

車輛の左右振動について (第2報)

Transversal Vibration of Rolling Stock (Report 2)

佐 川 健*
Ken Sagawa

内 容 梗 概

最近の軽量化された車体はもはや剛体と考えることはできない。設計強度上さらに軽量化できるとはいえ、車輛の良否を決定づけるものはやはり振動、乗心地であり、この面からおのずと軽量化にも限度がある。すでに曲げ剛性を考慮して上下振動を検討し、乗心地から曲げに対する限界値を決定した。しかし左右振動については現在のところまだ車体を弾性体として検討したものが見当たらないので、ここで車体の振り剛性を考慮し、第1報と同じ考えをすすめて、一般の台車構造、すなわち軸バネ、枕バネと吊りリンク装置を使用している台車をもつ車輛の左右振動について検討を行った。

その結果、走行時の車体の振り剛性は試験台上の値より1.7倍程度大きくなること、走行時に左右動、ローリングの連成振動があらわれにくい一つの理由として、車体の振り剛性の影響のあることを示した。またさらに車体の振り振動数の限界値については明確な値を示すことはできないが、普通一般の客電車では一応試験台上2.5 c/sを限界値とし、これ以上の値であることが望ましいことを示した。

1. 緒 言

さきに、最近の軽量化された車体はもはや剛体として考えることができないことを指摘し、車体の曲げ剛性を考慮して上下振動の検討を行った⁽¹⁾。最近の軽量車の車体の曲げ振動数が10 c/s程度であるのに対して、振り振動数は3 c/s程度の低い値を示しており、左右振動の固有振動数が一般に1 c/s前後から2 c/s程度の値であることから考えると、車体の振り剛性が左右振動に及ぼす影響は相当大きいと思われる。しかしながら現在、車輛の左右振動に関しては、車体を弾性体として検討されたものはまだみあたらない。ここに前報⁽²⁾と同じ考えにより、特に車体の振り剛性をも考慮に入れて、普通一般の軸バネ、枕バネと吊りリンク装置を使用している台車をもつ車輛の定常的な左右振動について解析を行い検討することにする。

2. 左右振動の形について

車輛がどんな形で左右振動をしているか、はじめに概略の考察を行うことにする。

ローリングと左右動は理論上連成し、これを普通左右振動と呼び、またヨーイングは振動の形の上から左右振動と分離されるため、別個に取り上げられている。しかしながら、車輛の振動測定は一般に台車心皿上の床面で振動加速度の測定によつて行われるから、左右振動として記録された振動波形にはローリング、左右動

およびヨーイングの三成分の合成されたものが測定されていることになる。単に車体床面上一箇所の測定ではこれら三成分を分離することは困難であるが、波形中に含まれているヨーイングの成分の占める割合は大きいと思われる⁽³⁾。それゆえ以下特に断わらぬ限り、単に左右振動という場合はヨーイングを含めた広義の左右振動を意味する。

第1表はボギー車の左右振動の固有振動数⁽⁴⁾であり、また第2表は台車試験機⁽⁵⁾によつて測定された左右振動の共振振動数と走行時の振動数解析結果の一例を示したものである。これらから考えられることは、走行中に発生している左右振動は下心ローリングおよび上心ローリングは起りにくいことで、振動の形としてはほとんどヨーイングであると考えられる。前後の台車が完全に同じ振幅、位相で左右方向に加振されてはじめて左右動、ローリングが発生することになるから、走行中このような

第1表 ボギー車の左右振動固有振動数(c/s)⁽⁴⁾

振 動 の 形	客車および 電車付随車	電 動 車
下心ローリング	0.6 ~ 1.0	0.7 ~ 1.0
上心ローリング	1.0 ~ 2.0	1.2 ~ 1.8
車体ヨーイング	1.0 ~ 2.0	1.2 ~ 1.8

第2表 台車試験機上および走行時の左右振動の共振振動数(c/s)

試験車種(台車形式名)	台 車 振 動 試 験		走 行 試 験	
	下心ローリング	上心ローリング	左右振動	測定路線 測定年月
オ ハ (TR-11)	0.7	1.0	1.6	山陽本線下松・四辻間 昭 27-12
ス ハ (TR-47)	0.8	2.0	1.3	山陽本線下松・四辻間 昭 28-4
名古屋地下鉄(KH-10)	1.0	判明せず	1.6	名古屋下之一色地上仮設路線昭31-11
名古屋地下鉄(KH-10)	—	—	1.8	名古屋地下鉄線 昭 32-9

* 日立製作所笠戸工場

状態は一般にはほとんど起つていないことを意味しているように思われる。実際問題として2輛以上連結された場合が多く、特にこの連結の影響のためにいつそうこの傾向が強くなっているように思われる。

従来1/2車体、1台車について左右振動(ローリング、左右動)の解析をおこない、左右方向の復原力を決定し、これを決定する時に問題はあるが、その結果を使用してヨーイングの振動数を求める方法⁽⁶⁾がある。この理論によると、車体は前後軸周りの回転に対して車体中央横断面内で不連続になり、前後1/2車体はそれぞれ互いに逆の回転をすることになる。車体は連続体であるから、この理論で車体のヨーイングを十分説明することは困難である。

後に述べるように1車輛として連成振動を考えると、車体が剛体であれば、車体のヨーイングは完全に水平面内で振動することになる。剛性の高い車体をもつ車輛は大体このような形で振動していることは簡単な実験から類推されるので、ここでは一応理論どおりの形の振動をしていると思われる。

しかしながら最近の軽量車の振り振動数が3c/s程度の低い値を示していることを考えると、車体はヨーイングの場合、振り剛性の影響のために前後の枕梁位置横断面内に、それぞれ逆向きの回転が生じ、水平面内のみの振動ではなくなる。したがって車体を弾性体と考え、振り剛性を考慮するとヨーイングはローリングと連成することが考えられる。

3. 車体の振り剛性について

車体の振り剛性は従来一方の端梁を固定とし、他方の端梁の横断面内にモーメントを与えて測定されるのが一般であるが、この負荷条件は車輛の走行中の振り状態と

第3表 車体(鋼体)の相当振り剛性、振り振動数⁽¹⁰⁾およびこれより求めた極慣性モーメント

車輛名称	相当振り剛性 GJ(10 ¹² kg·mm ² /rad)	振り振動数* (c/s)	車体重量 (t)	2L (m)	2l ₂ (m)	極慣性モーメント J _p (10 ⁶ mm ⁴ /mm ²)
ナハ 10	57.9	6.7	7.0	20	14.15	8.45
南海 11001	8.45	2.5	7.1	20	13.6	8.98
阪神 3011	14.7	2.7	6.895	18.5	12.7	15.5
名鉄 5050	12.2	2.5	6.6	18	12.4	15.6
東急 5000	10.15	5.35	5.08	18	12	3.7
相模 5000	14.6	3.3	5.7	17	11	13.5
大阪地下鉄	25.3	4.75	8.68	17	11.5	7.2

