

論 說 報 告

第 20 卷 第 5 號 昭和 9 年 5 月

機關車動輪の釣合錘が軌道に及ぼす影響に就て

會員 工學士 井 上 隆 根*

The Effect of the Unbalanced Wheel Weight
on the Track Stress

By Takane Inouye, C. E., Member.

内 容 梗 概

本文は機關車が無火廻送さるゝに際し、ピストンと主動輪とを連結する主連棒及び主動輪と連結動輪とを連結する連結棒を取外すため、動輪に取附けたる釣合錘が均衡を失ふ結果軌道に對して槌打作用を及ぼすに至る理論を述べその影響を 9600 形機關車に就て數字的に算出せるものなり。

緒 言, 1. 概 説, 2. 往復部の惰力の影響, 3. 回轉部の遠心力の影響, 4. 機關車の動搖を平均する方法, 5. 釣合錘の計算法, 6. 釣合錘の理論要項, 7. 過剩釣合錘の軌道並びに機關車に對する作用及びその計算, 8. 主連棒及び連結棒を取外して運行する場合の槌打作用, 9. 9600 形機關車に於て主連棒及び連結棒を取外し運行した場合の槌打量, 10. 9600 形機關車の主連棒のみを取外し運行した場合の槌打量, 11. 結 論

緒 言

昭和 8 年 10 月 13 日羽越本線羽後龜田道川間に於て無火廻送 9600 形機關車が各動輪の連結棒及び主連棒を兩側とも取り外されてあつたため“軌條面を約 3.75 m 間隔毎に強打し軌條を縦横に彎曲せしめ、軌道の通りを最大 7 mm, 高低を最大 10 mm 狂はしめ、且つ動輪の輪縁は軌條頭部内側に乗り上げ、軌道延長約 500 m 間に 1500 圓の損傷を與へ”たる事件あり。而してその原因は大凡次の 3 項によるものと推定さる。

1. 各動輪の釣合錘は釣合を失し軌道に與ふる衝撃を増大せること
2. 各動輪の釣合錘の相互の位置關係に變調を來し軌條應力に對する隣軸重の正負相殺に最悪の場合を生じたること
3. 前 2 項の影響は列車運轉速度の大なるに従ひ増大せること

本文はこの事件に刺戟されて機關車の動輪に取附けられたる釣合錘 (counter balance weight) に關して保線従事員の常識として知悉し居るを要する事項として調査せるものなり。

1. 概 説

機關車はその運行の原動力を氣筒内の蒸氣の壓入及び膨脹によるものにして、これによりピストンは往復運動をなしこの運動はピストン棒、クロスヘッド、主連棒等によつて主動輪のクランク・ピンに傳はり又これより連結棒によりて連結動輪のクランク・ピンに傳はりこれ等動輪を回轉運動せしむるものなり。

されば機關車運行の際に於てはこれ等諸部分の往復運動による惰力及びクランク・ピンによる車輪の不釣合重量に基因する回轉の際の遠心力のためにそれぞれ前後及び上下に動搖せしむる原因をなし、これ等の動搖は機關車及び軌條に打撃を與ふるのみならず、延いては全列車に波及し乗客に不快を感じしむることとなるべし。

* 鐵道技師 鐵道省工務局保線課

この害を除去せんがために釣合錘を附するものにして、その遠心力によりて往復部及び廻轉部に基因する 2 力の正反對の作用をなさしめ互に釣合を保たしむるものなり。

廻轉部分の遠心力は釣合錘の遠心力によりてその全部を釣合せ得るものなれども往復部の惰力はその全部を釣合せずしてその一部を釣合はしむ、惟ふに釣合錘の作用はその遠心力あるがためにして、遠心力はこれを前後上下に分解することを得べくこの前後の分力によりて往復部の惰力を釣合はしむるものなれども、この際上下方向の分力は餘分のものとして存在しこれが徒らに機関車を上下に動揺せしむる原因をなすものなり。されば往復部の惰力の全部を釣合はしめんとするときには、ために餘分の意外に大なる上下動或は槌打を誘致する結果となるを以て普通その一部を平均してこれによる上下動を軽減すると共に多少の前後動を許し居るものなり。

2. 往復部の惰力の影響

ピストンが衝程の終端、即ち死點にあり、蒸氣壓力をうけて前進せんとするときにはこの壓力はピストン棒、クロスヘッド、主連棒を経てクランク・ピンに傳達せらるべし。然るにこの際これ等は一時静止の状態にある故にこれ等に運動を與へてピストンよりクランク・ピンにそれを傳達するときはその間多少の損失を生じ従つてクランク・ピンに加はる壓力はピストン或は氣筒蓋に加はりたる壓力に比し幾分小なるものなり。ピストンが前進し次第に速力を増すに従ひこの差は次第に減少し衝程の中央に達したるとき、即ちクランクがピストンの中心線と直角の位置にてはピストン等の往復部は漸次惰力を増し、壓力の差は殆んど 0 となり、ピストン或は氣筒蓋に加はりたる壓力は盡くクランク・ピンに傳達することとなるべし。

この前半部の衝程に於てはこの往復部を加速せしめ、従つてこれ等に惰力を貯へしめるものにして後半部の衝程に於ては恰もこれと正反對に往復部を減速せしめ、従つてこれ等の惰力を漸次クランク・ピンに向つて放與するものにしてこの部分に於てはクランク・ピンに加はる壓力はピストン或は氣筒蓋に加はる壓力よりも大にして他端の死點に達したるときその差最も大となる。

斯くの如く氣筒蓋に加はる壓力とクランク・ピンに加はる壓力とは常に同じからずして、このことはピストンの 1 往復の間に 4 回變化すること明かなり。而してその都度機関車を前方又は後方に動揺せしめる傾向を生ずるを以て車輪の 1 回轉毎に左右の氣筒にて合計 8 回の動揺を引起すことを知るべし。

今これ等の方向について調べるに第 1 圖に於て A 及び B なる 2 圓は機関車の左右 2 個のクランク・ピンの道程を示すものにして A なる左側のクランクは B なる右側のクランクに對し 90 度進める位置にあるものとする。

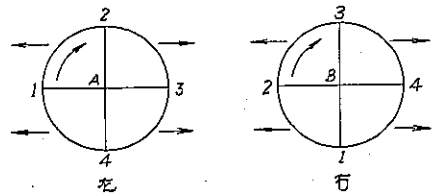
(兩クランクが同一位置にあるものとするればクランクが死點の位置に於て停車せる場合には發車不可能となるべし、故に一方を 90 度進めるものとする。)

