

大型耐震実験装置加振機等 精密分解点検報告

The Inspection Report of the Actuators in the Large-scale Shaking Table at NRCDP

大谷圭一*・小川信行**・箕輪親宏**・飯田晴男***

国立防災科学技術センター

要約

国立防災科学技術センター大型共用実験施設第一号として、また筑波研究学園都市建設第一号施設として、昭和45年6月に完成した国立防災科学技術センター大型耐震実験装置は、世界初の大型耐震実験用振動台として活発に利用されてきたため、近年、その性能劣化が問題になってきた。この性能劣化の程度を明らかにするため、装置完成以来はじめて加振機内部の状況を分解して調べた。その結果、次のことが明らかになった。

- ・加振機内部の漏洩量（加振に使われない油量）が過大であること。
（基準の約6倍）
- ・加振機ピストンの「さび」が進行していること。
- ・加振機と加振台（テーブル）をつなぐユニバーサルジョイントの「ガタ」（隙間）が過大であること。（基準の約5倍）

また、毎年行っている点検作業により、油圧ポンプおよびサーボ弁の劣化が目立ってきた。分解点検、及び定例点検による上記の結果が振動台に及ぼす影響は次の通りである。

- ・「加振機内部における漏洩」、「ユニバーサルジョイントのガタ」及び「サーボ弁の劣化」によるもので、制御機能の向上にもかかわらず振動台応答性能の低下が、近年、目立ってきた。このまま放置しておく極く近い将来、最大速度限界の低下、波形歪みの増大が著しくなり、定量的な精度の高い実験が行えなくなる。
- ・「加振機ピストンの「さび」の進行」及び「油圧ポンプの劣化」は高圧油系（210kg/cm²）の破壊的重大事故につながる危険性を有している。この事は日常点検と定期点検では対応できない段階にこれら機器の損傷疲労が達したことを示しており、これら機器の更新の重要性を示している。

これらの状況から判断すると、本装置主要機器の一日も早い更新が必要と考えられる。

* 第2研究部耐震実験室長、 ** 第2研究部主任研究官、 *** 管理部施設課

0. まえがき

大型耐震実験装置は、完成以来、毎年休むことなく利用されており、15年の歳月を経て、各構成機器の性能劣化には著しいものがあり、点検保守作業により性能を維持することは限界に近づいている。従来からこれら機器の性能劣化に関して定性的には指摘されて来たが、本格的にこの劣化の原因を検証しようとする試みはなされることなく今日に至っている。しかし、主要機器の性能劣化は振動台による定常的な研究が出来なくなるだけでなく、重要機器の破壊的大事故につながる可能性が濃く、一般的な点検保守だけでは対応できない状態に立ち至った。

当センターでは今後の大型耐震実験施設のあり方を検討するために、所内に「大型耐震実験装置更新検討委員会（委員長 渡辺一郎第4研究部長）」を設置して、今後の施策について検討してきた。この検討の過程で重要機器の一つある加振機の分解点検の必要性が認識されることとなった。そこで、加振機4台中2台（ユニバーサルジョイントも含む）をその製作工場である三菱重工(株)名古屋航空機製作所に持込み分解点検し、その劣化の程度を明らかにする作業を実施した。本報告はこの分解点検により明らかとなった加振機の劣化および油圧ポンプピストンシュアの「ガタ」およびサーボ弁特性劣化等についてまとめ、本装置更新のための資料にすると共に、今後の大型耐震実験装置運転に当たって、注意すべき問題点を整理し、共用施設の運営に資することを旨としたものである。

1. 加振機・ユニバーサルジョイントの分解点検

大型耐震実験装置は電気油圧式の振動台であり、その性能および方式については参考文献1)を参照していただきたい。今回、分解点検した加振機・ユニバーサルジョイントは図1

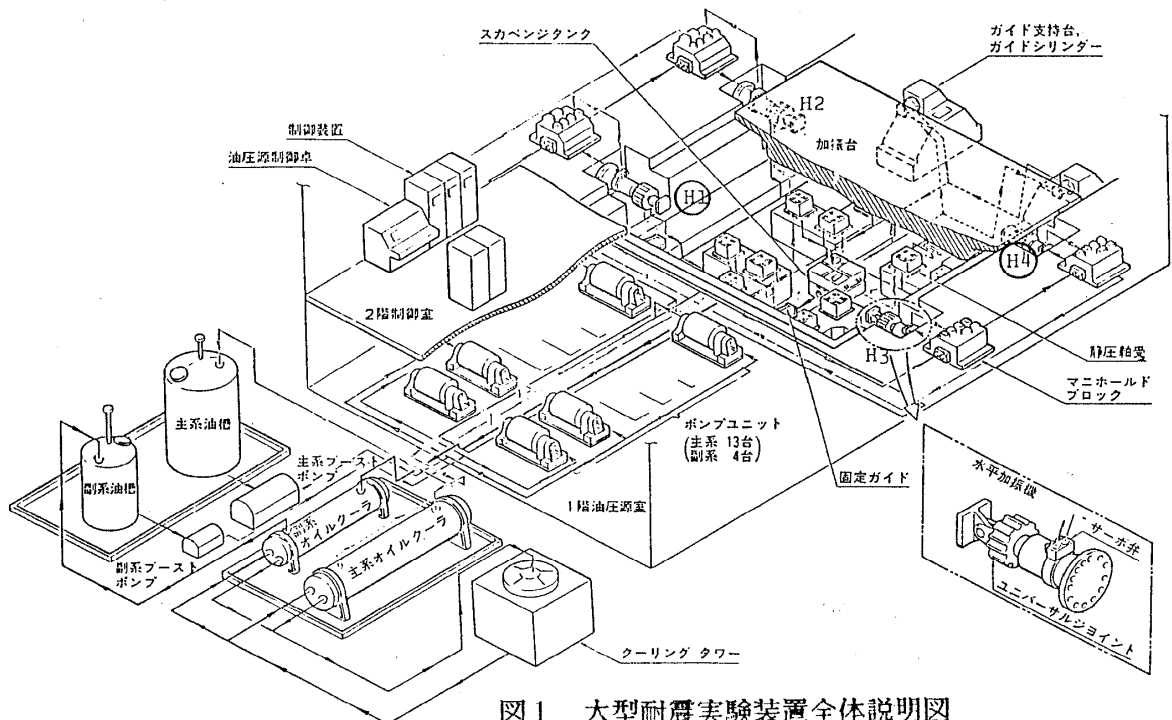


図1 大型耐震実験装置全体説明図

のH1とH4の2組である。

4組の内、H1とH4の加振機・ユニバーサルジョイントを分解点検した理由として、次のことがある。

- a) H1
 - ・過去に大きな油もれを起こした。
- b) H4
 - ・加振機内部で油の流れる音がする。
 - ・ピストン露出部に「さび」が見られる。

分解点検はこれら機器の製作工場である三菱重工(株)名古屋航空機製作所大幸工場に於いて行われた。

(1) 加振機の分解点検

加振機について次の試験、測定、調査を行った。加振機の内部構造および名称を図2に示す。

i. 単体性能試験

分解点検に先立ち各種単体性能試験を行った。その結果を表1、2に示す。両加振機とも軸受流量試験で基準値を大きく上回る結果が現れた。H4加振機については、その他に耐圧およびシリンダポート内部漏洩試験でも基準を外れており特にC₂からR₂への油もれが異常に大きい。

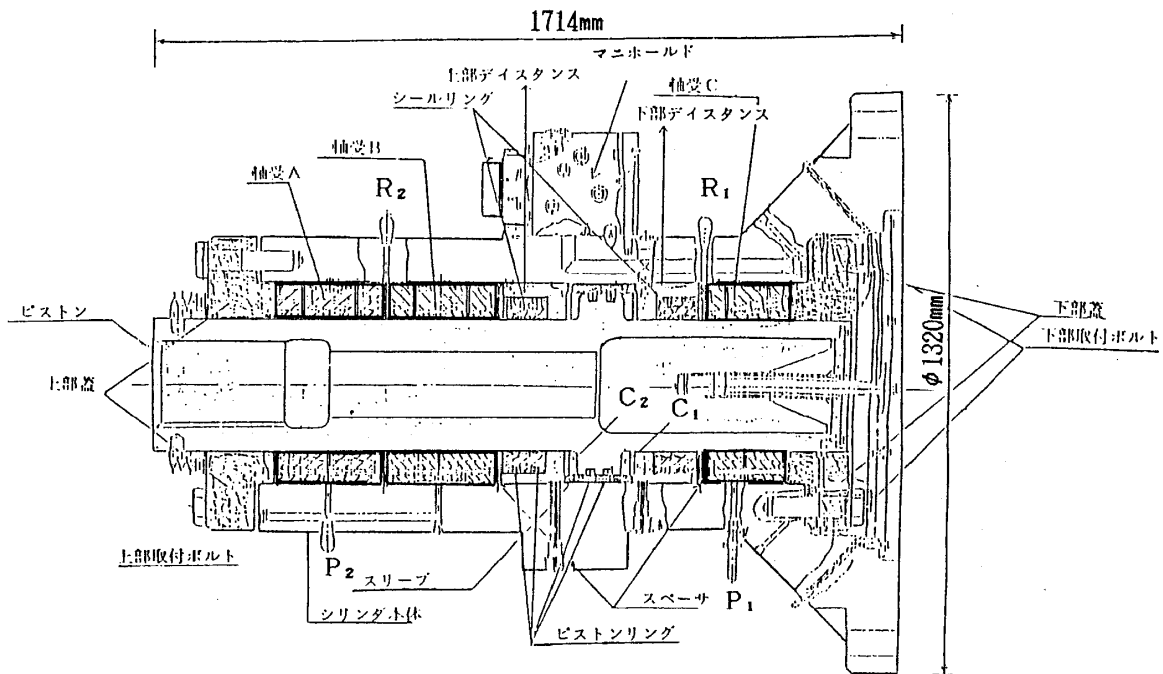


図2 加振機概略図

表1 H1加振機単体試験成績結果

項目	試験要領	加圧ポート	測定ポート	結果	基準	所見
耐圧試験	両シリンダチャンバにそれぞれ263kg/cm ² を2分間2回かける	C ₁		良	油外部もれ変形のないこと	
		C ₂		良		
軸受流量試験	潤滑油供給ポートに210kg/cm ² をかけ、潤滑油戻りポートからの流量を測定する	P ₁	R ₁	4.4 ℓ/min	両合計で4~6 ℓ/min	両合計で9.5 ℓ/minあり、軸受の摩擦が進行しているため
		P ₂	R ₂	5.1 ℓ/min		
シリンダポート 内部漏洩試験	一方のシリンダポートに210kg/cm ² をかけ、反対側のポートからの油もれを測定する。 又、潤滑油戻りポートからのもれも記録する。 (潤滑油は流さない)	C ₁	C ₂	7.7 ℓ/min	ピストンリングを通るもれ(C ₁ 又は、C ₂ からのもれ)、15 ℓ/min以下	(1) ピストンリングを通るもれが方向によって差がありピストン、ピストンリングあるいはスリーブの局部摩擦が考えられる。
			R ₁	0.3 ℓ/min		
		C ₂	C ₁	2.1 ℓ/min		
			R ₂	0.2 ℓ/min		

表2 H4加振機単体試験成績結果

項目	試験要領	加圧ポート	測定ポート	結果	基準	所見
耐圧試験	両シリンダチャンバにそれぞれ263kg/cm ² を2分間2回かける	C ₁		変位計支持蓋より油もれ	油外部もれ変形のないこと	変位計支持蓋部の油もれはピストンの腐食によりU型パッキン(下部)によるシールが不十分になったため
		C ₂		良		
軸受流量試験	潤滑油供給ポートに210kg/cm ² をかけ、潤滑油戻りポートからの流量を測定する	P ₁	R ₁	3.1 ℓ/min	両合計で4~6 ℓ/min	両合計で6.1 ℓ/minあり、軸受の摩擦が進行しているため
		P ₂	R ₂	3.0 ℓ/min		
シリンダポート 内部漏洩試験	一方のシリンダポートに210kg/cm ² をかけ、反対側のポートからの油もれを測定する。 又、潤滑油戻りポートからのもれも記録する。 (潤滑油は流さない)	C ₁	C ₂	10.8 ℓ/min	ピストンリングを通るもれ(C ₁ 又は、C ₂ からのもれ)、15 ℓ/min以下	(1) ピストンリングを通るもれが方向によって差がありピストン、ピストンリングあるいはスリーブの局部摩擦が考えられる。 (2) C ₁ からR ₂ へのもれが異常に大きい。
			R ₁	0.2 ℓ/min		
		C ₂	C ₁	3.8 ℓ/min		
			R ₂	88 ℓ/min		

ii. 摺動部隙間測定

加振機を分解し、構成部品の寸法測定が行われた。表3に各部での隙間測定結果を示す。ここに於いても基準を外れる値が見られる。

表3 加振機摺動部隙間測定結果 単位mm

部位	ピストン対			ピストン対	
	軸受A	軸受B	軸受C	シールリングA	シールリングB
基準	直径隙間 0.076~0.14mm			0.04 ~0.06mm	
加振機H1	0.105	0.12	0.13	0.10	0.065
加振機H4	0.12	0.125	0.135	0.10	0.09

iii. 損傷調査

加振機構成部品の外観の状況は写真1~32に示すように、ピストンに「さび」、および腐食ピットが見られ、ピストンリングにはエロージョン、および異物の咬込み傷が見られた。これに対し製作者である三菱重工(株)から次の見解が提出されている。

