

車輪に依り軌條に與へられる側壓應力 に關する一試験 (第1報)

正員 神谷修作*

An Experiment on the Lateral Stress of Rail given by Wheel (Report 1)
By Shūsaku Kamiya, C. E., Member.

梗概 本報告は、車輪に依り與へられる動的側壓力の一判定試験に關するもので、先づ靜的に垂直荷重を伴ふ側壓力を受けた場合の軌條底部に起る應力度及び其の移動を明らかにし、次に實際車輛走行下の動的荷重を受けた場合の應力度に就いて述べると同時に、靜荷重下の資料を基本として、軌條頭部に加へられる側壓力の大きさを推定せるものである。

目次

- | | |
|------------------------------|----------------------|
| 1. 緒論 | イ) 概説 |
| 2. 靜力學的試験 | ロ) 試験方法 |
| イ) 概説 | ハ) 試験結果 |
| ロ) 試験方法 | a) ムイ、タハ型貨車に依る側壓力 |
| ハ) 試験結果 | b) 各型式機關車の導、働輪に依る側壓力 |
| a) 側壓力に依る載荷點下の軌條横方向
向曲げ應力 | 1) デカイ型機關車 |
| b) 側壓力に依る軌條側方移動及び轉
側度 | 2) ミカロ型機關車 |
| c) 總括的考察 | 3) ミカイ型機關車 |
| 3. 動力學的試験 | 4) 總括的考察 |

1. 緒論

車輪に依り軌條頭に與へられる側壓力の大小は、直接車輛の脱線安全度に關係するものであるが、假令此の値が、脱線の危険外の大きさであつても線路の破壊(軌間の擴大、大釘の拔上り)殊に締着装置の弛緩を來し、著しく線路に悪影響を與へる。それならば、一體此の側壓力は、機關車の型式、客貨車の各種様式別に何の位になるであらうかに就いては(機關車、客貨車の設計には、ロイの方法等を使用して考慮してゐる様である)、今迄に各國で相當研究調査されてゐるが、垂直力に關する關係が、比較的はつきりしてゐるのに比して、此の側壓力の方は、未だはつきりした結論に達してゐない様である。一方からみて、走行車輪が、此の側壓力をおこす基本的條項を考へてみるに、次の數項が數へ上げられると思はれる。

其の第一は、車輪踏面と軌條頭との接觸に依り起る摩擦力の側方分力である。當社使用の車輪踏面は、一般に 1/20 の勾配があり、又軌條は、傾斜なしの水平敷設であるから、車輪荷重は、接點(概して軌條頭中心の垂直荷重にはならない)を通じて軌條頭に對して斜に加はり、其の結果側方への壓力の分力がおこる事になる。此の際の摩擦係数は靜、動力的に各異なる事は勿論である¹⁾。

其の第二は、車輪走行中に於いて、車輪が軌條頭に激突するために生ずる側壓力である。車輪が殊に曲線中を走行

* 工學士 元滿鐵々道技術研究所第二課

1) Organ 1931. Die Reibungszahl u' der quergleitenden Bewegung rollender Räder von Eisenbahnfahrzeug.

する場合は、軌條に沿つて其の進行の方向をかへねばならぬから、軌條を斜に切る様な状態で動いて行く結果となり、當然此の際の側方への分力は、側壓としておこるのである²⁾。此の様な力は、又直線區間に於てさへ車輛の蛇行動に依り同一結果としておこる事がある。

其の第三は、車輪配置と線路構造上の (曲線區間) 相對位置に依りおこる側壓力である。

車輛は、其の固定軸距長如何に依り (線路には其の構造上過大の擴度は附せられないし、又車軸の遊間にも限度があるから) 車輛が曲線上に位置する場合には當然或る程度の側壓力が軌條に加はるものと考へられる。

其の第四は、車輛が曲線區間を通過する場合に受けるカントに對する遠心力の過不足に基因する側壓力である。

又此の外には、軌條及び車輪タイヤの偏磨耗に依る兩者接觸の變化、線路の不規則性に基因する側壓力の變化等が尚細く考へると數へられるのである。

之等の條項に就いての今迄の研究をしらべてみると、大體理論的數式又は圖式解答には、Roy, Boedecker, Übelbecker, Jahn, Heumann, Saller, Dauner, 鐵道省の堀越、千秋、小野、武藏技師等の貴重な業績が數へられる。又實驗的には、獨逸の Nordmann³⁾、フランス鐵道に於ける車軸に水晶又は其の他の壓力計を取付けての (車輛振動試験車) 測定と、各種オセオグラフ⁴⁾に依る測定が數へられる。測定に依れば、上記のいろいろの原因に依るものが一つの結果として得られるのであるから其の資料から一つの蓋然的且系統的結果を導く事は、相當困難である。又例へ理論的方法で、上の各項目の結果が得られたとしても、それは又互に關係してゐるから、其等の代數的和が、直に結果であるとの斷定は困難であり、且又相當の假定が入つてゐる事は避けられない事實である。殊に、車輪や線路の不規則性を考へる時は、益々困難になる事は想像に難くない。

然し、實際には、線路の不規則性、車輪の不整のないのは珍らしいし、又運轉時にもブレーキ等に依り普通の走行とはかはつた場合も考へられるから異常な側壓力が発生する。之等の研究も、當然調査研究なざるべき事項であらう。

此の様な状態であるが、我が滿鐵線に於いて、各種の機關車、車輛型式及び線路別、速度別に何の位の側壓力が加つてゐるかに就いては、一、二の測定はあるが、局部的のものであるため、餘りはつきりした概念も得てないから、取り敢へず大體の此の値を得るため調査試験を始めた。

本稿に述べる著者の行つた方法は、走行車輪に依り側壓力が加へられた場合、軌條底部内外縁の應力度に差異を生ずる (文章説明) 事から出發して (最近當所々有のテレメーターに依り相當信頼される動荷重軌條應力が求められる様になつたので) 測定動荷重軌條應力記録から、上述の現象を利用して逆に側壓力を推定してみた。

本文の測定結果の値は、速度別の平均値で示したし、又線路の或る數箇所の測定値に就いて論じてゐるのであるから、其の測定點で一番都合のわるい最大側壓力を車輪が與へたか何うかは疑はしい。將來は、獨逸式の振動試験車の如きものにて長區間に亘る測定をすべきであると思ふ。

又本稿で述べる供試線の線路構造としては、側壓力に最も弱い 32 kg M. R. 型軌條區間を擇び、又側壓下の線路の變形、應力に就いての一般性を確めるため、水平、垂直荷重のいろいろの値の下で、軌條應力及び撓み變形を靜的に求めてみた。仍つて以下には、靜力學的方面と、動力學的方面の二方面から記述する事にする。

2) Organ 1936. Dauner: Der Laufstoß der Fahrzeug.

3) Organ 1941. Nordmann: Laufeigenschaften der Lokomotiven.

4) イ. 業務研究資料 21 卷 7 號

ロ. Organ 1937, 1938.

ハ. 滿鐵 鐵研報告 90 號

2. 靜力學的試験

1) 概 説

軌條が敷設状態で、垂直及び側方(水平)荷重を受けた場合の應力及び變形を考へるに、今一つの理想の場合として、車輪と軌條が點接觸をする(圖-1)ものとして論をすゝめて行く事にする。

接觸點 A には、車輪踏面の圓錐形に依り一般に車輪荷重 W は、斜の方向に加はる。此の W を解析して考へると、A 點を通る水平力 H と垂直荷重 P とに分けて考へる事が出来る。

一方から考へてみて、一般に A 點は、軌條の對稱軸 YY 上にはなくて、之から x_0 の距離に加はるのが一般である。此の x_0 は、32 kg 軌條では、大體 15 mm 程度に考へればよい。

今此の P を YY 上の垂直力、 H を軌條底部に移して考へてみると、此の P の影響は、 YY 軸上加はる同値の力 P と、 $M_1 = P \cdot x_0$ の頭部のみを曲げんとするモーメントになり、又 H は、同値の底部に加はる水平力 H と、 M_2 とは反對の符號の $M_2 = -Hh_0$ のモーメントに分けて考へる事が出来る。かくの如く水平力と垂直力を軌條底部及び軌條垂直中心軸に移行すると、 $M = M_1 + M_2 = P \cdot x_0 - Hh_0$ の頭部を曲げんとするモーメントが作用する。然し此のモーメントは、側方移動に對しては餘り關係しないから靜力學的試験方面からは、 M_1 を除き純粹の P と、 H と M_2 の作用下に就いての各應力、變形量を求める事にした。尙 32 kg 軌條の斷面特性は、次の表-1 の如くである。

圖-1.

