何もせず、デジタル電圧計からの新しい信号を4回受信し、平均値Cを計算すること

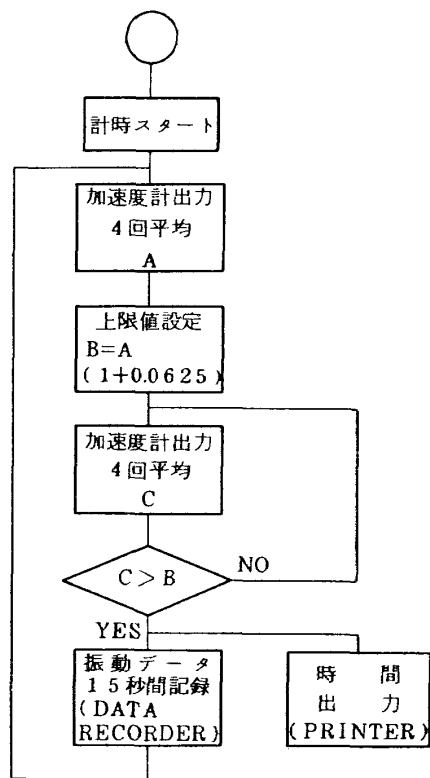


図5 データ集録フローチャート

をくり返す。もし、CがBより大となった場合にはマイクロコンピュータからデータレコーダとプリンタに指令信号を送り、データレコーダの電源を入れ、15秒後から記録を始め、15秒間の記録を行なう。また、プリンタはそのときの時刻、BおよびCの値をプリントする。そしてプログラムをデータAのとりこみに戻し、上記の動作をくりかえす。図6にデータ集録装置の系統図、図7にその外観を示す。

磁気テープに集録したデータは1個の軸受の試験が終了

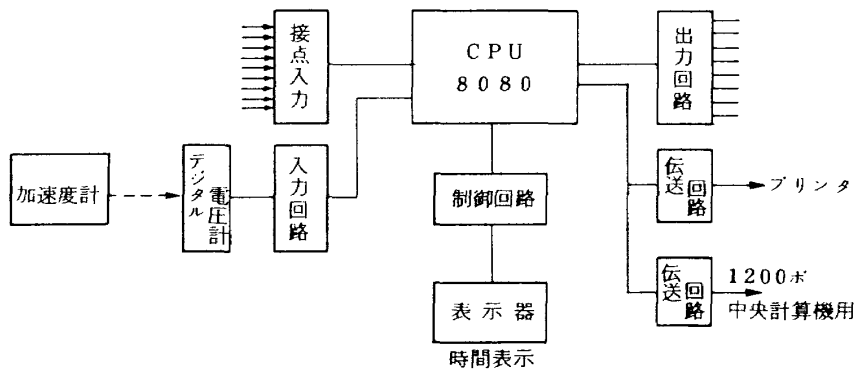


図6 データ集録装置系統図

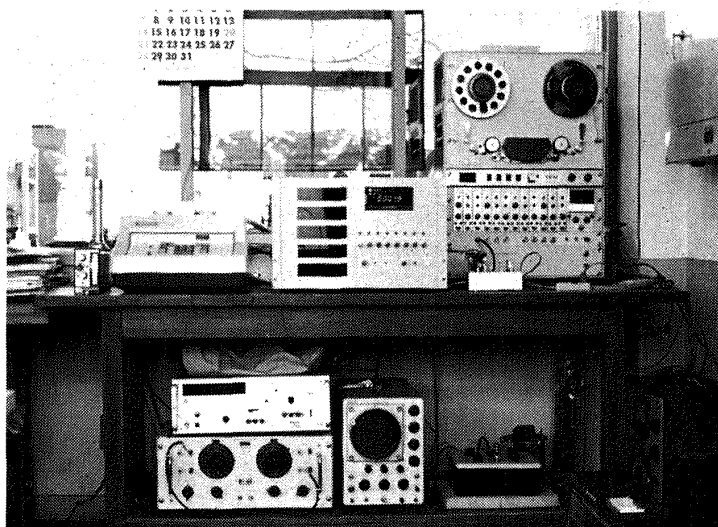


図 7 データ集録装置

した後、再生して周波数分析した。データレコーダの出力をそのまま周波数分析したほか、図 4 (b)に示した系統によって包絡線検波した信号の周波数分析も行った。

#### 2.4 試験経過

寿命試験の手順の概要は次の通りである。

試験軸受を軸に取り付け、半径方向荷重 1000kgf を加えた状態で、軸に固定したダイヤルゲージの先端を外輪端面に当てて回転させ、外輪の上下の傾きを測定し、ダイヤルゲージの振れが 1/100mm 以下におさまるように調整する。

次に、荷重を加えない状態で潤滑油の供給を始め、主軸を回転させ、回転速度を試験速度に合わせた後、荷重を加える。

この報告に述べる試験はすべて回転速度 2000 rpm、半径方向荷重 1000 kgf で行なった。

試験開始直後の振動は手動操作によってデータレコーダに記録した後、自動記録装置を起動する。

その後は昼夜連続で無人運転を行なうのであるが、多くの試験軸受の振動は試験開始後 100 時間程度の間はわずかに減少し、その後、長時間の安定状態を続ける。このため、自動記録装置だけでは数百時間も記録を全く取らないことになるので、数日おきに手動操作によってデータレコーダに記録をとることにした。

そのほか、振動の加速度振幅を紙送り速度毎時 2.5 mm のペンレコーダに記録した。

また毎朝夕、振動、給油温度、内輪温度、外輪温度、潤滑油流量、回転速度などの指示計器を読み、異常の発生を監視した。

上記のような方法で現在までに試験した軸受は 27 個である。この試験には 40 番モータ油を使用し、重力循環給油方式によって潤滑した。この試験は一応上記の 27 個までで打ち切り、その後はグリース潤滑の場合の寿命試験を開始することになったので、現在までの試験結果を報告する。

#### 3. 試験結果と考察

試験した 27 個の軸受の寿命、破損の形式、潤滑条件などを表 1 に示した。潤滑条件は表 1 の下端に示した A、B、C、D の 4 種類とし、試験軸受 90 から 95 までは A、96 から 106 までは D、107 から 110 までは C、110 から 116 までは B の条件で潤滑した。潤滑条件の変更は給油の温度と流量を変えることによって行ない、潤滑油は 40 番モータ油 1 種類だけを用いた。油膜パラメータ (lubricant film parameter) は 0.78 ないし 4.0 となっている。(脚注)

