

報 文

三支点転車台の新設計について

正員 工学博士 友 永 和 夫*

ON THE NEW DESIGN OF A CONTINUOUS TYPE TURNTABLE

(JSCE Aug. 1954)

Dr. Eng., Kazuo Tomonaga, C.E. Member.

Synopsis All the existing turntables in Japan were the balanced type. Contrasted to the balancing type, the continuous table has the following advantages: a larger portion of the load is supported by the circular truck, with less loading on the center support; weight of the driving mechanisms are available for the necessary friction at the driving wheel for turning the table; longer locomotives can be turned saving the time for balancing; table and approach rails are always same level and locking device is simple and reliable, with less shaking and impact from passing wheels; the pit is shallower and readily drained; saving construction and maintenance costs.

Last April the 1st continuous type turntable was installed at Ōami Station, and the 2nd one somewhat improved table was installed at Nōgata Station.

要旨 在来の転車台（正式には機関車転車台）はすべて機関車荷重を中央支承のみにて支え、両端車輪と円形レールとの間には理論上隙間がある状態で回転するいわゆるバランスト型転車台であった。この転車台は機関車出入の際の動揺、機関車の重心を中央支承に合わせなければならないために長い転車台を必要とすること及び重心を合わせる時間的損失、並びに衝撃による各部の損耗が多いこと、ピットが深くなり排水が困難になるなどの欠点をもっている。この欠点を除去するため、機関車の有無にかかわらず円形レールと両

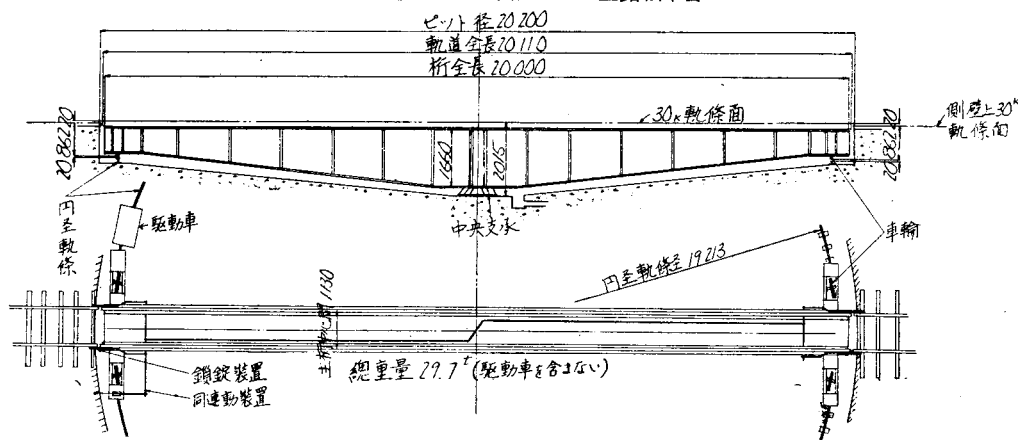
端車輪がタッチしている、いわゆる三支点転車台を新たに設計した。

昨年4月まづ1台を試作し千葉鉄道管理局内の大網駅に設置し良結果を得られたので、多少の改良を加えたものが昨年12月、門司鉄道管理局内直方駅に設置された。以下これについて概要を述べる。

1. 三支点 20 m 転車台の必要性について

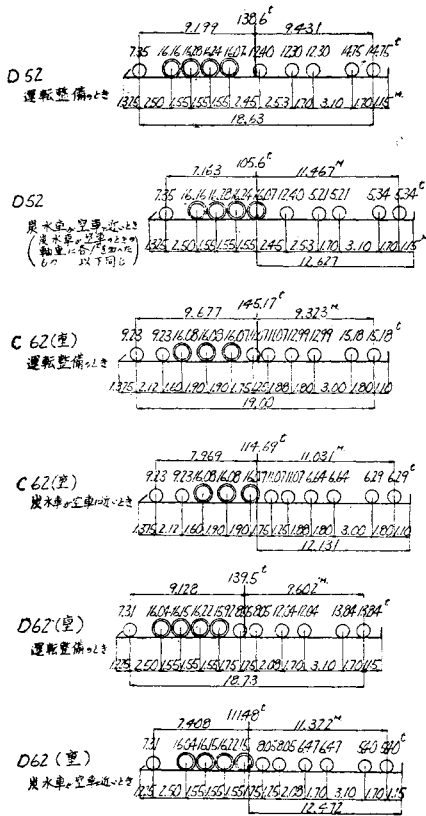
現在日本国有鉄道における転車台は、新旧各種類のものを合わせて約450台あるがどれもバランスト型である。いまこの内定規である20m上路転車台の

