

大型耐震実験装置更新報告

箕輪親宏*・小川信行*・大谷圭一*

国立防災科学技術センター

The report on renewal of large-scale shaking table

By

Chikahiro Minowa, Nobuyuki Ogawa, Keiichi Ohtani

National Research Center for Disaster Prevention, Japan

Abstract

This report describes the performance of the one-horizontal large-scale shaking table in NRCDP, which has been renewed in 1988. In spite of the introduction of the large stroke of 480mm, the new shaking table gives the adequate accuracy to the wave forms. The reasons of this accuracy are on the improvements of accumulator systems attached with an actuator, and on the high performance of servo valves.

In the old shaking table, the unceasing noise generation of oil column oscillation is estimated to have been by the low performance of servo valves.

要 旨

更新された国立防災科学技術センター大型耐震実験装置の性能について報告すると共に、今回、ストロークが大幅に伸びたにも関わらず、波形精度が大幅に改善された理由は、アクチュエータを含む油圧供給機構が改善されたことと、高性能サーボ弁にあることを示した。昭和45年から昭和63年まで使った加振機構で油柱振動を抑止できなかつた主たる原因がサーボ弁の性能にあったことを示した。

* 第3研究部

目 次

1.はじめに	2
2.更新前・更新後の振動台緒元比較	3
3.新振動台の波形	12
4.考察	18
4-1 油柱振動抑止効果	18
4-2 油柱振動数の変化	23
4-3 速度限界の加速度波形	24
5.残された課題	27
6.あとがき	27
参考文献	28
APPENDIX 1 アキュムレータ特性計算	31
APPENDIX 2 許容転倒モーメントの検討	34
APPENDIX 3 加振系力学特性概要	36
APPENDIX 4 静圧軸受性能計算	37
APPENDIX 5 加振系油温度上昇	38
APPENDIX 6 旧振動台代表波形等	39
APPENDIX 7 新振動台代表波形等	49

1.はじめに

国立防災科学技術センター大型振動台（大型耐震実験装置）の更新が水平一方向についてなされた。更新後の振動台波形を更新前と比べると、きわだった違いがある。それは、更新工事着手当初に懸念された「加振機チャンバー内の油とジョイントをバネとしたいわゆる油柱振動」が完全に抑えられ、振動台波形に含まれるノイズが激減したことである。このため、振動台波形精度は格段に改善された。本報告は更新前と後の振動台加振機構の相違の示し、今回の更新工事の成果を明らかにする。なお、本更新工事の性能仕様、加振機構ならびに油圧供給機構の決定過程については国立防災科学技術センター研究資料99号にすでに示してある。

昭和45年の大型耐震実験装置完成以後、耐震に関する研究開発が進み、地震動に於ける0.1Hz-2Hz成分の重要性が明確になった。このことは、6cmP-Pの大型耐震実験装置では、工学的に見ても、構造物の耐震実験を行うことは困難になったことを示す。併せて、振動台の研究開発も進み、大振幅、大速度の多度津の超大型振動台、三次元6自由度振動台等が作

られるようになった。本大型耐震実験装置機械系更新は、これら状況を鑑み、従来の利点である加振台の広さを生かし、構造物破壊実験、免震実験、原子力関連実験などの今後の使用計画に耐えうる大振幅・大速度の振動台に生まれ変わることを目指、大型耐震実験装置の機械系を更新したものである。

2. 更新前・更新後の振動台諸元比較

更新前後の振動台の諸元を表1に、機器配置を図1に示す。なお、本報告では更新前の大型耐震実験装置を旧振動台、更新後の大型耐震実験装置を新振動台と呼ぶ。さらに、図2に旧振動台の機械系システム図を、図3に新振動台の機械系システム図を示す。なお、今回の更新工事の制御系に対する処置は機械系の性能変更に伴う必要最小限のものにとどめた。このため、加振台加速度計ならびに発振器は従来から使っているものを継続して使用した。なおコンピューターを用いたデジタル制御の導入は行なっていないが、出来るだけ早く導入する計画である。制御系で目新しいのは、加振機がpush-pull方式のため、ファイティング調整回路を付加した点である。このファイティング調整回路により加振台の温度伸縮により生じる静的差圧を調整できることになった。なお参考のために新振動台の制御ブロック図を図4に示す。

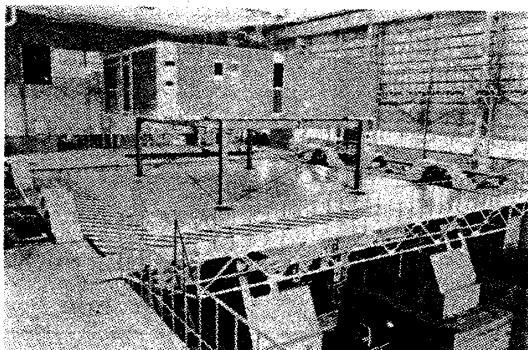


写真1 昭和45年大型耐震実験装置完成当初
Photo 1 Old Shaking table in 1970

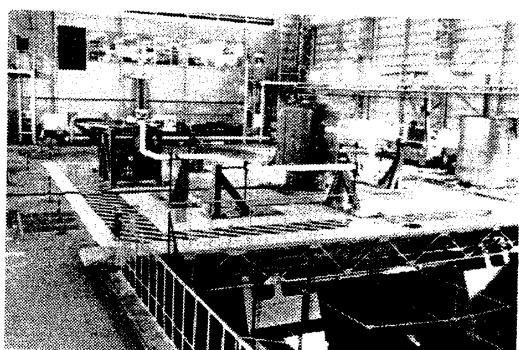


写真2 更新後大型耐震実験装置
Photo 2 New shaking table in 1989

表1 振動台新旧緒言比較表
Table 1 Main features of old and new shaking tables

項目	旧	新
加振機ストローク	62 mm	480 mm
加振機ピストン断面積 1 台について	560 cm ²	500 cm ²
サーボ弁	2段式	3段式
1. 吐出流量 (1/3圧力降下時)	1ガロン/sec	4ガロン/sec
2. 90°位相遅れ	>70 Hz (25%入力)	>40 Hz (100%入力)
3. 減衰	100%	40%
4. 1加振機当たりの台数	4台	2台(3台まで増設可能)
アキュムレーター (加振機1台につき)	60ℓ 横置き プラダ型	1ℓ, 5ℓ, 20ℓ, 50ℓ 縦置き プラダ型
加振機配置	4台 (PUSH PULL)	4台 (PUSH PULL)
継手	球面継手+平面静圧継手 (油膜: 140 kg/cm ² , 75μ)	球面継手+球面継手
主油圧供給能力 (加振用油圧)	210 kg/cm ² : 3900ℓ/min	210 kg/cm ² : 229 cc/rev × 22 × 1000 rev/min + 333 cc/rev × 8 × 1500 rev/min = 9034ℓ/min 9034ℓ/min × 0.8 ~ 7160ℓ/min
副油圧供給能力 (加振台支持用油圧)	70 kg/cm ² : 900ℓ/min 140 kg/cm ² : 300ℓ/min	140 kg/cm ² : 800ℓ/min
油量	主: 29,000ℓ, 副: 9,700ℓ	主: 39,700ℓ, 副: 11,000ℓ
加振台浮上機構	静圧軸受	静圧軸受
加振台ガイド機構	ローラー軸受	ローラー軸受
制御方式	アナログ定置方式 (差圧フィードバック付)	アナログ定置方式 (差圧フィードバック付)
変位検出器	差動トランス	テンポソニックス社製超音波 と磁気歪を利用した変位計

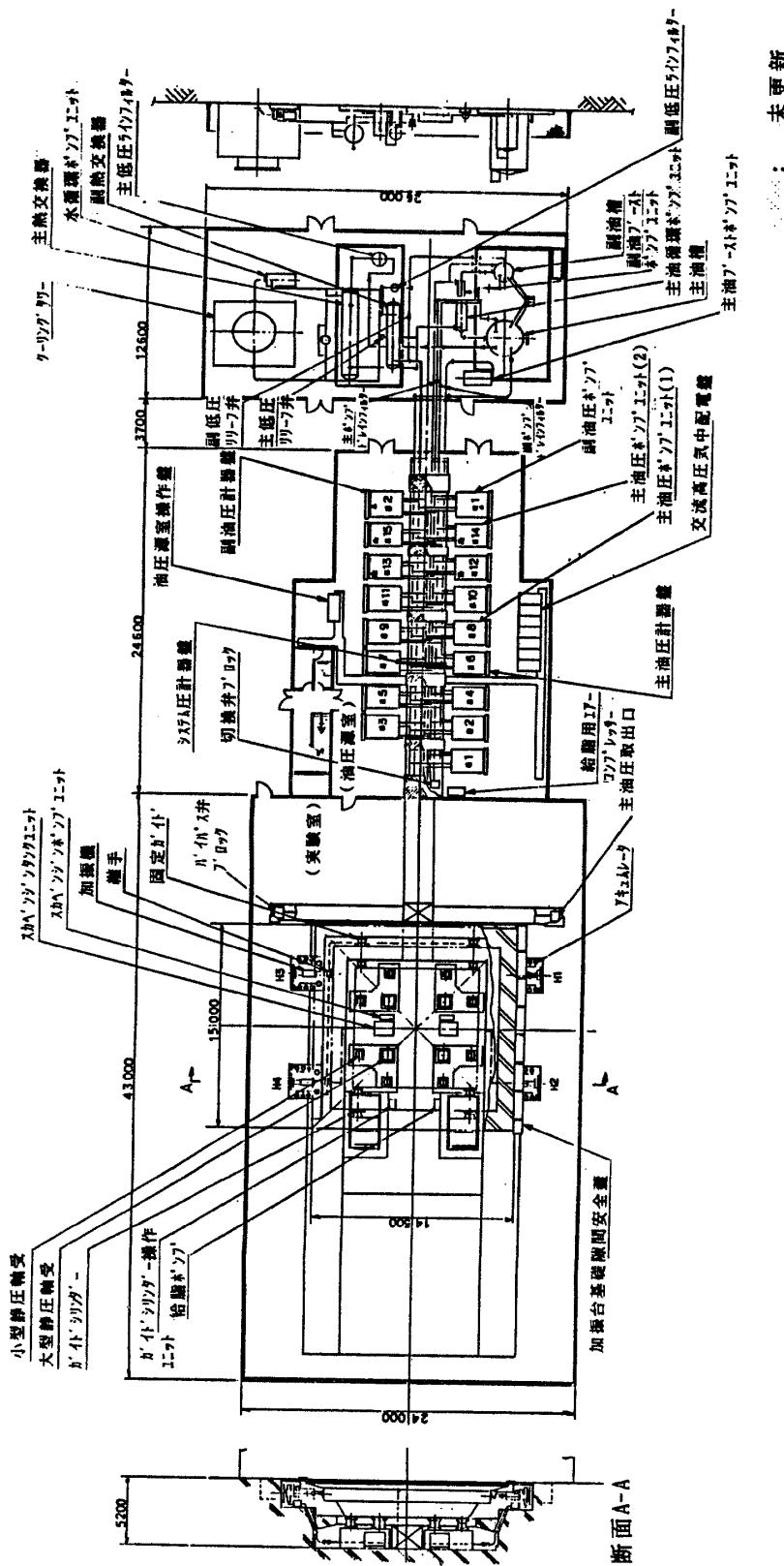


図 1 機器配置図

Fig. 1 Distribution of equipments

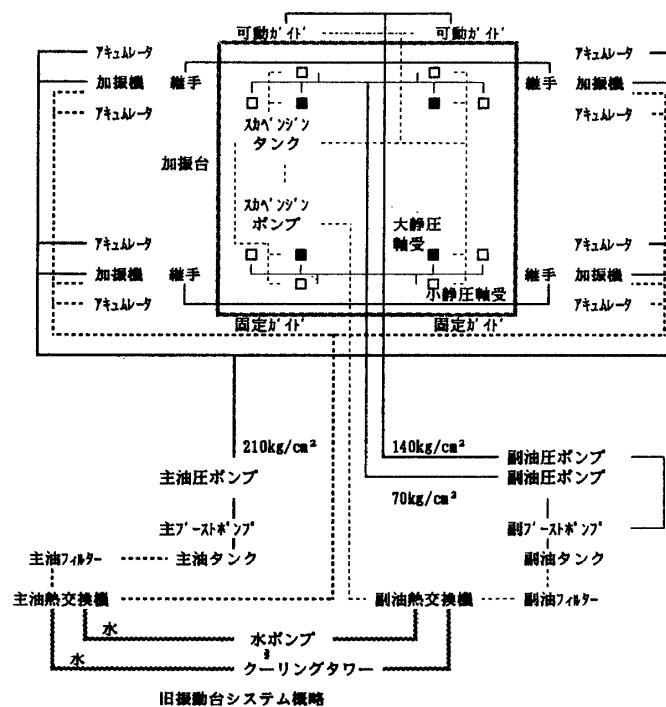


図2 旧振動台システム図

Fig. 2 Old shaking table system

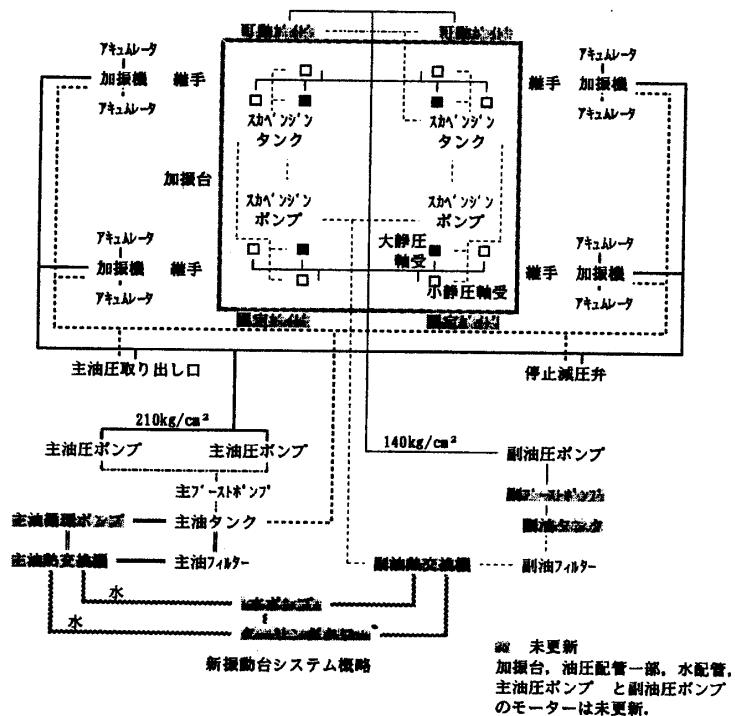
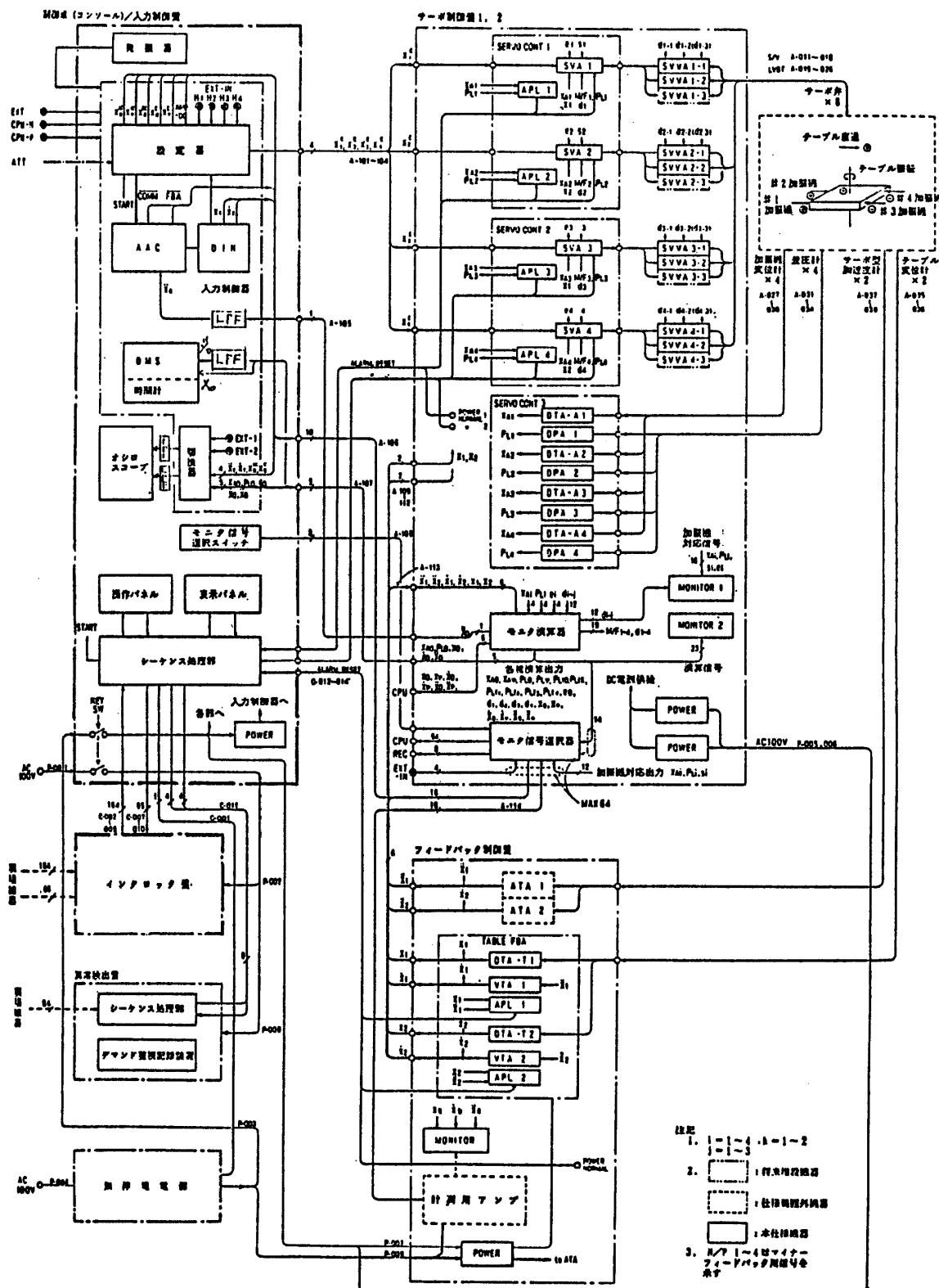


図3 新振動台システム図

Fig. 3 New shaking table system



今回の更新工事で一新されたのは水平加振系である。旧振動台では写真1のように実験場床面に水平加振用の油圧配管が現われていたが、実験ならびに実験準備作業の安全を考え、実験場床面から一切の配管を取り去った。新振動台の水平加振機用の油圧配管は、加振台ピットから4カ所の加振機ピットめがけて貫通孔を斜めに基礎コンクリートに開け、その孔に通した。これにより、実験場床面の作業勝手が格段に良くなつた。さらに、将来、新たな油圧装置が導入されることを想定し、油圧取り出し口を設けた。新旧加振機周辺を比較したとき、アクチュエータに大きな違いがあるのがわかる。図5に示すように旧振動台では1カ所の加振機ピットに60ℓのアクチュエータが寝かして置かれてあった。さらに、旧振動台では供給の6Bの太さの油圧配管から加振機へ圧油が送られる間に遮断弁の付いた抵抗の大きいマニフォールドブロックがあった。アクチュエータはこの6Bの油圧配管につながっていた。新振動台ではアクチュエータは加振機サーボ弁取り付け用マニフォールドに3Bの配管で直接つながっている。アクチュエーターは従来のような1本方式ではなく、50ℓ、20ℓ、5ℓの3本からなるアクチュエータバンクになっている。この他に1ℓのアクチュエータが加振機に2本、直に取り付けられている。1本は加振用であり、もう1本はサーボ弁用である。アクチュエータの容量は1台の加振機当たり合計76ℓである。アクチュエータの振動数特性はAPPENDIX 1に示すように容量により変化する。幅広い振動数帯域でアクチュエータの機能を発揮させるため容量の異なるアクチュエータを並べている。

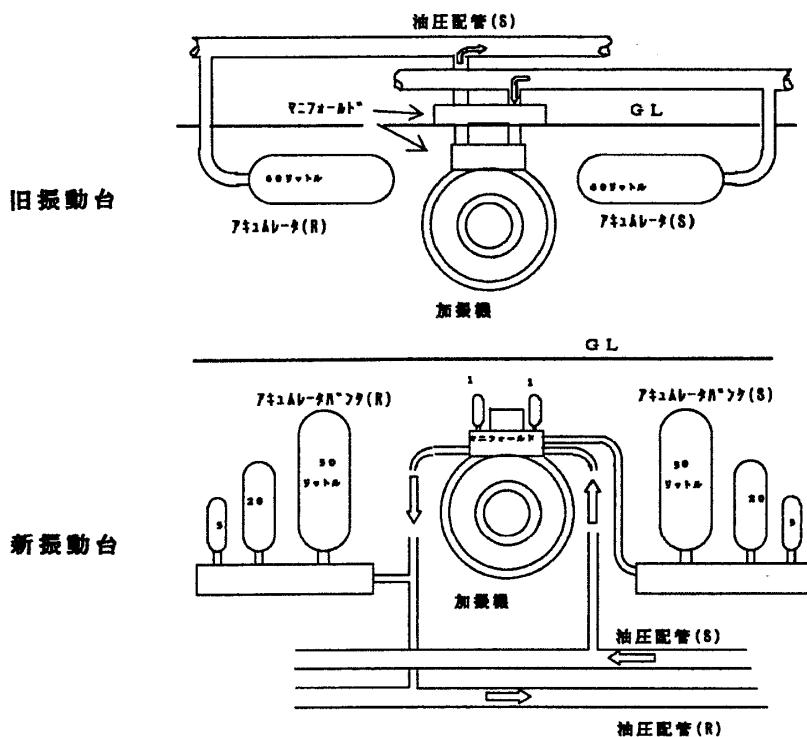


図5 新旧振動台アクチュエータ設置の相違
Fig. 5 Accumulator settings of old and new shaking tables

新振動台の加振機と継手については国立防災科学技術センター研究資料 99 号に詳しく述べている。その後、設計思想は変わらないが、細部には変更が見られる。図 6 に加振機と継手の完成図面を示す。新振動台では加振機に圧油を供給する場合、まず、2 台の主油圧ポンプ(1)が作動し、サーボ弁を制御するに必要な圧油を送り、サーボ弁を制御可能な状態にする。次に、加振に必要な全油圧ポンプの立ち上げが完了した時点で、加振用油圧が昇圧可能となり、ボタン操作で主油圧ポンプのリリーフ弁が作動し、緩やかに昇圧する。昇圧が完了した時点で先の 2 台の主油圧ポンプ(1)の圧油も加振用となる。降圧の場合、サーボ弁制御に必要な圧油を保持し、緩やかに油圧が下がる。降圧が完了した時点で供給管と戻り管の間にある弁が開く。従って、旧振動台で生じた、加振機に圧力を印加ならびに除去する際のショックはない。なお、図 1 から分かるように、戻り油圧配管は直接、主タンクに入り、主油の冷却は主油循環ポンプを用い、主熱交換機と主タンクの間で行なわれる。加振速度が大きくなると戻り配管を流れる油のスピードが上がり、戻り配管に若干の振動が生じる。

加振機ストロークが 62 mm から 480 mm に増加したことにより、大型 4 台と小型 8 台の静圧軸受で構成される加振台浮上機構と、片側 4 台の固定ローラー軸受（固定ガイド）ともう一方の側の 4 台の可動シリンダー付きローラー軸受（ガイドシリンダー）から構成される加振台ガイド機構が改造された。静圧軸受の改造がなされた部分は、パット、静圧軸受本体で

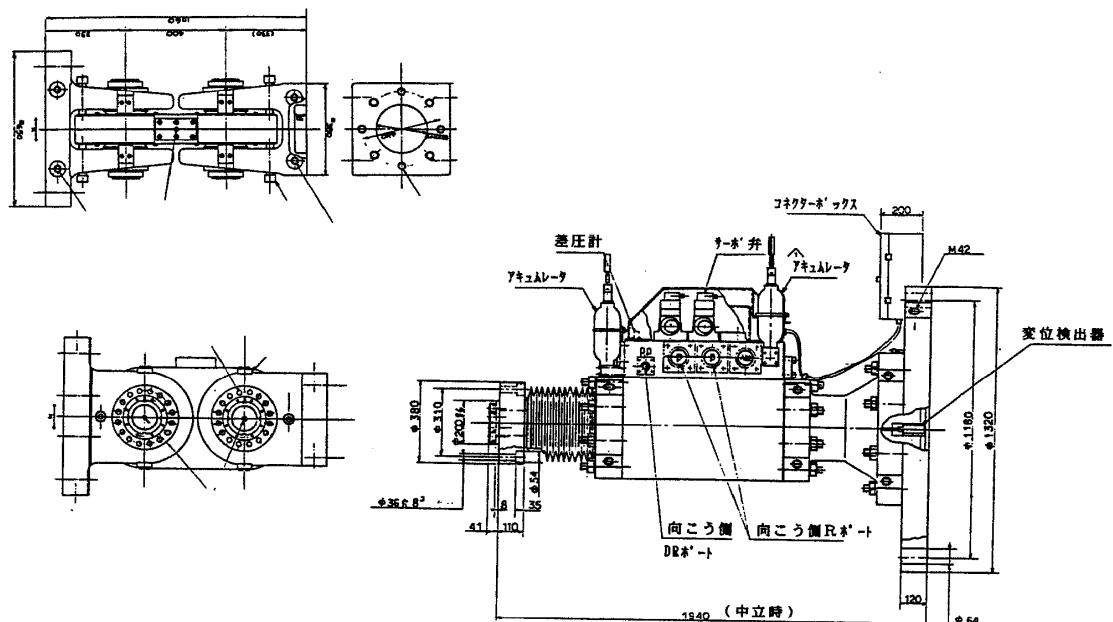


図 6 新振動台加振機・継手
Fig. 6 New actuator and joint

あり、12台の静圧軸受の設置位置は従来と同じであり、静圧軸受支持台は今までのものを用いている。静圧軸受のパットは、加振台に取り付けられ、静圧軸受本体から吹き出す圧油を受け、試験体と加振台重量を静圧軸受に流す。静圧軸受のパットと静圧軸受本体の摺動面は、加振台浮揚量が $200\mu\text{m}$ 程度であるため、480 mmのストロークに渡り浮揚量の一割の $20\mu\text{m}$ の平面度を要求している。スペーサでこの平面度を達成することとし、静圧軸受のパットの加振台への取り付けは、作業の効率を考慮し既設スペーサはそのままにし、新たにもう1枚のスペーサを製作して行なわれた。静圧軸受本体の内面は図7に示すように4カ所に正方形をした摺動面がありその面の内部は同様の正方形に切り込まれたポケットがあり、その中央に圧油吹き出し孔がある。この摺動面の大きさは旧振動台では大型で320 mm角、小型で260 mm角であり、静圧軸受供給圧は 70 kg/cm^2 であった。摺動面がこのままの大きさであると

