

液圧式ディーゼル機関車のけん引力試験

The Test for Tractive Force in Diesel Hydraulic Locomotive

本 田 熊 喜* 森 永 良 雄*
Kumaki Honda Yoshio Morinaga
竹 田 俊 彦** 左 海 孝 之**
Toshihiko Takeda Takashi Sakai

内 容 梗 概

鉄道動力を蒸気から電気またはディーゼルに切り換えんとするいわゆる動力の近代化がわが国でも開始され、液圧式ディーゼル機関車もここ数年来、本格的に使用されるようになった。

液圧式ディーゼル機関車は、運転性能、経済性のすぐれていることは認められているが、けん引性能に関する確実な資料がまだ発表されていないので、実地試験による確認が望まれていた。

本稿は八幡製鉄株式会社専用線で行ったけん引力試験について述べたものである。

1. 緒 言

液圧式ディーゼル機関車のけん引性能試験はあまり行われていないようであり、一般性をもつた算定式はまだ発表されていない(たとえば D. Dimitrijevic 氏の試験⁽¹⁾も測定値のみ発表している)。

そのため、引張棒けん引力を算定するには、機関、液体変速機の台上試験値をもととし、動力伝達効率を歯車、連結棒、プロペラ軸などの効率を推定して求め、また走行抵抗は各種車輛の抵抗式に基いて推定するという手段を用いるのが現状であり、したがってけん引性能試験の必要性が生じた。

けん引性能の試験には、一般に引張棒けん引力の測定を行う。けん引力の試験方法としては定置試験室による方法と線路上試験による方法があるが、われわれは後者によつて現車試験を行い、さらに惰行試験によつて走行抵抗を求め、これらの試験結果から動力伝達効率を求め、一般性をもつ算定式にまとめることを目的に、昨年8月八幡製鉄株式会社専用線で試験を行つた。

試験結果、測定項目が十分でなく算定式にまとめるにいたらず、また結果検討の不十分なところもあるが、ここに試験方法、測定結果などを述べて大方の御批判を仰ぐ次第である。

2. 試 験 方 法

被けん引車輛を連結して走行する機関車の運動方程式は次の式で表わされる。

$$\left(\frac{W}{g} + \frac{I}{R^2}\right) \frac{dv}{dt} + W(f_1 + f_2) + F = \eta_n T_c \frac{1}{R} \dots (1)$$

ここに W : 機関車重量

I : 車軸における液体変速機出力軸以後の

相当慣性モーメント

g : 重力の加速度

R : 動輪半径

v : 走行速度

t : 時間

f_1 : 機関車走行抵抗

f_2 : 軌条勾配

F : 引張棒けん引力

η : 液体変速機出力軸以後車軸に至るまでの動力伝達装置(逆転、減速歯車装置、プロペラ軸など)の伝達効率

n : 減速比

$$\left(= \frac{\text{液体変速機出力軸回転数}}{\text{動輪軸回転数}} \right)$$

T_c : 液体変速機出力軸トルク

この式では、機関および液体変速機入力側の慣性は無視してある。(1)式の右辺は動輪周けん引力である。

機関車が一定速度で進行する場合は、(1)式から次の式が得られる。

$$W(f_1 + f_2) + F = \eta_n T_c \frac{1}{R} \dots (2)$$

また、機関車が単独で惰行している場合は次の式で表わされる。

$$\left(\frac{W}{g} + \frac{I'}{R^2}\right) \frac{dv}{dt} + W(f_1 + f_2) = 0 \dots (3)$$