*注 相模、大阪地下鉄は第1図の負荷条件で測定したもの、他は車端に負荷したもので、後者の測定条件では測定値が前者より多少高めに出る⁽⁹⁾。

異なるので、枕梁位置をモーメントの着力点に選ぶ方が合理的であると思われる⁽⁷⁾。車体の振りの回転角変位は枕梁間では直線的に増加し、張出部ではほとんど枕梁位置の回転角のままである⁽⁸⁾。したがって理論上、枕梁間は弾性体として、また張出部は剛体として考えることにする。

第1図は試験台上における固定枕梁を基準にした車体の振り回転角と位置の関係を示したもので、モーメントを与える枕梁部がθ₂だけ回転した場合、車体の振り回転角は次式で与えられる。

$$0 \leq x \leq 2l_2 \text{ において } \theta_{2x} = \theta_2 \frac{x}{2l_2} \dots\dots (1)$$

$$2l_2 \leq x \leq (L+l_2) \text{ において } \theta_{2x} = \theta_2 \dots\dots (2)$$

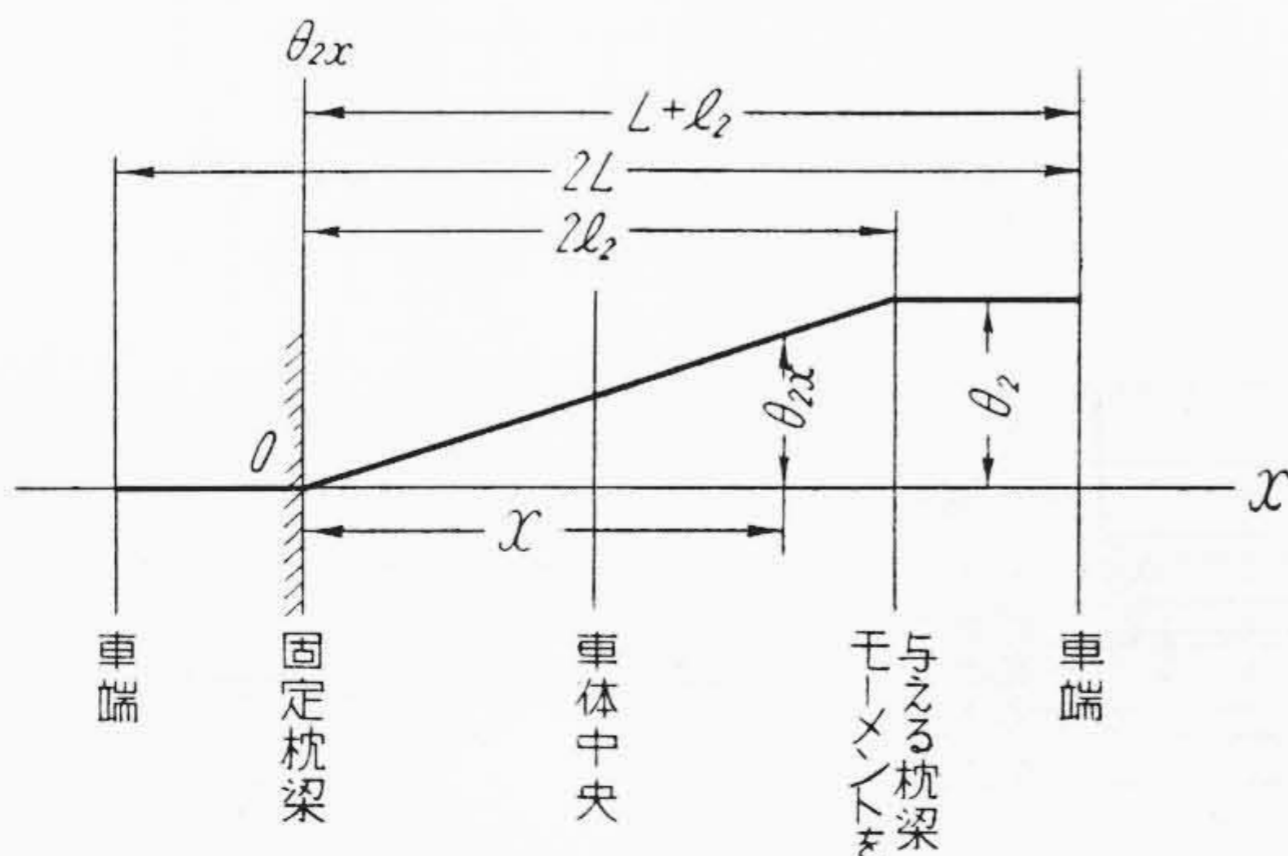
いま、車体を均質一定断面の棒と仮定し、単位長さの質量をm、車体横断面の極慣性モーメントをJ_p、振り剛性をGJとすれば、(1)、(2)式の関係から試験台上における車体の慣性モーメントI'_{Bθ}と車体の振りの回転バネ定数K'_{Bθ}は次式で表わすことができる。

$$I'_{B\theta} = mJ_p \left(L - \frac{l_2}{3} \right) \dots\dots (3)$$

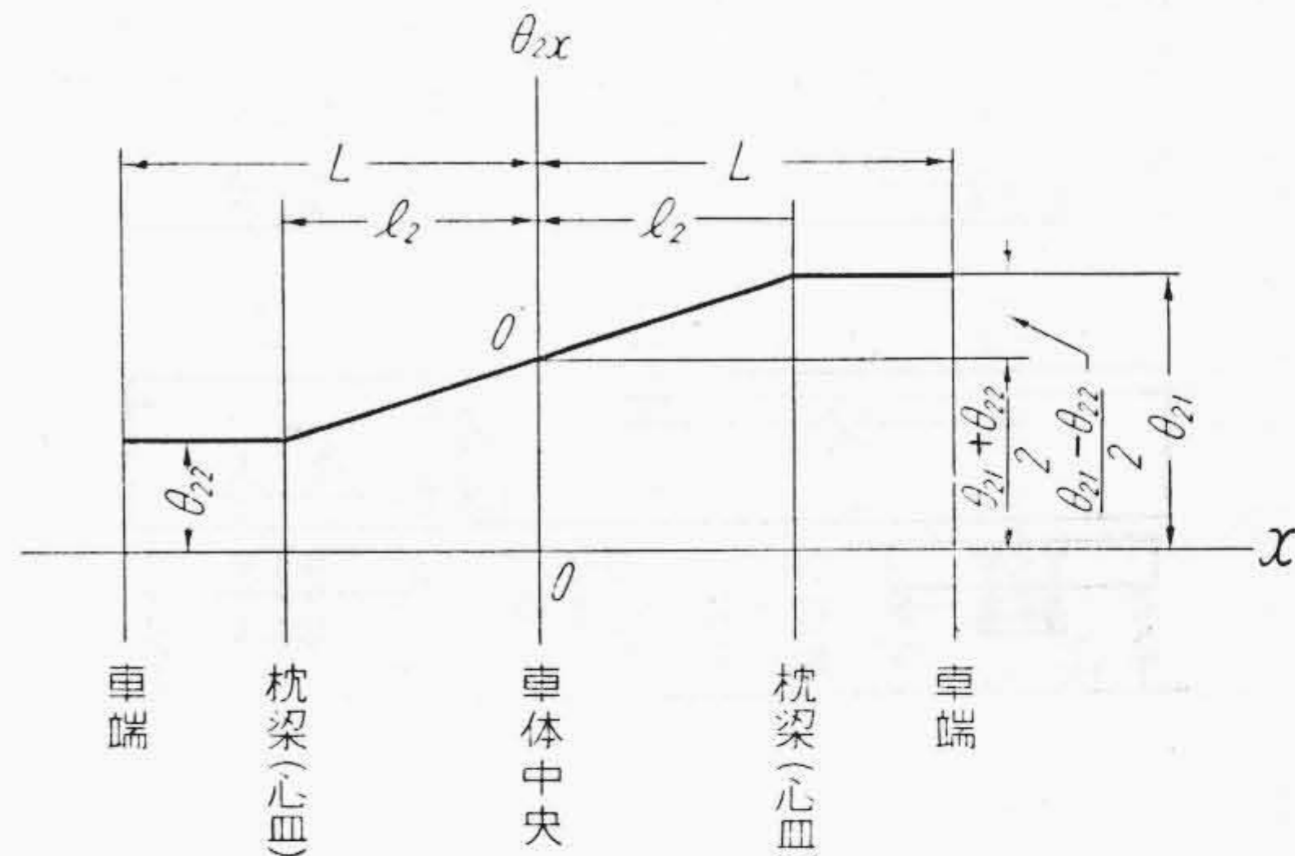
$$K'_{B\theta} = \frac{GJ}{2l_2} \dots\dots (4)$$