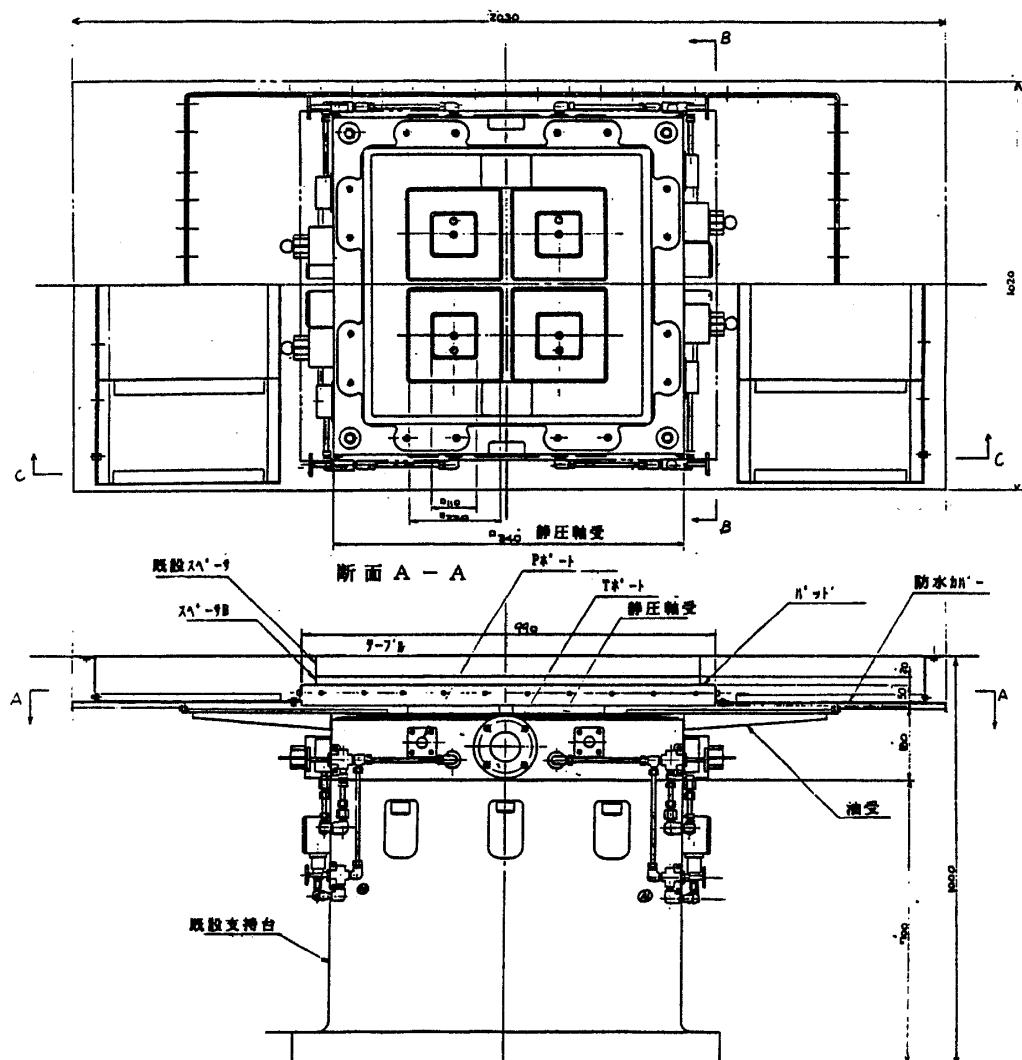


図7 新振動台静圧軸受
Fig. 7 New hydraulic bearing

パットが大きくなりスペーサの幅をはみ出す量が増え、パットのこのはみ出した部分に静圧軸受本体の摺動面がかかると、パットの変形が増加する恐れがある。このため新振動台では摺動面を大型で 220 mm 角、小型で 180 mm 角に縮小し、パットはみ出し部の減少を図った。静圧軸受供給圧は浮揚能力を維持するため 140 kg/cm^2 に上げられた。なお、振動台振幅が大きいと静圧軸受本体の油回収部をパット面が外るので油受を静圧軸受本体の両側に取り付けた。

加振台ガイド機構では 16 枚のガイドパットを 480 mm のストロークに対応したものに交換し、且つ下部ガイドパット取り付け台も同様の理由で新たに製作した。上部のガイドパットの位置は従来と同じである。しかし、ガイドパットが大きくなつたため、剛性を持って加振台に取り付けるために上部ガイドパット取り付け面の加振台裏側に追加補強リブを溶接した。加振台とガイドパットの間に付く既設のスペーサがあるが、上部ガイドパットは静圧軸受パット同様、このスペーサをはみ出してしまつ。このはみ出した上部ガイドパットと加振台のすき間には、調整可能なブロックを挟み、ボルトでこのパットを加振台に固定した。下部ガイドパット取り付け台の位置は、図 8 に示すように、従来の位置から 1 m 外側に移り、加振台底面の垂直加振機取り付け位置にそのボルト孔を使って固定された。この取り付け位置変更に伴い制御室側下部固定ガイド取り付けのため基礎アンカー工事を行い、加振台移動ピット側下部ガイドシリンダー取り付けのためガイドシリンダー架台の加工がなされた。

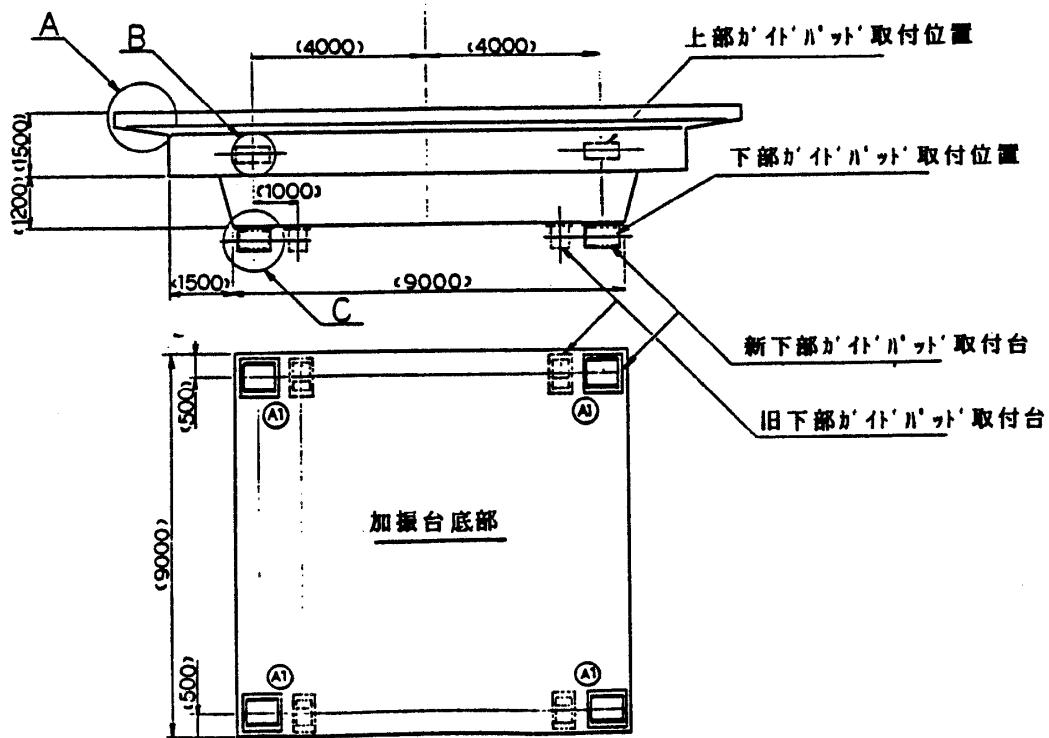


図 8 ガイド位置変更説明図
Fig. 8 New distributions of table guide system

なお、加振台浮上機構と加振台ガイド機構に使われた油は加振台ピット内の2カ所にあるスカベンジングタンクに集められ従来の配管を通り副熱交換機を介して副油タンクに戻る。旧振動台のスカベンジングタンクは一台で、加振台ピット中央に位置し、加振台ピット内の使いがってを著しく損なっていたが、本更新工事で2カ所に分散することにより、加振台ピット内での点検作業の効率が格段に改善された。

3. 新振動台の波形

まず、振動台に矩形変位波形を入力したときの応答を示す。図9に加振台の平均変位、平均速度、平均加速度（各センサーの和を取り、センサー台数で割る）を示す。変位ステップ量は5mmである。サーボ弁流量Qは変位フィードバックが掛かり、変位入力信号を X_i 、加振機変位をX、係数 K_s を用いて簡易的に表わすと $Q=K_s(X_i-X)$ であり、Qは加振機速度にピストン断面積を乗じたものである。変位ステップを入力すると速度波形はQの関係から三角形となる。ただし、加振機ならびにサーボ弁の特性、および制御特性の影響により図9のように鈍る。この変位ステップ入力に対する新旧振動台の加速度応答を比較のために図10に示す。旧振動台の波形は加振台に約5トンのクーリングタワーの試験体が2機設置された状態での振動台応答であるが、試験体の振動数である8.5Hzと12Hzの影響は小さく、振動台応答にほとんど見られない。従って、ショック後の自由振動は振動台のものと見なすことが出来る。この自由振動は20Hzで減衰は10%程度である。新振動台の波形は約30トンの容器

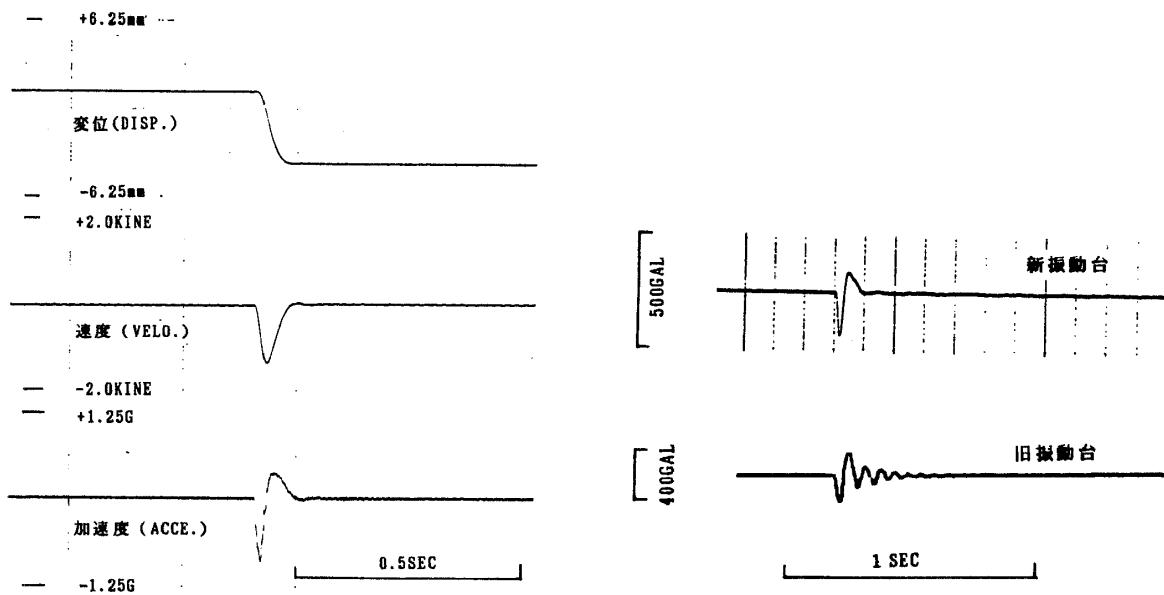


図9 ステップ応答

Fig. 9 Step response

図10 新旧振動台ステップ応答

Fig. 10 Step responses of old and new shaking tables

と配管が加振台に設置されたときの加速度応答であり、容器の振動数は 6 Hz であるが、加振台にはこの影響はほとんど見られない。図から分かるように振動台の自由振動は完全と言って良い程に抑えられている。しかし、当初考えていた通り、加振台のねじれ振動（ヨーイング）を抑えることは難しく、図 11, 12 に示すように加振台側面につけた個々の加速度計にはこの自由振動が、僅かではあるが、現われている。このねじれ振動は約 25 Hz で、減衰 10% 程度である。

振動台の振動数特性を見る目的で正弦波加振を行い、各種のデータを取得した。図 13 に昭和 57 年の旧振動台ゲイン・位相特性と新振動台のゲイン・位相特性を示す。ここでは試験振動数範囲の 50 Hz までを対象としている。旧振動台では 20 Hz 付近にピークが見られるが、新振動台には何等ピークは見られない。図 14 は新振動台の加振機 4 台の平均変位と加振台変

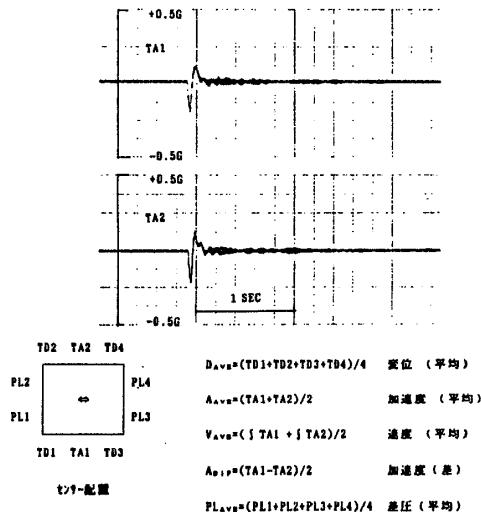


図 11 新振動台ステップ応答分布

Fig. 11 Step response distributions of new shaking table

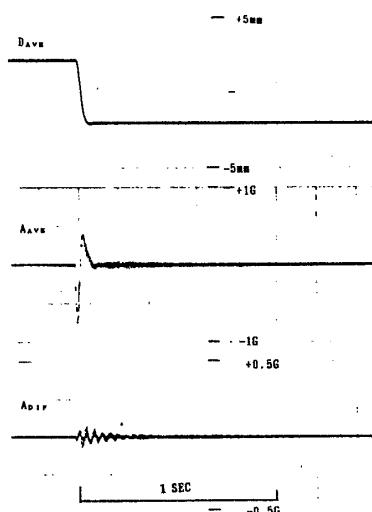


図 12 新振動台ステップ応答(ヨーイング)

Fig. 12 Yawing indeced by step response

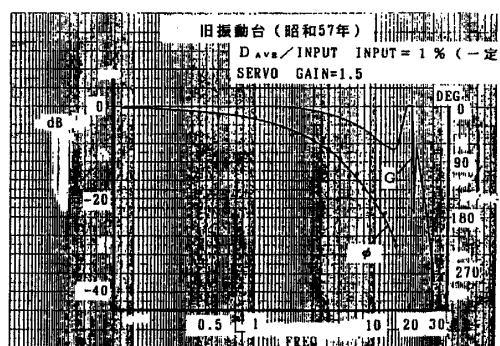
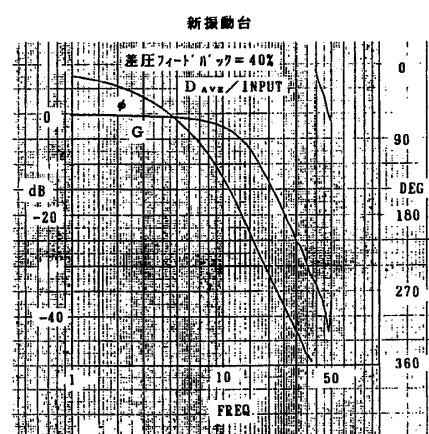


図 13 新旧振動台振動数特性

Fig. 13 Frequency responses of old and new shaking table



位の関係であり、この図から加振機ノック振動数を越える領域では加振機と加振台が逆方向に動いているのが分かる。図15は新旧振動台のねじれ（ヨーイング）振動数特性を見るための図である。ねじれ振動数に限って見ると、変化は無い。このねじれ振動数以上の領域では顕著なヨーイングが現われている。なお新振動台の加振機ストロークエンドでのねじれ振動数特性も変化していない。

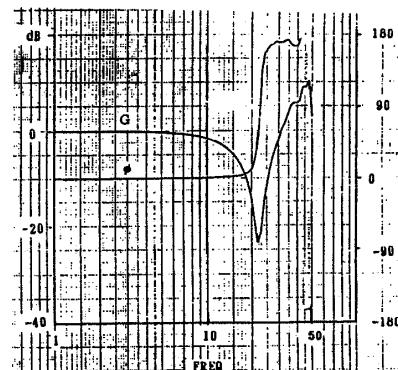


図14 新振動台加振機・加振台振動数特性
Fig. 14 Frequency response ratios of table and actuator

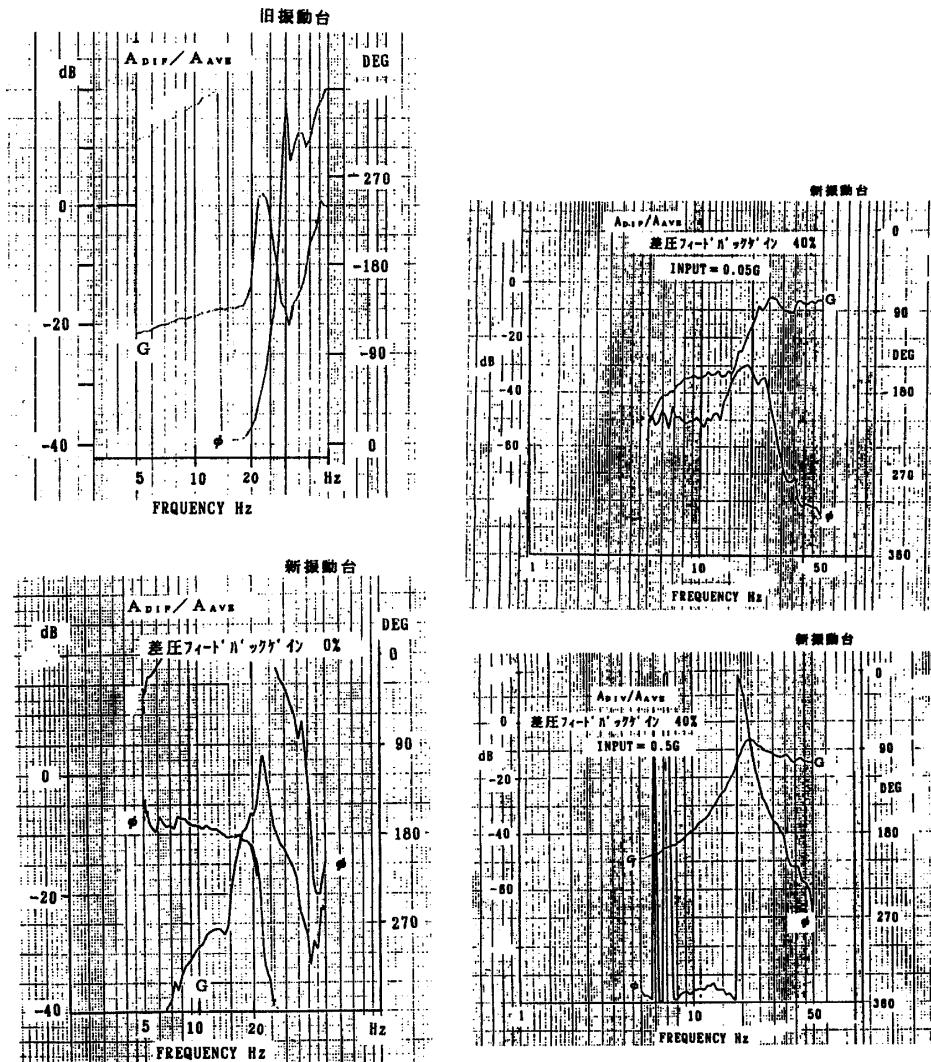


図15 新旧振動台ヨーイング振動数特性
Fig. 15 Yawing characteristics of old and new shaking table

図 16 に新旧振動台の加速度波形歪率を示す。加速度波形歪率は加振振動数の波形振幅で高調波成分の振幅の和を割ったものである。旧振動台では 30% を越える歪率も見られるが、新振動台では 100 Hz 以下で解析を行なった場合、0.05 G 以上の振幅で 30% 以下の歪率を達成している。正弦波加振に於て振動台波形に混入する高調波の生じる原因には、ピストンとシリンドーの摩擦、サーボ弁の流れ方向の切り替え時点に生じるスプールのオーバーラップ又はアンダーラップ起因するショック、サーボ弁の流量非線形性、ジョイントのガタが考えられる。限界性能曲線近くの振幅・振動数の加振で高い波形歪率が生じるのはサーボ弁の流量非線形性に起因するもので、0.05 G 以下の波形歪率は摩擦、サーボ弁ラップ、ジョイントのガタ等によるものである。APPENDIX 6 に旧振動台の代表的波形と FFT を示す。APPENDIX 7 に新振動台の代表的正弦波と FFT を示す。新振動台にはファイティング（加振機突っ張り合）調整機構が付いている。ファイティングは静的差圧を立たせるため、振動台の限界性能を低下させる恐れがある反面、ダブルボールジョイントからなる継手のガタを抑える効

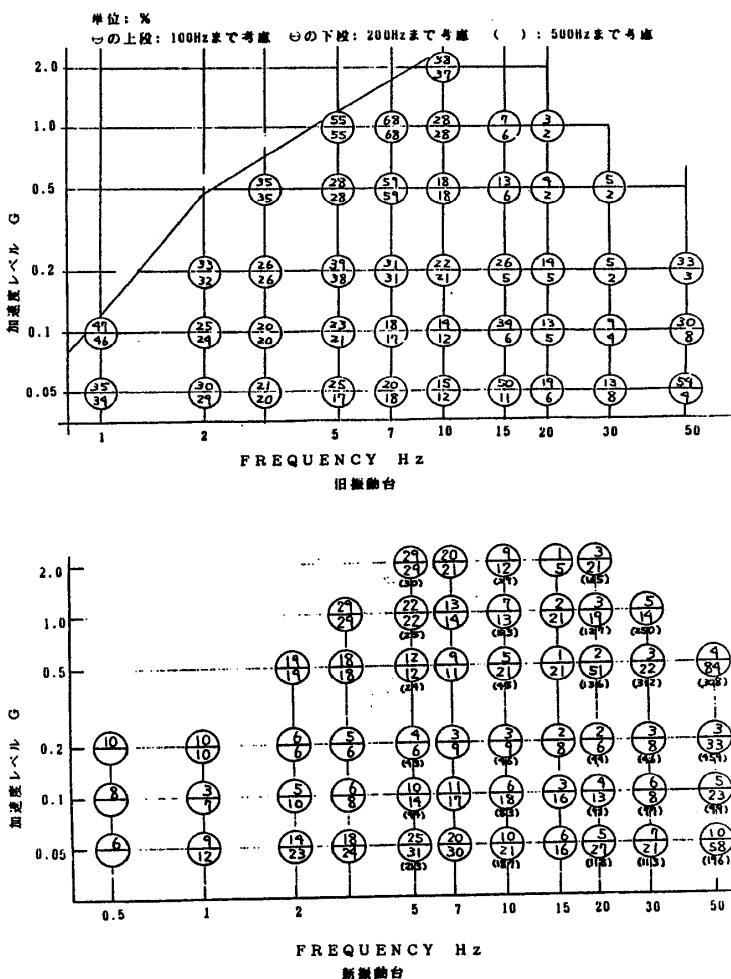


図 16 新旧振動台加速度波形歪率
Fig. 16 Wave form distortions of old and new shaking table

果が期待される。今回、採用されたサーボ弁は三段式でメインスプールには動きを滑らかにするためと、中立点での静止安定性を確保するため、メインスプールに高周波の振動(380 Hz)を与えるディーザーを備えている。APPENDIX 7のFFTの図にはこのファイティングとディーザーの有無による加速度波形歪率の相違を示した。200 Hz近辺にあるピークは油圧ポンプの回転によるもので、モーターの回転数と油圧ポンププランジャーの本数で決まる。この影響は100 Hz以上の成分に現われる。振動台実験の計測は100 Hz以下で行なう場合が多く、振動台実験に与える影響は小さいと考える。100 Hz以上の振動にはこれらの理由では説明出来ないものがあり、現在、加振台張り出し部の振動、並びに加振台そのものの振動が誘起されているものと見なされる。なお、0.05 G以下の加振レベルでは図17のように高調波成分の振幅が相対的に大きくなり、加速度波形歪率は増大する。高調波成分は加振振動数の奇数倍がほとんどであるが、僅かに、偶数倍の成分も見られる。

地震波形の再現性について図18に示す。この波形は1940年EL-CENTRO N-S(CALIFORNIA工科大学版)で、加振台には100トンの1層鉄骨フレームが載っている。22 cmの最大振幅のためハイパスフィルターを使わず入力波形である変位波形を作ることができ、さらに油柱振動が抑えられているため、コンピュータ補正を何等行なっていないにも関わらず、大変良い再現性が得られている。

