

## 低番数 N 型分岐器の前端部の分岐線側の特性について

伊藤 健雄・孤島 法夫

(要旨) N型分岐器は、トングレールに曲線形のものを使用して、その前端部のスラックを小にし、基準線側(主として高速度運転を要求せられる側の線路)の運転状態の改善に努めたものであるが、このことは又、分岐器に対向に走行して来た車両(又は台車)が、分岐線に進入する時の、急激な方向転換を緩和する上にも有利であることは、設計当初からある程度、予期していたことでもあった。

本文は、N型が生れるまでの標準型分岐器と、N型を比較して、改善の程度を研究すると共に、将来、新型の分岐器を考案する際、その善悪を予知する一方法を提唱することを目的としたものである。

なお、比較の対象として、8番、10番の低番数を採用したのは、その差が、最も顕著に現われるものと予期したからである。

### 〔1〕 分岐器トングレール前端の形状

図-1 は、本研究の対象に採りあげた各種分岐器のトングレール前端部の構造を示した略図である。

37kg, 50kgの8番及び10番と記入してあるものが、N型分岐器が誕生するまで、標準型として使用せられていた低番数の分岐器であって、現在でも、国鉄の線路に数多く残存している分岐器である。この型のトングレールは、ゲージラインが直線形で、基準線レールのゲージラインと入射角  $I$  をもって交わっていて、その交点に比較的大きいスラックがつけられていて、前方約5mの距離で減してある。

それに対し、N型は8番、10番共に、トングレールのゲージラインが、基本レールに接する円曲線になっているが、その前端部は肉厚約6mmの場所から、急傾斜の直線をもつて基本レールに取り付けてある。

このように、前端部を切り除いた理由は、研究紀要理工学部第1号86頁図-7の上図に示したように、車輪がレールに接触する高さで切った断面は楕円であるから、トングレールの前端に近い肉厚の薄い部分には車輪のフランジは接触しないから必要がないこと、現存している分岐器をN型に更換する際に、全長を等しくすることが強く望まれること、トングレールの製作費が略長さ按比例すること、更に、肉薄の部分は直ちに摩耗すること等によるものである。なお、使用後の実績を見ても、傾斜部に車輪のあたった例は少なく、

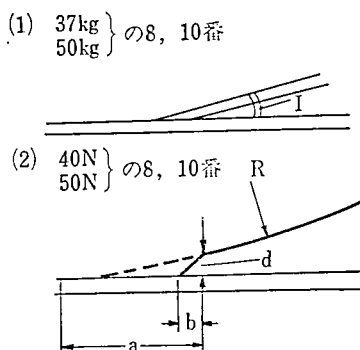


図 1

又、その当たり方は軽く擦る程度であった。

これ等、分岐器の関係諸元は第1表に示した通りである。

### 〔Ⅱ〕 走入角による比較

前記紀要85頁の(5)式によれば、車両又は台車がトングレールに最初に接触して、これから受ける指導圧力の最大値  $Q_{mmax}$  は走入角  $\gamma$  に略比例し、先頭外側車輪に作用する。 $Q_m$  の値が大なる程、脱線の危険度が高まるのが当然であるから、各種の分岐器の分岐線側の優劣を比較する一つの方法として、車両がそこを通過する間にとり得る最悪の運行状態（最も大きい走入角をもつ場合）を見出して、その走入角の値の大小によって論ずることとする。

分岐線通過の際の走入角の値は、固定軸距の長さによっても影響を受けるので、4種類の長さについて計算を行い、その関係を調べた。

車重	走入角1	R	スラック	a	b	d
37kg8	0.035		23**			
10	0.029		23			
50kg8	0.035		23			
10	0.028		23			
40N8	0	110976	15	1223mm	300mm	6.8mm
10	0	171181	10	1478mm	300mm	6.4mm
50N8	0	118005	15	1256mm	300mm	6.7mm
	0	185502	10	1532mm	300mm	6.4mm

第1表 分岐器の関係諸元

(図—1 参照)

### 〔Ⅲ〕 車両又は台車の固定軸距の中心点の軌跡による比較

線路構造の使命として、脱線に対する十分な安全度を持つべきことは、第一義的に必要なことではあるが、旅客に対する乗心地、貨物に対する荷崩れのないことも又重要な事項である。