ここに I' : I より液体変速機のタービンの動輪軸上相当慣性モーメントを減じたもの

被けん引車輛の走行中の運動方程式は次の式で表わされる。

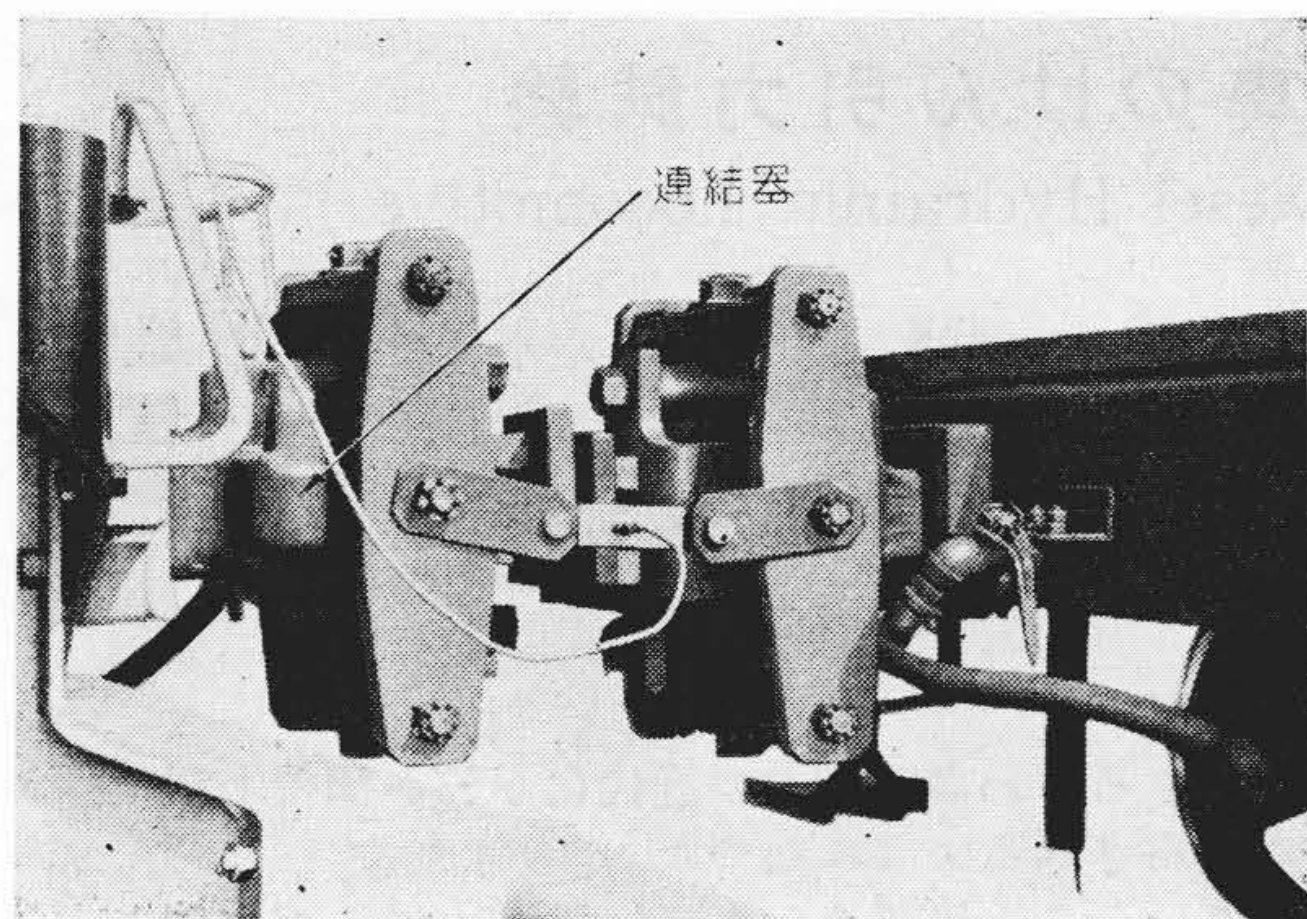
$$\frac{W'}{g} \frac{dv}{dt} + W'(f'_1 + f_2) = F \dots (4)$$

ここに W' : 被けん引車輛重量

f'_1 : 被けん引車輛の走行抵抗

* 八幡製鉄株式会社

** 日立製作所笠戸工場



第 1 図 けん引力測定装置外観

機関車動輪周けん引力，列車走行抵抗は(1)ないし(4)式により $\frac{dv}{dt}$ および F の値を測定すれば求まる。

測定方法は次のようにして行つた。

2.1 引張棒けん引力の測定

引張棒けん引力の測定は機関車と被けん引車輛の自動連結器間にとりつけたけん引力測定器で行つた。

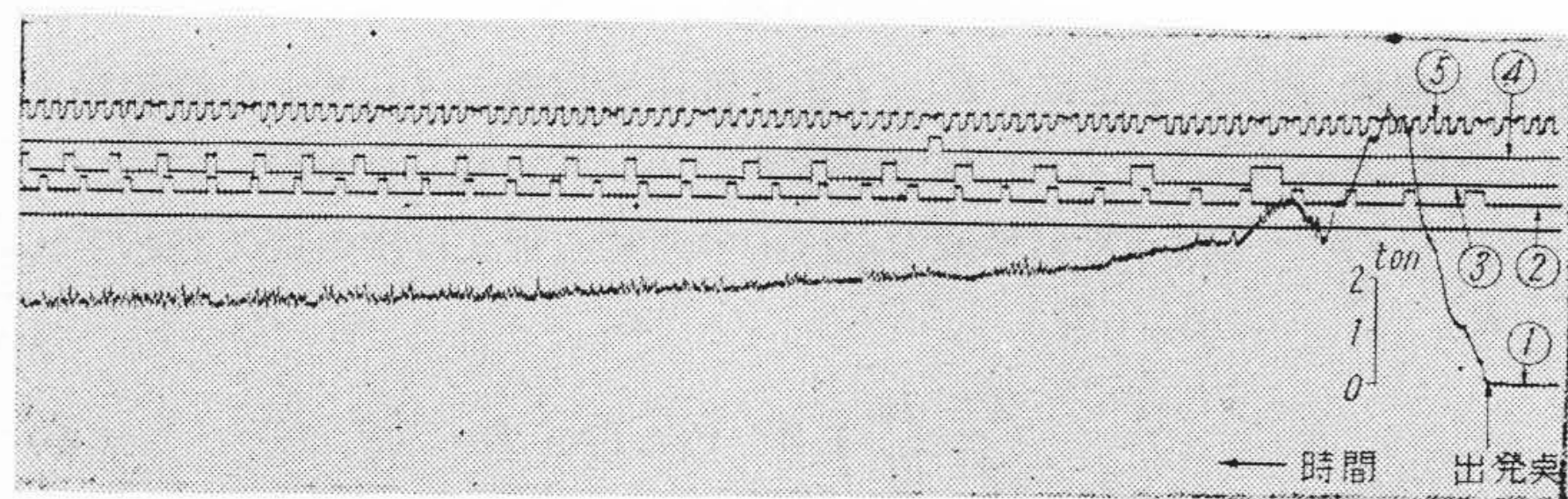
測定器は曲線の通過，車輛の上下左右の相対変位に応じて移動する構造で第 1 図の測定器の写真に見えるひずみ計とこれと対称にとりつけた同一寸法の棒とでけん引力が伝わるのでけん引力の $\frac{1}{2}$ が抵抗線ひずみ計を介して被けん引車輛に伝わる。

