

KH-I 型 高 速 電 動 台 車

青木喜六* 村田師男** 山田一男***

Type KH-I High Speed Motor Truck

By Kiroku Aoki, Norio Murata and Kazuo Yamada
Kasado Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

The speeding up of motor cars cannot be realized without the improvement of vibration characteristics. and such improvement will be carried out in way of the followings.

- (1) The decreasing of un-sprung mass.
- (2) The improvement of spring system.
- (3) The prevention of noising.
- (4) The decreasing of high frequency vibration.

Type KH-I High Speed Motor Truck that has recently been completed by Hitachi, Ltd., was designed based on these particulars, distinguished traits of it being as follows :

- (1) Hitachi type Quill Drive Devices are mounted.
- (2) Rolling Cam type Swing Hanger Instruments are applied.
- (3) Journal Boxes with a radius arm are used.
- (4) Rubber Springs are applied to all parts subjected to shock.

The running test of this experimental truck, Type KH-I, was carried out at Odawara Express Railway Co. in co-operation with the Railway Technical Laboratory, in Feb., 1951. As the result, it has been proved that the vibration, both vertical and transverse, is reduced by about 20~50% and the noise in car body is about 20% smaller compared with the conventional types.

In this report, writers describe about the original principle, construction and testing data of the Type KH-I Truck.

[I] 緒 言

最近国鉄を始めとして各私鉄の間で、車輛のスピードアップという問題が大きく取上げられ、各車輛会社でもこれ等とタイアップして高速度車輛の研究が活潑になつて来た。然し、車輛のスピードアップに伴い、必然的に車輛振動は増加し、乗心地及び保守の両面に重大な影響を及ぼすから、高速化に当つては先づ振動特性の改善が必要になつて来る。従つて各車輛会社の高速度電車の研

究も総てこの点に精力が集中され、各種の改善、新機構の考案がなされている。即ち、動力伝達装置の改良、揺枕吊機構の考案、蛇行動防止機構の採用、ばね系の改善等がそれである。

日立製作所に於ても終戦後逸早くこれ等の問題を取上げ、理論と経験とを良く織込んで鋭意試作研究に努力した結果、先に路面電車用電動台車として KL-Z₆ 型防振台車を完成、横浜市交通局に納入して好評を博しており又最近に至り、郊外電車用高速度電動台車として KH-I 型高速電動台車を完成小田急電鉄 KK に納入、大掛り

* ** *** 日立製作所笠戸工場

なそして綿密な振動特性試験の結果何れも振動特性の大幅な改善が実証された。

本論文は KH-I 型高速電動台車に就いて研究の経過、構造様式及び振動試験結果に就き述べたものである。

[II] 高速電動台車の構想

電車の車体と台車とは衆知の如く一つのばね系を構成し、上下、左右、前後方向の振動、及び上下、左右、前後軸周りの回転振動からなる 6 個の自由度を持っている。そしてこの振動はレールの凹凸、曲り及び継目に於けるレールとタイヤの衝撃、或は台車の蛇行運動によつて刺戟され強制されて大きくなり種々の障害を誘起するものである。

従つて車輛の振動を防ぐためには、先づレールの整備を完全にして、振動の原因となるべき直接の素因を取除くことが第一の近道であるが、これは望むべくして得られないのが普通であるから、茲に振動対策としては、レール面から入つて来る振動の強制力を、如何にして台車で吸収し、又如何にして車体に伝わる振動を少なくするかという問題に移つて来る。この様な考え方から台車に要求される条件を挙げこれに対する我々の構想を述べる。

(1) ばね下重量の軽減^{1),2),3)}

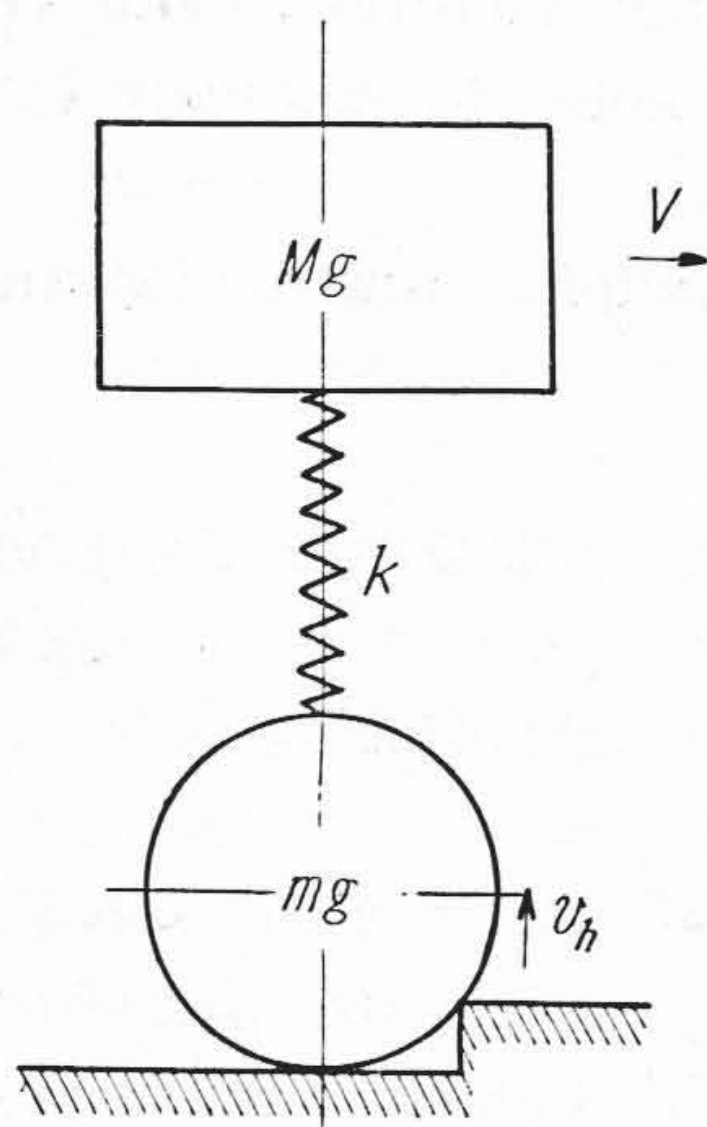
ばね下重量とは、車輪車軸の如く何等の弾性体をも介することなく、直接レール上に載つている重量であつてレール継目その他の不整部分で最初に外力を受けて振動源となる部分である。

今第 1 図に於て、

$m \cdot g$ = ばね下重量

$M \cdot g$ = ばね上重量

k = ばね剛性



第 1 図 ばね下重量と振動加速度
Fig. 1. Un-sprung Mass and Acceleration of Vibration

V = 車速

v_h = レール継目その他の不整部分を通過する際に車輪に生ずる鉛直方向の速度

α = レール継目その他の不整部分を通過する際にばね上重量に誘起される振動加速度

とすればこれ等の間には次の関係が成立つ。

$$v_h \propto V$$

$$\alpha = \frac{\sqrt{k \cdot m}}{M} \cdot v_h$$

$$\therefore \alpha \propto \frac{\sqrt{k \cdot m}}{M} \cdot V \dots\dots\dots(1)$$

従つて、車体を一応現在のままとすれば振動加速度を小さくするためには、出来得る限りばね剛性及びばね下重量を小さくとらねばならぬ。然るにばね剛性は車体及び台車の構造上無暗に小さくすることは出来ないから、結局ばね下重量を軽減せよということになる。このことは、逆に振動加速度を現在と同じにすればばね下重量の軽減によつて、それだけ速度を増加せしめることが出来るという訳である。

更にばね下重量の大小は、レールに及ぼす衝撃値に大いに影響する。即ち、レールの不整部分で車輪に生ずる鉛直方向速度 v_h はばね下重量の如何に関係しないが、運動のエネルギーは $1/2 m \cdot v_h^2$ で表わされるから、ばね下重量が半分になればエネルギーも半分になる。従つてレールに与える衝撃量も極く簡単に考えれば半分になる訳で、それだけレール・道床の事故は少なくなり更に速度をあげる余地が生じて来る。

かくの如く、今後の電車を高速化し乗心地を改善して行くためには、ばね下重量を減少することが必須の条件になつて来る。

しかるに現在の電車では、電動機は吊掛式支持法によつて装着されているため、電動機重量の 1/2 がばね下重量となつて、全ばね下重量の約 50% を占めている。従つて、電動機をばね上重量にすることが先づ考えられ、その方法として最も有望なものが、電気機関車に採用され成功したクイルドライヴ装置である。

これは電動機を台枠に固定し、電動機枠又は台枠に支持された中空軸を駆動し、その動力を中空軸の中を貫通した車軸に弾性的に伝達するもので、車軸自体は中空軸の中で、若干の上下変位をすることが出来る様な構造になつている。しかし、これをそのまま電車に应用することは、スペースの点、磨耗の点で非常に困難であり、まだ完全に成功してはおらない。

そこで我々は、あらゆる方向に運動の自由度をもち、更に高周波振動を吸収する防振ゴムの特性に着目し、これを弾性接手として用いることにより、クイルドライヴ

装置の電車への応用を可能ならしめようとした。

(2) 適切なるばね系の設計

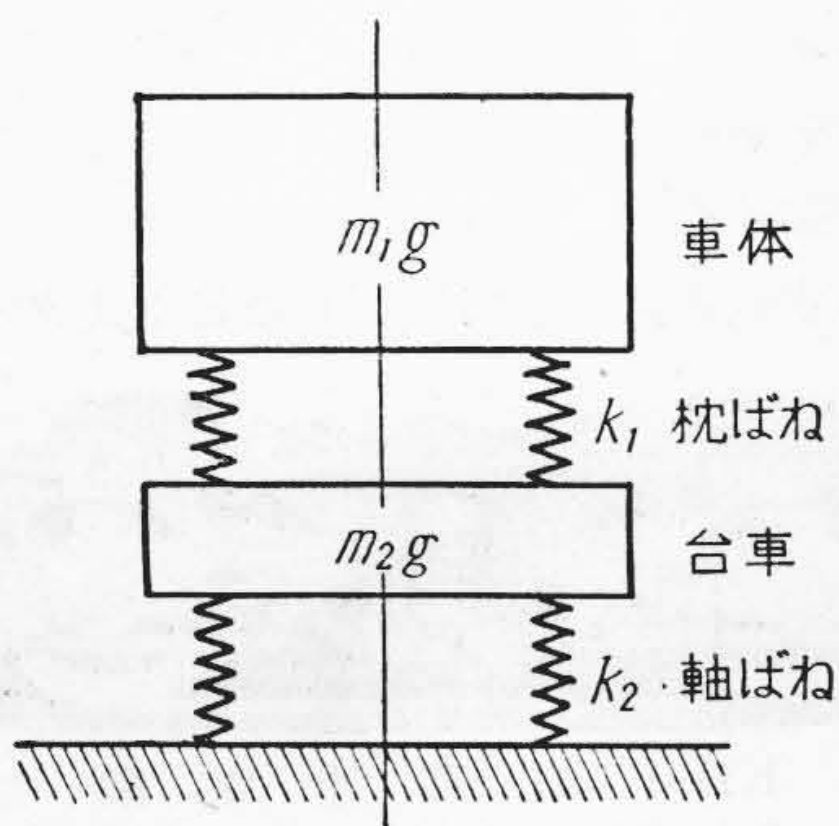
普通の客車又は電車の台車では、車体の上下振動は直列に配置された軸ばねと枕ばねによつて緩和され、左右振動はこの二つのばねと更に揺枕機構とによつて緩和される。第 2, 3 図はこの振動系を示したものである。この様な台車に於て車体の振動を極力小さくするために軸ばねと枕ばねの剛性を如何に選ぶべきか、又揺枕機構の寸度は如何にとるべきか、これ等の問題は台車設計上基本的な重大な問題である。従つて台車のばね系は車体及び線路状況を充分考慮して、これにマッチした設計をしなければならぬ。

