

車両揺動抑制装置の開発

Development of Active Suspension Equipment for Railway Vehicles

車両の乗り心地向上を図る場合には、加振源である軌道の不整をできるだけ小さく抑えることが重要であるが、軌道の保守には多大な労力を要し、その保守にも限界がある。

車両揺動抑制装置は、軌道の不整によって車体に生ずる主に3 Hz以下の揺動を抑えるために開発した。この装置は、車体の振動加速度を検出して、車体支持ばねに併設した複動形空気シリンダの内圧を空気サーボ弁で制御するフィードバック制御方式を採っている。

本装置は、種々のモデル実験を実施した後、実物台車に装備し、振動台による特性確認試験及び惰行動特性把握のための走行試験機による回転試験を実施した。その結果、上下、左右方向の揺動をいずれも従来系の約 $\frac{1}{2.5}$ に低下させることができ、惰行動安定性でも20%ほど向上することが明らかとなった。

神代邦雄* Kunio Jindai
別府 忠** Tadashi Beppu
岩崎文雄** Fumio Iwasaki
岡本誠一** Seiichi Okamoto
掛樋 豊*** Yutaka Kakehi

1 緒 言

今日まで、車両の乗り心地向上を図るために、ばね、各種ダンパ、防振ゴムなどの採用により、車両側でできるだけ振動を抑える工夫がなされてきた。しかし、このような方法による車両では揺動と呼ばれる1.5 Hz付近の上下動、ヨーイングが大きく、最近見直されている低周波数で厳しい乗り心地基準を守ることも非常に難しくなっている。

そこで、車両の揺動を能動的に制御して、従来車の3 Hz以下の動揺を $\frac{1}{2}$ 以下に低減することを目的とした揺動抑制装置

を開発した。本稿ではこの装置の原理、構造、開発経過及び実物台車に装備して各種試験を行なったので、その結果について述べる。

2 制御方式と原理

車両の振動を能動的に制御する方法としては、(1)車体を支持する枕ばねを制御する方式、(2)油圧によるダンパ方式、(3)電磁石による制御方式などがあり、これらのモデル実験及

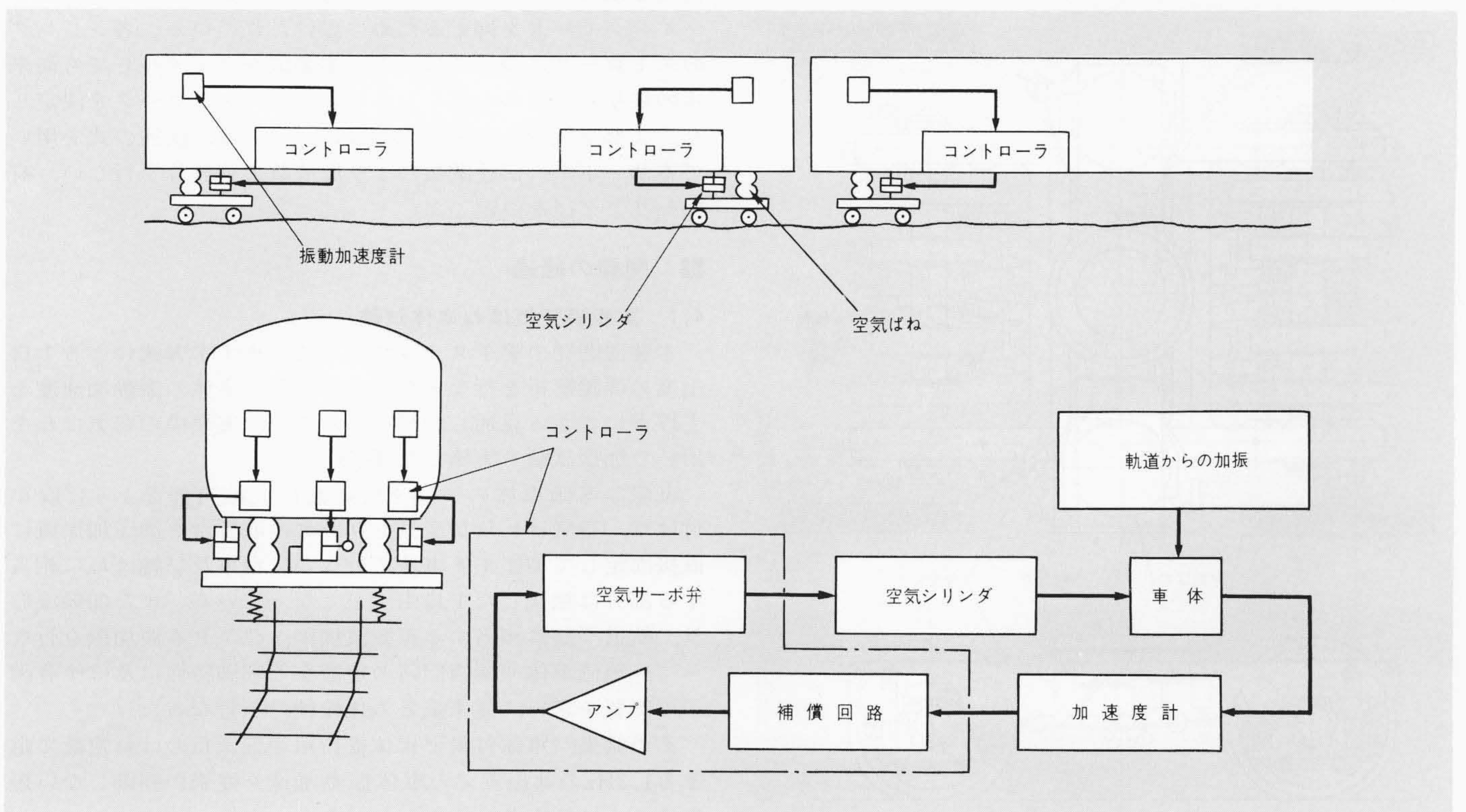


図1 装置の制御系構成 車体の静的荷重は枕ばね(空気ばね)で支持し、振動成分に相当する動的荷重を空気シリンダで制御する。

* 日本国有鉄道車両設計事務所 ** 日立製作所笠戸工場 *** 日立製作所機械研究所

び実車両試験が報告されている^{1)~3)}。
本揺動抑制装置は、以上の方式とは異なり、車体の振動加速度を検出して、車体支持ばね(枕ばね)に併設した複動形空気シリンダの内圧を空気サーボ弁で制御する方式を採用している^{4),5)}(図1)。空気サーボ系を採用した理由には、ブレーキのために空気圧縮機が備え付けられており媒介としての空気が既にあること、油圧サーボのような高い振動数まで優れた特性が必要でなく、更に簡便に構成できることなどによる。
車体の静的荷重は車体と台車との間に設けられた枕ばね(空気ばね)で支持され、振動成分に相当する動的荷重を空気シリンダで制御する方式である。車体に振動が発生すると、車体に取り付けた加速度変換器から出力信号が出され、これは補償回路・アンプによって補償・増幅される。そして、この信号により空気サーボ弁を動かし、空気シリンダに空気を供給して車体の振動を抑える、いわゆるフィードバック制御系が構成されている。

補償回路の最適関数は、最適補償制御理論に基づいて空気の消費量をできるだけ少なくして、かつ車体の振動加速を低く抑えることから求めることができる。この結果、次のような積分要素と二つの位相進み要素で、フィードバック回路の伝達関数 K_b を近似すれば安定で制御性も良いことが分かった。

$$K_b = \frac{K(1 + T_1S)(1 + T_2S)}{S(1 + T_3S)(1 + T_4S)}$$

ここで S : ラプラス演算子
 K : ゲイン定数
 $T_1 \sim T_4$: 時定数

このような関数を選ぶことにより、系の固有振動数付近で

表1 各構成機器の仕様、取付箇所及び員数 台車ごとに制御系を構成し、閉じた系となっている。

機 器 名	仕 様	取 付 箇 所	個数/台車
加 速 度 変 換 器	容量：±1G 応答周波数：20Hz	車 体	3
コ ン ト ロ ー ラ	搬 送 波 方 式	車 体	1チャンネル
空 気 サ ー ボ 弁	ノズルフラップ方式	台 車(枕ばり)	3
上下用空気シリンダ	複動式ダイアフラム形	台車枠と枕ばり間	2
左右用空気シリンダ	複動式ダイアフラム形	台車枠と枕ばり間	1

