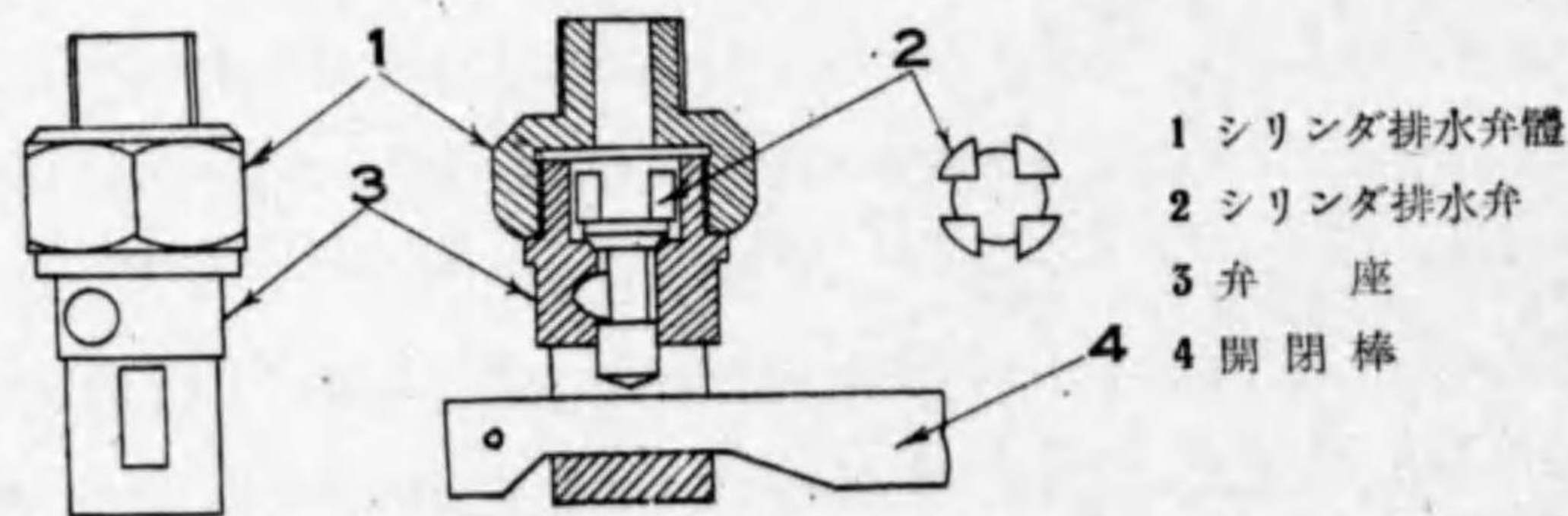


初逆轉機を中心近く引上げてから加減弁を小開し弁を弁體止に接着せしめてから逆轉機を倒し加減弁の開度を増す様に取り扱ひ、又絶氣に移つた場合は早く脇路弁の作用をなさしめるために一旦逆轉機を極端に移し然る後弁と弁體止との衝突を防ぐため逆轉機を中心置いて運轉する必要がある。

## 第二節 シリンダ排水弁

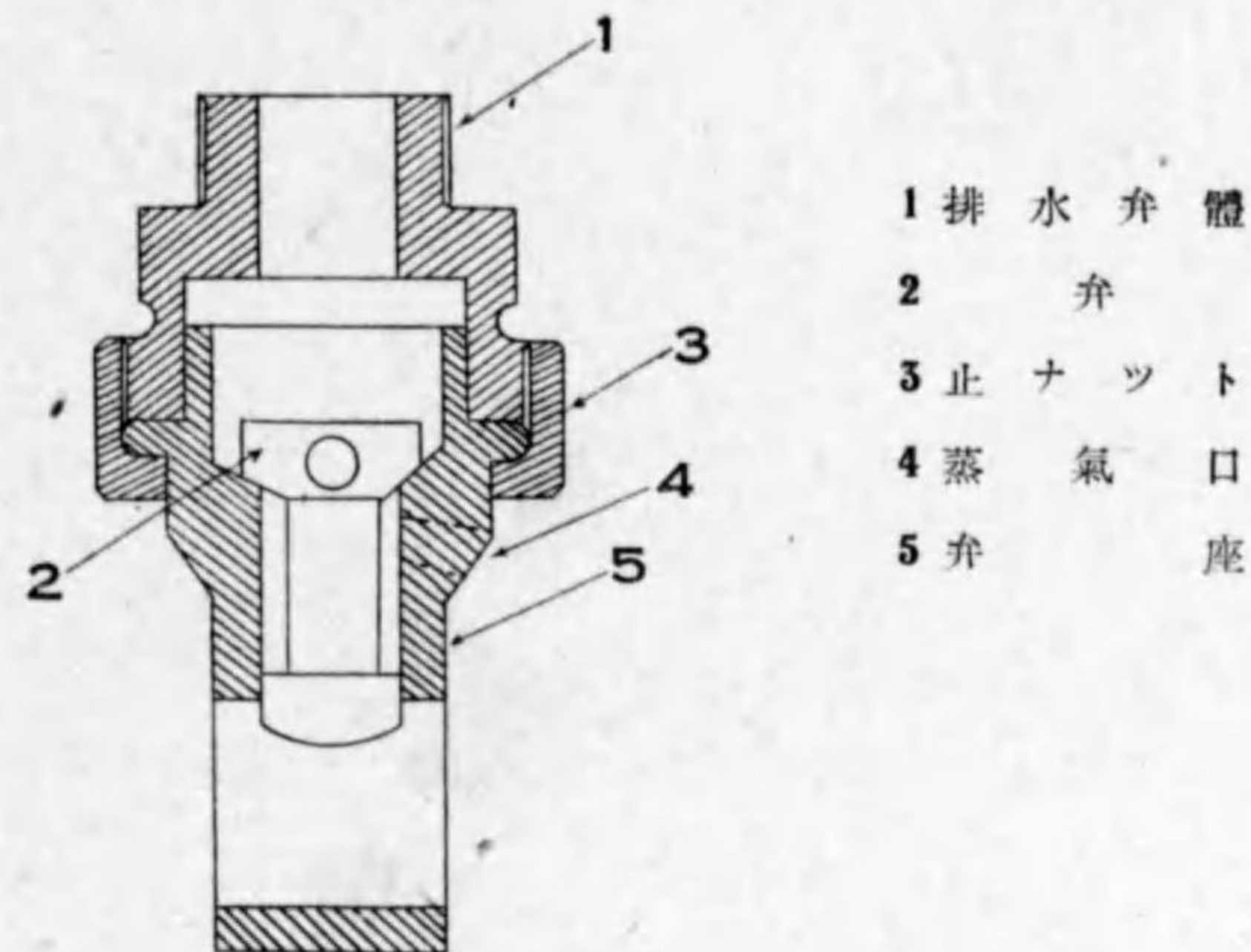
シリンダ内へ供給されるものは何時も蒸氣許りとは限らない。即ち完全な蒸氣を供給してもシリンダの低温の場合は之に熱を奪はれて復水となり、或は又氣水共發のため水分が直接シリンダ内へ進入したりする場合がある。この場合水は非常に圧縮し難いもので、一定の圧縮に對し圧力の上昇する割合は蒸氣に比すると比較にならぬ程大であるから、シリンダの中で之が圧縮されるとその大なる圧力のためにシリンダ蓋、ピストン或はコッタ等を破損せしめる虞があるので、復水が出来た場合は直に排出せしめる必要がある。この目的のためにシリンダ前後端逃の部分に各一箇宛の排水弁を設け、その中央部に蒸氣室の排水弁を取付け、運轉室内のハンドルを扱ふことに依り之を開放して排水せしめるものである。排水弁の構造は第 151 圖に示す如くで、シリンダ體に排水弁體(1)をネチ込み之に弁(2)を収めた弁座をネチ込み、その下方に開閉棒(4)を

第 151 圖 シリンダ排水弁 (1)



取付けたもので、弁座の横には排水穴が一箇設けられてゐる。開閉棒の下側は勾配になつて居り之にて弁は上方に押し上げられて開き又自重に依り閉塞するものである。この排水弁をシリンダ體へネチ込んだ際開閉棒を貫通せしめる穴はシリンダ中心線に平行でなければならないが、完全にネチ込み終つた時之が平行でなく横を向いてしまふことがあり、斯かる場合はパッキン等を入れて締め直さなければならぬと云ふ不都合を生ずるので、最近は第 152 圖に示す如き

第 152 圖 シリンダ排水弁 (2)

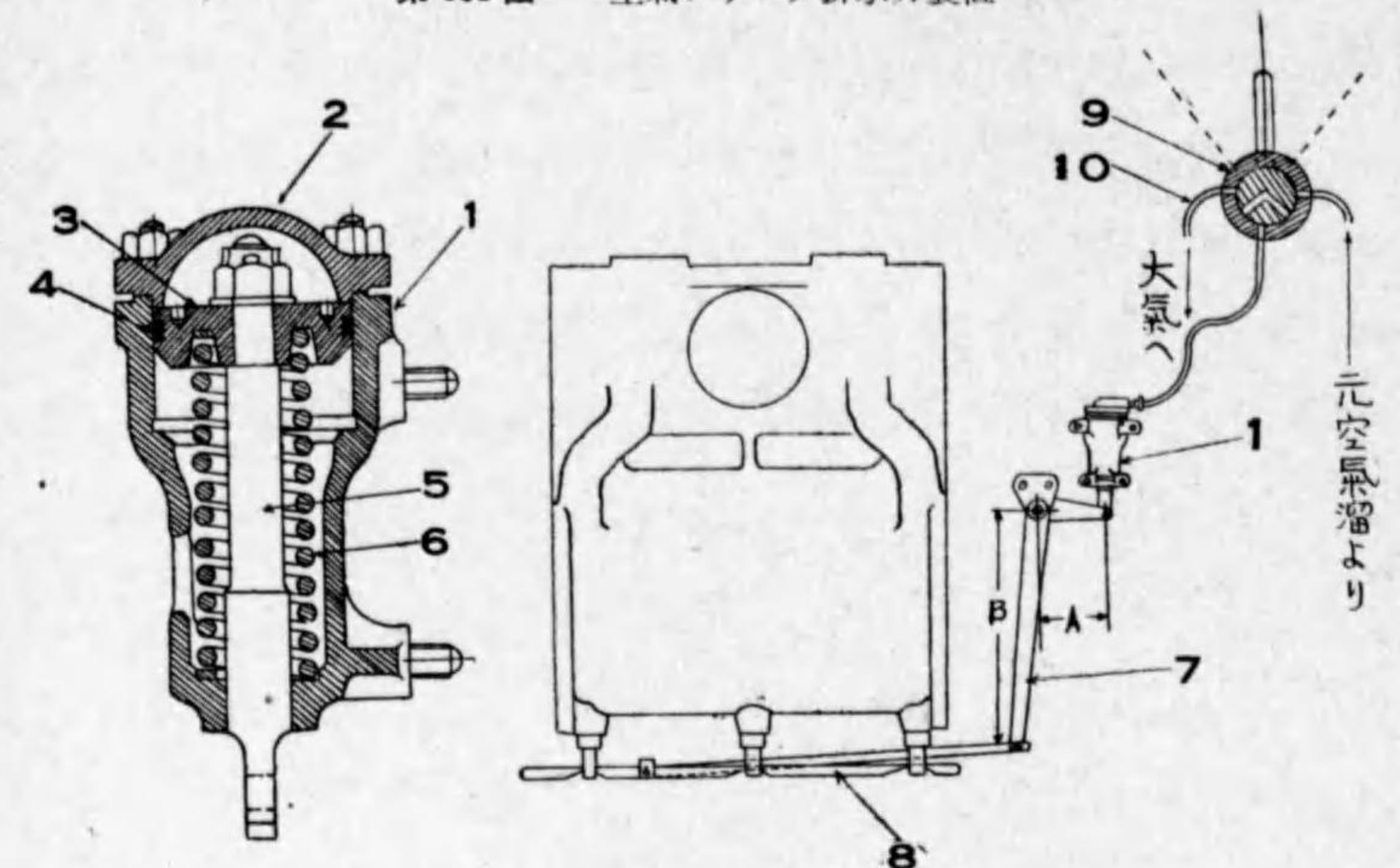


ものが使用され上述の不便を除いてゐる。即ち弁體(1)はシリンダ體にネチ込まれ之に弁座(5)をよく摺り合せて取付けこの両者はナット(3)にて結合されて居る。依つて弁座は任意の方向に固定することが出来るのである。

第 153 圖に示すものは空氣排水弁装置で、開閉棒を作用せしめるために壓力空氣を使用するものである。運轉室内の作用コックを扱ひ元空氣溜の壓力空氣を作用シリンダ(1)に送れば、作用ピストン(3)はパネ(6)の反撥力に抗して下降し作用テコに依り開閉棒を前方に押し排水弁を閉塞せしめる。



第153圖 空気シリンダ排水弁装置



- 1 作用シリンダ 4 リンダ 7 作用腕 10 空気管  
 2 作用シリンダ蓋 5 作用ピストン棒 8 開閉棒  
 3 作用ピストン 6 パネ 9 作用コック

次に作用コックを反対に動かせば作用シリンダの空気は排出され作用ピストンはパネの力に依り上昇し作用テコは開閉棒を後方に引くから排水弁は開かれるのである。この様にパネの力で開くと云ふことは機関車が無火で圧力空気の無い時或は機関車停車中に空気を使用せず排水弁を開放出来るが、一面機関車運転中は主として排水弁は閉塞してゐるが斯かる場合空気漏洩損失も大となることも考へられる。而してこのパネの力は相當強くなければ内部へ高压の蒸気が作用して居る時之を開放することが出来ず、余り強すぎると作用ピストン上部へ圧力空気を入れて閉塞せしめる場合支障を生ずるから、ピストンの直径を大としなければならないと云ふ不都合が生ずる。依つてこのパネの反撥力は之を開放するに十分なる力を有する範囲として成るべく強くしないやうにされてゐる。

次に本装置の故障として、空気管破損の場合は排水弁の閉塞不能となり、パネのヘタリ或は折損等の場合は開放不能となる。斯かる場合は作用テコの縁を切り必要に応じ排水弁を開放或は閉塞の位置で縛り付けて運轉すべきである。又運轉中開閉棒が下降してゐるに拘らず排水弁が閉塞しない場合があるが、之は弁の足が傾斜して引掛つてゐる場合が多く、偶には異物が排水弁座に附着してゐる場合もあるが、斯かる場合は一時加減弁を締め、而る後又加減弁を開くと、シリンダ内部の真空発生のため弁が吸ひ上げられ完全に弁座に落着くものである。

次にこの排水弁の開閉時期に就いて説明すると、連轉中氣水共發等でシリンダへ進水した場合は直に開放しなければならないが始發に際しての開放時期は發車前から之を開放しておくこと云ふことは無意味な許りでなく蒸気の損失とピストンを押す力の減少を來すものである。大體シリンダ内に復水が溜つて害を及ぼすのはピストンの移動に依り圧縮された時であるから、機関車が動き始めてから開放すべきである。之は重い列車を牽引して發車する場合等特に必要である。併し停車中は之を開放しておくこと勿論である。

### 第三節 シリンダ安全弁

シリンダ安全弁はピストン弁使用の機関車のシリンダ前後の蓋に取付けられるもので、滑弁使用のものは復水過多のためシリンダ内に異状な圧力が出来た場合は滑弁の背面の生蒸気が弁を押し付けてゐる力に打勝つて吐出されるので安全弁の必要はないが、ピストン弁使用のものにあつては斯かる作用は出来ないのでシリンダ安全弁は必要となる。勿論シリンダには排水弁を設けてあるが復水過多或はピストン速度大なる際は一定の限られた排水弁の逃がし穴から出切らない場合があるので、斯かる場合この安全弁が作用してシリンダの圧力上

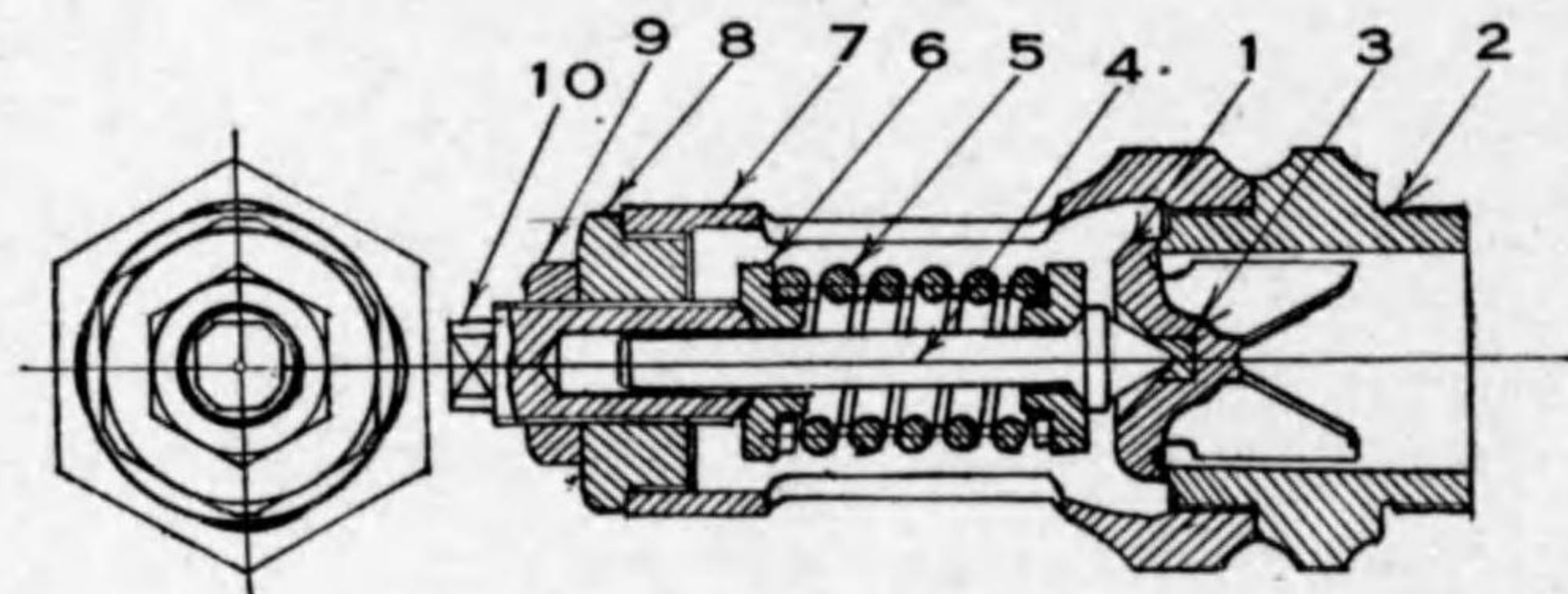


昇を防止するのである。故にシリンダ内圧力は如何なる場合でもこの安全弁の調整圧力よりも高くなり得ないのである。併しシリンダ安全弁及び排水弁から出切らない程多量に進水し圧縮された場合は別である。

この水の出切るか出切らないかと云ふことは水の量とピストン速度に関係し幾ら水が多くてもピストンの速度の遅い場合は排水弁から出切つてしまふし、幾らピストン速度が早くても水の量が少なければ之亦問題はない。故にピストン速度の早い時に多量の進水のあつた時が最も危険である。

シリンダ安全弁の構造は第154圖に示す如くシリンダ蓋に弁座(2)をネチ込

第154圖 シリンダ安全弁



- |           |         |            |           |
|-----------|---------|------------|-----------|
| 1 シリンダ安全弁 | 4 弁 押 棒 | 7 シリンダ安全弁體 | 10 バネ加減ネチ |
| 2 弁 座     | 5 バ ね   | 8 帽        |           |
| 3 バネ押棒座   | 6 バ ね 座 | 9 止 ナ ッ ト  |           |

み之に安全弁體をネチ込んであるもので、内部には安全弁(1)を弁押棒(4)を介してバネ(5)が押してゐる。このバネの調整圧力は罐使用圧力に1疋/糎<sup>2</sup>を加へたものに定められてゐる。之が調整方法は、止ナツト(9)を弛めバネ加減ネチを廻轉しバネの撓みを加減しその反撥力が丁度調整圧力と弁の受圧面積との相乗積の値になるやう加減して後、止ナツトを締付けるべきである。尙、加減ネチと弁押棒との隙間の寸法に依り弁のリフトは制限されるから、之が余り少いと弁の開口面積が少く吐出水量も少くなるから注意すべきである。

## 第五章 バネ装置

列車が凹凸ある線路、レール継目及び轉轍器等を通過する際何れも大なる衝激を受けることは日常吾々の経験するところである。

この衝激は單に乗客の乗心地を悪くし、又積載荷物の破損を來すのみでなく車輛及びレールにも悪影響を及ぼし時として脱線の原因ともなるので之を緩和するため車輛にはバネを使用してゐる。即ち、吾人が高所より飛び降りる際足先より踵迄同時に着地して止つた場合よりも、先づ爪先を地につけ二三度跳躍して後止つた時の方が所謂バネ作用を起し身體に受ける衝激は遙かに少ない。機關車に於ても次に述べる板バネを使用せる場合を考へると、車軸に受けた衝激により先づバネが撓み(この撓みの大きさは衝激力の大小による)板と板との間の摩擦力により衝激力の一部を吸収する譯である。従つて車輛は台枠と車輪との間にバネを装置し線路その他より來る動搖をこのバネを介して間接に台枠に傳へる様な構造にしてあり、この機構をバネ装置と云ふ。

### 【参考】

機關車自體も全然の剛性體ではなく多少の變形を起すものであるから衝激が極めて徐々に加はる場合は差支ないが、僅かでも衝激的に加はる場合は異狀内力を生じ容易に破壊するに至るものである。即ち機械を構成する材料は皆幾分バネの働きをなすものと考ふべきである。

### 第一節 擔 バ ネ

バネはその使用に當つて成る可く變形の僅少な様制限するのが常であるが車輛の如く不測の衝激を生ずる虞あるものに使用する際は多少變形の大なるものが望ましい。

バネには種々あるが、機關車用擔バネとして使用せられるものは主として重



ねバネであるが、台車、炭水車の一部等には蔓巻バネを使用する場合もある。

### 重ねバネ

重ねバネは薄い鋼板を多数重ね合せその中央をバネ帯で締付けたもので、時に板バネとも云はれる。

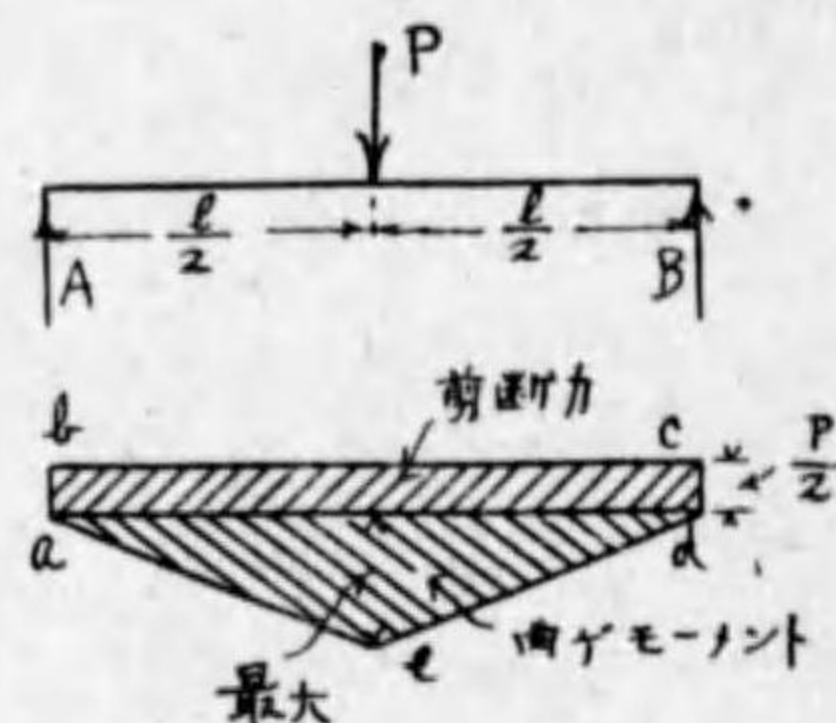
今重ねバネの強さについて考ふるに、之は材料力学上両端支持中央荷重の梁と考へられる。

第155圖に於て、外力Pに対する支点A, Bに於ける反力は明らかに夫々 $\frac{P}{2}$ である。従つてA, B端より夫々x, x'なる任意断面の受ける曲げモーメントは $\frac{P}{2}x$ 及び $\frac{P}{2}x'$ となる。又、AB間に於ける剪断力は一定にして $\frac{P}{2}$ であるから、之の合成を求めると圖の下に示す如くなる。従つ

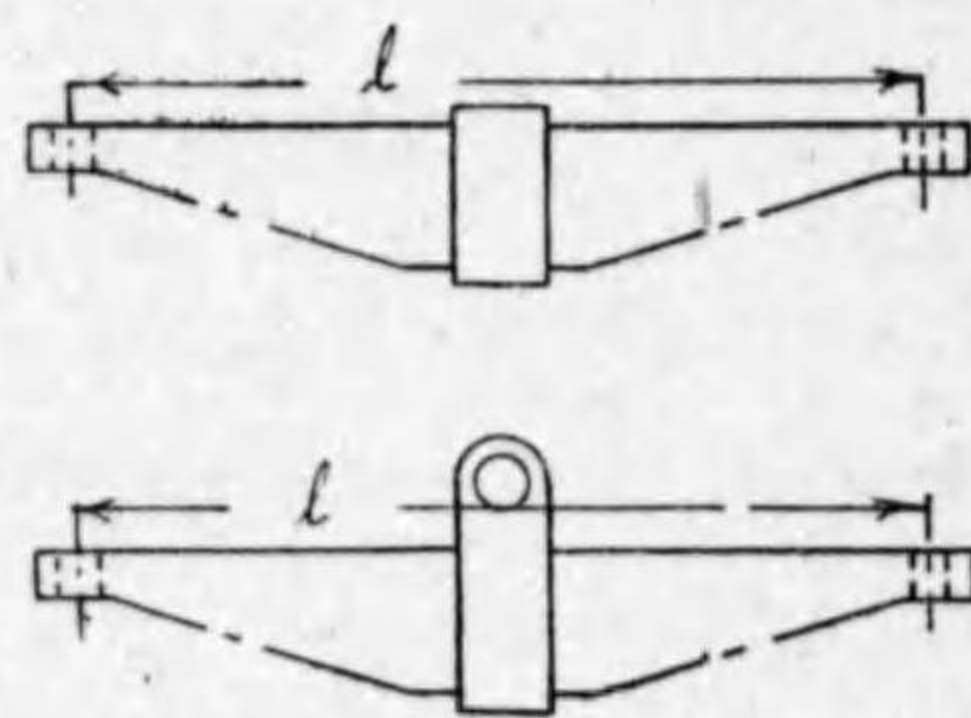
てA, B端に於ては $\frac{P}{2}$ なる剪断力に、又その中間に於ては $\frac{P}{2}$ なる剪断力及び上式による曲げモーメントに耐へ得る様な断面に造るのが理想であつて、斯くの如き断面にすればAよりBに至る間平等の強さとなる。即ちabcdeなる形にすれば良い。

次に重ねバネは、重量の支持法により上バネ式のものと同下バネ式のものに大別することが出来る。第156圖上は上バネ式のもので各バネ板を中央に於てバネ帯で締付け、このバネ帯が直接又はバネ鞍を介して軸箱上に乗し、両端に擔バネ釣を貫通して二重ナットで締付けて取付けてゐる。同圖

第155圖



第156圖



下方のものは下バネ式のもので、バネ帯上部に耳を設け軸箱下方とバネ中釣を介してピンにて取付けられ両端は上バネ式と同様である。従つて兩者共両端支持で中央部に重量が掛かる場合と同様である。共に上位の最も長いバネ板を親バネと謂ひ、両端擔バネ釣貫通穴中心間距離を徑り(スパン)、この中心を結ぶ線とバネ帯との高さの差を反り(キャンパー)と稱してゐる。鐵道省基本擔バネは板厚13耗、巾100耗、反り及び板の枚数は機関車形式によつて異なるが、反りは使用荷重の時は零で無負荷の時は38耗なる様に設計されてゐる。

次に重ねバネの撓みについて考へよう。

鐵道省に於ては機関車用重ねバネに對して次の如き式を使つてゐる。

$$\delta = \frac{5.5W(L-0.6e)^3}{Enbh^3}$$

$\delta$  = バネの撓み(糎)

L = バネの長さの半分(糎)

e = バネ帯の長さの半分(糎)

E = バネの弾性係數 = 2,100,000 (廷/平方糎)

n = バネ板の數

b = バネ板の巾(糎)

h = バネ板の厚さ(糎)

W = バネの一端にかゝる重量(廷)

#### 【参考】

バネの用途をあぐれば次の如くである。

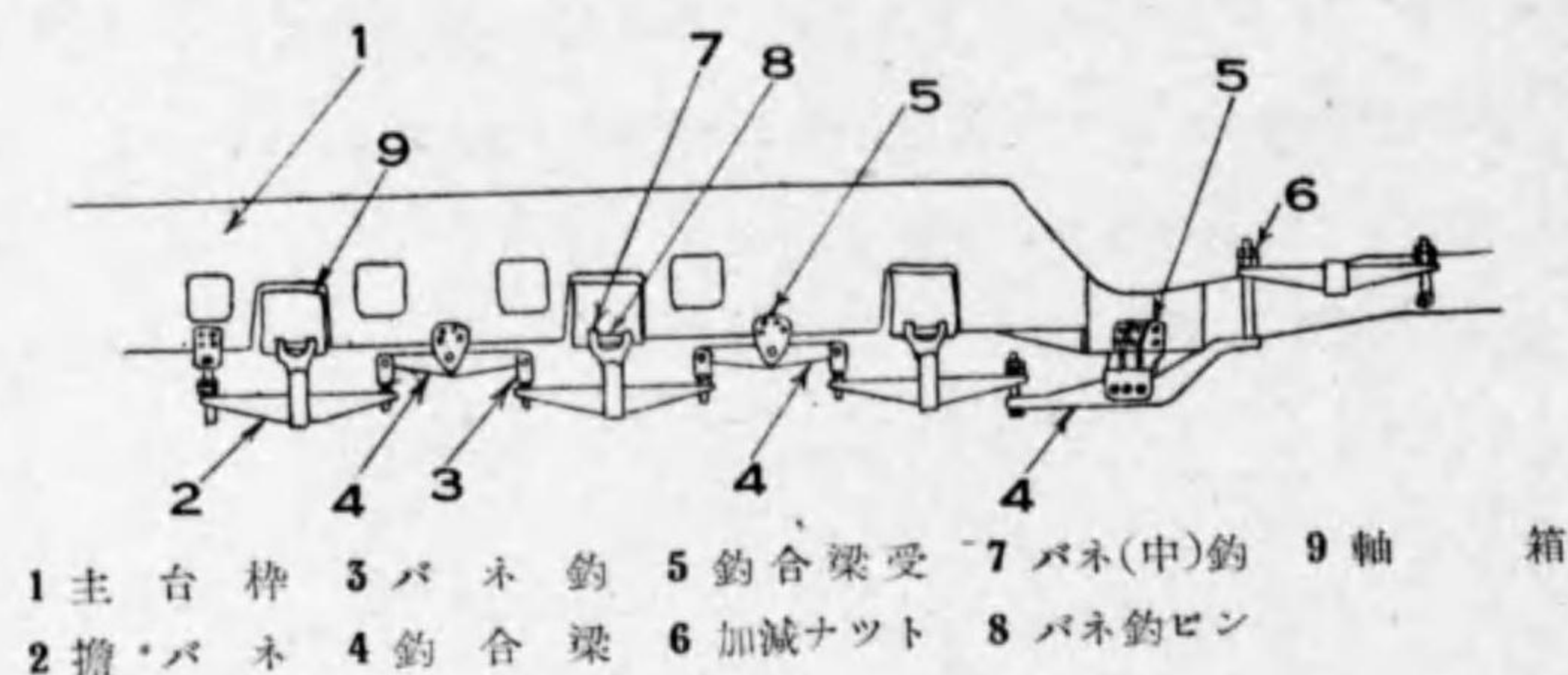
1. 激動の緩和。
2. 機械部分の運動を制限し或は圧力の限定を行ふ、即ち内燃機關のカムの運動を受けた弁のリフト制限に用ひられ又は給水ポンプ水弁のリフト制限にも用ひられる。
3. 力の測定に用ひられる。(バネ秤又は動力計)
4. エネルギーを貯へるに用ひられる。(時計のセンマイ)



### 第二節 擔バネ鈎

機關車は軸箱上部にバネを装置する上バネ式と軸箱下部に装置する下バネ式装置がある。

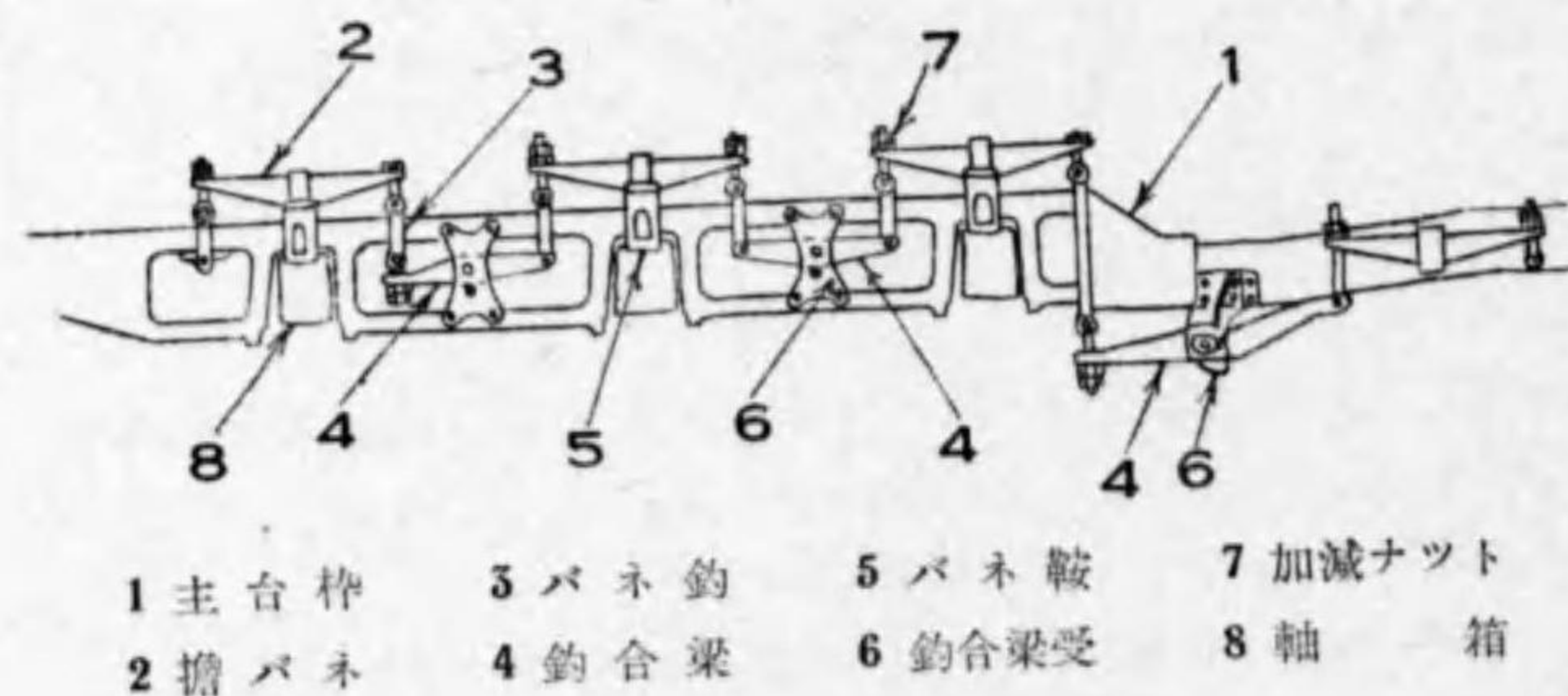
第157圖 下バネ式バネ装置



第157圖は下バネ式装置で、主として板台枠に採用されてゐる。バネは軸箱下部にバネ中鈎を介してピンにて取付けられ、その両端は擔バネ鈎に依つて台枠又は鈎合梁とピンで取付けられてゐる。このバネ鈎は常に圧縮作用を受けるから太いものを使用しなければならぬ缺點がある。

第158圖は上バネ式装置で棒台枠に採用されてゐる。

第158圖 上バネ式バネ装置

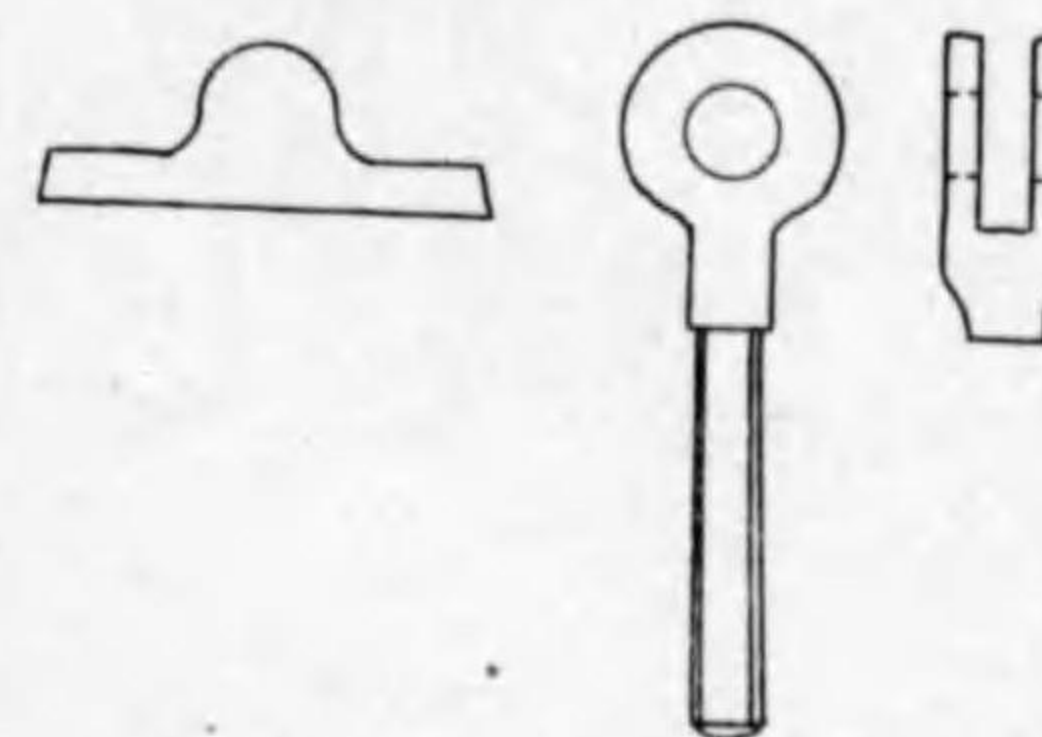


バネは軸箱上部に置いてあるバネ鞍の上に乗せ、その両端は擔バネ鈎を以て鈎合梁又は台枠にピンにて取付けるのであるが、バネ鈎と鈎合梁との間には平板バネ鈎を台枠を挟んで二枚取付けるのが普通である。この場合バネ鈎は引張作用を受けることとなる。何れも擔バネ鈎の一端はバネ調整に便するため二重ナットを以てしバネ座金を挿入してある。

擔バネ鈎は第159圖に見る如く一端はピン穴、他側にはネジが切つてありピン穴には摩耗取替の際に便するためブツシュを嵌入してある。

又圖に見る如き球形座金を使用しこの部分で多少の動きを許しバネ鈎の折損を防止してゐる。

第159圖



### 第三節 鈎合梁

擔バネは單獨に台枠に取付ける時は各バネの負擔重量が異なり時として或バネに過大な重量が掛かることとなり危険である。従つて普通バネとバネの間には鈎合梁を入れ一つの車輪の受けた衝激を鈎合梁を介して他のバネにも傳へる様にしてある。

而して鈎合梁は多少上下に自由に動き得る様に中央をピンにて鈎合梁受と結合してゐる。

鈎合梁を用ひると次の様な利點がある。

- 1、線路の高低その他の原因により一箇の擔バネが大なる衝激を受けても、鈎合梁を介して他のバネにも負擔せしめるから衝激は緩和され台枠に大なる衝激を與へない。従つて機關車各部の弛緩、破損及びバネの折損が少い。



ロ、擔パネに掛かる重量は釣合梁に依り比較的公平に分配されるから一箇のパネが過負荷のため折損し或は一時的荷重の減退に因る浮き上り脱線の危険も少く且つ車軸發熱の虞も少い。

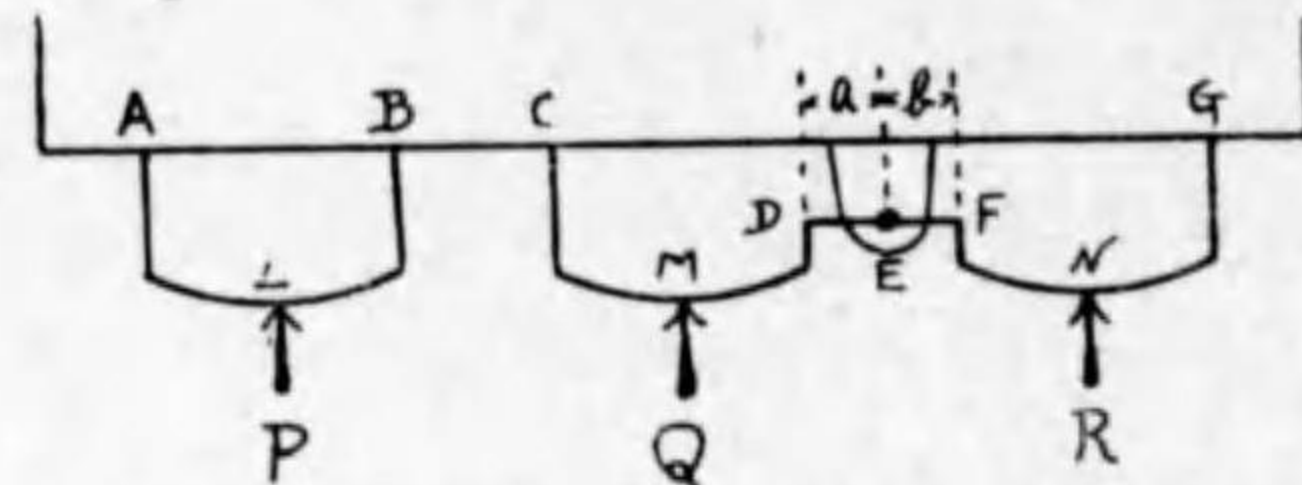
ハ、釣合梁を用ひると恰も數箇のパネが一箇のパネの様な作用をなすから支持點が少くなり重量配分に都合が良い。

### 第四節 重量の配分

#### (1) 支持法

一般に物體を支へる場合、支點は3箇以上なければその物體を安全に支へることは不可能である、而して支點が四箇以上となれば各支點に掛かる重量は不等となり、時としてその内の一點は全然荷重の掛からない場合も生ずること

第 160 圖



なる。

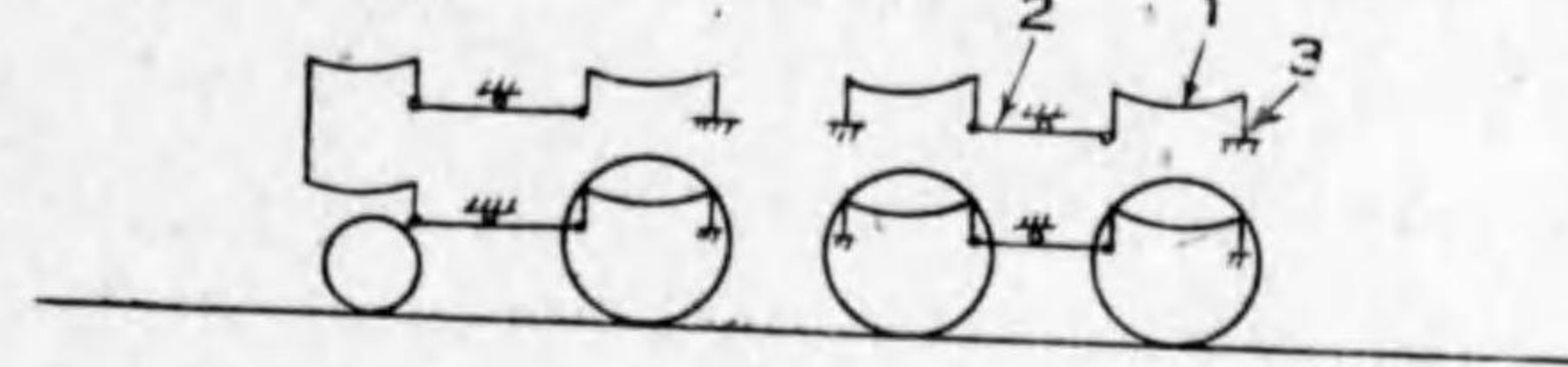
殊に機關車に於ては運轉中絶えず車輪上重量が變化し運轉の円滑を缺くこととなる故、各支點に掛かる重量を一定ならしめ得る三點支持としてゐる。

今第 160 圖に於て P, Q, R を各擔パネに掛かる重量とし、後方の二箇のパネを釣合梁で結んだものとし且つ釣合梁の支點を  $Qa=Rb$  なる如く決定したものとすれば  $Q = \frac{b}{a}R$  となる。即ち釣合梁を入れたことにより今迄單獨に加はつてゐた力 Q, R は C, E, G の三點に分たれ

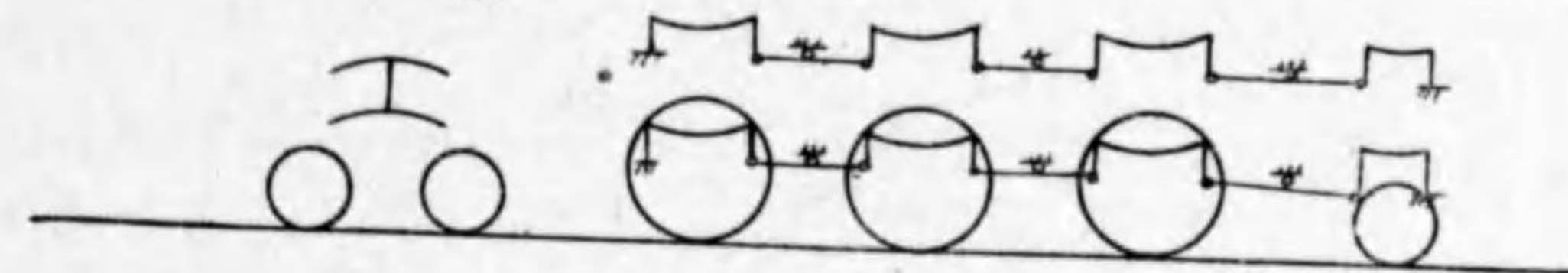
- C 點.....  $\frac{b}{2a}R$
- G 點.....  $\frac{1}{2}R$
- E 點.....  $\frac{b}{2a}R + \frac{1}{2}R = \frac{b+a}{2a}R$  となる。

第 161 圖 機關車の重量支持法

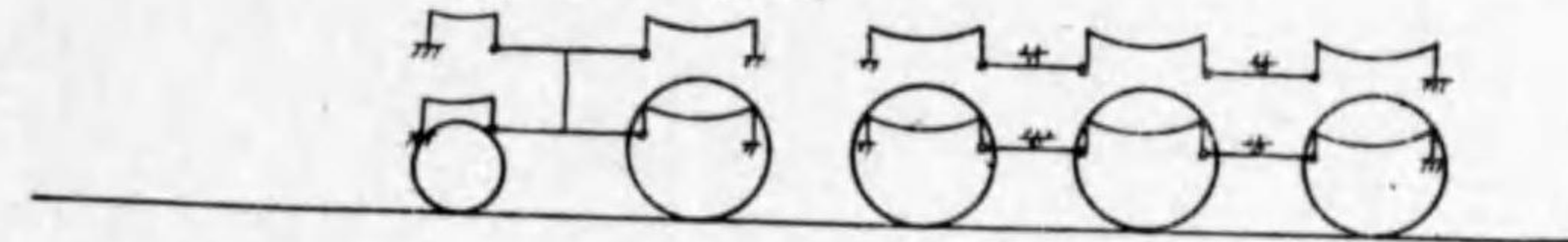
(A) C50 及 8620 形式



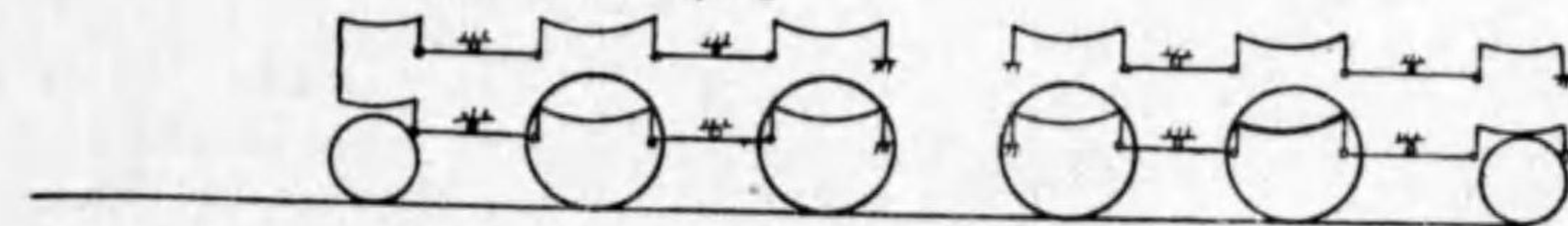
(B) C51 及 C53 形式



(C) 9600 形式



(D) D50 形式



1 擔パネ 2 擔パネ釣 3 釣合梁

之に依つて明らかなる如く、釣合梁を入れることにより C, E, G 點に掛かる重量は R に比例することとなり (a b は一定) R の値が如何に變化するもこの三點に掛かる重量の關係は一定である。

従つて機關車はこの理により三點支持とすることが出来る。



今主要形式機についてバネ群の分割法を考えると、第161圖(D)に於て先輪及び左右第1,2動輪を釣合梁で結合し之が一點、第3,4動輪と從輪を結合して左右にて二點計三點で支持してゐるのであつて、他の機関車についても分割方法が多少異なるのみでやはり三點支持である。

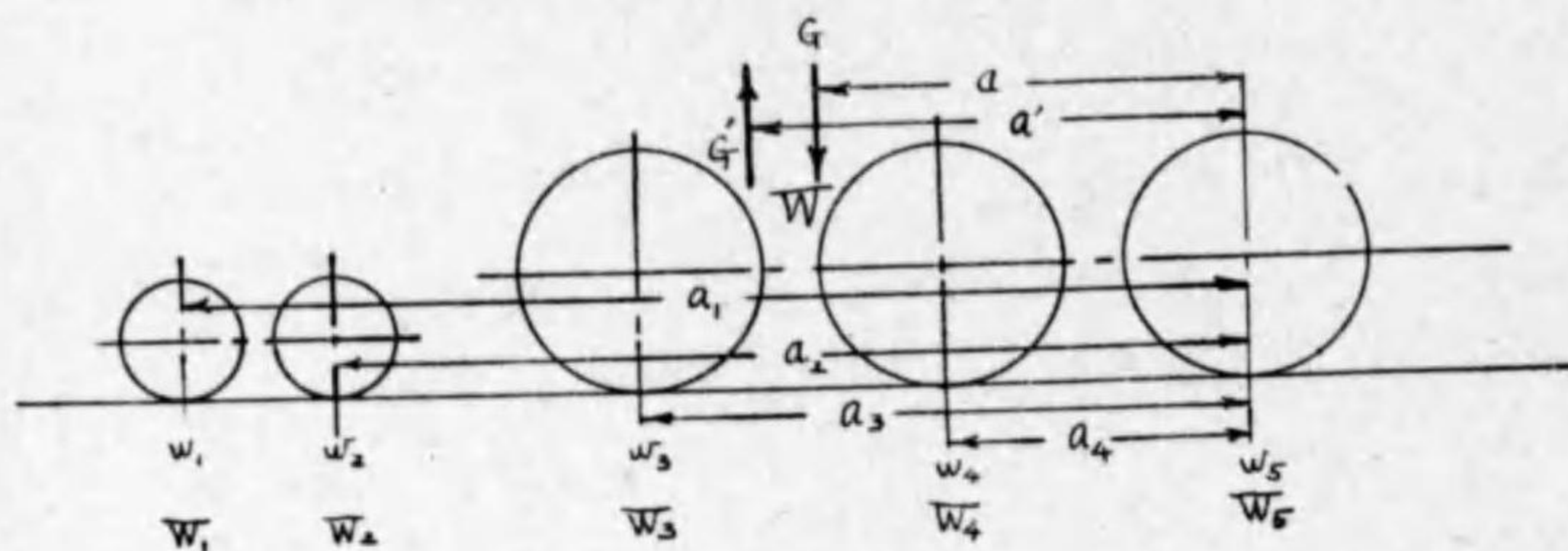
(2) 重量配分

機関車重量を各車輪に分擔せしむるには次の様な方法で行ふ。

即ち重量をバネ上重量とバネ下重量とに分つのである。

バネ下重量とは車輪、車軸、軸箱、クランクピン、連結棒、主連棒の一部、偏心棒の一部、返クランク、バネ及び軸箱上にあるバネ鞍等の如くその重量がバネに掛からない部分の重量を謂ひ、その他をバネ上重量と謂ふ。

第162圖



今バネ下重量を第162圖に示す如く  $w_1, w_2, w_3, w_4, w_5$  とすると之等は不變のものである。又バネ上重量を  $W_1, W_2, W_3, W_4, W_5$  とし假に配分したものとす。今最後の軸を基準としてバネ下重量からバネ下部分の重心  $G$  を求める。次に  $W_1 a_1 + W_2 a_2 + W_3 a_3 + W_4 a_4$  を求め之より重心  $G'$  を求め  $G$  と  $G'$  が一致する様機関車の各車輪上重量を配分するのである。換言すれば、バネ上重量  $W$  とその重心  $G$  と最後部車軸中心間距離  $a$  の積が  $W_1 a_1 + W_2 a_2 + \dots$  と等しくなる様、 $W_1, W_2, \dots, W_5$  を配分すれば良い。勿論  $W_1 + W_2 + \dots + W_5 =$

$W$  でなければならない。而してこの場合  $w+W$  の値が建設規程に定められた軸重を超過しない様に注意すべきである。

(3) 擔バネに掛かる重量

イ、二箇のバネを釣合梁で結合せるとき

第163圖の如く支點に掛かる

重量を  $W$  とし、釣合梁は  $C$  點

で支へられ  $BC : CD = a : b$  と

してバネには夫々  $2P, 2Q$  なる

重量が掛かるものとすれば

$$W = 2P + 2Q$$

又  $C$  點に關するモーメントを取ると  $Pa = Qb \therefore Q = \frac{a}{b}P$

$$\therefore W = 2P + 2Q = 2(P + Q) = 2\left(P + \frac{a}{b}P\right) = 2P \times \frac{a+b}{b}$$

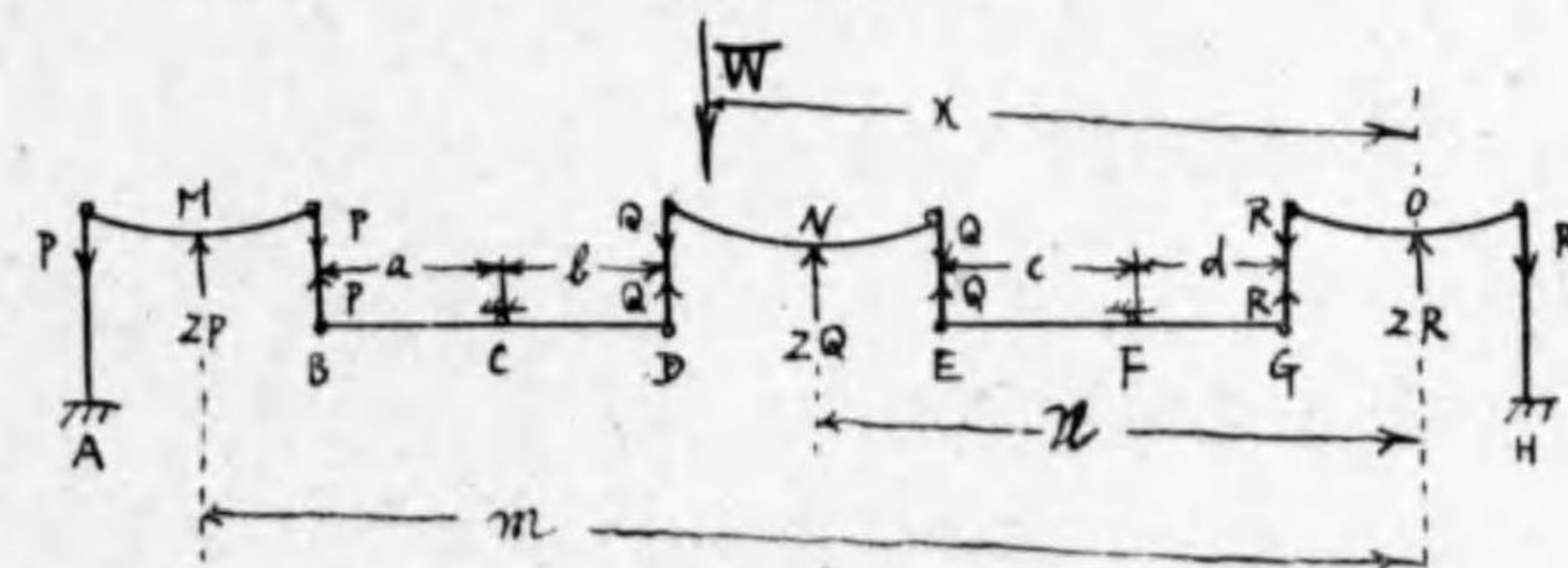
$$\text{從つて } 2P = \frac{b}{a+b}W \quad \text{又 } 2Q = \frac{a}{b}P = \frac{a}{a+b}W$$

この式によつて明らかなる如く  $W$  は略一定と見做して良いから各バネに掛かる重量は略一定と考へて差支へない。

ロ、三箇のバネを釣合梁で結合せるとき

この場合も(イ)の場合と同じく

第164圖



$$w = 2P + 2Q + 2R = 2(P + Q + R)$$



又最後の車軸に關しモーメントを取ると

$$Wx = 2Pm + 2Qn \quad \therefore x = \frac{2(Pm + Qn)}{W} = \frac{(Pm + Qn)}{P + Q + R}$$

而して  $Pa = Qb \quad \therefore Q = P \times \frac{a}{b}$

$$\text{又 } Qc = Rd \quad \therefore R = Q \times \frac{c}{d} = P \times \frac{a}{b} \times \frac{c}{d}$$

このQ及びRの値を上式に代入すれば

$$x = \frac{Pm + P \times \frac{a}{b} \times n}{P + P \times \frac{a}{b} + P \times \frac{a}{b} \times \frac{c}{d}} = \frac{d(bm + an)}{bd + ad + ac}$$

$$\text{又 } W = 2(P + P \times \frac{a}{b} + P \times \frac{a}{b} \times \frac{c}{d})$$

$$= 2P \left( \frac{bd + ad + ac}{bd} \right)$$

$$\therefore 2P = \frac{bdW}{bd + ad + ac}$$

$$\text{又 } 2Q = 2P \times \frac{a}{b} = \frac{adW}{bd + ad + ac}$$

$$2R = P \times \frac{ac}{bd} = \frac{acW}{bd + ad + ac}$$

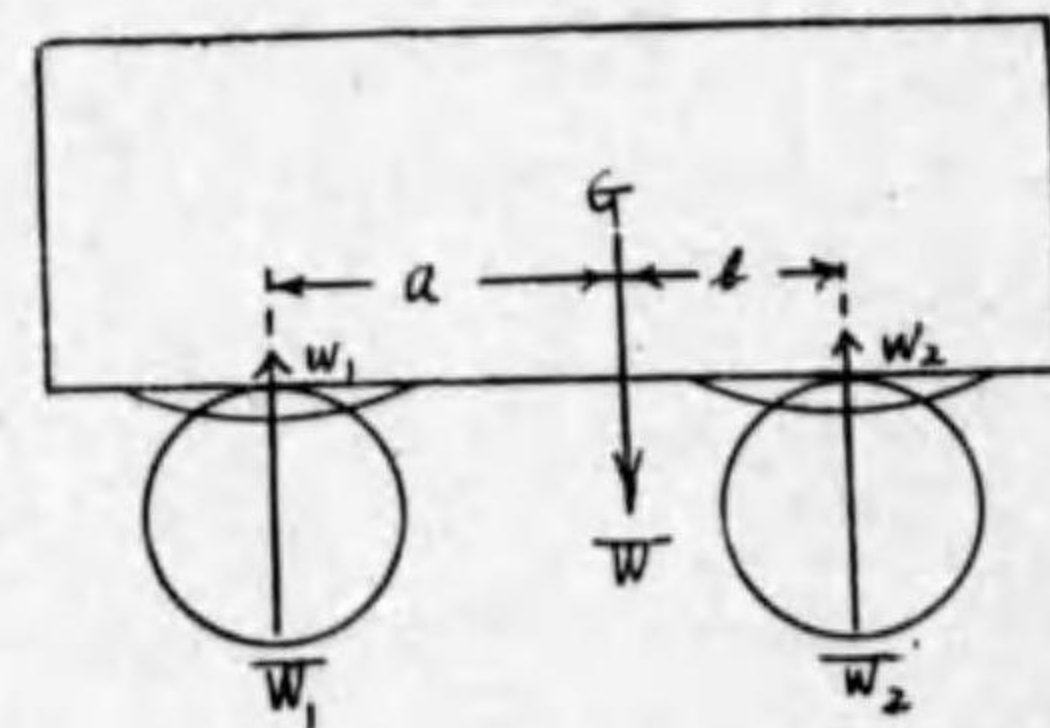
而してバネが横の釣合梁で結合されてゐる場合は左右6箇のバネにて重量を受けることとなるから、片側については  $\frac{W}{2}$  とすれば良い。

#### (4) 四點支持の場合

今二軸車について考ふるに、重心Gが前後車軸より夫々a及びbなる位置にあるものとする

前後のバネに掛かる重量は夫々次の如くなる。

$$W_1 \times (a + b) = W \times b$$



第165圖

$$\therefore w_1 = \frac{bW}{a+b}$$

$$\therefore w_2 = W - w_1 = W - \frac{bW}{a+b} = \frac{aW}{a+b}$$

但し  $W =$  片側兩車輪に掛かる重量

而して  $w_1$  及び  $w_2$  は夫々バネ上重量であるから、之に對應するバネ下重量を  $W_1$  及び  $W_2$  とすれば、車輪上重量は各  $w_1 + W_1$  及び  $w_2 + W_2$  となる。



## 第六章 台 車

機關車の動輪は連結棒を以て連結し且つ不撓性の主台枠に依つて左右方向の運動を制限されてゐるから、機關車が直線路より曲線路に進入した時その惰性に依り眞直ぐに走らうとする傾向がある。従つて車輪は軌條上に制ひ止らうとする危険性がある。我が國の如く曲線の多い線路では特にこのことが問題視されるのは當然のことであり、このためにレールとフランジとの間に大なる摩擦を生じ、従つて走行抵抗を増加しフランジの摩耗を大ならしめ、時には脱線等の原因となる。而して之は運轉速度の高い程、固定軸距の長い程、又曲線の急な程大である。

それ故機關車の前部、後部或は又前後部に台車を装置し、この傾向を緩和すると共に機關車重量の一部を之に負擔せしめることも出来る。

理論上直徑の小さい車輪はレールに乗り上げ難く、又台車は軸距が短かいから曲線に應じて自由に轉向し主台枠を曲線方向に誘導し得るのである。而して台車は主台枠より獨立せる台車台枠を用ひ、之に適當なる復元装置を備へ之により動輪延いては主台枠を誘導する譯である。

台車は機關車の前部にあるものを先台車、後部にあるものを従台車と稱し、又その構造上台車々軸の數により一軸台車及び二軸台車に區別することが出来る。而して、その名稱は鐵道省に於て次の如く定めてゐる。

即ち、LT 123 と云ふが如く頭の方にLTなる符號（之は Locomotive Track の頭文字を取つたもの）を附けその次に 1, 2, 3 なる數字を順次三位以上羅列し、その中第一位は台車の軸數、第二位は次表に依る復元装置の種類、第三位以下は軸數及び復元装置が同一でも改良されたものを製作順に 1, 2, 3 ……

と記することに規定されてゐる。

- |   |       |            |
|---|-------|------------|
| 1 | …………… | エコノミー式復元装置 |
| 2 | …………… | コ ロ 式      |
| 3 | …………… | 傾 斜 面 式    |
| 4 | …………… | リ ン ク 式    |
| 5 | …………… | バ ネ 式      |

例へば LT213 はエコノミー式二軸台車の三號

LT252 はバネ式二軸台車の二號

次に台車の種類及び構造について述べるが、その構造は後に述べる復元力を發生すべき復元装置に依つても大いにその趣を異にしてゐる。

### 第一節 先 台 車

之はその設けてある位置に依つてつけられる名稱であつて、前に述べた如くその構造は復元装置の種類及び一軸なるかボギー台車なるかによつても大いに異なる。

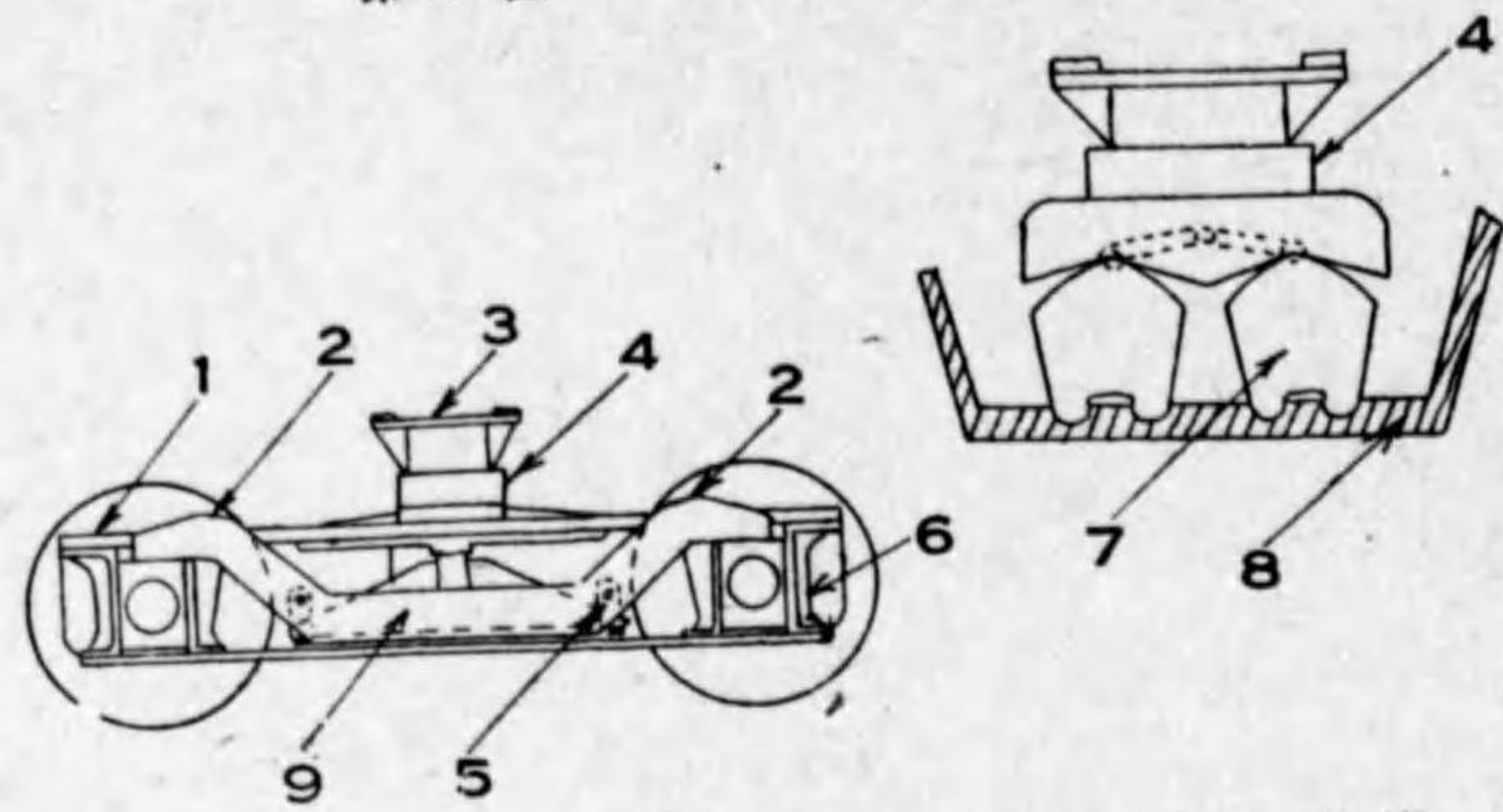
#### (1) エコノミー式台車

エコノミー式台車は、之を二軸台車及び一軸台車に分けることが出来、最近廣く用ひられてゐるものである。

第 166 圖はエコノミー式二軸台車で、台車台枠は左右に側梁を並べ夫々その前後に軸箱守を取付けその下部は軸箱守控で前後を連結し、左右方向の前後は夫々横控で、中央は横梁で連結してゐる。横梁の上には揺り駒、その上に揺り枕、又その上に中心鑄物を介して罐台が取付けられてゐる。又軸箱上には左右各二箇宛の釣合梁が乗り、之に取付けられた擔バネ帶上部には横梁がのつてゐる。従つて機關車重量は中心鑄物、揺り枕、揺り駒、横梁、擔バネ、釣合梁を



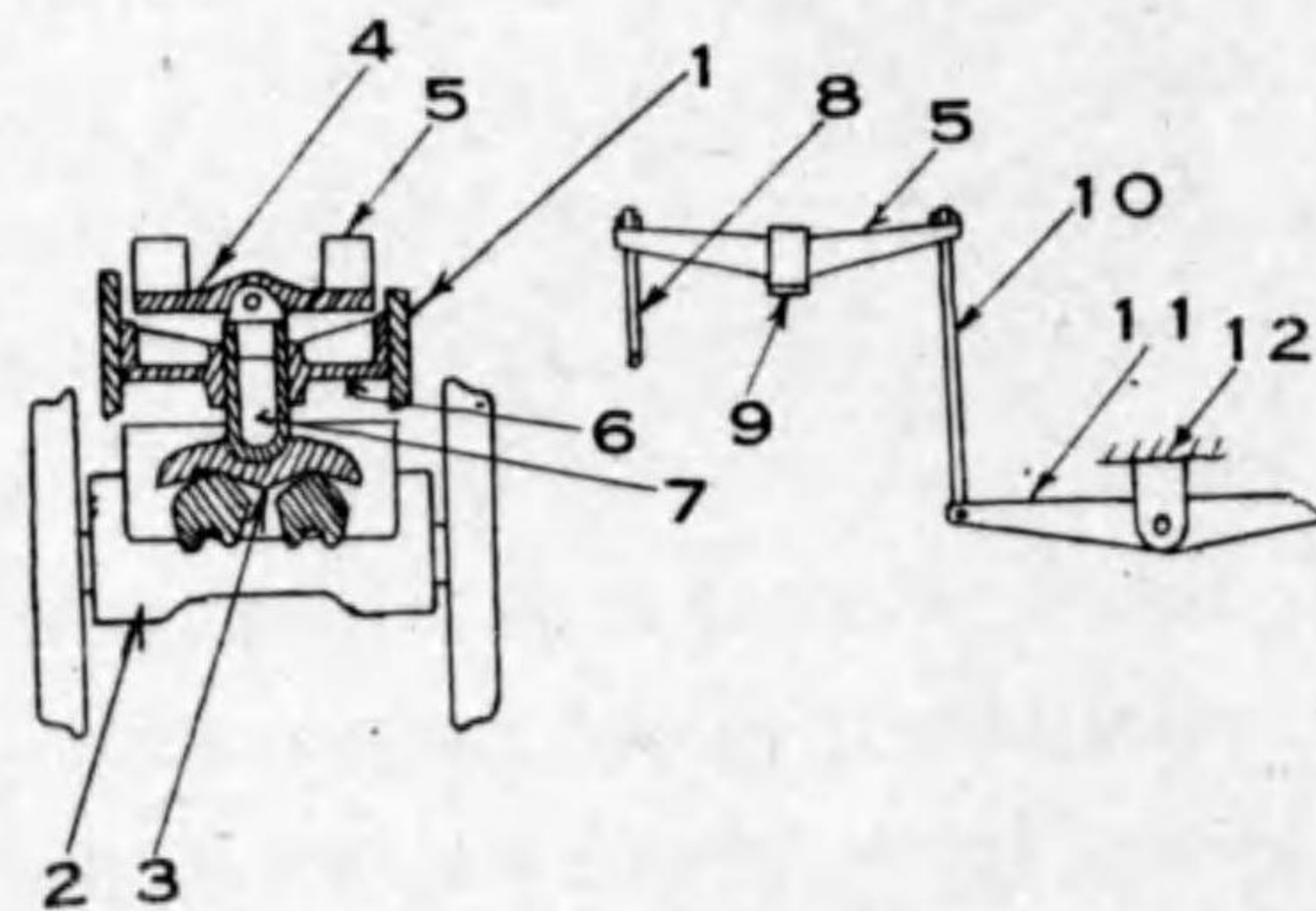
第166圖 エコノミー式二軸台車



- 1 側 梁    3 中心鑄物    5 パネ釣    7 揺り駒    9 擔パネ
- 2 釣合梁    4 揺り枕    6 軸箱守    8 横 梁

經て軸箱及び台車々軸に傳へられる。而して中心鑄物、揺り枕中央及び横梁は中心ピンが貫通して居り、機關車が曲線にかゝると車輪は曲線内方に片寄ると共に揺り枕は中心鑄物を中心として回轉し、同時に又横梁は揺り駒を介して揺り枕即ち主台枠に對して自由に左右動をなし得るから、車輪が片寄ると台車台枠及び横梁は主台枠に對し容易に轉向することが出来る。中心ピンは車輪を動搖のため吊り上げない様に幾分長くして割ピンをその先端に設けてある。

第167圖 エコノミー式一軸台車



- 1 主 台 枠
- 2 台 車 軸 箱
- 3 揺 り 枕
- 4 横 釣 合 梁
- 5 擔 パ ネ
- 6 中 心 ピ ン 案 内
- 7 中 心 ピ ン
- 8 パ ネ 釣 帶
- 9 パ ネ 釣 帶 釣
- 10 パ ネ 釣 帶 釣
- 11 釣 合 梁
- 12 主 台 枠

エコノミー式一軸台車は第167圖に示す如く車軸上にのせられた台車軸箱に揺り駒をのせ揺り枕、中心ピン、横釣合梁に連絡し、横釣合梁上には左右に擔パネを支へてゐる。擔パネ前パネ釣は主台枠に、後パネ釣は釣合梁を介して第一動輪に連結してゐる。従つて機關車の重量は擔パネ、横釣合梁、中心ピン、揺り枕、揺り駒及び軸箱を經て台車々軸に傳へられる。

曲線にかゝると車輪は曲線内方に片寄り揺り枕は中心ピンを中心として回轉し且つ台車軸箱は揺り駒の作用により主台枠に對し容易に左右動をなすことが出来るのである。

而して一軸台車は二軸台車に比較し曲線に於て脱線の虞があるので、普通台車軸箱後方と台車後方主台枠に設けた心向棒受とを心向棒で連結し、心向棒受部のみをピン結合となして台車軸箱の運動を心向棒受中心ピンを中心とし、心向棒の長さを半径とする円弧運動をなさしむる様制限してゐる。この台車は前後左右全然反對稱形のものであるから車輪の偏耗防止のため前後振替へることも出来る。

次にエコノミー式台車を使用してゐる機關車をあげると

エコノミー式一軸台車

C50形式機關車先台車

エコノミー式二軸台車

C53, C55, C57形式機關車先台車 (LT 211)

C10, C11

〃 従台車 (LT 213) 等である。

(2) コロ式台車

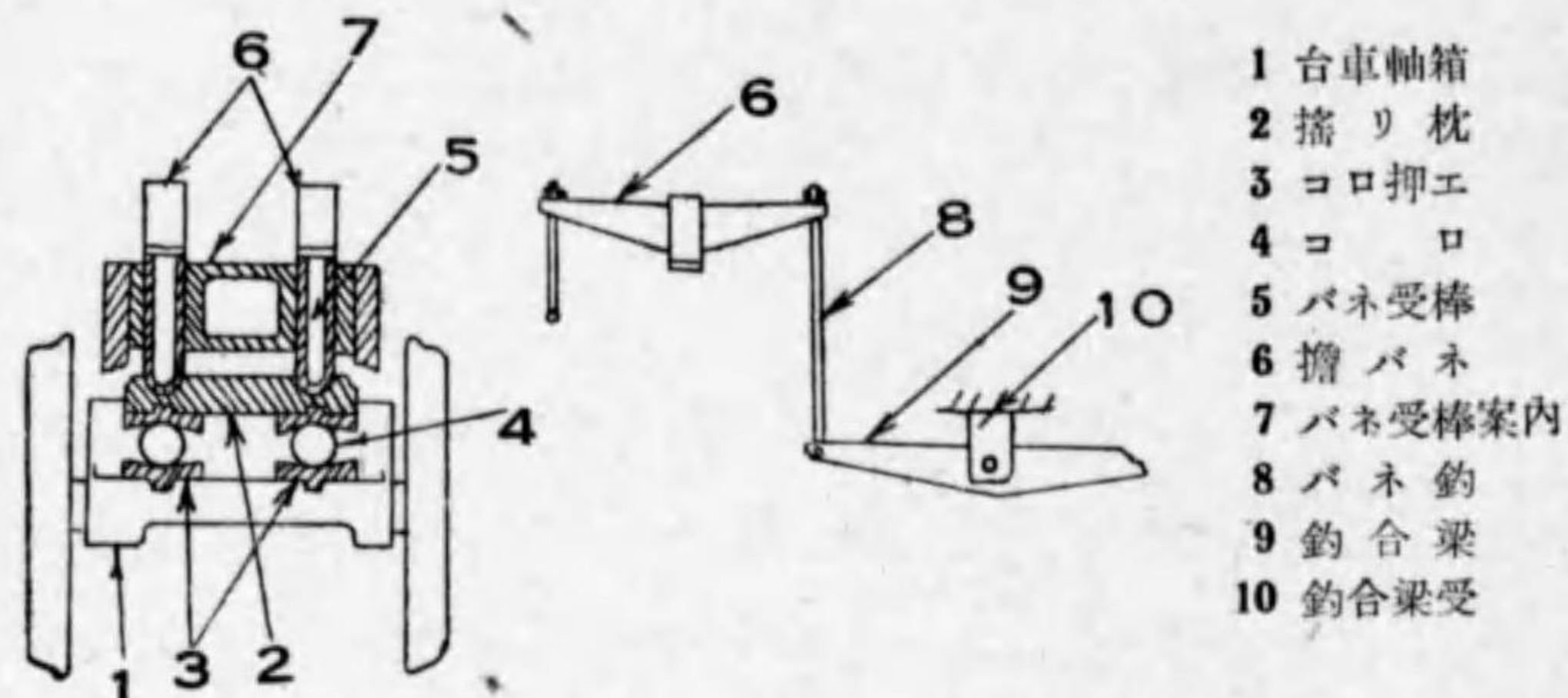
第168圖はコロ式一軸台車で、台車軸箱内方左右に上下コロ押エがあつてコロを挟み、コロはコロ押エに依り安定してゐる。上の方のコロ押エには揺り枕



がのり、その両側には球面形の穴にバネ受棒がバネ受棒案内を貫通してその上部に擔バネを支へてゐる。

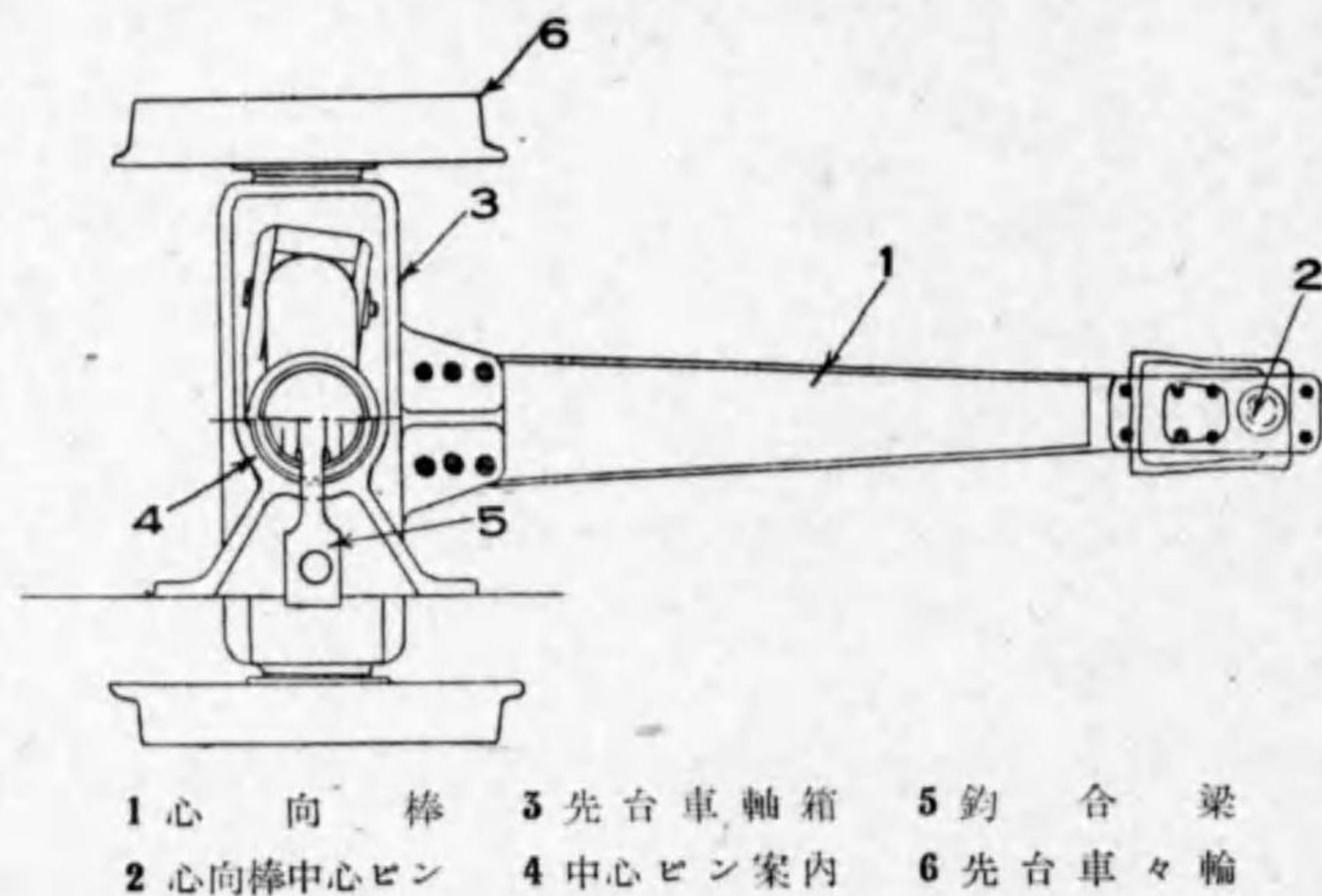
擔バネの前バネ釣は主台枠に、後バネ釣は釣合梁を介して第一輪動に連結してゐる。

第168圖 コロ式一軸台車



従つて機關車重量は擔バネ、バネ受棒、揺り枕、コロ押エ、コロ、コロ押エ台車軸箱を経て車軸に傳はる。

第169圖 心向棒装置



機關車が曲線にかゝると車輪は第169圖に示す如き心向棒中心ピンを中心として曲線内方に偏倚し、従つて台車軸箱は或半徑を有するコロ枠に取付けられたコロの作用に依つてエコノミー式一軸台車の場合と同様主台枠に對し自由に左右動をなすことが出来る。

コロ式を採用してゐるものは D51, C58, C10, C11 形式機關車先台車で之もエコノミー式と同様現在廣く用ひられてゐる。

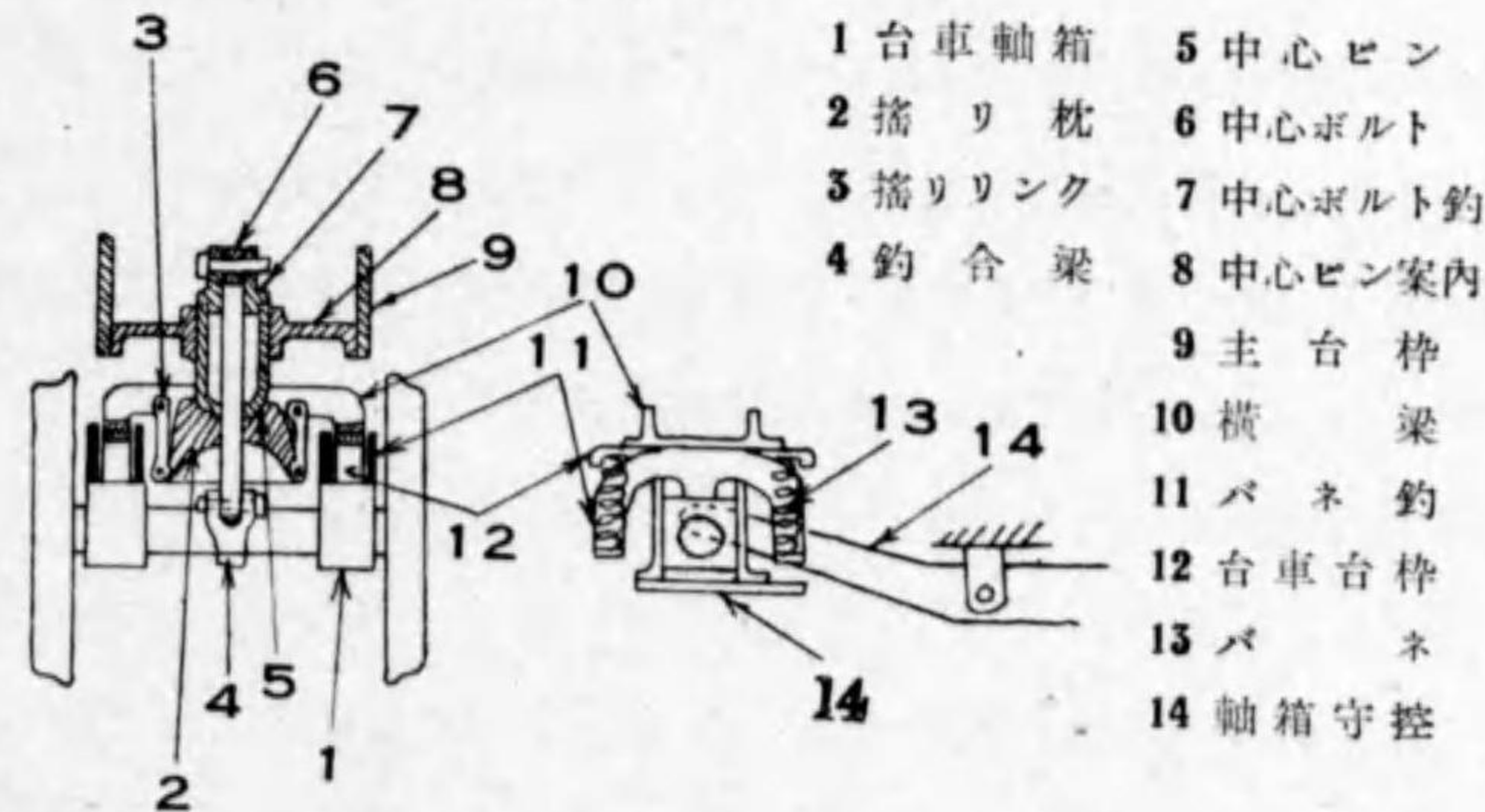
【参考】

傾斜面式台車は現在我が國では實用されてゐない。

(3) リンク式台車

リンク式台車には平行リンク式及びハートリンク式一軸台車があるが第170圖は前者を示す。圖に見る如く台車台枠は車軸の直上にあり揺り枕の上には中心ピン、中心ボルト釣及び之に結合された中心ボルトがあり、中心ボルトの下部は釣合梁の前端と結合されてゐる。又揺り枕は揺りリンクを介して横梁及び之に固定された台車台枠と關聯し、又台車台枠は台車軸箱との間にバネ及びバネ釣を装置してある。

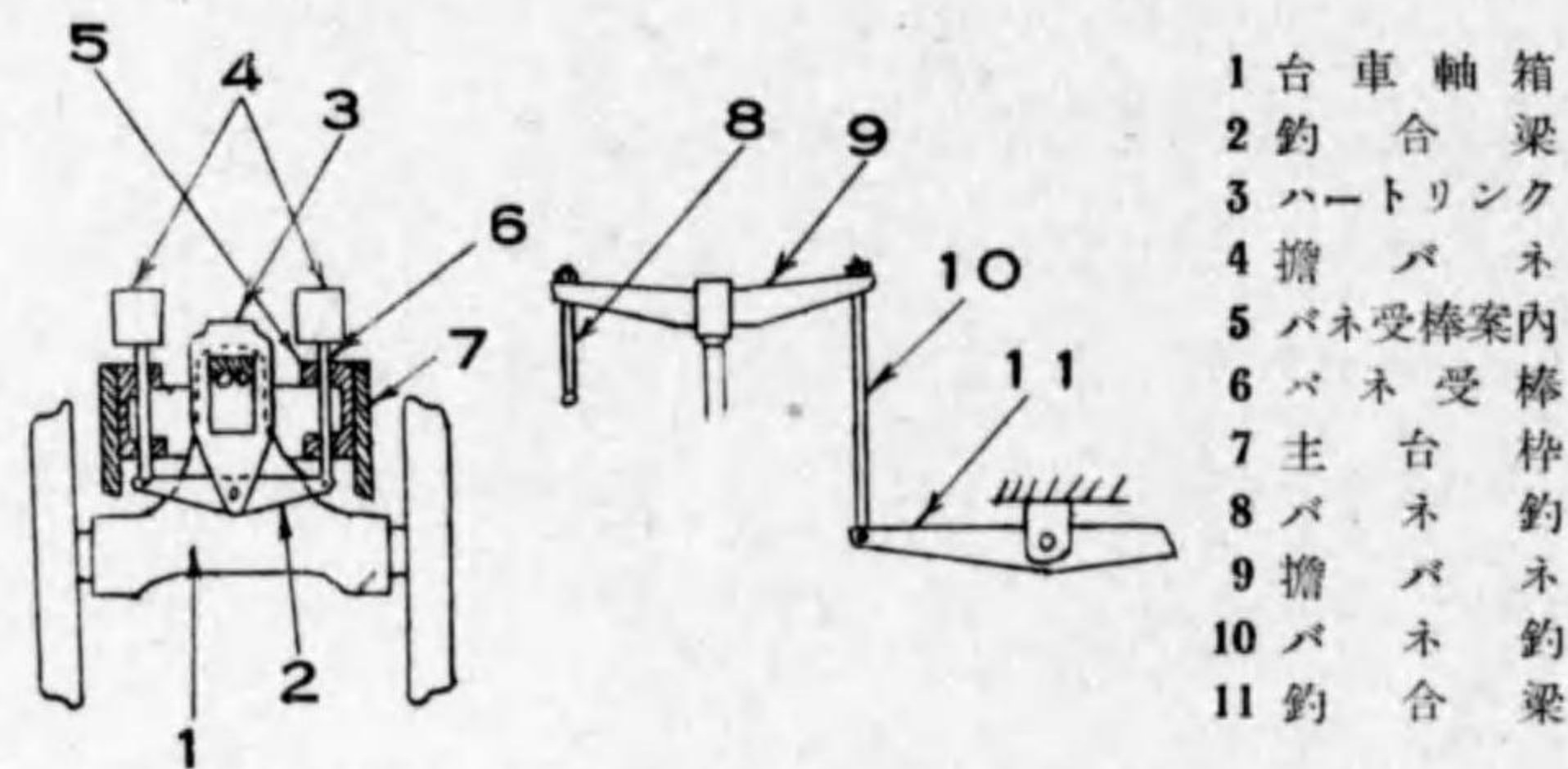
第170圖 リンク式一軸台車





而して機関車の重量は左右第一動輪前バネ釣を結ぶ横釣合梁中心と台車中心ボルト下端を結ぶ縦方向の釣合梁の中央部で受けてゐるから、この釣合梁前端にかゝる重量は中心ボルト、中心ピン、揺り枕、揺りリンク、横梁、台車台枠バネ及びバネ釣等を経て台車軸箱に傳はることとなる。次に揺り枕は中心ピンを中心として回轉し得るから機関車が曲線に入ると車輪は曲線内方に偏倚し、従つて台車軸箱も揺りリンクを傾斜して曲線内方に偏倚する。而して之もやはりエコノミー式一軸台車の如く心向棒を有するから心向棒の中心ピンを中心とし圓弧狀運動を行ふものである。

第171圖 ハートリンク式一軸台車



第171圖はハートリンク式一軸台車で、台車軸箱上には二本のピンによりハートリンクを懸垂し、ハートリンク下端は釣合梁とピン接手となし、又釣合梁左右端はバネ受棒を介して台車擔バネに連なり、擔バネ前バネ釣は主台枠に、後バネ釣は釣合梁を介して第一動輪に連結する。

従つて機関車重量は擔バネ、バネ受棒、釣合梁、ハートリンクを経て台車軸箱に傳はることとなる。

次にバネ受棒は擔バネ帯中心を中心として左右共夫々回轉し得るから、機関車が曲線に入ると車輪は曲線内方に偏倚し従つてハートリンクの作用に依り台

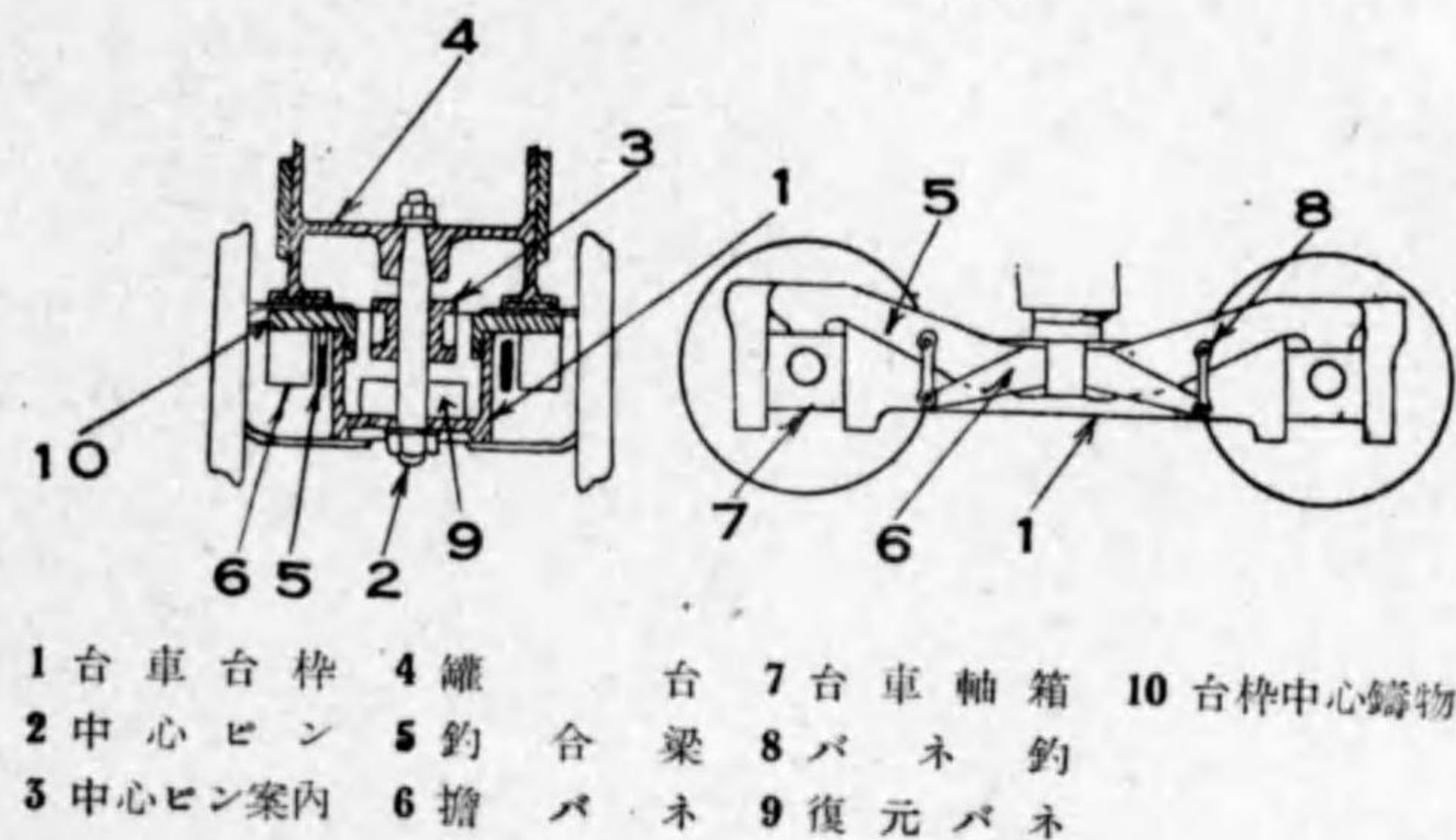
車軸箱も曲線内方に偏倚し、延いては主台枠をこの方に誘導する作用をなす。勿論之も心向棒中心ピン受を中心とし圓弧狀運動をなす。