図-1 バランスト型 20 m 上路転車台



* 日本国有鉄道施設局特殊設計室長

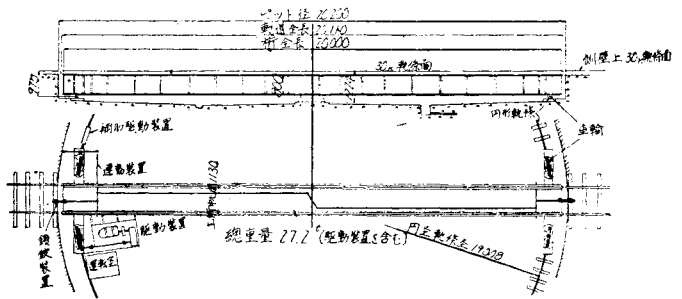
図一 機関車の重心位置



関係寸法を略記すると 図一1 のようである。現行の機関車のうち最も大きい D 52, D 62 及び C 62 型の運転整備のとき、炭水車が空車に近い場合（空車の場合の軸重に 1 トンを加えた値をとつている）の重心位置を示すと 図一2 のようである。たとえば D 52 型においてその重心位置は、運転整備の状態では最遠車輪軸中心までそれぞれ 9.431 m, 9.199 m であるから 20 m の転車台においては、その重心を転車台の中央支承に一致させることは可能である。しかしながら炭水車が空車に近い状態では、それぞれ 11.467 m, 7.163 m となり一致させることは不可能である。それゆえ転車台はバランスすることができないから、片側の車輪が円形レールに接着して相当大きい反力を生じ、バランス型の利点がなくなり回転が重くなる。またたとえ一致させることが可能としても、機関車の全軸距が 19 m に近いような場合、両端の車輪が転車台から飛び出さない範囲内においてできるだけその重心を中央支承に合わせることは多くの時間を必要とし、1 日の使用回数が 300 回を越えるような場合には、実際上不可能に近い。またこのバランス型においては転車台に機関車がのつた場合に、その荷重による桁の撓みに若干の

余裕をつけた量を、車輪と円形レールの間に隙間としておかなければならないのであるが、この隙間がこの型の転車台の大きな欠点となつていのである。いま 図一1 を例にとると、機関車が転車台に乗入れる場合、転車台の一端が機関車の輪重により 20 mm だけ急激に降下し、反対側は逆に 20 mm 上ることになる。この際の衝撃により大きな動揺を起し、各部の磨滅、鉸の弛緩を生じ、さらにその隙間が過大な場合には機関車の脱線の原因ともなつている。さらにバランス型においては桁の断面は、中央支承から突出した突桁として計算されなければならないから不経済であり、桁高も高く従つてピットも深くなる。いま 図一3 のよう

図三 三支点 20 m 上路転車台



に両端車輪と円形レールを機関車の有無にかかわらず接着させ、それと中央支承の三点で支えた構造を考えると、以上のべたようなバランス型の欠点はいづれも除くことができる。機関車出入の際の動揺もなく、重心を合わせる必要もなく、また桁の断面も小さく従つてピットも浅くすることができる。以上の理由から三支点転車台が要求され出現したものであるが、もちろんこの型のバランス型にくらべて不利な点（たとえば回転に要する動力の増大、円形レール及び中央支承の不等沈下により桁の応力が増減を生ずるなど）もあるが、三支点転車台の桁高が比較的小さいので些少の不等沈下は反力分布及び桁の応力に大なる影響はないので、相当の不等沈下を生じた場合（±10 mm）のみ、中央支承及び車輪取付高さを調節鉸により調節することによつて、この問題は解消される。