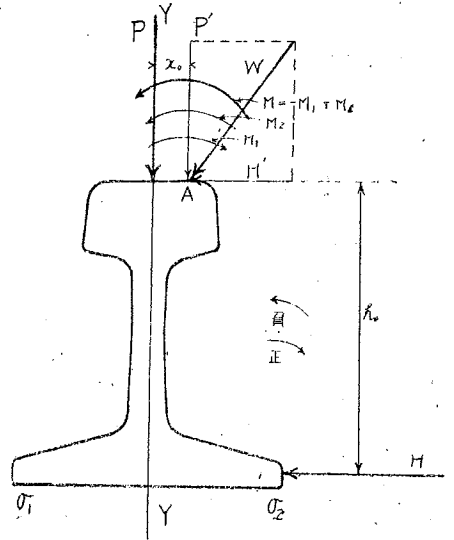


表-1. 32 kg M. R. 型軌條斷面特性値

	高さ (mm)	底幅 (mm)	水平軸に關する 斷面二次モーメント (cm^4)	垂直軸に關する 斷面二次モーメント (cm^4)	斷面係數 (水平軸) (cm^3)	斷面係數 (垂直軸) (cm^3)	底面より中 立軸迄の高 き (cm)	斷面積 (cm^2)
特性値	120.0	105.0	786.0	145.1	140.7	27.8	5.59	40.8

ロ) 試験方法

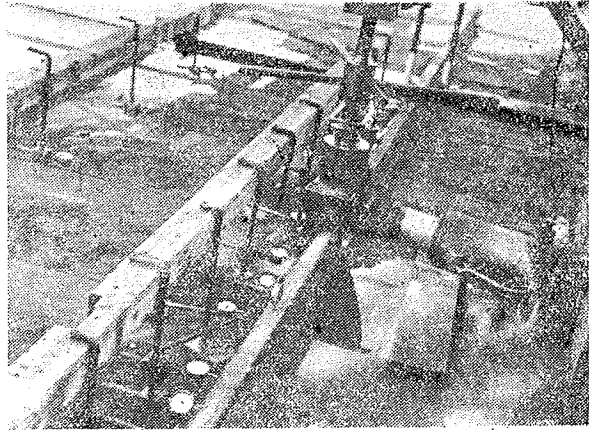
實驗は、當所構内に特設した圖-2 の如き試験軌道を用ひた。線路構造は、後述の列車走行試験の線路と近似せしむるため、道床は砂、厚さ 15 cm、枕木は間隔 70 cm とし、枕木材は紅松を使用した。

豫め左右軌條對稱に垂直荷重 P を加へ、然る後に側方コンクリートブロックを介して、軌條底面から 10.5 cm の頭部に水平力 H を加へた。測定は、此の荷重下の軌條底部内外縁の應力を 10 cm 測定距のバリー歪計で測り又軌條の轉倒、移動は、荷重點及び其の近くの枕木中心點の軌條底部及び頭部に就いて測微計で求めた。

載荷方法は、先づ軌條自體の横方向の抵抗力を求めるため $P=0$ 時の H の影響を求め、次に $P=$ 一定 ($=2, 4,$

6, 8, 10t) 下に於いて, $H=1, 2, 3, \dots, 10t$ を加へて其の關係を求めた。

圖-2. 靜荷重試験装置



ハ) 試験結果

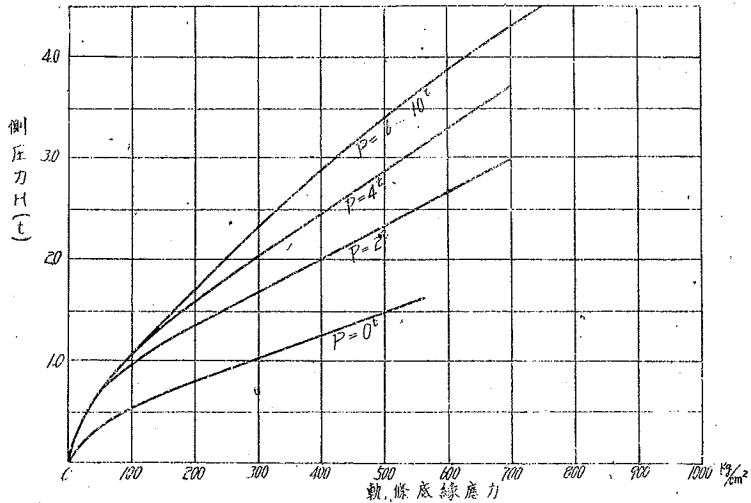
a) 側壓力に依る載荷點下の軌條横方向曲げ應力

垂直荷重を伴ふ此の様な水平力 H の下では, 圖-1 に示す様な底部縁應力 σ_1, σ_2 の増減は, H の増減に直線的に比例して且其の値は, 符號が反對のみで絶對値は, 略等しい。

一般的に見て, H の影響は, H が或る値迄は, 應力は直線的に増大して行くが, 或る値以上になると, H の少しの増加で應力は著しく大きくなり,

宛も金属材料試験時に於ける降伏點の如き關係を示す。又此の H -底應力の關係は, P が大きくなるに従つて曲線は次第に立つて来て (圖-3 a), 降伏點の如き關係は不明となり, 一本の連続した曲線を畫く。而して, $P=0 \sim 4t$ の間は, 此の曲線の折點は, 明瞭に認められるが, $P=6 \sim 10t$ 加へておけば $H=0 \sim 9t$ の間では, はつきりしなくなり, 又其の應力の絶對値も差したる變化を見ない。圖-3 b に示す様な, 略々 1 本の曲線で示す事が出来る。

圖-3 a. 一定 P の値下に於ける側壓力 H と軌條底縁應力との關係



曲線で示す事が出来る。

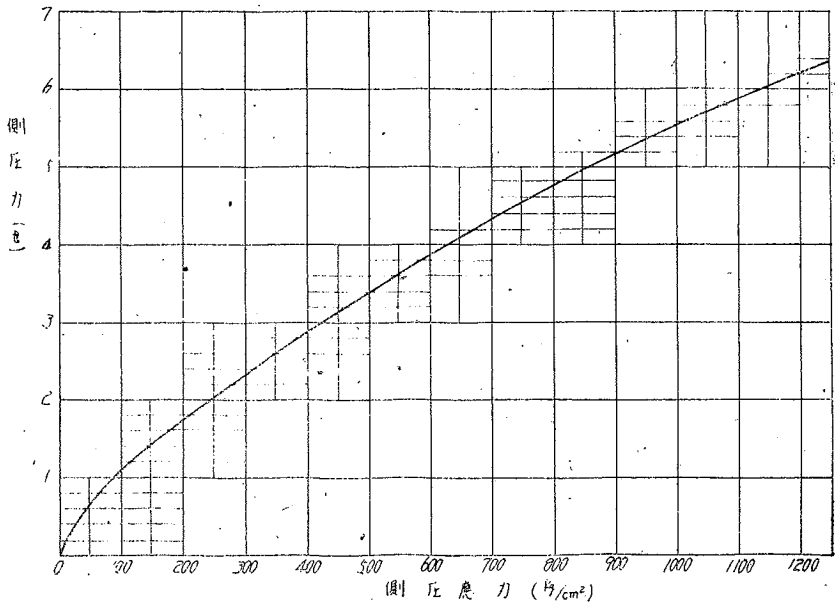
b) 側壓力に依る軌條側方移動及び轉倒度

側壓力下に於ける軌條の側方移動は, 圖-4 に示す様に, 垂直荷重下の軌條の垂直撓み曲線と略同様の傾向を示し, 彈性支點上の連続梁の様なものとする事が出来る。只異なるのは側方移動に對しては, 水平力 H の外に垂直荷重 P は常に伴ふものであり, 其のため一見側方抵抗は, 犬釘のみの様に考へられるが, それのみでなく軌條と枕木との間の摩擦抵抗が大きな役割を演ずる様に考へられるのである。

又水平力 H は, 軌條の頭部に加はるから, 其の水平力 H を底部に移して考へても尙頭部には一つのモーメントが残るから, 軌條の扭りを受けて其の側方移動は, 全断面一様に移る事はなく, 如何なる場合も頭部の方が脚部より大きい移動を示す。

今側方移動抵抗に關して, 扭りを考へずに純粹の側方の方に倒れながら移動するもの考へると, 側壓力に依る側

圖-3 b. $P=6\sim 10t$ 下に於ける側壓力と軌條底部側壓力との關係



方移動係數に關しては、軌條應力は、底部が大きくなるから、底部の移動から考へるべく、今此の値を D_1 kg/cm とし (荷重 H 下にて荷重點下の軌條を單位長 cm 移動するに必要な力 kg), 又軌條の擴きに對する移動の點からは頭部に就いて考へるべきであるから、此の移動に對する移動係數を D_2 kg/cm として圖-5 に依る實驗値から求めると表-2 の値を得る。

尙圖-5 で明らかな様に軌條頭、底の H に依る移動は、 P の小なる程大きく、 P が大きくなるに従つて次第に減少する傾向は、宛も前章の應力の時の關係の如くで、此の場合も $P=6\sim 10t$ になると、 $H=4\sim 7t$ 位迄は大して差がない様に考へられる。

