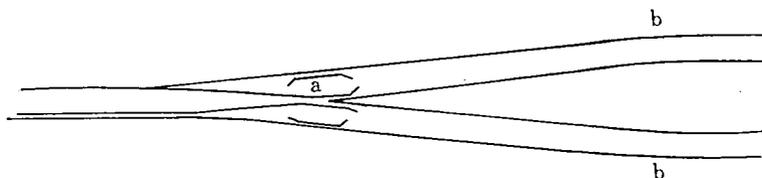


## カント付分岐器の可否について

伊 藤 健 雄

### 〔I〕 いとぐち

本文では「分岐曲線」つまりリード曲線にカントをつけることの可否について論ずるのであって、分岐器の前後に出来る「分岐附帯曲線」に対する研究、または基準線が曲線である曲線分岐器のカントの問題等はそれ等自体この問題とは性質を異にする関係上、本文では論及せぬこととした。



第1図 (建設規程の第32図)

分岐線にカントをつけようとする考え方は相当古くからあったことのようにである。

国有鉄道建設規程第25条には「曲線ニ於テハ分岐ノ場合ヲ除キ外側軌条ニ於テ相当ノカントヲ附スルコトヲ要ス」と述べながらその直後に註を設け「本条第二項ニ於テ分岐ノ場合ヲ除キタリト雖兩開分岐ノ如ク相当ノカントヲ附シ得ル場合ニ在リテハ成ルベク之ヲ附スルヲ可トス」と附記し、更にその項に対する解説にも「兩開分岐の様な場合にカントを付けることを注意したが第32図(本文の第1図)のa及b部分に相当のカントを付けて実際に車輪の動揺を測定して見た結果相当の効果があることを認めた。」としてカントを付け得る場合には設置するように奨励しているのである。

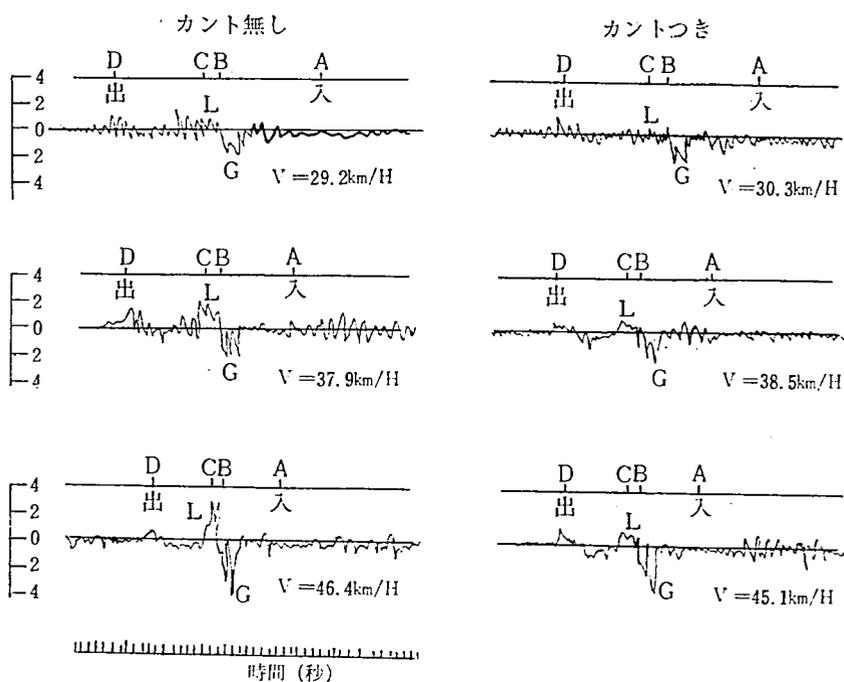
〔註〕 建設規程は昭和4年8月に制定せられたものであって、軌道と車両とに関する最も権威のある規程として今なお存続しておるものではあるが改正を可とする条項もあって、後に種々の運用規程類が生れて併用せられている実情である。次に述べる軌道構造基準規程もその内の1つである。

尚昭和39年12月に制定せられた軌道構造基準規程は、現在の国鉄の新しい情勢に適應するように定められたもので、事実上前記建設規程の軌道に関する条項を改革したものであるとせられているが、その分岐に関する条項には、曲線分岐のカントが述べられているだけで、兩開分岐を含めて建設規程第25条の註に相当する事項には触れた条項が全く見当たらないのであって、そのこと自体が、建設規程が現存している現在、改めて繰返し規定する必要がないと云う理由によるのか、禁止又は少くとも奨励すべきことではないと思ひながら2つの重要な規程に矛盾があることは不都合であるとの考慮に基くものか不明である。

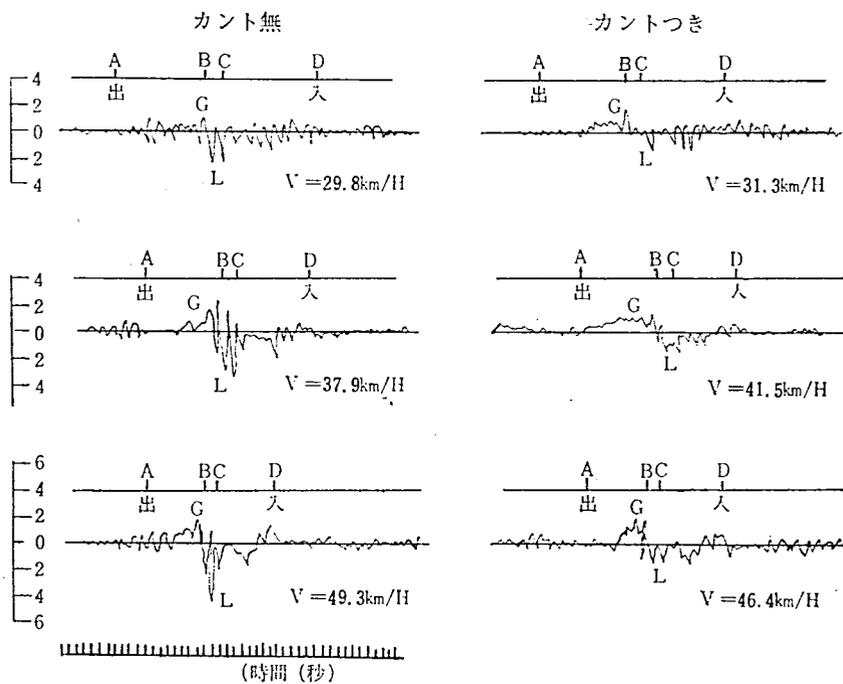
わが国で最初にカント付分岐器が設計せられたのは昭和3年5月で、当時東北本線及び奥羽本線の単線区間の急行列車の動揺を軽減するため、駅の両端にある10番兩開分岐に



