

# 論 說 報 告

第 25 卷 第 9 號 昭和 14 年 9 月

## 機械聯動裝置挺子減力機に就て

(昭和 13 年 7 月 16 日土木學會第 2 回年次學術講演會に於て)

准 員 大 槻 勝 雄\*

### 1. 緒 言

保安裝置の意義は之を消極的に見れば事故の未然防止及事故の程度を最小限に止むるにあるのであるが、今日の高度に發達せる運転状態よりみれば、保安裝置の進歩あつてはじめて列車の高速及頻發運転も可能となり、又入換作業も敏速になし得るものであつて、畢竟輸送能率を増進せしめる積極的役割を有するものであると云ふことが出来る。

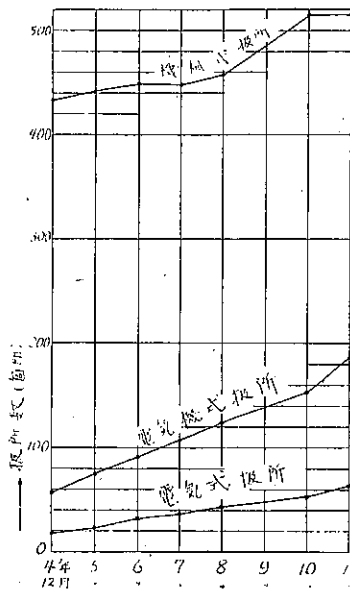
停車場の構内配線が簡單で且つ列車回數並に入換作業閑散なる間は、転轍器はその場所々々で操縦するも特に不便はないが、配線の複雑、作業の頻繁となるに伴ひ一々転轍手を附して現場で取扱つては、多額の人件費を要するのみならず操車掛、転轍手、信號掛相互間の打合せのために著しく作業能率を減退せしめると共に連絡不充分に依る事故發生の機會をも加へるものである。

斯かる停車場に於ては転轍器は信號機と共に一ヶ所に挺子を集中し、且つ此の挺子相互間に或る一定の順序による以外には誤扱の出来ない様な聯鎖關係を機械的に又は電氣的に施して操縦することとし、以て保安度を高めると共に人件費の節約及作業能率の増進を計る必要があるのである。

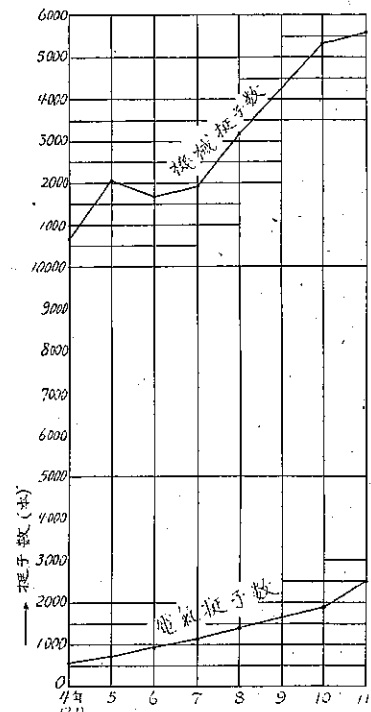
之即ち一種聯動裝置であつてその操縦を人力によるか又は電氣、圧搾空氣等の動力によるべきかは、必要の程度と設備費等を充分比較して決定すべきものであるが、我が國に於ける昭和 4 年以降昭和 11 年に至る第一種聯動裝置種別内譯は表-1 並に 図-1 の如くである。

本表より昭和 4~11 年間に増設された扱所種別及挺子數をみるに扱所としては電氣機式が多數にして約 50% を占めてゐるが、一扱所當挺子集中數は機械式が最も多く約 32

図-1. 省線保安裝置調査圖 (A)



省線保安裝置調査圖 (B)



\* 鉄道局技師 工学士 東京鉄道局工務部保線課

表-1. 省線保安装置調査表

調査年月	第一種聯動装置									信號機	
	機械式		電気機式			電気式		挺子数通計		機械	電気
	扱所数	挺子数	扱所数	挺子数		扱所数	挺子数	機械	電気		
ヶ所	本	ヶ所	機械	電気	ヶ所	本	本	本			
昭和 4 12	433	9487	57	1178	333	18	252	10665	585		
5 12	442	10657	75	1417	380	23	344	12074	724		
6 12	449	10016	91	1660	499	32	454	11676	953	18153	4514
7 12	448	10045	107	1882	606	36	543	11927	1149	17786	5008
8 12	458	10963	124	2208	742	43	654	13171	1396	17604	5293
9 12										18346	5997
10 12	515	12115	153	3211	962	53	923	15326	1885	18022	6376
11 12	516	12116	187	3472	1218	64	1276	15588	2494	18706	7029
昭和4~11年間増設	83	2629	130	2294	885	46	1024	4923	1909		
同 上 百分率	% 32		% 50.2			% 17.8		% 72	% 28		
同 上 一扱所當 挺子数		本 31.7		本 24.5			本 22.2				

備考 機械式…信號機及転轍器ともに機械挺子により操縦

電気機式…信號機は電気挺子、転轍器は機械挺子により操縦

電気式…信號機及転轍器ともに電気挺子により操縦

本にして之れを機械挺子及電気挺子別に通計すれば機械挺子は72%に達してゐる。尙昭和11年末第一種聯動装置全体としてみるときは機械式は扱所數に於て67%餘、挺子數に於て86%餘の多數を占める状態である。

即ち之等の情勢に徴して、保安装置改善の對照としては電氣的施設の改善普及も充分考慮せらるべきではあるが、機械保安装置の改善も亦決して忽緒に附することを許さぬものであると思ふ。

## 2. 機械聯動装置操縦力軽減方法

諸第一種機械聯動装置に於て最も重要な改良點の一つは扱所に於ける挺子の操縦力特に転轍器並に轍査桿の操縦力の問題である。特に最近では停車場の線路有效長延伸し、構内配線複雑となれる結果、分岐器を操縦する鉄管装置の延長大となり且つ屈曲箇所も多くなり漸次挺子の操縦を困難ならしめつゝある。又列車荷重の増加及速度昂上等に伴ひ分岐器も亦重軌條製となり、更に曲線分岐器、帽子型分岐器等の採用により益々分岐器自体の重量増大し、加ふるに可動軌叉の併用等により一層大なる転換力を要することとなりつゝある。