は加速度フィードバックとして働き、低い振動数では速度フィードバックとして、また高い振動数では加速度フィードバックとして作用する。

3 揺動抑制装置の構成機器

先に述べた各構成機器の仕様と員数及びその取付箇所を表1にまとめた。同表のうち、台車に装備した空気サーボ弁と上下用、左右用の各空気シリンダの取付状況を図2に示す。
空気サーボ弁は、補償回路、アンプを経た信号を受けて単体ごとに、上下、左右の各空気シリンダの給排を行なうものであり1台車当たり3個必要である。したがって、上下、左右の空気シリンダごとに単体に配管、配線を行なうことは繁雑となるので、ユニット化して台車の枕ばり下面に設けた。
空気シリンダは、1台車当たり上下方向に二つ、左右方向に一つ取り付けて、それぞれに対応する位置での車体加速度を検出して、それぞれ独立に制御する方式となっている。上下方向の空気シリンダは、純上下動及びローリングモードを抑えるためのものであり、左右方向の空気シリンダは主にヨーイングモードを抑えるために設けられている。各シリンダのストロークについては、万一本装置がフェイルしても従来車の乗り心地よりも悪くならないようにストロークを決定した。また空気シリンダの有効径については、前述の式を用いて本サーボ系の伝達関数により周波数応答計算を行ない、有効シリンダ径を決定した。

4 開発の経過

4.1 実規模空気ばね単体試験

本装置開発の第1ステップとして、まず本方式による1自由度の理論解析を行なった。その結果、車体の振動加速度を $\frac{1}{5}$ 以下にできる見通しが得られたので、実規模の空気ばねを用いた加振試験を実施した(図3)。
実験は等価車体の一端を縦定盤に回転可能なように取り付けて、空気ばね及び空気シリンダの取付台を油圧加振機に直接固定して加振する方法で行ない、台車及び軸ばねに相当する部分は無視した1自由度系となっている。また加振波形は、軌道不整に相当する正弦波加振、ランダム波加振を行なって、等価車体や補償回路の定数など制御特性に及ぼす各因子の影響を求め、従来系との比較検討を行なった。

その結果、車体質量と車体支持用空気ばねのばね定数で定まる1.3Hzの共振点での車体振動加速を従来の制御しない振動系の $\frac{1}{2.2}$ に低下させることができた。

4.2 $\frac{1}{5}$ スケールモデル実験

次に、4本の油圧加振機を用いた $\frac{1}{5}$ スケール車両の加振実験を行なった(図4)。車体の全長は4.2mと実車の約 $\frac{1}{5}$ 、横幅は1.1m、車体質量は1tであり、車体枠内に積載した死荷重

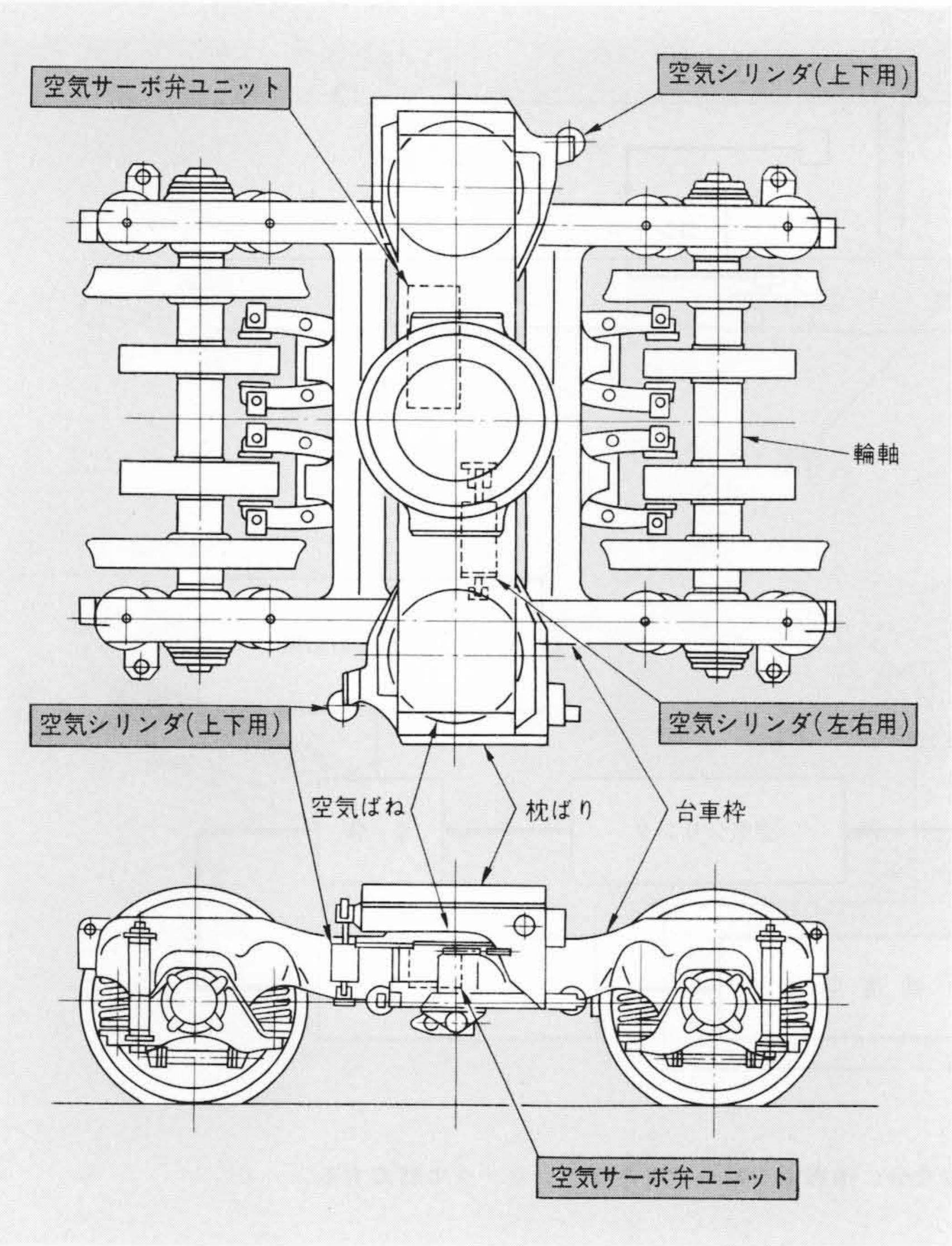


図2 装置の台車へのぎ装 枕ばりの下面に空気サーボ弁ユニットを、台車枠と枕ばりの間に上下、左右方向の各空気シリンダを設置している。

の質量(20kg×32本)の移動と車体を支えている4本のコイルばねを適切に選定することにより、各方向の振動モードに対する固有振動数を実車並みに調整している。なお、4本のコイルばねはそれぞれ対応する油圧加振機に直接取り付けられているので、軸ばねを無視した系となっている。

加振としては、4本の油圧加振機を制御することにより、上下、ピッチング、ローリング、ヨーイングの各モードのほかにこれらの連成モード、ステップ変位加振などを行なった。

上記のような種々の実験を行なった結果、各方向の揺動を制御することにより従来の約 $\frac{1}{3}$ にすることが可能となり、上下方向と左右方向空気シリンダの相互干渉による悪影響も全く見られなかった。

また、本モデルに台車を履かせ、軸ばねを追加した系に改造して同様な加振試験を行なった。その結果、一次のモードに対しては同様の効果が得られ、高周波数の二次のモードに対しては従来系と変わらない結果が得られた。

5 実物台車による各種試験

5.1 実物台車振動台試験

以上の模型実験によって、本システムの基本的な特性確認ができたので、実物台車に本装置を装備して種々の実験を行なった。その一つが日立製作所の研究所に設置されている電気油圧式20t振動台を使用した加振試験である(図5)。

5.1.1 試験装置

20t振動台の主な仕様を表2に示す。この振動台にH鋼の枕木を介してレールを固定し、その上に台車を設置した。車体質量11.7t(特急電車空車相当)、ローリング慣性半径158cmとなるように荷重を積載した等価車体は、心皿で台車に結合され、一端はユニバーサル継手で把握装置に取り付けられている。

使用した台車は、アンチローリング装置、大径心皿及び枕ばねには空気ばねを使用している特急電車用付随台車である。制御機器は、実物車両をベースに仕様決定を行ない、空気サーボ弁についても模型実験に使用したものから特性向上を図ったものを用いた。