イ. ピストン (写真1~2、9~14)

基礎固定部側先端近くには1~2mm径の腐食ピットが多数認められる。又、シール用のフェルトと接する個所にも1mm径以下ではあるが腐食ピットが多数認められる。摺動部は高周波焼入されており、場所によって高い内部応力を保有しているものでこれら腐食ピットが引張の残留応力の個所にまで到達すると応力腐食割れを急速に進展させる恐れがある。軸受との摺動域には強い摺動傷が認められるが軸受がLBC材(鉛青銅)であるため、かなり強い当たりといえども材質的には焼付等の問題がこの部分で発生するとは考えられない。(図3参照)

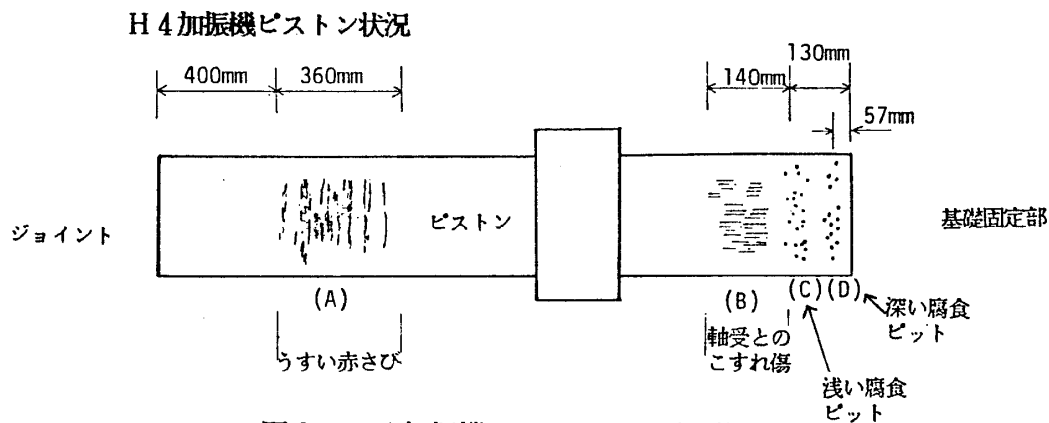


図3 H4加振機ピストン「さび」状況図

ロ. シリンダ (写真3、15~16)

出口付近に腐食が認められるが、これはピストン先端近くに認められた腐食と対応するものである。ここは外気と接する個所であり、湿気にさらされる機会が多いために生じた腐食であろう。シリンダは鍛鋼であり今後、防錆処置を十分施せば、変形が生じない限り問題とはならない。

ハ. スリーブ (写真17~18)

本部品は滲炭部品である。LBC材製ピストンリングとの摺動により内面の研削表面が

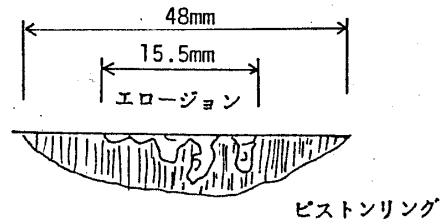
磨かれ研削時に生ずる波状表面が浮出された状況になっているが特に問題はない。

ニ. 軸受 (写真4~6, 19~25)

ピストンとの強い摺動條痕が認められる。油圧性能劣化を来す恐れがあり、場合によっては交換を要する。材質的に傷んでいるわけではないが、引っ掻き傷に至っている個所もあり、今後の使用によっては、増々拡大する恐れがある。

ホ. シールリング (写真7~8, 26~27)

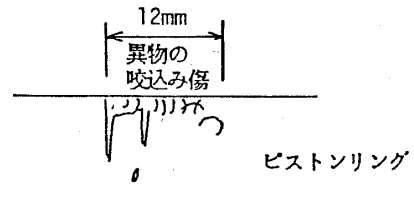
軸受と同じことが言える。



ヘ. ピストンリング (写真28~30)

微小の異物の咬込み、及びそれがもとでのエロージョンまで発展している個所が見受けられる。交換を要すると考えられる。

(図4参照)



(2) ユニバーサルジョイント分解点検

ユニバーサルジョイントは加振台と加振機をつなぐジョイントでありその構造と名称は図5に示すとおりである。ユニバーサルジョイントについては、従来から球面接手部に隙間 (ここでは「ガタ」と呼ぶ) があり、この「ガタ」が振動台の波形歪を著しく大きいものにしてきていると言われてきた。本分解点検ではこの「ガタ」を定量的に明らかにすることが目的である。「ガタ」の測定は図6に示すようにユニバーサルジョイントをテストフロアーに固定しロードセルを介してチェーンブロックで引張り、球面接手とハウジングの間に取りつけたダイヤルゲージ (2個) の値を読んだ。その値をプロットしロードセルの値が増加してもダイヤルゲージの値が増加しなくなった時のダイヤルゲージの値を「ガタ量」としている。図6のF₁の値は2トン程度である。この結果を表4に示す。測定した「ガタ量」は許容値の5~6倍であり、従来から言われている通り振動台の性能に大きな影響を与えていると考えられる。この他にもポケット圧力 (円形軸受パットを押さえる圧力) の若干の低下が見られる。

図4 H4加振機ピストンリング状況図

表4 ユニバーサルジョイント球面接手「ガタ」測定結果

試験方法	加振機番号	測定値	許容値
テーブル結合部を定盤に固定し本体を下方に押しつけた状態で上方に5tonの力で引張、接手部のガタを測定した。(本体の自重は2.5ton)	H1	1回目 0.23mm	0.05mm 以下
		2回目 0.28mm	
		3回目 0.23mm	
	H4	1回目 0.27mm	
		2回目 0.27mm	
		3回目 0.27mm	

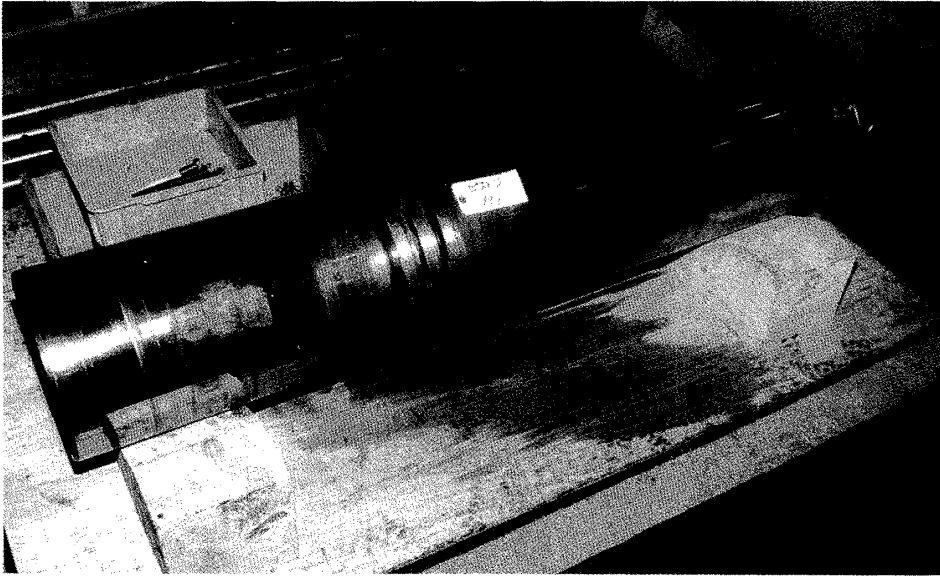


写真1 H1加振機ピストン外観（こすれ傷の鮮明さを出すために白黒とした）



写真2 H1加振機ピストン着色検査（「さび」発生部が分かる）

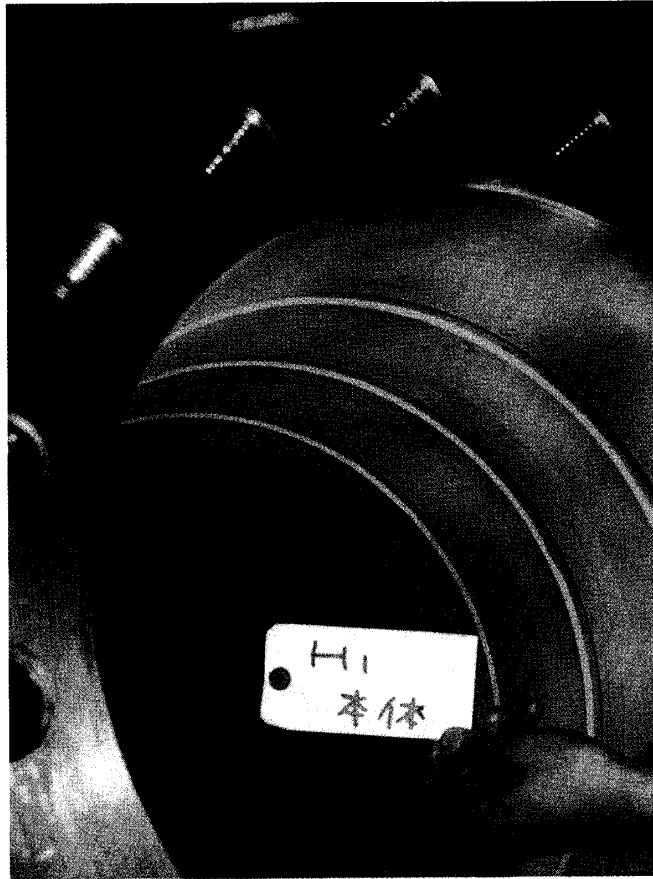


写真3 H1加振機シリンダ内面着色検査（「さび」発生部が分かる）

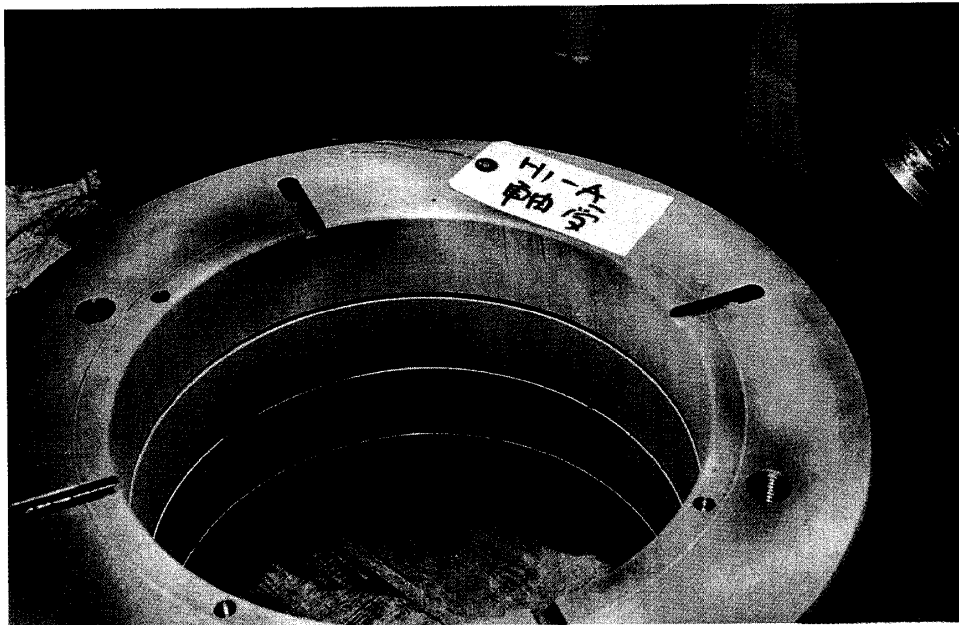


写真4 H1加振機軸受A着色検査



写真5 H1加振機軸受B外面「さび」



写真6 H1加振機軸受C内面「さび」

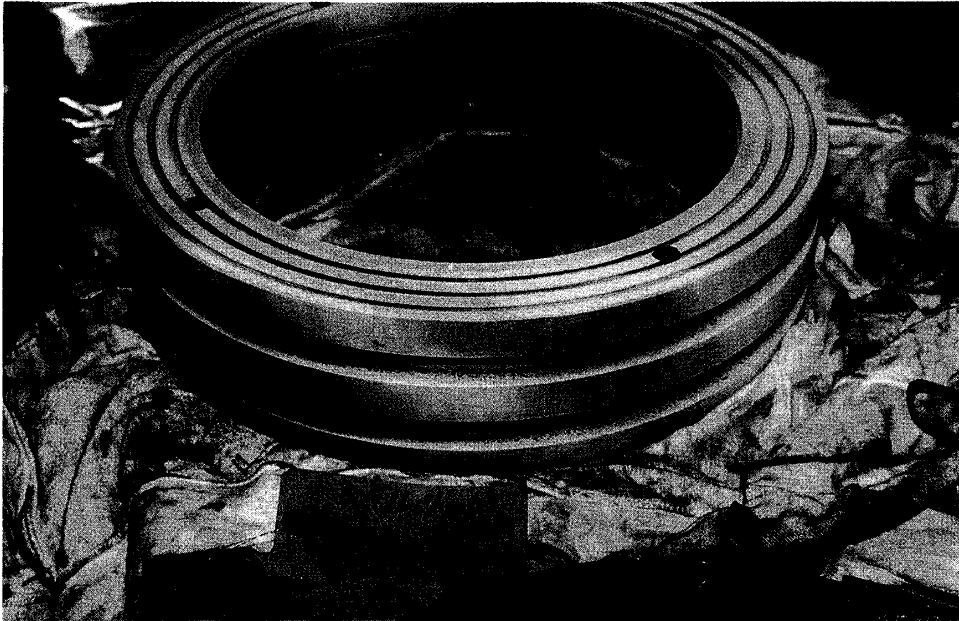


写真7 H1加振機シールリングA (内部にこすれ跡がみられる)