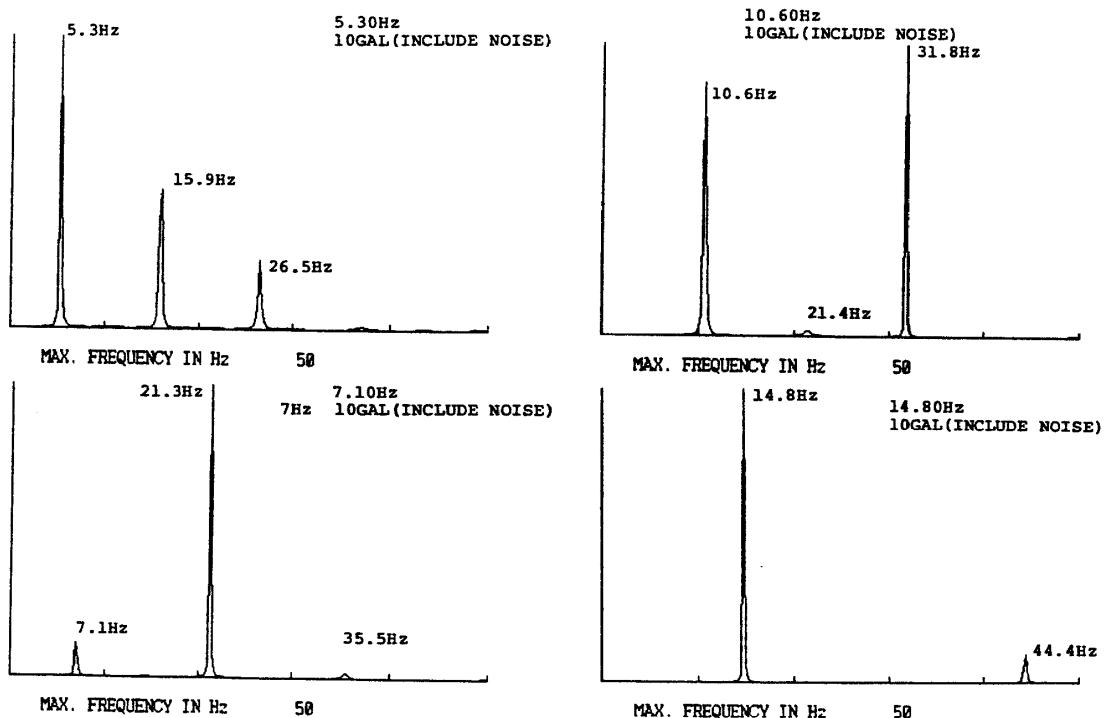


図17 新振動台低振幅正弦波加振スペクトル

Fig. 17 Spectra of low level sin wave responses in new shaking table

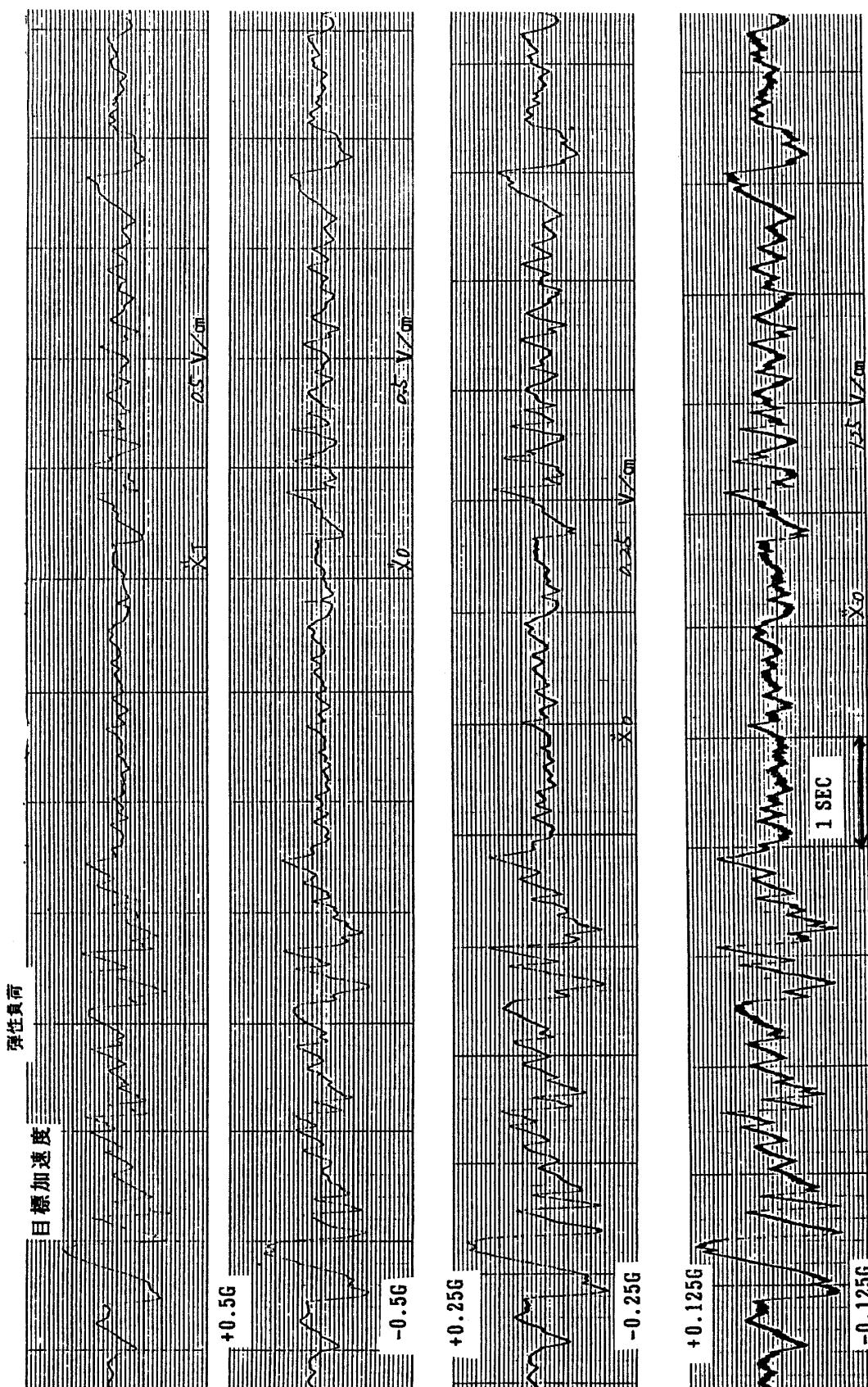


図 18 地震波加振波形（平均加速度）

Fig. 18 Earthquake wave responses of new shaking table

4. 考 察

4-1 油柱振動抑止効果

今回の更新工事で振動台波形が改善された主たる要因は、差圧フィードバックが効果的に働き、油柱振動を抑止していることがある。旧振動台でも昭和45年の完成から10年近く経った昭和54年に差圧フィードバックを付加したがその効果はほとんど見られなかった（このときアナログのヨーイング抑止制御（回転制御とも呼んでいた）をも試みたが同様に効果は無かった）。差圧フィードバックの効果は、差圧波形が振動台加速度波形と同じ波形を有している場合に現れる。この効果は系の減衰性を高め、油柱振動を抑止することである。旧振動台の差圧波形は4台の加振機相互で異なっていた。しかも、その波形は、地震波加振を行なった場合、ならびに1秒以下の周期で加振した場合、加速度よりむしろ変位波形に相似であった。その変位波形に似た差圧波形は供給油圧の 210 kg/cm^2 に近い値を示すこともあった。ただし、4台の加振機の差圧の和は振動台加速度波形に相似であった。複数加振機を有する他機関の振動台で加振機の差圧を個々に見た場合でも同様にはらつきが見られるが、差圧フィードバックが効いている。従って、旧振動台で差圧フィードバックが効かなかった原因を加振機相互間の差圧の不揃いにすることは出来ない。むしろ、変位波形に似た大きな値の差圧がサーボ弁の流量特性を低下させ波形歪を増大させる作用をしていたと推定される。旧振動台で差圧波形が揃わなかった理由として次のことが考えられる。

旧振動台加振機ストロークが62 mmと加振機長さ3 m、加振台寸法12 mに比べ小さく、温度変形ならびに加振機設置誤差の影響を受け易い。ちなみに、0.1 mmの伸縮で 10 kg/cm^2 の差圧が生じる振動台であった（防災科学技術研究資料99号 38頁）。

今回の更新工事で新振動台加振機ストロークは480 mmに伸び、定格変位±220 mmに対し加振機取り付け調整しろを40 mm取れるため加振機設置誤差の差圧に対する影響を旧振動台に比べ小さく出来る。さらに温度伸縮に対しても、ストローク伸張による静的差圧減少効果と、ファイティング調整機構の付加により静的差圧のコントロールが可能となっている。

次に旧振動台で差圧フィードバックが効かなかった原因として疑われる原因是、ユニバーサルジョイントのガタである。ガタが生じうる個所は、図19に示す、シングルジョイントの部分と平面静圧継手の部分の2カ所と考えられる。シングルジョイント部のガタは昭和59年6月に2台について計測しており、0.2

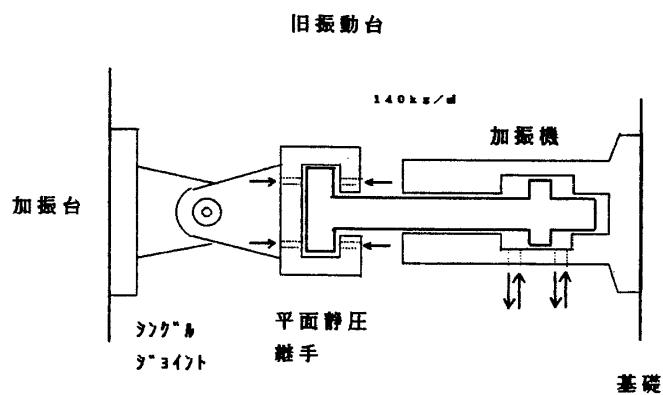


図19 旧振動台ユニバーサルジョイント概要
Fig. 19 Universal joint of old shaking table

mm以上あることが確認されている。ガタ範囲でのバネ常数は全ユニバーサルジョイント4台で合計すると400~500 ton/cmである。加振台に取り付けられた状態で、0.1 Hz程度の正弦波で加振し、シングルジョイントのハウジングとピンの相対変位を計測した場合、0.2 mm程度の値を得ている。このとき加振機差圧の変動成分は70 kg/cm²程度の値であった。この相対変位の測定はガタ測定法と同じであるが、静的差圧が加わっていることを考慮すると、加振台に取り付けたときの相対変位の値はガタではなくピンジョイントの弾性変形を示していたものである。バネ常数を推定すると1台で3500 ton/cm程度で計算値4000 ton/cmに近い値である。

平面静圧継手部でガタが生じるケースとしては、何らかの原因で油圧が作用せず静圧で平面継手を押さえることが出来なかった場合を想定できる。平面継手の両側の油膜の厚さは75μmであり、仮に油圧が作用しなかったとしたら、150μmのガタが生じることになる。ガタの振動台波形に与える影響はサーボ弁のオーバーラップと同じであり、加速度波形の最大点でワニ口状の落込みを示す。旧振動台でこのようなワニ口状の加速度波形を見ることはほとんど無かった。前述のように旧振動台にはファイティングがあり、たとえユニバーサルジョイントにガタがあったとしても、ファイティングにより押さえられていたとみなせる。従って、ユニバーサルジョイントのガタが振動台波形に悪影響を及ぼし油柱振動発生の原因になったとは考え難く、ましてや差圧フィードバックの効果を低減したとは考えられない。

本更新工事では継手に球面継手2個からなるダブルジョイントを用いており、そのガタは図20に示すように1個の球面継手で50μm以下である。

次に加振系を総合的に、一台の加振機で駆動させているとして、検討してみる。油圧振動台の式を、流量非線形性を線形化し、線形微分方程式で表わす。サーボ弁流量をQ、サーボ弁を2次系に置き換え(旧振動台のサーボ弁はMOOG72型で2段式であった、新振動台ではMOOG79型で3段式である)、その固有振動数を ω_s 、減衰常数 ζ_s とする。加振機変位をX、加振機質量を m_a 、油の弾性圧縮率を β 、加振機シリンドラー体積をV、体積加振機ピストン断面積をAとする。加振機シリンドラーはピストンにより2室(チャ

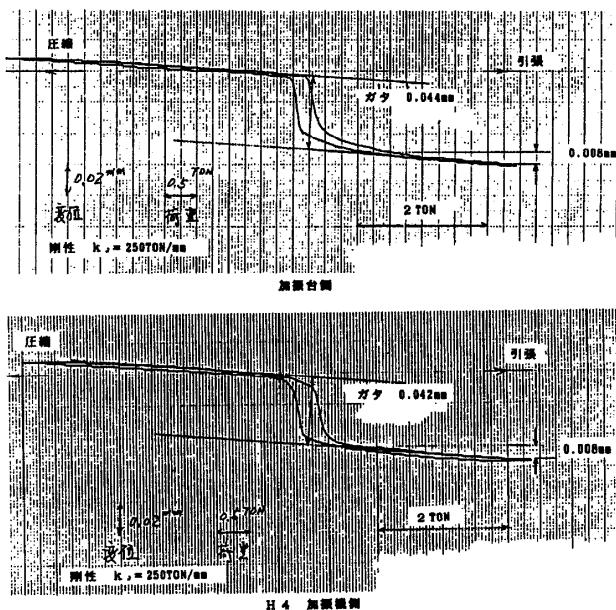


図20 新振動台継手球面軸受ガタ測定
Fig. 20 New double joint clearance between spherical surface bearings

ンバー)に分けられる。この2チャンバーの圧力差である差圧を P_d , 2チャンバー間の漏れ係数を k_L , 変位のループゲインを k_1 , 差圧フィードバックゲインを k_2 とする。 m_t を加振台質量, k_J をジョイントバネ常数, C_J をジョイント粘性常数, X_t を加振台変位とする。 X_i を変位入力とする。

$$m_t \ddot{X} + C_J (\dot{X}_t - \dot{X}) + k_J (X_t - X) = 0 \quad (1) \text{式}$$

$$m_a \ddot{X} - C_J (\dot{X}_t - \dot{X}) - k_J (X_t - X) = A P_d \quad (2) \text{式}$$

$$\frac{V}{2\beta} \dot{P}_d + k_L P_d + A \dot{X} = Q \quad (3) \text{式}$$

$$\ddot{Q} + 2\zeta_s \omega_s \dot{Q} + \omega_s^2 (Q - k_1 (X_i - X) - k_2 P_d) = 0 \quad (4) \text{式}$$

上記の式により旧振動台の振動数特性を解析した。ここでは $A = 2500 \text{ cm}^2$, $2\beta A^2/V = 7400 \text{ ton/cm}$, $k_J = 2000 \text{ ton/cm}$, $m_t = 0.16 \text{ ton} \cdot \text{s}^2/\text{cm}$, $m_a = 0.01 \text{ ton} \cdot \text{s}^2/\text{cm}$, $k_L = 20 \ell/\text{min}$, $C_J = 2 \times 0.01 \times \sqrt{m_a k_J}$, $k_1 = 67500 \text{ m} \ell/\text{cm}$, $k_2 = 256000 \text{ m} \ell \cdot \text{cm}^2/\text{ton}$, $\zeta_s = 0.8$ として、サーボ弁の固有振動数を変化させて見た。図21～25までが加振台振動数応答の計算結果であり、サーボ弁の固有振動数が上がると20Hz近傍のピークは無くなることが分かる。旧振動台の測定結果に似た図を示しているのはサーボ弁固有振動数が20Hzから25Hzと推定される。旧振動台の点検工事報告書のサーボ弁固有振動数の項を見ると70Hz以上の記述を見るがその信頼性にはなはだ疑問が残る(新振動台で採用したサーボ弁の固有振動数ですら40Hzである)。図26はサーボ弁固有振動数25Hzとしたときの加振機振動数応答である。ここで図27に示すようにサーボ弁固有振動数25Hzのケースで差圧フィードバックゲインを上げていった場合を想定し、 $k_2 = 512000 \text{ m} \ell \cdot \text{cm}^2/\text{ton}$ の値で加振台応答を見ると、ピーク振動数が高い方へずれ、ピークの山も高くなっている。この結果は旧振動台で経験した差圧フィードバックゲインアップに伴う発振とも一致する。

旧振動台は設計時点に於て加振機シリンダー内の油の剛性を過小評価していたため、ストロークを62mmと小さくしていた。旧振動台で仮にストロークが延びて $2\beta A^2/V = 2000 \text{ ton/cm}$ に下がり、ジョイント剛性が $k_J = 7400 \text{ ton/cm}$ (現実にはこのジョイント剛性を得るのは不可能である)に上がったとしても、図28, 29に示すように、加振台振動数応答は図23, 27と比較しほんど変化しない。

前記の式により新振動台の振動数特性を解析した。ここでは $A = 2000 \text{ cm}^2$, $2\beta A^2/V = 2100 \text{ ton/cm}$, $k_J = 3600 \text{ ton/cm}$, $m_t = 0.16 \text{ ton} \cdot \text{s}^2/\text{cm}$, $m_a = 0.01 \text{ ton} \cdot \text{s}^2/\text{cm}$, $k_L = 20 \ell/\text{min}$, $C_J = 2 \times 0.01 \times \sqrt{m_a k_J}$, $k_1 = 43200 \text{ cm}$, $k_2 = 216000 \text{ m} \ell \cdot \text{cm}^2/\text{ton}$, $\zeta_s = 0.6$ として、サーボ弁の固有振動数を40Hzとして計算を行なった。これら常数は現在設定されている値である。図30は加振台の振動数応答であり、サーボ弁を2次系、3次系に置き換えた場合の2ケース

LEAK IN ONE ACTUATOR 6 LIT./MIN
JETTING SPACING 10 CM
SERVO VALVE FREQ. 1000 Hz/cm
ACTUATOR SPACING 10 cm/cm
DIF. PRES. DYN. CM²/TON

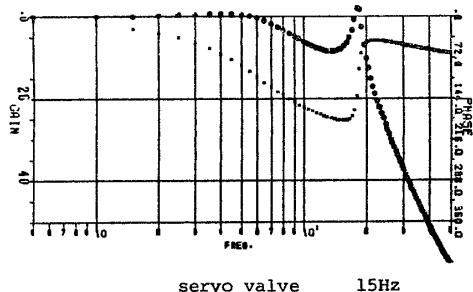


図 21 旧振動台計算振動数応答
Fig. 21 Calculatd table response of old shaking table

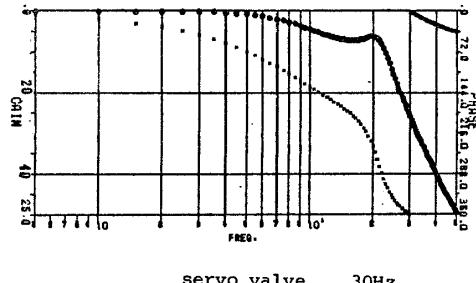


図 24 旧振動台計算振動数応答
Fig. 24 Calculatd table response of old shaking table

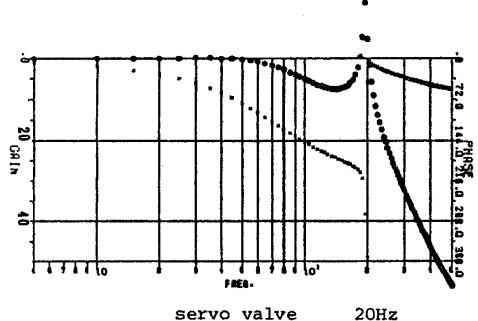


図 22 旧振動台計算振動数応答
Fig. 22 Calculatd table response of old shaking table

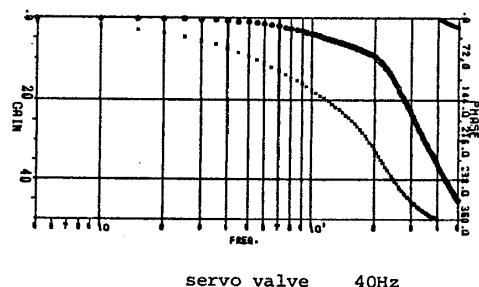


図 25 旧振動台計算振動数応答
Fig. 25 Calculatd table response of old shaking table

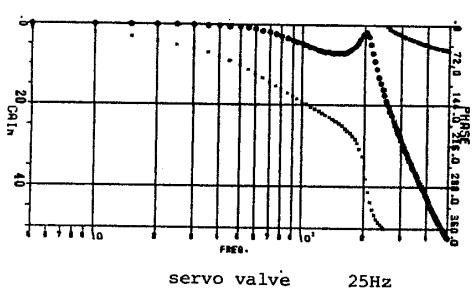


図 23 旧振動台計算振動数応答
Fig. 23 Calculatd table response of old shaking table

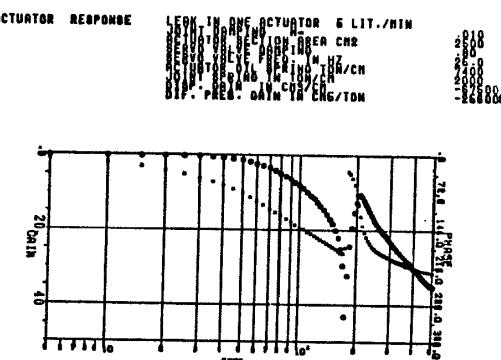


図 26 旧振動台・加振機計算振動数特
Fig. 26 Calculatd actuator response of old shaking table

LEAK IN ONE ACTUATOR 6 LIT./MIN
JOINT VALVE LEAKING AREA CM²
SERVO VALVE FREQUENCY HZ/CM
ACTUATOR LEAKING FREQUENCY HZ/CM
SIF. PRES. GAIN IN CM²/TON

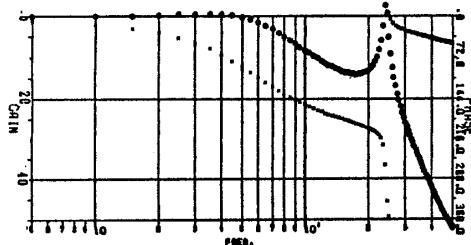


図 27 旧振動台計算振動数応答
(油柱剛・ジョイント柔)

Fig. 27 Calculated table response of old shaking table

LEAK IN ONE ACTUATOR 6 LIT./MIN
JOINT VALVE LEAKING AREA CM²
SERVO VALVE FREQUENCY HZ/CM
ACTUATOR LEAKING FREQUENCY HZ/CM
SIF. PRES. GAIN IN CM²/TON

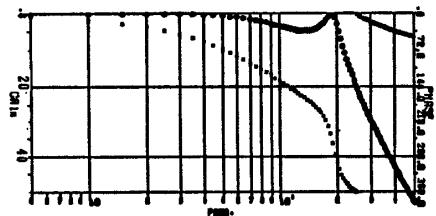


図 28 旧振動台計算振動数応答
(油柱柔・ジョイント剛)

Fig. 28 Calculated table response of Old shaking table

LEAK IN ONE ACTUATOR 6 LIT./MIN
JOINT VALVE LEAKING AREA CM²
SERVO VALVE FREQUENCY HZ/CM
ACTUATOR LEAKING FREQUENCY HZ/CM
SIF. PRES. GAIN IN CM²/TON

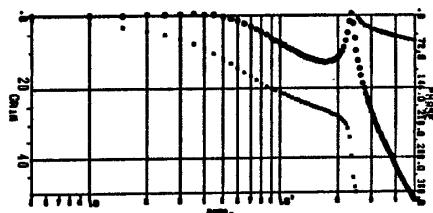
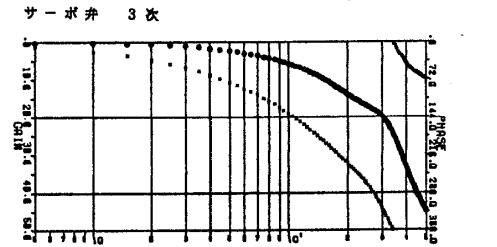


図 30 旧振動台計算振動数応答
(油柱剛・ジョイント柔ファードバックゲイン上げる)

Fig. 30 Calculated table response of new shaking table

LEAK IN ONE ACTUATOR 6 LIT./MIN
JOINT VALVE LEAKING AREA CM²
SERVO VALVE FREQUENCY HZ/CM
ACTUATOR LEAKING FREQUENCY HZ/CM
SIF. PRES. GAIN IN CM²/TON



LEAK IN ONE ACTUATOR 6 LIT./MIN
JOINT VALVE LEAKING AREA CM²
SERVO VALVE FREQUENCY HZ/CM
ACTUATOR LEAKING FREQUENCY HZ/CM
SIF. PRES. GAIN IN CM²/TON

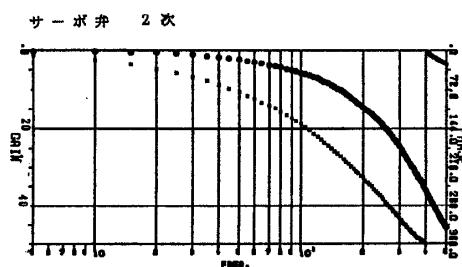


図 29 新振動台計算振動数応答

Fig. 29 Calculated table response of new shaking table

ACTUATOR RESPONSE
LEAK IN ONE ACTUATOR 6 LIT./MIN
JOINT VALVE LEAKING AREA CM²
SERVO VALVE FREQUENCY HZ/CM
ACTUATOR LEAKING FREQUENCY HZ/CM
SIF. PRES. GAIN IN CM²/TON

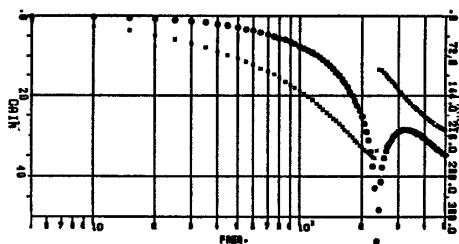


図 31 新振動台・加振機計算振動数特性

Fig. 31 Calculated actuator response of new shaking table

について計算している。

図 31 は加振機の振動数応答である。既に示した測定結果と良い一致を示している。

図 32 は差圧フィードバックゲインを 0 近くまで落としたときの加振台振動数応答であり、これに対応する測定値が図 33 である。図 32, 33 から新振動台のダンピングは差圧フィードバックだけで与えられていることが分かる。

以上のように旧振動台で油柱共振が収まらず、常に 18 Hz から 25 Hz の振動が生じていた理由はサーボ弁の固有振動数が油柱振動数に比べ充分に高いとは言えず、ほぼ同じ振動数であったことにある。すなわち、旧振動台のサーボ弁の振動数応答特性が悪かったのである。旧振動台で油柱共振を抑える方法としては加振機の漏れを大きくするか、サーボ弁を高性能のものに交換する以外に手だては無かった。加振機の漏れを増やすことは限界性能を落とすことにつながる。サーボ弁を交換することは加振機マニホールドの交換にもつながることである。

4-2 油柱振動数の変化

加振機シリンダー内のピストン位置の移動により油柱振動数は変化する。ストロークエンドに近づくに従い、油柱振動数は最大になり、ストロークセンターで最小になる。このことは古くから理論的に分かっていたことであるが、ストロークの小さい振動台ではジョイント剛性の影響が大きく明瞭に測定された例は少ない。新振動台の加振機は 480 mm のストロークを有し、且つ速度限界性能を上げるために設計供給油圧に 180 kg/cm² を採用し、加振機ピストン断面積を 2000 cm² にしている。このためジョイント剛性に比較し油柱剛性が低く、ピストン位置移動による油柱振動数の変化が現れることが設計段階で期待された。

ピストン位置移動により加振機の油柱剛性を制御できれば、防振もしくは制振装置の常数可変のバネとして、ダイナミックダンパーに使用できる。図 34 はピストン中立位置をストロークエンド近くの 20 cm の位置に移動し、差圧フィードバックゲインを 0 に落とし、加振台振動数応答を測定したものである。ストロークセンターで取った図 33 は 14 Hz のピークを示し、図 34 は 17 Hz のピークを示している。2 の図のピークとも鋭く、減衰は小さいことが分かる。すなわちダイナミックダンパーのバネとしては最適と言える。今後、大型耐震実験装置基礎振動ならびに地盤振動低減のためダイナミックダンパーの採用が考えられるとき、候補の 1 つ