従来行なわれている、乗り心地を比較する方法は、分岐器を製作して現地に敷設して、試験車を運行させて振動状態を記録させるのであって、実際の振動が測定されるのではあるが、これに要する費用、月日は共に相当大であること、並びに、測定回数が相当多くなければ、偶然性の影響が大になる惧れがあり、最悪状態を取り入れることは不可能である筈である。

筆者は、新しい型の分岐器の設計が出来た場合、その製作に先立って、他の分岐器に比較して、乗り心地の見地からの、大略の良否の判定を次の方法で行うことを提案する。

台車の先頭外側車輪を外側レールに接触させ、後尾内側車輪を内側レールに接触させた状態で移動させた場合の固定軸距の中心点の画く軌跡の最急曲率半径の大きさを、その判定の基準とする方法が、それである。

もちろん、実際の乗客は、車両がゲージ内で種々な運動を行うために、この軌跡よりも小さい半径の曲線運動を行うこともあり得るものと思われる。まして、車両の前後端に坐している旅客は、車両の垂直軸及び水平軸の周りの回転運動のために更に激しい動揺を受けるものと思われる。従って、この最急曲線半径から求めた遠心力を遙かに凌駕する動揺を受けることは想像にかたくない。

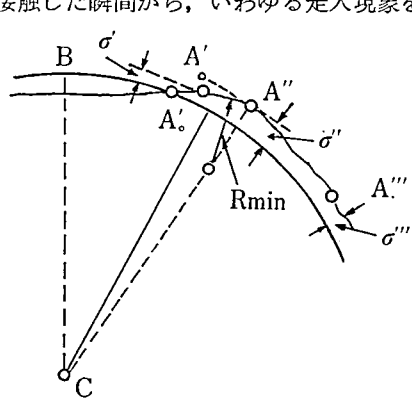
それにも拘らず、この最急曲線半径をもって、分岐線判定の基準にする方針を立てたのは、方法が簡易な上、二種の分岐器の分岐線の優劣を定めることは出来得ると考えたがためである。

〔Ⅳ〕 対応円曲線

車両又は台車の先頭外側車輪がトングレールに接触した瞬間から、いわゆる走入現象を起し、紀要第2号63頁図5に示すような変遷を経て慣性状態に移行するのであるが、ここに入る慣性状態は、物理学上のそれと異なり、一定の半径の円曲線の線路上を一定の速さで走る車両の状態を指すのであって、この場合、車両には加速、制動何れも作用していない状態である。