然らば之等の挺子操縦力を軽減するには如何にすべきかと云ふに、先づ挺子転換力を左右すべき事項を大別するに

- 1) 転轍器及轍査桿自体を転換するに要する力

図-2. 転轍減磨器(A型)

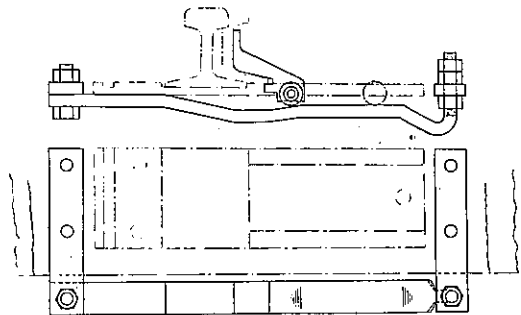


表-2. 転轍器標準転換力表  
普通転轍器

種類	標準転換力	注油不良 (+17%)	タイバーボルト 締め過ぎ (+36%)	ヒール遊間盲 (+22%)	撒砂 (+41%)
種 類	kg	kg	kg	kg	kg
30 8	28	33	38	34	39
30 10	31	36	42	38	44
30 12	35	41	48	43	49
37 8	31	36	42	38	44
37 10	33	39	45	40	47
37 12	37	43	50	45	52
37 16	37	43	50	45	52
50 8	40	47	54	49	56
50 10	46	54	63	56	65
50 12	54	63	73	66	76
50 16	50	59	68	61	71

帽子型転轍器

種類	標準転換力	注油不良 (+22%)	タイバーボルト 締め過ぎ (+48%)	撒砂 (+35%)
種 類	kg	kg	kg	kg
50 8	46	56	68	62
50 10	56	68	83	76

遷移転轍器

種類	標準転換力	注油不良 (+11%)	タイバーボルト 締め過ぎ (+40%)	ヒール遊間盲 (+12%)	撒砂 (+35%)
種 類	kg	kg	kg	kg	kg
37	59	65	83	66	80
50	70	78	98	78	95

2) 前記の転換力を扱所より傳達する途中即ち鉄管装置其の他に於ける抵抗力

3) 機械挺子に於ける挺子比等であつて之等の中 1), 2) 項に對する解決は主として運動部分の重量軽減と摩擦係数の減少に歸着するのである。之等の事項に就て簡単に説明を加へれば次の如くである。

a. 転轍器 転轍器自体の転換力は表-2 の通りであるが、右は尖端軌條をして床版上を摺動せしめるための滑り摩擦であるから、尖端軌條をローラーを以て支持して輾動せしむることによ

図-3. 転轍減塵器 (B型)

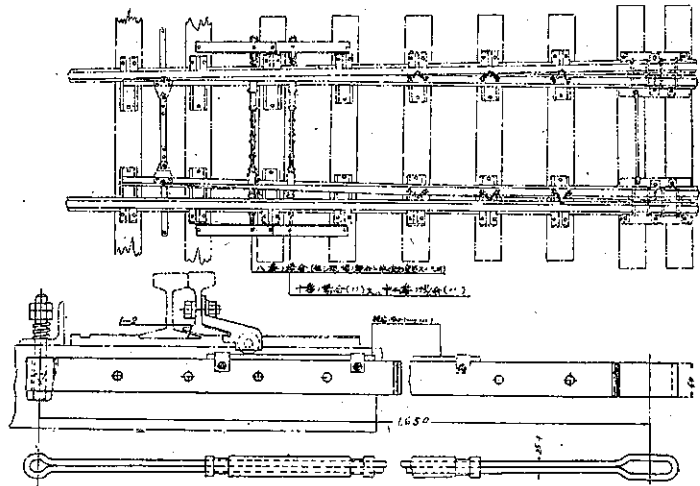


圖-5. 軋轆減磨器 (D型)

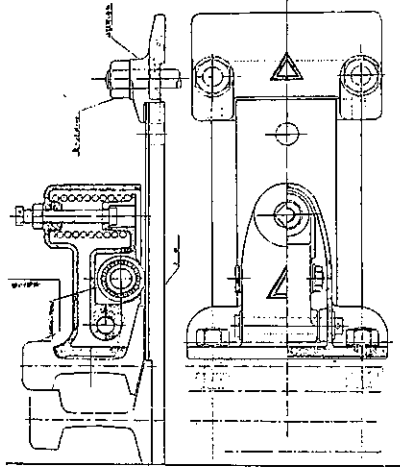


圖-4. 軋轆減磨器 (C型)

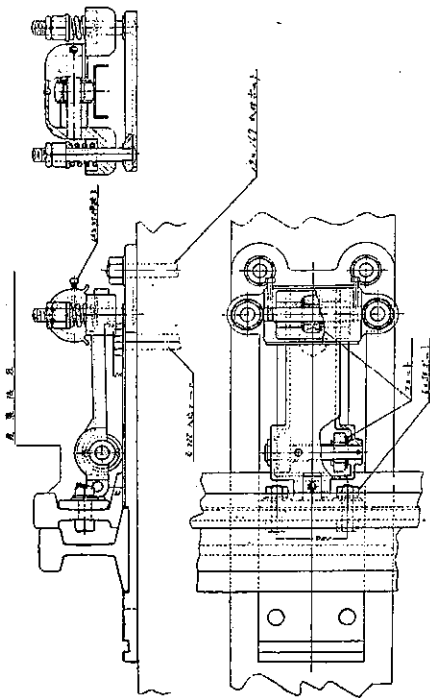


圖-7. ボール入轆查桿受

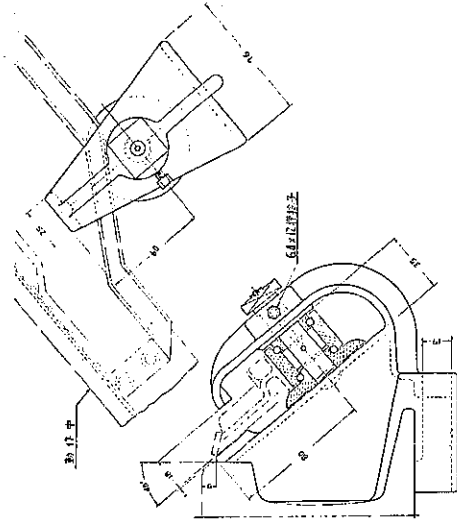
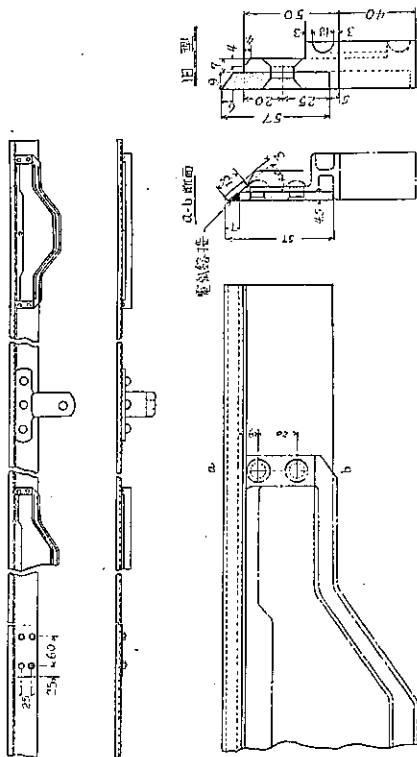