(A) 軸ばね及び枕ばねの設計

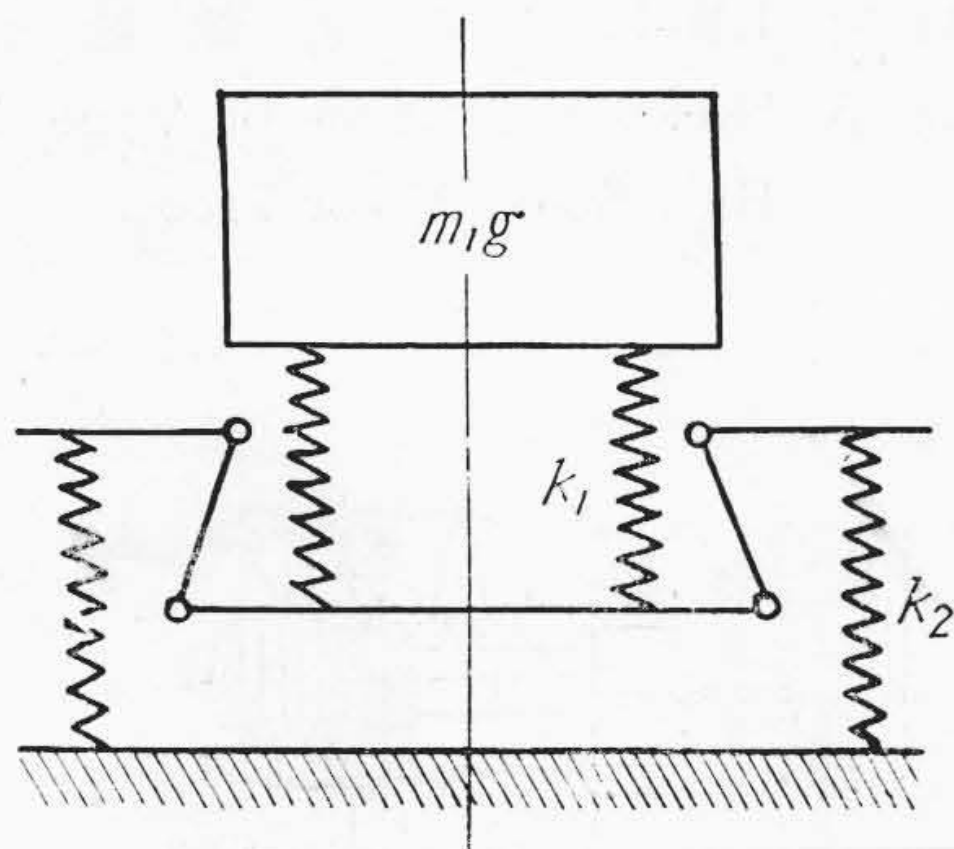
第 2 図に於て、

- $m_1 \cdot g$ = 車体の重量 (半分)
- $m_2 \cdot g$ = 台車の重量 (1 台車分)
- k_1 = 枕ばねの剛性 (台車片側)
- k_2 = 軸ばねの剛性 (" ")
- k = 合成ばね剛性 (" ")
- ν_z = 車体角振動数
- f_z = 車体固有振動数

とすれば、車体の上下振動数は簡単に次式によつて表される⁴⁾。



第 2 図 上下方向振動系
Fig. 2. Vertical Vibration System



第 3 図 左右方向振動系
Fig. 3. Transverse Vibration System

$$\left. \begin{aligned} \nu_z^2 &= \frac{2k}{m_1} \cdot \frac{1}{1 + \frac{m_2}{m_1} \left(\frac{k}{k_1} \right)^2} \\ f_z &= \frac{\nu_z}{2\pi} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

即ち、車体及び台車の重量を一定とすれば、上下振動数はばね剛性の函数として表される。従つて振動数を適当に選ぶことによつて、軸ばね及び枕ばねの剛性は決定する。

(B) 揺枕機構の設計

一般に普通のボギー車では、車体の左右振動数は一次及び二次の二つの固有振動数をもっており、これが蛇行動による強制振動数と共振現象を起し車体の振動を大きくする。特に第二次の固有振動数は常用速度 (60~90 km/hr) 附近で共振する可能性が大きいから、左右振動の緩和を目的とする揺枕機構の設計に当つては二つの固有振動数を一致させ共振速度を常用速度から外す様所謂非連性弾性支持にすることが望ましい。

鉄道技術研究所松平精氏によれば、車体の左右振動数は次式によつて表わされる⁵⁾。

$$\left. \begin{aligned} \nu_{I} \\ \nu_{II} \end{aligned} \right\} = \frac{\nu_B^2 + \nu_{12}^2 - B \mp \sqrt{(\nu_B^2 + \nu_{12}^2 - B)^2 - 4(1-A)(\nu_B^2 \nu_{12}^2 - C)}}{2(1-A)}$$

- 但し、 ν_I, ν_{II} = 車体の左右方向固有振動数
- ν_B = 揺枕機構のみによる固有振動数
- ν_{12} = 軸ばね及び枕ばねのみによる固有振動数
- A, B, C = 軸ばね、枕ばね及び揺枕機構によつて決定される常数

従つて、非連性即ち、 $\nu_I = \nu_{II}$ なるためには、 $\sqrt{\quad} = 0$ となすべきであるが、この場合揺枕吊リンクの長さが、1,000~1,500 mm となり従来の如き機構では到底この条件を満足することは出来ない。故にローリングカム式吊リンク (第 13 図参照) の如き特殊機構によつて吊リンク長を長くしなければならない。

(3) 蛇行動防止

車輪踏面に勾配がついている限り、台車は必然的に蛇行動をなし、車体に横方向の強制振動力を与え、左右振動及びローリングを誘発する。従つて、蛇行動を抑えることは台車の性能を決定する重要なポイントになる。このため車輪踏面の勾配をなくして円形踏面にすることも一部では有力に提唱されている。然し曲線路に於けるタイヤ磨耗を考えるとどうしても踏面勾配をなくすることが出来ないとすれば、蛇行動による横方向の振動加速度を極力抑えるより方法はない。

然るに蛇行動による横方向振動加速度は、蛇行動周期の自乗に逆比例するものであるから、蛇行動波長は出来

るだけ長くするのが得策である。

今 $2a =$ 軌間

$2b =$ 軸距離

$r =$ 車輪踏面の半径

$\lambda =$ 踏面勾配

$S_I =$ 一軸蛇行波長

$S_{II} =$ 二軸が平行に拘束されている時の蛇行波長

とすれば、幾何学的に次式が求められる。

$$\left. \begin{aligned} S_I &= 2\pi \cdot \sqrt{\frac{ar}{\lambda}} \\ S_{II} &= 2\pi \cdot \sqrt{\frac{ar}{\lambda} \cdot \left(1 + \frac{b^2}{a^2}\right)} \end{aligned} \right\} \dots\dots(4)$$

一般のボギー台車は軸箱守式の二軸台車であるが、軸箱と軸箱守との間に間隙があり且つこの間隙は磨耗によつて急速に増大して二軸波長をとりえず、一軸波長に移行するものである。そうすると蛇行波長は b/a 倍だけ短くなることになり、同一車速に対する横方向振動加速度はこの分だけ増加することになる。故にたとえば軸梁式というような方法で、軸箱の一端を台枠にピンでとめておけば、蛇行波長は二軸波長が保たれ、横方向振動加速度は現在のものより緩和される訳である。

(4) 高周波振動及び音響の吸収

一般の普通台車では、走行中レール継目に於けるタイヤとレールの衝突によつて軸箱守部で約 20~50 c. p. s. に達する高周波振動が感じられる。この振動は所謂ビビリ振動と称せられるもので、各部に共振を誘起して騒音磨耗、破損事故の原因となる。しかも乗客にとって最も不快なものは、このビビリ振動及びこれに伴う騒音である。従つてこの種の振動は是非共台車部分で而も振源部に最も近い部分で吸収してしまはなければならない。

[III] KH-I 型高速電動台車の概要

従来電動台車の構造様式としては、釣合梁式及び軸ばね式が最も広く用いられており、最近では軸梁式も二三

見受けられるが何れの方式も夫々一長一短がある。KH-I 型高速電動台車はこれ等の従来の型に更に改良を加えた弾性軸梁式を採用し、前章に述べた様な高速台車としての種々の条件を十分に加味して設計製作されたものである。次に台車の各部について述べる。

(1) 台車要目

(A) 台車諸元

型式	KH-I 型
軌間	1,067 mm
軸距離	2,300 mm
心皿高さ (空車時)	865 mm
車輪外径×幅	910×125 mm
軸受	120 φ テーパーコロ軸受
最大心皿荷重	16,000 kg
電動機	MT-40 A 142 kW × 2
歯数比	68 : 24 = 2.83 : 1
台車重量 (除電動機)	6,800 kg