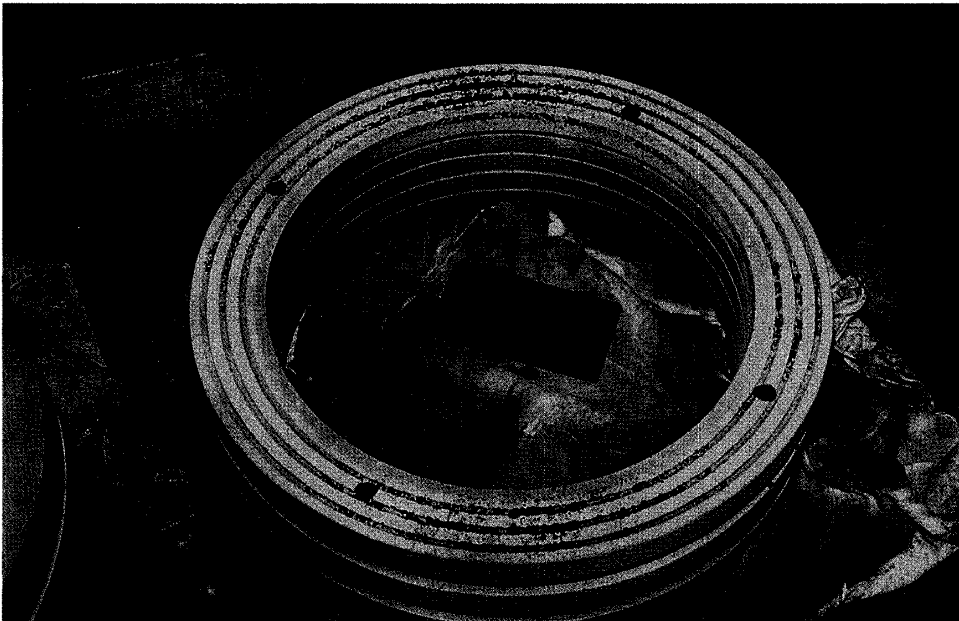


写真8 H1加振機シールリングB 着色検査 (「さび」が目立つ)

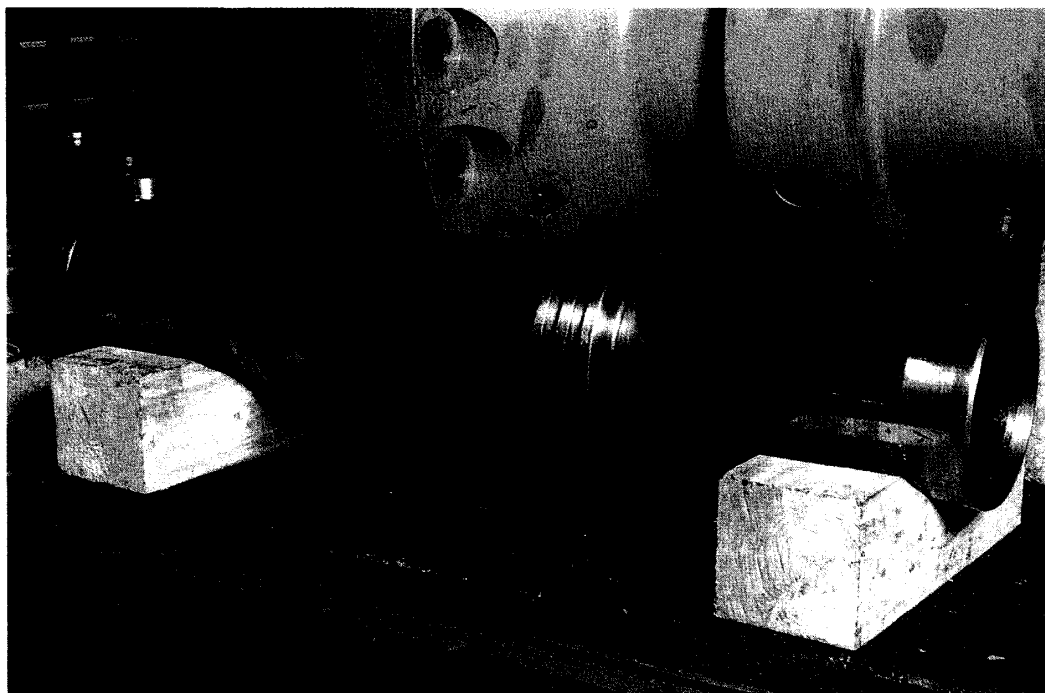


写真9 H 4 加振機ピストン外観

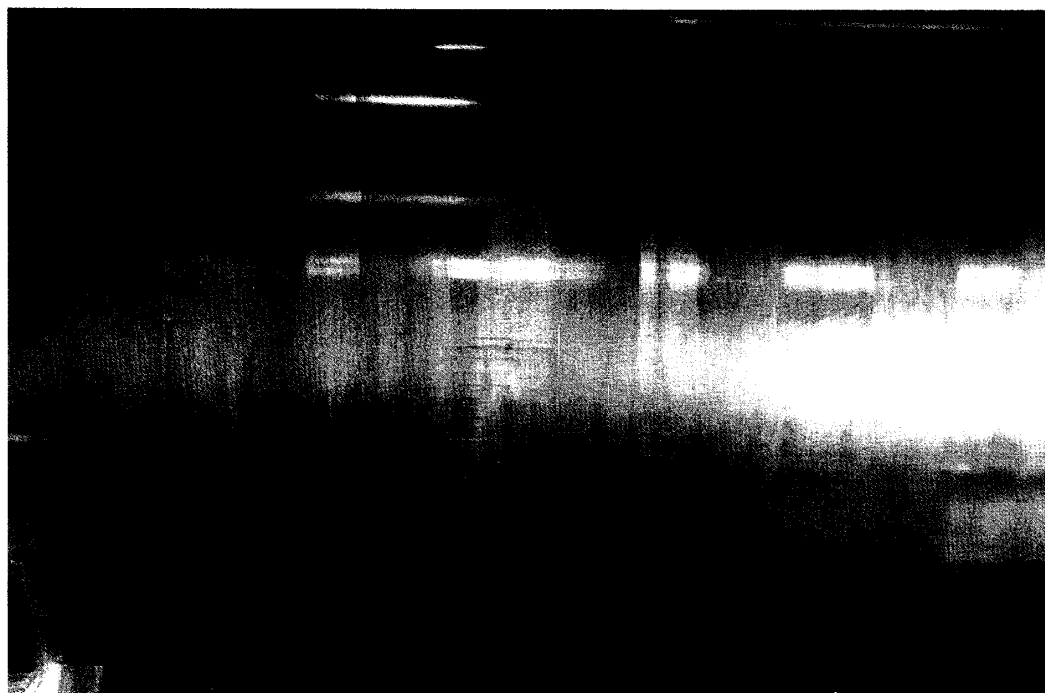


写真10 H 4 加振機ピストン「さび」 (図3の(A)部)



写真11 H4加振機ピストンこすれ傷 (図3の(B)部)

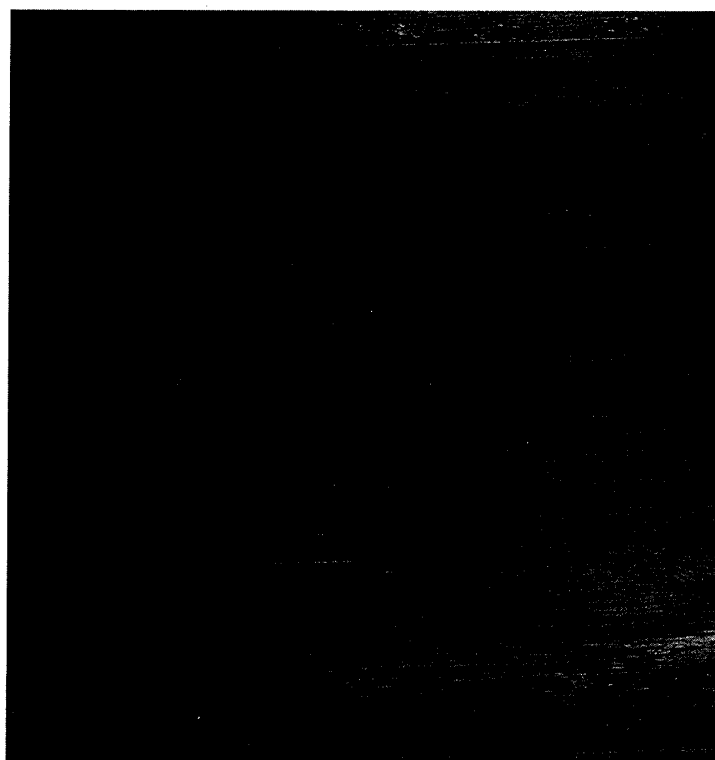


写真12 写真11の拡大

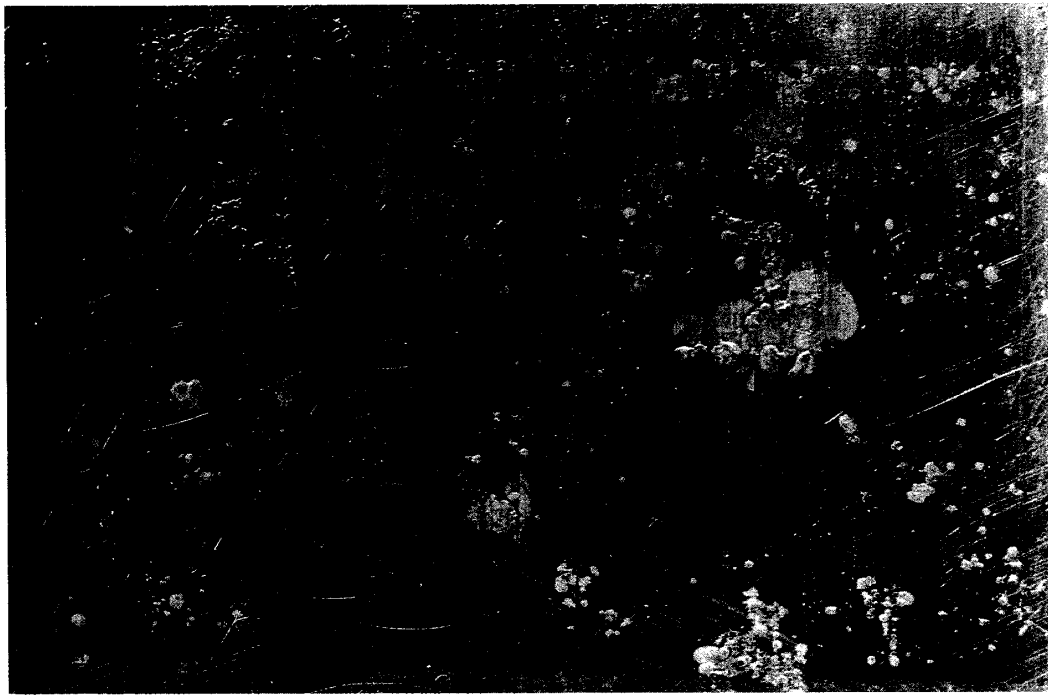


写真13 H 4 加振機ピストン腐食 (図3の(C) 部)