圖-6. 溝型轆查桿



り大いに抵抗を軽減し得るものである。図-2~5 に示す転轍減磨器即ち之にして其の使用結果は表-3 の如く転轍器自体の転換力に於て 20~70% の軽減をなし得た。

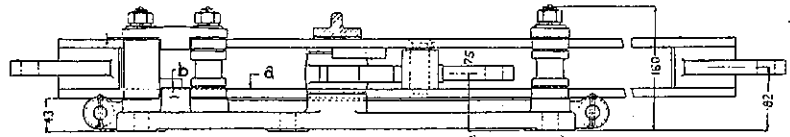
b. 轍査桿 途中転換防止のために用ひる轍査桿は長さ 12.5m 従來の断面は 図-6 に示す如く厚さ 9mm, 此の重量 72 kg であつたが, 試験の結果 4.5 mm 厚になし得るので之により自体の重量 27 kg (約 37.5%) を減じ, 挺子の転換力に於て 16 kg (約 30%) の減少を示した。又 図-7 に示す如く轍査桿受ローラー軸にボールを使用した結果は挺子転換力に於て 3 kg (約 6%) の軽減をなし得た。

c. 転換鎖錠器 次に転換並に鎖錠装置に於ける抵抗力は相當大なるものがある。転轍器の転換の際クランクにて転換したる後, 別個の挺子を以て鎖錠する複式と, 之等を組合せて同一挺子によつて操作する転換鎖錠器使用の單式と二様式があるが, 後者に於ては挺子転換の一動程中に解錠, 転換, 鎖錠の三動作を行ふ關係上エスケープクランクの中心軸及ドライバーをガイドするローラー軸等の摩擦は相當に大であるから, 之をボール入軸承とすることにより転換力を軽減することが出来る。その機構は 図-8 に示す如くであつて, 試験成績は表-3 に示す如くである。

d. 鉄管装置 鉄管装置は挺子の力を転轍器に傳へる装置であつて, その途中には屈曲毎にクランク類及曲桿を用ひ尚温度変化による伸縮調整のため鉄管調整器を介入するものである。之等の傳達装置に於ける力の損失及抵抗軽減方法を記せば次の如くである。

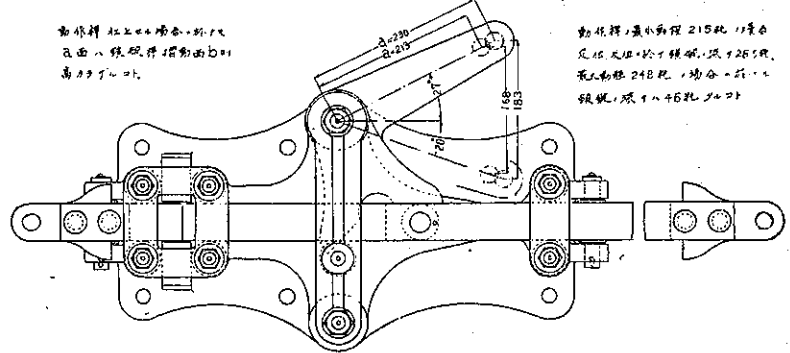
先づ鉄管の接ぎ折れ及基礎の上下左右歪等は鉄管に作用する力の損失となることは明であるが, 之等は施工技術如何によつて相當に矯正しうる

図-8. ボール入転換鎖錠器及簡易転換器

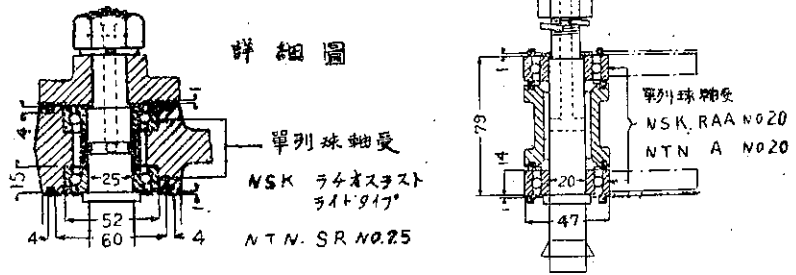


右作桿 軸径φ44場合-81.14  
a面ハ鉄板厚指對面b面  
高さφ40.0

右作桿ノ裏ハ鋼板 215mm 厚  
凡ハ 鋼板ノ厚イニ對シ 鋼板ノ厚イニ對シ  
兼ニ動程 248mm 場合ニ對シ  
鋼板ノ厚イハ 45mm 厚

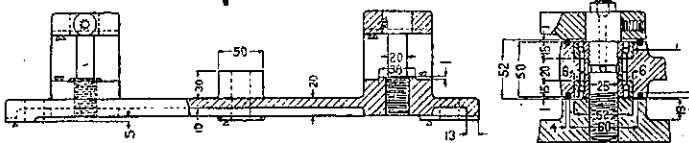
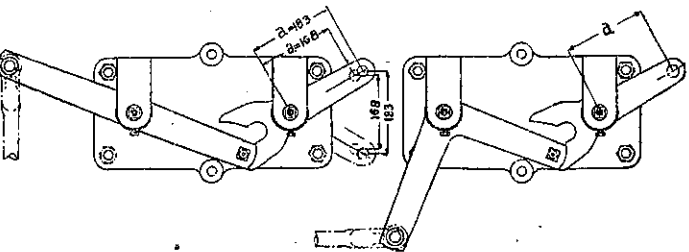