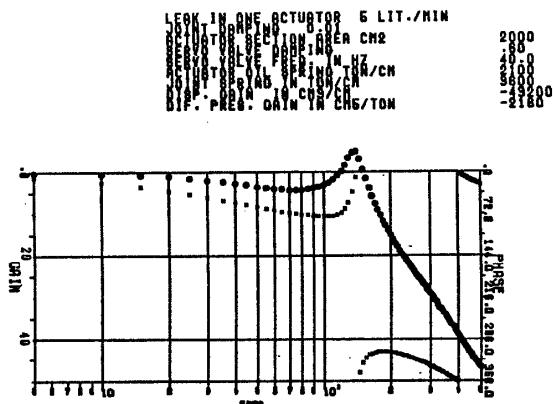


図 32 差圧フィードバックゲイン 0
振動数応答（新振動台）

Fig. 32 Calculated low damping table response of new shaking table

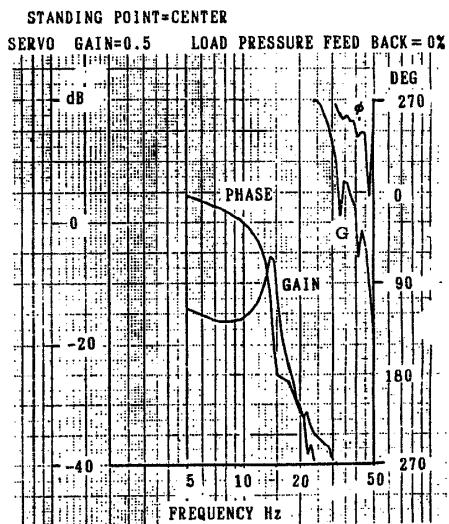


図33 中立点移動による固有振動数変化
Fig. 33 Low damping frequency response in neutral piston position

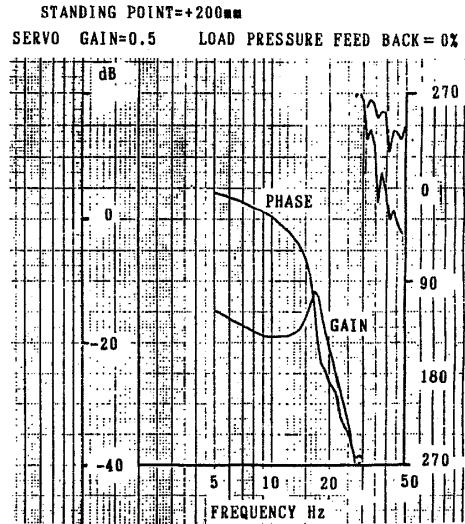


図34 中立点移動による固有振動数変化
Fig. 34 Low damping frequency response in stroke end piston position

として、空気バネと共に考慮に値するものである。なお加振機油柱剛性 k_o は加振機シリンダー体積 V がピストンにより V_o と V_i に分けられるとすると、次式で与えられる。

$$k_o = \frac{\beta(V_o + V_i)A^2}{V_o V_i} \quad (5) \text{式}$$

4-3 速度限界の加速度波形

振動台の波形歪が大きいのは $0.05 G$ 以下の領域と、速度限界曲線で加速度限界と交わる付近の領域であると言われている。新振動台でも $0.05 G$ 以下の領域ではサーボ弁スプールのオーバーラップに起因する加速度波形最大位置での落ち込みが起こっており、大きな波形歪が見

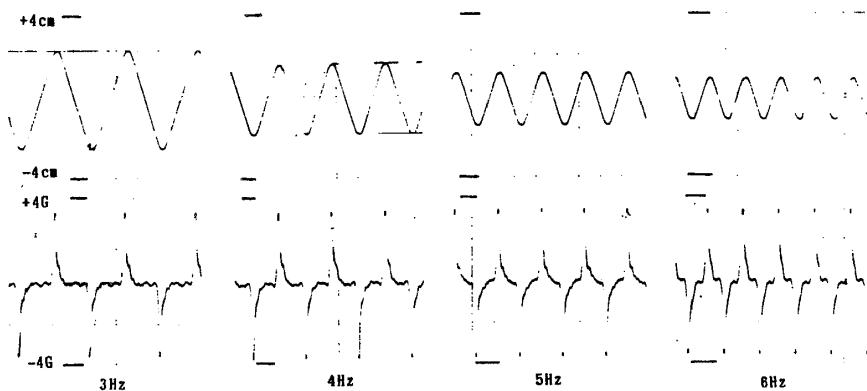


図35 旧振動台速度限界波形
Fig. 35 Acceleration wave on velocity limit line in old shaking table

られる（APPENDIX 6, 7 参照、旧振動台はアンダーラップの傾向あり）。旧振動台の速度限界の加速度波形は、図 35 のように 0 の加速度値で変化を示さない状態がしばらく続き、次に鋭い三角形が生じ、この現象が以後続く。この加速度波形は速度が頭打ちになっていることを示している。旧振動台の最大速度は 37.5 KINE でその $2/\pi$ の割合を油圧ポンプが負担し、残りをアキュムレータが受け持っている。既に述べたように、旧振動台のアキュムレータは本施設以外には見ることの出来ない横置きであり、しかも加振機から幾分離れた配管に接続されていた。このため加振機に圧油を供給する役割はほとんど果たしていなかつたと推定される。従って、旧振動台の速度限界は油圧ポンプの能力である 25 KINE であったと見なせる。

図 36 は新振動台の速度限界の波形である。0.5 Hz の波形にはサーボ弁スプールオーバーラップの影響が僅かに見られるが、速度限界の波形としては妥当なものと考えられ、アキュムレータの圧油供給の役割を果たしていることが裏付られる。2 Hz の波形は加速度限界に近くなっているため、かなりの波形歪が見られる。この歪んだ波形の形は 5 Hz まで続いている。このノイズ成分は振動台加速度波形最大付近で最も大きく、サーボ弁内で圧油の流れ方向が換わるとき、生じているのが分かる。この波の形は、振幅レベルが高く、サーボ弁スプールのオーバーラップ、或はアンダーラップに起因するノイズとは種類を異にする。サーボ弁流量 Q は、

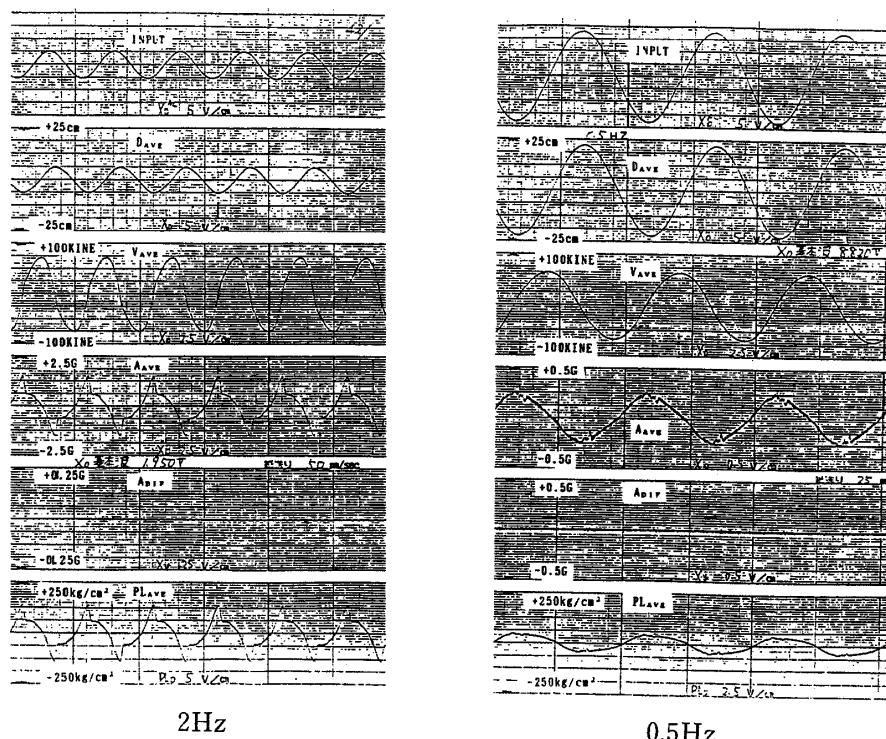


図 36 新振動台速度限界波形

Fig. 36 Acceleration wave on velocity limit line in new shaking table

サーボ弁スプール変位 X_s , 供給油圧と戻り油圧の差 P_s , 差圧 P_d により次のように現される。

$$Q = f(X_s) \sqrt{P_s - |P_d|} \quad (6) \text{式}$$

このルート部分の効果をみるために入力を正弦波として計算を行った。ここでは $P_d = m_t \cdot X/A$, $m_t/(P_s \cdot A) = 0.001$, $f(X_s)$ はフィードバックを考え, $k_s(X_i - X)$ とし, $k_s \cdot P_s^{1/2}/A = 20 \text{ kine/cm}$ とし, $Q = A \cdot X$ として求めた加速度波形, 速度波形が図 37 である。上段の波形は低レベル, 下段の波形は高レベルのケースである。高レベルの波形は正弦波が歪んだ形をしている。シミュレートした加速度波形は振動台の速度波形に似ている。次に、油の圧縮性を考慮した(5)式の Q が(3)式に等しく, 210 kg/cm^2 の圧力で $k_L = 2000 \ell/\text{min.}$, $m_t/(P_s \cdot A) = 0.00045$, として加速度波形と速度波形を求めたのが図 38 である。このシミュレートした波形は計測した波形形状に良く一致している。すなわち、この種の波形歪は油の圧縮性によるものである。油漏れを大きくすると若干、波形歪は改善される。なお、波形シミュレートに用いた計算は単純な時間差分であり、刻み時間は 0.001 秒、精度は 1 ステップ前の加速度

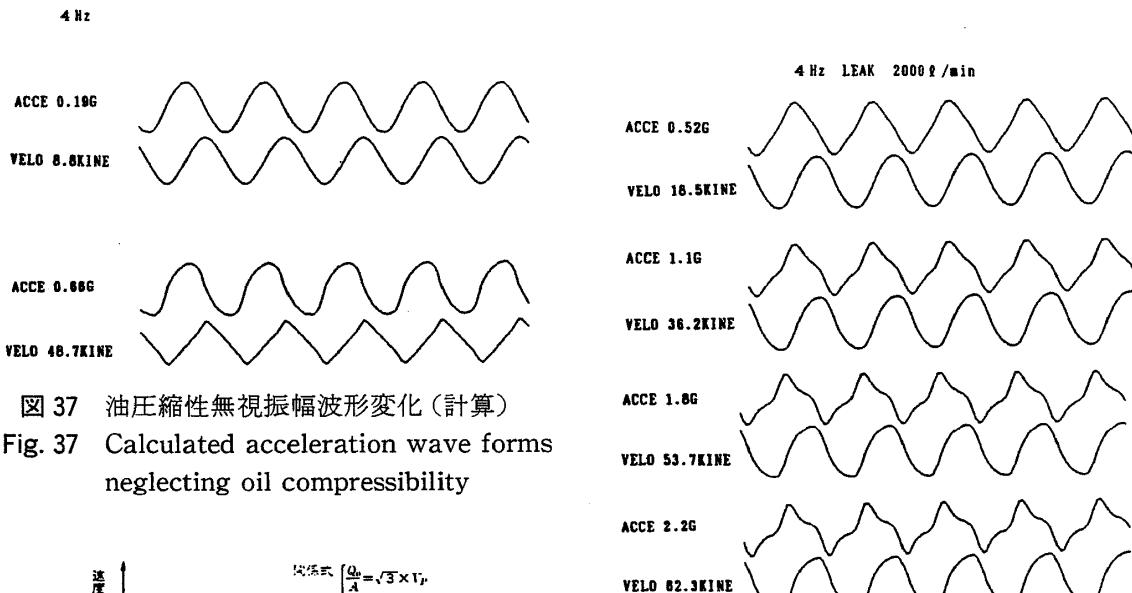


図 37 油圧縮性無視振幅波形変化（計算）
Fig. 37 Calculated acceleration wave forms neglecting oil compressibility

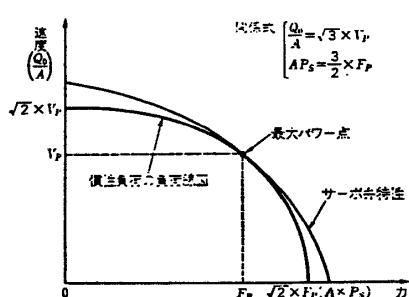


図 39 サーボ弁特性と正弦波加振の関係
Fig. 39 Relation between servo valve characteristics and sin excitation
(参考文献 8 より)

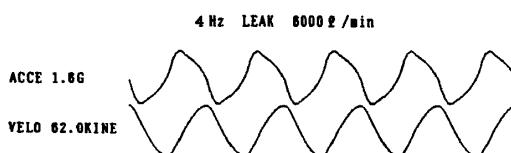


図 38 振幅増加による波形変化（計算）
Fig. 38 Calculated acceleration wave forms considering oil compressibility

を用いルート部を計算し、そのルート部を用いて現時点の変位を求め、次にこの変位を基に現時点の加速度を求め、改めてルート部を計算し、さらに変位を求め、これら2つの変位の差が所要の精度を満たせば良いとした。精度は $10\mu\text{m}$ とした。

この高速度・高加振力に於ける正弦波の歪はデジタル補償を掛ければ取り除けることが既に分かっている。なお、現在のサーボ弁の容量の余裕と加振力の余裕を図39のサーボ弁線図と負荷線図（正弦波）から検討してみる。 $\sqrt{2}V_p=75\text{ kine}$, $\sqrt{2}F_p=360\text{ ton}$ であるから、最低 $11023\ell/\text{min}$ のサーボ弁容量と供給油圧と戻り油圧の差 P_s が 191 kg/cm^2 あることが求められる。現在、サーボ弁8台で約 $11800\ell/\text{min}$ の容量を持っており、能力の95%の所で使っており、余裕は5%ほどである。なお、供給油圧と戻り油圧の差 P_s を大きくするとサーボ弁流量特性が改善され、加速度波形歪の改善につながる。従って、供給油圧を上げて振動台を使うべきである。

5. 残された課題

新振動台の残された機械面の課題は 22 Hz のヨーイング振動を抑える方法を見つけだすことである。ヨーイングはガイド機構をバネとしており、ガイド機構を増やせば 22 Hz をある程度高い所に持っていくことができ、ヨーイング抑止領域を広げることができる。抑止効果をガイド機構に付加するには、減衰能力を持たせねば良い。もう一つの方法としては、アクチュエータ方式のガイド機構に改造し、差圧フィードバックを掛け所要の減衰を得、ヨーイングを抑える方式が考えられる。この場合のアクチュエータはストロークは 1 cm 以下（加振に使うのは 1 mm 程度）で、加振力は現在のガイドの定格荷重 40 ton とし、最大速度は 10 kine 程度で間に合い、それに見合う小型で高振動数のサーボ弁を使えば良い。油圧源は $700\ell/\text{min}$ 程度必要と考えられる。この外に加振機に逆特性のヨーイングを起こしヨーイングを抑止する試みも考えられる。如何なる方法を採用するかは今後の検討課題である。

6. あとがき

この機械系更新工事の発端になったのは大型耐震実験装置の設計者の一人である三菱重工業名古屋航空機製作所大幸工場尾崎課長の「いつまでこの機械を使う気だ」と言う言葉だった。その時から約10年、昭和45年の大型耐震実験装置の完成から18年の歳月を経て今日に至っている。大型耐震実験装置は眞の意味での大型振動台であり、昭和45年に完成したときは設計者が回顧するように、動くかどうか分からぬで作られた装置であった。従って、それが動いたときの感激はひとしおであり、当時、国立防災科学技術センターの担当者の一人で企画課技術係長であった小池幸雄氏は感涙に咽んだとそのときの思い出を語っている。しかし、第1号機である宿命と考えられるが、完成当時を知る小川主任研究官の指摘によれば、完成当初から振動台波形は汚かった。そのため5年動けばそれで良いとも言われていた。

大型耐震実験装置機械系更新工事は昭和61、62、63年度の3年にまたがる工事であった。現地工事である国立防災科学技術センター大型耐震実験施設に於ける設置工事は昭和63年3月7日（安全祈願祭）から、昭和63年12月24日（引渡式）まで行われた。大型耐震実験装置完成当初、次期の振動台として大型耐震実験装置の性能を補う意味で水平上下2次元振動台と大振幅振動台の2種が考えられていた。国立防災科学技術センターは水平上下2次元振動台のプロジェクトに取り掛かった。その時にも、内部には大型耐震実験装置のストローク改善の方が緊急ではないかとの発言があり、その当時大型耐震実験装置を担当する大型実験研究部長はその発言に対し、それなら提案書を出すべきであるとのアドバイスをしている。その間、原子力工学試験センターの多度津の超大型水平上下2次元振動台が完成し、国立防災科学技術センターのプロジェクトは三次元振動台へと変わった。しかし、国立防災科学技術センターの三次元振動台の実現が遅れるうちに、民間企業で三次元振動台が実現してしまい、国立防災科学技術センターのプロジェクトの意味が薄れた。その時期、大型耐震実験装置の設備維持のための部品供給が危ぶまれるようになった。一方では、大型耐震実験装置はその広い加振台面積のため使用希望は絶えることは無かった。ただし、建設当初に於てさえ批判のあった性能のままでは、今後、益々、高度化する耐震研究の要望に応えることが難しいと考え、性能改善を含めた機械系更新を行うこととなった。

この大型耐震実験装置機械系更新を実現するに当たっては、大型耐震実験装置更新検討委員会（昭和59年3月9日から同年5月31日まで設置、更新に対する答申を出す）に於て、国立防災科学技術センターの多くの方々の協力を得た。特に、大型耐震実験装置検討委員会設置のため尽力された広部良輔第2研究部長、及び大型耐震実験装置検討委員会の委員長を引き受けて下さった渡辺一郎前第4研究部長に深謝する次第である。さらに松本功元企画課長、嶋野昭前施設課長を始めとする企画課、施設課の方々の協力を得た。全般に渡り、高橋博前所長の御指導を頂いた。

この更新工事については三菱重工業(株)の協力を得た。予算請求段階に置いては、名古屋航空機製作所井上政雄、田中幸雄、中津英雄氏に、設計工事段階においては名古屋航空機製作所戸田勝昭、石田雄吉、村岡信之、吉田信保、大谷圭一、加藤文隆氏に、全般を通して、名古屋航空機製作所尾崎元昭氏、本社栗原範之氏にお世話頂いた。深く感謝する次第である。なお本報告は大型耐震実験装置更新工事の設計計算書、並びに試験報告書から取捨選択し、さらに加筆したものである。

参考文献

- 1) 三菱重工業(株)：大型耐震実験装置機械系更新工事計算書（その1）
- 2) 三菱重工業(株)：大型耐震実験装置機械系更新工事計算書（その2）

- 3) 三菱重工業(株)：大型耐震実験装置試験成績書
- 4) 三菱重工業(株)：昭和 57 年度大型耐震実験装置点検工事報告書
- 5) 国立防災科学技術センター耐震実験室（1983）：国立防災科学技術センター（筑波）大型振動台のあゆみ、防災科学技術研究資料 第 83 号、国立防災科学技術センター
- 6) 国立防災科学技術センター耐震実験室（1985）：大型耐震実験装置加振機精密分解点検報告、防災科学技術研究資料 第 97 号、国立防災科学技術センター
- 7) 国立防災科学技術センター耐震実験室（1987）：大型耐震実験装置の大型 3 次元 6 自由度振動台への改造に関するフィージビリティースタディー、防災科学技術研究資料 第 99 号、国立防災科学技術センター
- 8) 田村博久、佐々木勝美（1986）：サーボ弁、機械設計 1986 年 6 月号 74～79 頁、日刊工業新聞

（1989 年 6 月 28 日原稿受理）

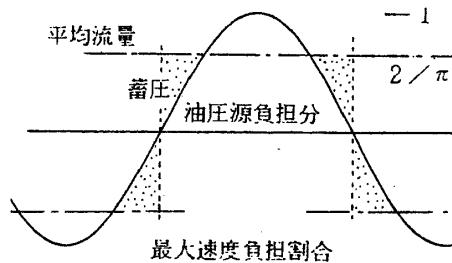
參 考 資 料

APPENDIX 1 アキュムレータの特性計算
(大型耐震実験装置機械系更新工事計算書より)

1) 加振機 1 台当りの所要アキュムレータ容量 V

Q_A : 最大必要負荷流量 $Q_A = A \cdot V_{max} + q_L$ q_L : 内部漏れ流量 (60ℓ/min)

$$Q_A = 500 \text{ cm}^2 \times 75 \text{ cm/s} \times 1/1000 + 1 = 38.5 \ell/\text{s}$$

f_M : 変位限界曲線と速度限界曲線の交点振動数 0.54 Hz

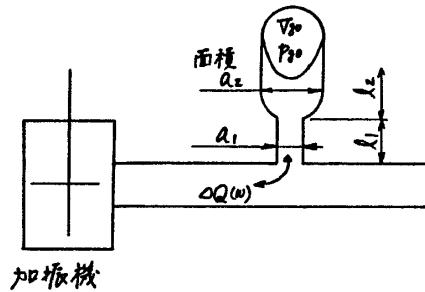
$$\Delta V = 0.44 \cdot D_{max} \times A = 0.44 \cdot Q_A / (2\mu f_M) = 0.44 \times 38.5 / (2 \times 3.14 \times 0.54)$$

$$V = 15 \cdot \Delta V \quad (\text{脈動吸収を想定})$$

$$V = 74.9 \ell$$

2) 油圧脈動吸収性能の検討

配管端に加振機等がついている場合、その流量変動のために圧力変動が誘発される。この圧力変動を小さく抑えるために、アキュムレータを設ける。N 台の複数アキュムレータがある場合、下記の関係式を満足すればよい。



$$\sum_{i=1}^N \left| \frac{C_i}{1 - C_i L_i \omega^2} \right| \geq \frac{\Delta Q(\omega)}{\Delta p_a \omega} \quad \dots \dots \dots \quad (1-1)$$

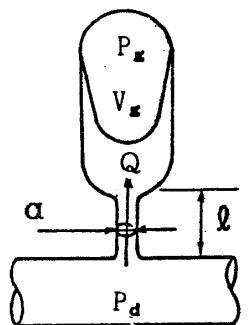
ここで、

$$C_i = \frac{V_{go}}{\gamma p_{go}} \quad L_i = \rho \sum_j \frac{\ell_j}{\alpha_j}$$

V_{go} : ガス体積 ω : 脈動角振動数p_{go} : ガス圧力 $\Delta Q(\omega)$: 流量変動振幅 γ : ガスのポリトロープ指数 Δp_a : 許容圧力変動振幅 ρ : 作動油密度 ℓ_j : j 配管の長さ α_j : j 配管の断面積

なお、(1-1)式は次のようにして導かれる。

1次元流体に於けるオイラーの方程式に時間変動のみを仮定し、位置に関し、積分することから、次式が得られる。



封入ガスのポリトロープ変化式より

$$P_g V_g^\gamma = P_{go} V_{go}^\gamma$$

流量保存則から

$$Q + \dot{V}_g = 0$$

ポリトロープ変化式を時間について微分し、流量保存則を適用すると(1-2)式は

$$P_d = \frac{\rho \ell}{\alpha} \dot{Q} + \frac{V_{go}}{\gamma P_{go}} \int Q dt$$

ここで $\frac{\rho \ell}{\alpha} = L$, $\frac{V_{go}}{\gamma P_{go}} = C$ と置き, $P_d = P_d e^{i\omega t}$, $Q = Q e^{i\omega t}$

で表わすと, $P_d = i(L\omega - \frac{1}{C\omega})Q$ i : 虚数単位

これより、アキュムレータに入りする油の流量振幅 Q と圧力変動振幅 P_d の関係は

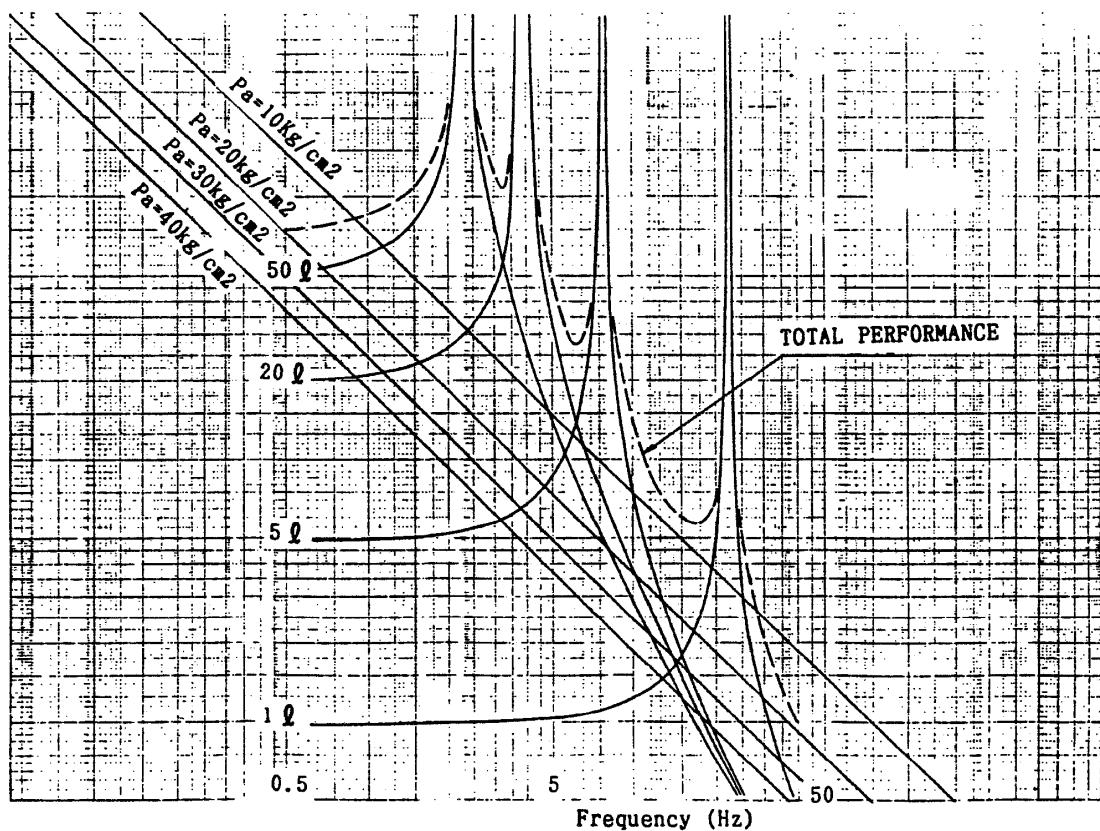
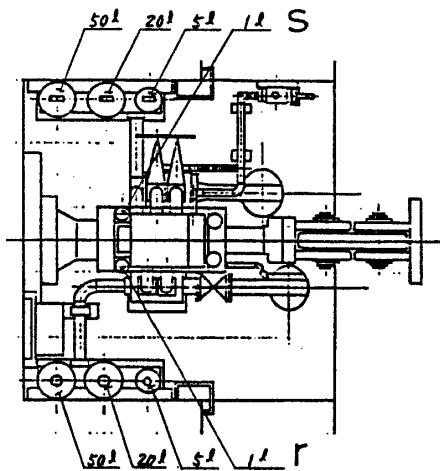
$$|P_d| = \frac{|1 - LC\omega^2|}{C\omega} |Q|$$