(B) ばね剛性

軸ばね剛性 (台車片側)	145 kg/mm
枕ばね剛性 (// //)	80 kg/mm
合成ばね剛性 (// //)	51.5 kg/mm

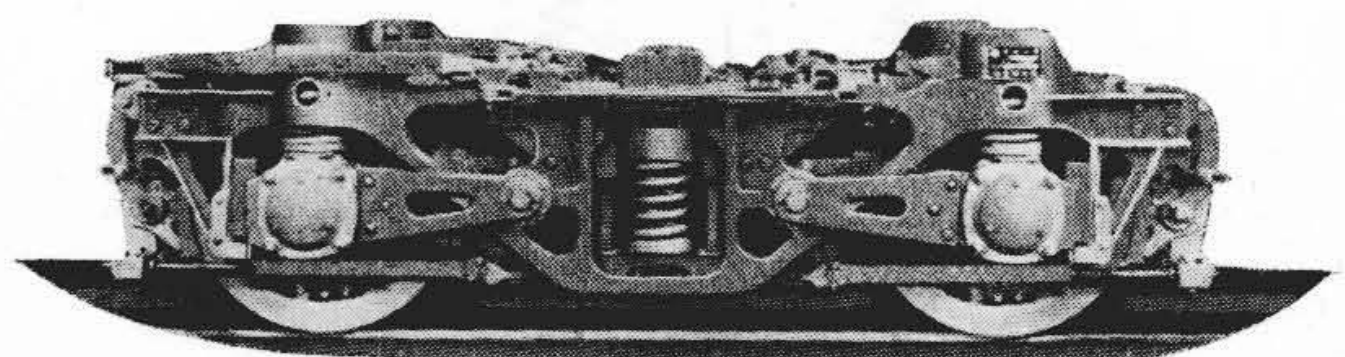
(C) 荷重諸元

第 1 表に示す。

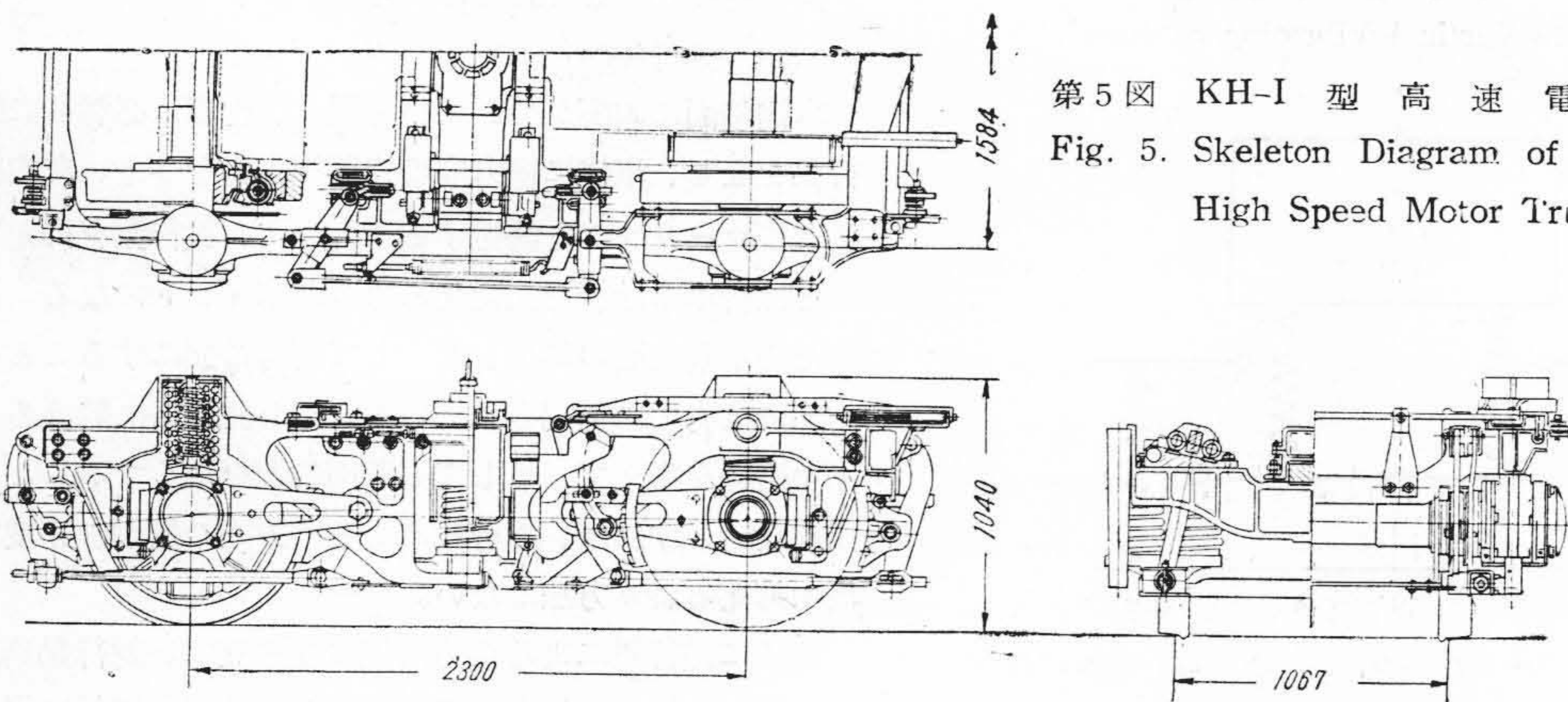
(2) 台車構造

(A) 駆動装置

本台車の駆動装置として採用した日立式クイルドライ



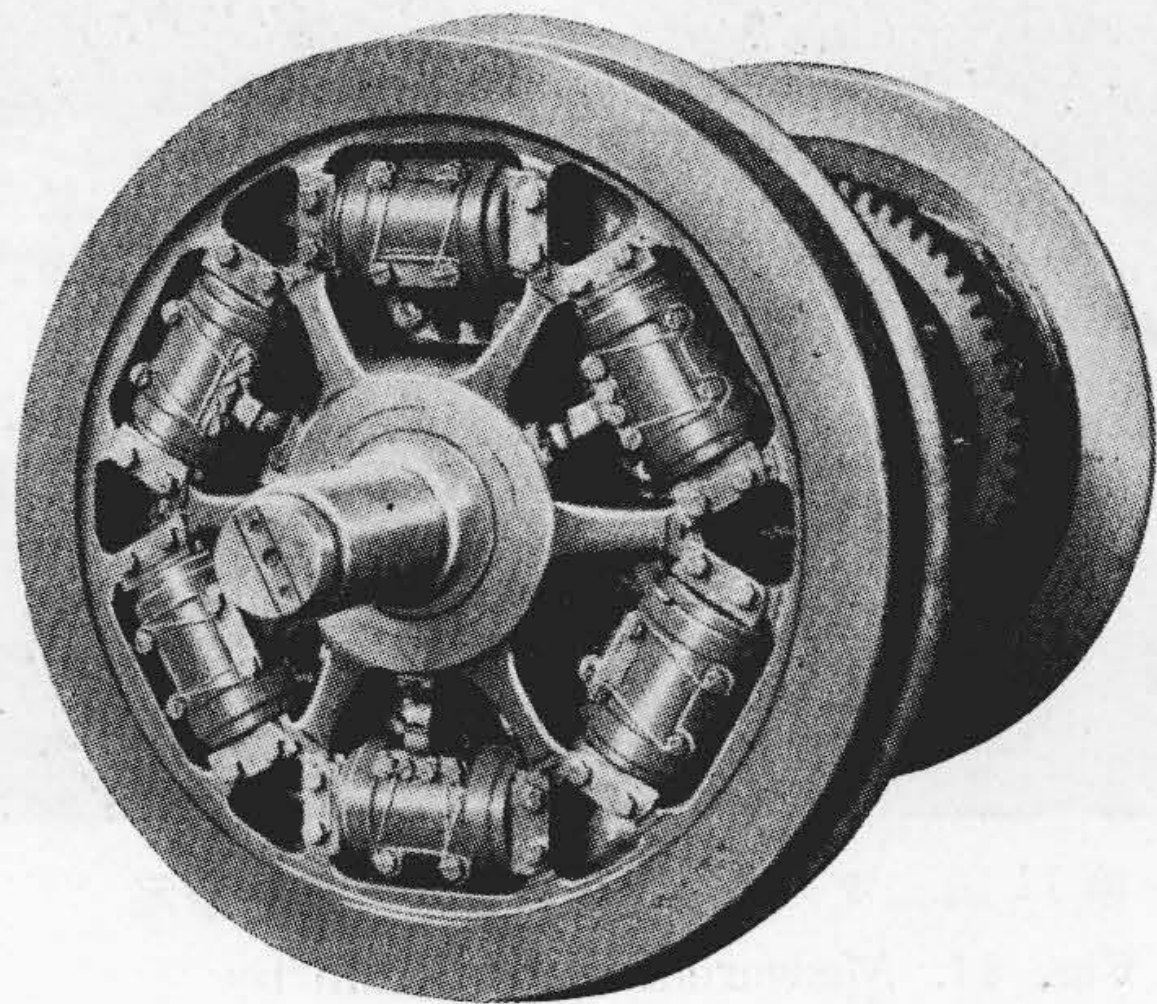
第 4 図 KH-I 型 高 速 電 動 台 車 Fig. 4. Type KH-I High Speed Motor Truck



第 5 図 KH-I 型 高 速 電 動 台 車 Fig. 5. Skeleton Diagram of Type KH-I High Speed Motor Truck

第 1 表 荷 重 諸 元
Table 1. Load Specification

	空 車	定 員	満 員
乗 客 数 (人)	0	144	288
心 皿 荷 重 (kg)	8,800	12,400	16,000
台 車 重 量 (kg)	6,800	6,800	6,800
電 動 機 重 量 (kg)	4,240	4,240	4,240
台 車 総 重 量 (kg)	11,040	11,040	11,040
一 軸 当 重 量	粘 着 (kg)	9,920	13,520
	軸 重 (kg)	6,890	8,690
	軸 ば ね 下 (kg)	2,770	2,770
	フ ィ ル ゴ ム 下 (kg)	1,426	1,426
車 体 沈 み (mm)	0	35	70

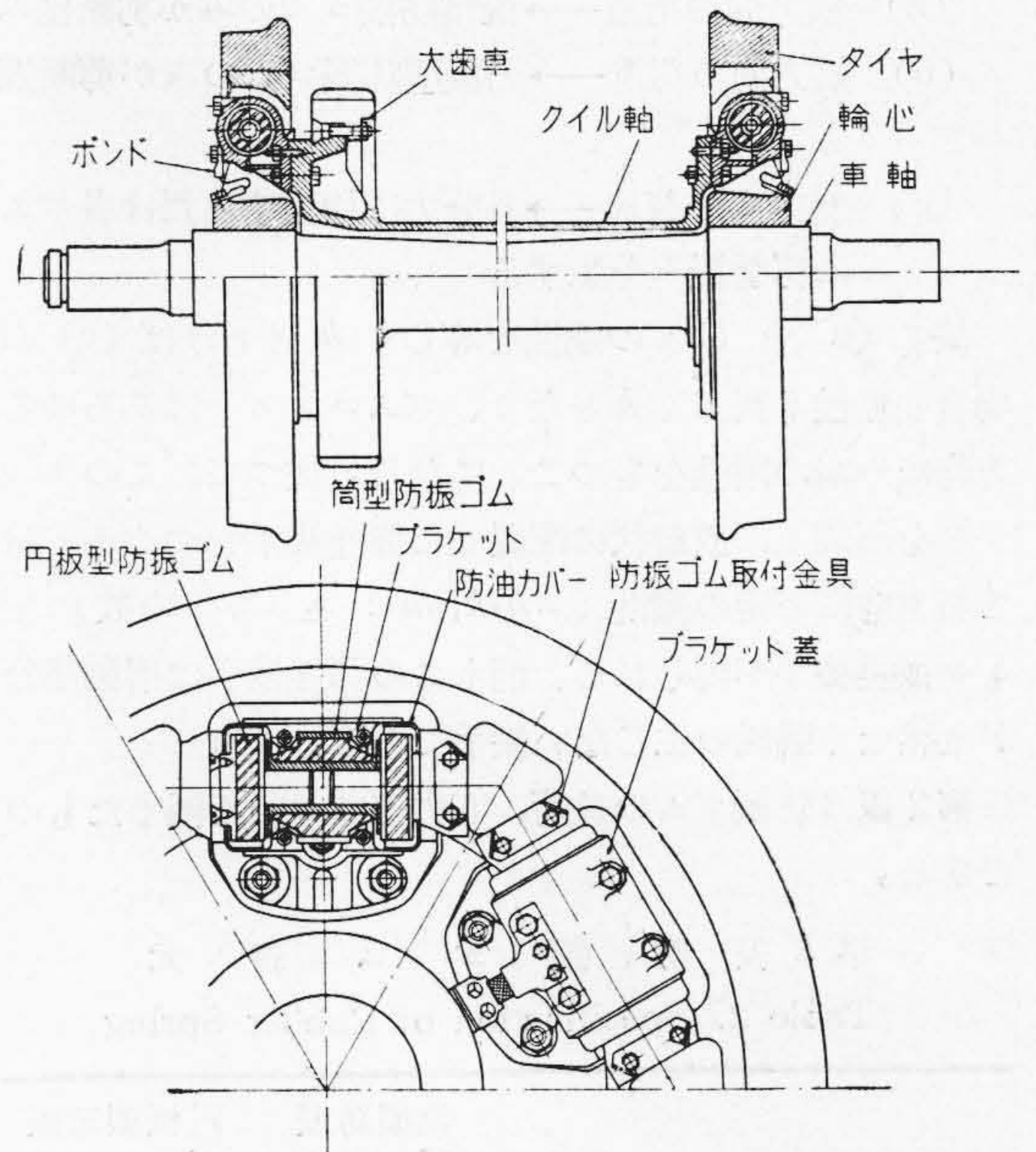


第 6 図 日 立 式 ク イ ル ド ラ イ ブ 装 置
Fig. 6. Hitachi Type Quill Drive Device

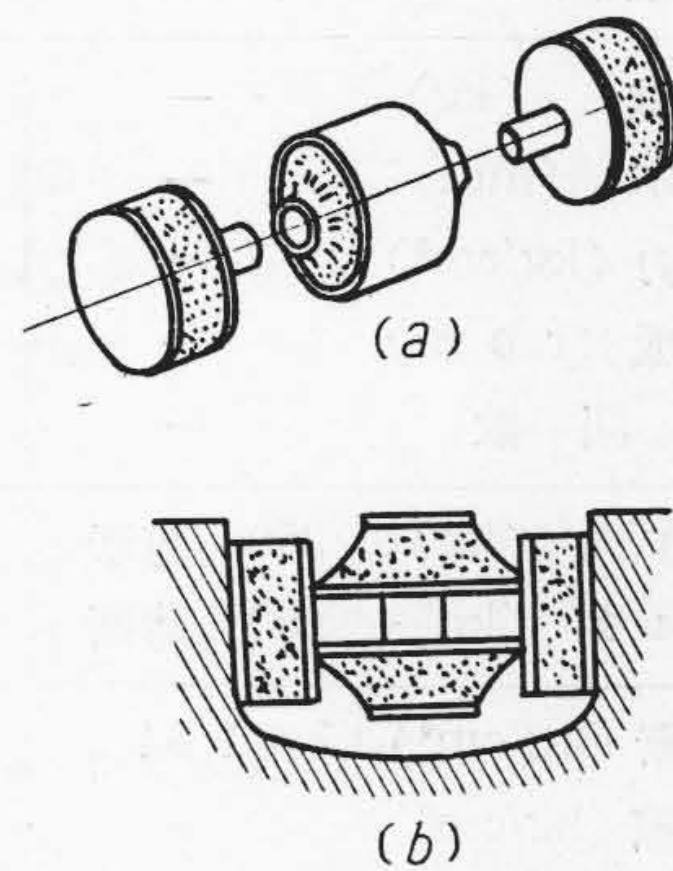
この装置の外観及び構造を第 6, 7 図に示す。即ち大歯車をもつたクイル軸（中空軸）がモータに抱かれピニオンで駆動される。クイル軸の両端にはフランジがありこれから輪心スポークの間にブラケットが突出し、各ブラケットはゴムユニットの筒型防振ゴムを抱いている。又ゴムユニットの円板型防振ゴムの外端面は輪心に固定されているから、クイル軸と輪心とはゴムを介して連結される。或る程度の変位をしながら動力の伝達を行うものである。