(脚注) 油膜パラメータ：転がり軸受の転動体表面および軌道面のあらさの rms 値を  $s_r$  および  $s_i$  とし、油膜の厚さを  $h_o$  とすると、油膜パラメータ  $A$  は次の式で与えられる。

$$A = \frac{h_o}{\sqrt{s_r^2 + s_i^2}}$$

上の式から明らかなように、 $A$  は油膜厚さと表面あらさの和との比を示している。 $A$  が 1 以下になると金属同士が接触する確率が高くなり、表面損傷がおきやすくなる。

表1 寿命と破損の形

軸受番号	(注1) 潤滑条件 (下表参照)	寿命時間	破 損 の 形				(注2) 成長速度	
			はく離 個 所	はく離の大きさ <sup>mm</sup>				
				長 さ	幅	深 さ		
90	A	576.6	内 輪	1.4	2.3	0.14	急	
91		455	外 輪	1.3	1.0	0.09	徐	
92		429.5	外 輪	1.3	1.0	0.06	徐	
93		451	未破損	支持軸受の損傷による振動の増加あり、 データより除外				
94		3.5	外 輪					
95		24	未破損					
96	650.2	外 輪	1.3		2.3	0.19	突	
97	129	外 輪	2.1	2.1	0.24	徐		
98	476.5	玉	5.0	2.7	0.26	急		
99	553.5	玉	4.4	3.3	0.29	急		
100	B	580.2	外 輪	4.2	2.5	0.24	突	
101		497.8	玉	3.1	1.5	0.18	徐	
102		835	玉	2.5	2.1	0.22	徐	
103		161	内 輪	3.5	2.8	0.20	急	
104		398.4	玉	1.8	2.0	0.16	急	
105		89.3	内 輪	2.0	2.5	0.18	急	
106	714.5	玉	1.8	2.0	0.11	急		
107	C	365.5	内 輪	2.0	2.0	0.19	急	
108		15	外 輪	6.0	5.5	0.22	急	
109		22.6	内 輪	1.7	2.0	0.20	急	
110		355.9	外 輪	1.0 0.5	1.0 0.5	0.1 0.08	徐	
111	D	206.8	内 輪	1.3	2.0	0.18	急	
112		690.2	外 輪	1.8	1.5	0.06	徐	
113		493	内 輪	6.5(注3)	6.3	0.20	急	
114		260.1	内 輪	1.3	1.8	0.16	急	
115		215.6	内 輪	1.7	2.7	0.15	急	
116		552.2	玉	1.0	1.8	0.11	急	
潤 滑 条 件		油流量ml/min	外 輪 温 度 ℃	内 輪 温 度 ℃	油 膜 係 数			
A		250~400	34.5~37.5	49~52	4.0			
B		280~380	85~86	86~87	0.78			
C		190~230	60±1	68	1.65			
D		250~300	43.5~45	56.5~57.5	2.79			

(注1) 潤滑油は40番モータ油

(注2) 成長速度・突とは自動記録がとられる以前に振幅過大となったことを示す。

(注3) 自動停止装置の作動不良のため破損が進んだものである。

破損の形式と個数は外輪はく離9個、内輪はく離9個、玉はく離7個および未破損2個である。試験軸受93と95ははく離を生ずる前に試験を中止した。これは試験軸受93から95までを試験している期間に、支持軸受にはく離が発生したため、それによる振動を検出して試験を中止したものである。試験軸受93から95までの3個に関する測定結果は以下に示すデータには含まない

ことにする。

はく離の大きさは長さ(転動方向の)、幅および深さのそれぞれ最大値で表示した。これらの値は寿命試験が終了後に試験軸受を分解して測定した。試験軸受は2枚の打抜き鋼板をリベットで結合した保持器をもつ深みぞ玉軸受であるため、寿命試験の途中で分解して内部を観察することは困難なので、はく離の成長過程の測定は

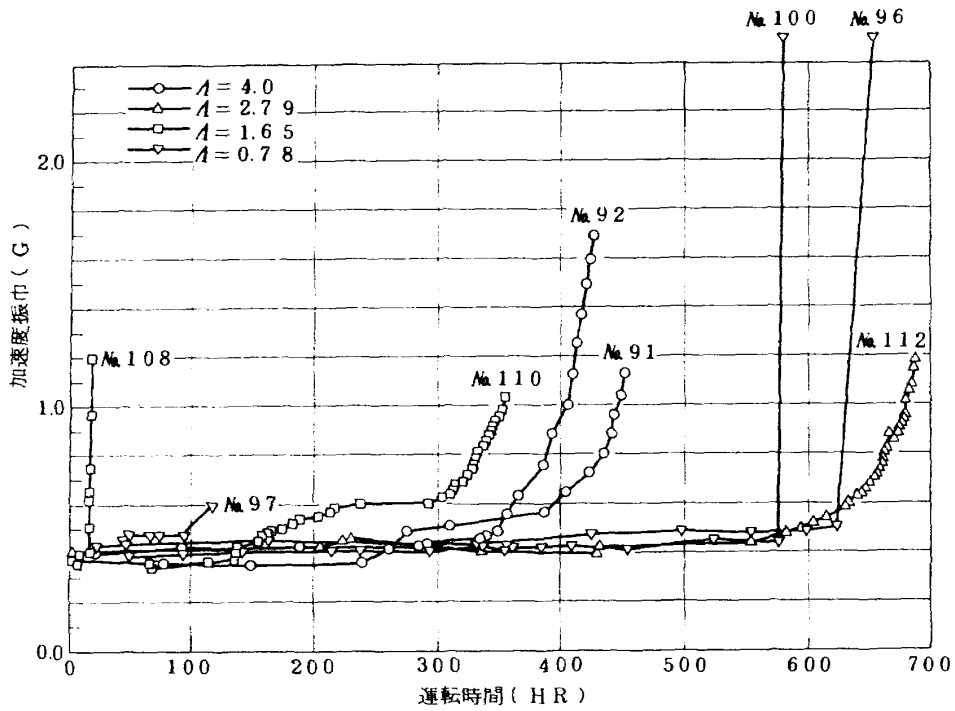


図 8(a) 外輪はく離を生じた試験軸受の振動 (オーバーオール)