車両は慣性状態にあっても、固定軸を持つ台車の長軸の方向に、総べて車輪が進行しようとしているので走入角を持つのである。

車両が走入現象を起した当初に持つ最大の走入角と同一の走入角を持つ円曲線を対応円曲線と名付ける。



紀要第2号63頁図5再録

対応円曲線は、当然急曲線であるべき筈であるから、スラックは30mmをとり、可動余裕を5mmとして計算を行った。

〔Ⅴ〕 結 論

(A) 走入角

(a) 車両又は台車が分岐器に対して対向に運行する場合〔図-2(A)参照〕

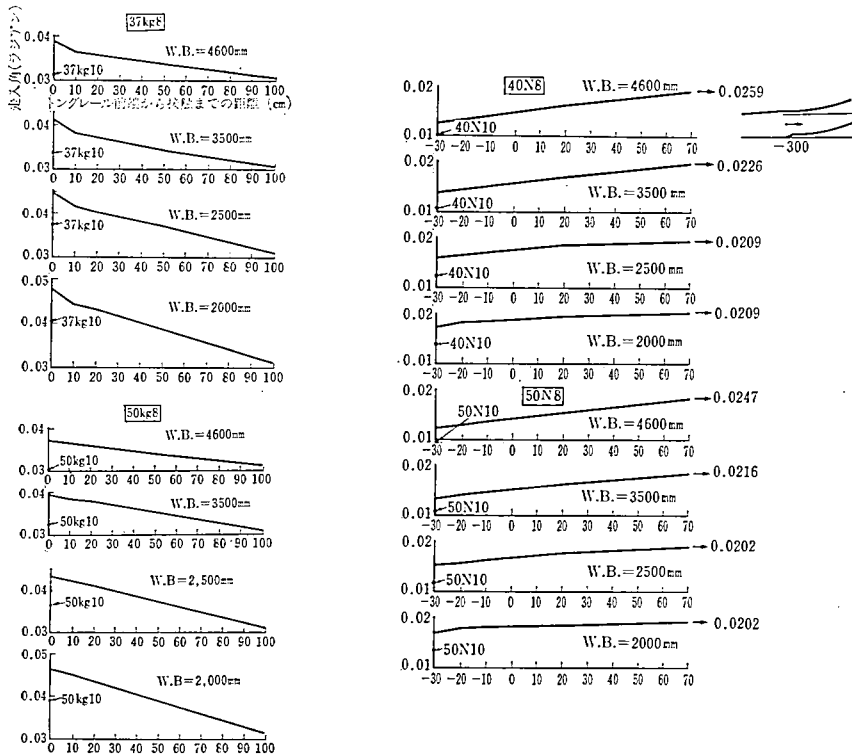


図-2 (A) 分岐器に対し対向運行の場合

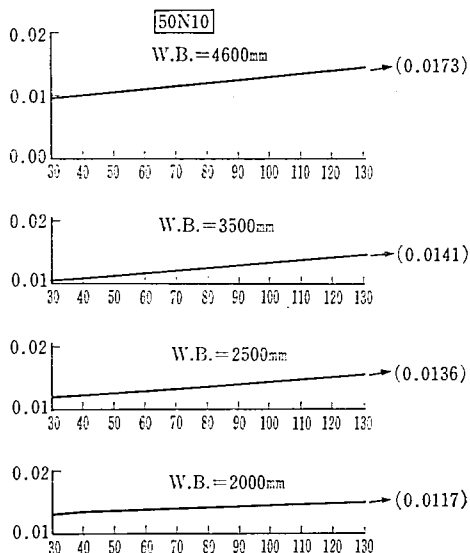
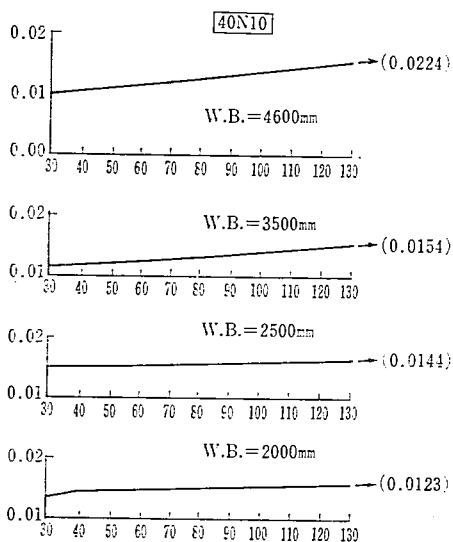
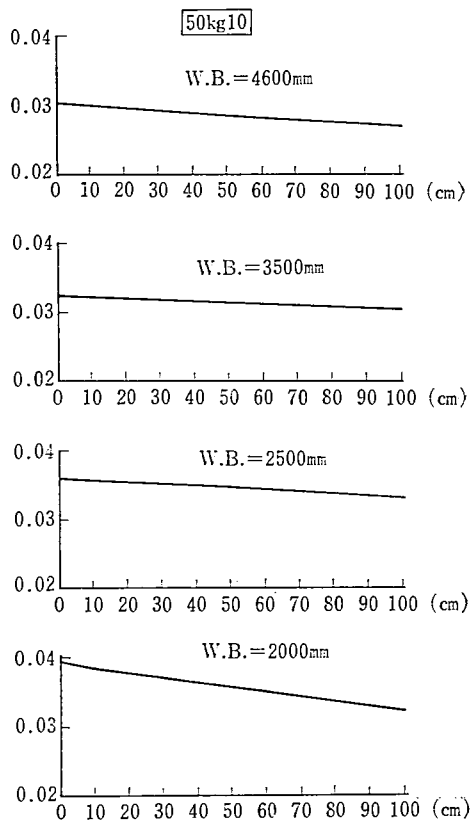
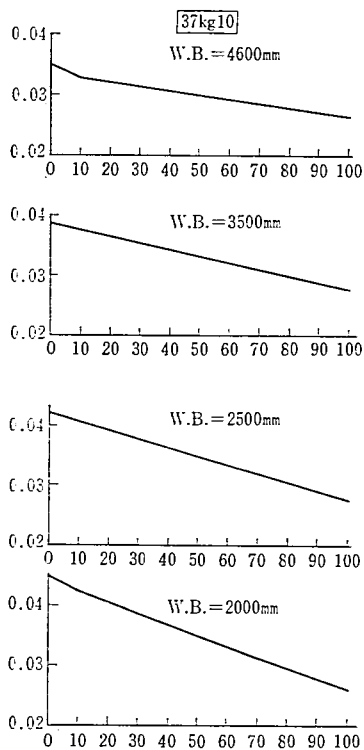