次に弾性接手として使用した防振ゴムに就いて述べる。

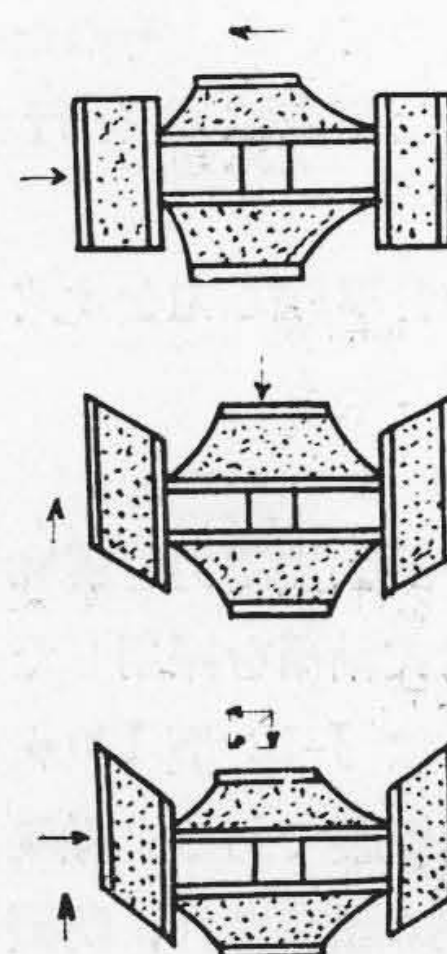
日立式クイルドライブ装置に用いた弾性接手は、2 箇の円板型防振ゴムと 1 箇の筒型防振ゴムの第 8 図 a の如く組合し、同図 b の如く円板型防振ゴムの外面を輪心に固定してある。今筒型防振ゴムの外筒に色々の荷重をかけた場合、圧縮剛性は剪断剛性に比し非常に大であるから、剪断撓みのみを考えると荷重方向と撓みの関係は第 9 図の如くなる。即ち



第 7 図 日 立 式 ク イ ル ド ラ イ ブ 装 置
Fig. 7. Hitachi Type Quill Drive Device



第 8 図 防 振 ゴ ム
Fig. 8. Rubber Spring



第 9 図
防振ゴムの荷重と撓みの関係

Fig. 9.
Relation between Load and Strain of Rubber Spring

- (a) 横方向の荷重 → 筒型防振ゴムのみが剪断撓み
- (b) 縦方向の荷重 → 円板型防振ゴムのみが剪断撓み
- (c) 斜方向の荷重 → 各分力に相当するだけ各ゴムに剪断撓みを生ずる

故に (a) と (b) の剛性を等しく k とおけば (c) の場合の剛性も同じく k となり、ゴムユニットはあらゆる方向に一定の剛性をもつことになる。従つて、このユニットを円周上に放射状に配置して弾性接手をつくと総ての方向に一定の剛性 ($=n \cdot k$, n : ユニットの数) をもつ弾性接手が得られる。而もこの弾性接手は摺動部分が全然なく磨耗の生じない接手である。

第 2 表は防振ゴムの負荷、応力等について纏めたものである。

第 2 表 防 振 ゴ ム 諸 元
Table 2. Specification of Rubber Spring

		筒型防振 ゴ ム	円板型防振 ゴ ム
静的 剛性	剪断方向 (kg/cm ²)	62.5	37.8
	圧縮方向 (//)	151	403
ゴム剪断破壊応力 (//)		56.3	—
疲 労 強 度	荷 重 (kg)	—	0~1,000
	撓 み (mm)	—	0~2.5
	圧縮応力 (kg/cm ²)	—	14.1
	繰返速度 (r. p. m)	—	680
	繰 返 回 数	—	10 ⁶ にて変 化なし
最大 負荷	上下方向 (kg)	250 (剪断)	151 (剪断)
	起動トルク (kg)	250 (剪断)	630 (圧縮)
最大 応力	剪 断 (kg/cm ²)	1.84	2.14
	圧 縮 (kg/cm ²)	—	8.9

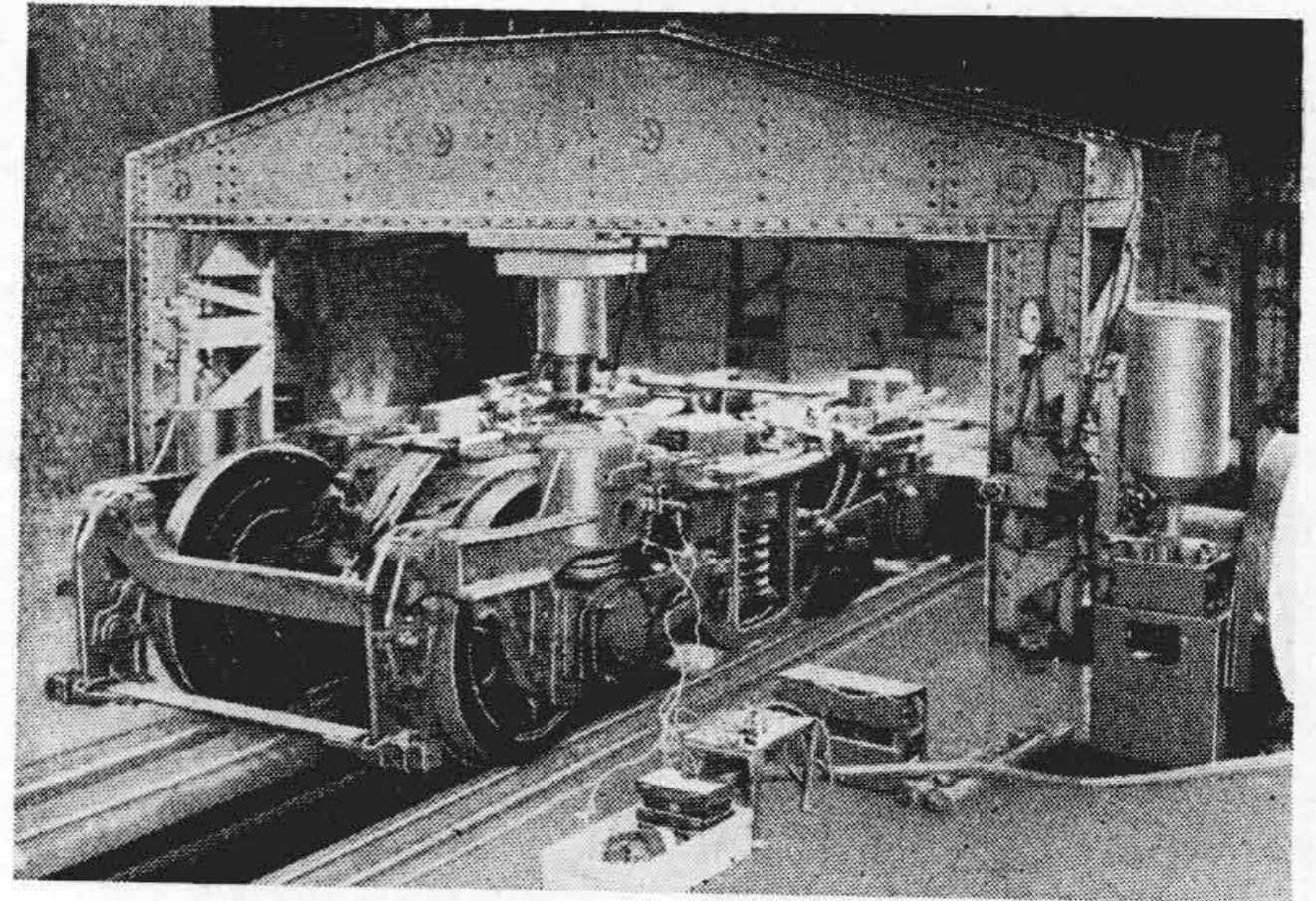
(B) 台車枠

台車枠はトラス形鋳鋼製組立式とし、十分な剛性を持ち、堅牢優美及び重量軽減に意を払っている。そのため十分に強度計算を行い、更に厳格な荷重試験を行った。

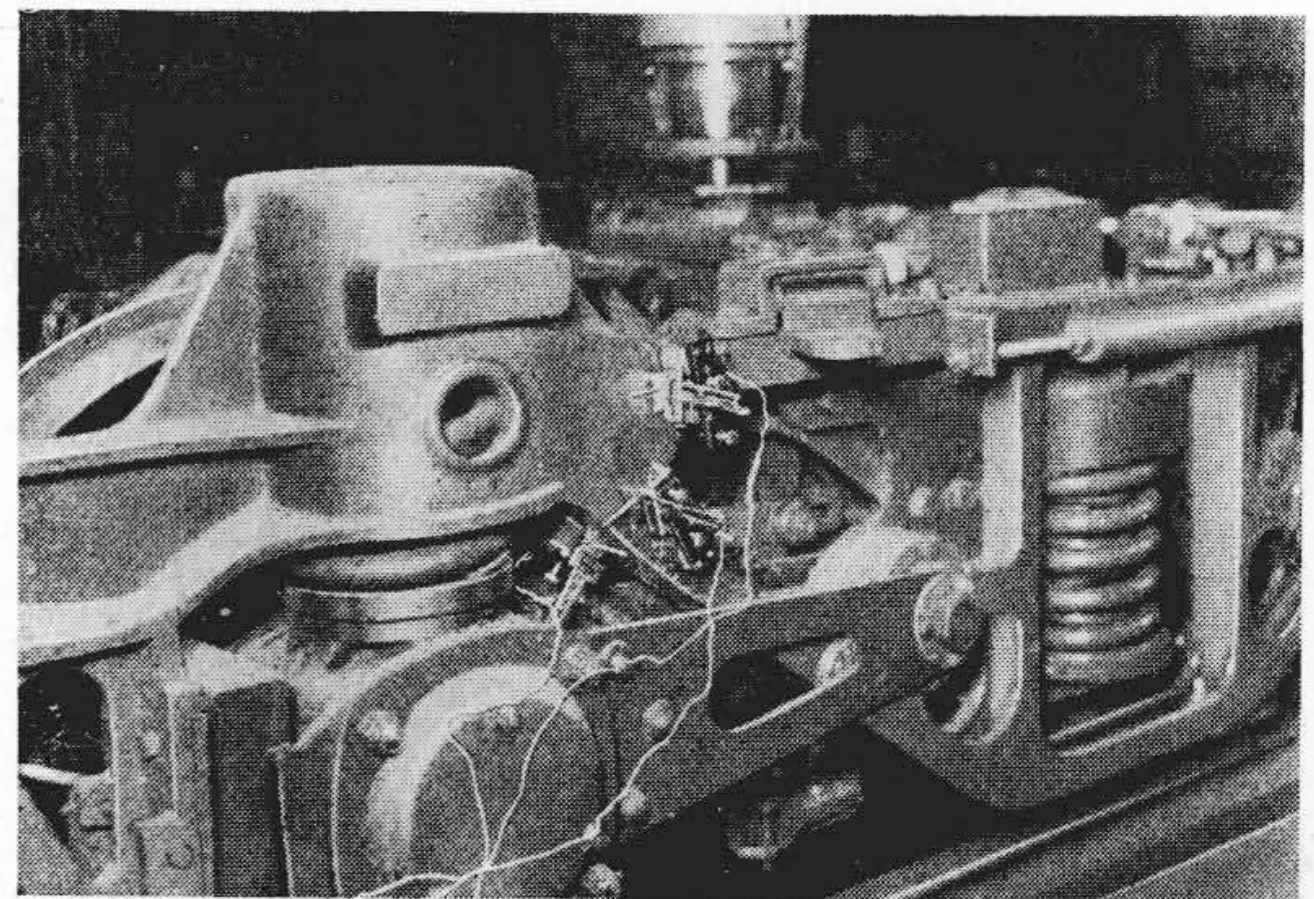
第 10, 11 図は本台車の負荷時の台車枠応力をオクイゼン歪計によつて測定している状況である。