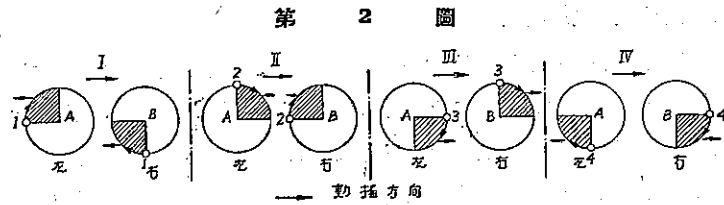
第 1 圖の (1), (2), (3) 及び (4) は左右兩クランクの相互の位置を示すものにして A のクランクが (1) にあるときは B のクランクも亦 (1) にあるべし。横方の矢の方向はその區間に於ける動揺の方向を示す。

今左右兩輪の運動を組合すとき動揺の方向は第 2 圖の如くなるべし。

即ちクランクが I の如き状態(斜影部分)にある場合には動揺の方向は矢印にて示せる如く A, B とも機関車の進行方向と反對にして II の如き状態のときは A, B 反對の方向を示し、A に於ては機関車の進行と同方向に B に於てはその反對方向に動揺し、その結果として機関車前頭を右側に振らしめることになり、III の状態に於て

第 1 圖





は A, B とも同一方向に動揺して而も機関車の進行方向と同一にして IV の状態に於ては A, B 反対の方向に動揺しその結果機関車前頭を左側に振らしむ。

斯くの如く I と III の場合に於ては動揺の方向は交互に前後し、従つてその影響は機関車に前後動を生ぜしめ又 II, IV の場合に於ては動揺の方向は交互に左右し、従つてその影響は蛇行動を生ぜしむ。

3. 同轉部の遠心力の影響

車輪に附屬せるクランク・ピンその他の不釣合量は車輪の廻轉に際し常に遠心力を引起し車輪の中心より外方に向つて車軸を引張る傾向を有す、このことが左右車輪別々に行はれるを以て 機関車に對し少なからざる影響を及ぼすものなり。

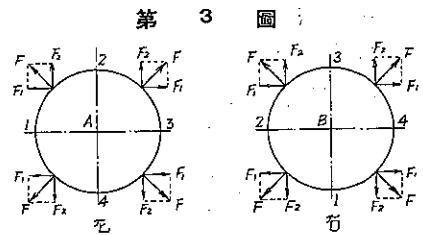
今これを調ぶるに便宜上同轉部分の不釣合重量は全部クランク・ピン上に集中せるものとして考ふるに第 3 圖に於て A, B なる 2 圓はクランク・ピンの道程を示すものとせば前例により A のクランクが (1) にあるときは B のクランクも亦 (1) にあるべし。而して遠心力 F は絶えず外方に向つて働くものにしてこれを前後方向 (機関車の進行方向) と上下方向とに分解して夫々 F_1 及び F_2 とすれば F_1 及び F_2 は何れもクランク・ピンの位置に對する機関車動揺の方向を示せるものなり。

この中前後方向の分力 F_1 はその方向も作用も全く前記の往復部に於ける惰力と同様なるを以てその影響も亦同様にしてこの分力は機関車に前後動及び蛇行動を引起す。

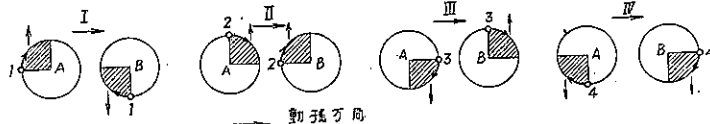
又上下方向の分力 F_2 は F_1 に於けると同理によりてこれと直角の方向に同様の作用をなすこと明かなり。

即ち F_2 のみについて見れば第 4 圖の如し。

即ちクランク・ピンが I の斜影部分にあるときには A に於ては上方、B に於ては下方に左右反對に作用しその結果車輪の左側を上方に浮上らしめ、その右側を軌條に偏壓せしめて右側に傾斜する傾向を生じ、II に於ては A, B



第 4 圖



とも上方に作用して車輪を上方に跳ね上らしめ、III に於ては A は下方に B は上方に働きその結果として右側を浮上らしめ左側を軌條に偏壓せしめてこれを左側に傾斜し、IV に於ては A, B とも下方に作用して車輪を軌條に壓せしむ。

斯くの如く I と III の場合に於ては機関車は交互に左右に傾斜するを以てその影響は機関車に傾斜動(ローリング・モーション)を生じ、又 II, IV の場合に於ては機関車を上下に垂直に動揺せしむる上下動を生ず。

4. 機關車の動揺を平均する方法

前記の如く回轉部の遠心力より來る影響は車輪の一部クランクと正反對の位置に同量の遠心力を生ずべき釣合錘を付けることによつて完全に釣合はしむることを得べし、然れども往復部の惰力の影響を釣合はしむることは仲々困難にして前記の理により過剰なる釣合錘を用ひてそれに働く遠心力の前後方向の分力 F_1 によつて釣合はしむるものなれどもこの際その上下方向の分力 F_2 は餘分のものとして残り軌條を槌打し、機關車に傾斜動及び上下動を生ぜしむ。従つて往復部の惰力の影響を全然釣合はしめることは同時に大なる軌條槌打或は傾斜動及び上下動を引起さしむる結果となるを以て寧ろ不可能の事にして結局その一部を釣合しめて幾分の前後動及び蛇行動を許すと共に傾斜動及び上下動なるべく輕減する方法を講ずるは自然の理なりと謂ふを得べし。而してこの釣合の割合を如何程になすかは運轉上、保線上仲々重要な問題なれども一般にこの過剰釣合錘のために軌條を槌撃する力は當該車輪上加はる重量の 20% を越えざるを以て一般の限度とせるものとす。 (註：鐵道省工作局にては各靜時輪重の 15% を超過せぬこととせり)