詳細圖



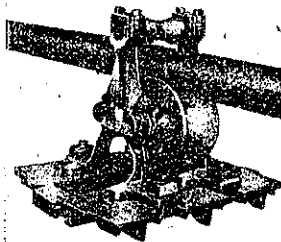
單列球軸受  
NSK ラクスタ  
311-917  
NTN. SR No.25

詳細圖



ものである。鉄管の太さに就ては径 25 mm 及 32 mm の 2 種を用ひて居り、径に關しては尙吟味の餘地を存するけれども分岐器重量及鉄管延長増大に伴ふストロークロス、バックリングその他の關係より漸次 32 mm を使用しつゝある情勢である。

図-9. 仕上型鉄管導車



倍之が支持導車についてみるに径 25 mm に對しては 2 m 間隔、径

表-3. 減 磨 器 試 験

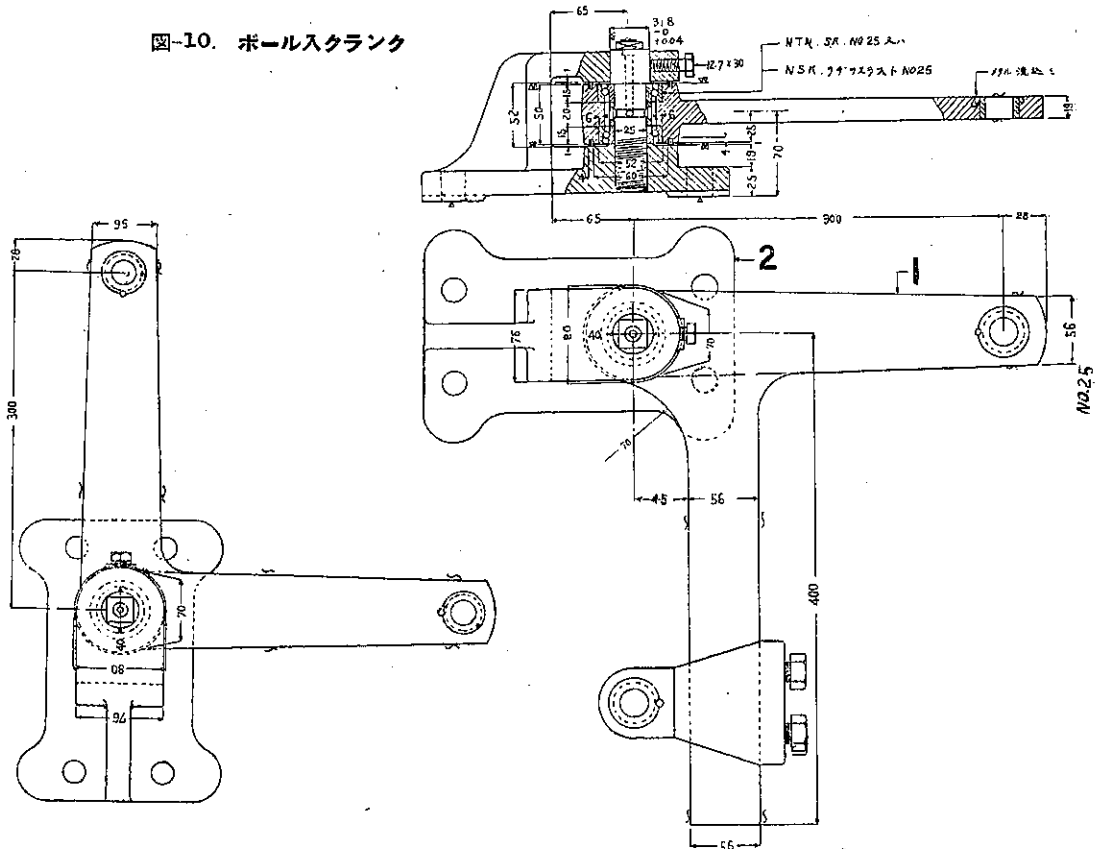
減 磨 器 型 式	換 換 力 (kg)		減 少 換 換 力 (kg)	減 少 率 (%)
	使用せざる とき	使用せると き		
A	6.9	2.3	4.6	68
B	8.0	6.4	1.6	21
C	5.1	3.8	1.3	26
D	7.5	4.0	3.5	47

轉 換 器 換 換 裝 置 試 験

條 件	換 換 力 (kg)	増 加 換 換 力 (kg)	増 加 率 (%)	
轉 換 器 30kg 8 番	5.1			
エスケープクランク	図集型	11.0	5.9	115
	玉入型	8.5	3.4	67
換 換 鎖 錠 器	図集型	13.8	8.7	170
	玉入型	11.4	6.3	123

備考 上記換換力は挺子に於ける換換力に換算せるもの

図-10. ボールスクランク



32mmに對しては約3m間隔に設けてゐるが、鉄管の延長は最大380mに及ぶ場合もあり、之等導車の廻轉抵抗は相當大なるものがあるので導車を眞円になし且つ其の輻動面の高低除去等が必要である。此のため新考案による仕上げ導車(圖-9 参照)を使用した結果は表-4の如く挺子操縦力にて7kgの抵抗軽減をなし得た。

次に鉄管装置中大なる抵抗としてはクランク類特に曲桿の抵抗であつて圖10~12に示す如く球入軸承を用ひれば頗る有效である。試験結果は表-4の如く曲桿にて16kg, クランクにて1~2kg, 鉄管調整器にて3kgの軽減をなし得た。

本來鉄管装置に於ける損失仕事量は、大体鉄管装置の長さ、單位重量、摩擦係數、並に動程の四者の相乘積に比例すると見ることが出来るから、動程を減少せしめることは損失

仕事量を減少せしめる譯である。即ち挺子及輻轉器に於ける動程に關係なく、途中の鉄管装置の動程を減少し、輻轉器附近にて再び所要ストロークに復帰せしむる方法であつて、實驗の結果は實動部のストローク215mmを150mm(30%減)に減じたるに挺子の仕事量にて約12.5kgm(26%)の減少を示した。但し此の場合ストロークの減少したるだけ鉄管の軸圧が増大するものであつて、之によるストローク横の増は約15mmであつた。右試験に

