

森林鉄道に関する研究（第 2 報）

森林鉄道貨車の走行抵抗ならびに

制動について

上	田	実 ⁽¹⁾
石	橋	泰彦 ⁽²⁾
平	松	修 ⁽³⁾

I 序 言

森林鉄道貨車の走行抵抗についてはさきに第1報においてその測定結果を報告したが、これに使用した貨車はいずれも車輪が車軸に固定された二軸型貨車であつた。したがつて左右両車輪間において差動すべりを起こすことが当然考えられ、特に森林鉄道のごとく曲線部の多い場合はこの差動すべりがかなり多いことが予想される。この差動すべりによる抵抗を少なくする意味で左右両車輪が単独に回転しうるような機構の貨車が一部使用されており、この車輪の固定機構の差による抵抗差を知ることは車種の選択あるいは貨車の改善に対して重要な事項である。また走行抵抗係数に影響を及ぼすと考えられる試験法、軌条条件、振動等も重要であるので、これらを究明するために現場試験を行なつた。

次に森林鉄道運材において問題になる制動に関しては制動停止試験により制輪子圧力、制輪子摩擦係数、車輪と軌条間の摺動摩擦係数等について報告するほか制動停止距離算出法を提示した。

なお、本試験を実行するにあつては上松運輸営林署運輸課、機工課、事業課各位のみなみならぬご配慮とご援助をいただいたほか、測定に際しては運輸課森下定一技官、機工課井上明事務官の助力を煩わした。このほか測定計器の整備については日本国有鉄道技術研究所丸山深雪、吉越新太郎の両氏に、また取りまとめに際してはそれぞれ専門の立場から本場元作業科長本多三雄技官、運輸技術研究所鉄道車輛部制動研究室長新井清之助技官、日本国有鉄道技術研究所西岡直人および赤岡純両技師の各氏に有益な助言を得た。ここに深じんの謝意を表する。

II 試 験 概 要

1. 試験場所および時期

森林鉄道の振動はきわめて大きいことは既往の試験で判明しており、走行抵抗もかなり値がバラつくので、制動試験を行なうにあつていかにこのバラつきが影響するかは予測を許さない問題である。よつてこれまでの試験によつて路線状態がよくわかつているⅠ級線で試験を行なうことにした。

試験場所：長野県西筑摩郡上松運輸営林署

試験時期：昭和 33 年 11 月 24 日～12 月 6 日

2. 試 験 路 線

(1) 経営部作業科機械研究室長 (2)(3) 経営部作業科機械研究室員

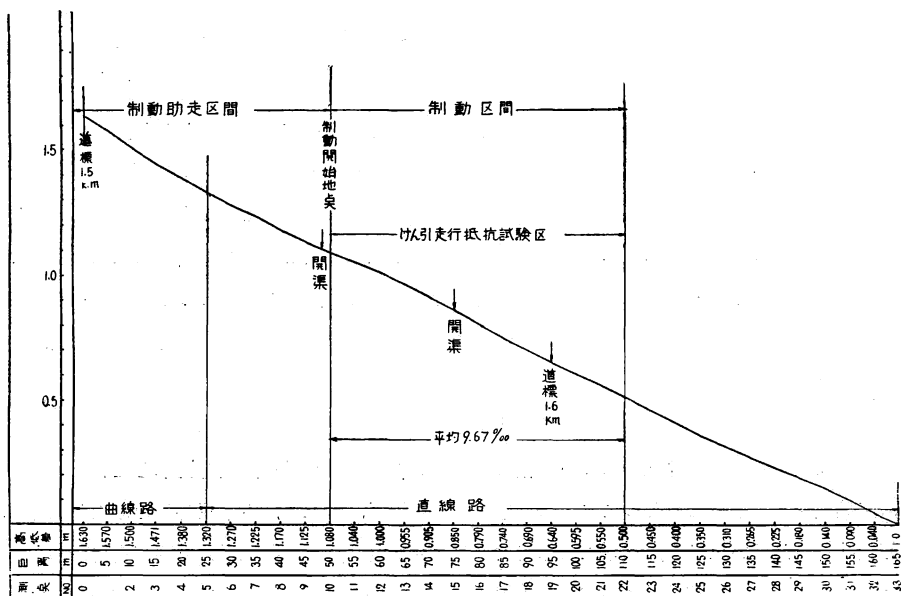
試験路線は次の事項を考慮の上3カ所選定した。

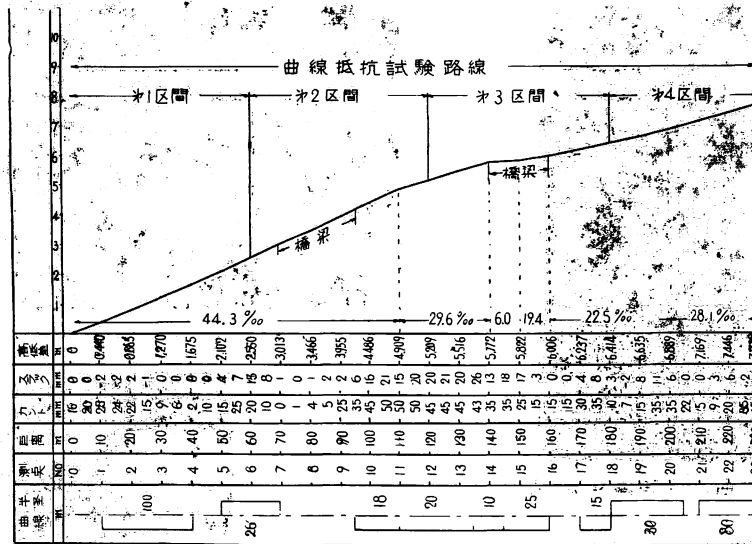
- 1) 路線の状態が道床、軌条面、保守等の点でその路線を代表しうるものであること。
- 2) 試験能率をあげるため運行列車との交換を容易にするために側線が近所にあること。
- 3) 平等速度で力行運転する直線路が最小 100 m はとれること。
- 4) 軌条面を乾燥・湿潤の両条件で試験を行なう必要上、乾燥容易な日当たりの良い場所であること。

試験路線 小川線 (10 Kg 軌条) 道標 1.5~1.7 Km

王滝線 (15 Kg 軌条) 道標 1.4~1.7 Km

正島線 (12 Kg 軌条) 道標 0.3~0.6 Km





第1—3図 正島線 (12 Kg/m 軌条) 縦断面図

試験路線は森林鉄道としては軌道構造ならびに保守状態良好のⅠ級線である。しかし軌条路面の荒さは運行車輛数の多い王滝線が最も平滑で、小川線は若干おちる。正島線は曲線抵抗試験のために特に選定したものであるが、車輛運行数が少ないため路面はところどころ発錆し車輪フランジ部の当たる部分のみ光沢を帯びている。

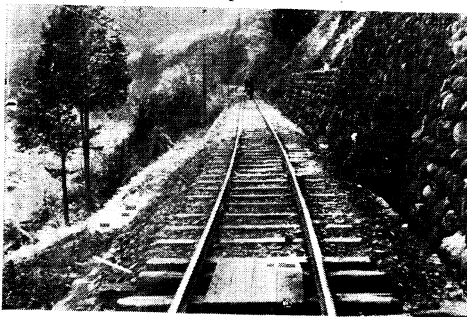


写真 1 王滝線試験路線状況



写真 2—1 曲線抵抗試験路線状況

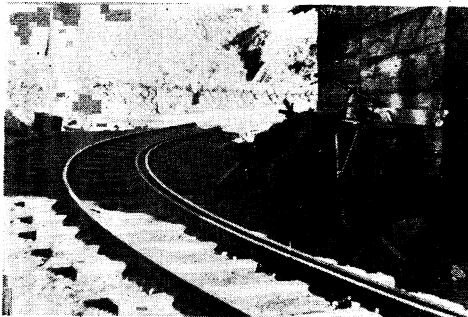


写真 2—2 曲線抵抗試験路線状況

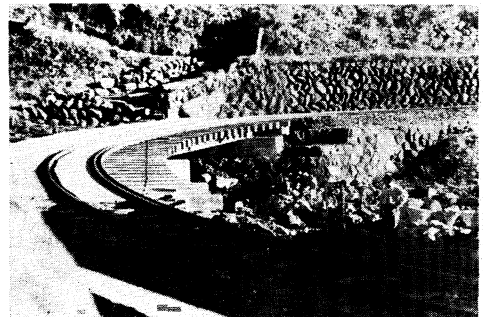


写真 2—3 曲線抵抗試験路線状況



写真2—4 曲線抵抗試験路線状況

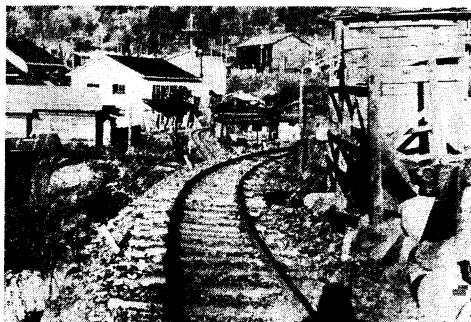


写真2—5 曲線抵抗試験路線状況



写真3—1 二軸型供試車



写真3—2 単独軸型供試車

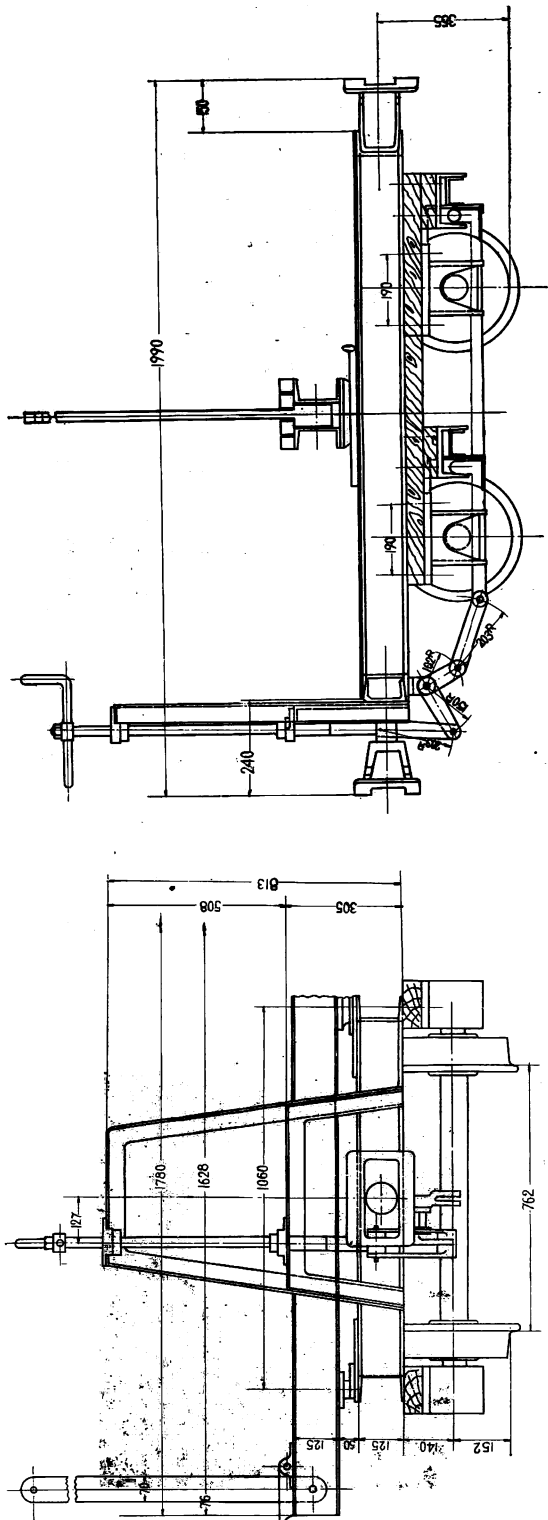
試験路線のこう配、曲線半径等を示すと第1—1～3図のとおりである（写真1，2—1～5参照）。

3. 供 試 車

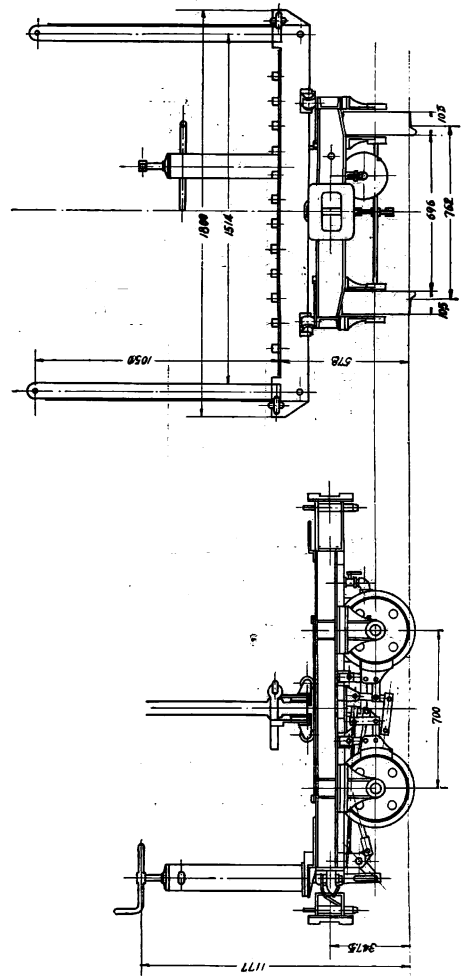
二軸型および単独軸型貨車（いずれも鉄製）の積車をそれぞれ3車準備した。供試車の自重ならびに積荷重量は第1表のとおりである。

第1表 供試車自重ならびに積荷重量

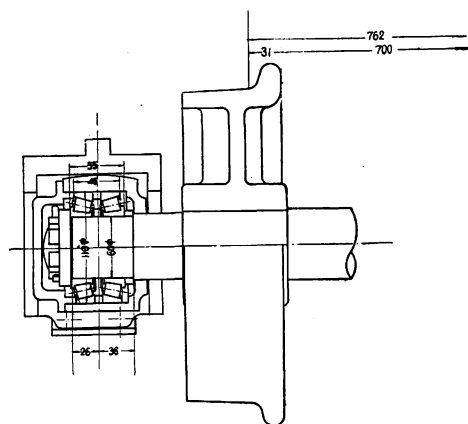
供試車 種 別	貨 車		積 荷			1車	供試車	備 考
	重 量	車 番 号	重 量	材 積	本数	重量	全重量	
二 軸 型	Kg 1,500	426～427	Kg 5,380	石 20.90	5	Kg 6,880	Kg 19,150	供試車全長 16.00m 車輪直径 305mm 車輪材質 チル鑄鉄 軸受 テーパーローラー 軸距 700mm 軌間 760mm 30212
	1,500	430～431	5,530	18.66	5	7,030		
	1,520	422～425	3,720	13.19	8	5,240		
単独軸型	1,100	559～560	4,210	19.08	7	5,310	Kg 16,330	供試車全長 16.50m 車輪直径 300mm 車輪材質 鑄鋼 軸受 テーパーローラー 軸距 700mm 軌間 760mm 30209
	1,100	575～576	4,240	25.33	7	5,340		
	1,100	591～592	4,580	17.29	6	5,680		



