軌條接續部附近に生ずる應力の近似解法

最　上　幸　夫

1. まえがき

軌條應力の計算法としては要旨で述べた如く從來二通りの方法があり彈性床上の無限桁としての解法は米国を始め諸外国で広く用いられ連続桁としての解法は我国で專ら用いられている。而して軌道應力の研究は米国に於て1913年以来A. N. Talbot氏を委員長として軌道応力調査特別委員会が設立され爾来数十年の永きに亘つて孜々として研究が繼続され尨大な報告書が提出されて貴重な資料を与えている之に刺戟されて我国鉄に於てもかなり大規模な軌道調査が実施され其成果は軌道成績調査経過報告として発表されている。何れの報告書も極めて重要な研究上の資料を與えているが之等の実驗が主として軌條の中央附近を対稱として行われ軌道中の最弱点と見られる軌條接目附近に重点がおかれていないのは、一見筆者の奇異に感ずるところである。

統計的資料によれば軌條毀損の約80%は接目附近の事故によるものとされている。この事実を考えれば軌條接目がレール中の最弱点であり從つてこの附近の應力値が極めて大なる値に達するものであることは容易に想像し得る。仍で筆者はこの附近の應力値がどの程度に達するかを知ろうと試みた。現場における実驗的資料の乏しいためかなり疑問の点も多々生じたが之等の解明は今後の研究にまたねばならない。最近の米国における文献のリストによると H. F. Moor, N. J. Alleman, Cramer, Jensen 等の人々によつて接目や接目鈑毀損の研究が盛んに行われている様である。之等の研究がこの附近の応力計算法解明の鍵を握るものとして極めて注目に値するものであることを一言强調しておく必要がある。

2. 計算上の諸假定

軌條応力の計算は嚴密な理論的方法では解けず何れの方法を探るも近似解たるを免れないが著者は次の如き諸仮定の下に理論を進めた。

(1) 荷　　重

荷重としてD型蒸汽機関車を考慮し第三働輪に就てのみ過平衡重による遠心力の影響を考え荷重群に対しては重複の法則が成立する。

(2) 荷重の影響範囲

国鉄に於ては荷重作用点左右の枕木10挺分を影響範囲としているが、著者は荷重による沈下曲線として無限桁式を修正したものを用い25m軌條に対してはその1/2即ち12.5m程度を影響範囲とした。

(3) 列車速度

列車速度は略々一定のものと仮定する。

(4) 接目部の強度

接目鈑で補強された接目附近の強度はボルトの緊定度如何によりかなり変化する筈であるがこゝには簡單のため他の部分と同一と考える。

(5) 振動の影響

一接目における衝撃の影響は車体に於てはかなりの時間繼続されるが車輪及び軌條では極めて短時間に消失するものと考えられるから車輪に於ては大略0.5sec後には影響が消失するものとした。以上の外衝撃の影響を近似的に考慮するために二三の仮定を用いだが本文中に説明を加えることにする。

3. 一般論

1. 車輪圧の変化

軌條應力を算定する為に先づ之に作用する外力の狀態を明かにする必要がある。軌條接目附近の車輪圧の変化に就ては堀越一三氏の研究[1]があるが筆者は近似的方法として前橋俊一氏の取扱つた如く[2]接目附近における恒久的沈下曲線の形を次式で示すことにした。

$$\eta=\eta_0/2\ (l-\cos 2\pi/l x) \qquad (1)$$

茲にη_0＝沈下曲線中央における沈下量

l＝沈下曲線の水平全長

然るときは一車輪荷重が作用する場合の運動方程式は過平衡重の作用するときは

$$\frac{W_0}{g}\frac{d^2(y+\eta)}{dt^2}+K_1 y=P\sin\sigma t \qquad (2)$$

但しW_0＝車輪の弾機下重量

y＝車輪の軌條水平面よりの変位量

K_1＝軌道の復元力常数

P＝過平衡重による遠心力

σ＝車輪の回転角速度　　　で表される

(1)(2)式より(2)の一般解は

$$Y=A\cos nt+B\sin nt+c\sin\sigma t-b\cos at \qquad (3)$$

但し$a=2\pi v/l$,　$b=\frac{a^2}{n^2-a^2}\frac{\eta_0}{2}$, $c=\frac{P}{n^2-\sigma^2}\cdots(4)$