圖-12. 鉄管装置動程減少試験箇所平面圖

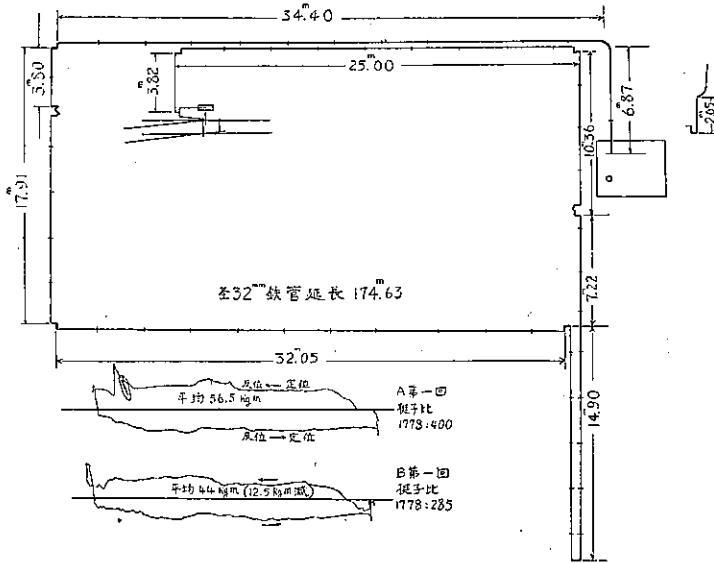
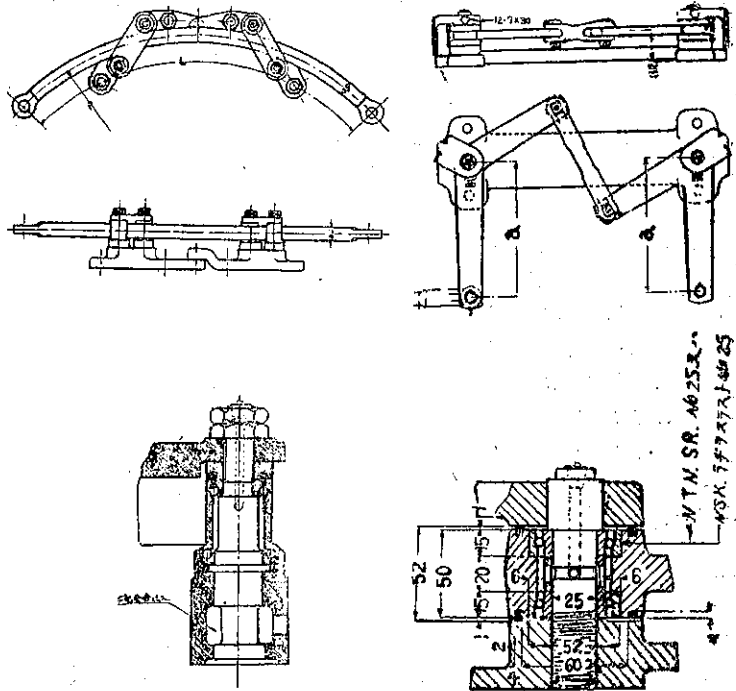


圖-11. ホール入曲桿及鉄管調整器



供した鉄管装置の狀況は圖-12の如くである。

以上述べた試験結果は夫々特定の條件下になされたものもあり之を以て直に軽減力の標準とすることは難かしく、更に試験の要あるものであるが、大体の参考とすることは出来ると思ふ。

e. 挺子比 次に挺子比による手動力の軽減であるが、輻轉器或は輻査桿に於て必要なる動程は160~200mmであつて、之れに途中のストローク横を見込めば挺子の實動部に於ては約250mm程度のストロークが必要である。故に之に對して挺子比を増大すれば容易に輻換力を軽減し得る譯であるが日本人の体格、取扱の便利等の點より挺子の長

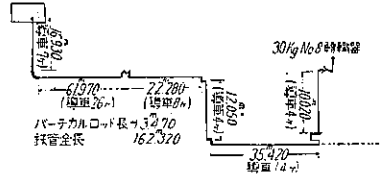
表-4. 第27號轉轆器轉換力試驗結果

條 件	轉 轆 器 付 き (A)					鉄 管 装 置 の み (B)					各 條 件 毎 減 少 比 較													
	轉換力 (kg)	轉換力減少狀態 (kg)					轉換力 (kg)	轉換力減少狀態 (kg)					A	B										
図 集 型 全 部 (注油前)	51																							
〃 (注油後)	44					7	23																	
導 車 仕 上 型 (注油後)	37					7	14					1	7											
クランクブッシュ入 (注油前)	51					④	⑦	0																
〃 (注油後)	49					2	⑩	⑤	2	26	⑤	④	⑫	⑤										
曲 桿 (ボール入)	33					16	18	4	11	18	8	3	4	16	8									
コムペンセータ (ボール入)	30					3	19	21	7	14	21	1	9	4	5	3	1							
クランク 1個 (ボール入)	29					1	4	20	22	8	15	22	2	3	11	6	7	1	2					
更にクランク 1個 (〃)	28					1	2	5	21	23	9	16	23	0	2	3	11	6	7	1	0			
アダプタクランク	26					2	3	4	7	23	25	11	18	25	15	0	0	2	3	11	6	7	2	0

備考 エスケープクランクに於ける挺子換算轉換力は 16.6 kg なり。○印は増加を示す

さ及動程も甚しく増すことは出来ない。現行型の挺子比 1778 mm : 438 mm (又は 395 mm, 350 mm) 即ち 4:1 (又は 4.5:1, 5:1) 此の場合手動部の動程 1010 mm にして此の程度は大體適當なる寸法であつて之以上大なる挺子比を得んとすれば轉換動作を二段とする必要生じ、轉換時間も現行 1~2 秒のものが延長して取扱ひも不便となるを免れない。

轉換時間を格別問題とせぬ扱所に於て手動行程を増大して轉換力を軽減せしめたる装置に鉄索操縱方式があるが、本論に於ては論及せざることゝしたい。



### 3. 挺子減力機

a. 目的 以上の如く運動部分の重量軽減及摩擦係數の減小其の他の改善を施すときは挺子の操縱力は普通施設の場合の 40~50% 程度減少せしめ得るので大體の目的は達することが出来る。然しながら設備の状況によつては之以上の操縱力軽減を要する場合がある。信號掛が頻繁に挺子の取扱をなす場合は經驗上約 1/3 馬力以下に止めたい。之は挺子の轉換時分は普通 1.5 秒であるから 37.5 kg m の仕事となりストロークは約 1010 mm であるから轉換力は約 37 kg となる。茲に挺子の轉換力及一日轉換回數の一例を示せば表-5 の如くにして 80 kg を超過する場合も相當にあるのである。かゝる場合は前述の施設改善のみによつては尙取扱の不便を除去出来ないところから考案されたのが挺子減力機である。

b. 作用 挺子減力機は圧搾空氣を利用して汽筒内のピストンロッドを挺子のバックテールに接続して挺子の轉換を補助する装置であつて、挺子毎に氣筒を設け、空氣壓縮機並空氣槽は共通としその空氣槽内の壓力は常に或る範圍内に自動的に保持される様になつてゐる。空氣槽の容量は 60 # より 40 # までの降下の範圍内に於て 65 % の損失を見込み約 130 回氣筒に給氣しうるものである。氣筒への給氣は挺子轉換の初動を利用してバルブの開閉をなし、且つカットオフの調節により或る程度個々の挺子轉換力に応じた補助力を與へんとするものである。