複数のアキュムレータが並列されている場合には Q を配管内流量振幅と読み替えれば、

$$|P_d| = \left\{ \sum_j \left| \frac{C_j}{1 - LC_j\omega^2} \right| \right\}^{-1} \frac{|Q|}{\omega}$$

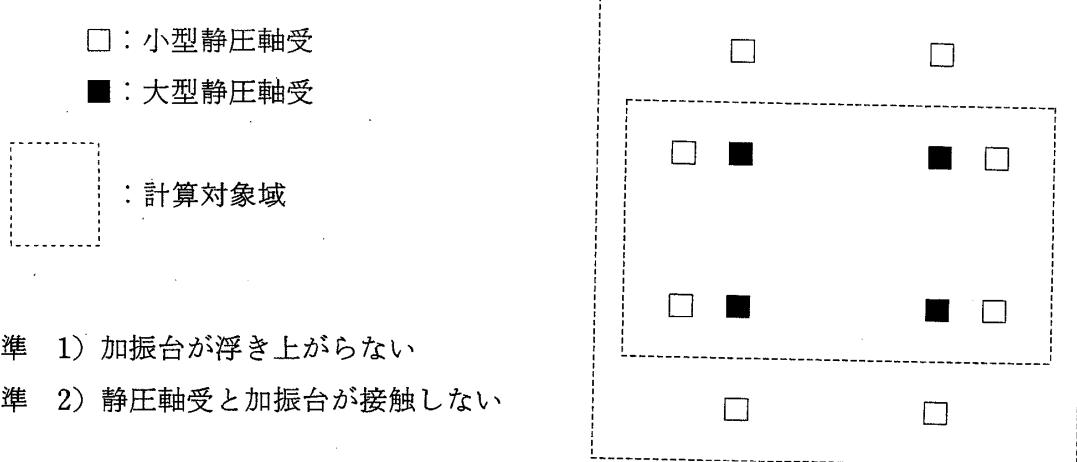
これから逆に許容圧力変動振幅が与えられた時のアキュムレータ設計法の式(1-1)が与えられる。

(1-1) 式から容易に分かるように、アキュムレータには固有振動数： $f_n = 1/2\pi(LC)^{1/2}$ が存在し、この振動数域で圧力変動振幅が小さくなる。従って、作動振動数全域にわたり、圧力変動を抑えようとするには、低周波から高周波にかけて適当な固有振動数を持ったアキュムレータを数種配置すれば良い。本更新工事の 50ℓ , 20ℓ , 5ℓ , 1ℓ のアキュムレータは約 2 Hz, 4 Hz, 8 Hz, 20 Hz の固有振動数を計算上有している。なお 1 Hz 以下の振動数で大振幅加振をすると戻り配管が激しく振動する。現在のアキュムレータの種類ではこの帯域の脈動吸収が困難であることを計算からも推察できる。



APPENDIX 2 許容転倒モーメントの検討

静圧軸受の配置を図に示す



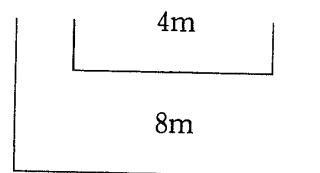
判定基準 1) 加振台が浮き上がらない

判定基準 2) 静圧軸受と加振台が接触しない

(1) 許容転倒モーメント

右図のモデルで検討する。

$$M = 2 \cdot F_L \cdot L_1 + 2 \cdot F_s \cdot L_2$$



大小静圧軸 のモーメント抗力の分担を荷重

分担比率（大：1.5、小：1）と同じとする。

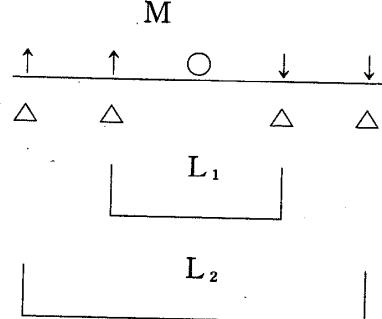
$$F_L = 1.5 \times F_s$$

$$M = 2 \cdot (1.5 \times F_s) L_1 + 2 \cdot F_s \cdot L_2$$

$$L_1 = 4 \text{ m}, \quad L_2 = 8 \text{ m} \quad \text{とする。}$$

従って、

$$M = 28 \cdot F_s$$



F_s が判定基準 1), 2) を満足する範囲を見つける。

W_o : 載荷重量, W_L : 大型静圧軸受支持力, W_s : 小型静圧軸受支持力

載荷荷重は大小静圧軸受支持荷重の合計と等しい。

$$W_o = W_L \times 4 \text{ 台} + W_s \times 8 \text{ 台} \quad W_L = 1.5 \times W_s \text{ であるから}$$

$$W_o = 4 \times 1.5 \times W_s + 8 \times W_s \quad \text{従って } W_s = W_o / 14$$

安全を見込み最低静圧軸受支持荷重 W_{min} を F_s が下まわることが無いように、同時に最大静圧軸受負荷容量 W_{max} を F_s が越えないよう定める。

W_{min} は静圧軸受支持荷重計算において、ポケット圧を $p_o = 5 \text{ kg/cm}^2$ とすることにより、 W_{max} はポケット圧を $p_o = 105 \text{ kg/cm}^2$ とすることにより定める。

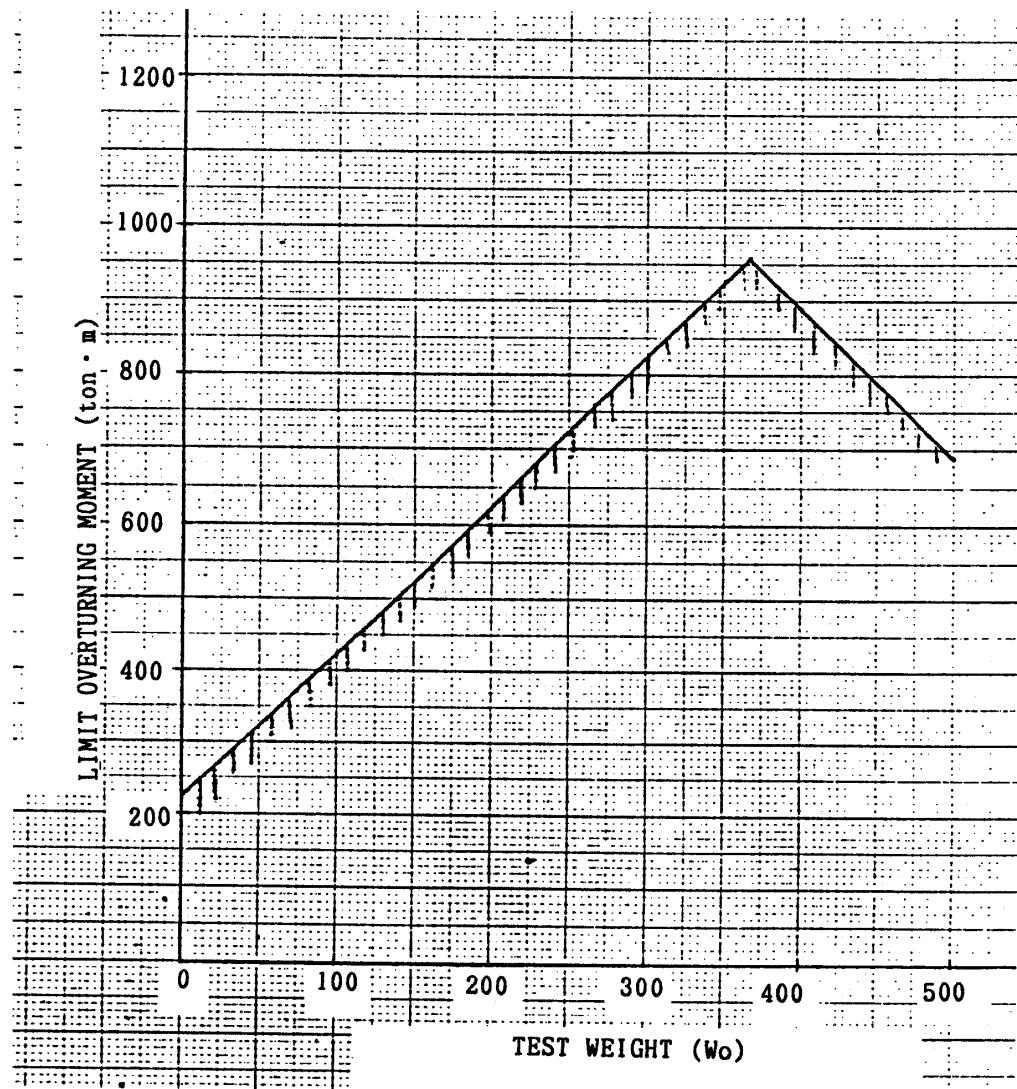
$$W_{min} = 0.53 \times \text{小型静圧軸受荷重受部面積 (18 cm} \times 18 \text{ cm} \times 4 \text{ 台}) \times p_o = 3.4 \text{ ton}$$

$$W_{max} = 0.53 \times \text{小型静圧軸受荷重受部面積 (18 cm} \times 18 \text{ cm} \times 4 \text{ 台}) \times p_o = 72 \text{ ton}$$

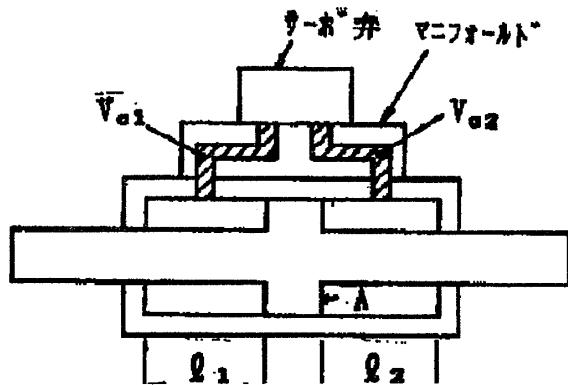
判定基準 1) $W_s - F_s > W_{min}$ から $F_s < W_s / 14 - 3.4$

判定基準 2) $W_s + F_s < W_{max}$ から $F_s < 72 - W_s / 14$

この 2 式より計算した許容転倒モーメント M を図に示す。



APPENDIX 3 加振系力学特性概要



$A : 500 \text{ cm}^2$
 $V_{c1} : 1024 \text{ cm}^3$
 $V_{c2} : 1068 \text{ cm}^3$
 $\ell_1 : 24 \text{ cm}$
 $\ell_2 : 24 \text{ cm}$
 油の体積弾性率 : 14000 kg/cm^2

加振系バネ各部) 1台の加振機について

ピストン剛性 $k_p = 725 \text{ ton/mm}$

加振台加振機結合部局部剛性 $k_t = 220 \text{ ton/mm}$

基礎加振機結合部局部剛性 $k_b = 830 \text{ ton/mm}$

継手剛性 $k_j = 159 \text{ ton/mm}$, 油柱剛性 $k_o = (5)$ 式

加振系全体剛性 k_a)

$$k_a = \frac{1}{\frac{1}{k_o} + \frac{1}{k_j} + \frac{1}{k_p} + \frac{1}{k_t} + \frac{1}{k_b}}$$

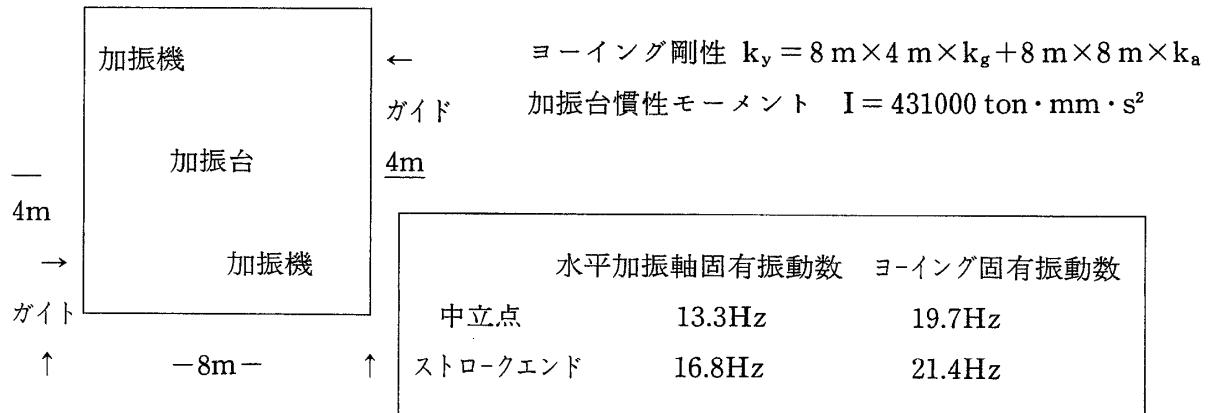
k_o : ピストン位置加振機中立点 $k_o = 53.6 \text{ ton/mm}$, $k_a = 31.2 \text{ ton/mm}$ 13.3 Hz

ピストン位置 $\ell_1 = 3 \text{ cm}$, $\ell_2 = 45 \text{ cm}$ 153.2 ton/mm , $k_a = 50.1 \text{ ton/mm}$ 16.8 Hz

(加振台重量 176 ton)

ガイド系剛性 k_g)

↓ -8m- ↓ $k_g = 143 \text{ ton/mm}$ (圧縮に対し有効)



APPENDIX 4 静圧軸受性能計算

$$\text{支持力} : W = \alpha_f \cdot A_o \cdot p_o \cdot n$$

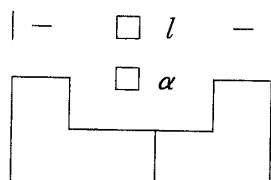
α_f : 面積係数, A_o : 軸受ポケット面積, p_o : ポケット圧, n : ポケット数

$$\text{流量} : Q = \alpha_f \cdot q_f \cdot p_o \cdot h^3 / \mu$$

q_f : 流量係数, h : 油膜厚さ, μ : 作動油粘性係数

$$\text{油膜剛性} \quad S = 3 \cdot W/h$$

$$\alpha_f = 0.53, \quad q_f = 1.43 (\alpha/\ell = 1/2 \text{ より}), \quad \mu = 3.87 \times 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{s/cm}^2 (50^\circ\text{C})$$



軸受本体図

静圧軸受 1台当たりの容量

項目	記号	単位	加振台のみ (160 ton)		500 ton	
			大型	小型	大型	小型
支持力	W	ton	17	11.5	71	47
油膜厚さ	h	mm	0.25	0.25	0.1	0.1
ポケット圧力	p_o	kg/cm^2	16.6	16.7	69.2	68.4
流量	Q	ℓ/min	32.5	32.2	32.5	32.2
油膜剛性	S	ton/mm	204	138	2130	1410

APPENDIX 5 加振系油温度上昇

$$\Delta t = \frac{14.3 \cdot T \cdot (W - Q_w)}{860 \cdot V \cdot \gamma \cdot C_p}$$

ここで

W : 発熱量 $W = 1.41 \cdot P \cdot Q \text{ kcal/H}$ (P : 壓力 kg/cm^2 , Q : 流量 ℓ/min)

$$2.12 \times 10^6$$

 Q_w : 冷却能力 kcal/H 1.19×10^6 (現有能力) V : 流量 ℓ 39700 γ : 比重量 g/cm^3 0.87 C_p : 比熱 $\text{cal/g}^\circ\text{C}$ 0.45T : 運転時間 min Δt : 温度上昇 $^\circ\text{C}$ 油冷却装置停止時 ($Q_w=0$) とすると

$$\Delta t = \frac{14.3 \times 2.12 \times 10^6 \times T}{860 \times 39700 \times 0.87 \times 0.45}$$

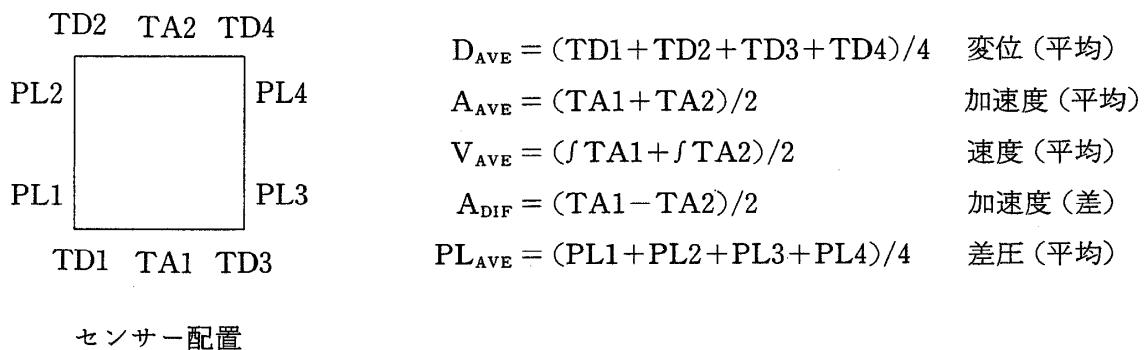
$$= 2.27^\circ\text{C}/\text{min} \times T$$

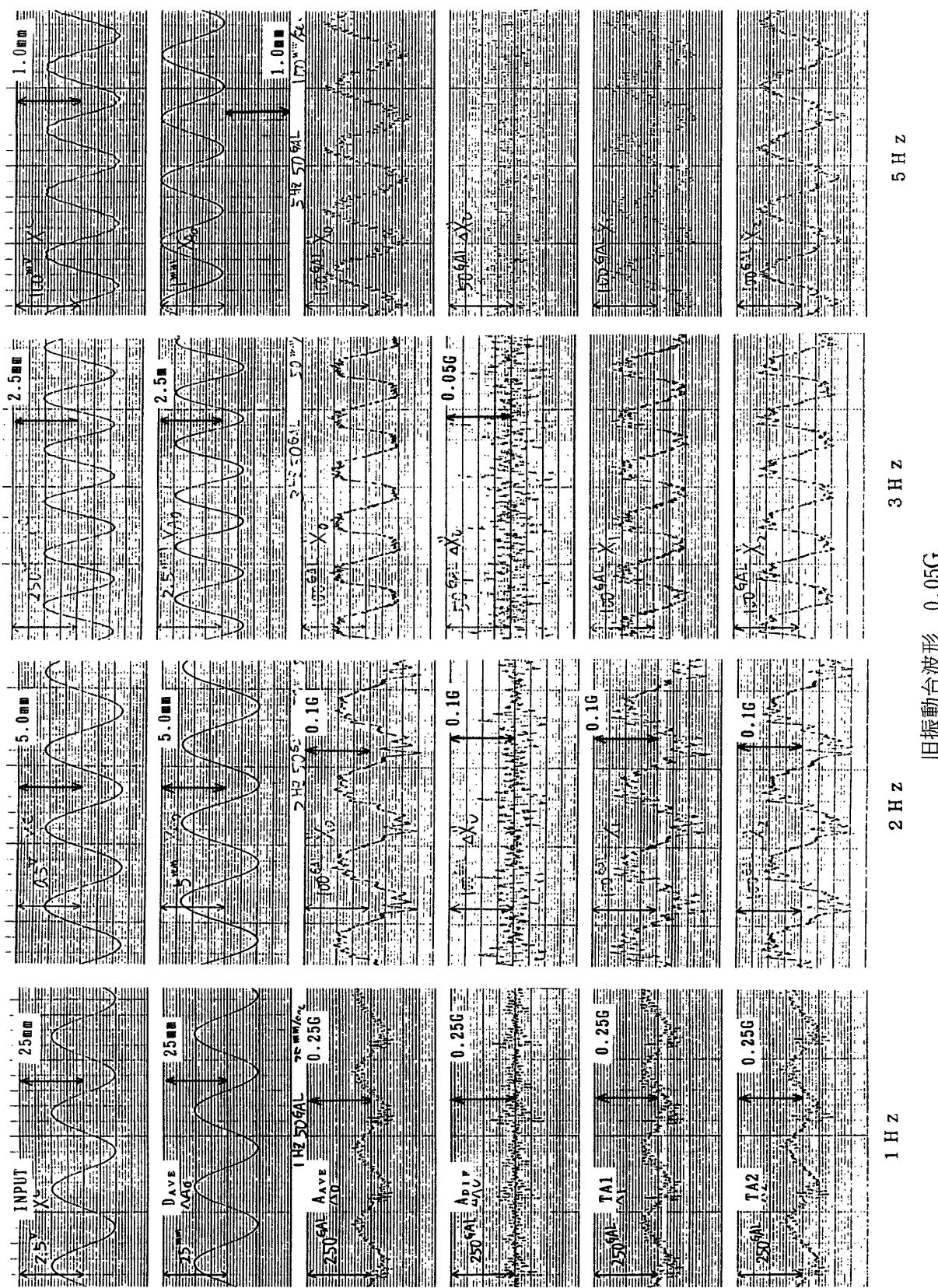
油冷却装置稼働時

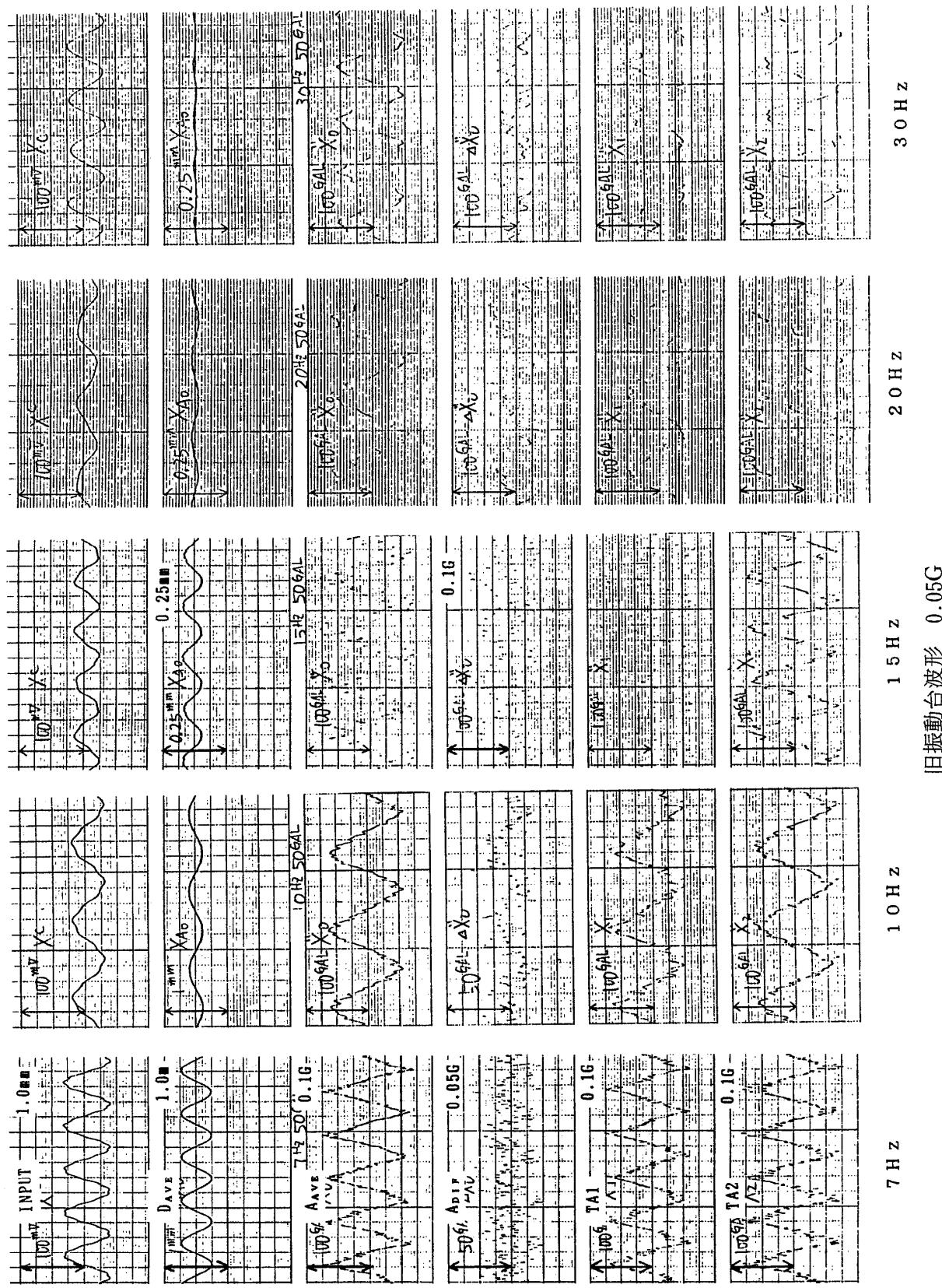
$$\Delta t = \frac{14.3 \times (2.12 - 1.19) \times 10^6 \times T}{860 \times 39700 \times 0.87 \times 0.45}$$