リンク式を採用してゐる機関車は前者が9600形式、後者はD50形式機関車である。

(4) バネ式台車

第172圖はバネ式二軸台車で台車台枠、中心鑄物、釣合梁及び復元バネ等より成つてゐる。

第172圖 バネ式二軸台車



台車台枠は左右の板台枠及びその中央を結ぶ中心鑄物、その前後兩端を左右方向に結ぶ横梁とからなり、且つ台枠前後四ヶ所に軸箱守を取付け台車軸箱を挿入する。又台車中央には中心ピンを挿入し罐台と連結させ、且つ中心ピン下部は中心鑄物に取付けてある左右兩復元バネ、バネ帯間にはさまれてゐる。機関車の重量は台車中心鑄物の左右に於て受け之を擔バネ、バネ釣を経て前後軸箱上を結ぶ釣合梁に傳へられ軸箱及び車軸に傳はる。

機関車が曲線に入ると車輪は偏倚し従つて台車台枠も中心ピンを中心として回轉し曲線内方に偏倚するが、主台枠はその前方が曲線外方寄に倚つてゐるか

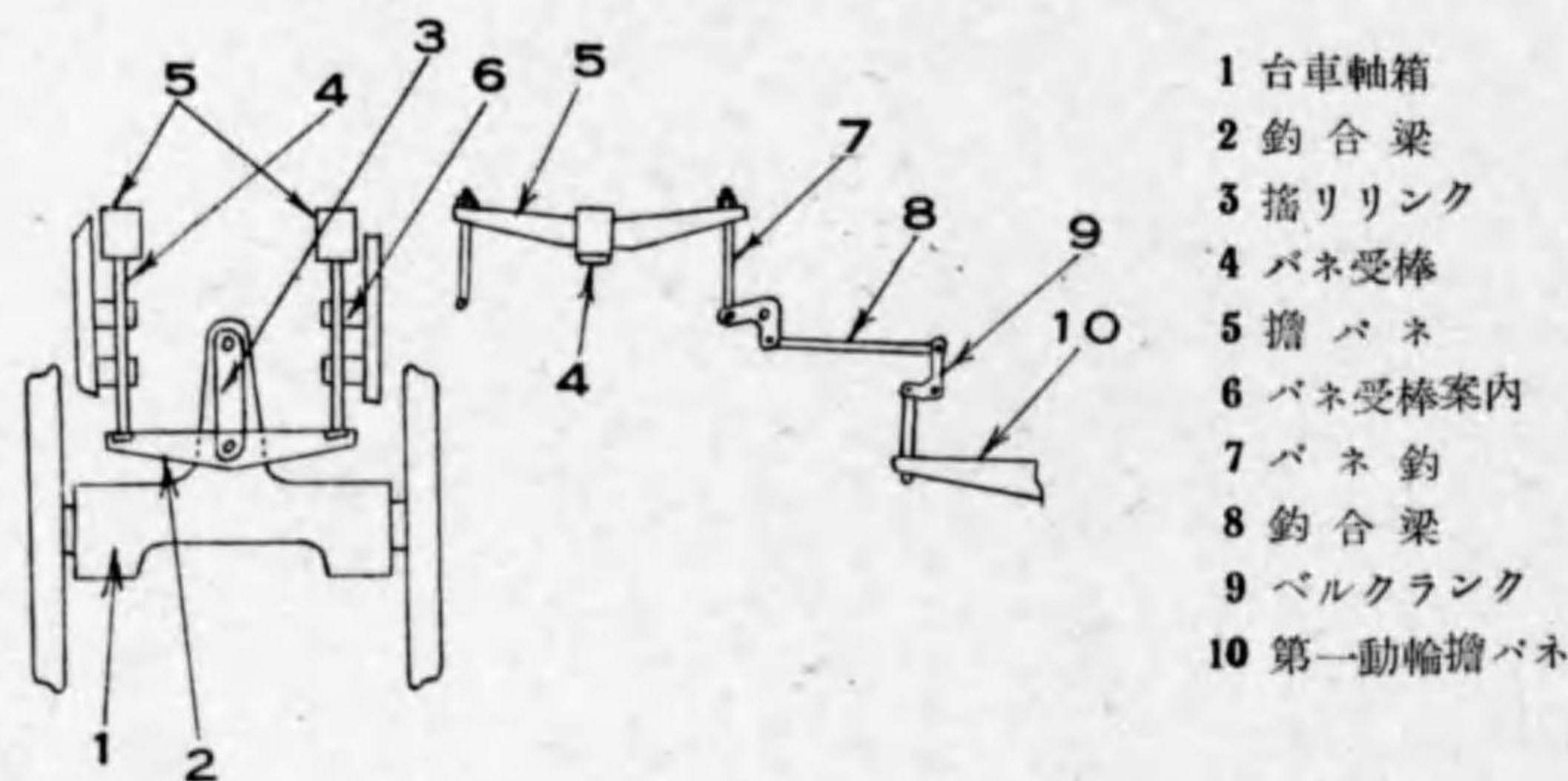


ら外方寄復元パネは中心ピンに依り圧縮される(第183圖参照)。この時尙反對側の復元パネ(兩者はパネ加減棒により兩端を結ばれてゐる)をも曲線外方に引張り従つて中心ピンを曲線内方に押すのである。

(5) 省形心向一軸台車

第173圖は8620形式機關車先台車に使用されてゐる國有鐵道特有のもので、台車と第一動輪は心向棒に連結され恰も二軸車の様な作用をしてゐる。

第173圖 省形心向一軸台車

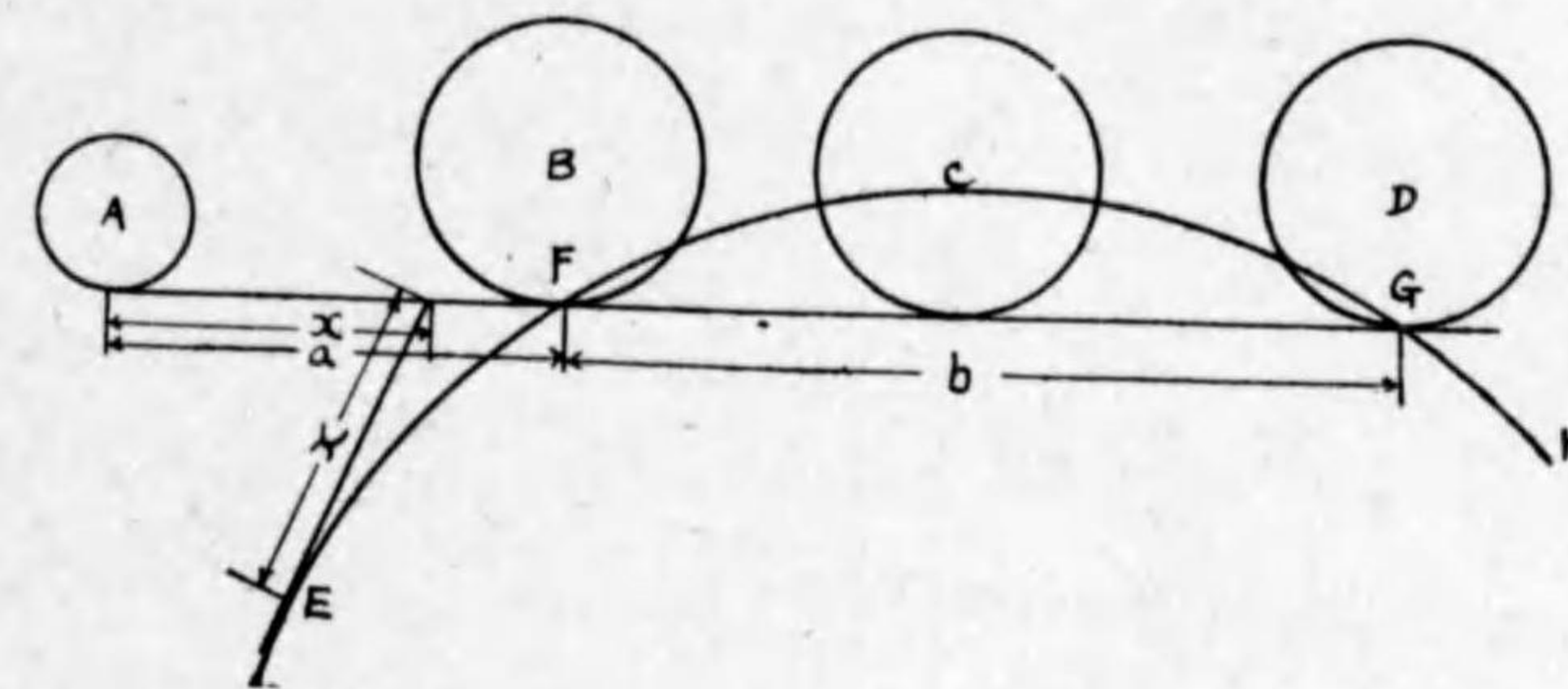


之はハートリンク式と相似てゐて機關車前方の重量は台車擔パネ、パネ受棒鈎合梁、搖リリンクを経て台車軸箱に傳はる。而して擔パネ前パネ鈎は主台枠に取付けられ、後パネ鈎はベルクランクを介して鈎合梁、第一動輪擔パネ鈎に連結されてゐる。機關車が曲線に入ると台車軸箱は曲線内方に偏倚し搖リリンクは傾斜して主台枠を曲線内方に誘導するのであるが、この式では更に心向棒の途中に後記のパネ式一軸從台車の復元装置と類似せる復元装置を有してゐるから、心向棒の横動に依りこの部分にもパネに依る復元力が作用し、之等の力の反動として主台枠を曲線内方に誘導するのである。

(6) 心向棒の長さ

心向棒の長さは機關車の大き及び種類等により異なり又如何なる半径の曲線に於ても無理の起らぬ様に決定するのが理想である。今固定軸距  $b$ 、第一動輪と先輪との軸距  $a$  なる場合に、心向棒の長さ  $x$  は次の如くして求められる。即ちこの場合無理の起らぬ様にするには、心向棒回轉中心から  $EFGH$  なる曲線に引きたる切線の長さとなる様決定すればよい譯であり、従つて平面幾何學上より次の關係を得る。

第174圖



$$\{ b + (a - x) \} (a - x) = x^2 \quad \text{之より} \quad x = \frac{a(a+b)}{2a+b}$$

依つてこの式を満足する様心向棒の長さを決定すればよい。而して之より長いと先輪は幾分外向きとなり輪縁が常にレールと噛み合ふ如くなり、又短かければ先輪は幾分内向きとなり共に害があるが、寧ろ短かい方が走行上安全であり且つ次に述べる様な理由により實用上はこの式による値よりも幾分小さく設計してゐる。

第175圖に於て  $D$  は心向棒の短かい場合で、 $E$  は適當なる長さの場合、 $F$  は長過ぎる場合である。

心向棒の長さが適當なる場合は  $E$  の如く常に曲線に對し切線方向となる故無理はない筈であるが、 $D$  の如く多少短かい方が先輪は曲線内方に向き之に續く



動輪延いては主台枠の誘導は良好である。且つ又上式は曲線が円弧の一部であるとしてのものであり、曲線分岐の如き場所に於ける台枠が直線又は曲線上にある場合、先輪だ

けが急曲線に入ると恰度Fに示す如く心向棒が長過ぎる様な結果を來し脱線の傾向を生ずる。之はD50形式機機關車新製時に於ける8番片開轉撤器を對向運轉の際時々脱線せる經驗に徴しても明らかであり、従つて上式による數値よりも幾分短かくしてゐる。

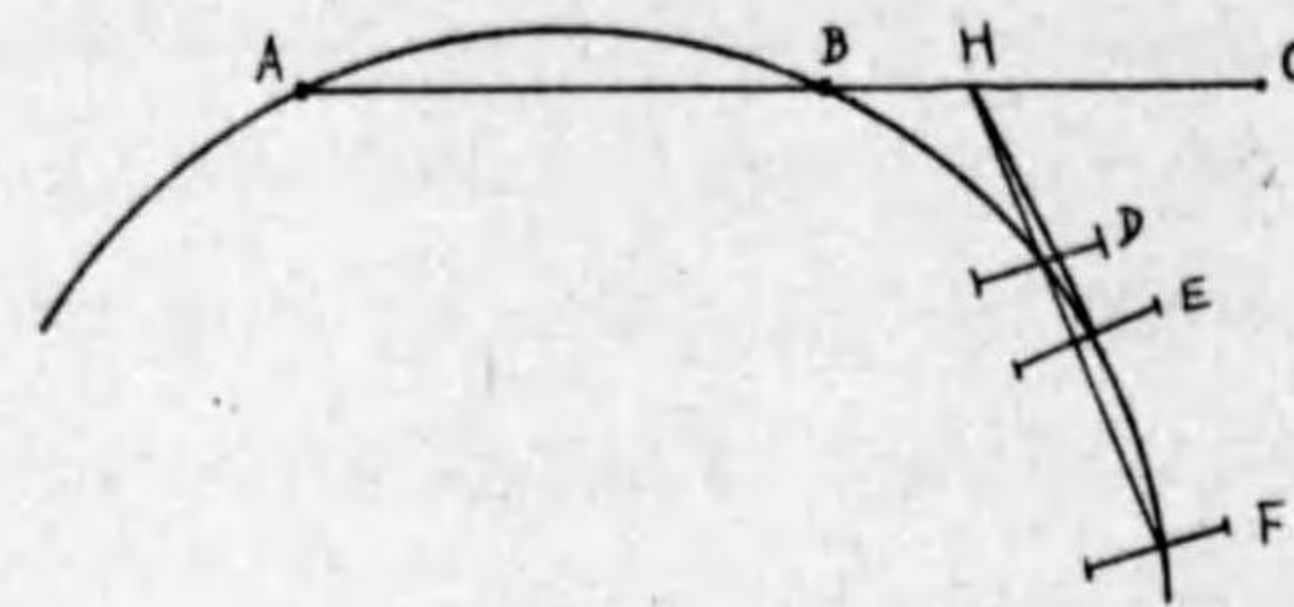
### 第二節 從台車

今迄述べた台車の一部は先台車のみならず從台車にも用ひられるものであり従つて先台車及び從台車共その構造は殆ど同一であつて、又その使命も機機關車が逆行運轉をなすとき之を誘導するためである。而して最近相當強大なる機機關車の出現に伴ひ、その火格子面積及び灰箱容積の大なるものが必要となり、従

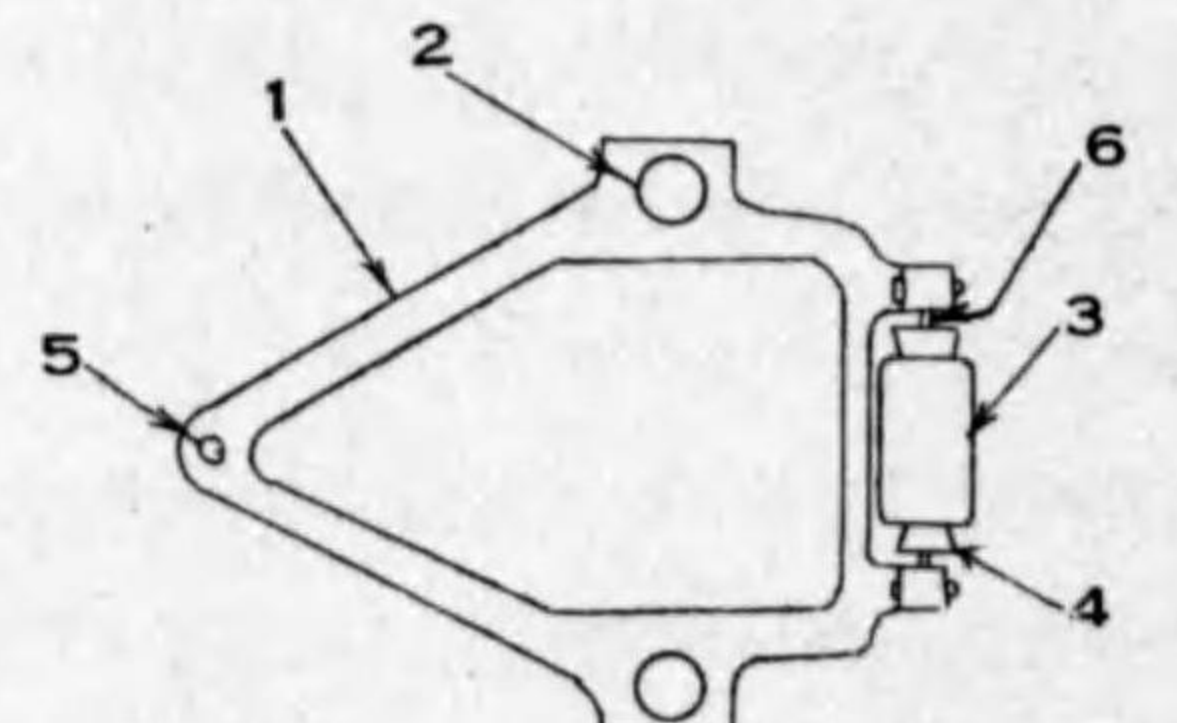
つて台車軸箱を從輪の外側に置き台車台枠の内面距離を大にしなければならぬ。之により機機關車重量の一部を負擔せしめ又機機關車の重心も低下し設計上種々益するところがある。

第176圖はバネ式一軸台車で第176圖及び第184圖に示す如く台車台枠にピンで取付けられたバネ押棒、復

第175圖



第176圖 バネ式一軸台車



- 1 台車台枠
- 2 滑台
- 3 バネ箱
- 4 バネ座
- 5 心向棒中心ピン
- 6 バネ押棒

元バネ及びバネ箱等よりなつてゐる。その前方は主台枠に取付けてある從台車受にピンで連結し後方はバネ押エ棒の一端が後枠に連結されてゐる。機機關車重量は擔バネから台車軸箱に傳へられるが、バネは主台枠に保持されてゐるから台車軸箱は之を負擔しながら左右に偏倚することとなる。即ち擔バネの一端は主台枠に、他端は釣合梁を介して最後部動輪擔バネに連結され、又擔バネは主台枠に取付けられたバネ枠内に、滑金を介して上下方向にのみ摺動し得る様になつてゐるから、バネは擔バネ球座及び滑台を介して、軸箱上を摺動するのである。而して機機關車が曲線に入ると台車台枠は心向棒中心ピンを中心として偏倚し、第184圖下圖の如く機機關車主台枠に取付けられたバネ箱と一方のバネ押エ棒との間に復元バネを壓縮し主台枠を曲線内方に轉向せしむるのである。又復元バネは最初大小二箇のバネを使用したこともあるが、復元力が過大となり主台枠後部の横振が円滑でなく従つて主台枠前部の偏倚の増大を來しフランジの直耗或は脱線の虞も生じたから、最近では大蔓巻バネ一箇を用ひるのが普通であり C55, C57, C59, D50 及び D51 形式機機關車の從台車はこの式を用ひてゐる。

### 第三節 ボギー台車

ボギー台車は普通二軸を一箇の先台車台枠でつなぎ機機關車重量の一部を負擔し中心ピンを中心として回轉し得るもので、復元装置はエコノミー式及び平行リンク式又はハートリンク式のものがある。

之については前に述べたのであるが、今一軸台車とボギー台車とを比較すると、前者は曲線に於ける先輪の運動を抑制する必要から心向棒を以て主台枠と先輪とを連結しておかねばならぬ。即ち斯くすることにより台車々軸の中心線は曲線中心線と略直角を保ちつゝ進み、従つて台車が轉向し過ぎて車軸中心線



と曲線中心線とが平行にならうとして脱線するのを防止することが出来るのである。而してボギー台車は四輪車であるから曲線に於ても台車々軸中心線と曲線中心線とが略直角を保ちつゝ進み、上に述べた様な心配は起らないこととなる。而して何れにするかと云ふことは機關車の大きさ、車輪配置等種々なる條件に左右されるから早急に決定することは出来ない。

#### 第四節 台車の復元装置

機關車が曲線を通過するときは台車中心は機關車中心から幾分曲線内方に移る。この移動量は機關車の大きさ及び曲線の種類によつて異なる。而して台車にはこの移動が容易に起らぬ様相當の抵抗を與へておくことが必要であり、又曲線を通過後台車が容易に元の位置に復する様な或る力を與へておくべきである。この力を復元力と謂ひ、同時にこの力に依つて主台枠を曲線内に誘導せんとする反力が發生するのである。即ち台車はレールとフランジとに依りその位置が限定されてゐるから主台枠が曲線内方へ誘導されることとなる。

復元力發生の方法としてはバネの力によるものと重力によるものがある。又復元力の性質から分類すれば台車の偏倚量に関係なく一定のものと、それに比例して増減するものがあり、何れも一長一短があるが、復元力の性質としては移動量に無関係に一定なる方が寧ろ望ましく、最近はこの方が多い様である。

即ち直線路に於て最初の復元力が大であれば機關車を良く誘導することが出来る。

又、復元力が移動量に伴つて變化する場合は最初の復元力を大にすれば最終の復元力が過大となる虞があり危険である。又最終のそれを適當にしておくこと直線路又は移動の少い時に台車が動揺多くこれもやはり危険である。

而してこのことは機關車の車輪配置及び全體的の構造と不可分の関係にあるからその優劣は早急に決定し難いが、最近は一般に復元力一定なる方が良い様に思はれてゐる。

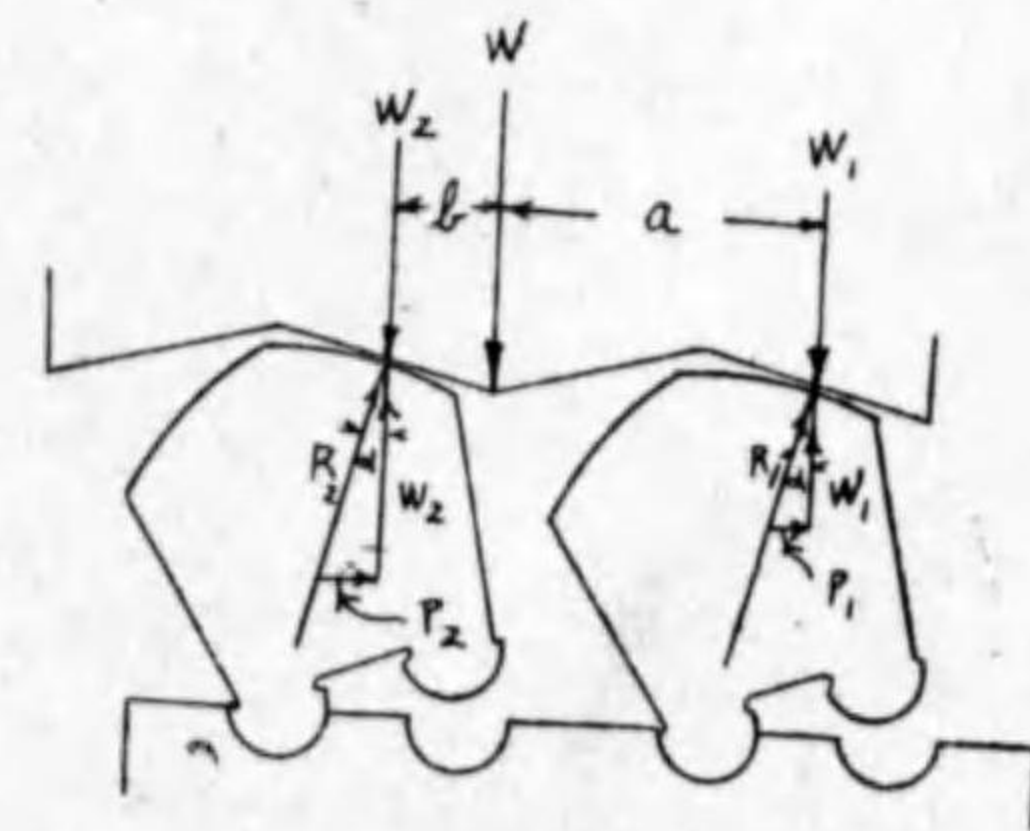
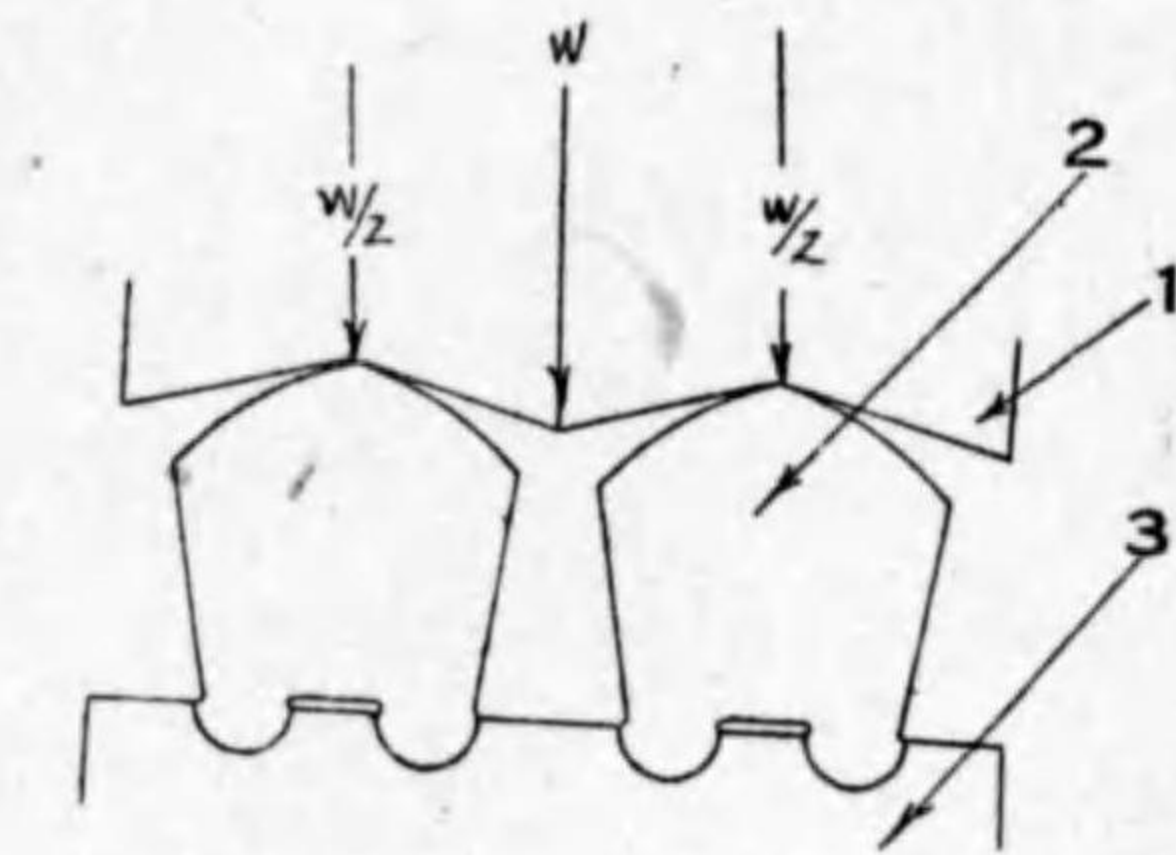
次に復元力と軸重との関係について考ふるに、復元力は台車々輪に對し軸箱ボス面に作用し車輪はタイヤフランジでレールと對抗するものであるから、結局偶力として働き曲線内方の車輪を浮き上らせる傾向を生ずる。従つて復元力は軸重と或比例をなすべきものであつて、負擔重量を比較的大ならしめることの出来る二軸ボギー台車の方が一軸台車に比し復元力を大きくすることが出来る。

この復元力の大きさは機關車の大きさ構造等によつて異なるけれども、現在のところ大凡 3~5 噸位のものが使用せられてゐる。

##### (1) 復元力一定なるもの

台車偏倚量に関係なく復元力一定なるものはエコノミー式及びコロ式である。第 177 圖はエコノミー式では台車軸箱上に左右揺り駒をのせ之にかゝる重量によつて復元力を得るのであつて、上圖に於ては揺り駒は直立の位置、即ち直線上に於ける場合であるから復元力はないが、機關車が曲線に入り下圖の如く揺り駒が傾斜すると、その片側の足のみで

第 177 圖 エコノミー式の復元力



1 揺り枕 2 揺り駒 3 台車軸箱



夫々重量を受けることとなり、各揺り  
駒にかゝる重量はその偏倚に比例して  
變化して来る。

而してこの場合に於ける復元力は圖  
に於て水平方向力の  $P_1$  及び  $P_2$  の和で  
ある。今第 178 圖に於て、揺り枕の傾

斜邊と水平線とで出来る  $\triangle A_1 B_1 C_1$  と力の  $\triangle ABC$  及び  $\triangle A' B' C'$  とについて  
考ふるに、之等は幾何學上相似形であるから

$$\frac{P_2}{W_2} = \frac{A_1 C_1}{B_1 C_1} \quad \therefore P_2 = \frac{A_1 C_1}{B_1 C_1} W_2$$

$$\frac{P_1}{W_1} = \frac{A_1 C_1}{B_1 C_1} \quad \therefore P_1 = \frac{A_1 C_1}{B_1 C_1} W_1$$

又第 177 圖に於てモーメントをとると  $W_2 \times (a+b) = Wa \quad \therefore W_2 = \frac{a}{a+b} W$

$$W_1 \times (a+b) = Wb \quad \therefore W_1 = \frac{b}{a+b} W$$

今揺り枕の傾斜割合即ち勾配を  $x$  とすれば

$$\frac{A_1 C_1}{B_1 C_1} = x \text{ となるから } P_2 = x \times \frac{a}{a+b} W$$

$$P_1 = x \times \frac{b}{a+b} W \text{ となる。}$$

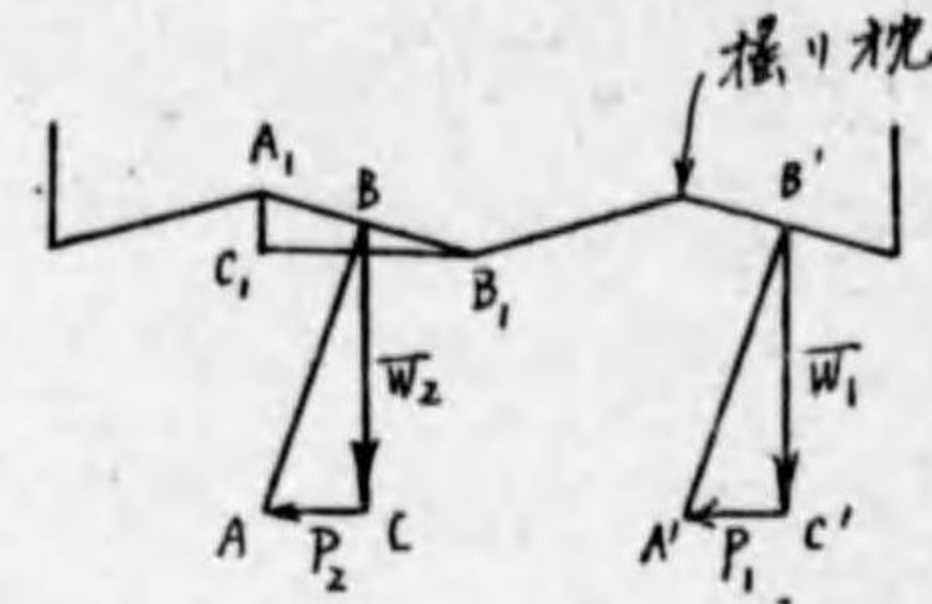
今全復元力を  $P$  とすれば

$$P = P_1 + P_2 = x \times \frac{a}{a+b} W + x \times \frac{b}{a+b} W$$

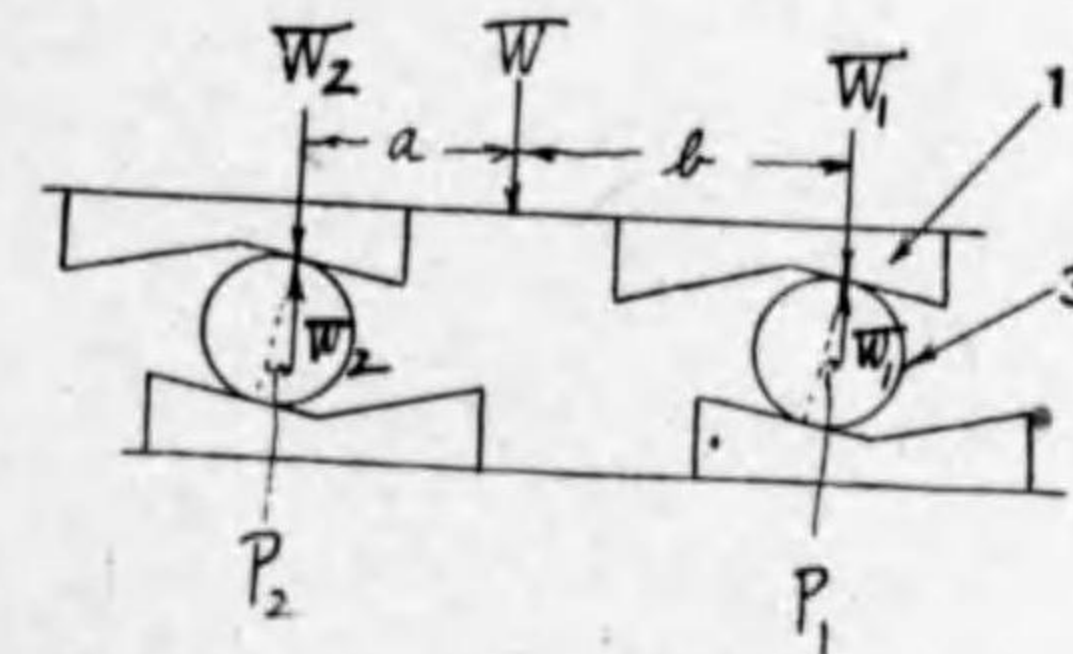
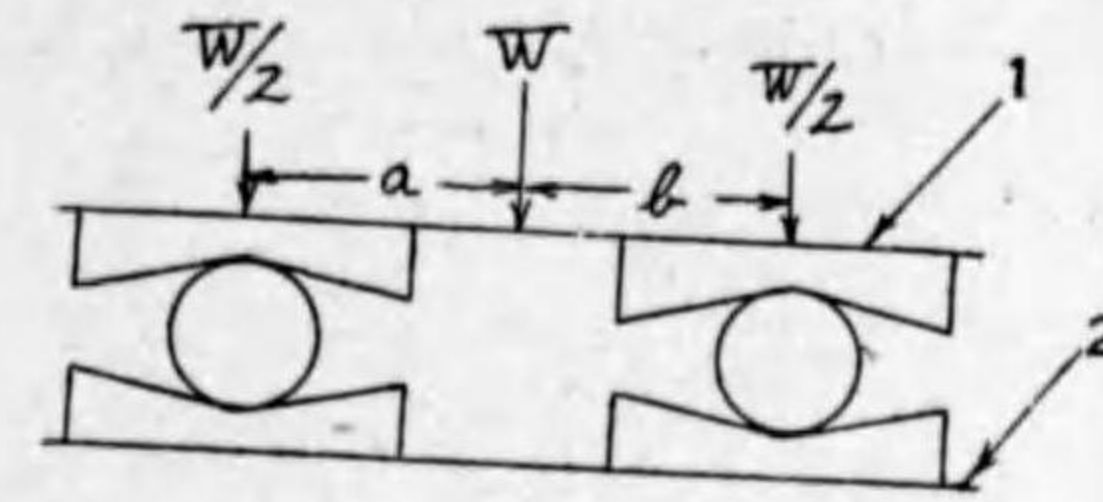
$$= x W \left( \frac{a}{a+b} + \frac{b}{a+b} \right) = Wx$$

即ちこの式に依つて明らかなる如く、この式の復元力は台車偏倚量に關係な  
く一定である。尚揺り枕の勾配は普通  $\frac{1}{2.5} \sim \frac{1}{3}$  である。

第 178 圖



第 179 圖 コロ式の復元力



1 コロ押エ 2 台車軸箱 3 コロ

は一定である。

(2) 台車偏倚量に比例して増加するもの

リンク式及びバネ式は之に屬する。

第 180 圖はリンク式であつて負擔重量は揺り枕にかゝり、台車が偏倚すると兩揺りリンクは傾斜しその水平方向の分力のみが復元力となるのであつてこの場合の復元力を求めて見よう。

今 DE 及び AB をリンクの長さ、EF 及び BC を台車偏倚量とし力の三角形を第 181 圖の如く求むれば

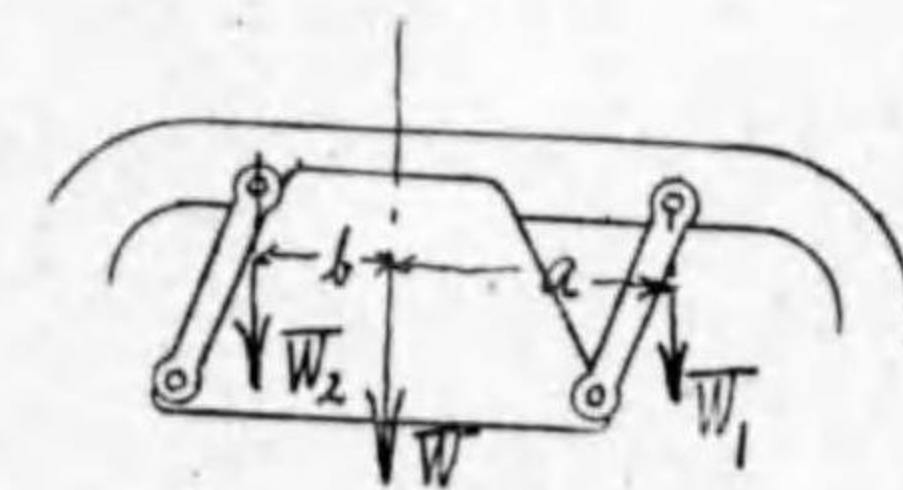
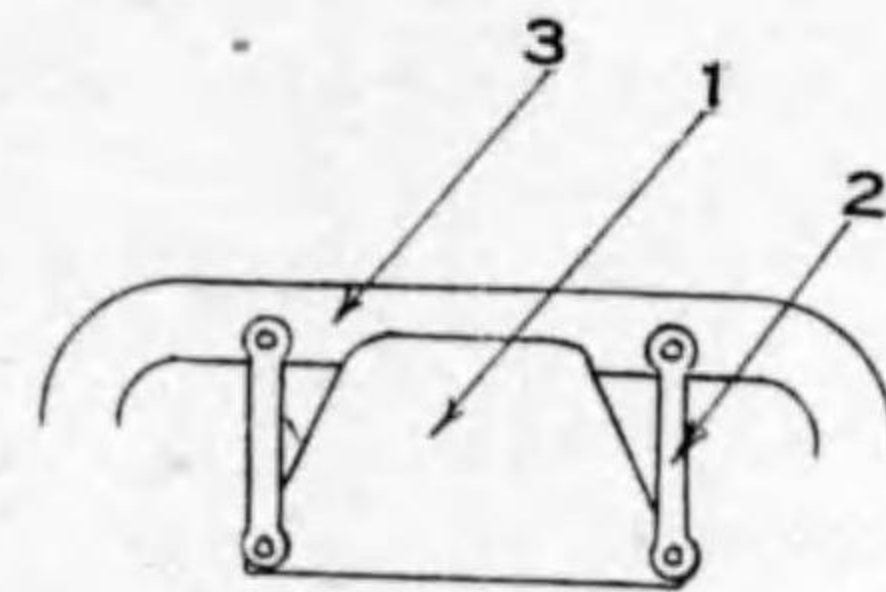
次にコロ式復元装置は第 179 圖に示す如くで、この場合もエコノミー式と作用は全然同一で、エコノミー式に於ける揺り駒の代りにコロを用ひたのみである。即ちこの場合の復元力  $P$  も前と同様にして求めることが出来る。

$$P = P_1 + P_2 = W$$

× (コロ押エの勾配)

この式により明らかなる如く、やはり台車の偏倚量に關係なく復元力

第 180 圖 平行リンク式の復元力



1 揺り枕 4 横梁  
2 揺りリンク



$$\frac{P_2}{W_2} = \frac{EF}{DF}$$

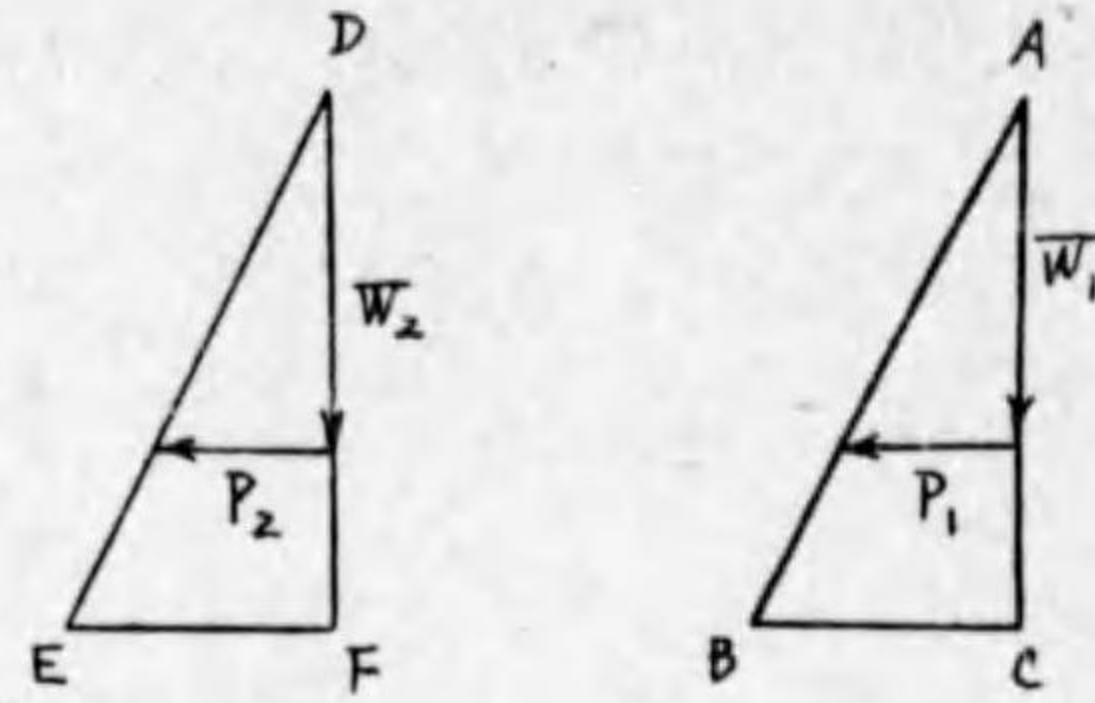
$$\therefore P_2 = \frac{EF}{DF} W_2$$

$$\frac{P_1}{W_1} = \frac{BC}{AC}$$

$$\therefore P_1 = \frac{BC}{AC} W_1$$

$$\text{又 } W_1 + W_2 = W$$

第 181 圖



而して幾何學上、 $DF = \sqrt{DE^2 - EF^2}$  又  $AC = \sqrt{AB^2 - BC^2}$

而してDE及びABは夫々リンクの長さ、EF及びBCは台車偏倚量なる故

$$DF = AC = \sqrt{(\text{揺りリンク長})^2 - (\text{台車偏倚量})^2}$$

依つて今全復元力をPとすれば

$$P = P_1 + P_2 = \frac{\text{台車偏倚量}}{\sqrt{(\text{揺りリンク長})^2 - (\text{台車偏倚量})^2}} \times W$$

即ちこの式で明らかなる如く、復元力は台車偏倚量によつて變化することが判る。

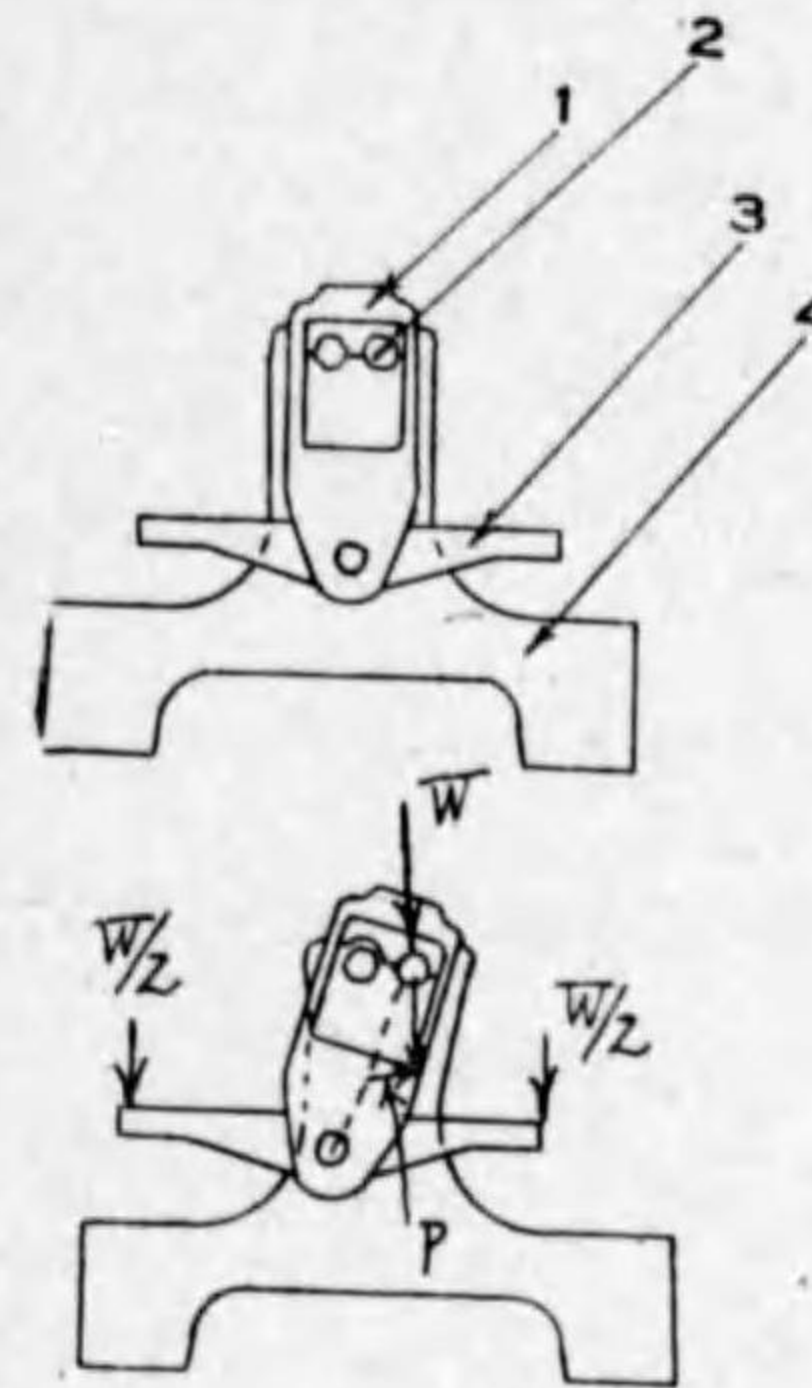
このことは次に述べるハートリンク式にも適用出来るのであつて、共にこの式によつて明らかなる如く、揺りリンクの長さ及び台車偏倚量に比例して復元力は變化する。

次にハートリンク式は第182圖に示す如くで、重量は釣合梁にかゝり台車が偏倚した場合、やはり負擔重量の水平方向の分力Pが台車復元力となるのであつて、ハートリンクの傾斜に依り變化するものである。この場合の復元力もリンク式と全然同様にして求めることが出来る。即ち

$$P = \frac{\text{台車偏倚量}}{\sqrt{(\text{リンクの長さ})^2 - (\text{台車偏倚量})^2}} \times W$$

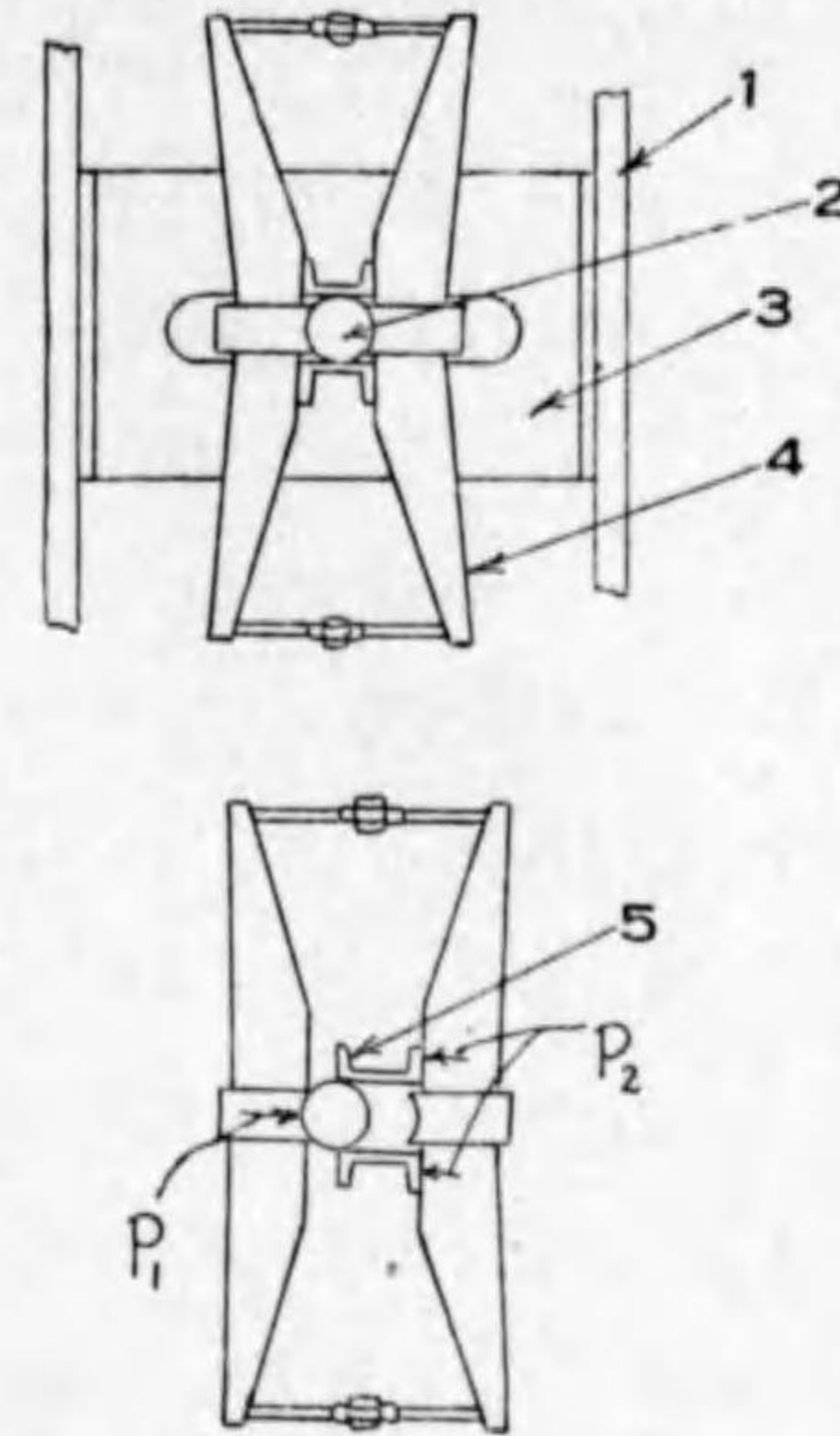
第 182 圖

ハートリンク式の復元力



- 1 ハートリンク
- 2 ピン
- 3 釣合梁
- 4 台車軸箱

第 183 圖 バネ式の復元力



- 1 台車台枠
- 2 中心ピン
- 3 中心鑄物
- 4 復元バネ
- 5 復元バネ止

第183圖はバネ式の復元力を示すものでバネを圧縮して取付けその弾力に依り復元力を得てゐる。即ち機關車が曲線に入ると中心ピンは主台枠中心線上にあるが台車は曲線内方に偏倚するからバネは中心ピンと復元バネ止との間に圧縮される。この時反対側のバネも圧縮され従つて反対側のバネには復元力に等しい反力が發生して中心ピン即ち主台枠を曲線内方に押し寄せんとする傾向を生ずるのである。この場合の復元力は台車の偏倚量即ちバネの撓み量に比例して増減する。

鐵道省で採用してゐるバネの撓みと荷重との間の算式を示すと

$$\delta = \frac{5.5P(l-0.6e)^3}{Enbh^3}$$

$$\delta = \text{撓み (糎)}$$



2P = 運轉状態におけるバネの最大静荷重 (匁)

2l = バネの徑リ (匁)

2e = バネ帯の巾 (匁)

h = 板の厚さ (匁)

b = 板の巾 (匁)

n = バネ板枚數

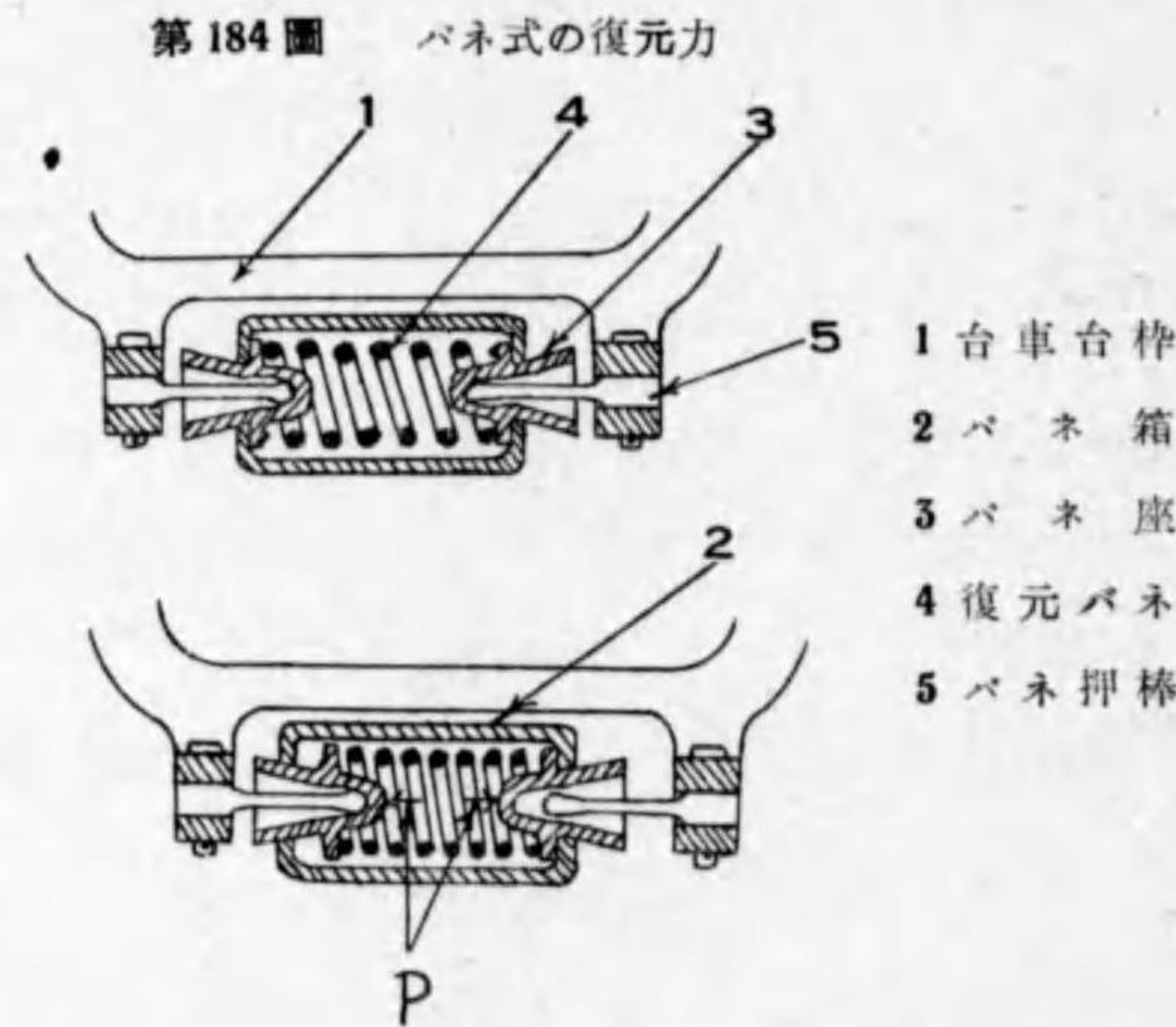
E = 彈性係數 = 21,00000 (匁/匁<sup>2</sup>)

この式に於て撓みの代りに台車偏倚量 (二箇のバネを向合せて使用してゐるときはその $\frac{1}{2}$ ) を代入すればこの時の 2P の値は台車復元力となるのである。

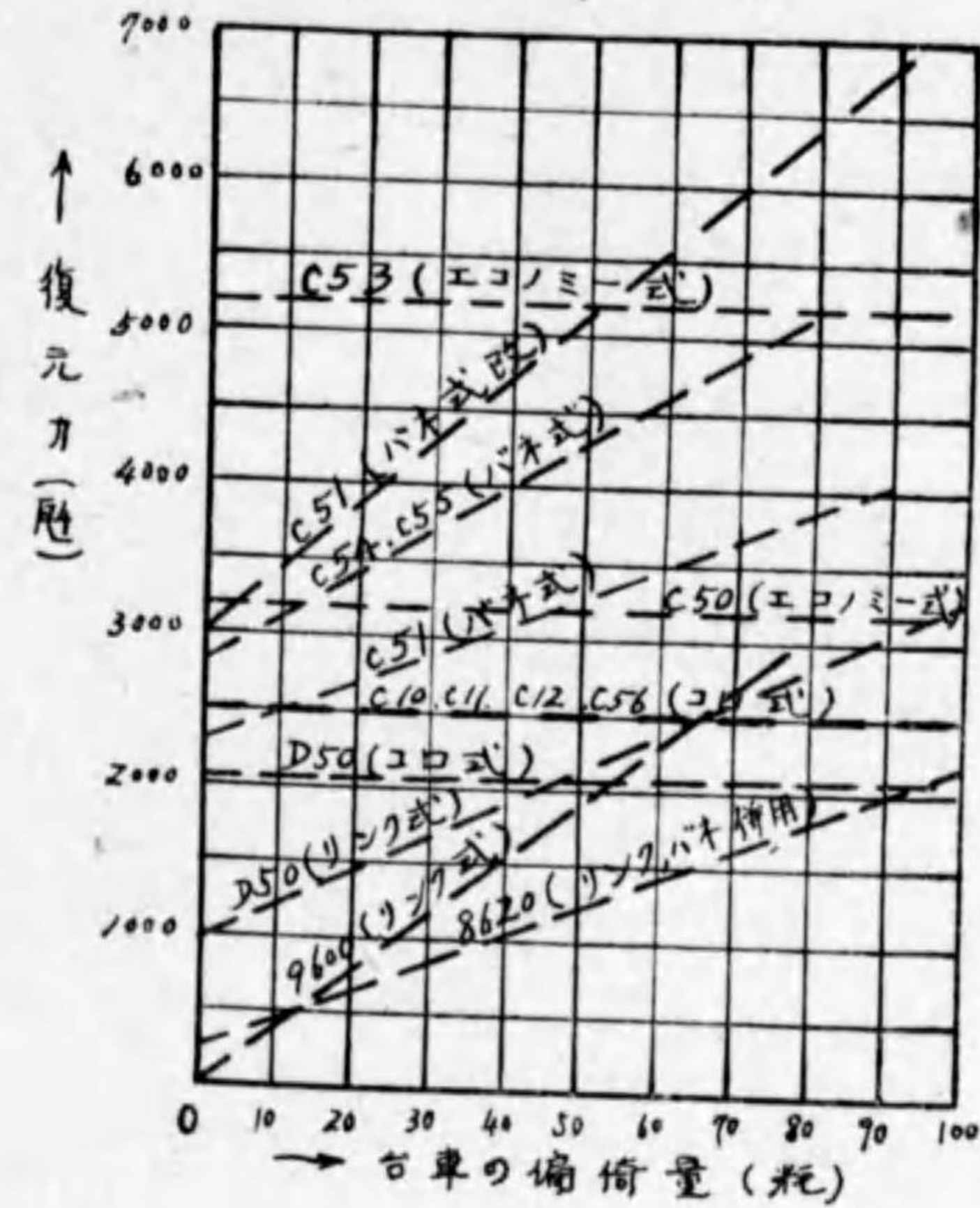
バネ式は大きな重ね板バネを挿入する餘裕が普通ないから、最初の復元力を大にすると移動量が大なる場合バネの應力が大となりバネ折損を來す處があるが、最初の復元力を小にすると直線に於ける蛇頭動が大であるから幾らかの初圧縮をして取付けてゐる。而して台車が移動したとき左右車輪上重量の變化が少いと云ふ利點はある。

次に従台車に使用せられるものは第184圖の如く重ね板バネの代りに蔓卷バネを使用してゐるがその作用及び復元力は全然同一である。

主要機關車復元力を示すと第185圖の如くなる。



第185圖 復元力





## 第七章 連結装置

### 第一節 自動連結器

長大なる列車を牽引して大なる引張力を發揮出来る一つの要素として自動連結器の強度を擧げることが出来る。即ち機關車の牽引力を如何に増大してもこの自動連結器の強度が不十分では牽引力を發揮することは出来ないものである。

自動連結器に作用する力の大きさとしては機關車寄に連結された車輛の連結器程大なる力を受けるもので、機關車次位のものは大體機關車引張力と等しい力を受けることになる。而して車輛は何時如何なる箇所に連結されるかわからないので、最大單位の列車の最前部に連結されても大丈夫な様に十分なる強度を持つてゐなければならない。

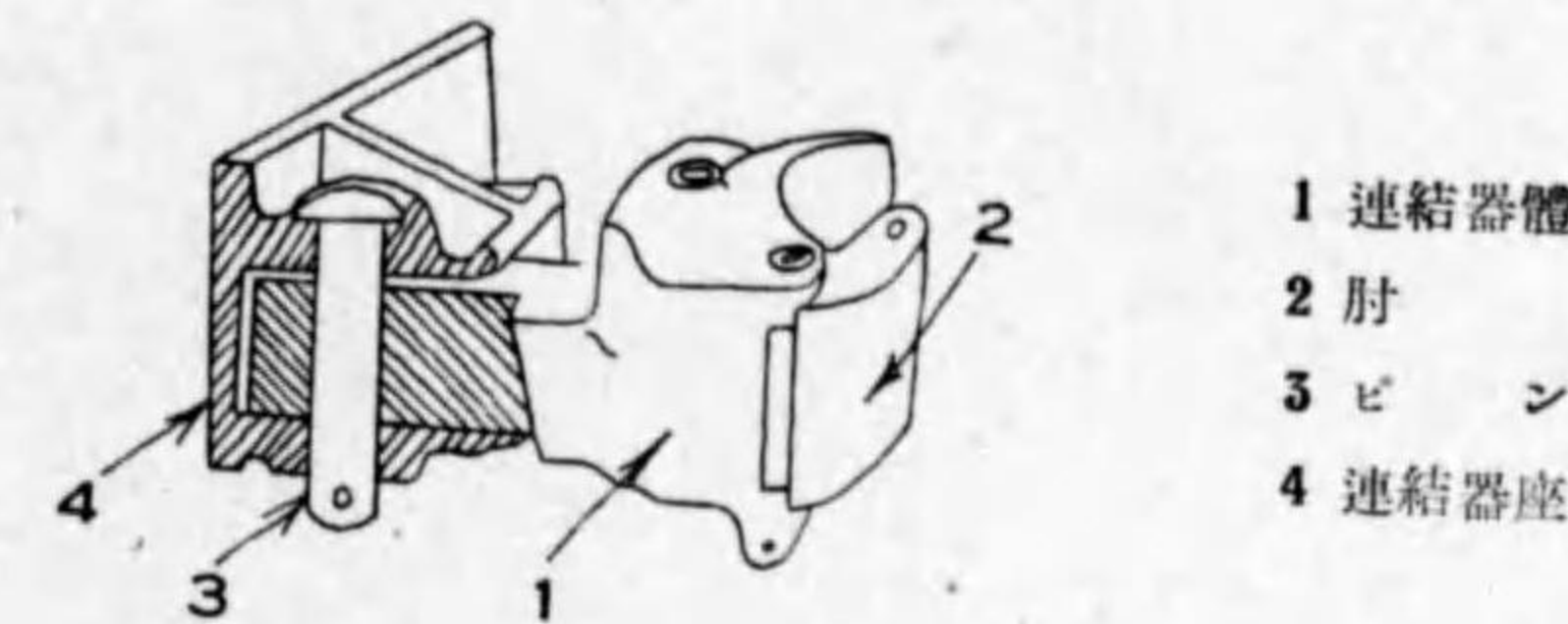
現在の機關車の最大牽引力は約15噸であるから連結器に作用する最大力も矢張15噸と云ふことになるが、これは靜かに引張つた場合の力で、運轉中衝激となつて現れるやうな場合はその約2倍の30噸位の力を受けると云はれてゐる。然るに自動連結器の破壊試験の結果を見るとその強度は70—90噸になつてゐるから、現在のところ自動連結器の強度は大丈夫と云ふことが出来る。依つて激突を受けた様な場合は伴板が曲るとか或は端梁が曲るとかするが、連結器自體の損傷は生じないと云ふことは往々發見するところである。

#### (1) 自動連結器の種類

自動連結器は之を形式別に分けると柴田式、坂田式、シャロン式、アライヤンス式に分類され、従來之等が混然として使用されてゐたが近時最も優秀なる

柴田式に統一されつゝあるのである。次に作用上から分類すると上作用と下作用の二種になる。上作用とは連結器の上面より作用するもの、下作用とは下面より作用せしめるものである。機關車用としては上作用を使用し、下作用は客車等で踏板或は幌を装置する關係で上面が支障されるものに使用されるのである。

第186圖 第一種連結器



- 1 連結器體
- 2 肘
- 3 ピン
- 4 連結器座

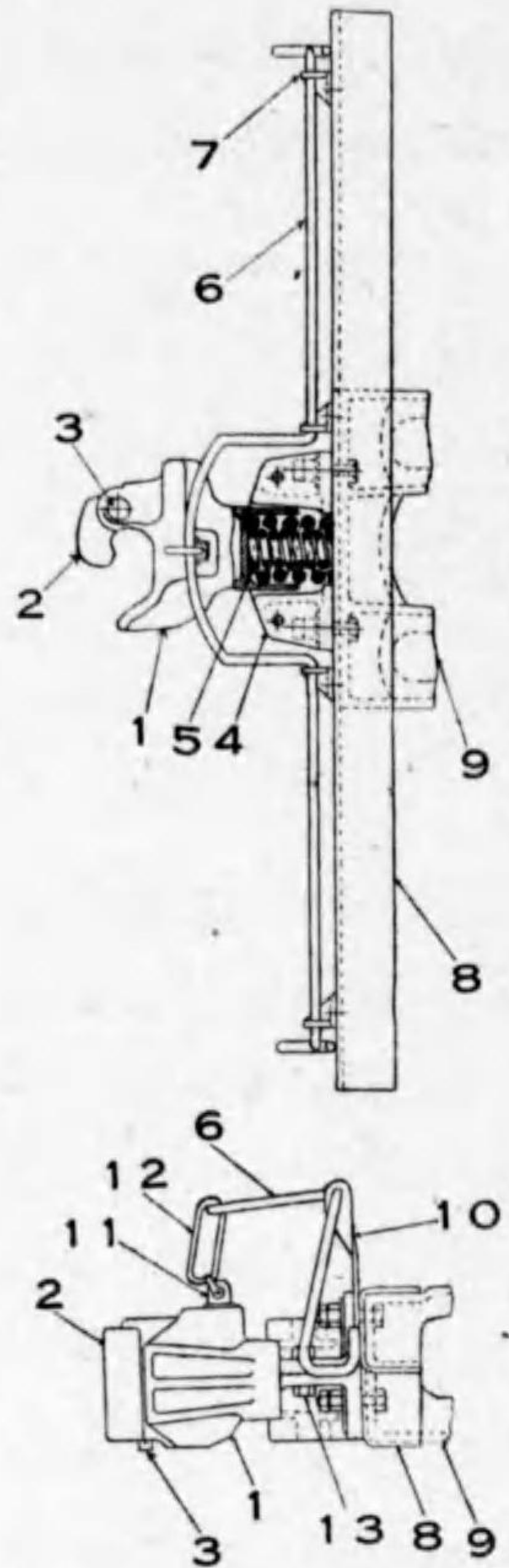
尚、自動連結器は車輛に取付ける方法に依つて第一種、第二種、第三種の三つに區別される。即ち第一種自動連結器とは第186圖に示す如く連結器體(1)はピン(3)にて機關車端梁にボルトにて取付けられた連結器座(4)に結合されるもので、餘り使用しないテンダ機關車の前部等に用ひられた。之は連結の際衝激を緩和する装置が無いからこの種の連結器同志を連結する様な場合は十分注意しなければならない。

第二種連結器は第187圖に示す如く連結器體(1)の上下に突起があり之が連結器座の穴に前後方向に遊間を設けて嵌入され内部に緩衝用のパネ(5)が設けられてゐる。之は第一種に比較すればその緩衝作用は良好であるが未だ十分でないので、之も第一種に代つて使用される程度である。而して上記第一種と第二種を總稱して座付連結器と稱する。

次にタンク機關車の前後、テンダ機關車の後部及び客貨車用としては第188



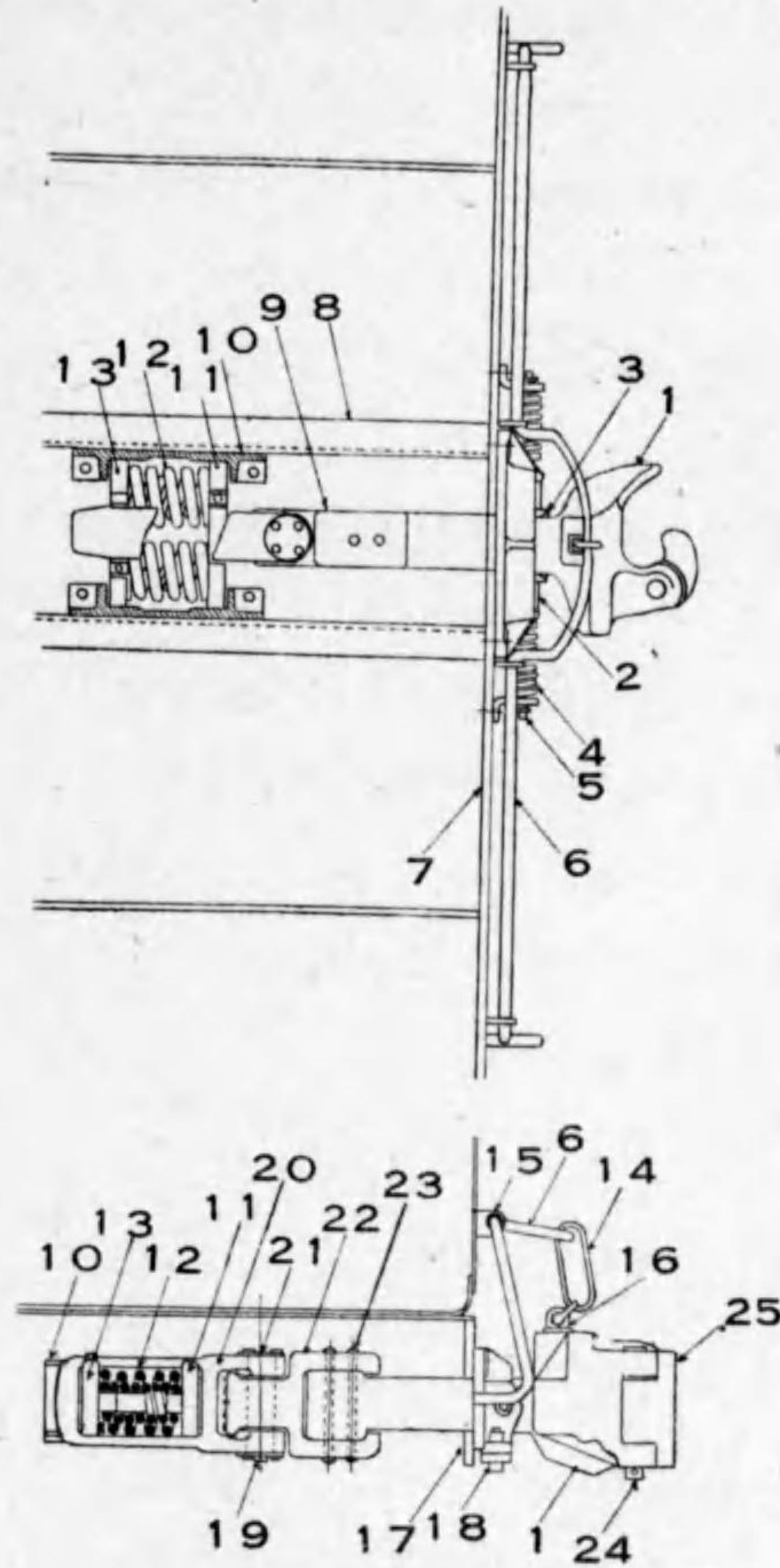
第187圖  
第二種連結器



- 1 連結器體
- 2 肘
- 3 肘ピン
- 4 座
- 5 パネ
- 6 解放テコ
- 7 解放テコ受
- 8 前端梁
- 9 台枠鑄物
- 10 解放テコ受
- 11 錠揚
- 12 解放鎖
- 13 ボルト

圖に示す如き第三種自動連結器と稱するものが使用される。即ち自動連結器胴(9)と接手(22)を固定し之に枠(20)をピン(19)で取付け、枠内前後に伴板(11)及び(13)を入れその間へパネ(12)を装置したもので、緩衝作用は非常に良好である。尚、第一種及び第二種では自動連結器の横振は取付ピンを中心

第188圖 第三種連結器



- 1 連結器體
- 2 滑金
- 3 滑金座
- 4 復心パネ
- 5 復心棒
- 6 解放テコ
- 7 端梁
- 8 台枠
- 9 連結器胴
- 10 伴板受板
- 11 伴板
- 12 パネ
- 13 伴板
- 14 解放鎖
- 15 解放テコ受
- 16 錠揚
- 17 端梁
- 18 胴受控ボルト
- 19 ビン
- 20 枠
- 21 ビン止
- 22 枠接手
- 23 鉄
- 24 肘ピン
- 25 肘

としてなされ、第三種自動連結器では枠の取付ピンを中心として行はれる。何れにあつてもこの横振角度が小なる場合は曲線通過の際無理を生じ、脱線等の虞があるものである。第三種には横振した場合これを元に戻す復心パネ(4)



が取付けられて居る。而して第一種と第二種とを座付自動連結器と謂ひ、第三種を長手自動連結器と稱して居る。尙、第三種自動連結器には胴と杵を杵接手を介してピン接手とせず直接固定せしめ緩衝バネは内外蔓巻バネ一組のものもあるが、之は連結器頭の横振は餘り自由でないが、少々の横振は勿論出来るやうになつてゐる。

### (2) 自動連結器の具備すべき條件

自動連結器の具備すべき條件として擧げられるものは

- イ、錠掛位置、錠控位置、肘開き位置の三つの作用を完全に行ふこと
  - ロ、各部の強度が十分なること
  - ハ、各部の少々の摩耗位で直に機能を失するやうなことの無いこと
  - ニ、肘ピンが引張又は圧迫の作用を直接受けないやうにすること、尙肘ピンが折損しても肘の外れないこと
  - ホ、運轉中の動搖等で自然解錠の虞なきこと
  - ヘ、完全連結が容易に確認出来ること
  - ト、積空に依り自動連結器の位置に少々の高低が出来ても外れぬだけの肘の高さを有すること
  - チ、連結した際幾分上下左右に動き得る自由を有すること
- 等であつて現在の自動連結器は之等を略完全に備へてゐる。

### (3) 自動連結器の三作用位置

鐵道省で採用してゐる自動連結器は前述の通り柴田式、坂田式、シャロン式、アライヤンス式の四種であるが、その何れを問はず原則的に次に述べる三つの作用位置を備へてゐる。

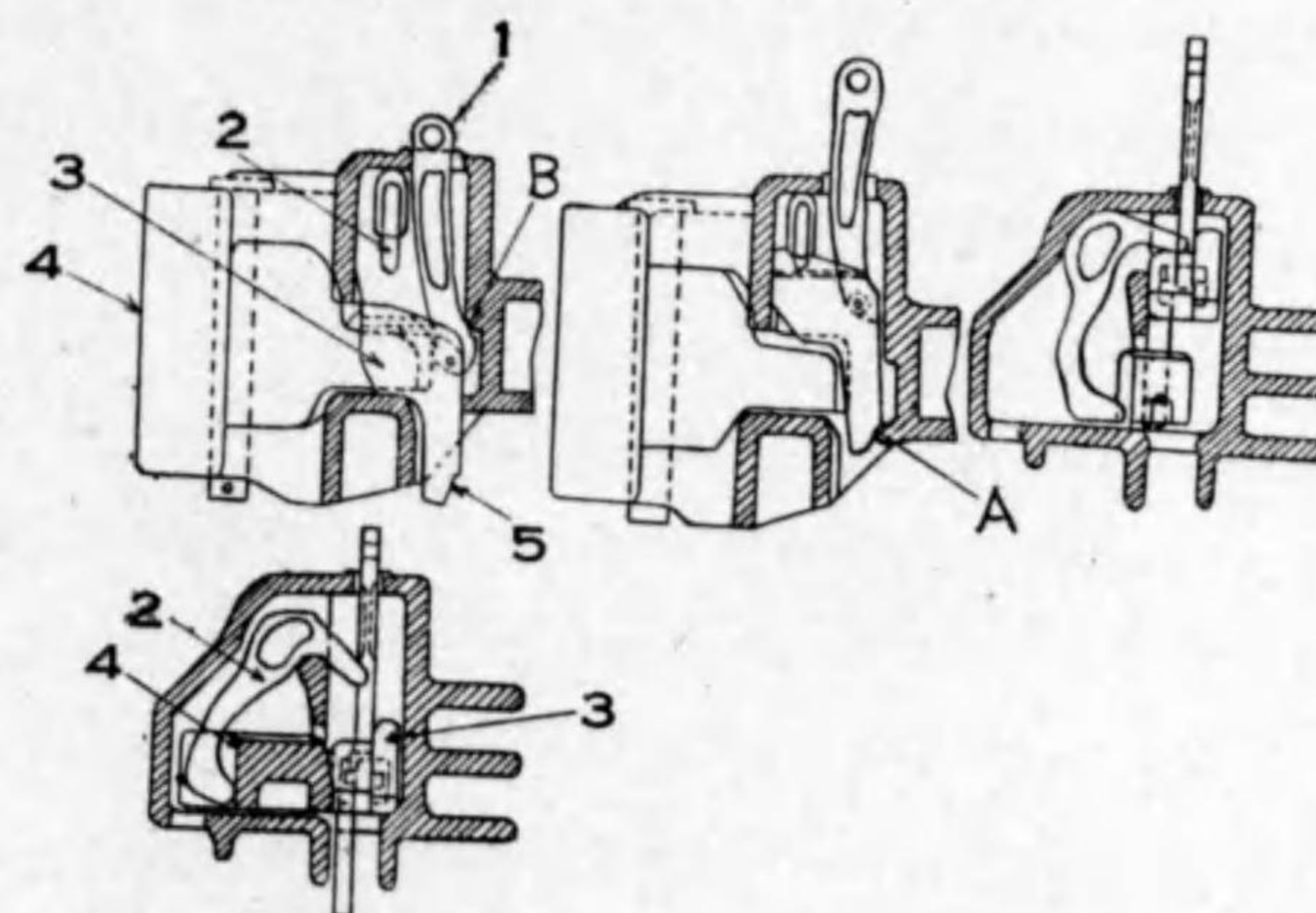
#### イ、錠掛位置

連結器の肘が閉り肘と連結器胴との間へ錠が落ち込み肘が開かない状態、即ち連結された位置のことを謂ひ、錠を上へ引上げない限り肘は開かないものである。この場合肘は連結器頭内部の畝状の部分で互に噛み合つてゐるから肘ピンは直接力を負擔せず又肘ピン切損、落失等の際でも錠が完全である限り肘は開かず、従つて列車分離等はない。尙、この位置では動搖等で錠が自動的に飛び上らんとした場合これを止めるやうな構造になつてゐる。

#### ロ、錠控位置

肘は開かず錠掛位置と同一であるが、錠は引上げられた状態で支へられ肘を開き得る位置で、連結状態の車輛を切離す場合は一旦この位置をとり次に車輛を切り離せば両者は分離するのである。この位置をとつた後解放の必要の無くなつた場合は、一旦引離して又連結し直すか故意に錠を落下せしめてやればよい。

第189圖 自動連結器作用位置



- |     |   |     |     |
|-----|---|-----|-----|
| 1 錠 | 揚 | 3 錠 | 5 錠 |
| 2 肘 | 開 | 4 肘 | 尻   |



## ハ、肘開位置

離れてゐる車輛を連結せんとする場合とるべき位置で、錠を十分引上げると之に伴つて肘開ケが作用し肘の尾部を蹴り之を開かしめるものである。この場合錠は肘の上に乗つてゐるから解放テコを離してもこの位置は持続される各種自動連結器の特徴は以上の三つの位置を如何なる構造のもとに如何なる方法で行ふかと云ふことである。以下各種自動連結器の構造作用を説明することにする。

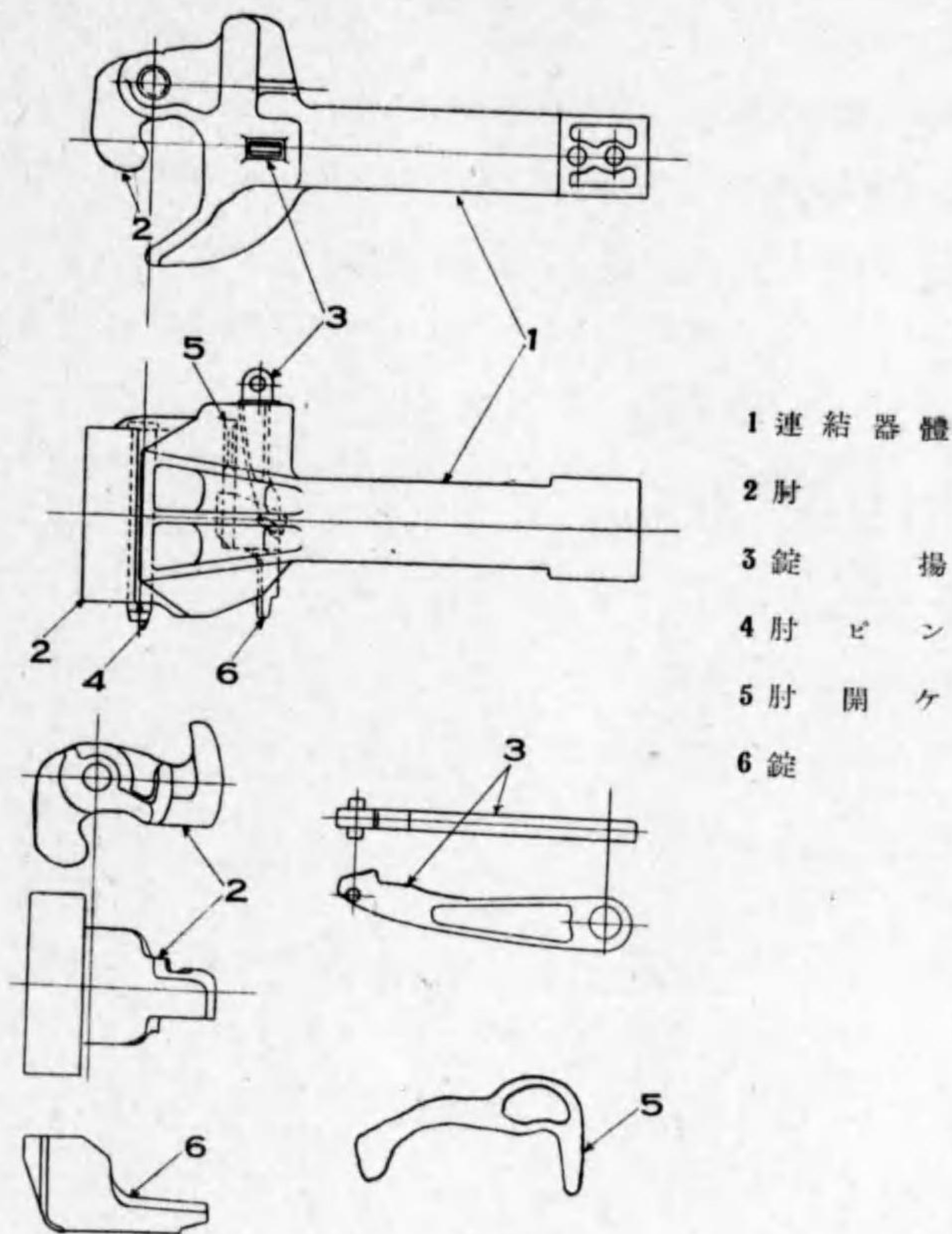
## (4) 各種自動連結器の構造作用

## イ、柴田式自動連結器

本自動連結器は構造簡單にして作用確實なる點に於て他形式のものより勝れてゐるので鐵道省基本形として最も廣く採用されてゐる。

その構造は第190圖に示す如く鑄鋼製(SC47)の連結器體(1)、肘(2)、錠(6)と錠揚(3)、特殊鍛鋼製の肘ピン(4)及び肘開ケ(5)等に依り構成され、肘開ケは錠と別體に作られ錠揚は錠の溝の中に嵌りピンで之を引上げるやうになつてゐる。錠揚の先端突起部は錠掛位置にある場合この部が連結器に間へ動搖等で解錠されるやうなことの無い様にされてゐる。併し解放テコを扱ひ錠揚を引上げれば錠の溝に沿つて斜に最初引上げられ突起部が先づ外れて後錠が引上げられるから容易に錠は解かれるのである。要するに錠揚を引上げると錠は引上げられるが、その反對に錠を先に上げようとするれば前記の突起部が間へて解錠されないのである。尙、肘開位置では錠の上へ一端が乗つてゐる肘開ケの他端が肘を蹴り出し肘は開かれ肘開位置をとる。次に錠控位置では、錠揚は引上げられ錠は丁度腰掛けた状態になり肘が容易に開き得る位置をとるのである。連結状態ではこの場合肘開ケは肘を蹴るが肘は開くこと

第190圖 柴田式自動連結器



- 1 連結器體
- 2 肘
- 3 錠揚
- 4 肘ピン
- 5 肘開ケ
- 6 錠

が出来ないのである。尙、一旦この錠控位置になした後又連結状態にするには錠の下部を突いて腰掛けてゐる錠を下へ落してやればよいのである。錠掛位置は肘が閉りその尾部と連結器體との間へ十分錠が落込んだ状態で、この場合完全に錠掛位置にあることを確める方法は錠揚が錠揚穴に十分納まつてゐるかどうかを見ることで、この場合錠揚の先端が連結器頭の上面から

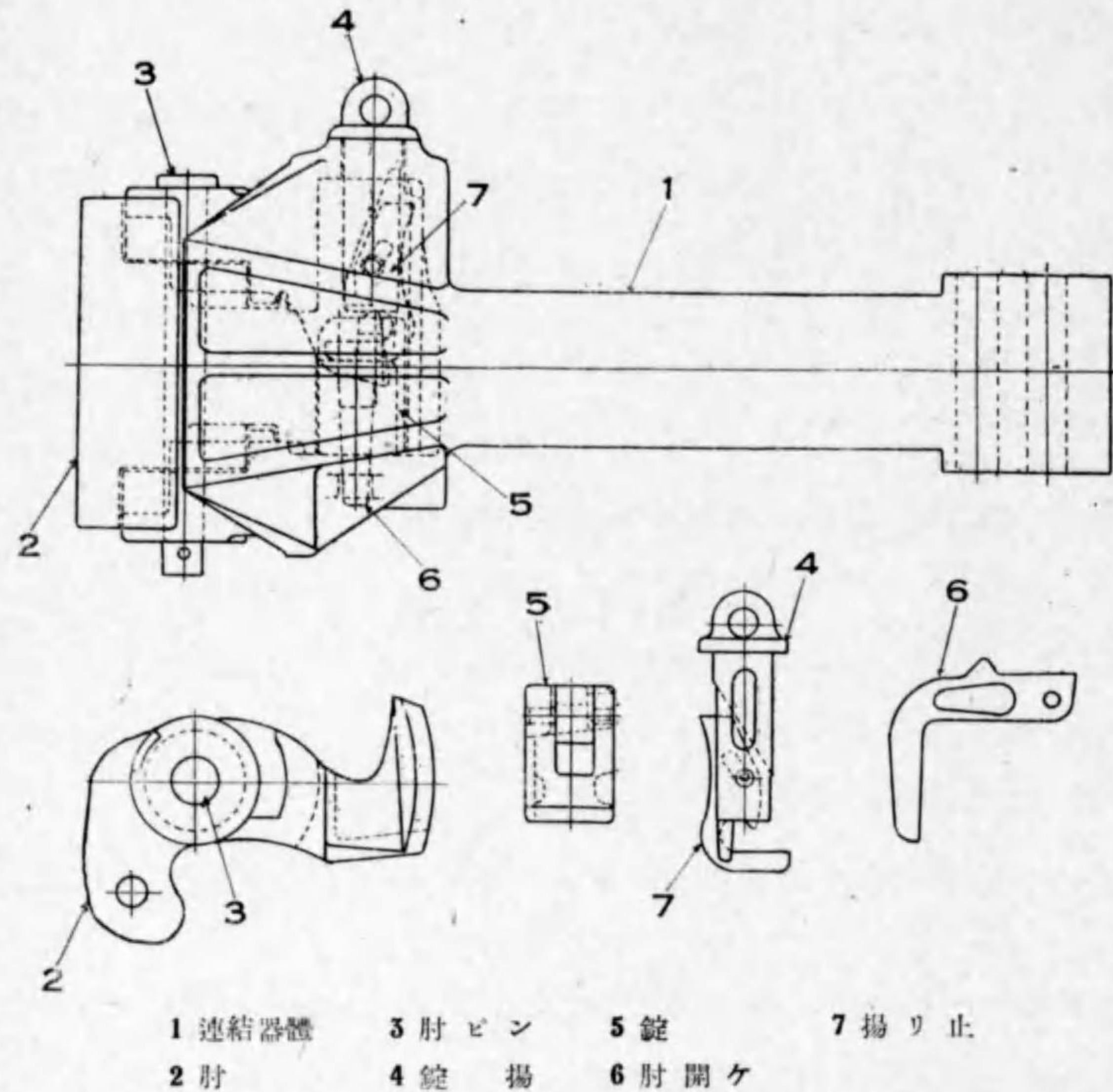


出てゐる寸法は55耗以下とされてゐる。又錠の足が連結器下部に十分露出してゐることを見ればよい。

ロ、坂田式自動連結器

坂田式自動連結器は第 191 圖に示す通りで、錠掛位置では錠揚(4)は落付い

第 191 圖 坂田式自動連結器



てゐるから揚り止(7)の上端は外部へ突出し、之が連結器天井に間へ動揺等のための錠の浮上りを防いでゐるが、錠揚が引上げられると揚り止に錠の重量がかゝるから錠揚と揚り止は略一直線となり揚り止の頭は錠揚内部に引込

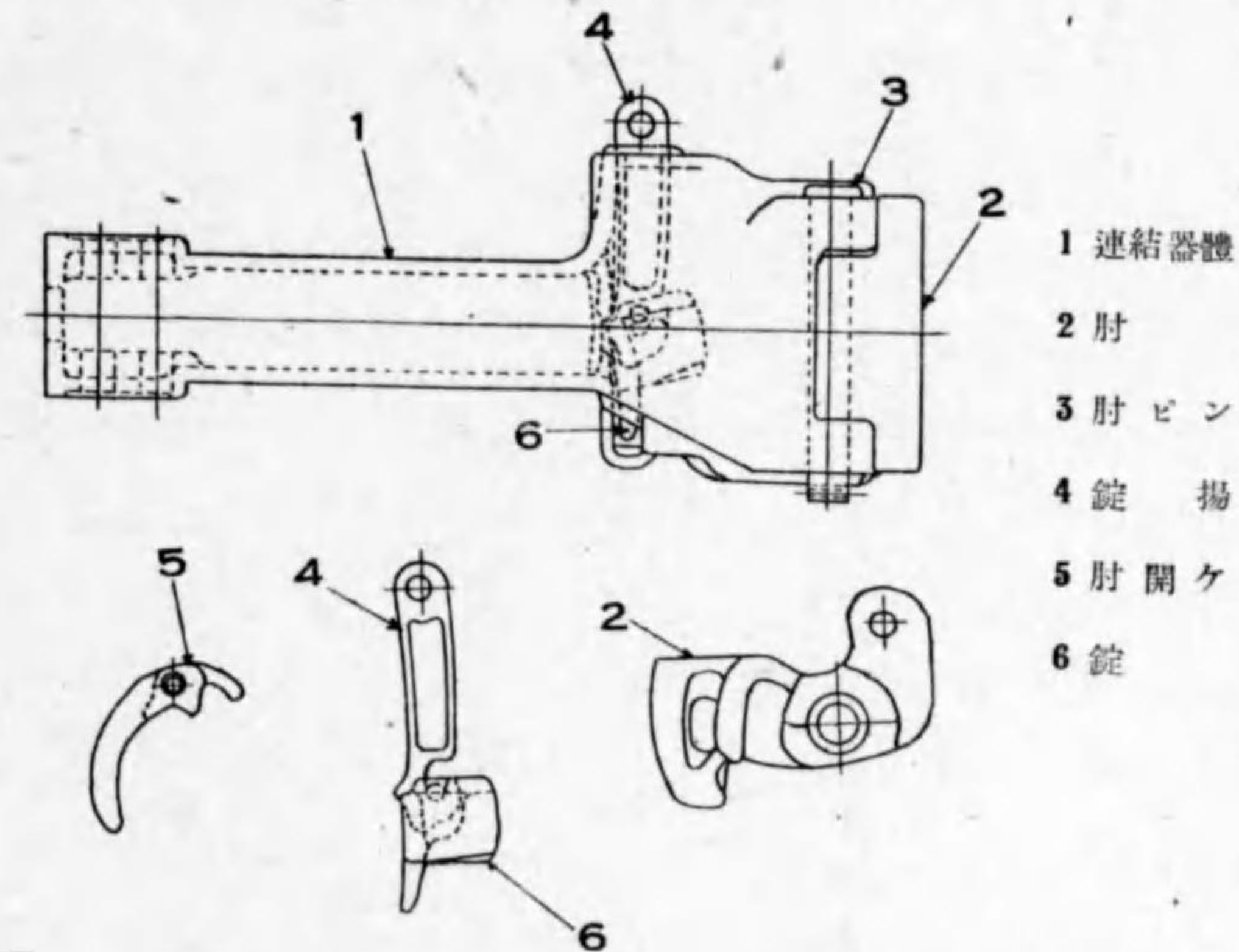
み錠は容易に引上げられるもので、この場合肘開ケが作用して肘を蹴り出すことは前述のものと同様である。