ひずみ計は東洋測器製 SS—6 D 型指示計で非接着型ひずみゲージである。線路上試験に先立ち，ひずみ計およびひずみ計を取り付けたけん引力測定器の静荷重による検定を行つた。

けん引力は増幅器を通してオシログラフに入れて測定した(第 2 図参照)。

2.2 速度，加速度の測定

列車走行速度は液体変速機出力軸回転数から求めた。機関クランク軸回転数も参考のため測定し，いずれも接点式回転計によりオシログラフに入れて測定した(第 2 図参照)。こうして求められた速度曲線を時間について微分することにより，加速度が算出される。



①けん引力棒の力 ②機関回転 ③変速機回転(7,039回転間隔) ④電柱
⑤時間(1/5秒間隔)

第 2 図 オシログラムの一例(けん引荷重 71.44 t)

第 1 表 供試機関車主要目

型 式	日立 HG—35 BB 型 液圧式ディーゼル機関車
台 車	二軸ボギー 車軸軸受：複列テーパーローラーベアリング
車体最大寸法 (長×幅×高)	10,850×2,625×3,500 mm
車 輪 径	860 mm
ディーゼル機関	DMH 17 B×2 台 出力：160HP/1,500 rpm×2 調速機：最高最低調速機(最高 1,800 rpmにセット) 出力制御：電磁空気式
液体変速機	シンコー TC 2 型×2 台 リスホルムスミス式 3 段タービン
歯 車 装 置	逆転装置：常時噛合歯車式 減速装置：ヘリカルギヤおよびスパイラルペベル・ギヤによる二段減速 最終駆動：歯車式
試験時重量	36 t
製 作 年 月	昭和 32 年 5 月

第 2 表 けん引試験条件

けん引 (ton 数)	駆動方法	機関冷却水最高 温度(°C)	液体変速機油最 高温度(°C)
0	変直	70	60
71.44	変直	75	65
102.18	変	75	65
224.60	変	75	64
318.00	変	75	77
345.52	変	75	80
※ 409.50	変	75	83
0	惰行		

第 3 表 $\frac{W}{g}$, $\frac{I}{R^2}$, $\frac{I'}{R'^2}$ および n の値

$\frac{W}{g}$ (t・S ² /m)	$\frac{I}{R^2}$ (t・S ² /m)	$\frac{I'}{R'^2}$ (t・S ² /m)	n
3.686	0.342	0.302	10.74

3. 試験条件

供試機関車の主要目を第 1 表に，けん引試験における試験条件を第 2 表に示す。

試験はけん引荷重に制限があるので 1 台の機関のみ使用し，軌条勾配 9 % の直線路約 1.5 km で登坂試験を行つた。第 2 表中，駆動方法で変とあるは液体変速機変速運転を，直とあるは直結運転を示す。出発時はすべて液体変速機で駆動したが，けん引 ton 数が少なく直結運転のできる場合は，加速後直結に切り換えて運転した。第 2 表中の変直はこれを意味する。なお同表※印の試験では 2 台の機関で出発し加速後 1 台の機関で駆動したものである。ディーゼル機関はけん引試験中は全負荷運転(フルノッチ

運転)である。けん引試験のほか、機関車単独の加速試験と惰行試験を行った。

試験中の機関冷却水と液体変速機油の最高温度は第2表に示すとおりで、放熱装置は低速度、重負荷の条件で十分な性能を有することがわかる。

なお、(1)式、(3)式における W/g 、 I/R^2 、 I'/R^2 および n の値を第3表に示す。第3図はけん引試験の写真である。

4. 試験結果および検討

4.1 機関車惰行試験結果

(3)式に dv/dt の測定値と軌条勾配 $f_2=9/1,000$ を用いて、機関車走行抵抗を求めた結果は次式のとおりである。

$$f_1 = 7.41 + 0.00076v + 0.00605v^2 \text{ kg/t}$$

したがって全走行抵抗 R は

$$R = 7.41W + 0.00076vW + 0.2178v^2 \dots\dots\dots (5)$$

この値は一般に用いている抵抗式より大きい。液圧式ディーゼル機関車の実験式が発表されていないので日本国有鉄道で行った液圧式動車キハ45000形の実験式⁽²⁾と比べると、(5)式右辺第1項の値は約3倍である。