5. 釣合錘の計算法

現在工作局にて用ひつゝある計算法の大要を示せば次の如し。

計算方針として

1. 各軸とも左右輪心は同一形状とすること
2. 主動軸以外各動軸の輪心は皆出來る限り同一形状とすること

(1) 回轉部分の釣合

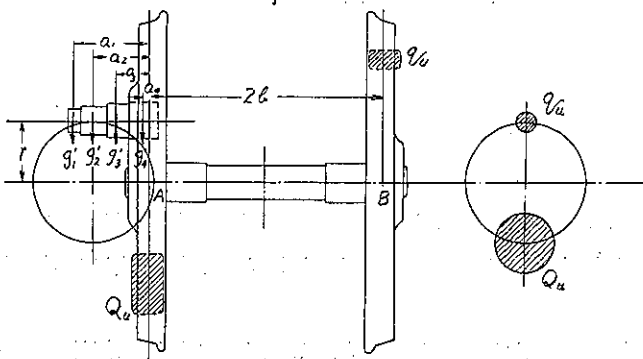
回轉部分としては次の部分を考ふ。

主動輪： クランク・ハブの一部、クランク・ピン、連結棒の一部、主連結棒の一部、返クランクの一部等

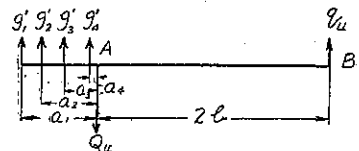
連結動輪： クランク・ハブの一部、クランク・ピン、連結棒の一部等

- (1) 以上は總てクランク・ピンと同一クランク角にあるものとみなり、異なるクランク角にあるもの、例へば返クランク・ピン及びエキセン棒の一部の如きもの、を考へる時は左右輪心を同一にすること不可能なり、然し通常これ等の影響は輕微なるを以て無視するも差支へなし。
- (2) 各棒類は靜時に於て各クランク・ピンに作用する重き宛に分割して各クランク・ピンに屬する重量とす。

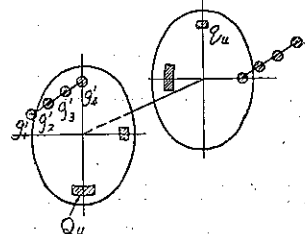
第 5 圖



第 6 圖



第 7 圖



上記の方針によつて計算し第 5 圖に於ける釣合錘の大きさ Q_u 及び q_u を求むるに當りその記號及び計算は次表の如し。

部 分	重 量	重心から車輪軸一對の中心迄の距離	クランク・ピン上に換算せる重	重心から釣合錘中心迄の距離	B 點に於けるモーメント
返クランクの一部 クランク・ピンの一部	g_1	r	$g_1' = g_1$	a_1	$g_1'(a_1 + 2b)$
主 連 棒 の 一 部 クランク・ピンの一部	g_2	r	$g_2' = g_2$	a_2	$g_2'(a_2 + 2b)$
連 結 棒 クランク・ピンの一部	g_3	r	$g_3' = g_3$	a_3	$g_3'(a_3 + 2b)$
クランク・ハブの一部 クランク・ピンの一部	g_4	r_4	$g_4' = g_4 \frac{r_4}{r}$	a_4	$g_4'(a_4 + 2b)$
			$G_u = \sum g'$		$M = \sum g_n'(a_n + 2b)$

即ち第 5 圖及び第 6 圖に於て見る如く車輪の不釣合重量はクランク・ピンに集中せるを以て車輪中心線と一致せずして a_n なる距離を有す、この不釣合なる重量を車輪中心線上に於て釣合するためには第 6 圖に示す如き理により當該車輪に Q_u 、反對側車輪に方向の反對なる釣合錘 q_u を必要とするは明かなり。

今これ等 Q_u 及び q_u を求むるに上表を用ひて

$$Q_u = \frac{M}{2b}$$

$$q_u = Q_u - G_u$$

而してこのことは兩側車輪に於て計算されるを以て結局第 7 圖の如くなるべし。

(2) 往復部分の釣合

往復部分としては次のものを考ふ

ピストン、ピストン棒、クロス・ヘッド、主連棒の一部、瓣装置結リンク、合併テコの下半部等

- (1) 以上はすべてそのままのものがピストン中心に沿つてそれと共に往復するものと考ふ
- (2) 主連棒の一部とは靜時に於てクロス・ヘッド・ピンに支へられる主連棒重量を云ふ

往復部分に對しては最大速度に於て今こゝに設ける釣合錘の遠心力による軌條撻打量が各靜時軸重の 15% を超過せぬことを條件とし出来るだけこれを多くつけるものとす。

次につけるべき釣合錘の量を求めんにこの場合に於ても第 6 圖及び第 7 圖の理は適用され第 8 圖の如く當該車輪への釣合錘を Q_u 、反對側車輪への釣合錘 q_u を必要とすべし。

今機關車の最大速度を V (km/h)、動輪直徑を D (m) とすればその回轉數 n (r.p.m.)

は

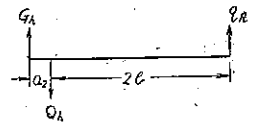
$$n = \frac{1000V}{60\pi D} = 5.31 \frac{V}{D}$$

而して片側車輪の軌條に對する靜荷重を $\frac{W}{2}$ (t)、クランク半徑を r とすれば速度 V にて撻打量が $\frac{W}{2}$ の 15% となるときは往復部分に對する全釣合錘 Q_u の量は次の如くして求むべし。

遠心力の公式により

$$f = \frac{mv^2}{r} = \frac{W}{g} \frac{v^2}{r}$$

第 8 圖



$$f = 0.15 \frac{W}{2}$$

$$v = Qr\omega$$

$$v = \frac{2\pi r n}{60} \text{ (m/sec)}$$

$$g = 9.80 \text{ (m/sec}^2\text{)}$$

$$0.15 \frac{W}{2} = \frac{Qr\omega \left(\frac{2\pi r n}{60} \right)^2}{9.80 r}$$

$$Qr\omega = \frac{0.15 W \times 9.80}{2r \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2}$$

この全釣合錘 Q_{rh} は第 7 圖に示す如くその動輪に直接取付けられた釣合錘 Q_h と他方の動輪の釣合錘(同じく Q_u) の補助釣合錘 q_h との合成したるものなる故

$$Q_{rh} = \sqrt{Q_h^2 + q_h^2} \dots\dots\dots(1)$$

(∵ 兩側車輪のクランク・ピンの位置に 90 度の差あり)

又第 8 圖により

$$q_h(a_2 + 2b) = a_2 Q_u$$

$$\frac{q_h}{Q_u} = \frac{a_2}{a_2 + 2b} \dots\dots\dots(2)$$

この (1), (2) を聯立方程式として解けば Q_h, q_h が求められ、従つてそれ等によつて釣合はされた往復部分の重量 G_h は

$$G_h = Q_h - q_h$$

として求められる。

(3) 全 釣 合 錘

全釣合錘の量は上記の Q_u, q_u 及び Q_h, q_h の合成なるべき筈にして前記の事情によりて明かなる如く片側車輪に於ては Q 及び q は第 9 圖の如く 90° の差を以て存在する故にこれが合成 Q_r は次の如くなるべし。

$$Q_r = \sqrt{(Q_u + Q_h)^2 + (q_u + q_h)^2}$$

而してこの求められたる全釣合錘を取付くべき位置は第 9 圖 (b) に於ける對角線の方なるは明かにして次の如くして求むることを得。

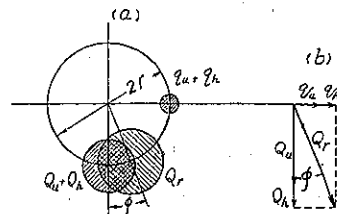
$$\tan \phi = \frac{q_u + q_h}{Q_u + Q_h} \quad \phi = \tan^{-1} \frac{q_u + q_h}{Q_u + Q_h}$$