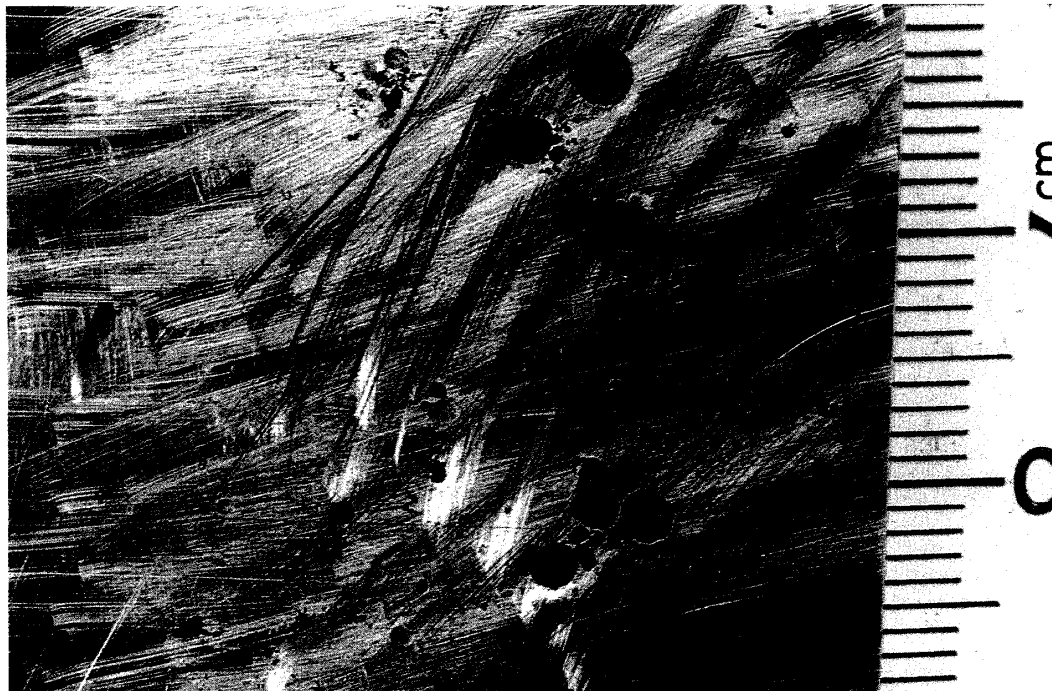


写真14 H 4 加振機ピストン腐食ピット (図3の(D) 部)

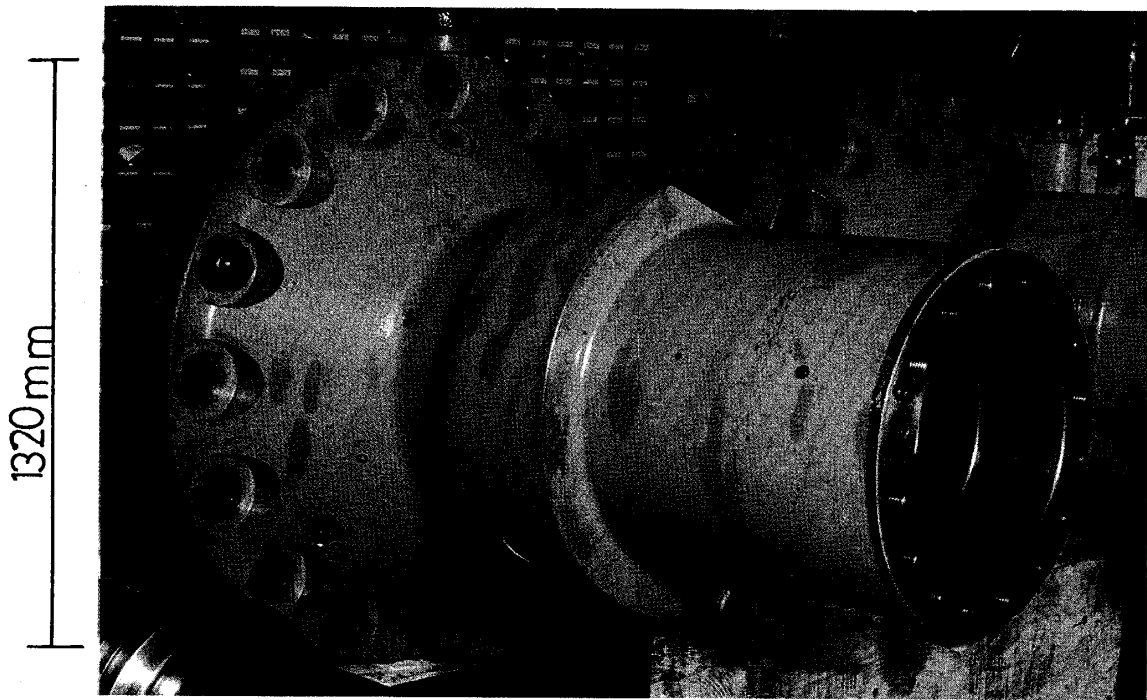


写真15 H4加振機シリンダ外観

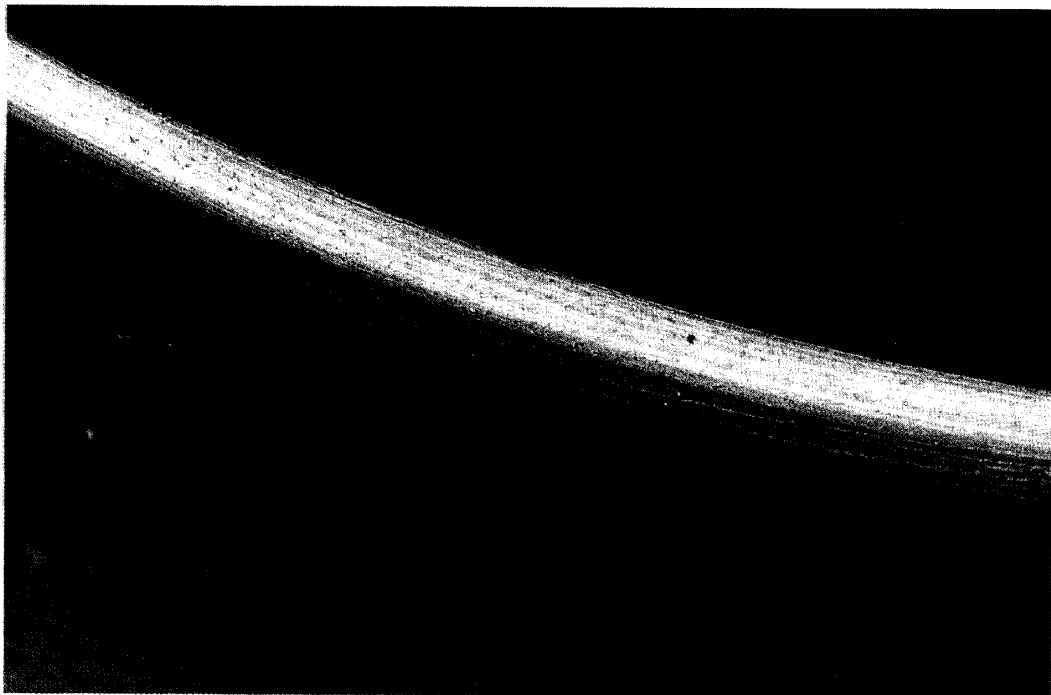


写真16 H4加振機シリンダ内面「さび」

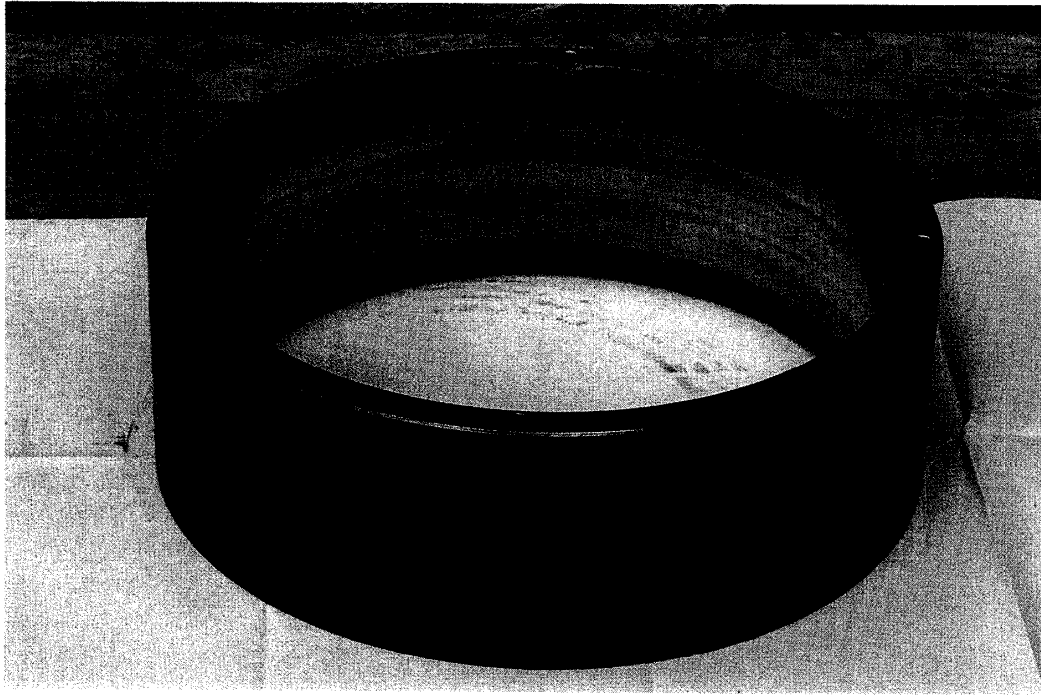


写真17 H 4 加振機スリーブ外観

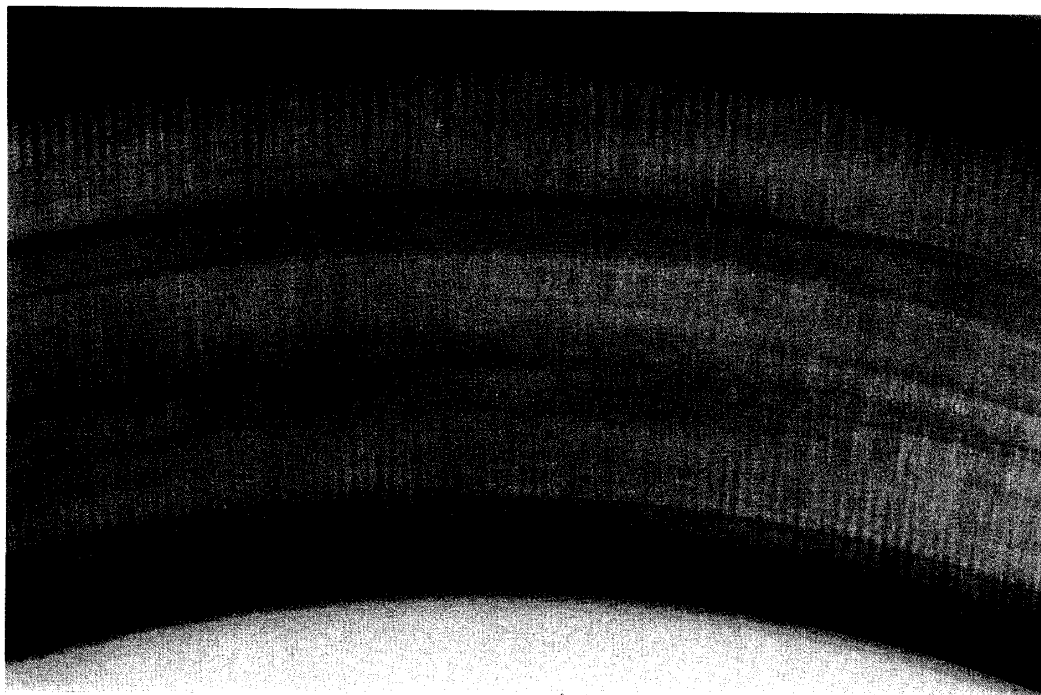


写真18 H 4 加振機スリーブ内面拡大
(ピストンリングとのこすれ、
研削破状表面等が見られる)

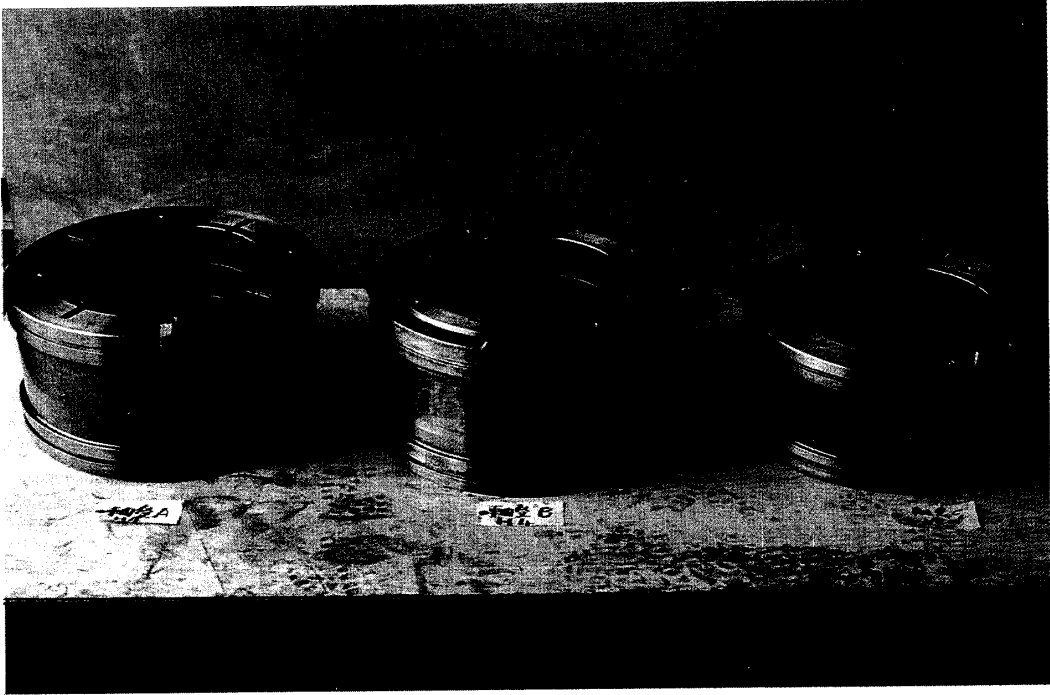


写真19 H 4 加振機軸受外観
(左から軸受A, B, C (図2 参照))