(c) 弾性軸梁式軸箱

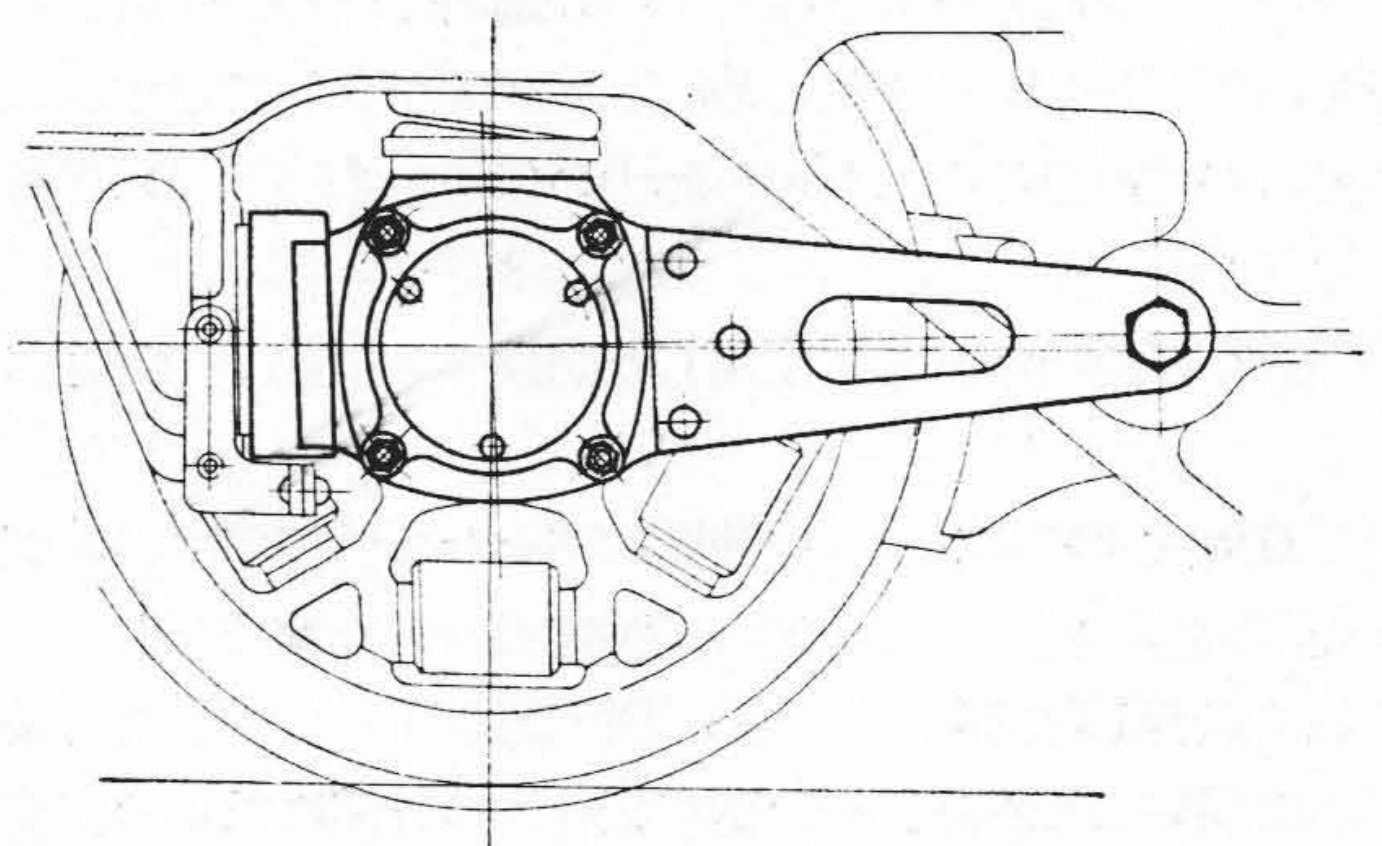
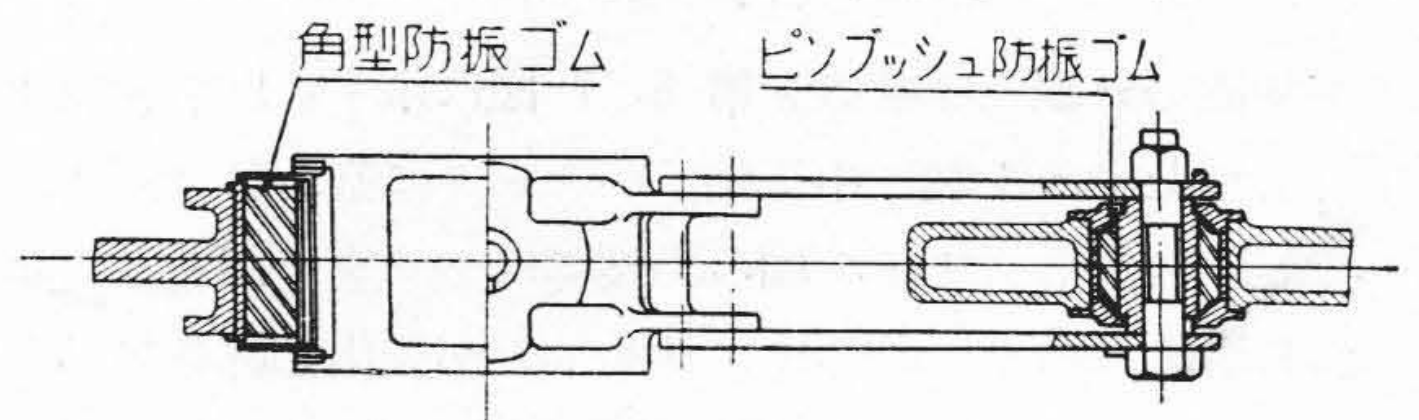
台車の蛇行動を抑制し左右方向の振動強制力を緩和せしむるために、本台車では弾性軸梁式軸箱を採用した。即ち第 12 図に示した如く、軸箱には J-12 型 120φ テーパーコロ軸受を装備し、軸梁は鋼板製である。軸梁の一端は筒型防振ゴムを介して台車枠に固定され、防振ゴムは安全カバーで掩われている。軸箱守部には角型防振



第 10 図 台 車 荷 重 試 験
Fig. 10. Loading Test of Truck



第 11 図 オクイゼン歪計による撓み測定
Fig. 11. Measurement of Strain by Okhuizen Strain Meter



第 12 図 弾 性 軸 梁 式 軸 箱
Fig. 12. Journal Box with Radius Arm

ゴムを剪断方向に使用し、横方向には復元力を与えニアクションに対して自由な構造としてある。

(D) 揺枕装置及びばね系

従来枕ばねとしては一般に重ね板ばねが用いられて来たが、板ばねは板間の摩擦が大きく高周波のビビリ振動を吸収出来ず、乗心地を著しく害して居た。従つて本台車ではこの弊を除くため、枕ばねも軸ばね同様コイルばねを使用し、減衰力を与えるためにスナッパを併用した。同じ考え方から最近のアメリカの台車では枕ばねは殆んどコイルばねを用いている様である。

次に各ばね剛性及び揺枕機構の設計について述べる。

(a) ばね剛性の決定

前章(1)式に於ける合成ばね剛性 k は連結器の高さによつて決定されるものである。現行の連結器高さの規定によれば、満空車時の連結器高さの差(即ち、車体の沈み)は電車では 70 mm に抑えられている。今満空車時の荷重差を ΔW 、車体の沈みを δ とすれば