錠控位置に於ては肘開ケの足が傾斜して連結器床上に乗りその上に錠を支へるのである。依つて完全連結確認方は、錠揚が穴に十分落付いてゐること及び肘開ケの足が下部へ出てゐることを見ることである。

ハ、アライヤンス式自動連結器

第 192 圖はアライヤンス式自動連結器で、その構造作用は柴田式と殆ど同様である。肘開ケ(5)はナタ豆形をしており上端近くに耳が設けられ之が連結

第 192 圖 アライヤンス式自動連結器



器の凹所に乗り、錠が引上げられるとこの肘開ケの一端が錠に突き上げられるから肘開ケは他端の足で肘を蹴り出し錠開位置をとるものである。錠が十分落込んで居る時は錠は少しく上部が後に倒れ錠揚(4)の下方の突起

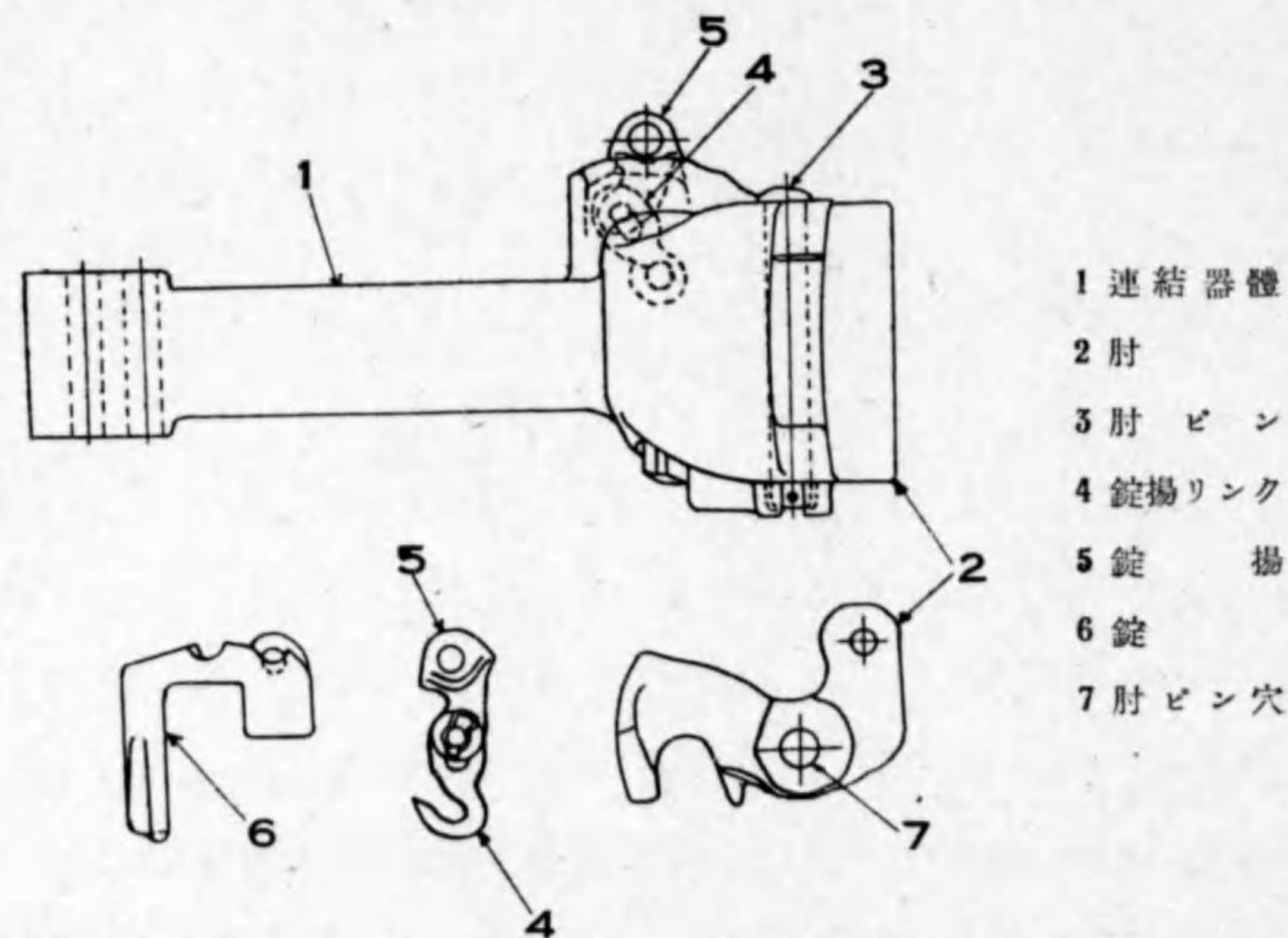


部が連結器内部に間へて動搖等で解錠されることのないやうになつて居り、錠揚が引上げられると錠と錠揚が略一直線になり錠揚の突起部は外れて容易に引上げられるのである。次に錠控位置に於ては錠に設けられた足が連結器内部の床上に乗ることに依つてなされたものであり、完全連結確認方は錠揚が十分穴に入り込んでゐることと、下部から覗けば錠の足が下部へ出てゐることを見れば良い。

## 二、シヤロン式自動連結器

シヤロン式自動連結器は第193圖の如く錠揚(5)は錠揚リンク(4)とピンに依り結合され錠と肘開は一體に作られてゐる。錠掛位置では連結器体内で錠揚と錠揚リンクとはピンを中心として圖に見る如く曲り錠揚リンクが連結器天井に間へ自然解錠を防いでゐる。併し錠揚を引上げると両者は一直線にな

第193圖 シヤロン式自動連結器



り錠は容易に引上げられるのである。肘開位置では錠を引上げるとその凹部が連結器天井に設けられた突起部に觸れ錠足で肘を蹴り出すのである。次に錠控位置では大體坂田式と同様で錠足が傾斜し床上に乗つてなされるのである。依つて本式の完全連結確認方も、錠揚がその穴に十分落ち込んでゐること及び錠足が下部穴から見えて居り床上に乗つてゐないことを見ればよい。

## 第二節 引張摩擦装置

### (1) 引張摩擦装置の効用

従來衝激を緩和すると云ふ目的に使用される蔓卷バネは、その構造上バネの容量に限度があり、大なる重量の列車を牽引する場合にはバネに作用する力も非常に大きく、この大きな力に對して十分なる緩衝作用をなす如き大容量のバネを装置すると云ふことは形が大きくなると云ふ許りでなく小なる衝激に對しては全然バネの作用を現さないと云ふ不都合を生じ、小なる衝激に對しても完全にバネの作用をなさしめる様にすると大きな衝激に對しては強度が持たぬと云ふ缺點がある。大體蔓卷バネが緩衝用に用ひられる理由は、二物體をバネで結んだ時一物體の受けた衝激は先づバネが受け之が撓んで徐々に他の物體に力を及ぼすから緩衝の用をなすもので、之を云ひ換へるとバネを用ひない場合より受けた力を長時間かゝつて他に傳達すると云ふことで、受けた力は勿論全部傳へてしまふのである。依つて反撥力は受けた力のまゝの大きさであるから、一旦受けた衝激は容易に消滅せず動搖は長く續くと云ふ不都合を來すものである。

然るに引張摩擦装置を用ひると、之が衝激を受けてバネが撓む場合は受けた衝激の一部は摩擦のため熱に變化して大氣中に放散され、保有する勢力は減じ



次に反撥する場合亦その勢力の一部は熱となり減少し、結局反撥力は受けた力より非常に減少するもので、このことは相當大なる衝激を受けてもそれが衝動として現れる力は少く、又動搖も早く止むこととなるのである。

引張摩擦装置は上述の如き利點はあるがその反面又次の如き缺點を伴ふものである。

イ、構造が複雑になる

ロ、設計が當を得ないと小なる衝動に對して作用せず却つて乗心地を悪くする

ハ、保守に注意しなければ摩擦部が固着の状態となり作用を失する

ニ、作用した力を殆ど取除かないと元に復さない

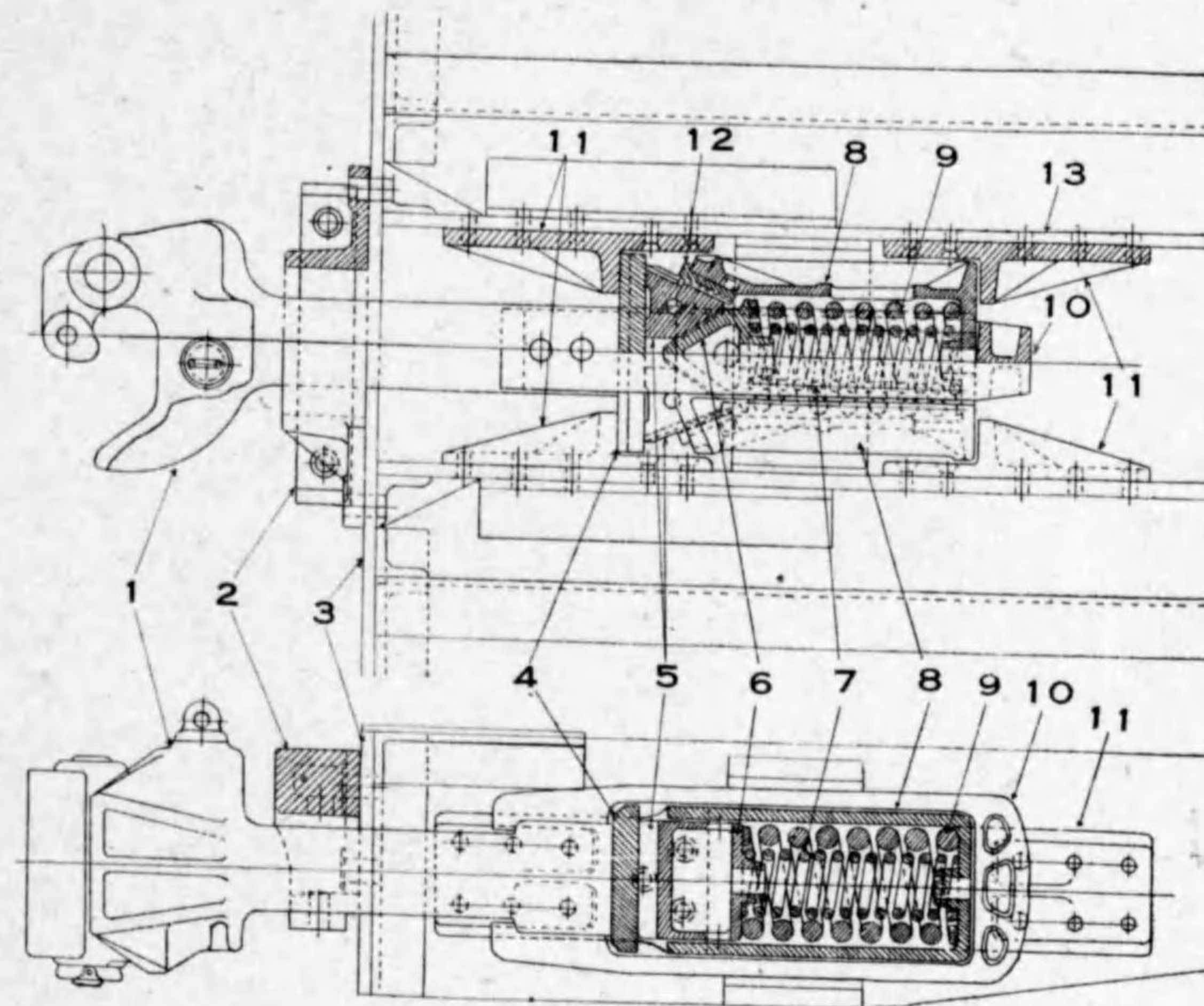
而して現在使用されてゐる引張摩擦装置としては楔式引張摩擦装置と輪バネ式引張摩擦装置の二種があり、前者を丙種引張摩擦装置、後者を乙種引張摩擦装置と呼ばれる。

## (2) 楔式引張摩擦装置

楔式引張摩擦装置は第 194 圖に示す如く、台枠 (13) に鑄鋼製 (SC14) 伴板守 (11) を取付け内部に二箇の蔓卷バネ (7) 及び (9) を入れた圧延鋼製 (SS41) のバネ箱 (8) を設け、蔓卷バネの端に鑄鐵製 (SC41) の中央摩擦子 (6)、その兩側に特殊鑄鐵製の摩擦子 (5) を装置し、バネ箱とこの摩擦子の摺動部分には鍛鋼製 (SF54) の受金 (12) がバネ箱に取付けられてゐる。

尙、摩擦子と摩擦子及び受金との接觸面は多數の凹凸を作り摩擦を大ならしめてゐる。この摩擦子の摩擦面の勾配は力の吸収量に大いに關係し、普通受金と接する部分の傾斜角は  $25^\circ$  で他は皆  $35^\circ$  である。

第 194 圖 楔式引張摩擦装置

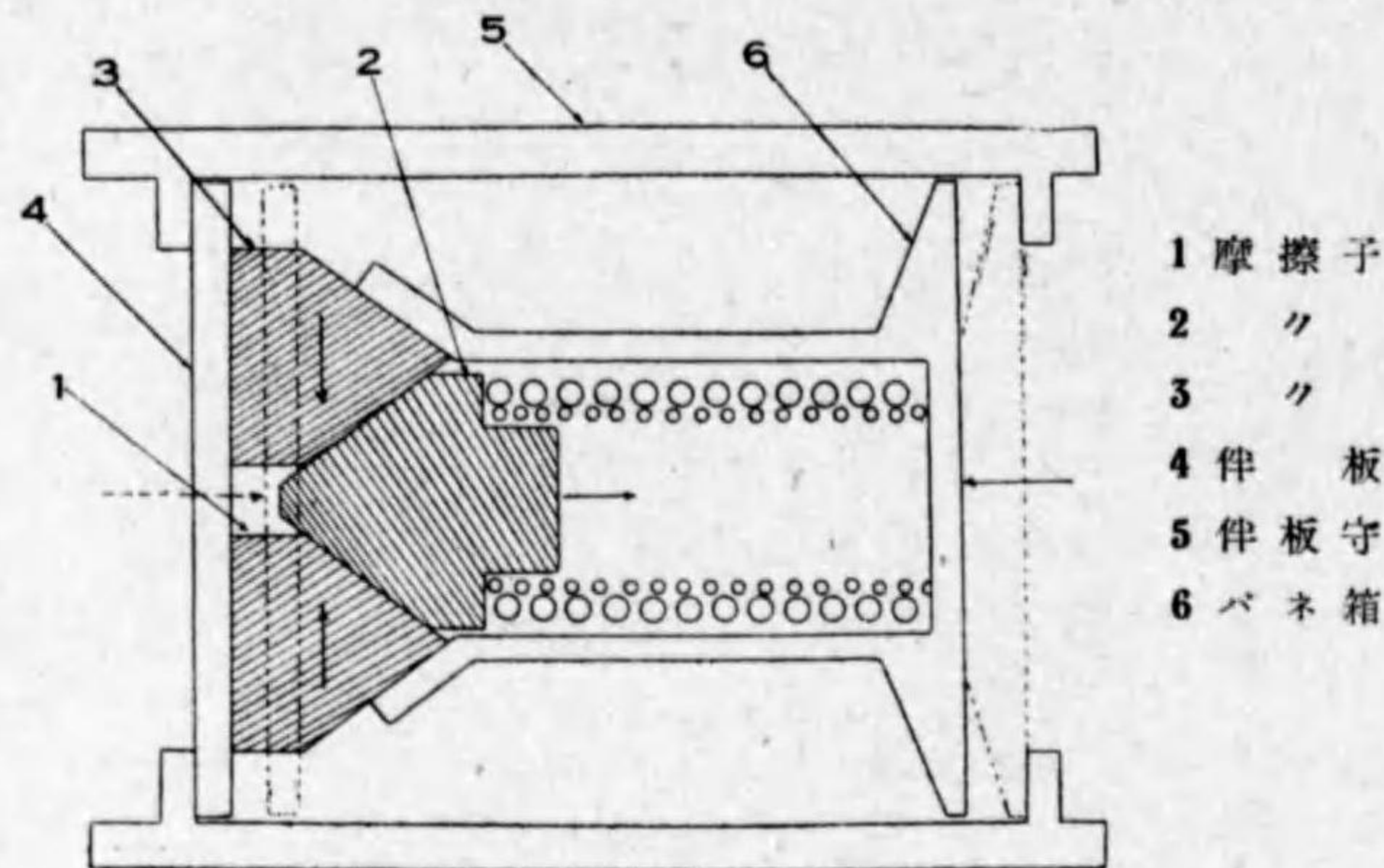


1 連結器體	5 摩擦子	9 外バネ	13 台枠
2 胴受	6 中央摩擦子	10 ばね	
3 端梁	7 内バネ	11 伴板守	
4 伴板	8 バネ箱	12 受金	

次にその作用を説明すると、第 195 圖に於て連結器が引張の作用を受けた場合は前伴板 (4) が伴板守 (5) の突起に依り支へられ、バネ箱後部 (6) が引張られ蔓卷バネを圧縮すると同時に摩擦子 (1) 及び (3) は中央に寄せられ中央摩擦子は後方に移動し、こゝに於て摩擦子とバネ箱及び中央摩擦子との間に於て摩擦を生じ、受けた力の一部を熱として吸収するのである。引張力の力が除かれると、蔓卷バネが延びると同時に摩擦子は左右に開き中央摩擦子は前に移動し元



第195圖 楔式引張摩擦裝置作用圖



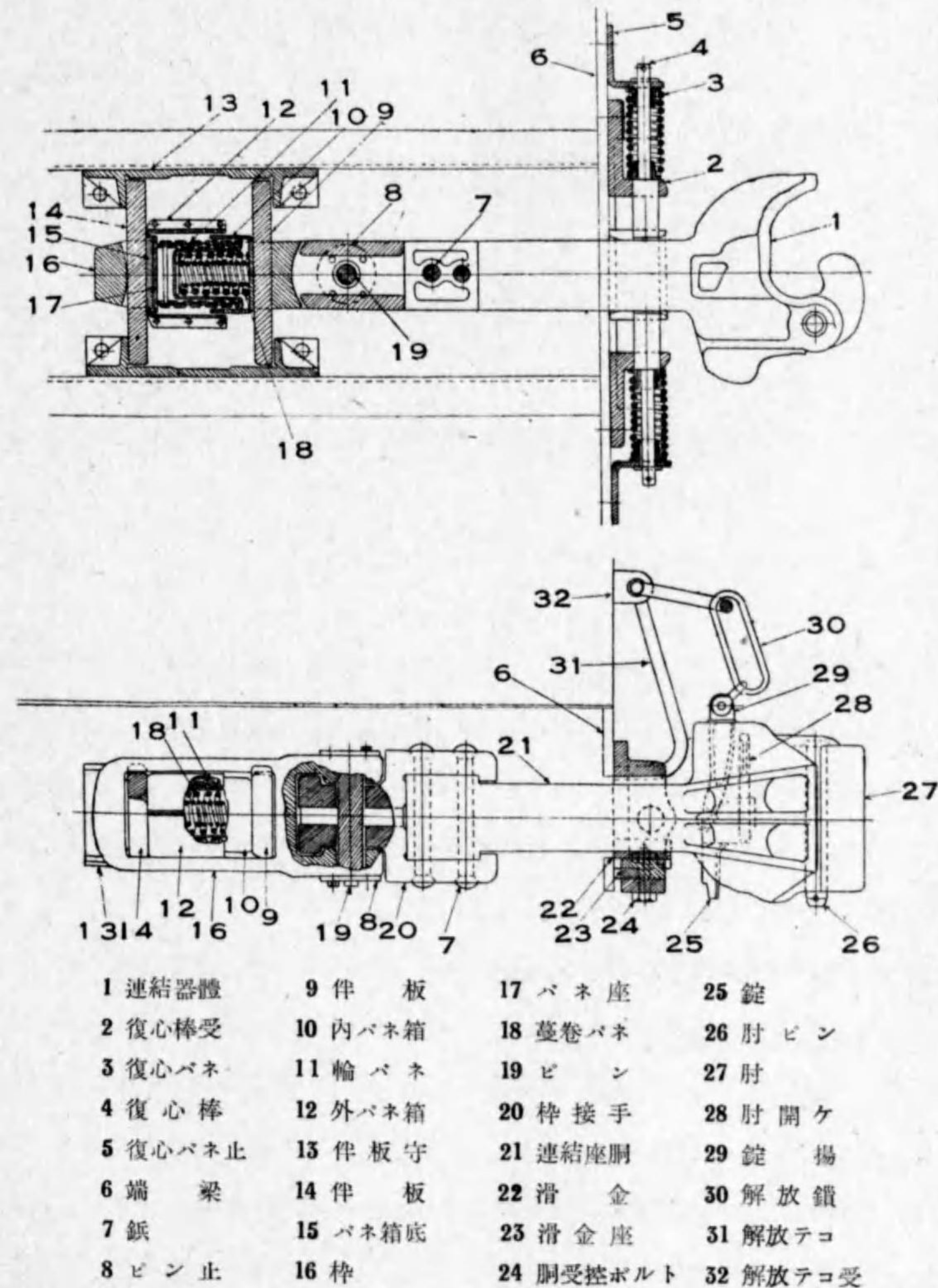
に戻るのである。次に連結器が圧迫を受けた場合は同圖點線で示す如く、バネ箱(6)が伴板守に支へられ前伴板が後方へ押され引張力を受けたと全く同一の作用をなすのである。依つて連結器が引張力を受けた場合も圧迫力を受けた場合も緩衝作用をなす方法は全く同一である。尙、連結器が引張或は圧迫された寸法と蔓卷バネの撓む寸法とは後者の方が大となるものである。その差は連結器の移動に依り摩擦子の中央へ寄せられることに依る中央摩擦子の移動した寸法である。

(3) 輪バネ式引張摩擦裝置

輪バネ式引張摩擦の構造は第196圖に示す如く、台枠に取付けられた伴板守(13)に支へられた前後の伴板(9)及び(14)の間に外バネ箱(12)と内バネ箱(10)を装置し、その内部に蔓卷バネと輪バネを入れたものである。

この輪バネは特殊鋼で作られた外輪と内輪が交互に積み重ねてあり、両者は勾配面で接して居りこの勾配の大小は力の吸収量に大なる關係を有するもので

第196圖 輪バネ式引張摩擦裝置

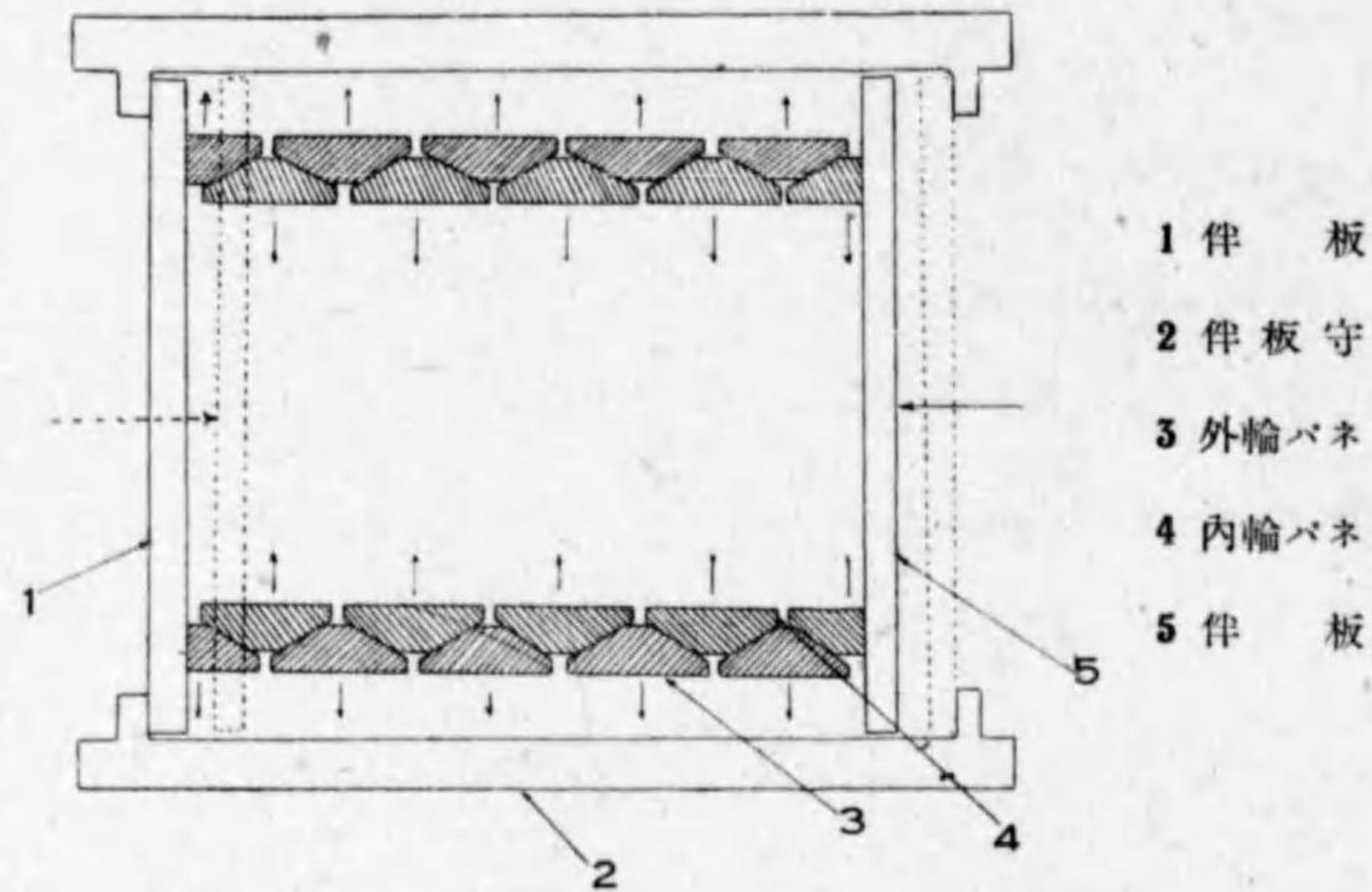


ある。



この輪バネ式引張摩擦装置の作用を第197圖に依り説明すると、連結器が引張の力を受けた場合は前伴板(1)は伴板守(2)の突起に依り支へられ、後伴板が

第197圖 輪バネ式引張摩擦装置作用圖

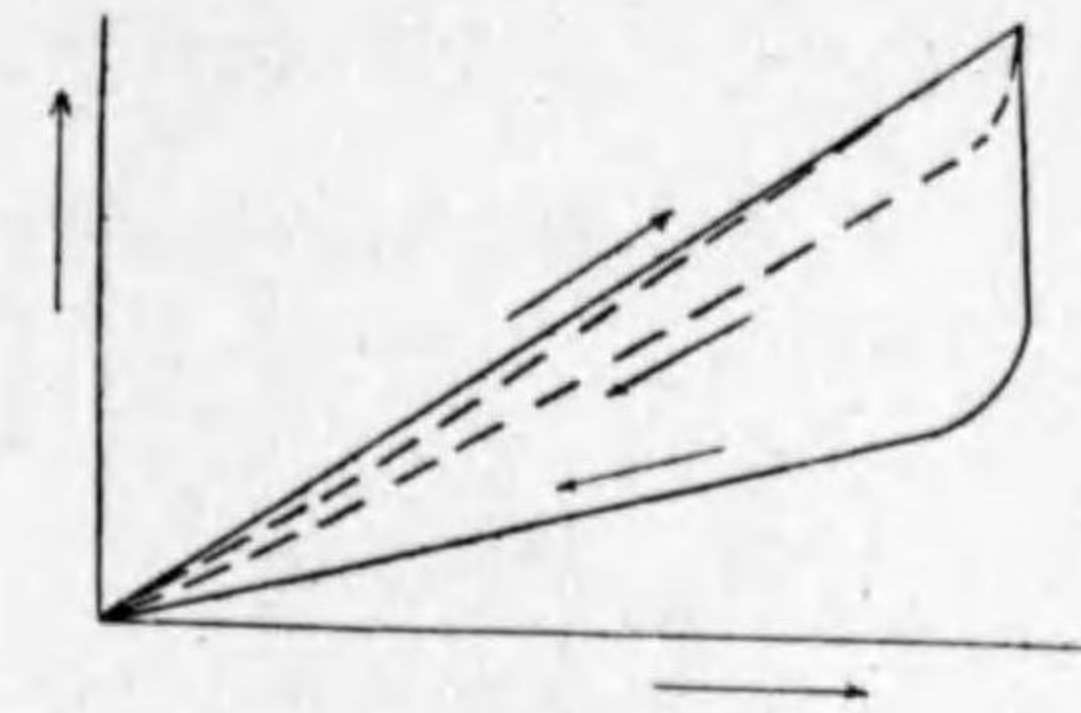


引張られ輪バネ全體の高さは減少し、之がため外輪は引張力を受けて伸長し内輪は圧縮力を受けて短縮し、それが元へ戻らんとする反撥力を現すと同時に摩擦面に摩擦を生じ受けた力の一部を熱として放散するのである。次に連結器が圧迫力を受けた場合は、前後伴板は同圖點線に示す如く後伴板は伴板守に支へられ前伴板が押され前と全く同じ作用をなすものである。

この輪バネは反撥力が非常に少いので之を元へ完全に戻すことを助けるためと、小なる衝動をも緩和するために蔓巻バネが併用されるのである。尚、この輪バネは材料が單なる引張或は圧縮作用を受けるのみであるから、各部均一なる力が作用し従つて餘分の材料を要する部分が無く形は簡單なもので足りる。之に反し蔓巻バネ等は材料に複雑な力を受け均一に力が作用しないから大なる力の作用に對して安全な大きさの材料を使用することになり、小なる力より作

用しない部分の無駄な材料を使用することになる。次にバネの撓みと荷重の關係の一例を示すと第198圖の通りで、横方向に撓み量を、縦方向に荷重をとりこの兩者の關係を考えると、受けた力を少しも熱として吸収し

第198圖 バネ荷重曲線



ないバネ例へば蔓巻バネを圧縮する場合はその荷重と反撥される場合の荷重とは同一になる筈で、兩者は直線となり全く合致するものである。即ち任意の撓み量に對して圧縮と反撥の荷重は相等しくなる。圖中點線のものは普通の擔バネのものを示すもので、圧縮の場合の撓み量に對する荷重と同一撓みの場合反撥の場合の荷重とは後者の方が小で兩者の線で圍まれた面積が熱として大氣中に放散された勢力となる。次に實線で示すものは輪バネを使用したもの、圖で圧縮する場合の撓み量に對する荷重より反撥される場合の同じ撓み量に對する荷重即ち反撥力の方が遙かに小さく、非常に多くの力が熱として吸収されることが判る。

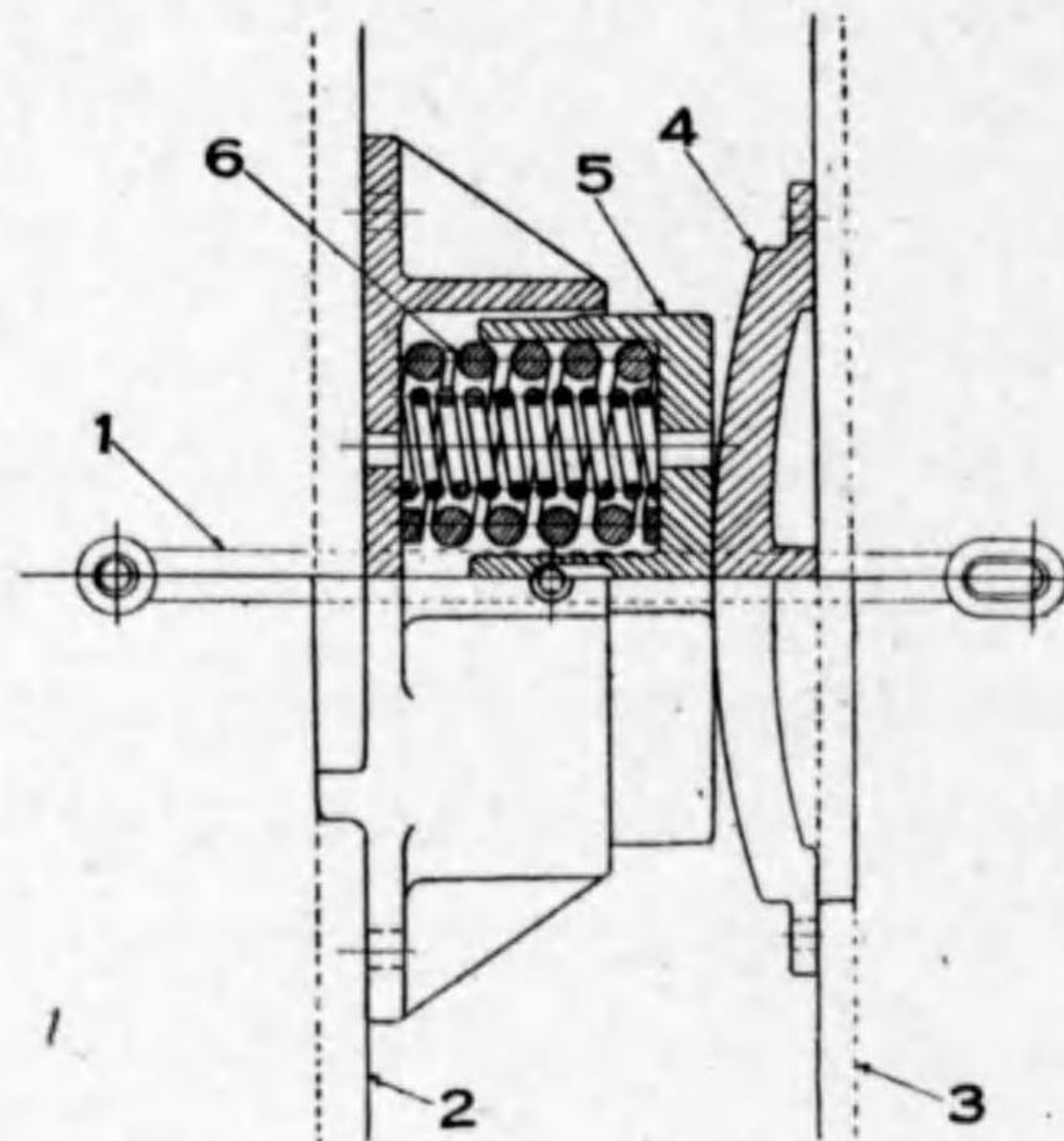
### 第三節 中間緩衝器及び中間引棒

機關車と炭水車は中間引棒と稱する鍛鋼製(SF54)の棒を用ひ炭水車寄は圓形の穴にピンを挿入し取付けられるが、機關車寄は緩衝バネの撓みに應ずるためピンの取付穴は橢圓形とされる。ピンの嵌入される穴は引棒の上下方向の傾斜を或程度許すため圓弧形になつてゐる。この機關車と炭水車間の運轉中の衝激は相當大きく、これを緩和する必要から緩衝器が設けられるので、現在使用されてゐる何れの緩衝器も中央一箇のもので曲線通過の際の抵抗は少いもので



ある。次にその構造作用を説明すると、第199圖に示すものは大小二箇の蔓卷バネより成るものを二組入れたもので炭水車端梁に取付けられた緩衝器座の内

第199圖 蔓卷バネ式中間緩衝器



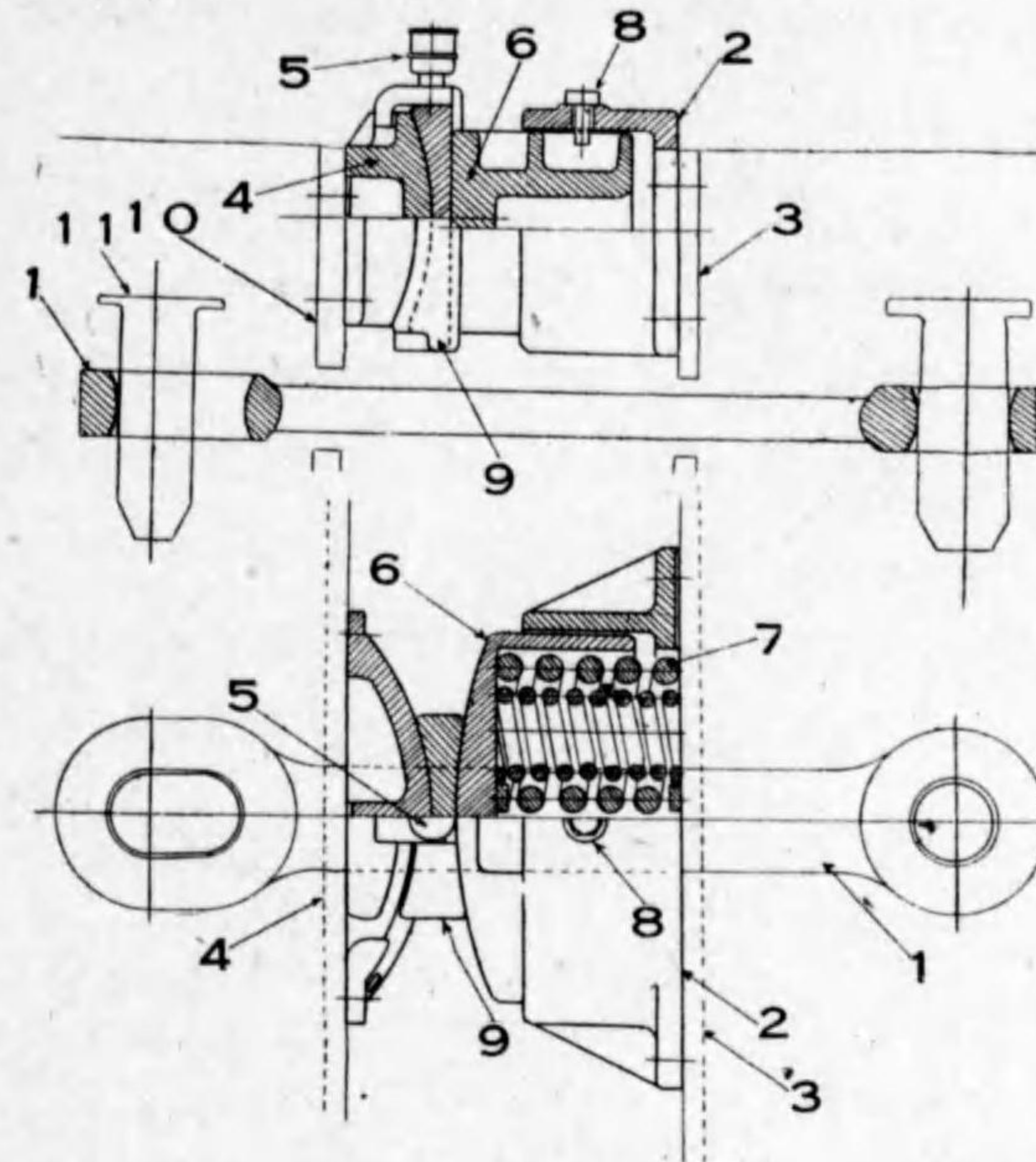
- 1 中間引棒
- 2 炭水車端梁
- 3 端 梁
- 4 中間緩衝器受
- 5 ク 頭
- 6 バ ネ

部へバネ(6)を入れこれに緩衝器頭(5)が當り、この頭は曲線通過を容易にするため矢張圓弧形になつてゐる機關車後端梁(3)に取付けられた緩衝器受(4)に接してゐる。

第200圖に示すものは前述のものよりも尙一層良好なる自由を與へるために緩衝器頭を圓弧狀に作り座との間へ中間滑子(9)を設けたものである。而して油壺(5)を設け給油するやうになつてゐる。

尙、前記の蔓卷バネは小形機關車のものには一箇のものもあり又第201圖(A)の如き輪バネを二箇入れたものもある。輪バネを使用すれば衝激の一部を吸収するから反撥力が少く緩衝用として好都合であるが、摩擦面に対する潤滑がうまく行はれないと固着を起しバネの作用を失するに至る虞がある。潤滑に

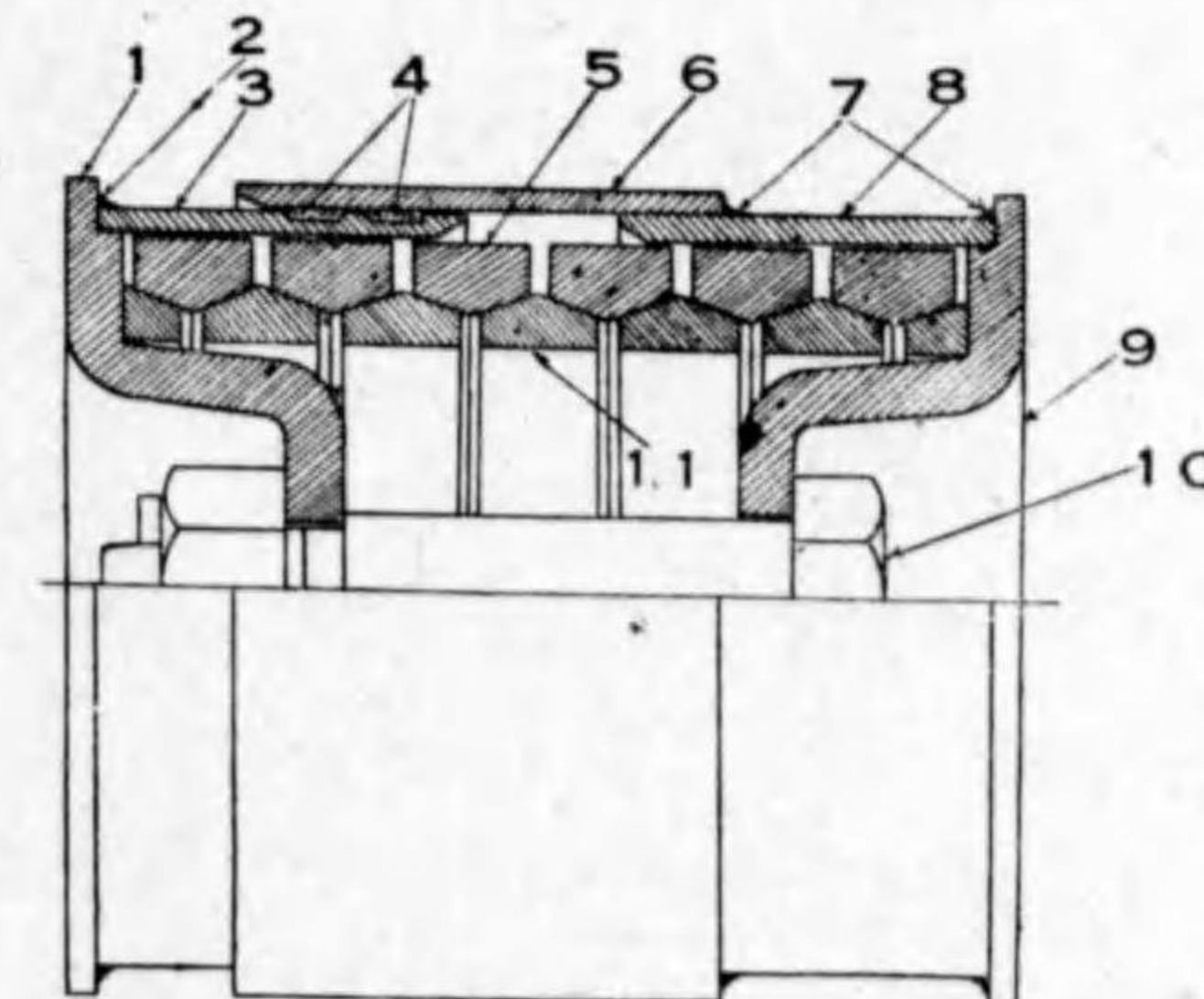
第200圖 球面式中間緩衝器



- 1 中間引棒
- 2 中間緩衝器座
- 3 炭水車端梁
- 4 中間緩衝器受
- 5 油 壺
- 6 中間緩衝器頭
- 7 バ ネ
- 8 止 ネ ゼ
- 9 中間滑子
- 10 端 梁
- 11 ビ ン

は普通グリースが用ひられるが試験的に同圖(B)の如くバネ箱をパッキンにて密閉し機械油を入れたものが使用されたが、相當パッキンを

第201圖 (A) 中間緩衝器用輪バネ



- 1 内バネ箱底
- 2 熔 接
- 3 内バネ箱
- 4 パッキン
- 5 外輪バネ
- 6 外バネ箱
- 7 熔 接
- 8 外バネ箱
- 9 外バネ箱底
- 10 ボルト
- 11 内輪バネ



完全にしておいても油の漏れが多いのでその後使用されなくなつた。

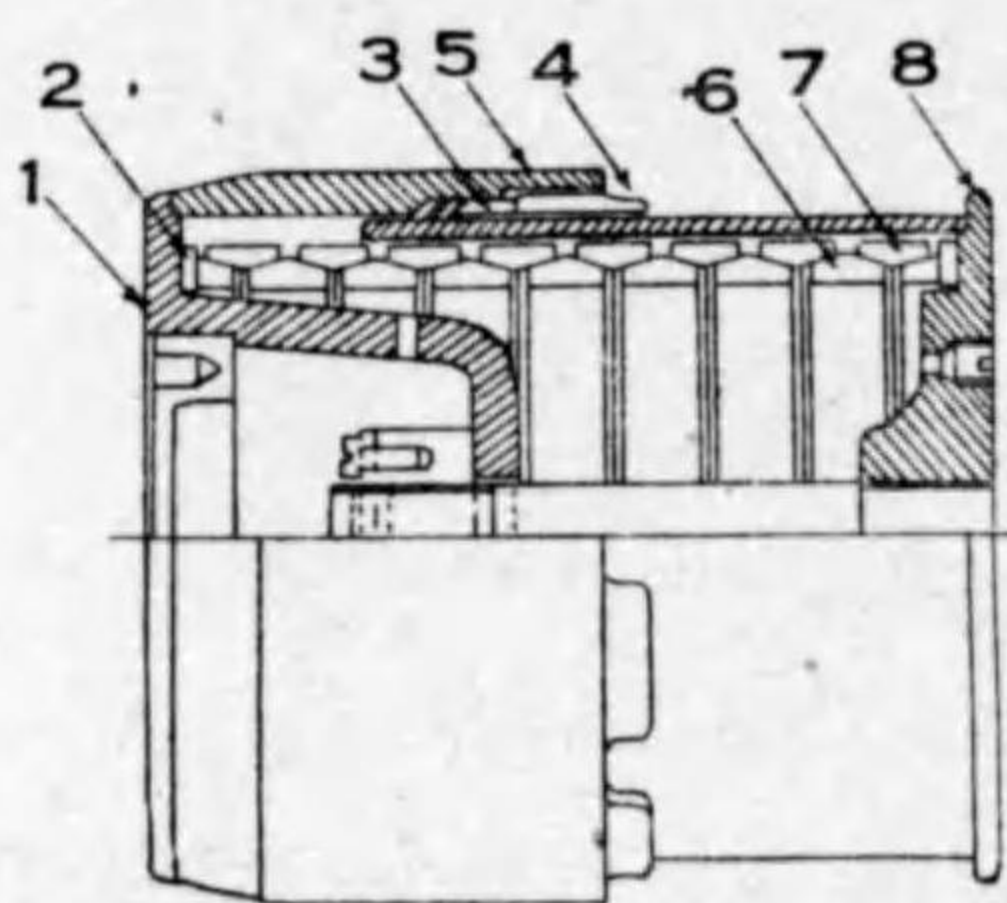
以上中間緩衝器は種々なものが使用されたが、その一般共通事項としてはバネには初圧を與へて挿入されること及び機關車と炭水車間の圧迫力に對する衝激は緩和されるが引張に對してはバネの作用は勿論現さないことである。

尙情行運轉中この中間緩衝器が盛にドンドン突かれることがあるが、これは或一定の速度の時に發生するもので、その速度に於ては機關車の前後動の周期と緩衝バネの周期が丁度一致するものと考へられる。この所謂ドン突の原因としては機關車の走行抵抗と客貨車の走行抵抗の相違に依り緩衝バネは何時も引張或は壓縮の状態を繼續することが出來ず、この場合に機關車の前後動が發生すればこれと相俟つて上記ドン突を起すもので、バネの弱い様な場合は一層この傾向は増大されるものである。

次に最近の新製にかゝるC59形式機關車の中間緩衝装置並に引棒は、第202圖に示す如く特別な構造をしてゐるものである。即ち輪バネ(6)と蔓卷バネ(8)の兩者に依り緩衝作用を行ふもので、引棒後端には蔓卷バネをナット(3)に依り締付けて取付けたもので、炭水車と機關車間の圧迫力に對しては輪バネに依り衝激は緩和され、引張の場合は蔓卷バネに依り緩衝作用が行はれるやうになつてゐる。

即ち本構造のものは圧迫、引張何れにも緩衝作用を發揮し好都合であるが、實際使用された成績を見るに速度が毎時60軒前後の給氣運轉中の前後動が非常

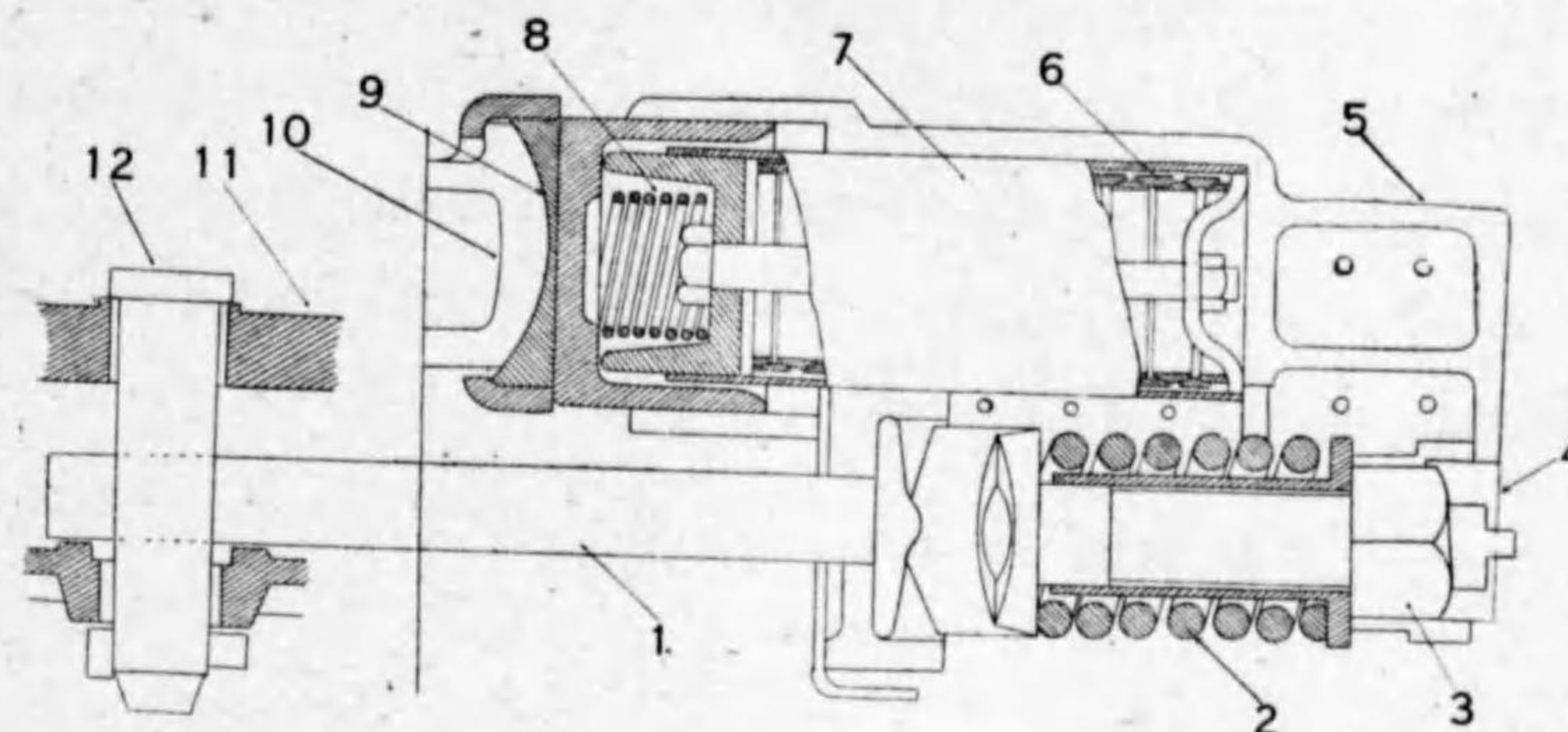
第201圖 (B) 中間緩衝器用輪バネ



- |          |         |
|----------|---------|
| 1 外バネ箱底  | 5 外バネ箱  |
| 2 バネ座    | 6 内輪バネ  |
| 3 パツキン押エ | 7 外輪バネ  |
| 4 パツキン締金 | 8 内バネ箱底 |

に大きい缺點がある。

第202圖 C59形機關車中間引棒及び緩衝装置



- |           |        |           |
|-----------|--------|-----------|
| 1 中間引棒    | 5 バネ箱  | 9 中間滑子    |
| 2 蔓卷バネ    | 6 輪バネ  | 10 中間緩衝器受 |
| 3 中間引棒ナット | 7 バネ箱  | 11 炭水車台枠  |
| 4 被       | 8 蔓卷バネ | 12 ピン     |

### 第四節 密着連結器

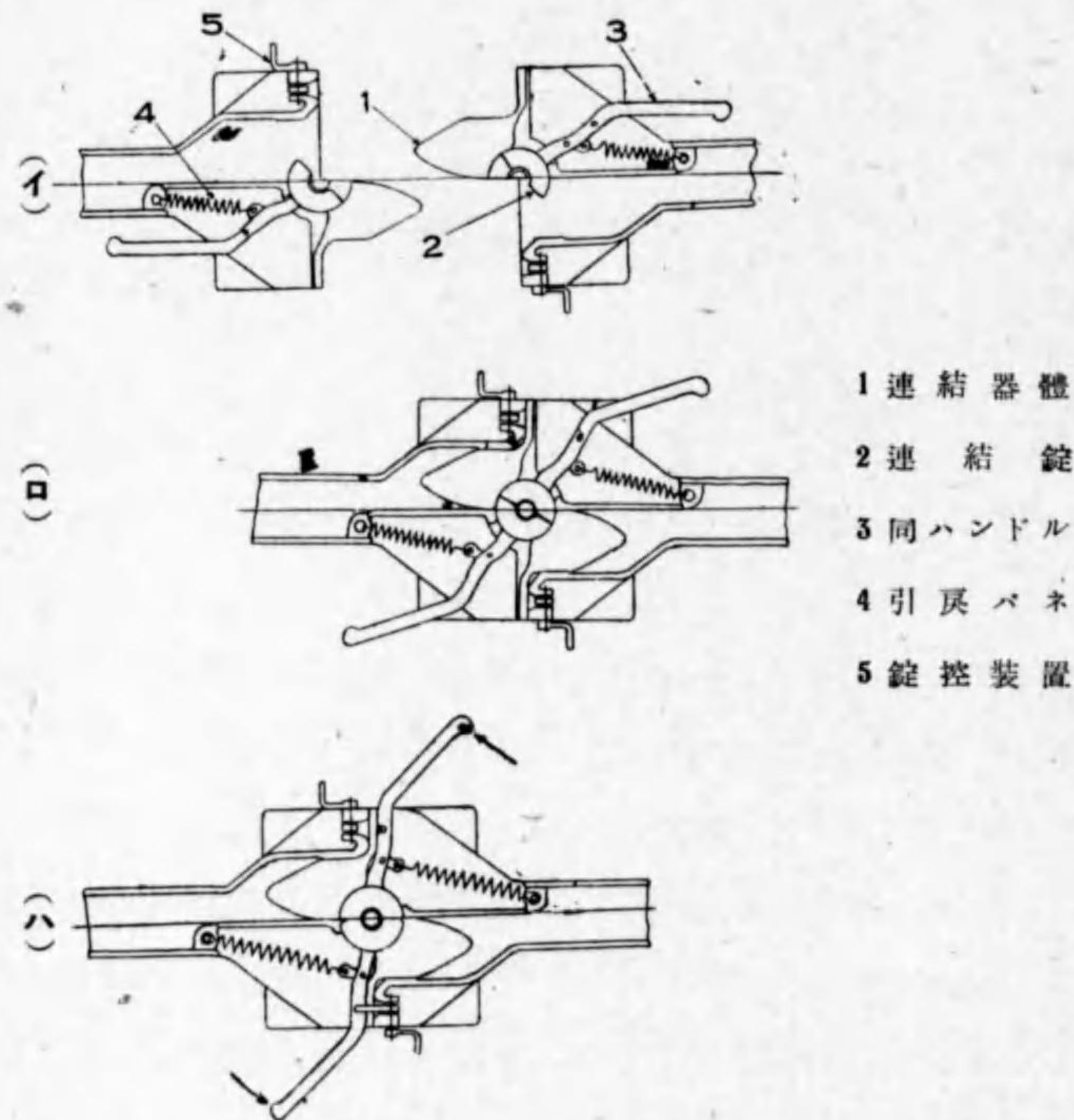
自動連結器は連結状態に於て新製の場合でも最大20耗位の遊間のあるものがあり、これを全然無くしようとするれば運轉上或は保守上種々の不都合を起すものである。即ちこの遊間のために列車の加速或は減速の際又停止の際の衝動が伴ひ、甚しき時は列車分離等の事故すら惹起することがある。

こゝに於てその遊間が全然無く連結器頭を平面にしこれをお互に密着せしめて連結し、併せて制動管その他の管装置までも同時にこの平面部で連結出来るやうにしたものが密着連結器である。依つてこの場合連結面では全然上下左右の移動は出來ないから曲線或は勾配に依る移動は別箇の装置を設けてこれでおさしめてゐる。而してこれを列車に採用すれば遊間のための衝動は無くなるが



一箇列車が一つの剛体となり牽出等に忽ち困難を來すので現在使用されておないが電車は皆これを採用してゐる。電車にこれが使用される理由は、電車の單位重量が少く遊間が無ければ牽出が困難になると云ふことも無く、又電車の編成は電動車と附隨車とから成り、電動車が前後に連結された場合兩者の出力が全く同一で加速も等しいと云ふことは望み難いので、中間の車輛に非常に大なる衝激を與へることになる等の理由で電車には廣く採用されてゐる。又同様な理由で重連運轉をするガソリン動車にも用ひられてゐるものがある。今その構

第203圖 密着連結器



造作用の大略を述べると、第203圖(イ)は連結せんとする場合の位置で、このまゝ両方から接近せしめると連結器體の先端(1)は相手の懐の中へ入り連結錠(2)を押すから連結錠は引戻バネの引張力に打勝つて左へ回轉され兩方の連結器は密着する。而して十分密着するときは連結錠は引戻バネに依り右へ回轉して同圖(ロ)の如き位置をとり完全に連結されるものである。次にこれを解放せんとする場合は、連結錠ハンドルを引戻バネに抗して引張り連結面の接面が連結器中心線に合致した位置で錠掛装置に依り止め、然る後車輛を引離せば容易に解放されるものである。

尙、本連結器の連結錠は眞圓でなく特殊な形をしており摩耗すればする程益々密着を良好にするやうに出来てゐる。



### 第三編 走り装置

#### 第一章 弁装置

機関車は罐内で発生した蒸気がシリンダ内ピストン面に作用し、ピストンを前後に移動せしめ之に連なるクロスヘッド及び主連棒を介してクランク即ち動輪を回轉して進行するものであると云ふことは吾々の常識である。即ちクロスヘッドの往復運動はクランクに依つて回轉運動に變換されるのであつて、斯かる機關を往復機關と謂ふ。而して機關車が運轉を繼續するためにはピストン前後にその運動を阻害しない様規則正しく交互に蒸氣を供給又は吐出しなければならず、これが即ち滑弁又はピストン弁の役目である。弁も前後運動をすることはピストンと變りないがその運動は獨立せるものでクランクと關係的に動軸に取付けられた偏心輪又はワルシャート式弁装置の如く、返クランクの回轉運動を水平運動に變換したものである。而して弁にはその外側から蒸氣を供給し内側から吐出するものと、最近の機關車に使用されてゐる如くその内側より蒸氣を供給し外側より吐出するものがあり、前者を外側給氣式、後者を内側給氣式と謂ふ。

斯くの如く機関車の原動力たる蒸氣の給排を司る弁及びそれを動かす装置を弁装置と謂ひ、アメリカン式、ジョイ式、ステフェンソン式及びワルシャート式弁装置等がある。

又時として、ワルシャート式弁装置の如くクランクピンに取付けられた返クランクよりその運動を取つてゐるものをラジヤル弁装置と稱することもある。

#### 第一節 弁 運 動

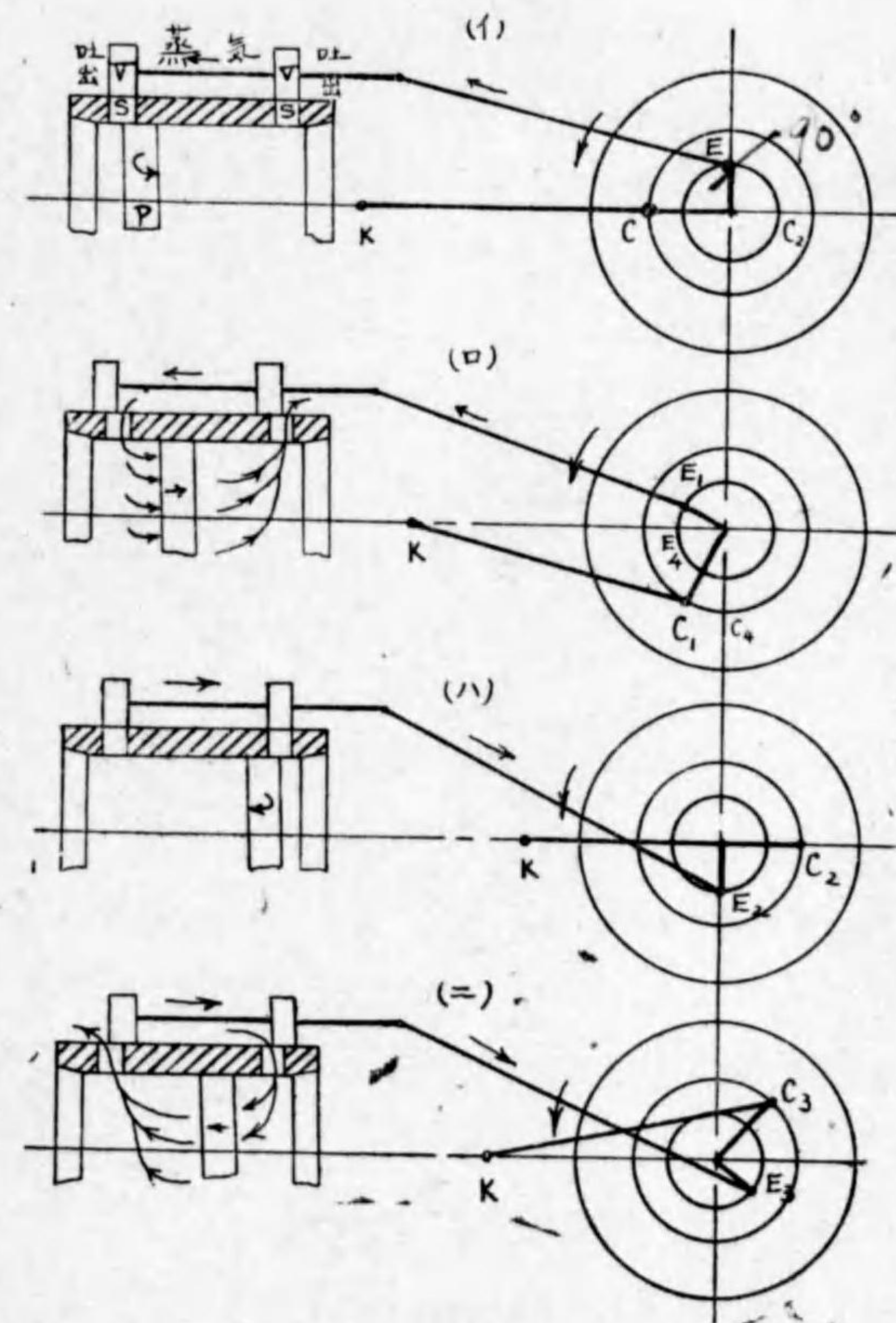
#### (1) 標準弁運動

機関車の動作を最も簡単に考へて見るに、機関車が運轉を繼續するためにはピストンは往復運動を繰返さねばならないから蒸氣はピストン運動を阻害しない様シリンダ内へ供給されねばならぬ。即ちピストン前後へ同時に蒸氣を供給してはならないのみでなく、片方へ供給してゐる時他方は必ず吐出に通じてゐる様な装置でなければならない。

換言すれば第204

圖(イ)に於て、クランクがCにあるときピストンは前端極にあり、従つてこの位置に於て弁はピストン前後何れへも蒸氣の給排をしてはならず、即ちクランクが死點にあるとき弁Vは蒸氣口Sを一杯に閉塞してゐなければならない。斯かる弁を標準弁と謂ふ。今クランクが前死點Cより矢の方向へ回轉するものとする。然るとき弁が前に述べ

第204圖





た条件を満足するためにはクランク中心Cと90度の角差を以て取付けられた偏心輪(この偏心輪中心がE)に依つて弁は駆動されねばならない。今内側給気式標準弁について考ふるに、(イ)圖はクランクが前死点にあるときで弁と蒸氣口とは全く重なり、ピストン前後は共に給気又は吐出に通じてゐないが之が少しでも矢の方へ動くとき直ちにピストン片側は給気、他側は吐出となる。

即ち(ロ)圖に示す如く弁は左方へ動き蒸氣はピストン左側へ供給され同時に右側は蒸氣口を介して吐出に通ずる。

之よりクランクが回轉しC<sub>1</sub>に、偏心輪がE<sub>1</sub>に來たとき弁は左行程の極端に達し前蒸氣口を満開し後蒸氣口を吐出へ満開することとなる。更にクランクが回轉すると弁は復行程に移り前蒸氣口開きを漸次縮小しクランクがC<sub>2</sub>、偏心輪がE<sub>2</sub>に來たとき弁及び弁座中心は一致し(ハ)圖の位置となる。これより更にクランクが回轉すると弁は弁座中心から右方へ動き、今度はピストン右側が給気左側が吐出となり即ち(ニ)圖の如くなる。これより今迄述べた様な作用を繰返すのであつて、標準弁に於てはクランクがC→C<sub>2</sub>迄半回轉する間即ちピストンが左極端から右極端に至る間弁は弁座中心より左極端に至り再び戻つて弁座中心と一致する。

次にクランクが後半回轉する間に弁は弁座中心から右極端に達し再び戻つて弁座中心と弁中心とが一致するわけである。

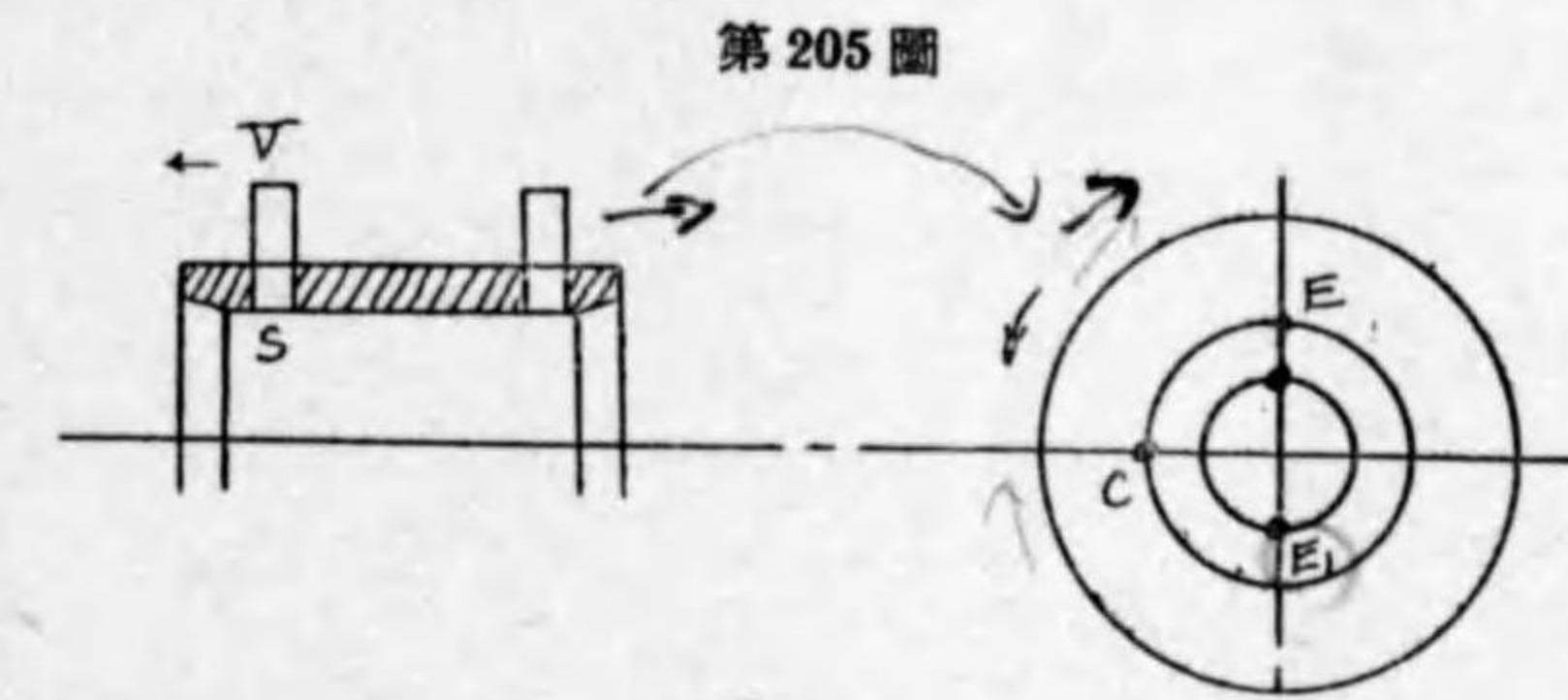
依つて標準弁に於ては行程の始めから終り迄、片方へ給気すると同時に他方では蒸氣を吐出するのであつて、蒸氣の供給量を加減し蒸氣の特性たる膨脹力を利用することが出来ず、ピストン復行程の動作も圓滑を缺くこととなるのみならず、死点で給気し始めるからピストンに対する初圧力が低い等の缺點がある。

## (2) 前後進用偏心輪の位置決定

クランク中心と偏心輪中心との取付關係角度が直角なることは前に述べたの

であるが、クランクに對し回轉方向に偏心輪を先行せしむべきか又は隨行せしむべきかを決定しなければならぬ。

今内側給気式について考ふるに、第205圖に於てクランクはCにあり矢の方向へ回轉するものとすれば、弁は蒸氣をピストン左側へ供給しクランクの回轉につれて漸次蒸氣口開きを大きくする様な運動をしなければならぬから、弁は同圖に於て左方へ動かねばならず従つて弁は回轉方向にクランクより90度遅れた偏心輪Eによつて駆動されねばならない。

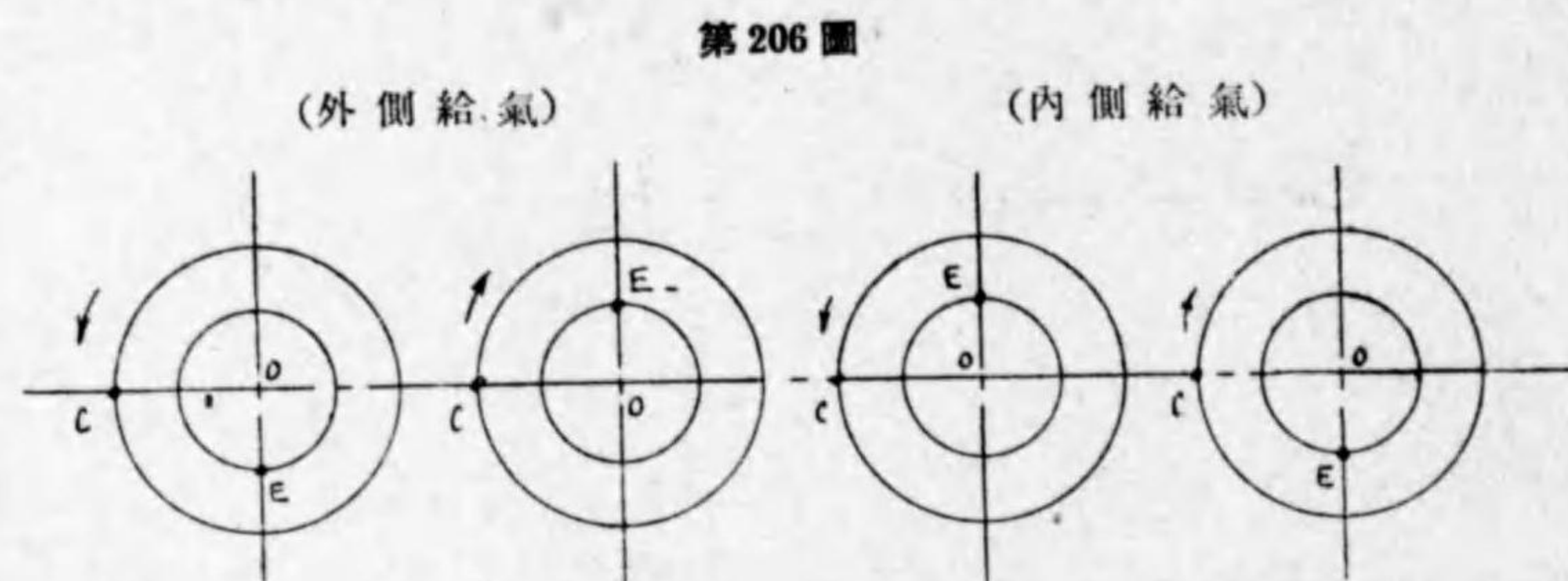


次に矢と反對方向へ回轉する場合を考ふるに、やはりこの場合もピストン左側へ蒸氣を供給し且つこの側の蒸氣に開きを漸次大にする様な方向に動かねばならず即ち前と同様弁は左方へ動かねばならぬ。而してこの場合偏心輪を前と同じ位置Eに取付けたものとすればクランクの回轉に供なひ弁は右方へ動き従つてピストン右側へ給気することとなるから回轉を繼續することが出来ない。而して偏心輪をE<sub>1</sub>に取付けるとクランクが矢と反對方向へ回轉するにつれてE<sub>1</sub>點は左方へ動くこととなり、従つて弁も左へ動くから前に述べた條件に適することとなる。この場合偏心輪はE<sub>1</sub>でなければならぬ。従つて一箇の偏心輪で前進及び後進をさせることは不可能であつて、機関車に於ては前後進用としてクランクに對し90度の角差を有する二箇の偏心輪を設けねばならぬこととなる。次に外側給気式について考ふるに、第205圖は之を外側給気式と考



へてよいからこの場合クランクが矢の方向へ回轉するためには、弁は内側給氣式の場合とは全く正反對に右側へ動かねばならず、従つて偏心輪は E<sub>1</sub>、又矢と反對方向へ回轉するためには E でなければならない。

以上を要するに、偏心輪とクランクとの關係位置は給氣方式及び車輪回轉方向に依つて決定せられるもので、内側給氣式に於ては偏心輪は回轉方向にクランクより90度遅れ、又外側給氣式に於ては逆に偏心輪が先行する。即ち外側給氣式と内側給氣式に於ては回轉方向が同一なれば偏心輪は全然正反對の位置であり、回轉方向が反對なれば兩者同一位置なることが判る。



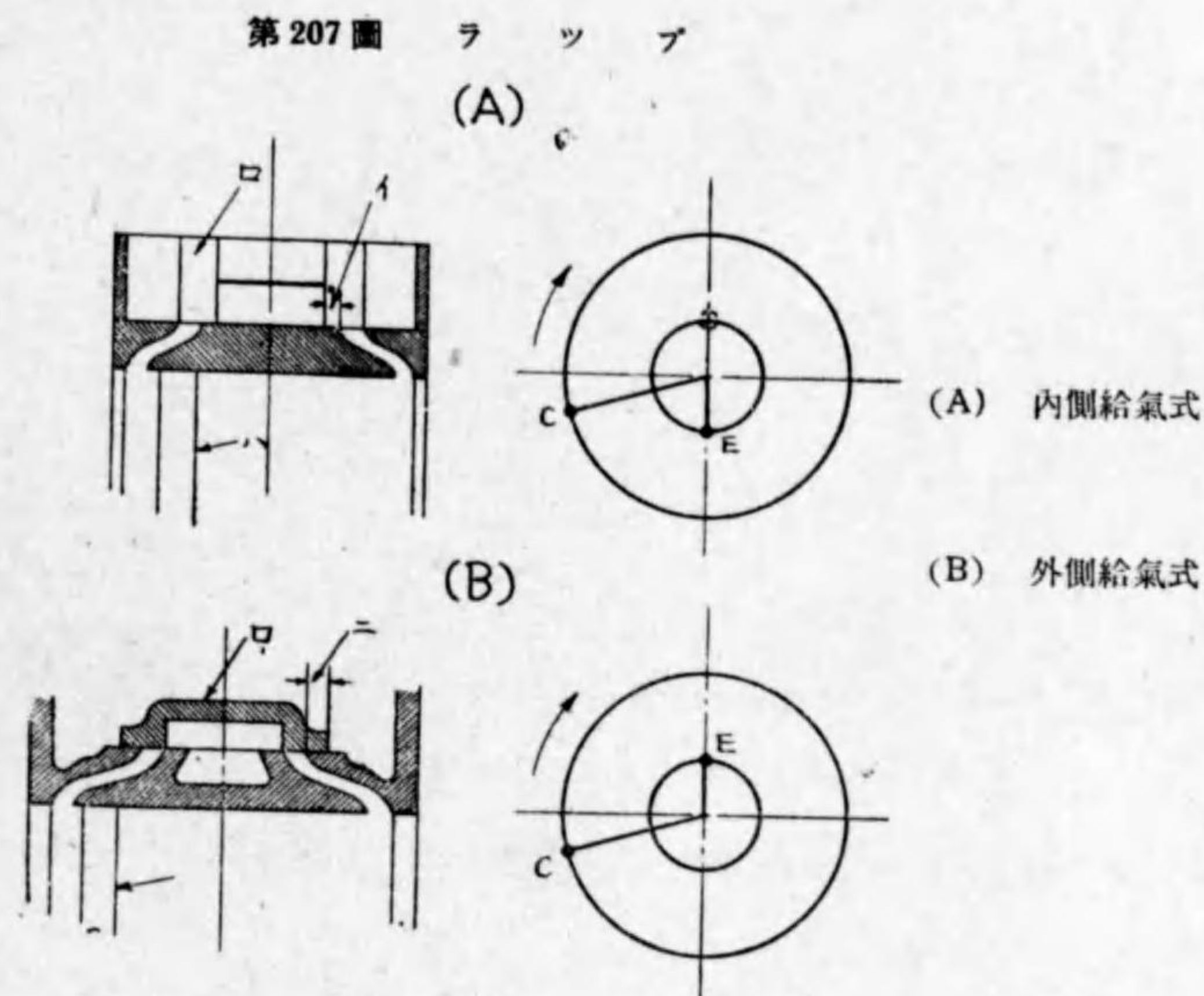
第206圖は、給氣方式別に依る前後進用偏心輪とクランクとの關係位置を示す。圖に於てCはクランク中心、Eは偏心輪中心、Oは車軸中心である。

(3) ラツプ及びリード

標準弁に於ては行程の初めで給氣し始め終端に於て縮切る(この間ピストン反對側はずつと吐出してゐる)。従つて蒸氣の供給を行程の途中に於て縮切りその特性たる膨脹力を利用することが出来ないから不經濟である。又蒸氣には惰性があり、標準弁に於けるが如く行程の終端に於て吐出を始めては吐出が間に合はずピストン運動を阻害する様な結果を來たすから、實用上は行程の中途に於て蒸氣の縮切及び吐出を始める様にすることが望ましい。即ち標準弁より

も早く縮切及び吐出を始めることとなる。

又行程の終端に於てピストン復行程を容易ならしむると共にピストン初圧力を充分たらしむるため、吐出行程の途中に於て吐出を止め以後殘溜蒸氣を壓縮しクランクが死點に達する少し前で蒸氣の供給を始めると實用上運轉は至極圓滑である。この目的のため實用弁にはラツプ及びリードなるものを設けてゐる。



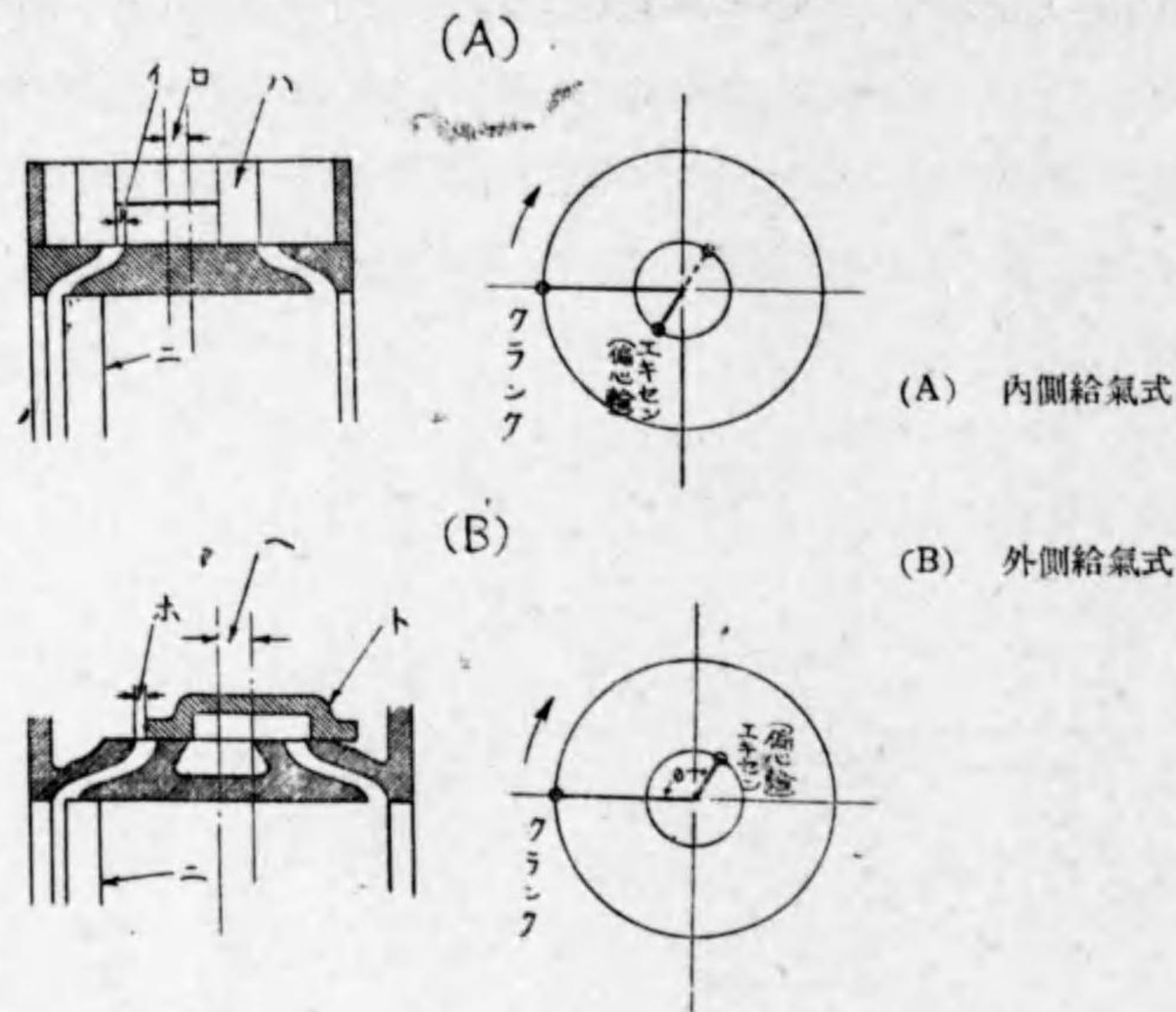
「ラツプとは弁と弁座の中心が一致してゐるとき弁が蒸氣口を餘分に塞いでゐる長さのことである。」

第207圖に於ける イ(内側給氣)又はニ(外側給氣)の長さがラツプである。

「リードとはクランクが死點にあるとき弁が蒸氣口を開いてゐる長さのことである。」



第208圖 リード



第208圖に於ける イ (内側給気)又は ホ (外側給気)の長さがリードである。

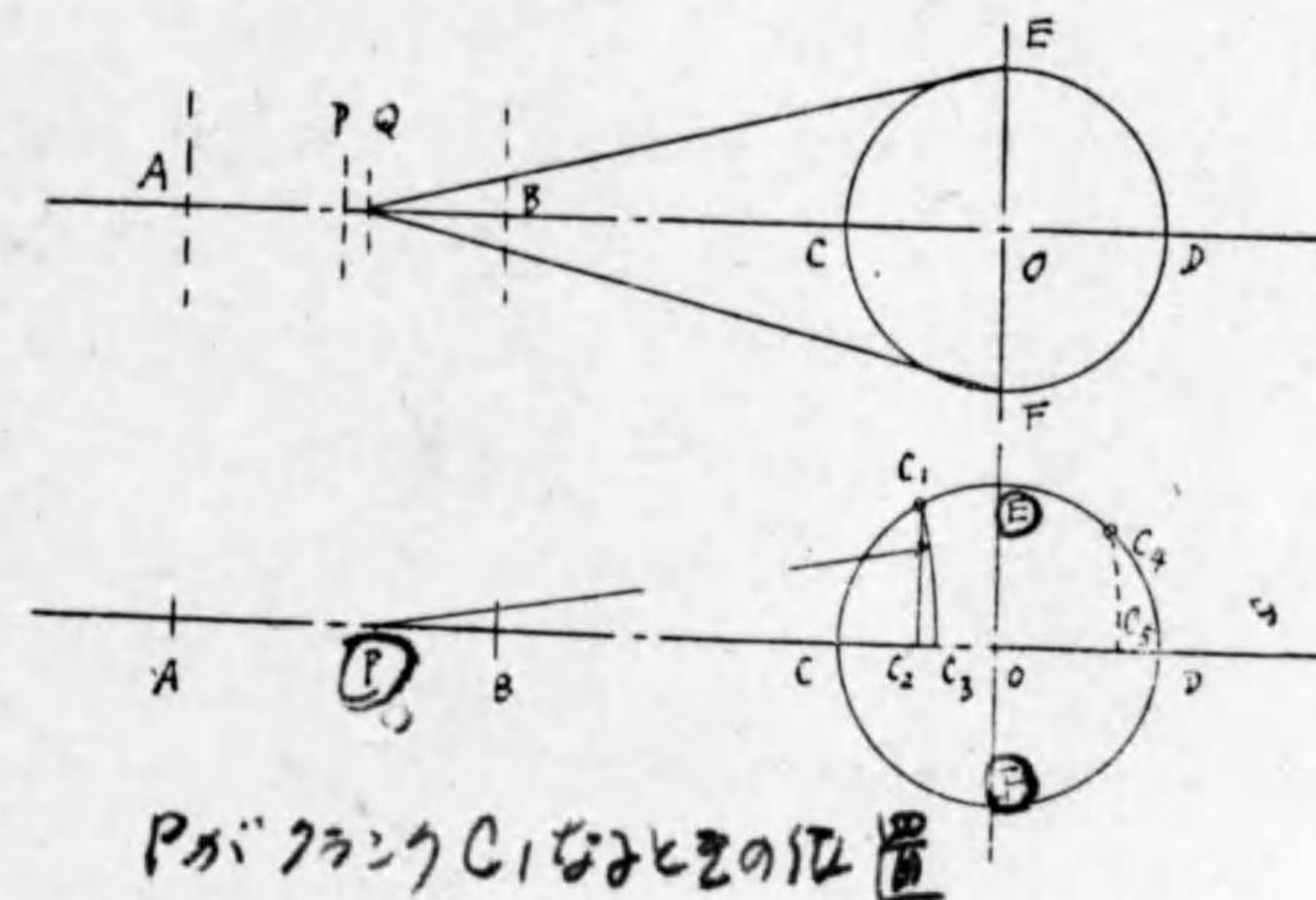
今我が國で使用されてゐる機関車に於ては普通ラップは30耗、リードは3~5耗位である。

(4) クランクとピストン及び弁と偏心輪との關係

ピストンとクロスヘッドはピストン棒で一體となりつながつてゐるから、クロスヘッドの位置が決定すればピストンの位置も直ちに知ることが出来る。又便宜上クロスヘッドの位置を直ちにピストンの位置と考へても差支ない。而してクランク及び偏心輪の回轉運動に對しこれと主連棒及び偏心棒で連結されたクロスヘッド及び弁の水平運動の關係があるから、クランクピン中心と車軸中

心間距離 (これをクランク半径と云ふ)の二倍がピストン行程と等しく、又偏心輪中心と車軸中心間距離 (これを偏心半径と云ふ)の二倍が弁行程と等しいことは容易に了解出来る。(但し後者については弁装置によつては必ずしも等しいとは云へない。)即ちクランク圓及び偏心圓の直径が夫々、ピストン行程及び弁行程と等しいから、ピストン及び弁の位置をこれ等直径線上に表はす方が便利である。

第209圖 ピストンとクランクとの關係



第209圖に於て A, B は行程の極端、C 及び D はクランクの死點、P はクロスヘッド又はピストンの位置として、今クランクが任意の位置  $C_1$  にあるときのピストンの位置を決定する。 $C_1$  を中心とし主連棒の長さを半径とする圓がシリンダ中心線を切る點を P とすれば、P がクランクが  $C_1$  なるときのピストンの位置である。これをクランク圓の直径線上に求むるには、普通簡單なる場合は主連棒傾斜を無視し  $C_1$  よりシリンダ中心線に垂線を下しその足を  $C_2$  とすれば  $C_2$  がこの場合のピストンの位置である。又正確を期する時は P を中心とし主連棒長さを半径とする圓弧がクランク直径を切る點  $C_3$  がこの場合のピ



トンの位置である。逆にピストンの位置が判つてゐる時のクランクの位置を決定する場合につき考ふるに、Pを中心とし主連棒長さを半径とする圓とクランク圓との交點がそれである。又クランク直徑上のピストン位置  $C_2$  から求むる場合はこれより垂線を立てそのクランク圓との交點Cを求むれば良い。而してピストンが行程の中心から幾何移動してゐるか云ふに、正確なる場合は  $OC_3$  で主連棒の長さが長いからその傾斜の影響を無視した場合は  $OC_2$  と考へても差支ない。即ちこの場合ピストンは行程の中心より左方へ  $OC_2$  だけ移動してゐることとなる。

次にこの圖は直ちに弁と偏心輪との關係を現すものと考へることが出来るから、上に述べたと全く同様なる方法により相互位置を決定することが出来る。即ち偏心輪中心がCなる時弁は弁座中心より左方へ  $OC_2$  だけ、又  $C_4$  なる時弁は弁座中心より右方へ  $OC_5$  だけ移動してゐることが判るのである。

又、偏心輪中心がE又はFなる時は弁は弁座中心に戻りQにあることとなる。

【参考】

主連棒傾斜を考慮した場合を考へて見る。

第209圖に於てクランクがC及びDなる時のピストンの位置を夫々A及びBとすると  $AC=BD$ =主連棒の長さ

今クランクがE又はFなる時ピストンは行程の中央にあるかどうかを考へると、クランクがE又はFなる時のピストンの位置をQとすれば幾何學上次の式が成立する。

$$AQ = AO - OQ = AO - \sqrt{EQ^2 - OE^2} = AC + CO - \sqrt{EQ^2 - OE^2}$$

$$BQ = QO - BO = QO - (BD - OD) = \sqrt{EQ^2 - OE^2} - (BD - OD)$$

今  $L$ =主連棒長  $R$ =クランク半径=ピストン行程の半分 とすると

$$AQ = L + R - \sqrt{L^2 - R^2}$$

$$BQ = \sqrt{L^2 - R^2} - (L - R)$$

$$\text{故に } AQ - BQ = 2(L - \sqrt{L^2 - R^2})$$

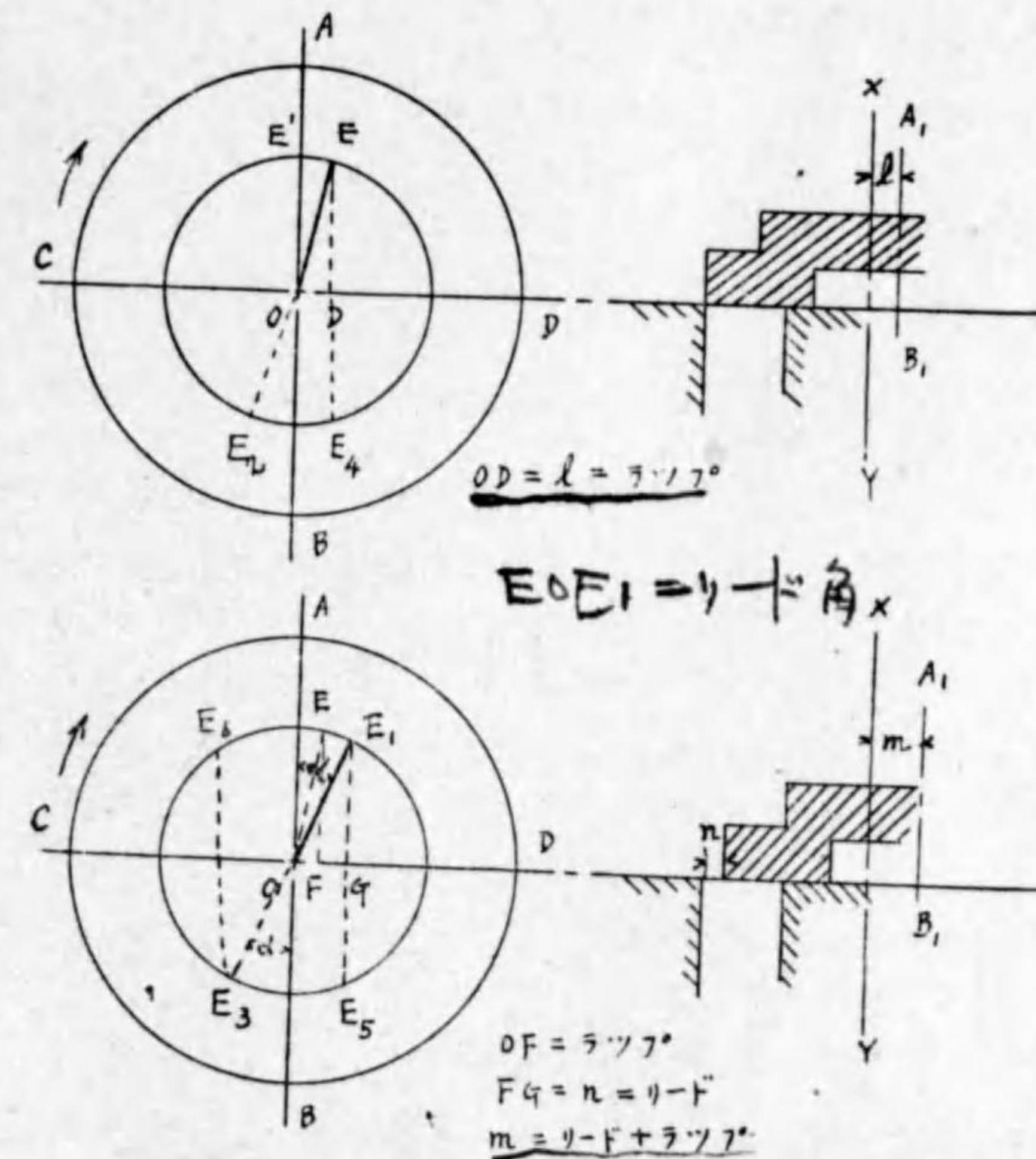
而して明らかに  $L - \sqrt{L^2 - R^2} > 0$  即ち  $AQ > BQ$