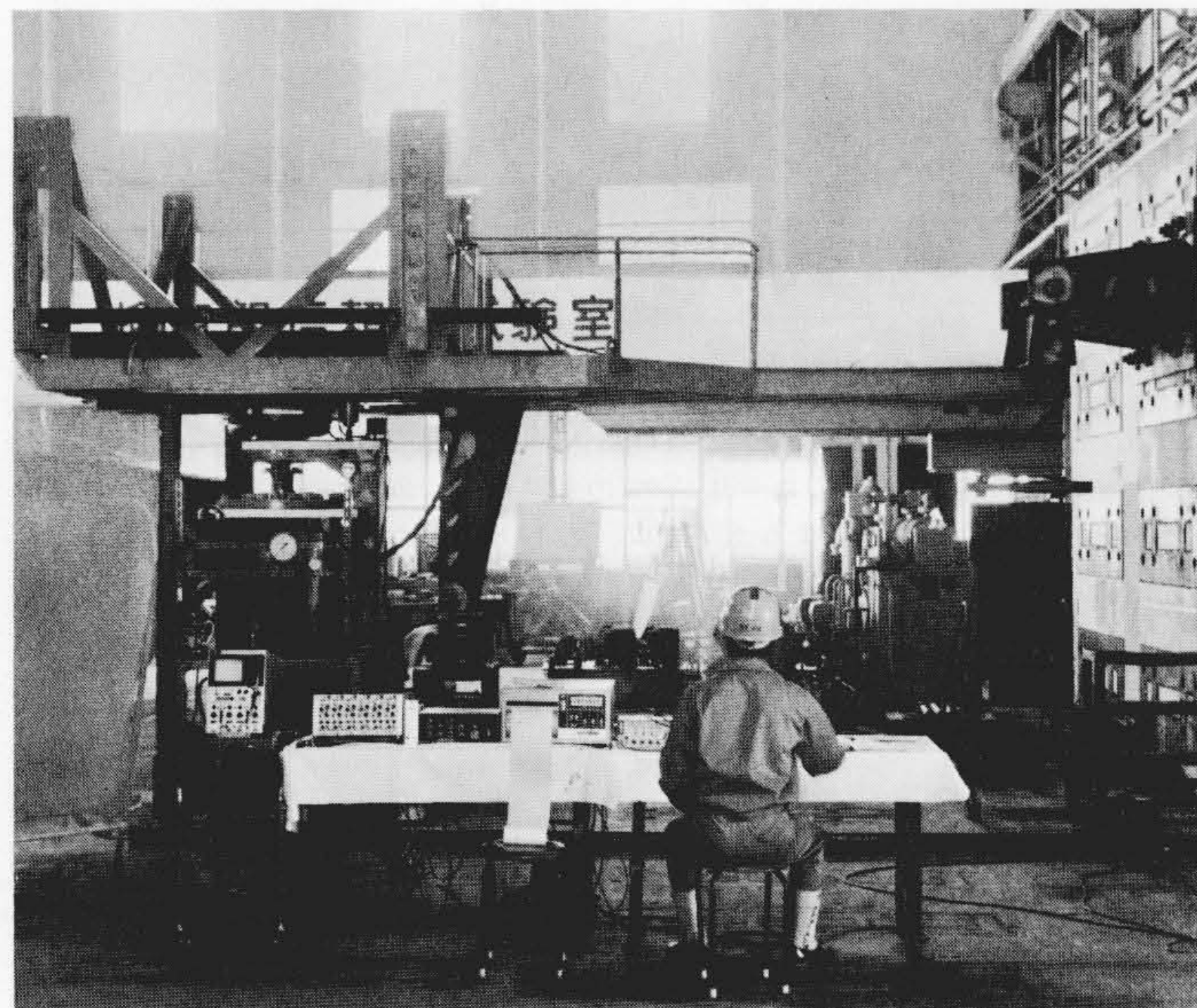


図3 実規模空気ばね単体試験 実規模の空気ばねを用いた上下方向の試験を行ない、1.3Hzの共振点での加速度を従来系の $\frac{1}{2}$ 以下にすることができた。

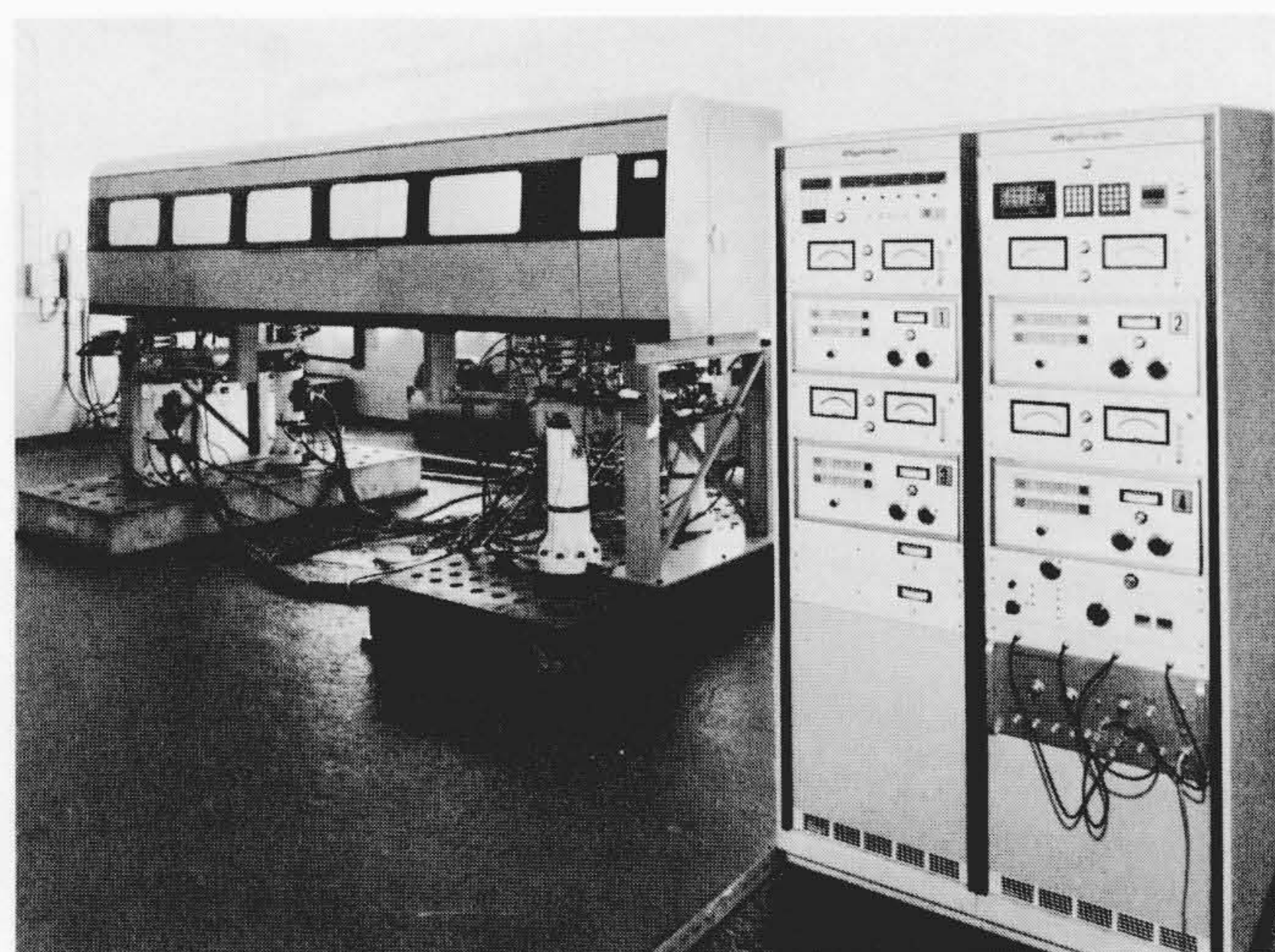


図4 $\frac{1}{3}$ スケールモデル実験 本写真は、軸ばねを無視した枕ばねだけの1車両モデル試験装置を示している。枕ばねに対応する4本の油圧加振機により、各種モードの試験を行なった。

5.1.2 実験方法と測定項目

加振波形としては、0.1~20Hzまでの正弦波、正弦波の数波加振及び軌道不整変位のパワースペクトル密度をもつ上下方向、左右方向及び上下・左右方向同時のランダム波加振を行ない、正弦波では、上下・左右同時加振も実施した。