(a) 4輪ボギー車 (上り)



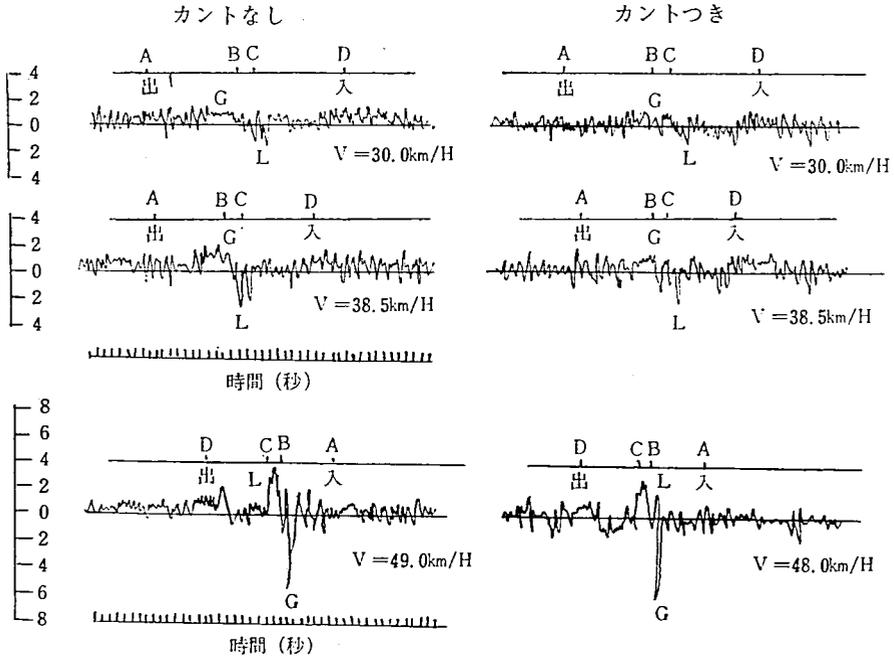
(b) 4輪ボギー車 (下り)



第3図

った。その値は 43km/H であった。) が 46mm であるのに 25mm しか付けることが出来なかった。昭和 4 年 5 月この分岐器を東北本線大河原駅に敷設して、普通分岐器と比較検討するため種々な試験を行ったのであったが車両動揺の点では確かにカント付の方が優れていた (第 3 図及び第 4 図参照。)

4 輪車



第 4 図

その後約 1 カ年にわたる北高岩, 坂元両駅での試験の結果レールを横方向に支持する構造の強度不足から線路保守費が相当大になることが分かり, それを強化すると同時に, 逓減勾配を  $1/400$  に緩和しカントを 20mm に減じた型を設計して奥羽本線笹木野駅に敷設した。

なお片開分岐器も昭和 7 年頃設計せられたが逓減勾配をクロッシングの趾端で止めなければならぬ関係からカントが一定の値を持つ区間が僅かに 1m に過ぎぬものであったため試験を行うことなく廃案となった。

その後約 27, 8 年の長い年月がカント付分岐問題に触れることなく流れ去ったのであるが, それは高速度列車区間に使用するための分岐器にこのような窮屈な設計のものでなく大型の分岐器 (轍叉番数の多いもの) を使用すること, 及びその構造を普通分岐器の単なる大型化と云うのではなく, 分岐線を高速度で運転出来るような形のものにした設計のものを採用する方針で進んで来たためであった。

しかるに, 東海道新幹線の計画が熟し, 分岐器の設計を行う際に, 再び討議せられるに到ったのである。その案は一応廃棄せられたが果して分岐器にはカントを付けるべきものであるか, 若し然りとすならばその採用の条件はどのようなものであろうか。この論文

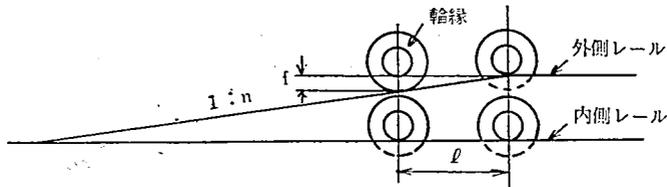
の目的はこれに対する私見を述べることにある。

## 〔II〕 カント逡減区間の車両の安定度

カントの逡減区間では、曲線の内側にあたるレールが水平であるのに対して、外側にあたるレールが勾配になっていて、最も簡単な構造である2軸の固定軸を持つ車両でもその4輪は平面でレールに接することが出来ず、何れかの車輪は幾分浮く傾向を持ち、やや不安定な状態になることは避け得られない。

前述のカントの逡減距離の最小値を定めた建設規程第13条はその解説に次のように述べている。

「その算定の概念は大体次の二つに帰着せしむることが出来る。



第5図

1. 車輪の輪縁の最小高さを考慮して脱線に対する危険を少なくするためであると云う考え方。第5図に於て  $f=25\text{mm}$  (輪縁の最小高さ)  $l=5,000\text{mm}$  (最大固定軸距 4,600mm の切りよき寸法) とすれば、図の如き位置に於て輪縁が軌条より脱出しないう限りの勾配  $1:n$  は次の様にして求むることが出来る。

$\frac{1}{n} = \frac{25}{5000}$  故に  $n=200$  従って本項の限度は、甲線に対しては少なくとも 3.0、乙線に対しては少なくとも 2.25、丙線に対しては少なくとも 1.5 の安全率を有することとなる。尤も車両はバネを有し、且つ可撓性のものであるから図のように1車輪が浮き上ることは極めて稀である。従って実際には更に大なる安全度を有することになる。