常数A, Bを決定する初期條件として

$t=0; y=y_0, \left(\frac{dy}{dt}\right)_{t=0}=v_0$とおけば

$$y=(y_0+b)\cos nt+(v_0-c\sigma)l/\eta\sin nt+c\sin\sigma t-b\cos nt \qquad (5)$$

従つて接目附近を通過する車輪によつて軌條に加えられる車輪圧はW'を弾機上重量として

$$F=W'+W_0+P\sin\sigma t+K_1 y \qquad (6)$$

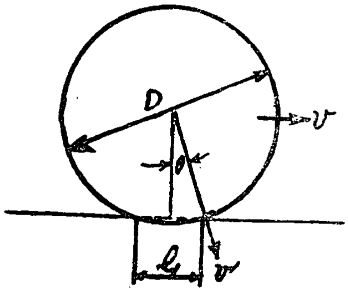
で表される。(5)式のy_0, v_0の値は車輪圧が接目附近で最大に近い値を取るものと考えた條件から近似的に決定し得る。（後述）

過平衡重のない車輪では(2)式の右辺を０とおいて前同様に

$$Y=(y_0+b)\cos nt+v_0/\eta\sin t-b\cos at \qquad (5)'$$

$$F=W'+W_0+K_1 y \qquad (6)'$$

以上は接目附近の谷の形を正弦曲線と仮定したのであるが、実際は接目游間が存在する為接目の衝撃によつて瞬時車輪圧に変化を生ずる筈である。この影響を近似的に表す為筆者は次の如く仮定した。即ち車輪が接目に衝撃を与えた瞬間を考えると車輪の有する衝撃エネルギーは車輪及び軌條の瞬間的変位に費される。鋼の場合略々完全弾性体と見なされるからエネルギーの損失はなく全く両者の変位に費される。而して両者に費されるエネルギーの割合は車輛及び軌道の狀態によりかなり変動するが両者略々同一硬度の同一物質であるから近似的に両者に費されるエネルギーは略々等しいものとして取扱うことにする。



第　一　図

然るときは第一図を参照して車輪の有する衝撃のエネルギーは

$$E=\frac{W_0}{2g}v'^2=W_0/2g\left(\frac{l_1}{D}v\right)^2 \qquad (7)$$

但しl_1＝接目游間、D＝車輪直径

一般にθは微小であるから$\sin\theta=0$, $\cos\theta=1$とおけば(7)式は衝撃エネルギーの垂直方向分力を表す。従つて車輪及び軌條に加えられるエネルギーは

$$E'=\frac{W_0}{4g}\left(\frac{l_1}{D}v\right)^2 \qquad (8)$$

この瞬間的に加えられたエネルギーによつて車輪に生ずる変位は減衰振動をなすものと考え

$$y_1=\delta_0 e^{-\beta_0 t}\sin nt \qquad (9)$$

で表されるものとすれば、かゝる振動を生じた車輪の初速度は

$$\left(\frac{dy_1}{dt}\right)_{t=0}=v_0=\delta_0 n \qquad (10)$$

であるからこの場合車輪の有する運動のエネルギーは

$$E_1=\frac{W_0}{2g}v_0^2=\frac{W_0}{2g}\delta_0^2 n^2 \qquad (11)$$

$E'=E_1$とおけば

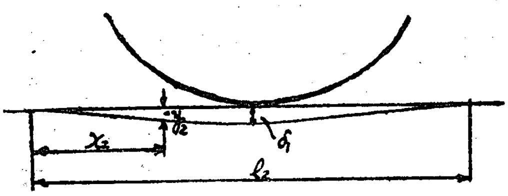
$$\delta_0=\frac{1}{\sqrt{2}\,n}\left(\frac{l_1}{D}v\right) \qquad (12)$$

近似的に nは車輪の固有振動数を用いれば(12)式によりδ_0の値が得られる。この減衰振動は車

1）堀越一三、業務研究資料2)10号. P9（1932）
2）前橋俊一、「波狀磨耗を通じて軌條磨耗を見る」P141

輪の場合急速に減衰するものと考えられるから大略0.5sec 程度でその影響は消失するものと考えて大過はない。かゝる考えによつて各車輪に対するβ_0の値も決定される。從つて車輪の変位は近似的に(9)式で表される。