4.2 貨車走行抵抗

(4)式より貨車走行抵抗を求めた結果は次式のとおりである。

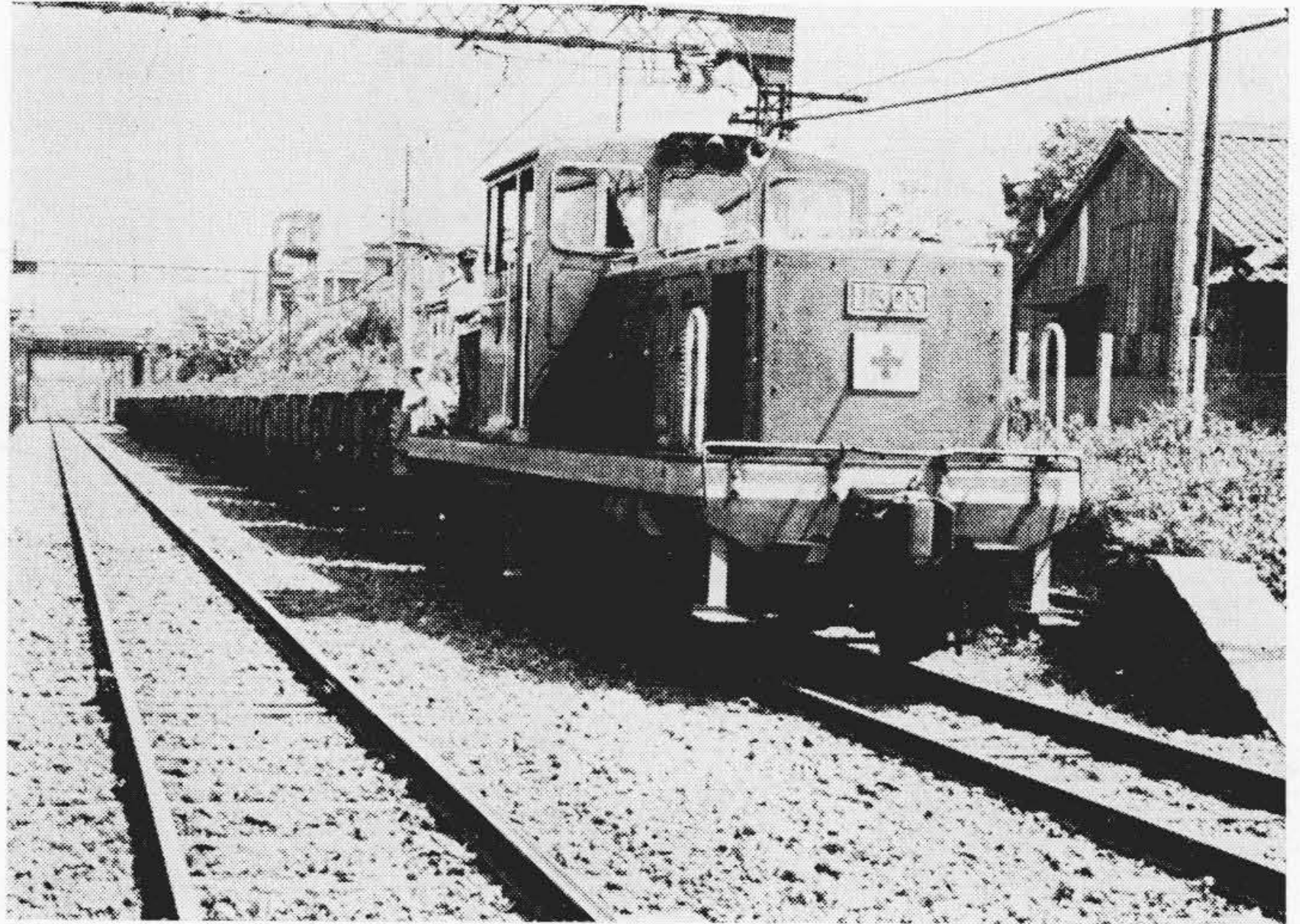
$$f'_1 = 1.22 + 0.025v + 0.000212v^2 \text{ kg/t} \dots\dots\dots (6)$$