上に求められたる全釣合錘 Q_r は計算の過程によつて知らるゝ如くクランク半徑 r の圓上に設けられたる場合の釣合量にして若し車軸中心より l の點に設くべきものとせばその釣合錘 Q_l は

$$Q_l = \frac{r}{l} Q_r$$

となるべし。

第 9 圖



6. 釣合錘の理論要項

(1) 同轉部分による影響： 機関車の車輪には同轉部分として種々のものが附屬しその構造一様ならず、従つて同轉の際不釣合な遠心力を生じ、これが 90 度異なる反對側車輪の影響と相俟つて機関車に前後動、蛇行動、傾斜動並に上下動等を生ず。

(2) 往復部による影響： ピストン、ピストン棒、クロス・ヘッド、主連棒等の往復部分は絶えず前後方向に運動しその運動の惰力の影響により機関車に前後動及び蛇行動の傾向を生ず。

(3) これ等を釣合はすために釣合錘を用ふ、これによつて不釣合同轉部の影響は完全に除去し得るも往復部に對するものゝ爲に却つて軌條槌打或は傾斜動及び上下動を引き起さしむることになり、完全なる釣合は不可能なり。

(4) 往復部の影響は機関車に及ぼす程度及び軌條に及ぼす槌打の程度を考へその一部を釣合はすを普通とす、而して工作局に於てはこの槌打量が機関車靜時の輪重の 15% を限度としてなるべく多く釣合すものとす。

(5) それ故に機関車運行の際に於ては完全なる釣合をなさざる爲に生ずる前後動及び惰行動と共に釣合錘による軌條槌打、傾斜動及び上下動を生ず。

(6) これ等同轉運動及び往復運動による影響は何れもクランク・ピン上に作用し車輪中心線より外方に離れ居るを以てこれを車輪中心線上の釣合錘にて平衡を保たしめるためには第 6 圖及び第 8 圖の如く當該車輪上に釣合錘 Q を附すと共に反對側車輪に補助釣合錘 q を必要とす、而して Q と q とはその附する方向は反對なり。

(7) 左右兩輪のクランク・ピンの位置は互に 90 度の差あるを以て片側車輪に於ける Q と q とは又 90 度の角度をなす。

(8) 従つて車輪に附する釣合錘の量はこれ等が合力 $\sqrt{Q^2+q^2}$ となり、その位置はクランク圓上にてクランクを通る直徑に對し反對側のクランクの方向に角度 $\phi = \tan^{-1} \frac{q}{Q}$ の所となるべし。

(9) 一般に釣合錘は半徑 r のクランク圓上に無く普通車輪中心より l の所にあるを以て實際附する釣合錘の量は $\frac{r}{l} \sqrt{Q^2+q^2}$ なり。

7. 過剩釣合錘の軌道並に機関車に對する作用及びその計算

4. に於て記述せる如く同轉部及び往復部より來る影響を釣合はしむるために釣合錘を用ふるも、この際前者はこれにより完全に釣合せ可能なるも、後者往復部より來る影響はこれを全部釣合せることにより非常なる軌條槌打及び機関車に傾斜動及び上下動を誘發する結果となるを以てその一部を釣合せを普通とし、その釣合せ量は工作局にては各靜時輪重の 15% の槌打量を限度として設計し居るものなり。

斯る方法によつて往復部の影響を釣合せることにより、機関車に對しては前後動、蛇行動、傾斜動及び上下動の傾向を生じ、又軌條に對しては槌打作用をなすことは既に述べたる所なり。

今これ等について種々檢討せば次の如し。

(1) 上下方向に對する作用

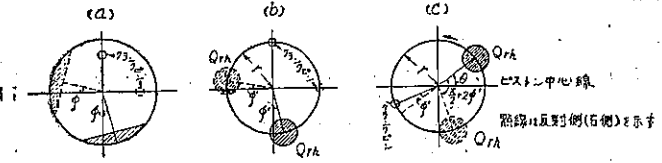
往復部分の影響を釣合はしむる際その量をして軌條に對して 15% の槌打を生ずる如くなさしむることは既に知る所なり。これにより上下方向に及ぼす種々の作用を調査せん。

第 10 圖 (a) は普通車輪の釣合錘及びクランク・ピンの位置を示し (b) はクランク圓上に附すべき往復部分に對する釣合錘及びクランクの關係を示す。

而してこの際釣合錘の傾き ϕ' は ϕ とは異り $\phi' = \tan^{-1} \frac{q_h}{Q_h}$ を示すものなり。

(c)はその廻轉の一般の場合にして釣合錘 Q_{rh} がピストン中心線に對し θ なる角度にあるとき反對側車輪に於ては $(\frac{\pi}{2} + 2\phi')$ だけ遅れて居ることを示せり。

今この場合に於て上下方向に對する Q_{rh} の及ぼす力を左側 f_2 、右側 f_2' とすれば次の如し。但し下向の力即ち軌條に槌打を與ふる如き力を正とす。



第 10 圖

$$\begin{cases} f_2 \pm -\frac{Q_{rh}}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \sin \theta \\ f_2' = -\frac{Q_{rh}}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \sin \left(\theta - \frac{\pi}{2} - 2\phi' \right) \end{cases}$$

然るに

$$Q_{rh} = \frac{0.15W \times 9.80}{2r(2\pi n/60)^2}$$

$$v = \frac{2\pi r n'}{60} \text{ m/sec}$$

$$g = 9.80 \text{ m/sec}^2$$

$$\begin{cases} f_2 = -\frac{0.15W}{2} \left(\frac{n'}{n} \right)^2 \sin \theta \dots\dots\dots (I) \\ f_2' = -\frac{0.15W}{2} \left(\frac{n'}{n} \right)^2 \sin \left(\theta - \frac{\pi}{2} - 2\phi' \right) = \frac{0.15W}{2} \left(\frac{n'}{n} \right)^2 \cos(\theta - 2\phi') \dots\dots\dots (II) \end{cases}$$

W = 軸重

$n' = \left(5.31 \frac{V}{D} \right)$ 一般速度に於ける 1 分間の車輪廻轉數

$n = \left(5.31 \frac{V}{D} \right)$ 設計時の最高速度に於ける 1 分間の車輪廻轉數

V = 速度 (km/h)