依つてクランクが眞上又は眞下の位置にあるときピストンは行程の中央にあるのではなく中央より右方にあることとなる。

(5) 先進角

標準弁に於てはクランクと偏心輪とは90度の位置に取付けられ、クランクが死點にあるとき弁はその側の蒸氣口を開かんとする位置にあつた。而して弁にラップをつけた場合にも、クランクが死點にあるとき弁はその側の蒸氣口を當に開かんとする位置にあるべきであり、この條件を満足するためにはクランクが死點にある時弁は弁座中心からどちらかへラップに等しい距離だけ移動してゐなければならない。

第210圖  $\angle EOE' = \text{ラップ角}$   
 $\angle EOE_1 = \text{リード角}$





第210圖は外側給氣の場合であるが、クランクがCなるとき弁は弁座中心より右へラップだけ動いておなければならない。従つて偏心輪もE'ではなく、これより回轉方向にラップに相當する角だけ進んだEでなければならない。

又矢と反對方向に回轉する場合は偏心輪がE<sub>4</sub>なることは容易に了解し得るところである。

次にラップ及びリードを與へた場合について考ふるに、同圖(下)に於てクランクがCなるとき弁はリードだけ蒸氣口を開いておなければならないから、ラップのみの場合よりも弁は弁座中心より更にリードに等しい距離だけ右方へ動いておなければならない。従つてラップのみの場合の偏心輪Eよりも更にリードに相當する角だけ進んだE<sub>1</sub>點に偏心輪を取付けなければならない。又矢と反對方向の回轉の場合は偏心輪はE<sub>5</sub>である。

次に内側給氣式の場合は第208圖に依つても判る様に、弁は弁座中心よりクランク寄にラップとリードの和に相當するだけ動いておなければならないから第210圖に於て偏心輪はE<sub>3</sub>に取付けねばならぬ。又矢と反對方向に回轉する場合は、偏心輪はE<sub>3</sub>の對稱點E<sub>4</sub>なることは容易に知ることが出来る。

斯くの如く實用弁に於ては、偏心輪はクランクに對し90度の角差を以て取付けられるのではなく、90度+C又は90度-Cの角差を以て取付けねばならぬ。この兩者の取付角度と90度との差角即ちCを先進角と謂ふ。

又時としてラップに相當する角即ち第210圖に於ける∠EOE'をラップ角、リードに相當する角即ち同圖に於て∠EOE<sub>1</sub>をリード角と云ふことがある。斯くすれば先進角はリード角とラップ角との和に等しい。

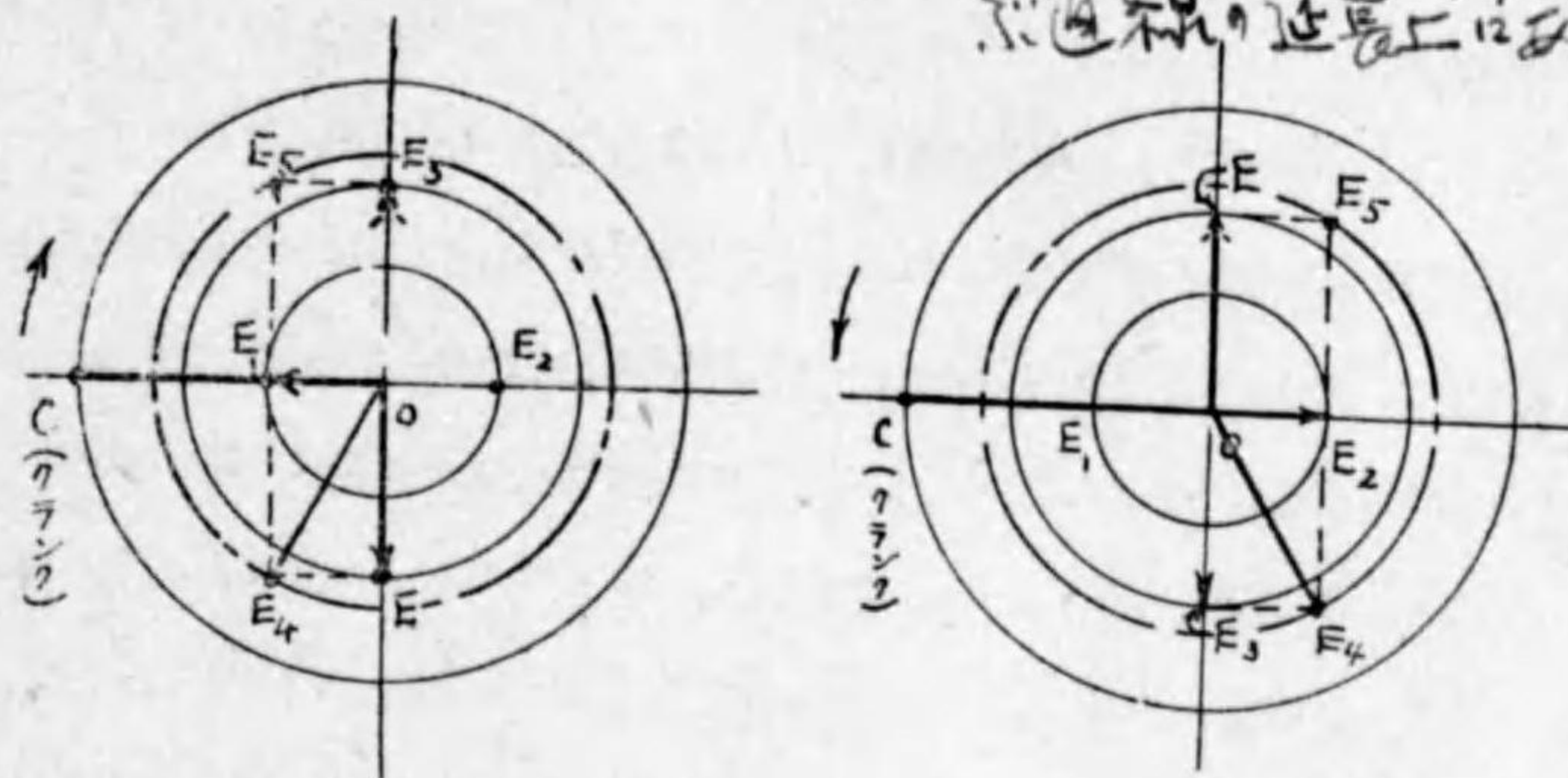
(6) ラップ及びリードのある弁運動

イ、標準弁運動と先進運動

ラップ及びリードのある弁運動は標準弁運動と、クランクが死點にあるとき弁を弁座中心よりラップとリードの和だけ移動せしめておく先進運動とに分けて考へることが出来る。

外側給氣式においては偏心輪の位置はクランクと車軸中心とを結ぶ直線の延長線上にある。

第211圖



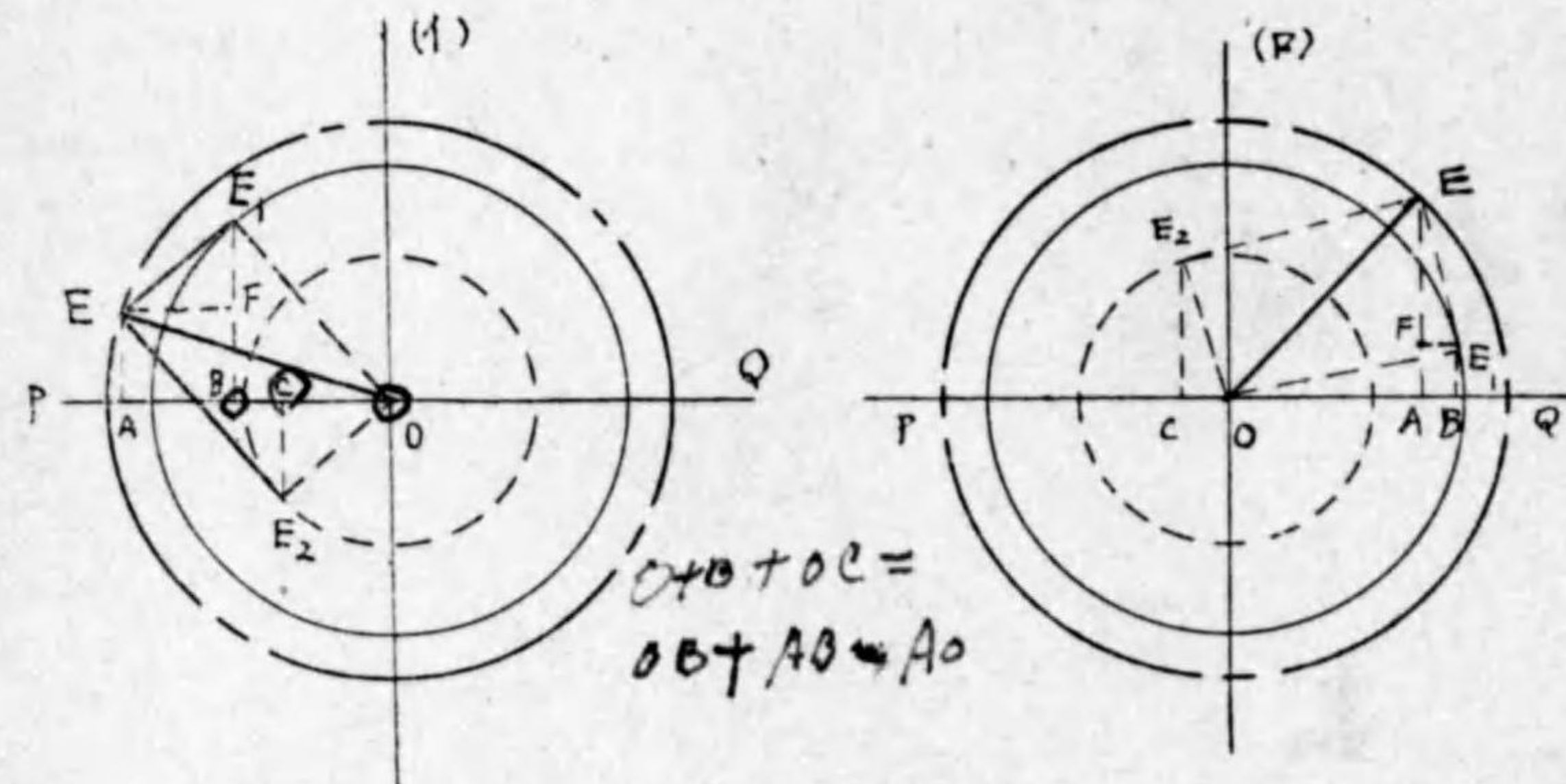
即ち、弁は標準弁運動及び先進運動を司る二箇の偏心輪の運動を同時に受けるものと考へて差支ない。第211圖左圖に於て内側給氣式について考ふるに、クランクが矢の方向に回轉するためには偏心輪はE<sub>4</sub>でなければならないことは前に述べたのであるが、之をクランク中心と車軸中心とを結ぶ直線に垂直なる偏心輪即ち標準弁運動を司る偏心輪OE及びこの直線上なる偏心輪即ちクランクが死點なるとき弁にラップとリードとの和の運動を與へる先進運動用偏心輪OE<sub>1</sub>とに分解すると、OE<sub>4</sub>なる一箇の偏心輪の弁に與へる運動はOE及びOE<sub>1</sub>なる二箇の偏心輪の弁に與へる運動の代數和に等しい。

而してクランクが矢と反對方向に回轉する場合の偏心輪はOE<sub>5</sub>にして、この場合先進運動を司る偏心輪は、大き及び方向共全然前と同一であつてこれは回轉方向に無關係であるが、標準弁運動を司る偏心輪は大きが全然同一で方向は前と正反對の位置なることが判る。



又右圖について外側給氣式を考へると、クランクが死點Cより矢の方向へ回轉するときの偏心輪は  $OE_1$  にして、これを前と同様分解すると偏心輪は夫々  $OE_3$  及び  $OE_2$  となる。又クランクが反對方向の回轉なるときは  $OE$  及び  $OE_2$  となり、先進運動を司る偏心輪は両者が全然同一で、標準弁運動を司る偏心輪のみ方向が正反對なることが判る。即ち内側給氣式に於ては標準弁運動を司る偏心輪はクランクより回轉方向に90度遅れにして先進運動用偏心輪はクランクと車軸中心を結ぶ直線上のクランク寄にある。又外側給氣式では標準弁運動偏心輪は進行方向にクランクより90度進み、先進運動偏心輪はクランクと車軸中心とを結ぶ直線の延長上にあることが判る。今この關係を更に徹底さすため第212圖について説明すると、クランクが矢の方向へ回轉し偏心輪が  $OE$  なる位置に來た場合を考へれば(イ)圖に於ては弁は弁座中心より左方へ  $OA$  だけ移動してゐることとなる。

第212圖



標準弁運動及び先進運動偏心輪  $OE_1$  及び  $OE_2$  が弁に與へた運動は共に弁を弁座中心より左方へ  $OB$  及び  $OC$  だけ移動せしめてゐる。今  $E$  より  $E_1B$  に垂線  $EF$  を下すと、幾何學上  $\triangle EFE_1 = \triangle OE_2C$  となり  $EF = OC$  となる。而して  $EF = AB$  な

る故  $OB + OC = OB + AB = AO$  となる。従つて  $OE$  なる一つの偏心輪の弁に與へる運動は  $OE_1$  及び  $OE_2$  なる二つの偏心輪の與へる運動の和に等しい。又(ロ)圖について考ふるに、この場合も同様に證明し得るが、この場合偏心輪  $OE_2$  は弁を左へ又偏心輪  $OE_1$  は右へ動かすこととなるから結局弁は  $OB$  と  $OC$  の差だけ右方 ( $OB > OC$  とす、若し  $OB < OC$  ならば弁は左方へ動く) へ動くこととなり、やはり偏心輪  $OE$  の弁に與へる運動と同一である。

ロ、弁にラップを與へたときの給氣、締切、吐出及び圧縮點

弁がシリンダ内へ蒸氣を將に供給せんとする位置にあるときのクランクの位置を給氣點、又蒸氣の供給を恰度止めたときのクランクの位置を締切點、蒸氣の吐出をせんとするときのクランクの位置を吐出點、又蒸氣の吐出を止めたときのクランクの位置を圧縮點と謂ふ。

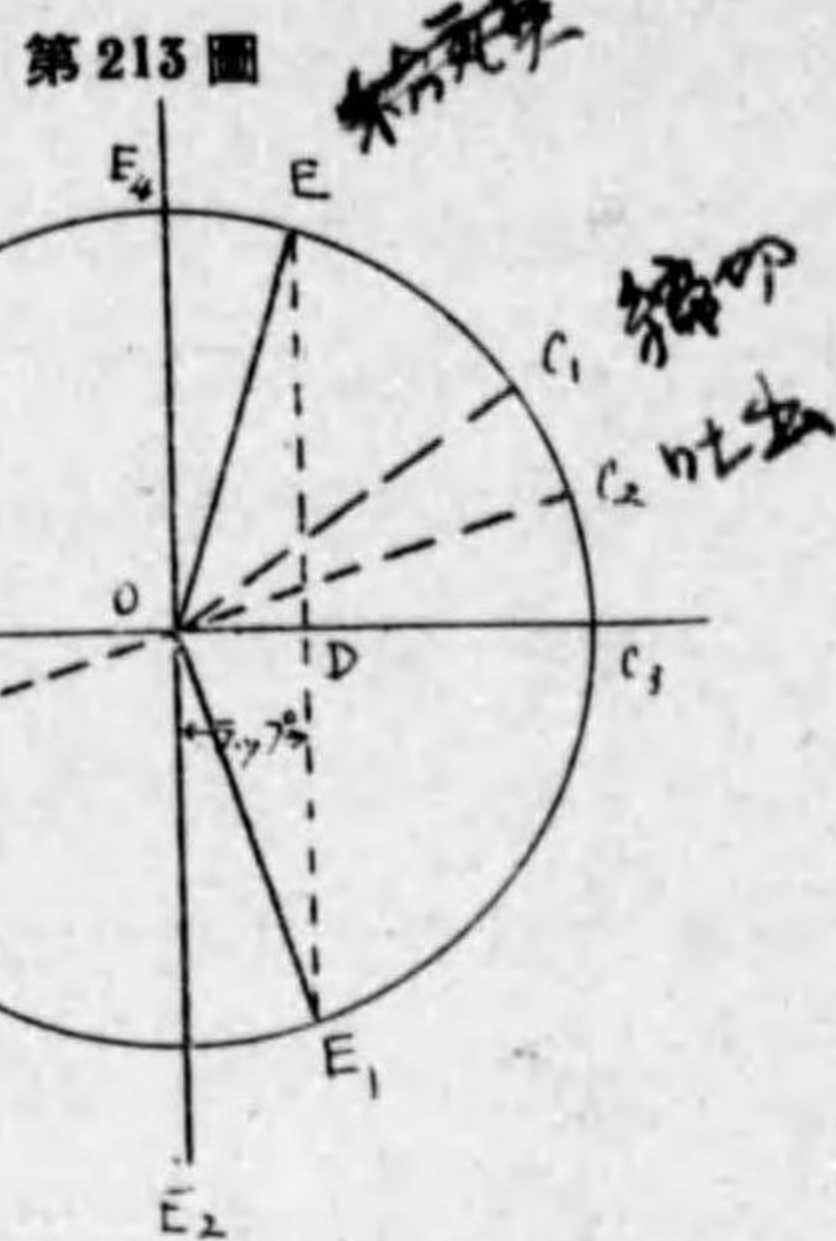
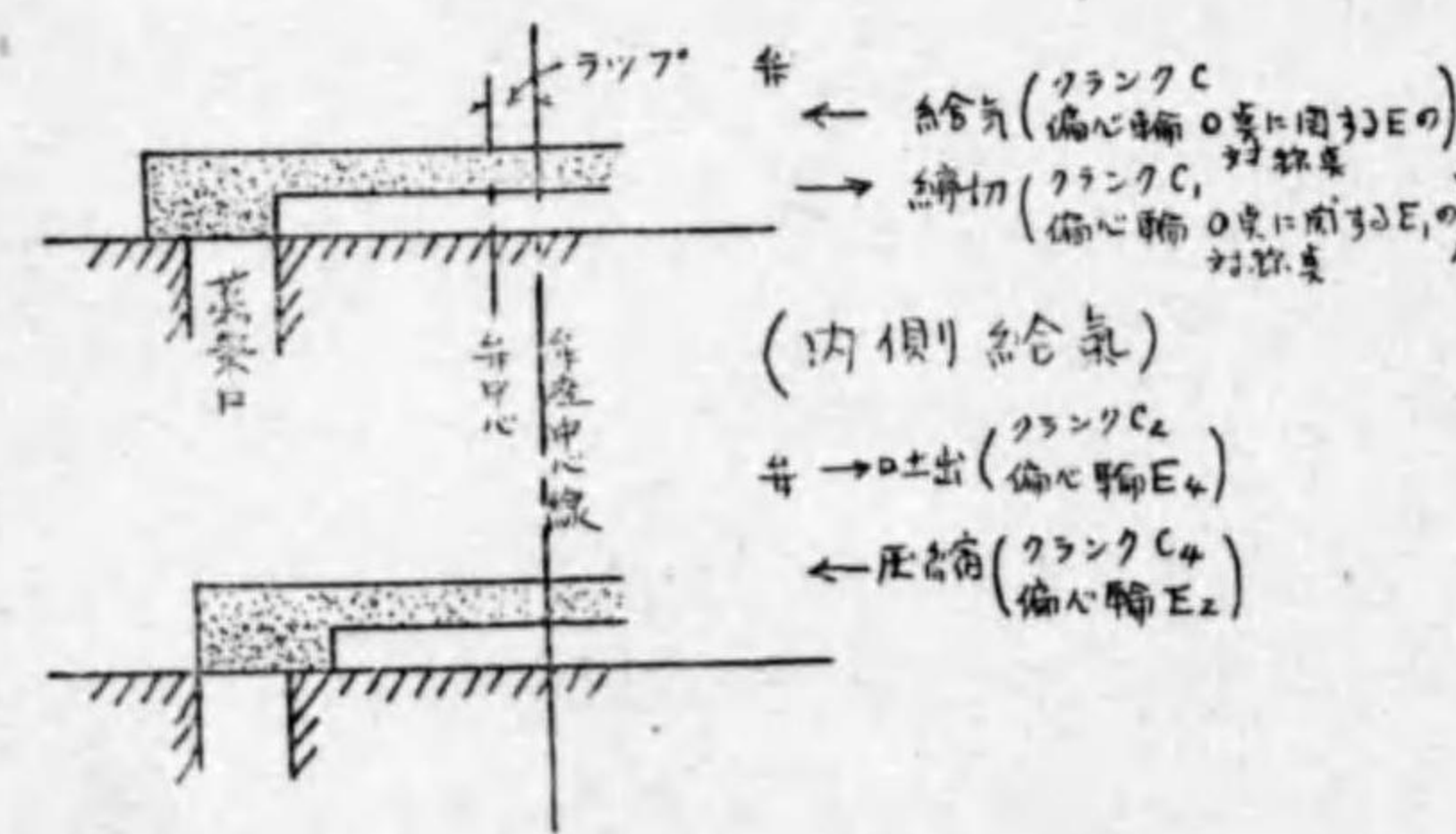
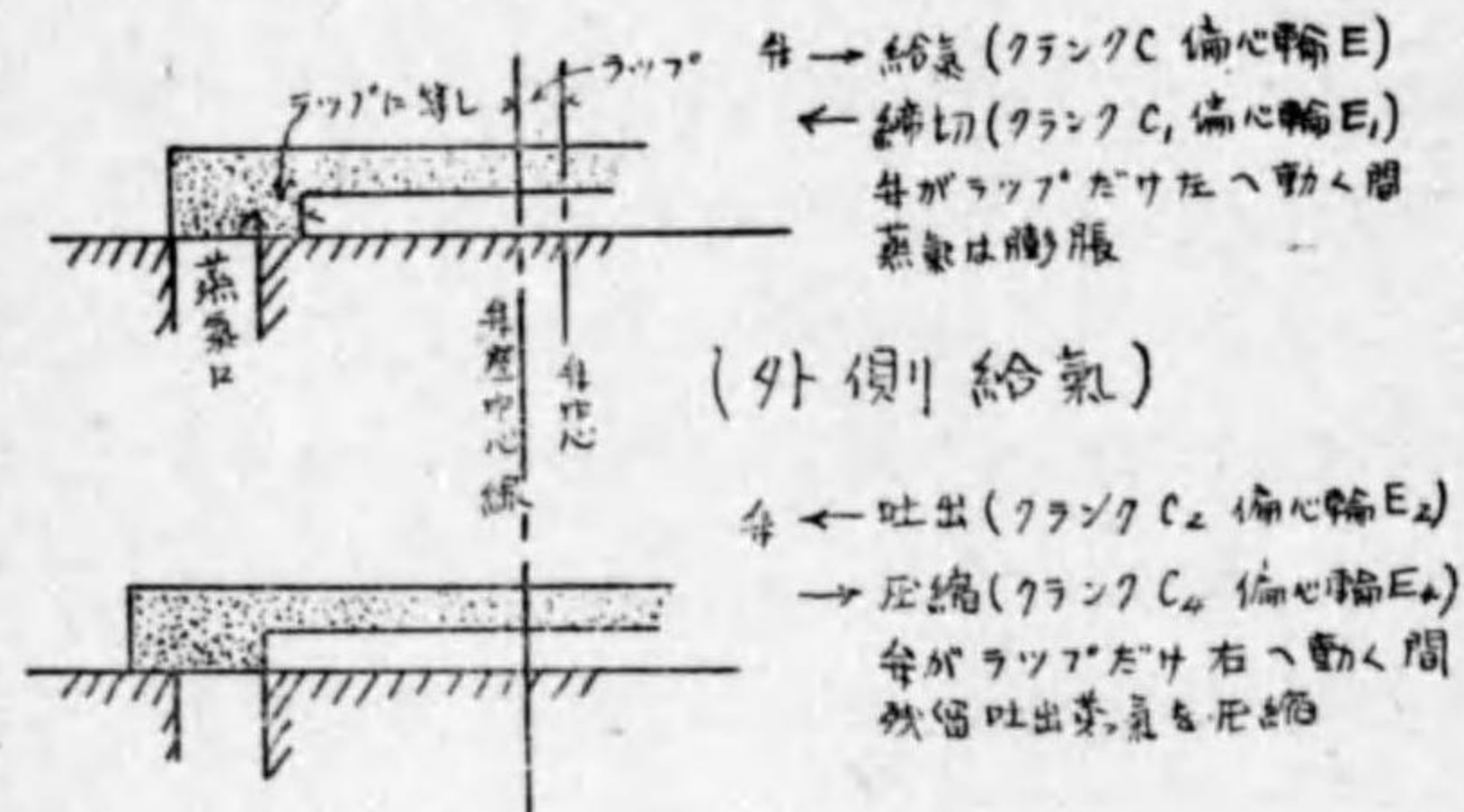
而して標準弁では前に述べた如くクランクが死點にあるとき弁は弁座中心にあり、之より弁が少しでも動けば蒸氣口を開き蒸氣の供給をし始めるから、このときのクランクの位置即ち片側死點が給氣點である。次に反對側死點に至つて、蒸氣の供給を斷つと同時に吐出を始めんとする位置をとるから反對側死點が締切及び吐出點である。而して蒸氣を圧縮することは出来ないから圧縮點は存在しない。今第213圖についてラップを與へた場合外側給氣式について述べると、この圓はクランクを考へるときはクランク圓、偏心輪を考へるときは偏心圓と見て差支ない。

今クランクが死點  $C$  にあるとき偏心輪は  $E$  にあるものとすれば、弁は弁座中心より右へラップだけ動き蒸氣口を將に開かんとする位置にあり  $OD$  はラップに等しい。

これよりクランクが矢の方向に回轉するにつれて弁は右へ動きその極端に至る迄蒸氣口開きを大きくし、以後復行程に移つて漸次蒸氣口開きを小にし、遂に弁が弁座中心から右へラップの距離に至つて蒸氣口を締める。即ち給氣の場



合と締切の場合の弁と弁座の関係は全然同一であり、弁はラップだけ弁座中心より右方へ行った位置であつて唯弁の運動方向のみが反対である。従つてこの場合の偏心輪の位置はCC<sub>3</sub>なる直線に関するE点の対稱点E<sub>1</sub>にある筈でクランクは之より90度と先進角の和即ち∠COEだけ遅れたC<sub>1</sub>点にある。即ち之が締切点である。



之よりクランクが回転し偏心輪がE<sub>2</sub>即ち弁が今の位置よりラップだけ左へ動き弁座中心に戻つたとき蒸気口を開かんとする位置となるのであつて、この時クランクはE<sub>2</sub>より90度と先進角との和だけ遅れたC<sub>2</sub>点にある。従つて蒸気口はクランクがC<sub>1</sub>からC<sub>2</sub>に至る間、換言すれば弁がラップだけ動く

間全然外部と遮断されるから蒸気は膨脹してピストンを押すこととなるのであつて、これは全く弁にラップを與へたからである。このC<sub>2</sub>点が吐出点である。

これよりシリンダ内蒸気は吐出され、弁が左行程の極端に至り再び戻つて弁と弁座中心が一致するとき、即ち偏心輪がE<sub>2</sub>より180度回轉してE<sub>4</sub>に至つて弁は蒸気口を遮断する。このときクランクはE<sub>4</sub>より90度と先進角の和だけ遅れたC<sub>4</sub>にあり、これより弁がラップだけ右へ動く間今迄吐出されて居た蒸気は遮断され、従つて残溜蒸気は(このときピストンは左へ移動してゐるから)壓縮されることとなる。即ちC<sub>4</sub>が壓縮点である。而して弁と弁座の関係は吐出点に於ける際と全然同一で、たゞ弁の運動方向が反対となるのみである。

次にクランクが左死点Cに至つて弁は弁座中心より右方へラップだけ動くこととなるからC点が給気点である。従つてCC<sub>1</sub>間が給気、C<sub>1</sub>C<sub>2</sub>間が膨脹、C<sub>2</sub>C<sub>4</sub>間が吐出、C<sub>4</sub>C間が壓縮の期間である。又圖に依つて明らかなる如く、標準弁に比べ締切及び吐出は早く起り、吐出行程の途中に於て蒸気の吐出を断ちこれを壓縮することが出来る。給気點は兩者同一である。

ハ、弁にラップとリードを與へたときの給気、締切、吐出及び壓縮點

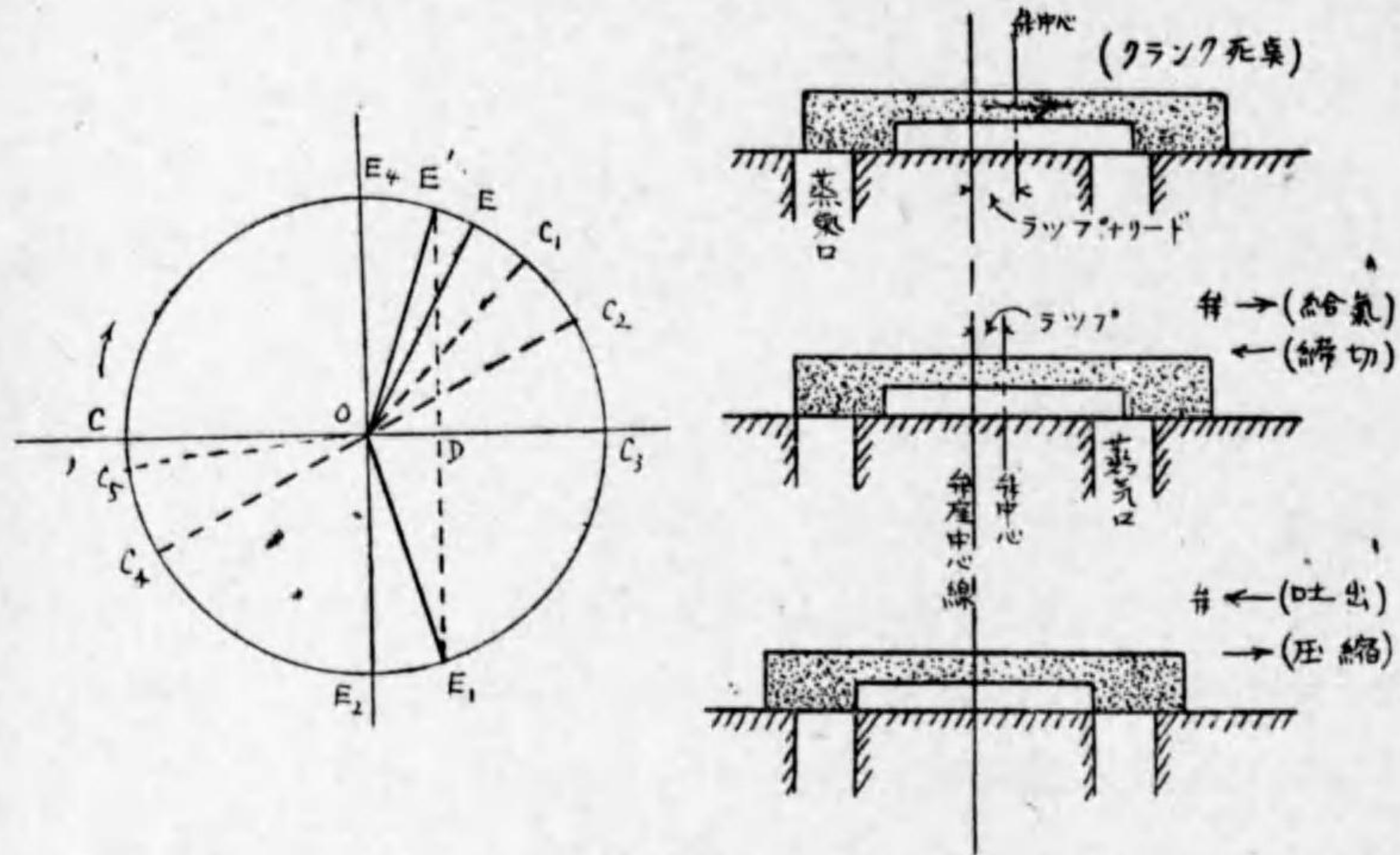
リードとはクランクが死点にあるとき弁が蒸気口を開いてゐる大きさであるから、弁が蒸気口を開き初めるのはクランクが死点に至る前である。而してラップとは弁と弁座中心が一致するとき弁が蒸気口を餘分に塞いでゐる大きさであり従つて弁が蒸気口を開き始めるのは前にも述べた如く弁が弁座中心からラップに等しい距離だけ移動したときである。

依つて、弁が蒸気を供給し始めるのは弁が弁座中心より第214圖に於てODだけ右へ動いた場合即ち偏心輪がE' (E'はクランクが死点にあるとき弁にラップのみを附しあるときの偏心輪の位置) に來たときであるから、そのときクランクはOE'より弁にラップとリードを附しあるときの先進角(∠EOE<sub>4</sub>)と90度の



和だけ遅れたC<sub>5</sub>にある。

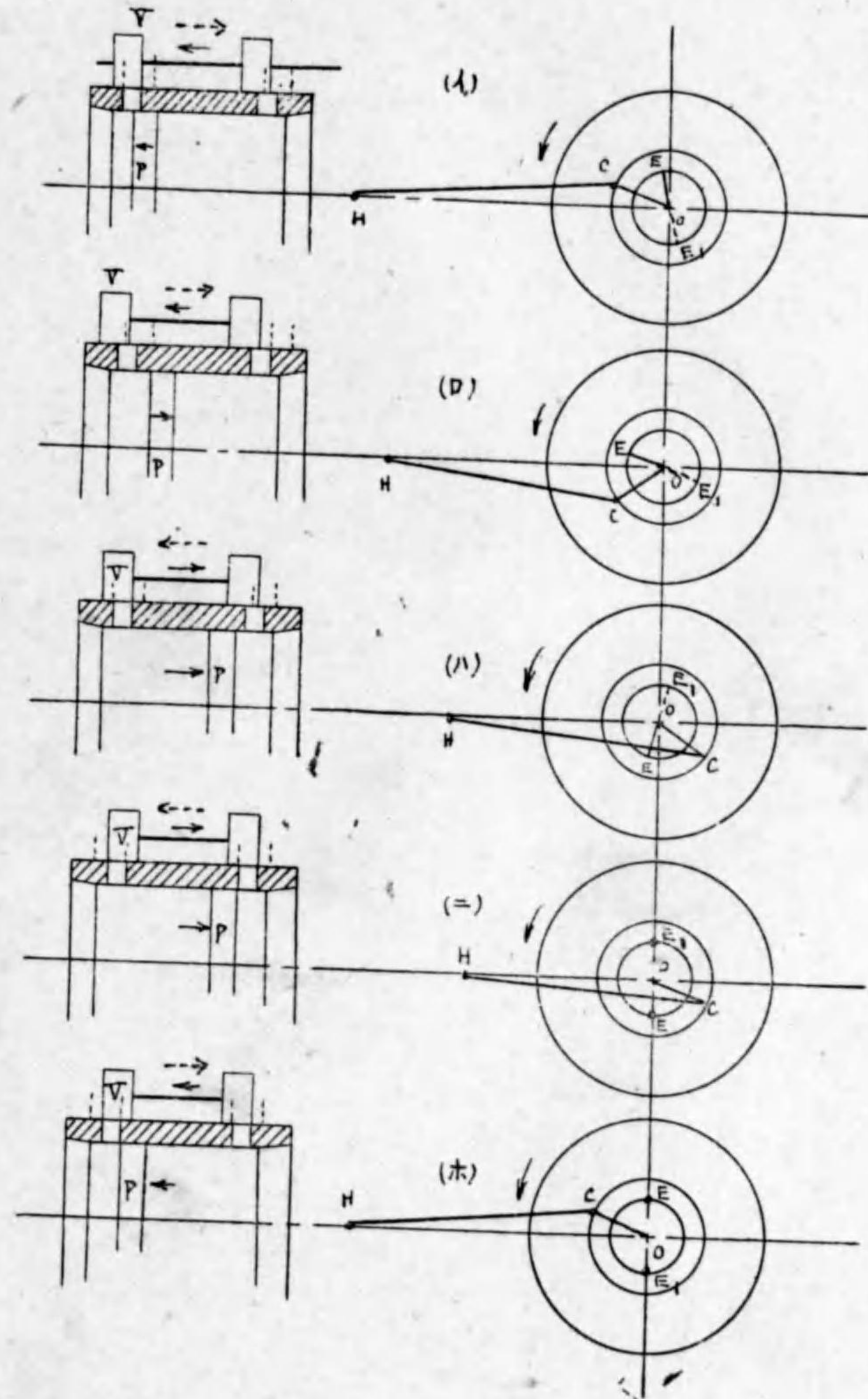
第214圖



これより弁が右行程の極端に達し復行程に移り弁座中心より右方へラップに等しい距離の位置に来たとき、即ち偏心輪が E<sub>1</sub> なる時蒸気口を縮切るからこの場合クランクは E<sub>1</sub> より90度と先進角の和だけ遅れた C<sub>1</sub> の位置にあり、又この場合に於ても吐出及び圧縮を始めるのは弁が弁座中心に歸つたときであるから前に述べたと同様な考への下に吐出及び圧縮は偏心輪が夫々 E<sub>2</sub> 及び E<sub>4</sub> なる時始まり、そのときのクランクの位置は E<sub>2</sub> 及び E<sub>4</sub> より夫々90度と先進角の和だけ遅れた C<sub>2</sub> 及び C<sub>4</sub> にある。従つて C<sub>5</sub>、給気點 C<sub>1</sub>、縮切點 C<sub>2</sub>、吐出點 C<sub>4</sub> が圧縮點となる。併しこの場合先進角はリード角だけラップのみの場合よりも大であるから給気、縮切、吐出及び圧縮の諸點はリード角だけ早くなる。又先に述べたことによりラップ一定なれば先進角の大なる程之等の諸點は早くなる事が判る。而して膨脹及び圧縮の期間は弁がラップに相當する距離を移

動する間であるから前の場合と同一である。

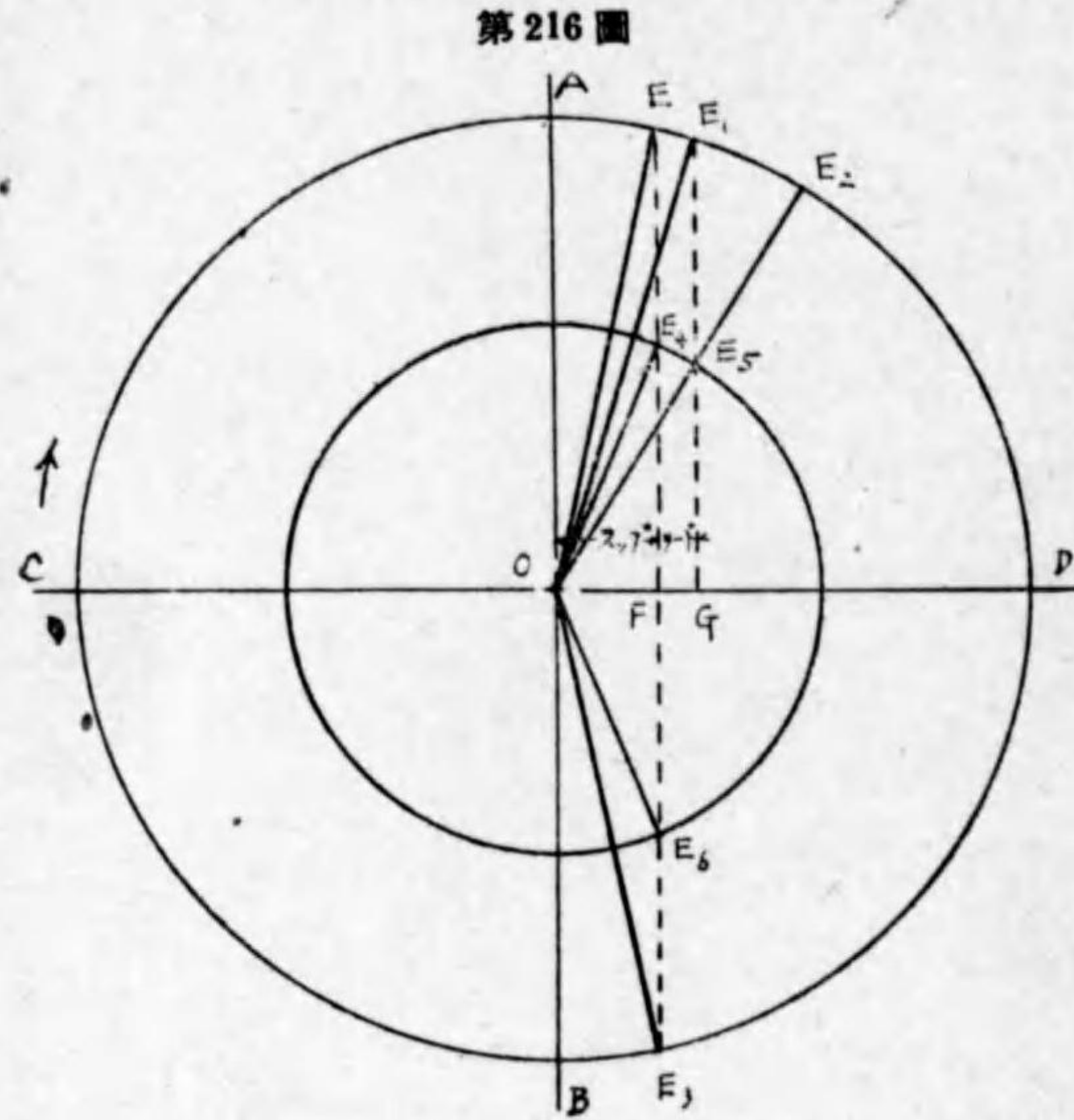
第215圖





2.7  
 第215圖は内側給氣式にしてラップ及びリードのある弁運動を示し、點線は外側給氣を示す。

次に逆轉機を引上げ縮切を變へた場合について考へる。ワルシャート式弁装置の如くリードが一定なる弁装置に於ては標準弁運動が縮小されるのみで先進



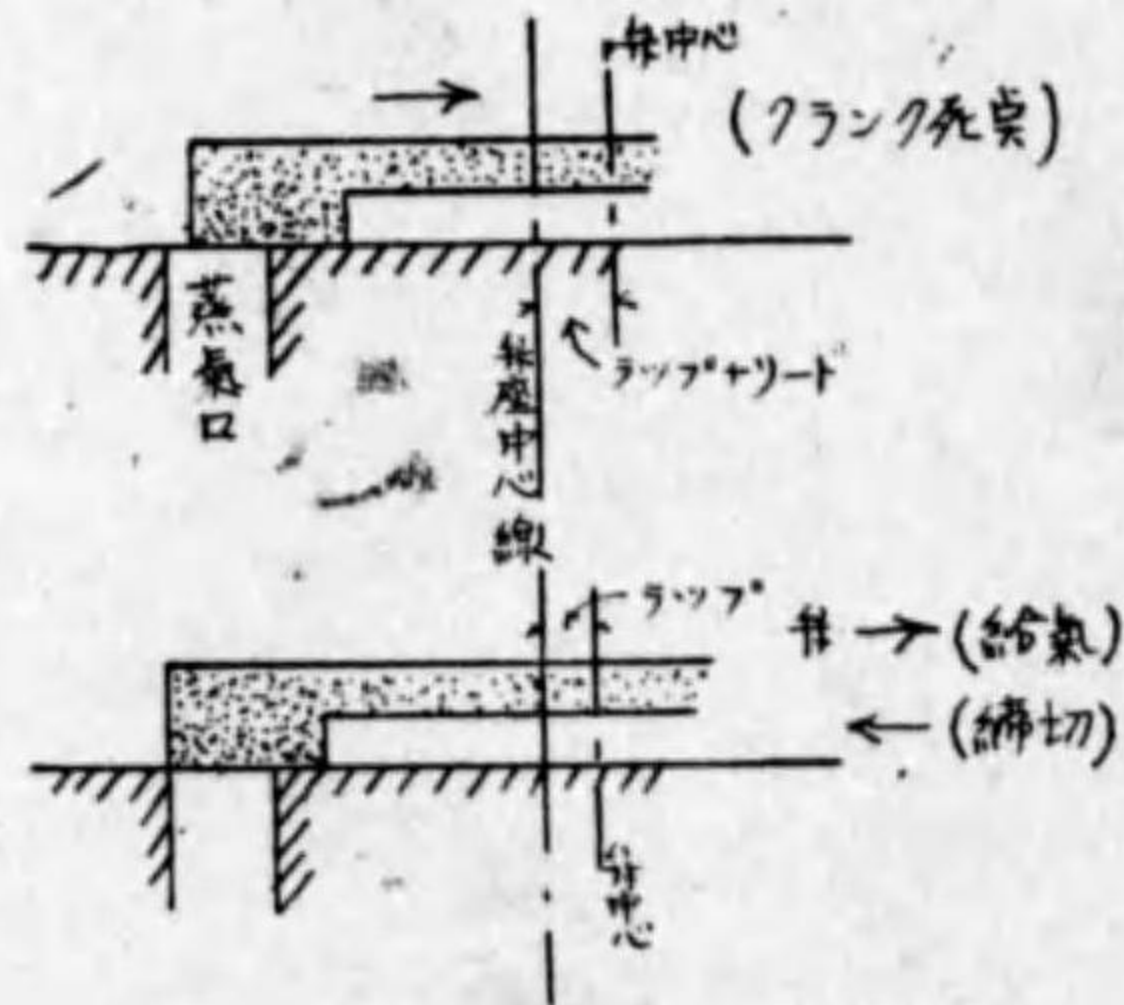
運動は全然變化しない。従つて、逆轉機を引上げるにつれて偏心輪中心が第216圖に於てE<sub>1</sub>G上を下降し、任意縮切の際弁はOE<sub>5</sub>なる假想の偏心に依つて驅動されるもの考へて差支ない。

この假想の偏心は實際に存在するもの

でなく、逆轉機を引上げたときこれに依つて弁が動かされるもの考へて良いのであつて假想偏心輪と謂ふ。

依つて逆轉機を引上げた際は偏心輪の先進角が大きくなつたと同一であり従つて縮切が早く起る様になる。

即ち弁がOE<sub>4</sub>に來たとき弁は給氣を



始め、E<sub>4</sub>のCDに關する對稱點E<sub>6</sub>に來た時に蒸氣口を縮切ることとなる。

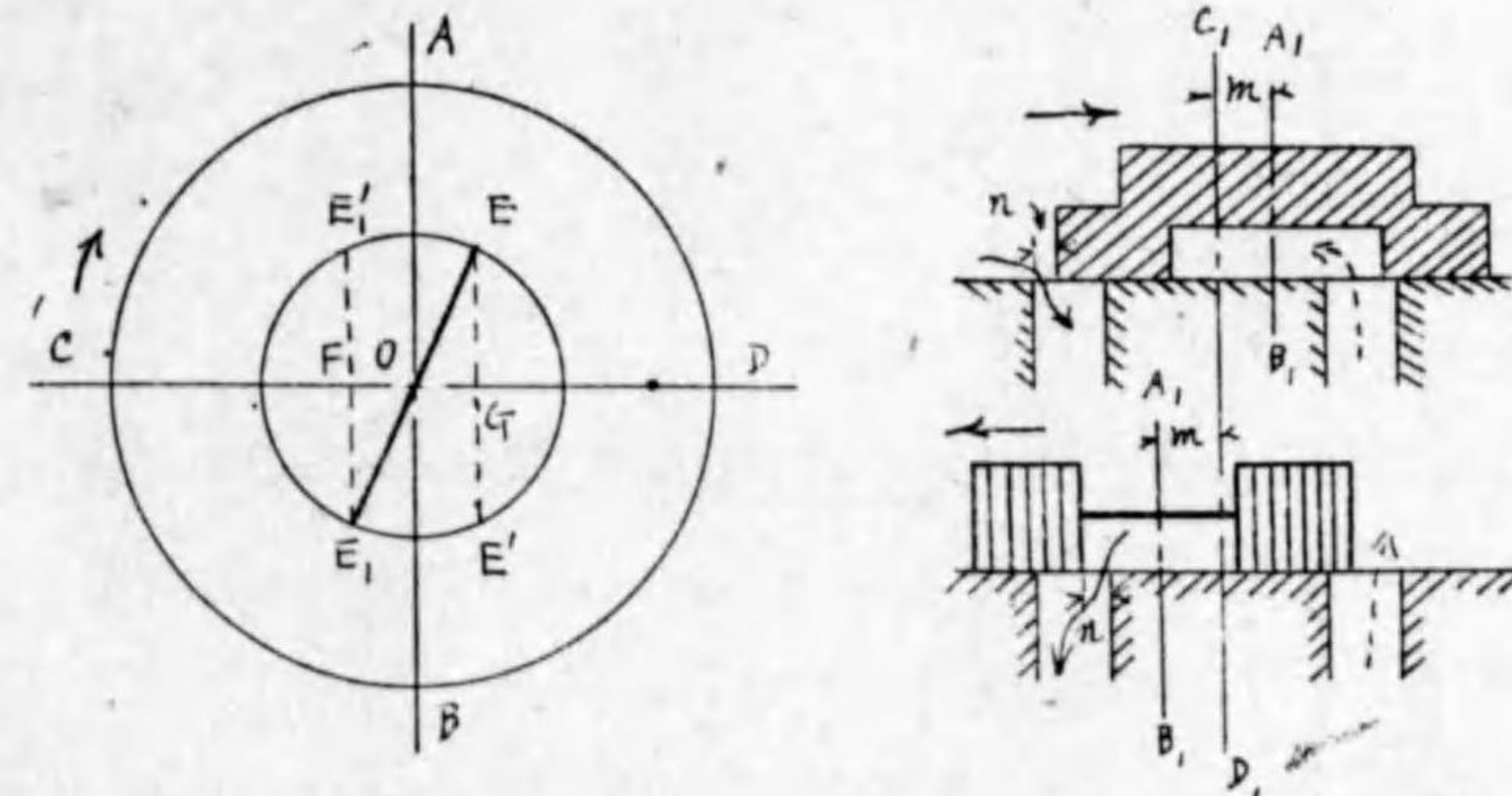
而してフルギヤーの場合は偏心輪がE又はE<sub>3</sub>に來た時給氣又は縮切が起ることとなる。依つて兩者の場合を比較すると、フルギヤーの時はクランクがOE<sub>3</sub>より90度と先進角の和  $\angle COE_1$  だけ遅れた點に來たとき縮切がおこり、逆轉機を引上げた時はクランクがE<sub>6</sub>より90度と先進角との和  $\angle COE_2$  だけ遅れた點で縮切が起ることとなる。

次に吐出及び壓縮點は弁が弁座中心に戻つたとき即ち偏心輪が眞下又は眞上にある場合で、クランクが之よりフルギヤーのときは  $\angle COE_1$ 、逆轉機を引上げたときは  $\angle COE_5$  だけ遅れた位置に來たときで、従つて之等の諸點も逆轉機を引上げた方が先進角の差  $\angle E_1OE_2$  だけ早くなる。

次に給氣點については幾何學上  $\angle E_4OE_5$  と  $\angle EOE_1$  との差だけ早くなることとなるが大したものではない。

×(7) 内側給氣式と外側給氣式

第217圖

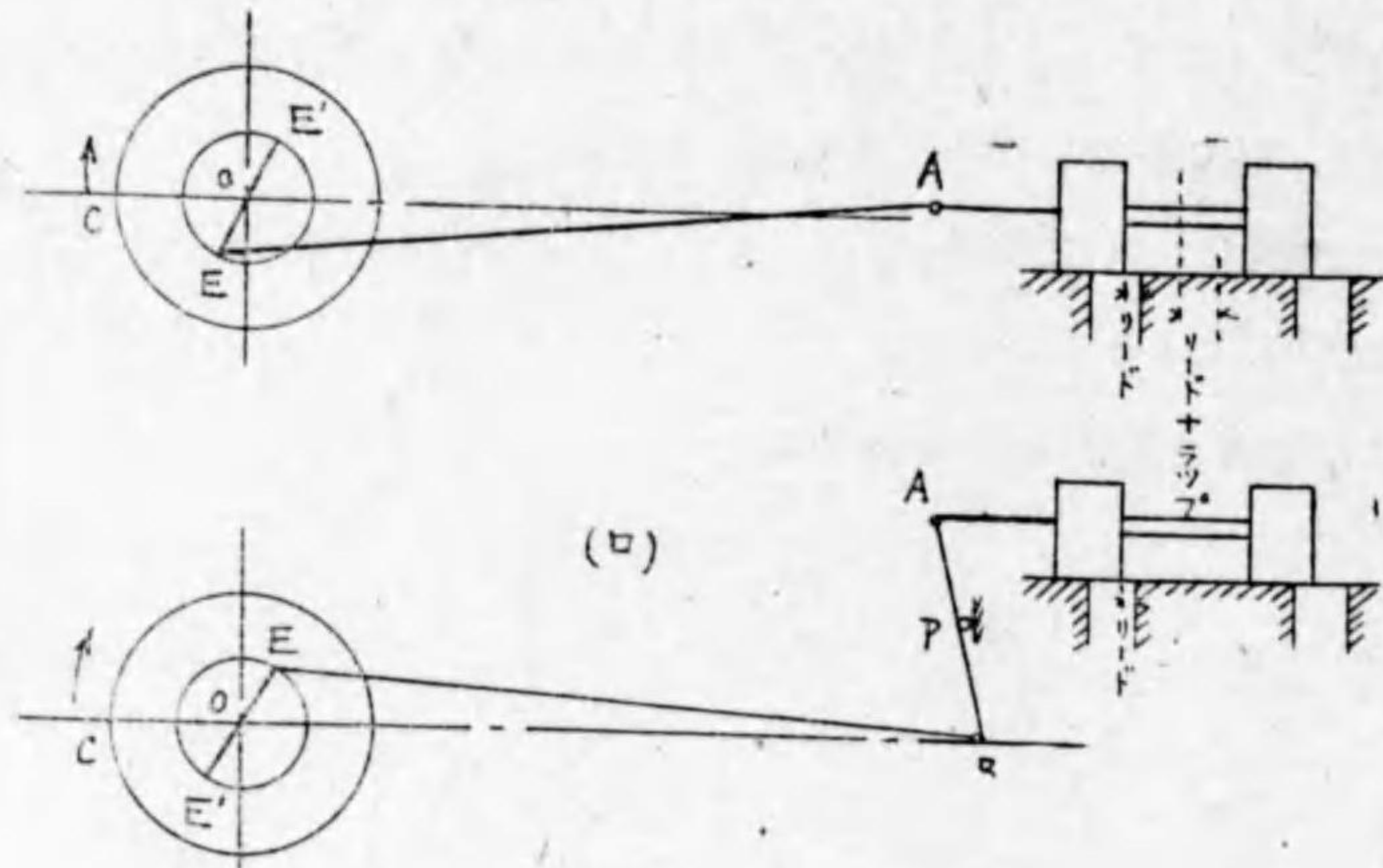


内側給氣式及び外側給氣式については今迄にも述べたのであるが、今第217圖に於てクランクが矢の方向に回轉する場合を考へると、何れに於ても弁は弁座



中心よりラツプとリードの和だけクランク寄蒸氣口をリードだけ開き、之よりクランクの回轉につれて蒸氣口を大きく開く方向に動かねばならぬ。従つてこの場合偏心輪中心は外側給氣式なればクランクより90度+先進角だけ回轉方向に進んだ位置E、内側給氣式なれば90度-先進角だけ遅れた位置E<sub>1</sub>なることは前にも述べたのである。而して矢と反対方向に回轉するときは、弁の要求する條件は全然同一であるから偏心輪中心はクランク中心に對し前者の場合はE<sub>1</sub>、後者の場合はE<sub>1</sub>である。

第218圖



以上は第218圖(イ)の如く直接偏心棒又は心向棒を介して弁が動かされる場合であるが、同圖(ロ)の如く偏心棒の運動方向が途中で變換される場合は自ら變つて來る。今内側給氣式について考えると、(ロ)に於てクランクが矢の方向に回轉するためには偏心輪の運動を前の場合と全然反対にせねばならず、従つて内側給氣式ではクランクに對し偏心輪中心は進向方向に90度+先進角進め外側給氣式に於ては進向方向に90度-先進角だけ遅らせて取付けねばならぬ

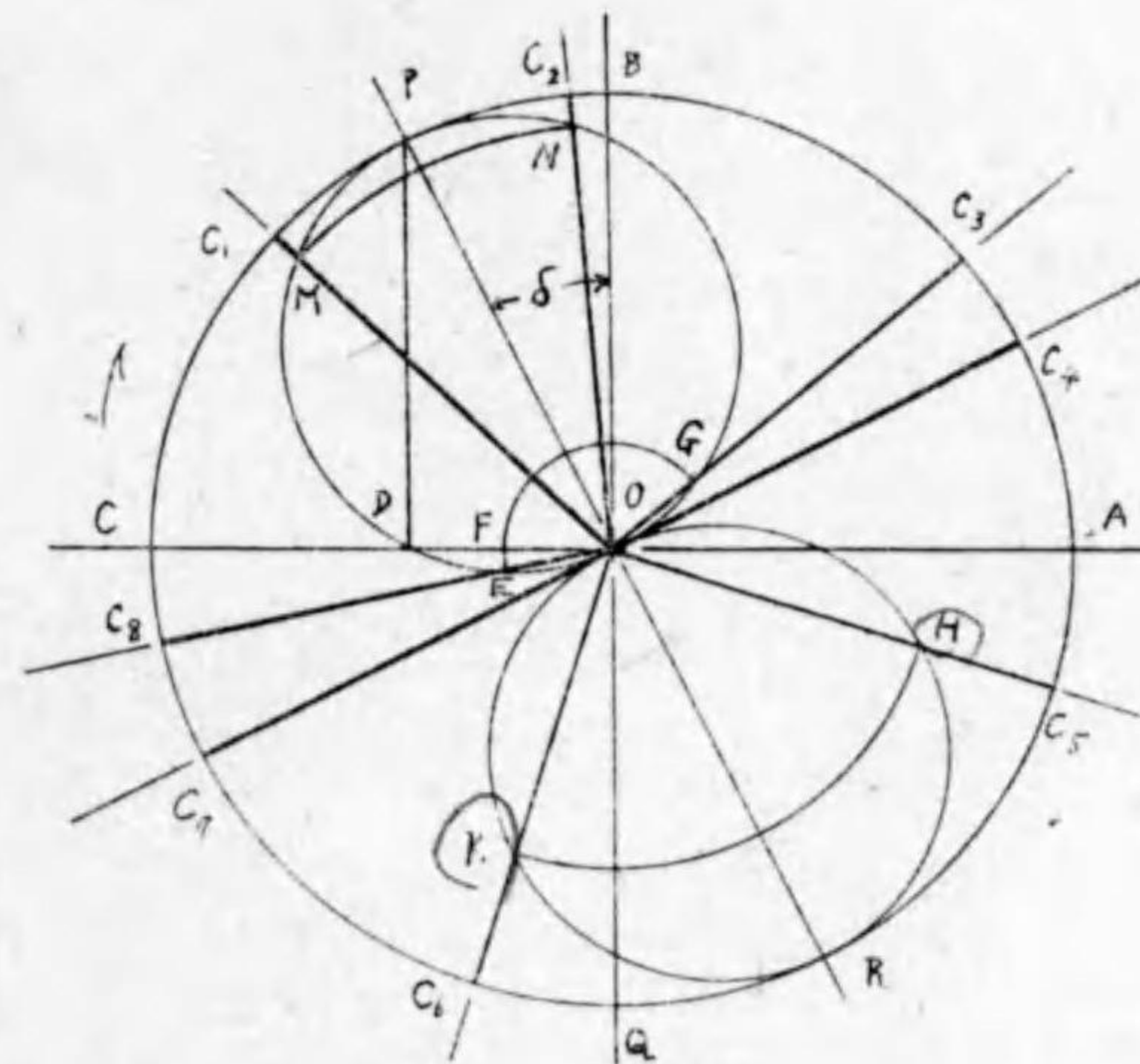
い。

## 第二節 弁 線 圖

弁線圖はピストン及びクランクに對する弁の位置及び運動の關係を表はす線圖であつて、各種弁装置の設計又は研究に當り重要なものであり、従つて從來多くの人によつて研究され現在ツオイナー、楕圓、ルーロー、ビルグラム弁線圖等がある。何れも特長があるが最近設計に當つては専ら楕圓弁線圖が使用されてゐる。又ツオイナー弁線圖は比較的簡單でよく判り易いので廣く用ひられてゐる。

### (1) ツオイナー弁線圖

第219圖



第219圖はツオイナー弁線圖であつて圓CBAQはクランク圓又は偏心圓、A及びCはクランクの死點、ACの長さはピストン又は弁行程を表はす。



この畫法を説明すると、弁行程の半分を半徑とする圓即ち偏心圓CBAQを描き前後死點ACを結ぶ、これに垂直線BOQを引く、次に先進角に等しく $\angle BOP$ を圖の如くクランク寄に取る。POを結びその延長と偏心圓との交點をRとする。

PO及びORを夫々直徑とする圓を描けば前者は蒸氣圓、後者は吐出圓である。

次にOを中心としラップの長さを半徑とする圓を描き蒸氣圓との交點をE及びGとする。この圓をラップ圓と謂ふ。

又Oを中心としラップ+蒸氣口の巾を半徑とする圓を描き蒸氣圓との交點をM及びNとする。次に蒸氣口の巾（これは單式の場合であるが複式機關車の場合は吐出口の巾）を半徑とする圓を描き吐出圓との交點をH及びKとする。

然るときは中心Oと任意のクランクの位置例へばC<sub>1</sub>とを結ぶ直線が蒸氣圓によつて切られる長さOMは、クランクC<sub>1</sub>なるとき弁が弁座中心から移動してゐる距離を表はし、又この線分のラップ圓とMN圓弧との間の長さはこの場合の蒸氣口の開きの幅を表はす。次に吐出圓についても同様であつて、例へばクランクがC<sub>5</sub>に來た時を考へると、OHはこの場合弁が弁座中心から移動してゐる距離を示すものである。

今中心Oと夫々E, M, N, G, H及びKとを結び、その延長と偏心圓との交點を夫々C<sub>8</sub>, C<sub>1</sub>, C<sub>2</sub>, C<sub>3</sub>, C<sub>5</sub>, C<sub>6</sub>とし又O點に於て蒸氣圓又は吐出點に接線C<sub>7</sub>OC<sub>4</sub>を引く。

然るときはクランクがC<sub>8</sub>に來た時弁は弁座中心よりOE即ちラップだけ移動してゐるから、給氣し始めることとなる。又クランクが死點Cなる時は弁は弁座中心からODだけ移動したこととなる。従つてOD - OF (ラップ) = FDはリードに等しい。之よりクランクが回轉するにつれて蒸氣口開きは漸次大と

なりC<sub>1</sub>點に至り満開となる。而してクランクがPとなるとき弁は最大行程をし、これより弁は運動方向を轉することとなり、更に回轉してC<sub>2</sub>に至る迄蒸氣口は満開である。これより更に回轉すれば漸次蒸氣口開きは縮小し、C<sub>3</sub>に至つて弁は蒸氣口を全く締切る。即ちこの場合弁は弁座中心よりラップだけ移動してゐる。これよりクランクがC<sub>4</sub>に至る間弁は全く蒸氣口を閉し、給氣又は吐出共にせず従つてピストンは蒸氣の膨脹力によつて作用されることとなる。次にC<sub>4</sub>に至り弁は弁座中心に戻り、之より弁は吐出作用を起すこととなる。即ちC<sub>4</sub>より漸次吐出口開きは大となりクランクがC<sub>5</sub>よりC<sub>6</sub>に至る間吐出口を全開し之より漸次吐出口開きは縮小され、C<sub>7</sub>に至つて再び弁は弁座中心に戻り吐出を止める。従つて之よりクランクがC<sub>8</sub>に至る間殘溜蒸氣を壓縮することとなる。

以上を要するに

クランクが

C<sub>8</sub>なるとき給氣し始めるからC<sub>8</sub>が給氣點

C<sub>1</sub>からC<sub>2</sub>に至る間蒸氣口満開

C<sub>3</sub>なるとき蒸氣を締切る。即ちC<sub>3</sub>が締切點

従つて、クランクがC<sub>8</sub>からC<sub>3</sub>に至る間給氣

C<sub>4</sub>なるとき弁は弁座中心に戻る。C<sub>4</sub>が吐出點

従つてクランクがC<sub>3</sub>よりC<sub>4</sub>に至る間膨脹

C<sub>7</sub>なるとき弁は再び弁座中心に戻る。C<sub>7</sub>が壓縮點

従つてクランクがC<sub>4</sub>よりC<sub>7</sub>に至る間吐出

C<sub>5</sub>よりC<sub>6</sub>に至る間吐出口満開

又クランクがC<sub>7</sub>よりC<sub>8</sub>に至る間壓縮

而して標準弁に於ては先進角はない、従つて蒸氣及び吐出圓は夫々OB及びOQを直徑とする圓となり、依つてCが給氣點Aが吐出點となる。即ち實用弁



に於ける縮切點はAと一致し、又圧縮及び給氣點は一致して共に死點となる。

以上は弁が全行程をする場合であるが、次に縮切を變へた時について述べよう。

【参考】

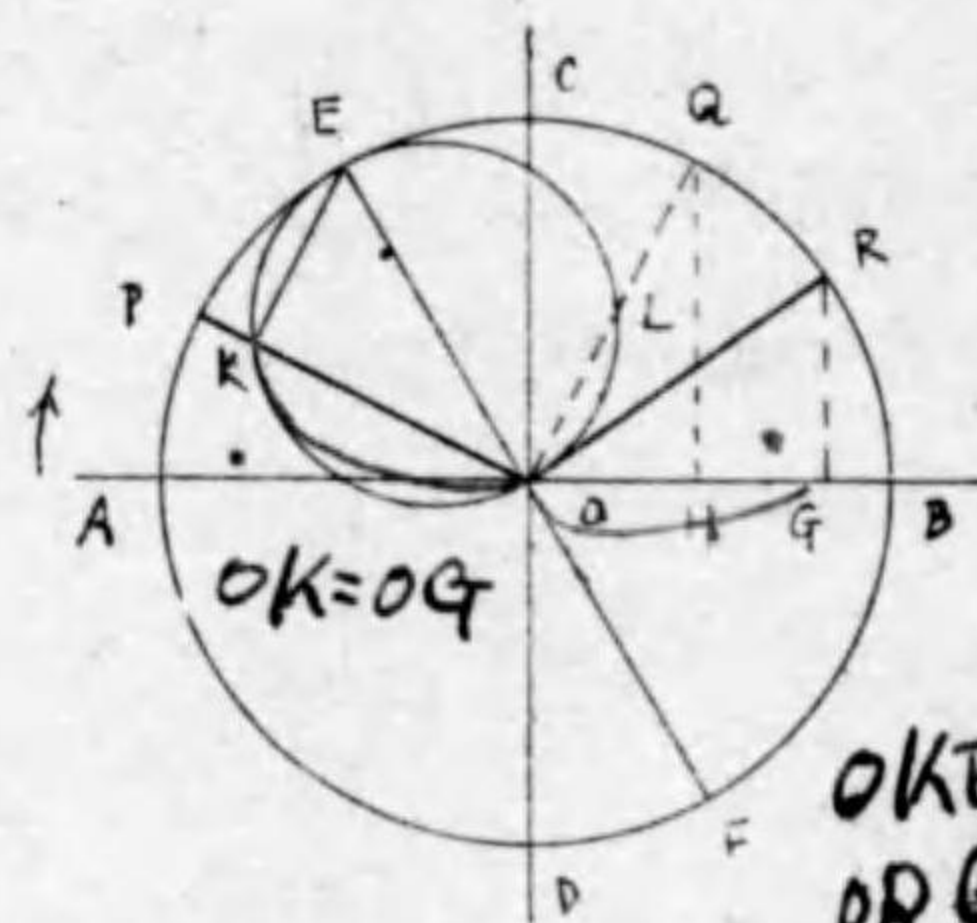
今クランクがAなるとき偏心輪がQにあるものとすれば先進角は∠COQにして、弁が弁座中心より移動してゐる距離はQよりABへ垂線を下せばOHがそれである。次にクランクが矢の方向に回轉しPに至れば偏心輪もQ點よりクランクと同様∠AOPだけ回轉しR點に至り、このとき弁が弁座中心より移動せる距離はOGである。

今第220圖に示す如く先進角∠COQに等しく∠COEを取りOEを直径とする圓(之が蒸氣圓)とOPとの交點をKとすると△OKE及びORGに於て∠EKOは半圓の上に立つ圓周角なる故直角であるから∠EKO=∠RGO=|R OE=OR 而してクランクの回轉せる角と偏心輪の回轉せる角とは等しい故∠AOP=∠QOR、又作圖により∠COE=∠COQ、又∠AOC=∠BOC=|R 故に∠EOP=∠ROB、依つてこの兩三角形は直角三角形にして斜邊と一銳角が等しいから合同である。故にOK=OG

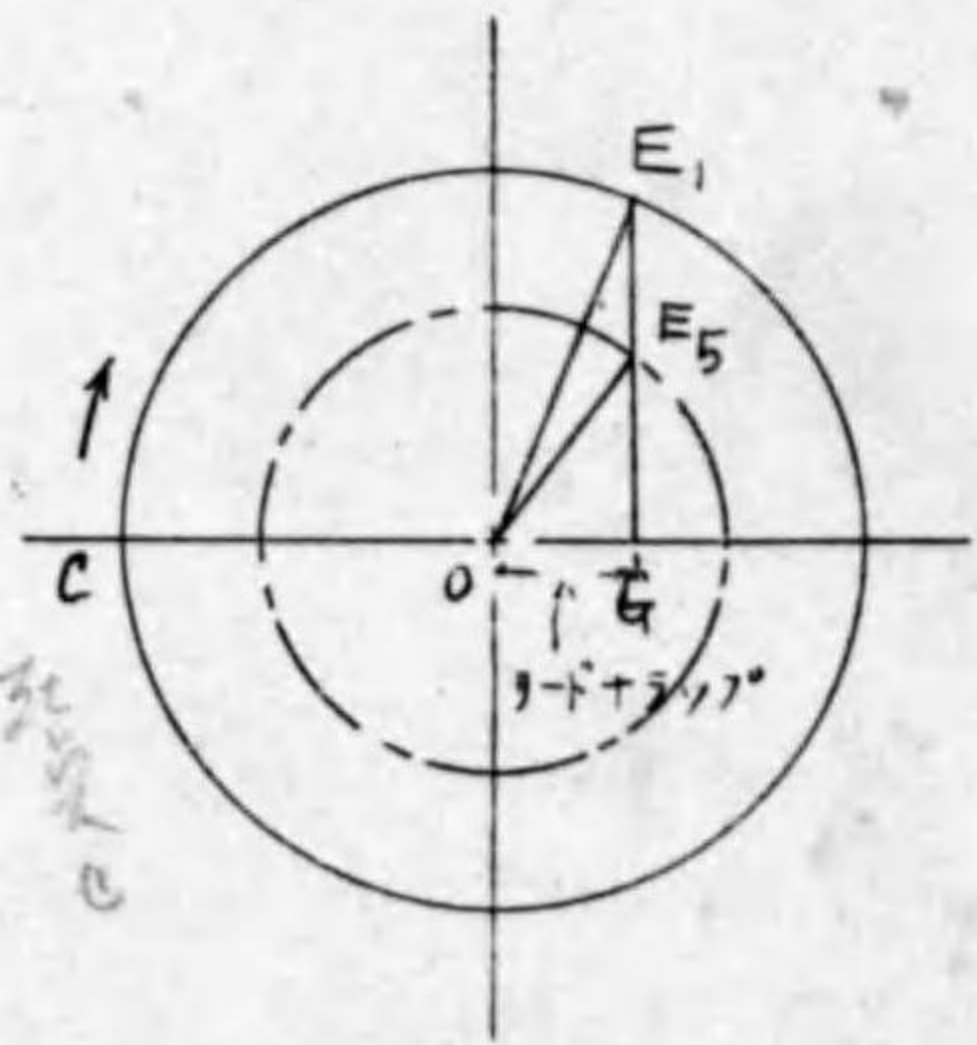
而してRはクランクがPなるときの偏心輪の位置であるからクランクがPなるときに弁が弁座中心より動いてゐる距離はOEを直径とする圓に依つてOP線分が切取られる長さOKに等しいことが判る。同様なる證明によつて吐出圓についてもツオイナ一弁線圖の原理を説明することが出来る。

ワルシャート弁装置の如くリードが一定なる弁装置に於ては、縮切を變へる場合弁の先進運動は一定であつて唯

第220圖



第221圖



基本運動が變ることとなる。

即ちリードが一定であるから第221圖に於てクランクが死點Cにあるとき偏心輪は逆轉機を引き上げるにつれてシリンダ中心線に對しOより右方へラップとリードとの和の距離にて垂直なるE1G直線上を移動することとなる。

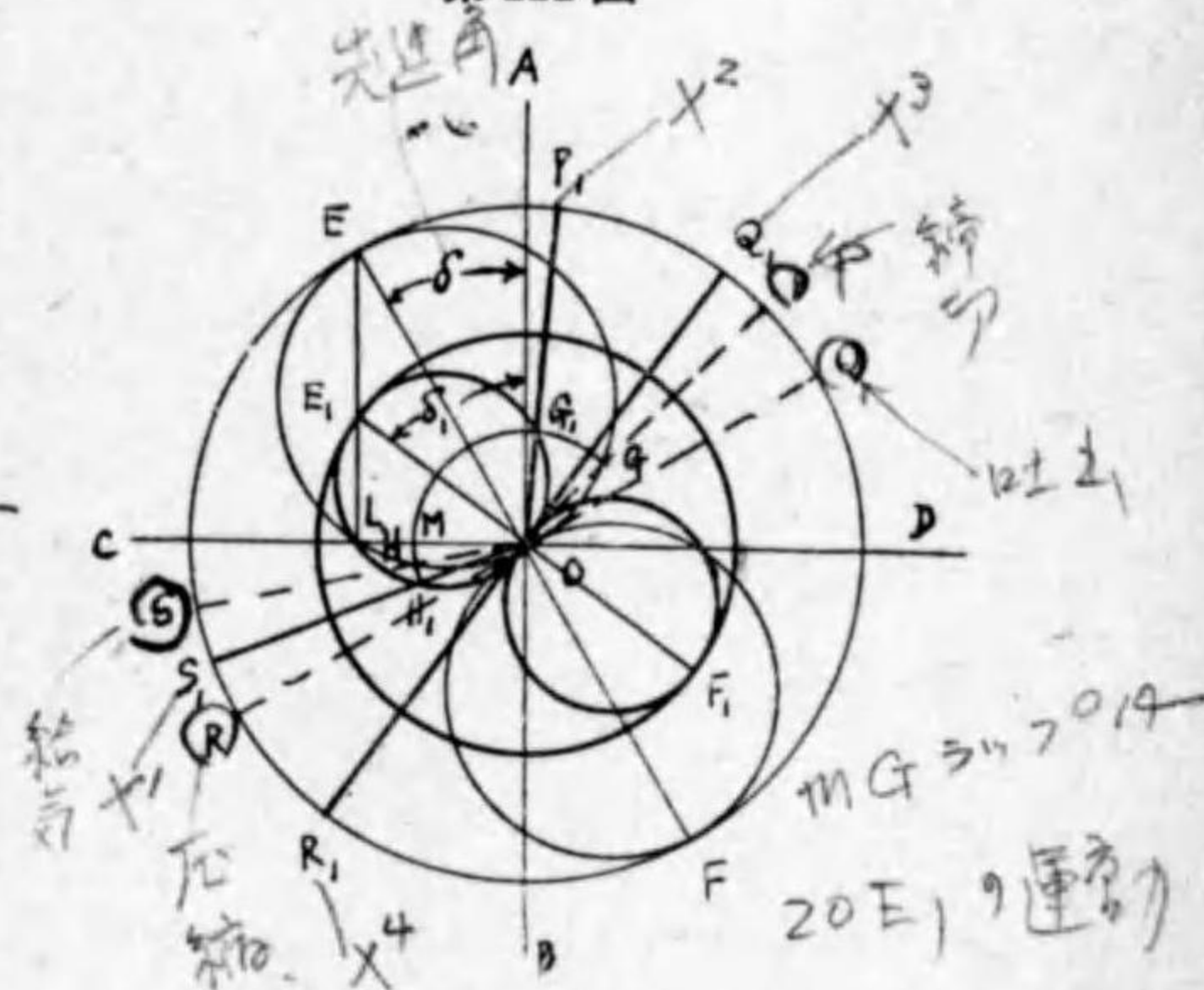
従つて任意縮切の場合の偏心輪中心の位置をE5とすれば弁はOE5なる假想の偏心輪によつて作用されること同一結果となる。

第222圖に於てSPQ及びRは夫々前に述べた如くフルギヤーの場合の給氣縮切、吐出及び圧縮の各クランク位置を示す。今任意縮切の際の偏心輪の位置をE1とすれば、この場合弁はOE1なる假想の偏心輪によつて動かされることとなるから、弁行程は2OE1となつて縮小し又先進角はδよりδ1に大きくなつたこととなる。而してこの場合もラップの長さは常に等しい筈であるから蒸氣圓及び吐出圓は圖の如くOE1及びOF1を直径とする圓にしてラップ圓はフルギヤーの場合と全然同一である。従つて給氣、縮切、吐出及び圧縮の諸點は夫々S1、P1、Q1及びR1となり前の場合よりも早くなるが判る。

次に逆轉機を中心即ちミッドギヤーの場合に於ける弁線圖は第223圖に示す如くなる。

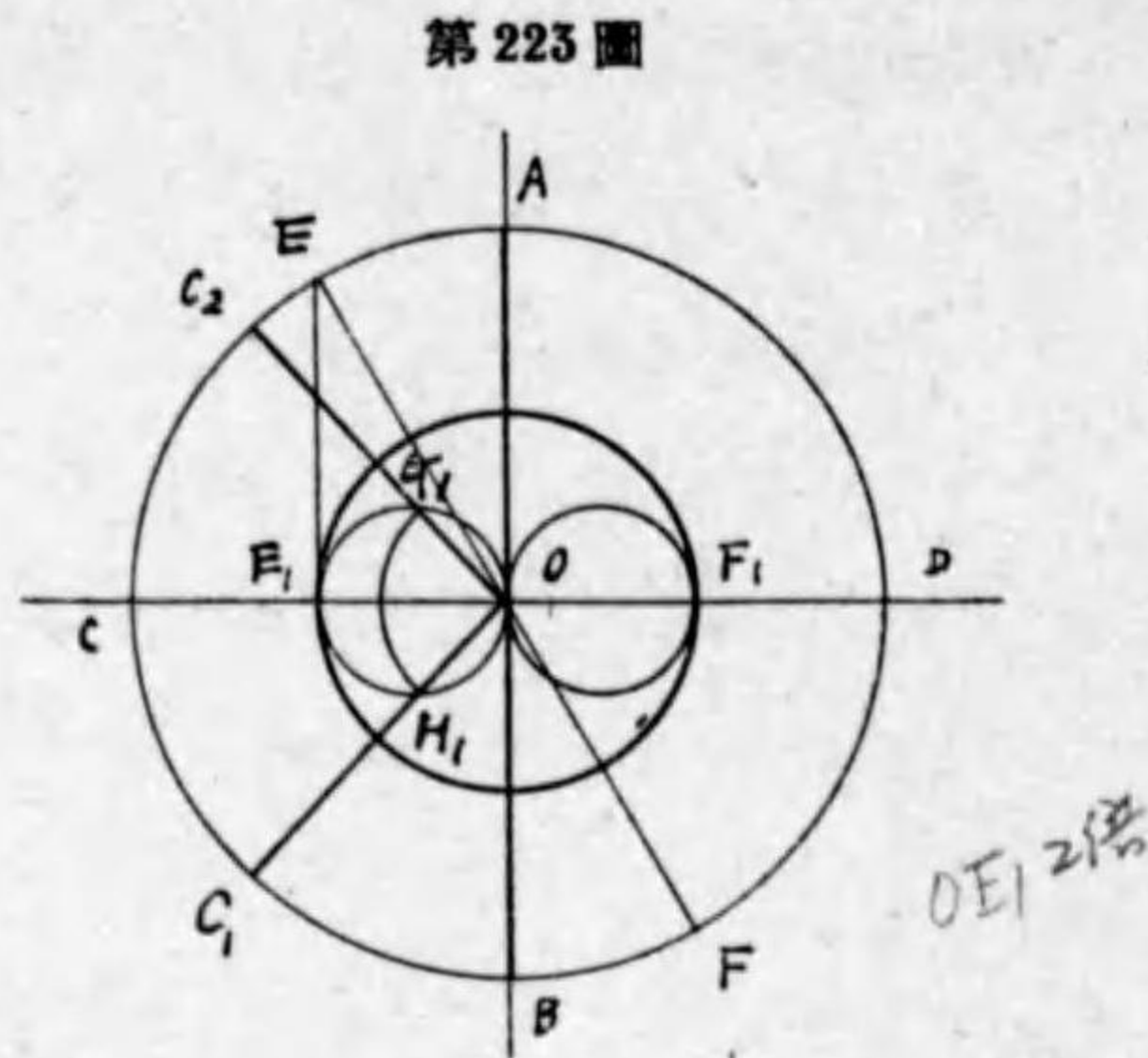
即ちこの場合偏心輪中心は前圖EL直線上を更に下りLと偏心輪中心E1とは一致する。換言すれば弁は假想の偏心輪E1によつて驅動されることとなるから、この場合の最大弁行程はOE1の2倍即ちラップとリードの和の2倍とな

第222圖





り、基本運動は全然弁に傳はらないことを知る。従つて蒸氣圓及び吐出圓は夫々  $OE_1$  及び  $OF_1$  を直径とする圓となる。又前に述べた如くラップ圓と蒸氣圓との交點  $H_1$  及び  $G_1$  と  $O$  を結んでクランク圓との交點  $C_1$  及び  $C_2$  を求むれば、之が夫々この場合の給氣點及び縮切點となる。



第 223 圖

次に、蒸氣圓又は吐出圓に對して  $O$  點で接線を引くと、この場合は  $AB$  と重なる。従つて  $A$  が吐出、 $B$  が壓縮點となる。圖によつて明らかなる如く前圖に於ける任意縮切の場合よりも給氣、縮切吐出及び壓縮の諸點は早くなつてゐることが判る。而してこの場合蒸氣口の最大開きはリードだけである。

又先進角について考ふるに、ミッドギヤの際には先進角  $90$  度となる。従つてミッドギヤに於ける偏心輪の位置は、外側給氣式の場合はクランクに對し進行方向に、基本運動用偏心輪の取付角 ( $90$  度) + 先進角 ( $90$  度) 即ち  $180$  度進んだ位置にして、内側給氣の場合は兩角の差だけクランクより進行方向に遅れた位置となる。

換言すれば第 223 圖に於て、矢の方向に回轉する場合偏心輪はクランクに對し外側給氣の場合は車軸中心に關して正反對側  $F_1$ 、内側給氣の場合は車軸中心に關し同じ側  $E_1$  に取付けられるべきことを知る。

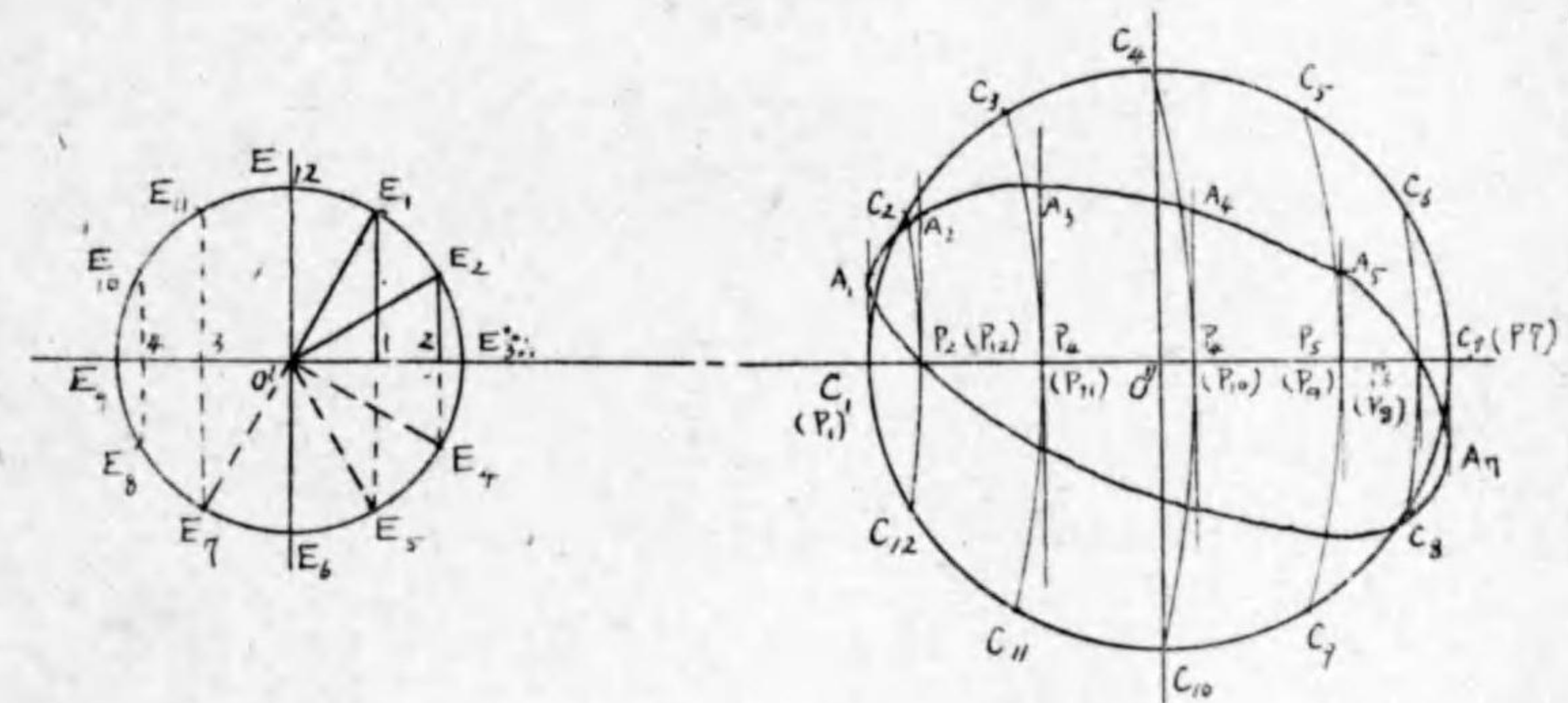
而して兩偏心輪の弁に與へる影響はクランクの回轉方向には無關係であるから、この場合前後進用の偏心輪は一致する。即ち機關車は今迄運轉してゐた方向に對し運轉を繼續することは出来るがミッドギヤで始動するとすれば何れ

の方向へ運動するかは決定しないこととなる。

### (2) 橢圓弁線圖

橢圓弁線圖は設計の際に於けるが如く弁とピストンとの關係を正確に表はす必要ある場合に用ひられるもので、その書法はツオイナー弁線圖より稍々面倒である。即ちピストン行程を横軸にとり、この上に主連棒傾斜を考慮して求めた各ピストン位置に對應せる弁の移動量を縦軸として表はした線圖である。この場合弁が弁座中心から何れか一方へ動いた距離を上にとるものとすれば、反對方向へ移動したものは下方へ取る様にする。第 224 圖に於てシリンダ中心線

第 224 圖

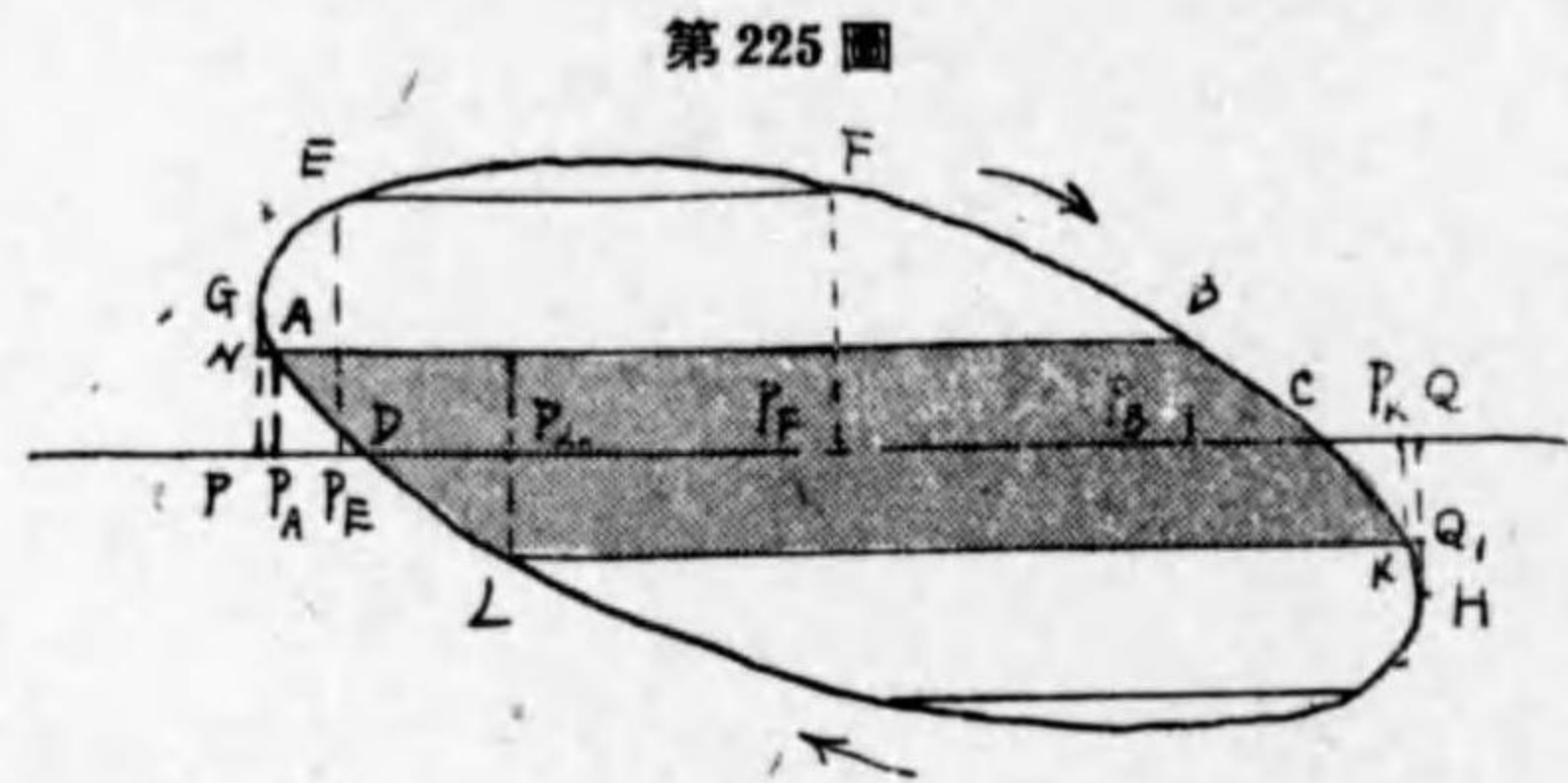


上に偏心圓  $E_1 E_2 \dots E_{12}$  及びクランク圓  $C_1 C_2 \dots C_{12}$  を書きクランクが死點  $C_1$  なるとき偏心輪は  $E_1$  にあるものとする。次に  $C_1$  及び  $E_1$  よりこの兩圓を同數に等分すれば、クランクが  $C_1 C_2 C_3 \dots C_{12}$  なる場合偏心輪は夫々  $E_1 E_2 E_3 \dots E_{12}$  なることは容易に了解出来る。又クランクが  $C_1 C_2 \dots C_{12}$  なるときのピストンの位置を前に述べた如くして求め之を夫々  $P_1 P_2 \dots P_{12}$  とし、且つ  $E_1 E_2 \dots E_{12}$  よりシリンダ中心線  $O' O''$  へ垂線  $E_1 1 E_2 2 \dots$  を下す。然るときは、クランクが  $C_1$  なるときの弁の移動量は  $O' 1$  にして順次クランクが  $C_2$



$C_3 \dots C_{12}$  なるときの弁の移動量は夫々、 $O'2, O'E_3 \dots$  及び零（即ちこの場合弁は弁座中心へ戻つてゐる）である。

従つて今  $P_1 P_2 \dots P_{12}$  に於て夫々立てた垂線上に順次  $P_1 A_1 = O'1, P_2 A_2 = O'2, P_3 A_3 = O'E_3 \dots$  なる様  $A_1 A_2 \dots A_{12}$  を求め、これ等の諸点を滑らかな曲線で結べば各ピストンの位置に対する弁の動きを表はす線圖を求めることが出来るのであつて、之が楕圓形となるところからこの線圖を楕圓弁線圖と謂ふ。この場合兩圓の分割を數多くすればする程正確な線圖が得られることは明らかである。



次に第 225 圖に示す如くシリンダ中心線即ち横軸よりラップの距離に平行線を引き更にラップと蒸氣口の中の和の距離に平行線を引く。

然るときクランクが左死點なるとき弁は弁座中心より PG だけ移動してゐるから GN はリードとなる。

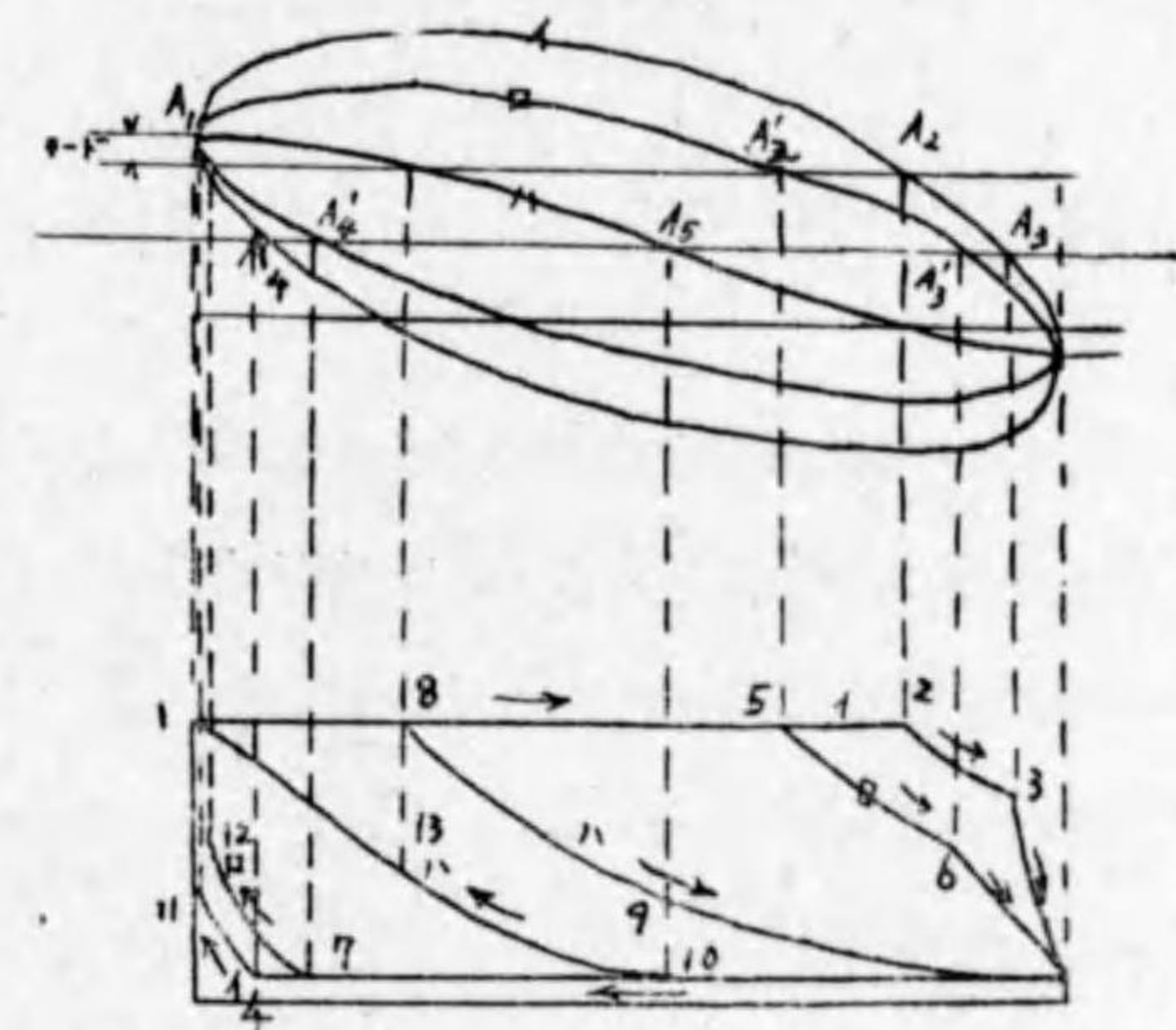
又ピストンが  $P_A$  なるとき弁はラップだけ移動してゐるからこの點が給氣點である。次に更にクランクが回轉しピストンが  $P_B$  なるとき弁は蒸氣口を締めることとなるからこれが縮切點となる。又ピストンが C 又は D なるときは弁は弁座中央に戻り特にこれより蒸氣口を排氣へ通ずるか又は吐出を止めんとする位置となるから C が吐出點、D が壓縮點となる。而してピストンが  $P_E$  より  $P_F$  に至る間が蒸氣口満開の期間である。