D_1 と D_2 との比即ち頭部と底部との移動係數の比は、大體 $4\sim 7$ となり、即ち底部の側方開きは、頭部のその $1/4\sim 1/7$ になる。今若し計算式にて側方移動を考へる時には、 D_2 の値を用ふべき事は明らかで、又底部の應力の點からは、 D_1 を用ふれば十分であらう。

此の様に、軌條底部の側壓に依る應力に關する移動係數 D_1 は、垂直荷重に對する D に相當するものであるが、 D 値は一般に $8000\sim 15000$ kg/cm 位の値であつて此の側方移動係數 D_1 に比べると小さい。逆に考へてみるに、側方への移動抵抗は案外大きい値である事がわかる。此の様な値

圖-4. 側壓力に依る軌條側方移動

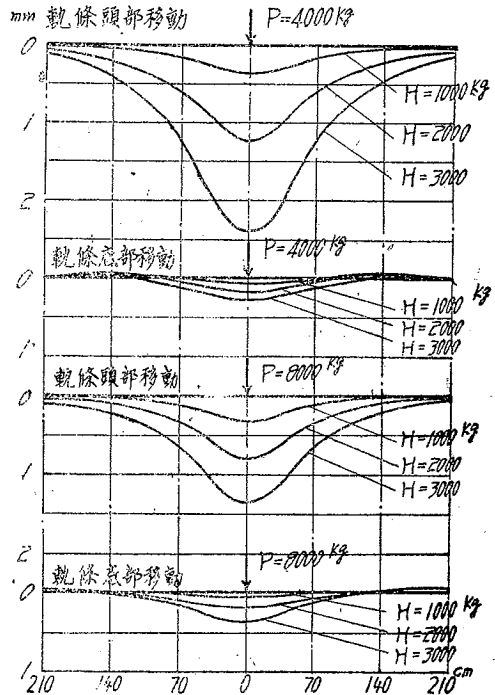
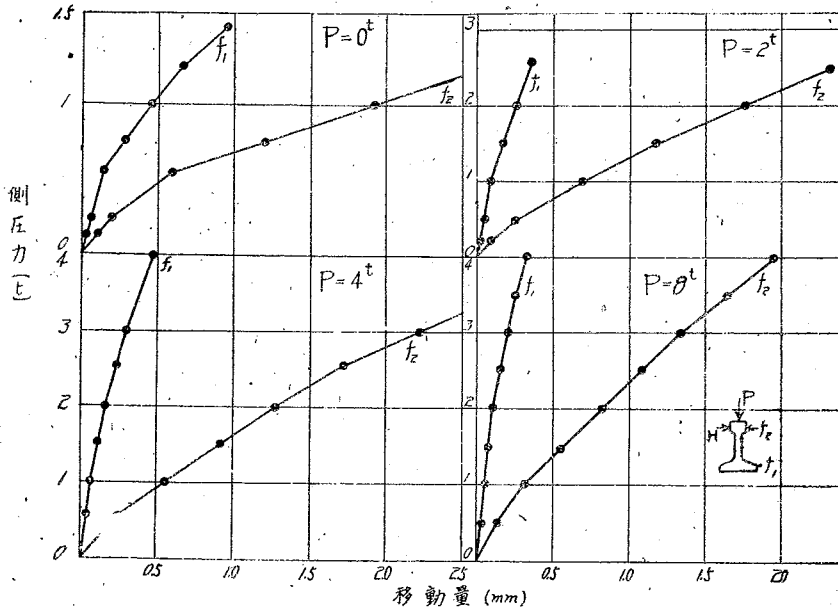


表-2.

		D_1 (kg/cm)				D_2 (kg/cm)					
$P(t)$	$H(t)$	$P=0$	$P=2$	$P=4$	$P=8$	$P(t)$	$H(t)$	$P=0$	$P=2$	$P=4$	$P=8$
05		38 400	125 000	250 000	250 000	05		9 430	20 000	25 000	38 500
10		20 200	100 000	200 000	200 000	10		5 200	15 000	18 000	33 300
20		—	77 000	125 000	200 000	20		—	11 000	16 000	25 000
30		—	—	100 000	150 000	30		—	—	13 000	22 400
40		—	—	83 300	125 000	40		—	—	—	20 000

圖-5. 水平力 H に依る軌條の側方移動

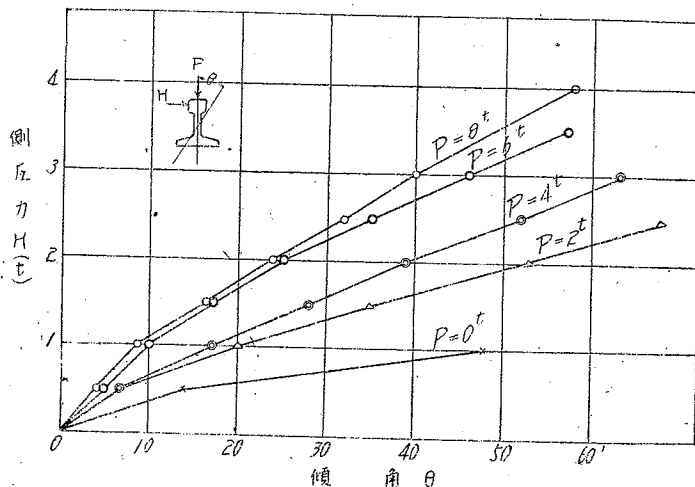
であるから、計算式にて、軌條底部の側壓應力を求むるには、簡単に固定支承上の連続梁と考へても大差ない様に思へる。然し頭部の移動（擴き）に對しては、矢張り彈性支承として考へる方がよい。何となれば、此の値は垂直荷重に依る D 値と大差なく、擴きに對しては相當精確に求むる必要があると思へるから。

次に此の様な底、頭部の移動差に依つて生ずる軌條の倒れを角度から考へてみると、32 kg 軌條では、次の圖-6の如くなり、 $H=0\sim 4t$ の範圍では $P=0\sim 8t$ で、大約角 θ は $0\sim 60'$ の間にある様である。然し此の値は、本試験に依る値であつて實際の場合には、枕木の支持力如何に依り更に増大するであらう事は想像に難くない。

c) 總括的考察

以上の記述より靜的試験に依る結果の概要を要約すれば、側壓力 H に依る軌條底部端の應力は、垂直荷重 P が $6t$ 以上になれば、其の絶對値は大體大差なしと見做す事が出来る。又軌條の側方移動係数は、頭部、底部にて甚だしく其の値を異にし、頭部の値は底部の約 $1/4\sim 1/7$ であつて、本試験の値を以て示せば、今 $P=8t$ とすれば $H=0.5\sim 4.0t$ で底部が $250\sim 125 t/cm$ であるに比して、頭部の値は $38\sim 20 t/cm$ である。

圖-6. 側壓力と軌條轉倒度



3. 動力學的試験

イ) 概 説

2 章の記述は、静力學的に側壓力を加へた時の軌條の應力及び變形を試験したのであるが、列車の走行中の動力學の場合には、一體何の位の應力がおこるかを求むるため實際の營業線に各種の機關車及びムイ、タハの盈貨車を走行せしめて、軌條におこる應力、洗下及び側方移動から側壓力の概値を推定してみた。勿論此の場合におこる測定側壓力は、結論に於いて述べた様な各種の影響が一つの結果として表はれるものである。

此の値に關しては垂直荷重應力に關しても合せ考へるべきであるが、本稿にては都合に依り單に側壓應力に就いてのみ述べる事にし、且又其の資料も軌條に於ける應力の方面からのみ論ずる事にした。

ロ) 試験方法

試験線路は總局線の一部を使用し、其の構造は 32 kg 軌條、枕木 15 挺/10 m、切込み道床であつて、試験區間は、直線、600 m、300 m の半徑の曲線區間 3ヶ所を撰定した。其の線路整備状態は次の表-3 の如くであつた。

表-3. 試験箇所線路整備

R (m)	カント (mm)	擴 度 (mm)
600	15	11
300	62	16

使用機關車は、デカイ、ミカイ、ミカロ型で各々整備時重量に近づけて走行せしめ、貨車ムイ、タハは、各々

最大規定重量積載の盈車として供試した。走行速度は 5 km/hr より 65 km/hr 迄 (ミカイ型 R=300 m 箇所では 50 km/hr 迄) 速度をかへて走行せしめた。

測定器械に關しては、應力の測定には測定距離 10 cm の炭素板堆式テレメーターを用ひ、側方移動及び洗下は各々クロム線抵抗式洗下計及び側方移動計を用ひて、全部之等の記録はオッシログラフに畫かした。

ハ) 試験結果

試験記録は圖-7 に示す如き σ_1 , σ_2 の應力値を得たのみであるから、之等の平均 $(\sigma_1 + \sigma_2)/2$ を求め、次に垂直荷重に依る應力を除外し、側壓力に依る應力のみを得るため、上の平均値と外縁應力 σ_1 との差即ち