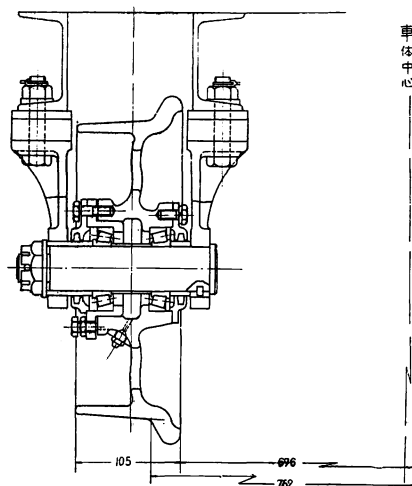
↑ 第2-1-1図 二軸型貨車の構造



第2-2-1図 単軸型貨車の構造



第2-1-2図 二軸型貨車の軸受部



第2-2-2図 単独軸型貨車の軸受部

供試車の概略の構造および軸受部の構造は第2-1~2図のとおりである。また積載状態は写真3-1~2のとおりである。

4. 測定装置

上松運輸営林署で準備した土木用トロ（第1報走行抵抗試験に使用したもので、車輪直径 227mm，重量は測定員を含めて約 700 Kg，以下測定車と呼称する）に次の測定装置をとう載した。

1) 速度自記記録装置

① 記録積算速度計 GS-15R（工進精工所製）

本計器は第1報で述べたごとく測定車の車軸の回転を駆動装置によりとり出し、これにより計器を回転して速度を自記するものである。測定地点等を記録するための電磁ペンが2個ついている（写真4参照）。

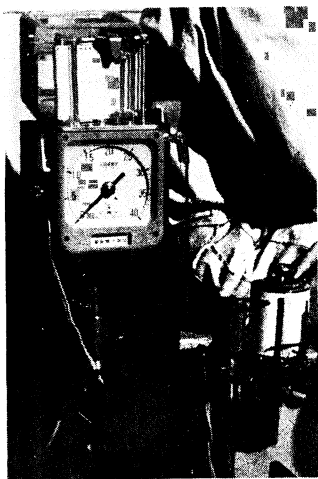


写真4 記録積算速度計 GS-15R

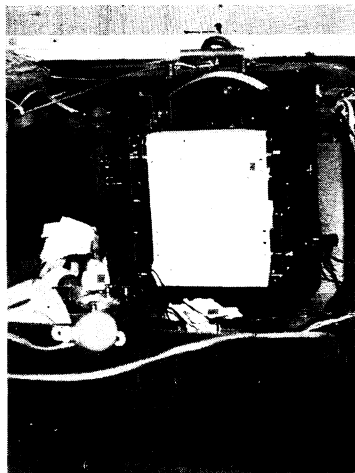


写真5 電気記録回転計 KR-3C

② 電気記録回転計 KR-3C (横河電気製)

本計器は発電機A Hの回転により発電された電圧を自記するもので、発電機の軸に直径76 mm¹⁾のベークライト製プーリーをとりつけて、このプーリーを測定車の車輪踏面に押しあて接触部における車輪踏面の周速度を測定するものである。しかして本計器の記録紙は時計装置で送られるから測定地点を記録するための電磁ペンと、紙送り速度をチェツクするための電接時計につながる電磁ペンの2つを取りつけた(写真5参照)。

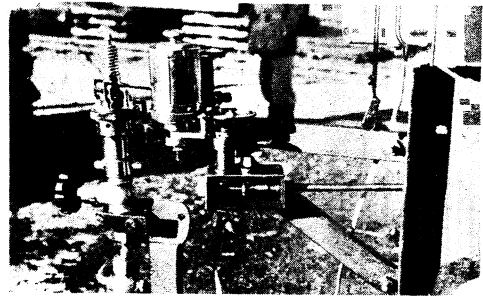


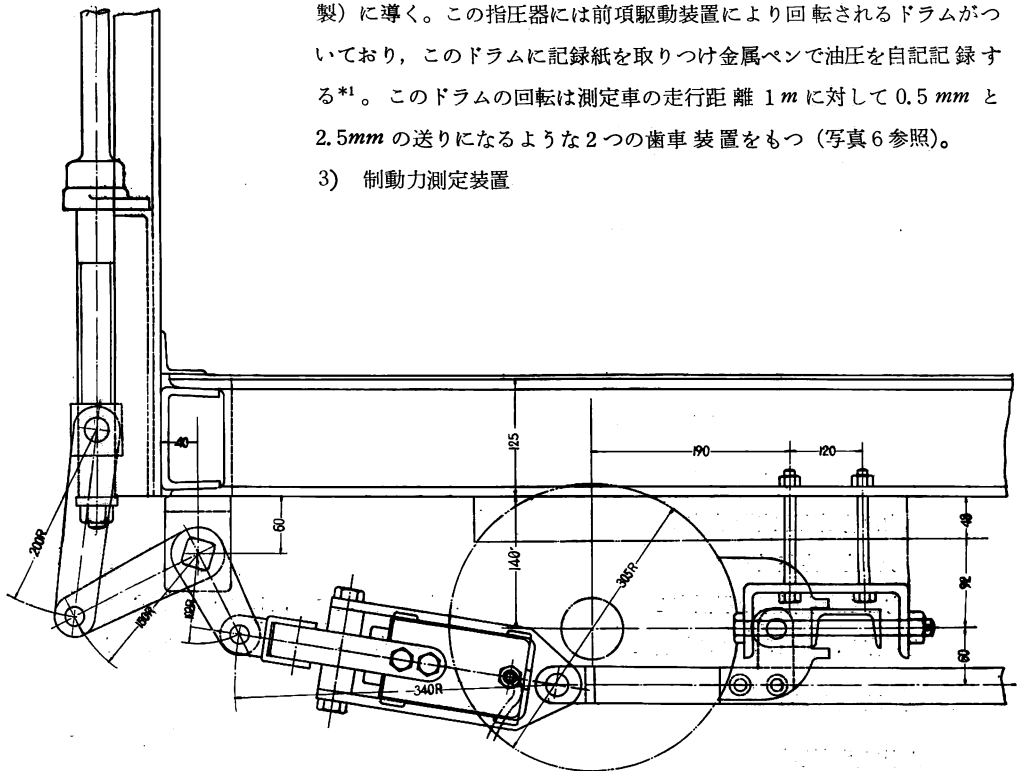
写真6 油圧自記記録装置

なお車輪踏面にはテーパがついているから、車輪の回転半径は軌条との接触位置関係によりいくらか異なるから、前項速度計同様記録された速度と対地速度は必ずしも一致しないおそれがある。

2) 油圧自記記録装置

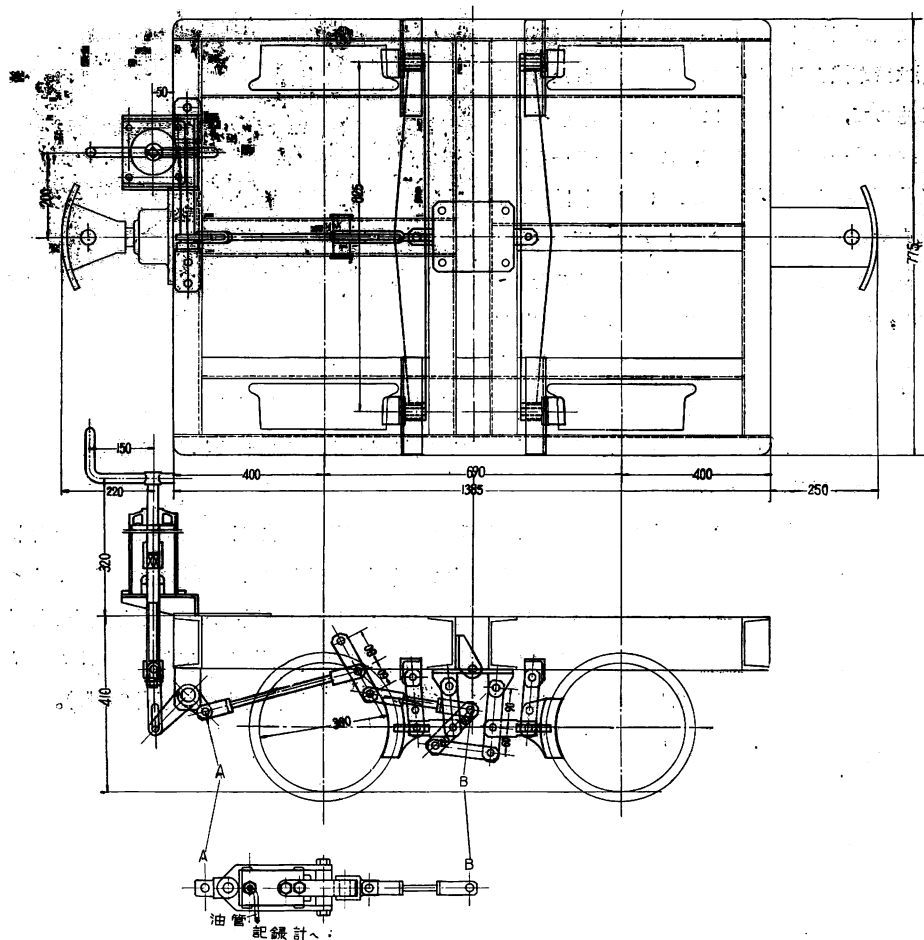
第1報と同様、断面積 33 cm²の油圧筒の油圧を、内径3 mmの銅管で油圧式 M₂ 型指圧器(長野計器製)に導く。この指圧器には前項駆動装置により回転されるドラムがついており、このドラムに記録紙を取りつけ金属ペンで油圧を自記記録する*1。このドラムの回転は測定車の走行距離 1 m に対して 0.5 mm と 2.5 mm の送りになるような2つの歯車装置をもつ(写真6参照)。

3) 制動力測定装置



第3-1図 二軸型貨車制動引張棒の引張力測定要領

*1 なお指圧計のパネは走行抵抗試験には 1 Kg 1 mm (容量 50 Kg)、制動試験には 1 Kg 0.7 mm (容量 70 Kg) の2種類を使用した。



第 3—2 図 単独軸型貨車引張棒の引張力測定要領

第 3—1～2 図のごとく、油圧筒を制動引張棒の間に入れ制動することにした。ゆえに制動引張棒に加わった引張力は前項油圧式指圧器に自記記録される。

4) 制輪子圧力測定装置

制輪子圧力と制動引張棒の引張力との相関を求めるため、断面積 7.5 cm^2 、ピストン長 30 mm の小型油圧筒 2 個を試作し、内径 3 mm の銅管で油圧を導き、容量 60 Kg/cm^2 の油圧計で読みとることにした。

5. 試 験 方 法

1) けん引走行抵抗試験

測定車と供試車との間に油圧筒を入れて連結し（写真 7 参照）、この測定車を内燃機関車でけん引し、けん引力を自記記録する。測定要領は次のごとし。①速度はほぼ 5, 10, 15, 20 Km/h の 4 段階で平等速度で力行運転を行なう。② 5 m ごとに打たれた杭の線に供試車の先頭車軸がきたとき押しボタンを押し、けん引圧力自記記録紙に測定地点を記録させる。この記録は速度計の電磁ペンにも同時作用し、各地点のけん引力と速度は対照できる。③軌条面は乾燥している場合と湿潤の場合の 2 条件で行なつた。散水

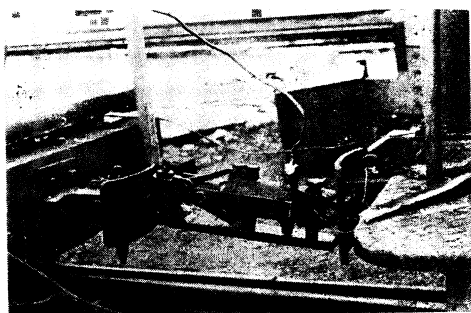


写真7 油圧筒

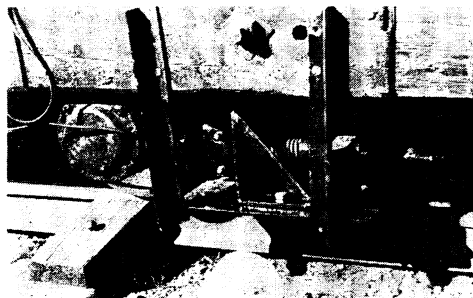


写真8-1 発電機取り付け要領 (その1)

要領は第1報と同様である。④供試車は3車連結して行なった。

2) けん引摺動抵抗試験

①供試車1車をけん引走行抵抗試験の要領に準じてけん引し、試験区において制動を開始し、車輪が完全に拘束されるまで制動する。

②車輪拘束状態を確認するために別に2台の電気回転計を準備した。電気回転計の発電機は前輪後輪にそれぞれ前記速度計用発電機の取り付け要領で取りつけた (写真8-1~2 参照)。車輪が拘束状態にはいつたことを電気回転計により確認すると押しボタンを押し、油圧自記記録計ならびに速度計の記録紙にその地点を入れた。

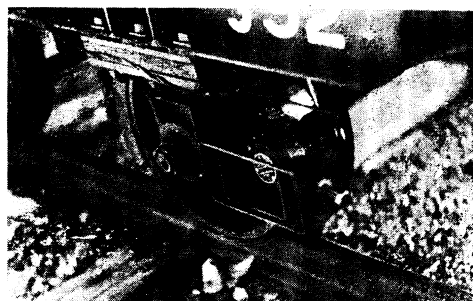


写真8-2 発電機取り付け要領 (その2)

3) 惰力走行試験

①測定車と供試車を直接連結し、試験区の上方から所望の速度になるよう機関車で突き放し、下りこう配を惰力させる。②試験区にはいつてからの速度の自記は電気記録回転計KR-3Cで行ない、測点杭でボタンを押す。③KR-3Cの紙送りをチェツクするために電接時計により電磁ペンを作動させる。

4) 制動停止試験

①試験要領は惰力走行試験に準じるが、ことなる点は供試車が試験区にはいると合図により制動を開始し、制動引張棒の引張力を油圧自記記録計に自記することである。ただし制動は、油圧筒をとりつけた最後の供試車1台のみで行なう。②けん引摺動試験で行なつたと同様、電気回転計の指針がゼロになると同時に押しボタンを押して拘束地点を各記録紙に記入する。③供試車は15 Km/h までは3車連絡で行なうが、20 Km/h の場合は停止距離が長くなり油圧自記記録計のドラムが1回転以上して記録が重複して複雑になるので1車で行なうことにした。なおドラムの送り速度は、走行距離1 m に対して2.5 mmを採用した。