D = 車輪直徑 (m)

この式に於て速度が一定なる場合には次の如くなり全くの正弦曲線となるべし。

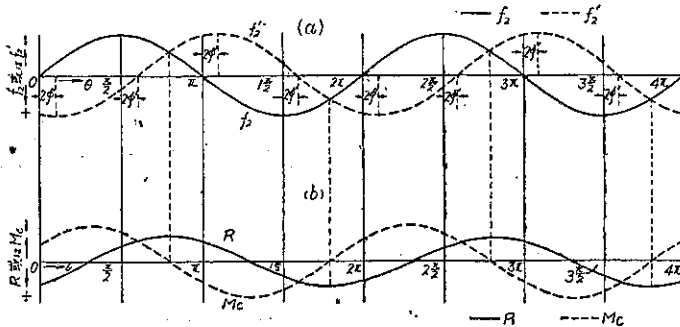
$$\begin{cases} f_2 = c \sin \theta \dots\dots\dots (I) \\ f_2' = c \sin \left(\theta - \frac{\pi}{2} - 2\phi' \right) = -c \cos(\theta - 2\phi') \dots\dots\dots (II) \end{cases}$$

但し $c = -\frac{0.15W}{2} \left(\frac{n'}{n} \right)^2$

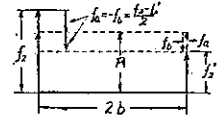
即ち次の第 11 圖の如くにして f_2' は常に f_2 に對し $(\frac{\pi}{2} + 2\phi')$ だけ遅れて全く同様に作用し、従つてその兩者の作用方向の種々異なることによつて夫々上下動及び傾斜動の傾向を機關車に與ふることを明瞭に看取するを得べし。

今第 11 圖 (a) f_2, f_2' 曲線を用ひて上下動及び傾斜動の傾向の相互的關係を求むるに第 11 圖 (b) の如く上下動及び傾斜動の傾向の最大値は相互に $\frac{\pi}{2}$ の差を以て生ずることを知る、而してこれが計算には次の第 12 圖に示す如き方式による。即ち f_2, f_2' は車輪中心間隔 $2b$ を距て、存在するを以てこれ等兩者の機關車に及ぼす上下動及び傾斜動を求むるに今假りに f_2' に對し $f_a = -f_b = \frac{f_2 - f_2'}{2}$ なる如き f_a 及び f_b の 2 力が作用せるものとおふ。

第 11 圖



第 12 圖



るときは右方の $(f_2' + f_a)$ は左方の $(f_2 - f_a)$ と同じ大きになりて上方に (又は下方) 作用し更に左方に残れる f_a は $2b$ を距て Δ 存在する f_b と偶力をなし右方に廻轉せしめる傾向を生ず。

今上下方向に作用する力を R , 廻轉せしめる力即ち偶力率を M_c とすれば結局

$$R = \frac{f_2 + f_2'}{2} \dots\dots\dots (III)$$

$$M_c = \frac{f_2 - f_2'}{2} \cdot (2b) = b(f_2 - f_2') \dots\dots\dots (IV)$$

これを書き換へれば

$$R = \frac{c}{2} \{ \sin \theta - \cos (\theta - 2\phi') \} \dots\dots\dots (III')$$

$$M_c = bc \{ \sin \theta + \cos (\theta - 2\phi') \} \dots\dots\dots (IV')$$

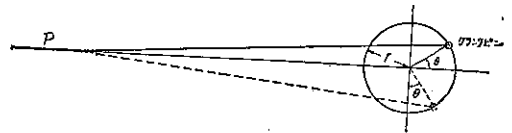
$$\text{但し } c = -\frac{0.16W}{2} \left(\frac{n'}{n} \right)^2$$

この式に於て R には下方に働くものを正とし, M_c には左側に傾くものを正とす。

(2) 前後方向に對する作用

往復部分に對する釣合錘の量は軌條に對する槌打より決定せらるる Δ を以て往復部分より來る惰力の影響を全部釣合し得ずして依然前後方向に影響を及ぼすことは既に記せる所なり, 今それについて調ぶるに次の第 13 圖に示す如く往復部分の全重量を P とし, これ等がすべてピストン中心線上にあるものとせば P はクランクの廻轉に伴ひ前後に往復運動をなすべし, クランクの臂長に比し主連棒の長さは遙かに長き故に (約 10.4 倍) 今計算の便宜上主連棒の長さを極めて長きものと假定すれば P の運動は單弦運動となり, 従つて $f = m \frac{v^2}{r} \cos \theta$ なる式にて計算し得ることになるべし, 然るに前計算 5. (2) により釣合錘 Q_n, q_n によつて釣合はされた往復部分の重量は G_n なる故に實際に前後方向に影響を及ぼす重量は $(P - G_n)$ となり, これにより誘發せらるる力は次の如し, 今左側に於ける力を f_1 , 右側に於けるものを f_1' とし前方に向くものを正, 後方に向くものを負とすれば

第 13 圖



$$\begin{cases} f_1 = -\frac{P - G_n}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cos \theta \\ f_1' = -\frac{P - G_n}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cos \left(\theta - \frac{\pi}{2} \right) \end{cases}$$

これに於て P = 往復部の全重量
 $G_h = Q_h - q_h$
 $v = \frac{2\pi r n'}{60}$ (m/sec)
 $g = 9.80$ (m/sec²)

又この式中にある G_h は設計時の最高速度 (廻轉數 n) によつて決定せられたるもの故にこれを $G_{h(n)}$ にて示せば

$$\left\{ \begin{aligned} f_1 &= -\frac{P - G_{h(n)}}{8820} \cdot r(\pi n')^2 \cos \theta \dots\dots\dots(V) \\ f_1' &= -\frac{P - G_{h(n)}}{8820} \cdot r(\pi n')^2 \cos\left(\theta - \frac{\pi}{2}\right) \dots\dots\dots(VI) \end{aligned} \right.$$

P = 往復部の全重量
 $G_{h(n)}$ = 釣合錘によつて釣合はされた重量 = $Q_h - q_h$
 r = クランク半徑 (m)
 n' = 一般速度に於ける 1 分間の車輪廻轉數 = $5.31 \frac{V}{D}$
 V = 速度 (km/h)
 D = 車輪直徑 (m)

速度一定なるときにこの式は次の如し。

$$\left\{ \begin{aligned} f_1 &= c' \cos \theta \dots\dots\dots(V') \\ f_1' &= c' \cos\left(\theta - \frac{\pi}{2}\right) = c' \sin \theta \dots\dots\dots(VI') \end{aligned} \right.$$