圖-7 a. 貨車Δイ車輪による側壓應力及び側壓力
—— 外緣應力
----- 内緣應力

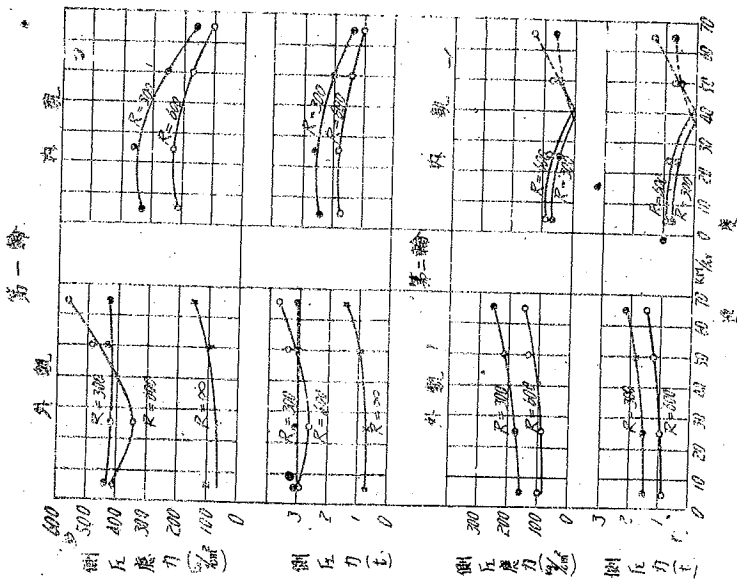


圖-7 b. 次三働輪

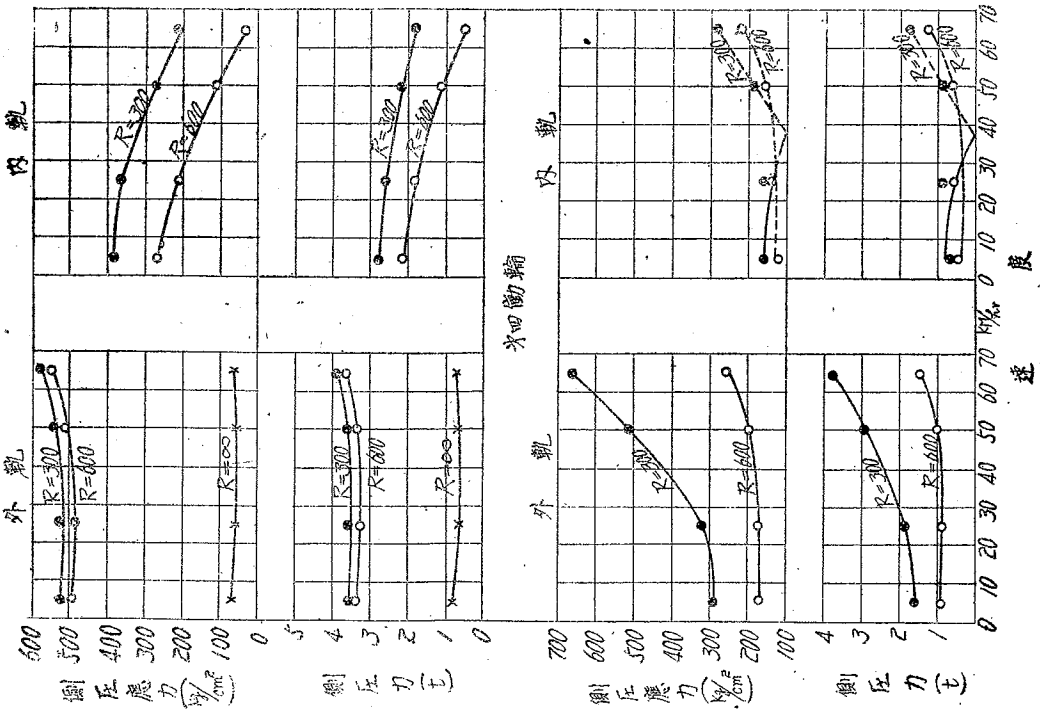


圖-8 a. 貨車タハ車輪に依る側壓應力及び側壓力

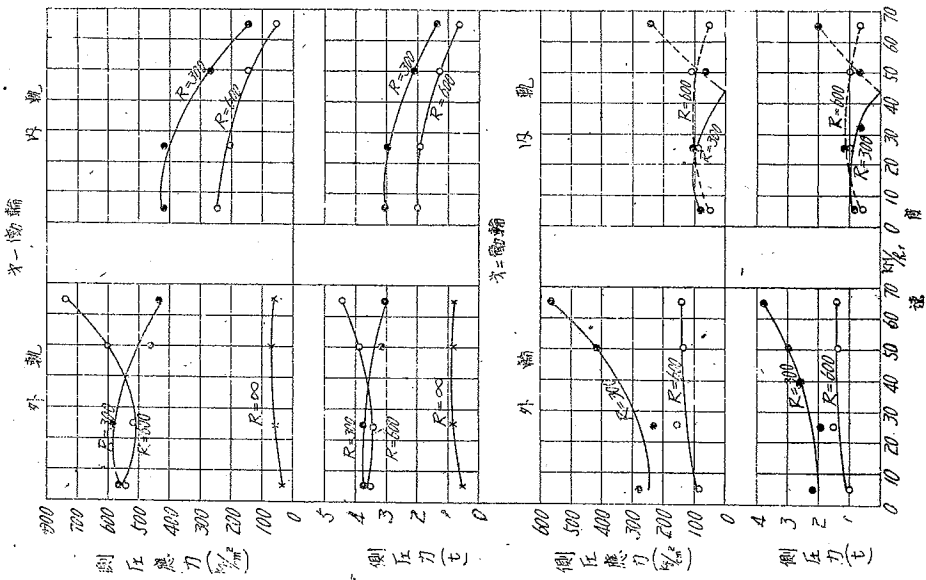
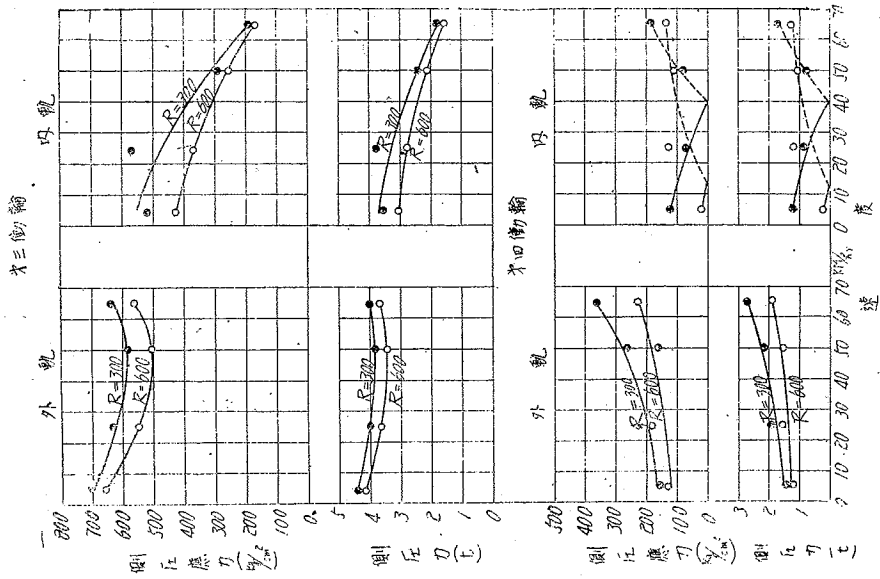


圖-8 b.



$\sigma_1 - (\sigma_1 + \sigma_2)/2 = 1/2(\sigma_1 - \sigma_2)$ を以て側壓力のみに依る應力と見做し、又各車輪の重量は大約 6.0 t 以上であるから各車輪の之等の値を前記 圖-3 b の曲線と對比して側壓力を推定した。勿論之等の側壓力値は、純粹の單獨各車輪側壓力に依るもののみではなく隣接車輪に依る側方應力の影響も少いながら入つてゐるから今こゝでは等價側壓力と呼稱して考へてみる事にする。

a) μ_1 、タハ型貨車に依る側壓力

圖-7、圖-8 は、 μ_1 、タハの各車輪に依る側壓應力及び側壓力を示すもので、進行方向に向つて、前方ボギーの車輪を第 1、第 2 又後方ボギーの車輪を第 3、第 4 と呼ぶ事にした。

直線區間に於ける側壓應力値は、 μ_1 型にありては、60~150 kg/cm² であつて、其の速度に依る變化は、高速度になるに従つて幾分増加の傾向を示してゐる。タハ型にあつても其の變化の傾向は同一であるが、應力値としては幾分少く大約 40~60 kg/cm² 位であつた。