また、測定項目としては車体、台車のそれぞれの上下加速度、左右加速度、振動台の加振変位及び加振加速度のほかに輪重変動、横圧を振動台に設置したレールから測定した。

5.1.3 試験結果及び検討

(1) 上下正弦波加振時の応答

図6に上下正弦波加振時の周波数特性を示す。制御しない従来系での共振点は、1.3Hzと実車とよく一致しており、この周波数での車体の応答倍率である3.7は制御することにより約 $\frac{1}{3.4}$ の1.1まで低下している。3Hz以上では制御時の応答がやや増加しているが、これは制御の電気系ゲインに無関係で、空気サーボ系の絞り作用が空気ばねの絞り作用に付加されたためである。したがって、空気ばねの絞りを少し大きくするか、空気サーボ弁への空気の供給圧力を少し低下させることにより防止することができる。

(2) 左右方向加振時の応答

図7に左右方向加振時の周波数特性を示す。同図中の制御

表2 20t振動台の主な仕様 高応答性の大容量サーボ弁及び静圧継手の採用により、積載質量20tを振動させることができ、かつ水平方向、垂直方向の同時加振ができる。

項 目		水 平	垂 直
最 大 積 載 質 量		20t	
台 寸 法		4 m×4 m	
台 可 動 部 質 量		9 t	11 t
最 大 振 幅		±15cm	±7.5cm
最 大 速 度	単 独	±100cm/s	±50cm/s
	同 時	±70cm/s	±35cm/s
最 大 加 速 度	単 独	±2 G	±2 G
	同 時	±1.5G	±0.75G
加 速 周 波 数		0.1~30Hz	0.1~30Hz

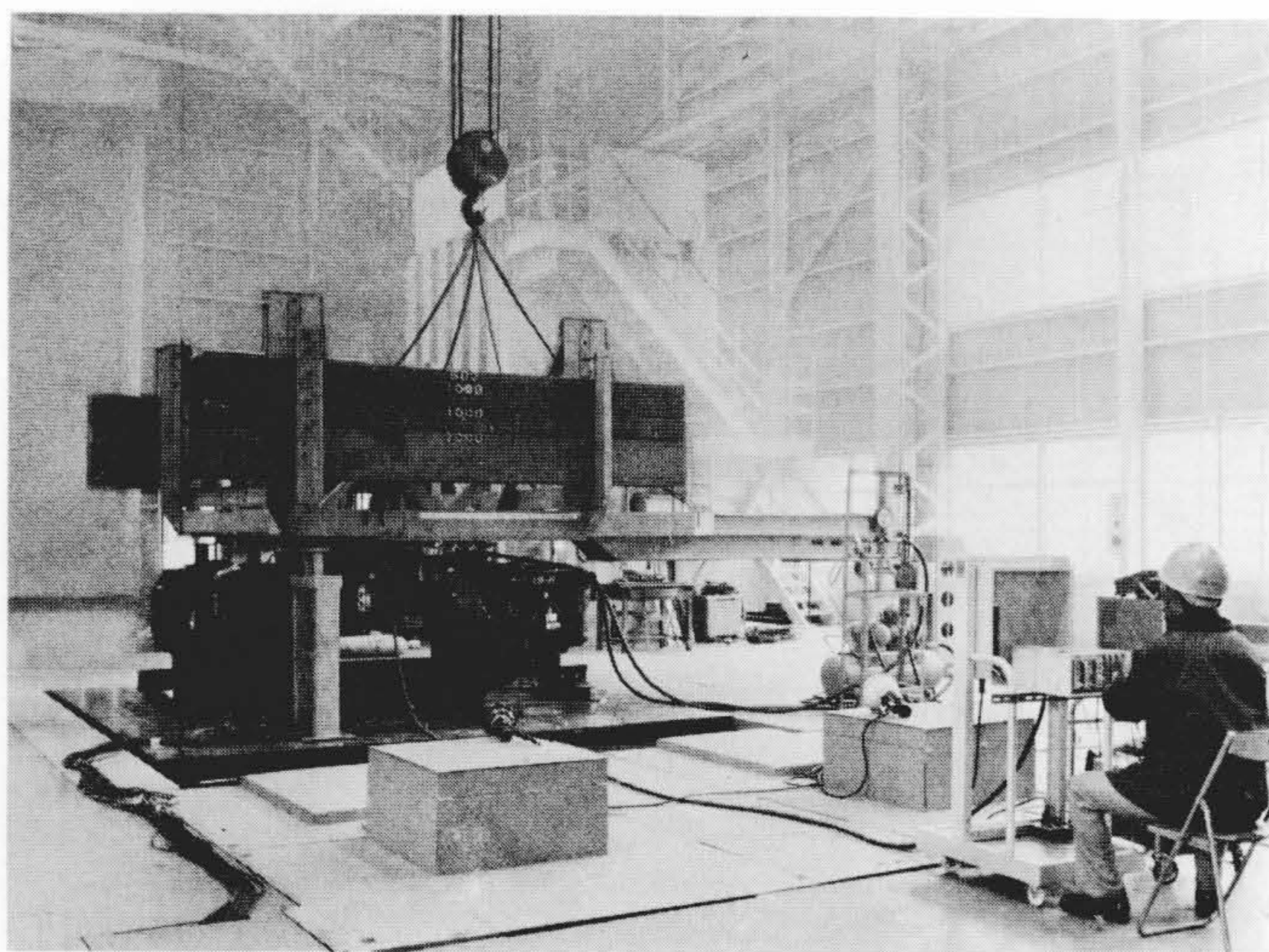


図5 実物台車振動台試験 実物台車に本装置を装備して、種々の加振試験を行ない、上下、左右共に3 Hz以下の揺動を従来の $\frac{1}{2}$ 以下とすることができた。また、各種フェイルモードに対する安全性についても確認することができた。

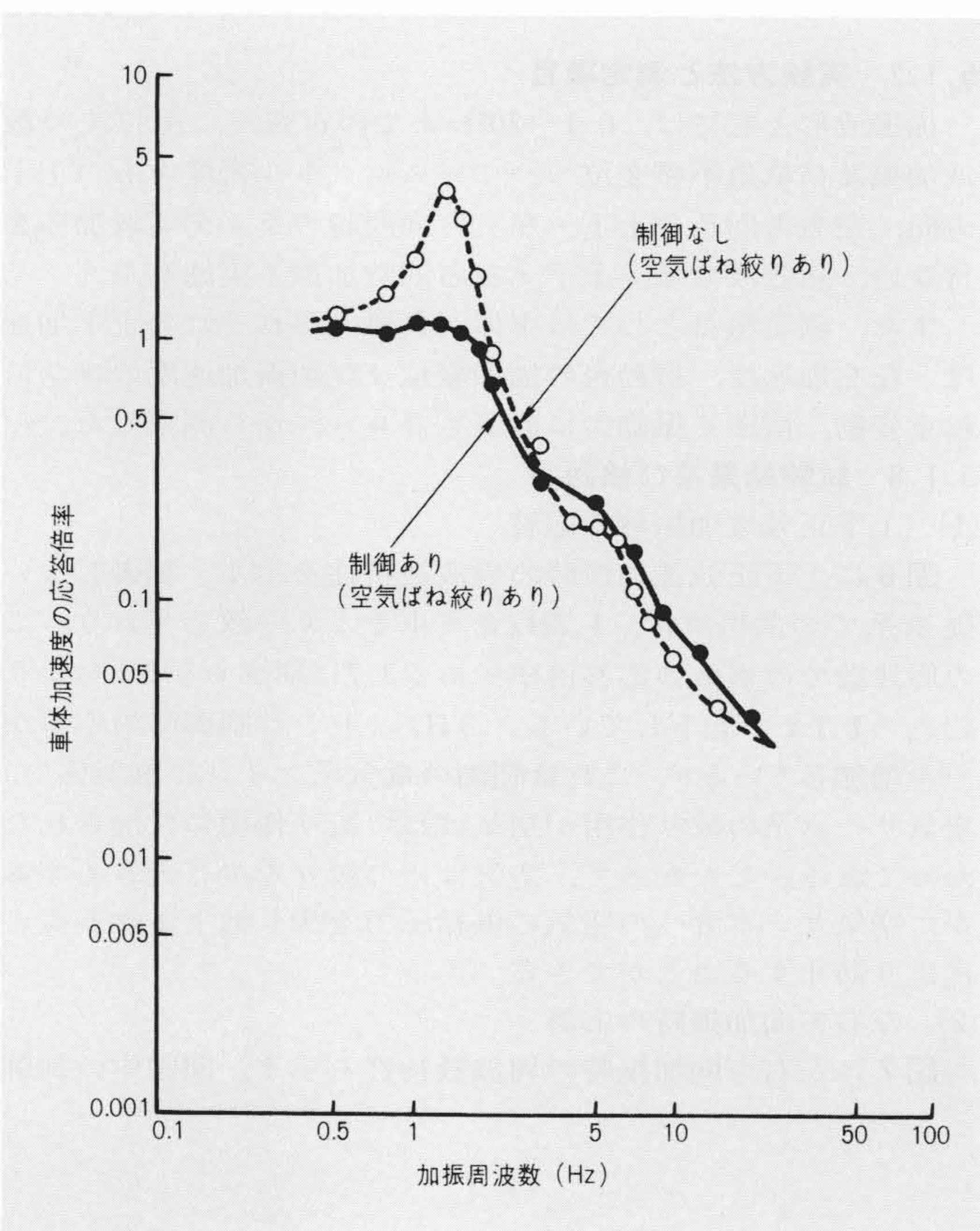


図6 上下加振時の周波数特性 制御しない従来系(空気ばねの絞りによる減衰作用はある。)の共振点での応答倍率3.7は、制御することにより $\frac{1}{2}$ 以下の1.1まで低下している。