以上はピストン片側蒸氣口について述べたのであるが、反對側蒸氣口につい

て考ふると今述べた考の下に、この場合、 $P_K$  が給氣、 $P_L$  が縮切、D が吐出、C が壓縮點なることが判る。即ちこの線圖は片側ピストンの前後蒸氣に對する弁の移動を表すものである。

次に逆轉機を引き上げた場合について考へると、弁行程は漸次縮小するから線圖は第 226 圖に示す(ロ)の如くなる。

第 226 圖 楕圓弁線圖と指圧線圖



圖に於て(イ)はフルギヤ、(ロ)は任意縮切(ハ)はミッドギヤの場合に於けるものでミッドギヤのときは楕圓の上下曲線は一致して遂に一本の曲線となる。

而して圖に依つて明らかなる如く、縮切を變へるにつれて漸次給氣、縮切、吐出及び壓縮點は早く起ることとなる。次に弁線圖と指圧線圖との關係を示すと同圖に示す如くでミッドギヤの場合について考ふるに、13にて給氣し始めこれより漸次圧力は高くなり 1 即ちピストンが行程の極端に來たとき最大圧力となり、8で縮切りこれより蒸氣の膨脹力によりピストンは押し進められ、漸



次圧力は降下する。

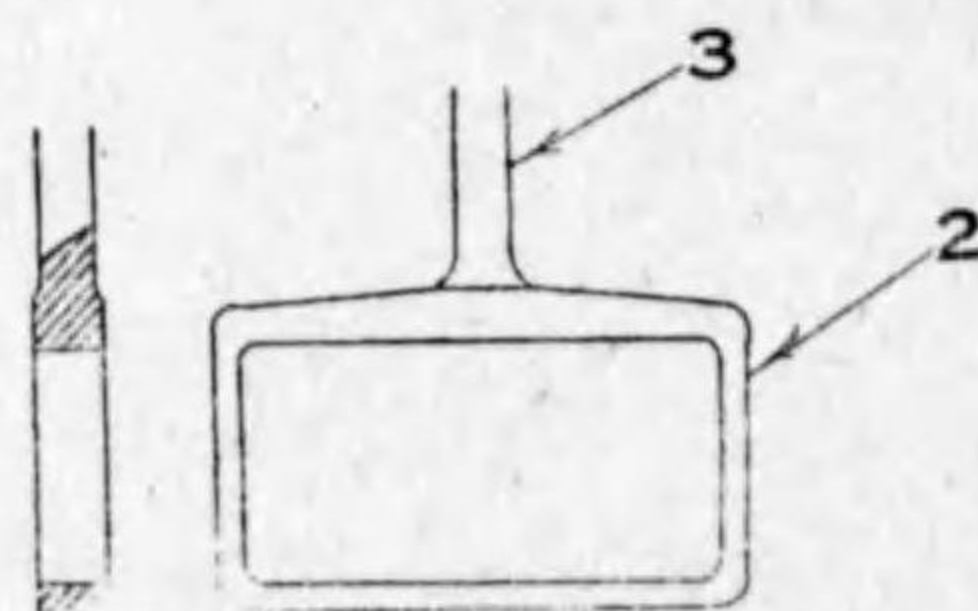
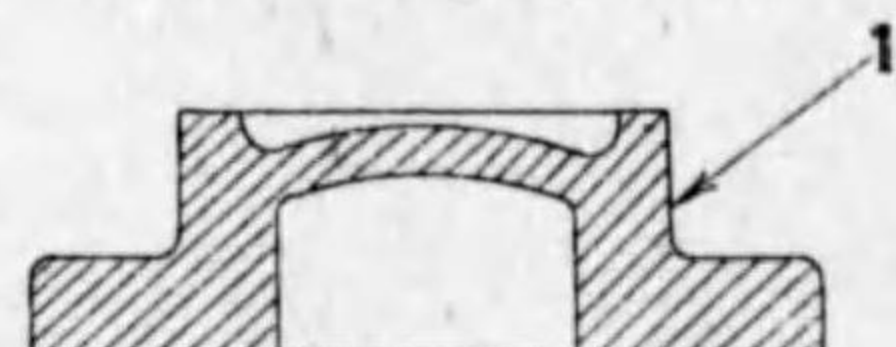
而して9に於て蒸氣口は排氣と通ずるから圧力は急激に降下し、次に10で壓縮し始めるから漸次圧力は高くなるのである。即ち

- 13 — 1 — 8.....給氣期間
- 8 — 9.....膨脹期間
- 9 — 10.....吐出期間
- 10 — 13.....壓縮期間

### 第三節 滑 弁

滑弁には種々あるが我が國で使用されてゐるものはD形及び釣合滑弁であつて第227圖は前者を、又第228圖は後者を示す。弁は弁棒と一體なる弁枠に嵌められ弁座の上を前後に摺動して蒸氣口の開閉を行ふのであつて、之は構造は簡單であるが給氣中その背面に常に蒸氣圧力が作用してゐるから弁を動かすに大なる力を要し、又滑面の摩擦も大なるため弁及び弁座その他弁装置各部の摩擦及び損傷が大である。依つて摩擦及び損傷を少なくするため弁は軟鑄鐵で作られる。弁棒は丈夫にするため鋼製である。

第227圖 滑弁及び弁棒

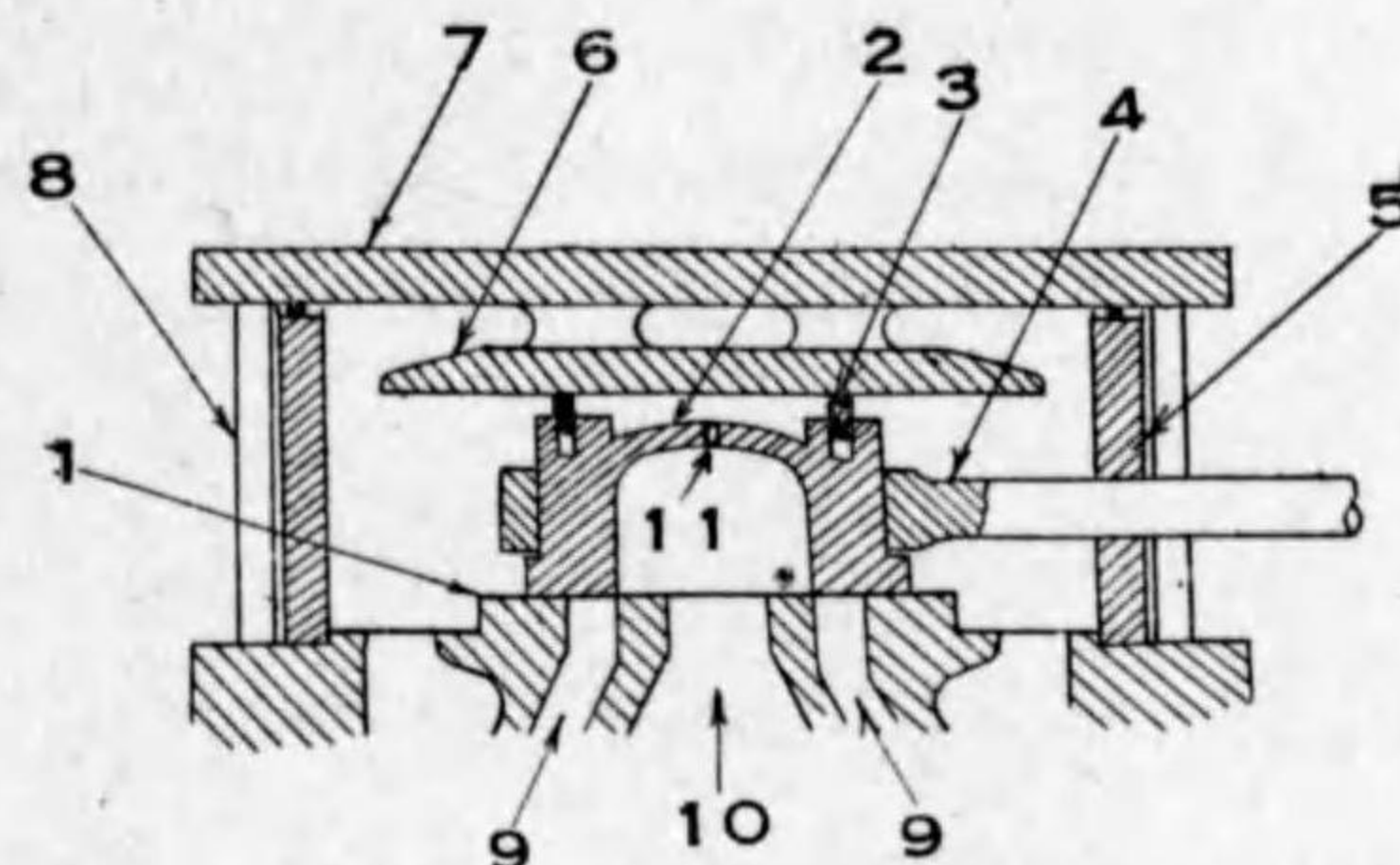


1 滑弁 2 弁棒 3 弁棒

D形滑弁背面圧力を除くため第228圖に示す如き釣合滑弁が考案せられた。即ち弁背面に溝を穿ち、その中にバネ及び挟金を装置して、バネによつて挟金

を常に蒸氣室蓋内面に設けられた釣合板に押し付け蒸氣圧力が弁背面に作用しない様にしてゐる。

第228圖 釣合滑弁



- 1 弁 座
- 2 滑 弁
- 3 挟 金
- 4 弁 棒
- 5 胴
- 6 釣 合 板
- 7 弁 室 蓋
- 8 蓋 取 付 ボ ル ト
- 9 蒸 氣 口
- 10 排 氣 口
- 11 逃 シ 穴

又挟ミ金と釣合板との氣密不良のため蒸氣が弁背面に洩れた時は、そこに設けある小穴から蒸氣を吐出口に逃がす様にしてゐる。この弁では前者に比し蒸氣によつて弁が弁座に押し付けられる力は約1/2位となる。

滑弁は今述べた如く摩擦面積が大であるから摩擦及び發熱が多く且つ弁と弁座の摺り合せはむつかしく、従つて氣密保持が困難であり、又弁は外側給氣であつて弁心棒パツキンより漏洩する蒸氣は生蒸氣なる故不經濟であるから現在舊式飽和蒸氣機關車に使用されてゐるのみである。

### 第四節 ピ ス ト ン 弁

一般に弁はその行程が短かく而かも蒸氣通路面積の大なることが望ましい。ピストン弁は滑弁に比しその大きさが比較的小なるに拘らず、弁室全周から蒸氣を供給するから蒸氣通路面積が大であり、従つて弁行程を小さくすることが出来る。又その構造上完全なる釣合弁であるからこれを動かすに大なる力を要しない。(釣合滑弁でも完全なる釣合ではない。)次に内側給氣式となし得るから

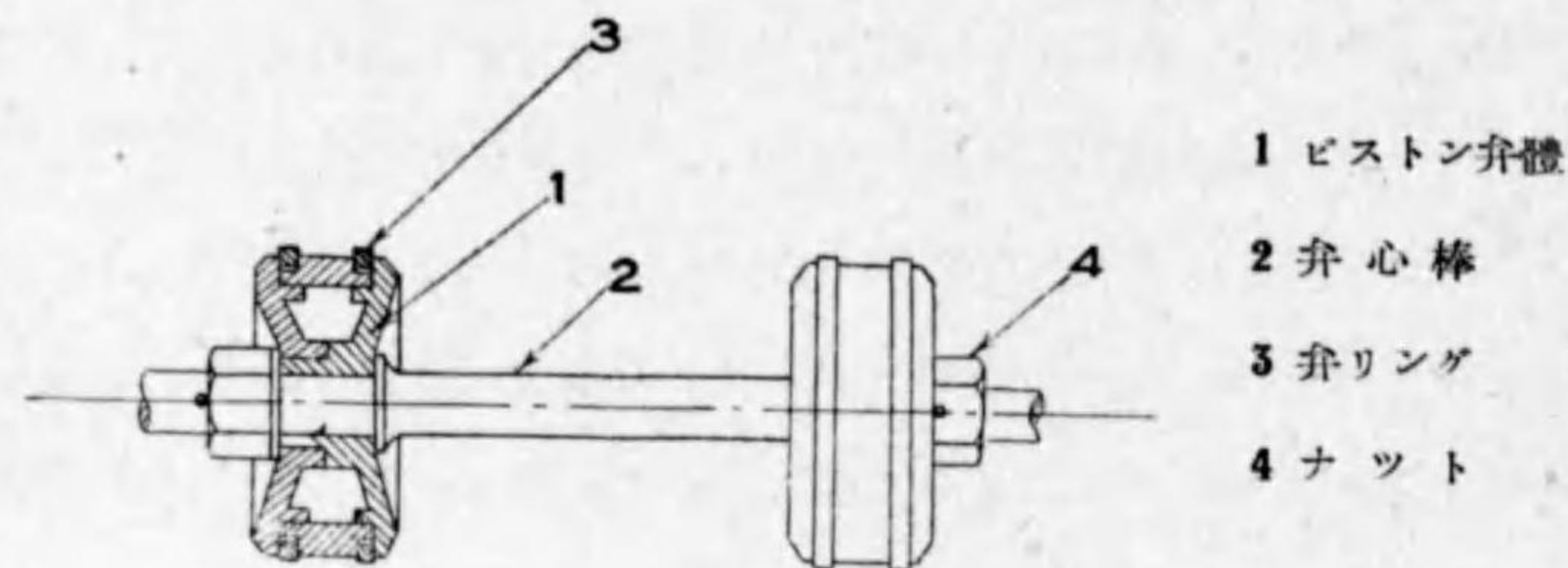


ワイヤードローイングが小であり、且つ弁心棒パッキンよりの漏氣は排氣であるから直接の蒸氣損失とはならない等、滑弁に比し遙かに勝れてゐる。ピストン弁は前後二箇のピストン弁體を一本の弁心棒で繋ぐもので、その構造及び作用上單式及び複式給氣ピストン弁の二種がある。

何れも弁體外周に數條のリングを嵌めその張力に依り氣密を保たしめてゐる。第229圖は單式給氣ピストン弁で前後共夫々内外及び中ピストン弁體の組合せ式になつてゐる。

單式ピストン弁は構造簡單で保守も容易であり、又次に述べる複式ピストン弁に比しリングの漏洩も少いから最近基本形として最も廣く採用されてゐる。

第229圖 ピストン弁 (單式)



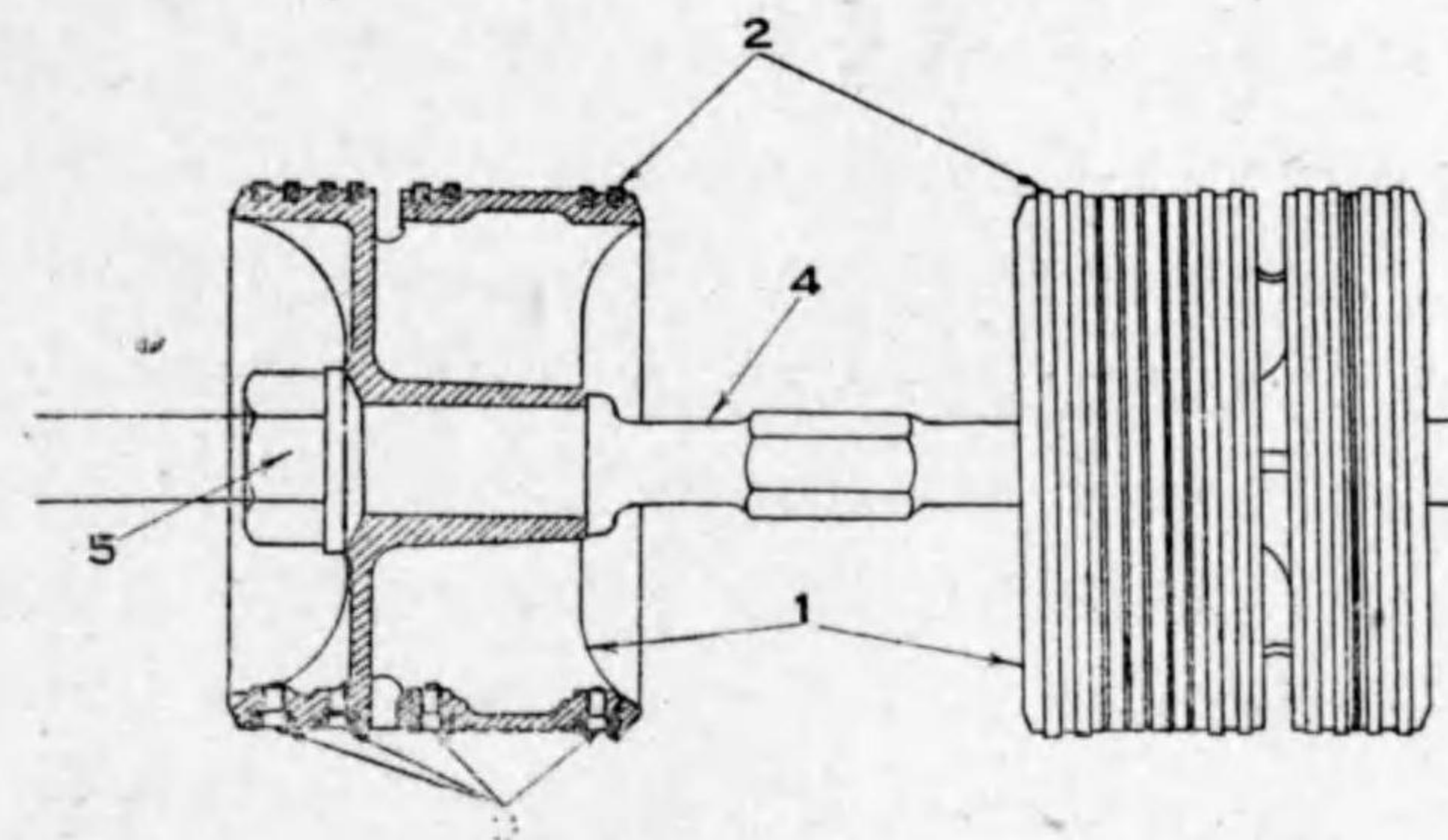
- 1 ピストン弁體
- 2 弁心棒
- 3 弁リング
- 4 ナット

而して最近のピストン弁の如く弁體外徑と蒸氣室ブツシュとの間に隙間があり、従つて弁による蒸氣口の開閉即ち蒸氣の給排がリングに依つてなされるものをリング締切と謂ひ、次に述べる複式ピストン弁等の如く弁體外周と蒸氣室ブツシュとの間に餘り隙間がなく、従つて蒸氣の給排作用がピストン弁體縁でなされるものを體締切と謂ふ。體締切のピストン弁に於ても弁體及び蒸氣室ブツシュが摩耗すれば弁體縁による蒸氣の給排は不確實となるからリングに依らねばならぬ。最近は専ら前者を採用してゐる。

第230圖は複式ピストン弁で前後弁體共その全外周に外縁より約 $\frac{1}{4}$ 位隔つた

所にも給氣口を設け、蒸氣を弁體内側縁よりとこの給氣口外側縁よりと兩方から供給し、シリンダ内初圧を高くすると共にワイヤードローイングを防止することが出来る等の利はあるが、蒸氣漏洩が多くリングの固着及び折損が多く保守にも困難なるため現在では漸次複式を單式に改造しつゝある。

第230圖 ピストン弁 (複式)



- 1 ピストン弁體 2 リング 3 リング止 4 弁心棒 5 ナット

次に滑弁は専らその外側より蒸氣を供給し内側よりシリンダ内蒸氣を吐出するが、ピストン弁は主としてその内側より蒸氣を供給し外側より吐出するもので前者を外側給氣式、後者を内側給氣式と稱する。

内側給氣式の優れてゐる點をあげると

- イ、生蒸氣は弁内部にあるから外側は排氣に包まれてゐて冷却しない
- ロ、弁體外側が排氣であるから弁心棒及び尻棒パッキンの構造が簡單で保守が容易である
- ハ、弁心棒及び尻棒パッキンから蒸氣が漏れてもこれは排氣であるから直接には損失とならない

等であるが、シリンダ隙間容積が大きくなる缺點がある。

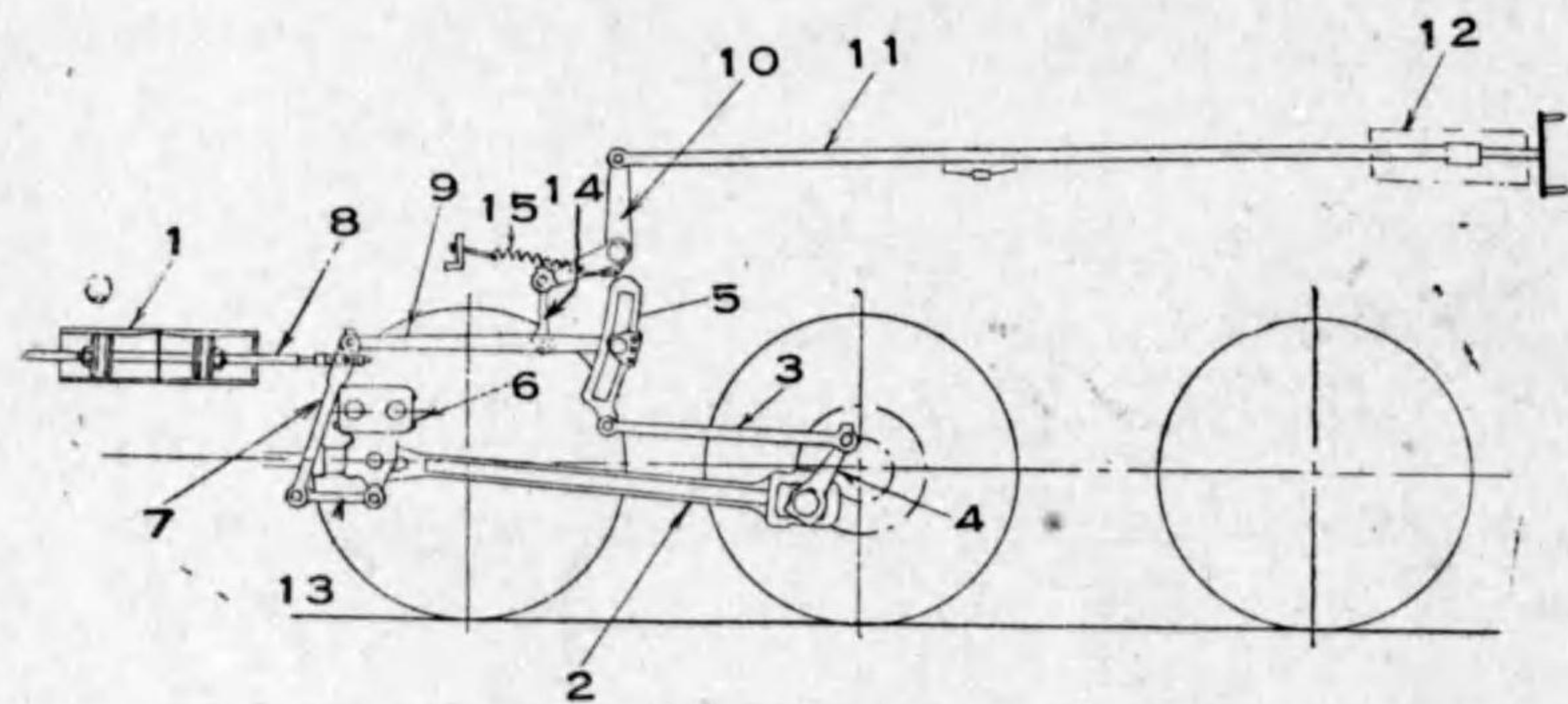


### 第五節 各種弁装置

#### (1) ワルシャート式弁装置

ワルシャート式弁装置は装置全体が台枠外部にあるため検査修繕及び給油に便であり、その重さも軽く、各摩擦部分は何れもピン接手であるから發熱の虞少く、大形機関車にも取付け易く且つ弁調整が比較的容易であり、逆轉機の位置如何に拘らずリード一定である等の特色を持つから最近専らこの装置を採用してゐる。この弁装置では標準弁運動を主動輪クランクピンに取付けた返クランクより、又先進運動をクロスヘッドより取つてゐる。即ち第231圖に示す如く返クランク中心をクランクピン中心と略90度隔つて取付け、之より偏心棒を経て加減リンクを前後に搖動し、加減リンク溝内を滑動する滑子から心向棒及び合併テコを経て、又一方クロスヘッドよりはクロスヘッド腕、結ピリンク及び合併テコを経て、この兩方からの合成運動が弁に傳はる様にしてゐる。

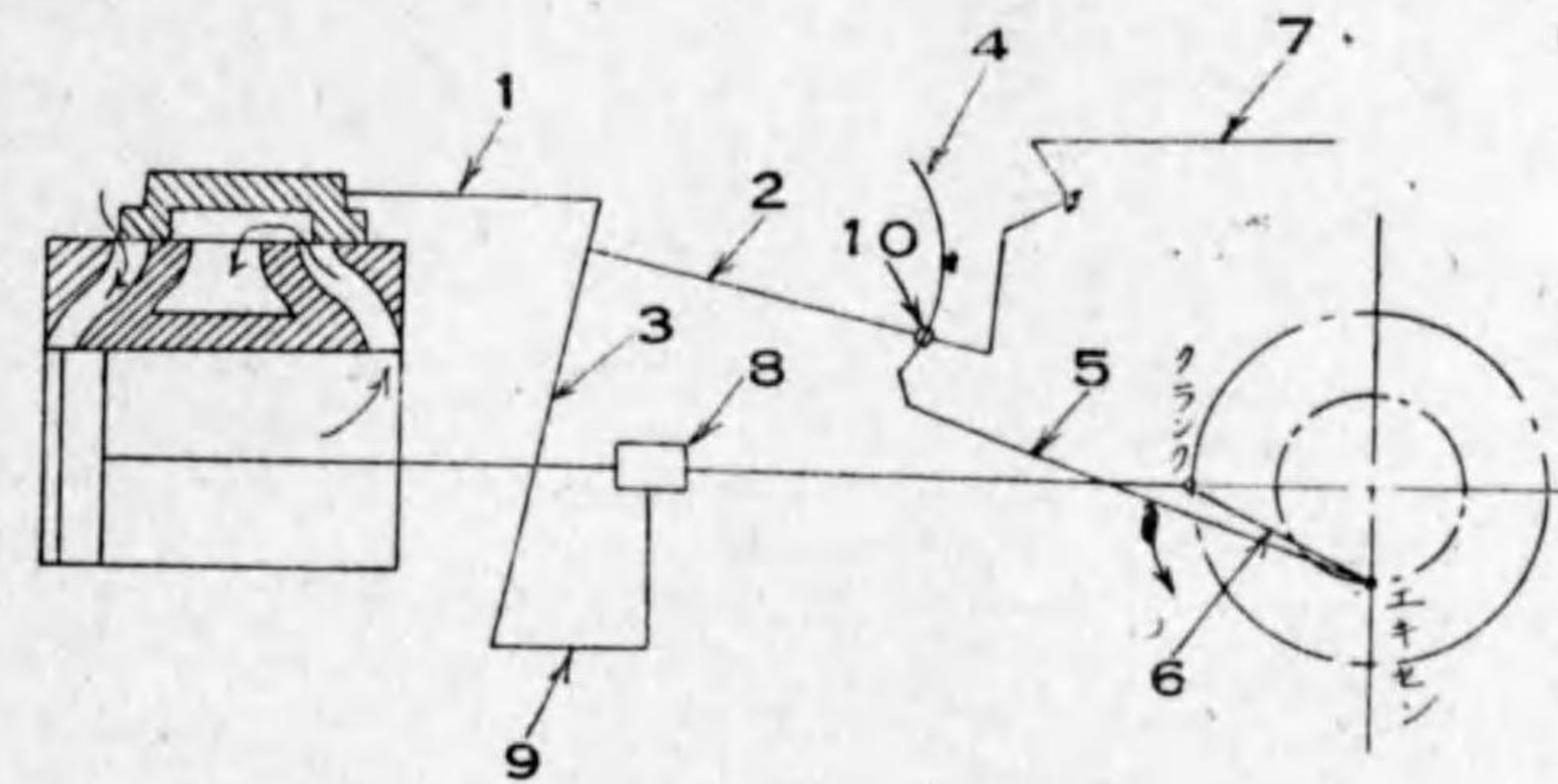
第231圖 ワルシャート式弁装置



- |         |          |          |          |
|---------|----------|----------|----------|
| 1 蒸氣室   | 5 加減リンク  | 9 心向棒    | 13 結ピリンク |
| 2 主連棒   | 6 クロスヘッド | 10 逆轉軸腕  | 14 釣リンク  |
| 3 偏心棒   | 7 合併テコ   | 11 逆轉棒   | 15 釣合せバネ |
| 4 返クランク | 8 弁心棒    | 12 逆轉ネチ受 |          |

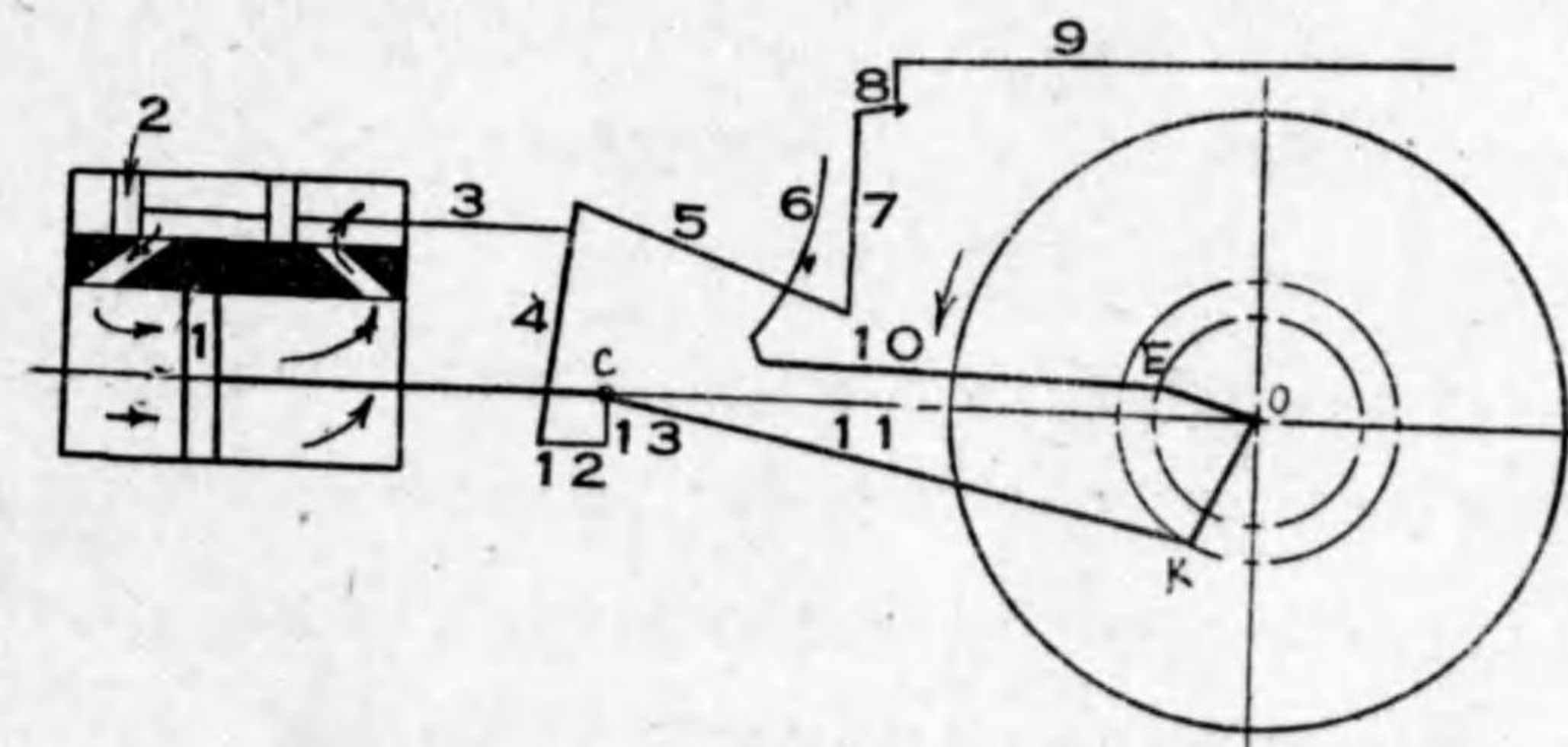
加減リンクはその中央にて加減リンク受に支へられてゐるからその前後に搖動する距離は、加減リンク耳軸中心より滑子中心及び偏心棒取付ピン中心間距離に比例して減少するから滑子の位置を變へて締切を替へることが出来る。而

第232圖 外側給氣式



- |       |         |         |          |         |
|-------|---------|---------|----------|---------|
| 1 弁心棒 | 3 合併テコ  | 5 偏心棒   | 7 逆轉棒    | 9 結ピリンク |
| 2 心向棒 | 4 加減リンク | 6 返クランク | 8 クロスヘッド | 10 滑子   |

第233圖 ワルシャート式弁装置 (内側給氣)



- |        |         |        |          |            |
|--------|---------|--------|----------|------------|
| 1 ピストン | 4 合併テコ  | 7 釣リンク | 10 偏心棒   | 13 クロスヘッド腕 |
| 2 弁    | 5 弁心向棒  | 8 逆轉軸腕 | 11 主連棒   |            |
| 3 弁心棒  | 6 加減リンク | 9 逆轉棒  | 12 結ピリンク |            |



して、加減リンク上半部の運動と下半部の運動とは方向正反対にして、ステフェンソン式弁装置に於ける前後進用偏心輪の與へる運動と同一結果をもたらす。従つて一箇の返クランクに依つて前後進を行ふことが出来る。一般には滑子が下半部にあつて前進する様にしてゐる。

次にクロスヘッドよりの運動を考ふるに、前に述べた如く内側給気式では先進運動はクランク中心と車軸中心線上でクランク寄にしなければならない。即ちクランクが死点にあるとき回轉方向に関係なく弁は弁座中心よりラップ+リードだけクランク寄りに動いてゐなければならない。従つて合併テコと心向棒の取付點は合併テコと心向棒との取付點より下方にすべきである。又外側給気の場合は全然その逆であり、従つて兩者の取付點は逆にしなければならない。何れの場合に於てもクロスヘッドの運動は合併テコにより  $(\text{リード} + \text{ラップ}) \times 2$  に縮小されて弁に傳はることとなる。

ワルシャート式弁装置に於ては先進運動はクロスヘッドからとり、又加減リンク溝は心向棒の長さを半径とする圓弧であつて、クランクが死点にあるとき直立するから逆轉機を動かしても弁は動かすリードは不變である。

第232圖は外側給気を、第233圖は内側給気を示す。

#### イ、ラップとリード

第234圖(上)は内側給気、(下)は外側給気の場合であつて、この場合心向棒及び結ビリンク共に動くのであるが、一般に二つの運動の合成が一物體に與へられるときは一方を考へるときは他方は固定されてあるものと考へ、別々に求めた運動の代數和を求めればそれが合成運動となる譯である。

従つて今心向棒を固定として考へると合併テコ下端はこれと心向棒との結合點を中心として前後に動くから弁は前後に移動する。而して、これは先進運動

であるからラップ+リードの2倍でよい譯である。即ち幾何學上より次の關係が得られる。

○内側給気の場合

$$\frac{AC}{DE} = \frac{AB}{BD} \quad \text{即ち} \quad \frac{2(\text{ラップ} + \text{リード})}{\text{ピストン行程}} = \frac{AB}{\text{合併テコの長さ}}$$

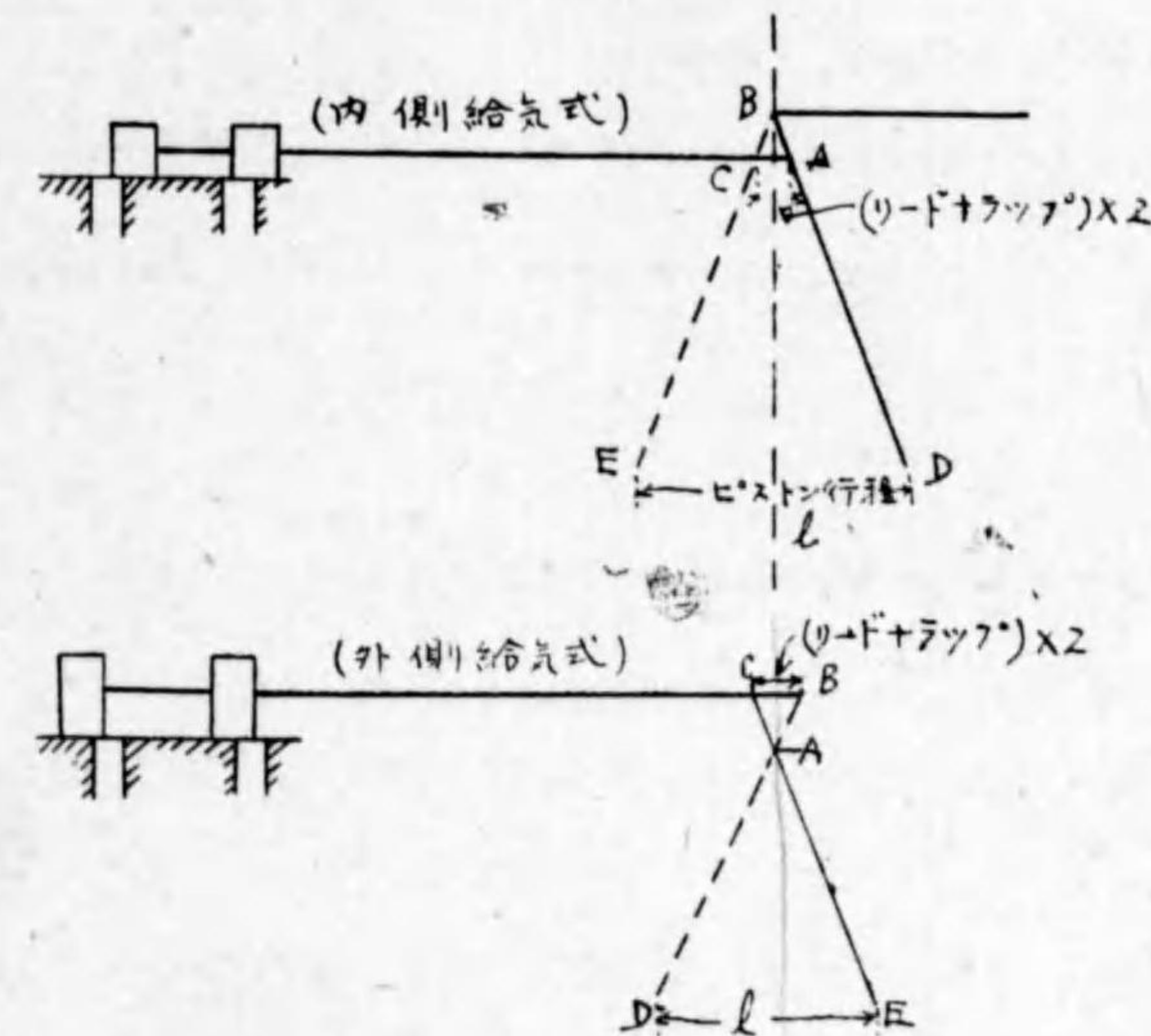
○外側給気の場合

$$\frac{BC}{DE} = \frac{AC}{AE} = \frac{AC}{CE - AC}$$

$$\text{即ち} \quad \frac{2(\text{ラップ} + \text{リード})}{\text{ピストン行程}} = \frac{AC}{\text{合併テコの長さ}(AE)}$$

従つてこの關係を満足する様結合點を決定すればよいこととなる。

第234圖



#### ロ、一箇の返クランクで逆轉の出来る理由

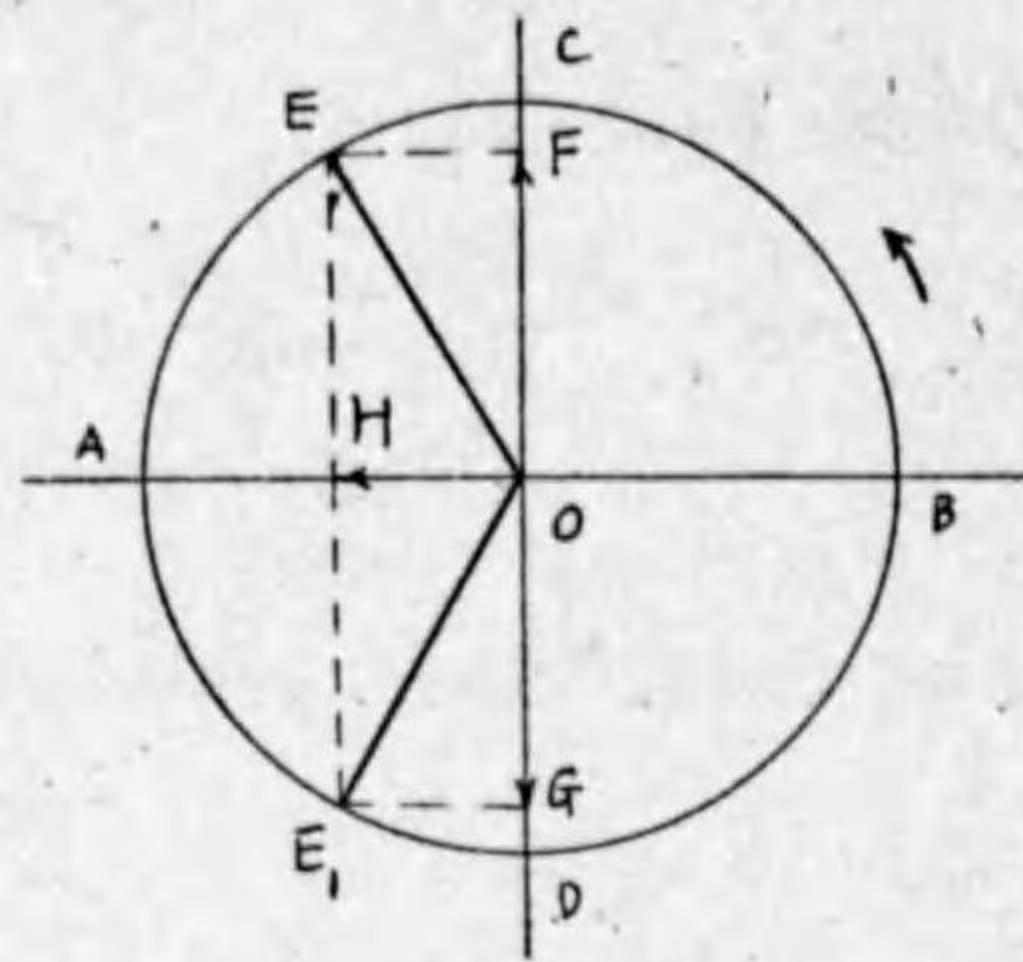
今迄しばしば述べた如く第235圖に於て標準弁運動用偏心輪及び先進運動用



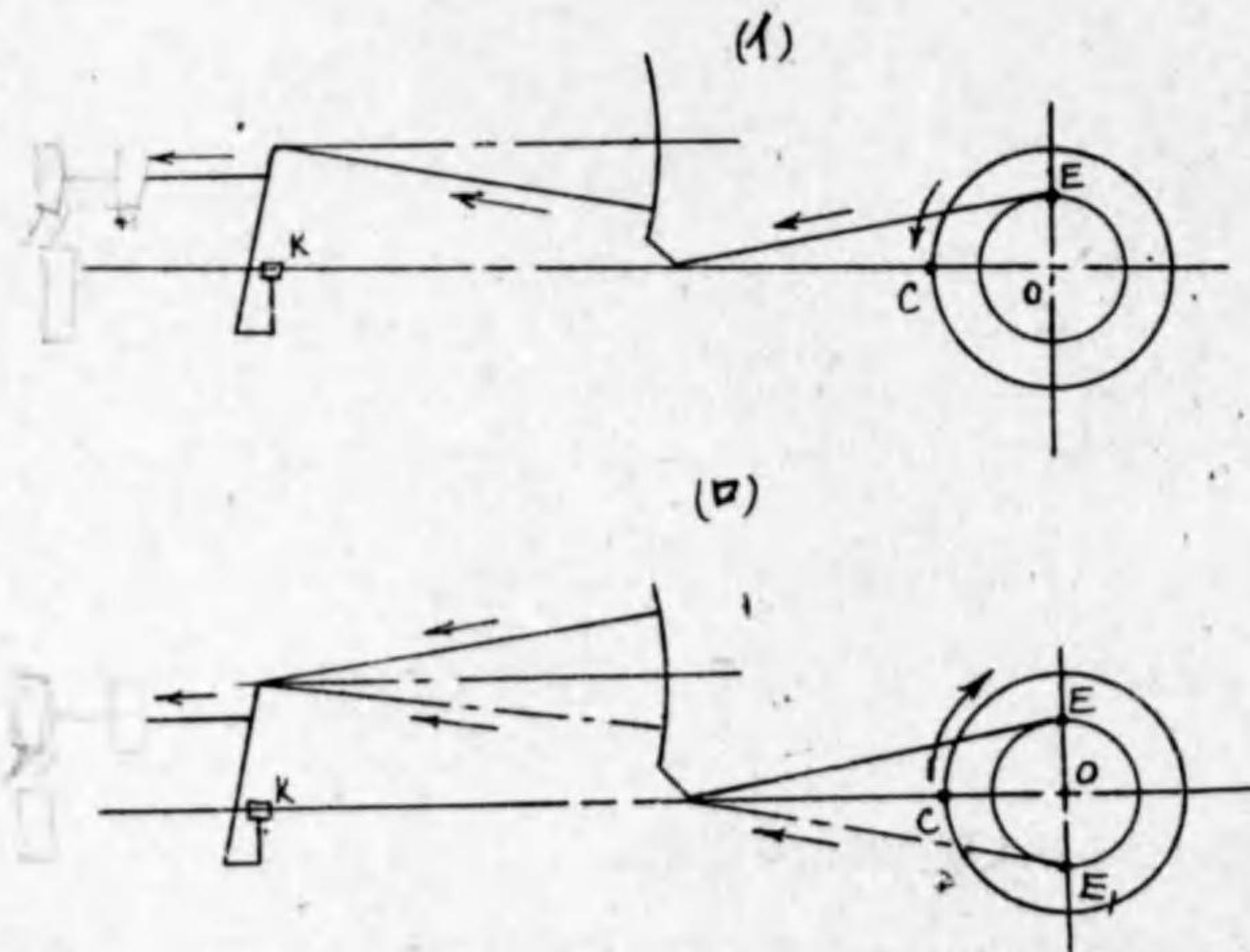
偏心輪はOF (又は OG) 及びOHにしてクランクが矢の方向に回轉する場合の偏心輪はOEとなり、逆回轉する場合はOE<sub>1</sub>である。従つて圖に明らかなる如く兩偏心輪の先進運動用偏心輪は何れも同じ大ききで同方向である。即ち回轉方向には無關係である。

而して標準弁運動用偏心輪のみが大きさ等しく方向相反してゐる。従つて進行方向はこの後者によつてのみ左右されることとなる。今内側給氣式につき述べると、第236圖(イ)に於てクランクが矢の方向に回轉する場合を考へると偏心輪はEであり偏心棒、心向棒の運動方向は矢に示す如くなる。而して(ロ)に示す如く回轉する場合を考へる

第235圖



第236圖



と、この場合加減リンク滑子を上半部に移したとすれば偏心輪Eの與へる運動の大きき及び方向は、今迄考へた偏心輪E<sub>1</sub>の與へる運動と全然同一である。

外側給氣式についても同様に一箇の返クランクに依つて逆轉をなすことが出来る譯である。

#### ハ、返クランクの取付位置

ワルシャート式弁装置に於ては返クランクに對し進行方向に進んだ位置、又は遅れた位置何れにも取付けることが出来る。

これは給氣方式及び加減リンク上下半部何れを前進に用ふるかに依つて決定するものであり、又その取付角度は加減リンクの取付位置に依つて90度に、又はそれ以下或は以上の角度に取付けねばならぬ。

前に述べた如く内側給氣式の場合は標準弁運動用偏心輪は進行方向にクランクに90度遅れて隨行し、外側給氣式に於ては逆に進行方向に90度進んだ位置に取付けられねばならぬが、これは偏心棒から直接弁心棒又は心向棒を仲介として弁を動かす場合のことである。

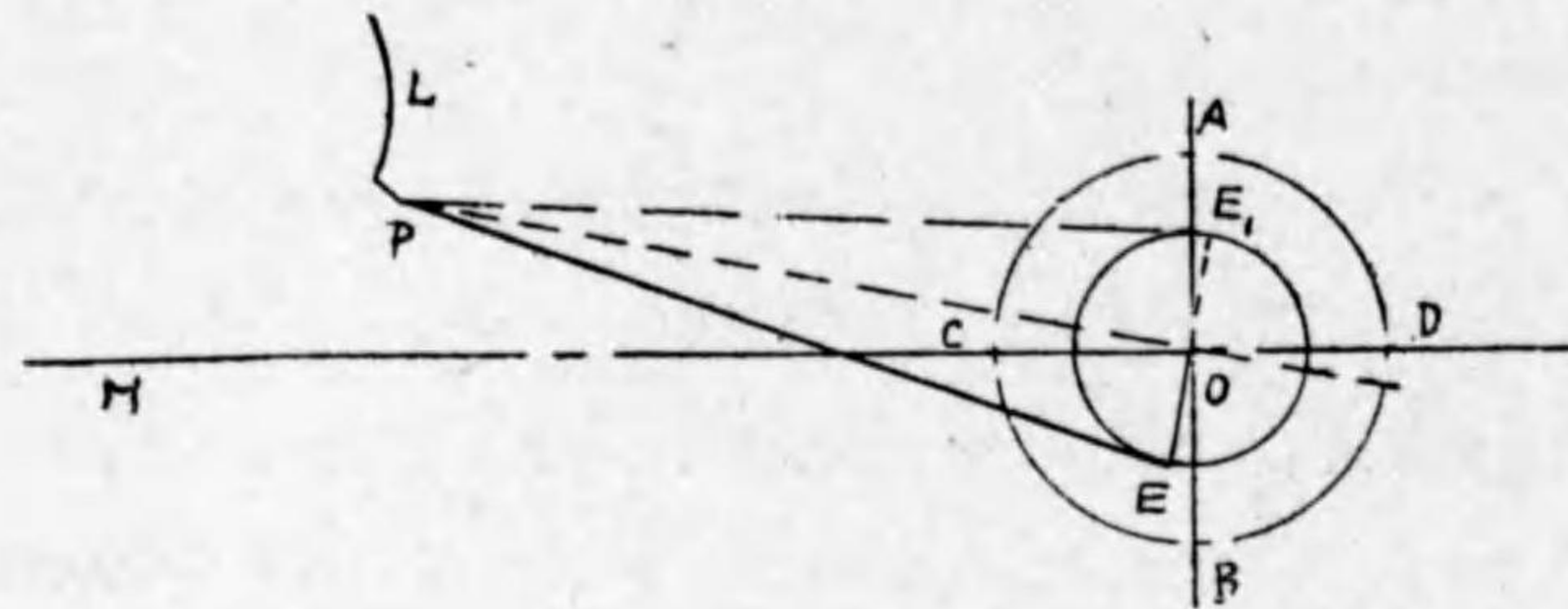
而してワルシャート式弁装置では加減リンクはその中央に於て支へられ、その上半部と下半部との運動は、リンク支點よりの距離が等しければ大きき等しく方向は正反對である。従つて内外何れの給氣方式に依るも加減リンク上半部又は下半部何れを前進とするかに依つてその位置は決定するのである。而して一般には加減リンク下半部を以て前進とするのが普通であるから、外側給氣式ではクランクに對し90度進め、内側給氣式では90度遅れた位置に取付けられる。

而して今述べたことはクランクが死點にある時加減リンクと偏心棒との取付ピン中心がシリンダ中心線上にある場合のことで、然らざるときは90度の位置に取付けることは出来ない。



今第237圖に於て實際の機関車に取付けられた加減リンクの如くシリンダ中心線上にない場合について考へると、若しこの場合偏心輪を車軸中心の眞上又は眞下に（即ち偏心輪中心をシリンダ中心線に直角に）取付けたものとすれば

第237圖



クランクが一方の死點なるとき加減リンクが直立する様にしても、クランクが他側の死點に來た折には加減リンクは直立しないこととなり弁運動は不正となる。従つてこの場合は加減リンク下端Pと車軸中心Oとを結ぶ直線に直角な位置におくべきであり、斯くすれば三角形PEE<sub>1</sub>は二等邊三角形となりPE=PE<sub>1</sub>なる故クランクが前後何れの死點にあるも加減リンクは直立し、逆轉テコを動かしても弁には何等作用せぬこととなる。

従つて最近の機関車はすべて返クランクは進行方向にクランクに對し90度より稍大きく（ $\angle CCE_1$ ）遅れて取付けられてゐる。

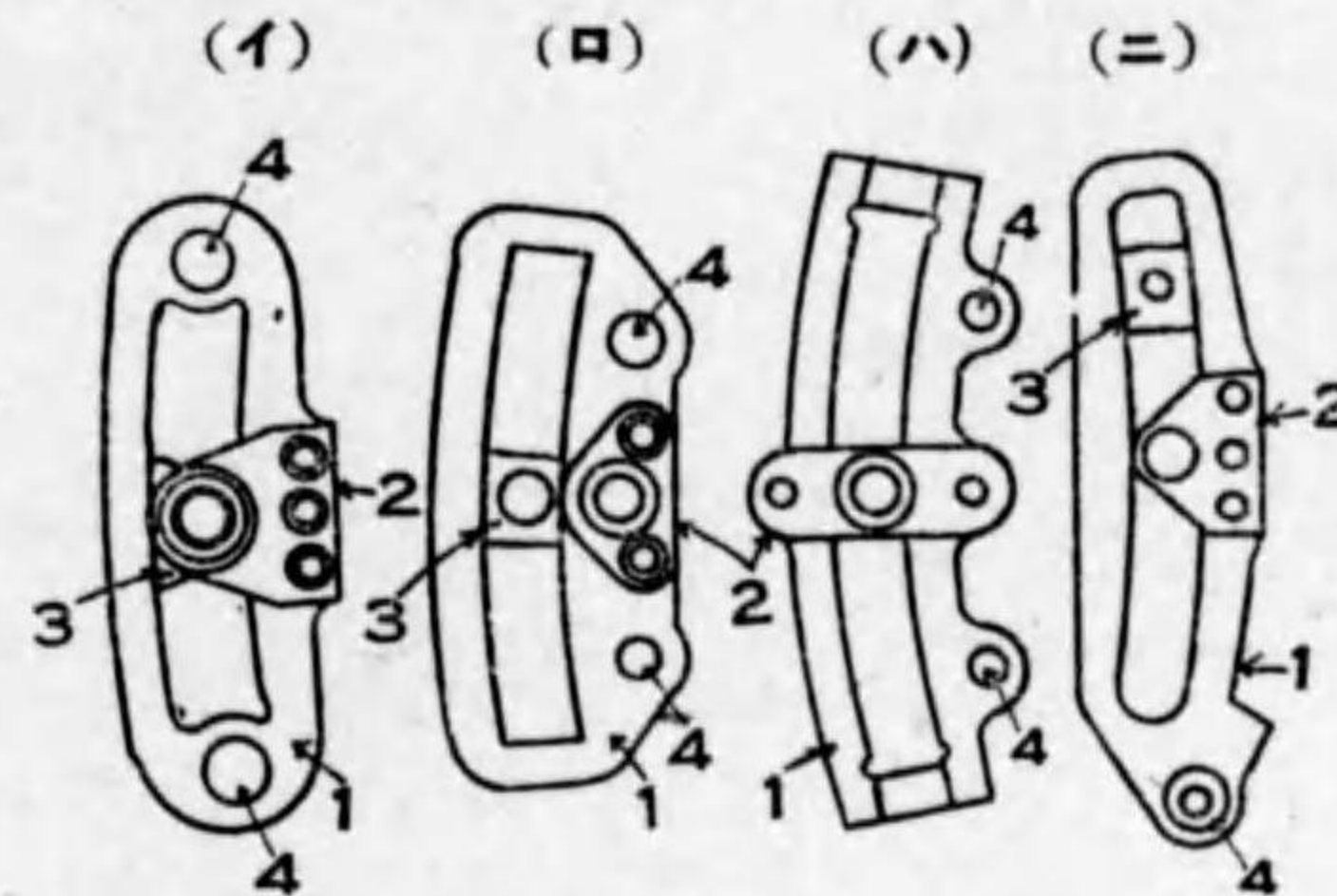
二、加減リンク

加減リンクはその構造上種々なるものがあるが普通圧延鋼で作られ、摩擦部（滑子、同摺動溝及び耳軸等）は摩擦を防止し弁運動を正確ならしむるため表面炭素焼入を施してゐる。

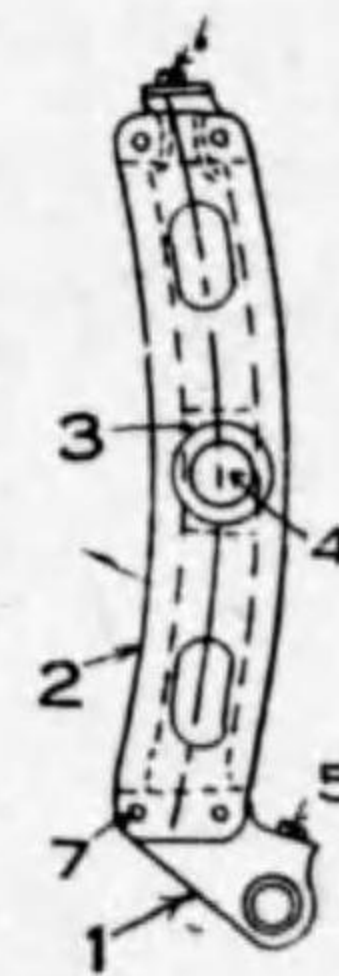
滑子は加減リンクの運動を弁心棒又は心向棒に傳へ弁を前後に動かす役目をするものであり、従つて弁心棒又は心向棒に取付けられ溝内を上下に滑動して

蒸氣の締切を變へるものである。滑子の摺動溝はフルシャート式弁装置の如く心向棒の長さ、又はステフェンソン式弁装置の如く偏心棒の長さを半径とする圓弧に作られてゐる。

第238圖 加減リンク



- 1 加減リンク
- 2 加減リンク支エ
- 3 滑子
- 4 偏心棒取付穴



- 1 加減リンク
- 2 加減リンク側體
- 3 滑子
- 4 耳軸
- 5 油壺
- 6 ク
- 7 ボルト

尚滑子、加減リンク上部及び偏心棒取付部には油壺を設け發熱防止及び摩擦を少なからしめる様にしてゐる。次に加減リンクに偏心棒を第238圖に示す如く最近では加減リンク下部を後方に曲げて取付けてゐる。之はフルギヤーの際に於ても滑子より下方であるから所要弁行程の半分よりも偏心半径を大ならし



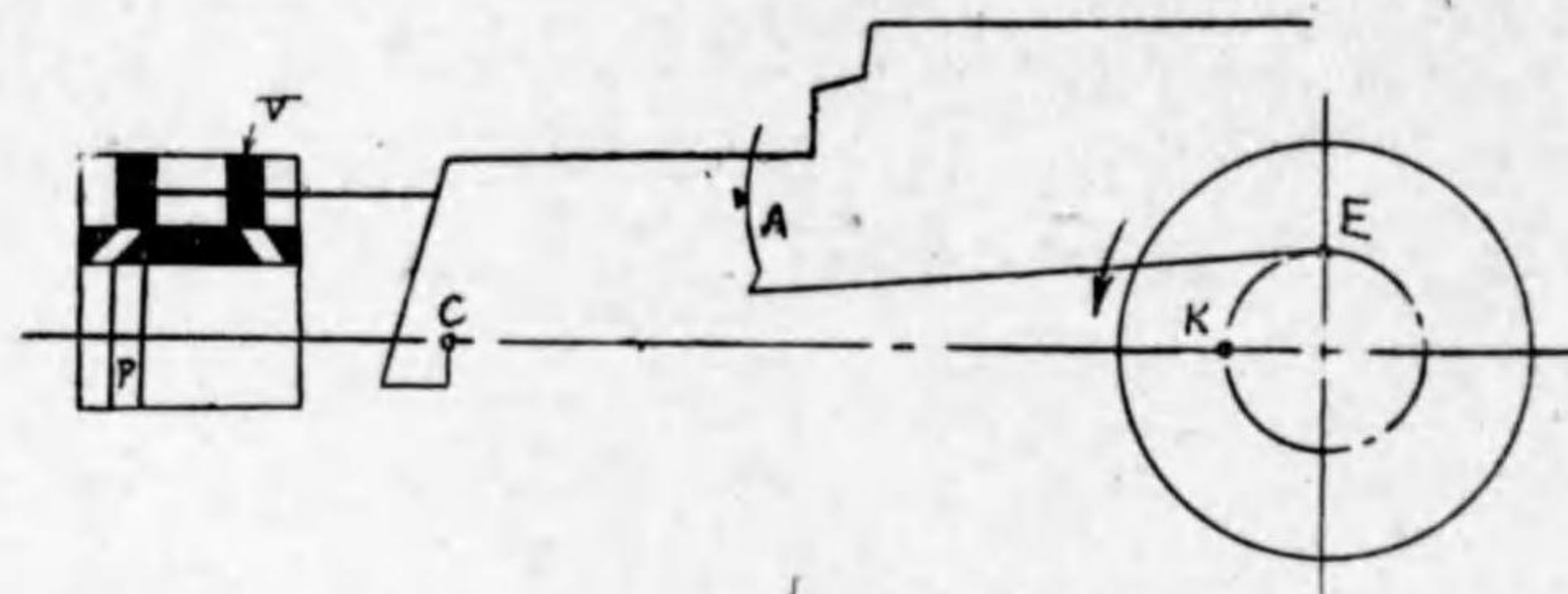
めねばならないが、弁座中心より前後弁運動長を略等分出来る。

而して第238圖(ロ)の如く取付ければフルギヤーの際偏心棒の運動は直接その儘弁心棒又は心向棒に傳へられることとなるから、偏心半径の2倍は弁行程となり前者の場合よりも偏心半径を小ならしむることが出来る。

【参考】

次圖に於て誤れる所を指摘し正しく直して見よ。

第239圖



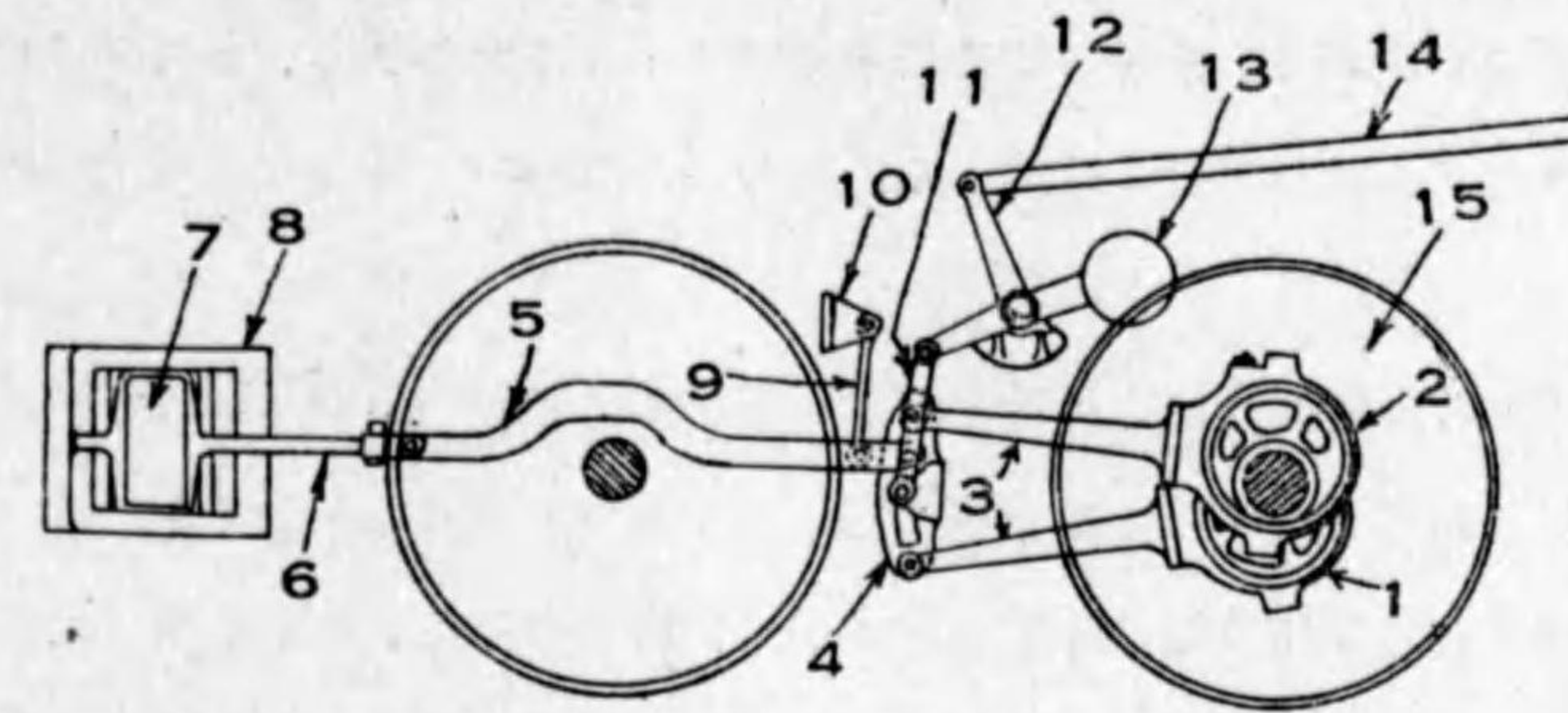
(2) ステフェンソン式弁装置

ステフェンソン式弁装置は舊式機関車(例へば2120形式機)に採用されてゐるもので、第240圖に示す如く弁装置の大部分が台枠内部に設けられてゐる。弁は滑弁を用ひ外側給氣式が普通である。

この装置では主動軸に左右各弁に對する前進及び後進用偏心輪をクランクに對し進行方向に90度+先進角だけ進んだ位置に取付け、これに偏心棒を連結しその一端は加減リンクの上下に夫々ピン連結になつてゐる。加減リンクは偏心棒の長さを半径とする弧狀の溝でその中に上下に滑子を有し釣リンクで中央を釣つて逆轉軸、逆轉棒を介して運轉室内逆轉テコにつながつてゐる。又滑子は心向棒を介して弁心棒及び弁に連結されてゐる。

今運轉室内逆轉テコを前方にやると逆轉棒は前方へ進むから逆轉軸は回轉

第240圖 ステフェンソン式弁装置



- |           |         |              |          |
|-----------|---------|--------------|----------|
| 1 後進用偏心輪  | 5 心 向 棒 | 9 心 向 棒 釣    | 13 釣 合 錘 |
| 2 前進用偏心輪  | 6 弁 棒   | 10 心 向 棒 受   | 14 逆 轉 棒 |
| 3 偏 心 棒   | 7 滑 弁   | 11 加 減 リンク 釣 | 15 主 動 輪 |
| 4 加 減 リンク | 8 蒸 氣 室 | 12 逆 轉 軸 腕   |          |

し、従つて加減リンクは下降する。然るときは第240圖に依つても明らかなる如く、心向棒は前進用偏心棒の方に近づき主としてこの運動を弁に傳へることとなるから機関車は前進することとなる。又逆轉機を後方極端に移せば加減リンクは逆に上昇し今度は心向棒は後進用偏心棒の作用を受けることとなり機関車は後進することとなる。

而して逆轉機を前方又は後方極端に移したときに加減リンクは上又は下の極端に移ることとなりこの場合心向棒と偏心棒とは略一直線となり弁は最大行程をなすのであつて、この時をフルギヤーと稱し機関車は最大牽引力を發揮することとなる。

次に逆轉機を引上げ滑子を加減リンクの中途におくと弁は主として前後進偏心輪の中何れか滑子に近い方のものゝ作用を多く受けることとなり、滑子が加減リンクの上半部又は下半部の何れにあるかによつて前進又は後進することとなる。又逆轉機を中心におくと滑子は加減リンク中央に来て前後進用偏心輪何

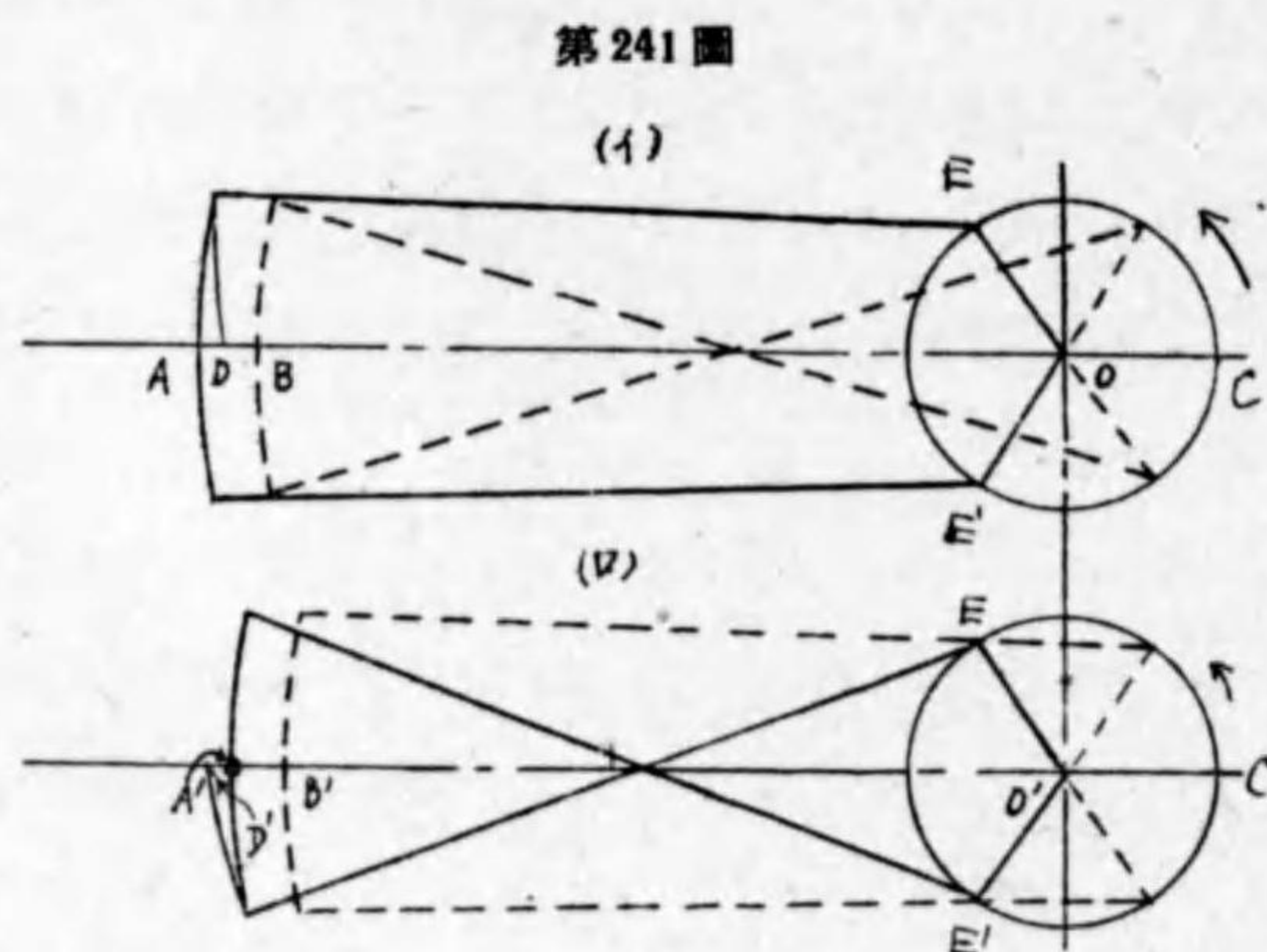


れからも等量の作用を受け機関車は前後進何れの方角に対してもその運動を繼續することが出来る。かくの如き位置をミッドギヤと稱し、弁行程は最小となり略ラップ+リードの2倍となる。而して蒸氣口の開きはリードだけである。

かくの如く逆轉機を引上げると滑子の前後動、延いては弁行程は縮小され、締切は早く起ることとなり機関車の牽引力も減少することとなる。

この弁装置に於ては偏心棒を加減リンクに取付けるに、兩偏心輪中心が車軸中心に對し加減リンク側にあるとき兩偏心棒が交叉する様にしたものと然らざるものがあり、前者をクロスロッド式、後者をオープンロッド式と稱してゐる。

第241圖(イ)は後者を、(ロ)は前者を示す。



今同圖(イ)について考ふるに、實線に示す如き場合は兩偏心輪中心は車軸中心に對し前方に偏すると同時に又偏心棒の傾斜も少いから加減リンクは全體として前方へ進む。而して點線の如き位置に來たときを考へると、兩偏心輪中心

は車軸中心に對し後方に偏し又偏心棒の傾斜も大であり、従つてこの兩者の影響を受けて加減リンクは全體として後方へ進む。

次にクロスロッド式について考ふるに、(ロ)圖に於て實線に示す如き場合は偏心棒は加減リンクを後方へ寄せんとし、偏心中心は前方に偏してゐるからこれを前方へ進めんとする。又點線の場合はその作用は反對となる。従つてオープンロッド式とクロスロッド式に於てABとA'B'とは前者が大である。

而して逆轉機を引上げる場合、同圖に於て偏心棒の長さを半径とする圓弧を描けばオープンロッドの場合は加減リンク中心は車軸寄に、又クロスロッドでは反對側に偏することとなり、従つて滑子も前者の場合は前へ進み、後者に於ては後へ引戻されることとなる。

一般に逆轉機を中心に引上げる場合はオープンロッドでは弁行程の減少は割合に徐々にリードが増加するが、クロスロッドでは急激に減少し前者よりリードも小さくなる。

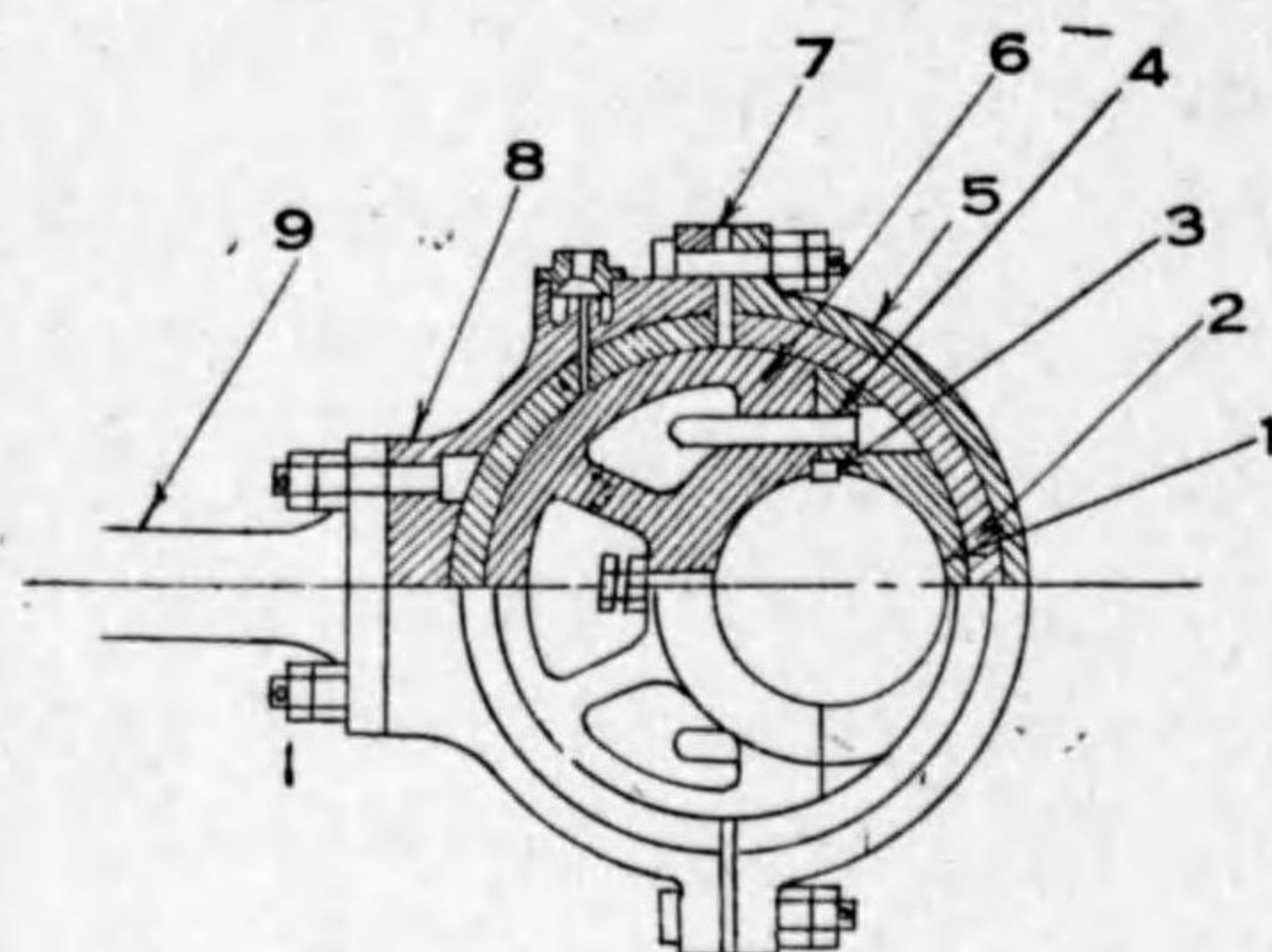
而して機関車は速度が高い時ほど逆轉機を引上げて運轉するのが普通であり、従つてこのときのピストン返り行程を圓滑ならしむるためには、逆轉機を引上げるにつれてリードの増大するのが望ましい。オープンロッド式ではリードが過大となる傾向があり、さうなると蒸氣の供給は過早となつて滑棒に加はる垂直分力の關係で機関車の左右に傾く動搖を大ならしめることとなる。

次に第242圖は偏心輪を示し、これは内輪と外輪とから成つてボルトで締付けてゐる。内輪は動輪軸に固く取付けられ、その中心は車軸中心とは一致せず或間隔(即ち偏心してゐる)を持つてゐるから、車輪の回轉に伴ひ偏心外輪を前後に運動せしめ、従つてこれにボルトで取付けられた偏心棒を介して弁を前後せしめる。

尙、弁調整に際しては偏心外輪と偏心棒との取付け面に挾板を挿入し又は取



第242圖 偏 心 輪



- 1 偏 心 内 輪
- 2 滑 金
- 3 キ ー
- 4 偏 心 内 輪 取 付 ボ ル ト
- 5 偏 心 外 輪
- 6 偏 心 内 輪
- 7 挟 金
- 8 偏 心 外 輪
- 9 偏 心 棒

除き偏心棒の長さを調整することが出来る。而してこの式の給油はグリースを使用してゐる關係上偏心輪の帶熱が多く、従つてその摩耗が甚だしい缺點がある。

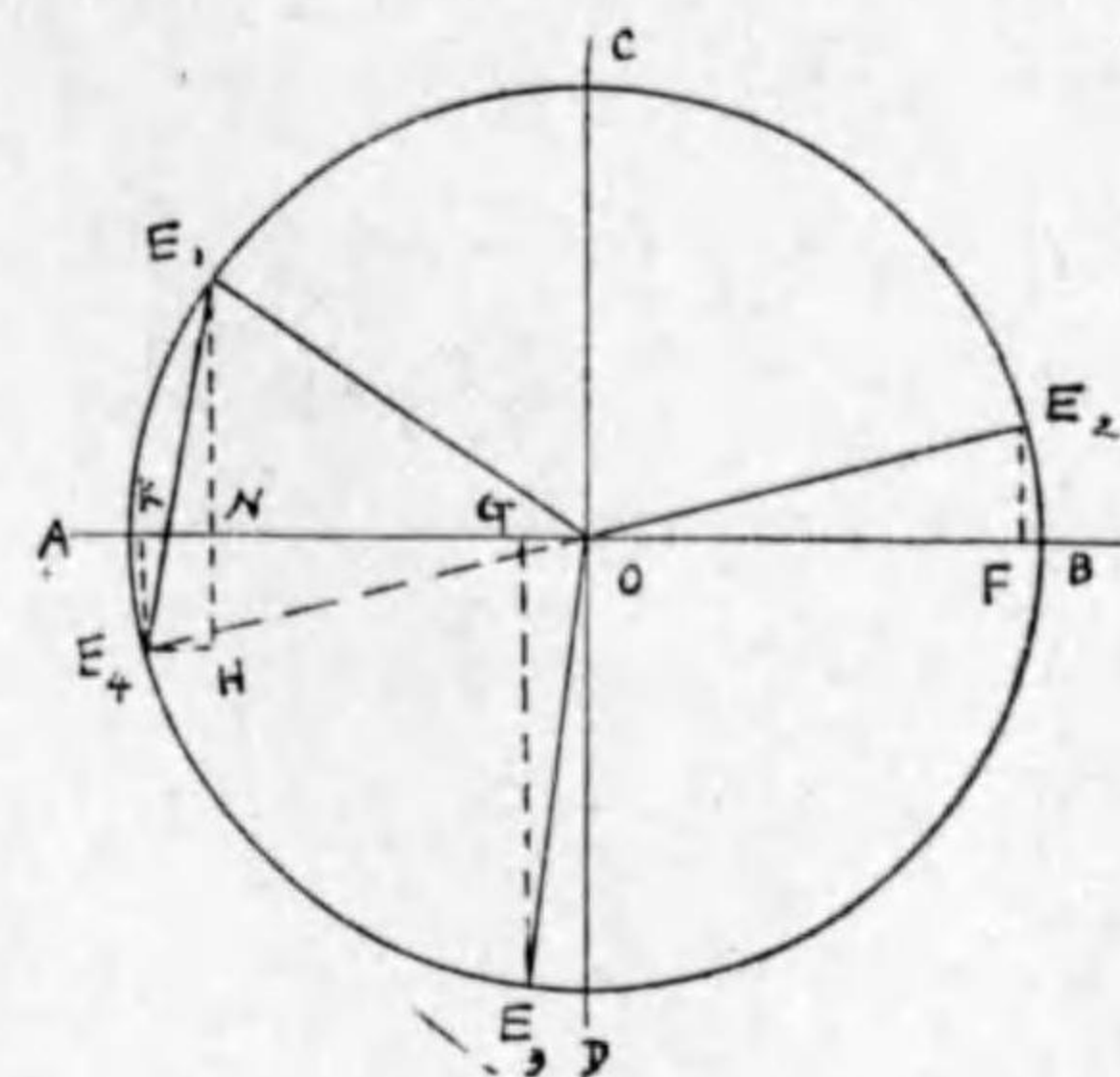
### (3) グレスレー式弁装置

今迄述べて來たことで判る様に弁はクランクと或一定の關係を保ち所要の角差を以て取付けられねばならず、従つて三シリンダ機関車に於ても二シリンダ機関車と同様左右及び中クランクに夫々返クランク又は偏心輪を取付けばよい譯である。

而して中シリンダに對するものは構造上複雑となり殆ど不可能なことである。而して左右及び中クランクは或一定の角度を保つて取付けられてゐるものであるから、假令それ等に對し各獨立した返クランク又は偏心輪を取付けたものとしても、相互間には或一定の關係を有する筈であるから何等かの方法により左右弁運動を上記關係を有する様合成して中弁運動に變換し得れば良い譯である。

グレスレー式弁装置はこの理を應用したもので、今クランク角度が120度な

第243圖



るときについて考ふるに第243圖に於て  $E_1 E_2$  及び  $E_3$  を左中右クランクに對する偏心輪の位置とする。假りに  $E_2$  の正反對となる偏心輪  $E_4$  を考へると  $\angle E_2 O E_3 = 120^\circ$  なる故  $\angle E_4 O E_3 = 60^\circ$  となるから  $\angle E_1 O E_4 = 60^\circ$  となる。而して  $\triangle E_1 O E_4$  は  $E_1 O = E_4 O$  なる故正三角形である。

従つて  $E_1 E_4 \parallel O E_3$  且つ  $E_1 H \parallel E_3 G$  で、 $E_1 E_4 = O E_3$  なる故  $\triangle E_1 E_4 H \cong \triangle O E_3 G$  となり  $OG = E_4 H = KN$  となる。

故に  $OK = ON + NK = ON + OG$  となる。而して  $OG$  及び  $ON$  は夫々偏心輪  $O E_3$  及び  $O E_1$  によつて弁が左に動いてゐる距離にして  $OK$  は假想の偏心輪、之は四邊形  $O E_1 E_4 E_3$  が平行四邊形となる故  $O E_1$  及び  $O E_3$  の合成となる  $O E_4$  によつて弁が左に動いてゐる距離であり、前二者の和が第三者と等しいから、換言すれば左右クランクに對する偏心輪の合成運動量が恰度中クランクに對する偏心輪の弁に與へる運動量と全然同一で唯その方向が正反對である。更に換言すれば左右弁の運動方向を逆にしたものを合成して中央弁に與ふればよいこととなる。

即ち第244圖に示す如く左右弁心棒を二つの聯動テコで結ぶと左右弁心棒と中央弁心棒の運動方向は反對となる。一般に物體が二つ以上の運動を同時に受けるときはそれ等を別々に考へそれを差引したものがその物體に傳はるものと考へて良いから、今左側弁のみについて考ふるに（此の場合右側弁は固定したものと考へてよいから）第244圖に於てA點が前進するとB及びE點を支點と



してC點は後進し従つてDも下る。

次に右弁心棒が前進する場合を考えると、この場合は左弁心棒を固定せるものと考え、C點を支點としてDは後進し中弁心棒は後退する。即ち常に左右弁心棒と中弁心棒との運動方向は相反することとなる。

今圖に於て左弁心棒がaだけ前進したとき中弁心棒がbだけ後退するものとする、E點が動かないものと考えれば

$$b = a \times \frac{BC}{AB} \times \frac{ED}{EC}$$

次に右弁心棒がdだけ動いたとき中弁心棒がeだけ反対方向に動いたとすると、C點は固定と考へ

$$e = d \times \frac{CD}{EC}$$

而して普通内側弁の行程と外側弁の行程とは同じであつてD點が左右の外側弁から動かされる量はそれ等の各が動く量に等しい。依つて今左右兩弁について夫々考へると

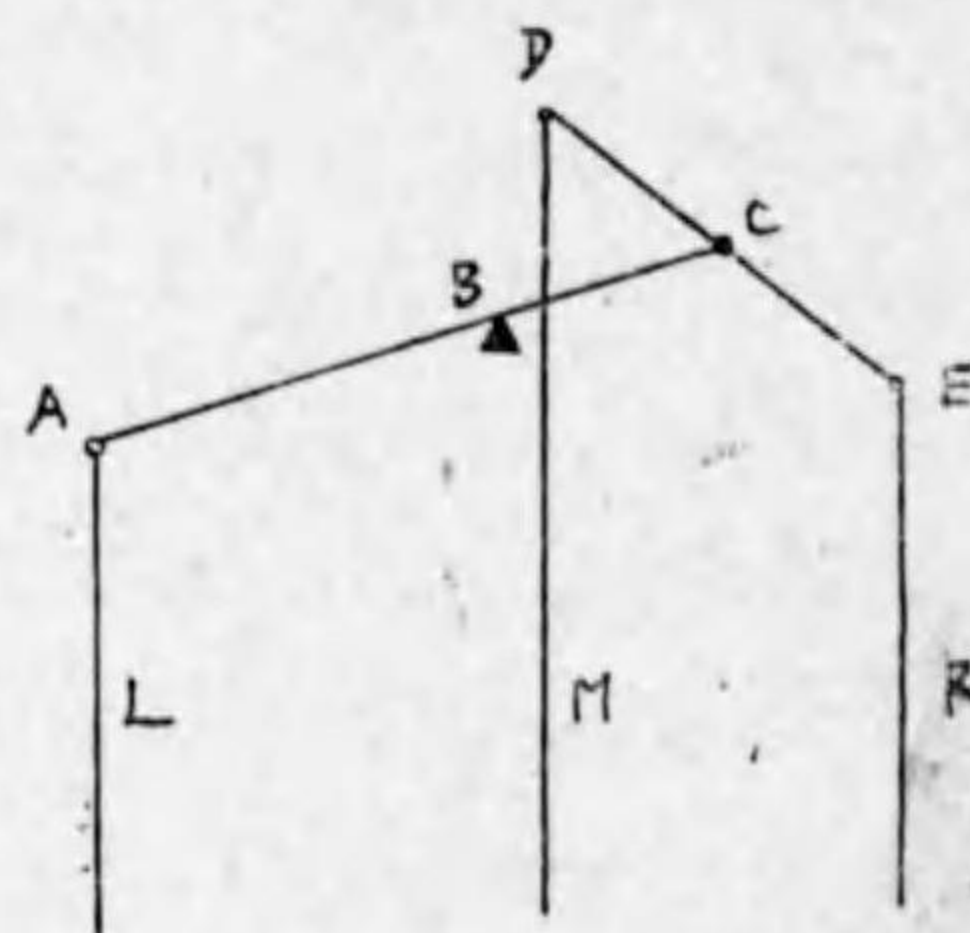
$$e = d \times \frac{CD}{EC} = d$$

$$\therefore \frac{CD}{EC} = 1 \quad \therefore CD = EC$$

$$\text{又 } b = a \times \frac{BC}{AB} \times \frac{ED}{EC} = a$$

$$\therefore \frac{BC}{AB} \times \frac{ED}{EC} = 1$$

第244圖



而して  $ED = 2EC$

$$\therefore \frac{BC}{AB} = \frac{1}{2}$$

即ち  $AB = 2BC$

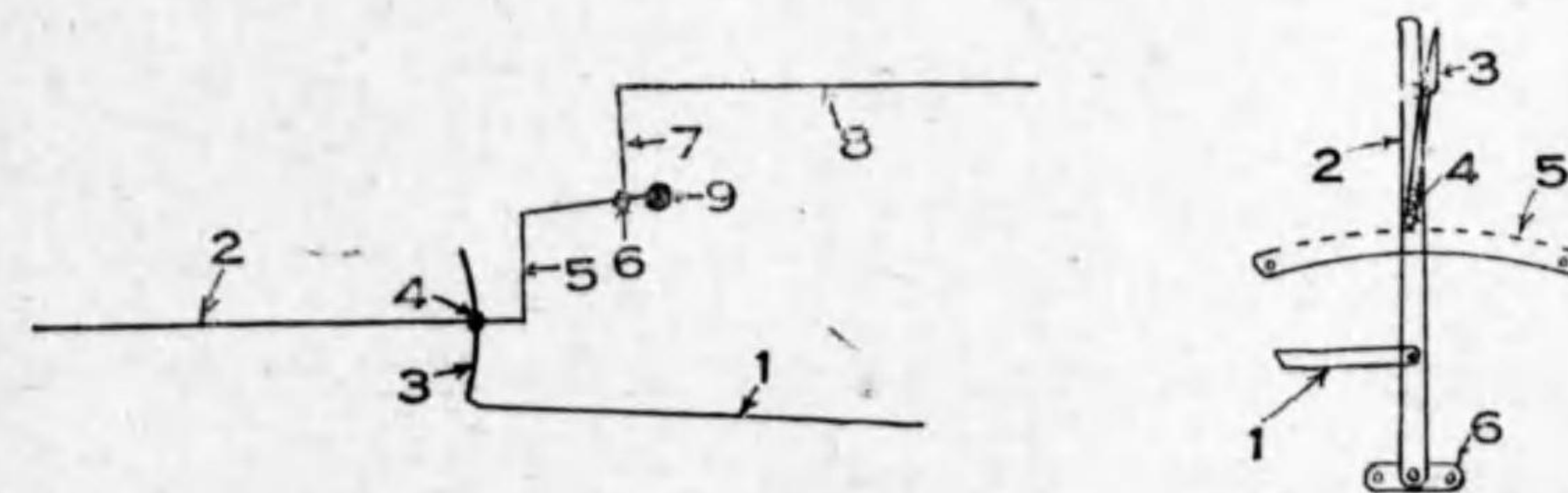
依つて  $AB : BC = 2 : 1$   $EC : CD = 1 : 1$ なる様な聯動テコを使用すれば良いこととなる。

而して實際には構造上内側シリンダの位置を高く少し後方に傾斜させてゐるのでクランク角度は120度になつてゐない。即ちシリンダの傾斜角だけ中クランクを後方に後らせて回轉力が均一なる様考慮されてゐるのでこの場合は挺子比は多少之と相違して來る。

### 第六節 逆轉装置

逆轉装置とは機關士の意の儘に機關車の進行方向を變へ且つ列車重量、速度及び線路の状況等に應じて任意に締切を變へることの出来る様加減リンク又は滑子の位置を變へて弁の運動方向及び行程を變へる装置のことである。

第245圖



- |         |        |        |        |       |
|---------|--------|--------|--------|-------|
| 1 偏心棒   | 4 滑子   | 7 逆轉腕  | 1 逆轉引棒 | 4 パネ  |
| 2 心向棒   | 5 釣リンク | 8 逆轉引棒 | 2 テコ   | 5 扇形  |
| 3 加減リンク | 6 逆轉軸  | 9 釣合錘  | 3 ラツチ  | 6 テコ受 |