上式の値は日本国有鉄道使用の実験式の値より少ない。

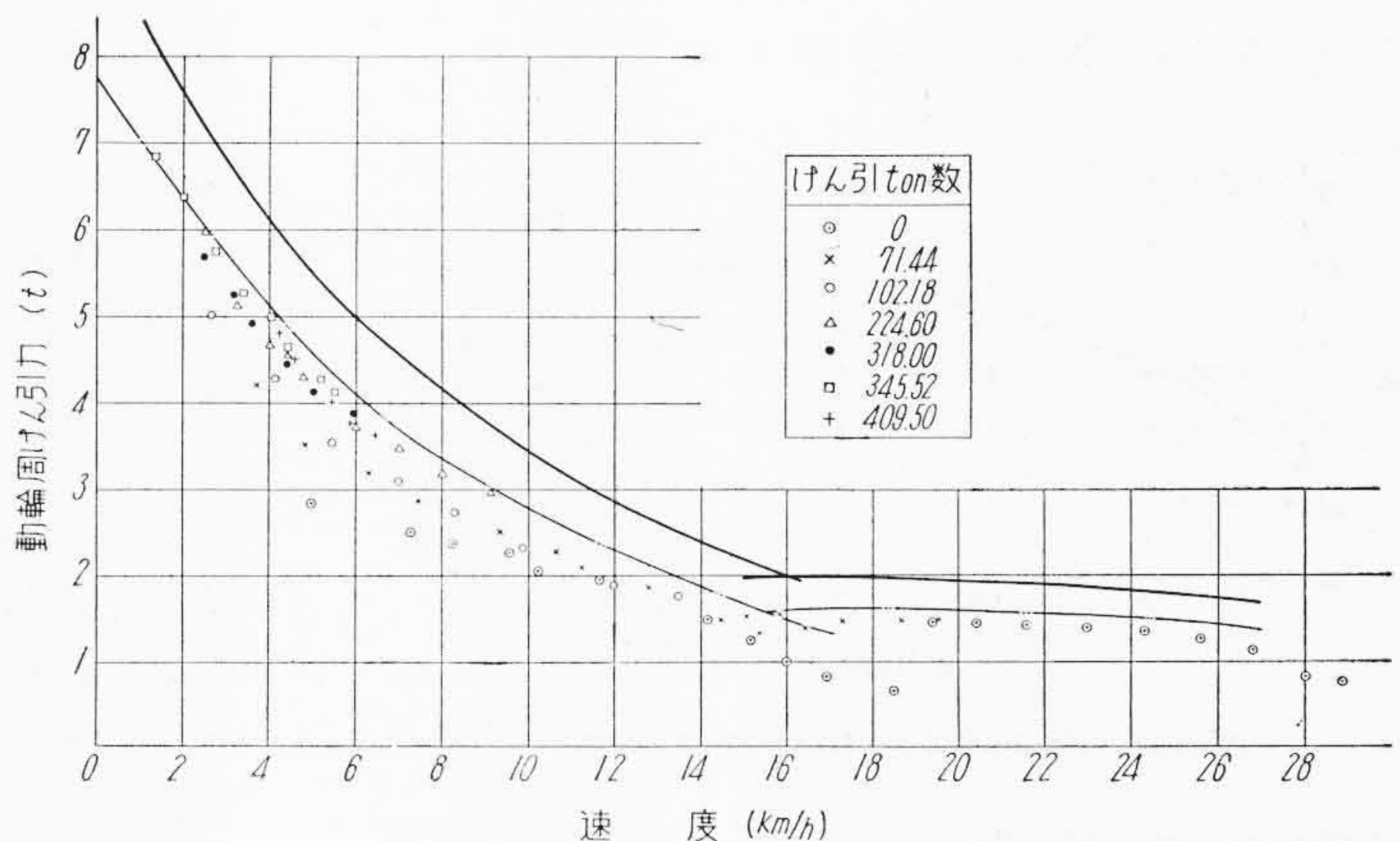
4.3 走行試験結果ならびに検討

(1)式、(2)式によつて求めた動輪周けん引力を第4図に示す。このうち、機関車が抵抗とつり合つて一定速度で進行している場合((2)式の場合)の値を抜きだしたものを第5図に示す。図中の実線で示した曲線は、機関と液体変速機を組合わせた台上試験成績値に歯車装置の減速比を乗じて、動輪周けん引力に換算した値を示す。したがって動力伝達中の損失、補機駆動馬力の補正を行っていない値である。二点鎖線で示す曲線は補正を行つた推定計算値で補機に6%、伝達損失を歯車1組について2%として計算したもので台上試験値の86%である。