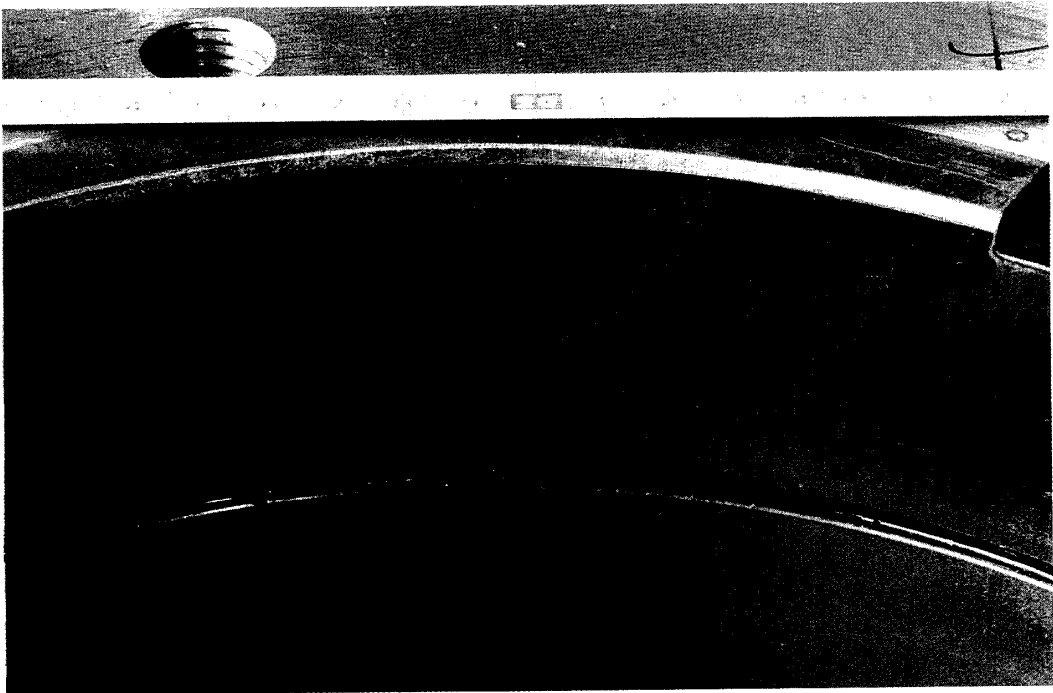


写真20 軸受A内面



写真21 軸受B内面

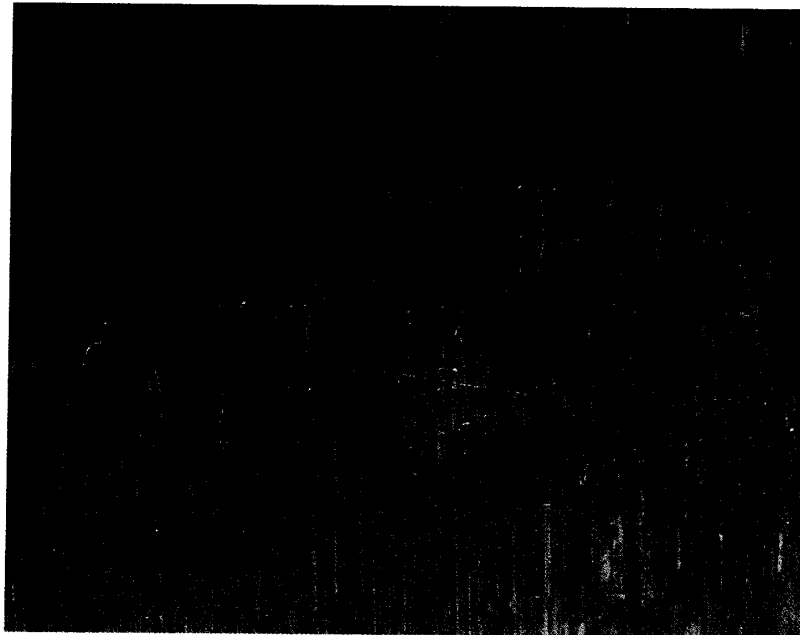


写真22 写真21拡大

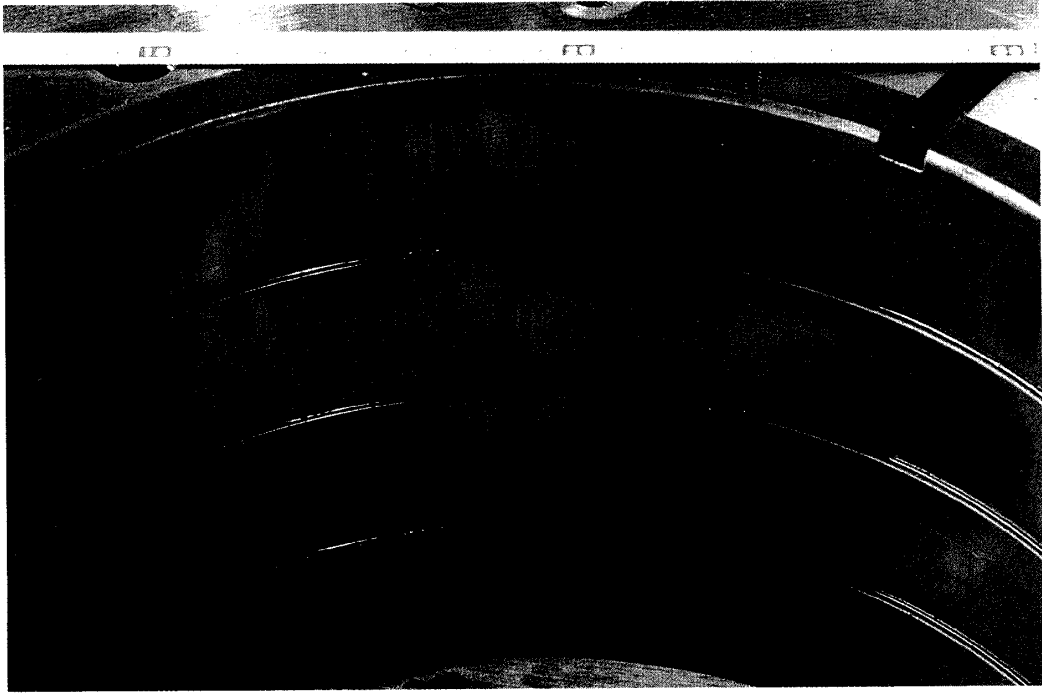


写真23 軸受C内面

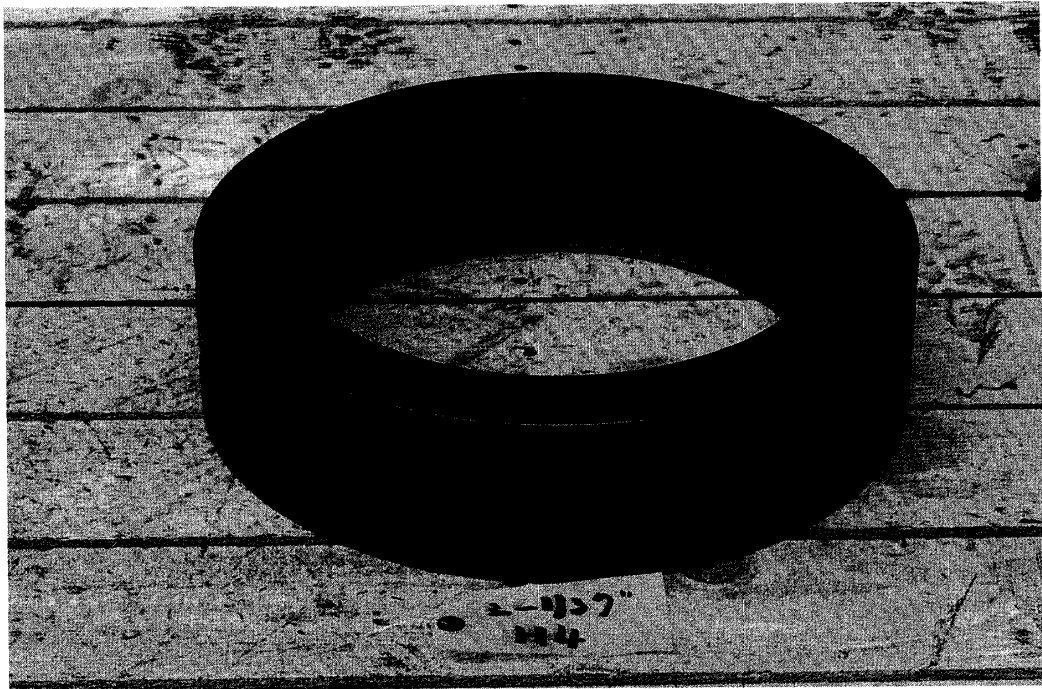


写真24 H 4加振機シールリング外観(上側)

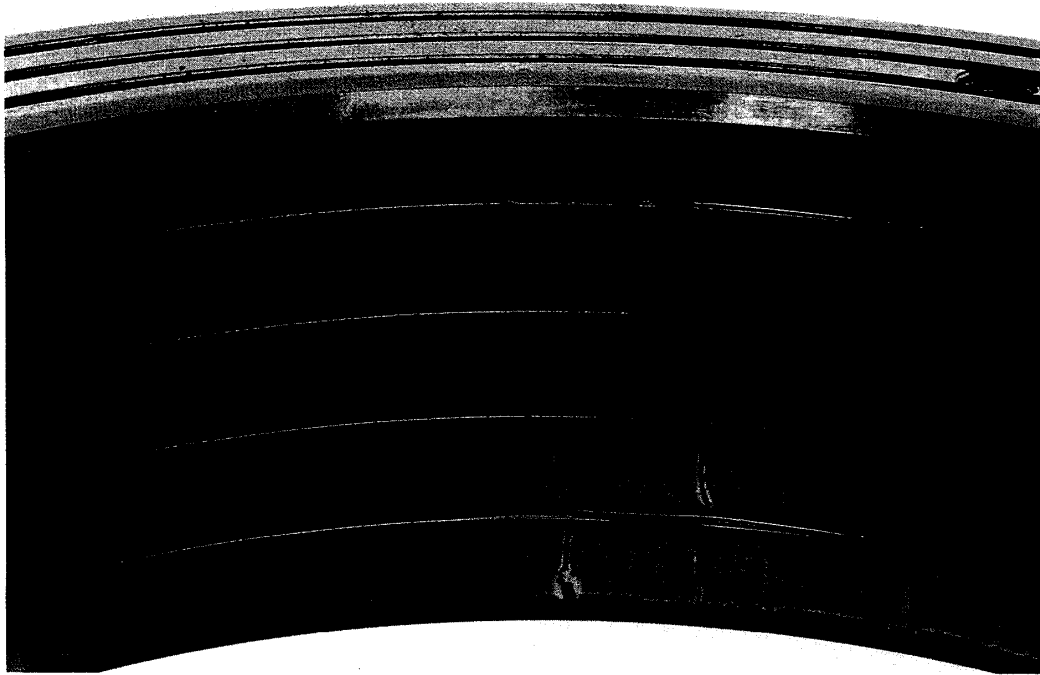


写真25 写真24シールリング内面拡大



写真26 H4加振機シールリング外観(下側)