次に軌條の場合に就き考えると瞬間的衝撃に



第　二　図

よつて軌條に生じた瞬間的変位の形を近似的に

$$y_2=\delta_1\sin\frac{\pi}{l_2}x_2\cdots\cdots\cdots(13)$$

とおけばこの変位により軌條に生じた歪エネルギーは曲げモーメントの影響のみを考慮して

$$E_2=\frac{EI}{2}\int_0^{l_2}\left(\frac{d^2y_2}{d\,x_2^2}\right)^2 dx_2 \tag{14}$$

(13)式を代入して

$$E_2=\frac{EI}{4}\,\delta_1^2\left(\frac{\pi}{l_2}\right)^4 l_2 \tag{15}$$

近似的に$E'=E_2$とおいて

$$\delta_1=\sqrt{\frac{W_0}{EIgl_2}}\left(\frac{l_1}{D}v\right)\left(\frac{l_2}{\pi}\right)^2 \tag{16}$$

衝撃の場合実用的に$l_2=3.00$m 程度の値を用いれば、δの値は(16)式から得られる。

次に軌條は瞬間的にかゝる変位を生じた後は軌條の固有減衰振動をなすものと考えれば

$$y_2=\delta_1 e^{-\beta_1 t}\cos n_1 t\cos\frac{\pi vt}{l_2} \tag{17}$$

で近似的に表される。

茲に

$$\beta_1=\frac{\mu}{2\rho A},\quad n=\sqrt{\frac{EI\pi^4m^4/l_2^4+u}{\rho A}-\frac{\mu^2}{4\rho^2A^2}} \tag{18}$$

実用上n_1は軌條第1次（m=1）の固有振動数とし$\mu=1$を用いることにする。

但しμ=軌條減衰摩擦係数

ρ=軌條密度　A=軌條断面積

u=軌道彈率

以上より接目衝撃を考慮した場合の車輪圧は過平衡重作用する場合

$$Y=(y_0+b)\cos nt+(v_0-c\sigma)/n\sin nt+c\sin\sigma t-b\cos at-y_1+y_2 \tag{19}$$

$$F=W'+W_0+p\sin\sigma t+k_1y \tag{20}$$

過平衡重の影響ない場合は

$$y=(y_0+b)\cos nt+v_0/n\sin nt-b\cos at-y_1+y_2 \tag{19'}$$

$$F=W'+W_0+K_1y \tag{20'}$$

で表される。次に車輪が接目附近の谷を通過して平坦部に至れば車輪は近似的に單弦運動をなし

$$Y=C\cos nt+D\sin nt+c\sin\sigma t \tag{21}$$

で上下動変位が表される。過平衡重ない時は

$$Y_0=C\cos nt+D\sin nt \tag{21'}$$

接目谷の出口における境界條件からC, Dを決定すれば過平衡重ある場合

$$\begin{aligned}Y=&\{(y_0+b)\cos nl/v-b+(v_0-c)/\sigma n\sin nl/v+c\sin\sigma l/v\}\cos nt\\&-\{(y_0+b)\sin nl/v-(v_0-c\sigma)/n\cos nl/v+c\sigma/n(1-\cos\sigma l/v)\}\sin nt+c\sin\sigma t\end{aligned} \tag{22}$$

過平衡重ない場合

$$Y=\{(y_0+b)\cos nl/v+v_0/n\sin nl/v-b\}\cos nt+\{v_0n\cos nl/v-(y_0+b)\sin nl/v\}\sin nt \tag{22'}$$

(22)又は(22)′式に衝撃による変位を加算すれば谷から先の部分の車輪変位が求められる。

2. 一荷重に依る沈下曲線

一荷重の沈下曲線は無限桁式から算出されるが此式では実験結果とかなりの差異を生ずる、又速度の影響も考慮されていないので筆者は米国及び我国の実験結果[3]を参照して比較的合理的と考えられる近似式を用いることにした。一般には沈下曲線は無限桁の場合同様

$$Y=Ae^{-kx}(\cos Kx+\sin Kx) \tag{23}$$

3）鉄道省工務局「軌道成績調査報告」第五回第10表 Transactions of A. S. C. E, 32 P1253～1265 (1918)

で表す。A, Kは厳密には軌道各部で異なり常数として取扱えないが近似的に常数として取扱う。併しこの値の決定に就ては活荷重状態、各種速度多くの軌道状態について実験的調査を行う必要がある。ここでは1. 50kg軌條に対し