2. 直線に於ける勾配変化と比較する考え方。緩和曲線は曲線上の1軌条のみに勾配変化が起るから直線上に於ける勾配変化よりは之を緩にする必要がある。第16条では縦曲線を挿入しない勾配変化の限度を100分の1と規定して居るが、之と本項の限度を比較すると1軌条の勾配は甲線は少なくとも6倍、乙線は少なくとも4.5倍、丙線は少なくとも3倍の緩さを有することとなる。」

この解説を読むとそこに述べている計算の結果、逡減勾配が定められたもののように思われる向きもあり、少なくともこれらの計算によって是認せられたがために安心してこれらの限界値を使用するような印象を受けるのであるが、事實はむしろ諸外国で実施していた実験済みの数値を参考として定め、それを理由づけたものではないかと思われる。

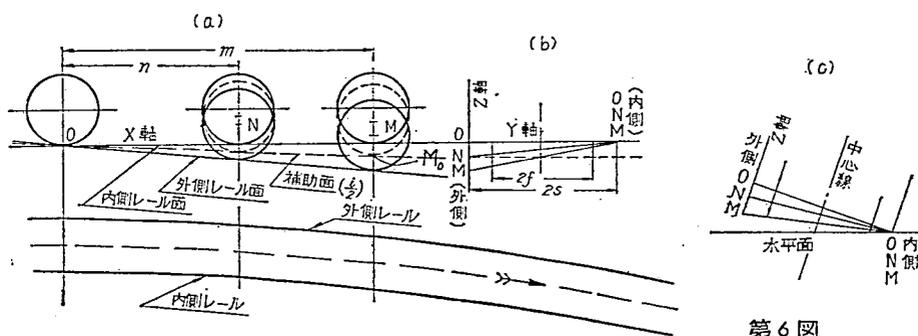
(2)の理由については一般軌道の勾配変化点に縦曲線を挿入せずすまし得る限界値を  $1/100$  とした理由が(建設規程第16条解説による)2の車両間に作用する最大圧力が車両を浮き上らせぬための条件によって居るが、逡減勾配の場合には片側の車輪は水平であるため車両間に作用する圧力の軌道に垂直な分力は半減するから普通この部分に緩和曲線が存在してそのため安定度が低下するとはいえ、3~6倍の安全率は余りにも大に過ぎるように思われる。

(1)の理由は車輪のフランジの先端が外側レールを僅かに越えない限界を一応の臨界状態としてこれに安全度を考慮した考え方であるが、これは又大変な状態を基とした考え方である。

車輪のフランジの先端はそれがレールと接触する時、殆んど水平に近い小さい角で接触するため Nadal の式により極く僅かな横圧によって脱線をする事になる筈である。

カント逓減勾配中の車両の安定度を知る上には、このような扭れた面の上に立つ車両の各固定軸車輪の内、その輪重が最も小になる場合を見出し、その車輪の安定度を基として論ずべきもののように思われる。

この問題について Uebelacker 氏が Organ 紙に発表した論文があるので、これを基として説明をしたいと思う。



第6図

第6図は M,N,O の3つの固定軸を持つ車両が逓減区間の中にある状態を図示したものとす。

次にカントを逓減する形状であるが、一般に直線で逓減することに定められているのでそれを計算の基礎とする。実際には、レールは縦方向の剛性が相当大きいため第2図の下の方の立面図に示すような急激な屈曲は出来にくく、相当大きい曲率半径の曲線が自然に出来るのであり、又その方が車両の運転状態も円滑になって好ましいのである。ただしその結果は逓減倍数(前記の  $n$ )が比較的小さい場合には  $n$  それ自体の実際の値を更に小にすることになる。又、トングレールのヒールジョイント附近、及びクロッシングの継目鉸や間隔材、大床鉸等のある部分は縦方向には屈曲し得ないことも  $n$  の値に影響するものと思われる。

このように逓減勾配の前後に縦方向の曲線がはいることは、勾配の中央の直線部分を幾分所定のものより急にすると共にS字形になるのであるが、車両の安定度を最も危くするのは前後の曲線部分ではなく、中央の直線部分であり、その部分が短かくて、車両が一部分曲線部分にかかることは却って安全度を増すことになるから計算には曲線部分の存在を考慮せぬこととする。

第6図の(C)は各車軸の傾斜を示したものである。つまりこの車両は右側へ進行して、曲線から直線へ移る時の逓減勾配を運行している状態を図示したものであって、最後軸Oが最も大きい値のカントを持っているものとする。

便宜上、坐標軸の原点をO軸の内側車輪の踏点に取り、内側レールの面をX軸、またO軸の左右両輪の踏点を結んだ線をY軸に取る。

したがってY軸は施工基面から見ればO軸の位置のカント量に等しい傾斜を持つことに

なる。なおZ軸を原点を通りXY面に垂直に取る。

これ等の各車輪の位置をXZ面に投影した図が(a)でありYZ面へ投影した図が(b)である。一般にカント逓減区間は緩和曲線の部分であるから、(建設規定第13条) (b)図は曲線形に画いてあるが、分岐器のリード曲線では前述の通り緩和曲線を持たず大部分直線形になる筈である。

またカントの逓減勾配を  $i$  (前記によれば  $1/n$ ) とする。

今仮りにY軸を含んで  $i/2$  の傾斜を持つ平面を考え、最初にこの車両がその平面に載っていたものとする。この仮想した平面は (a) 図では直線  $OM_0$  で現わされる。この状態にある車両は静止の状態では (遠心力及び振動等がない場合) 各車輪に平等の輪重で載っている。

この状態から内側の車輪の載っている面を  $i/2$  だけ緩い勾配に置き換え (水平な面となる) それと同時に外側の車輪を  $i/2$  だけ急な傾斜面 ( $i$  の傾斜面) に移すものと考え、各車輪はそれぞれ異った角だけ車両の長軸の周りに廻転することになり、それに伴って内側車輪の輪重が増加し、その増加量だけ外側車輪の輪重が減少することになる。この左右車輪の輪重の差はいずれも担バネを通じて台枠を傾けようとするモーメントを生ずることになるから、その総代モーメントによって台枠は傾き、ある傾斜になった時に平衡状態になる。