諸本機構の詳細は 図-13, 14, 15. に示す通りであつて其の作用の概要を説明すれば次の如くである。



図-14. 挺子減力機気筒詳細図

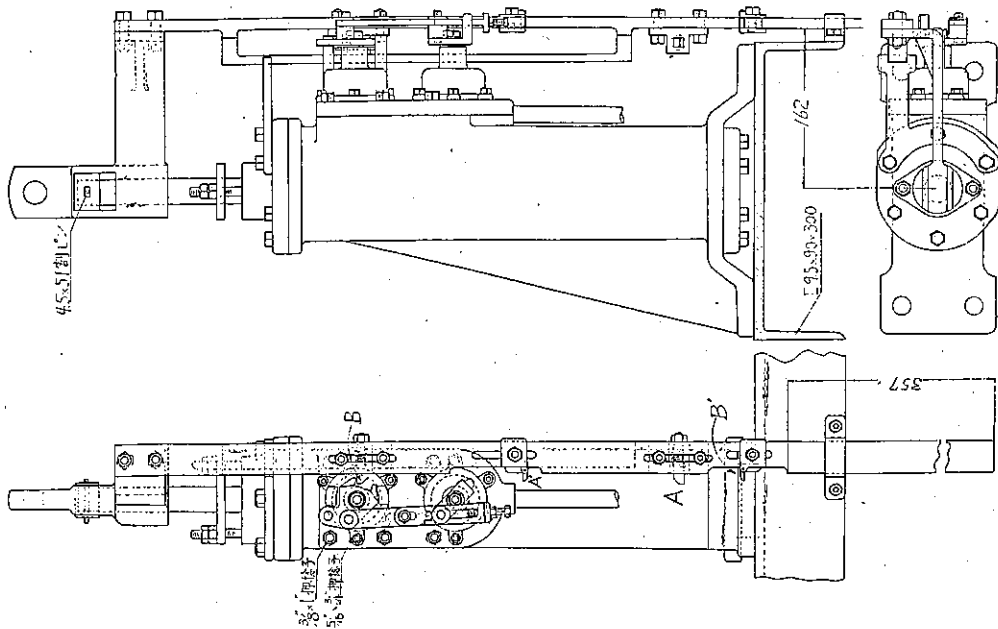
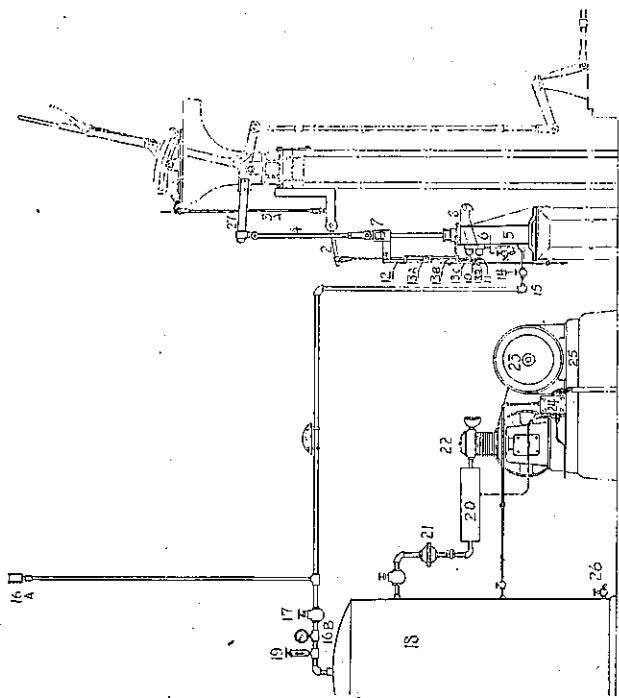


図-13. 挺子減力機圖



番號	名稱	名稱	番號	名稱
1	途中轉換用踏板	バルブ	14	調節バルブ
2	"	クラック	15	メーンバルブ
3	"	ロット A.B.	16	圧力計
4	パーチャカルロット	槽	17	中斷バルブ
5	シリンドラ	気全弁	18	空安
6	オイルバルブ	チャッキバルブ	19	安全
7	ピストンロット頭	空圧縮機	20	チャッキバルブ
8	バルブ D 型 (副)	電動閉閉機	21	チャッキバルブ
9	" (主)	コンモンベース	22	空圧縮機
10	バルブ接線桿	コック	23	空圧縮機
11	バルブハンドル		24	電動閉閉機
12	バルブロット		25	コンモンベース
13	爪 A. B. C. D.		26	排水コック