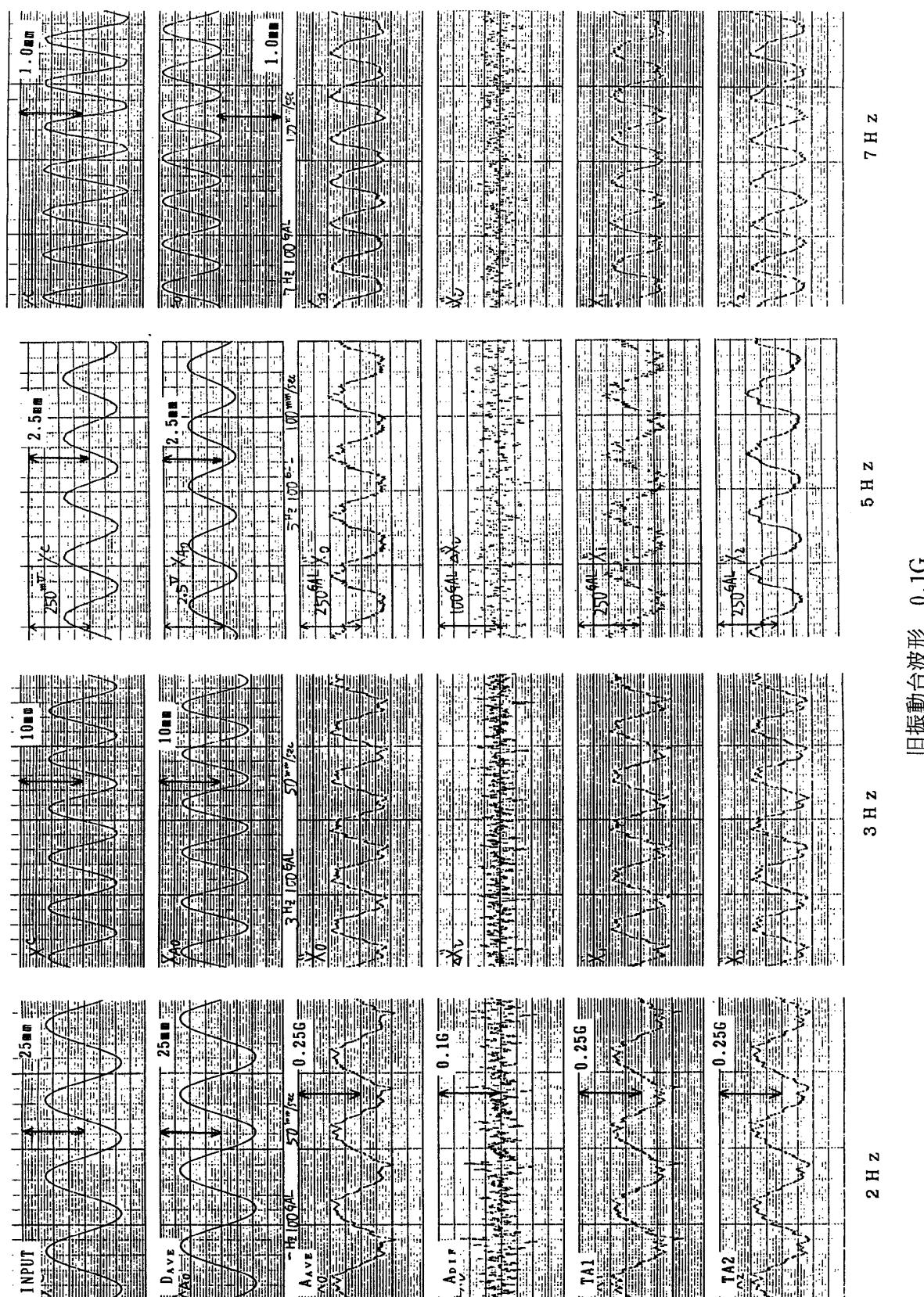
$$= 0.995^\circ\text{C}/\text{min} \times T$$

APPENDIX 6 旧振動台代表波形等









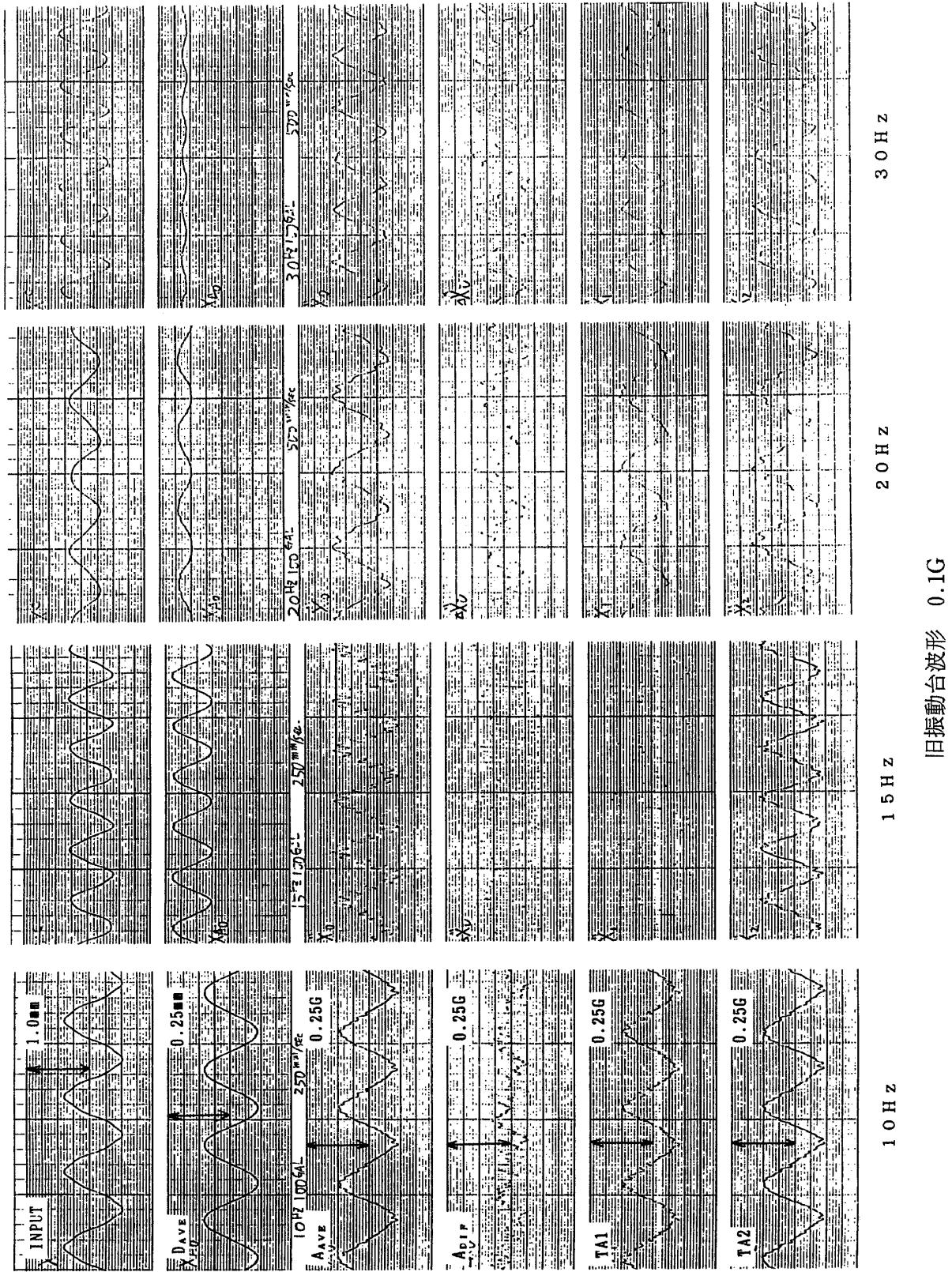
日振動合波形 0.1G

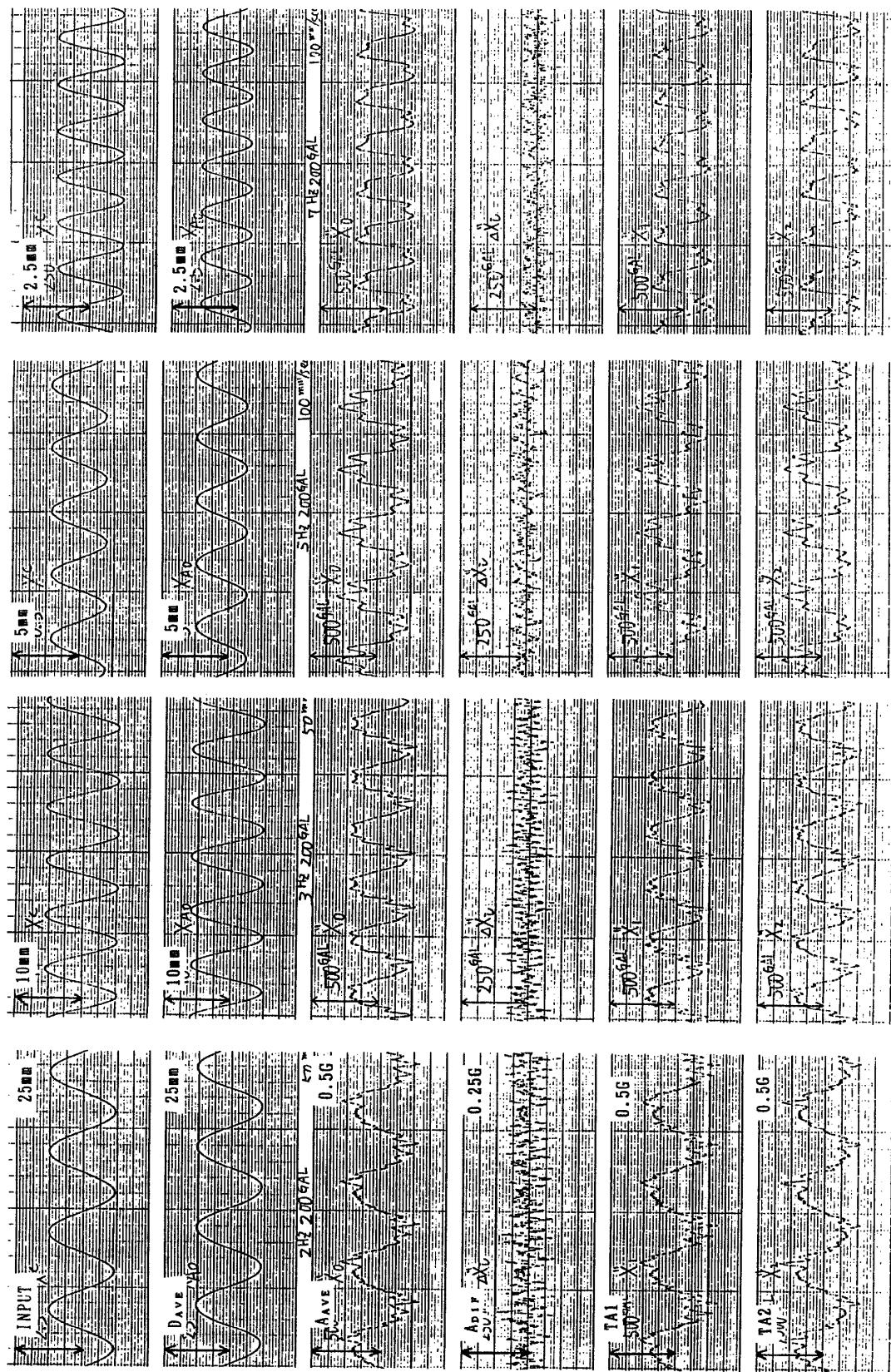
7 H_z

5 H_z

3 H_z

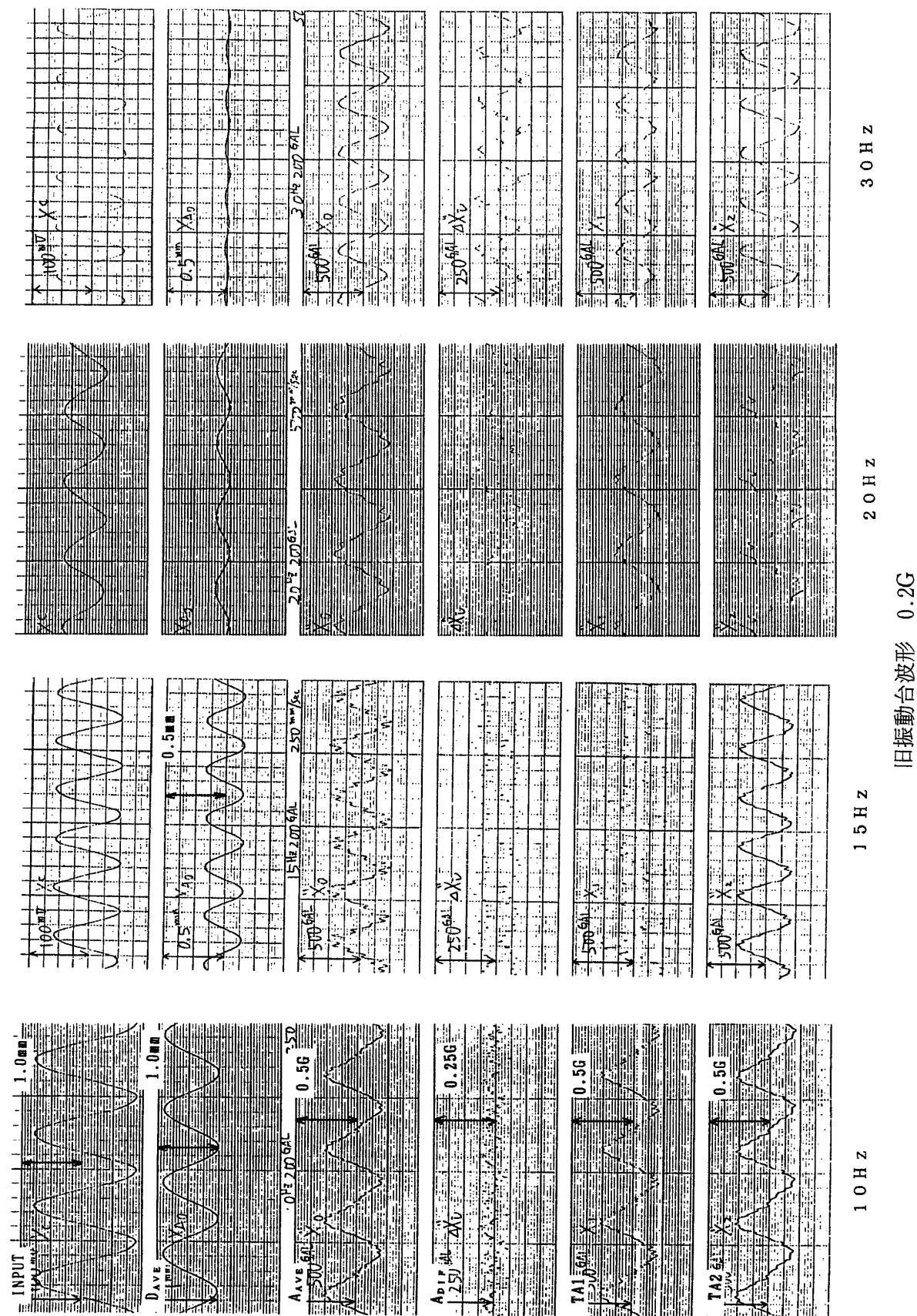
2 H_z

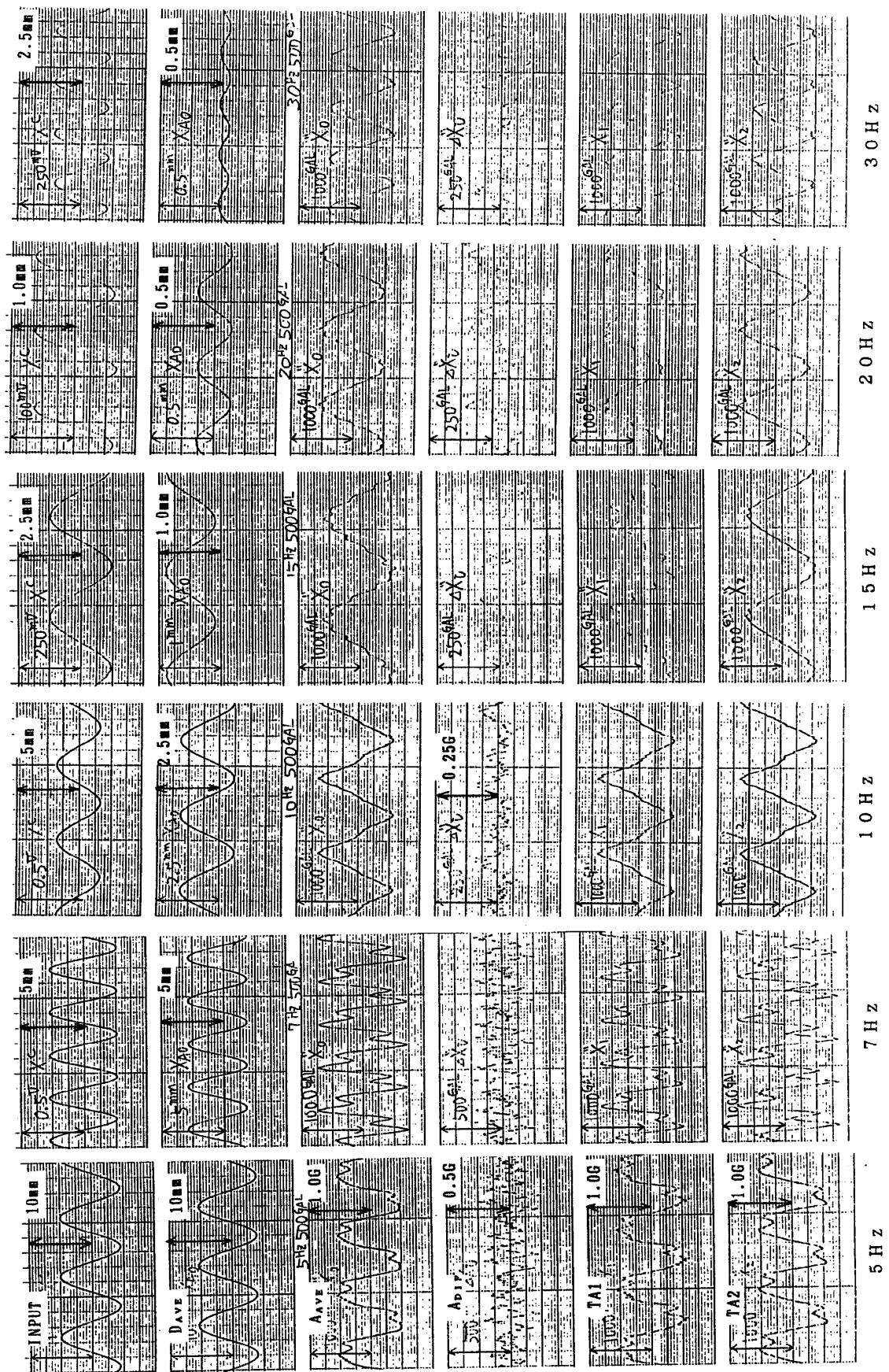




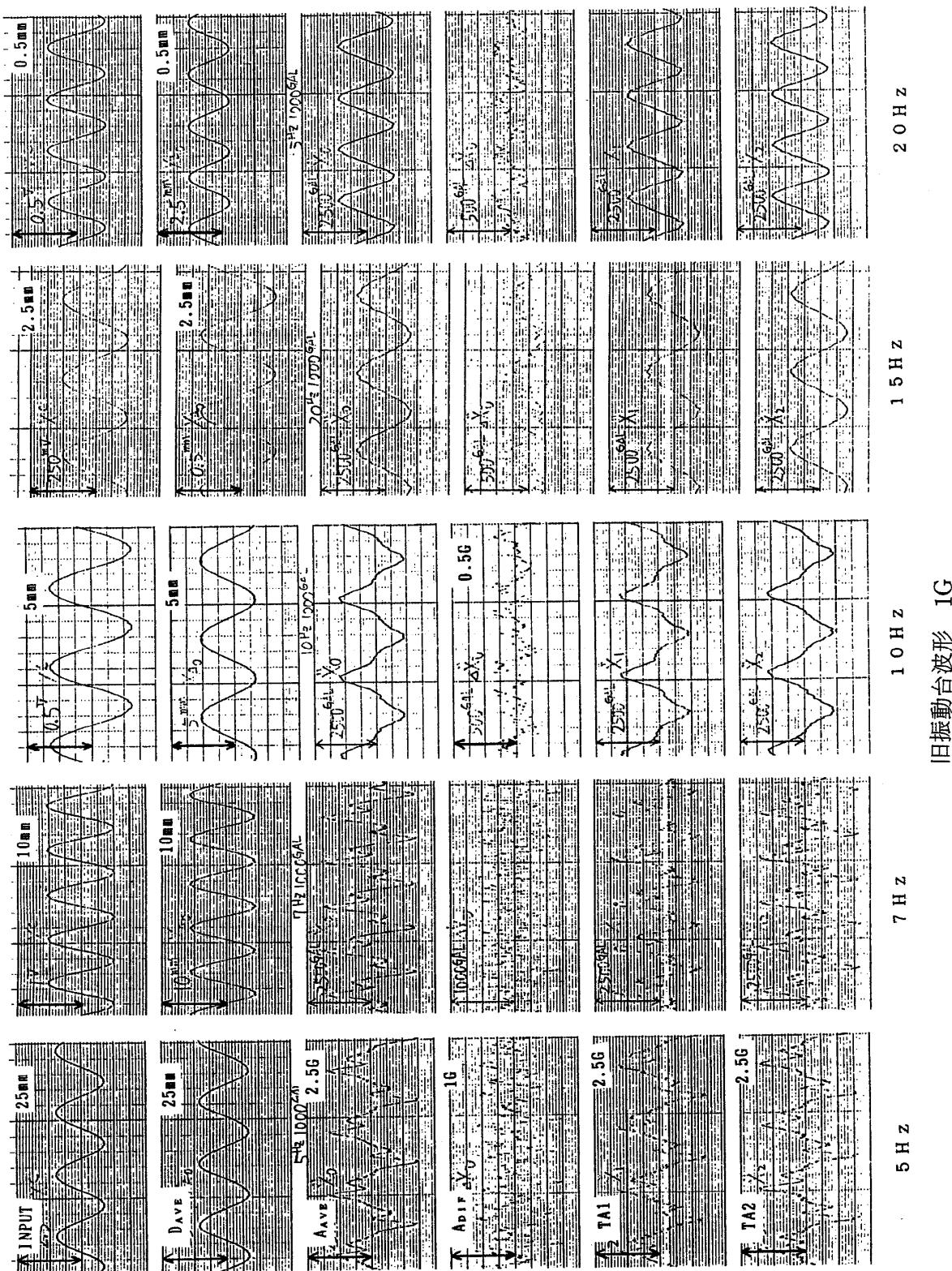
旧振動台波形 0.2G

2 H z 3 H z 5 H z 7 H z

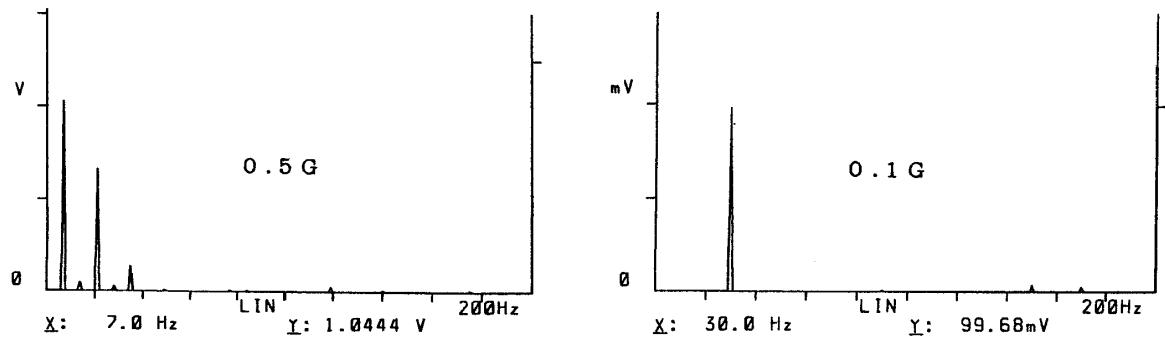
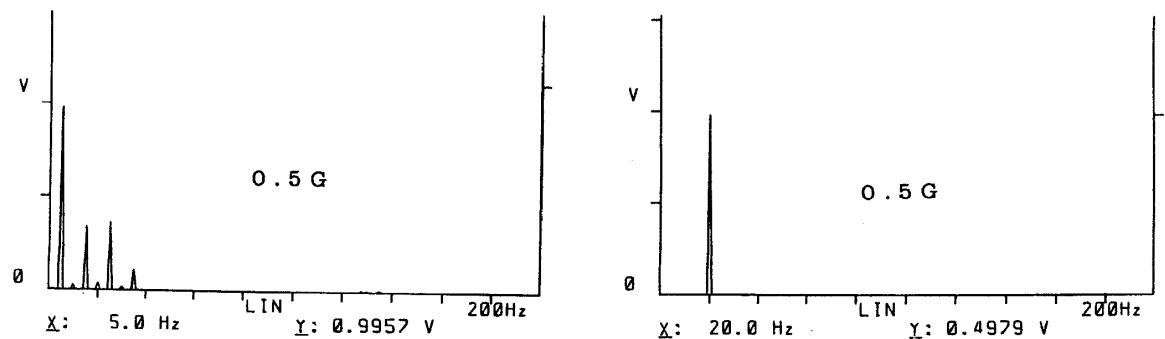
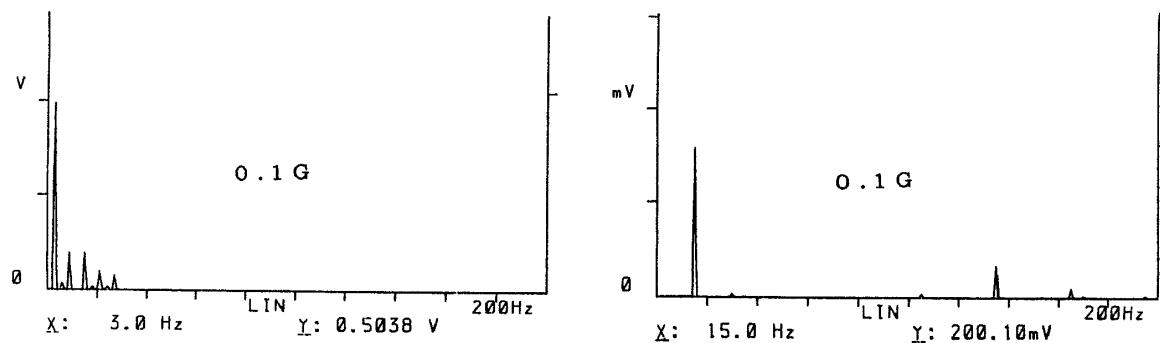
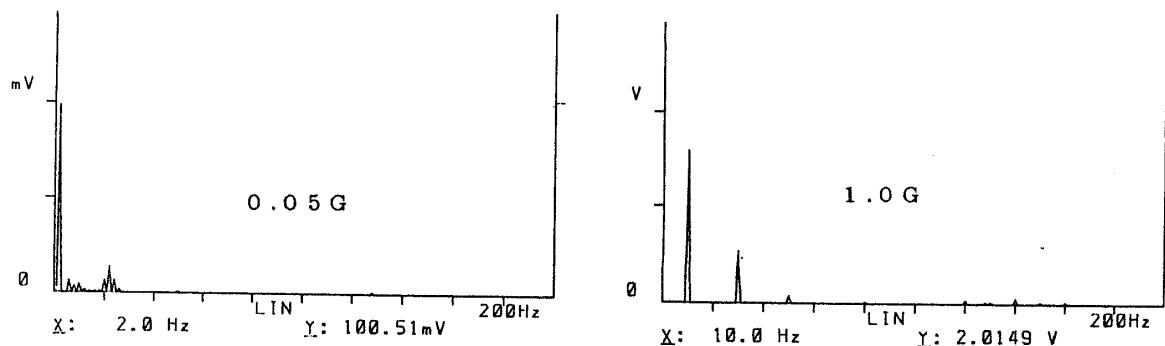