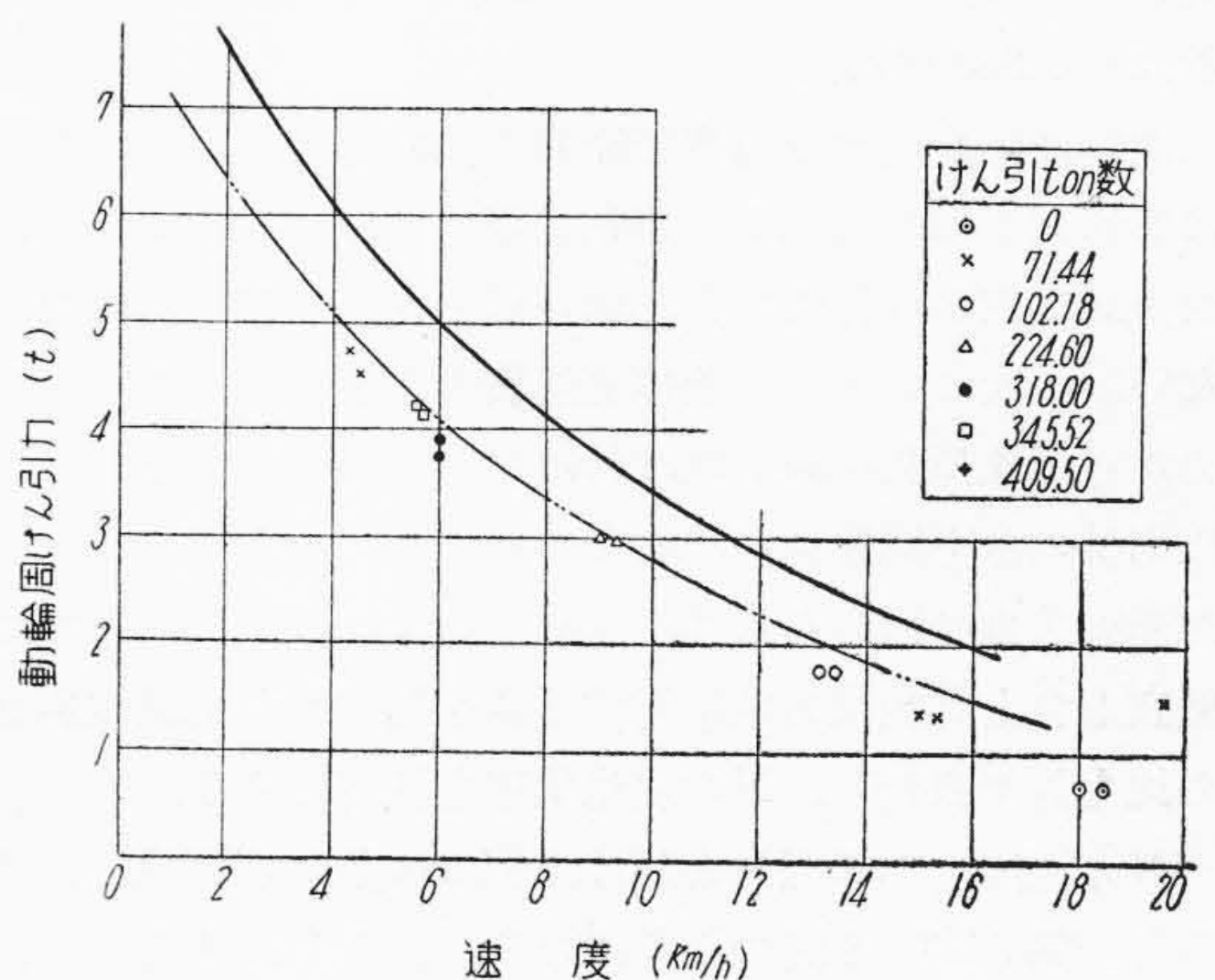
この測定結果をみると、液体変速機変速運転範囲の測



第3図 けん引試験

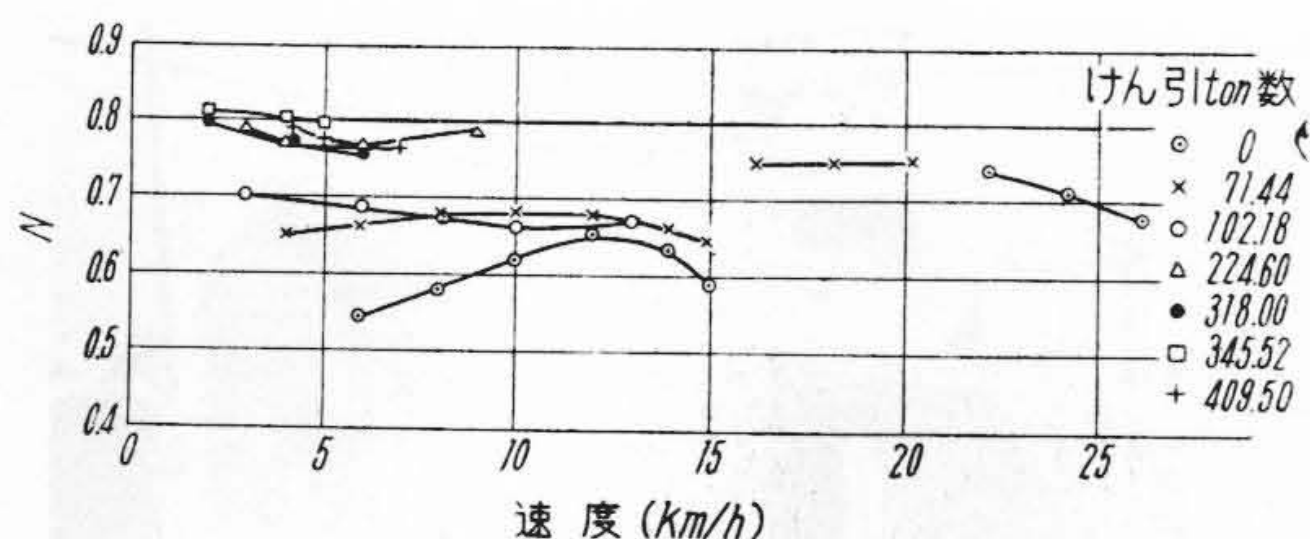


第4図 速度けん力曲線