(i) $F \leqq 4.536$tの場合（Fは荷重）

$$Y=0.000728Fe^{-0.78x}(\cos 0.78x+\sin 0.78x)\left(1+\frac{V}{170}\right) \tag{24}$$

(ii) $F>4.536$tの場合

$$Y=(0.000316F+0.001867)e^{-0.88x}(\cos 0.88x+\sin 0.88x)\left(1+\frac{V}{170}\right) \tag{25}$$

2. 37kgレールに対し

$$Y=0.000697Fe^{-0.965x}(\cos 0.965x+\sin 0.965x)\left(1+\frac{V}{170}\right) \tag{26}$$

上式はt－munitとする。V＝列車速度（km/hr）

速度による沈下量の増加率は各車輪状態により勿論異るがD型機関車では上記の式程度で大過はないと考えられる。(23)式に依れば理論上A, Kの間には次式が成立する。

$$K_1=\sqrt[3]{\frac{F}{8AEI}} \tag{27}$$

$$尚 K_1=\frac{W_0}{\delta} \tag{28}$$

δは(24)〜(26)式の第一項を夫々適用する。

一例として前記の実験結果から近似式として次式を用いることにする。（但し米国におけるこの実験は国鉄のものに比しかなり過大な値を取つている。）

以上の算式を基本式として用いれば荷重群に対し任意点の任意時刻における沈下曲線従つて曲げモーメント剪断力を計算される。即ち一般に(23)式を用いれば、任意時刻に於けるAの値は(19)〜(22)式を用いて求められるから

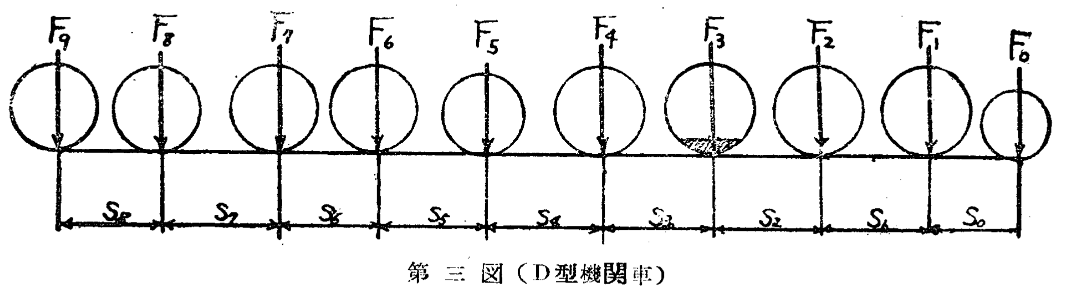
$$Mx=-EI\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}=2AK^2EIe^{-kx}(\cos Kx-\sin Kx) \tag{29}$$

$$Qx=-EI\frac{\partial^3 y}{\partial x^3}=-4AK^3EIe^{-kx}\cos Kx \tag{30}$$

で計算される。

4. D型機関車が作用する場合の算式

例として一般論で述べた算式を用いD型機関車の場合の算式を求めて見る。荷重は第三図とする。



第三図（D型機関車）

一般に接目附近に最大應力を生ずるのは過平衡重の影響を有する第三働輪（又は第四働輪）が接目部附近で最大車輪圧に達した場合に接目の衝撃を受けた様な瞬間と考えられるからかゝる場合を仮定して算式を求める。第三働輪が接目の対向端に達し衝撃を受けた瞬間の位置を原点にとれば第三図を参照して原点より任意の距離xにおける任意時刻における沈下曲線yは次の如くなる。

$x>vt$の場合（$x<vt$では符号が異る）

$$
\begin{aligned}
y=&A_0e^{-k(s_0+s_1+s_2+vt-x)}\{\cos k_0(s_0+s_1+s_2+vt-x)+\sin k_0(s_0+s+s_2+vt-x)\}\\
&+A_1e^{-k_1(s_1+s_2+vt-x)}\{\cos k_1(s_1+s_2+vt-x)+\sin k_1(s_1+s_2+vt-x)\}\\
&+A_2e^{-k_2(s_2+vt-x)}\{\cos k_2(s_2+vt-x)+\sin k_2(s_2+vt-x)\}\\
&+A_3e^{-k_3(vt-x)}\{\cos k_3(vt-x)+\sin k_3(vt-x)\}\\
&+A_4e^{-k_4(s_3-vt+x)}\{\cos k_4(s_3-vt+x)+\sin k_4(s_3-vt+x)\}\\
&+A_5e^{-k_5(s_3+s_4-vt+x)}\{\cos k_5(s_3+s_4-vt+x)+\sin k_5(s_3+s_4-vt+x)\}\\
&+A_6e^{-k_6(s_3+\cdots+s_5-vt+x)}\{\cos k_6(s_3+\cdots+s_5-vt+x)+\sin k_6(s_3+\cdots+s_5-vt+x)\}\\
&+\cdots\cdots\cdots
\end{aligned}
\tag{31}
$$