客電車の車体の相当振り剛性、振り振動数⁽⁸⁾から車体の極慣性モーメントJ_pを求めると第3表が得られる。これよりJ_pのorderは

$$J_p \approx 1 \times 10^7 (\text{mm}^4/\text{mm}^2) = 10 (\text{m}^4/\text{m}^2) \dots (5)$$



第1図 車体の振り回転角と位置の関係(試験台上)



第2図 車体の振り回転角と位置の関係(走行時)

と考えられる。ただ J_p の次元が面積で割られているのは車体の断面積を不明のまま扱っているためである。

次に走行中の車体の振り振動の状態を考える。前後の枕梁横断面はそれぞれ自由にそれらの面内で回転しうるから、車体の横断面位置とその断面の回転角の関係は第2図のように考えられる。

前後の枕梁横断面がそれぞれ θ_{21}, θ_{22} の回転をした場合、車体の振り回転角は次式で与えられる。

$$-l_2 \leq x \leq l_2 \text{ において } \theta_{2x} = \frac{\theta_{21} + \theta_{22}}{2} + \frac{\theta_{21} - \theta_{22}}{2} \frac{x}{l_2} \dots\dots\dots (6)$$

$$l_2 \leq x \leq L \text{ において } \theta_{2x} = \theta_{21} \dots\dots\dots (7)$$

$$-L \leq x \leq -l_2 \text{ において } \theta_{2x} = \theta_{22} \dots\dots\dots (8)$$

前後の枕梁横断面がそれぞれ θ_{21}, θ_{22} だけ回転した車体の形は第2図からわかるように、車体が一様に回転して $\frac{1}{2}(\theta_{21} + \theta_{22})$ の回転角をもち、さらに車体中央横断面を基準にして前後の枕梁横断面がそれぞれ逆向きに $\frac{1}{2}(\theta_{21} - \theta_{22})$ の回転をしたことと等価である。したがって車体の振りのみを考慮する場合車体中央横断面に対して前後 $\frac{1}{2}$ 車体のそれぞれの対応断面の回転角は逆対称になるから、いずれか一方を考察すればたりることになる。

(6), (7), (8)式で $\theta_{21} = -\theta_{22}$ と考え、 $1/2$ 車体の慣性モーメント $I_{B\theta}$ と $1/2$ 車体の振りの回転バネ定数 $K_{B\theta}$ は次式で表わすことができる。

$$I_{B\theta} = mJ_p(L - \frac{2}{3}l_2) \dots\dots\dots (9)$$

$$K_{B\theta} = \frac{GJ}{l_2} \dots\dots\dots (10)$$

(3), (4)式と(9), (10)式からわかるように、車体の振り振動数は試験台上で実測された値に対して、走行中のように前後の枕梁部横断面がともに回転しうる場合の値は第3表の値の1.7倍程度大きくなることわかる。し

たがって車体の振り剛性は見掛上増加することになる。

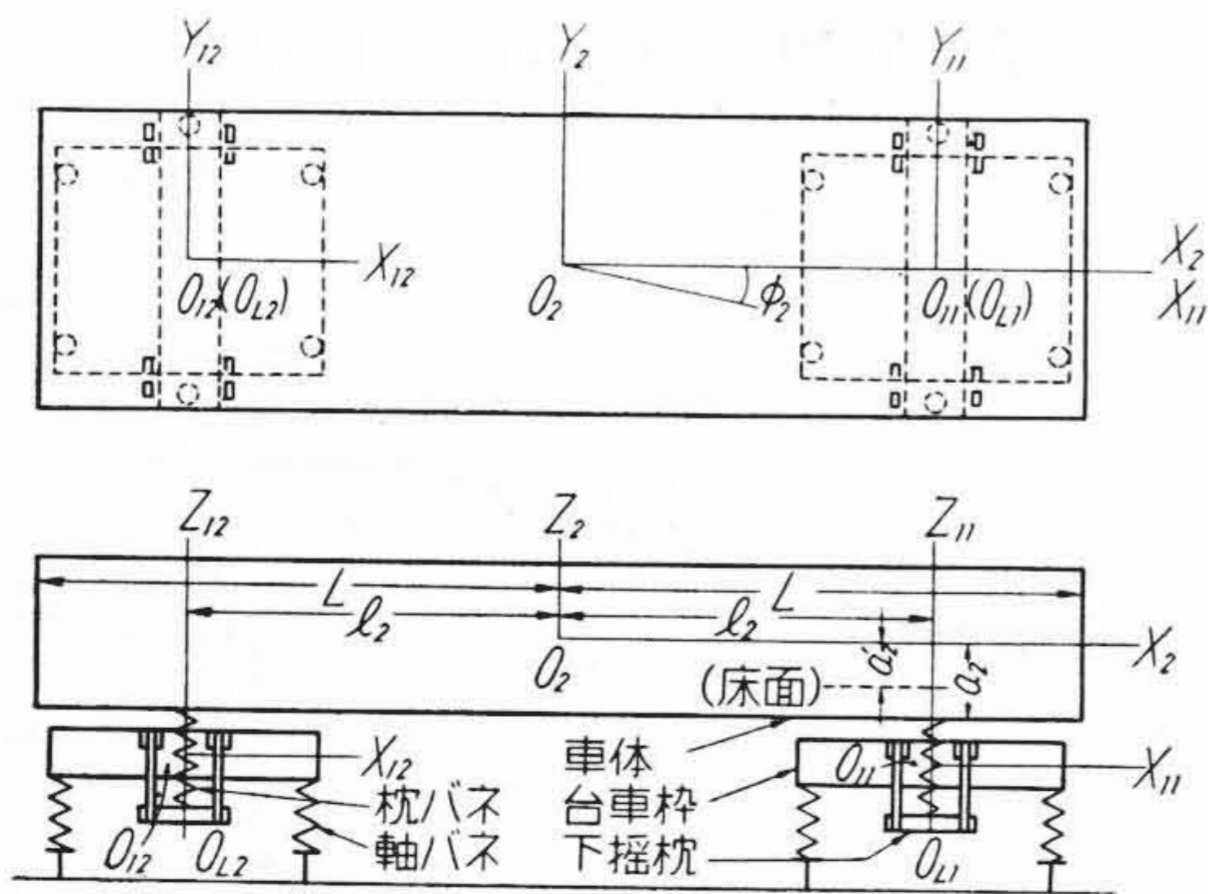
4. 車輻の左右振動について

車輻の振動系を第3図に示す。これは側受支持構造としてモデル化したものである。座標軸の原点は車体、台車枠、下揺枕の重心点とし、前後、左右および上下方向にそれぞれ X, Y および Z 軸をとる。車体、台車はそれぞれの原点を通る $Z-X$ および $Y-Z$ 平面に関して対称形である。いまこの振動系について左右振動の運動方程式を求めることにする。