但し $c' = -\frac{r(\pi n')^2}{8820} (P - G_{h(n)})$

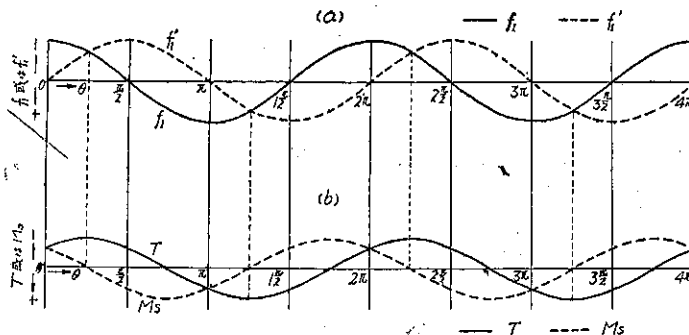
即ち第 14 圖の如くに f_1' は常に f_1 に對し $\left(\frac{\pi}{2}\right)$ だけ遅れて全く同様に作用し、従つてこれ等兩作用の組合せの状態の如何により夫々前後動及び蛇行動の傾向を生ずることを見るべし。

次に第 14 圖 (a) f_1, f_1' 曲線を用ひて前後動及び蛇行動の傾向の相互的關係を求むれば第 14 圖 (b) の如し、而してその計算方法は第 12 圖の理によりて前後方向に作用する力を T 、蛇行を生ぜしむる傾向の力、即ち偶力率を M_s とすれば

$$T = \frac{f_1 + f_1'}{2} \dots\dots\dots(VII)$$

$$M_s = \frac{f_1 - f_1'}{2} (2b) = b(f_1 - f_1') \dots\dots\dots(VIII)$$

第 14 圖



これを書き換へて

$$T = \frac{c'}{2} \{ \cos \theta + \sin \theta \} \dots\dots\dots (VII')$$

$$M_s = bc' \{ \cos \theta - \sin \theta \} \dots\dots\dots (VIII')$$

$$\text{但し } c' = -\frac{r(\pi n')^2}{8820} (P - G_h(n))$$

T に於ては前方に働くものを正とし、M_s に於ては右方にふれるものを正とす。

(3) 上下及び前後方向に對する作用の相互關係

上下方向に於ける作用の計算としてはその計算の基礎を釣合鍾に置いてこのピストン中心線に對する關係より導き又前後方向に於ける作用の計算としてはクランク・ピンのピストン中心線に對する關係より導きたり、從つてこれ等相互間に於ては (π+φ') 又は (π-φ') なる角度の差異あること明かにして前者に於て θ=0 のときには後者に於ては θ=-(π+φ') 又は θ=(π-φ') の點にあり、今假りに前者を基礎として後者をこれに一致せしむれば (V') 及び (VI') 式は次の如し。

$$\begin{cases} f_i = c' \cos(\theta + \pi - \phi') = -c' \cos(\theta - \phi') \dots\dots\dots (V'') \\ f_i' = c' \sin(\theta + \pi - \phi') = -c' \sin(\theta - \phi') \dots\dots\dots (VI'') \end{cases}$$

從つて (VII), (VIII) より

$$T = -\frac{c'}{2} \{ \cos(\theta - \phi') + \sin(\theta - \phi') \} \dots\dots\dots (VII'')$$

$$M_s = -bc' \{ \cos(\theta - \phi') - \sin(\theta - \phi') \} \dots\dots\dots (VIII'')$$

8. 主連棒及び連結棒を取外して運行する場合の槌打作用

機関車の無火輸送の場合には往々にしてその動輪に附隨せる主連棒及び連結棒を取外して運行せしむることあり、斯る場合にはこれがため釣合鍾によりて保たれ居る動輪の均衡状態は破れ、爲に軌條に大なる槌打を生ず。

(1) 廻轉部分のために附したる釣合鍾によるもの

元來廻轉部分の釣合せは完全になされ毫も槌打作用をなさざるも主連棒及び連結棒を取外したことによりそれだけ餘分の釣合鍾を附したる結果となり軌條に槌打作用を及ぼすべし、今この場合の餘分なる釣合鍾の量を求むるに 5. (1) に於けると同様に取外せる主連棒の一部及び連結棒のクランク・ピン上に換算せる重量を夫々 g₂'', g₃'' とせば第 6 圖と同様第 15 圖の如く作用すべし。

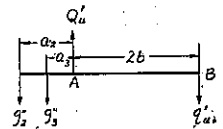
餘分の釣合量を Q_u' 及び q_u' とせば

$$2bQ_u' = g_2''(a_2 + 2b) + g_3''(a_3 + 2b)$$

$$Q_u' = \frac{g_2''(a_2 + 2b) + g_3''(a_3 + 2b)}{2b}$$

$$q_u' = Q_u' - g_2'' - g_3''$$

第 15 圖



(2) 往復部分のために附したる釣合鍾によるもの

往復部分の釣合せはこれを釣合はすことにより大なる槌打作用を軌條に與へるものにして通常該機関車の靜時輪重の 15% の槌打量を限度として釣合鍾の量を決定することは既に述べたる所なり。

主連棒を取外し運行する場合に於てはこれ等往復部分は全然運動中止の状態に置かれ從つて前後方向に及ぼす惰力の影響も皆無となり却つて逆にこの釣合鍾の爲に前後方向の力を受くることとなるべし。而してこの際に於

ける上下方向の力、即ち軌條槌打の力には何等の影響なく依然靜時輪重の 15% なるは容易に考へ得る所なり。

(3) 軌條に及ぼす槌打量

以上により主連棒及び連結棒を取外し運行する場合に生ずる槌打量としては廻轉部分に於てのみ發生し往復部分にては何等の影響なきを知り、従つてこの際に於ける全體の槌打量を求むるに先に求めたる Q_u' 及び q_u' を用ひてこれが合力 Q_r' 及び作用點 φ を求むれば

$$Q_r' = \sqrt{Q_u'^2 + q_u'^2}$$

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{q_u'}{Q_u'}$$

この Q_r' の量は先に計算せる Q_r 中に於て主連棒及び連結棒を取外したる爲に餘分となりたる釣合量にして運行中に於てはこれが因をなして槌打作用をなすべし、次にその量 P を求むれば

$$P = \frac{Q_r' v^2}{g r}$$

$$v = \frac{2\pi r n}{60} \quad (\text{m/sec})$$

$$g = 9.80 \quad (\text{m/sec}^2)$$

$$n = 5.31 \frac{V}{D}$$

$$P = \frac{Q_r' r (\pi n)^2}{8820}$$

然してこの P なる槌打が $\left(\frac{\pi}{2} + 2\varphi\right)$ なる後に於て反對側車輪に生ずるは明かなり。

9. 9600 形機関車に於て主連棒及び連結棒を取外し運行した場合の槌打量

機関車が運轉整備状態にあるときはその廻轉部分の影響が完全に釣合錘にて釣合はされているものとすれば、無火輸送の爲に主連棒及び連結棒を取外し運行する場合に於ける槌打量は全く 8. の方法によつて計算するを得べし。