2. 転車台の長さについて

現行の最も長い機関車は C 62 型で、その全軸距は 19 m（全長 21.475 m）で過去約 20 年間に約 2 m 長くなつている。ゆえに当然将来軸距が増大することを考慮しなければならないのであるが、最近の傾向として機関車の長大化よりそれ自身の効率を高める方向に進んでおり、さらに電気機関車、ディーゼル電気機関車の分野もひらけ、かつ既設の旧式転車台で交換を要するものはすべて 20 m までであるから、ピットなど

改造費を節約する点からも 20 mm を適当と考えた。

3. 設計荷重について

一般に橋桁の設計にはK荷重を採用しているが、転車台においては実状に合わないで、上述の2つの理由により D 62, D 52, C 62 型を採用した(機関車の車輪位置の関係から、主桁の各点の応力は機関車によつて違うため、三者を比較して最大のものをとつた)。なお衝撃値は在来の転車台と同じく 30% とした(在来のものに比べて少ないことは確実と思われるが、明確をかくため一応 30% とした)。

4. 主桁について

主桁を両端車輪と中央支承の三点でささえる連続桁とするか、中央支承あるいはその付近に鉸を設けて連続性をなくし単純桁とするかの二つの方法がある。前者は連続桁としての特性をもっており構造が簡単であり、かつ桁を経済的に設計できるが、車輪の磨耗、円形レールの不陸、あるいは、中央支承の沈下などがある場合は桁には変位量に相当する応力が生ずることになる。この応力は桁の断面二次率に比例するから、もし多少の沈下が起るとしても桁高を経済的な範囲内で低くして、断面二次率を小にすればそれほど大きな応力とはならない。これに反し、鉸を設けた単純桁とした場合は、沈下などによる主桁への影響はないが、桁の断面が大きくなり、鉸の構造も複雑となり、かつ回転に要する横推力に対する補強も考えなければならない。以上の理由により連続桁とするのを適当と考えた。実際設計上には、円形レール面と中央支承座面の高低差が ±15 mm 程度生じても桁に許容応力以上の応力がおきないよう(実際には高低差を調節できるようになっている)、また回転に要する起動力 600 kg と風荷重 1.2t/m の横荷重による軸応力も加算して、鋼鉄道橋設計示方書による許容応力をこえないように設計している(中央支承 10 mm の沈下で応力は 100 kg/cm² くらい増加する程度である)。

5. 中央支承について

在来の転車台にはいろいろの形があり、あたかも中央支承の発達が転車台の発達の歴史のような感がある。これらの支承はそれぞれ利害特質をもっているが最近の大型機関車に対しては十分でないものが多い。

在来の支承の結果から見て、新しい転車台の支承は次のような構造でなければならない。

- a) 桁の縦方向においては機関車による撓み、あるいは円形レールの不陸などに順応できるよう、ピンのような構造にしなければならない。
- b) 上記のピンのような構造は、桁が横方向に傾斜しないよう横に長いものでなければならない。

- c) 回転する部分は安定のためなるべく広い面積を持ち、かつ回転抵抗の少ないものでなければならない。以上の理由から 図-4、及び 写真-1 のような推力玉

図-4 中央支承

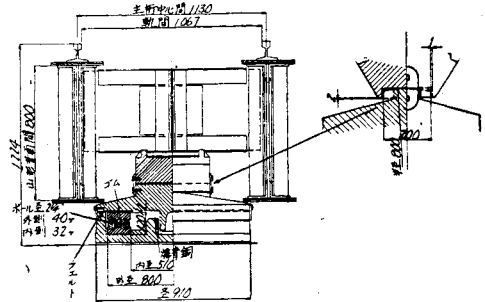
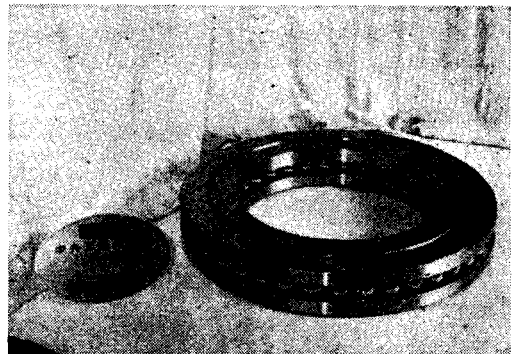