5) 制輪子圧力試験

①写真9のごとく制輪子を取りはずした間げきに小型油圧筒を入れ、制動梁の推力の方向に一致するごとく小型油圧筒を保持し、制動ハンドルを回して制動圧を加えてゆき、小型油圧筒の圧力を圧力計で読み、同時に制動引張棒の側の油圧筒 (写真10 参照) の圧力を油圧自記記録計のドラムを動かして自記させた。②小型油圧筒は容量の関係で左右同一軸のものを対で同時に測定するよう左右に1個ずつ配置し、油

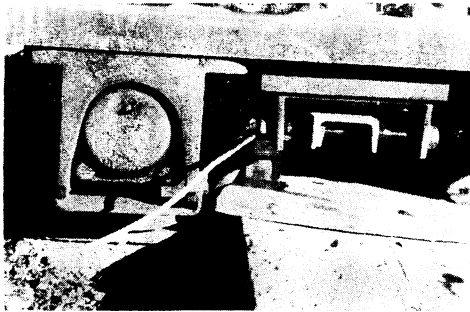


写真 9 小型油圧筒取り付け要領

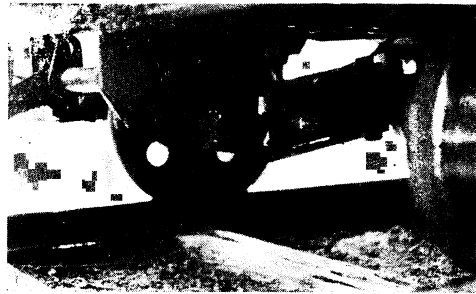


写真 10 制動引張棒の間に入れた油圧筒の取り付け状態

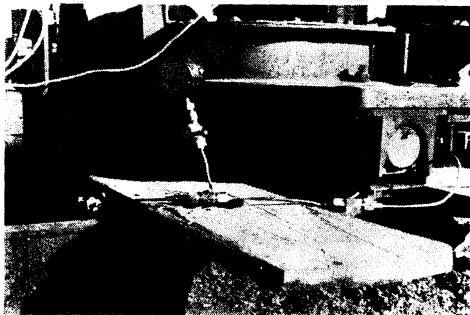


写真 11 制輪子圧力測定要領

管は写真 11 のごとく圧力計の近くで一緒に
なり、左右両制輪子圧力の合計が圧力計に現われ
るごとくした。③貨車の制動機構が車種により異
なるので測定法は次のごとく異なる。すなわち、二
軸型貨車は制輪子を全部はずして前後軸別々に測
定したが、単独軸型貨車は制動引張棒の引張力が
前輪に作用すると同時に後輪にも作用して、後輪
側の反力によつて前輪側も圧せられる機構である
ので、前輪側（後輪側）の制輪子を取りはずして

制動梁と車輪間に小型油圧筒を入れ後輪側（前輪側）はそのままにして制動することにした。

6) 曲線抵抗試験

けん引走行抵抗試験に準じて行なつたが、路線が急こう配で内燃機関車のけん引力に無理があるため供
試車は1車にし、かつ速度も 5Km/h だけで行なつた（付図1—1～2参照）。

III 試験結果

1. 走行抵抗

1) けん引試験 速度計により自記された速度線図が平等速度で運転をしている区間の自記けん引力の
面積をプランメーターで求め、平均指示高を算出して平均けん引力を求めると、けん引力 P は次式であら
わされる。

$$P = W\mu_i + W\mu_0$$

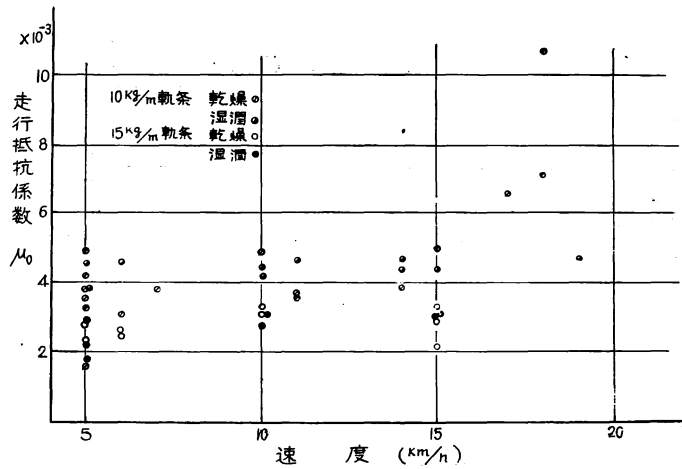
ただし P = けん引力, W = けん引貨車重量, μ_i = こう配抵抗係数,

μ_0 = 走行抵抗係数

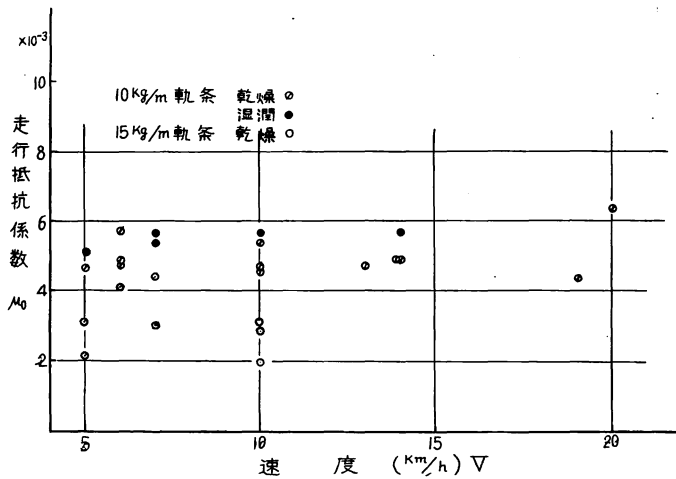
$$\therefore \mu_0 = P/W - \mu_i \dots \dots \dots (1)$$

走行抵抗係数は普通速度の函数として表わされているから、(1)式により求めた μ_0 を車種別、路線別に
速度との相関図にまとめると第4—1～2図のごとくなる。

2) 惰力走行試験 惰力走行試験において、電気記録回転計に自記記録された速度は時計送りの記録紙
に自記されているから、速度変化の傾斜は加速度を表わす。ただしこの速度は曲線座標に書かれているの



第4—1図 二軸型走行抵抗係数（けん引試験）



第4—2図 単独軸型走行抵抗係数（けん引試験）

で、一たん直角座標に補正する必要がある。しかして得られた速度は厳密には対地速度とは異なるはずであるが一応列車速度とみなしうるから、走行中の列車運動の方程式は回転部の影響を無視すると

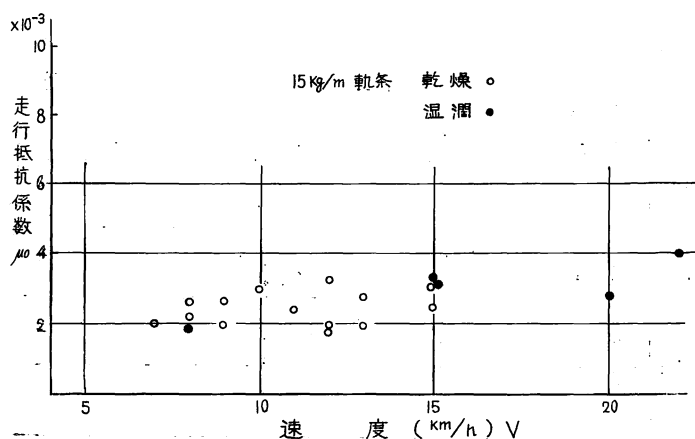
$$\frac{W}{g} \frac{dv}{dt} = W\mu_i - W\mu_0 \quad (g = \text{重力加速度})$$

$$\therefore \mu_0 = \mu_i - \frac{1}{g} \frac{dv}{dt} \dots\dots\dots (2)$$

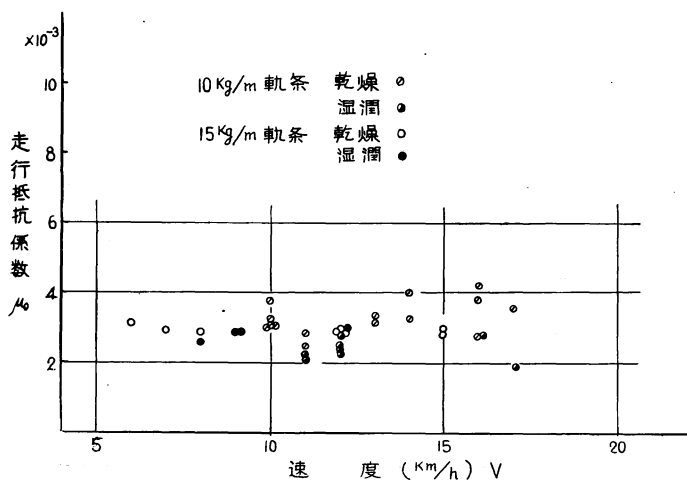
(2) 式により μ_0 を求めて図示すると第5—1～2図のごとくなる。

2. 制輪子圧力

静止の状態で制動力を加えていつた場合の制輪子圧力 (B とする) と制動引張棒の引張力 (P とする) との相関は第6—1～2図のとおりである。図にみるごとく両者は直線関係にあるから、 B/P なる値を求めておくと、制動引張棒の引張力から制輪子圧力が算出される。



第5—1図 二軸型走行抵抗係数 (惰力走行試験)

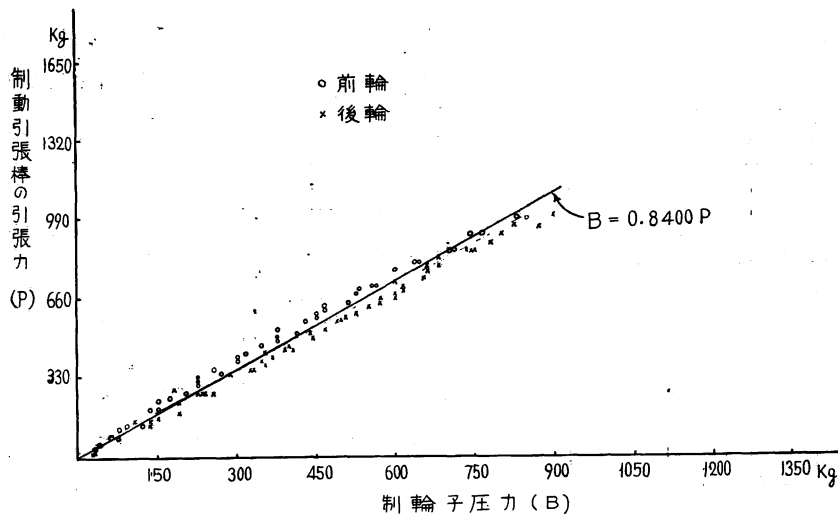


第5—2図 単独軸型走行抵抗係数 (惰力走行試験)

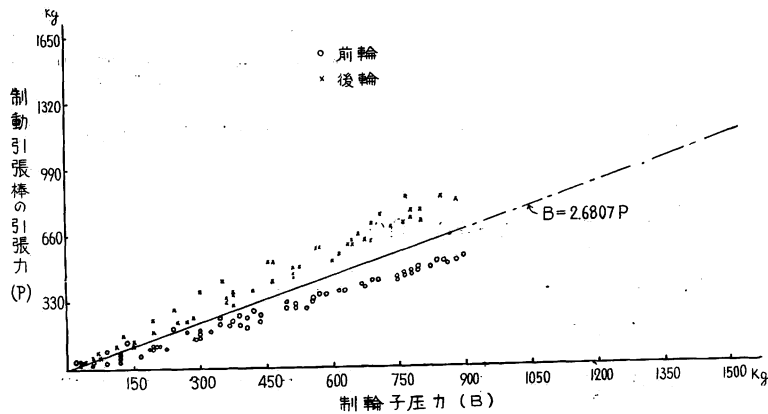
第2表 制輪子圧力 (B) と制動引張棒引張力 (P) との割合 (B/P)

車 種		二 軸 型 貨 車	単 独 軸 型 貨 車
区 分	前 輪	0.7927	1.6533
	後 輪	0.8715	1.0274
	合 計	0.8400	2.6807

本試験においては測定計器の関係で制動ハンドルのところの力を測定していないため、制輪子圧力とハンドルの力との関係を知ることはむずかしいが、二軸型においては両手で強くしめて約 1,700 Kg であるのに対し、単独軸型は片手で軽くハンドルを回しても約 1,200 Kg に達し、制動機構の相違が明りようにあられた。



第6—1図 制輪子圧力と制動引張棒の引張力との相関 (二軸型)

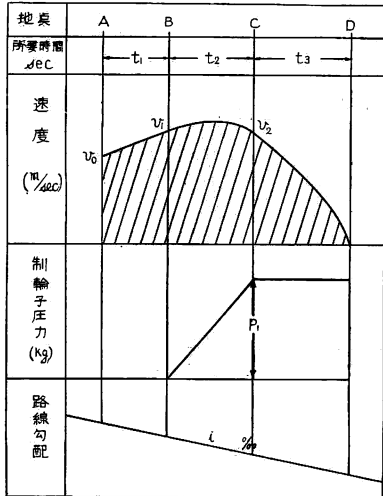


第6—2図 制輪子圧力と制動引張棒の引張力との相関 (単軸型)

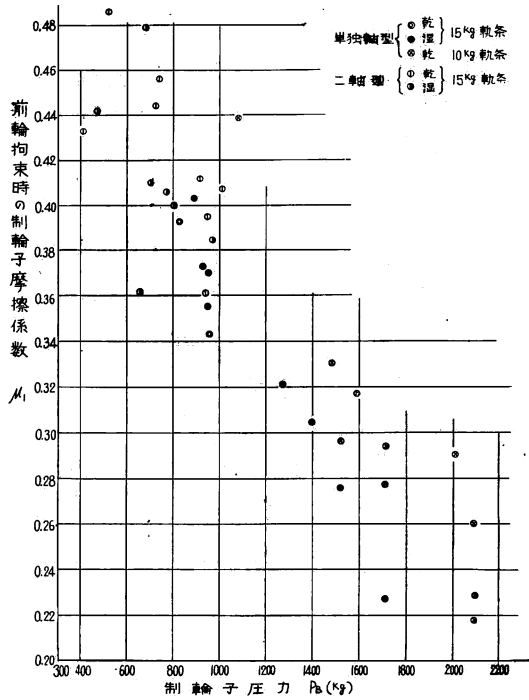
3. 制輪子摩擦係数

制動をかけて一定の下りこう配の直線路を進行する列車の速度変化は第7図のごとくなる。すなわちA点において速度 v_0 (m/sec) なる列車が制動をかけようとして実際制輪子圧力がかかるまでにも、 t_1 秒を要したとすると、B点において速度は v_1 に上昇する。次に制輪子圧力が P_1 に達するまでに t_2 秒を要すると、速度はさらに上昇して v_{max} まで達してから降下をはじめ、 t_2 秒後のC点では v_2 なる速度になる。C点以後は制輪子圧力が一定になるから列車は等減速度で進行し、停止点D付近においては制輪子摩擦係数の増加により若干減速度が増加して停止する。