なお計算の便宜上つぎの記号を使用する。

$\pm \lambda$  車両が  $i/2$  の仮想平面 (補助面と呼ぶ) 上の位置から実際の扭れた曲面に載り移る際に各車輪が下降 (+) または上昇 (-) する量

$\pm \lambda'$  上記の置き換えの際の担バネ下端の昇降量

左右両車輪の踏点間の距離を  $2s$  とする。  $2s$  の値は新幹線のような標準ゲージでは 1,500mm また普通線では 1,120mm 位と考えられる。

また一对の担バネの中心間距離を  $2f$  とする。蒸気機関車の場合には、動輪の担バネは車輪の内側にあって  $2f$  の値は標準ゲージで 1,150mm、我が国の普通線で 770mm 位、また炭水車は車輪の外側にあって 2,000mm 及び 1,752mm 位と考えられる。(標準ゲージは我が国の新幹線に蒸気機関車がないため外国の例を取り、普通線に対しては D50 型を例に取ったが型式によって多少の



第7図

差があることはもちろんである。)

したがって  $\lambda' = \frac{f}{s} \lambda$  であるから  $\lambda'$  は  $0.77\lambda$  (狭軌で  $0.69\lambda$ ) または  $1.33\lambda$  (狭軌で  $1.56\lambda$ ) となる。

$\pm \sigma$  担バネの位置で測った台枠の昇降量 (補助面から置き換えられる際に下った場合を (+) とする。)

$\delta$  担バネに 1mm の歪を起させるのに必要な力 (kg)。

$\Delta'$  バネ荷重の変化量 (kg)。(+) は増加を示す。

$\Delta$  車輪の踏点における荷重の変化量 (kg)

原点Oから車軸Mまでの距離を  $m$  とすれば

$$\lambda_M = \pm m \frac{i}{2} \quad \text{すなわち} \quad \lambda'_M = \pm m \frac{i}{2} \frac{f}{s}$$

であるから、最初に台枠がまだ廻転していないものとする、車軸Mが台枠を廻転させようとするモーメントは

$$M_M = \lambda'_M \delta_M 2f = \frac{m i \delta_M f^2}{s}$$

となる。

したがってMN 2つの車軸の総合モーメントは

$$M = (\lambda'_M \delta_M + \lambda'_N \delta_N) 2f$$

となり、これによって台枠は第7図のR<sub>I</sub>の状態(補助面に平行の状態)からR<sub>II</sub>の位置に移ることになる。この時の担バネの歪はM軸ではσ-λ<sub>M</sub>、またN軸ではσ-λ<sub>N</sub>であり最後端のO軸ではσである。したがってR<sub>II</sub>の位置で平行状態になったとすると、つぎの式が成立する。

$$(\lambda'_M - \sigma) \delta_M + (\lambda'_N - \sigma) \delta_N = \sigma \delta_O$$

故に 
$$\sigma = \frac{m \delta_M + n \delta_N}{\delta_M + \delta_N + \delta_O} \frac{i}{2} \frac{f}{s} \dots\dots\dots(1)$$

また車軸Mのバネ荷重の変化量は

$$\Delta'_M = \pm (\sigma - \lambda'_M) \delta_M = \pm \left( \frac{m \delta_M + n \delta_N}{\delta_M + \delta_N + \delta_O} - m \right) \frac{i}{2} \frac{f}{s} \delta_M$$

である。

また車輪の踏点における荷重の変化量は

$$\begin{aligned} \Delta_M &= \pm \frac{f}{s} (\sigma - \lambda'_M) \delta_M \\ &= \pm \left( \frac{m \delta_M + n \delta_N}{\delta_M + \delta_N + \delta_O} - m \right) \frac{i}{2} \left( \frac{f}{s} \right)^2 \delta_M \dots\dots\dots(2) \end{aligned}$$

となる。

これらの式から種々の事項を知ることが出来る。

(a) f/s が大である程 Δ<sub>M</sub> の絶対値が大になる。前に例にとった D50 型機関車では輪重の大きい動輪で 0.69 で炭水車の 1.56 に比較して 1/2 以下になっている。

車両が直線から曲線運転に移り変わる際に存在する逡減勾配では(2)式は(+)の値をとり車両の先頭外側車輪は Δ<sub>M</sub> だけ輪重を増加することになるから Nadal の式によって脱線に対する安全度は高まることとなる。これに反して曲線から直線に出る時の逡減勾配では(2)式が(-)となるために安全度が低下することとなる。しかし一方この車輪に作用する指導圧力は一般に曲線に走入る際に大きい値を示し、直線に出る際は比較的小さい値をとる筈であるから(2)式の符号の変化は車両の安全度の見地から好ましい結果と云うことが出来る。いずれにしても(2)式の(-)符号の場合は車両の安定度に対して好ましい影響を与えるものではないのであって、その危険な程度は、一列車内の車両の連結位置、前後の車両の車種及び荷積の状態、並びに均合梁の種類(有無を含む)等によっても異なり、列車速度及び加速制動等の運転状態、軌道の剛性、保守状態等によっても異なるのである。

(f/s) の値は前述の通り蒸気機関車の動輪だけが小さい値を持つだけであるが、それは動輪のクランクシャフトを結ぶコネクティングロッドを置く位置の関係から止むをえず担バネを車輪の内側に設置した結果であって、車両の台枠から上の部分の動揺を少なくして、旅客の乗り心地を好くし、貨物の荷崩れを防止する、鉄道として安全性に次ぐ大目標のた

めに担バネはなるべく外側に離して設置することを原則とするのは当然であって、 $f/s$  の値は大になるのである。

$\Delta_M$  が大になることは軌道に対する破壊力を増大することになる。

(b) 最後軸Oの方向をY坐標軸に選んだのであったが、この軸からaの距離にある車軸のY軸に対する傾斜角は一般に  $\Psi_A = \frac{\lambda'_A}{f} = \frac{\lambda_A}{s}$  で現わされ、また台枠の傾斜角は  $\Psi_H = \frac{\sigma}{s}$  である。したがってaの距離にある車軸の台枠に対する傾斜角は  $\Psi_{AH} = \frac{\sigma - \lambda'_A}{f}$  で現われるが、 $\sigma$  も  $\lambda'_A$  も分子に  $f$  を持つ式で現わすことが出来るので  $f$  は消えて無関係となる。