図-2 (A) 続き

この場合、車輪が最初にトングレールに接触する位置は、固定軸距の長さによって異なるが、車両の構造、分岐器にさしかかるまでの運行状況等によっても異なり、偶然性に支配せられることが多い。

図一2(A)は、固定軸距を最長の4.600mから3.500m、2.500m、2mの4種類を選び、分岐器は、在来の37kg、50kgの8番及び10番と新型の40N、50Nの8番及び10番、合計8種類を対象とし、横軸に先頭外側車輪がトングレールに接触した位置とトングレールの前端との距離をとり、走入角の変化を図示したものである。

各図を通覧して直ちに判ることは、在来の37kg、50kgの各分岐器に比較して、(1)走入角の値が小であること、(2)トングレールの前端に近い部分に走入角の大きい値が存在することの2つである。

(1)については、今更繰り返すまでもなく、脱線に対する安全性から見て、小であることが望ましい。

(2) 研究紀要理工学部第2号72頁図一8に示すように、トングレールの摩耗が前端部に多いことは、この附近に当たる率が多いためと走入角の大きいためによるものと思われるが、この部分の頭部は肉が薄いために、摩耗によって欠損し易く、しかも、これに添う基本レールの頭部より低いため、都合の悪い形に摩耗した場合には脱線の危険性が增大する(紀要第1号89頁参照)ため、高価なトングレールを早期に更换せねばならぬ不利が生ずる。

従って(1)、(2)何れの点から見てもN型が優れていることが判る。

(b) 車両又は、台車が分岐器に対して背向に運行する場合〔図一2(B)参照〕

図2(B)は(a)の場合と同様に走入角の変化を算出して、図示したものであるが、次の特性があることが判る。

(1) 対向運転の場合に比べて、走入角の値が大である。(2) N型も、在来の型と同様にトングレールの前端に近い場所で接触した時に走入角の最大値が起っている。(3) 在来の37kg、50kgに比べて、やはり、N型が値が小である。しかし、その程度は対向の場合に比べて、遙かに小である。

背向の場合には、車輪が強大な横圧を加えると同時に、フランジによって激しく摩擦するのは、トングレールより前方の基本レールである。この部分は、基準線から分岐線が分れる前の部分であるため、この部分に強大な横圧を加えることは通りを、又、部分摩耗を起させることはゲージを狂わせるのであるが、何れも、高速度運転を行うべき基準線にその害が加えられていることは軽視出来ないことである。

なお、この害を除去する方法は、トングレールの円曲線半径を大きくすればよいのであるが、その結果は、分岐器全体の長さが大になり、高価になるばかりではなく、在来の分岐器と更换する工事費が非常に大なるのであって、N型分岐器設計の際、最も苦心をした点の1つであったのである。