但し$A_0, A_1, A_2, \cdots\cdots A_9$は次の$F_0, F_1, F_2\cdots\cdots F_9$の値を用いて(24)〜(26)式より計算される。

$x<vt$ の場合も同様に求められるが紙面の関係上省略する。

$$
\begin{aligned}
F_0=&w_0'+w_{00}+k_{10}\Big[\Big\{(y_{00}+b_0)\cos\frac{n_0l}{v}+v_{00}/n^0\sin\frac{n_0l}{v}-b_0\Big\}\cos n_0\Big(t-\frac{l-l_1}{2v}+\frac{s_0+s_1+s_2}{v}\Big)\\
&+\Big\{v_{00}/n_0\cos\frac{n_0l}{v}-(y_{00}+b_0)\sin\frac{n_0l}{v}\Big\}\sin n_0\Big(t-\frac{l-l_1}{2v}+\frac{s_0+s_1+s_2}{v}\Big)\\
&-\delta_{00}e^{-\beta_{00}\left(t+\frac{s_0+s_1+s_2}{v}\right)}\sin n_0\Big(t+\frac{s_0+s_1+s_2}{v}\Big)\Big]
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
F_1=&w_1'+w_{01}+k_{11}\Big[\Big\{(y_{01}+b_1)\cos\frac{n_1l}{v}+\frac{v_{01}}{n_1}\sin\frac{n_1l}{v}-b_1\Big\}\cos n_1\Big(t-\frac{l-l_1}{2v}+\frac{s_1+s_2}{v}\Big)\\
&+\Big\{\frac{v_{01}}{n_1}\cos\frac{n_1l}{v}-(y_{01}+b_1)\sin\frac{n_1l}{v}\Big\}\sin n_1\Big(t-\frac{l-l_1}{2v}+\frac{s_1+s_2}{v}\Big)\\
&-\delta_{01}e^{-\beta_{01}\left(t+\frac{s_1+s_2}{v}\right)}\sin n_1\Big(t+\frac{s_1+s_2}{v}\Big)\Big]
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
F_2=&w_2'+w_{02}+k_1\Big[(y_{02}+b_2)\cos n_2\Big(t+\frac{l+l_1}{2v}+\frac{s_2}{v}\Big)+v_{02}/n_2\sin n_2\Big(t+\frac{l+l_1}{2v}+\frac{s_2}{v}\Big)\\
&-b_2\cos a\Big(t+\frac{l+l_1}{2v}+\frac{s_2}{v}\Big)-\delta_{02}e^{\beta_{02}\left(t+\frac{s_2}{v}\right)}\sin n_2\Big(t+\frac{s_2}{v}\Big)\Big]
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
F_3=&w'_3+w_{03}+c\sin\sigma\Big(t+\frac{l+l_1}{2v}\Big)+k_{13}\Big[(y_{03}+b_3)\cos n_3\Big(t+\frac{l+l_1}{2v}\Big)+\frac{v_{03}-c\sigma}{n_3}\sin n_3\Big(t+\frac{l+l_1}{2v}\Big)\\
&-b_3\cos a\Big(t+\frac{l+l_1}{2v}\Big)+c\sin\sigma\Big(t+\frac{l+l_1}{2v}\Big)-\delta_{03}e^{-\beta_{03}t}\sin n_3t+\delta_{13}e^{-\beta_{13}t}\cos n_{13}t\cos\frac{2\pi v}{l_2}t\Big]
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
F_4=&w_4'+w_{04}+k_{14}\Big[(y_{04}+b_4)\cos n_4\Big(t+\frac{l+l_1}{2v}-\frac{s_3}{v}\Big)+\frac{v_{04}}{n_4}\sin n_4\ t+\frac{l+l_1}{2v}-\frac{s_3}{v}\\
&-b_4\cos a\Big(t+\frac{l+l_1}{2v}-\frac{s_3}{v}\Big)\Big]
\end{aligned}
$$