なしは左右動ダンパを取り付けた従来系を意味しており、ローリングに対しては、空気ばねの絞りが減衰に働いている。制御しない系の下心ローリング、上心ローリングのそれぞれに対する応答倍率1.4, 2.8を制御することにより、それぞれ1.0, 0.8に低下していることが分かる。

(3) 上下・左右同時加振時の応答

図8は、上下方向1.3Hz、左右方向(上心ローリング)2.1Hz

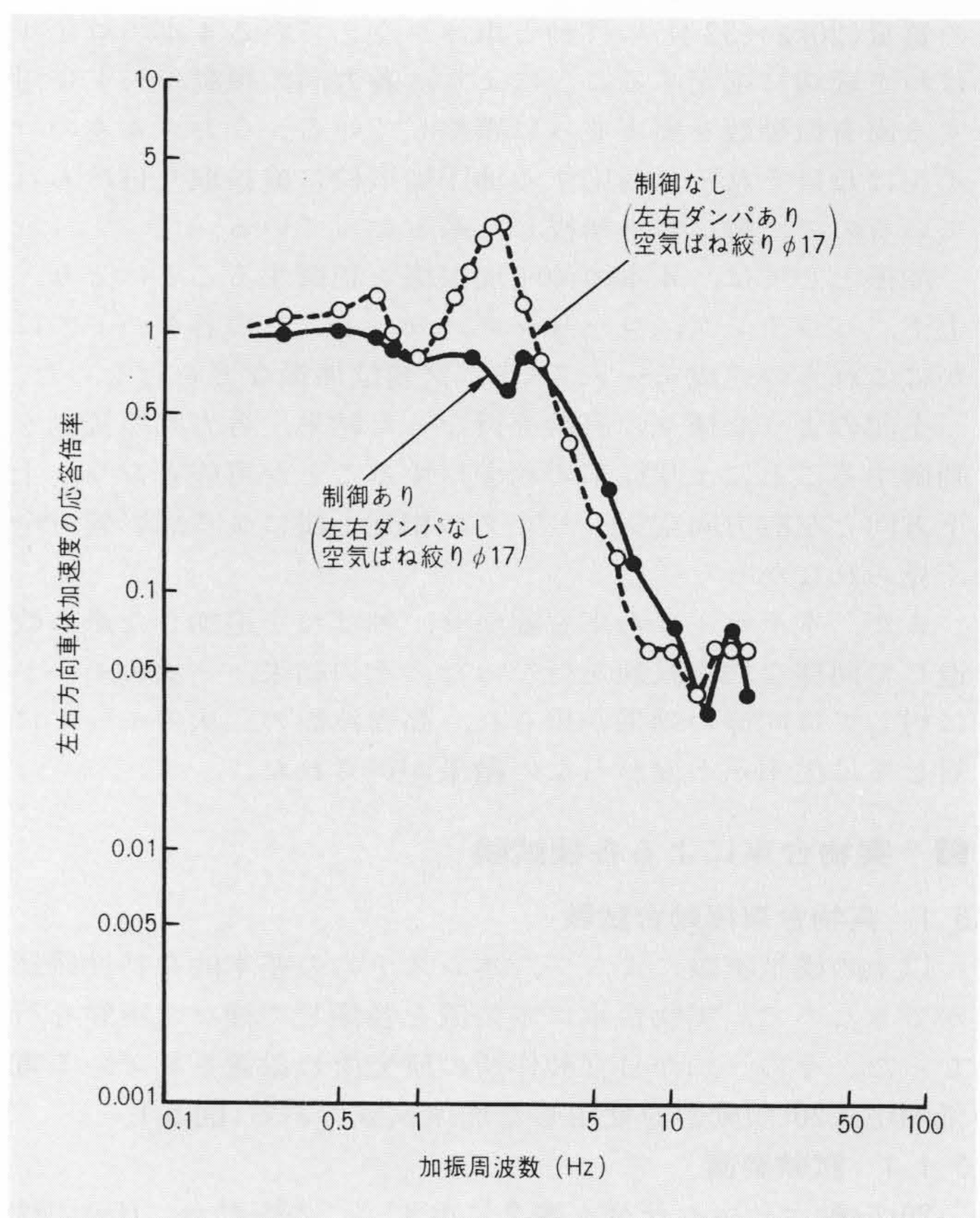


図7 左右加振時の周波数特性 制御しない系の下心ローリング(0.8 Hz)、上心ローリング(2.1 Hz)のそれぞれに対する応答倍率1.4, 2.8は、制御することによりそれぞれ1.0, 0.8に低下している。