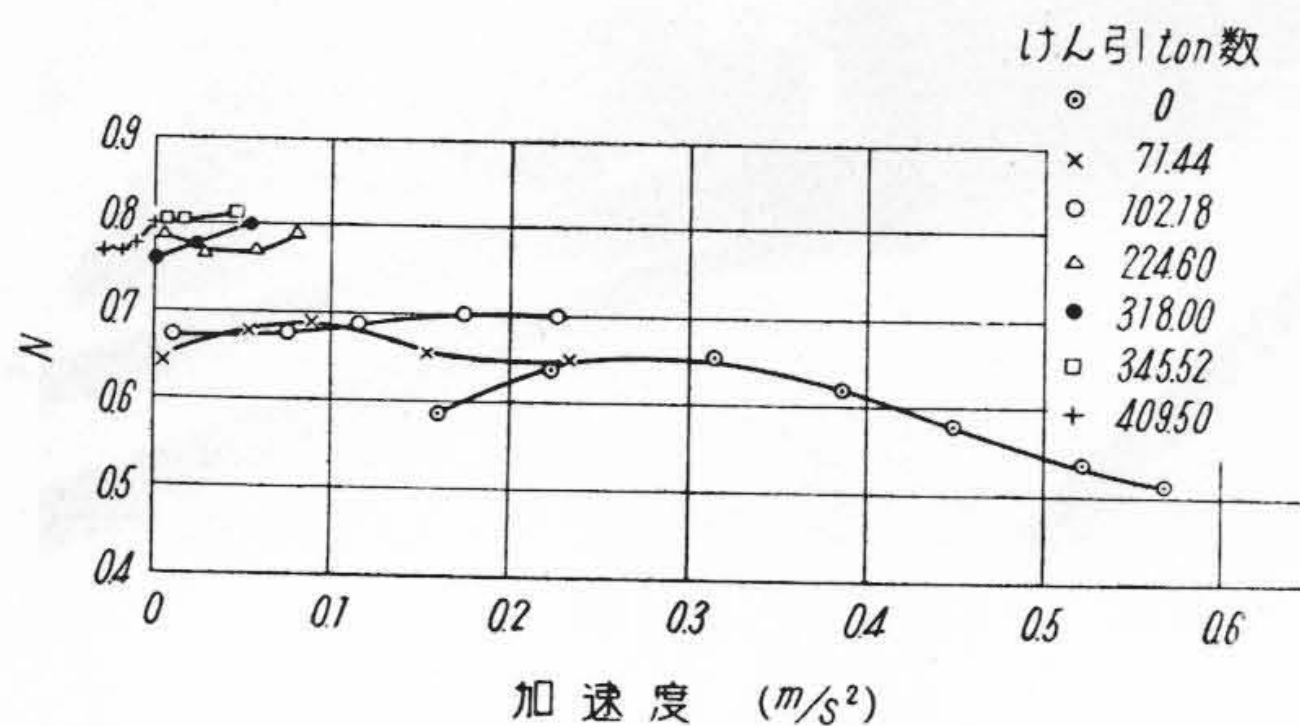


第5図 速度けん引曲線

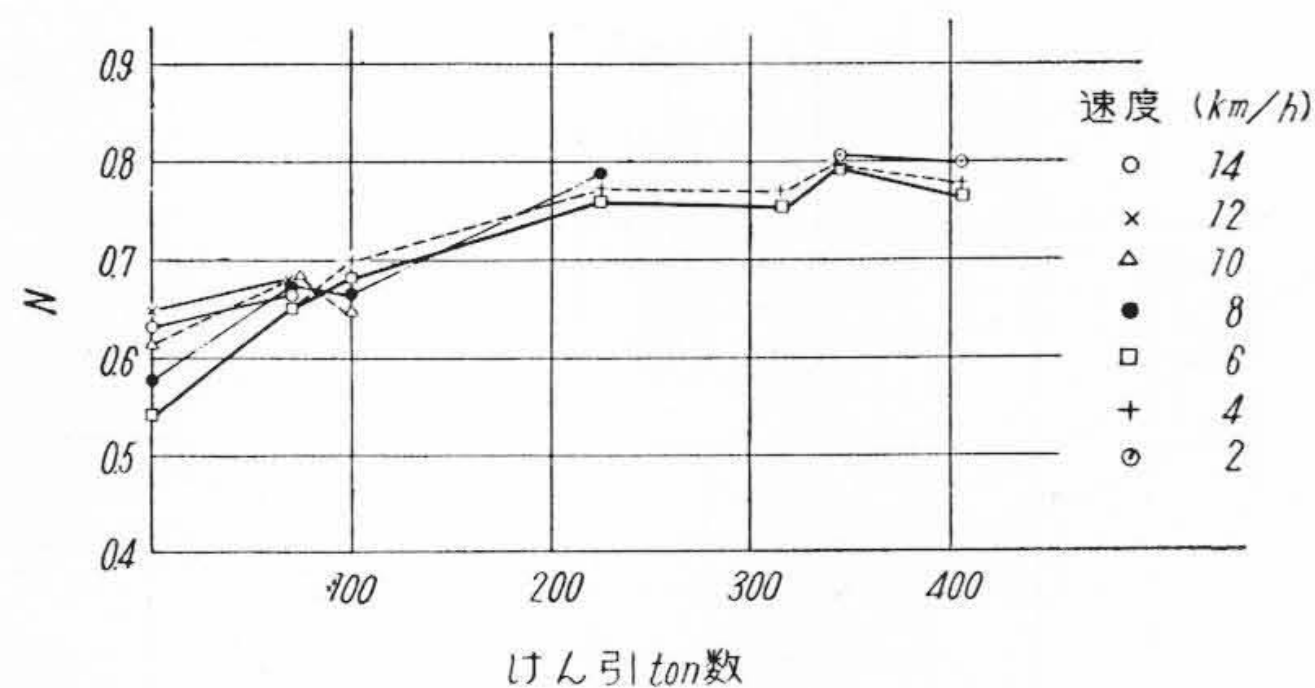
定値(本試験では速度約16 km/h以下のもの)に散らばりがある。直結運転範囲(本試験では速度約16 km/h