この背向に運行する場合も、N型が優れていることが判明した。

(c) 固定軸距〔図一3(A)及び(B)参照〕

車両又は台車が分岐器に対向に運行する場合には、各分岐器共、固定軸距が短い場合に走入角が大になる。又、N型は他の2つに比べて固定軸距の影響が少ない。

背向運行の場合には、N型が固定軸距の長いもの程、走入角が大であるのに反し、37kg 50kgの2種は短いもの程大である。

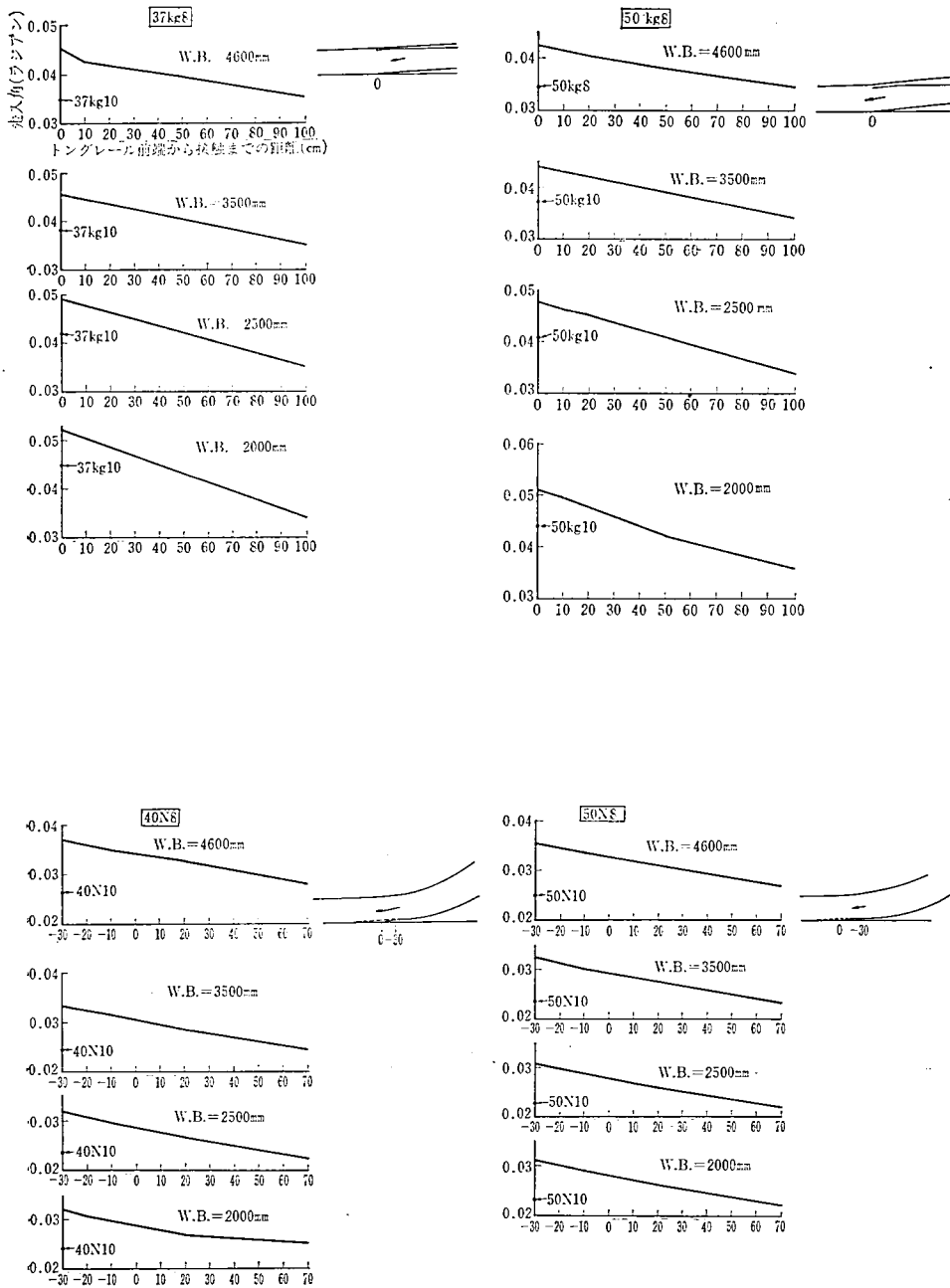


図-2 (B) 分岐器に対し背向運行の場合

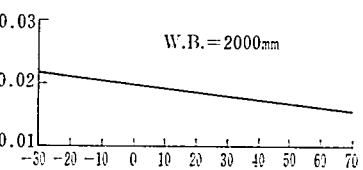