写真-1 中央支承玉軸受



軸受を使用した。その主要寸法は図のようであるが、径 2 1/4" の鋼球 72 個が複列に並び、上部回転座は軸受にかかる荷重の不均衡をさけるために2つに分割されている。毎分 0 回転のときに 1080 t, 毎分 1 回転のときに約 700 t, 毎分 5 回転のときに 390 t の*負荷容量を持つているが、実際には D 52 型のがつたとき衝撃を 30% と考えて約 130 t である。この軸受の上には衝撃の減少と、更に荷重を等分布させるため、厚さ 11 mm の人造ゴム板を始めて使用してみた。このゴム板は耐久・耐油性にとみ、かつ普通のゴム板のように歪みの大きいものではかえつて、転車台の横振れの原因となるので、ある一定荷重までは縮むがそれ以上の荷重の増加に対してはその歪みの増加量はきわめて少ない、換言すれば転車台の死荷重のみによる縮みは約 0.3 mm, 機関車がのつてもさらに歪み量は 0.4 mm くらいであるよう製作されている。なおこの中央支承の採用は初めての試みであるため、実際使用の状態に特に注意している。

* 軸受の負荷容量は使用し得る時間を 500 時間とした場合の荷重を示している。

6. 駆動装置について*

転車台を回転させるための駆動装置は、在来ものはいずれも転車台とは別個の電動機を有する駆動車をピンにより転車台に連結して、その駆動車の車輪を円

写真-2 (a) 駆動装置

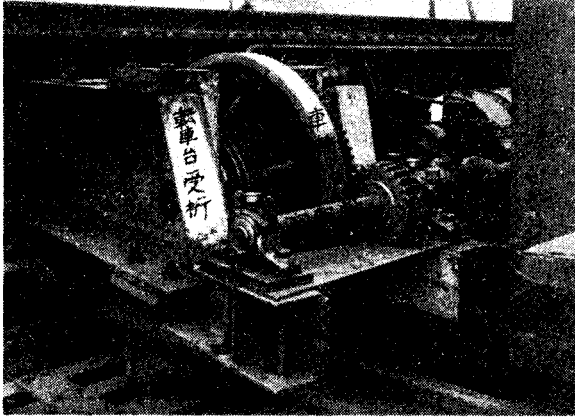


写真-2 (b) 同上

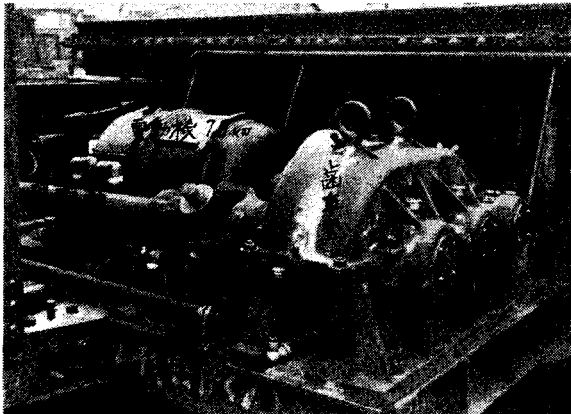
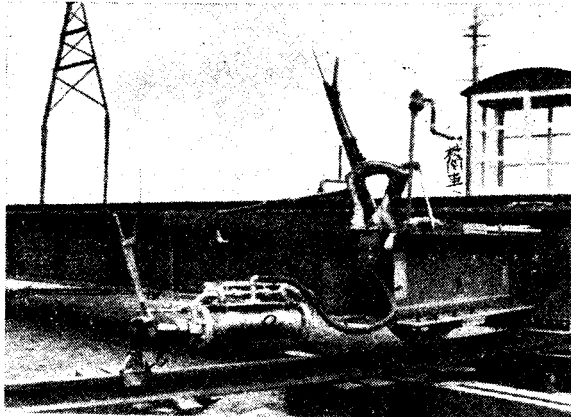