$$F_5=w_5'+w_{05}+k_{15}y_{m5}\cos n_5\Big(t+\frac{s_{k5}}{v}+\frac{l+ll_1}{2v}-\frac{s_3+s_4}{v}\Big)$$

$$F_6=w_6'+w_{06}+k_{16}y_{m6}\cos n_6\Big(t+\frac{s_{k6}}{v}+\frac{l+l_1}{2v}-\frac{s_3+\cdots+s_5}{v}\Big)$$

$$F_7=w_7'+w_{07}+k_{17}y_{m7}\cos n_7\Big(t+\frac{s_{k7}}{v}+\frac{l+l_1}{2v}-\frac{s_3+\cdots s_6}{v}\Big)$$

$$F_8=w_8'+w_{08}+k_{13}y_{m8}\cos n_8\Big(t+\frac{s_{k8}}{v}+\frac{l+l_1}{2v}-\frac{s_3+\cdots s_7}{v}\Big)$$

$$F_9 = w_9' + w_{09} + k_{19} y_{m9} \cos n_9 \left(t + \frac{s_{k9}}{v} + \frac{l+l_1}{2v} - \frac{s_3 + \cdots + s_8}{v}\right) \qquad (31)'$$

上式中の数字は荷重番号を示す。

y_{m6} ……は車輪が平坦部分で行う単弦運動の振幅、s_{k6} ……は車輪が接目附近に最大車輪圧を及すと考えた場合谷の入口とそれ以前で車輪が振幅の最大値を取つた点との距離

(31)(31)′式により任意時刻における任意点の沈下曲線が求められるが、一般には上式を用いるときは第三働輪が接目の衝撃を受けた瞬間にその直下において最大應力を生ずることになる。従つてこの場合の曲げモーメントは(31)式より t と x は無関係であるから

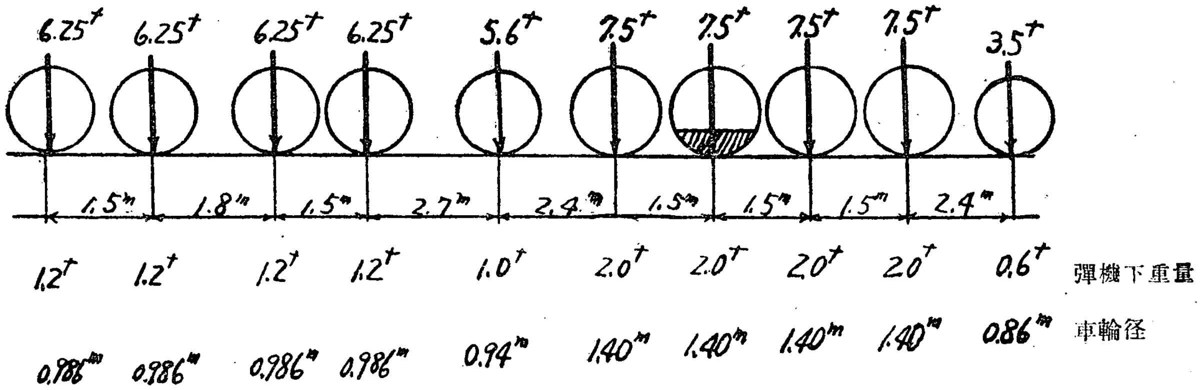
$$Mx = -EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \qquad (32)$$

を求め $t=0$, $x=0$ とおくことによつて

Mmaxの値が得られる。以上の算式により具体的な荷重を想定して計算を行つた結果は次に示す通りである。

5. 計算例に依る検討

今一例として D. 50 型機関車を想定しその荷重狀態は第四図の通りとする。



第 四 図 (D.50型

其他の計算に用いた数値は次の通りである。

1. 列車速度 : $V=68$km/hr (D50型の制限速度)
2. 軌條 : 50kg 軌條　長さ25m
3. 接目附近谷の形 : 1887年 Couärd 氏が Paris で測定した軌條面の恒久的沈下量[4]を参照して谷の形は $\eta_0=0.4$mm, $l=4.00$m とした。実際には各路線に就き測定することが望ましい。
4. 其他の数値