R=600 m, 300 m の曲線區間にありては、圖-7, 8 に示す様に、第 1、第 3 輪は μ_1 、タハ共第 1 輪の外軌を除けば、一般に内外軌共半徑の小なる方が大きい應力を示してゐる。外軌側は、速度に依る變化も比較的平滑にかはつてゐる。内軌側は、一般に速度の昂くなるに従つて應力は當然減少してゐる。今之を應力度から見れば、最大値は μ_1 型にあつて約 550 kg/cm²、タハ型にありては、約 750 kg/cm² であつて何れも外軌側である。今之を等價側壓力に換算して植點してみると、變化の傾向は勿論前掲の應力圖と同様であるが、其の大きさに就いては本試験の 5~65 km/hr の範圍内では、 μ_1 の方が一般に小さく、R=300 m で最大値 4 t、R=600 m では 3.5 t 位である。タハ型にありては、R=300, 600 m 共に最大 4.5 t 位の値である。一般的には勿論 300 m の方が可成り大きく其の差異は各車輪、速度別に 0.8~1.5 t 位ある。

第 2 輪及び第 4 輪に於いては勿論前掲の第 1、第 3 輪より小さくなり然も全部外軌側が大きい。最大應力値は、 μ_1 、タハ共に 500 kg/cm² 位になるが、此の場合も亦タハの方が一般的に大きい。側壓力値は最大値約 3.5 t 位であるが、50 km/hr 迄で考へると 3.0 t 位である。

b) 各型式機關車に依る側壓力

各機關車型式別に導輪及び勵輪に就いてのみ(正行の場合)側壓應力及び等價側壓力を檢討してみる。

1) デカイ型機關車

導輪に就いて：導輪に依る側壓應力及び等價

圖-9. デカイ型導輪に依る側壓應力及び側壓力

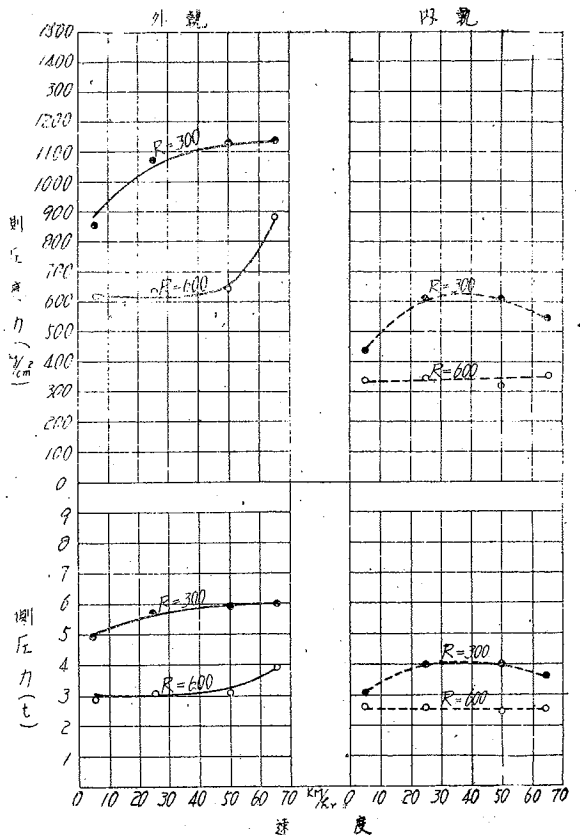


圖-10 b.

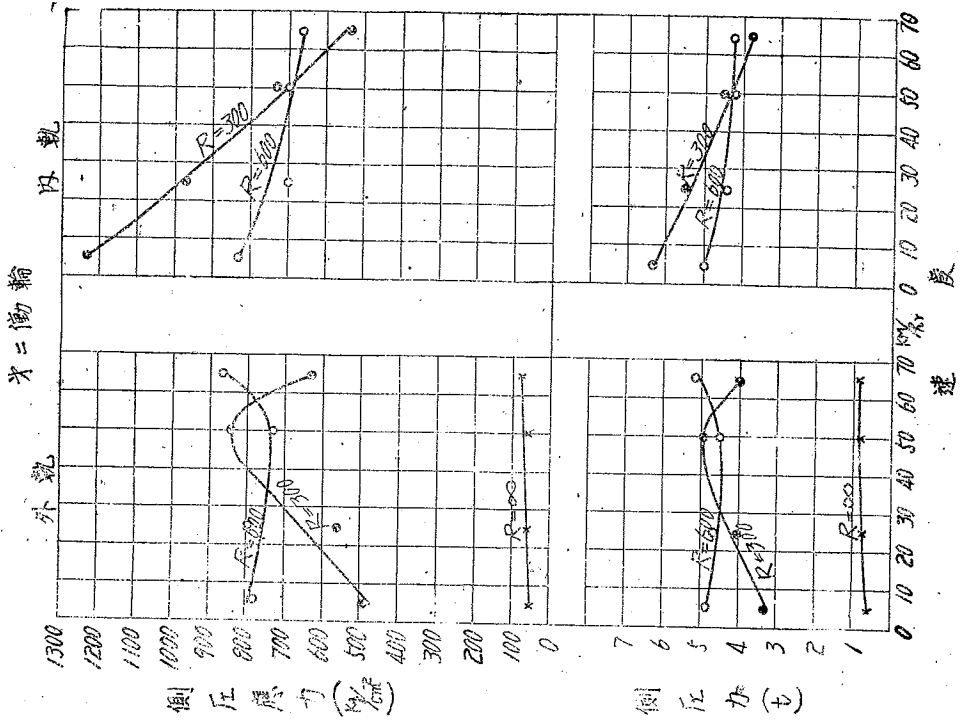


圖-10 a. カニ型衝輪に依る側壓應力及び側壓R

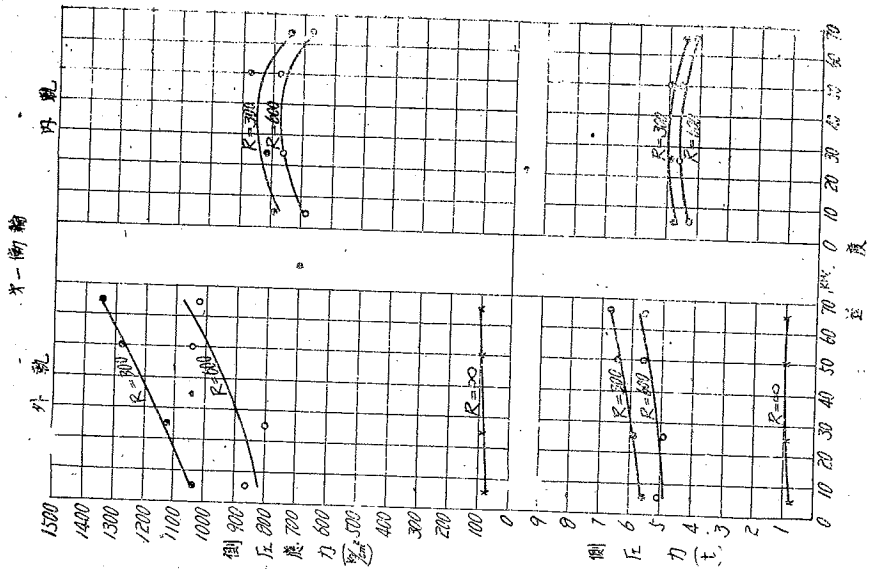


圖-10 d.