しかし本試験は手動式であるので制輪子圧力は付図2—1～2のごとく不規則な上昇を呈し速度は刻刻変化するが、圧力が一定になるとはほぼ等減速度で低下するので、この区間において列車の運動方程式をたてると、



第7図 制動中の列車の速度変化図



第8図 制輪子圧力と制輪子摩擦係数との関係

$$\frac{W}{g} \frac{dv}{dt} = W\mu_i - W\mu_0 - P_1\mu_1$$

ただし、 W =供試車重量（測定車重量を含む）、 P_1 =制輪子圧力、

μ_1 =制輪子摩擦係数

$$\therefore \mu_1 = \left(\mu_i - \mu_0 - \frac{1}{g} \frac{dv}{dt} \right) / \frac{P_1}{W} \dots \dots \dots (3)$$

(3)式を用いて μ_1 を求め、制輪子圧力との相関図にまとめると第8図のごとくなる。

4. 車輪と軌条間の摺動摩擦係数

1) けん引試験 車輪拘束状態におけるけん引力は、付図3—1～2のごとく、拘束状態にはいると同時に若干低下する傾向がある。しかして車輪拘束の前後においてはけん引力の変動ははなはだしい。この車輪拘束前後のけん引力は車輪と軌条間の粘着力最大の値のところであり、車輪拘束後のけん引力は摺動摩擦力である。ゆえに車輪拘束時のけん引力を走行抵抗における取りまとめ要領と同様の方法で摺動摩擦係数を求めた。

なお、けん引力 P は次式で表わされる。

$$P = W\mu_i + aW\mu_3 + (1-a)W\mu_0$$

$$\therefore \mu_3 = \left\{ \frac{P}{W} - \mu_i - (1-a)\mu_0 \right\} / a \dots \dots \dots (4)$$

式中 μ_3 =摺動摩擦係数

a =制動軸荷重と供試車全重量 W との比

なお供試車は1車であり、積荷は2貨車に均等に積載されているので、 $a=1/2$ とした。

(4)式により求めた μ_3 を図示すると第9図のごとくなる。

2) 車輪拘束状態下の制動試験 本試験は、車輪拘束状態の列車がいかなる状態で進行するかを知る目的で制動力を特に高めにして行なつたもので、車輪はおおむね第7図C—D区間に該当する地点において拘束され、かつ全車輪が同時に拘束されること

はまれであつて、はじめに前輪が拘束され、次に後輪に及ぶのが常であつた。ゆゑに前輪のみ拘束されている場合と全輪拘束された場合とで次の2つの運動方程式が成立するから、これにより車輪と軌条間の摺動摩擦係数を求めた。すなわち、

全輪拘束された場合

$$\frac{W}{g} \frac{dv}{dt} = W\mu_i - aW\mu_3 - (1-a)W\mu_0$$

$$\therefore \mu_3 = \left\{ \mu_i - (1-a)\mu_0 - \frac{1}{g} \frac{da}{dt} \right\} / a \dots\dots\dots(5)$$

前輪のみ拘束された場合

$$\frac{W}{g} \frac{dv}{dt} = W\mu_i - \frac{a}{2}W\mu_3 - P_1 k \mu_1 - \left(1 - \frac{a}{2}\right)W\mu_0 \dots\dots\dots(6)$$

ここに k は制輪子圧力の合計に対する後輪制輪子圧力の比で、第2表より二軸型では $k=0.5236$ 、単独軸型では $k=0.3832$ である。

$$\therefore \mu_3 = \left\{ \mu_i - \left(1 - \frac{a}{2}\right)\mu_0 - k \frac{P_1}{W} \mu_1 - \frac{1}{g} \frac{dv}{dt} \right\} / \frac{a}{2} \dots\dots\dots(6')$$

(5), (6)' 式により求めた μ_3 を図示すると、第10図のごとくなる。

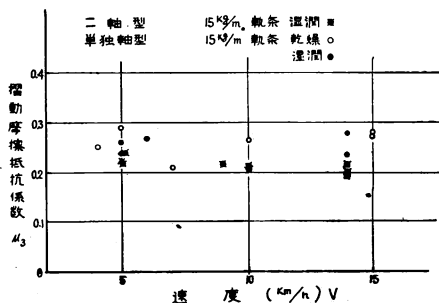
5. 制動停止距離

第7図において制動停止距離は速度線図の斜線を施した部分の面積で示される。しかし本試験において制動は手動式であるから、制輪子圧力の上昇具合は付図2のごとく階段状を呈しているが、便宜上第7図のB—C区間のごとく P_1/t_2 なる割合で直線的に上昇し、C点以後は一定圧力 P_1 を保ち、かつ車輪拘束がないとすると各区間の運動方程式は次のごとくなる。

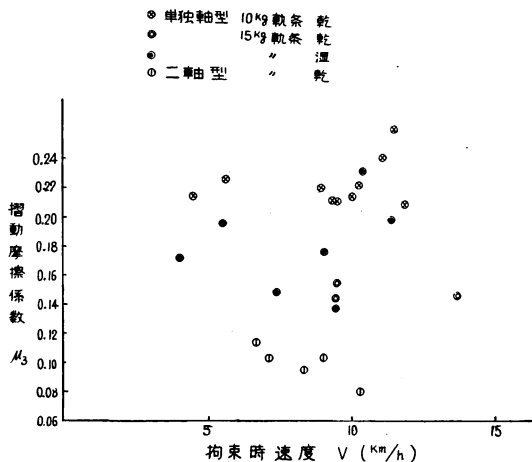
A—B間

$$\frac{W}{g} \frac{dv}{dt} = W\mu_i - W\mu_0$$

$$\text{これより } v_1 = v_0 + g(\mu_i - \mu_0)t_1 \dots\dots\dots(7)$$



第9図 摺動摩擦係数 (拘束けん引試験)



第10図 前輪拘束時の摺動摩擦係数

B—C間

$$\frac{W}{g} \frac{dv}{dt} = W\mu_i - W\mu_0 - \mu_1 \frac{P_1}{t_2} t$$

$$\text{これより } v_2 = v_1 + g t_2 \left(\mu_i - \mu_0 - \frac{\mu_1 P_1}{2W} \right) \dots\dots\dots (8)$$

C—D間

$$\frac{W}{g} \frac{dv}{dt} = W\mu_i - W\mu_0 - P_1 \mu_1$$

これより $v=0$ になるまでの時間 t_3 は、 μ_1 を一定とすると

$$t_3 = \frac{v_2}{g \left(\mu_0 + \frac{P_1}{W} \mu_1 - \mu_i \right)} \dots\dots\dots (9)$$

今、C—D間の停止直前の曲線部のところは同一減速度とみなしても大差ないから直線として、A—B、B—C、C—D区間に分割してそれぞれの面積を求めると

A—B区間の面積

$$S_{A-B} = \frac{v_0 + v_1}{2} t_1 \dots\dots\dots (10)$$

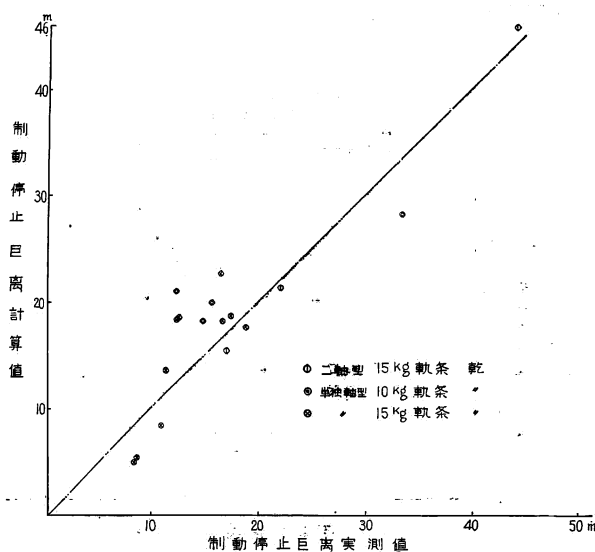
B—C区間の面積

$$\begin{aligned} S_{B-C} &= \int_0^{t_2} v dt = \int_0^{t_2} \left[v_1 + g(\mu_i - \mu_0) t - \frac{\mu_1 P_1 g}{2 t_2 W} t^2 \right] dt \\ &= t_2 \left\{ v_1 - \frac{g}{2} t_2 \left(\mu_0 + \frac{P_1 \mu_1}{3W} - \mu_i \right) \right\} \dots\dots\dots (11) \end{aligned}$$

C—D区間の面積

$$S_{C-D} = \frac{v_2}{2} t_3 = \frac{v_2^2}{2g \left(\frac{P_1}{W} \mu_1 + \mu_0 - \mu_i \right)} \dots\dots\dots (12)$$

$$\text{ゆえに停止距離 } S = S_{A-B} + S_{B-C} + S_{C-D} \dots\dots\dots (13)$$



第11図 制動停止距離の計算値と実測値との相関図

なお (13) 式は直線路において停止距離を求める式であるが、曲線路においては μ_0 のほかに曲線抵抗係数を付加すればよい。

以上(7)式より(13)式まで用いれば、初速 v_0 なる列車の制動停止距離は求められるが、式中制輪子圧力 P_1 ならびに t_1 , t_2 あるいは W , μ_0 , μ_i , μ_1 が既知でなければならない。ゆえに近時使用されはじめた空気貫通制動装置をもつた列車についてはこれらの諸因子はある程度正確に把

あくできるから、この算定法は用い

られるが、手動式の場合は制動手の個人差が大きいから P_1 , t_1 , t_2 の標準的な値をつかむことが至難である。したがって本試験における制動停止距離と計算値との比較は、第7図C—D区間に該当する部分で行なうことにした。すなわち第7図のC点に該当する点は記録紙に記されているから、これより v_2 , P_1 を求めて (12) 式によりC—D区間の停止距離を算出し、実測値と比較すると第11図のごとくなる。

なお前輪を拘束したデータについては (6) 式から誘導した次式によつた。

$$S_{C-D'} = \frac{v_2^2}{2g\left\{\mu_0\left(1 - \frac{a}{2}\right) + k\frac{P_1}{W}\mu_1 + \mu_3\frac{a}{2} - \mu_i\right\}} \dots\dots\dots (14)$$

ここに μ_0 , μ_1 , μ_3 はこれまで求めてきた値の平均値を用いた。

6. 曲線抵抗

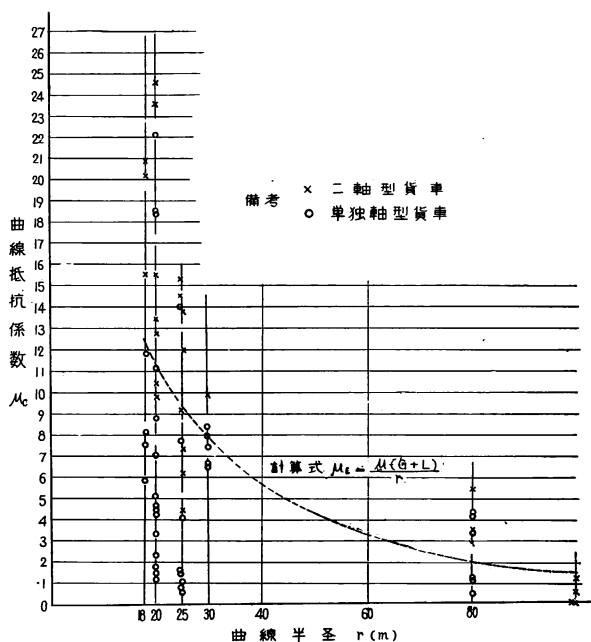
曲線路線を走行中の列車の総走行抵抗係数を μ , 曲線抵抗係数を μ_c とすると

$$\mu = \mu_0 + \mu_i + \mu_c$$

であるから、 μ_0 , μ_i を求めればけん引走行抵抗試験により μ_c は求められる。ただし列車の速度はほぼ同速で加速度抵抗のはいらないように注意する必要がある。曲線抵抗試験を行なつた路線は曲線部分の多い路線ではあるが、部分的に直線路もあり、供試車1車が完全に直線路上を走行する時間も若干あつたので、この部分において μ_0 を求め、また測量によつて μ_i を求めて μ_c を算出した。

曲線抵抗係数 μ_c は普通曲線半径の函数として表わすことが実用上便利であるので第12図のごとく図示した。

ただし速度は 5 Km/h である。

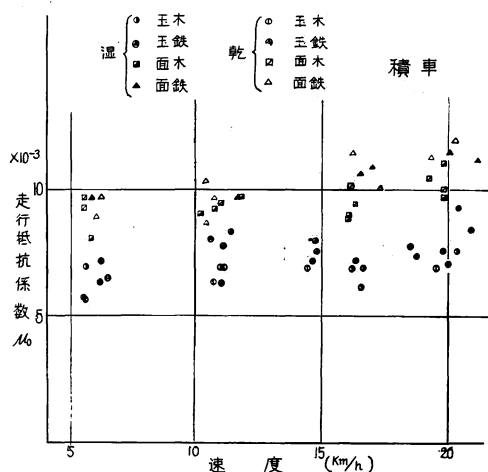


第12図 曲線抵抗係数

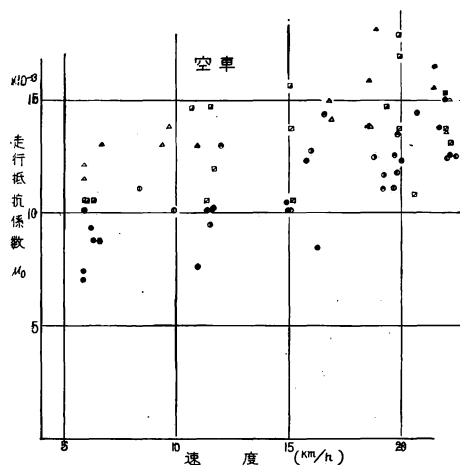
IV 考 察

1. 走行抵抗係数

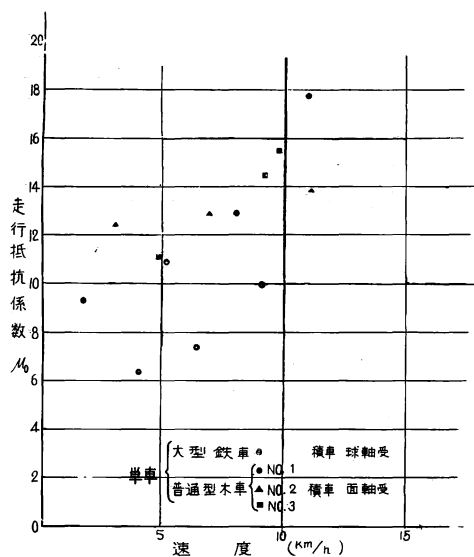
走行抵抗係数は機関車のけん引定数あるいは制動停止距離を求める場合等重要な因子であり、さきに第1報¹⁾において条件を変えた場合の走行抵抗係数の変化について実測結果を報告したが、データがかなりバラついていた。しかしこのことは、従来、藤林・加藤²⁾, 斎藤³⁾, 渋谷⁴⁾らによつて報告されたものにもいえることで、これを要約図示すると第13図のごとくなる。日本国有鉄道の走行抵抗係数に関する報告は、第14図⁵⁾のごとくおおむね速度の2次曲線であらわされ、測点はほとんど線上に乗っているが、これは速度が20 Km/h 以上においての結果であつて、それ以下になるとやはりデータは不規則にバラつく