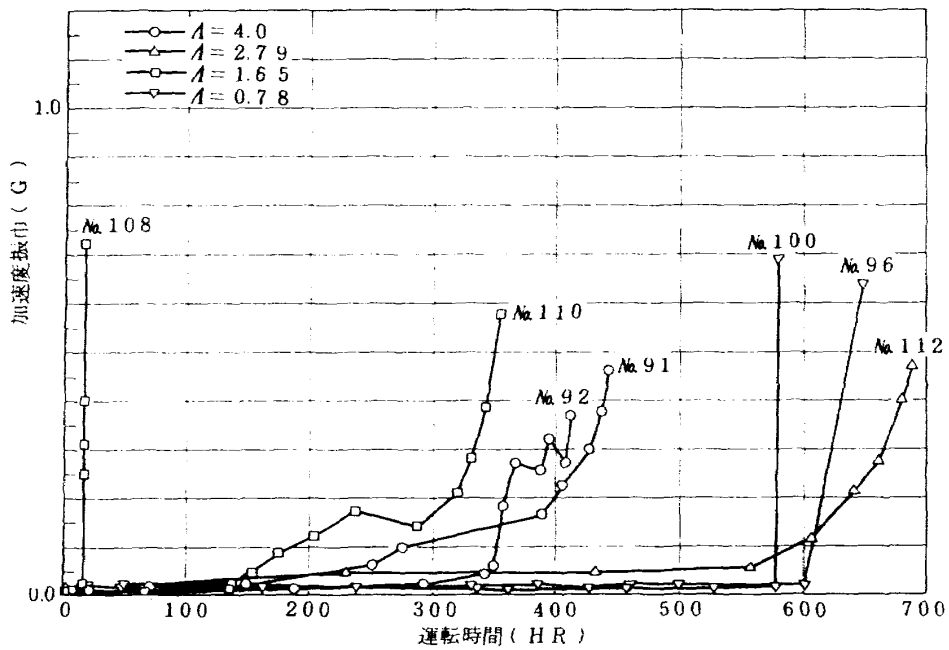


図 8(b) 外輪はく離を生じた試験軸受の振動 (特性振動成分)



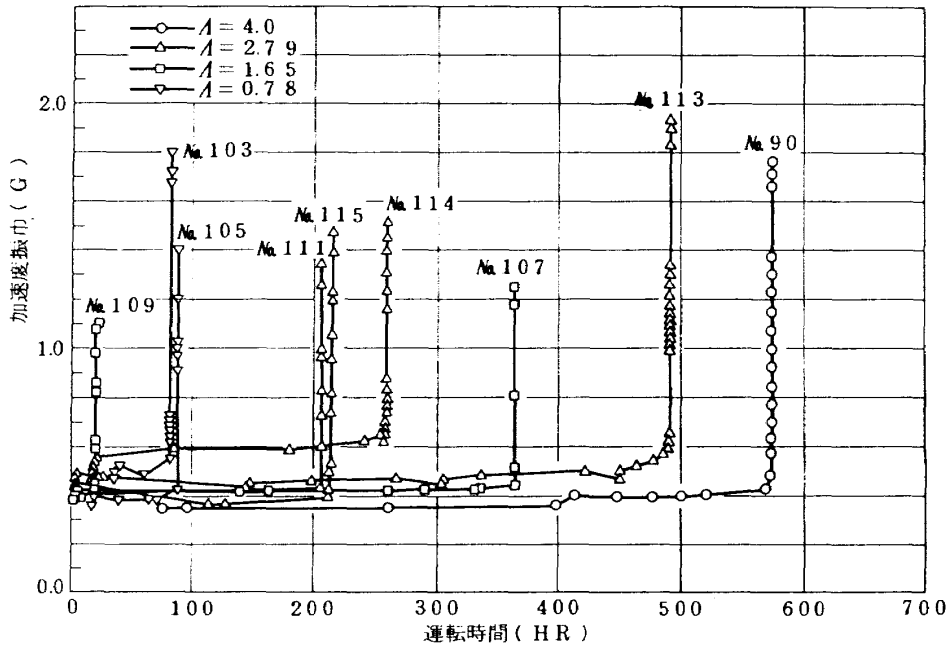


図9(a) 内輪はく離を生じた試験軸受の振動(オーバーオール)

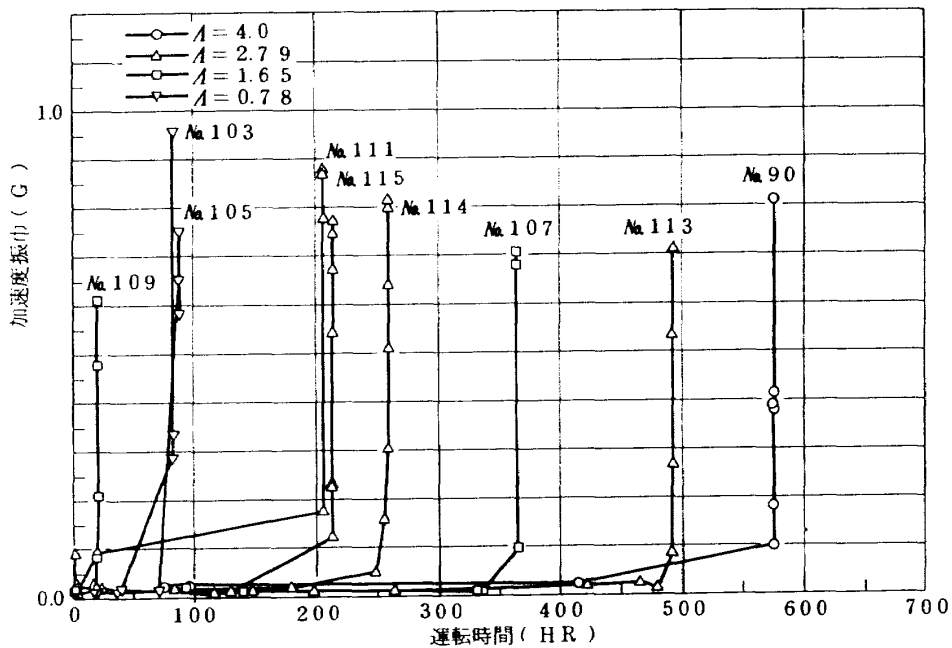


図9(b) 内輪はく離を生じた試験軸受の振動(特性振動数成分)