接目游間 $l_1=0.02$m,　$E=2100,000$kg/cm²

$l_2=3.00$m　$P=1.5$t

車輪の衝撃による影響は0.5sec後には大略無視し得るものとした。接目部附近に生ずる応力を検討する関係上車輪の振動は接目部附近に於て最大に近い悪影響を及す様な狀態を考えた。即ち過平衡重の影響を有する第三働輪に於ては平坦部分における車輪の上下振動は一般に

$$y = A\cos nt + B\sin nt + \frac{P}{n^2 - \sigma^2}\sin\sigma t \qquad (33)$$

過平衡重ない場合は

$$y = cA\cos nt + B\sin nt \qquad (34)$$

で表されるから、この振動が最大振幅に達した場合を t の原点に取れば

$$t=0: \quad Y = y_m, \quad \left.\frac{dy}{dt}\right|_{t=0} = 0$$ であるから

之から A, B を決定すれば両者の場合夫々

$$Y = y_m \cos nt - \frac{c\sigma}{n}\sin nt + c\sin\sigma t \qquad (35)$$

$$Y = y_m \cos nt \qquad (35)'$$

而してこの様な振動が仮に接目部が平坦なものと仮定した場合丁度接目に於て最大振幅に達するものと考えると谷の入口と谷の手前で最大振幅に達した点との距離を s_k で表せば

過平衡重ある場合は近似的に

$$n\left(\frac{s_k}{v} + \frac{l+l_1}{2v}\right) = 2m\pi \quad m=1,2,3 \qquad (36)$$

過平衡重ない場合は完全に上式が成立する。谷の入口前では(35)又は(35)′の振動が行われて

4) 前橋俊一「同上著書」P38

いるものと考え、(36)式の s_k の値を用いて谷の入口における境界條件を考慮すれば

$$\left.\begin{aligned} Y_0 &= (y)_{t=\frac{s_k}{v}} \\ v_0 &= \frac{dy}{dt}_{t=\frac{s_k}{v}} \end{aligned}\right\} \cdots\cdots\cdots (37)$$

として y_0, v_0 は y_m の項を用いて表される。

y_m は軌條平坦部における車輪振動の振幅であるが、この値は近似的に一般車輪では車輛走行中における軌條の沈下量を用い、第三働輪に対しては特に相当危險な場合の値を用いる。軌條平坦部における車輪圧をS. Timoshenko, B. F. Langer 両氏が測定した結果[5]によれば車輪による最大垂直圧は平均して靜輪重の1.4倍最大値で1.64倍となつている。但し此場合の速度は22.5km/hrであるから速度による増加率を考慮すれば更に大なることが豫想される。理論上考えれば振幅値の最大は靜荷重の2倍のものが作用した場合の沈下量となるから第三働輪では危險な場合として2倍を用いる。

以上の論旨により行つた計算結果は

（詳細は紙面の関係上省略）

曲げモーメント値として

$M=4.19710^{t-m}$,　$\sigma=1608\mathrm{kg/cm^2}$ $\cdots$(38)

を得た。但し車輪の振動は各々勝手に行われるから実際の応力は最悪の場合(38)の値より更に大なることが豫想される。

前記の荷重を用いて国鉄における連續桁としての解法に依れば、路盤状態極めて不良な場合に枕木間隔75cmとして

$M=1.31861^{t-m}$, $\sigma=505\mathrm{kg/cm^2}$

速度による増加率を約70%とすれば

$M=2.24164^{t-m}$, $\sigma=858.5\mathrm{kg/cm^2}$

となる。之で見れば接目部附近の応力が接目落ち及び接目衝撃の影響により如何に大なる値に達するかゞ了解される。かくの如く許容応力を遙かに越した応力により材料の疲労を来し遂に此部分で破壞を生ずるものであるから今後之が対策に関しては更に一層の研究が要望される所以である。軌條応力に就ては車体、車輪、軌條、枕木、道床路盤の関聯に依り複雜な振動が行われその間にエネルギーの受授を見、更に速度の増大を考慮すれば極めて複雜なものとなり流体力学における渦流の如く一種の渦動応力が生ずるものと考えられるがそれ等の実体を極めることは困難な問題であり今後に殘された課題であるといえよう。

以　　上

5) Transactions of A. S. M. E, 30 P 14 (1931)