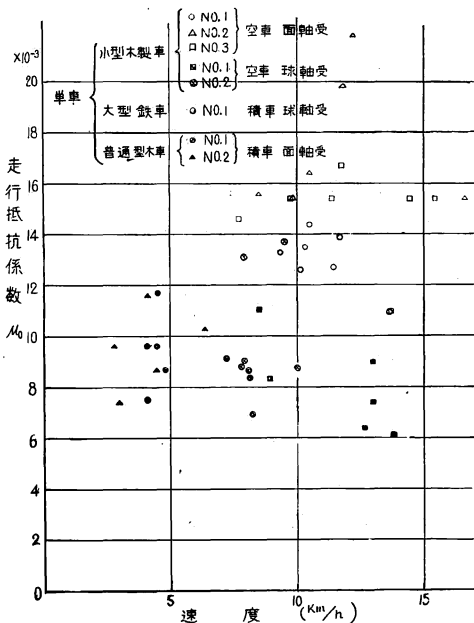
第13—1—1 図 王滝軌道におけるけん引
走行試験結果 (林試研報 95 号)



第13—1—2 図 王滝軌道におけるけん引
走行試験結果 (林試研報 95 号)



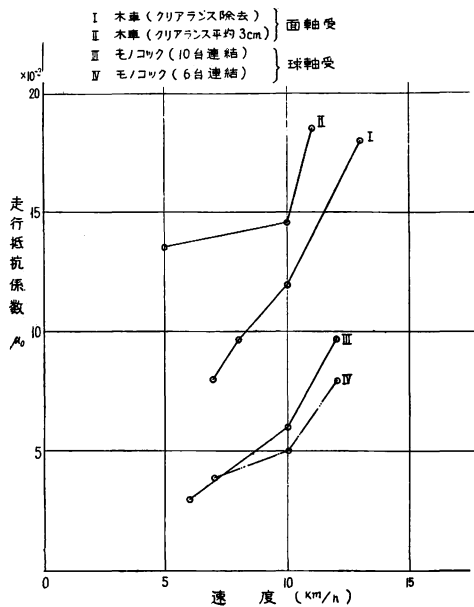
第13—2—1 図 秩父および北海道演習林森林
軌道におけるけん引走行試験結果 (藤林・加藤)



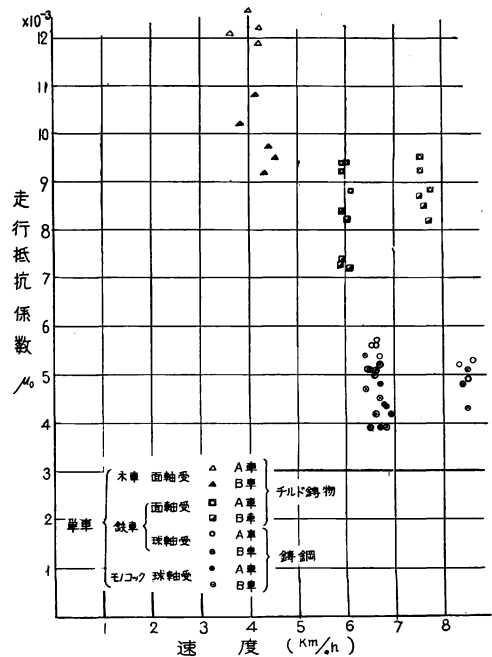
第13—2—2 図 秩父および北海道演習林森林
軌道における惰力走行試験結果 (藤林・加藤)

ことがいわれている。しかしながら国鉄においては常用速度が 60 Km/h 内外であるから 20 Km/h 以下におけるこのバラつきはあまり問題にはならないであろうが、林鉄のごとく 20 Km/h 以下で運行する場合はこのバラつきは問題である。

そこで抵抗係数に影響を及ぼす主要因子として試験法、貨車型式、路線条件、走行速度について考察を加えると次のとおりである。



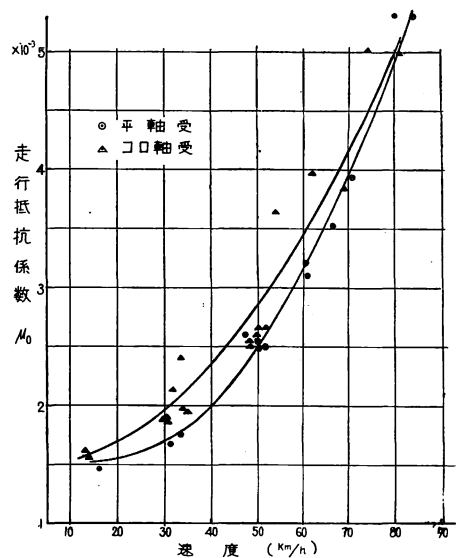
第 13—3 図 伊奈川軌道運材トロケン引走行試験結果 (斎藤)



第 13—4 図 小坂管内森林鉄道における惰力走行試験結果 (渋谷)

a) 試験法 各種条件が類似の場合、惰力走行試験による結果とけん引走行試験の結果は平均値においてよく一致するが、データのバラつきはけん引走行試験の方が若干大きいようである。これは機関車が貨車をけん引する場合機関車と貨車の蛇行動が常に一致することはありえないから、蛇行動揺する貨車を機関車が強制けん引することが多くなり、このために車輪のすべりが誘発されることが十分考えられる。ゆえに惰力走行の場合よりもこの車輪の強制すべりにともなう摩擦力の分だけ走行抵抗は増加するはずであり、試験条件の異なるつどこの摩擦力も変動してデータのバラつきが大きくなったのではなかろうか。

しかしながらこの両試験法によつて得られた走行抵抗係数は、それぞれ目的に応じて区別して用いたら良いと思う。すなわち、けん引試験で得られたデータは機関車のけん引定数の問題の場合に用い、惰力走行試験で得られたデータは制動に関する問題の場合に用いれば合理的ではなかろうか。かかる観点からするといずれの試験法がまさるということもないようであるが、試験法の簡便さから比較すると惰力走行試験の方が貨車重量の測定が必要でなく、また測定計器も割安であるので有利である。



第 14 図 国鉄客車のけん引走行試験結果

次に供試車の車数についてであるが、第 1 報ならびに今回の試験においても、供試車数によつてけん引力の現われ方にあまり差があるとは考えていなかったことと、時期的に多くの貨車を試験に使用することが許されなかったこと等の理由により、供試車数は 3 車としたが、日本国有鉄道技術研究所において試験後聞いたところによると、車輛数がおおむね 5 車以下になるとけん引力の変動がきわめて大きくなるが、車輛数を増してゆくと 10 車輛くらいから変動がほとんどなくなり、おおむね一定の値をとることが経験的に知られているので、鉄研では 10 車くらいで試験を行なつてゐるとのことである。このことについては今回試験路線区外ではあるが空車 13 車連結の実際の運材列車のけん引力を自記記録したところ、けん引車がトルクコンバーター付内燃機関車という相違にもよると思うが、付図 4 のごとく走行中の変動はもとより、出発時の加速度抵抗もほとんど認められず、抵抗の変動はこう配が変わるところと曲線通過の際に認められるだけで、その他はあまり変動のない一定の値をとることが判明した。はじめこの走行抵抗の傾向の相違はけん引車の相違によるのではないかと考えていたが、鉄研で上記のことを知るに及び、この抵抗力の傾向の相違は連結貨車数による影響ではないかと考えられるので、今後試験する場合には供試車を最小いく車にすべきかを、試験当初において予備試験によりよく検討してから試験を行なうことが必要であると思う。

b) 貨車型式 走行抵抗の内容を分析すると、車軸の摩擦力、車輪のころがり摩擦力がまず考えられるが、これはせいぜい 0.6 Kg/t くらいの値しか考えられず、主たるものは蛇行動揺による車輪と軌条間におけるすべりに起因すると考えられてきたが、このすべりが抵抗にいかに関与するかはまだ報告がないようである。車輪が車軸に圧入された従来の二軸型の貨車をけん引する場合、蛇行動している貨車は a) において述べたごとく機関車により強制けん引されることになるから、差動すべりによる摩擦力がかなり多いと考えられるが、単独軸型貨車のごとく各車輪が独立して回転している貨車においてはこの差動すべりによる摩擦力は考えられないから、この差動すべりによる摩擦力が走行抵抗に大きな影響をもつという考え方にたつと、単独軸型貨車は当然二軸型貨車より低い値をもつはずである。しかしながら、試験結果は予想に反して直線路においてはかえつて単独軸型の方が若干高目の値をもつ結果になつた。このことから直ちに当初考えていた強制けん引による差動すべり摩擦力を否定するわけにはゆかぬが、走行抵抗係数の成分にさらに重要な要因があるように考えられる。

ここに考えられることは振動についてであるが、列車の振動は車輛構造、道床の状況、軌条の軽重等で著しく異なり、この振動による抵抗はだいたい速度の 2 乗に比例して増加すると考えられている⁹⁾。本試験においては貨車の振動を測定しなかつたので貨車型式別の振動の差を知ることはできないが、従業員のこれまでの体験談を総合すると単独軸型は振動がはげしく乗りごちの悪いことを指摘している。この原因は第 2 図に示すごとく二軸型は車台わくと軸受取付部の間に緩衝となる木片があるが、単独軸型においてはこの木片がきわめて小さく、これが大きく影響しているのではなからうか。かかる観点から今後走行抵抗の試験を実施するにあつては、けん引力と速度を同時に自記記録するほか、貨車の振動もあわせて自記記録して走行中の貨車運動特に振動を究明して、振動がけん引力に及ぼす理論解析を行なうことが必要であると思う。

c) 路線条件 森林鉄道における軌条は $6 \sim 22 \text{ Kg/m}$ のものが用いられ、枕木の規格も 1 級線、2 級線の並枕木においてそれぞれ $150 \times 15 \times 12 \text{ cm}$ 、 $140 \times 12 \times 9 \text{ cm}$ のものが用いられているが、枕木間隔は 60 cm を標準としているから列車走行中の振動は道床・枕木の条件が同じでも軌条の軽い方がたわみが大

きいからそれだけ振動は大きいはずである。付図5は 10 Kg 軌条と 15 Kg 軌条のけん引抵抗の現われ方を比較したものであるが、明りようにその傾向を異にしている。すなわち両者とも路線こう配によく似た“うねり”はあるが、10 Kg 軌条は加速度抵抗とみなされる波状の変動が 15 Kg 軌条より著しい。この変動は貨車の進行方向に対する車輛振動を記録したことになるから、10 Kg 軌条の方が 15 Kg 軌条より不安定な運動をしているとみなされ、この不安定な運動をするに要するエネルギーの分だけ走行抵抗の増加をきたすはずである。かかる観点から路線条件による走行抵抗係数の相違を考えると、枕木間隔と軌条の軽重は主たる要因とみなされるが、これについては今後路線振動の解析ができるように試験を行ない、路線振動の面からも走行抵抗を究明できるように研究をすすめる必要があると思う。

以上、走行抵抗係数に影響を及ぼすと考えられる諸因子について考察を加えてきた。これに関しては車輛運動、車輛振動、道床振動、車輛構造、軸受あるいは車輪材質等いくたの要因が総合的に走行抵抗係数に影響を及ぼしていることが判明したが、これに関する解析は今後の問題であり、したがって1～2の試験例から、にわかに条件の異なる各種走行抵抗係数を推定することはなほだ困難である。しかし森林鉄道においては走行抵抗係数の占める比重はこう配あるいは曲線抵抗係数に比べるとかなり小さく、抵抗係数の若干の差異はあまり大きな影響を与えないから、近似の条件下の試験結果でも十分実用に供せられると思う。

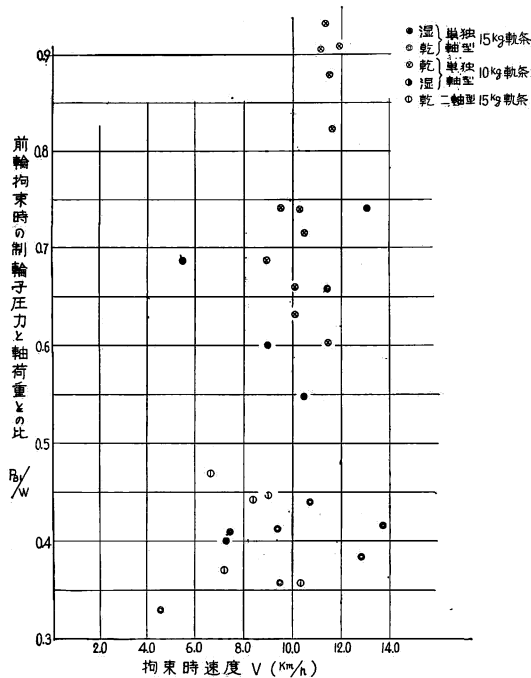
2. 制 動

森林鉄道運材において制動の問題は列車の運行速度を規整する上に、また制動機構の改善を計る場合等に重要な事項である。しかして制動力は制輪子圧力と制輪子摩擦係数の相乗積であるが、これについては従来、森林鉄道においては前者は制動機構によつて概略の値を推定するにとどまり、実測した報告はないようである。また後者は制輪子と車輪の材質により異なるほか、速度によつてその値を異にすることが国鉄などの実験により報告されているが、林鉄においてはかかる実測の例がない。今回の試験はこれらについてその全容を明らかにするまでにはいたらなかつたが、この試験結果から次のことを考察した。

a) 制輪子圧力 手動による場合の制輪子圧力は第3—1～2図の機構でわかるごとく、ブレーキハンドルに加えられた力 (P_0 とする) がブレーキネジで倍加されるほか、てこ比で倍増されるから、ブレーキ梁に加わる力は、総合された倍率を α 、機械効率を η とすると、制輪子圧力 P は $P = \eta \cdot \alpha \cdot P_0$ である。本試験においてはブレーキハンドルに加える力 P_0 は測定していないので η はわからないのであるが、引張棒からブレーキ梁のところまでの簡単な伝動機構において効率 η が、二軸型において 0.84、単独軸型において 0.75 であることは予想していなかつたことである。供試車は各型式貨車とも制動関係各部の潤滑を十分にしたから、試験に使用しなかつた貨車より効率は高いはずであり、このように低い値をとることは不明である。このことから貨車の制動効率 η はさらに低い値をとることが想像される。