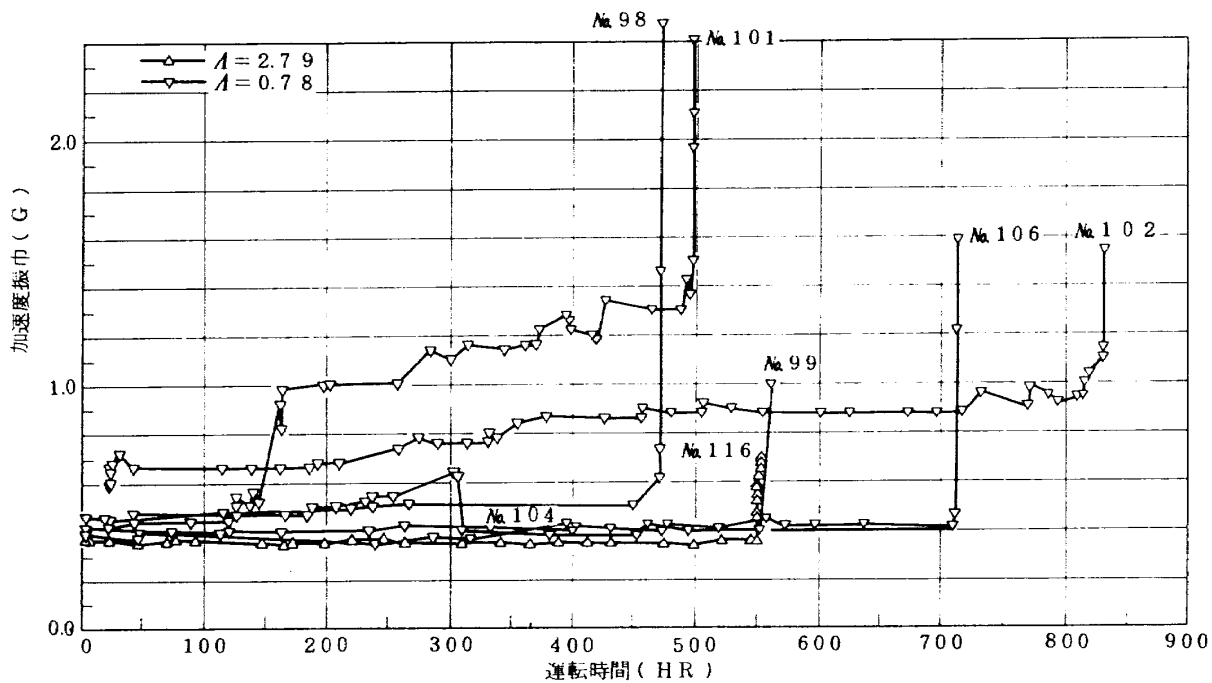


図10(a) 玉はく離を生じた試験軸受の振動(オーバーオール)

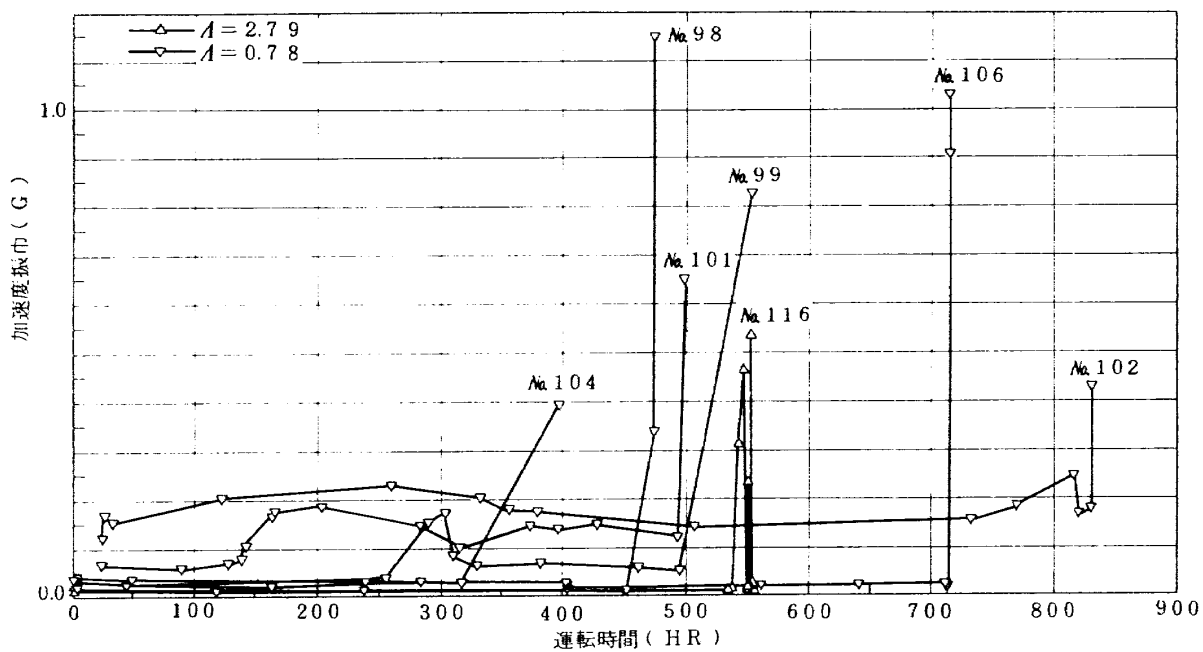


図10(b) 玉はく離を生じた試験軸受の振動(特性振動数成分)

行っていない。

次に、寿命試験開始から終了までの振動の変化について述べる。試験軸受の振動は試験開始から数十時間ないし百時間程度の間、僅かに(数%程度)減少するケースが多い。これは玉と内外輪の接触部のなじみによるものと考えられる。この期間を過ぎると長時間の安定な状態が続く。このような状態が続く場合には自動記録装置は全く作動しないので、数日おきに手動でデータレコーダに記録をとることにした。大多数の試験軸受では、この安定状態の或る時期から、振動に僅かな変化があらわれ始め、振動は次第に増加する。この期間には自動記録装置によるデータレコーダへの記録が順調に行なわれる。そして、振動加速度が制限値を越え、自動停止装置が作動して試験は終了する。

なお、自動停止装置が作動する振動加速度の制限値は寿命試験開始時の振動加速度の3~5倍に設定した。

図8~図10に寿命試験開始から終了までの振動の履歴を示す。図8は外輪にはく離を生じたもの、図9は内輪にはく離を生じたもの、図10は玉にはく離を生じたものを示した。

図8(a)~10(a)の縦軸には加速度センサーの出力を60~10000Hzのバンドパスフィルタを通した信号(以後オーバーオールの振動と称する)のrms値を示した。単位は重力加速度である。

図8~図10に○△□▽の記号で示した測定値は、それぞれ油膜パラメータ4.0, 2.79, 1.65, 0.78の条件で求めたものを示す。

図8(b)~10(b)の縦軸には加速度センサーの出力を包絡線検波した信号を周波数分析したときの最大の周波数成分の強度を示した。後に述べる理由により、外輪、内輪あるいは玉にはく離が生じた場合に、包絡線検波した信号にあらわれる最大の周波数成分はそれぞれ120Hz, 33.3Hz, 13.3Hzである。