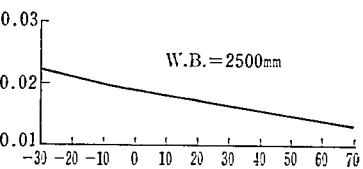
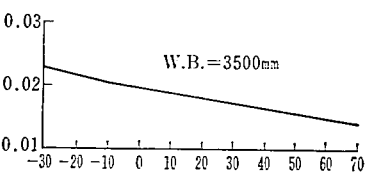
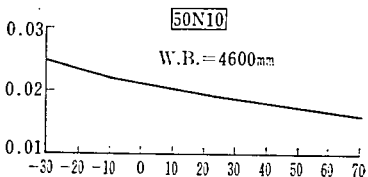
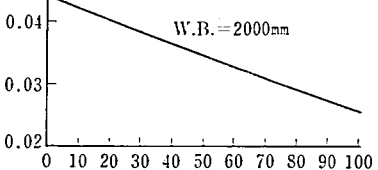
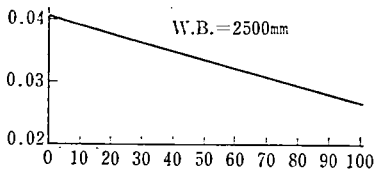
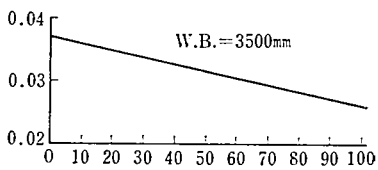
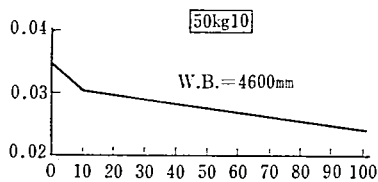
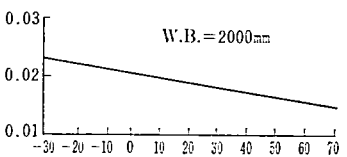