$$k = \frac{\Delta W}{2\delta} \dots\dots\dots (5)$$

但し k = 台車片側合成ばね剛性

なる関係がなりたつ。故に

$$k = 51.5 \text{ kg/mm}$$

又第1表より $m_1 g = 8800 \text{ kg}$, $m_2 g = 5540 \text{ kg}$

及び振動数 f_z として 1.6 c. p. s. を目標とすれば式

(2)より $k_1 = 80 \text{ kg/mm}$

$$k_2 = 145 \text{ kg/mm}$$

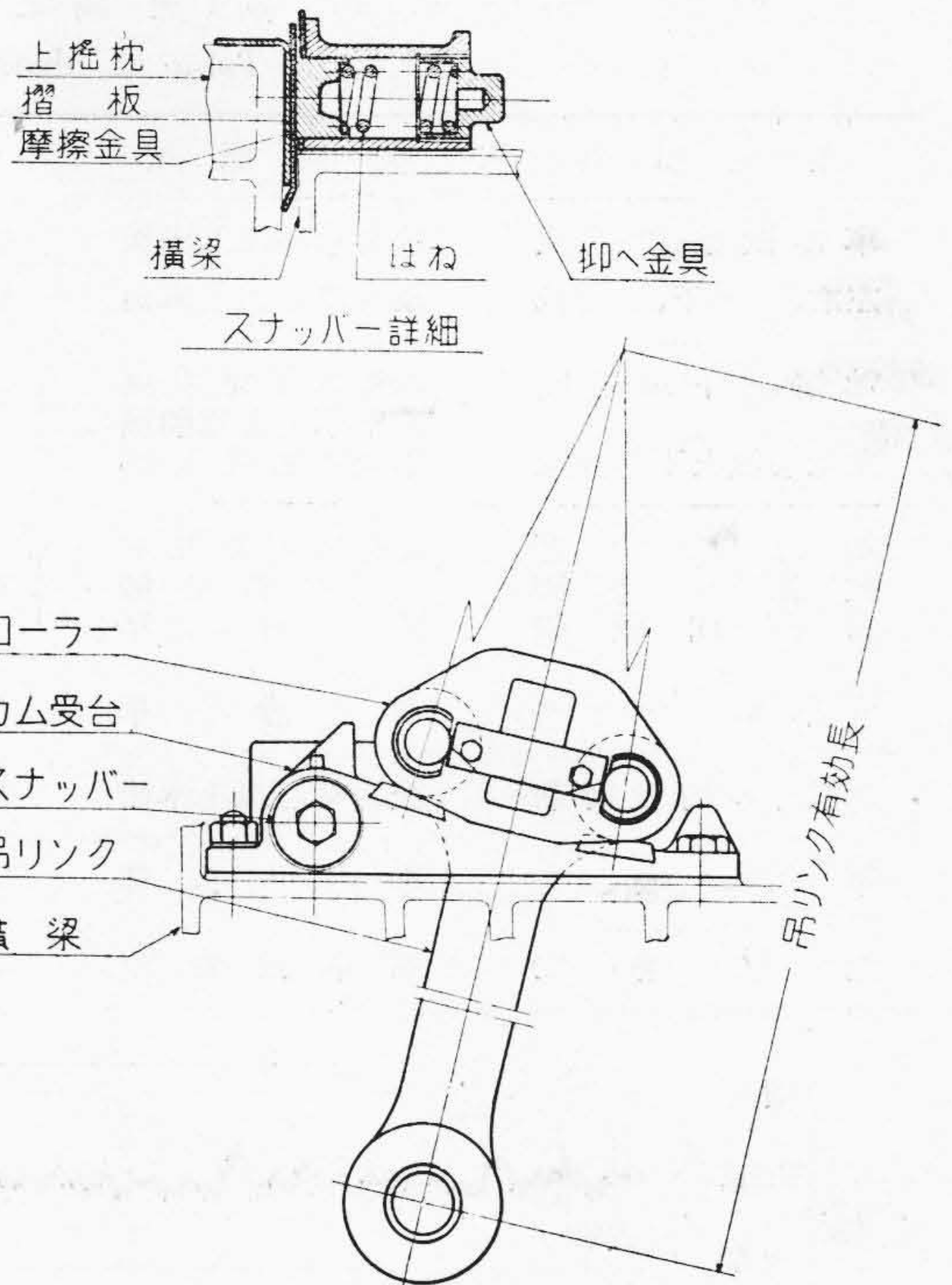
となる。

(b) ローリングカム式揺枕吊装置

前章で述べた方針に従つて本台車では、左右方向に対しては非連成弾性支持とする。そのための条件を式(3)より求むれば、吊リンク長は 1,450 mm となり従来の如き機構では構造的に不可能である。従つて本台車ではローリングカム式揺枕吊装置を用いた。本装置は車体床下の限られた場所に於て吊リンクの有効長を自由に設計し得る自由度を有し、吊リンクの長さを長くすることによつて横方向の衝撃を緩和すると同時に、横方向の振動特性を改善し得るものである。第13図はこの構造を示す。横梁に大なる曲率を有するカム受を配し、コロを取付けた T 型リンクをカム受台に載せてある。コロと受金には特殊焼入鋼を使用し且つ修理の際取外しが便なる様にしてある。

(3) 振動計算

本台車の振動特性を予想するため一応振動計算を行つたので、その結果を第3表に示す。尙この値は 1950 年 3 月小田急電鉄にて実施された現用車振動測定の結果を基にして決定したものである。



第13図 ローリングカム式揺枕吊装置
Fig. 13. Rolling Cam Type Swing Hanger Instrument

第3表 振 動 特 性
Table 3. Characteristics of Vibration

		空 車	定 員	満 員
固有振動数	左右 (c. p. s.)	0.495	0.39	0.32
	上下 (//)	1.63	1.4	1.23
	縦揺 (//)	1.51	1.47	1.36
	偏揺 (//)	0.495	0.39	0.32
振速加度	左右 (g)	0.13		
	上下 (//)	0.16		

(備考) 振動加速度は全振幅を示す

[IV] 車輛振動特性試験及び騒音測定⁶⁾

本台車の振動特性を調査し併せて在来台車との比較検討を行い将来の車輛設計に対する資料を得るために、鉄道技術研究所車輛運動研究室の御協力を得て、1951 年 2 月 28 日小田急営業線に於て振動特性試験及び騒音試験が行われた。

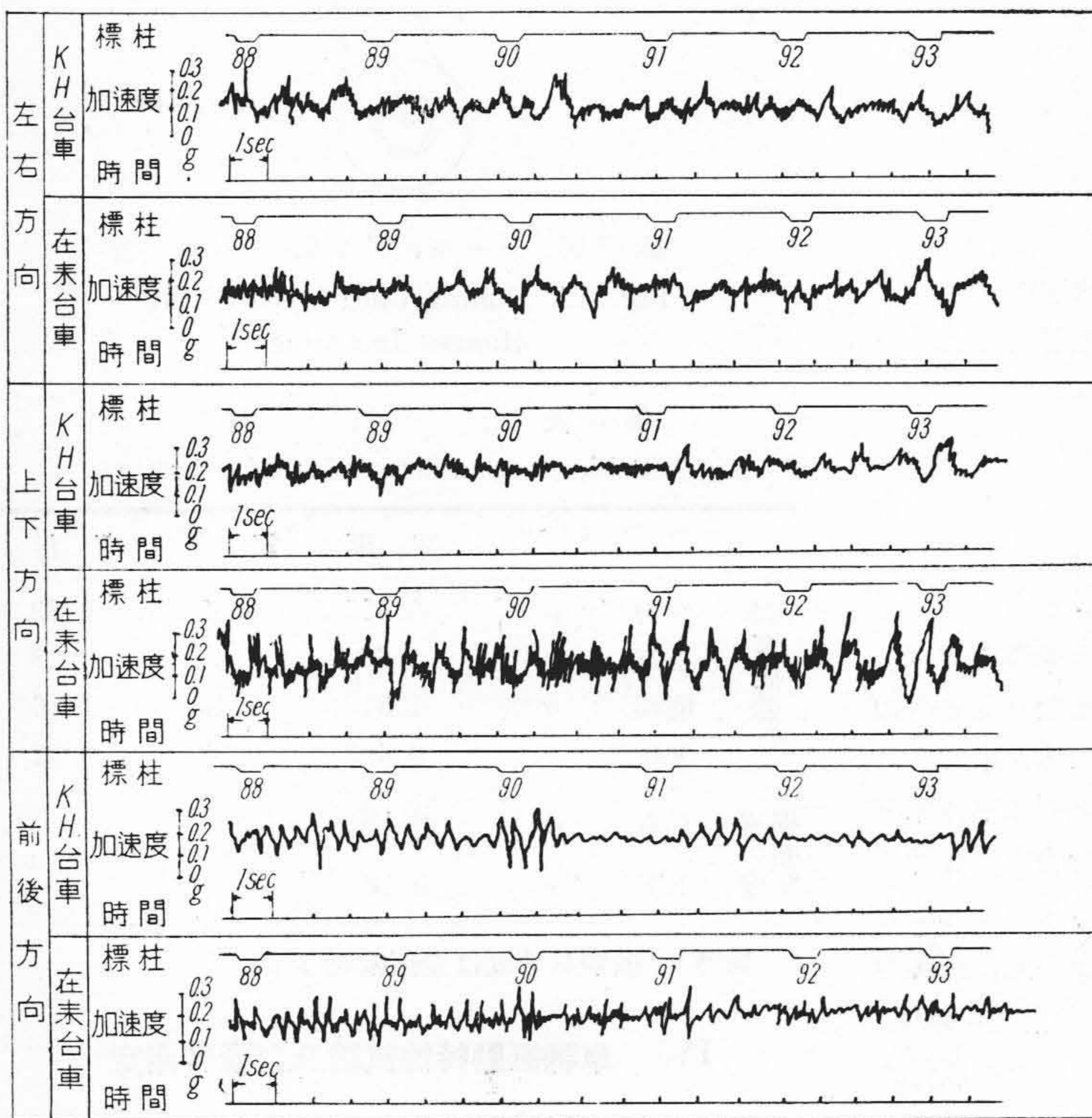
(1) 計器及び測定項目

第4表に計器及び測定項目を示す。

(2) 車体の振動 特性

第 4 表 測定項目及び使用計器
Table 4. Measuring Items and Meters

測定項目	測定個所	使用計器	記 事
車体振動加速度 左右、上下、前後	前台車心皿上床面 後台車心皿上床面	梅北式 DV-3 型加速度計 梅北式 P-3 型加速度計	全線及び区間試験、鉄研 // 日立
軸箱上下加速度 主電動機上下加速度	前台車前軸左側 前台車前主電動機 重心附近上部	電気式 (MC-1 型) 加速度計	} 区間試験、鉄研
軸ばね伸縮 枕ばね伸縮 上揺枕横動	前台車前軸左右 前台車左側 前台車		
台車ピッチング	前 台 車	相対変位計	区間試験、鉄研
起動時の前後衝動	後台車心皿上床面	梅北式 p-3 型加速度計	スタート時、日立
車内騒音	車内中央部	記録騒音計	区間試験、日立
走行速度	控車前台車	摩擦輪式速度計	全線及び区間試験、鉄研



備考：速度 90 km/hr

第 14 図 車体床面上の振動加速度

Fig. 14. Acceleration of Vibration on Floor

(A) 車体の左右振動加速度については、本台車は速度 80 km/hr 以下では在来台車より 10~20% 小さい。区間試験に於けるその平均値は 80 km/hr で 0.13g (全振幅、以下加速度は総て全振幅で現わす) であつて、設

計目標の値を満足しており、国鉄電車と比較しても優良の部に属する。従つてレールに対する衝撃も著しく緩和されているものと認められる。第 18 図に両車の比較を示す。

(B) 主電動機の重心附近に於ける振動加速度は計器の不備のため十分な値は得られなかつたが、本台車は在

計目標の値を満足しており、国鉄電車と比較しても優良の部に属する。

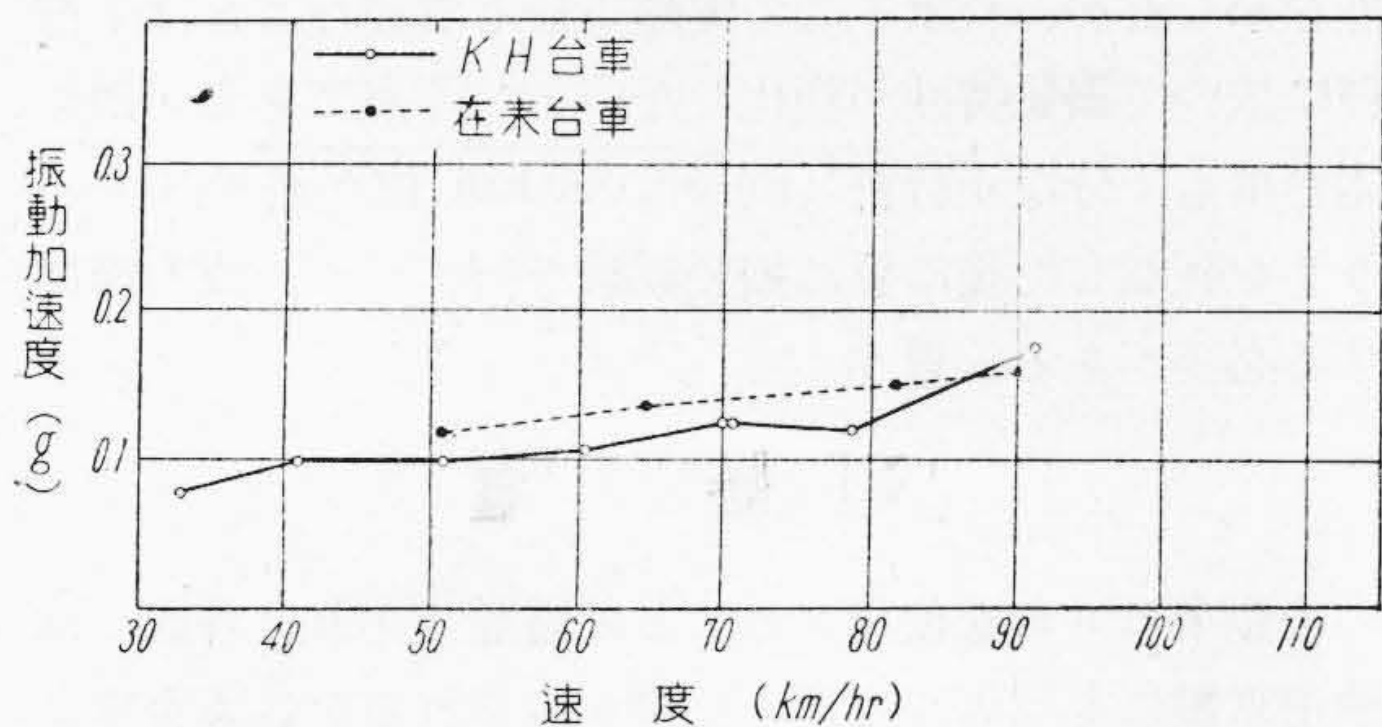
(B) 上下振動加速度は、本台車は在来台車に比して著く小さく各速度で略半減しており、速度 80km/hr に於ける平均値は 0.18g であつて、設計目標の値を略満足しており国鉄電車と比較しても優秀の部に属する。特にビビリ振動が非常に小さくそのため乗心地は快適である。