制輪子圧力は、手動式の場合列車速度と制動力の要求度の緩急に応じて制動手が加減するから、一概にその値をきめがたいが、二軸型の場合1ハンドルだけを専門に締めて最大 1,700 Kg、かなり強く締めて 1000 Kg、片手で軽く回して 300～500 Kg のようである。これに対して単独軸型の場合は倍率の相違から片手で軽く回すだけで 1,200 Kg くらいの値をとるから、ハンドルの感触だけで制輪子圧力を推定することはむずかしい。

しかしながら車輪が拘束されたときの制輪子圧力と軸荷重との比 P/W は第15図のごとくある範囲内の値をもつから、軸荷重を推定することにより車輪拘束時の制輪子圧力を概略推定することだけは可能

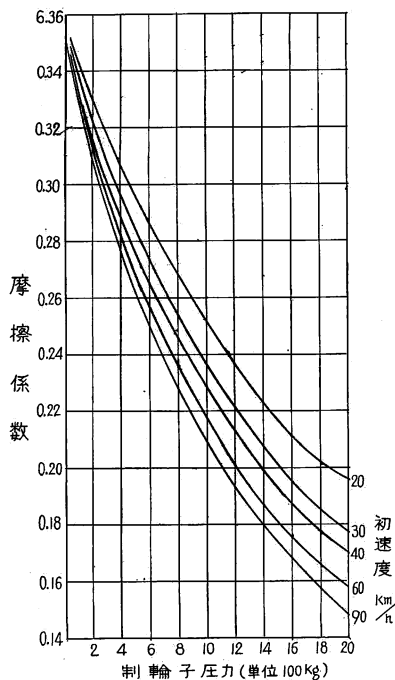


第 15 図

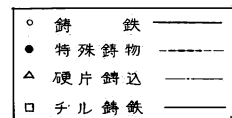
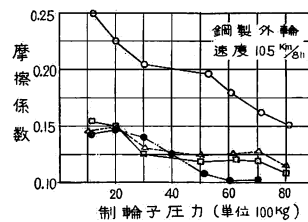
である。

これに反して貫通式空気制動装置は、各貨車ごとに備えられたブレーキシリンダー内のバネ力を制動力の根源とし、空気をシリンダーに圧送してこのバネ力を減殺して制動をゆるめる式であるから、シリンダーの空気圧がない場合は制輪子圧力がバネ力できるから、手動式の場合よりはるかに制輪子圧力を推定しやすい。この空気制動装置の制輪子圧力は今回の試験においては測定を行なわなかったが、本装置の普及にともない測定を必要とする事項である。

b) 制輪子摩擦係数 「一般に摩擦係数は圧力や速度を広範囲に変えた場合にクーロンの法則から偏移するだけでなく、摩擦面の種類と組み合わせ、表面のあらさ、潤滑剤の有無とその種類や量、温度やその他の条件によつても変化し」⁷⁾、第 16 図⁸⁾は



第 16—1 図 制輪子圧力による摩擦係数の変化



第 16—2 図 鋼製外輪に対する各種材質制輪子の摩擦係数

第 16—3 図 鑄鉄車輪に対する同上

その一端をよく説明しているが、われわれの試験結果についてみて第8図にみるごとく制輪子圧力の増加にともなう制輪子摩擦係数は減少する傾向にあるが、速度に関しては測点が少ないため速度の減少にともなう制輪子摩擦係数の増加は把握できなかった。よって制輪子圧力を一定にした状態で行なつた試験について速度変化にともなう制輪子摩擦係数を別途求めたところ、第17図のごとく速度の減少にともない制輪子摩擦係数が増加する傾向が顕著に認められた。

次に制輪子および車輪の相連による制輪子摩擦係数の変化は第16—2～3図に国鉄のデータを参考に示したが、われわれの試験結果にもそれとよく合致した結果を得た。すなわち、制輪子は2型式の貨車とも上松運輸管林署製作の鑄鉄制輪子であるが、車輪は二軸型はチル鑄鉄であり、単独軸型は鑄鋼であるので、同種の材質同志の二軸型の方が高目の値をとる結果になっている。

c) 車輪と軌条間の粘着係数

車輪が逐次制動されついに滑走状態をつづける場合のけん引力の変化は付図3のごとくかなり変

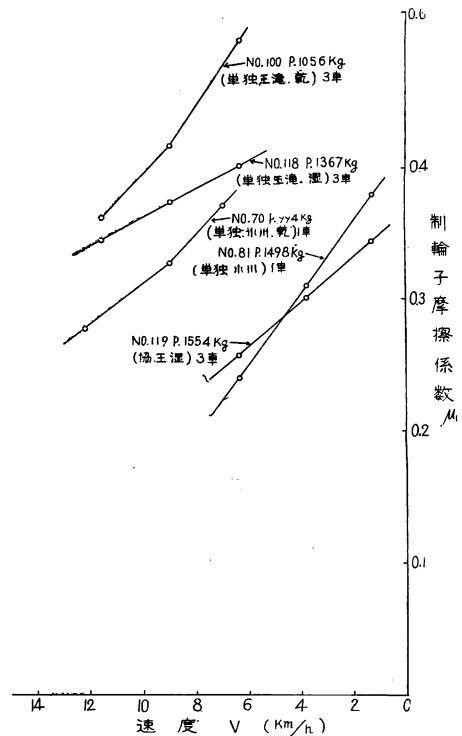
動のはなはだしいものであり、車輪が滑走して摺動摩擦にはいつからともかなり不安定なものであることがいえる。このけん引力はこう配抵抗と制動されていない車輪の走行抵抗を含むが、これらの抵抗値の変化はこのけん引力線図においてはほとんど一定値とみなしても差し支えないほど小さいから、けん引力の変化は粘着係数ならびに摺動摩擦係数の変化とみなされる。かかる観点でけん引力線図をみてゆくと制動力が漸次高まるにつれて車輪の粘着力は逐次増加してゆき、車輪が拘束されて摺動摩擦にはいる付近で最大値をとることがわかる。ゆえに制動力の最大値は車輪がまさに拘束されようとする状態で回転しているときに発生し、一たん滑走状態にはいると制動力は減少することがわかる。

また摺動摩擦係数は第9図に示すごとく、速度ならびに軌条の乾湿による影響はあまりないようであるが、車輪材質の影響はかなり明りようにあらわれている。すなわち、チル鑄鉄車輪の二軸型貨車の摺動摩擦係数は0.19～0.24、鑄鋼車輪の単独軸型貨車のそれは0.23～0.29の値をとっている。これらの値は軸荷重がきまると貨車の最大制動力がきまるから制動の問題を考える場合重要であるが、その値は若干変動するから実用上は低目の値をとる方が安全であろう。なおこの変動は、車輛の振動および車輪と軌条面の接触状態がたえず変化することにより生ずるものと考えられる。

3. 曲線抵抗係数

曲線抵抗を起こす原因を考えると次の4つがあげられる。すなわち、

(1) 車輪フランジ部が軌条の側面を摩擦するために生ずる摩擦抵抗。



第17図 制輪子圧力一定の場合の速度減少にともなう摩擦係数の変化

(2) 車輛が曲線で方向転換するため前軸車輪は曲線の内側へ、後軸車輪は曲線の外側へすべて車輪踏面と軌条間に摩擦抵抗を生ずる。

(3) 車輪が車軸と一体の構造である場合は曲線の外側軌条は内側軌条に比して長いから、車輪踏面のこう配によつて左右車輪のすべりを緩和するようにはしているが、すべりの発生は十分考えられ、車輪と軌条間に摩擦抵抗を生ずる。

(4) 曲線半径が小さい場合によくみる現象であるが、連結部が極度にせり合つて、この際生ずる摩擦力が車輛の進行方向とほぼ直角方向に働き、このため前項(1)、(2)に類似した摩擦力を生ずる。

ゆえに曲線抵抗係数に影響を及ぼす因子としては、曲線半径はもちろん、軌条、カントおよびスラック量、車輛の固定距離、車輛の構造、車輪の材質、軌条内側の油の有無、速度等走行抵抗について考えられた因子以上に多くの要因が影響していることが考えられ、一般的に適用しうるような公式を見いだすことは不可能であるので、国鉄においては実用上次式を用いているようである。すなわち、

$$\mu_c = \frac{\mu(G+L)}{2r} \dots\dots\dots (15)^{9)}$$

μ_c : 曲線抵抗係数, μ : 車輪とレール間の摩擦係数, G : 軌間 (m), L : 固定軸距 (m)

r : 曲線半径 (m)

今上式に $\mu=0.3$, $G=0.76$, $L=0.70$ を代入すると、 $\mu_c=0.219/r$ となり、これより r を変化した場合の μ_c を求め実測値と比較すると第 12 図のごとくなる。本図において曲線半径が 30 m くらいになると、計算値と大きな差を認めるようになるが、それ以上においてはあまり大きな差がない。このときの速度は試験のつごうで 4 Km/h くらいの低速で行なつたが、試験路線のカントはかなり大きく、車輛は曲線の内側に傾き、そのため後軸車輪のフランジ部は曲線内側軌条の側面に横圧を加える結果となり、前軸車輪のフランジ部の摩擦力に似た抵抗が加わっていることが認められた。

以上のごとく、曲線抵抗については車輛運動、特に車輪と軌条との摩擦抵抗を把あくすることが重要であるから、走行抵抗に準じた試験法が必要であることはもちろん、横圧に関しては軌条、車輛の両面から解析できるような試験法が不可欠である。かかる観点からすると、今回の曲線抵抗試験は単なる試験の一例にすぎず、曲線抵抗に関する要因の究明にはほど遠いが、本試験から次のことが考察される。

a) 貨車型式 二軸型貨車と単独軸型貨車の曲線抵抗係数を比較すると、曲線半径がほぼ 30 m 以下になると両者の値に大きな差がある。単独軸型貨車は曲線半径が変化してもさほど大きな変化をみせないが、二軸型貨車は曲線半径 30 m くらいのところから急激に増加の傾向をみせており、前述の第 3 項差動すべり抵抗が大きく影響していると考えられる。しかしながら、曲線半径が 30 m 以上になると両車種間には顕著な差は認め難くなつてはいるが、これは車輛が曲線の内側に傾斜して生ずるフランジ部の摩擦力が二軸型貨車の差動すべりによる摩擦力に比べてきわめて大きく、そのため車種間にあまり差が認められなかつたのではなからうか。以上のごとく考えてみると、曲線半径 30 m が何か意味のあるようにも考えられるが、試験路線のカント、あるいは試験速度等も大きな影響因子であるから、いずれの場合にもこのようなことがいえるとは思えないが、いずれにせよ今後貨車構造あるいは車種の選定にあつて参考になる事項と思う。また曲線抵抗係数は実用的には $\mu_c=0.219/r$ で与えてもよいようである。

b) カント 曲線部通過の際には曲線の外側方向に遠心力が働き、車輪は外方軌条のみを圧し、その場合フランジ部と軌条間に摩擦力を生ずるほか、速度が増加すると転覆することになるので曲線部において

は次式のごとき式によりカントを付す。

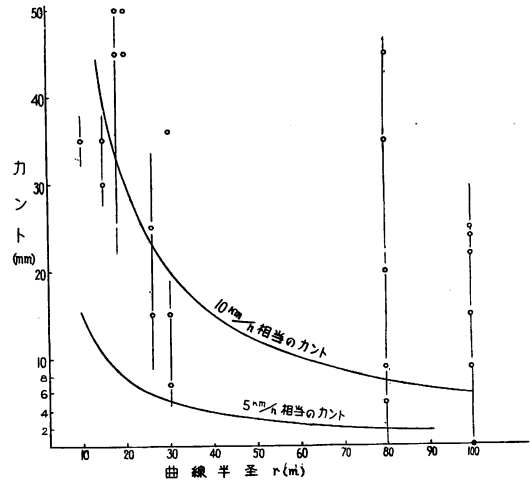
$$k = \frac{Gv^2}{gr} \dots\dots\dots (16)^{10)}$$

k : カント (mm), G : 軌間 (mm), g : 重力加速度 ($=9.8m/sec/sec$)

v : 速度 (m/sec), r : 曲線半径 (m)

ゆえに、カントに相応した速度で車輛が通過しない場合には不要の抵抗をとまなう。すなわち速度が上回った場合は遠心力が働き、速度が下回ると車輛は内側軌条を押し、フランジ部において摩擦力を生ずることが考えられる。

本試験を行なつた路線のカントと第 16 式により求めたカントを比較すると第 18 図のごとくなり、試験を行なつた速度が路線のカントに相応する速度に比べて低いため、フランジ部の摩擦力が多分に含まれていると考えられる。しかしながら本試験においては速度をいろいろ変えて行ななかつたのでこの摩擦力の影響を知ることはできないが、今後曲線抵抗の試験をするにあつては速度とカントの影響が究明できるよう試験設計すべきだと思う。



第 18 図 実測カントと計算値との比較図

V 総 括

森林鉄道貨車の抵抗ならびに制動に関する諸事項を明らかにするため長野営林局上松運輸営林署の森林鉄道に試験路線を 3 カ所設定し、15 Kg と 10 Kg 軌条の 2 カ所の直線路においては走行抵抗と制動停止試験を、また 12 Kg 軌条の曲線路においては曲線抵抗試験を行ない、その結果について考察を加えた結果を要約するとおおむね次のとおりである。なお本試験は積車のみについて行ない、試験時期は 1958 年 11 月下旬から 12 月初旬である。

1. 走行抵抗係数

1) 森林鉄道のごとく 20 Km/h 以下で運材する場合の貨車の走行抵抗係数はかなりバラつくことがいわれているが、このことは今回の試験結果においてもあらわれており、これに関して試験法、貨車型式、路線条件、速度の 4 要因から考察すると次のごとし。

① 試験法 惰力走行試験とけん引走行試験の結果は平均値においてはよく一致するが、データのバラつきはけん引走行試験の方が若干大きいようである。また供試車数がけん引力のあらわれ方にかなり影響を及ぼしているようであり、特に供試車数が 5 車以下の場合にはかなりけん引力の変動が大きいことが認められるから、供試車数はあらかじめ予備試験を行なつて適当な車数を決定する必要がある。