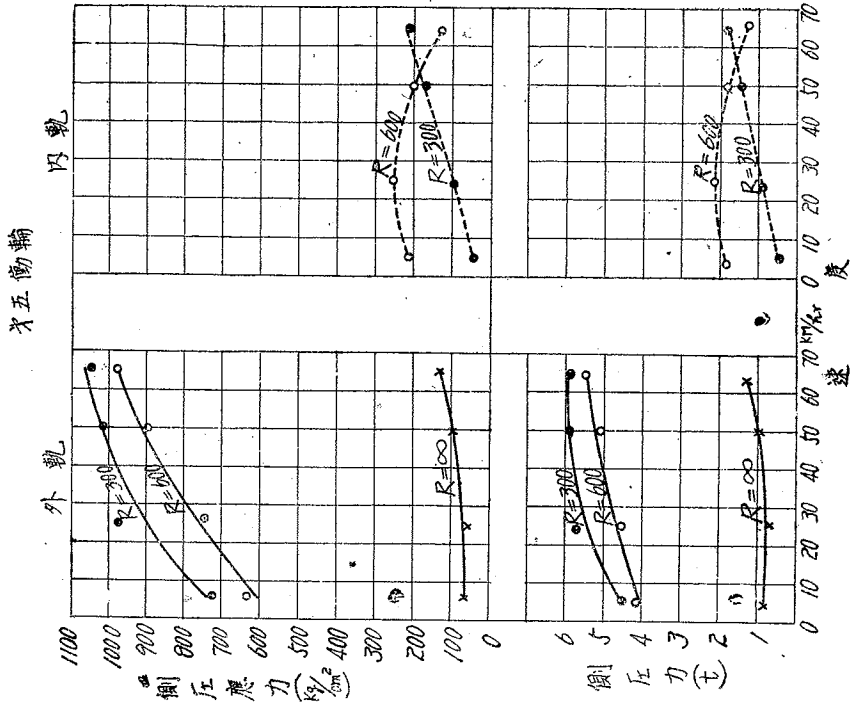
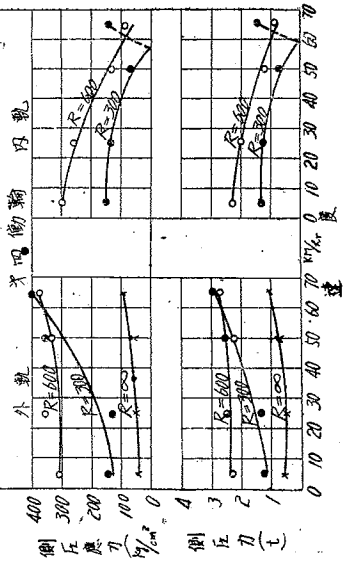
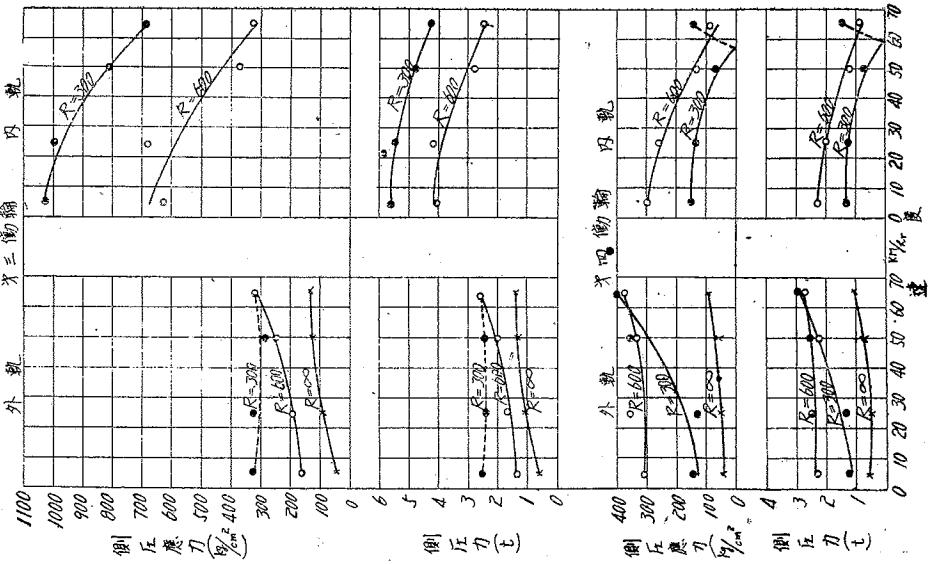


圖-10 c.



側壓力は、圖-9 に示す如くである。導輪に依る側壓力は、主として激突に依るものが支配的であると考へられるが、一般的に見て大きな應力及び側壓力を示してゐる。圖にて明らかな様に應力としては $R=300\text{m}$ 、外軌側で速度 $50\sim 65\text{ km/hr}$ 近くで約 $1\ 120\text{ kg/cm}^2$ 位、又等價側壓力としては、約 6.0 t を算するのである。然るに本實測に依ると、 $R=600\text{m}$ になると遙に之等の値は低下して、約最大値として 900 kg/cm^2 近く側壓力としては 4.0 t 位になる。

働輪に就いて：此の型式の機關車は固定軸距 5.893 m であるため特に第 5 働輪は側方遊間として 150 mm を附した。今問題を $R=\infty\sim 300\text{m}$ に制限して考へてみる。圖-10 からわかる様に、デカイ型にあつては、比較的大きい側壓應力は外軌側におこり其の働輪は、第 1 及び第 5 働輪である。速度 $5\sim 65\text{ km/hr}$ で $R=300\text{m}$ の場合は、第 1 働輪では $1\ 350\text{ kg/cm}^2$ 、第 5 働輪では $1\ 060\text{ kg/cm}^2$ 、 $R=600\text{m}$ になると、第 1 働輪で $1\ 070\text{ kg/cm}^2$ 、第 5 働輪では 950 kg/cm^2 となつた。今試験結果より、速度 50 km/hr に就いてみると、前記の働輪の値は大體 $R=300\text{m}$ では、第 1 働輪 $1\ 270\text{ kg/cm}^2$ 、第 5 働輪で $1\ 000\text{ kg/cm}^2$ 、 $R=600\text{m}$ では第 1 働輪 980 kg/cm^2 、第 5 働輪 920 kg/cm^2 になつた。

直線 ($R=\infty$) 區間では各働輪共各速度を通じて $30\sim 120\text{ kg/cm}^2$ であつた。

今以上の應力より等價側壓力を求めてみると、最大値は $R=300\text{m}$ の時 6.8 t 、 $R=600\text{m}$ では 5.0 t となる。直線區間の最大値は 1.4 t にもなるが、平均して 1 t 以下と見てよい。又第 3 働輪の外軌、第 4 働輪の内外軌、及び第 5 働輪の内軌の側壓應力は非常に小さく略 400 kg/cm^2 以下で、側壓力に換算してみると 2.5 t 以下になる。殊