(C) 前後振動加速度は 70 km/hr 以下では本台車の方が小さいが、80 km/hr 以上では稍大きくなる。その平均値は 80 km/hr で約 0.16g である。又本台車では高速に於て軌道状態の悪い個所で定常的な前後動が現われる性質がある。

尙第 14 図及び第 15~17 図は本台車及び在来台車の振動波形及び振動加速度の比較を示したものである。

(3) 台車の振動特性

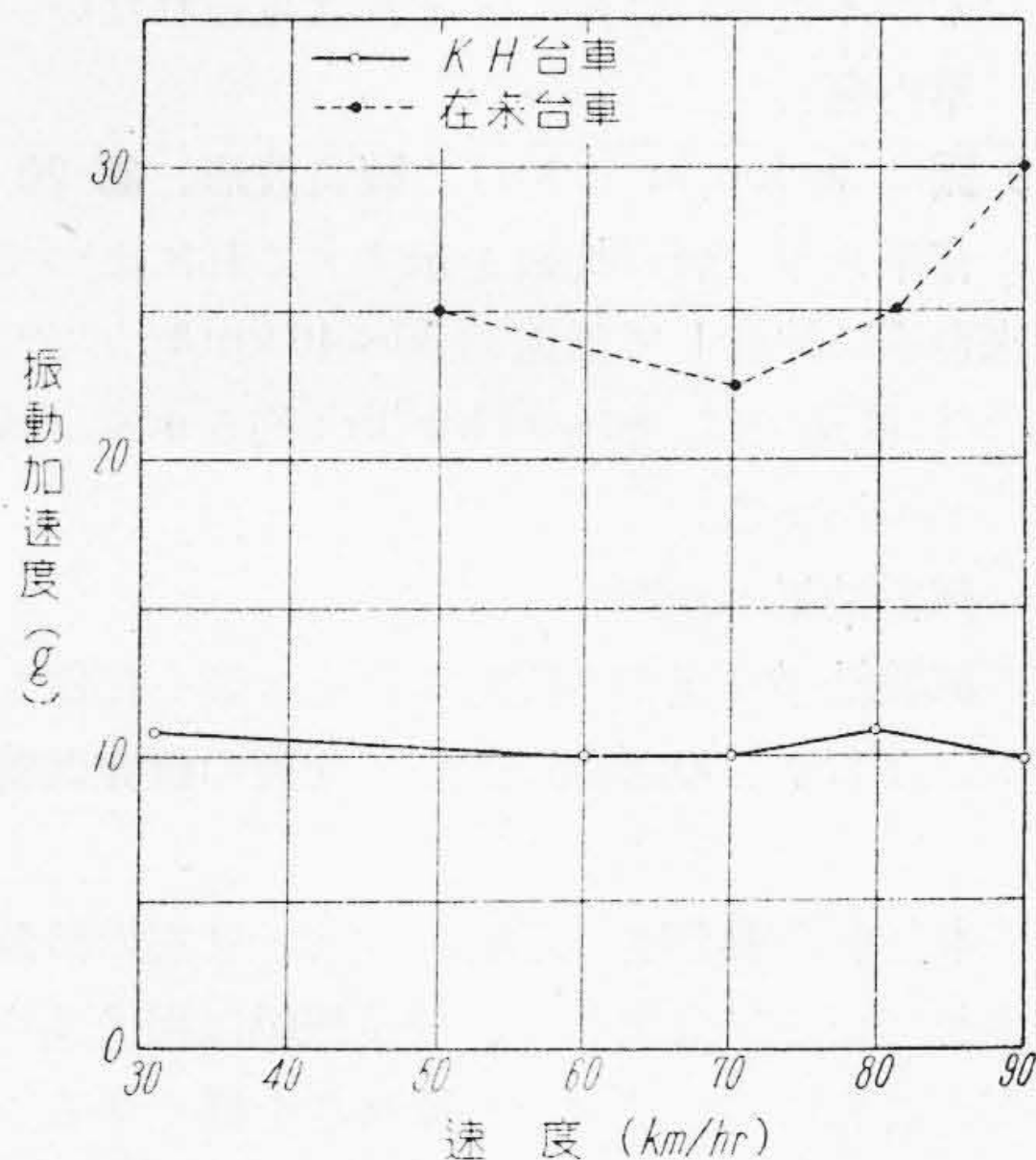
(A) 軸箱の上下加速度は、本台車は在来台車の 50% 以下で 30~90 km/hr の範囲で 10g 程度に過ぎ