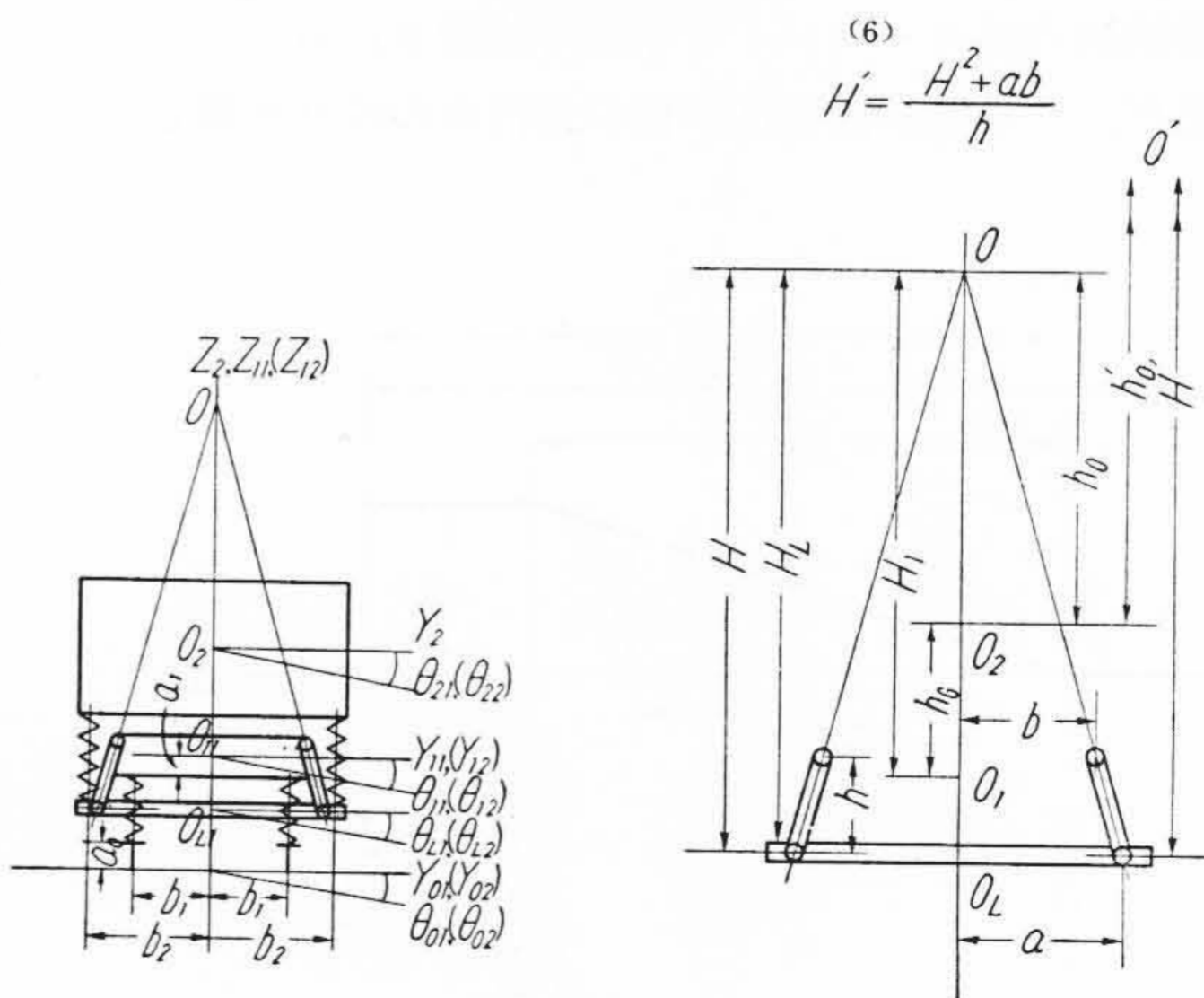
前後の台車の車輪軸にそれぞれ左右方向の定常的な同振幅の正弦的な強制変位を与える場合を考える。台車は今までどおり剛体と考え、車体は均質一定断面の棒とし、張出部は剛体、枕梁間は弾性体とする。しかし車体の弾性変形としては振りのみを考え、左右方向の曲げについてはいまここでは考えないことにする。バネはいずれの方向についても線形の特性をもっており、同種のパネの特性に差異はないものとする。振動は中立静止位置近傍の微小振動として取り扱う。

使用記号は次のとおりである。

- m_2 : $1/2$ 車体の質量, m_1 : 1台車バネ間の質量
- I_{2x}, I_{2z} : $1/2$ 車体の X 軸, Z 軸周りの慣性モーメント
- $I_{B\theta}$: $1/2$ 車体の振りを考慮した X 軸周りの慣性モーメント [たとえば(9)式]
- I_{1x} : 台車の X 軸周りの慣性モーメント
- k_{z2}, k_{y2} : 枕バネの Z 軸, Y 軸方向のバネ定数
- k_{z1}, k_{y1} : 軸バネの Z 軸, Y 軸方向のバネ定数
- $K_{B\theta}$: $1/2$ 車体の振りの回転バネ定数 [たとえば(10)式]
- C_{z2} : 枕バネに並列に入れた上下動用 (Z 軸方向) 減衰器の粘性減衰係数
- C_L : 吊りリンク部の固体摩擦を粘性抵抗と考えた粘性減衰係数



第3図(a) 車輻の振動系



第3図(b) 吊りリンク装置部分詳細

(上記二種以外の減衰係数は一応考慮しないことにする)

(y_2, θ_2, ϕ_2) : 車体の座標, θ_2, ϕ_2 はそれぞれ X 軸, Z 軸周りの回転の座標

$(y_{11}, \theta_{11}), (y_{12}, \theta_{12})$: 前後台車それぞれの台車枠(バネ間)の座標, θ_{11}, θ_{12} は X 軸周りの回転の座標

$(\theta_{L1}), (\theta_{L2})$: 前後台車それぞれの下揺枕の X 軸周りの回転の座標

そのほか, 前出の記号を使用することにし, また各部の固定長さの記号は第 3 図によるものとする。回転方向に関する十方向は考える軸の十側から原点をみて時計方向とする。