(c) 台枠の傾斜角が  $\frac{\sigma}{f} = \frac{m\delta_M + n\delta_N}{\delta_M + \delta_N + \delta_0} \frac{i}{2s}$  となる関係上、 $m$  及び  $n$  が大になり固定軸距が大になる程車両は大きく傾斜することを示すものである。したがってまた(2)式から  $\Delta_M$  も大になるのである。

### 〔III〕 列車速度と逓減勾配長

カント逓減勾配の長さに対する建設規程は前述の第13条だけであつて、列車速度との関連は線路の等級別と云う漠然とした事項とカントの値だけであつた。

第 I 表

線 級 緩和曲線長	1 級 線	2 級 線	3 級 線	4 級 線
$L_1$	1.0C	0.8C	0.6C	0.4C
$L_2$	0.01CV	0.01CV	0.008CV	0.007CV
$L_3$	0.009CdV	0.009CdV	0.009CdV	0.009CdV

(備考)  $L_1, L_2, L_3$  は緩和曲線長 (m) を, C は実カント (mm 単位の実数) を, Cd はカント不足量 (mm 単位の実数) を, V は最高列車速度 (km/H 単位の実数) を示す。

それが昭和39年末に制定せられた軌道構造基準規程では第10条に「緩和曲線長は、次の表により算出した値のうち、最大値以上の値とする。ただし、やむを得ない場合は、同表の  $L_1$  は日本国有鉄道建設規程第13条の規程に抵触しない限り  $0.4C$ ,  $L_2$  は  $0.007Cv$ ,  $L_3$  は  $0.007CdV$  まで下げることが出来る。」

また第15条に「カントは緩和曲線の全長において、緩和曲線の曲率に合わせて逓減するものとする。ただし、曲線逓減の場合の中央部におけるカントの最急勾配は、400分の1より急であってはならない。」

2側線において緩和曲線のない場合は、カントの400倍以上の距離をもって逓減するものとする。ただし5m未満のときは、5mとする」と定めている。

第15条の第2項は緩和曲線を持たない曲線のカントの逓減法を示したものであるが、これは側線に数多く設備せられている曲線長の短い曲線の内（したがって当然緩和曲線を挿入することは出来得ない）入換頻繁なものに対して摩耗によるレールの寿命の短縮を防ぐ見地からカントをつける場合に対する規定であつて、車両の通過速度は  $25\text{km/H}$  に制限せられており、実際には  $17\sim 18\text{km/H}$  位のものに過ぎないので400倍の逓減を行へ

ば脱線に対する安全度は十分であると思われる。ただ筆者がこの条文を紹介した理由は、むしろその裏面解釈であって緩和曲線を伴わない曲線は原則として本線路には置くべきものでないことを指示しているものと思われることであって、前記建設規程第13条と反対の意見を暗に示しているものと思われる。

第 II 表 イギリスの規定の一部

線路種別	最大カント 不足量 D(吋)	実カント量 (正あるいは負) E (吋)						
		0	1 (25.4)	2 (50.8)	3 (76.2)	4 (101.6)	5 (127.0)	6 (152.4)
60哩/時 (96.54km/H) 以上の速度又は交通量の多い線路	$3\frac{1}{2}-\frac{1}{4}E$ (88.9- $\frac{1}{4}Emm$ )	$3\frac{1}{2}$ (88.9)	$3\frac{1}{4}$ (82.55)	3 (76.2)	$2\frac{3}{4}$ (69.85)	$2\frac{1}{2}$ (63.5)	$2\frac{1}{4}$ (57.15)	2 (50.8)
それ以下の線路及び分岐器	$2\frac{1}{2}-\frac{1}{4}E$ (63.5- $\frac{1}{4}Emm$ )	$2\frac{1}{2}$ (63.5)	$2\frac{1}{4}$ (57.15)	2 (50.8)	$1\frac{3}{4}$ (44.45)	$1\frac{1}{2}$ (38.10)	$1\frac{1}{4}$ (31.75)	1 (25.4)

また第10条の緩和曲線長(カント逡減勾配の長さ)の規定はイギリスの規定を研究してその長所を取り入れて制定したものと思われるが、イギリスの規程ではその第1節に「カントの変化の割合は毎秒  $2\frac{1}{4}$  吋 (57.15mm) 以下であること」が定められていて、カントの逡減勾配の長さが運転速度と正比例関係を持つべきことを指示している。

第10条の3つのLの内  $L_2$  が CV に係数をかけた値になっており、 $L_3$  が Cd すなわちカントの不足量に V をかけた値になっている点は何れもイギリスの規程に準拠して作られたことを物語るものと思われる。

イギリスの規程では、その第5節に「緩和曲線の最小の長さは次の3つの式から計算せられる長さの中の最大のものとする。

$$L=0.65 EVm \dots\dots\dots \left( Vm = \frac{L}{0.65E} \right) \dots\dots\dots(1)$$

$$L=0.65 DVm \dots\dots\dots \left( Vm = \frac{L}{0.65D} \right) \dots\dots\dots(2)$$

$$L=25E \dots\dots\dots(3)$$

- ここに L=緩和曲線長 (呎)
- E=カント量 (吋)
- D=カント不足量 (吋)
- Vm=最高許容速度 (哩/時)

(中略) 余地が許す場合には緩和曲線の望ましい長さとして、上記の式からの計算値の1.5倍の長さを少くともとるべきである。

上記の3式をLをm, EおよびDをmm また Vm を Km/H で現わせば次式となる。

$$L'=0.00484E'Vm \dots\dots\dots \left( Vm = \frac{L'}{0.00484E'} \right) \dots\dots\dots(1')$$

$$L'=0.00484D'Vm \dots\dots\dots \left( Vm = \frac{L'}{0.00484D'} \right) \dots\dots\dots(2')$$

$$L'=0.3048E' \dots\dots\dots(3')$$

この(3)'式はカントの逡減勾配約300倍になるのであるが、最も止むを得ない場合にだ

け適用せられる値であって、普通は 1-5 倍以上の値 (450 倍以上) になっている筈である。

カントの逡減勾配の長さを、そこを通る最高列車速度に比例させるべきものであると云う理念は、車両の運動状態を考えれば直ちに納得のゆく考え方である。

普通の列車速度の範囲内においては、車両の振動、したがってそれによって誘発せられる指導的役割の車輪にレールが加える横圧はいつも車両の速度に比例するものと見て大過ないようであるから、横圧が大になる程  $\Delta_M$  を小にするよう逡減勾配を緩にすべきことは明かである。