表-5. 高崎驛(大宮方)挺子転換仕事量 昭和12年12月

挺子番號	一日使用回数	最大転換力(kg)	一日転換仕事量(kgm)	一日仕事量(kgm)	挺子番號	一日使用回数	最大転換力(kg)	一日転換仕事量(kgm)	一日仕事量(kgm)
11 鎖 桿	128	60	29	3712	34 鎖 桿	192	80	40	7680
12 転轍器及鎖桿	16	75	37.5	600	35 同 上	63	50	17.5	1103
13 転轍器	22	5.5	2.5	55	36 転轍器(双動)	13	70	29	377
14 鎖 桿	89	70	27.5	2448	37 鎖 桿	440	55	24	10560
15 転轍器(双動)	25	50	25	625	38 転轍器(双動)	149	6	3.5	522
16 鎖 桿	41	64	33	1353	39 転轍器及鎖桿	294	49	22.5	6615
17 転轍器及遷移 転轍器(双動)	67	4.5	2.5	168	40 鎖 桿	166	56	27.5	4565
18 転轍器	16	70	27.5	440	41 転轍器	70	30	11.5	805
19 鎖 桿	90	55	27.5	2475	42 同 上(双動)	46	8	3	138
20 同 上	79	57	25	1975	43 鎖 桿	150	80	37.5	5625
21 転轍器	2	55	25	50	44 同 上	219	45	22.5	4928
22 鎖 桿	128	58	22.5	2880	45 転轍器(双動)	36	5.5	2.25	81
23 遷移転轍器	118	35	17.5	2065	46 鎖 桿	264	70	32.5	8580
24 鎖 桿	124	21	10	1240	47 転轍器(双動)	115	6.9	2.75	316
25 転轍器	39	23	10	390	48 同 上	7	115	47.5	333
26 鎖 桿	86	63	32.5	2795	49 鎖 桿	76	35	30	2280
27 転轍器	2	50	27.5	55	50 同 上	371	35	17.5	6493
28 同 上	52	39	17.5	910	51 転轍器及鎖桿	147	6.6	3.5	515
29 同 上	41	65	25	1025	52 鎖 桿	60	82	47.5	2850
30 鎖 桿	107	95	32.5	3478	52 転轍器(双動)	26	8	3.75	98
31 転轍器	63	85	25	1575	54 同 上	19	59	17.5	333
32 同 上(双動)	32	80	30	960	55 同 上	73	30	15	1095
33 同 上	56	4.9	3	168	計				97334

先づ挺子のラッチハンドルを握りラッチハンドルをコードラントの切欠より切離すと、其れまで尖端軌條を密着せしめるために加へられてゐた圧力の反撥によつて鉄管は挺子に或程度の運動を與へる。此の運動はバックテール27を通じて接続桿4を従つてバルブロッド2を押し下げる事となりバルブロッド中の爪(A)は副E型バルブのスピンドル爪を動かして該バルブの左穴を開通せしめ同時に副バルブスピンドル爪の反対側より接続するロッドを通じて主E型バルブスピンドルのハンドルを水平位置まで動かしてバルブ孔を開通せしめる。その時圧氣は主E型バルブより流入し副バルブの左孔を通り氣筒の上方より流入してピストンを下方へ押下げピストンロッド及接続桿を経てバックテールを下方へ引下げ挺子に転換運動を與へる事となる。従つてバックテールに連続するバルブロッドもピストンロッドにより下方へ押下げられる。尙進むに伴ひバルブロッド中の爪A'は主E型バルブスピンドルを下方へ突下げバルブ接続桿スロットの上端に接する位置まで廻転せしめ主E型バルブ圧氣流入を閉塞し爾後氣筒内の圧氣は其の膨脹によつてピストンに作用し下方へ押下げる様に働き、遂に挺子転換に要する力と平衡する位置に至れば(之は転換の終了に近き位置である)爾後は手動力により挺子の転換を完了するのである。斯かるピストンの行程中氣筒内のエキゾーストは副E型バルブの右及上の穴が開通してゐるので之より上方に排出される。

以上の實際取扱は常に手動と圧氣の補助と同時に於て居りその転換時分は手動のみの場合1.5秒なるに對し

減力機使用の場合は 1/2~1 秒である。反位より定位への使用も之と同様である。

次に誤扱の爲め挺子を途中より引直す場合はピストン行程の途中に於て反対方向より圧氣を作用せしむることが必要であつて其の機構は途中轉換用踏板 (I) を踏み途中轉換用ロッド AB を通じ副 E 型バルブの開通方向を交換することによりエキゾースト及圧氣が逆方向に作用することとなる。

○ 注意事項 本機はタンク内のエアプレッシャー並に其のカットオフの時期を加減することにより如何程でも操縦力を軽減し得るが、之を無制限に軽減するときは尖端軌條不密着なるにも不拘、鉄管を無理に彎曲せしめて挺子を納めるが如き危険を伴ふものであるから、或程度に制限することが必要であつて、種々試験の結果表-6 及 圖-16 に示す如く圧氣の程度は挺子轉換途中では零に近く負にならぬ程度に止める。即ち大部分減力機の補助によつて轉換し最後の密着附近では手動力を用ふる餘地を残す程度が適當である。

圖-15. E 型バルブ詳細図

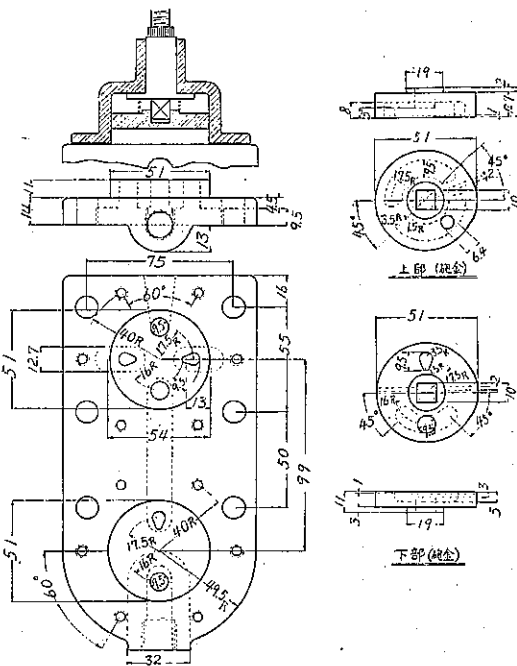


表-6. 挺子減力機試験記録  
轉換力の軽減率 (%)

定位——反位				
カットオフ	97%	86%	74%	
空氣圧力				
31.8 kg (70 lbs)	78	71	70	
22.7 kg (50 ")	69	65	62	
13.6 kg (30 ")	39	30	25	

定位——反位				
カットオフ	97%	86%	74%	
空氣圧力				
31.8 kg (70 lbs)	98	85	70	
22.7 kg (50 ")	77	70	67	
13.6 kg (30 ")	40	28	23	

借一般に転載器の操縦に當つては転載器を密着せしむる場合に大なる轉換力を要するのであるが、その際密着の確認は手動に於ては取扱者は手

圖-16. 挺子減力機試験記録圖  
減力機を作用せしめざる場合

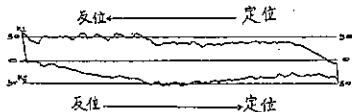
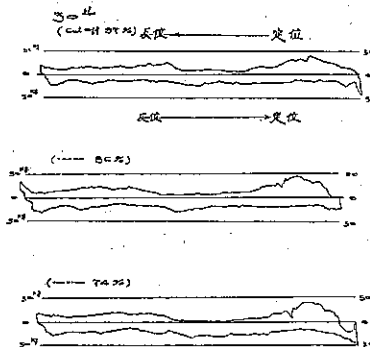