② 貨車型式 従来最も普通に用いられてきた車輪を“車軸に圧入固定した”二軸型貨車と“各車輪が個々々に回転できるように各個に車台に取り付けられた”単独軸型貨車の直線路における走行抵抗係数

はほとんど差を認められない。これについては当初二軸型貨車は走行中に左右両車輪において差動すべりをたえず起こしているから、車輪と軌条間の摩擦力の分だけ単独軸型貨車より抵抗増をもたらすと考えていたが、かえつて若干単独軸型の方が大きい値をとる結果を得た。これについては走行中の振動がかなり影響しているように考えられる。

③ 路線条件 10 Kg 軌条と 15 Kg 軌条との走行抵抗係数の間には 0.001~0.002 の差があるが、これは枕木間隔が同じであるため 10 Kg 軌条の方が振動が大きく、この振動増が抵抗増をもたらしたように考えられる。

④ 走行速度 20 Km/h 以下における走行抵抗係数と走行速度の間には大きな相関はないようであるから、20 Km/h 以下においては平均値で考える方が妥当のようである。

2) 走行抵抗係数の試験結果を一括表示すると第 3 表のごとくなる。

第 3 表 走行抵抗係数試験結果一覧表

貨 車 種 別			二 軸 型 貨 車		単 独 軸 型 貨 車	
試 験 条 件			走 行 抵 抗 係 数		走 行 抵 抗 係 数	
軌 条 別	軌条面	試験法	範 囲	平 均	範 囲	平 均
10 Kg 軌条 (小 川 線)	乾 燥	けん引	$3.12 \sim 10.76 \times 10^{-3}$	4.66×10^{-3}	$4.57 \sim 6.43 \times 10^{-3}$	5.00×10^{-3}
	湿 潤		3.88 ~ 6.38	3.97	4.67 ~ 5.68	5.12
15 Kg 軌条 (王 滝 線)	乾 燥	惰 力 走 行	—	—	—	—
	湿 潤		—	—	—	—
15 Kg 軌条 (王 滝 線)	乾 燥	けん引	2.54 ~ 3.33	2.83	2.02 ~ 4.43	3.11
	湿 潤		1.78 ~ 3.11	2.71	—	—
(王 滝 線)	乾 燥	惰 力 走 行	1.0 ~ 2.5	1.87	2.43 ~ 3.22	2.85
	湿 潤		—	—	—	—

2. 制動停止距離

- 1) 制動停止距離は (7) 式から (13) 式までを用いてかなり正確に算出できる。
- 2) 制輪子摩擦係数をデータから算出すると第 4 表のごとくなる。

第 4 表 制 輪 子 摩 擦 係 数

貨車種別		二 軸 型 貨 車		単 独 軸 型 貨 車	
軌条別	軌 条 面	二 軸 型 貨 車		単 独 軸 型 貨 車	
15 Kg 軌条	乾 燥	0.361 ~ 0.479	平均 0.429	0.343 ~ 0.403	平均 0.373
	湿 潤	0.317 ~ 0.406	0.360	0.227 ~ 0.373	0.298
10 Kg 軌条	乾 燥	—	—	0.245 ~ 0.330	0.294
	湿 潤	—	—	0.229 ~ 0.296	0.258

3) 車輪を拘束した場合の制動停止距離は (14) 式により求められる。この場合車輪と軌条間の摺動摩擦係数はかなりバラつくが、その平均値を示すと第 5 表のごとくなる。

第5表 車輪と軌条間の摺動摩擦係数

軌条別	貨車種別 軌条面	二軸型貨車	単独軸型貨車
15Kg 軌条	乾燥	0.0798~0.1140 平均 0.0989	0.209~0.260 平均 0.225
	湿潤	—	0.198
10Kg 軌条	乾燥	—	0.137~0.156 平均 0.145
	湿潤	—	0.148

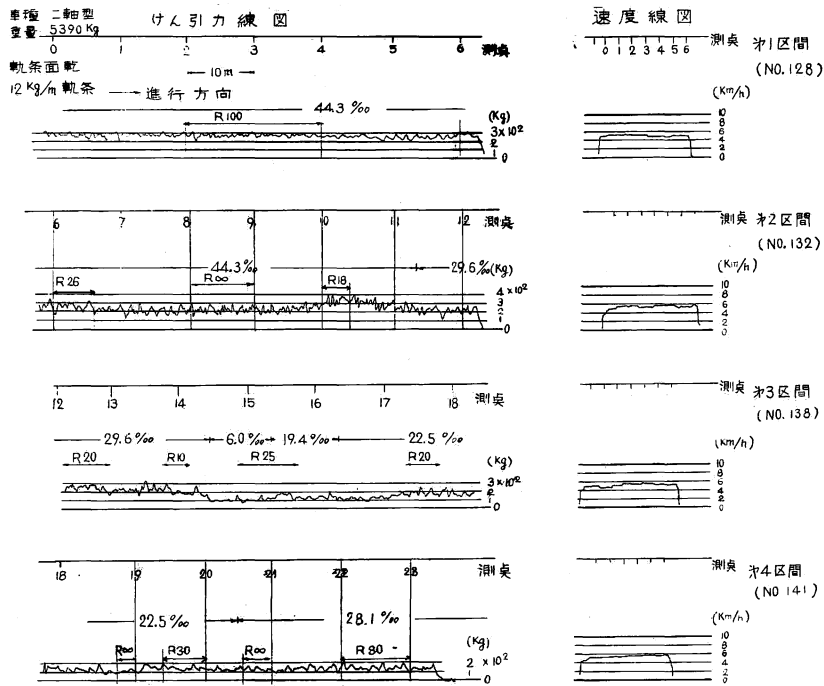
3. 曲線抵抗

1) 曲線抵抗係数に影響を及ぼす因子としては曲線半径はもちろん各種の条件が考えられ、一般的に適用しうるといふ公式を見いだすことは不可能のようであるが、従来国鉄などで用いられてきた(15)式により求めた値と実測値を比較すると、曲線半径が 30 m 以上になるとおおむね一致するが、30 m 以下ではかなり差がある。

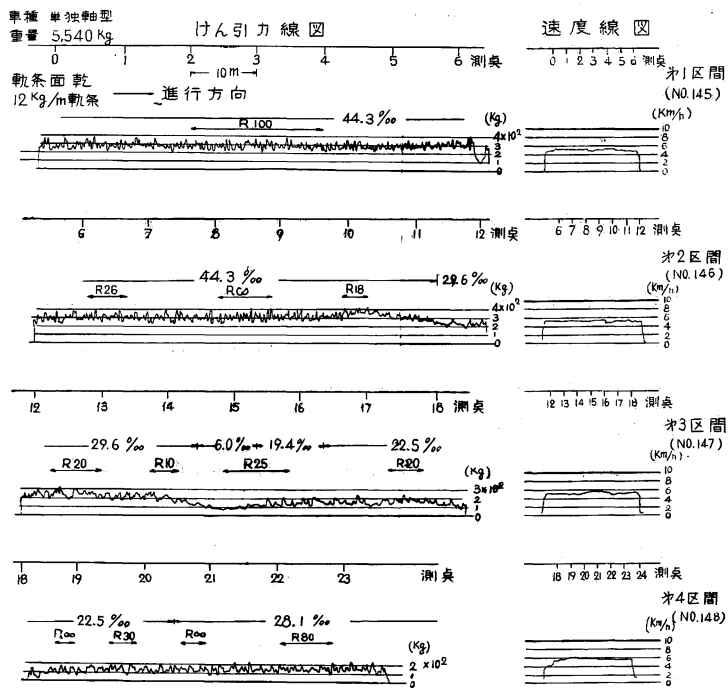
2) 車種による曲線抵抗係数の差は、曲線半径がほぼ 30 m 以上においては顕著な差は認めがたいが、30 m 以下になると単独軸型貨車は計算値とはほぼ同じ値をとるのに反し、二軸型貨車の抵抗増は著しい。

文 献

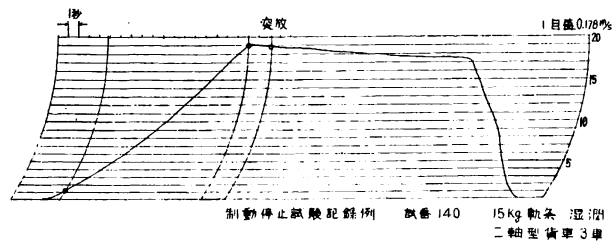
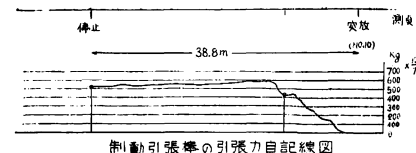
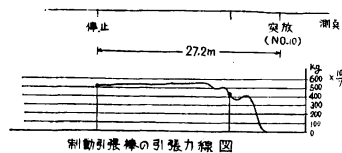
- 1) 上田実・斎藤敏彦・風間貢・石橋泰彦・三村和男：森林鉄道に関する研究（第1報）森林鉄道貨車の走行抵抗について、林業試験場研究報告，95，(昭.32,1957)
- 2) 藤林誠・加藤誠平：秩父及び北海道演習林に於ける森林軌道貨車の抵抗について，東京大学農学部演習林報告，44，(昭.28)
- 3) 斎藤栄吉・岡崎光・竹山義雄：運材トロリーの抵抗に関する二三の実験，静岡大学農学部研究報告 1，(昭.26)
- 4) 渋谷欣治：森林鉄道車輛の出発抵抗及び走行抵抗に関する試験，三重大学農学部学術報告，5，(昭.27)
- 5) 丸山深雪：コロ軸受用客車走行抵抗試験（第2次），鉄道技術研究報告，9，(昭.33)
- 6) 小坂狷二：客貨車工学（上巻），日本機械学会，(昭.23 年 12 月)，p. 264, 式 (3・115)
- 7) 日本機械学会：機械工学便覧，(昭.26 年度版)，p. 3~54
- 8) 6) に同じ，p. 290，第 4・11~13 図
- 9) 6) に同じ，p. 271，式 (3・133 $\hat{C}$) あるいは機関車工学会著：機関車の構造及理論 下巻，p. 361 式 (259)
- 10) 6) に同じ p. 246, 式 (3・90)



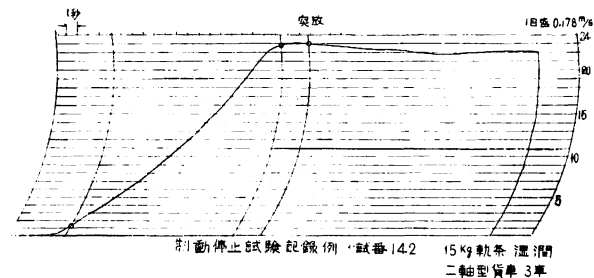
付図 1-1 曲線抵抗試験 (二軸型)



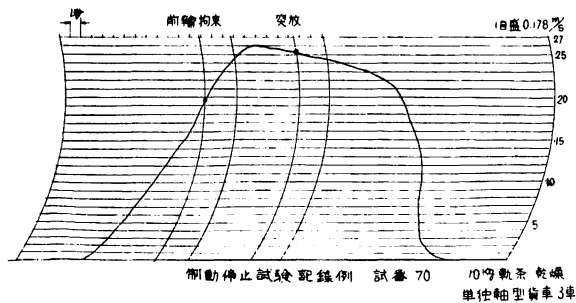
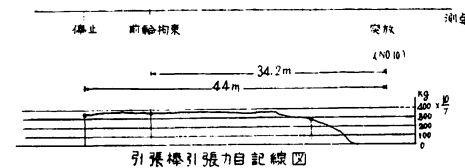
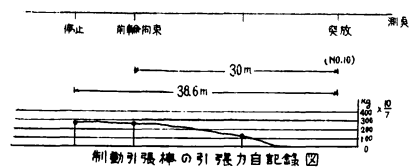
付図 1-2 曲線抵抗試験 (単独軸型)



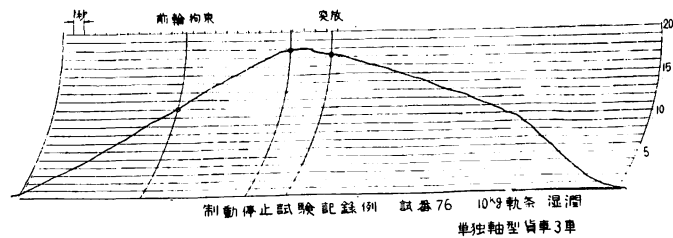
←付図
2-1-1 図



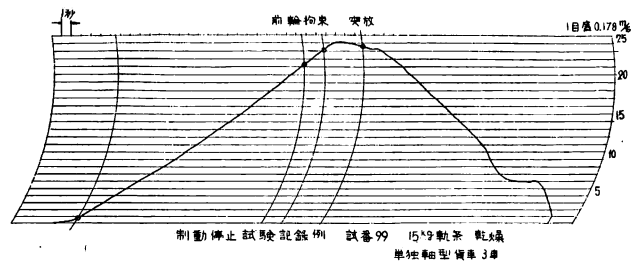
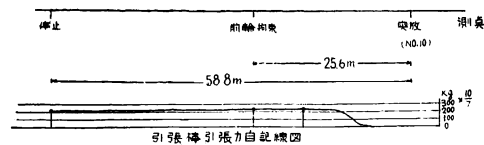
←付図
2-1-2 図



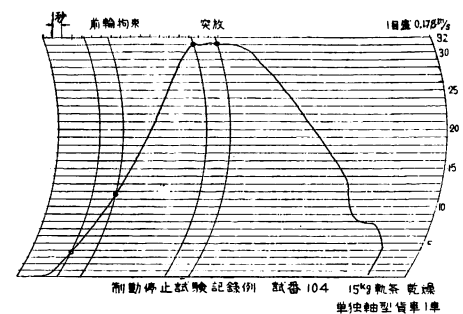
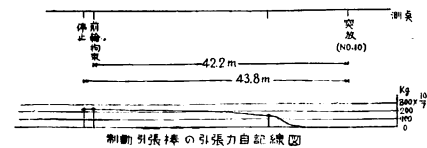
←付図
2-2-1 図