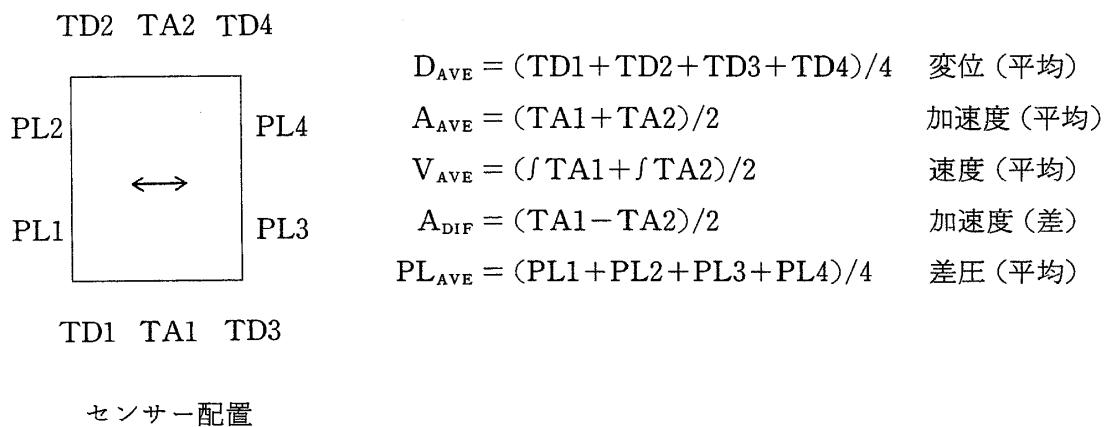
日振動台波形 0.5G

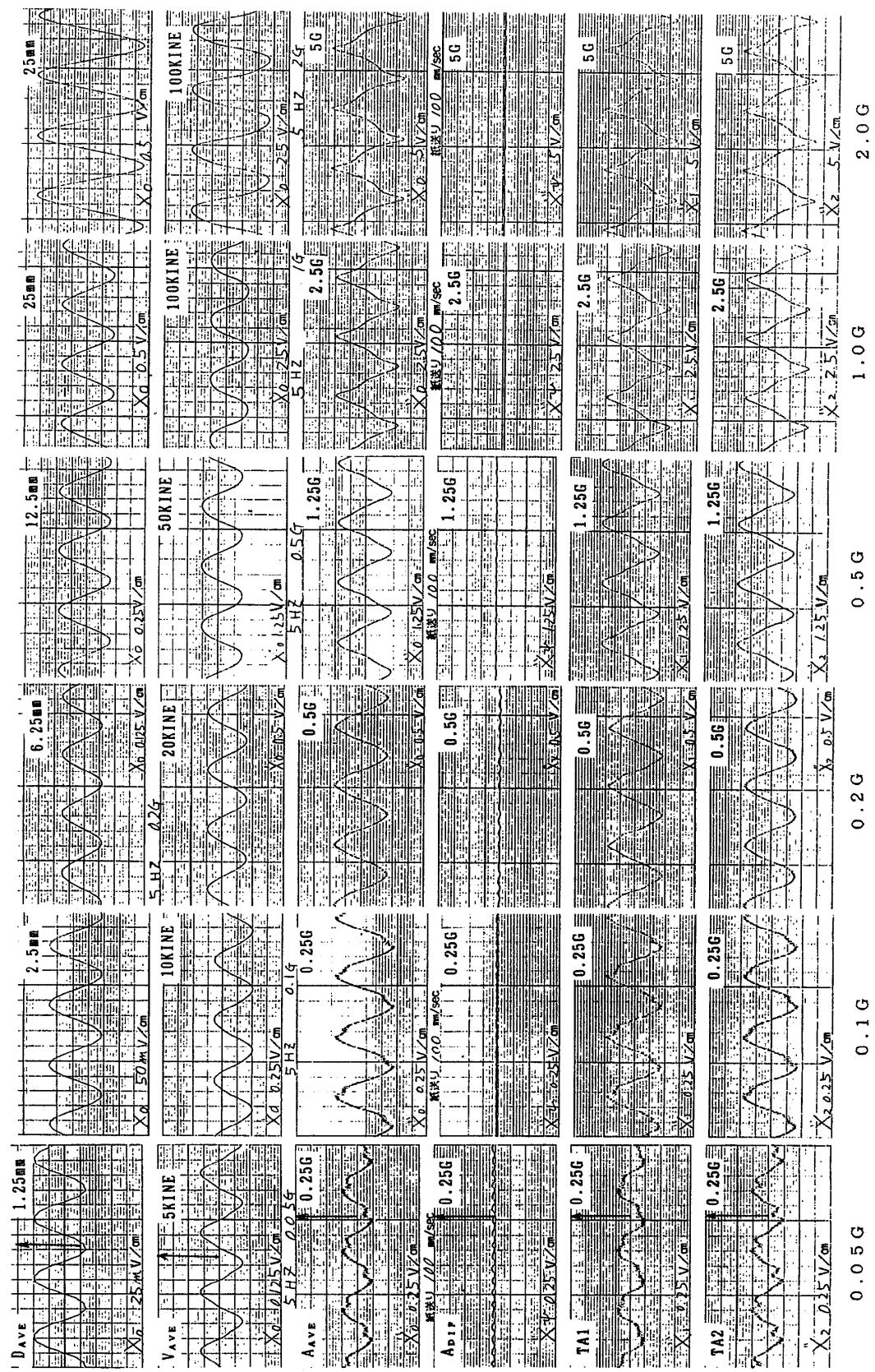


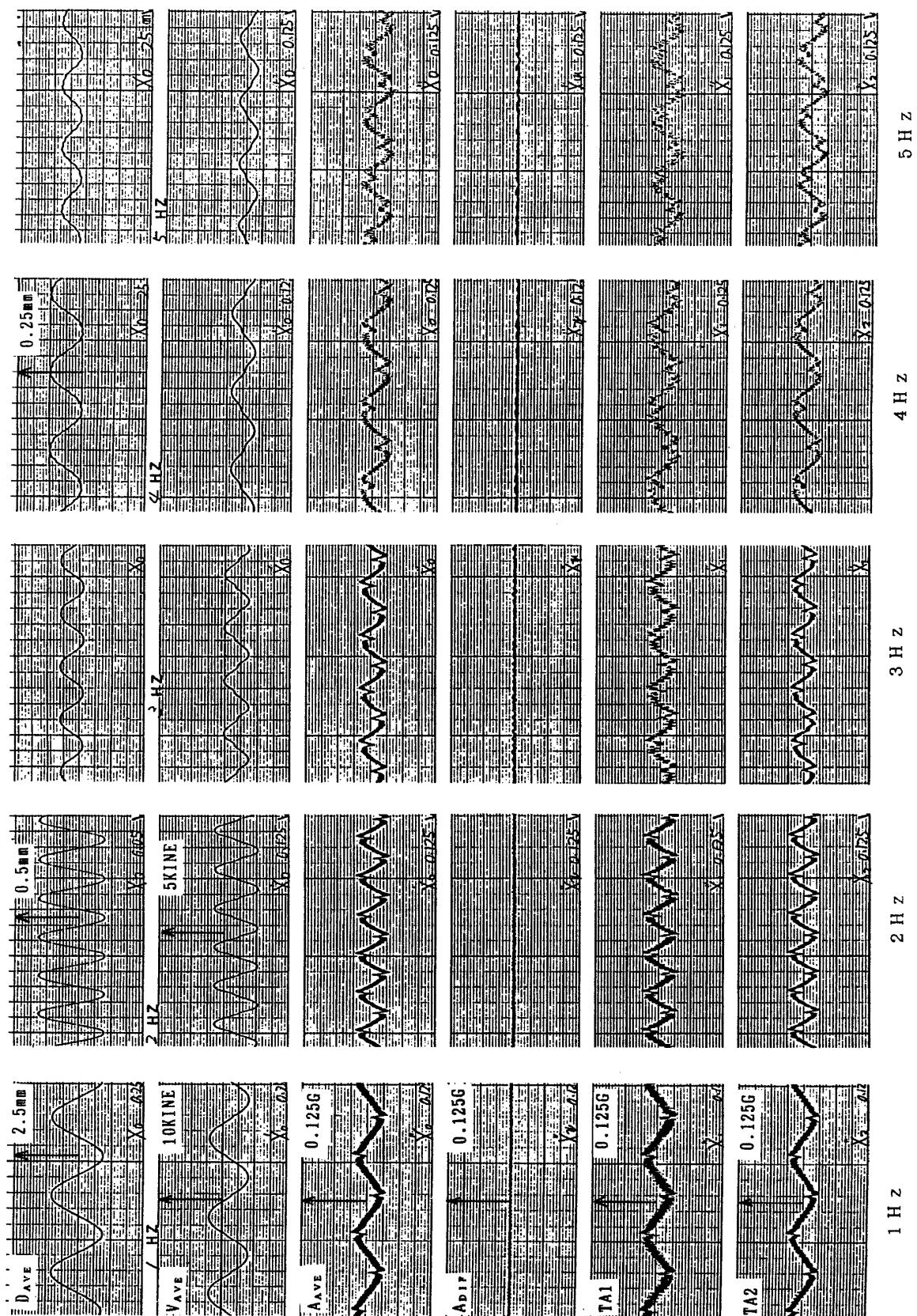
旧振動台代表 FET



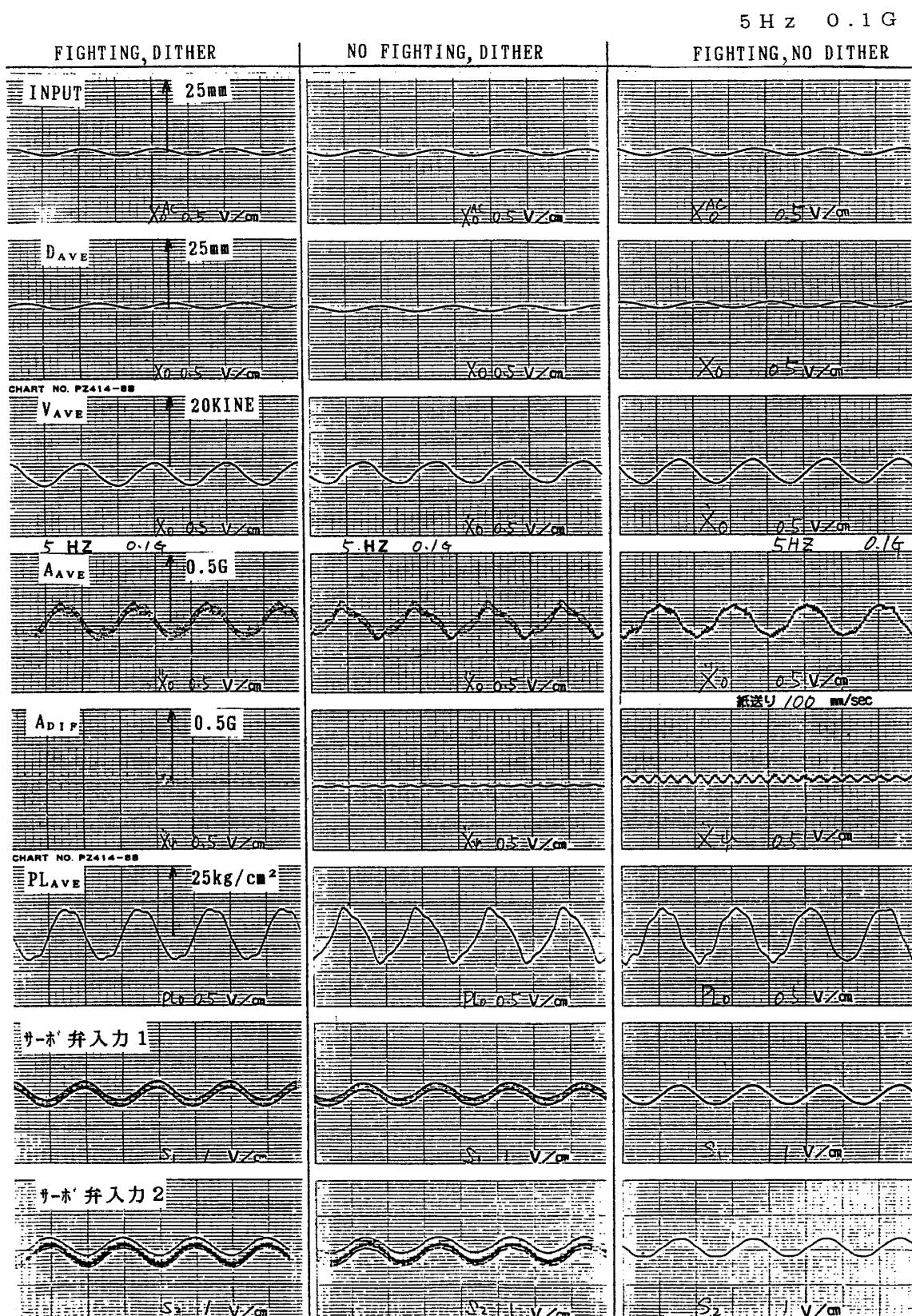
APPENDIX 7 新振動台代表波形等

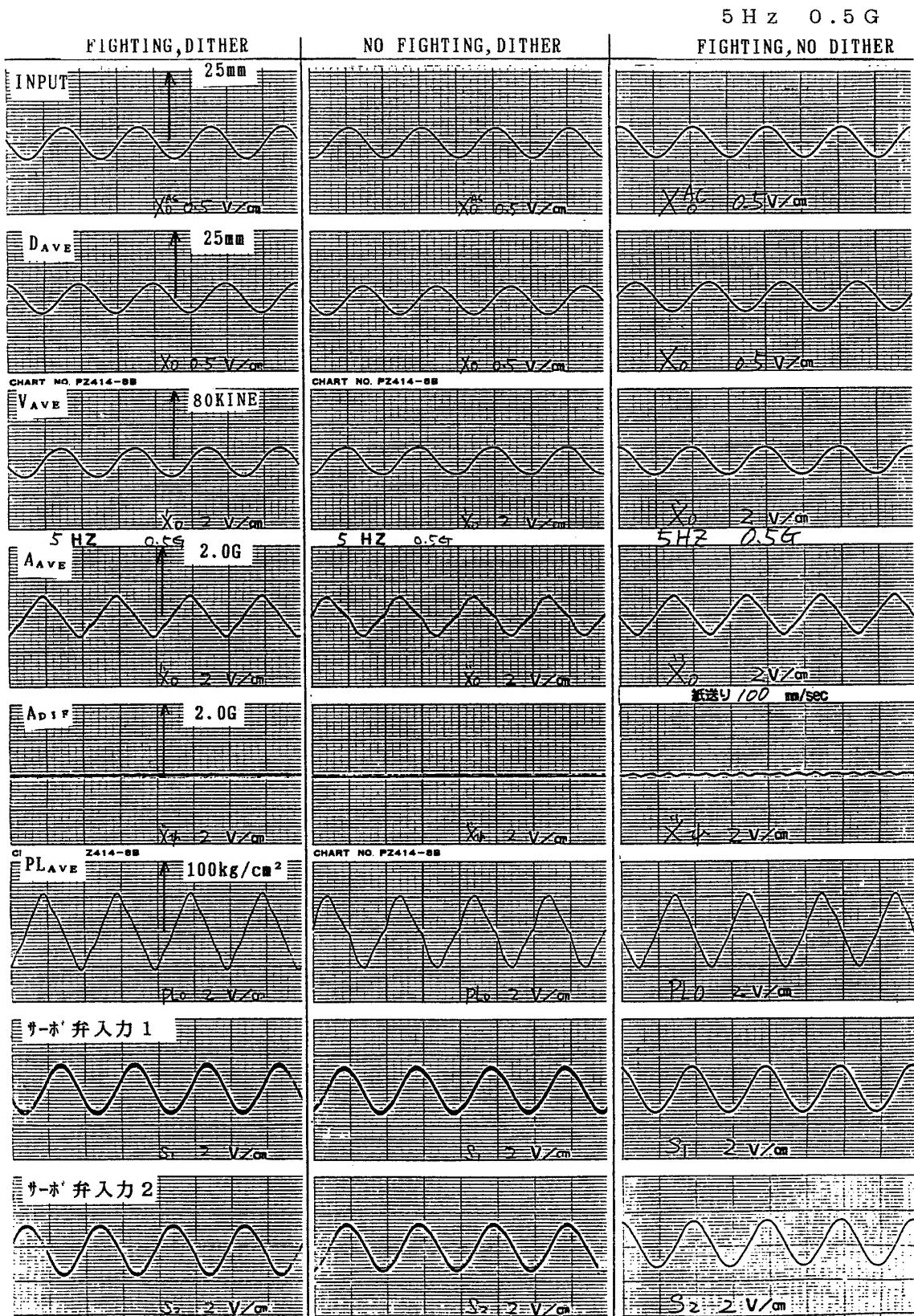




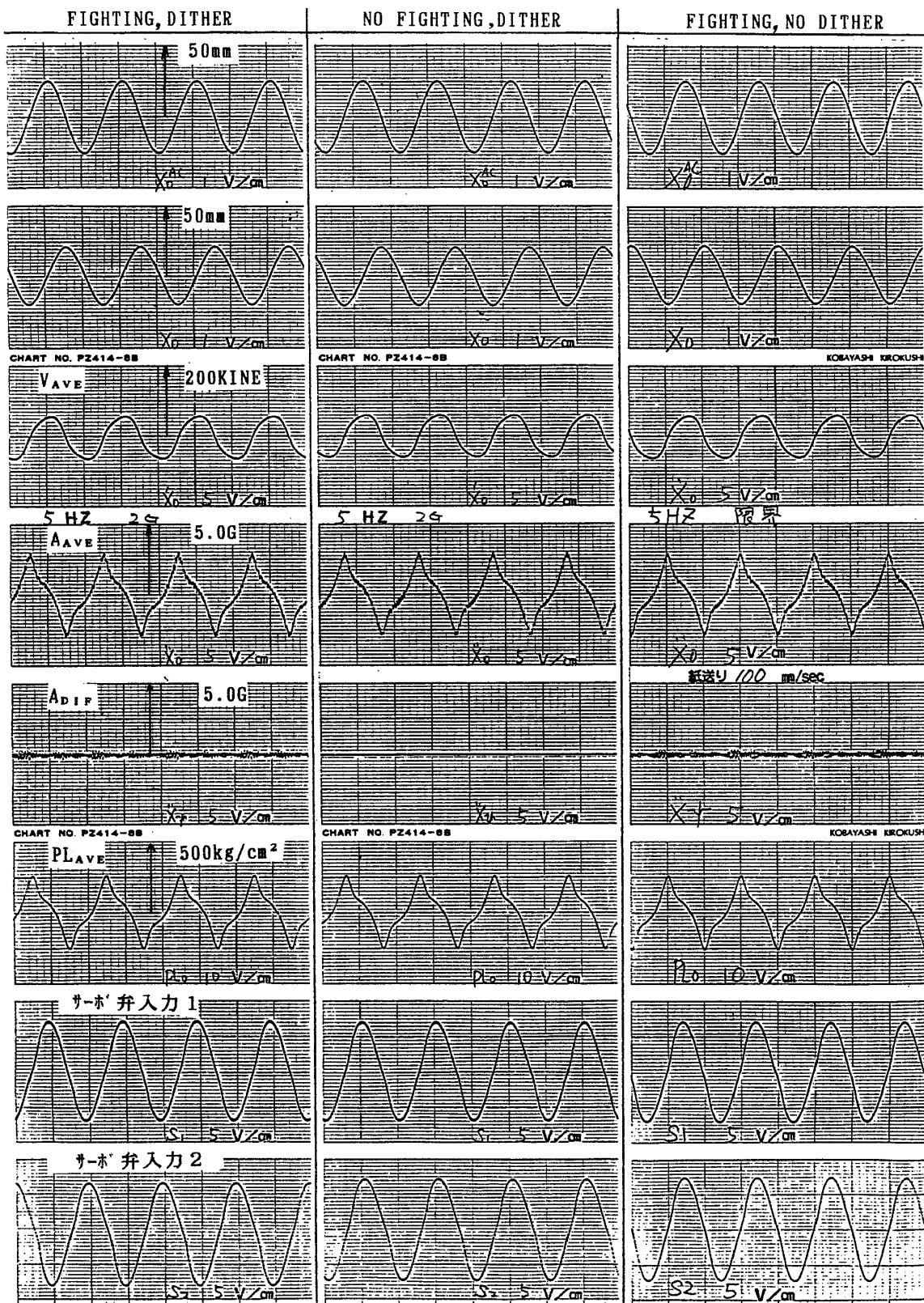


新振動台波形 0.025G

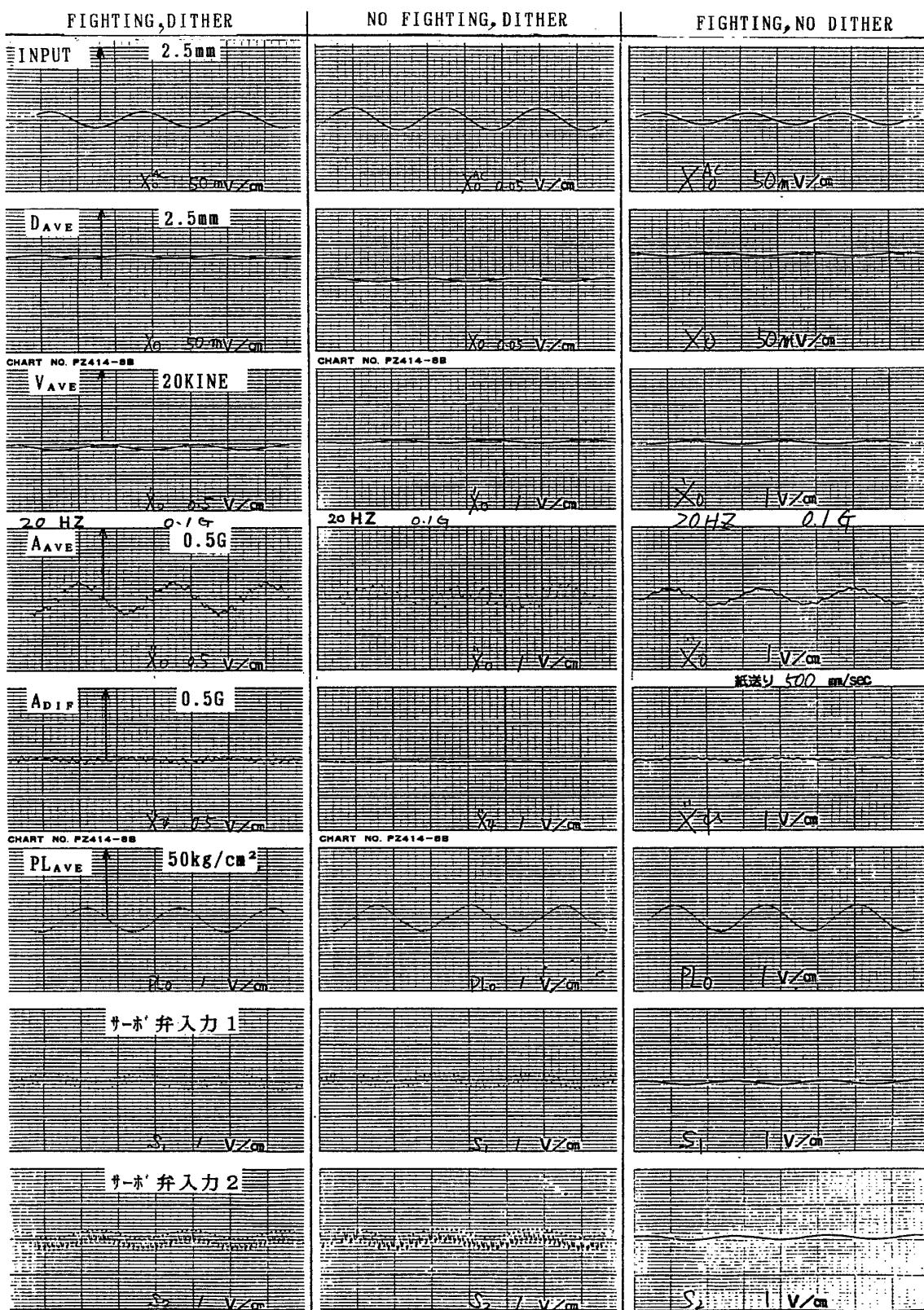




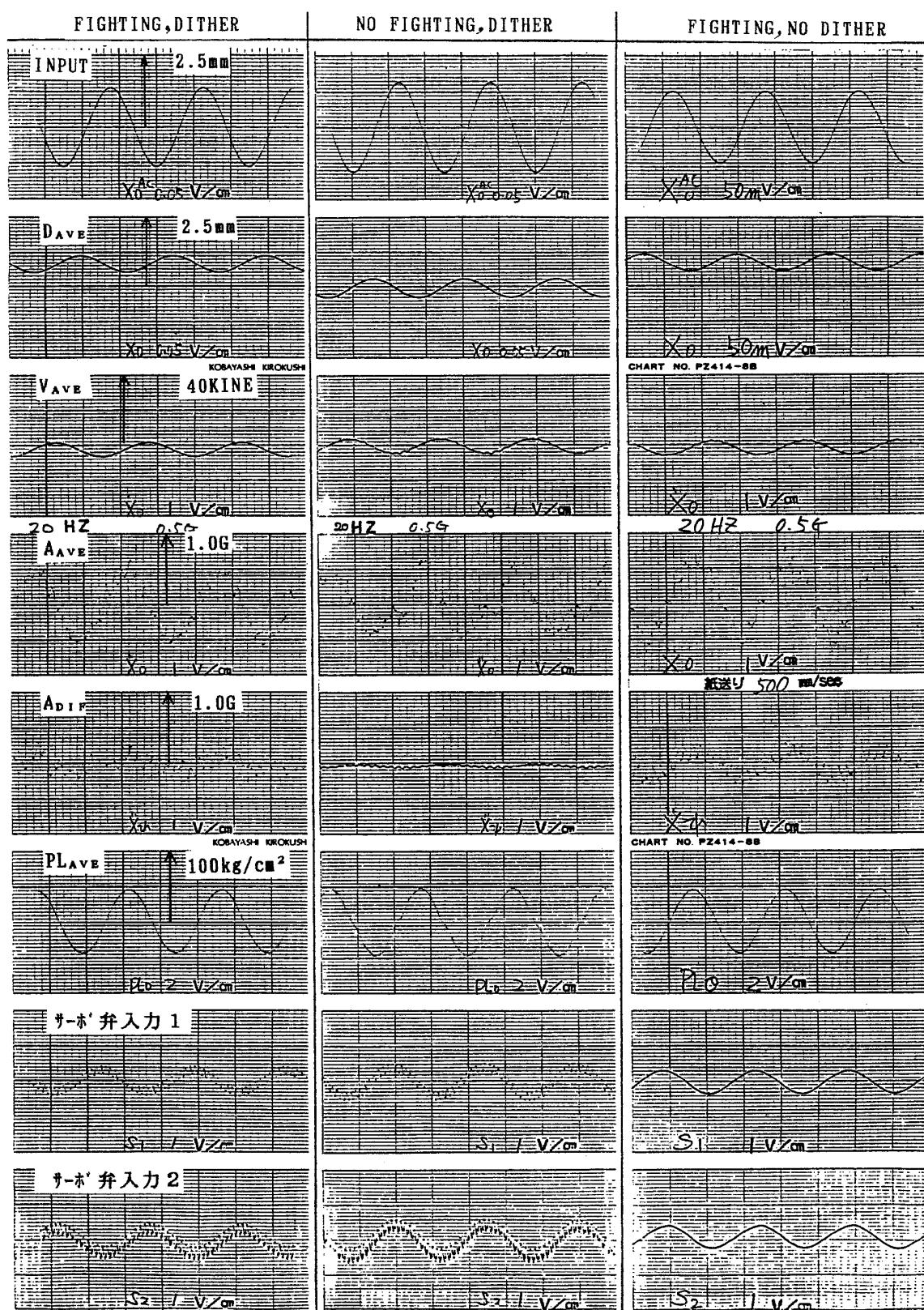
5 H z 2.0 G



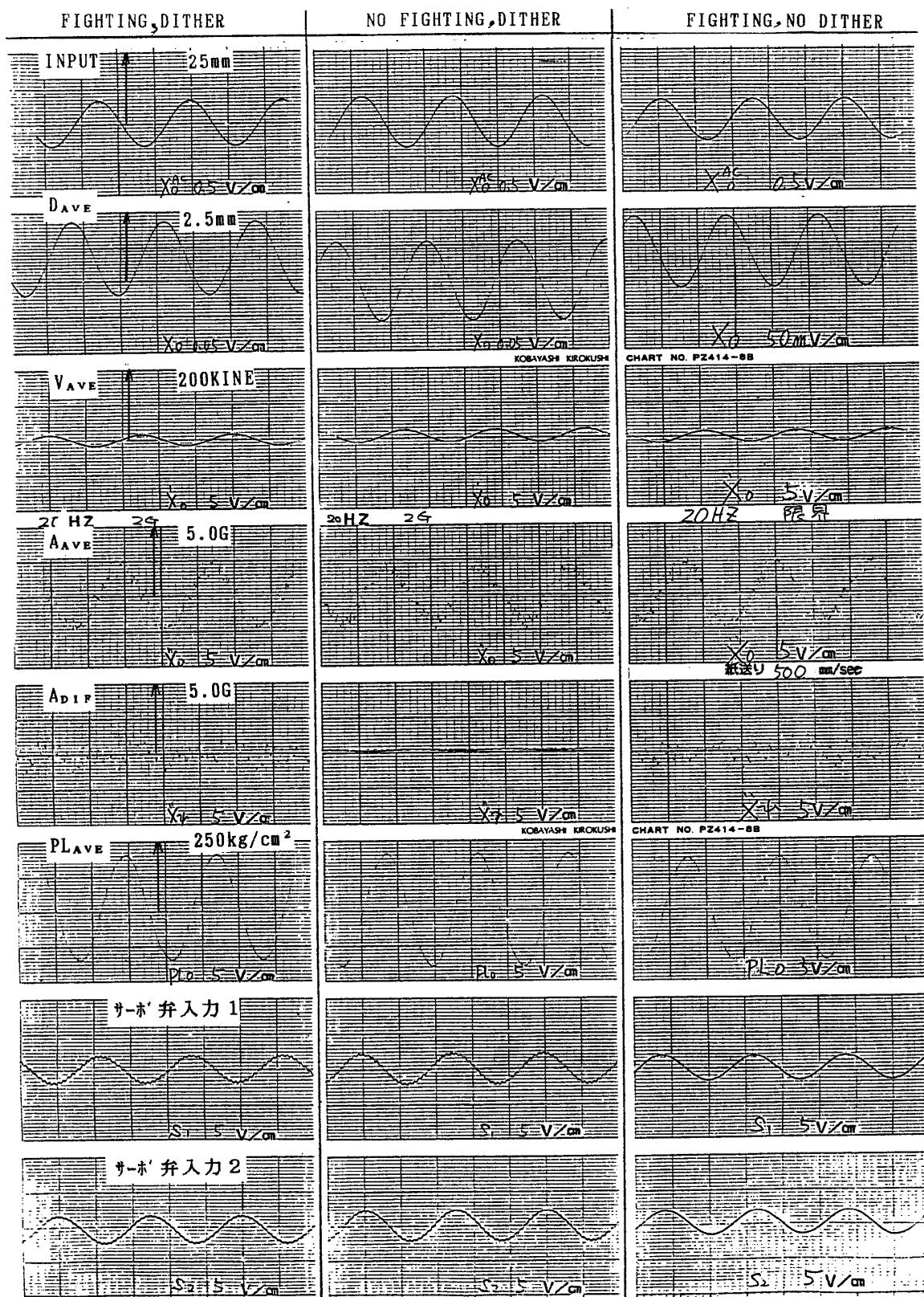
20 Hz 0.1 G

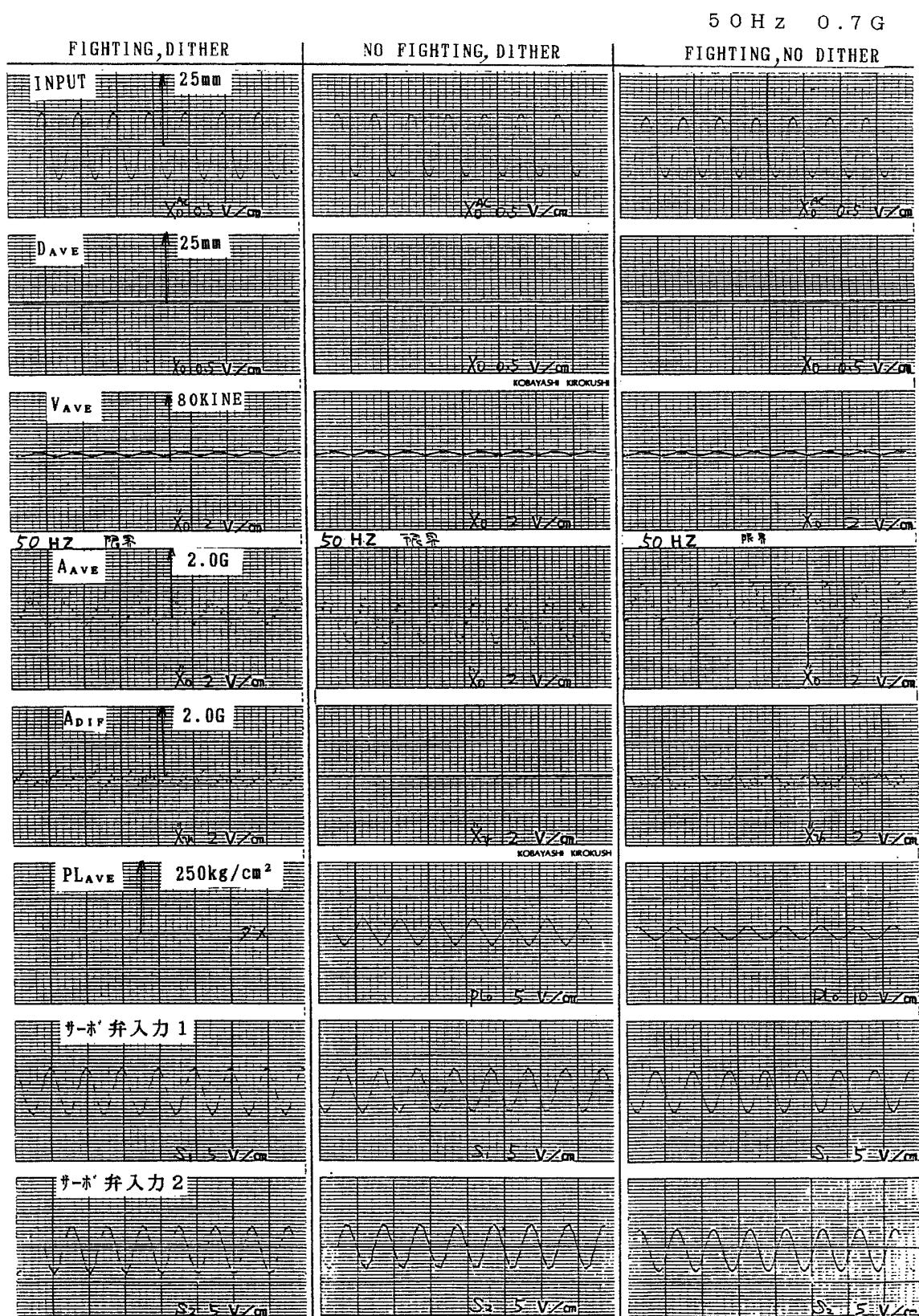