写真-3 補助駆動装置



* 本装置は日本国有鉄道工作局機械課と協同設計したものである。

形レール上を回転させて転車台を回すものである。本転車台では機関車の有無にかかわらず車輪は常に円形レールに接着しているので、4個の車輪のうちの1個を回転させれば転車台を回すことが可能であるので、

主桁端に取付けたブラケット上に直接設置し歯車の噛み合わせにより車輪を回すようにした。また、機械設備 1.5 t の重量は回転時円形レールとの摩擦力を増加し有利となる。その概要は写真-2 (a), (b) のようである。D 52 型のをせた場合 360° 回転に要する設計上の時間は約 60 秒、起動に要する力は約 600 kg であるが、設置時試運転では若干両者とも多かつたが回転部分のなじみがよくなれば計算値に近づくものと考えられる。なお停電時の故障の場合を考慮し人力による回転をさけるため、本装置とは別個に機関車の圧搾空気を利用する補助駆動装置を取りつけた。その概要は写真-3 のとおりである。このように圧搾空気を簡単な取付け金具によりパイプをへて気筒 (a) に導入し、一端が円形レールをかんでいるピストンに往復運動をさせて転車台を回すものであるが、(b) の部分はピストンが押し込まれるときのみ十分かみ合つて動かず、押しこまれるときにはレールの上をすべつて動く (あるいはこの逆) ようになっており、この動作の反復により転車台を回すものである。実際機関車をのせた場合 360° 回転に要する時間は約 4 分であつた。

7. 桁端車輪について

円形レール上を走る4個の桁端車輪は、在来の転車台においてはその直径は 45~54 cm、またその軸受はすべてメタルを使用したものであるが、本転車台では回転に要する動力を小にするためテーパローラーベアリング2組を車輪内に使用し、かつ直径を 80 cm とした。またその材質は在来のもは SC 45 であるが耐摩耗性を高めるため SC 60 を使用した。しかしながら実際の使用状態から見るとさらに耐摩耗性のものが望ましいから 2 号機には外径 86 cm のタイヤ鋼を焼ばめしたものを使用した。なお車輪のうち1個は駆動装置からの動力を前述のように伝えられるようになっている。

8. 鎖錠装置について

転車台を定位置でとめるための鎖錠装置は、在来の転車台では図-5 (a) に示すものが最も良好である。すなわち転車台レールの両端及び側壁側レールの先端外側に 30 kg レールを並列して、その間隙に止金具を挿入してレール相互の接続を確実にした

図-5 (a) 鎖錠装置

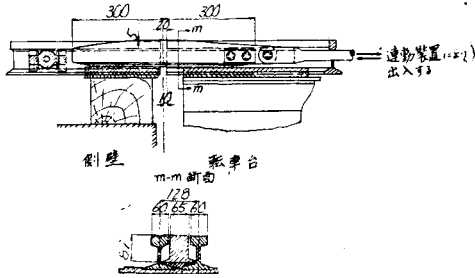
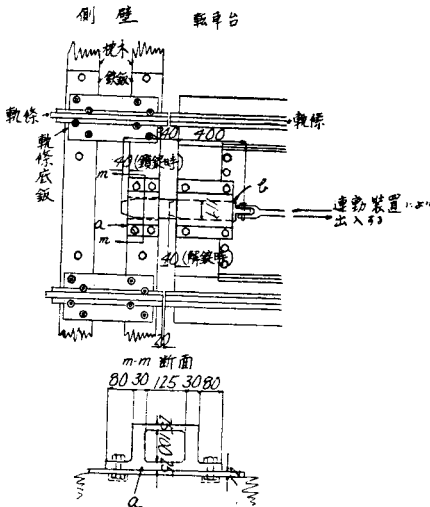