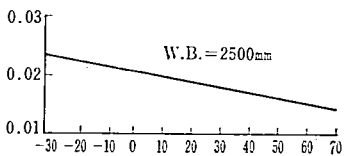
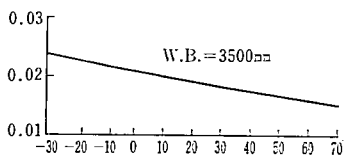
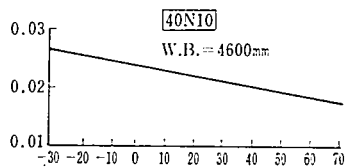
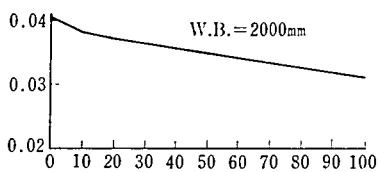
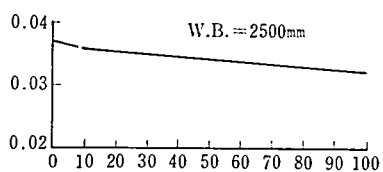
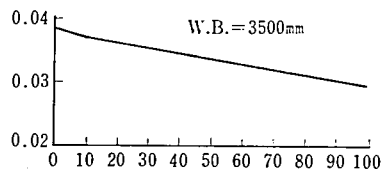
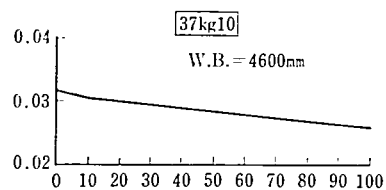
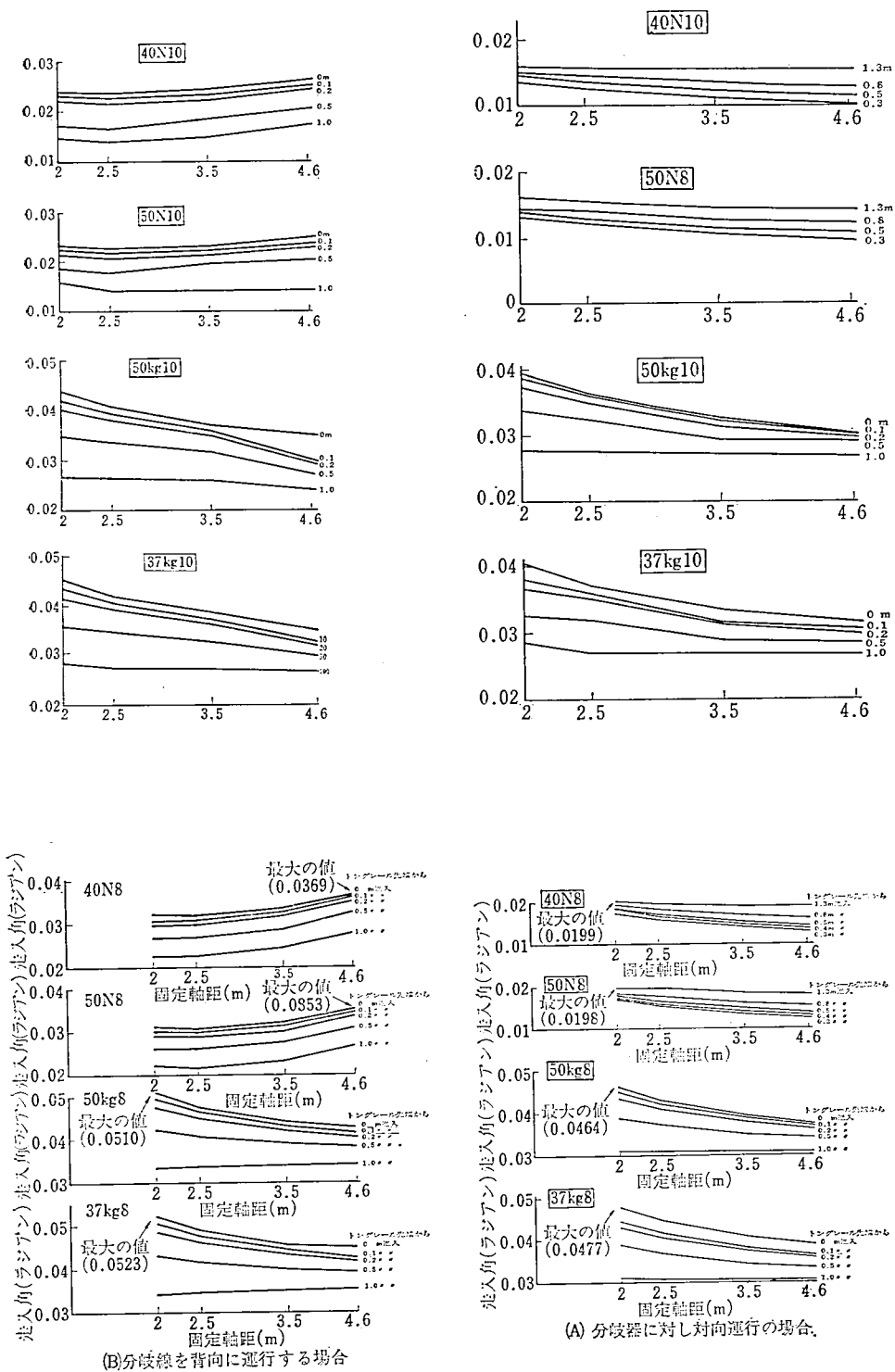