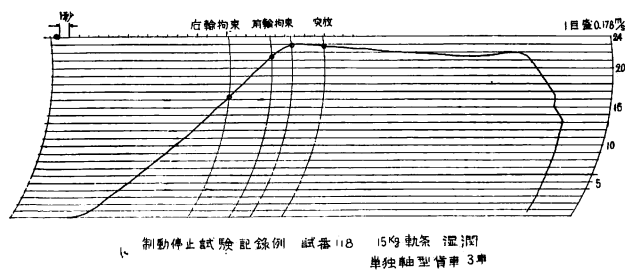
←付図
2-2-2 図



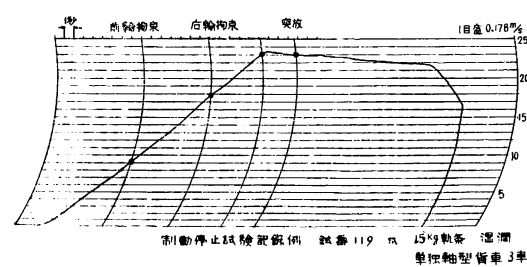
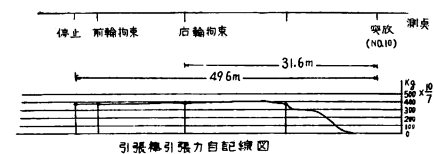
← 付図
2—2—3 図



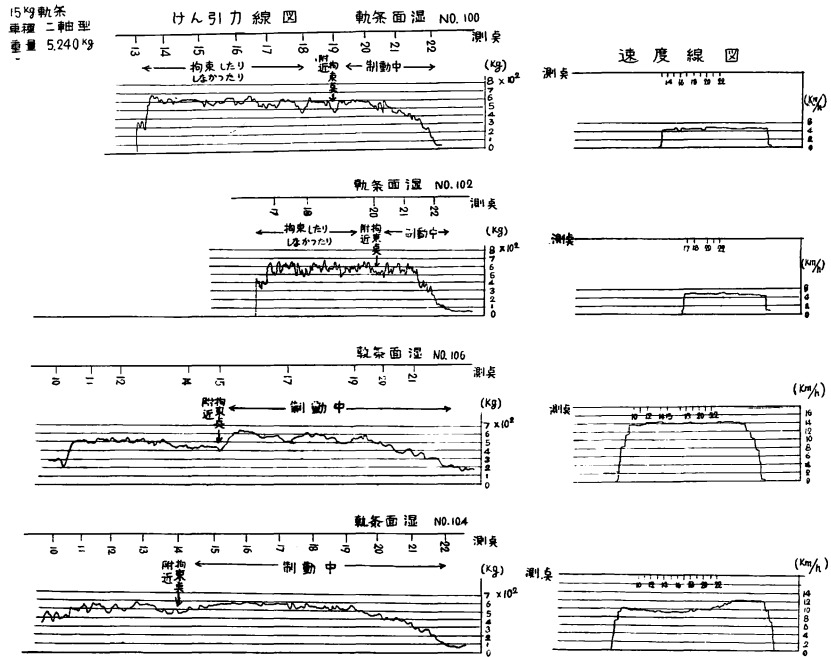
← 付図
2—2—4 図



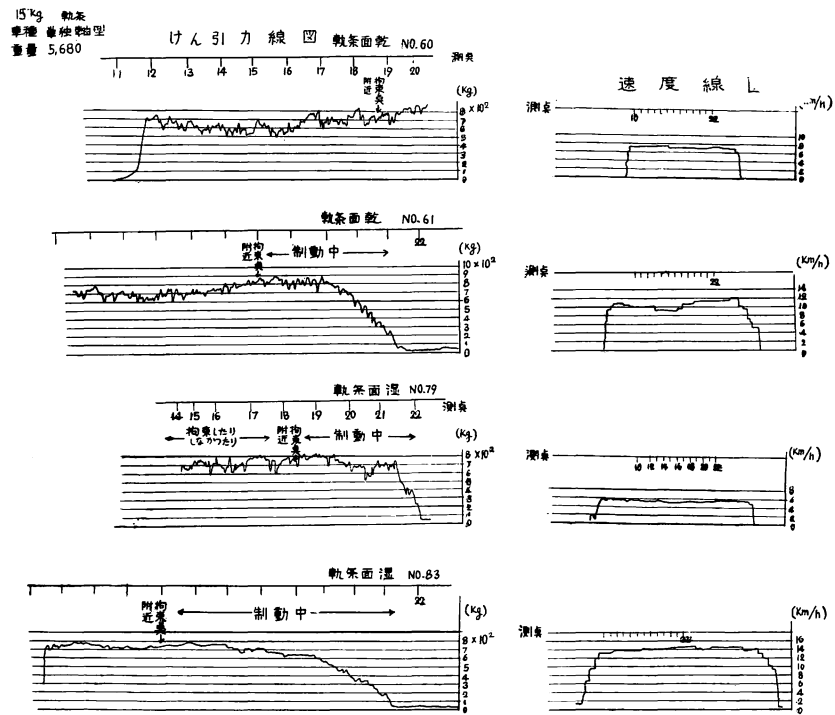
← 付図
2—2—5 図



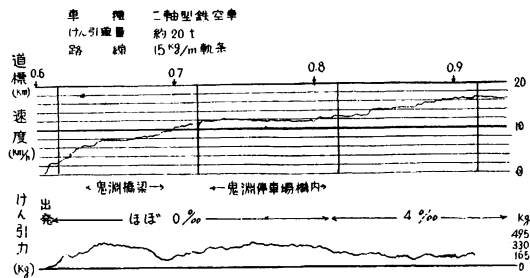
← 付図
2—2—6 図



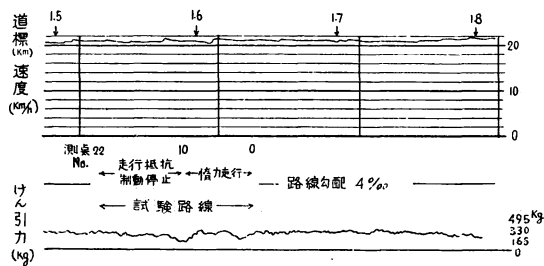
付図 3-1 けん引摺動抵抗試験 (二軸型)



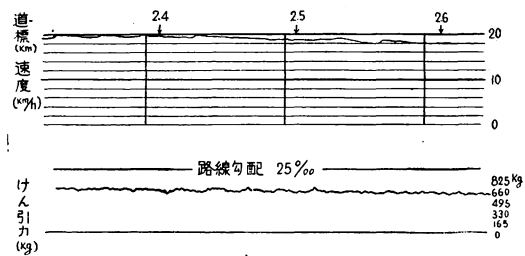
付図 3-2 けん引摺動抵抗試験 (単軸型)



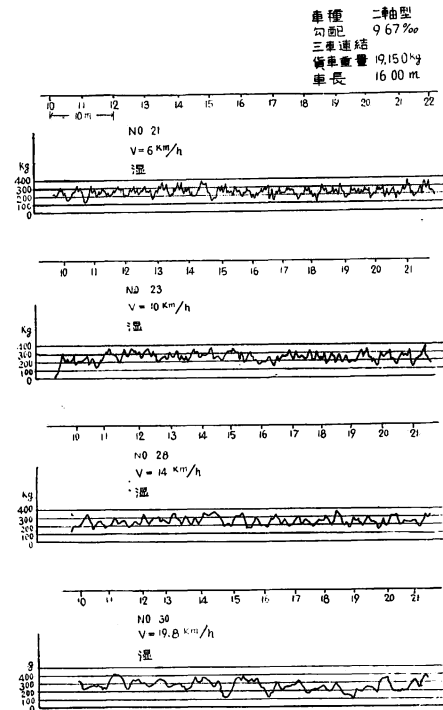
付図 4—1 図 空車 13 車けん引抵抗線図



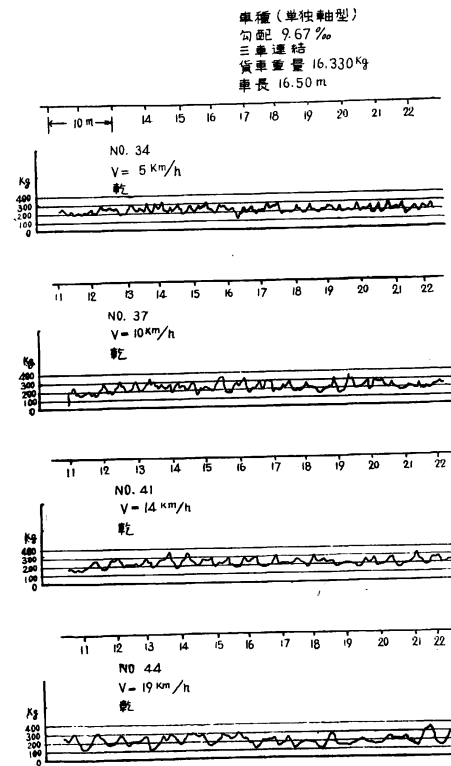
付図 4—2 図 空車 13 車けん引抵抗線図



付図 4—3 図 空車 13 車けん引抵抗線図

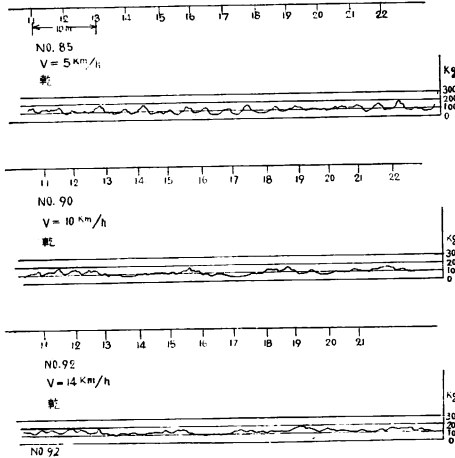


付図 5—1—1 図 10 Kg 軌条における
走行抵抗自記線図 (二軸型)



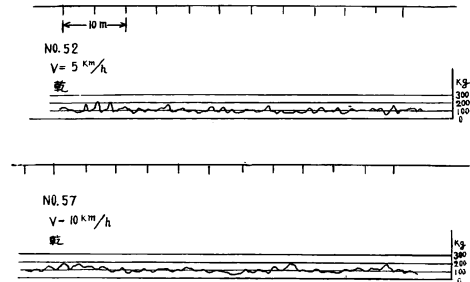
付図 5—1—2 図 10 Kg 軌条における走行
抵抗自記線図 (単独軸型)

車 種 二軸型
勾 配
三車連結
貨車重量 19,150 Kg
車 長 16.00 m



付図 5-2-1 図 15 Kg 軌条における走行抵抗
自記線図 (二軸型)

車 種 単独軸型
勾 配
三車連結
貨車重量 16,330 Kg
車 長 16.5 m



付図 5-2-2 図 15 Kg 軌条における走行抵抗
自記線図 (単独軸型)

Studies on the Forest-railway (The Second Report)

On the running resistance and brake distance of a logging train

Minoru UEDA, Yasuhiko ISHIBASHI and Satoshi HIRAMATSU

(Résumé)

In order to obtain some fundamental data on the running resistance and brake distance of a logging train, we performed the following experiments on the forest-railway under the jurisdiction of the Agematsu Forest Transportation Office from late November to early December 1958. In this experiment, the trolleies were run by powering or by coasting on the two straight parts (10 Kg/m rail and 15 Kg/m rail respectively), and by powering on the curved part (12 Kg/m rail). Two different styles of trolley were compared; the one a regular two-axle type and the other a free-four-wheel type. The results are summarized as follows.

1. On the coefficient of running resistance

1) In general, the experiment reveals that on the forest-railway the coefficient of running resistance shows a remarkable variation at speed below 20 Km/h. We study the reasons of this fact from four factors; the method of experiment, the type of trolley, the condition of railway and the train speed.

① The method of experiment

Comparing the results of the coasting experiment with those of the powering experiment, the coefficients obtained from the latter show the greater variation from the mean value than the former. This tendency may be regarded due to the smaller number of trolleies tracted particularly in case of below five trolleies, the variation of powering resistance of a train becomes very large. It may be necessary to adopt a suitable number of trolleies for such test.

② The type of trolley

It is difficult to find out in the results the difference between two kinds of trolley on the straight part. Against our expectation that the two-axle type trolley would give an extra resistance corresponding to the more friction between wheels and railway than the free-four-wheel type, the latter shows a slightly larger resistance. We think that this is influenced by the vibrations of the latter type trolleies in the running condition

③ The condition of railway

The coefficient of running resistance shows a difference of 0.001~0.002 between the results on the 10 *Kg/m* and 15 *Kg/m* railway. We consider that under the same sleeper space the appreciable vibrations of the trolleies on a 10 *Kg/m* railway bring about these results.

④ The trolley speed

There seems to be no mutual relation between the coefficient of running resistance and the speed in the range below 20 *Km/h*. Then, we note that it is right to adopt the mean value of the coefficient of resistance in this range.

2) The data of the coefficient of running resistance are tabulated as follow :

Kind of trolley			Two-axle type trolley		Free-four-wheel type trolley	
Condition of experiment			Coefficient of running resistance		Coefficient of running resistance	
Weight of rail	State of track		average		average	
10 <i>Kg/m</i>	Dry	Powering	$\times 10^{-3}$ 3.12~10.76	$\times 10^{-3}$ 4.66	$\times 10^{-3}$ 4.57~6.43	$\times 10^{-3}$ 5.00
	Wet		3.88~ 6.38	3.97	4.67~5.68	5.12
	Dry	Coasting	—	—	—	—
	Wet		—	—	—	—
15 <i>Kg/m</i>	Dry	Powering	2.54~3.33	2.83	2.02~4.43	3.11
	Wet		1.78~3.11	2.71	—	—
	Dry	Coasting	1.0~2.5	1.87	2.43~3.22	2.85
	Wet		—	—	—	—

2. The brake distance calculated approximately from the expression (13).
- 2) The frictional coefficients of brakeshoe are calculated from the data as follows :

Weight of rail	Kind of trolley State of track	Two-axle type trolley		Free-four-wheel type trolley	
			average		average
10 Kg/m	Dry	0.361~0.479	0.429	0.343~0.403	0.373
	Wet	0.317~0.406	0.360	0.227~0.373	0.298
15 Kg/m	Dry	—	—	0.245~0.330	0.294
	Wet	—	—	0.229~0.296	0.253

- 3) The brake distance under the condition of no wheel-rotation can be obtained from the expression (14). In such a sliding state, the frictional coefficient between a wheel and a rail shows large variations, and the mean values are shown as follows :

State of track	Kind of trolley	Two-axle type trolley		Free-four-wheel type trolley	
			average		average
Dry		0.0798~0.1140	0.0989	0.209~0.260	0.225
Wet				0.198	

3. The curve resistance
- 1) Considering the various factors which affect the coefficient of curve resistance, it is difficult to find out the general expression from our research.
- Between the values calculated by the expression (15) and the results of the experiment, there are good agreements at radii of curvature above 30 *m* but some difference appears to be below 30 *m*.
- 2) There are no remarkable differences of curve resistance between two types of trolley at radii of curvature above 30 *m*. But in case of below 30 *m*, while the data of the free-four-wheel type trolley show good agreements with the calculations by the formula, the resistance of the two-axle type trolley increases more than these values.