また、第 I 表の  $L_2, L_3$  及び前記イギリスの例の (1)' 及び (2)' 式は、いずれも最大列車速度を  $\left(\frac{\text{カント逡減勾配長}}{\text{カント量}}\right)$  及び  $\left(\frac{\text{カント逡減勾配長}}{\text{カント不足量}}\right)$  によって定めている。したがって若しカント逡減勾配長が余り長くすることが出来ない場合には最高速度を小にする必要があることは勾配長が分子にあることから明らかであるばかりではなく、カントの不足量が大きくなることから制限を強く受けることになる。

#### IV 可否判定の基準

軌道構造基準規程第 7 条に「本線路における直線と曲線とは、分岐内の場合を除き、緩和曲線で接続するものとする。」またその第 10 条第 2 項に「緩和曲線の形状は、3 次放物線又はサイン半波長逡減曲線とする。」と定められている通り少くとも列車を運転する本線路においては緩和曲線を必ず挿入すべきものと信ずる。

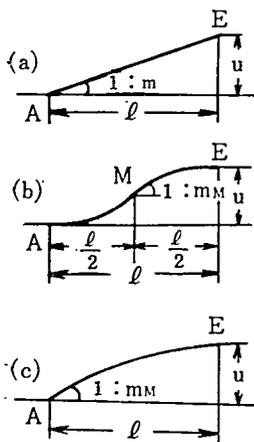
我が国に限らず世界各国の鉄道が以前は殆んど 3 次放物線を採用していたのであるが、この曲線は車両を質点と考えカントの逡減勾配を直線とした時、逡減勾配中の各カント量に対応する曲率を有する曲線として算出して得たものであって、実際に運転するのは堅軸の周りに相当大きい慣性力率を有する車両であり、カントの逡減勾配はこれまた前記のようにその始終端に堅方向の曲線を持つものであるから、実際と計算とは相当大きい開きがある。

ここでドイツの連邦鉄道の逡減勾配に対する規定を述べて参考とすることとする。

Gerhard Schramm 氏はその著書 *Der Gleisbogen* の中で大略次のように記述している。

ドイツでは以前は逡減勾配の最急値として  $1:m=1:200$  を許していたが、車両が次第に大型になって来た結果、幹線に対し  $m=400$ 、また支線に対し  $m=300$  を  $m$  の最小値と規定した。

なお、勾配の形を 2 種類とし、(a) 直線形勾配 (我国の鉄道で最も多く使用している形式) の場合には、原則として  $m=10V$  を  $m$  の最小値として規定している。ここに  $V$  は列車速度 (Km/H) とする。この値は勾配の始終点で車両が安全な運転状態を保つための条件として経験から求めた値であると説明を加えている。もっとも既設の線路で速度を上昇する必要が起った場合には、工事費 (緩和曲線が変わる場合には、建築限界に支障する構造物の移転改築を要する場合が多く、多額の工事費を要することとなる時が多い) を多額に必要と



第 8 図

する場合に限り、運転上支障のない  $m$  の最小値として  $m_{kl}=8V$  を許すことに定めている。 (b) 曲線形勾配の場合には第 8 図の (b) に示す S 形曲線と (c) に示す単一曲線の 2 種を使用しているが、  $m$  の最小値は (b) では、一般に 2 つの曲線に同じ形の曲線を使用する関係上その中点に生じ、 (c) ではその始点に生じる。その値  $m_M$  に対して  $1:m_M=\frac{2u}{1000l}$  を規定している。ここに  $l$  は逓減勾配の全長 (m) また  $u$  はカント (mm) である。なお直線形の場合の  $m_{kl}=8V$  に相当する値として  $m_M=4V$  と規定している。

一般に曲線形逓減勾配は  $m$  の値が同じの場合には、直線形よりも長さ  $l$  が相当大になる筈である。我が国の構造基準規程では  $l$  を一定にして、緩和曲線を 3 次放物線 (直線形逓減) とサイン半波長逓減曲線 (曲線逓減) と同一の長さとして、その最急部分の勾配の最急の限界を 400 分の 1 と規定している。

S 曲線の曲線部分に如何なる種類の曲線を使用するのがよいか。この問題に対して、Schramm 氏は次のように記述している。「曲線には例えば放物線、サイン曲線その他種々な曲線を使用することが出来る。しかも最良の勾配を形成するような特定の勾配に関する論文が数多く発表せられている。しかし、ここに注目すべき点は S 曲線勾配とこれに相応する直線勾配とを比較しても、最も大きく異なるカントの差が 1.9mm に過ぎず、曲線の種類を種々変えた場合の差は mm の分数に過ぎないと云うことである。したがって S 曲線の形がどのような曲線が最も理論に合致するかと云う問題を研究することは実際の価値のない遊戯に過ぎない。むしろカントの計算が楽で測定の標点の設置が最も簡単であり、その上、勾配変化点に使用する縦曲線として一般に広く知られている 2 次の放物線を採用すべきものと思う。なお追記すればこの曲線は上昇加速度を最小にするものであるから理論的にも正しい形の曲線である。

〔註〕 第 8 図(c)に示した型は反向曲線 (S 曲線) の場合に使用するためのもののように思われる。

我が国の国有鉄道では、建設規程第 14 条に「本線路ニ於ケル反対方向ノ曲線 (分岐ノ場合ヲ除ク) ニ於テハ緩和曲線ノ間ニ 10 米以上相当ノ長サノ直線ヲ挿入スルコトヲ要ス……」と規定し、その解説に「車両の通過することだけからは必しも直線の挿入を要しない場合もあるけれども」として 8 番分岐を突き付けて設置した互り線を車両が通過することが出来得ることの試験例を掲げ「車両の運転を円滑にする為めに、本線路に於ては分岐の場合を除いて 10m 以上の直線を挿入することにした。」と説明をしている。