図8(a)~10(a)に示したオーバーオールの振動の履歴を比較すると、図8(a)の№96と№100などの例外はあるが、微小な異常が発生した後の振動の増加速度は内輪はく離あるいは玉はく離の場合の方が、外輪はく離の場合より早いことがわかる。このような傾向があらわれる原因は転走面が凸面の場合の方が凹面の場合より、はく離が成長しやすいためである。

また、玉はく離の場合には振動の増加が単調でなく、複雑な履歴をたどるケースが多い。これははく離を生じた玉の自転軸の、その玉に対する方向が変化することによって、はく離した部分と内外輪との接触状態が変わるためである。玉にはく離が生じた場合の振動は時間的変動

が大きく、図15(a)に示したような波形となる。

例外とした№96と№100であるが、この二つの場合にはほとんどはく離の前兆が検出されず、約600時間を経過した後、突然、外輪にはく離が生じた。

この二つの場合には振動の増加によって自動記録装置によるデータレコーダへの記録が開始される前、すなわち振動が増加した後15秒以内に自動停止装置が作動して試験機が停止されたものである。この二つの場合の図8に示した最後のデータは試験機を再起動して記録した。

故障の早期発見と云う立場から図8(a)~10(a)を見ると、上記の二つの例外を除けば、振動が制限値に達する前に、オーバーオールの振動に何らかの変化があらわれているので、大多数の場合、故障の早期発見が可能と云えそうである。しかしながら、オーバーオールの振動に変化が検出される時期は寿命終了と認められる時間より100時間以上前のものから、10分程度のものまでである。また、オーバーオールの振動レベルは、試験軸受が正常な場合でも、常に±2%程度は変動しているため、その変動に隠されてしまう程度の小さい変化をオーバーオールの振動から検出することは困難である。

オーバーオールの振動には変化が認められない場合でも、加速度センサーからの信号を周波数分析したスペクトルの形あるいは特定の周波数成分の強度に変化があらわれる場合があれば、故障の早期発見に役立てることができる。

また、転がり軸受の構成要素にはく離などの損傷が生じた場合、損傷した部分と他の要素との転がり接触によって生ずる加振力は特定の周期の衝撃のくりかえしとなる。ところが、軸受まわりの構造物の固有振動数は、大多数の機械において、軸受の損傷によって生ずる加振力の周波数(以下では特性振動数と記す)より数倍ないし

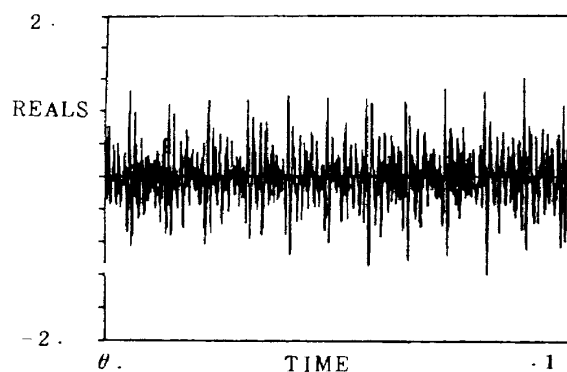


図11 損傷を生じた軸受の振動の一例

それ以上高い値である。そのため、この場合の振動加速度の波形は図11に一例を示したようなインパルス応答のくりかえしとなる。このような信号を包絡線検波すれば容易に特性振動数の成分が検出できると考えられる。

そこで、データレコーダによって記録した振動加速度の信号および振動加速度の信号を包絡線検波した信号のFFTによる周波数分析を行なった。

図12～図15にこれらの結果の代表例を示す。

図12は損傷が発生する以前の正常な状態のもので、(a)は加速度センサーの出力をそのままデータレコーダに記録し、再生した波形である。(b)は(a)の波形をFFTによって10000Hzまで、10Hzの分解能で分析したスペクトル(電圧)である。(c)は(a)の波形を包絡線検波した波形であり、(d)は(c)の波形をFFTによって500Hzまで、0.5Hzの分解能で分析したスペクトルである。

以下同様に、図13は外輪にはく離が生じた場合、図14は内輪にはく離が生じた場合、図15は玉にはく離が生じた場合を示した。

ここで、転がり軸受の構成要素、すなわち内輪、外輪および転動体のいずれかに損傷が生じたときに発生する振動の振動数、いわゆる特性振動数について説明しておく。(2)

試験軸受は図2に示したとおりの単列深みぞ玉軸受で、荷重は半径方向に作用しているため接触角は0°である。玉の直径を $d_b$ 、軸受のピッチ円直径を $D_p$ 、軸の回転周波数を $f_n$ 、玉の数を $z$ とし、転動体は内外輪とすべることなく転動すると仮定すると、外輪の転走面上の1点に玉が接触する周波数 $f_0$ は(1)式で求められる。

$$f_0 = \frac{z f_n}{2} \left( 1 - \frac{d_b}{D_p} \right) \dots\dots\dots(1)$$

同様に、内輪の転走面上の1点に玉が接触する周波数 $f_i$ は(2)式で求められる。

$$f_i = \frac{z f_n}{2} \left( 1 + \frac{d_b}{D_p} \right) \dots\dots\dots(2)$$

また、一つの玉の表面の1点が内輪および外輪と接触する周波数 $f_b$ は(3)式で求められる。ただし、玉の自転軸の玉に対する位置は変らないと仮定する。

$$f_b = \frac{D_p f_n}{d_b} \left\{ 1 - \left( \frac{d_b}{D_p} \right)^2 \right\} \dots\dots\dots(3)$$

試験軸受においては、 $d_b = 9.52 \text{ mm}$ 、 $D_p = 46.62 \text{ mm}$ 、 $f_n = 2000 \text{ rpm}/60 = 33.3 \text{ Hz}$ 、 $z = 9$ である。これらの値を上記の3式に代入すれば $f_0$ 、 $f_i$ および $f_b$ は次のとおりになる。

$$f_0 = 119.4 \text{ Hz}$$

$$f_i = 180.6 \text{ Hz}$$

$$f_b = 163.2 \text{ Hz}$$

ところが、振動加速度をそのまま周波数分析したスペクトル(図13(b)～図15(b))にはこれらの周波数成分が著しくあらわれない。これらのスペクトルを試験軸受が正常な場合のスペクトル(図12(b))と比較すると、全体のレベルが増加していること、ピークの周囲に側帯波があらわれていることがわかる。

図13～図15に示したデータは、いずれもそれらの図の(a)に示した振動加速度の波形に、かなり明瞭な変化があらわれ、損傷の発生が認められるが、スペクトルに試験軸受が正常な場合にはあらわれていなかった。上記の特性振動数のピークがあらわれることはなく、正常な場合のピークの周囲に側帯波があらわれるだけである。また、その側帯波は軸受の損傷の種類によって異なることがわかる。