圖-11. ミカロ型導輪に依る側壓應力及び側壓力

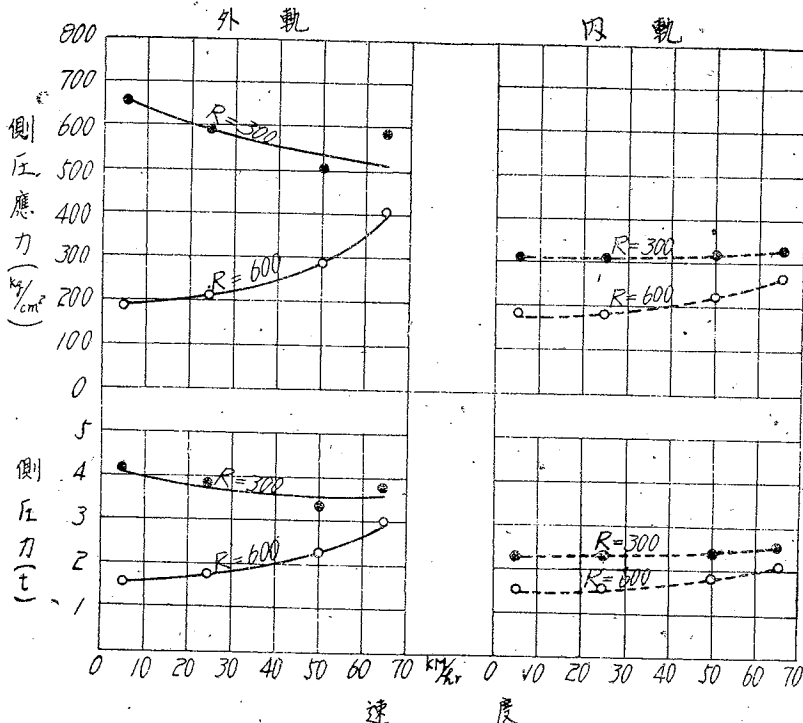


圖-12 a. ミカロ型側輪に依る側壓應力及び側壓力

第一側輪

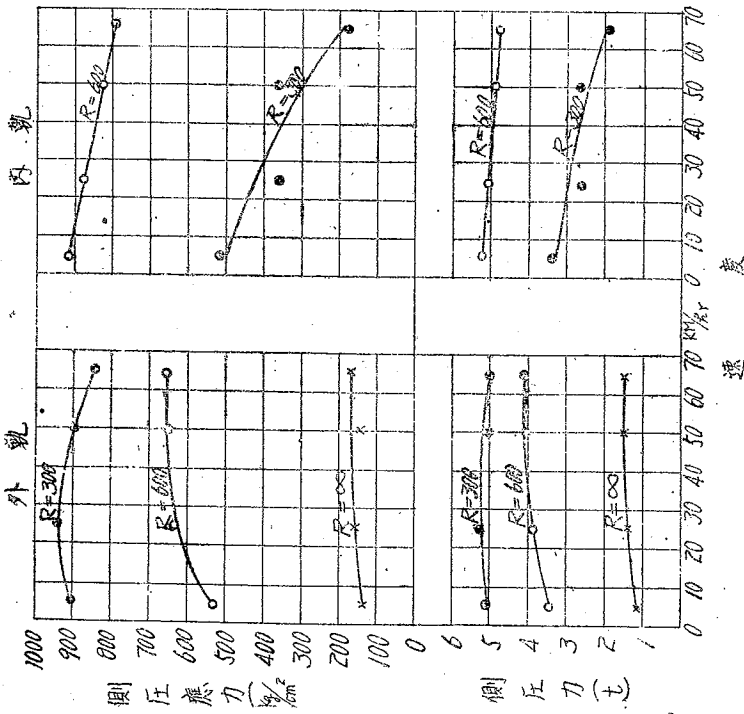


圖-12 b

第二側輪

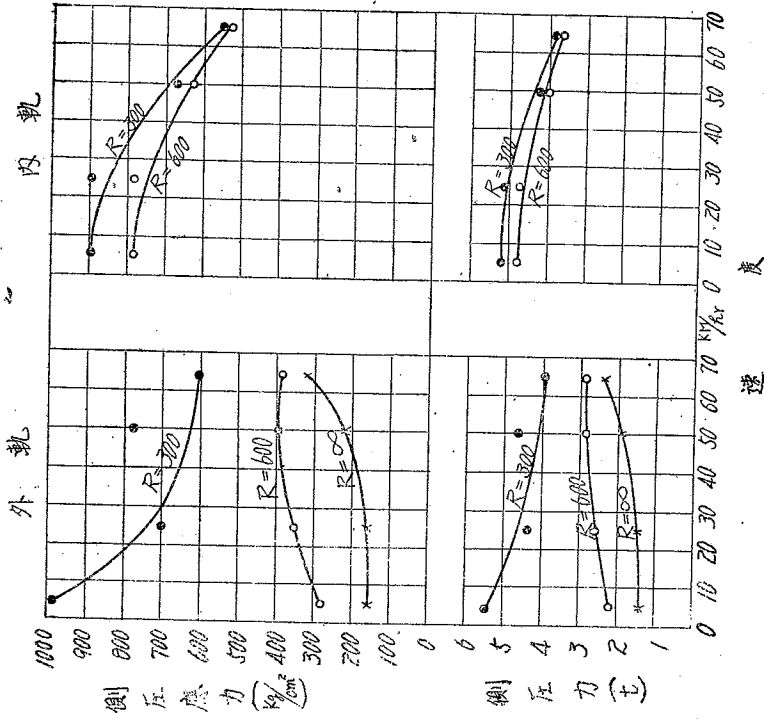


圖-12 d.
第 四 節 輪

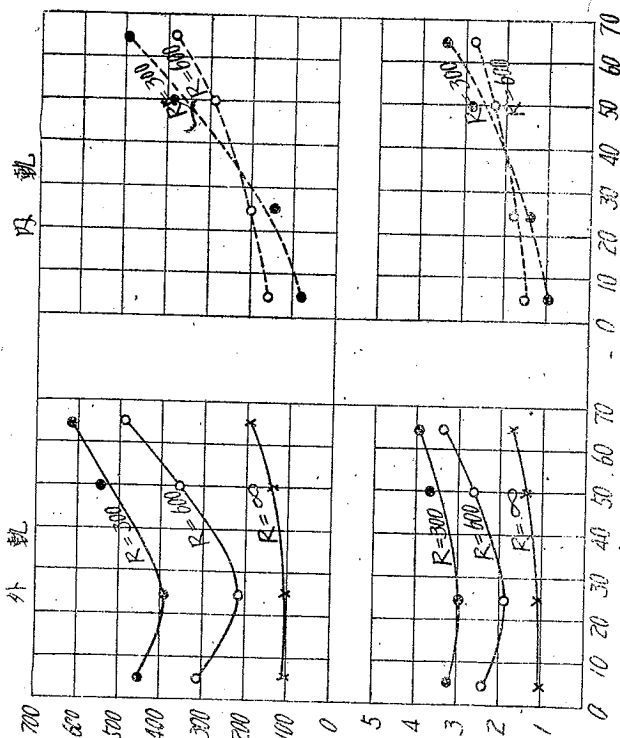
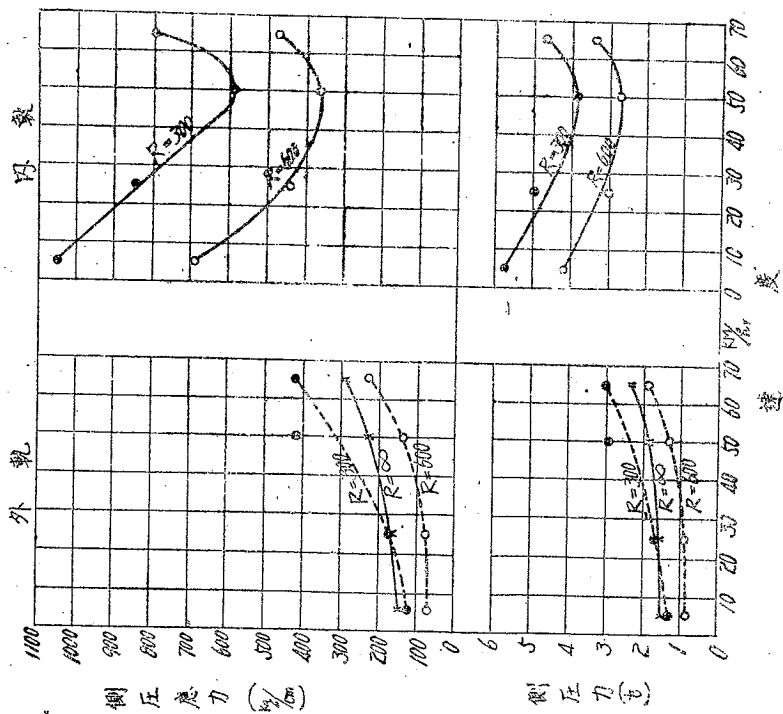


圖-12 c.
第 三 節 輪



に $R=300\text{ m}$ で第 5 働輪の内軌, 第 2 働輪の外軌は, 内縁應力の方が大きくなる。即ち外方から内方に側壓力が加はる事になる。

2) ミカイ型機關車

導輪に就いて: ミカイ型機關車の導輪に就いての値は, 圖-11 に示す如くである。最大値は $R=300\text{ m}$ で外軌側に於いて約 650 kg/cm^2 , $R=600\text{ m}$ では 400 kg/cm^2 になつた。之より壓力を推定してみると $R=300\text{ m}$ では 4 t , $R=600\text{ m}$ では 3 t 位になる。

働輪に就いて: 働輪に関する値は 圖-12 に示す如くである。本型式にあつては, 前掲のデカイ型より固定軸距が短いめか各車輪に依る應力値は平均してみても, 甚だしく小さい値を示すものはない。最大値は第 1 働輪に起り $R=300\text{ m}$ で 940 kg/cm^2 , $R=600\text{ m}$ では約 900 kg/cm^2 となつた。而して第 1 働輪内軌以外は, 全部 $R=300\text{ m}$ が大きい値を示してゐる。等價側壓力値からみると, $R=300\text{ m}$ で最大値 5.0 t 位, $R=600\text{ m}$ では一般的にみて 5.0 t 以下と見てよい。