運動エネルギー T は

$$2T = 2m_2 \dot{y}_2^2 + m_j \int_{-L}^L \left(\frac{\partial \theta_{2x}}{\partial t} \right)^2 dx + 2I_{2z} \dot{\phi}_2^2 + m_1 (\dot{y}_{11}^2 + \dot{y}_{12}^2) + I_{1x} (\dot{\theta}_{11}^2 + \dot{\theta}_{12}^2) \dots (11)$$

ポテンシャルエネルギー U は

$$2U = GJ \int_{-L}^L \left(\frac{\partial \theta_{2x}}{\partial x} \right)^2 dx + 2k_{y2} \left\{ (y_2 - l_2 \phi_2 + a_2 \theta_{21} - y_{11} - H_1 \theta_{11} + H_L \theta_{L1})^2 + (y_2 + l_2 \phi_2 + a_2 \theta_{22} - y_{12} - H_1 \theta_{12} + H_L \theta_{L2})^2 \right\} + 4k_{y1} \left\{ (y_{11} + a_1 \theta_{11} - y_{01} - a_0 \theta_{01})^2 + (y_{12} + a_1 \theta_{12} - y_{02} - a_0 \theta_{02})^2 \right\} + 2k_{z2} b^2 \left\{ (\theta_{21} - \theta_{L1})^2 + (\theta_{22} - \theta_{L2})^2 \right\} + 4k_{z1} b^2 \left\{ (\theta_{11} - \theta_{01})^2 + (\theta_{12} - \theta_{02})^2 \right\} + m_2 g \left\{ -h_G \theta_{11}^2 + h'_0 (\theta_{L1} - \theta_{11})^2 - h_G \theta_{12}^2 + h'_0 (\theta_{L2} - \theta_{12})^2 \right\} \dots (12)$$

また散逸関数 F は

$$2F = 2C_{z2} b'^2 \{ (\dot{\theta}_{21} - \dot{\theta}_{L1})^2 + (\dot{\theta}_{22} - \dot{\theta}_{L2})^2 \} + 2C_L H'^2 \{ (\dot{\theta}_{L1} - \dot{\theta}_{11})^2 + (\dot{\theta}_{L2} - \dot{\theta}_{12})^2 \} \dots (13)$$

と表わすことができる。ただ下揺枕の重量は車体, 台車の重量に比してはるかに小さいので無視している。また, 下揺枕バネ下端位置の左右方向の変位は吊りリンクの運動⁽⁶⁾から $y_{11} + H_1 \theta_{11} - H_L \theta_{L1}, y_{12} + H_1 \theta_{12} + H_L \theta_{L2}$ と表わし, (12)式最後の項は吊りリンク機構によつて車体が上下することによるものを表わしている。

(11), (12), (13)式からラグランジュの運動方程式によつて車輛の左右振動の運動方程式を求めることができる。これらの運動方程式は少しく計算し整理すれば, 前後それぞれの台車に与える強制変位が同位相の場合は車体, 台車の左右動, ローリングが連成し, 逆位相の場合は車体のヨーイング, ローリングと台車の左右動, ローリングが連成することになり, いずれの場合も1/2車体と1台車で考察できることがわかる。したがつて前後台車の座標をあらわす添字を省略し, 2番目の添字が1の台車を対象に結果のみを示せば, 車輛の左右振動は次の二

つの連立方程式によつて与えられる。

同位相加振の場合の運動方程式は

$$m_2 \ddot{y}_2 + 2k_{y2} y_2 - 2k_{y2} y_1 + 2k_{y2} a_2 \theta_2 + 2k_{y2} H_L \theta_L - 2k_{y2} H_1 \theta_1 = 0 \dots (14)$$

$$-2k_{y2} y_2 + m_1 \ddot{y}_1 + (2k_{y2} + 4k_{y1}) y_1 - 2k_{y2} a_2 \theta_2 - 2k_{y2} H_L \theta_L + (2k_{y2} H_1 + 4k_{y1}) \theta_1 = 4k_{y1} (y_0 + a_0 \theta_{0y}) \dots (15)$$

$$2k_{y2} a_2 y_2 - 2k_{y2} a_2 y_1 + I_{2x} \ddot{\theta}_2 + 2C_{z2} b'^2 \dot{\theta}_2 + (2k_{y2} a^2 + 2k_{z2} b^2) \theta_2 - 2C_{z2} b'^2 \dot{\theta}_L + (2k_{y2} H_L a_2 - 2k_{z2} b^2) \theta_L - 2k_{y2} H_1 a_2 \theta_1 = 0 \dots (16)$$

$$2k_{y2} H_L y_2 - 2k_{y2} H_L y_1 - 2C_{z2} b'^2 \dot{\theta}_2 + (2k_{y2} H_L a_2 - 2k_{z2} b^2) \theta_2 + (2C_{z2} b'^2 + 2C_L H'^2) \dot{\theta}_L + (2k_{y2} H_L^2 + 2k_{z2} b^2 + m_2 g h'_0) \theta_L - 2C_L H_L'^2 \dot{\theta}_1 - (2k_{y2} H_1 H_L + m_2 g h'_0) \theta_1 = 0 \dots (17)$$

$$-2k_{y2} H_1 y_2 + 2k_{y2} H_1 + 4k_{y1} a_1 y_1 - 2k_{y2} H_1 a_2 \theta_2 - 2C_L H_L'^2 \dot{\theta}_L - (2k_{y2} H_1 H_L + m_2 g h'_0) \theta_L + I_{1x} \dot{\theta}_1 + 2C_L H_L'^2 \dot{\theta}_1 + \{ 2k_{y2} H_1^2 + 4k_{y1} a_1^2 + 4k_{z1} b_1^2 + m_2 g (h'_0 - h_G) \} \theta_1 = 4k_{y1} a_1 (y_0 + a_0 \theta_0) + 4k_{z1} b_1^2 \theta_0 \dots (18)$$