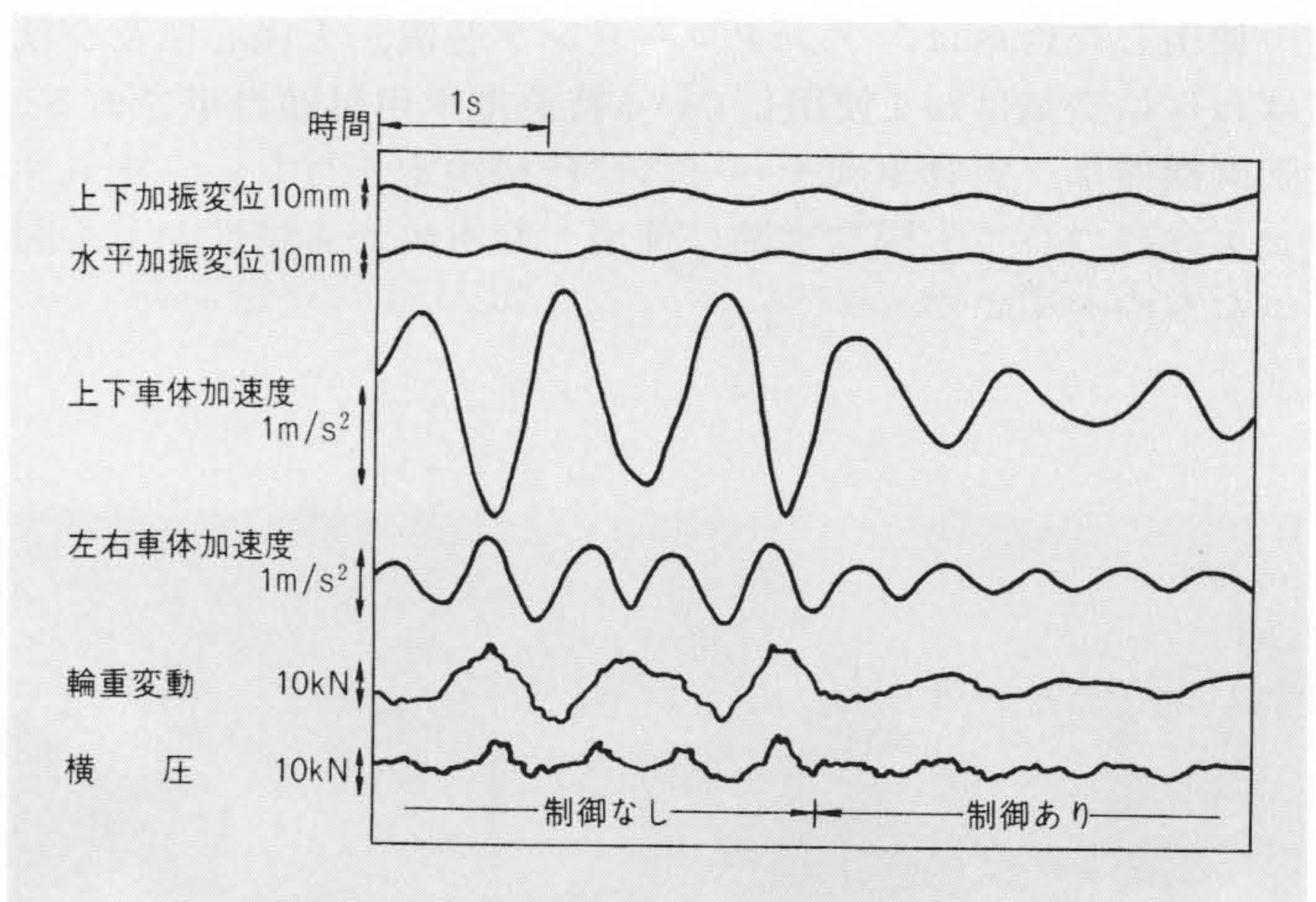


図8 上下(1.3Hz)・左右(2.1Hz)同時加振時の応答 上下方向1.3 Hz、左右方向2.1Hz(上心ローリング)の各共振点で同時加振させたときの波形であり、制御することにより上下方向、左右方向ともに $\frac{1}{2}$ に低下している。

の各共振点で同時加振させたときの波形である。応答波形は、制御することにより上下方向、左右方向ともに $\frac{1}{2}$ に減少している。

また、輪重変動や横圧についても、車体の上下・左右の加速度が小さくなると同時に減少することから、本装置を用いることによって軌道に与える影響の点でも従来より有利になるものと思われる。

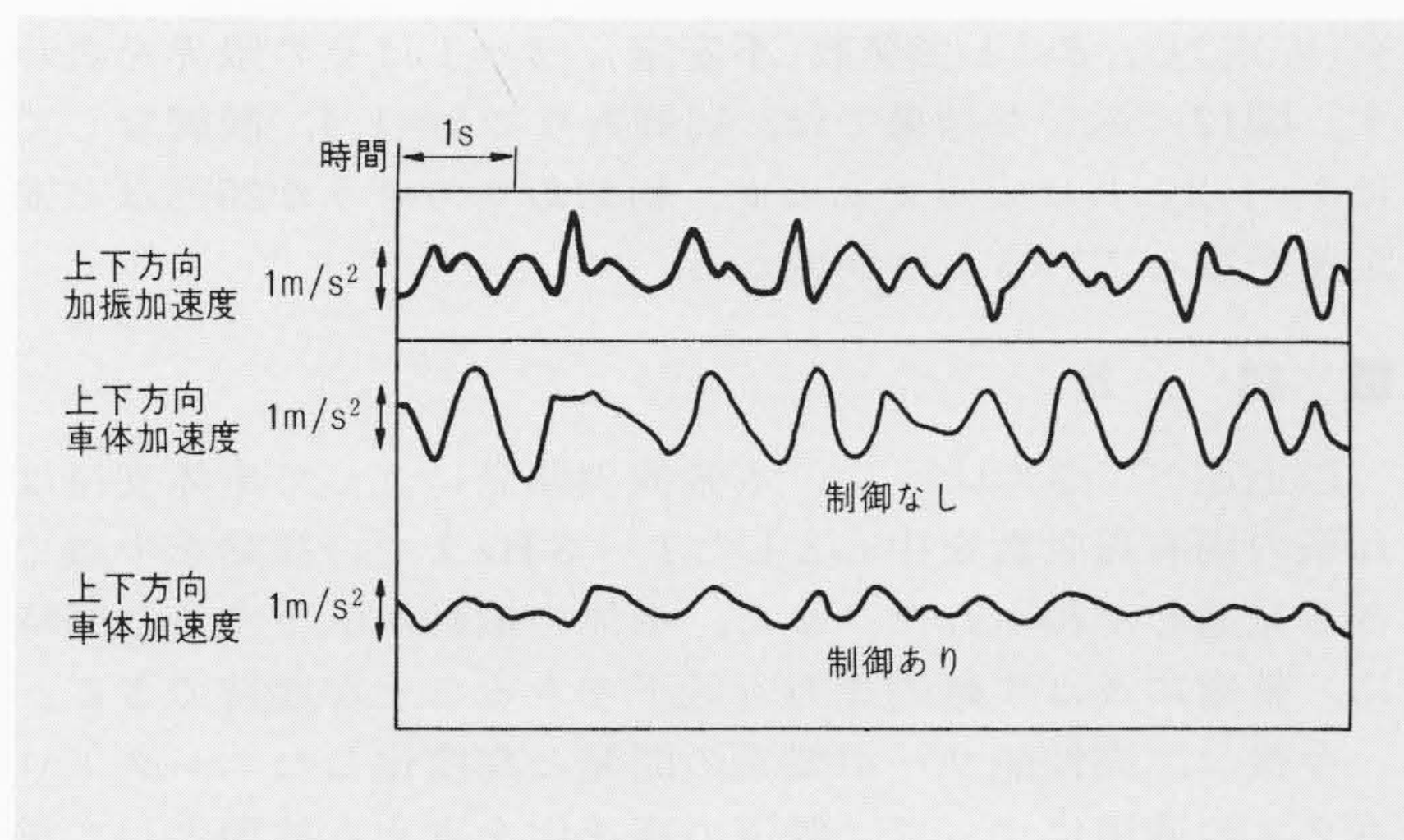


図9 上下方向ランダム波加振時の応答 制御なしの車体の応答加速度は、1.3Hzの共振点近くの応答が極めて強い振動を起こしている。これに対し、制御時の応答は共振のない、2Hz当たりまでは加振波形に近い振動となっている。

(4) ランダム波加振時の応答

ランダム波加振時の応答の一例として、図9に上下方向ランダム波加振時の応答波形を示す。

加振変位のパワースペクトル密度は、際立った周波数をもっていないランダム波形であったが、車体の応答加速度は、1.3Hzの共振点近くの応答が極めて強い振動を起こしている。これに対し、制御時の応答波形は共振のない、2Hz当たりまでは加振波形に近い振動となっている。1.3Hz成分での応答波形を比較すると、大きく揺れる最初の1波でも $\frac{1}{5} \sim \frac{1}{10}$ になっており、2波、3波と続く振動は制御によりほとんどなくなっている。

(5) 各種フェイル時の挙動

本システムの安全性について確認するために、各種フェイルモードを与えて、その挙動を調べた。その主なものは、下記に示すとおりである。

(a) コントローラ電源OFF・ONモード

コントローラへの供給電源OFF時にはなんの変動もなく、供給電源ON時の車体の加速度も $10^{-3}G$ 程度であり、全く問題ない。また電気系がOFFしても、空気サーボ弁には空気が供給されているので、空気サーボ弁の絞り効果によって従来の制御がない応答より20%ほど小さくなり、フェイルセーフである。

(b) 空気供給停止モード

空気の供給が停止されると、数秒で空気サーボ弁への供給圧が大気圧となり、応答は制御のない従来系と全く同じとなる。

(c) 加速度センサ異常モード

加速度センサがなんらかの異常を来した場合には、アンブ内に設けられた安全回路により、空気サーボ弁への出力信号を零にする。したがって、この状態は前述の電気系OFFの状態と系は同じ挙動を示した。

(d) 空気サーボ系フェイルモード

空気サーボ系のトラブルとして、空気シリンダの両室のうちの1室が大気圧に開放された場合、及びロックされた場合のフェイルモードに対する実験を行なった。この結果、いずれのフェイルモードに対しても、制御力が正常時より30%程度低下するだけであった。