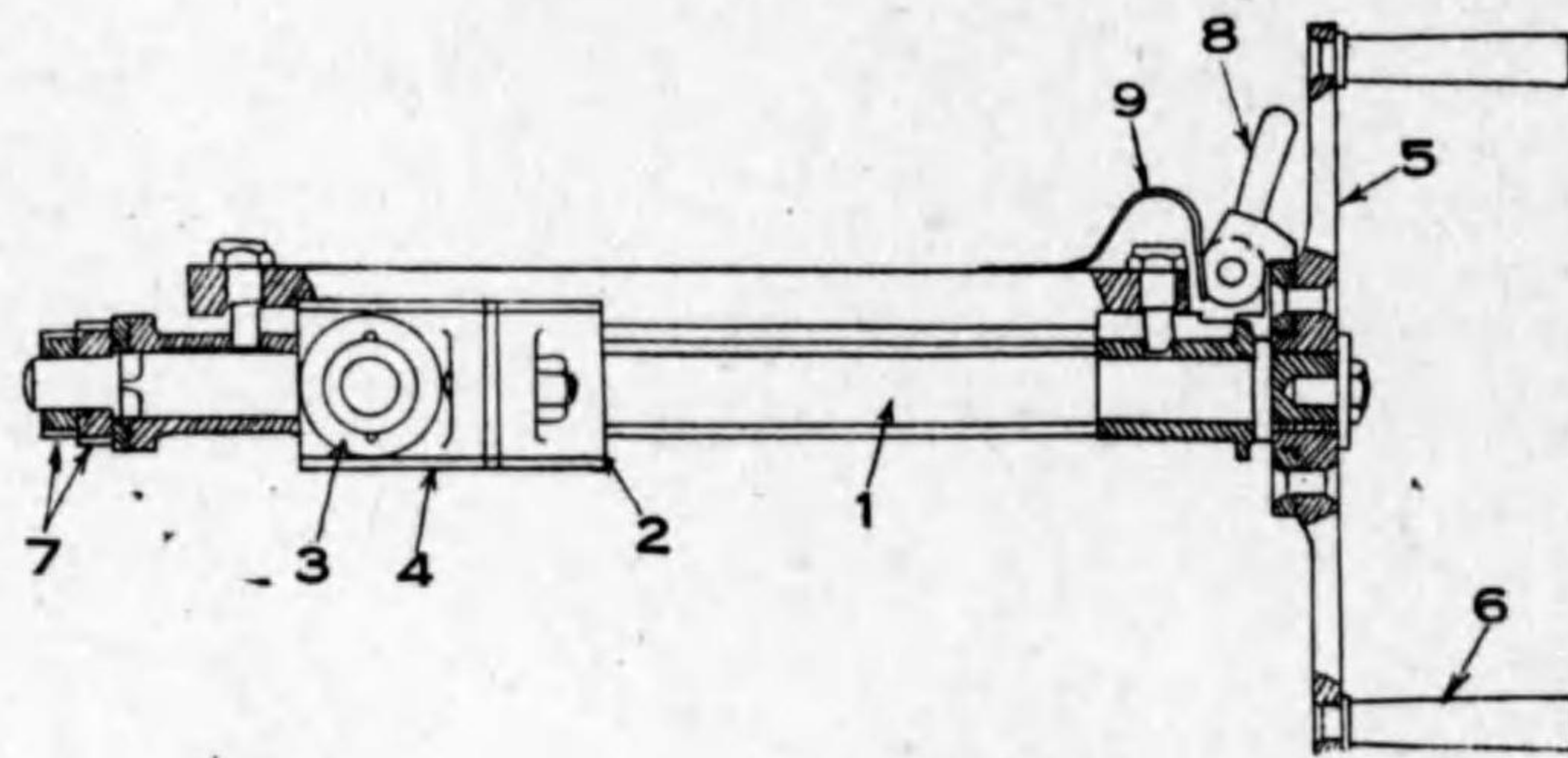
即ち第 245 圖に於て逆轉機を取扱へば逆轉棒が前又は後に動き、之に連なる逆轉軸腕は逆轉軸を軸として動き釣リンクに依つて心向棒を上下し滑子の位置を變へる装置である。その動力には手力、壓縮空氣及び蒸氣を使用するものがあり、手力によるものにテコ式とネヂ式がある。

(1) 手動式逆轉機

手動式逆轉機はこれをテコ式とネヂ式とに分つことが出来る。

第 246 圖はネヂ式逆轉機を示す。これは逆轉ハンドル、逆轉ネヂ、ネヂ滑子及び掛金等よりなつてゐる。今逆轉ハンドルを回轉すればネヂ滑子は前後しこれに連なる逆轉棒を前後し機關車の進行方向及び蒸氣の締切を變へることが出来る。

第 246 圖 手動式逆轉機



- 1 逆轉ネヂ    5 逆轉ハンドル腕    7 ナット    9 バネ
- 2,3,4 ネヂ滑子    6 逆轉ハンドル    8 掛金

普通逆轉テコを時計と同方向に回轉し、滑子は前方へ移動し加減リンク滑子が加減リンク下半部にあつて前進となる様にされてゐる。又滑子を加減リンク溝内任意の位置におくこと即ち締切を任意に變へて運轉出来る様掛金でハンドルを任意の位置に固定出来る様になつてゐる。尙、掛金は外れない様常にバネ

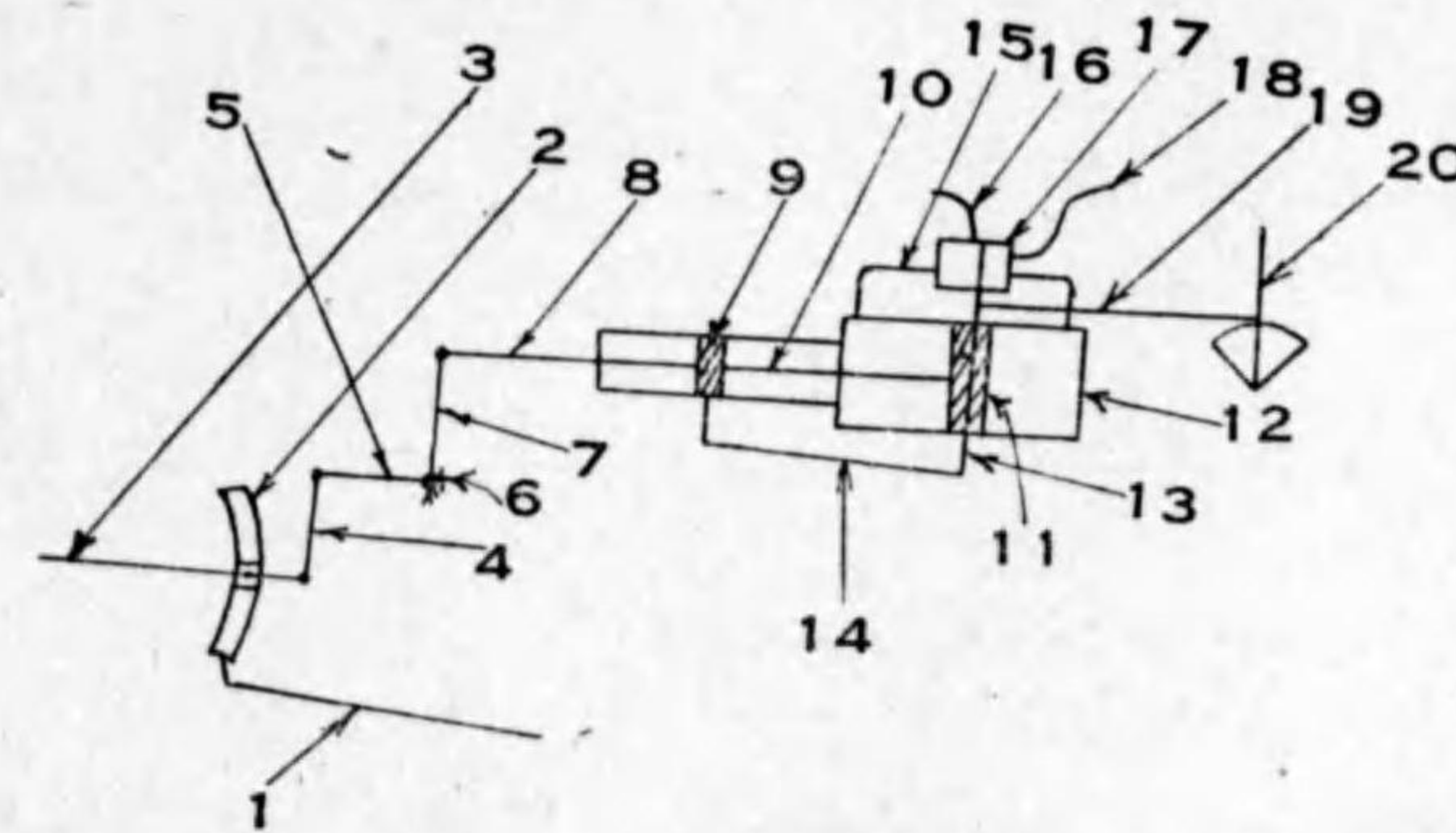
にて押しつけられてゐる。

テコ式逆轉機は第 245 圖に見る如くテコに直接逆轉棒を取付けるもので動作を速くすることが出来、従つて入換作業等には至極便利であるが、大形機關車では取扱上大なる力を要し又斯かる機關車は使用上度々その進行方向を變へることも少いので、締切を細かく加減し得るネヂ式逆轉機が近時採用されてゐる。尙、ネヂは滑子の運動を速かならしめ又ネヂの摩耗防止のため普通二重或は三重ネヂを使つてゐる。

(2) 動力逆轉機

大形機關車は逆轉機の操縦に相當の力を要するので、壓縮空氣又は蒸氣を利用して逆轉棒を前後せしめるものがあり、これを動力逆轉機と謂ふ。これは第 247 圖及び第 248 圖に見る如く運轉室内に小形の逆轉テコがあり、空氣シリンダ、空氣ピストン、回轉弁及びクロスヘッド等よりなつてゐる。弁は平たい回

第 247 圖 動力逆轉装置



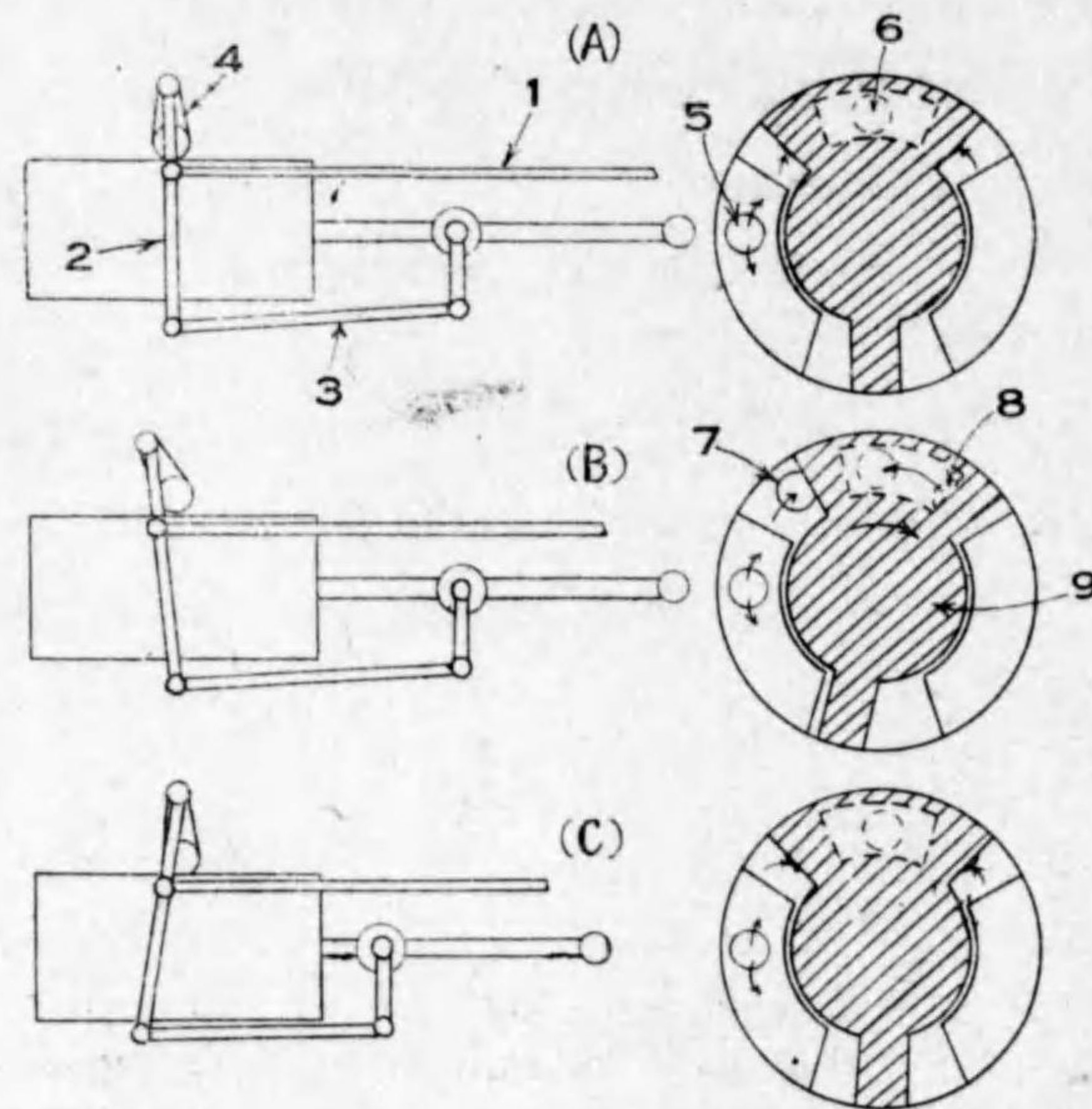
- 1 偏心棒    6 逆轉軸    11 空氣ピストン    16 吐出管
- 2 加減リンク    7 逆轉腕    12 逆轉空氣シリン    17 回轉弁體
- 3 心向棒    8 逆轉棒    13 テコ    18 元空氣溜支管
- 4 釣リンク    9 クロスヘッド    14 結ビリンク    19 逆轉作用棒
- 5 逆轉軸腕    10 ピストン棒    15 空氣管    20 逆轉テコ



轉弁で弁座には圧力空気の入口、吐出口及び給気口二箇が設けられ給気口(7)及び(8)は夫々空気管でシリンダ前後と連絡してゐる。

今第247圖に於て運轉室内テコを前(又は後)に倒すと、これに結ばれた逆轉作用棒により回轉弁は結ビリンク(14)及びテコ(13)の結合ピン中心を中心としてテコ(13)が前(又は後)に倒れ回轉弁を回轉せしめるから、弁は中立の位置から動いて空気シリンダの前(又は後)の空気を排出し圧力空気を大氣中に放出し、一方シリンダ後方(又は前方)は元空気管支管に通ずるから空気が進入しピストンは前後圧力差により前(又は後)に移動する。従つてピストン

第248圖 動力逆轉機作用圖



1 逆轉作用棒 3 結ビリンク 5 圧力空気口 7,8 シリンダ空気出入口  
2 テコ 4 回轉弁作用腕 6 吐出口 9 回轉弁

ン棒、クロスヘッド、逆轉棒を経て加減リンク滑子を前進(又は後進)の位置に移動せしめる。

第248圖(A)に於て吐出口はシリンダ前後何れにも通じて居らず、従つてこの位置ではピストンは静止し之を中立位置と謂ふ。

次に弁が回轉すると(B)圖の如くなり(8)なるシリンダ空気出入口は弁の扇形窪みに依り排気口(6)と連なり、シリンダ内空気を大氣に放出する。同時にシリンダ他側の空気出入口(7)は圧力空気口と連絡しシリンダ内へ圧力空気を進入せしめることとなる。

次にピストンが移動すると、クロスヘッド及び結ビリンクも移動するからテコ(13)は之と逆轉作用棒との取付點を支點として弁回轉方向と反對方向に回轉し、回轉弁を再び(C)圖の如く中立位置に戻しピストンは兩側圧力が釣合ふ點で静止する。

而してピストンの移動量はテコを動かす量に比例するから逆轉テコを任意位置に止めて締切を變へることが出来る。

この装置は圧力空気が漏洩すればピストンの位置即ち締切が不安定となり正確な締切位置をとらず且つ締切を細かく加減し得ず、又無火の際は取扱不能である。従つて勾配線運轉用機關車等には餘り歓迎されず、我が國ではC52, C53及びD51形式機の一部に用ひられてゐる。

## 第七節 弁 調 整

機關車は逆轉テコが前進なるか又は後進の位置なるかに依り正當方向に動かねばならず、従つて弁も正確なる運動をなし、給気、締切、吐出及び圧縮點等に相違を來さない様その運動を調整しなければならない。斯くすることに依つて蒸氣を最も有効に使用し、その効率を良好ならしむると共に圓滑なる運轉を



期することが出来るが、その不正なものは牽引力を減じ、回轉力に不平均を生ずることゝなるから、機関車に異常なる動搖を與へ機関車の効率低下及び蒸氣の不經濟を來すと共に機械部の損傷等を助長するものである。

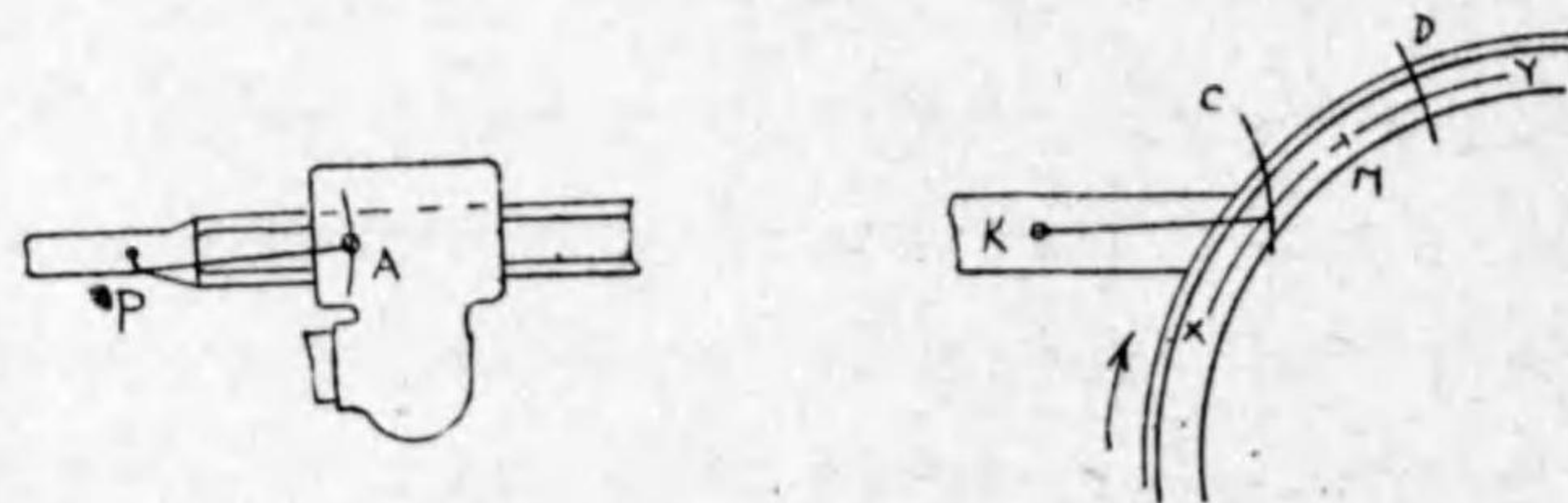
弁運動を調整するに當つては、機関車の水平調整を行つた後有火で普通運轉状態とし、平坦直線上に於て行ふことが理想である。即ち無火で行ふときは運轉整備の場合に熱のため各部が延伸し、折角正確なる弁調整を行つたとしても延びにより多少狂ひを生ずることゝなるからである。

而して弁調整は一般に前進及び後進別にこれを行ひ、尙その機関車の日常最も多く使用する締切附近で前進方向に於て行ふのが通例である。

### (1) 正確なる死點の求め方

弁調整に當つては先づ正確なる死點を求めておかねばならぬ。二箇の大小トランメルとポンチを一箇用意し主連棒を取付けた儘動輪を回轉せしめ、クロスヘッドがその行程の殆ど終端に近寄つた時回轉を止め、第249圖に示す如く滑棒の適當なる箇所に刻印Pを打ち、これを中心として小トランメルを用ひて圓弧Aを描き、又一方台枠或は便利なる場所に刻印Kを打ちこれを中心として大トランメルを以て圓弧Dを車輪上に描く。この場合豫め車軸中心を中心とし、圖に示す如くタイヤ上に同心圓弧XYを描きおきこれとKを中心とし大トランメルを以て描いた圓弧との交點をDとする。

第249圖



次に前と同一方向に動輪を回轉せしめ、クロスヘッドがその行程の極端に至り再び戻つてPを中心とせる小トランメル的一端が再びA圓弧に合する位置にて回轉を止め、今と同様Kを中心として大トランメルを以て圓弧Cを描きXY弧との交點をCとする。次にCD間圓弧を二等分しその中心Mを求めると、このM點はクランクが死點にあるときのトランメルの一點に相當する。即ちこの點にポンチを打つて置き尙動輪を同一方向に回轉しKを中心とせる大トランメル的一端がM點と合致せる時動輪の回轉を止めると、この時クランクは正確なる死點に在ることゝなる。この場合クロスヘッドの端に沿うて滑棒に罫書線を描き、又ポンチを打つて置けば日常作業に於て正確なる死點を容易に認めることが出来る。

### (2) ビストン隙間の求め方

ビストン隙間を求むるには、日常運轉に於ける状態の機関車に於て唯主連棒のみを取外しクロスヘッドを一方の極端に強く押しつけた後、クロスヘッドの端に沿うて滑棒に罫書線を引けばこれと前に求めた死點を示す線との喰違ひが即ちビストン隙間となる。これは機関車の種類によつて多少の相違はあるが、大體10~12耗位であつて前後の差は3耗を以て限度としてゐる。

### (3) ポートマークの求め方

ポートマークとは弁運動を外部より察知するため弁心棒又は同案内の上に弁が蒸氣口を開閉する位置を表はすことで、合併テコと結ビリンクとの結合を外し外側給氣式に於ては蒸氣室蓋を外した儘、又内側給氣式に於てはノゾキ穴より弁を注視しながら動かし弁が恰度蒸氣口を閉ぢる時、即ち外側給氣式では弁の外縁と蒸氣口の外縁、内側給氣式では弁の内縁と蒸氣口の内縁が一致せる時弁心棒案内の動かない位置に一點Pを求めこれを中心としてトランメルを以て



圆弧Aを描き、豫め弁心棒上に求めた弁心棒中心線と平行な直線との交点を A とする。同様にして弁が反対側蒸氣口を閉じた時の位置 B を求める。今この二点 AB 間を二等分しその中点を M としこれ等に刻印をする。

然るときはトランメル的一端が M と合致せる時弁は弁座の中心にある場合であり、従つて吐出又は圧縮の位置である。又この位置より弁が前又は後にラップだけ動いた位置が給氣又は締切の位置であり、即ち AB 間距離がラップの二倍となる。

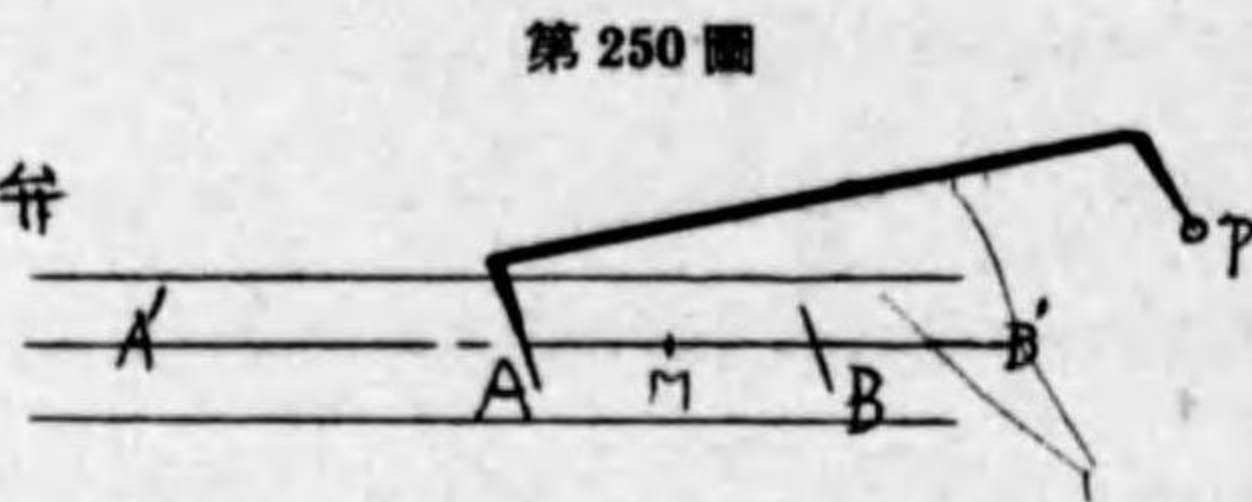
尙、内側給氣式について考へると、弁が前蒸氣口を閉じる時弁は弁座中心より前方へラップだけ動いてゐるからポートマークは B に表はれ、後蒸氣口を閉じる時は弁は弁座中心より後方へラップだけ動いてゐるからポートマークは A に表はれる。

従つて内側給氣式に於ては、弁寄のポートマーク A は弁が後蒸氣口を締切又は給氣する位置を示し、反対側ポートマーク B が前蒸氣口の給氣、締切を表はすこととなる。外側給氣式に於ては之が逆となり、A が前部、B が後部蒸氣口の給氣及び締切位置を表はすこととなる。

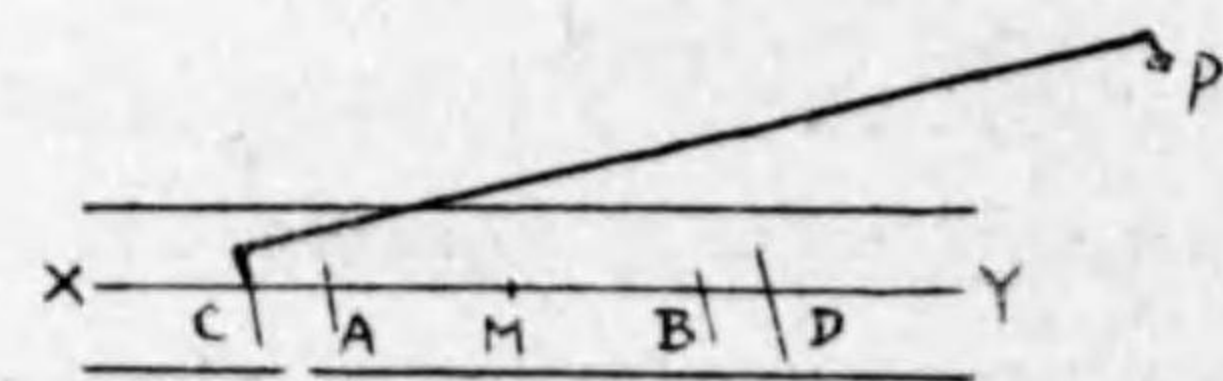
(4) リードマークの求め方

機関車を日常運轉状態に弁装置全部を取付けた後、逆轉機を前進フルギヤにして回轉せしめ死點に於てその回轉を止める。而してポート

マークを求めたと同様に第 251 圖に於て P (これは第 250 圖に於



第 250 圖



第 251 圖

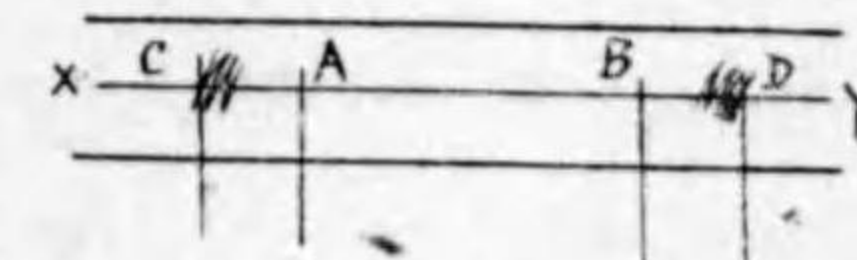
ける P と同一點) を中心とし同一トランメルを以て圆弧を描き、弁心棒中心線と平行なる線との交點を求めらる。

反対側死點に於ても同様にして交點を求めらる。今この交點を夫々 C 及び D とし、ポートマークを A 及び B とする。然るときは CA 及び BD 間距離が前後のリードである。即ちこの場合クランクは死點にあり弁は弁座中心より MC (又は MD) だけ移動して居り、MA 又は MB がラップに等しいから AC 或は BD はリードとなる。而してリードマークは左右各前進及び後進に對し前後死點について求むべきでその位置は給氣方式に關せずポートマークの外方に表はれる。即ちポートマークの項に於て述べた如く、何れに於てもポートマークの位置より弁は外方へ運動をしなければならないからである。従つて内側に表はれたとすれば、死點に至つても未だ蒸氣口を閉めてゐることとなる。

(5) 蒸氣口の最大開き

機関車を所要の方向に回轉し弁がその行程の極端に達する頃、絶えず第 252 圖に示す如くトランメル的一端を動かし弁心棒上に線を引けば、その最外側の點 C 及び D が弁が行程の極端に來たときの位置を表すこととなり、従つて AC 及び BD が蒸氣口の最大開きとなる。従つて A 又は B より蒸氣口の幅に等しく外側にとれば、その残りがオーバーラベルとなる。

この方法によつてクランクの死點を大略求めることが出来る。即ち第 249 圖に於て死點を求めた場合の P 點を中心としトランメルで同一方法を行へばよい。



第 252 圖

(6) ワルシャート式弁装置各部の検査及び調整

イ、逆轉軸、逆轉棒及び釣リンク



逆轉機を中心におき、加減リンクと偏心棒の接合を外し加減リンク下部を前後に搖動せしめ合併テコの前後の動きを検査する。(この際合併テコと結ビリンクとの結合を外しテコ下端の動きを見ると運動が擴大されて検査に便である。)然るとき合併テコが動かないのが正當であり、若し動けば逆轉機中心又は逆轉棒の長さを調整しなければならぬ。

次に片側合併テコが動かないのに他側の合併テコが動く場合は、逆轉軸の振れ又は釣リンク長さの不等に原因するからこれ等を調整しなければならぬ。

#### ロ、返クランク取付位置

偏心棒を取付けクランクを前後死點において夫々加減リンクと偏心棒結合ピン中心を中心としてトランメルを以て滑棒又は台枠上に罫書き両者が一致するや否やを検査する。

而して返クランクは偏心棒と加減リンク結合ピン中心と車軸中心とを結ぶ線に直角の位置にあるべきであり、従つてクランクが何れの死點にあるも返クランク中心と偏心棒と加減リンク結合ピン中心間距離は等しく、加減リンクは同一位置を採らねばならぬ。(第237圖参照)

従つて前に求めた兩罫書線は一致するのが正當であり、若し一致しない時は返クランクの取付を調整しなければならぬ。

#### ハ、偏心棒の長さ

クランクを死點におき偏心棒を取付け、逆轉機を前進フルギヤより後進フルギヤ迄動かしてその間に於ける合併テコ下端の動きを検査する。(この場合結ビリンクを外しておく。)加減リンクはクランクが前後何れの死點にあるときも直立して心向位置をとり、従つて逆轉機を動かしても合併テコは動かないのが正當である。(加減リンク溝は合併テコと心向棒結合ピン中心を中心として心向棒の長さを半徑とする圓弧となつてゐるからである。)依つて合併テコが

動く場合は偏心棒の長さを調整しなければならぬ。

#### ニ、心向棒の長さ

弁装置各部を取付け、クランクを前後何れかの死點におき、逆轉機を前進フルギヤより後進フルギヤ迄動かして合併テコの動きを検査する。加減リンク溝は合併テコと心向棒結合ピン中心を中心とし心向棒長さを半徑とせる圓弧であるから、又加減リンク溝が設計通りであり且つ心向位置を保つて居るから合併テコは動かないのが正當であり、動くときは心向棒の長さを調整しなければならぬ。

#### ホ、結ビリンク

クロスヘッドを行程の中央におき逆轉機を中心にして、合併テコ中心線とシリンドラ中心線とが直角になつてゐるかを検査する。この場合弁は基本運動及び先進運動共に受けず弁座中心に戻つてゐる筈であり、従つて合併テコは直立するのが正しく、傾斜してゐる時は結ビリンクの長さを調整しなければならぬ。

#### ヘ、弁 心 棒

合併テコが直立するとき豫め求めておいたポートマークの中心點にトランメルが一致するかを検査する。即ちこの場合弁は弁座中心に一致してゐなければならぬから一致しなければ弁心棒を調整しなければならぬ。

#### (7) 簡易弁調整法

今迄述べた方法は一般検査等に於て行はれるもので、六ヶ月検査又は簡単に弁調整の良否を機関區に於て検する場合はこの簡易弁調整法に依つてゐる。

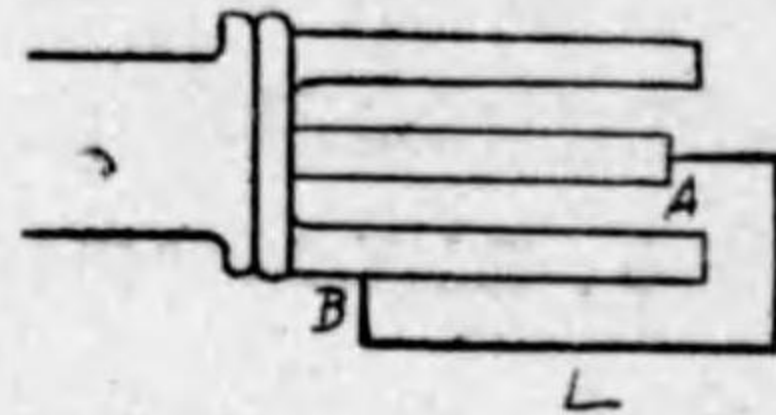
簡易弁調整法とは逆轉機のミッドギヤを修正し次に前進20%の場合の前後蒸氣口の締切を等しくすることを主眼とするもので、この場合リード及び左右締切の相違は参考のため記録するだけである。即ち日常最も多く使用する逆轉機の位置に於ける弁調整を簡單に行ふ譯である。



## イ、カットオフマークを求む

合併テコ下端と結ビリンクとの結合を外しノゾキ穴より覗いて弁の前後蒸気口を締切る位置即ちカットオフマークを求め  
る。この場合豫め弁心棒案内側面に弁心棒に  
平行なる直線を引いておき、第253圖に示す  
如きトランメルを使用しその一端を弁心棒後  
端中心に導き今引いた直線上に表はすのであ  
る。

第253圖



勿論之は前に述べたポートマークと同一位置になる筈である。

## ロ、ミッドギヤの修正

合併テコと結ビリンク及び加減リンクと偏心棒との結合を夫々外し、逆轉機を前進フルギヤより漸次引上げると同時に絶えず加減リンク下端を前後に揺動すれば合併テコ下端の前後運動は漸次小となり、ミッドギヤ附近に至り注意深く逆轉機を取扱へば合併テコの動きの止まる位置を見出すことが出来る。

これは左右同時に行ふのであるが一般には左右合併テコが同時に静止する場合は少く、従つて斯かる場合はその前後動の最も少い位置を求める。これを正確なミッドギヤとし、逆轉機目盛板に於けるミッドギヤマークとの相違寸法を求め逆轉機指針を調整する。

## ハ、リード及び逆轉機前進20%に於ける締切位置の相違

合併テコ、偏心棒を結合し逆轉機を前進フルギヤより引上げて20%の位置におく。次に、車輪を前方へ回轉シクランクが死點に來た時回轉を止め、カットオフマークを求めた場合と同様にしてリードを求める。この場合次に求める前進20%のカットオフマークと區別するため、豫め弁心棒案内側面に引いた直

線の下方にリードマークを描く。更に車輪を前進せしめクロスヘッドが行程の20%の距離だけ移動せる時、即ちクランク行程の20%に當る位置にて車輪の轉動を止め、前と同様にしてカットオフマークの相違寸法を求める。

而して普通行程の20%の位置を決定するに死點より行程の20%の長さを取つて印する様なことをせず、20%行程尺を豫め造つておきこれをクロスヘッド滑金に取付けて作業を簡易ならしめておる。

而してこの行程尺はクランク行程の20% (例へば、660 耗行程の機關車なれば  $660 \times 0.2 = 132$  耗) の長さでなければならぬ。

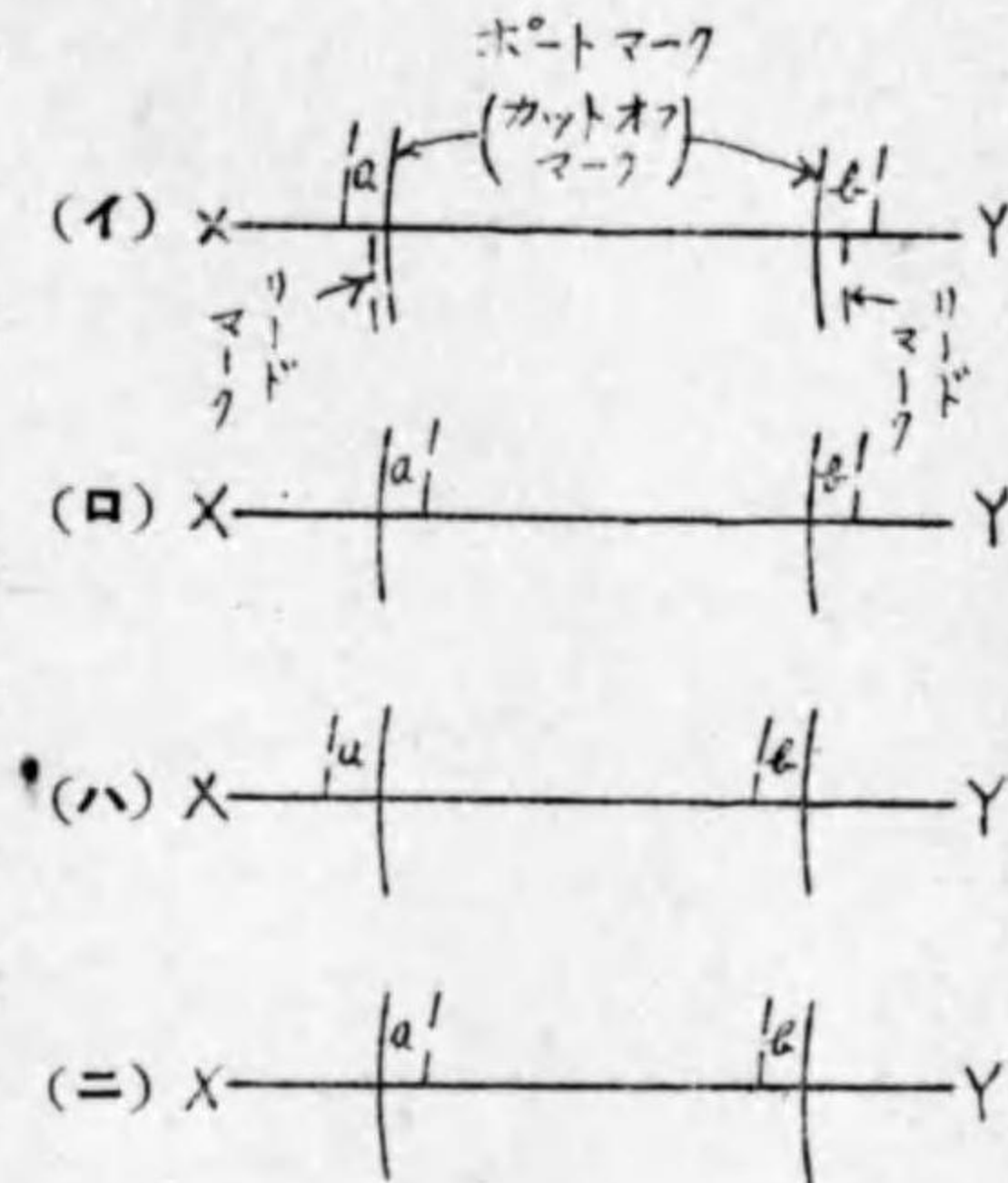
斯くして左右前後のカットオフマークの相違及びリードを求めると第254圖の如くなる。

同圖(イ)に於て前後カットオフマークの差 $a$ 及び $b$ を等しくするには  $a > b$  なるときは  $\frac{a-b}{2}$  だけ弁心棒を後へ引いて取付ける。(  $a < b$  なるときはその差の半分だけ弁心棒を前へやる。) XY 直線より下方に表はれてゐるのは夫々前後のリードである。

(ロ)に於ては弁心棒が後へ遅れてゐるから  $\frac{a+b}{2}$  だけ弁心棒を前に進めて取付ける。

(ハ)に於ては弁心棒が前へ進み過ぎてゐるから  $\frac{a+b}{2}$  だけ弁心棒を後へひいて取付ける。

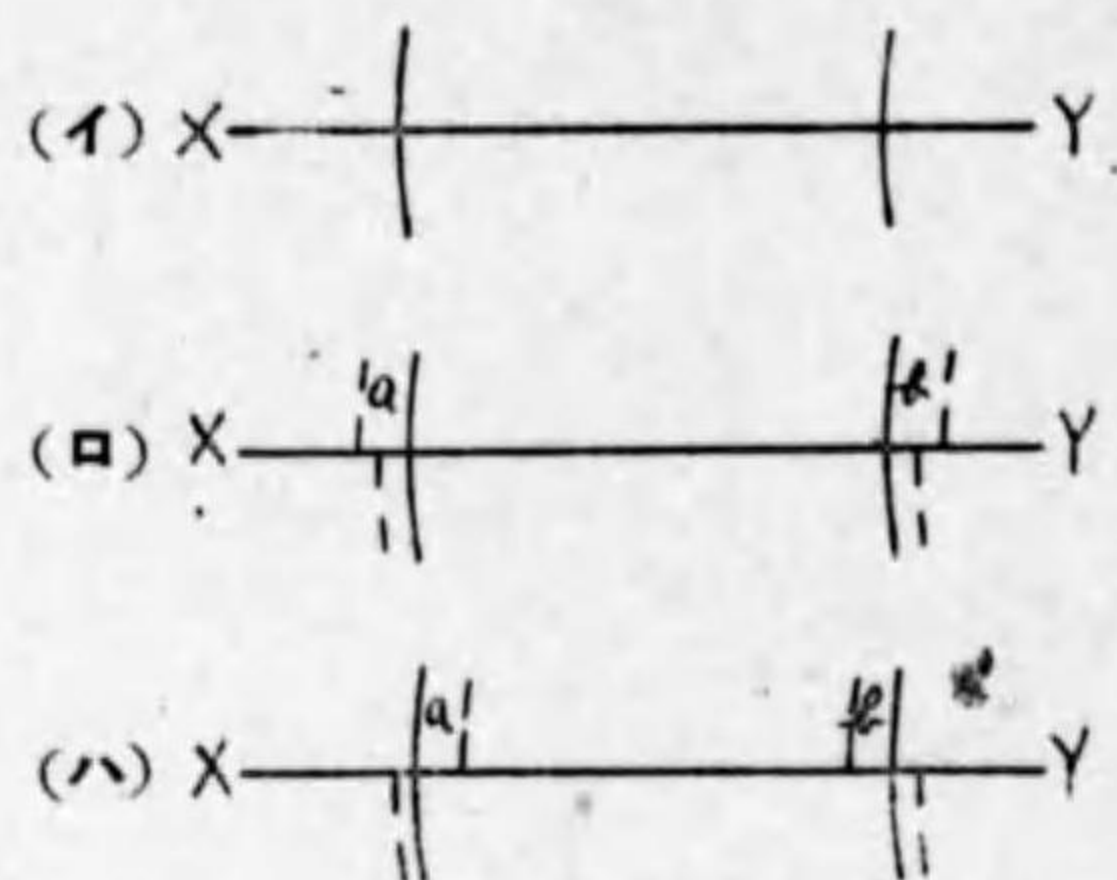
第254圖





(=)に於ては  $a > b$  とすると  $\frac{a-b}{2}$  だけ弁心棒を前に進めて取付ける。(  $a < b$  ならば  $\frac{b-a}{2}$  だけ後に遅らせて取付ける。)

第 255 圖



かくの如くして調整した後は第 255 圖の(イ)(ロ)(ハ)何れかの如くなる。  
この場合リードが前後略等しくなる場合もあり、又益々その差が大になる場合も生ずる譯であるが之は已むを得ない。

## 第二章 ピストン及びクロスヘッド

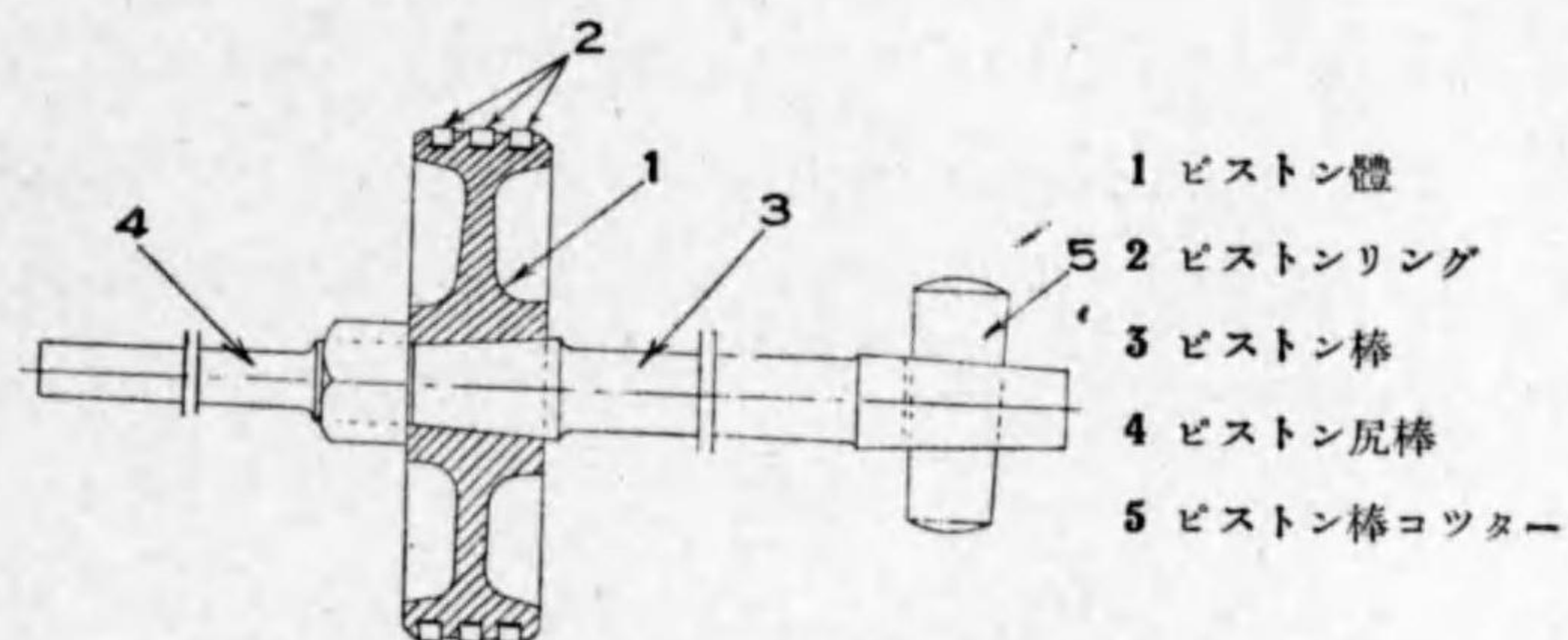
### 第一節 ピストン

ピストンはピストン體、ピストン棒及びリング等から成立つてゐる。

#### (1) ピストン體

ピストン體の形状は種々あり普通その構造上單體式、組立式及び箱形式に大別することが出来る。單體式は組立式に比し構造簡單で故障も少いが材質が一樣であるから重くなる缺點がある。

第 256 圖 ピストン



- 1 ピストン體
- 2 ピストンリング
- 3 ピストン棒
- 4 ピストン尻棒
- 5 ピストン棒コッター

ピストン體はその性質上堅牢且つ軽量なる様考慮さるべきで、従つて鑄鐵は鑄鋼に比し強さが弱いから肉厚を大にしなければならず重くなるから最近では鑄鋼製のものが多く用ひられる様になつた。

又箱形ピストン體はその内部は中空にして構造堅牢で且つ割合に重量を軽くなし得るため、最近の新製機関車 C59, C58, C57, C55 及び D51 形式機関車等はこれを使用してゐる。

これをピストン棒に取付けるにはピストン棒のピストン體嵌入部にテーパ-

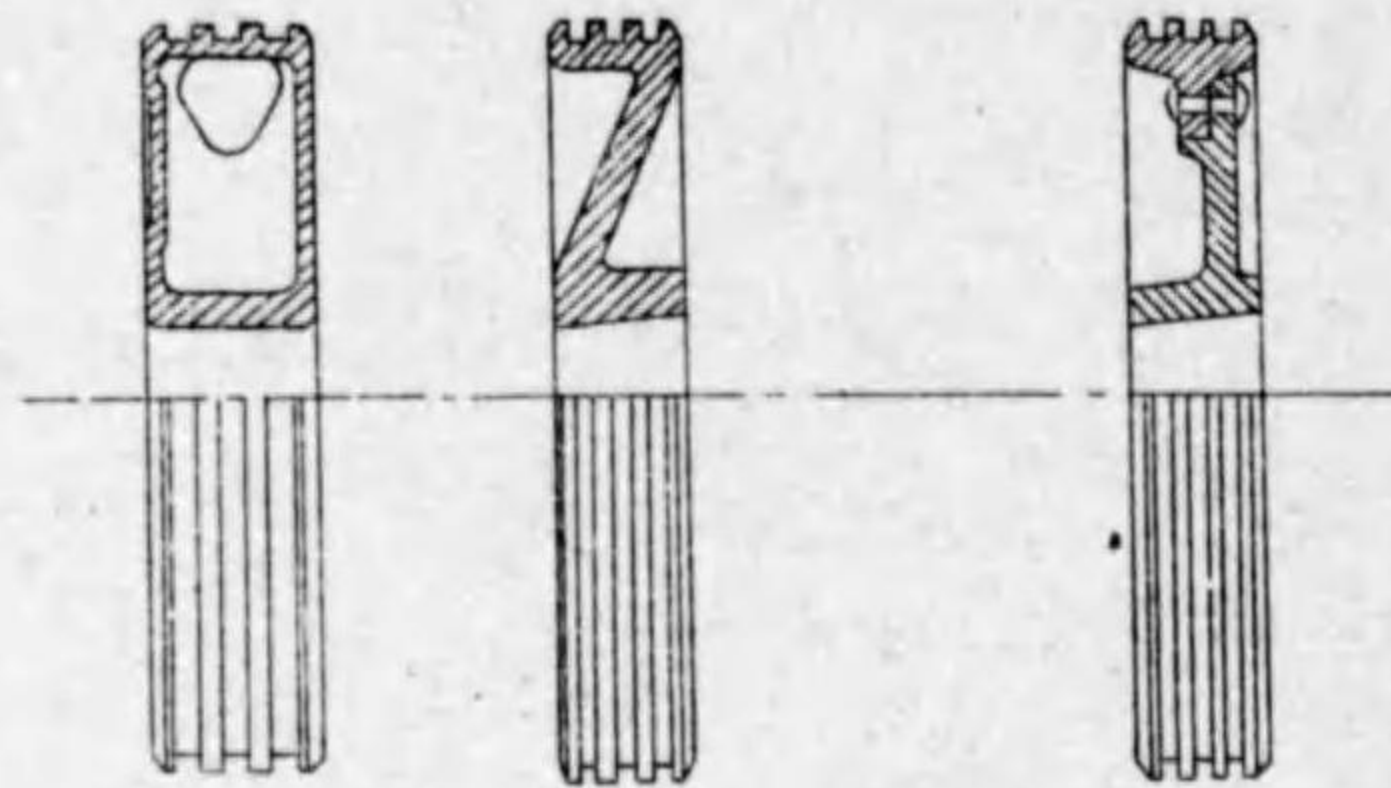


をつけナットで締付ける式と、箱形ピストン體の如くテーバーをつけずにピストン體の貫通穴をピストン棒の嵌入部径より少し小さく仕上げ焼嵌めにし然る後ナットで締付ける式とがある。

### (2) ピストン棒及び尻棒

第257圖 ピストン體の形状

ピストン棒及び尻棒は一本の棒であり、ピストン棒はその一端をクロスヘッドに取付け蒸氣圧力を動輪に傳へるものであり、引張及び圧縮の二力



を交互に受けるから充分堅牢でなければならぬので、普通鍛鋼又は特殊鋼で造られるがこれもピストン體と同様軽量なものが望ましい。尻棒は尻棒受で支へられピストン體が下つてピストンリング下方を摩耗し、延いてはピストン體がシリンダ内壁を摺るのを防止してゐる。前にも述べた如くピストン體嵌入部は普通細りをつけてゐるが、新形式機関車の如くピストン尻棒を中空としピストン棒と同一直径に造つてゐるものは細りをつけず一方に錨を設けてゐる。

又ピストン棒のクロスヘッド取付部も細りをつけコッターを打込む穴を穿つてゐる。

### (3) ピストンリング

ピストンリングはシリンダ内にてピストンの蒸氣漏洩を防止するためピストン體外周に穿たれた2~3條(普通3條)の溝の中に嵌め込まれたものである。その形状は普通断面矩形で常にシリンダ内壁に接着しなければならないから弾性のある軟鑄鐵で造られる。

外部に取り出されたピストンリングの外径はシリンダ内径よりも多少大きくしてありこれを張代と稱する。

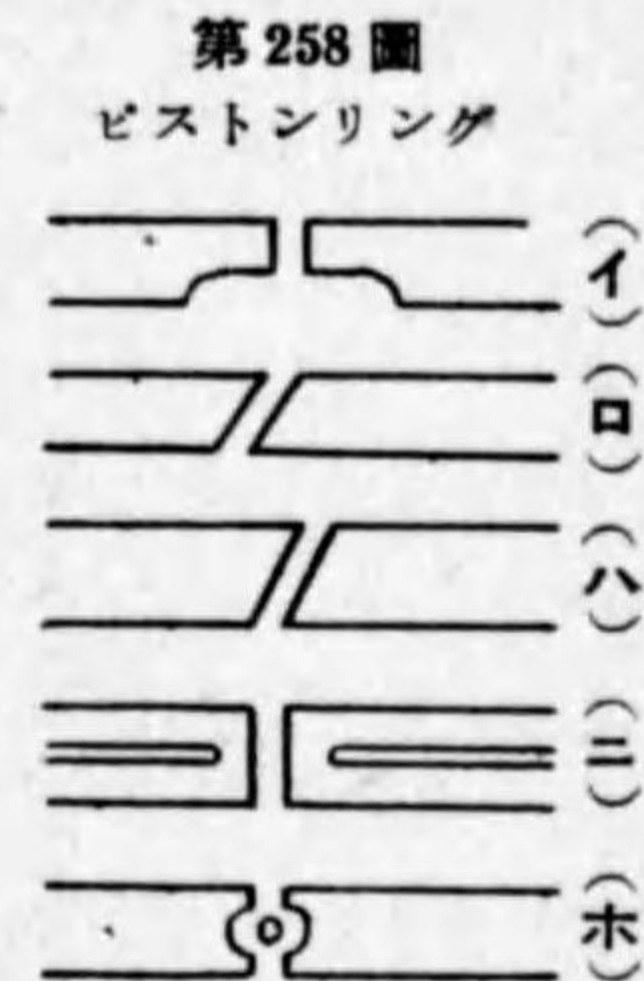
この張代をもたしてあるから之をシリンダ内に入れたとき張力を生じピストンリングの接着を良好ならしめるのである。

この張力が弱いとリングの接着が不良となる。又リングの合口の形状は第258圖に見る如く種々あるが普通(=)を用ひてゐる。

而してリングの膨脹の餘裕として合口には1耗位の餘裕をつけてある。(=)圖に見る如くリング周に穿つてある溝はパッキンの役目をなす氣密溝である。尙(ホ)圖の如き合口のものはピストン弁リングに用ひられ止メでその回轉を防止する様にしてある。

#### 【参考】

シリンダ内でウォーターハンマーを起すとピストン棒はクロスヘッド嵌入部を押し擴げて中へ入りコッターは弛くなり又時としてシリンダ蓋その他を破損することもある。従つて、コッターの弛緩の有無によりウォーターハンマーを起したるや否やを知ることが出来る。



## 第二節 クロスヘッド

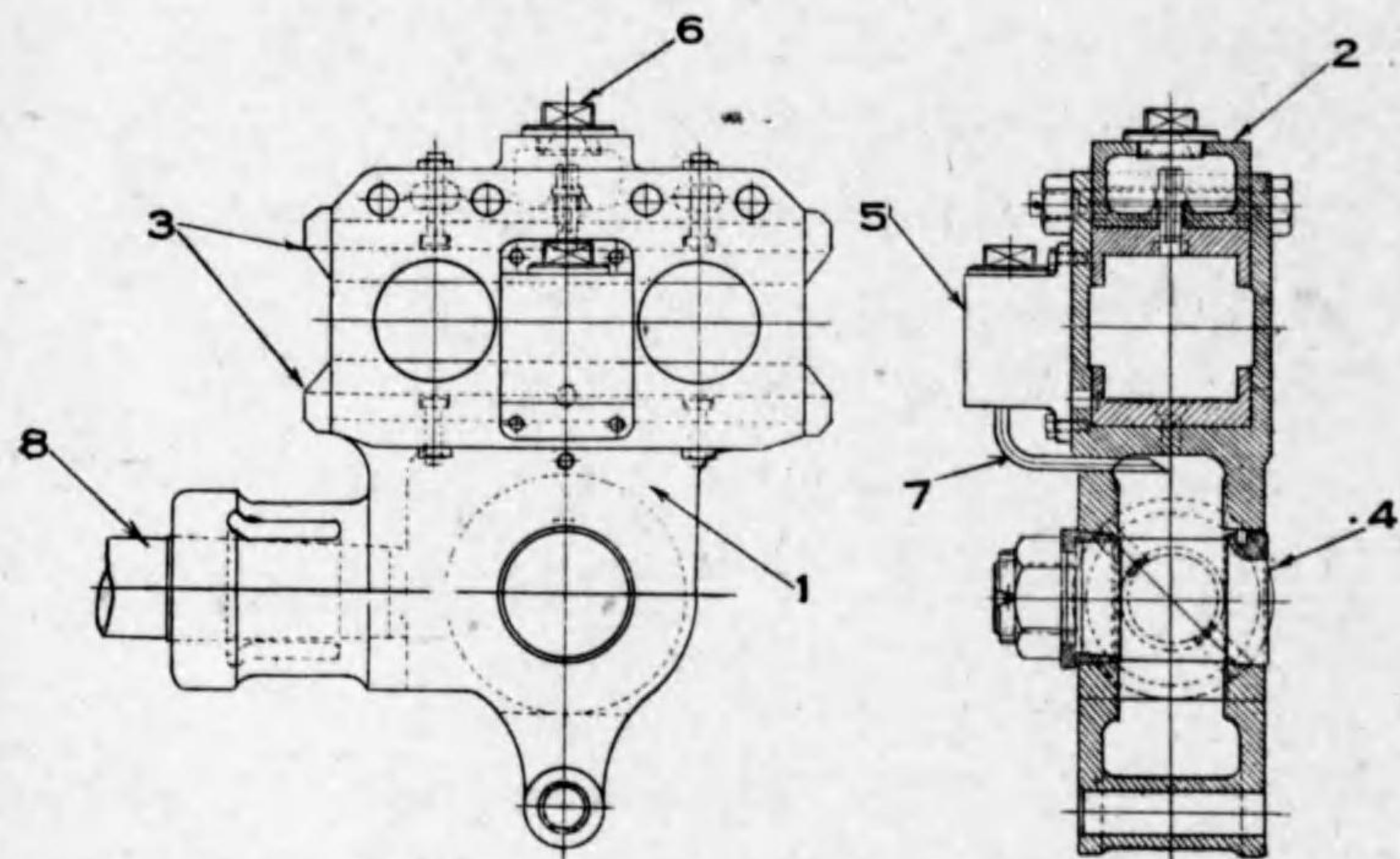
クロスヘッドはピストン棒と主連棒を連結し滑棒を案内としてピストン及びピストン棒の往復運動を正確ならしむると共に、力を傳達する役目をなし、第259圖に見る如くクロスヘッド體、腕及び滑金等よりなつて居り鑄鋼製のものが多い。

その形状は滑棒によつて異なるが一般には一本棒式滑棒を採用してゐるから滑棒を抱いてゐるが三シリンダ機関車の中クロスヘッドは□形滑棒の内部に抱



かれる様な形状になつてゐる。第259圖は一本棒式滑棒に使用されるもので、これは滑棒が比較的高いから摩擦面に塵埃の附着することが少く且つ重量を割合に軽くし得るので最近専らこの式が用ひられてゐる。

第259圖 クロスヘッド



- |            |            |         |
|------------|------------|---------|
| 1 クロスヘッド   | 4 クロスヘッドピン | 7 油 管   |
| 2 クロスヘッド蓋  | 5 油 壺      | 8 ピストン棒 |
| 3 クロスヘッド滑金 | 6 油 壺 蓋    |         |

クロスヘッド體の滑棒接觸面には白メタルを鑄込んだ鑄鐵製滑金を装置し摩擦の際の加修に便してゐる。

滑棒との遊間を調節するには、白メタルを盛替へる場合と滑金取付部にライナーを挿入する場合とがある。

クロスヘッドのピストン棒嵌入部穴は細りをつけ且つコッターを打ち込む穴を穿つてゐる。又主連棒を取付ける細りのついたクロスヘッドピンの貫通穴を穿つクロスヘッドとの接着を良好ならしむるためクロスヘッドの外側穴には楔

輪を用ひ、座金でこの輪を圧迫する様にし更に二重ナットで締付ける。

又ワルシャート式弁装置では結ビリンクを取付けるクロスヘッド腕を普通四本ボルトで取付けるが最近工作技術の進歩のため腕を作り出したものがある。

クロスヘッド上部の蓋及びクロスヘッド體には油壺を設け圖に見る如く滑棒との上下摺動部及びクロスヘッドピンに給油する様になつてゐる。

最近新製の C58 及び C59 形式機の如くクロスヘッドのピストン棒嵌入穴外周に緩衝溝を設け該部に於けるクロスヘッドの龜裂發生防止をしてゐるものもある。



### 第三章 棒

#### 第一節 主連棒

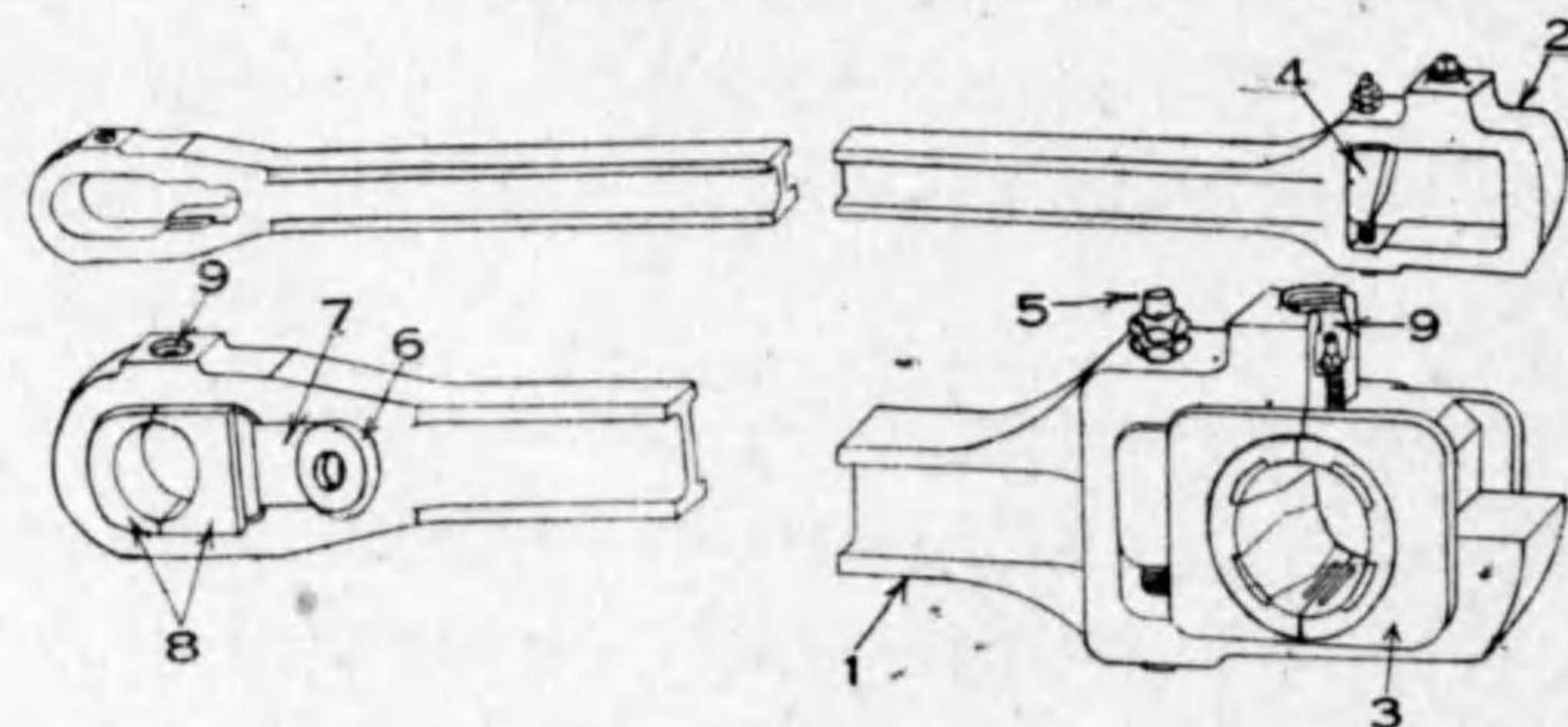
主連棒は断面 I 形なる一本の細長い棒でその一端を細端と謂ひクロスヘッドピンでクロスヘッドと連なり、他端は太端と謂ひ、受金を介して主動輪クランクピンと連なりピストンの水平運動を回轉運動に變へる役目をなす。

従つて常に引張及び圧縮力が作用すると共に、太端附近は高速なる回轉運動を、又細端附近は往復運動をするから主として鍛鋼又は特殊鋼で作リ、断面も重量の割に強い I 形としてゐる。

その長さは長い程滑棒を圧する力が減じ又シリンダに對する蒸氣の給排状態も良好となるが、重量が大となるから往復及び回轉運動に依り生ずる惰力及び遠心力の増大を來し、機關車動搖の原因となる。

又短かいと滑棒を圧する力が大となり、ピストン運動を甚しく不等速ならし

第 260 圖 主 連 棒



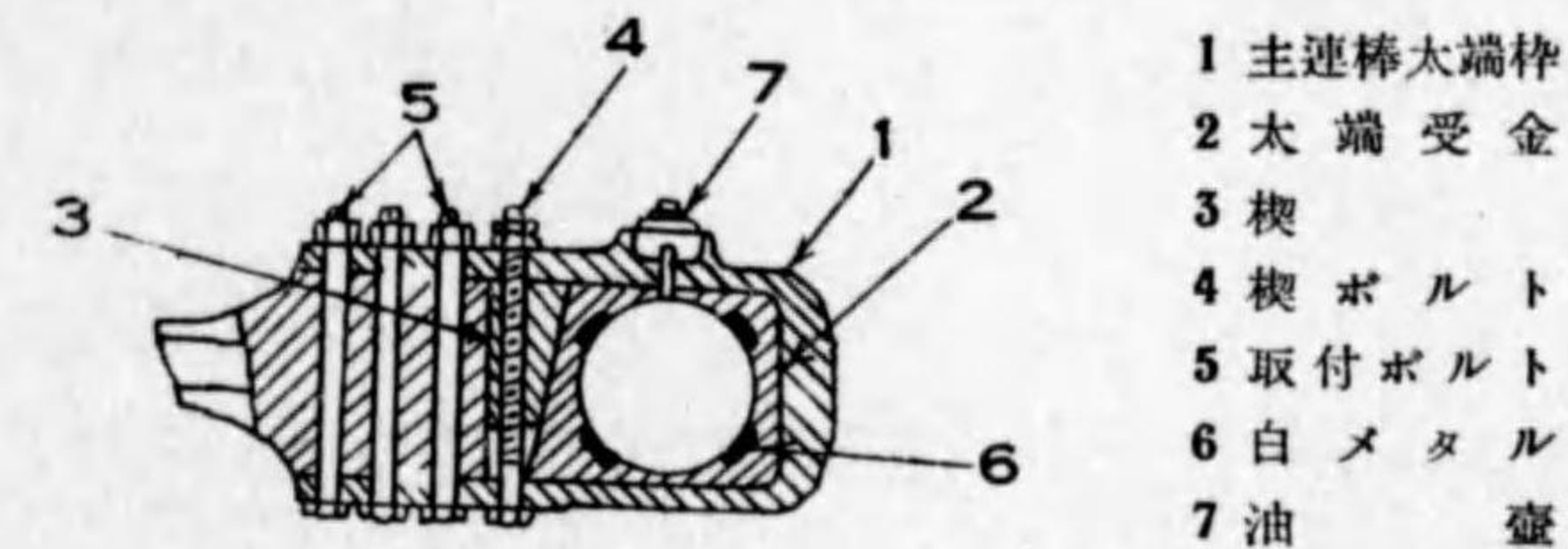
- 1 主連棒      3 太端受金      5 楔ボルト      7 細端楔      9 油 壺
- 2 主連棒太端棒      4 太端楔      6 細端座金      8 細端受金

め、且つ蒸氣給排を不調ならしむる害を生ずるので、普通その長さをピストン行程の 3~5 倍位にしてゐる。

#### (1) 構 造

主連棒はその前端を細端、後端を太端と稱し、共に杵形にしてその内部に 2 箇の受金及び受金摩耗の際の調整装置を有してゐる。共に棒と一體に作られるのが普通であるが、三シリンダ機關車の中主連棒太端の如く別體に作りボルトで取付けられたものもある。

第 261 圖 主連棒太端 (組立式)



- 1 主連棒太端棒
- 2 太端受金
- 3 楔
- 4 楔ボルト
- 5 取付ボルト
- 6 白メタル
- 7 油 壺

太端受金はクランクピンが回轉運動をするから、摩耗及び發熱に備へるためその内面に白メタルを盛る。又最近の如く油使用のものでは總白メタルとなし數條の溝を設けその内部にフェルトを挿入し給油を良好ならしめてゐる。細端受金はクロスヘッドピンが回轉するものでないからその必要はない。而して受金はその一方は共に太端、細端棒に直接にその背面にて接し、他方は楔又は楔受を介して楔により締付けられてゐる。

従つて楔寄の受金背面は楔勾配と同一なる傾斜面を有してゐる。この兩者の接觸面積の相違から受金の破損或は段付摩耗を來す處があるので、C59 形式機の如く太端受金と楔との間に挟金を設ける方が保守上にも良く且つ斯くすれば受金背面に勾配を附する必要がなく、従つて前後受金を共通に使用することが出来るが挟金の方は勾配を附さねばならない。



又太端棒内面が段付になつて居るのは受金及び受金と接觸する棒内面が摩耗せる場合に便するためである。

受金の負擔圧力は透射面積1平方糎につき細端部に於て350 疋以下、太端部に於て180 疋以下とされてゐる。

従つて今ピストン面に作用する總圧力をP 疋

受金内徑をd 糎

受金の幅をl 糎とすれば

細端部  $P/ld < 350 \text{疋}/\text{糎}^2$

太端部  $P/ld < 180 \text{疋}/\text{糎}^2$

である。

#### 【参考】

太端楔ボルトの棒貫通部の穴は楕圓形(前後方向)になつてゐる。之は次の様な理由による。即ち楔ボルトはこの穴の中心にあるのが普通であるが、太端棒内面又は受金及び楔背面が摩耗せる場合を考へると、若し主連棒が前方に引張られる時は後方の受金のみには圧迫力は作用し楔は遊んでゐるが次に主連棒が圧縮力を受ける場合を考へると、力は太端棒→楔→受金→クランクピンの順に傳はり、若し摩耗せる場合は楔ボルトは上下太端棒部を支點とし強力なる力で曲げ作用を受け折損することとなる。依つて、この貫通部穴を前後方向に楕圓にしておくと前後方向の餘裕がありかゝる不都合を避けることが出来る。

### (2) 受金調整装置

受金調整装置は細端に於てはクロスヘッドとの關係上専ら後寄にしか取付けられず、太端に於ては何等支障がないから受金の前後何れにも取付け得る。今ピン又は受金摩耗せる場合を考ふるに、楔及び楔寄受金背面は共に傾斜面になつてゐるから楔を緊締するとこの受金は他の受金の方へ寄せられることとなり、クロスヘッドピン又はクランクピンと受金との隙間は調整出来るが、この場合細端側に於ては後楔式であるから、受金中心は前方へ移動し主連棒を長く

する様な結果を生じ、又太端側に於て前楔式なれば同様な結果を來すから略兩者の和だけ主連棒が長くなつたこととなる。(主連棒の長さとは前後受金中心間距離を云ふ。)次に太端後楔式であれば逆に主連棒長さを減することとなり細端側と併せ考ふれば主連棒長さは變化しない筈であるが、一般に摩耗度は細端より太端の方が大きいから実際には主連棒は幾分短かくなる。而して主連棒長さが變化すればピストン隙間が變化すると共に種々なる弊害を作ふ故に、この點よりすれば太端後楔式の方が良いこととなる。併しこれは動輪軸箱楔の位置と併せ考へる必要がある。即ち機関車はその力行中軸箱前部に作用する力が大きく且つ力行時は普通惰行時よりも長いから軸箱前部の摩耗が後部よりも多く従つて軸箱楔は前部に設ける方が良く最近の機関車は殆ど斯くなつてゐる。従つて軸箱楔を調整する場合車軸中心はシリンダに對し後方に移動しピストン隙間は前方が大となり後方が小となる。従つて太端楔が後方なる場合はこの傾向を助長し、前方なれば相殺しピストン隙間の前後寸法相違を來すことが少くなるから、軸箱楔と太端楔は前後何れも同じ側に取付けるのが良く最近は専ら前方に設けてある。

尚、楔の勾配は細端 $\frac{1}{8}$ 、太端 $\frac{1}{6}$ 位が普通である。

### (3) 受金の調整

クランクピンの受ける圧力は動輪一回轉中に於て種々變化するものである。即ちクランクが死點にある場合ピストンより傳はる圧力は最大であり従つて摩耗も大である筈であるが、普通機関車は20%乃至30%位の締切で運轉するから、クランクピンが死點より約 $\frac{1}{4}$ 圓周回轉する間はその圧力は最大である。従つて機関車が前進運轉をする時はクランクピン及びクロスヘッドピンの摩耗はピストンの前進行程の場合後部死點より上方約 $\frac{1}{4}$ 圓周迄が大で、その後は蒸氣は



締切られるから漸次圧力も小さくなり摩耗も少くなる。又逆行程のときは前死点より約 $\frac{1}{4}$ 圆周下方に回轉する間が大で漸次減ずる。

依つて、クランクピンの摩耗は楕圓形に偏するものである。その他クランクピンの摩耗を來す原因としては遠心力、往復運動部分の惰力及び之にかゝる各種重量等をあげることが出来るが、これ等の影響は高速度に於ては相當大となるが蒸氣圧力に比べ遙かに小さい。従つて受金の調整はクランクピンが眞上の位置から約45度前方に回轉した位置又はその正反對の位置で行はねばならないが、主連棒傾斜の影響又は太端にかゝる重量等を考へて前者の位置で行ふ方がよい。

而して受金の摺合せに際しては兩受金を充分緊締し、クランクピンの最大直径の部で尙無理のない様クランクピンとの當りを良好ならしむる様加修しなければならぬ。

尙、修繕後は主連棒の長さに変化を來すからピストン隙間を調べこれが規定内にある様注意しなければならぬ。

(ピストン隙間前後の差は3耗が限度である。)

#### (4) 主連棒の受ける力

主連棒はピストン面に作用する蒸氣圧力、回轉によつて生ずる遠心力による屈曲作用及び主連棒自體一支柱としての屈曲作用を受けるものである。而して材料力學上蒸氣圧力による所謂引張及び圧縮力は棒の各部平等であるが曲ゲモーメントは棒の中央に於て最大である。又遠心力は太端部に於て最大にして細端部に於ては零であるから、遠心力及び棒自體としての曲ゲモーメントは中央附近が最大であり、従つてこれ等の力に耐へ得る様棒中央附近斷面積を大とし且つ太端部は細端部より大きくしてある。

今蒸氣圧力に對する引張及び圧縮圧力のみについて考へると

$A$  = 棒部の最小斷面積 (平方糎)

$P$  = シリンダ擴大限度に於けるピストン面に作用する總圧力 (疋)

$f$  = 許シ内力 (疋/糎<sup>2</sup>) とすると

$$f = P/A$$

なる關係が材料力學上より成立する。この許シ内力を鍛鋼 (SF54) に對して 700疋/糎<sup>2</sup> 以内、特殊鋼に對して 850疋/糎<sup>2</sup> 以内としてゐる。

## 第二節 連結棒

連結棒は主動輪クランクピンと他の從動輪クランクピンとを連結し恰も一箇の動輪の如く一體の働きを爲さしむるものである。即ち主連棒に依り主動輪が回轉し、その回轉力は連結棒を介して他の動輪に分配せられる。

機關車の引張力は動輪とレール間に作用する所謂粘着力より大なれば空轉を起して機關車は前進することが出来ない。この粘着力は動輪上重量と動輪とレール間に作用する粘着係數との相乗積で、粘着係數は普通 $\frac{1}{3}$ 位にして之を餘り大にすることは出来ず、従つて引張力を大ならしむるためには勢ひ動輪上重量を大ならしめねばならないが、これは建設規程で動輪一軸上重量は最高18噸に制限されて居りこれを超過することは出来ないから動輪數を増し粘着力の増加を計らねばならない。

今各動輪上重量を夫々  $W_1, W_2, W_3$ 、粘着係數を  $\mu_1, \mu_2, \mu_3$  とすれば

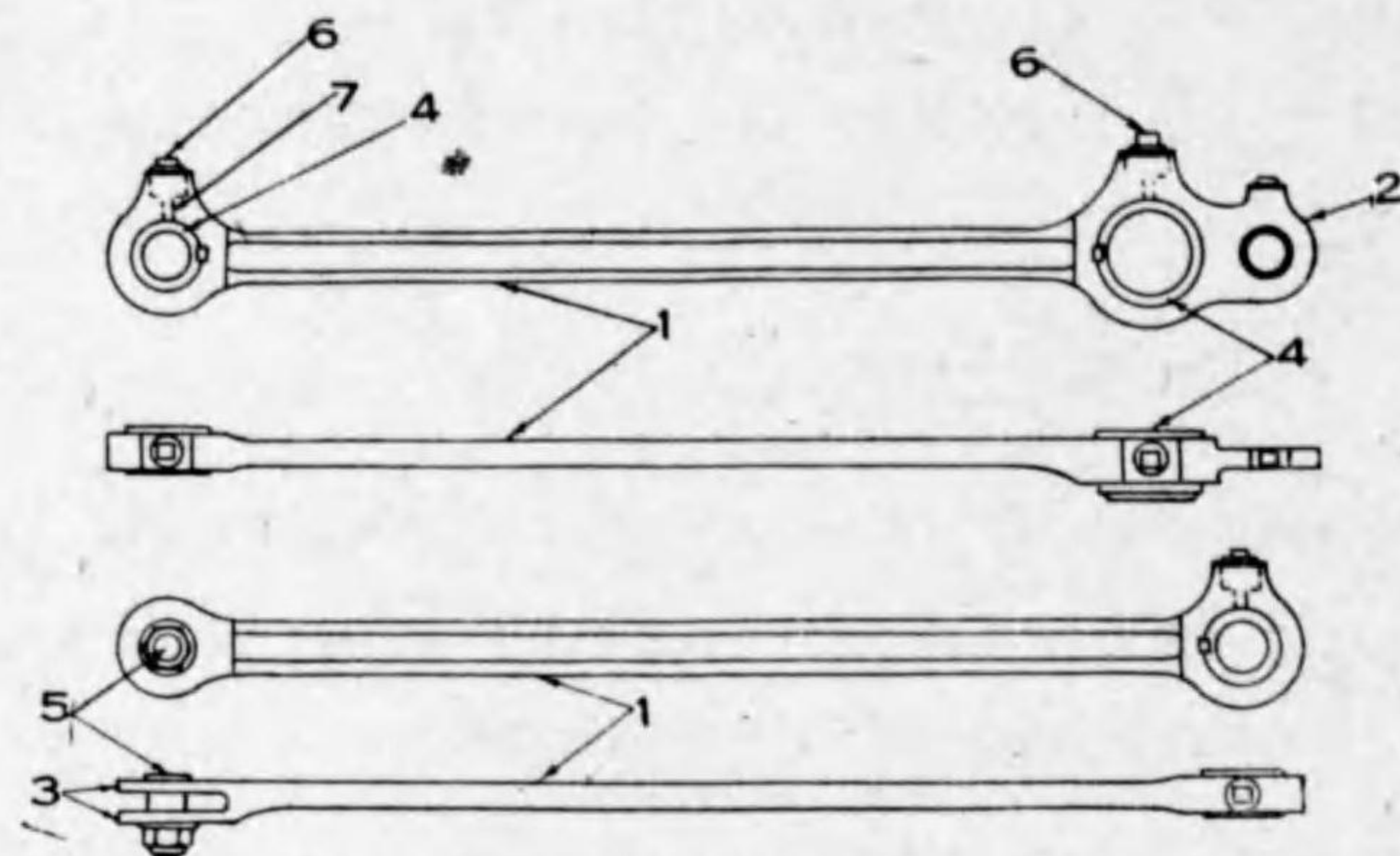
$$\text{粘着力} = \mu_1 W_1 + \mu_2 W_2 + \mu_3 W_3$$

となり、動輪數を多くすればする程粘着力は大となり従つて引張力を大ならしめ得るのである。



又三對以上の動輪を連結するものは線路の勾配變化、高低及び動輪の直徑不  
同等により動輪中心を一直線上に置くことが出来ず無理を生じ、その屈曲折損  
等のない様二本以上に分割し、第262圖に示す如くその一方を二又にし他の棒  
の一端をアイエンドとし兩者を肘ピンで結合してゐる。

第262圖 連結棒



1 連結棒    3 二 又    5 肘ピン    7 油 管  
2 アイエンド    4 受 金    6 油 壺 蓋

連結棒の材質は普通鍛鋼を用ひ、又重量軽減のために断面をI形となし、兩  
端には圓形の穴を穿ち砲金製ブツシュを圧入し、尙回轉防止のためキーを嵌め  
てゐる。

又クランクピンへ給油するために油壺を設け油管はブツシュに設けた穴に嵌  
る迄ネヂ込む様にしてある。

連結棒に加はる力は引張及び壓縮力は共に主連棒の場合より遙かに小さいが  
全部が一樣なる回轉運動をなすから遠心力に依る曲げ作用及び棒自體としての  
曲げ作用等に耐へる様に作らねばならない。而して曲げ作用は中央部が最大で

あるから主連棒と同じく中央を兩端部分より稍大きくするのが理想的であるが  
工作上全長を同一断面にしたものが多い。尙動輪が滑走せんとする時に受ける  
力は主連棒にかゝる力と略匹敵するものであるから、之にも耐へ得る様製作せ  
られてゐる。



## 第四章 車輪、軸箱

### 第一節 車輪、車軸

#### (1) 車輪の効用

一般に物體を運ぶとき、車輪を用ふことは日常吾々が良く見ることであるが、これは次の様な理由による。

イ、轉動する場合の所謂回轉摩擦の方が引摺られるときの迂り摩擦よりも小であるから抵抗が少い、殊に車軸が充分良く仕上げられ且つ給油されて居るときは特にその抵抗が少い。

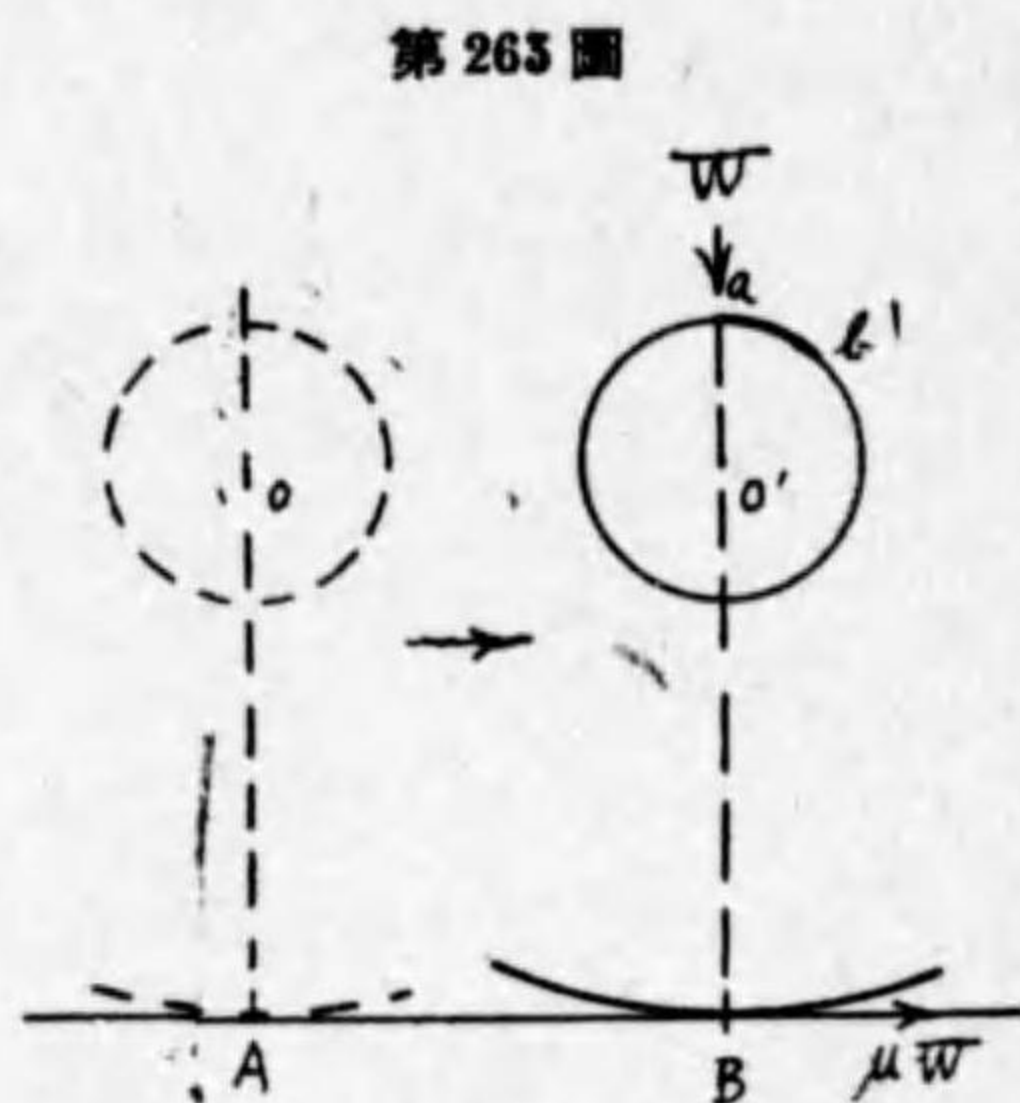
ロ、仕事量の方から考へると、機関車

等の如く車軸上に重量を負擔し回轉する時は之が滑る時に比較して車軸直徑と車輪直徑との比及び車軸の摩擦係數と車輪の粘着係數との比の相乗積に相當するだけで良く、従つてこれに相當する小さい力で良い譯である。即ち第263圖に於て車輪が回

轉せず滑るときの抵抗力は重量  $W$  と粘着係數  $\mu$  との積にして、之に打ち勝つて  $AB$  だけ移動したとすればこの場合の仕事量は

$$\text{力} \times \text{距離} = \mu W \times AB$$

又回轉せる場合を考へると、この場合の抵抗力は重量  $W$  と車軸ジャーナルに於ける摩擦係數  $f$  との積でこれに打ち勝つて  $AB$  だけ移動したとすればこの場合の仕事量は、車軸に於て抵抗に打ち勝つて動いた距離は  $ab$  であるから



$$\text{力} \times \text{距離} = fW \times ab$$

従つて兩者の場合に於ける仕事量の比は次の如くなる。

$$\frac{fW \times ab}{\mu W \times AB} = \frac{f \times ab}{\mu \times AB}$$

而して  $ab$  と  $AB$  の比は車軸と車輪直徑の比に等しいから今夫々直徑を  $d$  及び  $D$  とすれば、 $ab : AB = d : D$  となる。

従つて上式は次の如くなる

$$\frac{fW \times ab}{\mu W \times AB} = \frac{f \times ab}{\mu \times AB} = \frac{fd}{\mu D}$$

今  $fd : \mu D$  の比の値について考へるに、粘着係數 (普通  $0.1 \sim 0.15$ ) は摩擦係數 (普通  $0.01 \sim 0.015$ ) の約10倍位で、車輪直徑と車軸直徑の比は普通  $1/6 \sim 1/4$  位である。

今  $f : \mu = 0.01 : 0.1$      $d : D = 1 : 8$  として計算すると

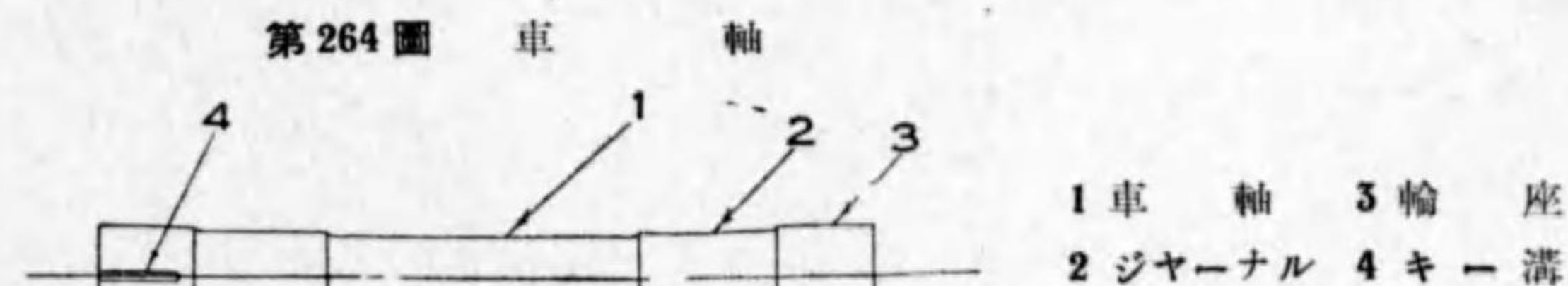
$$\frac{fW \times ab}{\mu W \times AB} = \frac{0.01 \times 1}{0.1 \times 8} = \frac{1}{80}$$

となり従つて、車輪が回轉する場合は滑る場合の  $1/80$  の力で間に合ふこととなる。

次に機関車に用ひる車輪は動輪、台車々輪及び炭水車々輪の三種があり、夫々車軸、輪心及びタイヤの三主要部より構成されてゐる。

#### (2) 車軸

車軸は第264圖に見る如く圓い一本の棒状のもので左右車輪を連結して適當



な間隔を保たしめ車輪と共に回轉するものであつて、動輪等に用ひられてゐる

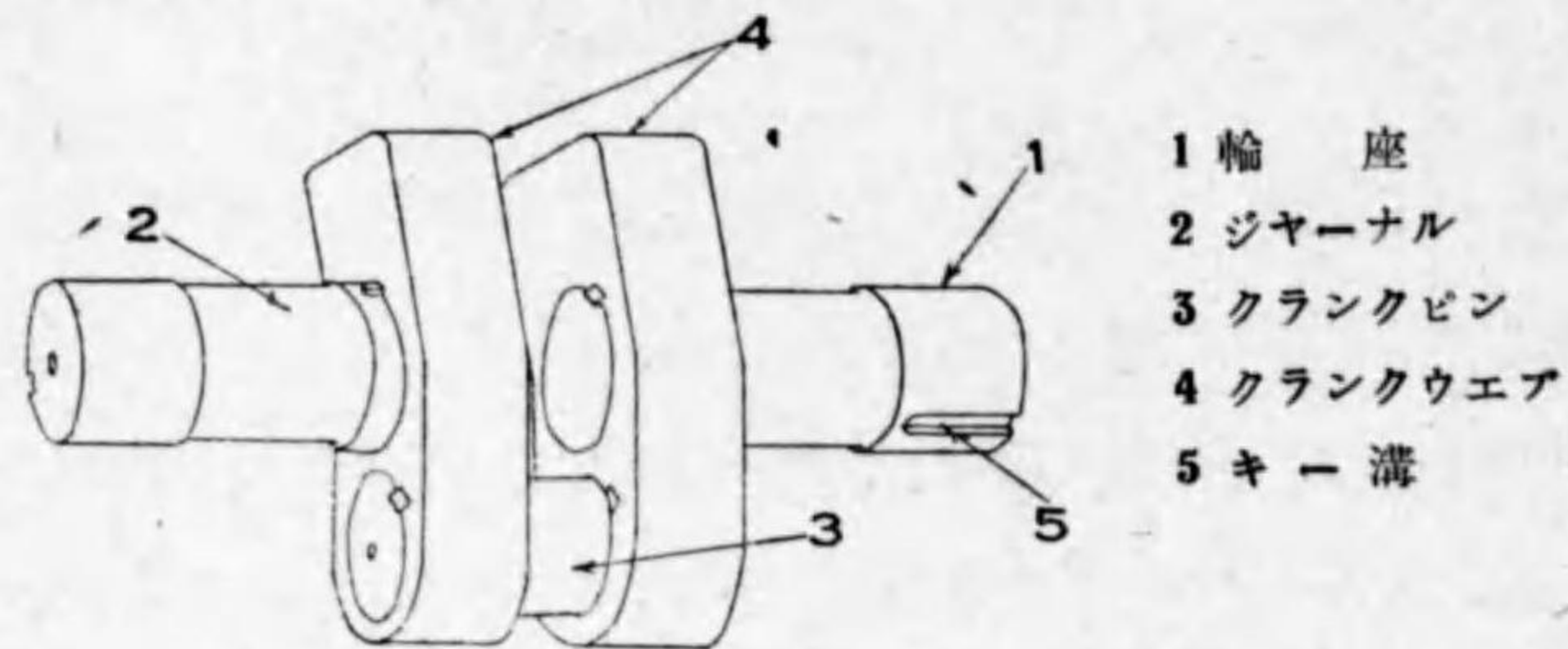


内側ジャーナル式のもの、炭水車々輪等に用ひられてゐる外側ジャーナル式のものがある。

又板台枠の機関車では横方向に弱いから横動を制限するためにジャーナル内方に錨を設けてゐる。而して最近では専ら棒台枠を使用することになつたので、圖の如く錨のない車軸を使用してゐる。

車軸は車體の全重量及び動搖等のため曲げられ又動輪にあつてはクランクにかゝる回転力のため捻曲作用を受けるから、一般に鍛鋼又はニッケル、クロム鋼等の如き特殊鋼を用ひ丈夫に造つてある。車軸を輪心に取り付けるには普通その直徑をボス穴徑より少し大きく仕上げ水圧々入によつてゐるが、更に安全を期するためキーを挿入することが多い。

第265圖 三シリンダ機関車主動輪用車軸



第265圖は三シリンダ機関車の主動輪用車軸で、中シリンダ主連棒を取付ける關係上これを屈曲せしめ、又クランクピンの反對側には鍛鋼製ウエブを付け釣合錘の用を兼ねしめてゐる。