逆位相加振の場合の運動方程式は

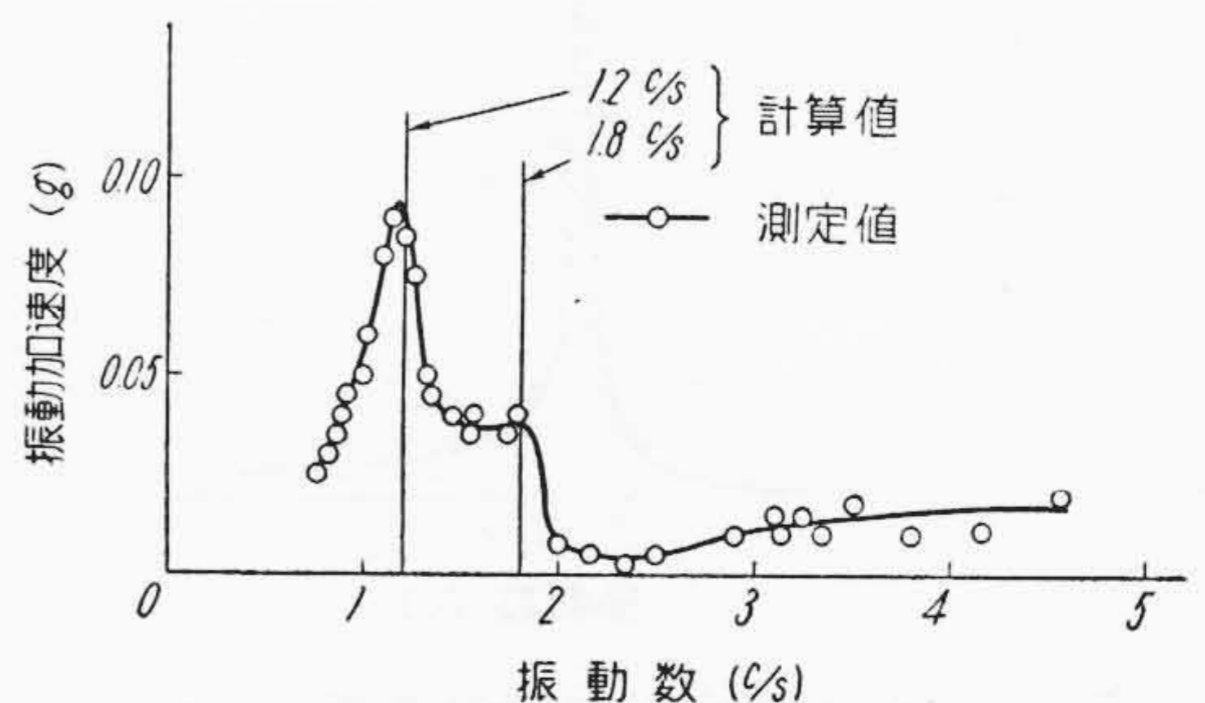
$$m_1 \ddot{y}_1 + (2k_{y2} + 4k_{y1}) y_1 + (2k_{y2} H_1 + 4k_{y1}) \theta_1 - 2k_{y2} H_L \theta_L + 2k_{y2} l_2 \phi_2 - 2k_{y2} \theta_2 = 4k_{y1} (y_0 + a_0 \theta_0) \dots (19)$$

$$(2k_{y2} H_1 + 4k_{y1} a_1) y_1 + I_{1x} \ddot{\theta}_1 + 2C_L H_L'^2 \dot{\theta}_1 + \{ 2k_{y2} H_1^2 + 4k_{y1} a_1^2 + 4k_{z1} b_1^2 + m_2 g (h'_0 - h_G) \} \theta_1 - (2k_{y2} H_1 H_L + m_2 g h'_0) \theta_L + 2k_{y2} l_2 H_1 \phi_2 - 2k_{y2} a_2 H_1 \theta_2 = 4k_{y1} a_1 (y_0 + a_0 \theta_0) \dots (20)$$

$$-2k_{y2} H_L y_1 - 2C_L H_L'^2 \dot{\theta}_1 - (2k_{y2} H_1 H_L + m_2 g h'_0) \theta_1 + (2C_{z2} b'^2 + 2C_L H'^2) \dot{\theta}_L + (2k_{y2} H_L^2 + 2k_{z2} b^2 + m_2 g h'_0) \theta_L - 2k_{y2} l_2 H_L \phi_2 - 2C_{z2} b'^2 \dot{\theta}_2 + (2k_{y2} H_L a_2 - 2k_{z2} b^2) \theta_2 = 0 \dots (21)$$

$$2k_{y2} l_2 y_1 + 2k_{y2} l_2 H_1 \theta_1 - 2k_{y2} l_2 H_L \theta_L + I_{2z} \ddot{\phi}_2 + 2k_{y2} l_2^2 \dot{\phi}_2 - 2k_{y2} l_2 a_2 \theta_2 = 0 \dots (22)$$

$$-2k_{y2} a_2 y_1 - 2k_{y2} H_1 a_2 \theta_1 - 2C_{z2} b'^2 \dot{\theta}_L + (2k_{y2} H_L a_2 - 2k_{z2} b^2) \theta_L - 2k_{y2} l_2 a_2 \phi_2 + I_{B\theta} \ddot{\theta}_2 + 2C_{z2} b'^2 \dot{\theta}_2 + (K_{B\theta} + 2k_{y2} a^2 + 2k_{z2} b^2) \theta_2 = 0 \dots (23)$$



第 4 図 試験機車体床面上振動加速度共振曲線

なお[(22) × $\frac{a_2}{l_2}$] + (23) の計算により, (23) 式は簡単に次式で置きかえることができる。

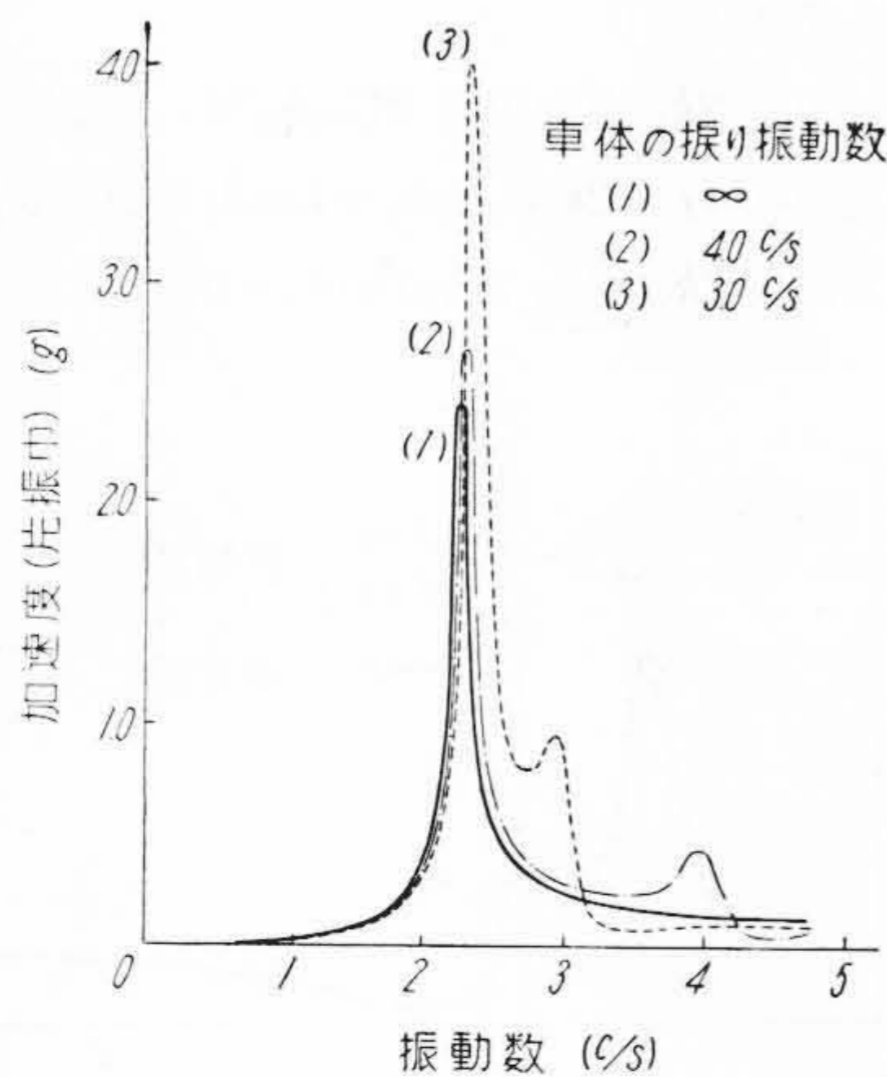
$$-2C_{z_2} b'^2_2 \dot{\theta}_L - 2k_{z_2} b_2^2 \theta_L + \frac{a_2}{l_2} I_{2z} \ddot{\phi}_2 + I_{B\theta} \ddot{\theta}_2 + 2C_{z_2} b'^2_2 \dot{\theta}_2 + (K_{B\theta} + 2k_{z_2} b_2^2) \theta_2 = 0 \dots\dots\dots (23')$$