図-2 (B) 続 き



図—3 固定軸距と走入角の関係



### (B) 固定軸の中心点の移動軌跡中の最急曲率半径 [図-4 参照]

前述の通り、固定軸の先頭外側車輪が、外側レールのゲージラインに添い、又、後尾の内側車輪が内側レールのゲージラインに添って運行した場合の固定軸の中心点の移動軌跡の曲線を書いて、その最急曲率半径を求めたものが図-4である。この軌跡を画いた時の固定軸の状態は、最大の走入角を与えるものではあるが、その画く軌跡は、車両の最も激しい動揺を示すものではなく、便法上、筆者の選んだ定規である。

この図を見ると、(1)対向の場合、N型が37kg、50kg等在来の型に比較して著しく大きい半径を持つのに、背向の場合には、その差が小さいこと、又、(2)背向の場合は対向の場合の中間の値をとることが判るが、何れの場合にもN型は在来の型より優れた結果を示している。

なお、紀要第2号63頁図5に示したように、先頭外側車輪は、走入当初に、トングレール(背向の場合には基本レール)上に幾分乗り上がりながら、或る点(静力的には固定軸の回転摩擦中心点、又、動力的要素が加わる程、台車の長軸上に存在する極に近づく或る点)の周りに

旋回するため、外側レールにフランジで接触した後、直ちに外側レールのゲージラインに添って走行することはせず、Rminと記した小さい半径の曲線形を画くのであって、その結果は、本文で求めた固定軸中心点の最急曲線形も当然緩和せられる。(図-4)

更に又、軌道及び車両の構造上の弾性は、旅客に対する動揺を相当に緩和する。

従って、この曲率半径は、分岐器間の比較を行うための定規に止まり、実動揺を量的に示すものではない。ただし、比較の規準には十分に役立つものと思われる。

N型分岐器のリード曲線半径は、8番は50Nが118m、40Nは110m、又10番は50Nが185m、40Nが171mである。これ等の数値を図-4に2つの点線で示した。リード曲線とトングレールの前端の均衡が、N型分岐器の誕生によって始めて、或る程度、とれて来たと言うことが出来る。

### (C) 対応円曲線

対応円の半径を算出すると、第5図に示す通りである。対向、背向共にN型が大きい半径になり、在来の型に比較して優れていることを示している。なお、リード曲線との均衡も大体において良くなっていることが判る。以上記述した処により、N型がトングレール前端に関する限り、非常に改善せられていることを知ったのであるが、背向の場合の問題等、

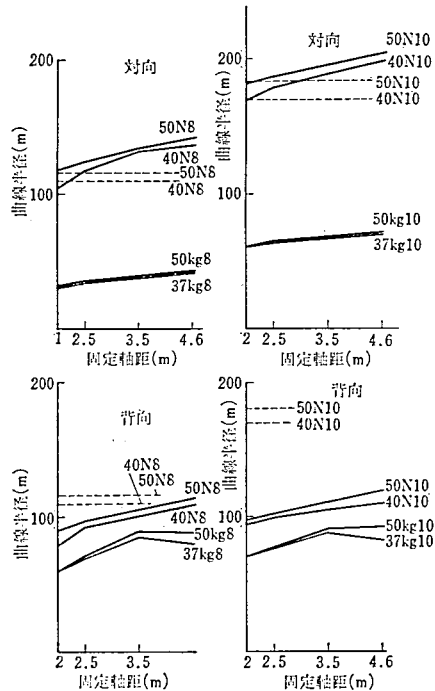


図 4

なお研究すべき事項もある。

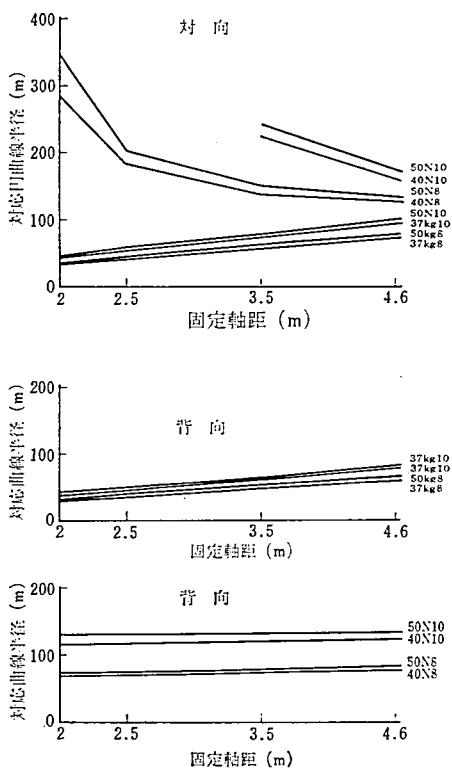


図-5 対応円曲線