その後、車両運動の研究が進むにつれて、緩和曲線の中で車両がその長軸 (車両の長さ方向の中心軸線) の周りを行う回転運動を直線を設置することによって一旦止めて、更に次の緩和曲線の中で、同じ方向の回転運動を行わせることは不利であることが判り、むしろ直線を取り去る傾向にある。(c) 図の曲線はこのような場合に理想的な形と思われる。

我が国でも構造基準規定では第 10 条第 3 項に「反対方向の曲線間を一つの緩和曲線で直接接続する場合……」と直線を挿入しないことを前提として述べている。(註終り)

以上種々内外の鉄道で実施している規定とその解説を紹介したが、これ等の規定は多くの試験及び経験に基づく学説を基として制定せられたものであって、これ等によって導き出される結論は次の各項である。

(1) 高速度で運転する本線路においては、曲線の始終端には緩和曲線を設置し、その全長において、カントの逓減を行うことが望ましい。

(2) 緩和曲線の長さ、したがってカント逓減勾配の長さは、単にカント量 (これも運転

速度の関数ではあるが)の倍数と云うことに定むべきものではなく、倍数それ自体も速度と共に増加すべきものである。

(3) カントの逡減勾配は車両の円滑な運転のためにはS型の曲線が望ましく、少くとも直線形勾配の場合にはその始終点を縦曲線をもって接続する努力を払うべきものである。

(4) 本曲線のカントが十分に付け得ない場合には緩和曲線の長さはそのカント量から算出せられた長さよりも長くすべきものである。

〔I〕の項で紹介した昭和3年に敷設した東北本線及び奥羽本線の両開分岐器のリード曲線にカントをつけて急行列車の動揺を緩和することに成功した事項を以上述べた結論の条項に照し合わせて改めて判定を下せば数多くの非難すべき点が見出される。

(1) 必要なカント量が46mmであるにも拘らず23mmしかカントをつけ得なかった。しかも逡減勾配は1/300であった。又次の実験に使用した分岐器は、カントを20mmに落して1/400の逡減勾配とした。前者の場合のカント不足量は23mmとなり、後者の場合26mmとなる。

(2) カント逡減勾配の始終端に曲線が挿入してないことは当時として当然であるが、普通軌道の場合には軌道特にレールの剛性に依じて自然に或る程度の曲率の曲線がはいり縦曲線の不完全ながら代行をするものであるにも拘らず、分岐の場合には隣接するレール間に間隔材を置いて互に連結した場所が多く、このような代用曲線の曲率が小になり易い。

(3) リード曲線の前後に車両の動揺を誘致するものが多く存在する。このことに関しては前に紀要で記述したこともあるから、ここではその主なものを挙げるに止める。

(a) 分岐に対して対向運転の場合

1. トングレール前端のスラック (いわゆるスラックのない分岐器と称せられるものも車輪の可動余裕がトングレールの前端附近で大になっているので、車両運動の見地からは幾分かのスラックがあるものと同様に考えられる。) 2. トングレール上面の勾配及びその変化 3. スラックの急激な変化 4. 緩和曲線の変化 5. 軌道の堅及び横方向の剛性が急激に、しかも複雑に大きく変化していること

(b) 分岐器に対して背向運転の場合 (a)と共通の事項を除く)

1. ガードレールが存在すること (ノーズ可動型クロッシングにはガードレールが設けられていないがトングレールに似た形のものが存在している。もちろん車両の運転に及ぼす悪影響はガードレールに比べて遙かに小である。) 2. ゲージラインに欠線部分があること (ノーズ可動型クロッシングにはこの欠点はない。)

このように一般曲線よりも動揺の大きい状態の車両がリード曲線の出口で先頭外側車輪の輪重に $\Delta_M$ の減小を生ずることはそれだけ車両の安全性が低下することはNadalの式から見て明らかなことである。

カント附分岐器が使用せられた目的が車両動揺を少なくして乗り心地を改善する点にあって、しかも当時の行われた試験の結果は良好な結果を示している、そのため建設規程第25条の註が産れたのであるが、この点を如何に考えて可否判定を行うべきか。結論に移る前にその試験の結果を拙著「特殊分岐器」168頁より抜き書きすることとする。

「大河原駅における試験の結果。

この試験に使用した車両は4輪車「ハフ」4輪ボギー車「ナハフ」であった。ウインペリス加速度計を車体中央の床上に据附けて測定した。試験列車の速度は、30, 40, 50km/Hの3種類として各往復運転した。車両の左右の動揺について次の諸点が観察せられた。

(1) リード曲線通過の際、遠心力により車体は外側に揺れる。(2) 車輪がガードレールにかかると車体はガードレールのつけられている方へ動揺する。(3) クロッシング通過の際、ゲージライン欠線のため片側の車輪が上下動を起し、そのため左右動を誘発する。

なお第3(a)図はボギー車の上り運転の場合であるが、Gはガードレール、Lはリード曲線通過時の振動を示したものである。Gの振動は速度のみで大きさが定まるが、Lがカントをつけた方が少くなっている。また第3(b)図は4輪ボギー車の下り運転の場合で、カントのある方がGまで幾分かになっている。云々」

この試験の成績が示す通り、リード曲線にカントをつけた結果は車体の動揺を緩和することが出来たのであって、カント付き分岐器の大きい特長として認めざるを得ない。

## 〔V〕 む す び

鉄道が旅客に対して迅速で動揺の少ない快的な旅行を約束し、また貨物に対しては輸送中、荷崩れその他によるいたみの少ない状態で送り込むことは重大なる使命であって、あらゆる点でその目的達成に努力すべきことは論をまたぬところである。

軌道においては車両動揺の最も顕著におこるのは分岐器であり、単線区間の重要な線区の駅構内の両端にある分岐器は最も改善を要するものと云うべきである。特に急行列車を運転する場合には中間駅に存在する分岐器のために速度を減殺してその駅を通過した後に再び上昇することは多額の運転費を消費するばかりではなく、これによって失われる時間の損失も大で急行列車設定の意義もまた相当減殺せられることになる。したがって、その分岐器の持つ性能によって定められた制限速度に近いもので運転することに努める結果、この論文の冒頭に述べたような試みが行われることになったことと推察せられる。