同位相加振と逆位相加振とそれぞれ形の上では両者別々に連成振動の方程式が得られているが, この二つの連立方程式の間には類似点があり, 心皿上の点で考えると車体の左右動をあらわす項(y_2)とヨーイングをあらわす項(ϕ_2)とが $y_2 = -l_2 \phi_2$ の関係にある。 $m_2 l_2^2$ と I_{2z} , また I_{2x} と $I_{B\theta}$, $K_{B\theta}$ の対応に注意すれば, 同位相加振の場合も逆位相加振の場合も同一の形の方程式であらわされる。車体のヨーイングの回転半径と心皿間 $1/2$ の長さが等しく, また車体の捩れに対して抵抗がない場合には完全に同一の方程式となる。台車試験機による左右振動⁽⁵⁾はこの場合とみることができ, 試験機の機構上, ローリングと左右動の連成振動, すなわち, 同位相加振の場合と考えられる左右振動があらわれることになる。

台車試験機によつて求められた共振曲線に対して, (14)~(18) 式によつて求められる共振振動数の計算値を対比したものが第 4 図である。以下に計算に使用した数値を示す。

$m^2 g = 5.470 \text{ ton-m/s}^2$, $I_{2x} = 1.312 \text{ ton-m-s}^2$ (台車試験機車体) $k_{z_2} = 80.0 \text{ kg/mm}$, $k_{y_2} = 23.4 \text{ kg/mm}$: $k_{z_1} = 160.0 \text{ kg/mm}$, $k_{y_1} = 143.2 \text{ kg/mm}$, $a_1 = 0.23 \text{ m}$, $b_1 = 0.89 \text{ m}$, $a_2 = -0.80 \text{ m}$, $b_2 = b'_2 = 1.05 \text{ m}$, $a = 1.05 \text{ m}$, $b = 0.98 \text{ m}$, $h = 0.394 \text{ m}$, $H = 5.907 \text{ m}$, $H_1 = 5.657 \text{ m}$, $H_L = 5.857 \text{ m}$, $h'_0 = 89.972 \text{ m}$, $h_G = 1.00 \text{ m}$, $y_0 = 0.01 \text{ m}$
 $C_{z_2} = 47.3 \text{ kg/cm/s}$, $C_L = 1028.6 \text{ kg/cm/s}$
 $m_1 g = 0$, $I_{1x} = 0$, $\theta_0 = 0$

共振振動数は非常によく一致しており, この理論式に



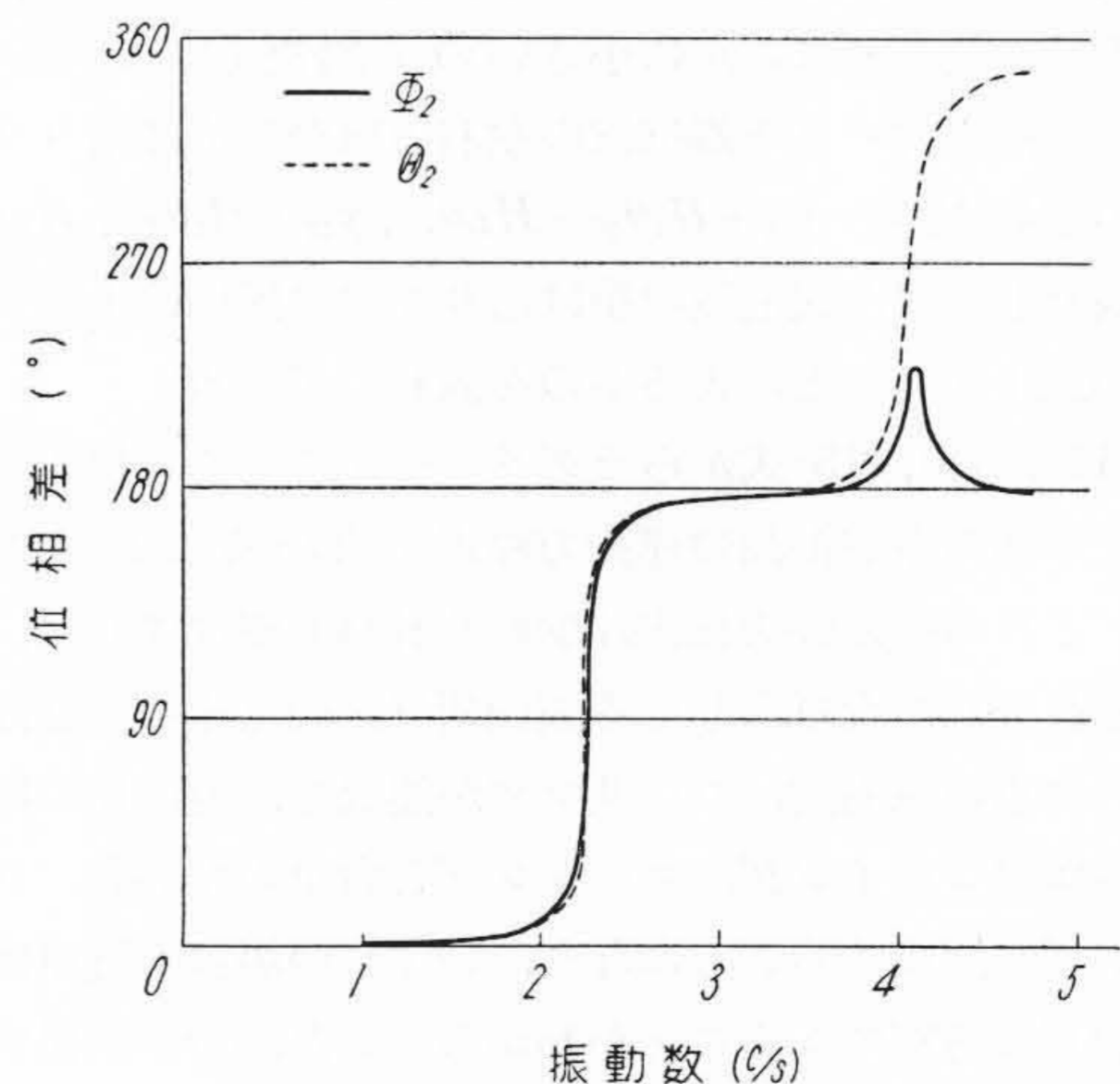
第 5 図 車体の捩り剛性変化によるヨーイングとローリングの連成振動の共振曲線

よつて車輻の左右振動に関する種々の検討を行うことができる。しかしながら前述のように走行中の左右振動として第 4 図のような共振振動数があらわれない一つの理由として, 上記車体の回転半径, 捩り剛性の大きさの影響のあることが考えられるから, 一応これ以上の検討はここでは行わないことにし, 次に捩り剛性のある逆位相加振の場合について考察することにする。