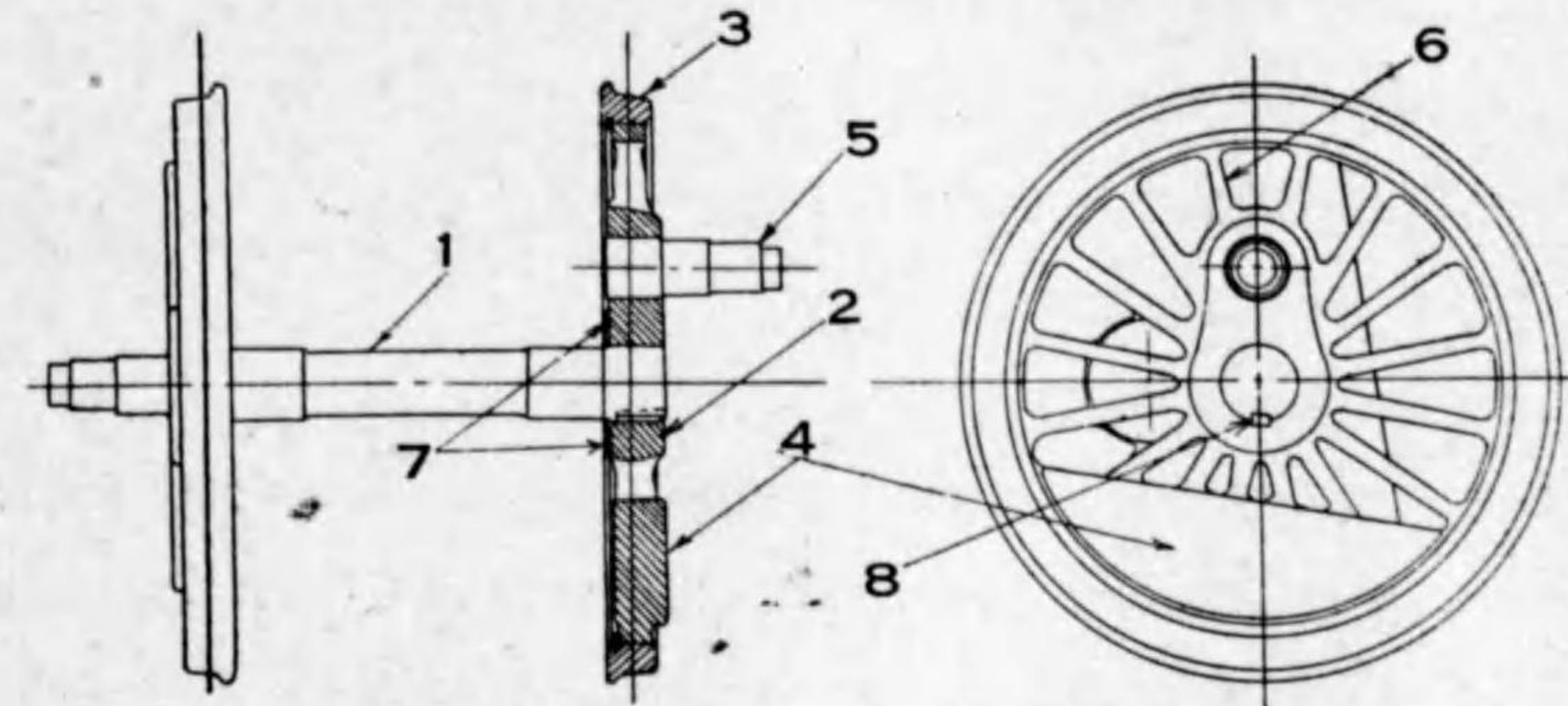
【参考】

車軸の中には中央部を細くしてあるものもあるが之は材料力學上中央部に近い部分には他部分よりかゝる力が小さいからであり、斯くすれば材料の節約となるが工作は幾分難しくなる。

(3) 輪心

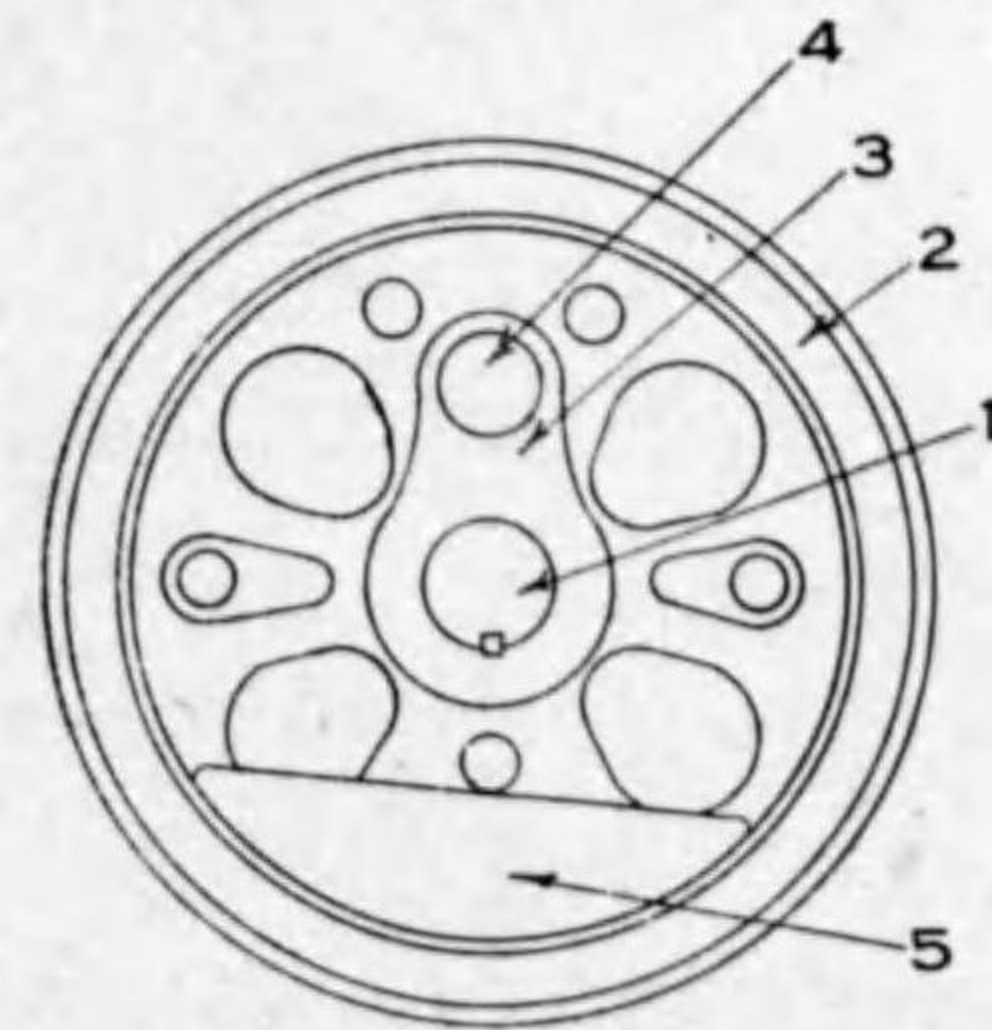
輪心は専ら鑄鋼で製せられボス、スポーク及びリムよりなり、動輪用輪心にはピストン、クロスヘッド、主連棒、連結棒及びクランクピン等の往復及び回転部分の惰性に基因する悪性動搖を軽減するためクランクピンと略反對側に釣合錘を取付けてゐる。

第266圖 主動輪



- |      |       |          |      |
|------|-------|----------|------|
| 1 車軸 | 3 タイヤ | 5 クランクピン | 7 當金 |
| 2 輪心 | 4 釣合錘 | 6 スポーク   | 8 キー |

第267圖 箱形車輪



- |           |
|-----------|
| 1 車軸      |
| 2 タイヤ     |
| 3 ボス      |
| 4 クランクピン穴 |
| 5 釣合錘     |



而してこの種の輪心は各部の厚さが違ふため鑄造の際局部的に冷却の遅速を生じ又収縮も不平均となるから鑄造の際に内部応力を生じ龜裂發生の原因となる。

最近では第267圖に示す如き箱形に造られるものが多い(C57, C58, C59及びD51形式機関車動輪に用ひられてゐる。)

箱形輪心は前者に比し次の様な利害がある。

- イ、鑄造容易且つ構造簡單で堅牢である
- ロ、車輪自體の検査に便利である
- ハ、動輪回轉による空氣抵抗が少い
- ニ、タイヤ弛緩その他の故障が少い
- ホ、台枠内部の検査に不便である

輪心は外見上多數のスポークを有し又は箱形に造られて居る故に頑丈な様に見えるが、使用してゐる中には漸次楕圓形に變形して來るものである。之が變形するとタイヤの弛緩を來し又タイヤ裂損の原因ともなる。

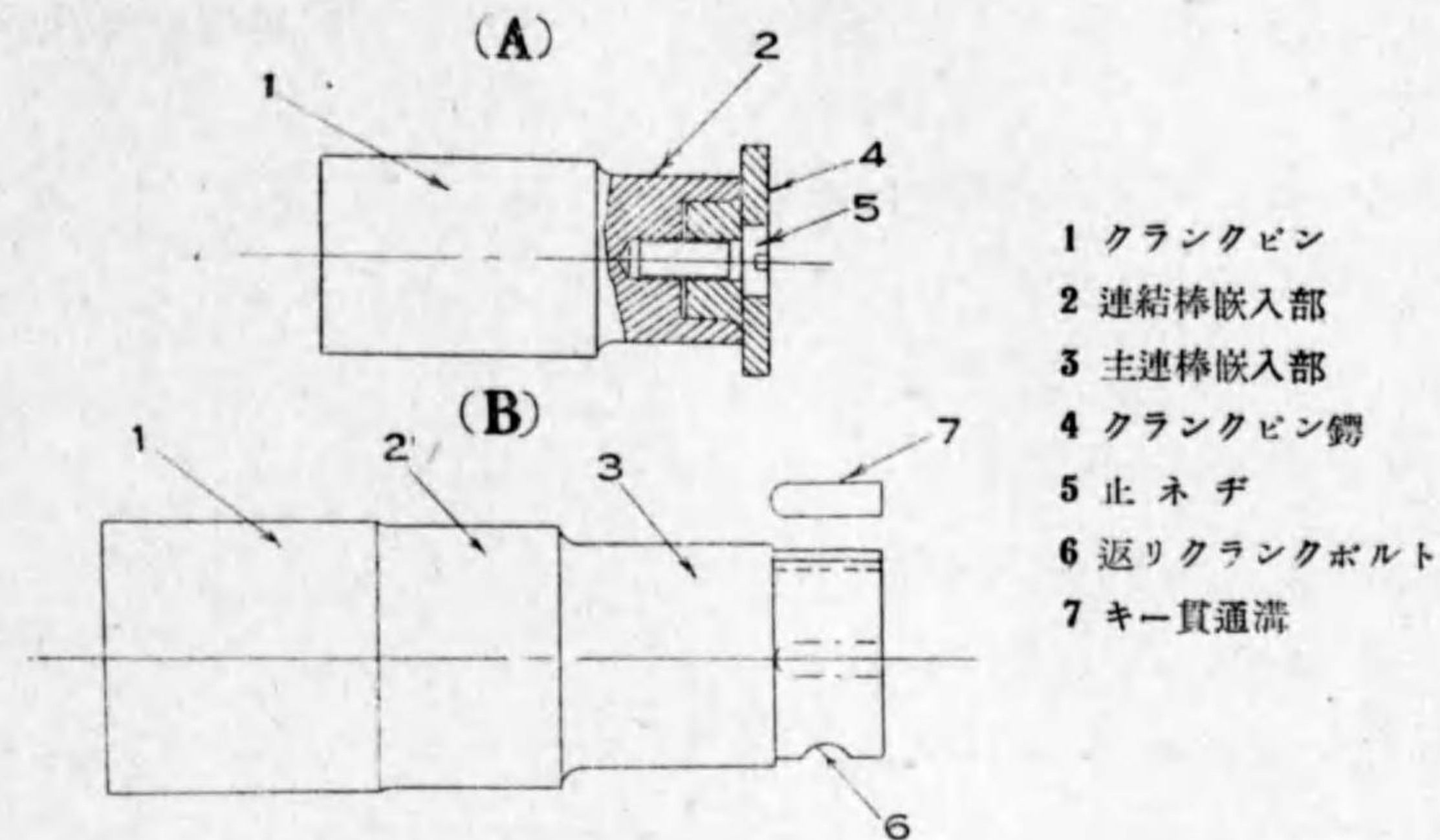
又動輪用輪心には前に述べた如く釣合錘を取付ける外第268圖に見る如くクランクピン嵌入部を設けてある。この圖は主動輪に對するものでクランクピンには第268圖(B)に示す如く返クランクを取付けるためクランクピン最外側にキー溝及び返クランクとクランクピンを貫通するボルト溝が造られてゐる。

連結動輪に對するものは第268圖(A)に示す如きクランクピンで、之は連結棒を取付けるだけであるから構造簡單でその外側に鑄をねち込み更にその弛緩脱出防止のため左ネチなる止ネチを用ひてゐる。

而して新製機関車には重量輕減のため中空に造り表面焼入を施したものを用ひてゐる。尙C59形式機関車各動輪クランクピンには塵除ケを設けてゐる。

又軸箱受金に接するボス内面には、摺動摩擦を良くするためと摩擦の際取替

第268圖 クランクピン



に便するため圧延鋼板又は砲金板の當金を取付けてゐる。最近は從輪及び台車々輪に取付けられてゐる。

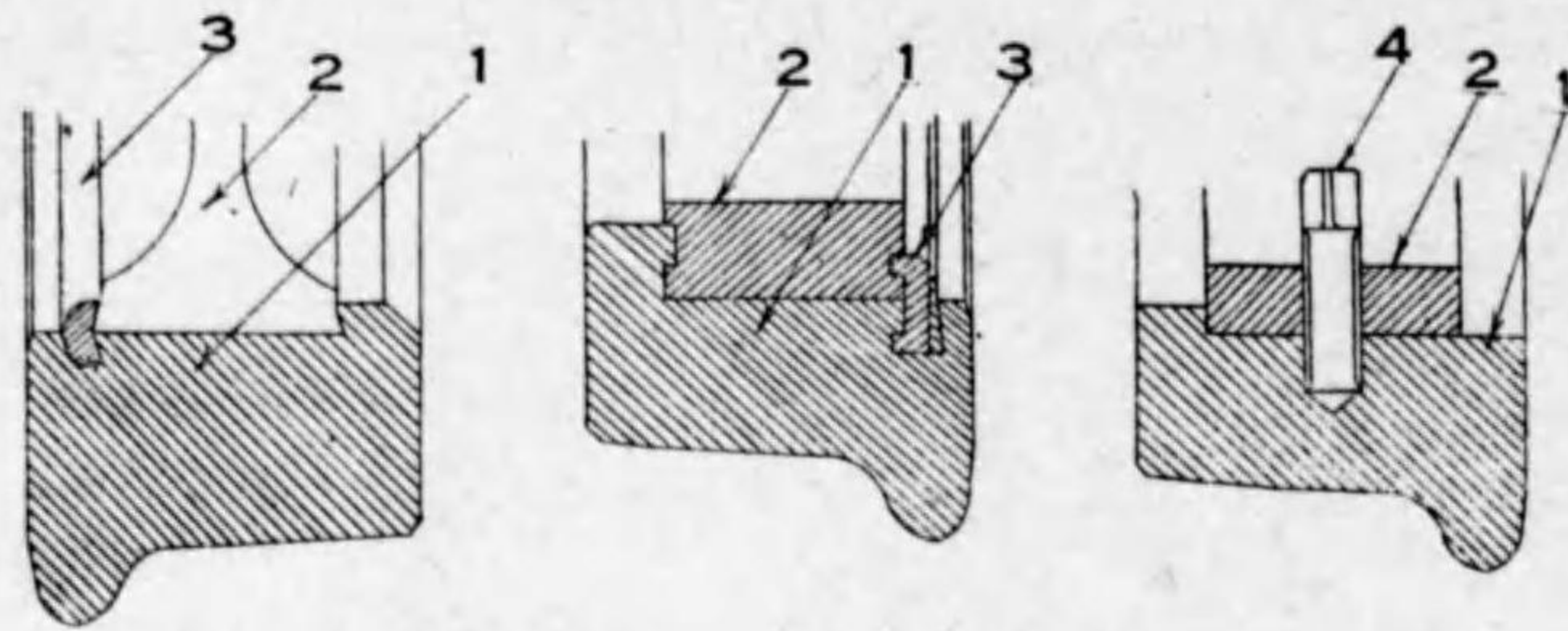
#### (4) タイヤ

タイヤは車輪の最外周にあつて直接レール面と接觸し回轉する部分で第269圖の如くその内面には輪心リムと適合すべき窪み及び止輪を嵌入する溝を穿ち又その外面は踏面に勾配をつけその端にフランヂを設けてゐる。フランヂは車輪がレール外に脱出するのを防止し、踏面の勾配は運轉中常に車輪を正位に保ち、又曲線通過の際遠心力により車體が外側に倚らうとし従つて外側車輪は直径の大なる部分、又内側車輪は直径の小なる部分で回轉することとなり、曲線に於ける内外レール長さの異なるに拘らず滑走空轉することなく圓滑に曲線通過をなさしめるものである。

タイヤは之を輪心に取り付けるにはタイヤ内径を輪心外径よりも稍小さく仕上げ、焼嵌法によつて兩者を結合し且つ止輪を嵌め込み後その上部を槌打して抜



第269圖 タイヤ



1 タイヤ 2 輪心 3 タイヤ止輪 4 止ネジ

け出しを防止するのが普通である。

而して近時止輪はタイヤ弛緩防止上餘り効果のないことが判り今後は使用されないことゝなつた。

次に、フランジ摩耗の原因を列挙すると

- イ、機關車左右の荷重偏倚せるとき
- ロ、車軸中心線とシリンダ中心線が一致しない、即ち車體の傾斜せるとき
- ハ、復元力に左右の差があるとき
- ニ、車軸の横動遊間の不適當なるとき
- ホ、曲線に於けるスラックの不當なるとき
- ヘ、左右車輪直徑不同なるとき
- ト、バネ調整不良のため台枠水平不良なるとき

等である。従つてこれを防止するには常に機關車各部を良好なる様保守調整すべきであつて、そのために起る脱線、走行抵抗の増加及び動搖の増大を極力防止しなければならない。

又、タイヤ弛緩の原因を列挙すれば

- イ、燒炭代の過小

- ロ、材質不良
- ハ、外輪の摩耗（厚さの薄くなつたもの）
- ニ、輪心の變形
- ホ、長時間のブレーキ使用 等である。

従つて制動開始前より冷却装置を使用するとか、長い下り勾配線運轉に於ける制動方法等に注意すべきである。

而して弛緩の徴候は、輪心とタイヤ間の油の滲出状態又はハンマーを以て槌打して濁音を發するか否かで判り、若し斯かる兆候のあるものには、輪心リムと外輪とに亘る白線を印し摺動の有無を知ることが出来る。

#### 【参考】

輪縁摩耗防止のためフランジ焼入を施したものもある。

車輪直徑は速度及びシリンダ牽引力に關係する。

即ち一定距離を行くに直徑大なる方は回轉數は少くて良く、直徑小なる方は牽引力は大となる。

又直徑大なる方が小なる方よりレールに乗り上げ易い。従つて機關車では先輪を設け誘導作用をせしめてゐる。而して、建設規程に依り最小直徑を定められてゐる。

## 第二節 釣合 錘

糸の先に錘をつけて之を振廻すと手には糸の方向に引張られる様な力を感じる。即ち物體が回轉してゐる時は物體にはその回轉中心から離れようとする力が作用するもので之を遠心力と謂ふ。又ピストンの如く往復運動をしてゐる物體は常に速度が變化し、従つて速度變化を起さしむるためには或力が必要であるから、加速及び減速のために起る力が前後方向に作用するものである。而してこれ等二つの力は物體の重量及び速度（往復運動部分の惰力は速度の變化）が大なれば大なる程大となる。機關車に於てはクランクピン、返クランク及び



連結棒、主連棒の一部等は回轉運動をしてゐるからその遠心力に依り機関車を前後及び上下に動揺せしめ、動輪上重量の變化を來し、或はレール槌打等の作用を起し、又は往復運動部より來る惰性に依り前後動及び蛇頭動等を發生し到底圓滑なる運轉をすることが出來ない。この作用をなくするため動輪に釣合錘を設けてゐる。

### (1) 回轉部分に對する釣合せ

或物體が回轉してゐる時、遠心力が作用することは今述べたのであるがその大きさは次式で表はされる。

$$F = \frac{mV^2}{R} \times 10^5$$

但し  $F$  = 遠心力 (ダイン)     $V$  = 回轉體の線速度 (米/秒)

$m$  = 物體の質量 (匁)     $R$  = 回轉半径 (米)

今回轉體の重量を  $W$  匁、重力による加速度を  $g$  米/秒/秒、 $n$  を一秒間の回轉數、 $\pi$  を圓周率とすれば 1 匁の力は  $g \times 10^5$  ダインにして重量  $W$  と質量  $m$  は重力單位にては同値なる故  $m = W$  となり  $V = 2\pi Rn$  (米/秒) となるから、今力  $F$  を重力單位で表はした値を  $F'$  とすれば

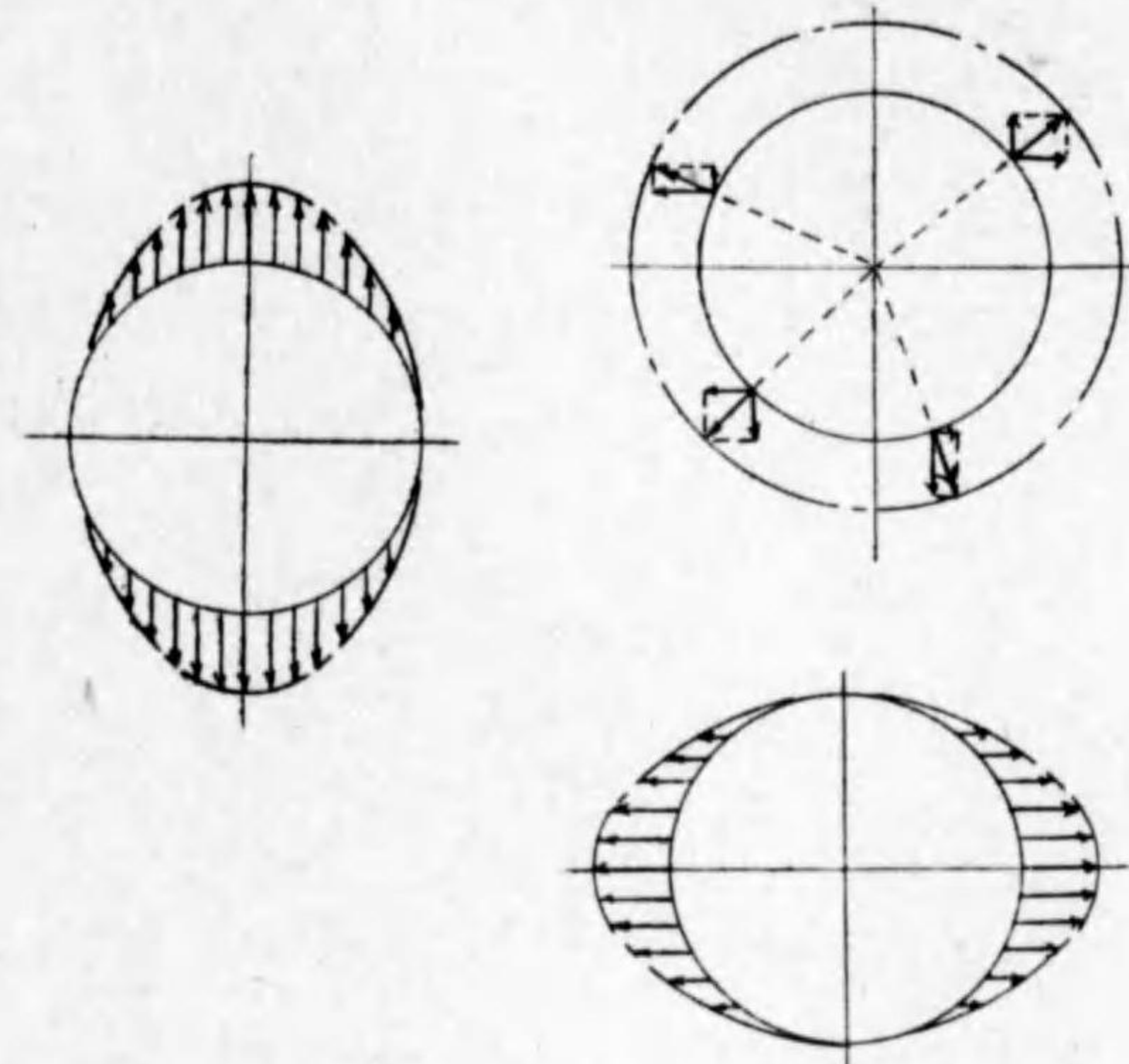
$$F' = \frac{\frac{W}{g} \times (2\pi Rn)^2}{R} = \frac{WR(2\pi n)^2}{g} \text{ (匁) となる。}$$

この式に依り明らかなる如く遠心力は物體の重量及び速度の自乗に比例して増大するもので速度が高ければ極めて大なるものとなる。(  $g$  の値は土地によつて多少變化するが普通一定にして 9.8 米/秒/秒と見て大差ない。)

而して機関車の回轉部分の重量は總てクランクピン上に集中するものと考へられるから、その遠心力は車軸中心とクランクピンとを結ぶ直線上で外方に作用する。即ち第 270 圖に見る如く車軸中心より放射狀に作用するもので今之を前後方向と上下方向とに分解すると、同圖に見る如く上下方向の分力は上下極

端で最大となり漸次小さくなり、前後極端では零となつてゐる。又前後方向の分力は逆に前後極端に於て最大にして、上下極端に於て零になつてゐる。即ち上下及び前後極端に於ては遠心力がその儘上下及び前後に働くこととなる。

第 270 圖



この上下方向の分力が機関車の上下動、前後方向の分力が前後動を起す原因となる。而して同圖に依つて明らかなる如く、クランクピン上に集中するものと考へられる回轉部分の重量と同一重量のものをこれと正反對の位置に取付けるものとすれば、兩者の遠心力は互に相殺しその影響は全然ないこととなる。即ち回轉體に依つて生ずる遠心力の影響をなくするためには、その回轉中心より等距離にこれと正反對の位置に同一重量の回轉體を取付けば充分であることを知る。而してこれは兩回轉體が同一平面上に於て回轉する場合のことであつて、機関車に於ては構造上斯くすることが出來ないのであり、これについて



は後に詳しく述べることにする。

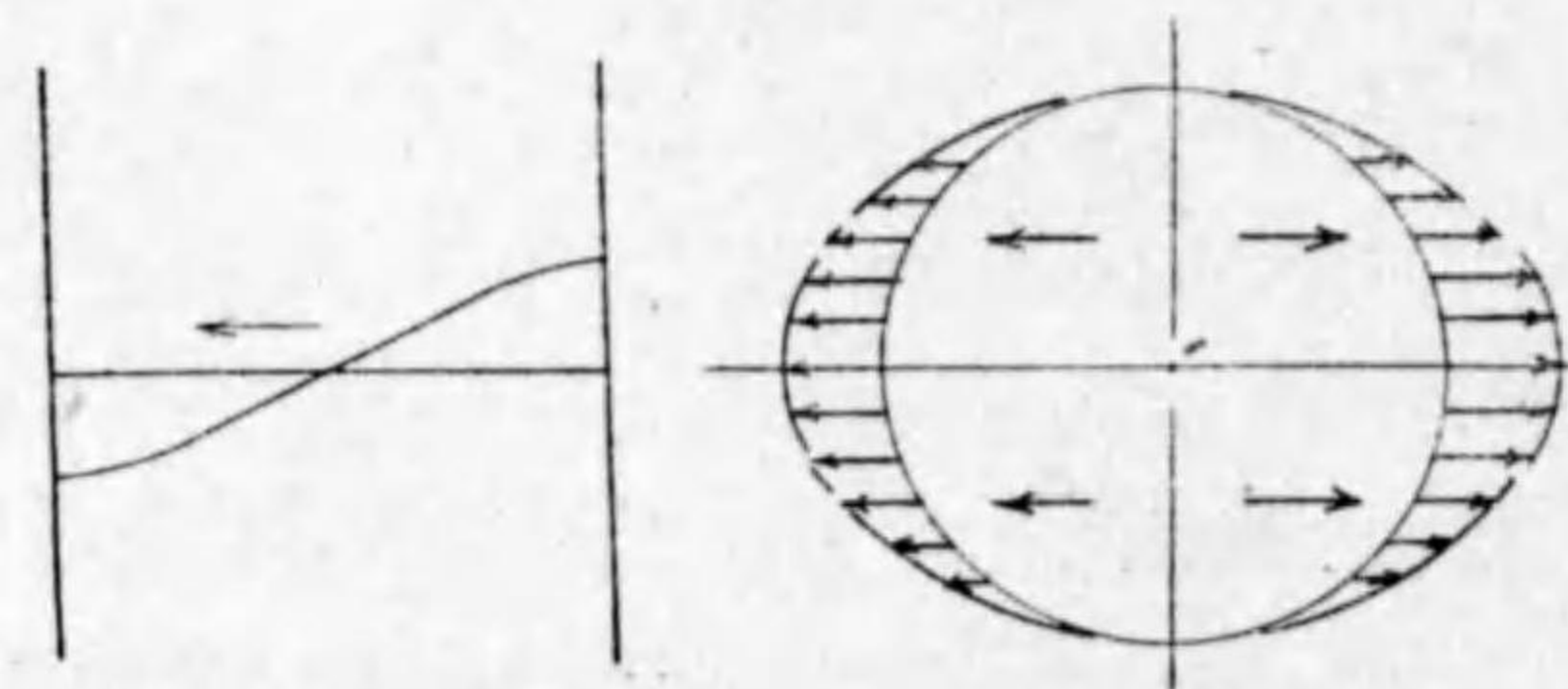
【参考】

回轉體の釣合せに於て兩者の取付位置がその回轉中心より等距離にない場合はその重量を回轉中心よりの距離の反比になる様にならね。即ち $m$ 及 $m_1$ をその重量、 $R$ 及 $R_1$ をその回轉中心よりの距離とすれば、 $m : m_1 = R_1 : R$ なる如くすれば良い。

(2) 往復運動部分に対する釣合せ

往復運動部分に依つて生ずる慣性力は減速度及び加速度に比例して變化するもので等速運動をしてゐる場合は發生しない。而して機関車が等速運轉をしてゐる場合に於てもピストン及びクロスヘッド等は常にその速度は變化してゐるから加速又は減速があり、そのため前後方向に慣性力が生ずる。即ち第271圖に見る如く行程の前後極端に於てはピストン速度は小であるが速度變化が大なる故その慣性力も大であり、行程の中央に近づくとピストン速度は大であるが速度の變化は小なる故慣性力も小さく、その中央に於て零となる。而してこの慣性力は動輪の回轉方向には無關係でありピストンが加速される場合はその運動方向と反對方向に、減速される場合は同方向に作用するものであるから、慣性力は交互に前後方向に作用し、従つて機関車に前後動を起さしむることとなる。

第271圖



この慣性力をなくするためには前に述べた回轉體の釣合せに回轉體を以てし

たと同様往復運動體を以てすれば理想的であるがこれは事實上不可能なことである。今第270圖に於て回轉體に依つて生ずる遠心力について考ふるに、その前後方向の分力は恰度この往復運動部分の慣性力と同一性質なることが判る。従つて今この水平分力のみについて考ふるに、往復運動部分の慣性力に等しい水平分力を生ずる回轉體を以てすれば完全にこの慣性力を釣合せ得ることとなる。即ち回轉部分に対する釣合せの位置、換言すればクランクと正反對の位置に錘を取付けるものとすれば、第271圖に於てクランク即ちピストンが行程の後半にある場合往復部分の慣性力は後方に向つて作用するが、この場合錘はクランクと正反對の位置にあり従つてその水平分力は第270圖に見る如く前方へ作用することとなり、兩者相殺することとなる。

即ち回轉部分に対する釣合せ錘と往復運動部分に対するそれとをクランクピン正反對側に取付けるならば、一應回轉部及び往復部に對する遠心力及び慣性力を釣合はすことが出来る。

而してこれは遠心力の水平分力のみを考へた場合で、勿論この場合垂直分力も同時に發生するものであるから往復部慣性力を相殺するに等しい水平分力を生ずべき釣合せ錘を取付けるものとすれば、當然垂直分力は不釣合の儘で残ることとなりこれが機関車の上下動を誘發することとなる。これは往復部に依つて生ずる慣性力を回轉體の遠心力を以て處理せんとしたことに起因するのであつてこの垂直分力の大きさを幾何にするかと云ふことを建設規程に定めてある。

即ち我が國有鐵道に於ては、回轉部分に對してはその全部を釣合せ、往復部分に對しては機関車の最高速度に於て往復部分に對する釣合せ錘に依るレール衝撃（垂直分力）が靜時に於ける該機關車片側軸重の15%を超過しない範圍内に於て出来るだけ多く釣合すことにしてゐるが、この方法に依つて設計された最

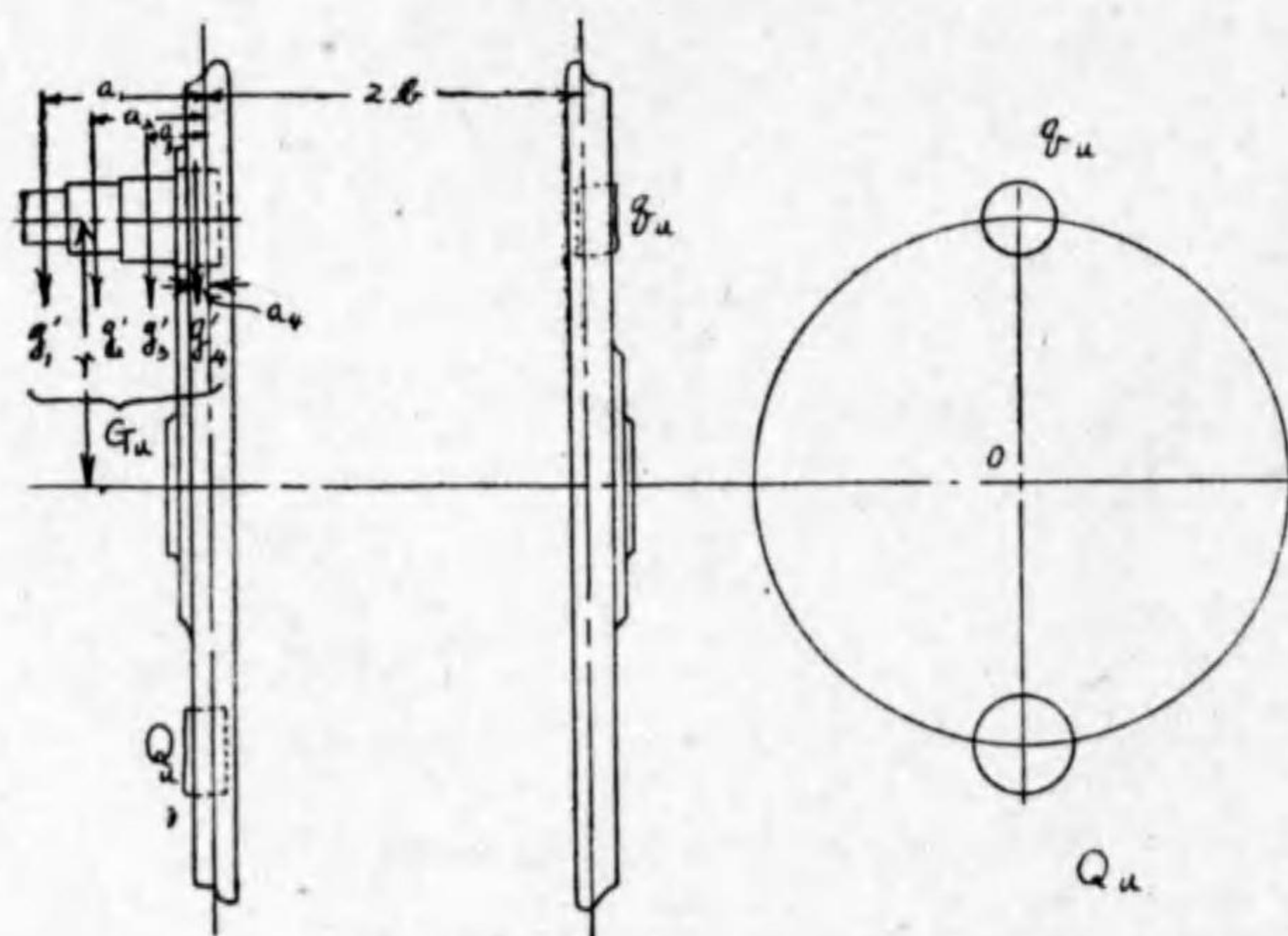


近の機關車は大體往復部重量の20~30%位が釣合されてゐる。従つて、この不釣合重量に依る慣性力により機關車の動搖及びレール槌打作用は殘存するわけで、これを少くするためには往復運動部分の重量を輕減することが必要であつて、近時特殊鋼を用ふるのは強度を増すと共に比較的重量を軽くし得るからである。以上述べたことはこれ等の力が同一平面上で作用する場合についてであるが、機關車に於ては構造上斯かることは不可能なことであるから次の様な方法によつてゐる。

### (3) 釣合 錘

機關車に於ては釣合錘を回轉部分及び往復部分に依り生ずる遠心力及び慣性力の作用する平面と同一平面上に取付けることは事實上不可能であるから、今述べた様にクランクと正反對の位置に取付けたのでは不充分である。今第272圖について考ふるに返クランク、主連棒取付部及びクランクハフ部に集中するものと考へられるものゝ重量を夫々  $g'_1, g'_2, g'_3$  及び  $g'_4$  とすれば、之等は動

第272圖



輪の釣合錘を含む平面と同一平面内でないから錘に依つて生ずる遠心力が偶力として作用する。

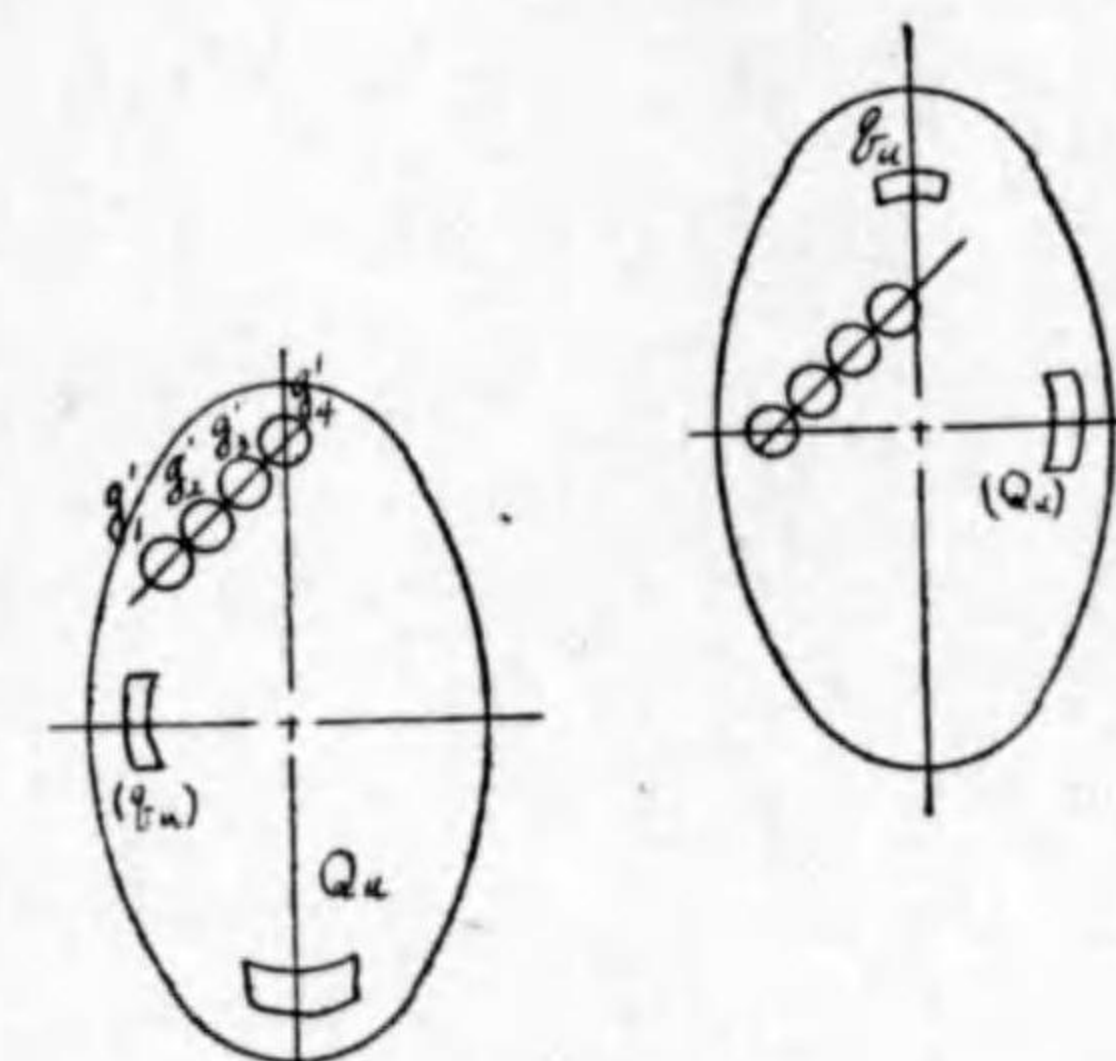
偶力とは水道のコックを廻さんとするときに作用する力の如きもので、即ちこの場合は  $g'_1, g'_2, g'_3$  及び  $g'_4$  は夫々  $a_1, a_2, a_3$  及び  $a_4$  を臂として圖に於て車輪を右方向に回轉せんとするモーメントを生ずる。従つてこの作用をなくするためにはこれと同じ大きさの方向反對なる左方向に回轉せんとするモーメントが必要であつてこれを反對側車輪に取付けてゐる。

即ち反對側車輪に今のクランクと同一位置に

$$qu \times 2b = g'_1 a_1 + g'_2 a_2 + g'_3 a_3 + g'_4 a_4$$

なる關係を満足する様な重さの錘を取付ければ良いこととなる。(モーメントは力と臂との積である。)

第273圖



即ち第272圖の右圖及び第273圖に示す如くなり、この場合  $Qu$  は片側クランクピン上に集中するものと考へ得べき回轉部分に對する釣合錘で  $qu$  はこの偶力に對して反對側車輪上に設けらるべき釣合錘である。従つて今片側車輪上の釣合錘につい

て考ふるに、第274圖に於てこの側のクランクを圖に示す位置とすればこれに對する釣合錘は  $Qu$  の位置に取付けねばならず又反對側車輪のクランクの位置はこれと90度の角差を有するから今そのクランクの位置を  $qu$  とすれば反對側車輪の偶力に對する釣合錘は  $qu$  の位置に取付けねばならぬ。

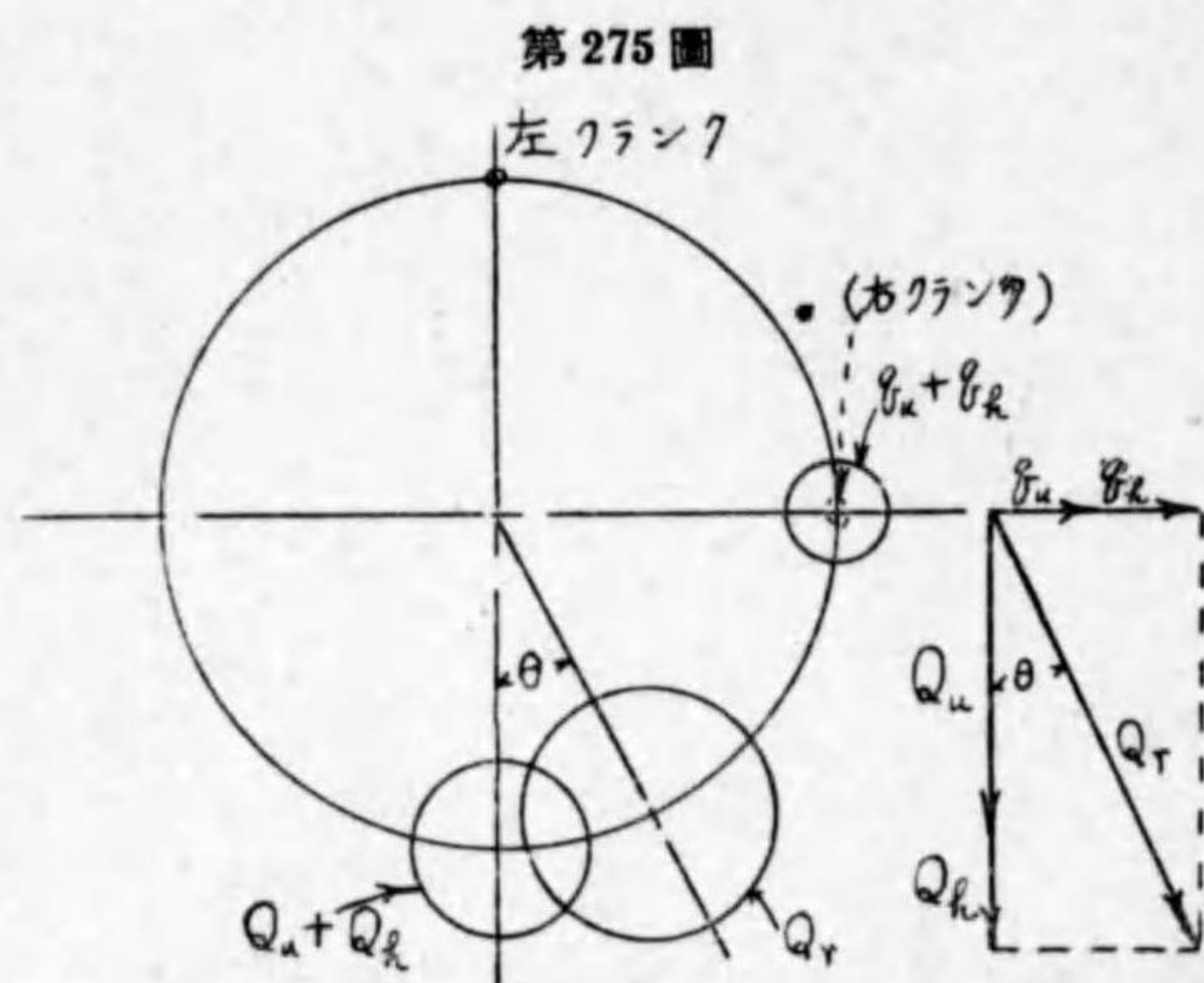
而して片側車輪に於て  $Qu$  と  $qu$  とを別箇に取付けることをせずこれ等二つを



合成したものを取付けるのが普通であるから、その合成釣合錘は力の平行四邊形の原理により  $qu$  と  $Qu$  とを二邊とする平行四邊形の對角線  $OQ'u$  の方向にして、その大きさが釣合錘の大きさである。

以上述べたことは回轉部分についてであるが、往復部分の惰

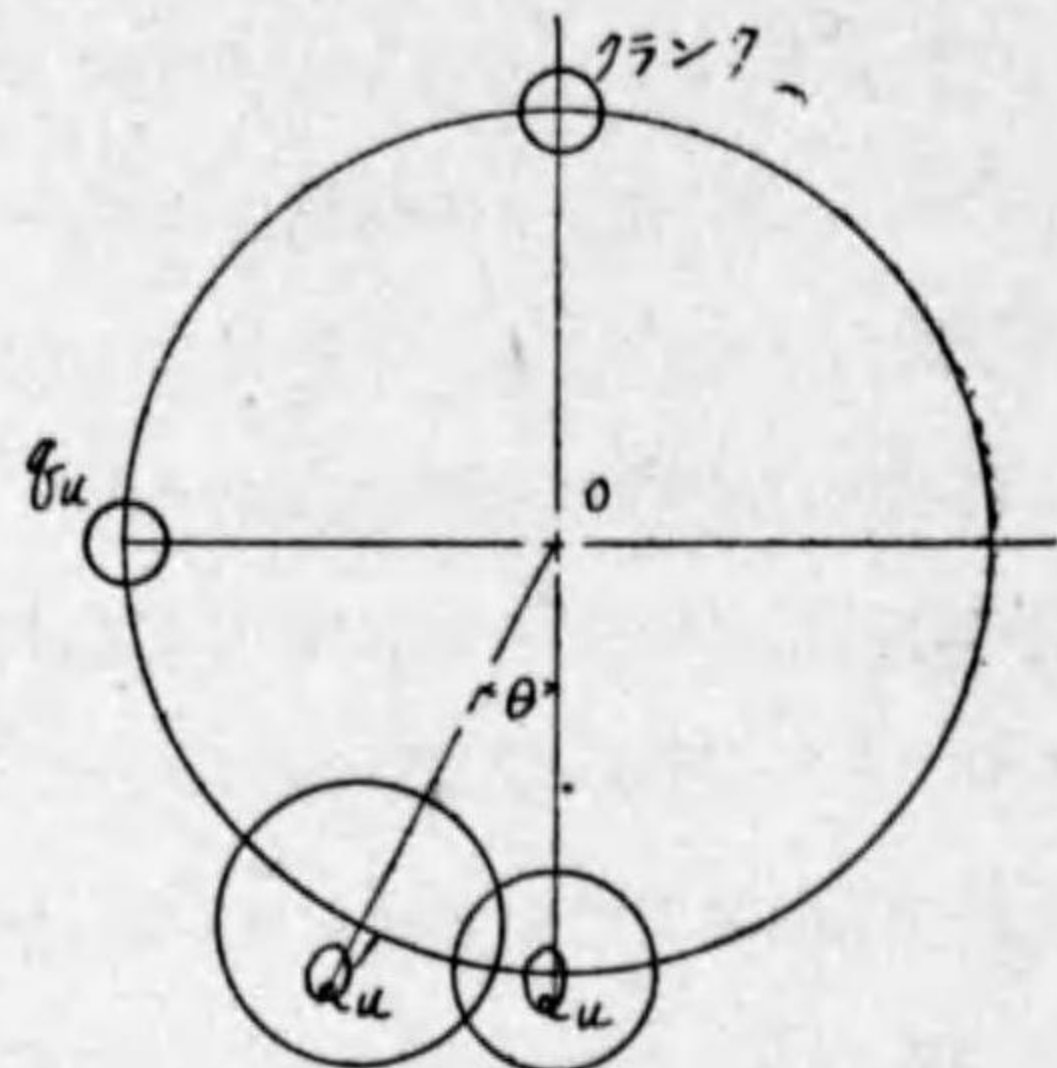
力もクランクピン上にかゝるものでありこれも動輪の釣合錘を含む垂直面と同一平面内になく、且つ片側車輪上に取付けるべきこれに対する錘はこのクラン



クと正反對の位置にあり、その偶力に対するものは反對側車輪上前のクランクと同一位置に取付けるべきことは回轉部分に対する場合と全然同様であるから、これ等の関係は第275圖に示す如くなる。

即ち同圖に於て今これを左側車輪と考へると、この側に取付けるべき錘は左側回轉部分及び往復部分に対するもの  $Qu$  と  $Qh$  を左クランクと正反對の位置に又右側車輪に対する回轉部分及び往復部分に対する偶力を打消すための錘は  $qu$  及び  $qh$  である。

第274圖



而して前にも述べた如くこれ等兩者の和を各獨立して左側車輪に取付ければよいが、これは構造上複雑であり又これ等の及ぼす影響はその合成なる一つの釣合錘の及ぼす影響と同一結果をもたらすから、今力の平行四邊形の原理を應用し同圖に示す如く  $Qu+Qh$  と  $qu+qh$  の合成  $Qr$  を求むれば、これが即ち回轉部分、往復部分及び偶力の關係等總てを考慮に入れた最後の釣合錘となる。即ち片側車輪に取付けるべき釣合錘は  $Qu+Qh$  と  $qu+qh$  との合成  $Qr$  にして、その取付けらるべき方向はクランクと車軸中心に對して正反對側の位置でなく、多少反對側クランク寄に偏倚した位置であることを知る。これは日常吾々がよく見て知つてゐることである。

第275圖に於て

$Q_u$  = 左側回轉部に對する釣合錘

$Q_h$  = 左側往復部に對する釣合錘

$q_u$  = 右側回轉部に對する錘の偶力相殺のため反對側（左側）車輪に取付けるべき錘

$q_h$  = 右側往復部に對する錘の偶力相殺のため反對側（左側）車輪に取付けるべき錘

【參考】

第275圖に於て判る様に釣合錘はクランクピンと正反對の位置でなく反對側車輪のクランク寄に偏倚してゐるから、釣合錘とその側のクランクの位置よりその機關車が右リードなるか左リードなるかを知ることが出来る。

尙偶力に對する釣合錘を過剩釣合錘と稱することもあり、又かかる釣合せ法をクロスバランシングと謂ひ日本及び獨逸ではこの方法によるが、アメリカでは左右各車輪各獨立して釣合錘を取付けてゐる。

(4) 機關車の動搖と釣合錘

今迄述べたことによつて判る様に回轉部分によつて生ずる遠心力に依り機關



車の前後及び上下動を起すと共に動輪上重量を一時的に変化せしむる結果を生じ、又往復部の慣性力によつて機關車の前後動を助長するものである。

而して釣合錘の設計が精確に行はれてゐるものとすれば回轉部分の影響はない筈であるが、往復部分の影響は尙一部残つてゐるから機關車の上下及び前後動をなくすることは出来ない。又機關車に於ては左右クランクが90度の角差を以て取付けられてゐる關係上更にこの傾向を大ならしむると共に、前に述べた如く動輪上重量にも變化を來すこととなり従つて粘着力も小となり空轉を起す原因ともなる。(第270圖及び第271圖に於て左右各クランクの對應位置について、機關車の前後、上下、蛇頭動を起す原因を考究することが出来る。)

無火機關車で連結棒及び返クランク等を取付けた儘廻送するのは、運轉整備の際に於て回轉部分及び往復部分が釣合ふ様釣合錘を取付けてあるから、この回轉部分及び往復部分がなくなれば當然釣合錘の遠心力によるレール槌打量がとなりレールの損傷を來す處があるからである。

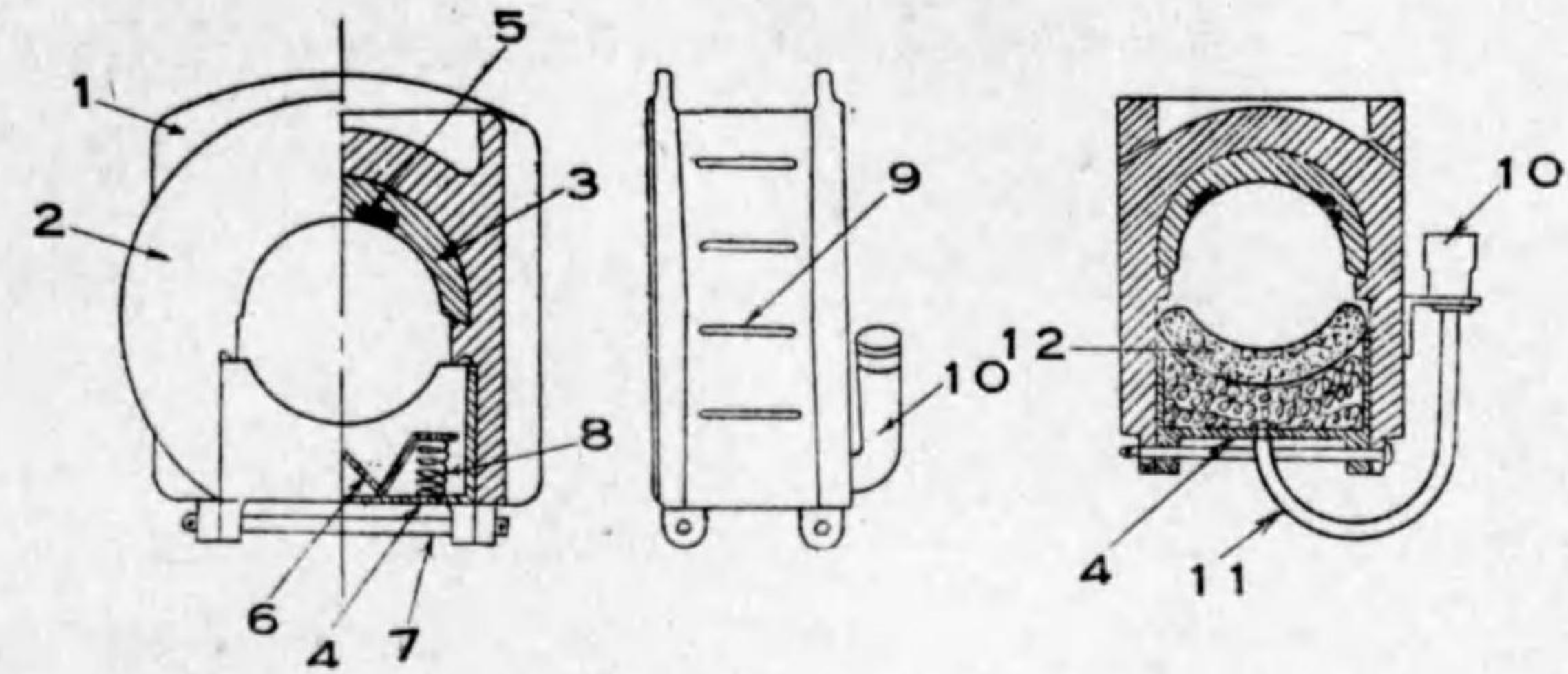
### 第三節 軸箱及び受金

#### (1) 軸箱

軸箱は車軸に取付けられ上バネ式ではこの上にバネ鞍及び擔バネを、下バネ式ではその下方にピンでバネ中釣を介して擔バネを取付けてゐる。機關車の重量は主台枠、釣合梁、バネ釣、擔バネを経て軸箱に至り車軸に傳へられる。

第276圖は軸箱を示す。即ちこれは軸箱体、受金、油受等よりなり、受金は砲金製でその内面には一部白メタルを取付けて居り普通軸箱体に嵌入されてゐる。又車軸と受金との摩擦軽減のため下方に油受を設けこの中に油を浸したパッド(毛糸屑)を填充し且つ時々補油出来る様油受には油壺を設けてある。パッド受は内部のバネの弾力に依り常にパッドを車軸に密着せしむる役目をなし

第276圖 軸箱



1 軸箱体	4 油受	7 油受ピン	10 油壺
2 裏張	5 白メタル	8 パネ	11 送油管
3 受金	6 パッド受	9 油溝	12 パッド

てゐる。

又軸箱側面は摺動に依る摩擦を少なくするため別に設けられた油壺よりこの部へ給油し、尙その効果を有効ならしむるために圖の如く數條の油溝を設けてゐる。下バネ式の軸箱は中バネ釣を取付け得る様、油受取付部下方を少しく長くしバネ釣ピン穴を穿つてゐる。

#### (2) 受金

受金は砲金製にして車軸との接觸面には白メタルを充填してある。而して第276圖に示す如く部分的に白メタルを充填するものと全面的に施すものとがあり、これは減摩の目的に設けられるものである。

この減摩用メタルとして要求される條件は、摩擦量少く摩擦係数も小さく發熱しにくいものであると共に容易に鑄込み及び工作の出来ることであつて、動輪は勿論、先從輪及び炭水車軸箱受金にも白メタルを鑄込んでゐる。



### 第四編 ブレーキ装置

ブレーキといふものは一般に二物體間に生ずる摩擦を利用し運動物體の有する運動のエネルギーを熱として大氣中に放散せしめその運動を停止せしめるか、遅緩せしめるか又は一様の運動を生ぜんしめがために用ふるものである。今鐵道車輛用ブレーキとして具備すべき條件を列擧すれば、次の通りである。

- イ、列車の輕重を問はず必要な減速の出来ること
- ロ、必要に應じ最短距離で停車し得ること
- ハ、列車の何れの部分にも成るべく同様のブレーキがかかること
- ニ、列車分離の場合は自然に最短距離で停車し得ること
- ホ、機關士又は車掌により全列車に制動を作用せしめ得ること
- ヘ、繰返して制動を行ふ場合にその周期の短いこと
- ト、取扱及び保守の容易なること

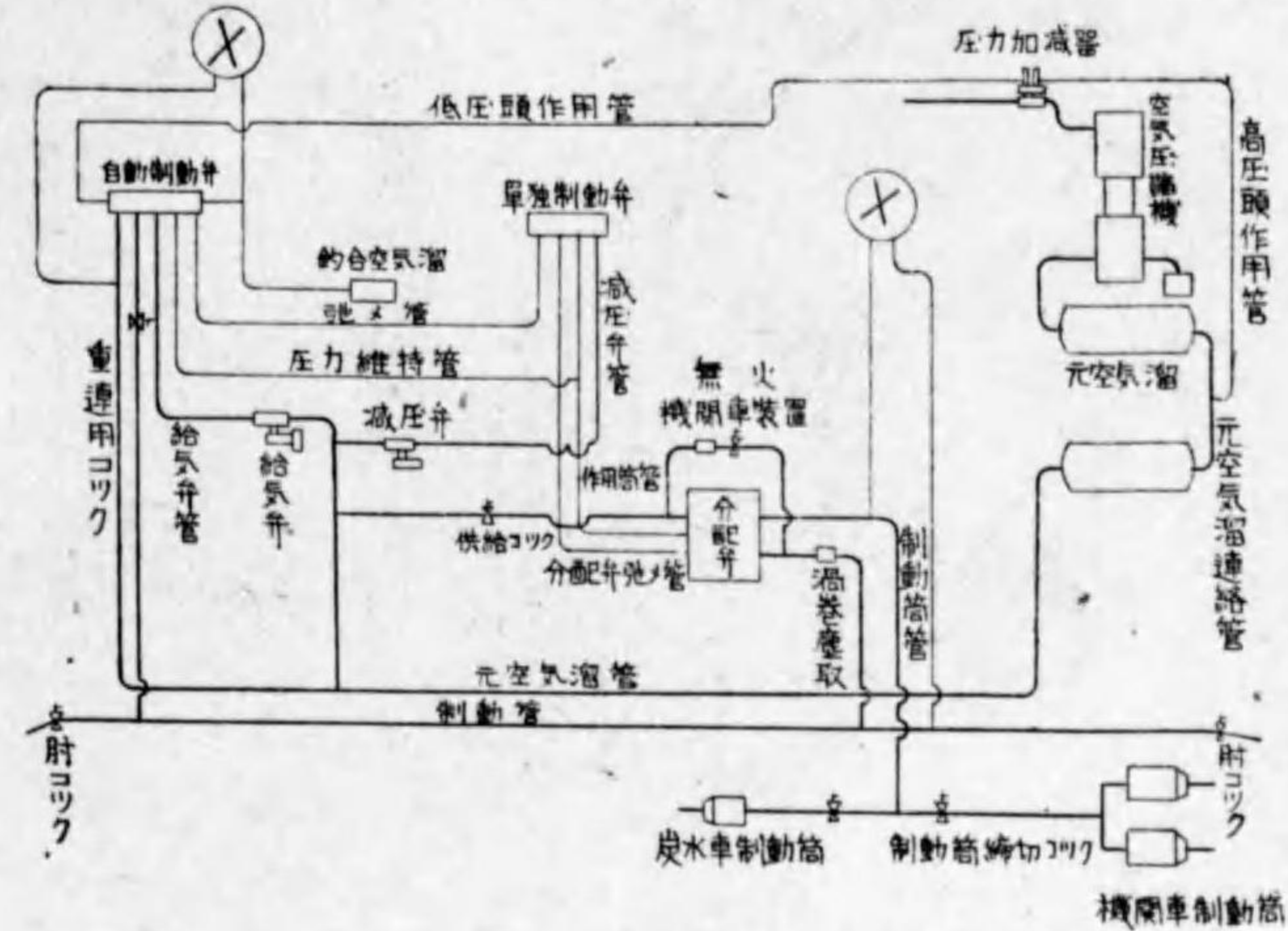
現在機關車用として使用されてゐる空氣ブレーキは E.T.6 空氣ブレーキ装置で、機關車のみの場合には直通ブレーキとしても使用するが自動空氣ブレーキ装置である。

### 第一章 E.T.6空氣ブレーキ装置

本装置はどんな種類の機關車でも單に制動筒の大きさを變へるのみで同じブレーキ装置を取付けることが出来、且つ弁類は總て取付座に取付けてあるから各々は他に關係なく取外したり取付けたりすることも出来る特長を有するものである。第 277 圖及び第 278 圖はその配管を示すものである。以下各部の構造作

用を説明しよう。

第 277 圖 E.T.6 空氣ブレーキ装置配管圖 (A)





### 第一節 空氣壓縮機

空氣壓縮機は空氣ブレーキ装置に必要な壓縮空氣を作る原動機であつて、次の諸條件が要求せられる。

- イ、各部の作用が絶対に確實であること
- ロ、吸込弁及び線出弁が丈夫で且つ軽いこと
- ハ、隙間容積の少いこと
- ニ、空氣シリンダの冷却が充分であること
- ホ、嵩が小さいこと

即ちイが満足されぬときは列車の運轉が不能に陥り、ロ～ニは壓縮機自身の効率に関係があり、ホは機關車に取付けるとき前方の見透に関係するものである。

尙、現在使用されてゐる空氣壓縮機の種別は 240 耗及び 240 耗 A 單式及び 215 耗複式である。

尙、240 耗 A 單式空氣壓縮機は、保守修繕の見地より 240 耗單式空氣壓縮機の次を改造したものである。

- イ、蓋及び中間體の取付を通しボルトとした
- ロ、各部の工作を容易にした
- ハ、空氣弁座を單獨に取外し得る様にし加修に便利なものとした
- ニ、排水コックを一箇所に纏め取扱を容易にした

#### (1) 單式空氣壓縮機

單式空氣壓縮機は第 279 圖及び第 280 圖に示す如く、蒸氣シリンダ、空氣シリンダ、蒸氣弁室、逆轉弁室等の主要部より成り、これに蒸氣管、吐出管、空

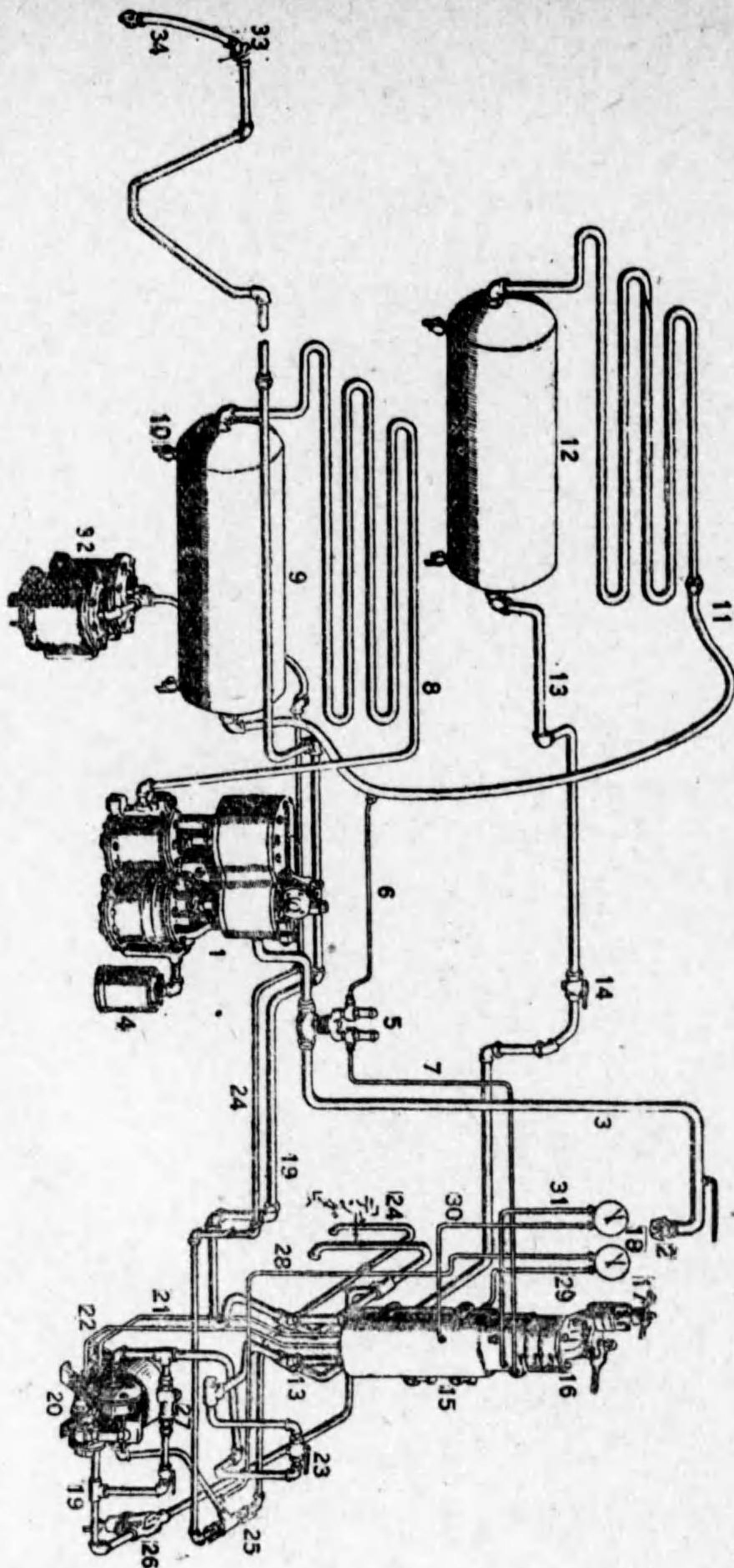
1 空氣壓縮機  
2 蒸氣弁室  
3 空氣弁室  
4 逆轉弁室  
5 蒸氣管  
6 吐出管  
7 空氣管

8 第一元空氣管  
9 第二元空氣管  
10 第一元空氣管  
11 第二元空氣管  
12 第一元空氣管  
13 第二元空氣管  
14 第一元空氣管

15 自動空氣分配弁  
16 自動空氣分配弁  
17 自動空氣分配弁  
18 自動空氣分配弁  
19 自動空氣分配弁  
20 自動空氣分配弁  
21 自動空氣分配弁

22 自動空氣分配弁  
23 自動空氣分配弁  
24 自動空氣分配弁  
25 自動空氣分配弁  
26 自動空氣分配弁  
27 自動空氣分配弁  
28 自動空氣分配弁

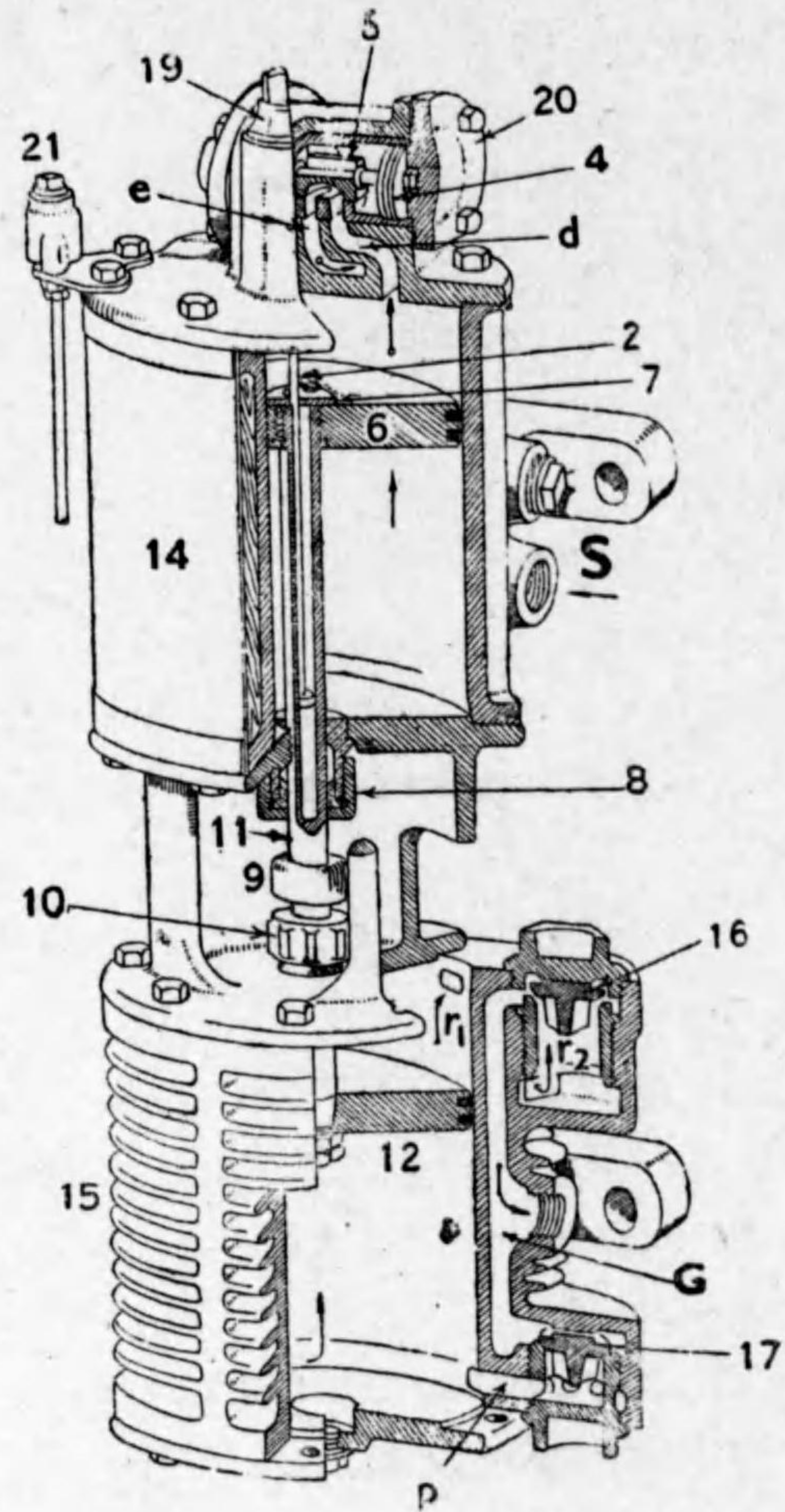
29 自動空氣分配弁  
30 自動空氣分配弁  
31 自動空氣分配弁  
32 自動空氣分配弁  
33 自動空氣分配弁  
34 自動空氣分配弁



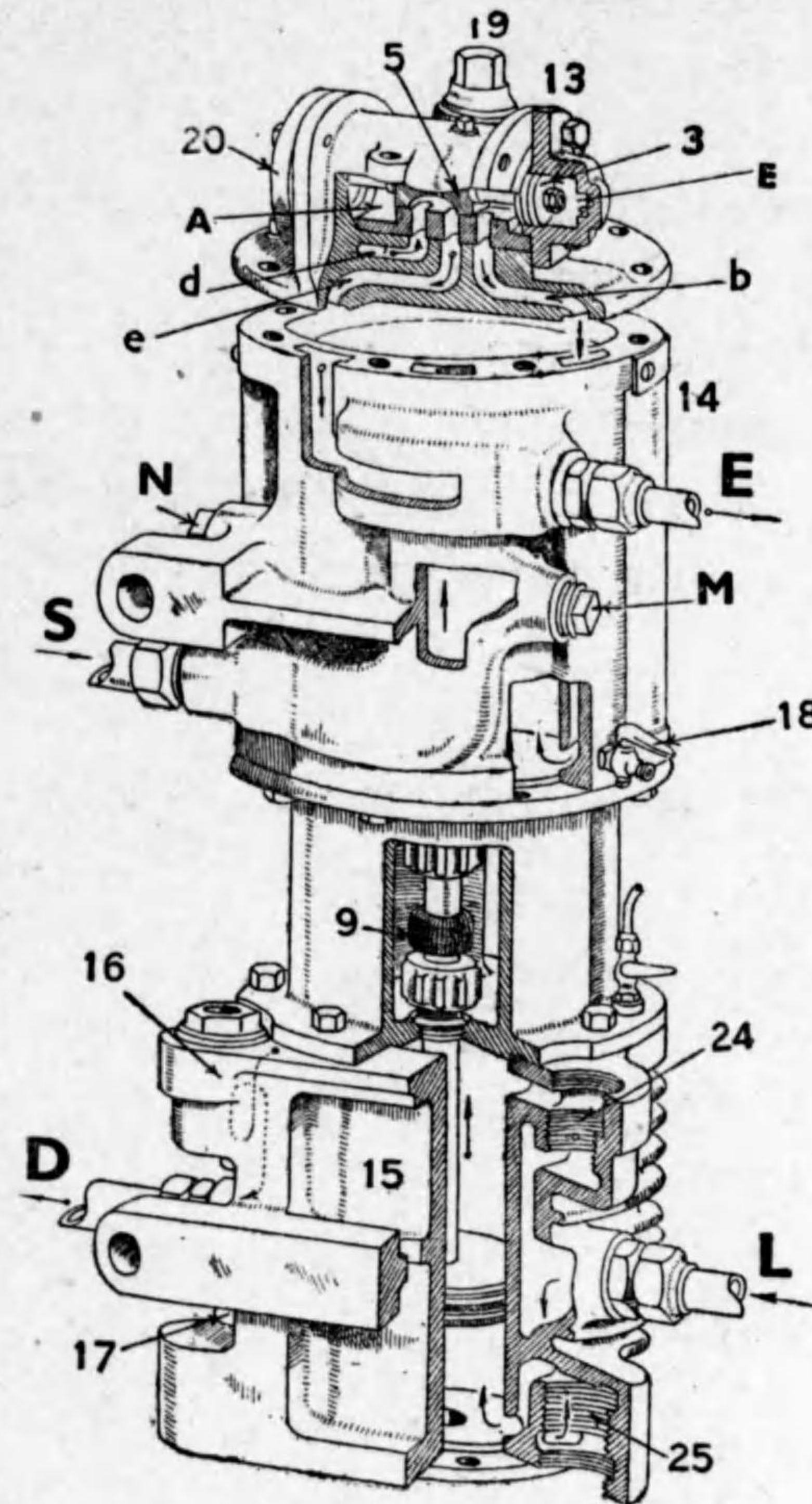
第 278 圖 E.T.6 空氣ブレーキ装置配管圖 (B)



第279圖



第280圖



- 1 逆 轉 弁
- 2 逆 轉 棒
- 3 小ピストン
- 4 大ピストン
- 5 滑 弁
- 6 蒸氣ピストン
- 7 逆 轉 板
- 8 バツキン箱
- 9 油 布 巾
- 10 バツキン箱
- 11 ピストン棒
- 12 空氣ピストン
- 13 蒸 氣 弁 室
- 14 蒸氣シリンダ
- 15 空氣シリンダ
- 16 空氣弁(繰出用)
- 17 ク (ク)
- 18 排 水 コミツク
- 19 逆 轉 弁 室 蓋
- 20 蒸 氣 弁 室 蓋
- 21 B 形 給 油 器
- 22 空 氣 弁 カゴ
- 23 ク 蓋
- 24 空 氣 弁 (吸 込 用)
- 25 空 氣 弁 (ク)



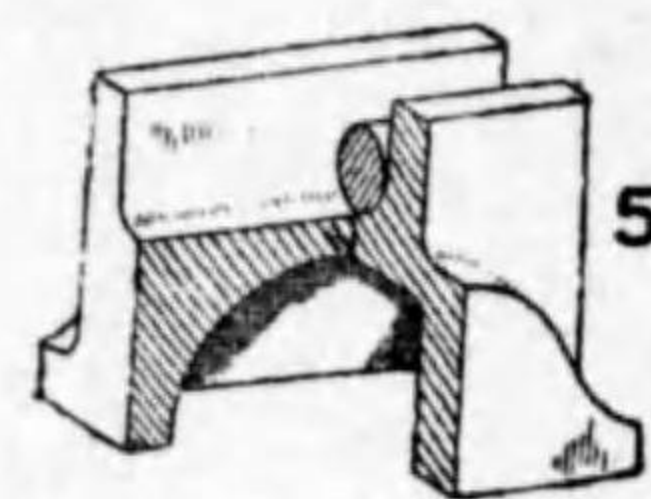
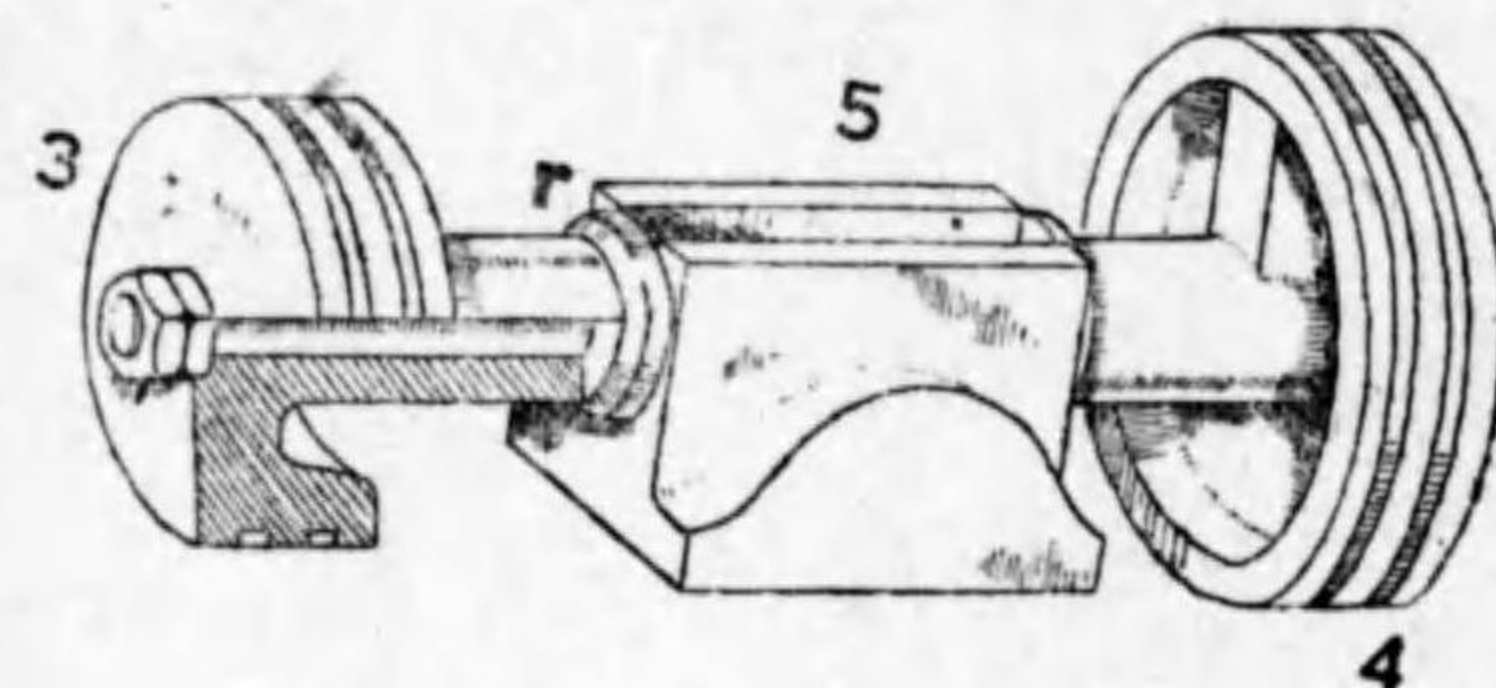
氣線出管、空氣塵コシ及びB形給油器などが附屬してゐる。

蒸氣シリンダ及び空氣シリンダは何れも鑄鐵製で上下にあり、蒸氣ピストンと空氣ピストンは共通なる1本のピストン棒に依つて結ばれてゐる。

蒸氣シリンダは冷却を防ぐため外部を保温材で包み、更にその外周を薄い鋼板で被つてゐるが、空氣シリンダは壓縮空氣を冷却せしむる目的を以て外壁に多數の襞を設け外氣との接觸面積を多くしてゐる。

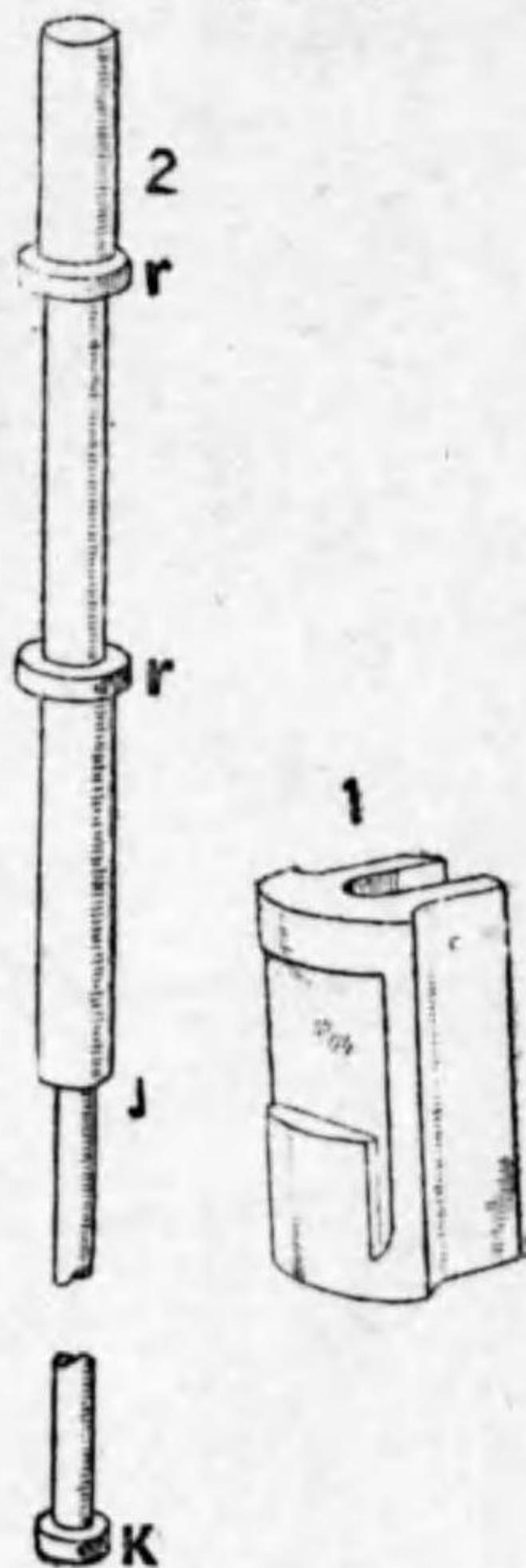
生蒸氣は蒸氣シリンダの裏側に設けられた穴(S)から入り、排氣は(E)穴から吐出されるのであるが、C 10, C 11, C 12 形式機關車の如く空氣壓縮機を罐の右側に取付けた場合は、(S)及び(E)穴を閉ぢ、(M)なる栓を抜いてこれに

第 281 圖



- 1 逆 轉 弁
- 2 逆 轉 棒
- 3 小 ピ ス ト ン
- 4 大 ピ ス ト ン
- 5 滑 弁

第 282 圖

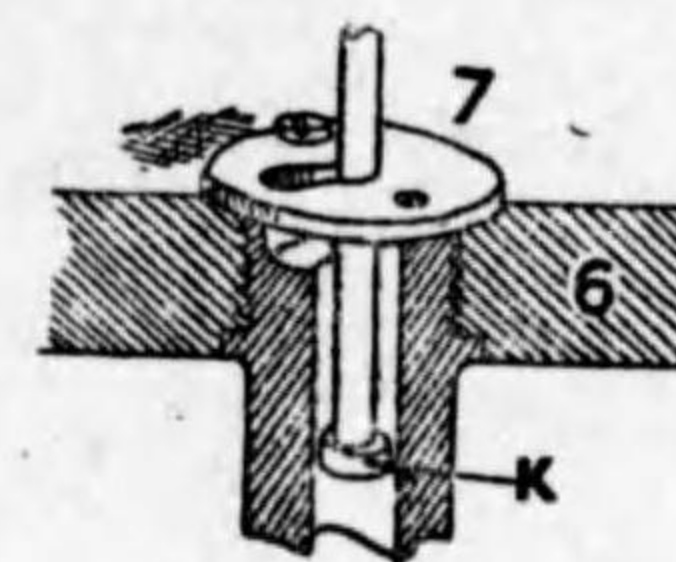


蒸氣管を取付け、(N)なる栓を除いて此處に吐出管を装置し得る様になつてゐるから、壓縮機は機關車の左右何れの側に取付けても配管上の不便は無い。

蒸氣ピストン及び空氣ピストンは何れも鑄鐵製で二條のピストンリングを嵌め蒸氣ピストンの中央には2本の植ボルトを用ひて逆轉板が取付けてあり、尙ピストン棒は中空でニッケルクローム鋼を以て製せられてゐる。

蒸氣シリンダの上蓋には蒸氣弁室と逆轉弁室を設けてゐるが、蒸氣弁室の内部に第281圖に見る如く大ピストン及び小ピストンがあり、その共通せる心棒には滑弁が嵌込まれ、第282圖は逆轉棒の構造を示しその上方に設けられた2箇

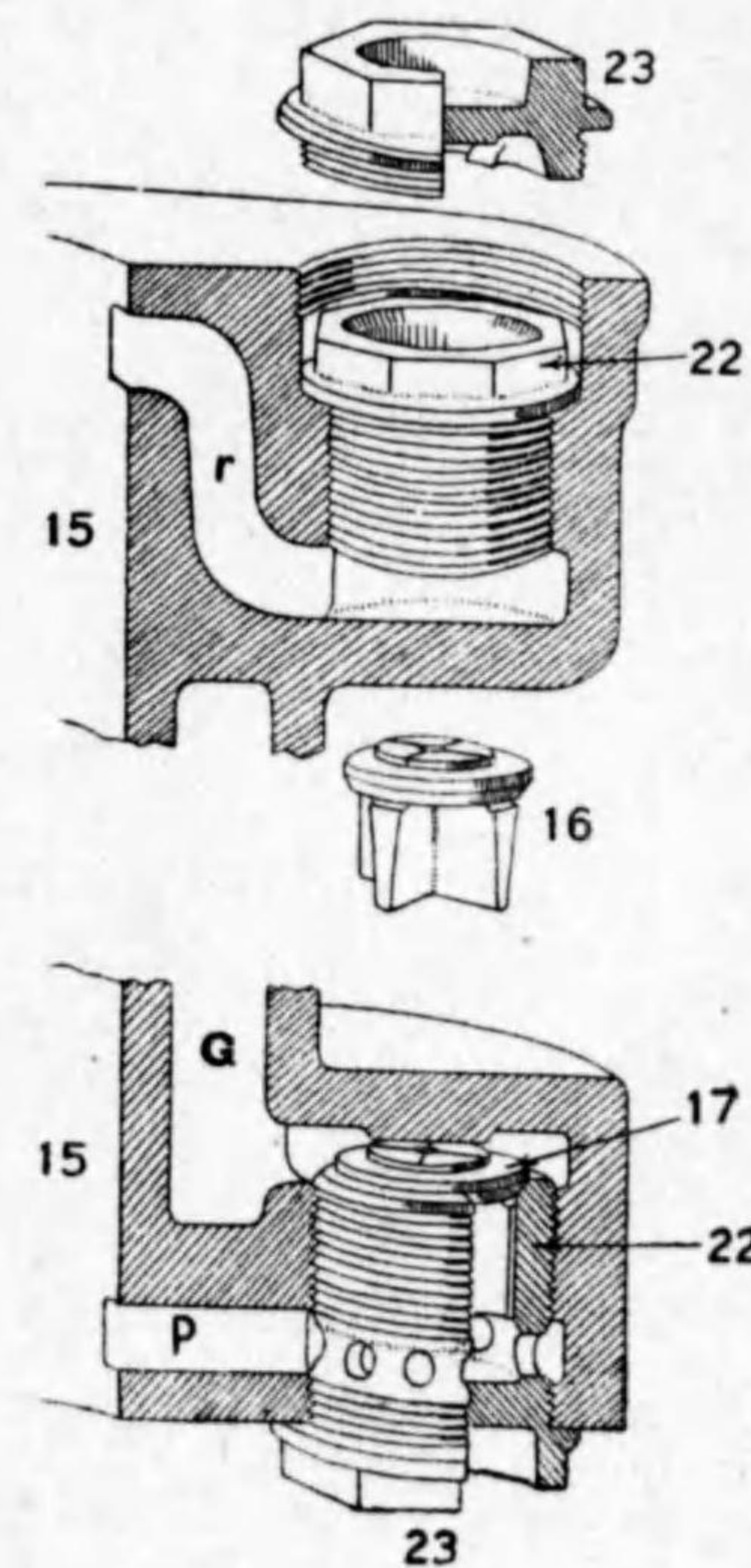
第 283 圖



の鑿間には逆轉弁を嵌入し、(j)の部分から下は細く造り、最下端の小部分だけは再び直径を大きくしてあるが、この部分(k)を釘と呼んでゐる。

第283圖の逆轉板の穴は瓢箪形を爲し、平素逆轉棒はその細い部分に居るから、抜取の場合は太い部分より出すやうにする。

第 284 圖





第284圖は空氣弁の構造を示す。

〔單式空氣壓縮機の作用〕

蒸氣シリンダ上下に蒸氣を出入せしめ壓縮機の運轉を司るものは滑弁の作用に依るが、この滑弁は第285圖に示す如き大小兩ピストンに作用する圧力差に依り驅動されるものである。

即ちピストン弁が右へ動く場合、言ひ換へれば滑弁が右へ動く場合は、第285圖(A)に示す如く逆轉弁の作用により大ピストン右側の蒸氣が大氣へ通じた場合で、小ピストン左側は常に大氣に通じてゐるから、兩ピストンの面積差による總壓力の差により右へ移動するのである。

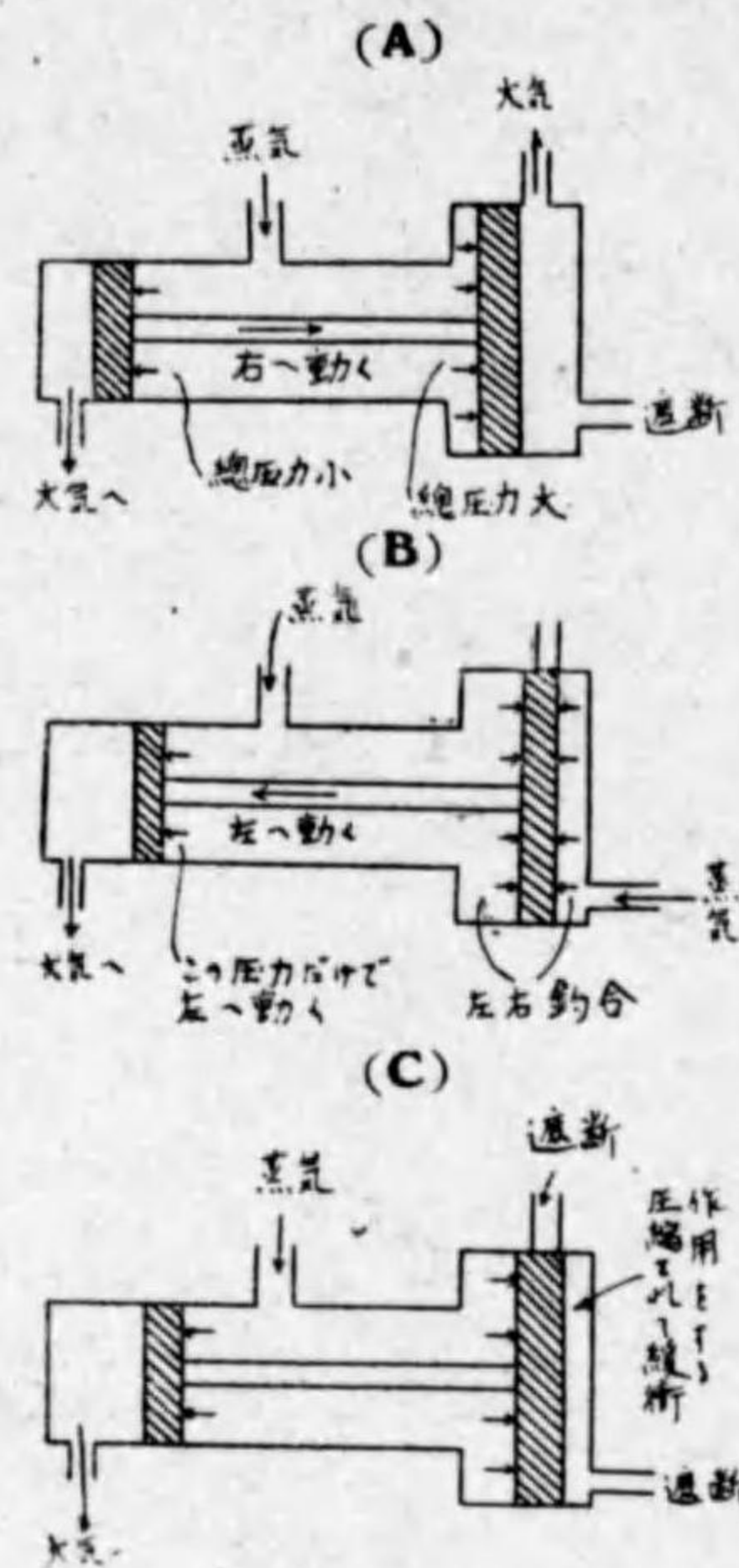
次に左に動く場合は第285圖(B)の如く大ピストン右側に蒸氣の入つた時で、大ピストン左右はお互ひに釣合ひ、結局小ピストンを左へ押す壓力のみが作用することとなり、滑弁を左に動かすのである。