直線區間に於いては, 最大値は壓力として大體 2.0 t 位と見られる。

圖-13. ミカイ型導輪に依る側壓應力及び側壓力

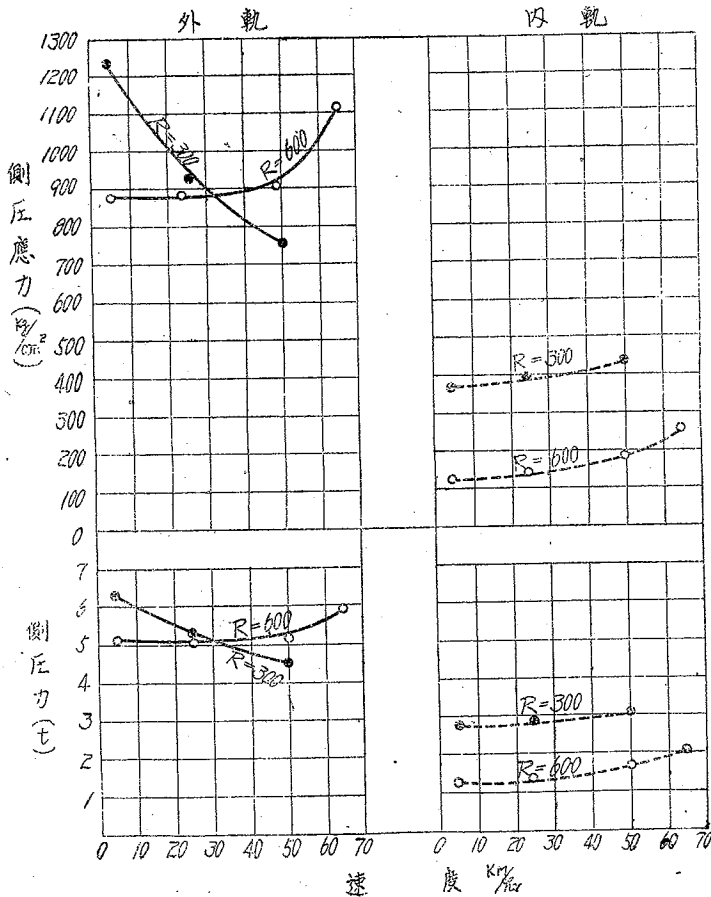


圖-14 a. ミカイ型齒輪に依る側壓應力及び側壓力

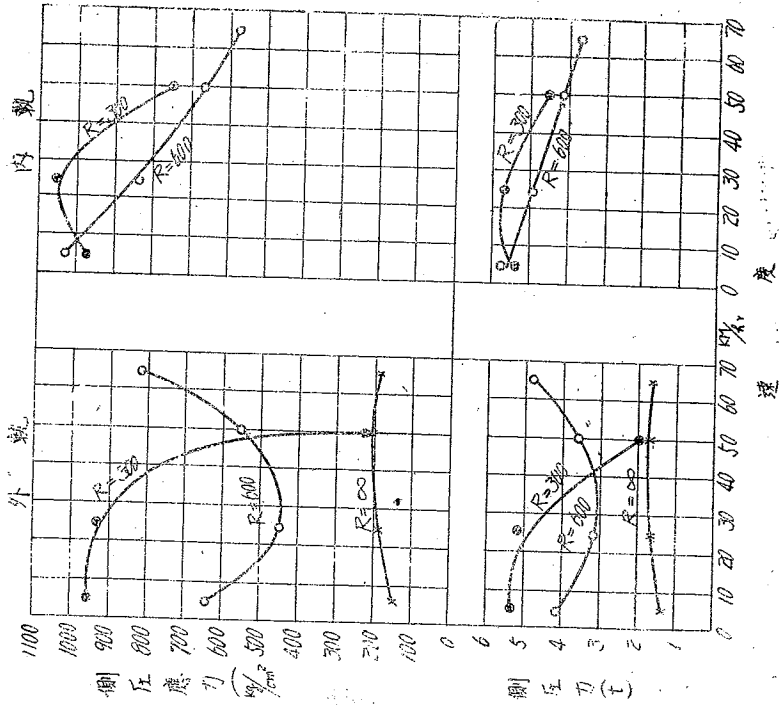
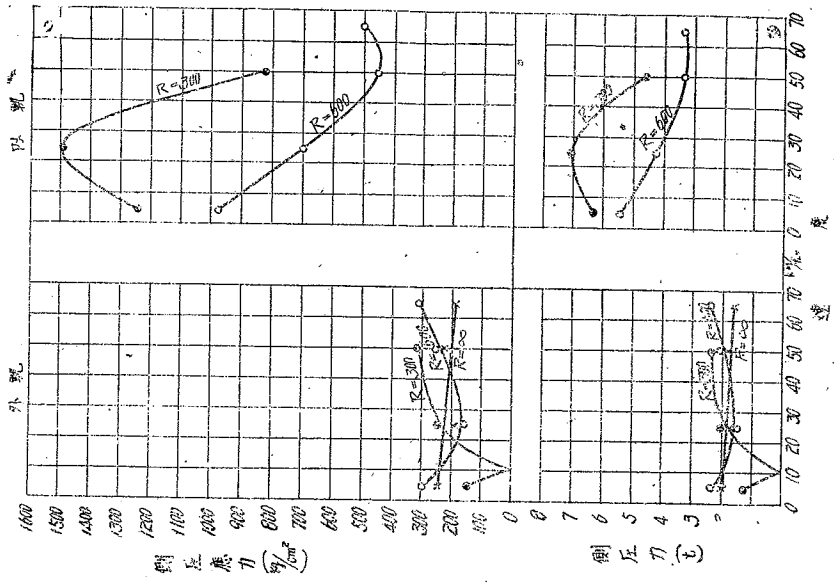


圖-14 b.

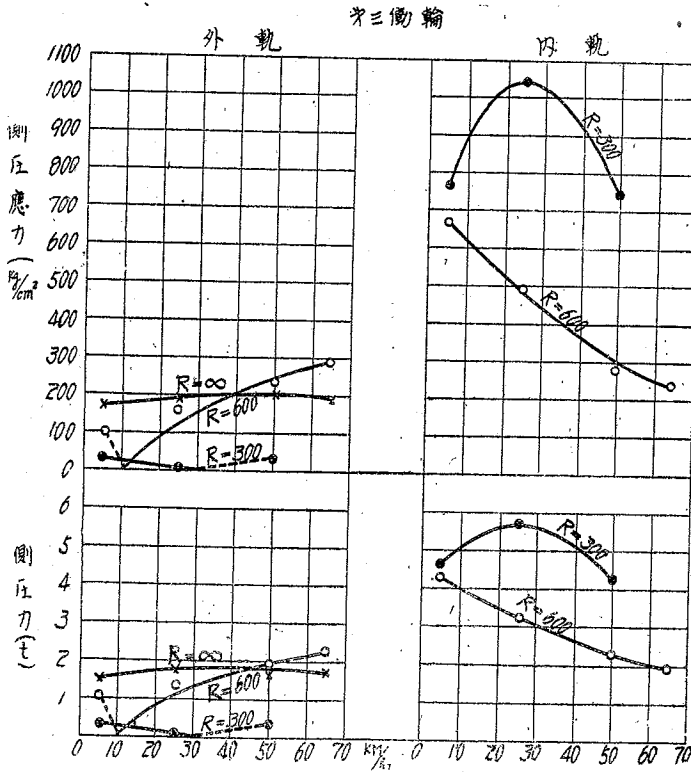


3) ミカイ型機關車

導輪に就いて： 圖-13 に示す様に本試験結果に依ればミカイ型導輪に依る側壓應力値は前掲 2 型のものとは著しく其の趣を異にしてゐる。最大値は $R=300\text{m}$ で約 $1\,230\text{ kg/cm}^2$ 、 $R=600\text{m}$ では $1\,100\text{ kg/cm}^2$ となつた。側壓力を推定してみると、大體 6.3t 、 5.9t となる。

動輪に就いて： 圖-14 は、ミカイ型動輪に依る側壓應力及び等價側壓力を示す。本曲線からわかる様に本型の機關車に依る値は前掲のものとは可成り異つた傾向を示してゐる。殊に速度に依る變化狀態が前二者と全然其の軌を異にするのが屢々見受けられる。即ち内軌側に著しく大きな値がおこつてゐる。其の最大値は第 2 輪の内軌側におこり應力値約 $1\,500\text{ kg/cm}^2$ 、側壓力値としては 7.0t に達するものがある。一般的に見て 50 km/hr では側壓力値は 5.0t 位であつた。直線區間にあつては、最大値は約 1.8t 位であつた。

圖-14 c.



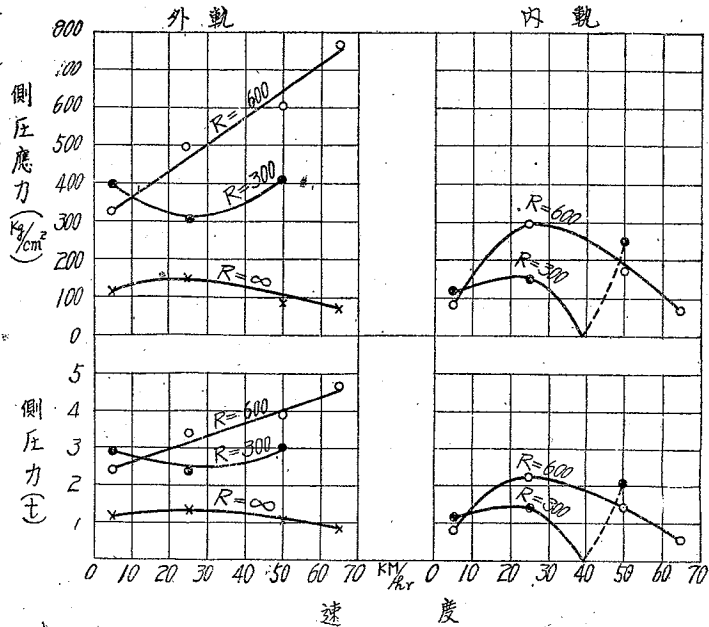
4) 總括的考察

本稿に述べる側壓力は前記の假定に立脚してゐるから充分正確なりとは言ひ得ないかも知れないし又線路側としても本線路は相當弱體であるからカント、擴度、道床の弛緩度、犬釘の支持力如何も全試験を通じて一樣と斷言し得ず相當の不規則性があると思はれる。ために或る計算式に依る値とは可成り異なつた値も見受けられる。

本試験結果を使用して前記の假定を基礎として、等價側壓力の概値を求むれば

圖-14 d.

第一動輪



i. 側壓力としては、導輪より動輪の方が支配的である。

ii. デカイ型にありては $R=300$ m の場合最大値は、第 1 動輪外軌におこり應力としては 1350 kg/cm^2 、等価側壓力値としては 6.8 t と見做される。

iii. ミカロ型にありては其の最大値は $R=300$ m の第 1 動輪におこり、其の値は應力値として約 900 kg/cm^2 、壓力値として 5.0 t 位である。

iv. ミカイ型の最大値は、第 2 動輪の内軌側に見られ其の應力は 1500 kg/cm^2 、壓力は 7.0 t になる。

v. 直線區間にありては、各車輪を通して大約 2.0 t 以下と見做す事が出来る。

以上より要約して本試験結果より見れば、側壓力は、最大 7.0 t (速度毎の平均値) 位で、車輪重量との比を求めれば $R=\infty \sim 300 \text{ m}$ で大約 $5 \sim 70 \%$ の範圍にあつた。

(昭. 18. 12. 16. 受付)