これらのことから、軸受の要素に損傷が生じた場合の振動波形は、軸受が正常な場合の振動波形が振幅変調されたものであることがわかる。この原因は前述(図11)の通りであり、このことから、振動波形を包絡線検波した波形を監視することによって損傷の発生を鋭敏に検出できると予想される。

図12～図15の(c)にそれぞれの場合の包絡線検波した波形を示した。また、同図(d)にそれらの波形をFFTにより500Hzまで0.5Hzの分解能で分析したスペクトルを示した。これらの図から、各種の損傷の発生によって波形とスペクトルにそれぞれ特徴のある変化があらわれることがわかる。これらの特徴のうち、最も明確にとらえられるものはスペクトルの最大のピークである。この最大のピークの周波数は外輪はく離、内輪はく離および玉はく離に対してそれぞれ次のとおりである。

$$f'_0 = 120.0 \text{ Hz}$$

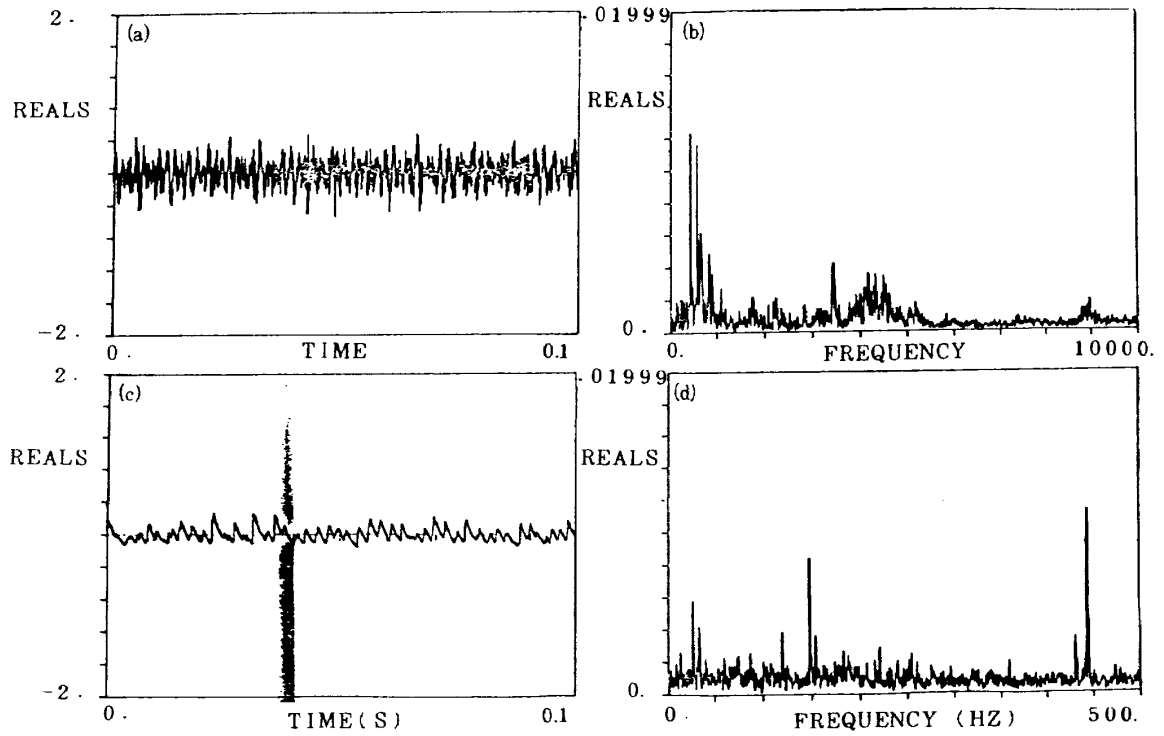
$$f'_i = 33.5 \text{ Hz}$$

$$f'_b = 13.5 \text{ Hz}$$

上記の周波数と前記の特性振動数を比較すると、 $f'_0$ と $f_0$ は等しいが、 $f'_i$ と $f_i$ (180.6Hz)、 $f'_b$ と $f_b$ (163.2Hz)はそれぞれ等しくない。 $f'_i$ は内輪の回転周波数と等しく、 $f'_b$ は玉の公転周波数と等しい。

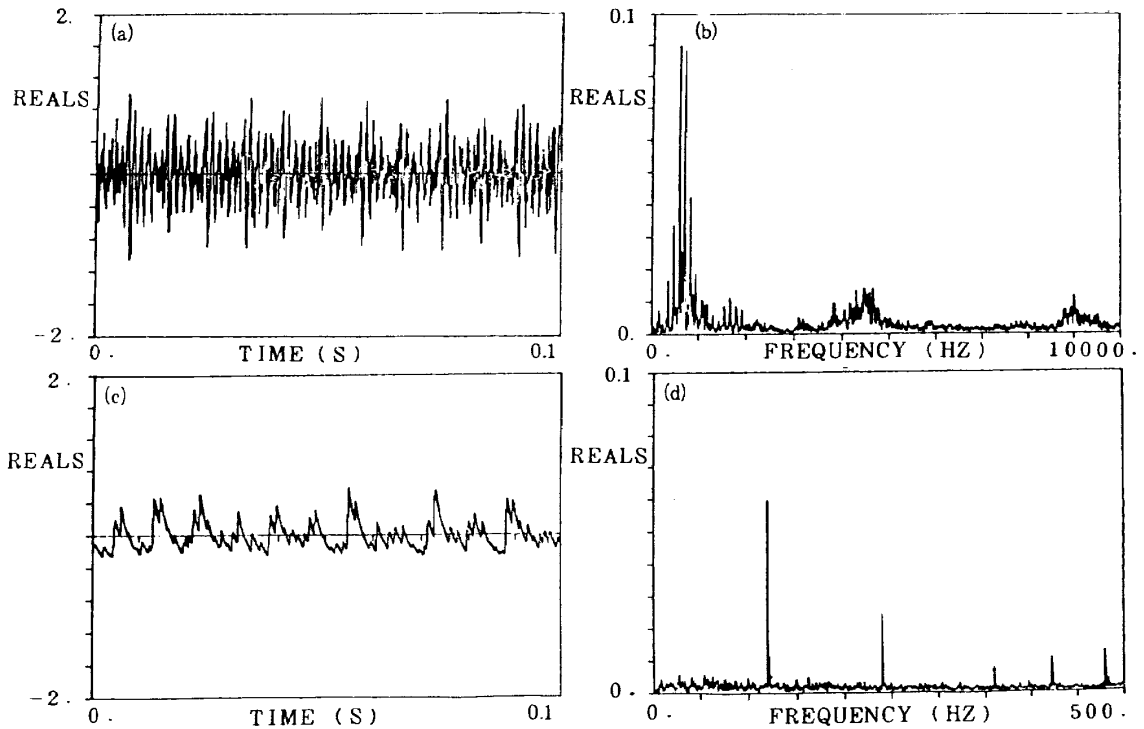
このような周波数成分が最も大きくあらわれる原因は、損傷した部分に他の要素が接触しても、その接触をおこす位置が荷重を受けていない場合には、衝撃力が発生しないためである。