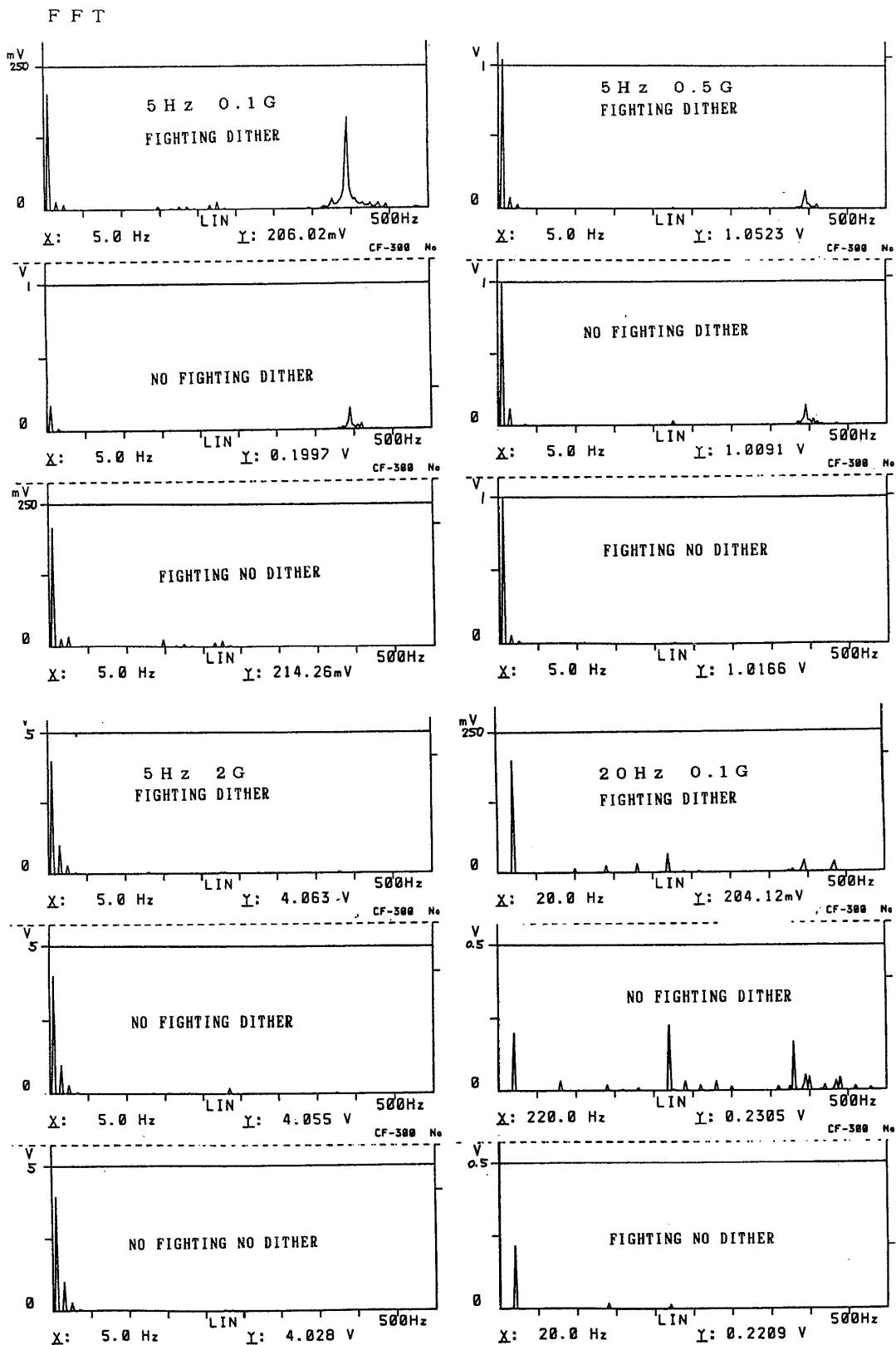
20Hz 0.5G

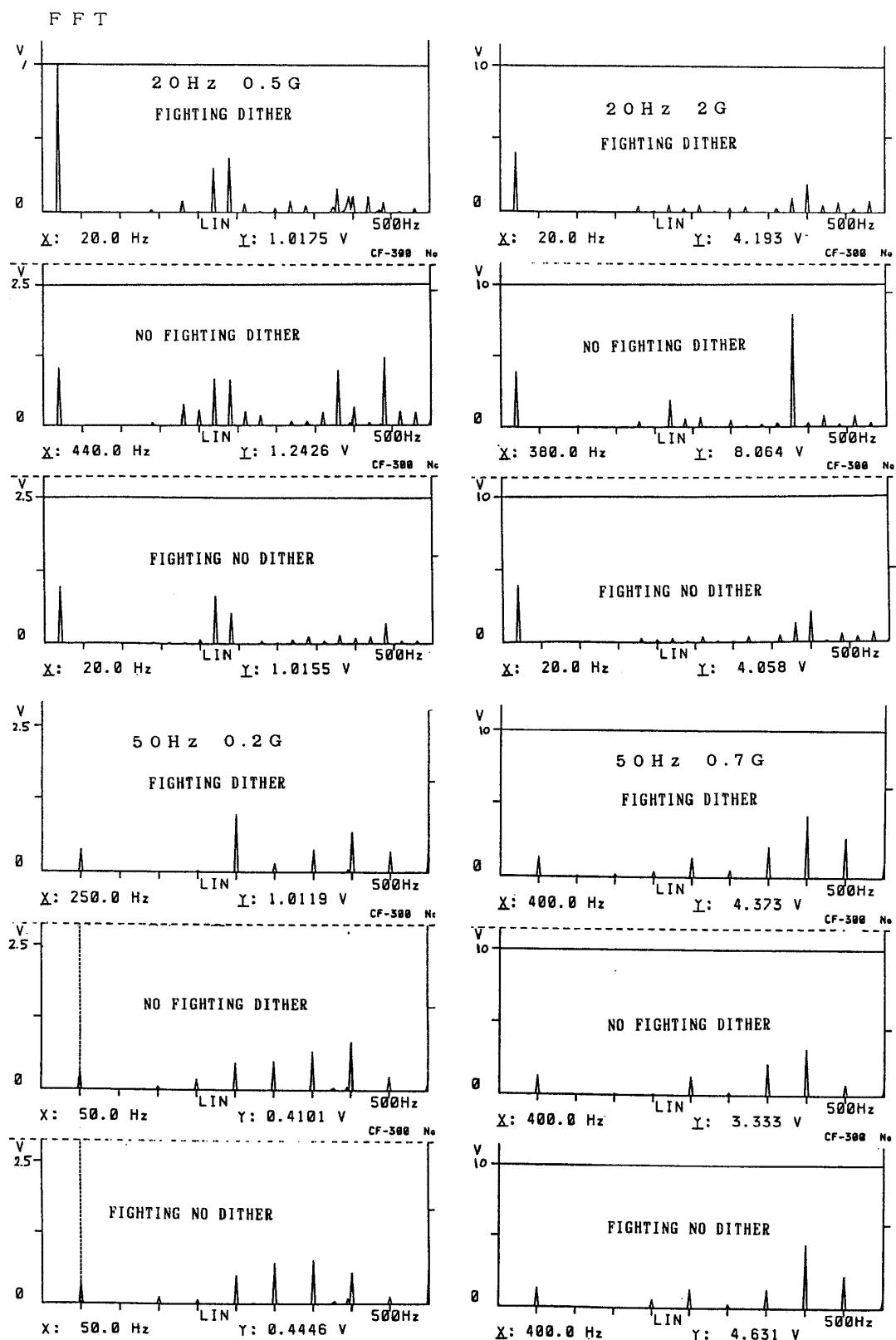


20 Hz 2G



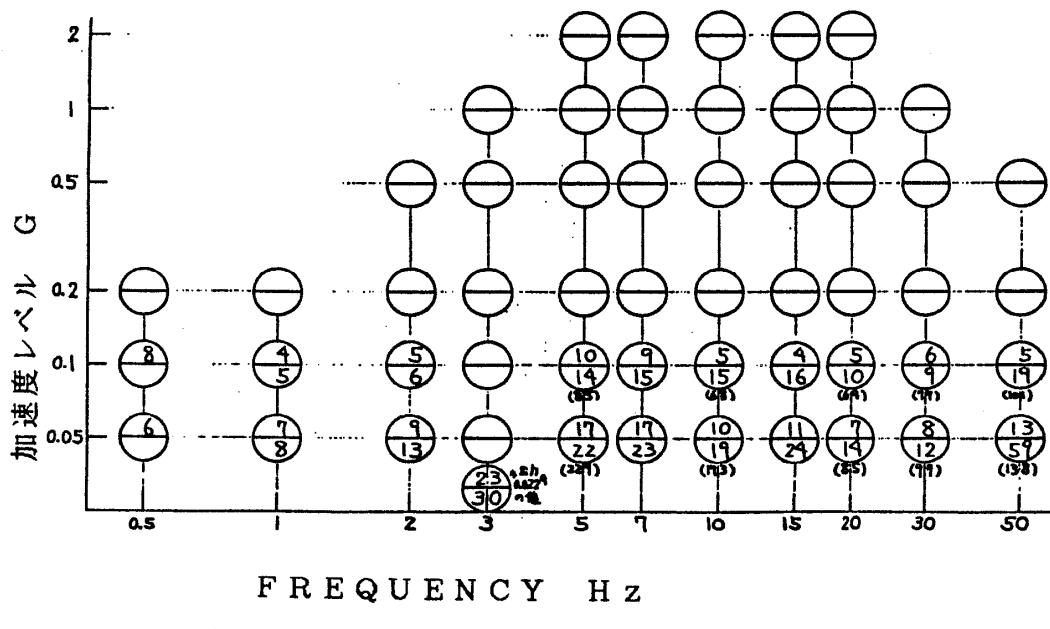
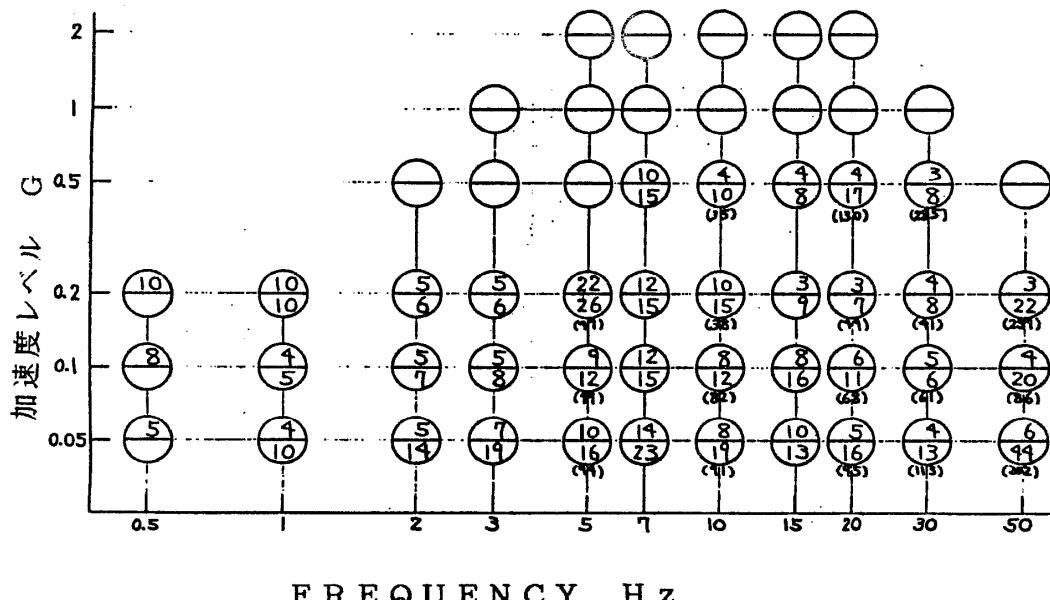


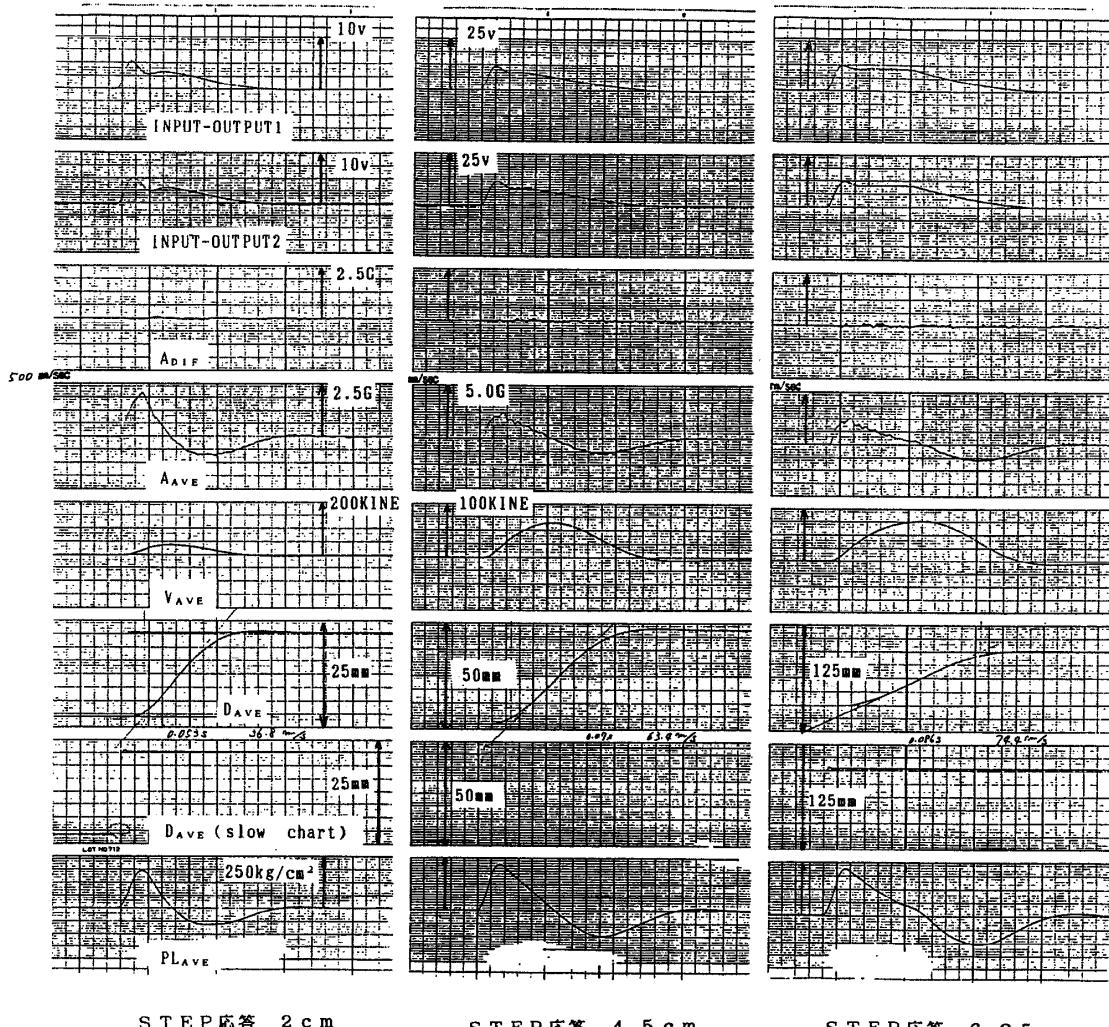




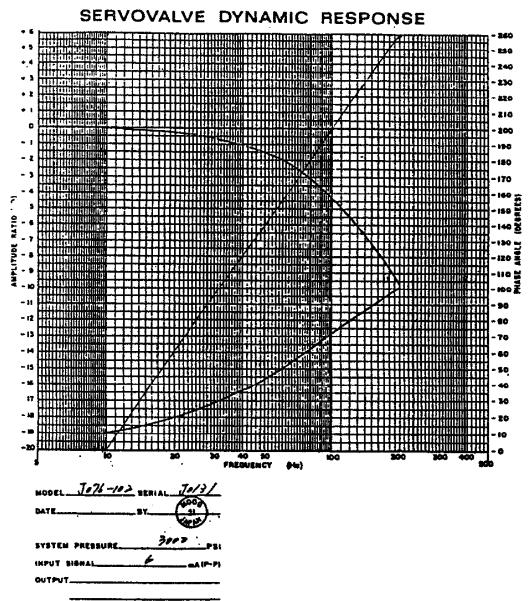
単位: %

⊖の上段: 100Hzまで考慮 ⊖の下段: 200Hzまで考慮 () : 500Hzまで考慮

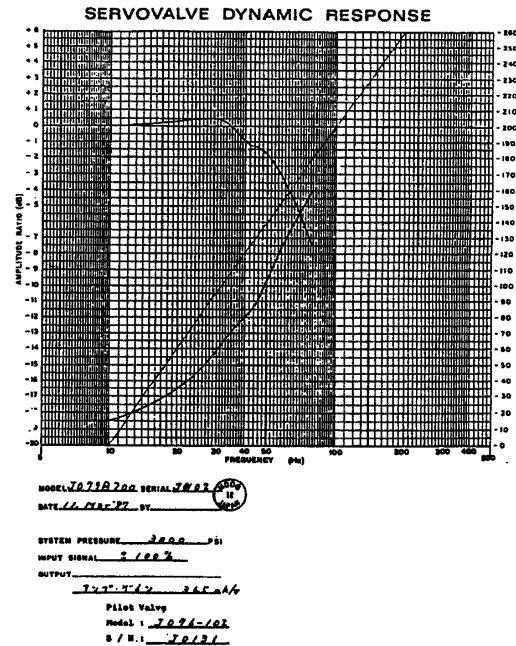




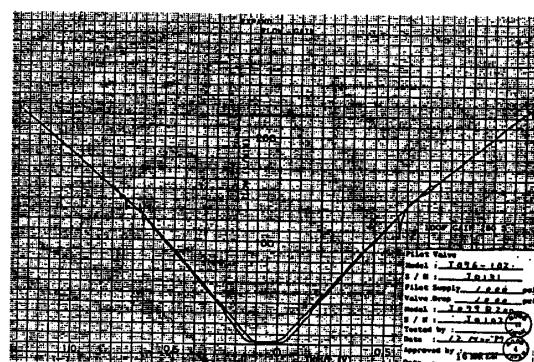
大型耐震実験装置更新報告—箕輪・小川・大谷



初段サー ボ弁特性



サー ボ弁周波数特性



サー ボ弁入力-流量特性