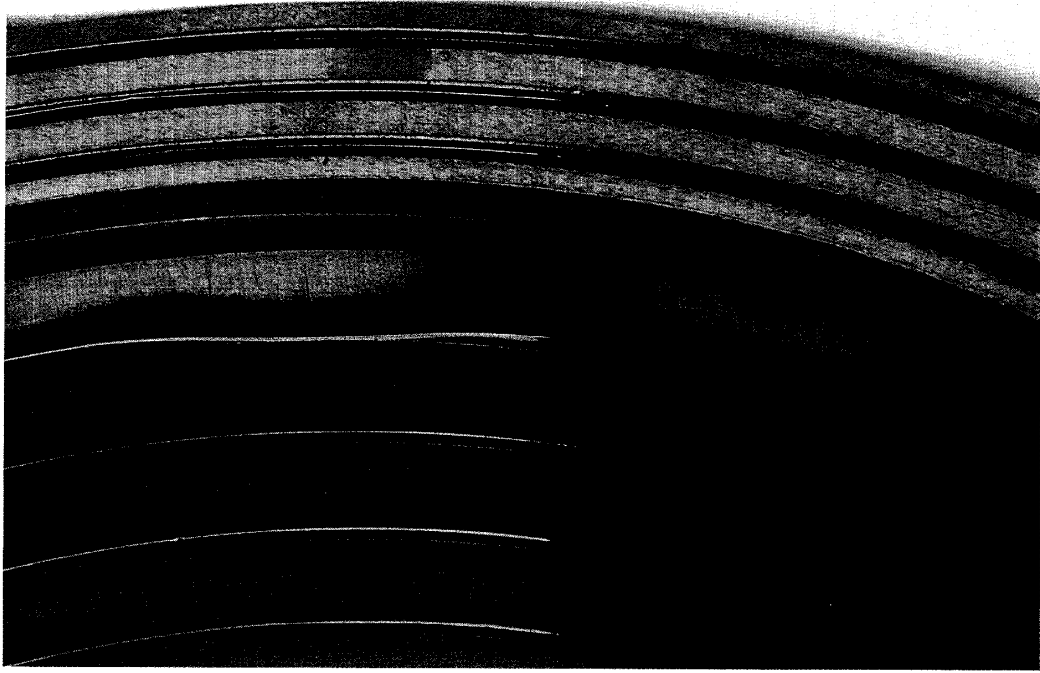


写真27 写真26シールリング内面拡大

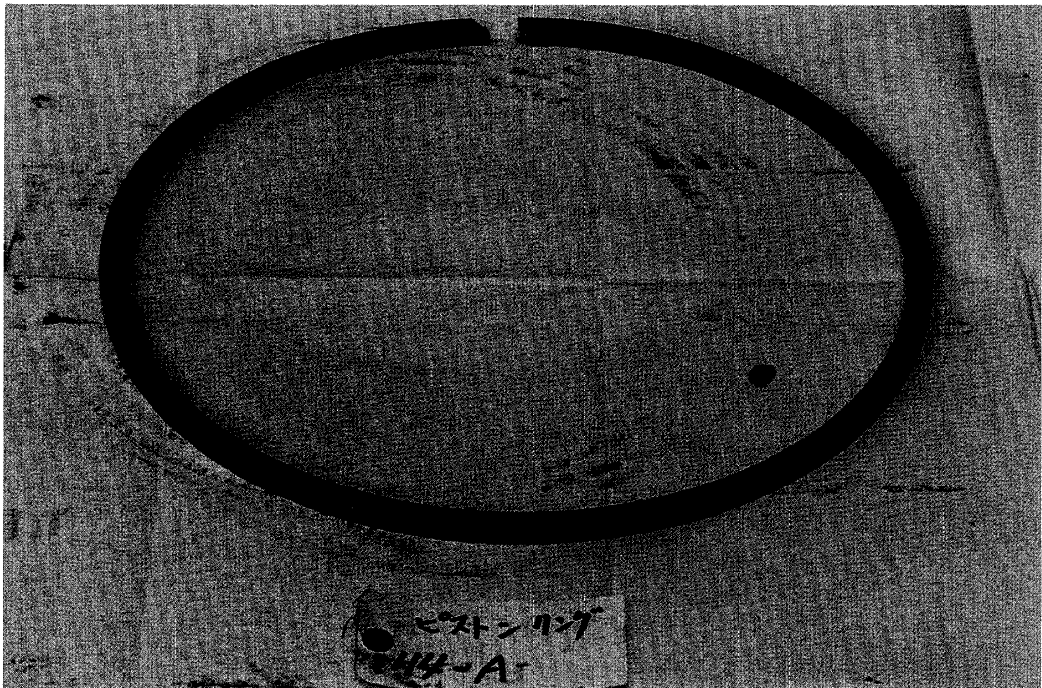


写真28 H4加振機ピストンリング外観

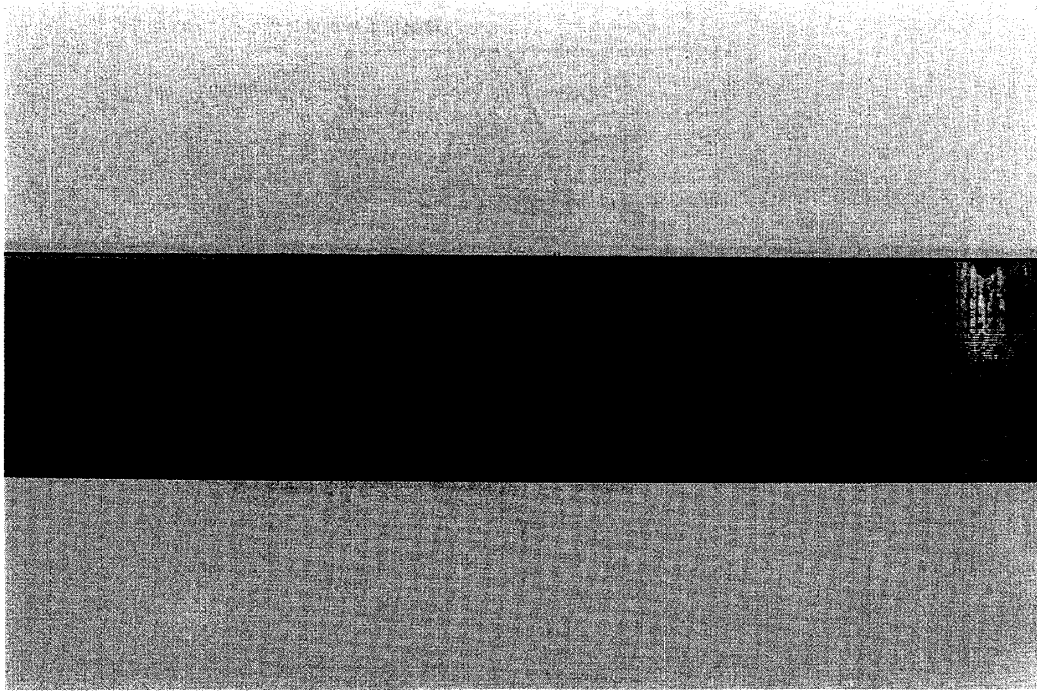


写真29 ピストンリングエロージョン(図4の上図)

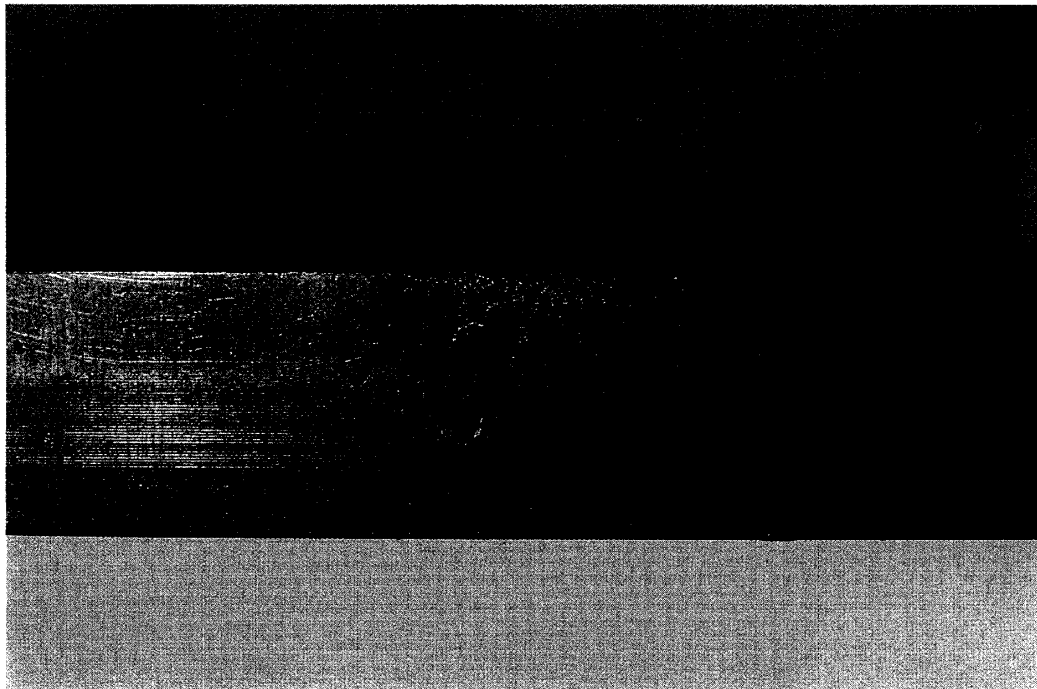


写真30 ピストンリング咬込み傷(図4の下図)

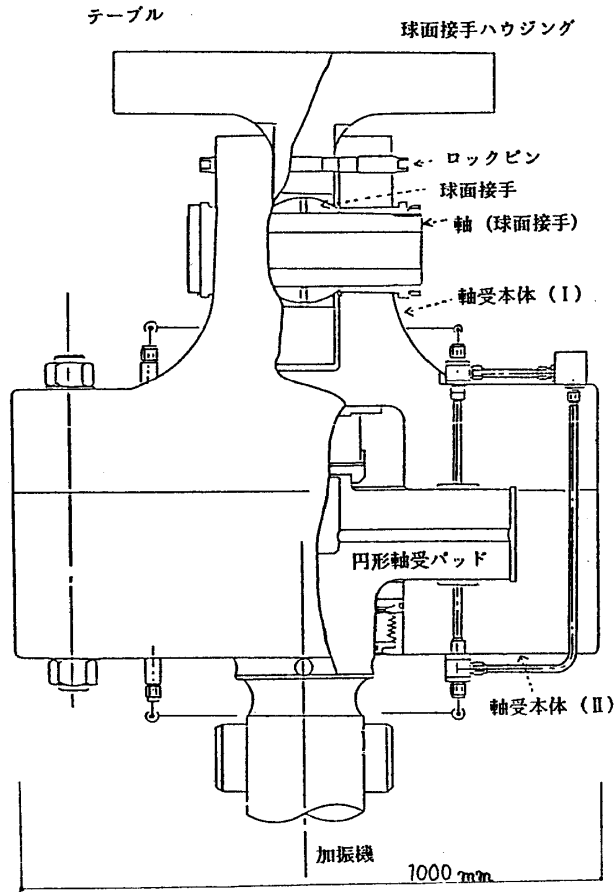


図5 ユニバーサルジョイント概略図

ユニバーサルジョイント球面接手ガタ測定方法

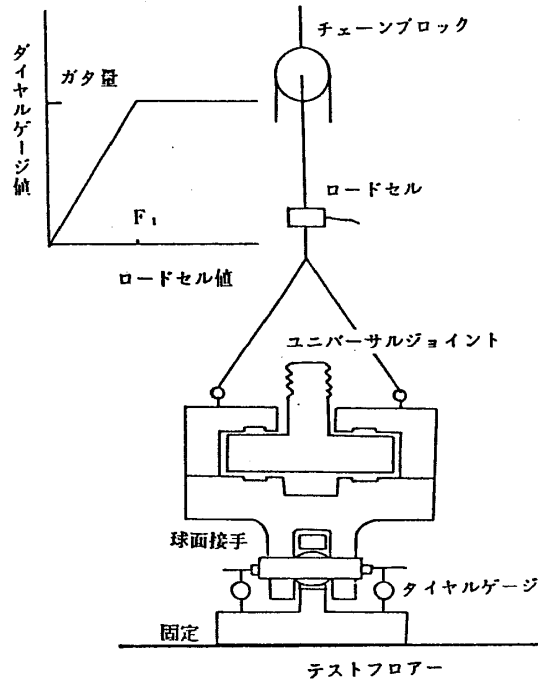


図6 ユニバーサルジョイント「ガタ」測定説明図

2. 油圧ポンプ

大型耐震実験装置に用いられている油圧ポンプ（図7参照）はプランジャー型で、加振機駆動用に26台、加振台支持および浮上用に8台、計34台が使われている。この油圧ポンプは定吐出型で1分間に150ℓの油を供給することができる。供給圧力は、加振機駆動用が210 kg/cm²、加振台支持用が140 kg/cm²、加振台浮上用が70 kg/cm²である。