なお、 $f'_i$ と $f'_b$ が上記のような値になるのは、試験軸受に対する荷重が半径方向荷重のみである本試験のような場合だけであって、軸方向荷重が加わった場合には



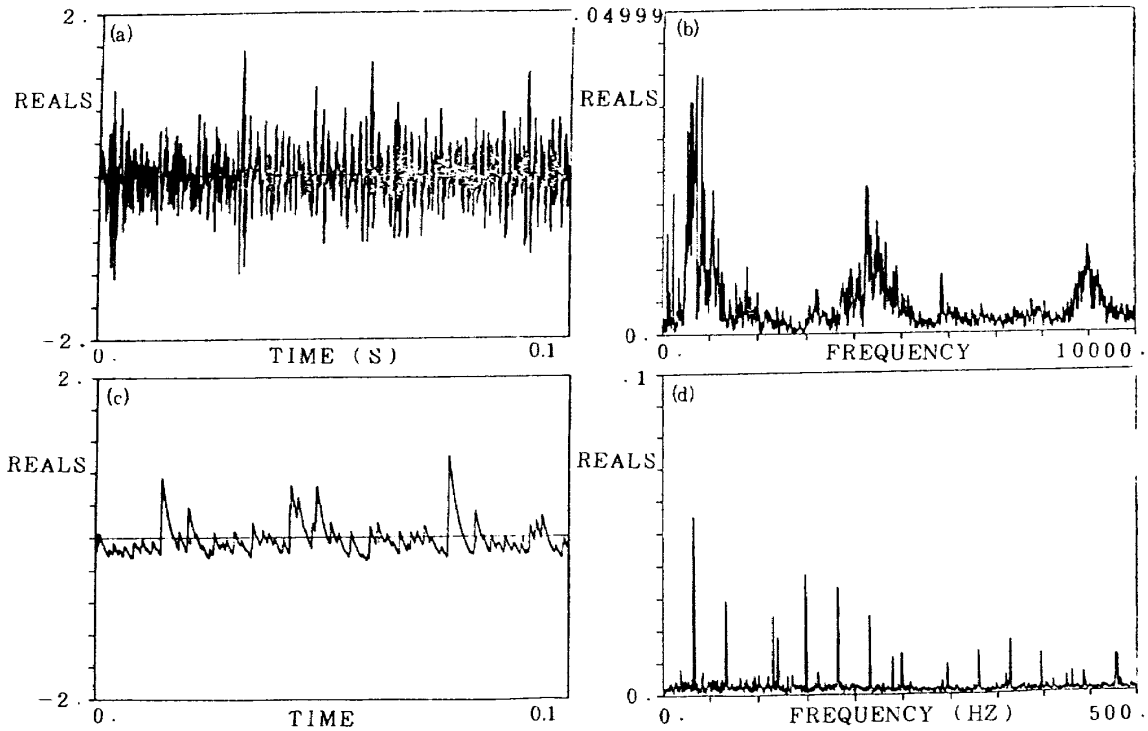
(a) 振動加速度の波形 (b)は(a)の波形を分析したスペクトル (c)は(a)の波形を包絡線検波した波形 (d)は(c)の波形を分析したスペクトル

図12 正常状態



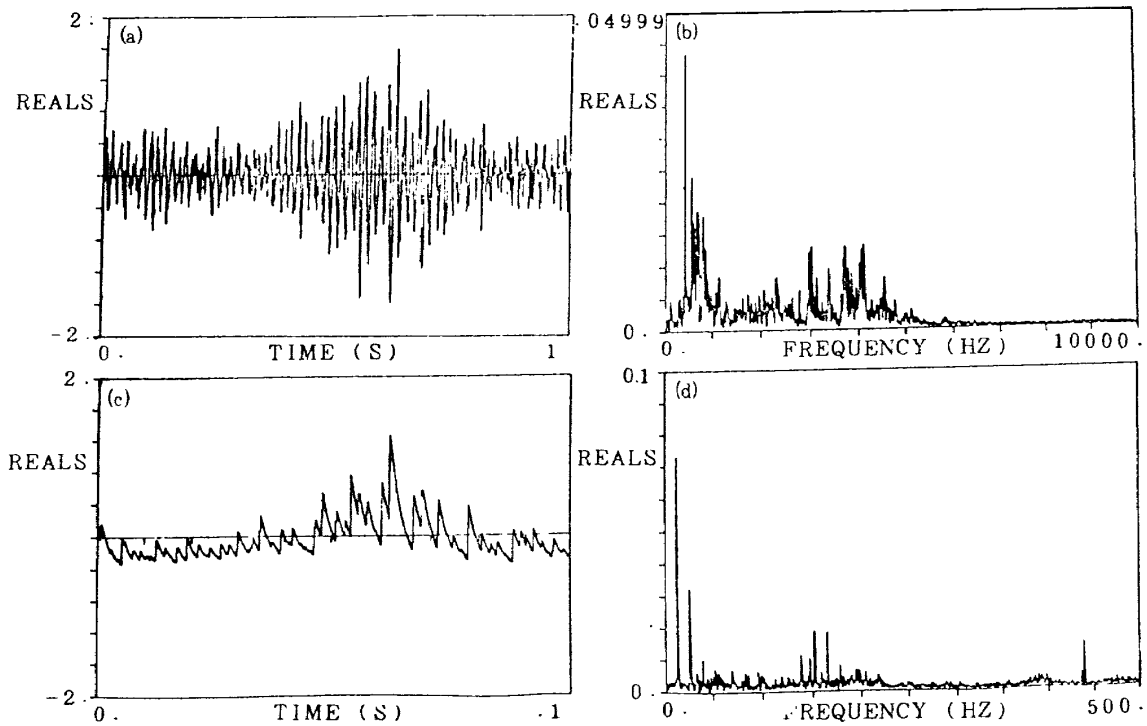
(a) 振動加速度の波形 (b)は(a)の波形を分析したスペクトル (c)は(a)の波形を包絡線検波した波形 (d)は(c)の波形を分析したスペクトル