以上述べてきたように、各種のフェイルモードに対し、最悪の場合でも従来系と同じ乗り心地が得られ、極めて安全性の高いシステムであることが確認できた。

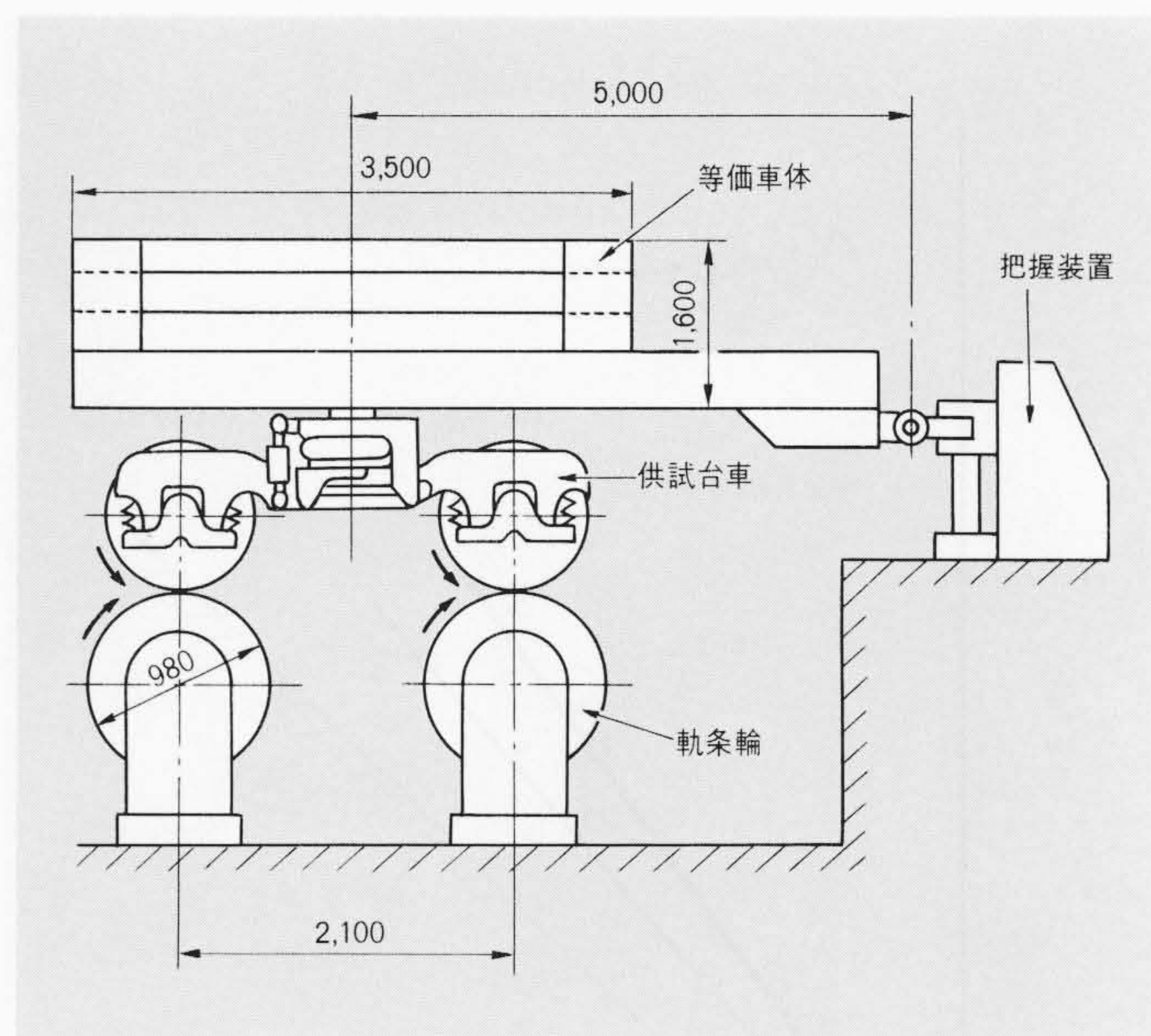


図10 走行試験機による惰行動安定性試験 直径980mmの真円軌条輪の上に台車を載せて、輪軸を回転させながら、横押し装置により輪軸に左右変位を与えて惰行動を起こさせる。

5.2 走行試験機による惰行動安定性試験

20t振動台による加振実験を終えた後、同じく日立製作所の研究所が所有している車両走行試験による回転試験を実施した(図10)。本試験の目的は、本制御装置が車両特有の運動である惰行動安定性に影ぼす効果・影響について確認を行ない、制御特性及び安全性の確立を図るためである。

5.2.1 実験装置及び実験方法

走行試験機は、レールに相当する980mmの真円軌条輪と、惰行動を起こすために輪軸の左右方向変位を与える空気シリンダを用いた横押し装置から構成されている。台車及び把握装置は、20t振動台で使用したものと同じである。

走行試験は、最高速度130km/hまで20km/hごとに行ない、車体、輪軸及び台車枠の左右方向絶対変位を測定した。

5.2.2 実験結果と検討

図11に130km/h時の応答波形を示す。図12には横押し装置の開放に伴って自由振動させた波形から全振幅を次々に読み取り、その値を $W_1, W_2, \dots, W_n, W_{n+1}, \dots$ として縦軸に W_n 、横軸に W_{n+1} をとって記入したものである。この直線の勾配から減衰振幅比 $\delta = W_n / W_{n+1}$ を求めると、 $\delta > 1$ で惰行動は減