今 9600 形機関車がこの状態に於て 70 km/h の速度にて牽引せらるゝ場合について考ふるにこの際除去せられた主連棒及び連結棒の第 3 動輪クランク・ピン上にかかる重量は大體次の如くなるべし、即ち

$$g_2'' = 130 \text{ kg}$$

$$g_3'' = 92 \text{ kg}$$

又その他計算に必要な數値は夫々次の如く得らるゝを以て Q_u', q_u' は計算せらるべし。

$$a_2 = 0.316 \text{ m} \quad r = 0.305 \text{ m}$$

$$a_3 = 0.184 \text{ m} \quad D = 1.25 \text{ m}$$

$$b = 0.56 \text{ m}$$

$$Q_u' = \frac{g_2''(a_2 + 2b) + g_3''(a_3 + 2b)}{2b} = \frac{130(0.316 + 1.12) + 92(0.184 + 1.12)}{2 \times 0.56} = \frac{306.648}{1.12} = 273.8 \text{ kg}$$

$$q_u' = Q_u' - g_2'' - g_3'' = 273.8 - 130 - 92 = 51.8 \text{ kg}$$

故に

$$Q_r' = \sqrt{Q_u'^2 + q_u'^2} = \sqrt{273.8^2 + 51.8^2} = 278.66 \text{ kg}$$

又

$$\frac{qu'}{Qu'} = \frac{51.8}{273.8} = 0.1891891$$

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{qu'}{Qu'} = 10^\circ 43'$$

然るに $V=70$ km/h なるを以て

$$n = 5.31 \frac{V}{D} = 5.31 \frac{70}{1.25} = 297.36$$

これ等により槌打量を求めれば

$$P = \frac{Q_r' r' (\pi n)^2}{8820} = \frac{278.66 \times 0.305 (3.1416 \times 297.36)^2}{8820} = \frac{74172231}{8820} = 8410 \text{ kg}$$

即ちこの際の槌打量は計算上 8410 kg となり、その量些少なからざるを知る、これを静時輪重 6705 kg に比するとその増加率は 125.4% なり。

今これと同様にして他動輪第 1, 第 2, 第 4 動輪の場合について考ふればこの際には主連棒なき故連結棒のみの影響となる、而してこれがため除去せられた連結棒のそれ等の動輪上にかかる重量は構造上大體次の如くなり、これ等を用ひて 70 km/h のときの槌打量を計算すれば

	第 1 動輪	第 2 動輪	第 4 動輪
	$g''_a = 28.8$	$g''_a = 78.2$	$g''_a = 25.9$
又	$a_s = 0.168$	$a_s = 0.181$	$a_s = 0.170$
	$b = 0.56$	$b = 0.56$	$b = 0.56$
	$r = 0.305$	$r = 0.305$	$r = 0.305$
	$D = 1.25$	$D = 1.25$	$D = 1.25$
	$Qu' = 33.12$	$Qu' = 90.84$	$Qu' = 29.83$
	$qu' = 4.32$	$qu' = 12.64$	$qu' = 3.93$
	$Q_r' = 33.40$	$Q_r' = 91.72$	$Q_r' = 30.09$
	$\varphi = 7^\circ 26'$	$\varphi = 7^\circ 55'$	$\varphi = 7^\circ 30'$
槌打量	$P = 1008.0$	$P = 2768.0$	$P = 908.1$
静時輪重	$\frac{W}{2} = 6580$	$\frac{W}{2} = 6580$	$\frac{W}{2} = 6500$
	$\frac{P}{W/2} \times 100 = 15.3\%$	42.1%	14.0%

即ちこの場合に於ける槌打量は静時輪重に對し第 3 動輪の 125.4% なるに對し第 1 動輪にては 15.3%, 第 2 動輪にては 42.1%, 第 4 動輪にては 14.0% なる結果となり、主なる破壊作用は第 3 動輪に於て生ずること明かなれり。

今試みにこれ等の軌條に及ぼす影響を考へて見るに平常時運轉の場合の如く速度 1 km に對し 1% の割(軌條應力)に衝撃作用が働くものとしてその外にこの槌打作用が加はるものと考へ得るを以て次の如くして計算することを得。

又連結棒を取外し運行する場合には各車輪自由に動き得るを以て滑動等のために相互間の關係必ずしも平常時の如き關係にあらざることは想像し得るも、この際相互間の關係に變化なきものと假定し又 φ の値も大して差なきを以て各車輪同時に前計算通りの槌打をなすものとす。

(1) 平常時運転の場合 (空車)

30 kg 軌條 (新軌條)

枕木挺数 10 m に付 14 挺 ($\alpha=76.2$ cm) $D=10\ 300$ kg/cm (軌條支承體沈下係数) $\gamma=1.57$ (軌道係数) $V=70$ km/h

第 3 動輪による軌條彎曲率=138 671 kg. cm

同 上 軌條 圧 力=4 507 kg

(2) 槌打作用によるもの

第 3 動輪による軌條彎曲率=165 455 kg. cm

同 上 軌條 圧 力=4 248 kg

これ等 2 者を綜合してこの場合の軌道に働く應力を計算すれば

軌條 彎 曲 率=304 137 kg. cm

軌 條 圧 力=8 755 kg

	許容限度
従つて 軌條彎曲應力=2 617 kg/cm ²	2 000 kg/cm ²
枕木上面支應力=40.5 "	20-25 "
枕木彎曲應力=144.7 "	100-120 "
道 床 圧 力=4.3 "	3.0-4.5 "
路 盤 圧 力=4.0 "	2.2-2.5 "

これを見るに軌條彎曲應力は勿論他の如何なる部分に於ても許容限度を超過すること遙かにして、就中路盤壓力に於てはその差甚しく斯る機関車を運行することは軌道を根底より破壊することとなるを知るべし。軌條彎曲應力に於てはこの計算は車輪相互間の關係不變なりとの假定の下になせしものにして、これを各々自由に動き得るものとすれば稀に更に大なる應力の生ずる場合のあるべきを想像し得べし。