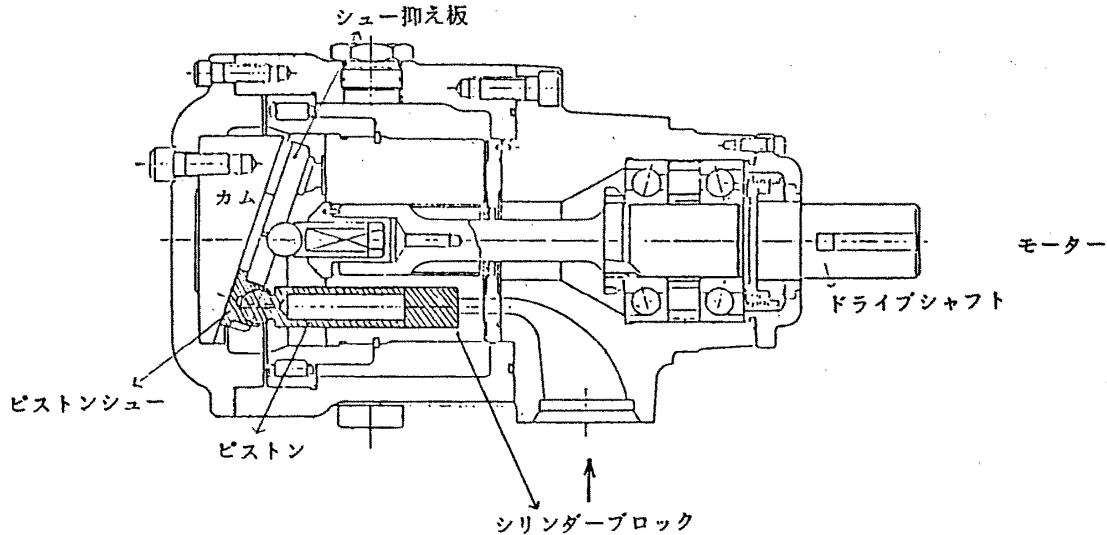


図7 油圧ポンプ概略図

大型耐震実験装置使用開始以来10年程度経過した時期から、図8に示すようなピストンシューの「ガタ」が広がって来ているとの指摘がなされている。現在、この指摘は加振機駆動用油圧ポンプ26台中17台と、加振台支持・浮上用8台中3台に対しなされている。現在、油圧ポンプは通常1台程度の故障で、他は動いているが、この型のプランジャーポンプは、故障に至る直前まで、作動状態や圧力および流量特性に変化が生じない時があり、異常の発見が遅れ、破損に至る場合がしばしばあるので、油圧ポンプの発生する音の違いに注意を必要があるとされる。参考文献2)によると、油圧ポンプのピストンシュー「ガタ」には図9に示すように正常、注意、異常、危険の4段階がある。大型耐震実験装置で使用している油圧ポンプの「ガタ」の初期許容値は0.08mmである。しかし、「ガタ」があると指摘されている、その量は0.2から0.3mm程度であり、現在の油圧ポンプは注意から異常の段階にあり、一部危険の段階に入りつつある。油圧ポンプは通常3年が使用限度とされているが、本装置では点検を年1回行いどうにかやりくりして15年以上使用してきた。だが、この型の油圧ポンプは5年前から製造中止になっており、現在、補用品は製造元に2台分しかない状況である。

このように油圧ポンプの更新は切迫した問題であり、昭和57年11月に、「5年以内に使用不可能になって当然である」との見解が出されている。なお、他機関の振動台に於いて、油圧ポンプピストンの破損による故障が起こった事例がある。

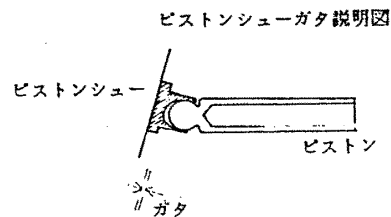


図8 油圧ポンプピストンシュー「ガタ」説明図

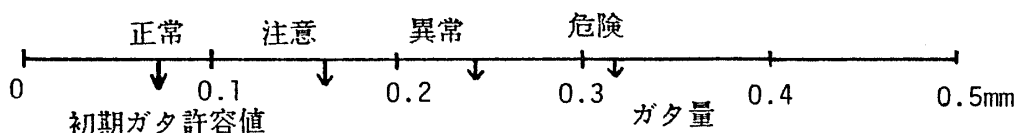


図9 油圧ポンプピストンシュー「ガタ量」と使用判断基準

3. サーボ弁

サーボ弁は1台の加振機に4個、4台の加振機で計16個必要である。現在、保有しているサーボ弁は大型耐震実験装置使用開始時からの36個とその3年後に購入した16個の計52個である。これらは、MOOG社の72シリーズである。昭和56年度の点検では使用開始時からある36個中19個が発振等のため検定不能、検定可能なもののうち規格に合うものは1台だけであり、規格外れが16個あった。検定不能のものは廃棄処分とした。

後から購入したのも、低流量、中立点ブレ等の規格外れが全数に見られ、振動台性能維持のためにはオーバーホールあるいは新品の購入が必要である。現在はこれらのうち性能劣化の著しくないものを選び使用している。

4. その他の機器・配管等

昭和53年度から昭和58年度にかけて振動台制御系のサーボ制御盤、フィードバック制御盤および検出器、入力制御盤等の更新を行ってきた。しかし、大型耐震実験装置の全体をシーケンス制御する制御卓が使用開始時のものであり電気部品および配線に老朽化が目立っている。電力配線については、被覆の腐食が進んだものが見られ、また振動台下の制御配線については湿気のため一部絶縁不良が起こっている。これは事故防止のために至急措置しないとイケない。油圧配管については、振動台基礎ピットの防水が不完全であり、地下水の浸透があるため湿度が高く、「さび」が至る所に発生している。また、変動荷重を何回となく受けているため配管分岐部等かなりの疲労を生じていると思われる。加えて、振動台基礎重量が少ないため、加振時に油圧配管に加わる振動も他機関のものより大きい。最近、疲労が原因と見られる故障が起こっている。また、近年、バルブネジ部の摩耗が原因と思われる油もれも起こっている。

5. 振動台の総合性能

図10～13に4台の加振機の応答性能を示す。機械的性能を明らかにするため、サーボループゲインを1に設定し、フィードバックは加振機変位信号だけとした。使用開始時の振動台応答特性と現在を比較すると図14のように性能の低下が分かる。この性能低下は使用開始から3年後の昭和48年から見られる現象である。図15に限界性能特性をしめす。速度限界と加振力限界の低下が見られるが、これらは加振機内部の油漏れとサーボ弁の性能低下によるものと考えられる。図16に加速度波形の歪率を示す。この測定は振動台調整直後に行われたもので最良の状態における歪率である。しかし、50%を越えるものがあり、良好な実験を行うのには不向きな程大きな値となっており、近年設けられた他機関のものと比べると2～3倍の歪率である。

ACTUATOR RESPONSES
H1

Servo Amp. gain 1.0
Pressure feed back gain 0
Oil Pressure 210kg/cm²
Power supply 5 Units

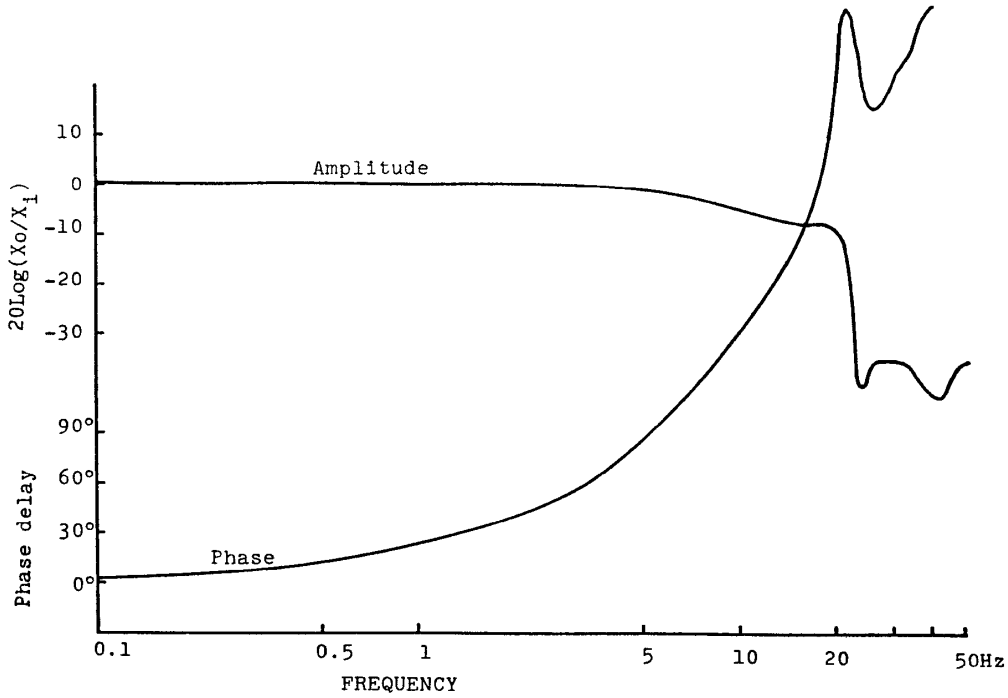


図10 総合運転 H 1 加振機応答特性

ACTUATOR RESPONSE
H2

Servo Amp. gain
Pressure feed back gain 0
Oil pressure 210kg/cm²
Power supply 5 Units