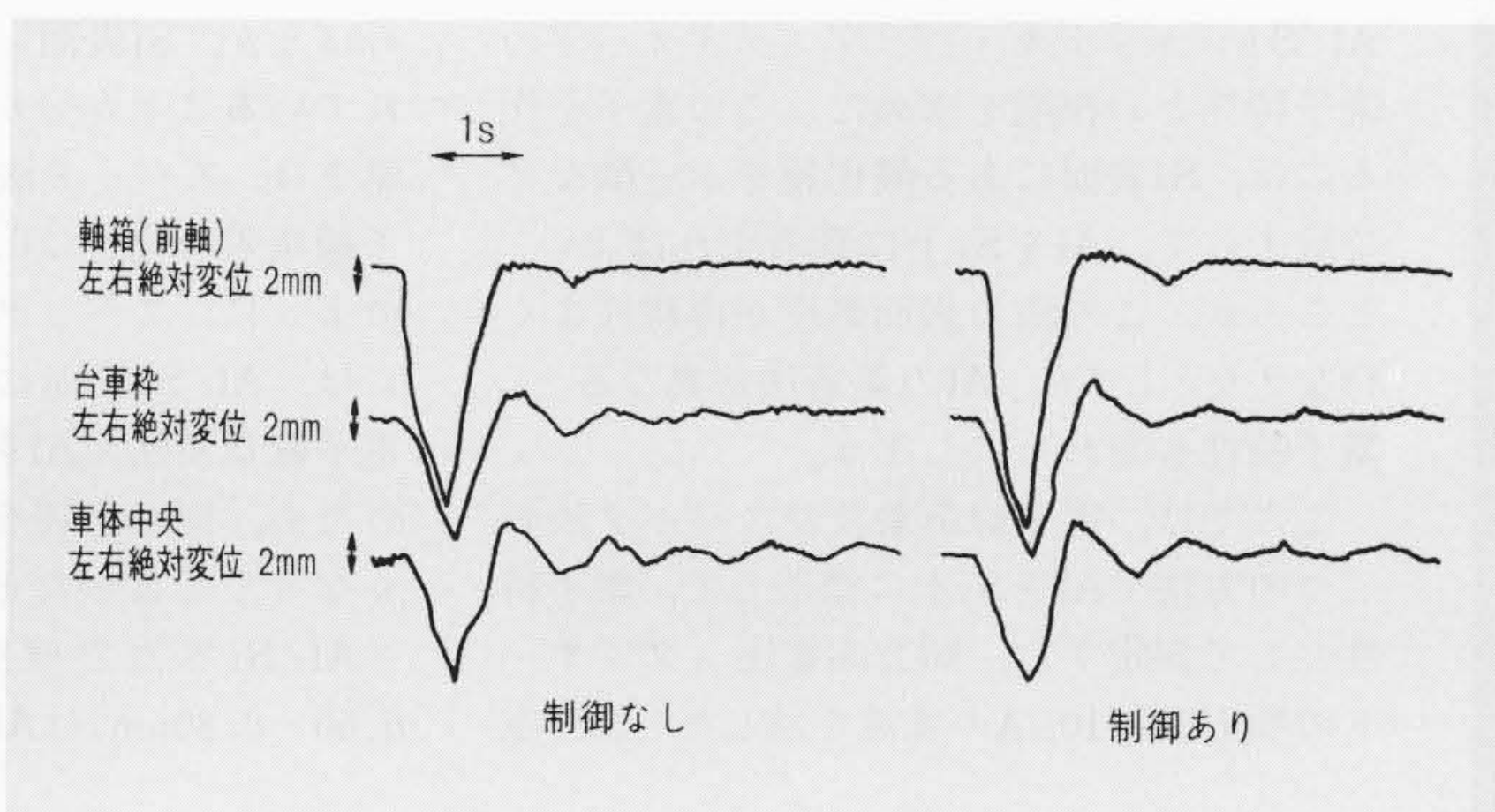


図11 惰行動試験時の応答波形(130km/h時) 横押し装置により、輪軸に左右変位を与えた後、自由振動させている。

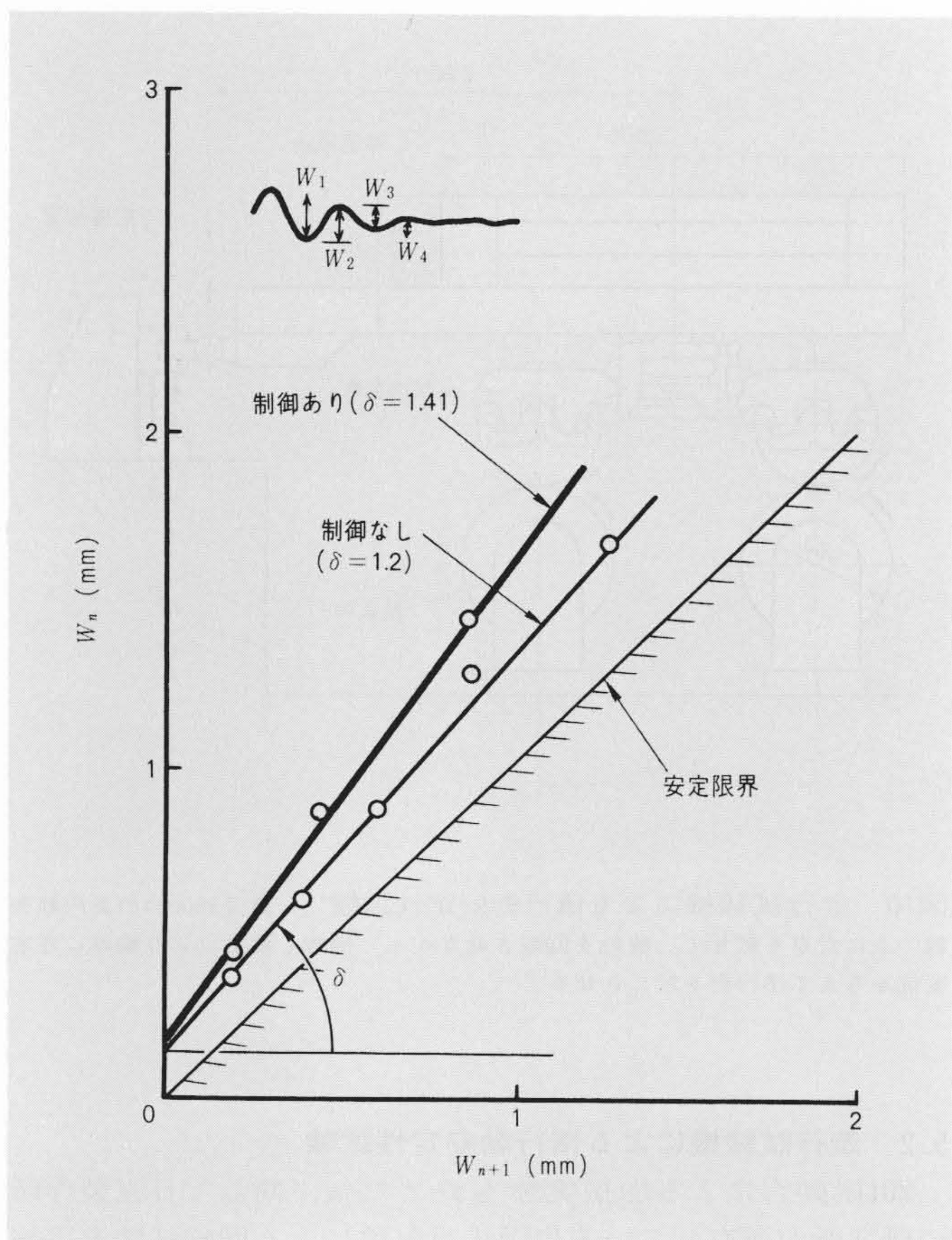


図12 減衰の様子と減衰振幅比(130km/h時) 従来系、制御系共に
情行動は安定であるが、制御を行なったほうが20%ほど安定度が増している。

衰(安定)し、 $\delta < 1$ で発散(不安定)、 $\delta = 1$ はその限界を表わす。図12に示した結果では、制御ありで $\delta = 1.4$ 、制御なしでは $\delta = 1.2$ と共に安定であるが、制御ありのほうが20%ほど安定度が増していることが分かる。

6 結 言

以上述べてきたように、本装置の開発によって車体支持ばね系の固有振動数を中心とした1～3Hzまでの揺動を半減できる見通しが得られた。また、車体の振動が低下すると同時に、軌道に及ぼす動的な力も低下できることが期待できる。

今後は、高性能サーボ要素の開発と高度化したエレクトロニクスの適用によって、鉄道の高速化を支える技術として将来広く実用化されるよう努力してゆく考えである。今後関係各位の御指導、御協力をお願いする次第である。

参考文献

- 1) Eberle, W.R. : Fluidically Controlled Active Suspension Systems for HSGV, ASME Paper No. 75-WA/Fles-6 (1975)
- 2) Karnopp, D. : Vibration Control Using Semi-Active Force Generators, Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME, Series B, Vol.96, No. 2, May, 1974, pp. 619～626
- 3) Goodall, R.M., et al. : Railway Vehicle Active Suspensions in Theory and Practice : I.A.V.S.D(1981)
- 4) Jindai, K., Kasai, K., et al. : Fundamental Study on Semi-Actively Controlled Pneumatic Servo Suspensions for Rail Cars : ASME Paper 73-ICT-76(1973)
- 5) 神代, 外 : 鉄道車両用振動制御台車の台上試験 : 機構論810-10, 58(1981)

論文抄録

Al/Si界面状態とショットキ・バリア・ダイオード特性との関係

日立製作所 岩田誠一・山本博司・他2名
日本金属学会誌 45, 542—543 (昭56-5)

半導体素子の高集積化とともに、金属とSiとの接触の数も非常に多くなる。したがって、このような金属/Si界面の状態を把握することは特に重要である。本研究では、Al/Si界面状態をESCA(Electron Spectroscopy for Chemical Analysis)と呼ばれる表面分析手段で検査して、その結果とAl/Siショットキ・バリア・ダイオードの素子特性との相関を求めた。この素子を作るには、Si表面にある酸化膜をふっ酸などで除去して、AlをSi上に蒸着すればよい。ところが、このSiの表面処理が再現性よく行なえたとしても、Alの蒸着法が異なると、素子特性も変わってしまう。

ここでは、電子線蒸着及びスパッタ法の二つの方法でAlをSi上に蒸着して、素子特性として測定する、順方向電圧(ダイオードの順方向に10 μ Aの電流を流したときの電

圧)の値を比較した。その結果、順方向電圧については、スパッタ法の場合のほうが電子線蒸着法の場合よりも、その値が大きくなった。この原因を調べるために、Si上に蒸着されたAlをりん酸で溶かして除去してから、露出したSi表面をESCAで検査したところ、スパッタ法でAlを蒸着した場合のほうが、Si表面に厚いSi酸化膜が形成されていることが分かった。なお、酸化膜の厚さは、スパッタ法の場合は0.80nmで、電子線蒸着の場合は0.60nmと推定された。このように、スパッタ法でAlを蒸着したときには、Al/Si界面に生成されるSi酸化膜が電子線蒸着法でAlを蒸着した場合よりも厚いため、同じ電流を流したとき、電圧が高くなってしまったと考えられる。

Al/Si界面で検出された酸化膜(厚さ0.60～0.80nm)はAl蒸着なしの場合のSi表

面の酸化膜(厚さ0.55nm)より厚い。これは、Alを蒸着することによってSiが酸化されることを示している。一般には、SiO₂よりもAl₂O₃のほうが安定であるために、Alを蒸着することによってSi酸化膜が還元されることはあっても、Si酸化膜が厚くなることはないと考えられる。ところが、本研究では、Si酸化膜が厚くなることが観察された。これは、蒸着初期にSi表面に付着するAlは酸化しているが、安定なAl₂O₃になっていくのではなく、H₂Oなどが付着していて、OをSiに与えやすくなっているためではないかと考えられる。また、スパッタ法でAlを蒸着した場合に、より厚いSi酸化膜が形成されたのは、この場合、Alがイオン化するため、H₂OやO₂などがAlに付着しやすくなったからではないかと思われる。