しかし、鉄道の果たすべき使命の中最も重大なものは輸送の安全度の高いことであって他の事項は総べて安全が保証せられることを前提として要求せられることである。特に列車の速度が文化の進むにつれて次第に大になって来ている現在、一旦脱線事故が惹起すればその被害は誠に恐るべきものが想像せられる。

しかも、線路にしても車両にしても、時々刻々変化していて、日常使用せられている状態は設計図とは或る程度変わったものであることは当然のことである。

なお運転事故の過去の実績を省みるに単一の欠陥が原因となって起されたものより、いくつかの小さい欠陥がたまたま加わったがために起されたと思われる場合が多いようである。したがって、運転の安全性を害すると思われることは、例え軽度なものでも慎重な考慮を払う必要があるものと信ずる。

次に論題の分岐器のリード曲線にカントをつけて車両の動揺緩和に努めるべきか否かの問題に対する結論として愚見を述べて御叱正を仰ぐこととする。

現在までに我が国の鉄道で使用せられたことのある分岐器はいづれも小型でリード曲線長が短いため、強いて、これにカントをつけることは、むしろ避けるべきものと思う。

国鉄で現在敷設してある分岐器の中、最も大型のものは、東北本線と常磐線の分岐駅である岩沼駅に4つ敷設してある20#分岐器であるが、そのリード曲線長は33m・998mmである。

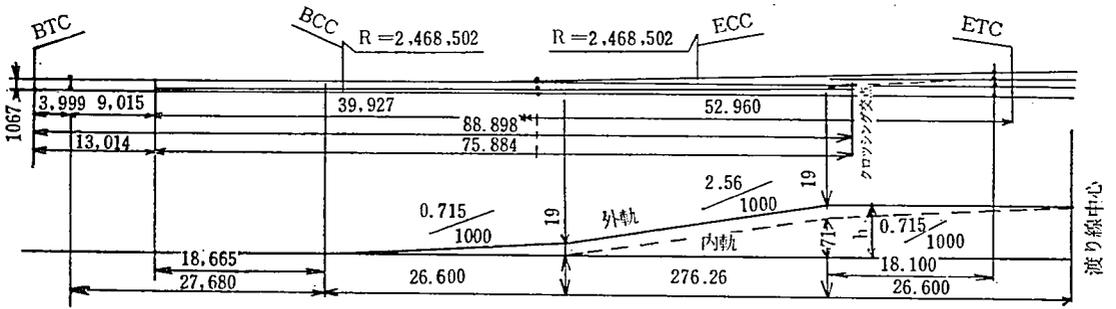
この曲線長を3分して中央部分をカントの一定の区間とし前後の1/3の部分にカントの過減区間を置くものとし、その勾配を1/1000とすれば、勾配の両端に縦曲線を設置しな

いものとしても僅かに 11mm のカントをつけ得るに止まる。この分岐器がトングレール  
の前端から（厳密にはその少し前方のところ）クロッシングの前端まで一つの円曲線で結  
ばれていること、及び一般曲線で車両が最も大きい振動を起こすのが本曲線中よりも、む  
しろ緩和曲線（カント逓減区間）中であることを考え合わせると、僅かな区間にカントを  
強いてつけることは避けるべきもののように思われる。

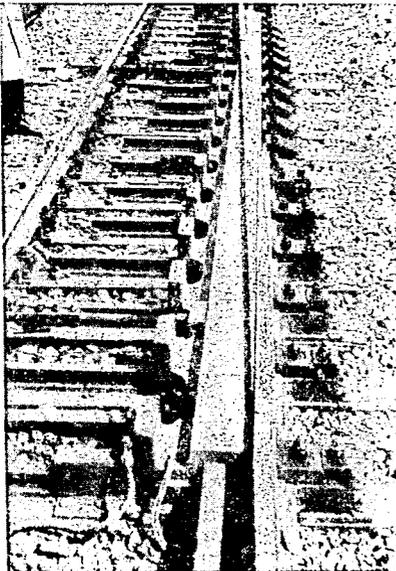
しからばリード曲線にカントをつける方法は如何なる場合にも採るべき手段ではないの  
であるか。

分岐器の基準線側はもちろんのこと、分岐線側も高速度で運転することを強く要望せら  
れる場合が近い将来に必ず生ずるものと信ずるが、この要請に答える方法は分岐器の大型  
化をはかると同時にその長大なリード曲線にカントをつけて通過車両の動揺緩和に努力す  
る以外にはないものと信ずる。

数年前、現在の東海道新幹線の計画時代に軌道の保守を軌道更新法による場合、2つの



第9図 狭軌用34#分岐器・略図



第10図

停車場間を一時的に単線運転を行ない、なお且つ、  
日常のダイヤを変更せずに、すまずことの可能性  
について研究することとなったのであった。この  
目的を達成するためには、分岐線側を少くとも  
160km/H 以上の高速度で運転をする必要がある。

この世界の鉄道史上、類例のない要請に対し筆  
者等は使用前に実験を行うことの必要を痛感した  
のであるが、当時、国鉄には標準ゲージの線路が  
なかったため、止むを得ず、先づ狭軌用の大型分  
岐器を設計して、その内の一部を製作して実験を  
行うこととした。

第9図はこの 34# 分岐の設計の概要を示したも  
のであるが、この場合リード曲線にカントをつけ  
ることとした。なお第10図は東神奈川駅の下り方  
面に設置して実験に供したその分岐器の一部であ  
る。

この分岐器は狭軌用で全長 100m 以上に及ぶものであるから、標準ゲージでは約 150m 位になる筈であったが、実験中にこの種の分岐器を必要とせぬこととなったため実験も、その後の研究も中止することとなった。

しかし、前述の通りこの種の大型分岐は列車密度の漸増に伴ない保線作業の保安の見地からも近く必ず要求せられる時代が来るものと思われるので、現在までに行ったささやかな研究の過程と愚見を述べて読者諸賢の御教示を仰ぐ次第である。