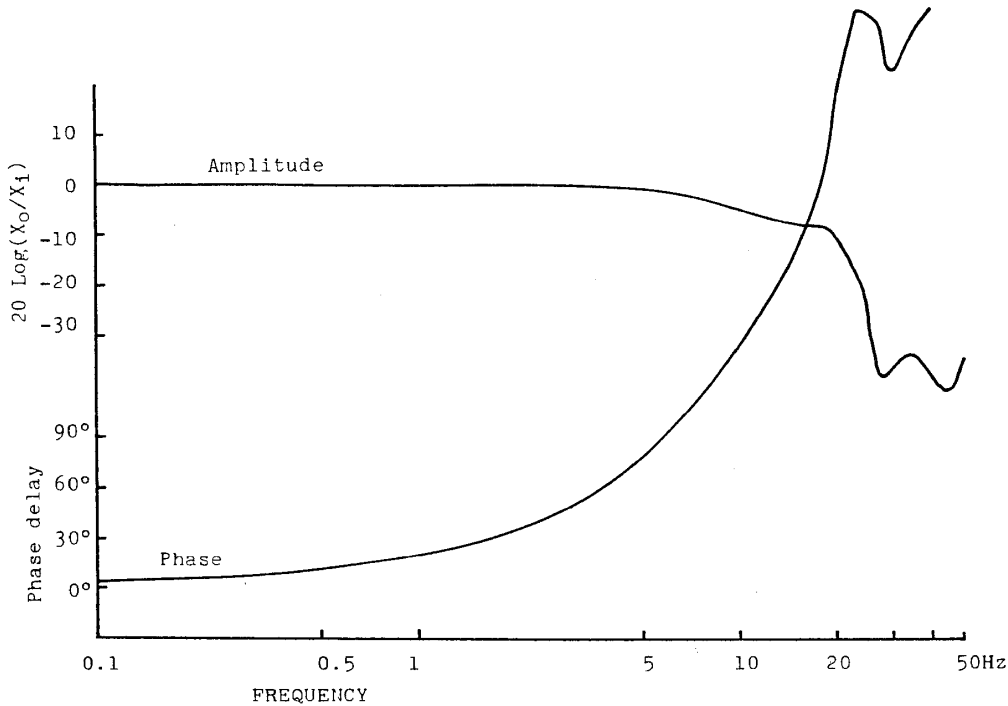


図11 総合運転 H 2 加振機応答特性

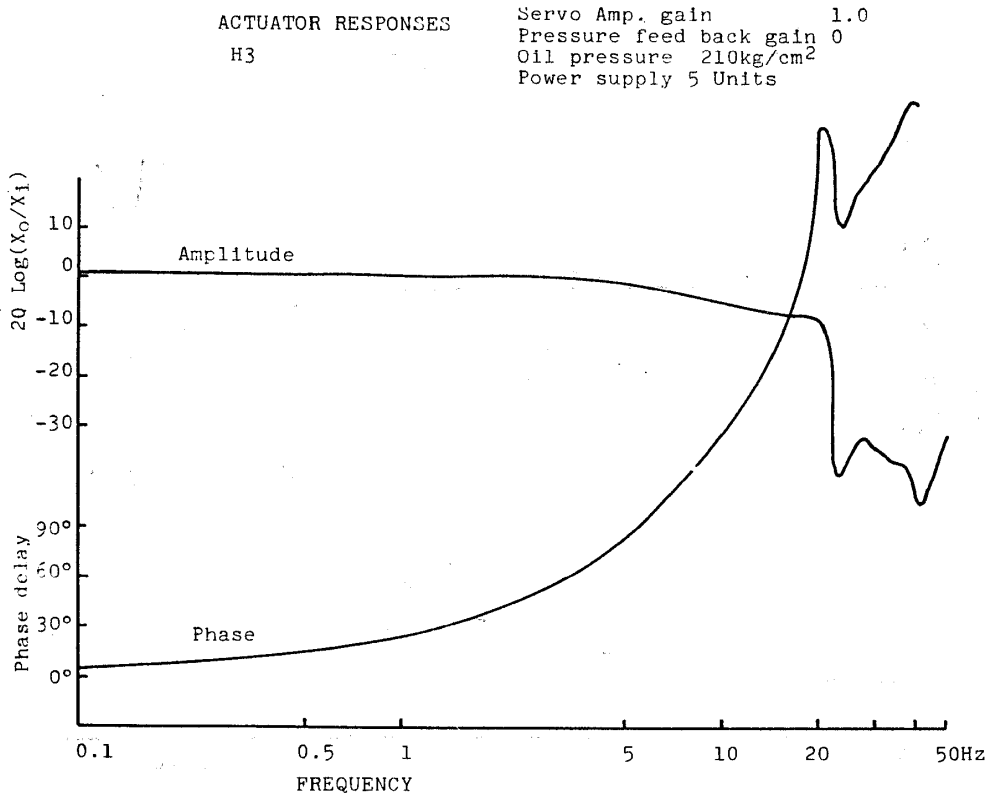


図12 総合運転H3加振機応答特性

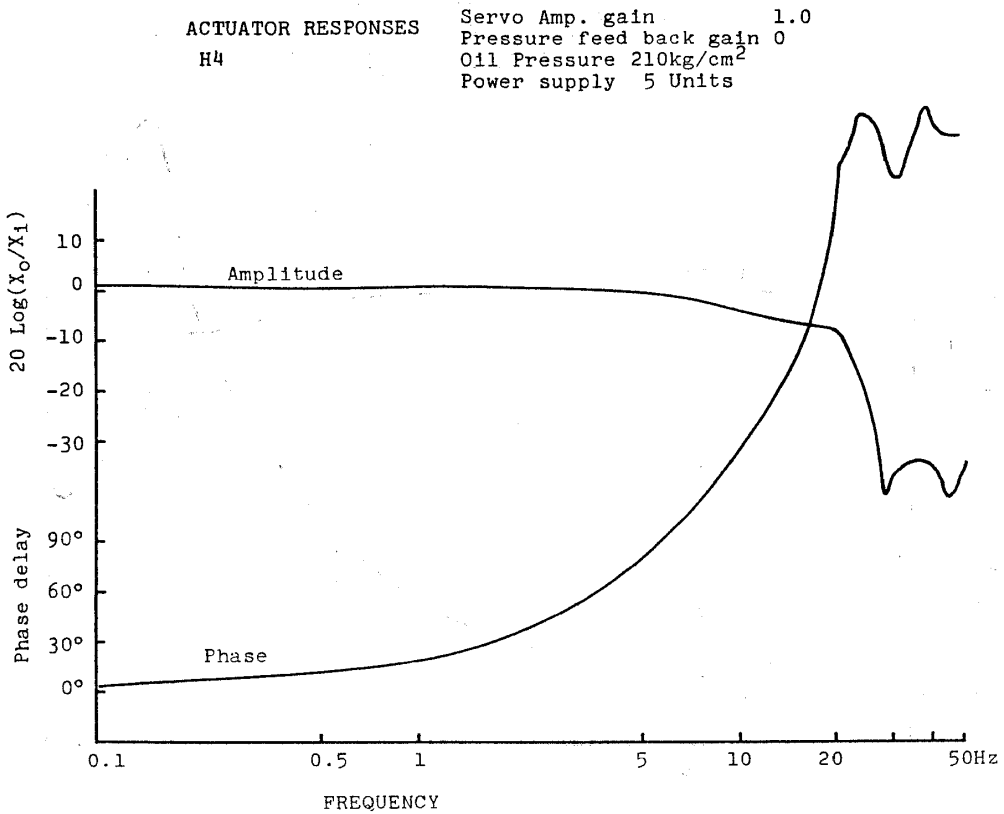


図13 総合運転H4加振機応答特性

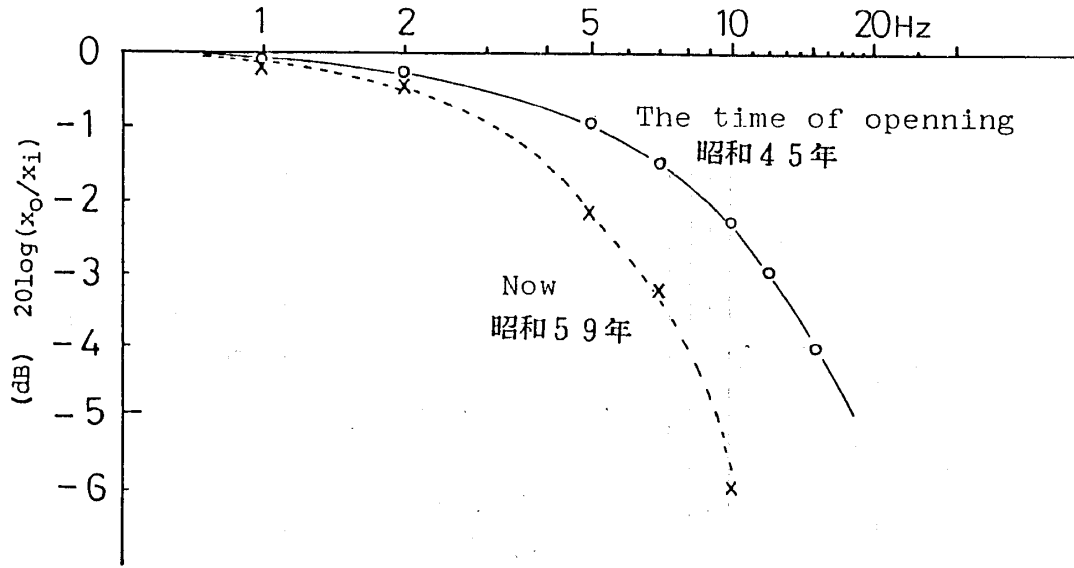


図14 振動台応答特性の使用開始と現在の比較

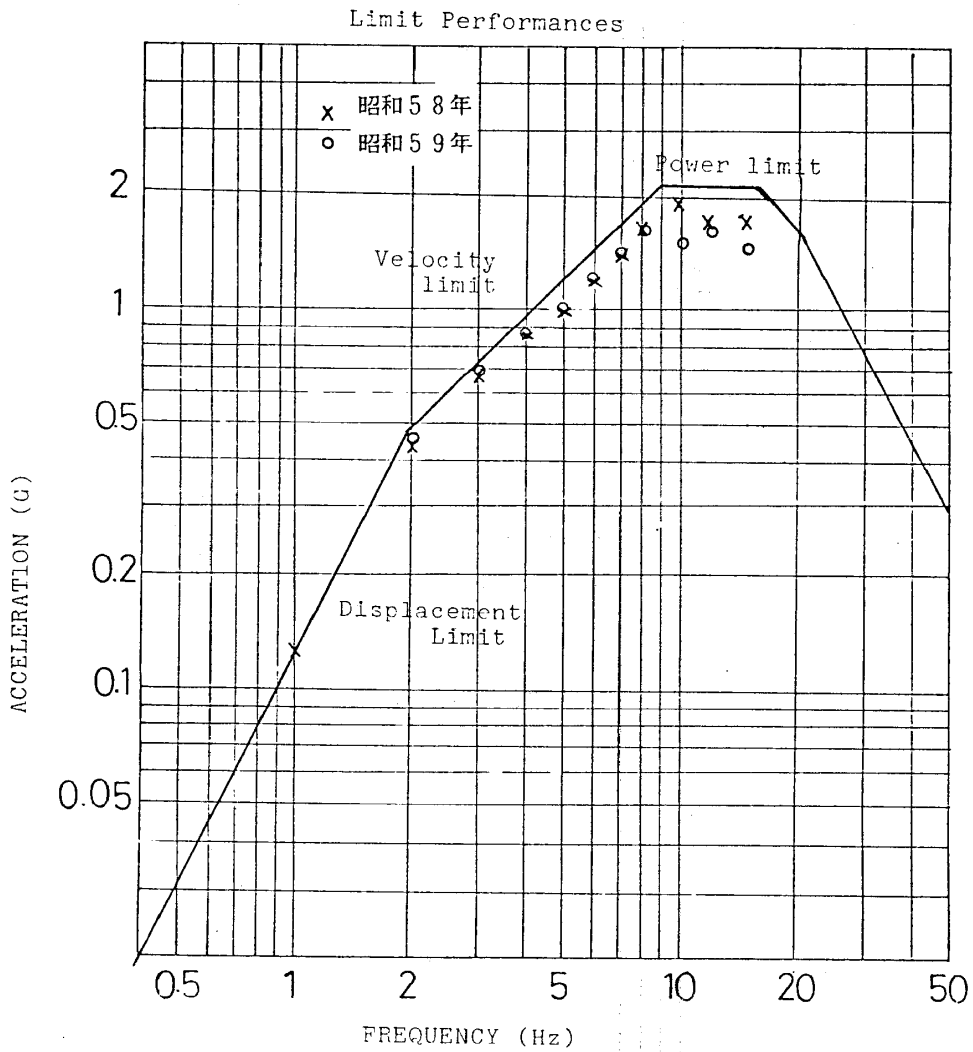


図15 限界性能特性図

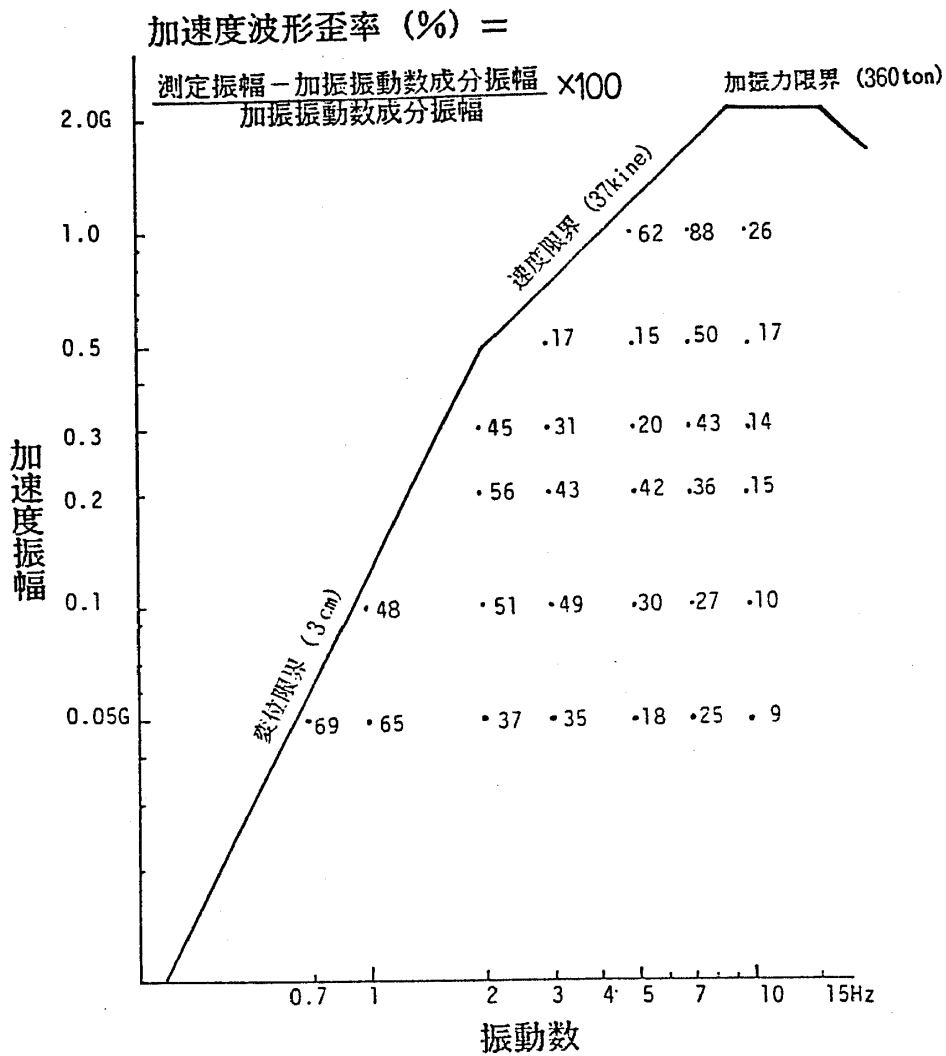


図16 加速度波形歪率

あとがき

本分解点検は昭和59年5月～7月にかけて行われた。その後、いくつかのトラブルが起こっているが、そのなかでH2加振機マニホールドブロック戻り枝管ニップルの破損事故は従来みられなかった事故形態であり、装置の老朽化を如実に示すものである。昭和57年末に行った本装置の寿命に関する調査では5年以内に油圧ポンプの部品の供給ができなくなり、油圧ポンプの寿命から見て、油圧ポンプの更新なくして、本装置を5年以上使用するのは大変困難であるとの見解が出されている。

本報告では、初めて行われた加振機の分解点検の結果を中心に、毎年実施している点検作業の結果を加え、大型耐震実験装置の機械系及び性能上の問題点を明確にし、これらの結果から使用限界に達した機械系装置（加振機（ユニバーサル・ジョイントを含む）、油圧ポンプ等）の更新の切迫性と、日常点検のよりいっそうの強化の重要性を示した。我々はこの結果を厳粛に受けとめるとともに、大型耐震実験装置の更新が実現するまで、その性能は劣化しているとはいえ、大型装置として他でできない実験に可能な限りの成果を得られるように努力する所存である。

なお調査結果を評価するにあたり数々の資料を提供して下さった三菱重工側の方々に深甚の謝意を表す次第である。

参考文献

- 1) 国立防災科学技術センター編集（1983）：国立防災科学技術センター（筑波）大型振動台のあゆみ。防災科学技術資料第83号。
- 2) 「油空圧設計」編集部（1982）：建機用油圧ポンプの「故障診断・予知」技術。油空圧設計，第20巻，第1号，53-57。
- 3) 福沢久勝（1967）：米国の大型振動試験装置を調査して，国立防災科学技術センター刊，防災科学技術第4号，29-32。
- 4) 大橋宏他（1970）：大型耐震実験装置。三菱重工技報告Vol. 8， No. 4。

（1985年7月31日 原稿受理）