車体の捩り剛性が左右振動に及ぼす影響をみるために, 一つの数値例によつて計算を行つてみる。車体の捩り剛性として (i) 剛体の場合, (ii) 現在の軽量車を対象にした比較的低い値の場合, (iii) さらに一段と低下させた場合を仮定し, それぞれ心皿上床面の振動加速度を (19)~(23') 式によつて求める。その計算結果が第 5 図である。以下に計算に使用した数値を示す。

$I_{2z} = 4.197 \text{ ton-m-s}^2$
 $I_{B\theta} = 3.231 \text{ ton-m-s}^2$, $J_p = 10 \text{ m}^4/\text{m}^2$ [前出 (5) 式],
 $L = 4.750 \text{ m}$, $l_2 = 3.000 \text{ m}$
 (i) の場合車体の捩り振動数は無限大
 (ii) の場合車体の捩り振動数を 4 c/s とする。ただし試験台上における 2.42 c/s に相当, $K_{B\theta} = 2,041.730 \text{ ton-m/rad}$
 (iii) の場合車体の捩り振動数を 3 c/s とする。ただし試験台上における 1.81 c/s に相当, $K_{B\theta} = 1,147.997 \text{ ton-m/rad}$, $k_{y_2} = 72.0 \text{ kg/mm}$, $a'_2 = -0.30 \text{ m}$,
 $C_L = 1,000 \text{ kg/cm/s}$

そのほかの数値は上記同位相加振の場合の数値に同じ, 計算の便宜上車体, 台車の横方向の変位に対して減衰機構を与えていない。また吊りリンク部の固体摩擦も計算の便宜上粘性減衰に置いている。そのため極端に振動加速度が大きくあらわれる結果になつているが, その



第 6 図 位相差—振動数線図 (第 5 図車体捩り振動数 4 c/s の場合)

傾向をみるには十分である。

第5図からわかるように、この数値例のヨーイングの振動数は比較的高いため、車体の振り剛性の変化に対して、ヨーイングの振動数の変化があまり顕著ではない。しかし剛体の場合から考え、振り剛性を低くするとわずかにヨーイングの振動数は上昇し、振動加速度は増加する。また振り振動に対する共振があらわれる。(14)～(23)式から考えて、もし極端に振り剛性が低下した場合には、剛体の場合の上心ローリングに近い値を示すと考えられるけれども、回転半径の大きさを心皿間 $1/2$ の長さ に等しいとした場合でも、一般に $I_{2x} > I_{B\theta}$ の関係にあるから、完全に一致することはない。ヨーイングとローリングの位相関係を求めてみると第6図が得られる。この図によれば、上心ローリングの振動数に対して車体の振り振動数が大きい場合はヨーイングの共振において車体は上心ローリングを起していることがわかる。したがってヨーイングの共振振動数は剛体の場合の左右動による上心ローリングの共振側に移動してゆくことになり、第5図はそれをあらわしている。走行中の左右振動は車体の振り剛性のために、剛体で考えた上心ローリングとヨーイングの中間値をとることがわかる。第1表はそのことを漠然とあらわしたものであろう。走行時の振動数解析結果は左右振動が一般に定常的であるにもかかわらず理論とあまりよく一致しない一つの理由として、やはりこの車体の振り剛性の影響が考えられる。したがって左右振動に対して車体の振り剛性の影響は無視するわけにはゆかない。

しかしながら現在車体の振り剛性の限界について明確な値はなく、試験台上における車体の振り振動数として3c/s程度が一応の目安とされているように思われる。この値に根拠があるわけではないので、現に2.5c/sとか、あるいはさらに低い値のものも実際にはあるようである。極端に低い場合は別として、2.5c/s程度のものがその振り振動数が低いために左右振動が増大し乗心地を害したということはないように思われる。試験台上で2.5c/sであれば、走行中見掛けの振り振動数は4.2c/s程度になる。これをいまかりに第5図の4c/sの場合の結果から考え、剛体の場合に対して約10%ヨーイングの振動加速度が増加した状態になつていと類推しても大差ないであろう。しかし車体の振り剛性を振動上どこまで下げ得るかということになると、左右振動が上下振動と異なり変数が非常に多いため現段階ではやはり明確な値を示すことは困難である。第5図から上心ローリングに近くなると振動は増大する傾向にあるから、振り振動

数の目標値としては現在まず問題なく走行していると思われる客電車の比較的低い値の試験台上2.5c/sとし、さらに下げ得る可能性はあるかもわからないが、これを現段階の限界値と考えたい。もちろんこれは車体、台車の位置関係、台車のバネ系は現在程度の値にある場合にいえること、新しい試みに対しては十分検討の余地がある。

5. 結 言

以上車輜の左右振動について車体の振り剛性を考慮して検討を行つたが、その結果として次のことがいえる。

- (1) 試験台上で求められる車体の振り振動数に対して、走行中の振り振動数は約1.7程度大きくなり、見掛上車体の振り剛性は増加する。
- (2) 車体の振り剛性とヨーイングの回転半径の影響のために、走行中の左右振動は左右動、ローリングの連成振動の共振振動数はあられず、剛体の場合のヨーイングと上心ローリングの振動数の中間の振動数が共振振動数としてあらわれる。
- (3) 車体の振り剛性の明確な限界値を一般的に求めることは困難である。なお検討の余地はあるが、一応現段階における限界値は2.5c/sとし、これ以上の値であることが望ましい。もちろんこの値は上心ローリングが2c/s、あるいはそれ以下と考えられる普通一般の客電車についていえることである。

なお、左右振動に対して車体の左右方向の曲げ剛性がある程度影響していると思われるが、現在特にそれを問題にしなければならぬほど顕著ではないから考慮しなかつたが、上下振動で取り扱つた方法⁽¹⁾をさらに付加すれば検討することができる。

車輜の左右振動に関してここでは単に一つの数値例について解法を示したにすぎないが、振動系の個々の問題についてはあらためて報告の機会をもちたい。

参 考 文 献

- (1) 佐川：機械学会創立60周年記念講演会前刷(福岡)昭32-10 発表 日立評論 40, 617(昭33-5)
- (2) 桑江, 佐川：日立評論 38, 691(昭31-5)
- (3) 小田：住友金属 8, 10(昭31)
- (4) 松井：電車の振動と新しい台車(昭31-6)
- (5) 大橋：日立評論 35, 451(昭28-2)
- (6) 松平：鉄道業務研究資料 6 No. 2, 3(昭24-7)
- (7) 藤岡, 飯島：日立評論別冊 20, 50(昭32-11)
- (8) 飯島, 永弘：日立評論 38, 938(昭31-7)
- (9) 鉄道技研：鉄研中間報告 7-67(昭31-5)
- (10) 星：車輜の軽量化(昭31-10)