図-5 (b) 鎖錠装置



ものである。機関車出入の際の動揺があるためこのような装置が必要であるが、本転車台のごとくほとんど動揺を生じないものにおいてはこのような複雑なもの unnecessary であるから、図-5 (b) のような簡単なものを使用した。すなわち転車台上、側壁上軌道の中心に金具(a)を設置し、止金具(b)を挿入して鎖錠するものであるが、その位置を正確に軌道中心に保持するため側壁側は、枕木の上に鉋を使用しこの鉋にレール底版、鎖錠金具を取りつけて一体として全部をアンカーボルトにより基礎コンクリートに緊結してある。この鎖錠装置は連動装置のレバーを1箇所で人力により動かすことによつて同時に操作できるようになっているが、将来は動力によるものを考えたい。

9. 円形レールについて

転車台の桁端車輪を誘導するための円形レールは在来の転車台においては機関車出入の際のみ大きな輪圧(約 35 t) が加わり、回転中にバランスしておればほとんど輪圧はないのであるが、本転車台では常に大きな輪圧(出入時最大 39 t, 回転時最大 22 t) を受けており、かつレールの荷重による撓みを少なくするため

に在来の 37 kg のかわりに 50 kg レールを使用した。またいままでは基礎コンクリートに直接レール底版をのせてレールを敷設したものが多いが、この式ではレールを同一レベルにすることがむずかしく、かつ衝撃などによりレール底版やコンクリートに亀裂が入つたりする例もあるので、本転車台ではコンクリートの中に長さ 70 cm の短枕木をピットの内側にのみ抜き出せるよう埋めこみ、その上に底版とレールを螺釘により取りつけた、なお補助駆動装置を使用する関係上、レール継目鉋を使用せず全部電弧溶接とした。

10. 結 言

以上新たに設計製作された三支点 20 m 上陸転車台の概要についてのべたが、実際使用を開始してからまだ1年にみたないため十分な結果は今後の経過によるわけであるが、目下のところこの型式の利点を發揮しつつ異常なく使用されている。しかしながら細部についてはさらに改良を加えなければならない点も見出されたため、除々に改めたいと考えている。1月下旬に1号機にたいする各種性能試験* を実施することになっているが十分活用して転車台の進歩のため努力したい。なお製作費その他を在来の転車台に比較すると別表のとおり経済的である。

表-1 比較表

	3 支 点 20 m 上 陸 転 車 台	バ ラ ン ス 型 20 m 下 陸 転 車 台	バ ラ ン ス 型 20 m 上 陸 転 車 台
製作費	529万円 昭28.7月契約価格 (側壁1箇所分 集電装置 駆動装置 番号 5打 + 金具)	485万円 昭28.7月契約価格 (側壁1箇所分 集電装置 駆動装置 番号 5打 + 金具)	440万円 (左へ金具)
現場架設費 (ピット工事費 + 金具)	約 300万円	約 300万円	約 300万円
集電装置及 駆動		約 110万	約 110万
計	約 829万円	約 895万円	約 850万円
360° 回転 要 求 時 時間 (置 留 時)	約 70 秒	約 2 分	約 2 分
円形鋼線面から転車台上軌線面迄の高さ	978 mm	657 mm	882 mm
中央枕木座面から転車台上軌線面迄の高さ	1224	913	2015

終りに本転車台の設計、製作に多大の協力をお願いした特殊設計室奈良氏及び東京鉄骨橋梁KK宮崎氏、工作局機械課、施設局停車場課、ならびに製作各会社に深甚の感謝の意を表する。

(昭 29.1.20)

* 性能試験の結果種々の測定値はほぼ計算と一致し何等不安のない構造であることが判明したが、その細部は 29. 8. 25. 鉄道業務研究資料 11 卷 16 号に掲載の予定である。