10. 9600 形機関車の主連棒のみを取外し運行した場合の槌打量

無火輸送の際連結棒はその儘とし主連棒のみ取外した状態に於て 70 km/h の速度にて牽引せらるゝ場合を考ふるにこの際除去せられた主連棒の第 3 動輪のクランク・ピン上にかかる重量は $g_2''=130$ kg なり、従つて次の諸數値を用ひて槌打量を計算すれば

$$g_2''=130 \text{ kg}$$

$$a_2=0.316 \text{ m}, \quad r=0.305 \text{ m}$$

$$b=0.56 \text{ m}, \quad D=1.25 \text{ m}$$

$$Q_u' = \frac{g_2''(a_2+2b)}{2b} = \frac{130(0.316+1.12)}{2 \times 0.56} = 166.68 \text{ kg}$$

$$q_u' = Q_u' - g_2'' = 166.68 - 130 = 36.68 \text{ kg}$$

$$Q_r' = \sqrt{Q_u'^2 + q_u'^2} = \sqrt{166.68^2 + 36.68^2} = 170.66 \text{ kg}$$

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{q_u'}{Q_u'} = \tan^{-1} \frac{36.68}{166.68} = \tan^{-1} 0.2200624 = 12^\circ 25'$$

$V=70$ km/h なるを以て

$$n = 5.31 \frac{V}{D} = 5.31 \frac{70}{1.25} = 297.36$$

これより槌打量を求めれば

$$P = \frac{Q_r \cdot r(\pi n)^2}{8820} = \frac{170.66 \times 0.305(3.1416 \times 297.36)^2}{8820} = 5150 \text{ kg}$$

即ちこの場合の槌打量は 5150 kg となり、静時輪重に對し 76.8% に當る、これを主連棒、連結棒共に取外したる際の槌打量 8410 kg に比すれば約 39% 減少するを見るべし。

而してこの際に於ては不釣合なる現象の生ずるは主動輪(第 3 動輪)のみにして他の動輪にては何れも釣合の状態を保たれ居ることは容易に想像し得べし。

今この際の軌道應力を前同様計算すれば (30 kg 軌條、枕木 10m に付 14 挺)

總軌條彎曲率 = 247 767 kg. cm

總軌條壓力 = 7 036 kg

		許容限度
従つて	軌條彎曲應力 = 2 132.0 kg/cm ²	2 000 kg/cm ²
	枕木上面支應力 = 32.58 "	20~25 "
	枕木彎曲應力 = 116.3 "	100~120 "
	道床壓力 = 3.42 "	3.0~4.5 "
	路盤壓力 = 3.20 "	2.2~2.5 "

これを見るにやはり何れに於ても許容限度を超過して甚だ不安の状態にあるを知る、今これを緩和するために速度を制限するものとせば

$V=50$ km/h のときには次の如くなるべし。

$$n = 5.31 \frac{V}{D} = 5.31 \frac{50}{1.25} = 212.4$$

槌打量 $P=2 627.7$ kg 静時輪重の 39%

總軌條彎曲率 = 178 021 kg. cm

總軌條壓力 = 5 410 kg

		許容限度
従つて	軌條彎曲應力 = 1 532.0 kg/cm ²	2 000 kg/cm ²
	枕木上面支應力 = 25.1 "	20~25 "
	枕木彎曲應力 = 89.4 "	100~120 "
	道床壓力 = 2.62 "	3.0~4.5 "
	路盤壓力 = 2.50 "	2.2~2.5 "

即ちこの場合に於ては大體に於て許容限度内に止まり、僅かに枕木上面支應力に於て許容限度に抵觸するを見る、而しこれ等は速度を 45 km に低下することによつて充分満足なる結果となることを知るべし。これによりこの際の安全を期する爲にその運行速度を制限するも亦一方法なりと思考せらる。

11. 結 論

機関車の動輪にはその運行の際の動力の傳達の爲に種々のものか附屬し、これが爲車輪廻轉の際大なる不均衡を

生ず、この現象を除去するために各車輪に釣合錘を用ひてこれ等の作用を釣合はしめ、圓滑なる運轉を期し居るは既に知れる所なり。

然れどもこれ等機関車を無火輸送する場合にはその牽引抵抗及びピストンに対する給油上の問題等の點より主連棒及び連結棒を取外し運行せしむる場合多く、斯る場合にはさきに釣合錘によりて保たれ居る廻轉時の均衡状態は破れ、却つて餘分なる釣合錘のために軌條に對し著しき槌打作用を及ぼすに至るべし。

今この槌打作用に就て、機関車 9600 形を選び、速度 70 km/h にて運行する場合について調ぶるに各動輪に於ける槌打量は靜時輪重に對し夫々次の如き割合にて生ずることを知る。

i. 主連棒及び連結棒を取外した場合

機 關 車 動 輪	D_1	D_2	D_3	D_4
{槌打量の靜時輪重に對する百分率(%)}	15.3	42.1	125.4	14.0
{() 内は空車時の輪重に對するもの}	(16.4)	(46.5)	(145.8)	(15.6)

ii. 主連棒のみ取外した場合

機 關 車 動 輪	D_1	D_2	D_3	D_4
{槌打量の靜時輪重に對する百分率(%)}	0	0	76.8	0
{() 内は空車時の輪重に對するもの}	(0)	(0)	(89.3)	(0)

即ち主連棒及び連結棒の兩者を取外した場合には第 3 動輪にて靜時輪重の 125.4%、主連棒のみ取外した場合には 76.8% の最大槌打を生ずることゝなれり。

更にこの際の軌道に及ぼす影響について計算するに 30 kg 軌條、枕木 10 m に付 14 挺の軌道上を速度 70 km/h にて運行する場合に於ける最大軌條彎曲應力に就て運轉整備状態の場合と比較するに次の如し。

但し運轉整備状態の場合を 100 とす。

最大軌條彎曲應力比較表

運轉整備状態	主連棒連結棒を取外した場合 (空 車)	主連棒のみ取外した場合 (空 車)
100 (100)	155.7 (184.9)	126.8 (150.7)

() は第 3 動輪による軌條彎曲應力に對し比較せるもの

即ち運轉整備状態に於ける最大軌條彎曲應力は第 4 動輪下に生ずるを以てこの量を 100 とすれば主連棒、連結棒を取外し空車の場合の第 3 動輪下に生ずる應力は 155.7 となり、主連棒のみ取外した場合には 126.8 となる。今参考のために第 3 動輪のみにて比較するならば括弧にて示せる如く夫々 184.9 及び 150.7 なる値を示し、明瞭に槌打作用による軌條彎曲應力の増加を知るべし。(完)