図13 外輪はく離



(a) 振動加速度の波形 (b)は(a)の波形を分析したスペクトル (c)は(a)の波形を包絡線検波した波形 (d)は(c)の波形を分析したスペクトル

図14 内輪はく離



(a) 振動加速度の波形 (b)は(a)の波形を分析したスペクトル (c)は(a)の波形を包絡線検波した波形 (d)は(c)の波形を分析したスペクトル

図15 玉はく離

$f'_i$ と $f_i$ ,  $f'_b$ と $f_b$ はそれぞれ等しくなる。

図8～10の(b)にはそれぞれ $f'_o$ ,  $f'_i$ ,  $f'_b$ の周波数成分の大きさの試験時間による変化を示した。これらとオーバーオール振動を示した同図(a)と比較すると、オーバーオールの振動は試験軸受が健全である期間でも、かなり大きい値(0.3G程度)を示しているが、 $f'_o$ ,  $f'_i$ および $f'_b$ の成分は、試験軸受が健全である期間は、きわめて小さい値である。そして、損傷が発生したときの増加率はオーバーオールの振動より $f'_o$ ,  $f'_i$ および $f'_b$ の成分の方がはるかに大きい。以上のことから、これらの周波数成分を監視によって、より鋭敏に軸受の異常を検出できることがわかる。また、最大の周波数成分によって異常の種類を判別できることがわかる。

しかしながら、図8(b)に示したように試験軸受№96と№100においては、包絡線検波した信号にも異常の前兆が全くあらわれないうちに、はく離が発生している。したがって、少数の場合には振動の監視による異常の早期発見ができないこともあると考えなければならない。これらの場合ははく離の深さは0.2～0.3mm程度である。この深さは内外輪と玉の接触によるせん断応力の最大値が生ずる深さと一致している。振動に変化を全くあらわすことなく突発したはく離は、最大せん断応力によって0.2～0.3mmの深さに発生したき裂が成長して表面に達し、一度に深く広い部分がはく離したものと推定される。

ここで注目すべきことは、全く前兆なしに大きいはく離が発生した№96と№100は、いずれも本実験に採用した4種類の潤滑条件のうち、油膜パラメータが最も小さい0.78の場合であることである。また、油膜パラメータ0.78の条件で試験した№96から№100までのものは、概して振動に変化があらわれた後の振動の増加が急激である。

油膜パラメータと寿命時間との相関関係については、本報告に述べた少数の実験結果だけから、明確な傾向を求めるとはできないが、油膜パラメータが小さいことと、はく離の突発ないし急成長との相関関係は、ここに述べた実験結果から確認できる。したがって、はく離の突発を防止し、故障の早期発見を有効に行なうためにも油膜パラメータは大きいことが望ましいと云える。

ところで、本報告に述べた軸受の寿命試験では荷重を基本静定格荷重1050kgfとほぼ等しい1000kgfとする一方、回転速度は温度上昇、軸系の共振などの影響を受けないよう、十分低い2000rpmとしている。すなわち、低速高荷重の条件である。また、潤滑状態は良く管理している。

このような条件のもとで行なった寿命試験で発生した

故障はすべて典型的なはく離であり、著しい摩耗、面荒れ、焼付などは発生していない。このため、はく離以外の故障の早期発見に関する資料を得ることはできなかった。

#### 4. あとがき

転がり軸受から発生する振動の変化を検出することによって故障を早期発見し、予防保全に役立てることを検討するため、自動記録装置を製作し、約2年にわたって寿命試験中の転がり軸受の振動の記録を収集した。現在までに本報告に述べた油潤滑の場合の27個の軸受についての試験を終了し、その後はグリース潤滑の場合の試験を行なっている。

本報告に述べた寿命試験では荷重と回転速度を1種類に限定した。この試験条件で発生する故障は典型的なはく離だけであるが、はく離は摩耗あるいは面荒れなどと異なり、突然、表面にあらわれる性質があるため、早期発見が困難なことが予想された。本報告に示した27個の試験軸受のうち2個には、外輪のはく離が振動の変化が検出されないうちに発生しており、この予想が正しかったことを示している。このような大きいはく離の突発は油膜パラメータを最も小さくした場合に生じている。そのほかの場合には振動の変化が検出されてから、はく離が大きくなるまで、少なくとも数分の時間がある。また、油膜パラメータが大きい場合には、振動に変化があらわれた後の、振動の増加速度が小さい傾向がある。これらのことから、振動の監視を転がり軸受の故障の早期発見に有効に利用するには、油膜パラメータが大きい条件で軸受を使用することが望ましい。

また、高荷重、低油膜パラメータの条件のもとでは、大きいはく離が突発することがあるので、振動の監視による故障の早期発見は常に可能と云うことはできない。

おわりに、長期間にわたって転がり軸受の寿命試験を行ない、データの収集に協力していただいた、当研究所宇宙研究グループ、宮川行雄第九研究グループリーダーらに関勝美技官に深く感謝する次第である。

#### 文 献

- (1) 五十嵐昭男;玉軸受の騒音(第1報,玉軸受単体の場合),機械学会論文集,25巻158号(昭34-10),P.1027~1034
- 同上(第2報,単体音に及ぼすすきまの影響),同上,26巻166号(昭35-6),P.833~840
- 同上(第3報,玉軸受を組込んだ場合),同上,27巻178号(昭36-6),P.963~973

- 同上(第4報, 組込音に及ぼすすきまとはめあいの影響), 同上, 28巻193号(昭37-9), P.1168~1175
- 同上(第5報, 音の発生機構), 同上, 30巻220号(昭39-12), P.1516~1524
- (2) Gustafsson, O.G. and Tallian, T.,  
Detection of Damage in Assembled  
Rolling Element Bearings, ASLE  
Transactions, Vol.5, No.1, April 1962,  
P.197~209
- (3) Elswood, E.L. and Gish, D.B.,  
Vibration Monitoring as a Tool for  
Turbine Engine Malfunction Detection,  
Instrumentation in the Aerospace  
Industry, Vol.15, 1969, P.34~47
- (4) 曾田範宗, ころがり軸受寿命ところがり疲れ, 機械  
学会誌, 70巻576号(昭42-1), P.74~82
- (5) Dyer, D. and Stewart, R.M.,  
Detection of Rolling Element Bearing  
Damage by Statistical Vibration  
Analysis, J. of Mechanical Design,  
Vol.100, April 1978, P.229~235



---

## 航空宇宙技術研究所報告601号

昭和55年2月発行

発行所 航空宇宙技術研究所  
東京都調布市深大寺町1880  
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)〒182  
印刷所 株式会社実業公報社  
東京都千代田区九段南4-2-12

---