第15図 左右振動加速度比較

Fig. 15. Comparison of Transverse Acceleration of Vibration

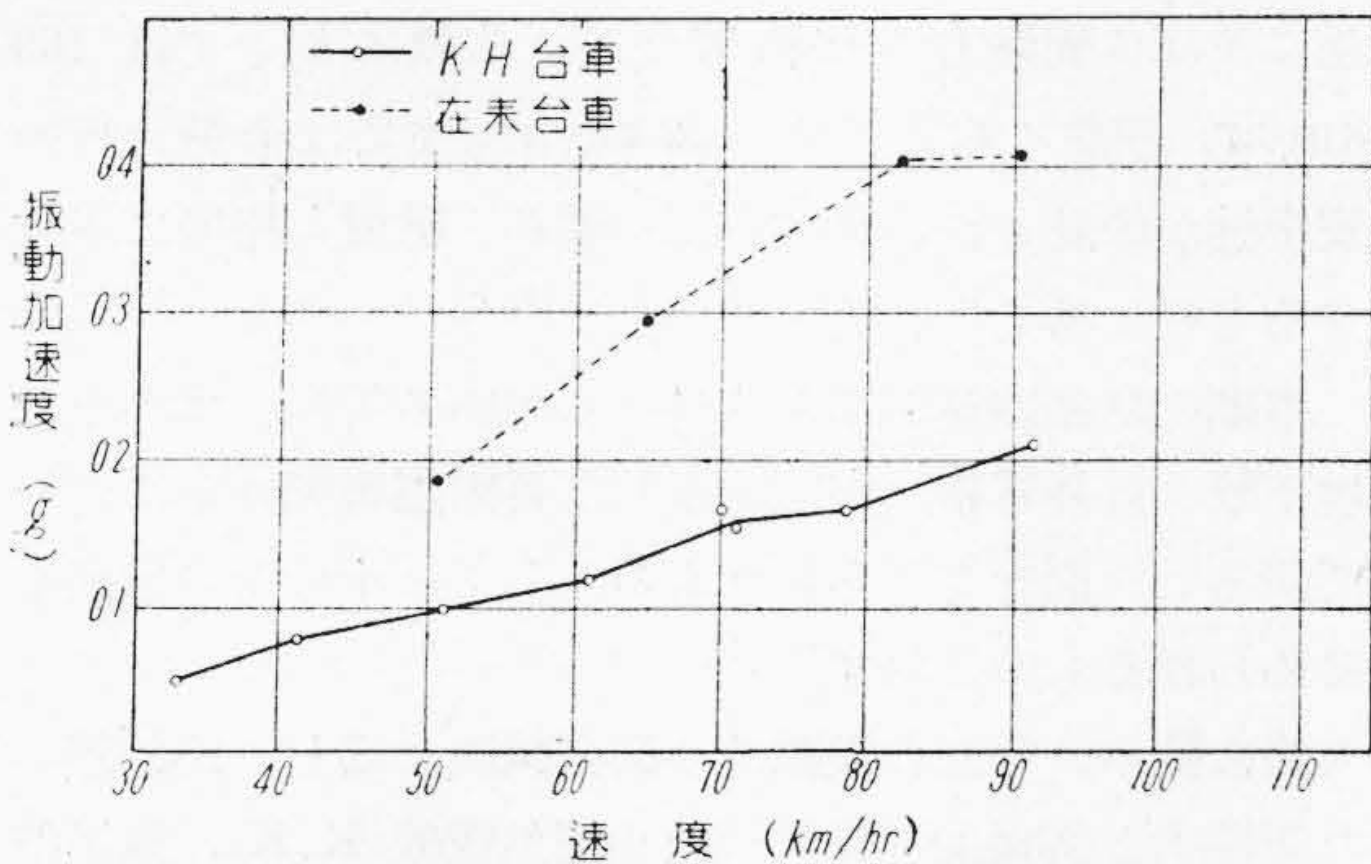
—○— KH
○..... Conventional



第18図 軸箱振動加速度比較

Fig. 18. Comparison of Acceleration of Vibration on Journal Box

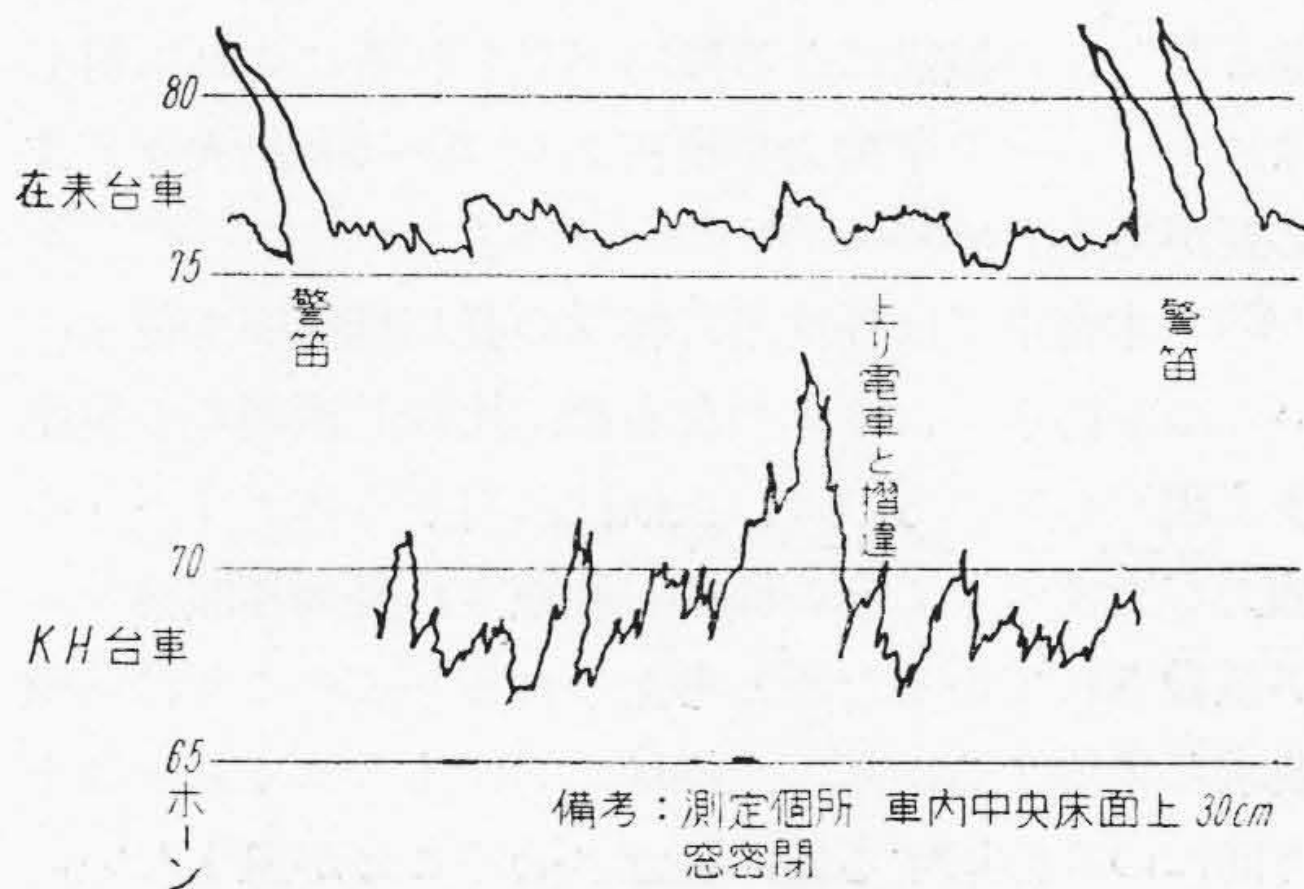
—○— KH
○..... Conventional



第16図 上下振動加速度比較

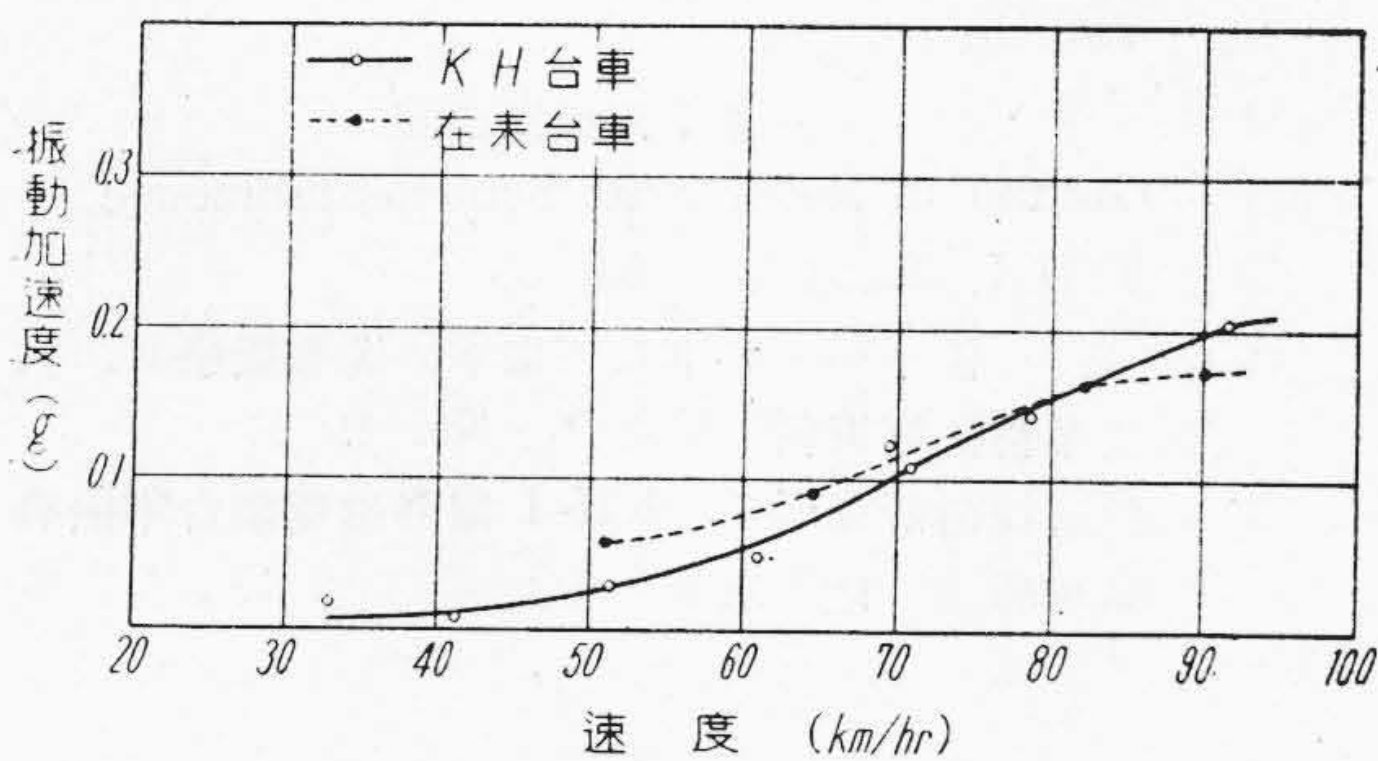
Fig. 16. Comparison of Vertical Acceleration of Vibration

—○— KH
○..... Conventional



第19図 車内騒音

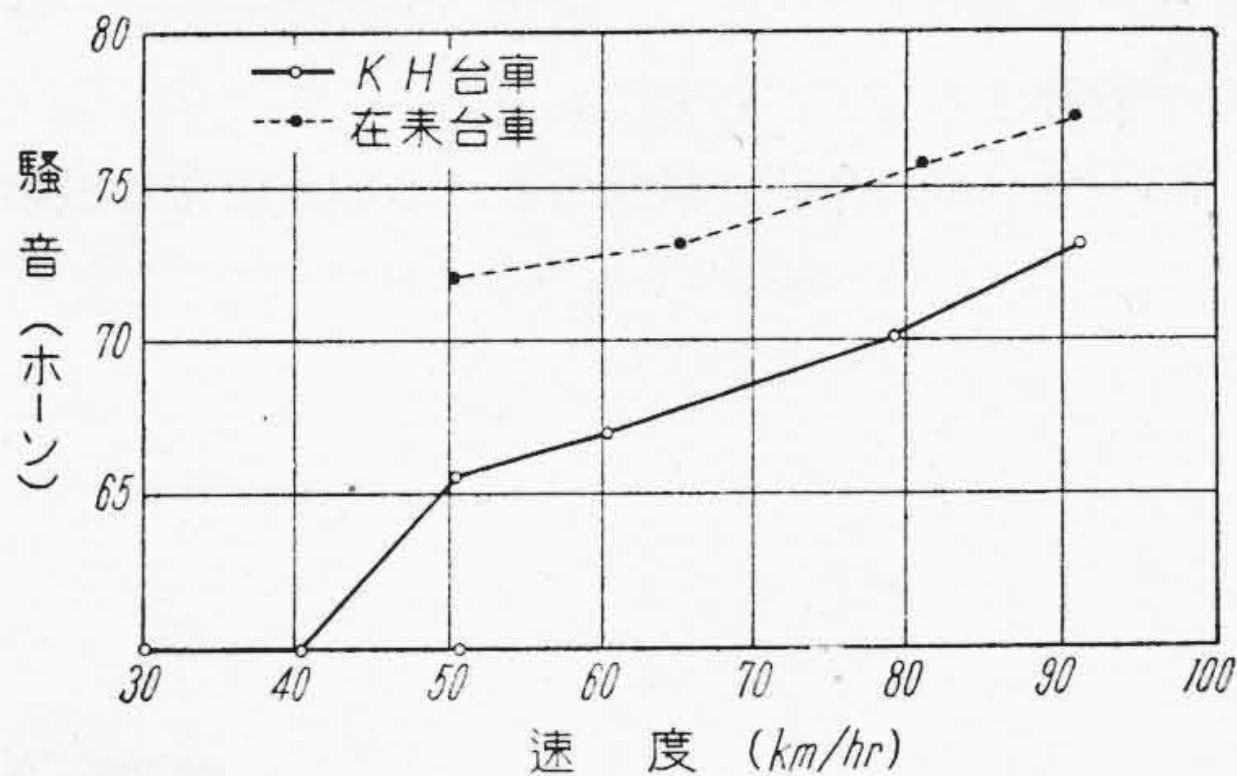
Fig. 19. Noise in Car Body



第17図 前後振動加速度比較

Fig. 17. Comparison of Longitudinal Acceleration of Vibration

—○— KH
○..... Conventional



第20図 車内騒音比較

Fig. 20. Comparison of Noise in Car Body between KH (—○—) and Conventional Type (.....○.....)

来台車に較べて約 50% 小さくなっているものと思われる。

(C) 起動時の振動状況は直列より並列に切替えた時 在来台車は上下左右共 30 c.p.s 程度のビビリ振動が現

われているが本台車には殆んどそれは見られない。

(4) 車内騒音

第 19 図は 90 km/hr に於ける騒音波形、第 20 図は本台車と在来台車の騒音比較を示す。これによつて本台車は在来台車に比較して低速 (30~40 km/hr) では約 10 ホーン、高速では (80~90 km/hr) 約 5 ホーン減少していることがわかる。

(5) 試験結果の検討

今回の試験結果は当初の設計に良く合致した値を示しているが、なお下記の諸点に就いて今後の研究改善を要する。

(A) 本台車は乗心地の見地から上下左右の振動特性が改善されているにも拘らず、前後振動は稍大きくなつてはいるが、これに対しては、心皿高さを低くすること、軸ばねに適当な減衰力を与えること、心皿下部に防振ゴムを挿入すること等が考えられるも、なお今後十分なる研究を必要とする。

(B) 軌道状態の悪い所 (特にレール継目部の局部的沈下が激しく且つそれが連続している区間) を速度 50~70 km/hr で走行する場合に、車体の上下振動が共振状態となり、大振幅になる傾向が見られる。これに対してはスナッパの摩擦力を現在より 20~30% 大きくする必要はある。

(C) 本台車では揺枕吊に特殊の長周期機構を使用しているにも拘らず、車体の左右動に比較的短周期の振動が多く現われているのは、上揺枕に対するスナッパの摩擦力が大きすぎてその横動が制限され長周期機構の効果が減殺されているためと考えられる。このことは前項の要求と矛盾するから、上揺枕に対するスナッパは上下方向にのみ作用する様に独立させることが望ましい。

(D) 本台車では左右方向にビビリ振動が稍現われているが、この種の振動は台車の特性よりも寧ろ車体の剛性が大いに影響していると考えられる。従つて防振車輛としては台車のみではなく、車体の振動特性をも十分考慮して設計することが必要である。

(E) 本台車は今回の試験で前述の如き優秀な振動特

性を示したが、台車として實際上最も重要なことは走行料に依つて振動特性が変化しないという点である。故に本台車も十分な走行料 (約 50,000 km 位が適当であろう) を経過した後に更に振動試験を行つてこの点を確認する必要があると思う。

[V] 結 言

自動車にゴムを使用することは常識であり、外国では鉄道車輛にもゴムを応用した例がみられるが、本台車によつて我が国でも鉄道車輛に対してゴムの導入が成功し、又防振ゴムが機械部品として如何に有能であるかが証明され、更に駆動方式に於ても電車にクイルドライブ装置が採用出来ることが明らかになつた。

又車輛のスピードアップについても、振動の減少、軌道に及ぼす衝撃力の緩和等から、広軌に対しては 160 km/hr、狭軌に対しては 120 km/hr までは十分走行の安全性が保証され、車輛各部の磨耗、破損も格段に減少するものと考えられる。

車輛の防振防音が喧しく叫ばれている折柄、本台車は地下鉄、郊外電車、市間電車及び長距離電動列車に対して明るい一面をもたらしたものとして、十分その価値を認められるものと信ずる。

終に臨み、今回の振動及び騒音試験に際し、終始熱心な御協力と御援助を賜つた小田急電鉄 K.K., 鉄道技術研究所車輛運動研究室及び日立中央研究所の各位に対して深甚なる謝意を表して筆をおく。

参 考 文 献

- (1) B.S. Cain : Vibration of Rail and Road Vehicle ;
- (2) デン・ハルトック : 機械振動論
- (3) Gummi in Radern für Schienenfahrzeuge, V.D.I. Band 77, No. 35.
- (4), (5) 松平精 : 客車及び電車の固有振動数, 鉄道業務研究資料, Vol. 6, No. 2
- (6) 鉄道技術研究所 : KH-I 型高速電動台車振動試験報告 (昭, 26)