圖-16. (a) 減力機使用せる場合



加減に頼つてゐるのである。従つて最も大なる轉換力を要する密着時に圧氣を充分働かせることが出来ないと云ふ缺點があるが、實際問題としては惰力を利用して轉換を終了せしめるので大した不便はない。

尙又減力機を使用する場合は挺子轉換時分が手動の場合の 1/2 程度に短縮される故に取扱の迅速なることは利點であるが同時に衝撃を増

図-16 (b). 減力機使用せる場合

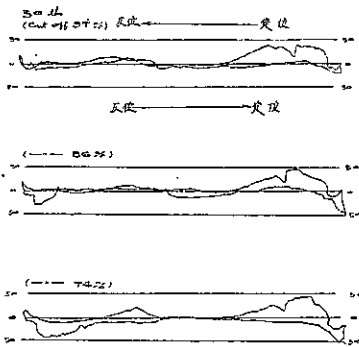
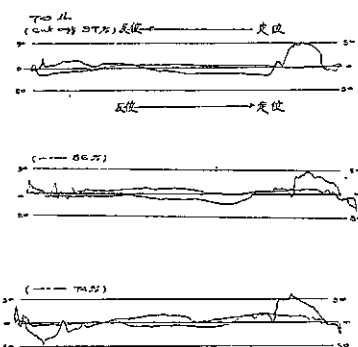


図-16 (c). 同 右



し各部ピン磨耗を早めることは一の缺點である。

d 設備費 次に減力機の設備費について述べれば空気圧縮機の容量は前述の如く氣筒へ 130 回給氣可能の設計であるから、挺子の転換回数の多少に左右せらるゝ譯であるが、普通の扱所に於ては挺子 20 本に一組位でよい。故に設備費は挺子数 20 本位までは挺子数を増すも増額は甚しく大ではなく之れを鉄管装置其の他の摩擦係数を小ならしめる施設改良方法と設備費の比較を試みるに 図-17 の如くである。

即ち既設々備を改善する場合は、改良すべき鉄管装置の延長が平均 100 m なるときは挺子数 10 本、平均 200 m なるときは 5 本以上は減力機が設備費低廉なることを示す。

表-7. 聯動裝置種別毎設備費比較表

装置名	名稱	數量	金額	計
機械聯動裝置複式	転轍挺子	35 組	4 200 円	40 295 円
	鉄管装置	3 620 米	21 230	
	鎖錠並に轍查桿	34 組	7 820	
	減力機	17 "	7 045	
機械聯動裝置單式	転轍挺子	20 "	2 800	31 990
	鉄管装置	1 925 米	14 680	
	転轍鎖錠装置	34 組	8 360	
	轍查桿	41 "	6 150	
全電氣聯動裝置	転轍挺子	20 "	4 800	66 940
	電氣転轍機	34 "	39 500	
	電纜その他	1 式	11 710	
	轍查鎖錠	15 組	10 930	
電空聯動裝置	転轍挺子	20 "	4 800	72 120
	電空転轍機	34 "	37 460	
	電纜その他	1 式	10 880	
	空氣圧縮装置	1 "	2 110	
	送氣装置	(主) 850 米	5 940	
	轍查鎖錠	15 組	10 930	

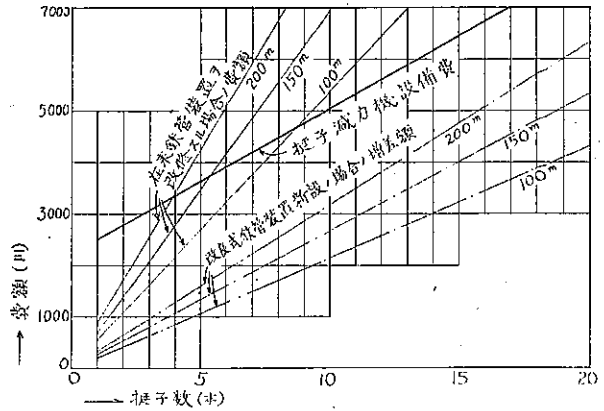
乍然扱所を新設する場合は、鐵管裝置の改良方法は在來のものとの差額だけが増となり減力機よりも相當低廉である。故に新設の場合は鐵管裝置を改良しても尙操縦困難なる見込の場合に減力機を採用すべきこととなる。

右は兩施設とも未だ改善の途上にあるものであり、保守費及其の壽命等については未だ明瞭ならざるを以て、之等の考察を除外したものである。

然して最後に電空及電氣聯動裝置と機械聯動裝置に減力機を併用したる場合との經濟比較を示せば表-7の如くであつて、機械聯動裝置の最高設備をするも尙經濟的なるを知ることが出来る。

尙本調査は東鐵工務部西村技手及他保線課員の協力によるものであることを記し茲に謝意を表する次第である。

図-17. 挺子減力機と鐵管裝置改良との設備費比較



## 碎石砂利生産施設の一例に就て

(昭和13年7月16日土木學會第2回年次學術講演會に於て)

會員 庄子吉光\*

### 1. 緒言

近時鐵道の列車速度昂上、運轉回數の増加、通過處數の増加に伴つて軌道の破壊力が著しく増大し保守困難は彌々深刻となり、之が對策の一つとして道床砂利の碎石化が喚ばれて來た。

更に各河川に於ける砂利は砂防工の完備、水力、上水道事業の發達に依つて流下量の減少となり、一方コンクリート工業の膨脹に伴つて必然的に價格の奔騰を來し、碎石との値開きを小ならしめ碎石利用に拍車を加へつゝあり、碎石を主体とする道路、廣場等の舗裝も之亦躍進的の伸展を示して來たのである。従つて近年碎石工場は非常なる活氣を呈し新規計畫又は増備のもの各所に見聞する状態である。

鐵道省に於ても省營碎石場を設置して之が要求を満す事となつたものである。

### 2. 設備

#### 1. 位置

鐵道省營本碎石工場は東海道本線函南驛構内で有名な丹那隧道の西口である。

#### 2. 主体設備

主なる設備としてはブレーキクラッシャー 400×230 mm 1臺、バケットエレベーター 20 t/hr の容量のもの 1

\* 鐵道局技手 京東鐵道局上野保線事務所勤務