第 6 図 N と速度との関係



第 7 図 N と加速度との関係



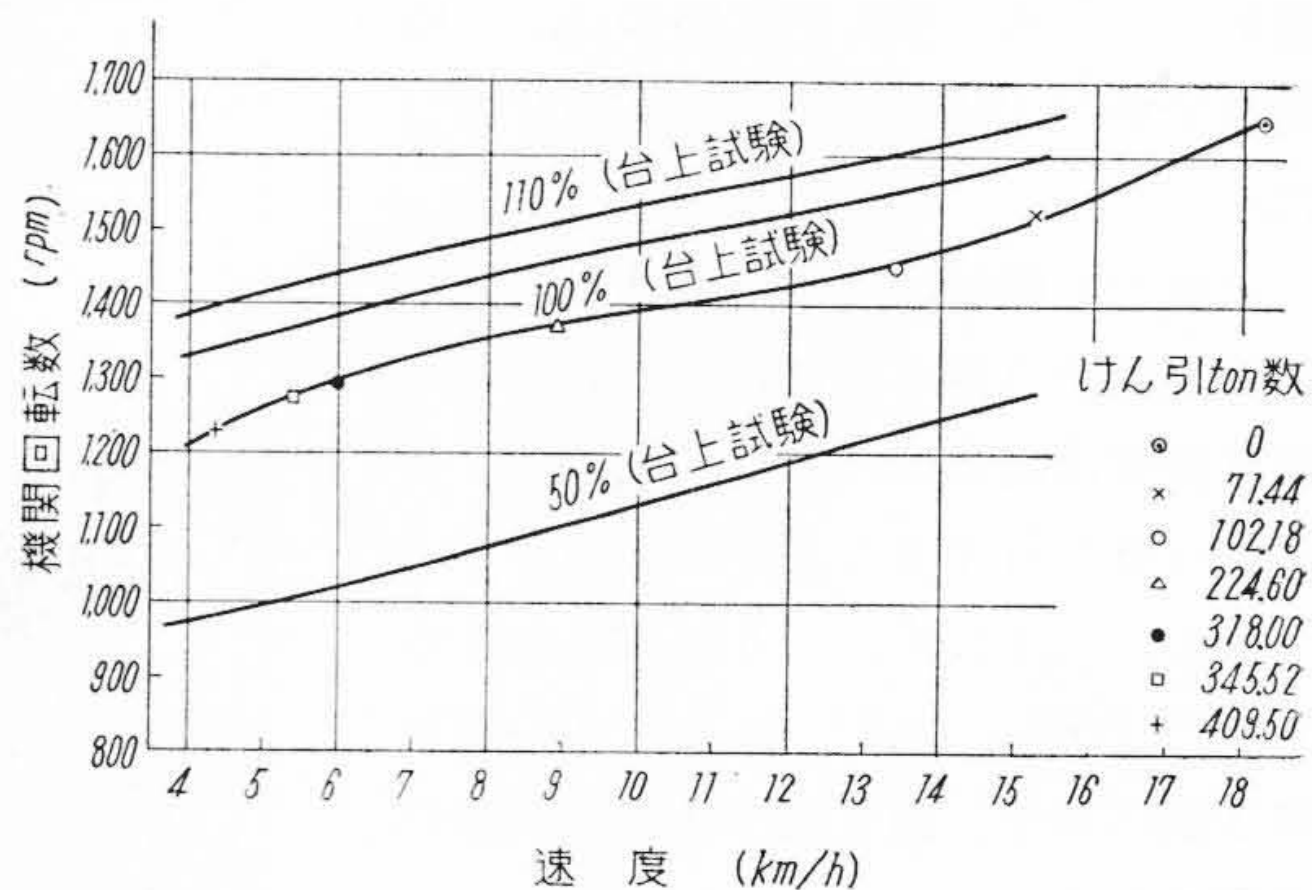
第 8 図 N とけん引 ton 数との関係

以上のもの)では推定値とほぼ一致している。27km/h以上の速度で測定値の低下があるのは、機関调速機の调速作用によるものである(27km/hにおける機関回転数は約1,800rpm)。

次に液体変速機変速運転範囲で動輪周けん引力の散らばる傾向を調べてみる。運転状態では、前述のように、台上試験値から補機馬力、伝達損失を差しひかねばならない。厳密にいうと、液体変速機入力を補正した上で出力から伝達損失を減じなければならないが、一般には、出力軸の台上試験値をそのまま補正しても大差なく、また運転状態の出力を正確に求めているので、ここでは便宜上台上試験出力値に対する動輪周けん引力測定値との比をNで表わし、Nの変化状態を調べてみる。

Nと速度、加速度およびけん引ton数との関係を求めると、第6, 7, 8図のようになる。ただし、第6図には直結運転値も加えてある。以上の3図を調べると、Nの値は速度、加速度との関連も認められるが、けん引ton数による影響が大きいことがわかる。

今回の試験を総括して検討してみると、

第 9 図 バランス速度における機関回転数
(液体変速機駆動範囲)

- (1) 機関車加速時には、液体変速機が定常状態にならないための性能の変化と機関慣性力の作用が考えられる。慣性力の影響は大きいものではないようである。
- (2) 機関車走行抵抗は歯車装置を空転させて測定しているため、空転抵抗を含むので多少測定値が大きく表われることが考えられる。
- (3) 第9図は台上試験における50, 100, 110%各負荷での機関回転数とけん引試験中の測定値とを示す。この図から回転数は台上試験時に比べ低下していることがわかる。この出力の低下は約10%と推定される。出力の低下は補機駆動に消費されるほか機関吸気温度上昇による影響が考えられる⁽³⁾⁽⁴⁾。したがって正確な動力伝達効率の測定には、液体変速機出力の実測が必要である。
- (4) 液体変速機変速運転範囲のけん引力測定値がけん引ton数の少ないとき低下する傾向がみられたが、この原因はさらに調査を行う必要がある。

5. 結 言

試験結果から、機関車動輪周けん引力は機関および液体変速機を組合せた台上試験値の78%程度と考えてよい。ただし液体変速機変速運転範囲では、けん引ton数の少ないときけん引力が低下する傾向があるが、この説明は今後の調査によつて明らかにしたい。

なお今回の試験で、供試機関車は低速度、全負荷出力の連続試験に耐え、液圧式の特長を十分に発揮したことを付言する。

終りにあたり、本試験の実施に御尽力賜わつた八幡製鉄株式会社関係各位に厚く謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) D. Dimitrijevic: Glaser's Annalen 6 180(1957)
- (2) 俵: 交通技術 97号 27 (Aug. 1954)
- (3) 平尾: 機械学会誌 56, 581 (昭 28-7)
- (4) 平尾: 機械学会論文集 23, 271 (昭 32-4)