又ピストンが移動する際極端の壁にて衝撃する虞あるため、第285圖(C)に示す如く行程の終りに近づいた時ピストン自身で蒸氣口を遮斷し残つてゐた蒸氣又は空氣を壓縮し、これに依つて緩衝作用をなさしめる。

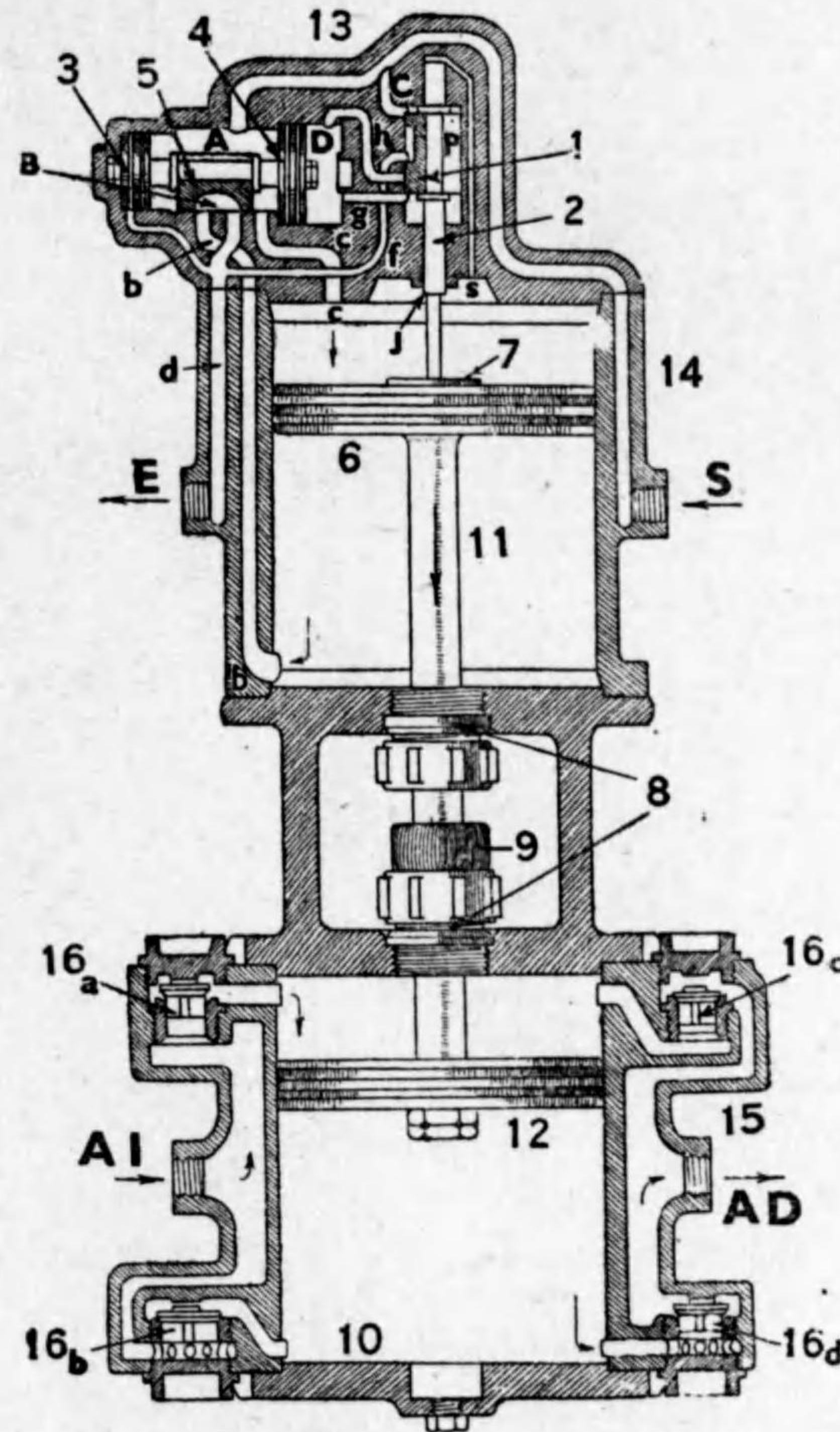
第285圖(C)は大ピストンの場合を示したものであるが、小ピストンの場合もこれと同様である。

第286圖はピストンの下り行程を示したもので、逆轉弁は上方に上つてゐる。即ち大ピストンの背後に蒸氣を送るから、ピストン弁は左に押され滑弁も

第285圖



第286圖 下り行程



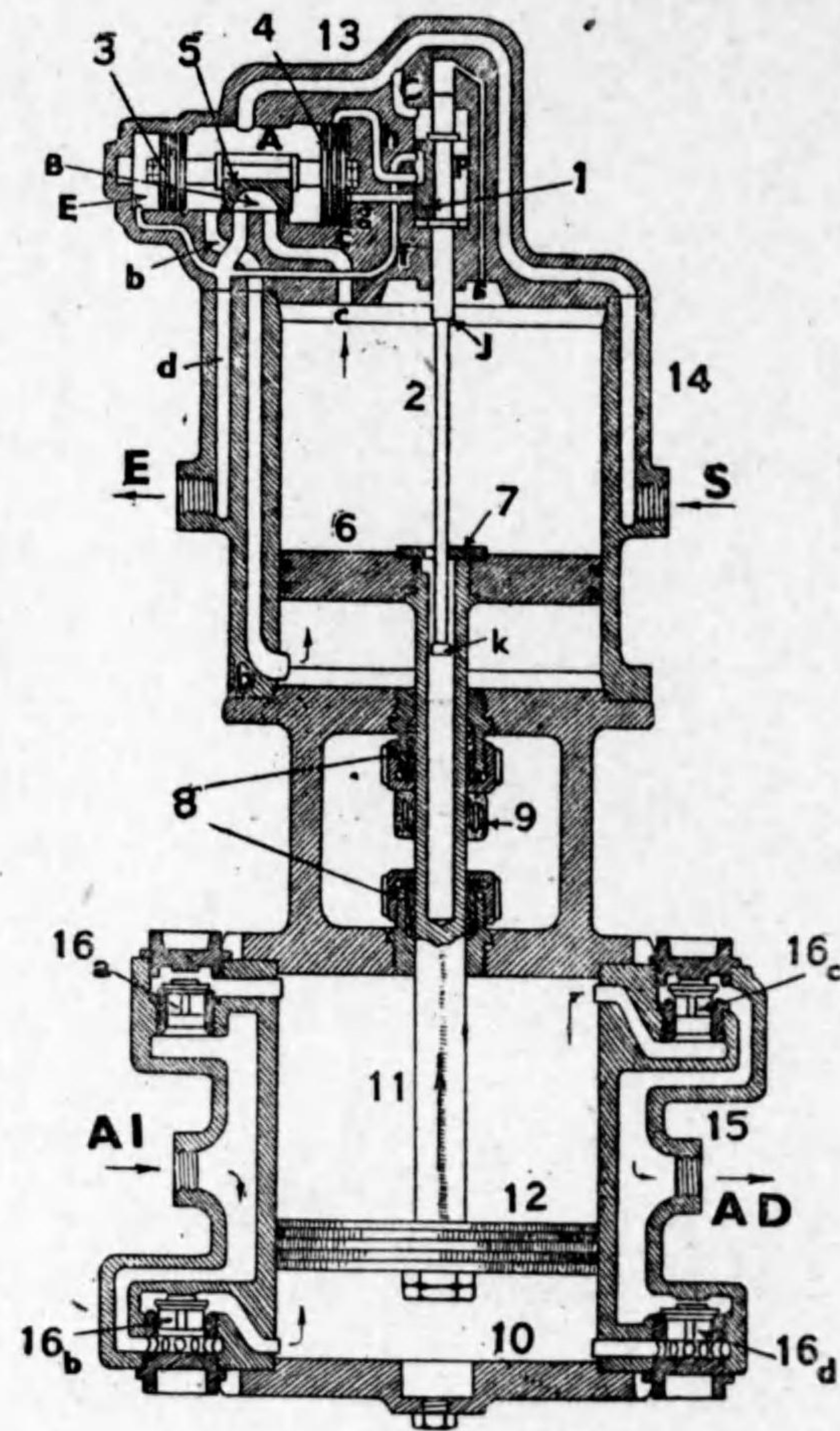
- 1 逆轉弁
- 2 逆轉棒
- 3 小ピストン
- 4 大ピストン
- 5 滑弁
- 6 蒸氣ピストン
- 7 逆轉板
- 8 パッキン箱
- 9 油布巾
- 10 空氣シリンダ底蓋
- 11 ピストン棒
- 12 空氣ピストン
- 13 蒸氣弁室
- 14 蒸氣シリンダ
- 15 空氣シリンダ
- 16 空氣弁

之に伴はれて左に動き、蒸氣シリンダ下部を大氣に通じると共に蒸氣シリンダ上部に蒸氣を供給する。



而してピストンが下り行程を終る頃になれば逆轉板は逆轉鉤を引き下げ、第287圖の如く大ピストン右側は排氣するから滑弁は右行し、ピストン上部は排

第287圖 上り行程



氣し下部へ送氣するからピストンは上り行程を始める。而してピストンが上り行程の極端近くに來た時に逆轉板は逆轉棒の肩に突當り、逆轉棒を突き上げピストンは再び下り行程をなす。

尙、逆轉棒の抵抗を減する爲逆轉棒上部に蒸氣を導いてゐる。

空氣ピストンと蒸氣ピストンとは同一ピストン棒に依り連結されてゐるから兩ピストンは同一行程をなす。即ち上り行程に於ては、空氣ピストン下部に眞空を生じ下部空氣弁(16b)を開いて大氣を吸ひ込み、(16c)を開いて壓縮した空氣を元空氣溜に込める。下り行程に於ては、(16a)より吸込み、(16d)より繰出す。

## (2) 複式空氣壓縮機

複式空氣壓縮機は215 耗のもの唯一種である。その構造は第288圖及び第289圖に示す如くで蒸氣、空氣共所謂複式に作用するから240 耗單式壓縮機に比し3 倍近くの壓力空氣を作るに拘らず蒸氣の消費量は比較的少量ですむ。輸送量の増加を望む結果一箇列車の長さ及び總重量が大きくなり、空氣ブレーキ装置各部の漏洩も多いから、自然こんな容量の大きい經濟的な壓縮機が歡迎せられる。

- イ、高压蒸氣シリンダと低压空氣シリンダは共通のピストン棒に依つて直結されてゐる。
- ロ、低压蒸氣シリンダの下には高压空氣シリンダがありピストン棒に依つて結ばれる。
- ハ、ピストン棒は何れもニッケルクローム鋼製である。
- ニ、罐からの蒸氣は最初高压蒸氣シリンダで働き、弁装置により更に低压蒸氣シリンダに入りここで働いた後吐出される。



ホ、大気は空気塵コシ及び吸込弁を経て先づ低压空気シリンダに入り圧縮されて更に中間弁を経て高压空気シリンダに入り、再び圧縮され繰出弁を経て空気出口から冷し管を通つて元空気溜へ込められる。

へ、ピストン弁には5つのピストンがあり左方から順次小ピストン、第1中間ピストン、第2中間ピストン、第3中間ピストン及び大ピストンと名づけられ、各中間ピストンの大きさは等しく、ピストン弁室は6室に分たれ各室はピストン弁の位置に拘らず次の通路をもつ。

E室—大気へ

b室—(小ピストンと第1中間ピストン間) 蒸氣入口へ

i室—(第1、第2中間ピストン間) 低压蒸氣シリンダの下部へ

h室—(第2、第3中間ピストン間) 低压蒸氣シリンダの上部へ

y室—(第3中間ピストンと大ピストン間) 蒸氣入口へ

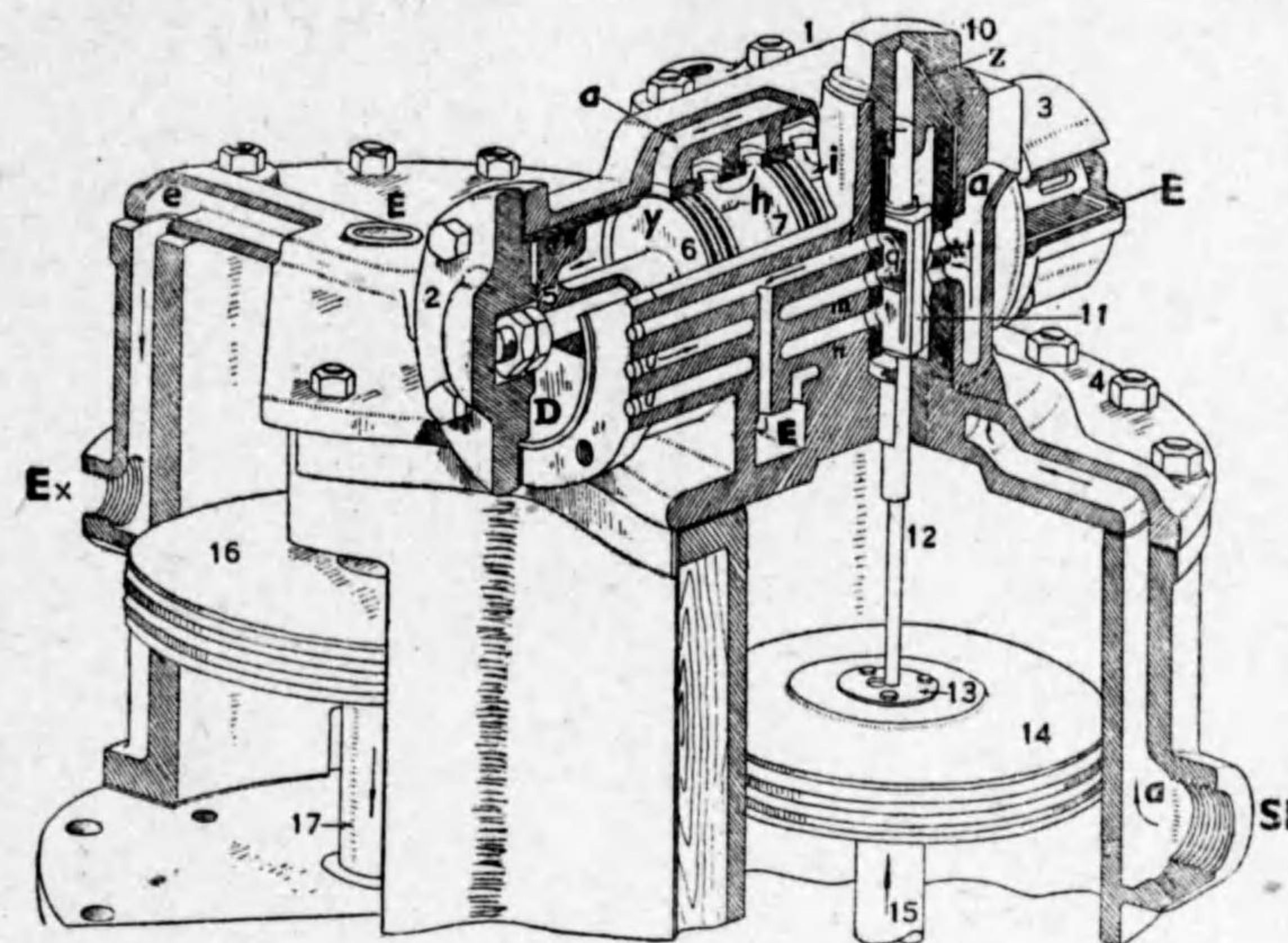
D室—逆轉弁の位置により蒸氣入口或は蒸氣出口を経て大気へ

ト、高压蒸氣シリンダピストンには逆轉板があり逆轉棒を経て逆轉弁の運動を司る。

#### 〔複式空気圧縮機の作用〕

蒸氣の給排は單式空気圧縮機と同様逆轉弁によりピストン弁を動かしてなすものであるが、單式空気圧縮機ではピストン弁と共に滑弁を使用するのに對し複式空気圧縮機に於てはピストン弁自體が滑弁の作用をする。而して之が左右に移動する原理は單式と何等變らないが、その極端に至る場合の緩衝作用は大ピストン側は單式空気圧縮機と同じであるが、小ピストン側は行程の終端近くに側溝を設け、ピストン弁が左方の端に達する少し以前で生蒸氣がこの側溝を通つて先廻りして弁蓋と弁との激突を防止する様にしてある。

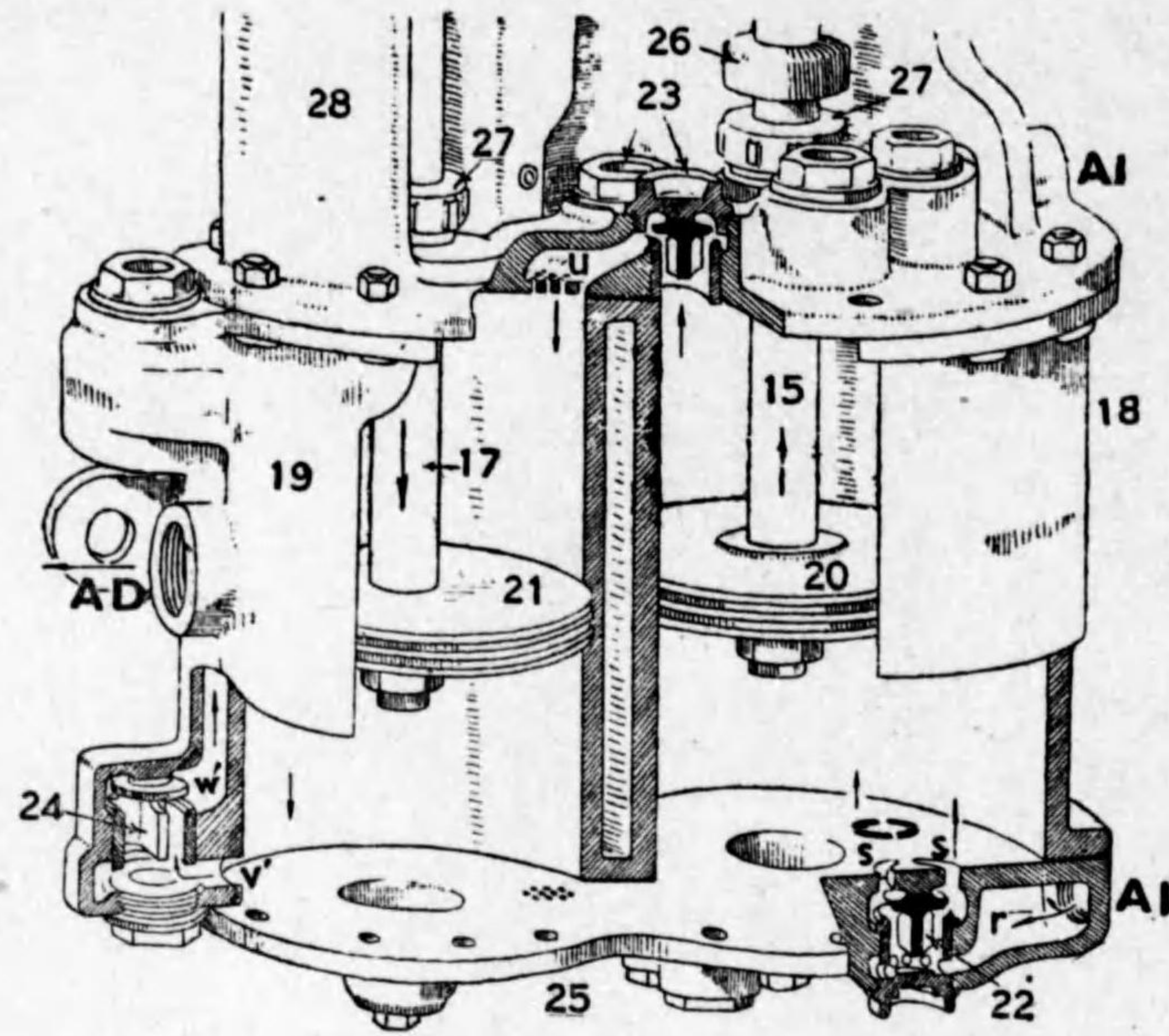
第288圖



- |             |              |
|-------------|--------------|
| 1 蒸氣弁室      | 16 低压蒸氣ピストン  |
| 2 ク 蓋       | 17 ク ピストン棒   |
| 3 ク ク       | 18 低压空氣シリンダ  |
| 4 蒸氣室上蓋     | 19 高压空氣シリンダ  |
| 5 大ピストン     | 20 低压空氣ピストン  |
| 6 第3中間ピストン  | 21 高压空氣ピストン  |
| 7 第2中間ピストン  | 22 吸込弁       |
| 10 逆轉弁室蓋    | 23 中間空氣弁     |
| 11 逆轉弁      | 24 繰出弁       |
| 12 逆轉棒      | 25 空氣シリンダ底蓋  |
| 13 逆轉板      | 26 ピストン棒油布巾  |
| 14 高压蒸氣ピストン | 27 ク パッキン箱押蓋 |
| 15 ク ピストン棒  | 28 中間體       |



第289圖



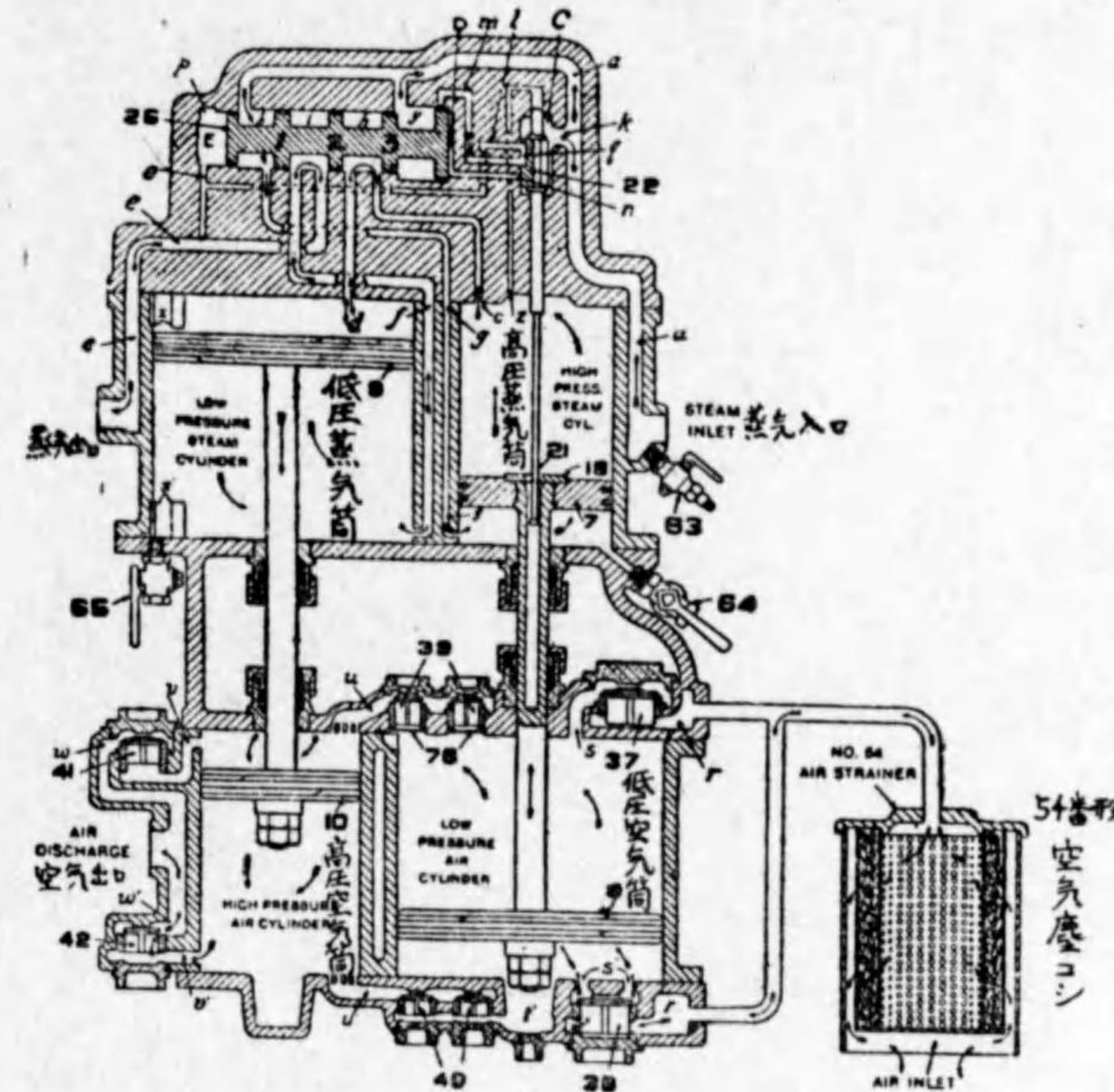
又逆轉弁の作用も單式空氣壓縮機の場合と同一である。先づ第290圖に依つて高压蒸氣ピストンの上り行程の場合から説明しよう。

逆轉弁に依り大ピストン右側が大氣に通ずるからピストン弁は右に移動し、高压蒸氣シリンダ上部の蒸氣は第2、第3中間ピストンの間を通り低压蒸氣シリンダ上部に至り低压蒸氣ピストンを下方に押す。一方弁室より小ピストンと第1中間ピストンとの間より高压蒸氣シリンダ下部に蒸氣を導き高压蒸氣ピストンを上方に押す。更に低压蒸氣ピストン下部の蒸氣は第1、第2中間ピストン間を経て大氣に逃げる。

一方空氣シリンダに於ては低压空氣シリンダ上部の空氣は空氣弁を押し上げ

て高压空氣シリンダ上部に移動し、低压空氣シリンダ下部には部分真空が出来るから吸込弁を開いて大氣を吸ひ込む。又高压空氣シリンダ下部の壓縮空氣は繰出弁を開いて元空氣溜へ流れ込む。

第290圖 上り行程



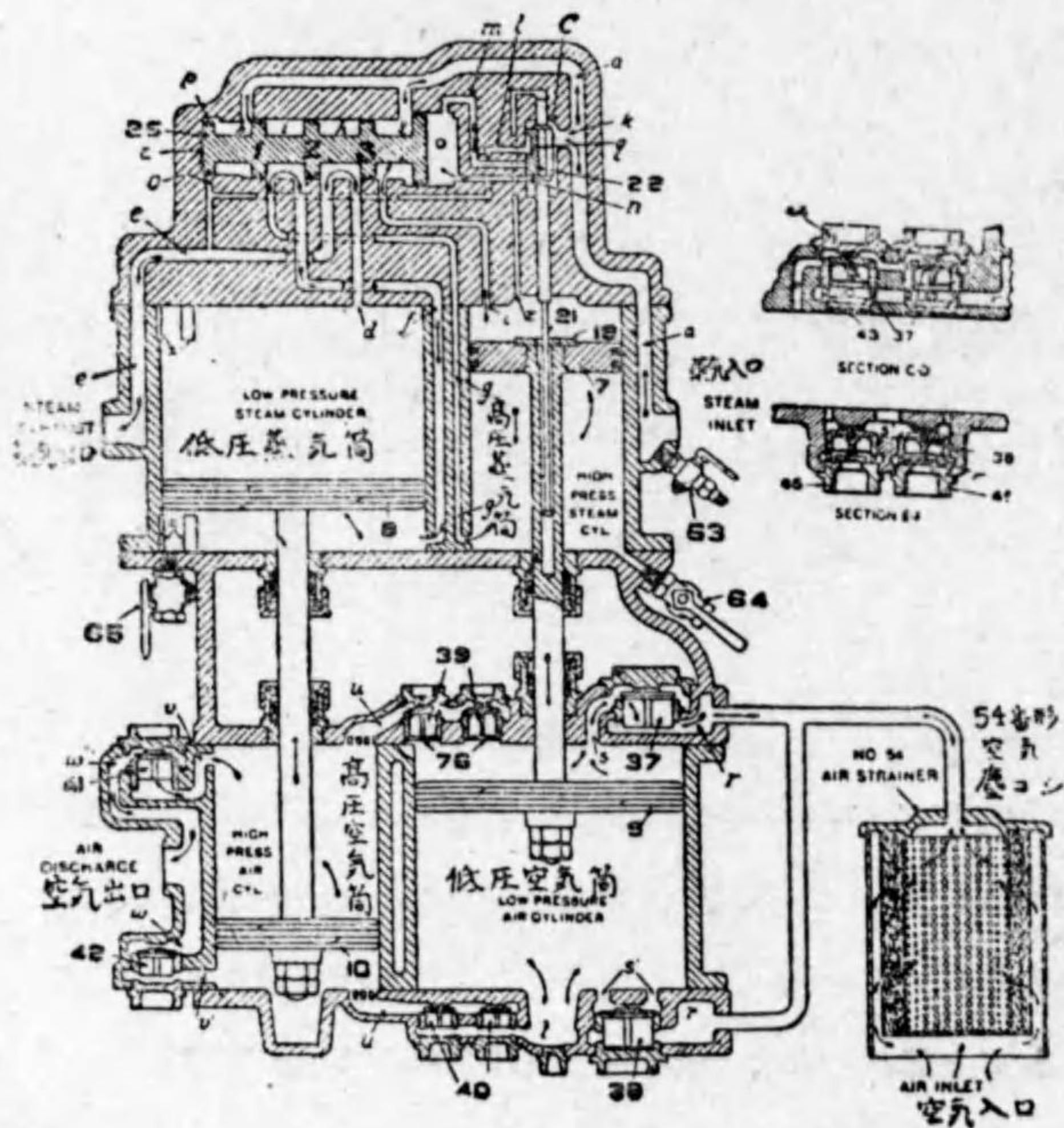
斯くして高压蒸氣ピストンが上昇の極端近くなれば、逆轉板は逆轉棒の肩に當り逆轉弁を突き上げるから、第291圖の如くピストン弁は左に移動する。ここに於てピストン弁に依る蒸氣通路は前と反対になり、高压蒸氣ピストン上部に活蒸氣が入りピストンを押し下げ下部の蒸氣は低压蒸氣シリンダ下部へ、低压蒸氣シリンダ上部の蒸氣は大氣へ吐出されるのである。空氣シリンダに於ける空氣弁の開閉その他は前と反対である。



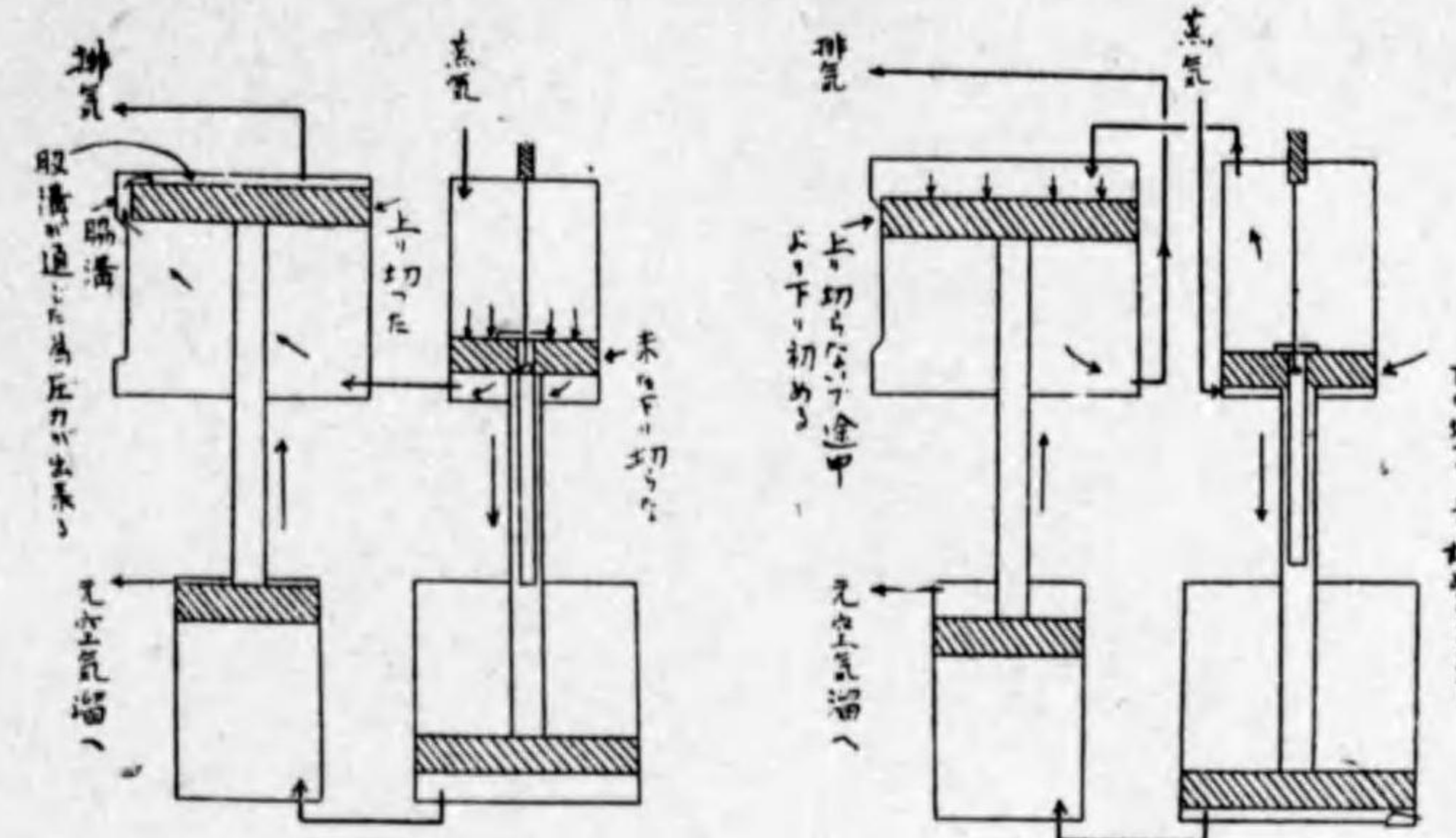
ここに注意すべきは低圧蒸気シリンダのピストンは運轉初めの場合の如き未だ元空溜に圧力の出来てゐない時には、空気シリンダの方の抵抗が少いから活潑に動き過ぎて高圧蒸気シリンダのピストンよりも一足早目に行程の終端に達し、シリンダ蓋に突當る虞があることである。

これに対しては低圧空気シリンダ壁の上下に各三筋宛の脇溝が穿つてありピストンが終端に近づくとき蒸気は脇溝からピストンの反対側に出でピストンの緩衝作用をなす。これと同時に高圧蒸気シリンダでは背圧が急に減することとなるから、ピストンは速かに終端に達し逆轉弁を逆轉することになる。この關係

第291圖 下り行程



第292圖 元空溜壓力低き場合 第293圖 元空溜壓力高き場合



を示したものが第292圖である。又これと反対に元空溜圧力が高くなると低圧蒸気ピストンの運動に対する空気シリンダの抵抗が大となるからその行程が減少し、未だ行程の終端に到らざるに已むを得ず運動を反轉せしめられることもある。(第293圖)

かくの如く複式圧縮機の低圧蒸気シリンダのピストンは直接ピストン弁の運動に依り支配されるものではなく、單に高圧シリンダから來る蒸氣と空気シリンダ内の圧力との影響をうけ上下動を爲すに過ぎない。

### 第二節 空氣壓縮機附屬品

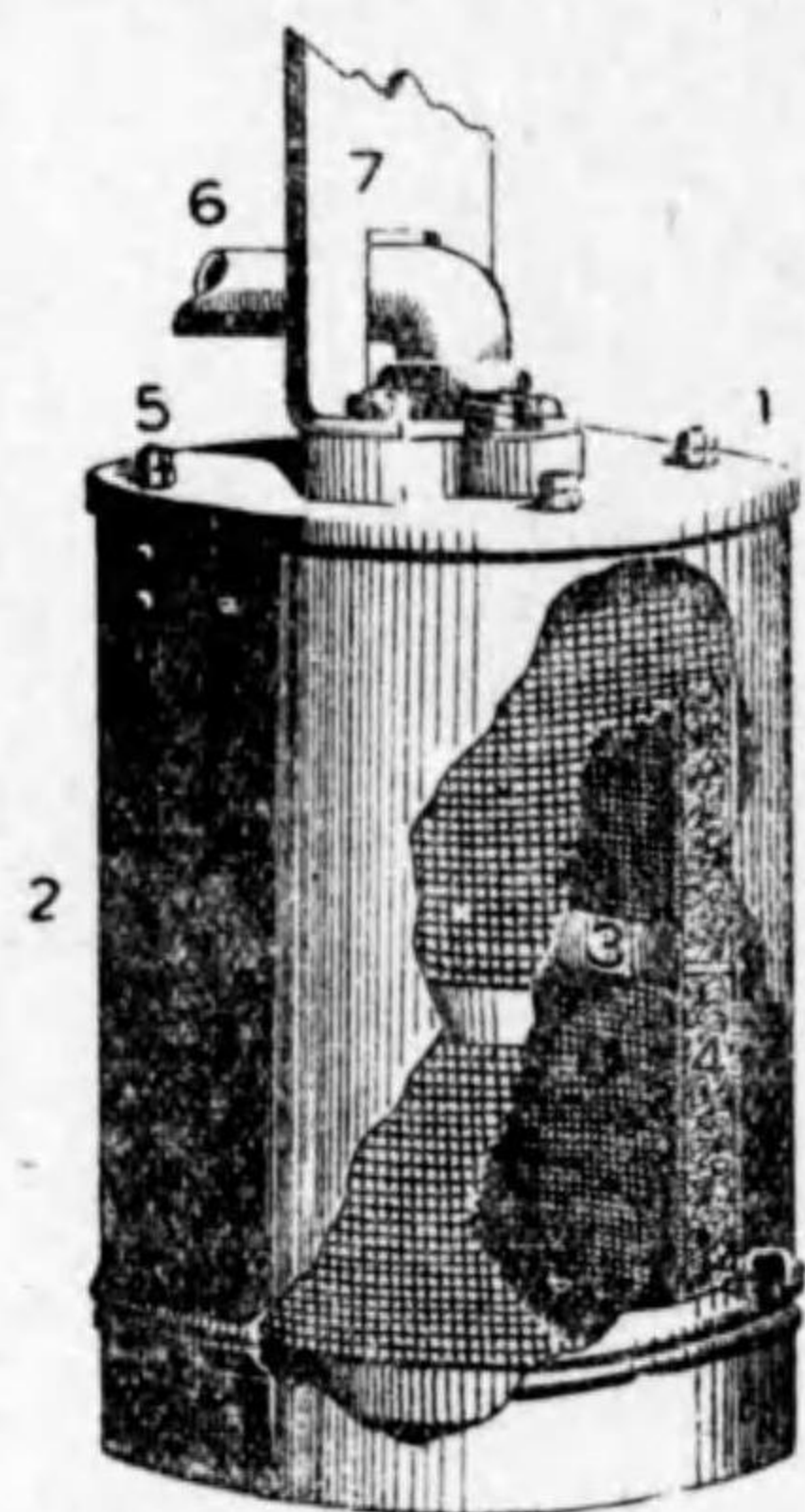
#### 1) 空氣塵コシ

空氣塵コシにはバラ形と54番形とあるが、バラ形は小さくて空氣の吸込みに際し抵抗多く壓縮機の能率を減ずるから、近來は一般に容量の大きい54番形を用ひる。



54番形空気塵コシは外径約250耗、長さ340耗あり、内部には無数の小穴を穿つた亜鉛引銅板製或は金網製の圓筒があつて、その外部には縮れ毛を約25耗の厚さに満し、その外周を金網で圍ひ、更にその外部を鐵板を以て覆ひ、塵埃油、水及び外部よりの衝激を防いでゐる。これは、管取付座上の4本の植ボルトのナットを外すと管装置に關係なく取外すことが出来る。又この取付箇所は出来得る限り濕氣及び蒸氣、塵埃等を含まぬ新鮮にして清淨なる空氣を吸込み得る如き位置を選ばねばならぬ。

第294圖 空氣塵コシ



- 1 蓋
- 2 外 殼
- 3 コ シ 籠
- 4 捲 毛
- 5 植ボルト及  
びナット
- 6 空氣吸込管
- 7 支 エ

## (2) B形給油器

B形給油器は空氣壓縮機空氣シリンダに給油するもので、次にその構造作用を説明しよう。

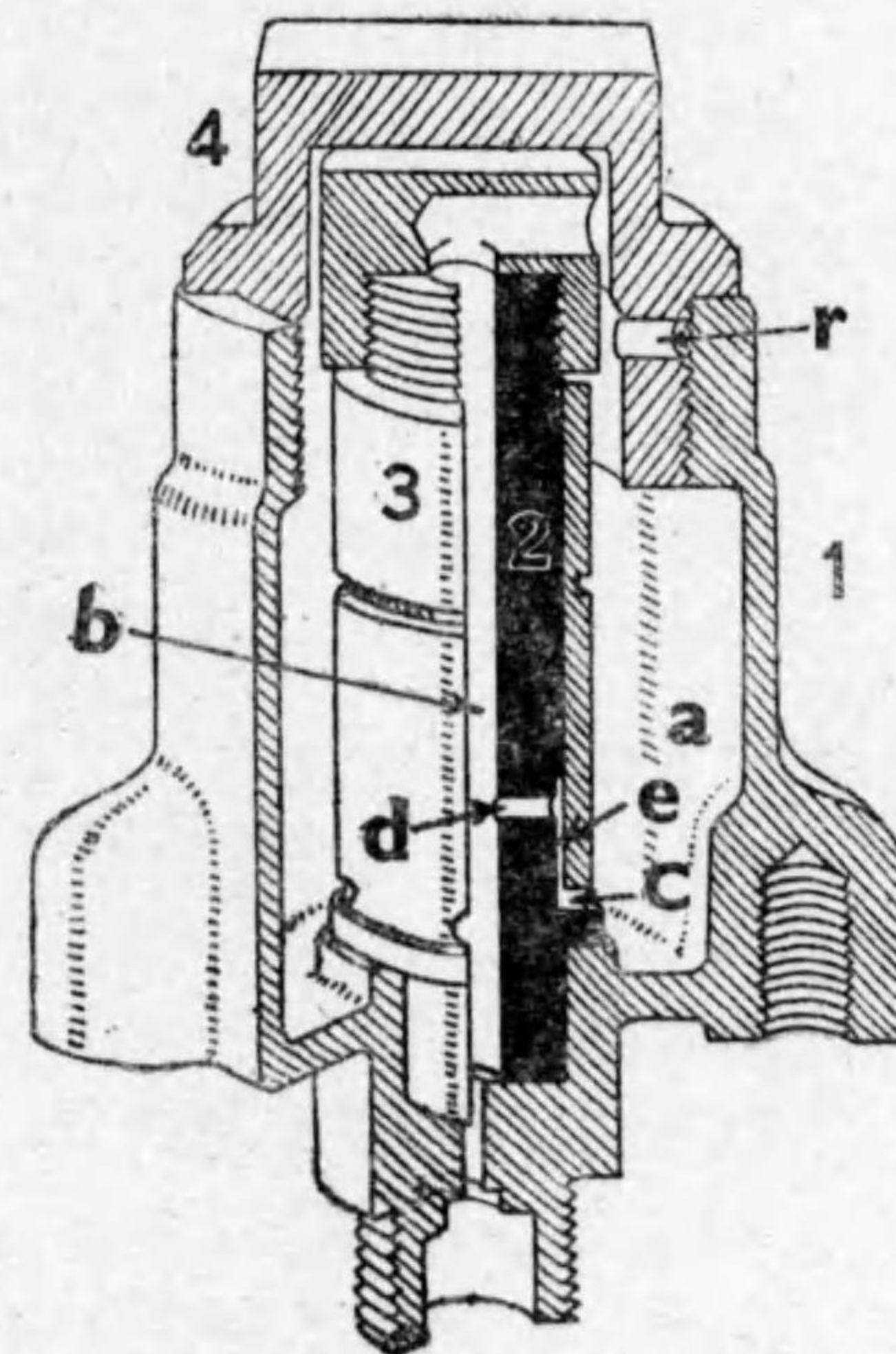
油溜aに油を満すには蓋ナットを外せばよい。蓋ナットには側方に穴が開い

て居るから少し弛めるとこの穴から壓力空氣が出拂つて壓縮機運轉中でも安全に給油することが出来る。

油溜の中心にある心棒には中央に通路bを設け、この通路の下方は管で壓縮機の空氣シリンダに通じ、上方は側方に開口して蓋ナットの裏面から油溜内部に通ずる。

心棒には油穴(d)があつて(b)と通じ、外方は心棒外部に設けてある環状溝(e)と連絡し、その外周には心棒に密着してサヤを装置してゐる。而してサヤの下端にはその周圍に二つの切込み(c)があり、溝(e)はこの切込みを経て外部(a)室に連る。ピストンが上り行程に移ると空氣は(b)室から(a)室の油の上面

第295圖 B形給油器



- 1 油 溜
- 2 心 棒
- 3 サ ヤ 棒
- 4 蓋 ナ ッ ト



を圧すると同時に(d)からも同じ圧力を及ぼすが、油は切込み(c)を経て心棒とサヤとの間を流れ、毛管現象のため溝(e)を昇つて油穴(d)に出で(b)管に進出し、下り行程の時(a)、(b)内にあつた圧力空気が圧縮機に向つて逆流するから、この時(d)まで出てゐた油を空氣溜に運び込む。

尙、本給油器の容量は50ccにして普通15日位に一回の補給で運轉出来るものである。

(3) 圧力加減器

圧力加減器には次に示す如き種類があるがその作用は全く同一である。

- S 4 圧力加減器……………入換機關車空氣ブレーキ用
- SD4 圧力加減器……………單式空氣壓縮機用
- SD5 圧力加減器……………單式、複式空氣壓縮機用
- SD6 圧力加減器……………全 上

尙、單式用と複式用の相違は蒸氣管の直徑が異なるのみである。

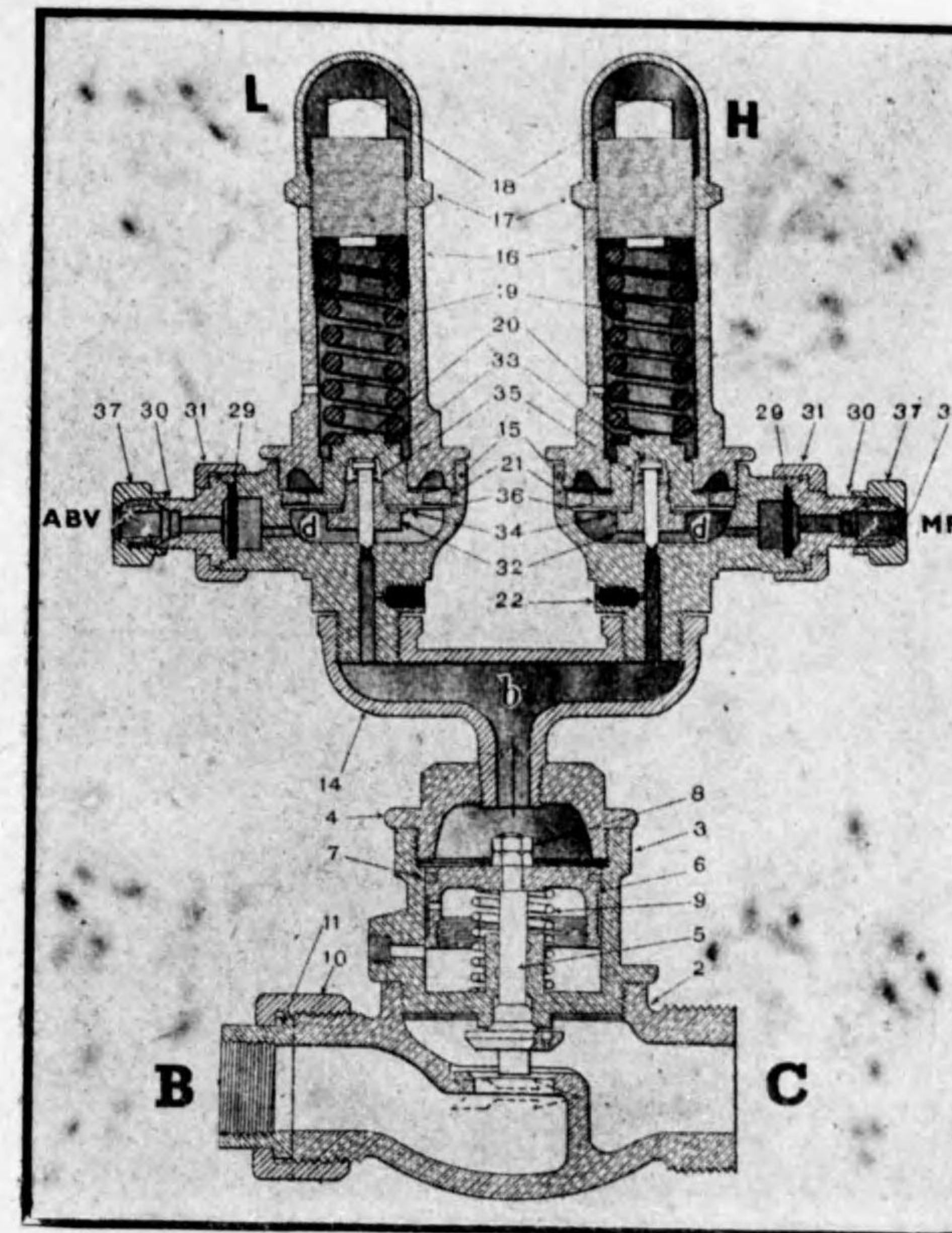
又SD6は各部が非常に丈夫に出来てゐる。

圧力加減器の上方を双子部といひ高压頭と低压頭がある。下方は蒸氣弁部で體內にはピストン、ピストンバネ、蒸氣弁を藏する。蒸氣が罐から壓縮機へ行くには蒸氣弁を通らねばならぬことになつてゐる。

膜板(36)下部の空氣圧力が、加減バネ(19)の圧力よりも低い間はピン弁(33)はその座に密着して居るが、もし加減バネの圧力よりも空氣圧力の方が高くなると膜板はバネを壓縮して押上げられる。するとピン弁はその座から離れ、圧力空氣はこの穴から進入してピストン(6)の上部へ來り、ピストンバネ(9)を壓縮してピストンを押下げる。従つて蒸氣弁(5)は閉ぢ、罐から壓縮機へ行く蒸氣は遮斷される。

元空氣溜の圧力が降り、膜板下部の空氣圧力が加減バネの圧力よりも小さくなれば膜板は加減バネの圧力により押下げられ、ピン弁は穴を閉ぢる。するとピストンの上部室にある圧力空氣は吐出穴(22)から逃げ去つて圧力を減じ、

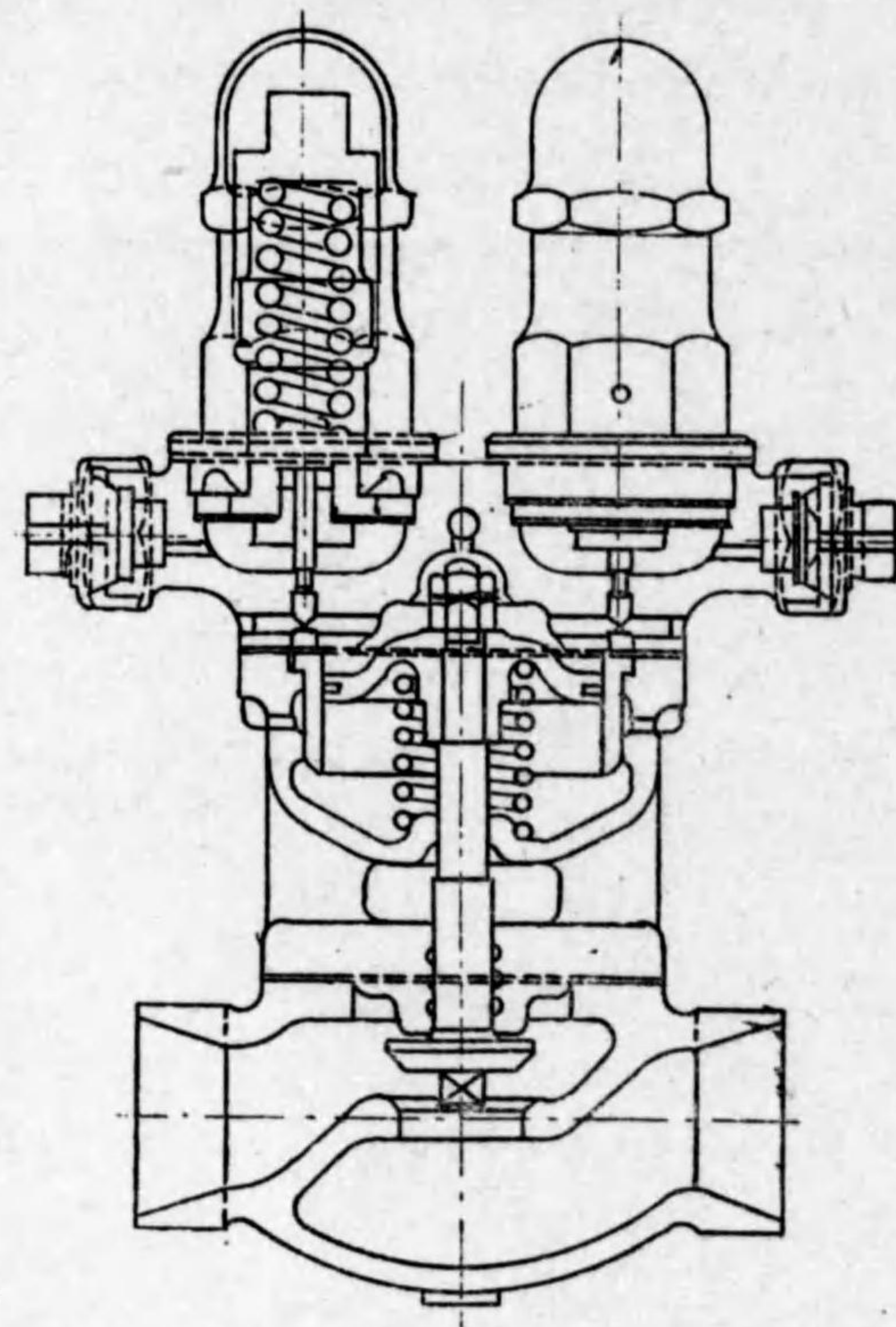
第296圖 SD-5 圧力加減器



L. 低圧頭 H. 高压頭  
 ABV. 自動制動弁回轉弁を経て元空氣溜へ  
 MR. 元空氣溜へ B. 罐より C. 壓縮機に至る



第297圖 SD-6 圧力加減器



ピストンはピストンバネの圧力により上方へ押し上げられ蒸気弁は開き、罐から来た蒸気は圧縮機へ行き圧縮機を運轉する。蒸気弁には小穴が穿つてあつて弁が閉ぢられた場合でも常に少量の蒸気は通じて圧縮機を極めて緩徐に運轉する。これは空氣の漏れを補給すると、圧縮機蒸気シリンダの冷却を防止するためである。又吐出穴は2箇あるが一方の穴は普通閉ぢられて居る。

高压頭も低压頭もその構造作用は全く同一であるが、高压頭は8疋/輦<sup>2</sup>に調

整され自動制動弁ハンドルが重り、制動、非常位置にあるとき、元空氣溜壓力はこれによつて支配され、低压頭は6.5疋/輦<sup>2</sup>に調整され、自動制動弁ハンドルが弛め、運轉、保ち位置にあるとき、これに依つて元空氣溜壓力が制限せられる。

常用又は非常制動を行ふため制動管減圧をした場合その次には必ず制動機を弛める（即ち制動管を込める）必要ある時機の來ることは明かである。故にこのとき元空氣溜壓力を高度にして置いて迅速にその目的を達するため自動制動弁ハンドルが重り、制動及び非常位置にあるときは元空氣溜壓力を高压頭に依つて支配させ8疋/輦<sup>2</sup>まで上昇せしめるのである。

尚、圧力加減器の取付は罐からの蒸氣が蒸気弁を下方から压するやうにしなければ作用上不都合である。又穴(22)が閉塞すると圧縮機は運轉を開始せぬこととなるから注意すべきである。

圧力加減器を調整する場合次の目安を適用すれば便利である。即ち壓力 02 疋/輦<sup>2</sup>増圧に對する圧縮機の行程數單式は10—12、複式はその半分である。

#### (4) 元空氣溜

元空氣溜の第一の目的は壓縮した空氣を貯蔵することにあるが今一つの目的は塵埃及び水分を除去しこれを冷却するにある。即ち壓縮された空氣は相當高温になつており又水分も相當含んでゐる。これをそのまま送氣しては給氣弁、分配弁等の機能に支障を與へるやうになる。依つてこの水分をこゝで除去せしめる必要があるものである。特に雨天の際等に運轉すれば壓縮空氣中に含まれる水分は意外に多く前記部分品に損傷を與へる程度も又大なるものである。故に度々排水コックから排除せしめることが必要である。勿論水分を除去するため渦巻塵取の設けはあるがこれで完全と云ふ譯でなく、最近この水分を積極的に



取除く装置が出現せんとする機運にあるが未だ一般的に實現に至つてゐない。

尙、元空氣溜の種類は次の如くである。

種別	使用機關車	外径 (耗)	長さ (耗)	1箇ノ 容積 (立方米)
第1種	230, 2120, 6760, 8800	520	1330	0.26
第2種	1000, 1070, 8550, 8620, C51(單式)	410	2120	0.26
第3種	9600, D50	540	1900	0.43
第5種	500, 1850	360	2000	0.186
第6種	C51(複式)	480	2120	0.325
第3號	C10, C11, C12, C50	440	1860	0.26
第4號	C56, C58	500	1460	0.26
第7號	C55, C57	560	1500	0.34
第8號	C53	500	2360	0.43
第9號	C54, D51, C59	560	1900	0.43

(5) 鈎合空氣溜

鈎合空氣溜は自動制動弁、鈎合ピストン上部に連り、これと常に同圧力を保持し、鈎合ピストン下部の制動管圧力と鈎合つてゐる。

抑々列車の制動管容積は編成車輛の多少に依つて大いに相違する。然るに自動制動弁の制動吐出口の直徑は一定のものであるから、所要の制動管減圧をなす爲には、列車の長短に依つて自動制動弁ハンドルを制動位置に置く時間を加減しなければならぬが、これを正確に爲すことは事實上不可能なことである。

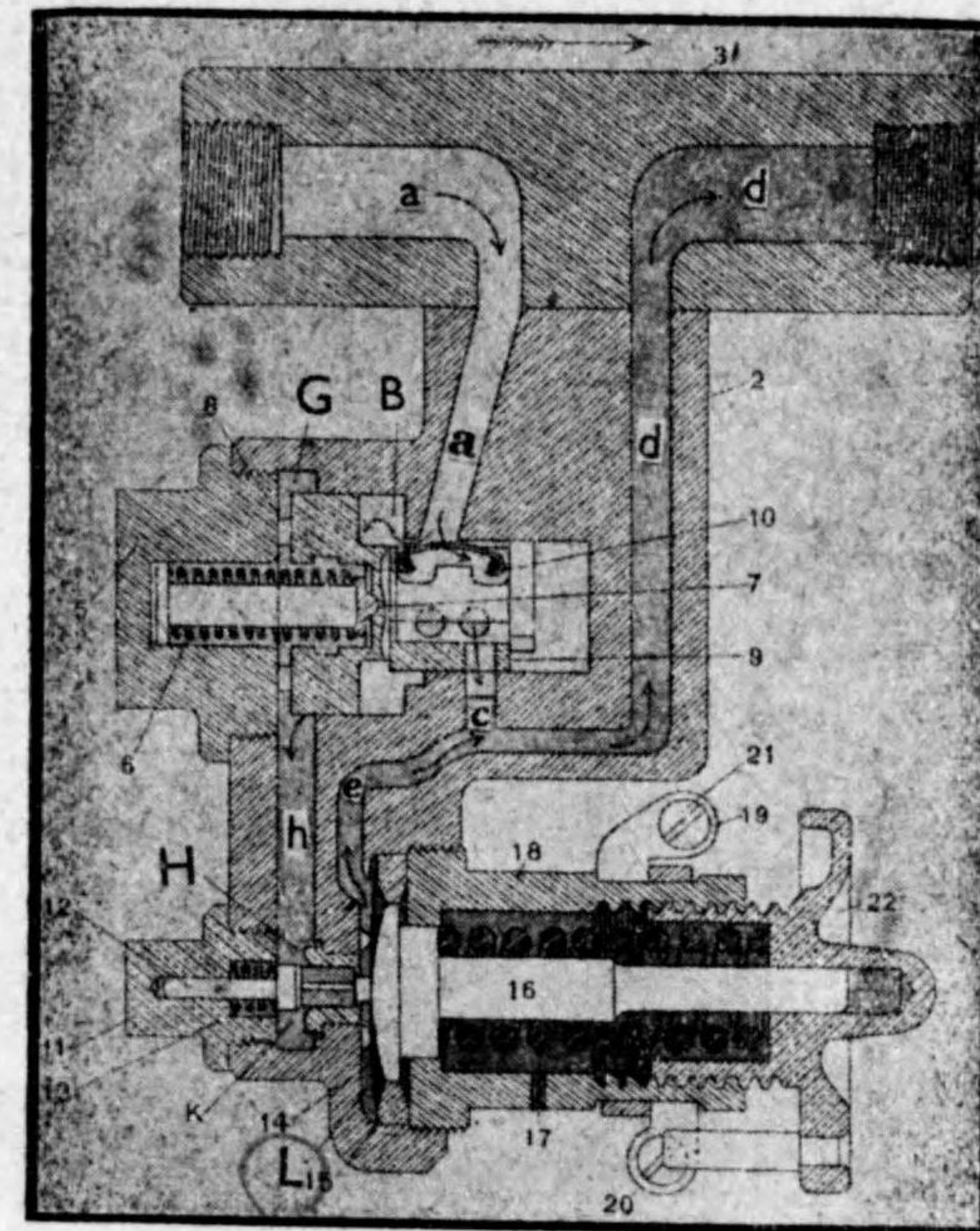
併し乍らこゝに鈎合空氣溜と鈎合ピストンを設けておけば、幾何の減圧でも意のまゝに出来る。即ち、先づ鈎合空氣溜の圧力を所定に減圧して後ハンドルを重り位置に移せば、その後は鈎合ピストンの働きに依つて鈎合ピストンの上下(鈎合空氣溜と制動管)圧力が鈎合ふまでは自動的に制動管減圧をするか

ら、列車の長短に拘らず一定の減圧を爲すに容易である。尙、鈎合空氣溜の容積は15立でこれを1.4疋/噸<sup>2</sup>減圧、即ち全制動に要する時分は約10秒である。

(6) 給氣弁及び減圧弁

給氣弁は元空氣溜圧力の變化に依つて直に制動管圧力に變化を來さないためと制動管を早く込めるため元空氣溜の圧力を一段落して制動管に送るべく設け

第298圖 給氣弁



- 3 弁 體
- 5 蓋
- 6 供給ピストンパネ
- 8 供給ピストン
- 9 供給弁
- 10 供給弁パネ
- 11 蓋
- 12 加減弁
- 13 加減弁パネ
- 14 膜板
- 16 膜板押エ
- 17 加減パネ
- 19 加減取輪止
- 22 加減取輪



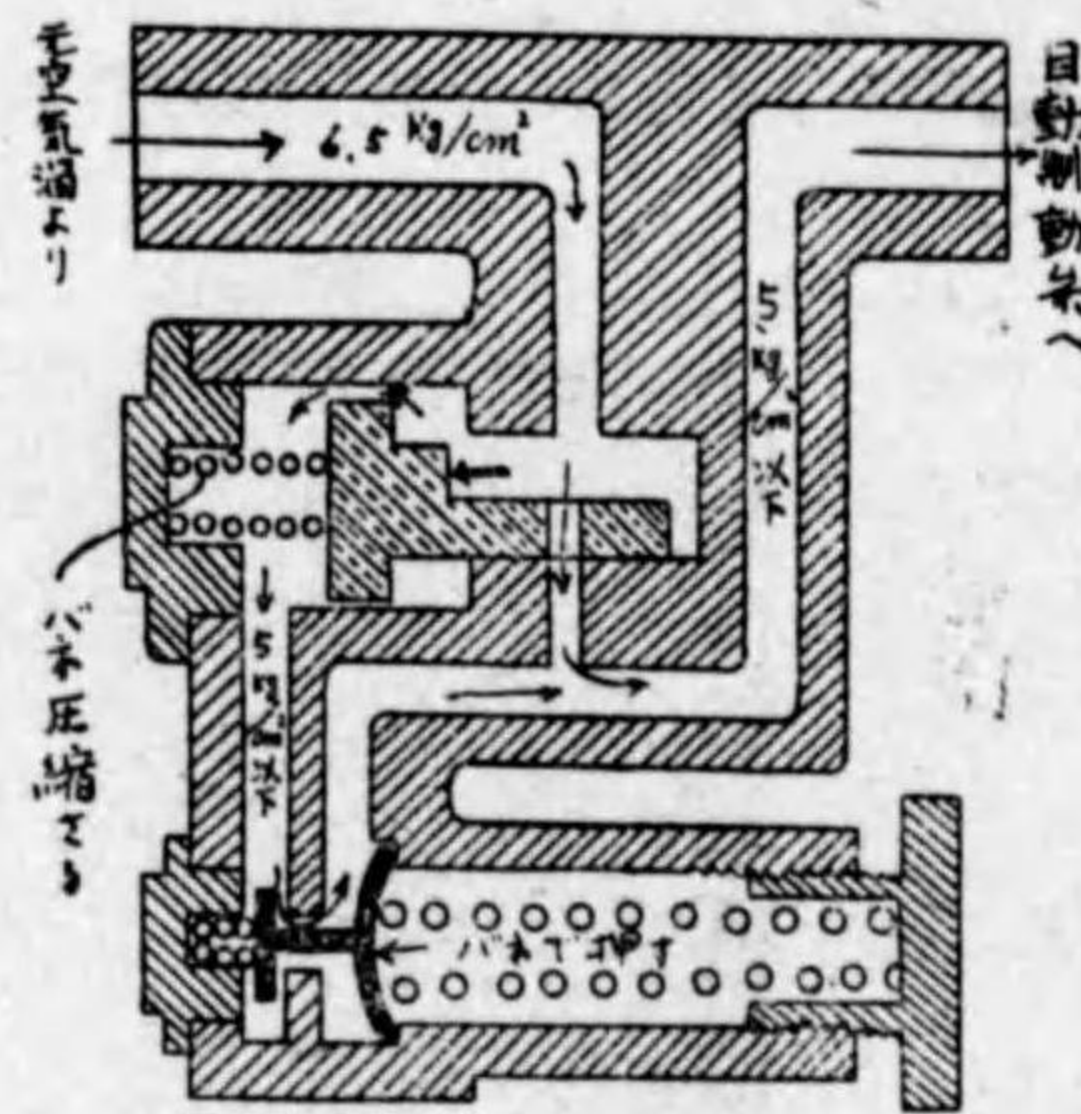
られたもので、元空溜と自動制動弁とを結ぶ管の中間にあつて、自動制動弁ハンドルが運轉又は保ち位置にあるとき元空溜より来る圧力空気を自動制動弁を経て制動管に送り、且つ之を5疋/糎<sup>2</sup>に調整すべき任務を有してゐる。

〔作用〕

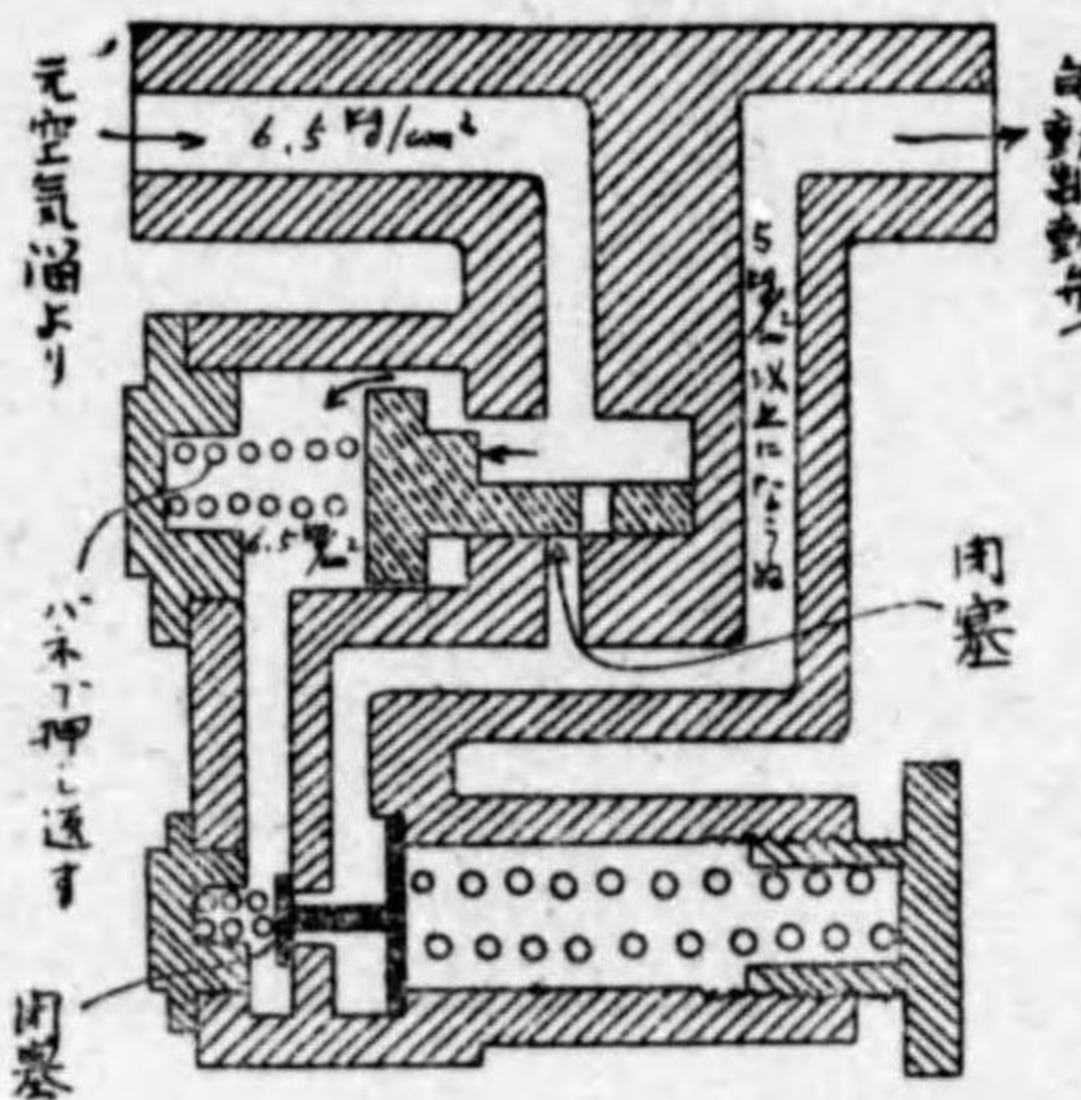
上部を供給部、下部を加減部と謂ふ。元空溜から来る圧力空気は(a)を通つて矢の方向に進み、供給弁室(B)に入つてピストン(8)を左に押し進める。従つて供給弁(9)も左に動き圖の如く供給位置をとり、(c)、(d)を経て給氣弁管へ、及び(c)、(e)を経て膜板室Lへ入る。

(L)室の空気圧力が加減バネ(17)の圧力より弱い間は膜板(14)は左に押され加減弁は開き、圧力空気は(e)から(L)室、(K)室及び(h)に通じて供給ピストンの左側(G)室は所謂給氣弁調整圧力を維持し供給弁は開いて居るが、若し膜板室(L)の圧力が所定圧力以上に高まり、加減バネ(17)を圧縮するに至れば、膜板には右方押され、加減バネ(13)は伸張して加減弁(12)を閉ぢ、L室から(H)室への通路を絶つ。すると(B)室の圧力空気は供給ピストンの周圍から、ピストンの左側(G)室に入り、ピストン兩側の圧力は共に元空溜圧力となり平均

第299圖 供給位置



第300圖 閉塞位置



するから、ピストンはピストンバネ(6)の圧力に依つて右に押進められ、供給弁を閉ぢる。従つて制動管圧力は所定以上に昇ることは無い。

給氣弁は加減取輪(22)を回轉することに依つて高低二段に切換へ調整することができる。

普通高压は6.5疋/糎<sup>2</sup>に、低压は5疋/糎<sup>2</sup>に調整する。

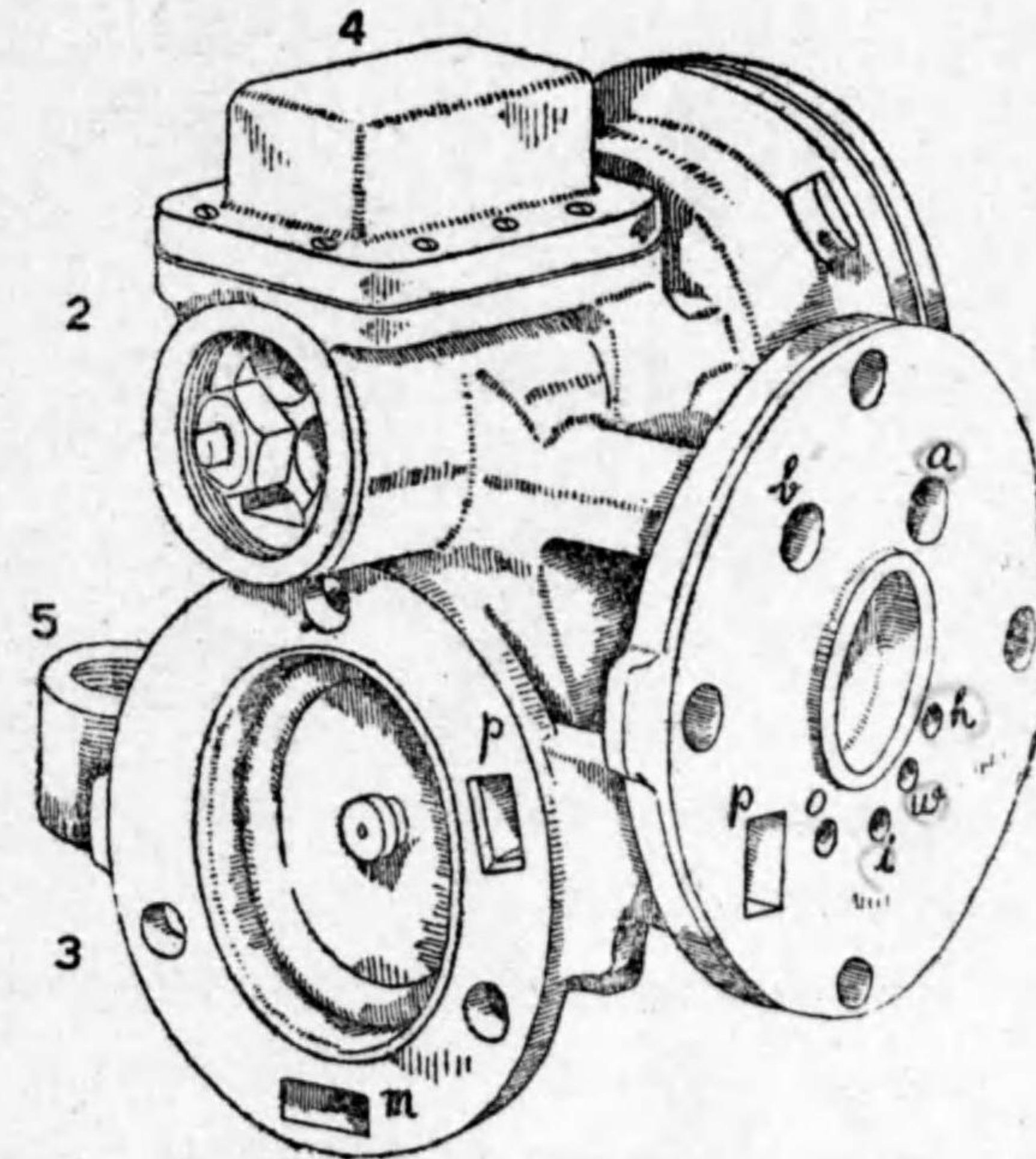
減圧弁は元空溜圧力空気を單獨制動弁に供給し且つ之を3疋/糎<sup>2</sup>に調整するもので、その構造作用は給氣弁と同様であるが、加減取輪によつて圧力空気の圧力を變更することの出来る様な装置はない。

加減バネは加減ナット蓋を取外し、加減ナットを廻して調整する。

(7) 分配弁

第301圖

分配弁は作用部、釣合部、二室空溜及び安全弁等の各部より構成せられ、機關車及び炭水車に取付けてある各制動筒に圧力空気を送入しブレーキを締結せしめ又は制動筒内に適當の空氣圧力を持續して制動力を維持

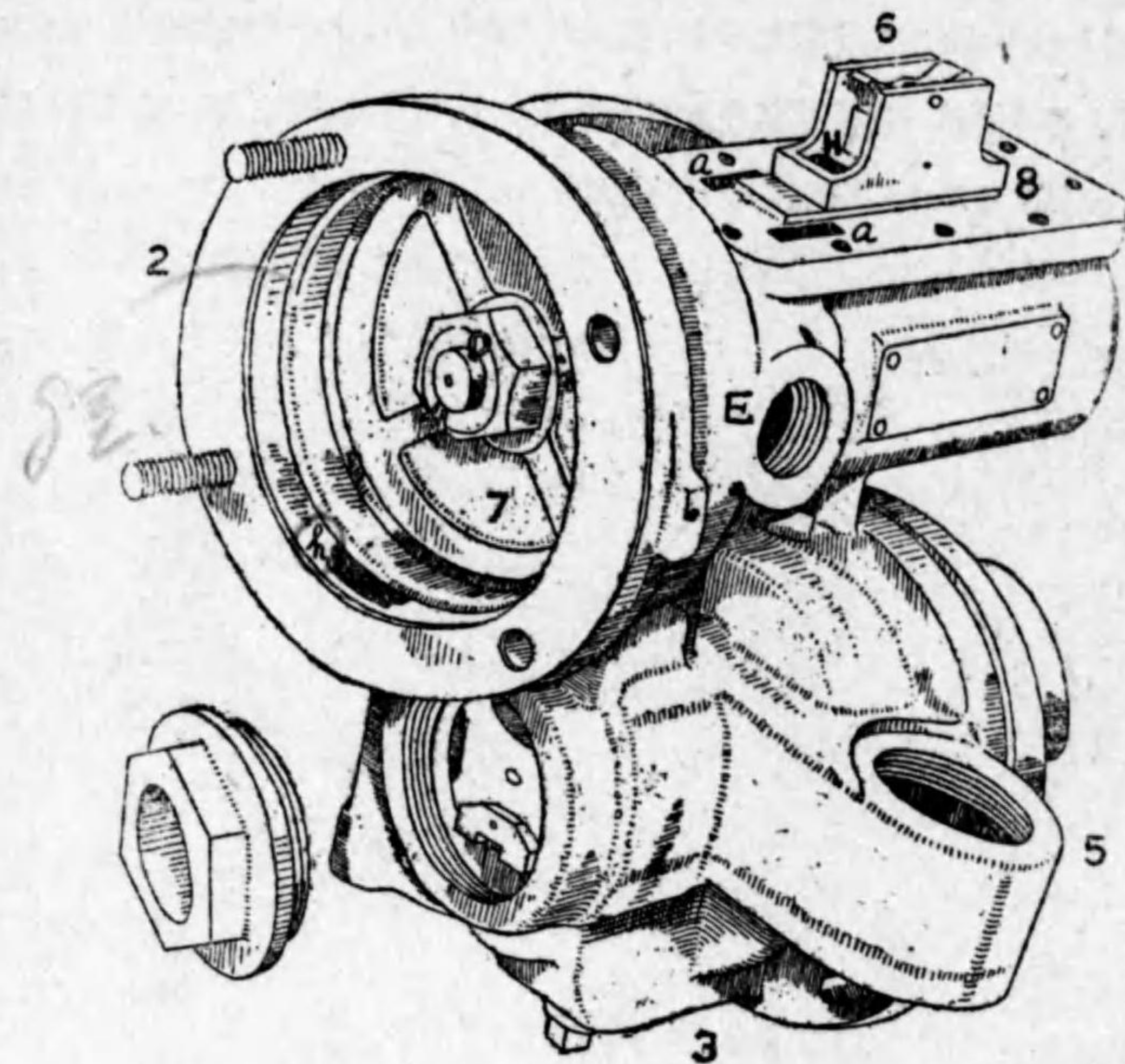




し、或は制動筒内の圧力空気を大氣中に放出してブレーキを緩解するなどの作用を爲すもので、これに元空氣溜管、制動管、制動筒管、分配弁弛め管、作用筒管の5本の管を取付けてゐる。

第301圖乃至第307圖は分配弁各部の構造を示す。

第302圖



1. 二室空氣溜取付座 空氣溜を取付くべき四つのボルト穴の外に次の如き種々の穴が設けられてゐる。

- a 元空氣溜支管に通じ、これより分配弁の作用弁室へ常に圧力空気を供給してゐる
- h 作用筒管に通ずる穴であつて、分配弁作用ピストンの左側g室と作用筒

管とが連絡される

- w 二室空氣溜の作用空氣室に通ずる穴
  - i 分配弁弛め管に通ずる
  - o 二室空氣溜の圧力空氣室へ通ずる穴
  - p 制動管へ
  - b 制動筒管へ通じ、この穴に依つて分配弁作用部と制動筒とが連絡する
2. 作用部 内部に作用ピストン、ダツシユピストン、度合棒、度合バネ、作用弁及び吐出弁等があり、作用ピストンの動作に應じて吐出、緩供給、全供給、重り等の各位置となり、圧力空気を機関車及び炭水車の各制動筒へ出し入れする。
3. 釣合部 内部にはブツシュが嵌入され釣合ピストン、度合弁、滑弁等があり、制動管圧力の増減に應じ込め、制動、非常、重りの各位置を採つて作用部を運動せしめ、客貨車の動作弁、三動弁と共に機関車ブレーキのかけ弛めを行ふ。
- 筒壁には制動筒に通ずる穴p及び圧力空氣室に通ずる穴oが穿たれてゐる。
4. 作用弁室蓋 この蓋内には作用弁があり且つ弁上には元空氣溜から來た圧力空氣が充滿してゐる。
5. 安全弁取付座 ここに分配弁に附屬する安全弁が取付けられる。
6. 作用弁 弁座左方の兩側に見える穴(a)は元空氣溜支管に通じ此處から圧力空氣が作用弁室に進入する。
7. 作用ピストン ナットに依つてピストン棒に取付けられ、その左方室は筒壁の穴(h)を経て作用筒管その他に通じる。
8. 作用弁座 圧力空氣を制動筒方面へ送入せしむる穴(A)及び作用



弁室へ元空溜圧力空気を通ずる穴(a)の外、蓋を取付くべき10箇のボルト穴がある。

9. 作用筒**フツシュ** 砲金製で側面には制動筒管に通ずる穴(b)及び作用ピストンの右側に通ずる穴(u)があり、下面には吐出穴(e)及び(d)が穿たれてゐる。

10. 釣合筒**フツシュ** 砲金製で滑弁の弁座には作用筒に通ずる三箇の穴(h)作用空室に通ずる穴(w)、安全弁に通ずる穴(l)、分配弁弛め管に通ずる穴(i)などあるが(m)穴のみは常に蓋で閉塞されてゐる。

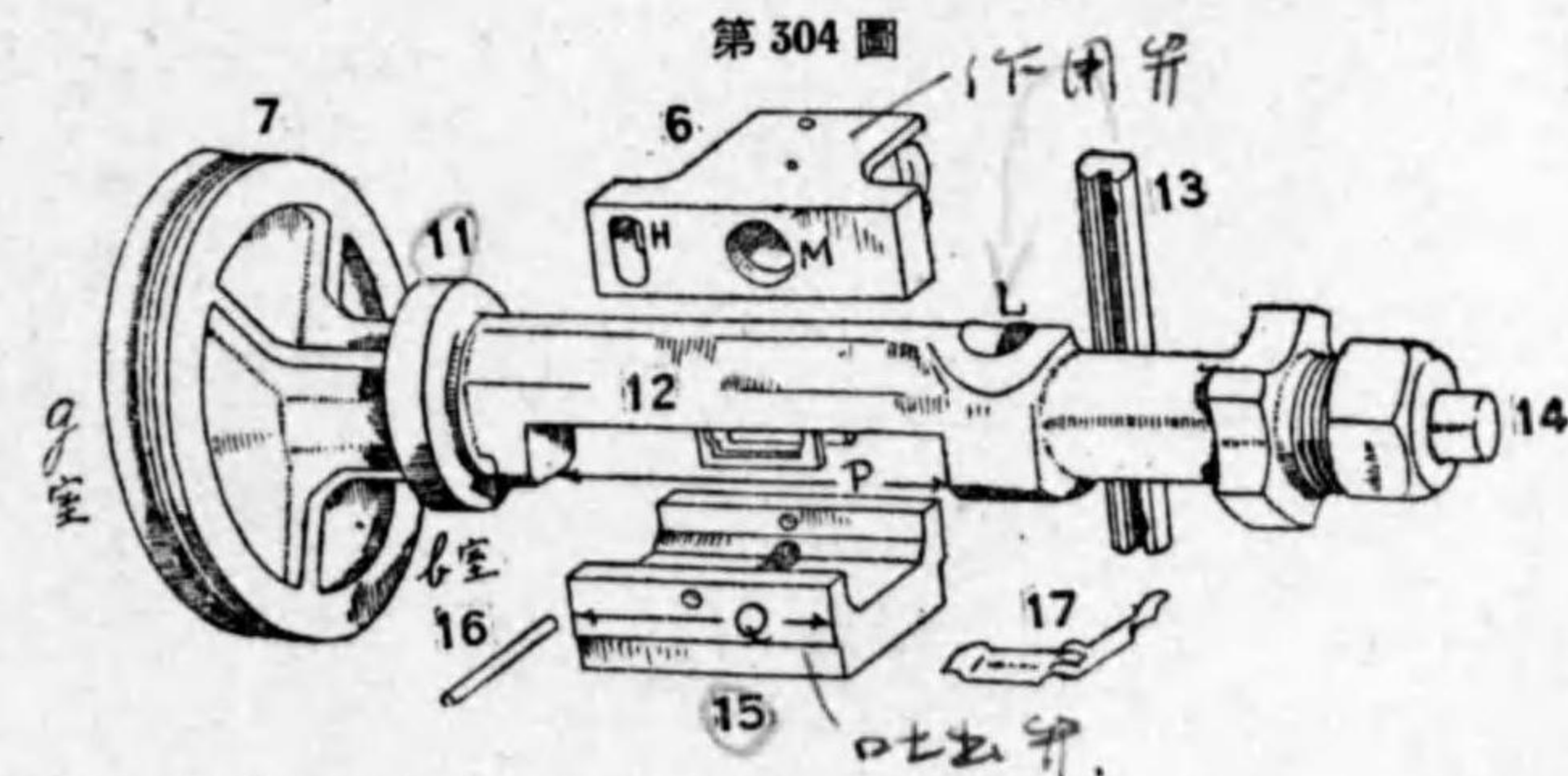
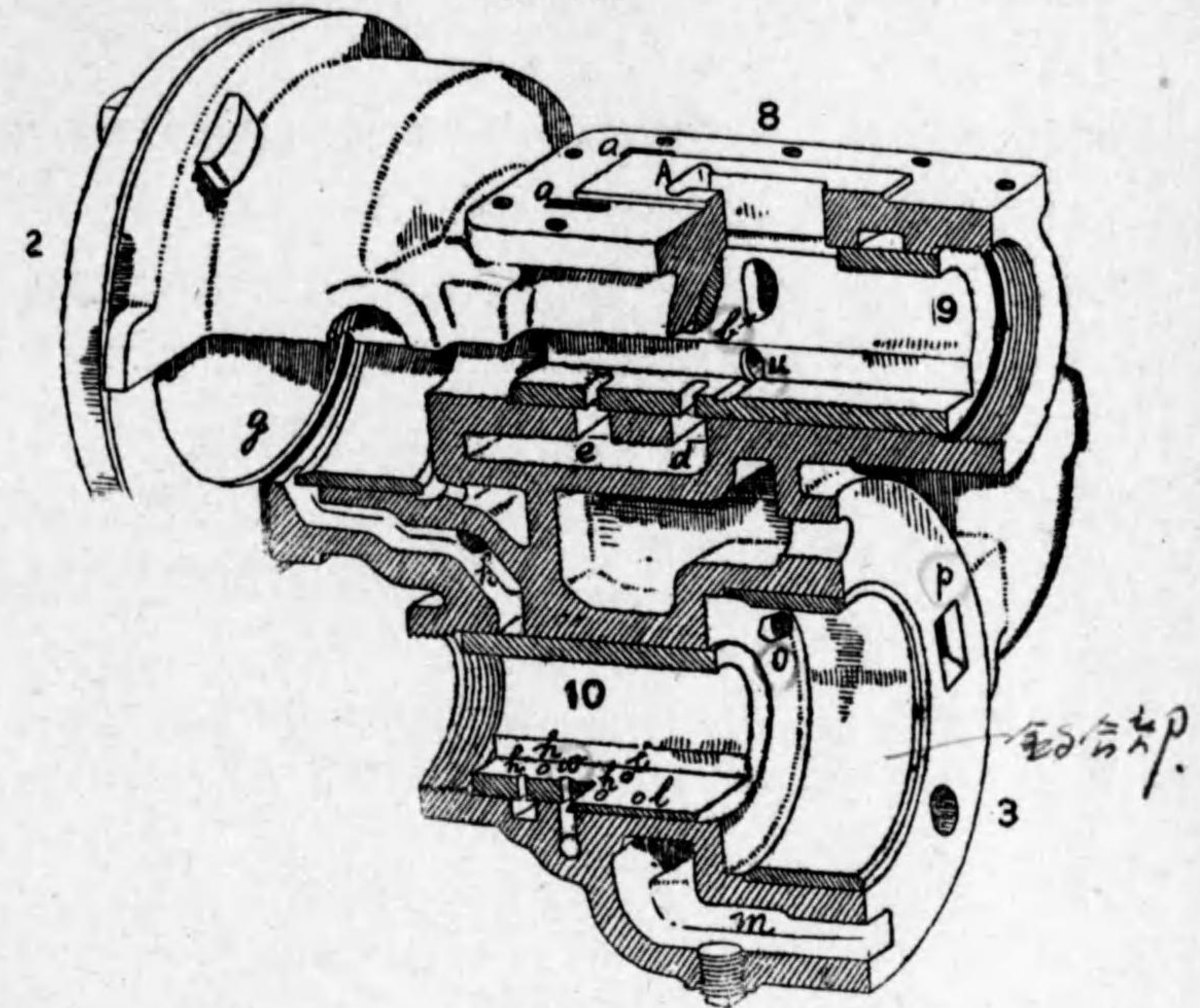
第304圖は作用部の作用ピストンと共に運動する部分品であつて、棒(13)の下部が(L)に嵌り上部に作用弁が乗つてゐる。

11. **ダツシュピストン** 作用弁が開かれた際元空溜圧力空気が急に作用ピストンの右側(b)室に進入すると、作用ピストンは一旦押返される虞がある。この害を防ぐため元空溜圧力空気を面積の小さいダツシュピストンで受け、作用ピストン右側(b)室へは別の細い通路から圧力空気を通ぜしめる。

14. **度合棒** その周囲には度合バネがある。作用ピストンが右方へ押されて度合棒が作用室弁蓋の内面に突當つた後はこのバネが働くから、作用ピストン左側(g)室内の圧力空気の高低に応じて作用弁を開かしめる。

15. **吐出弁** 吐出弁はバネ(17)を介しピン(16)に依つて作用ピストン棒下面の凹部に取付けられる。併し作用ピストン棒凹部の幅(p)は吐出弁の幅(Q)よりも廣く且つ吐出弁の取付部は或る程度左右方向に對する弁の移動しを許してゐるから、吐出弁が作用ピストンに依つて行程の一極端に移された後、反對方向に移動せんとする際は作用ピストンが(p)と(Q)との差以上に運動せねば吐出弁は弁座との摩擦のため静止するから之を動かすことが出来ない。吐出弁の取付にこの遊間を存するため作用部は重り位置を採り得るのである。

第303圖



第304圖は作用部の作用ピストンと共に動作する部分品を示す。

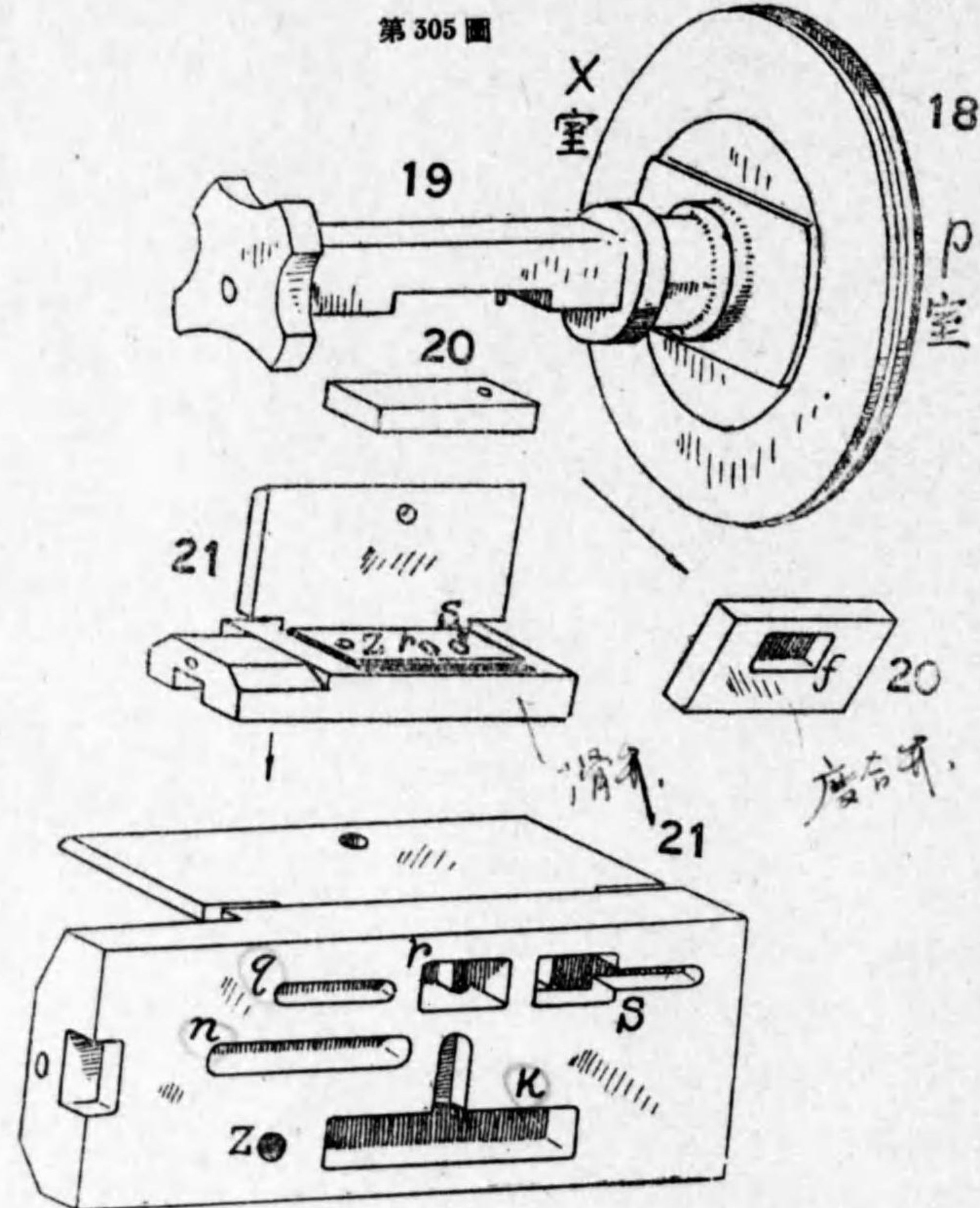
18. **釣合ピストン** ピストンリングと革パツキンを用ひて漏洩を防いでゐる。



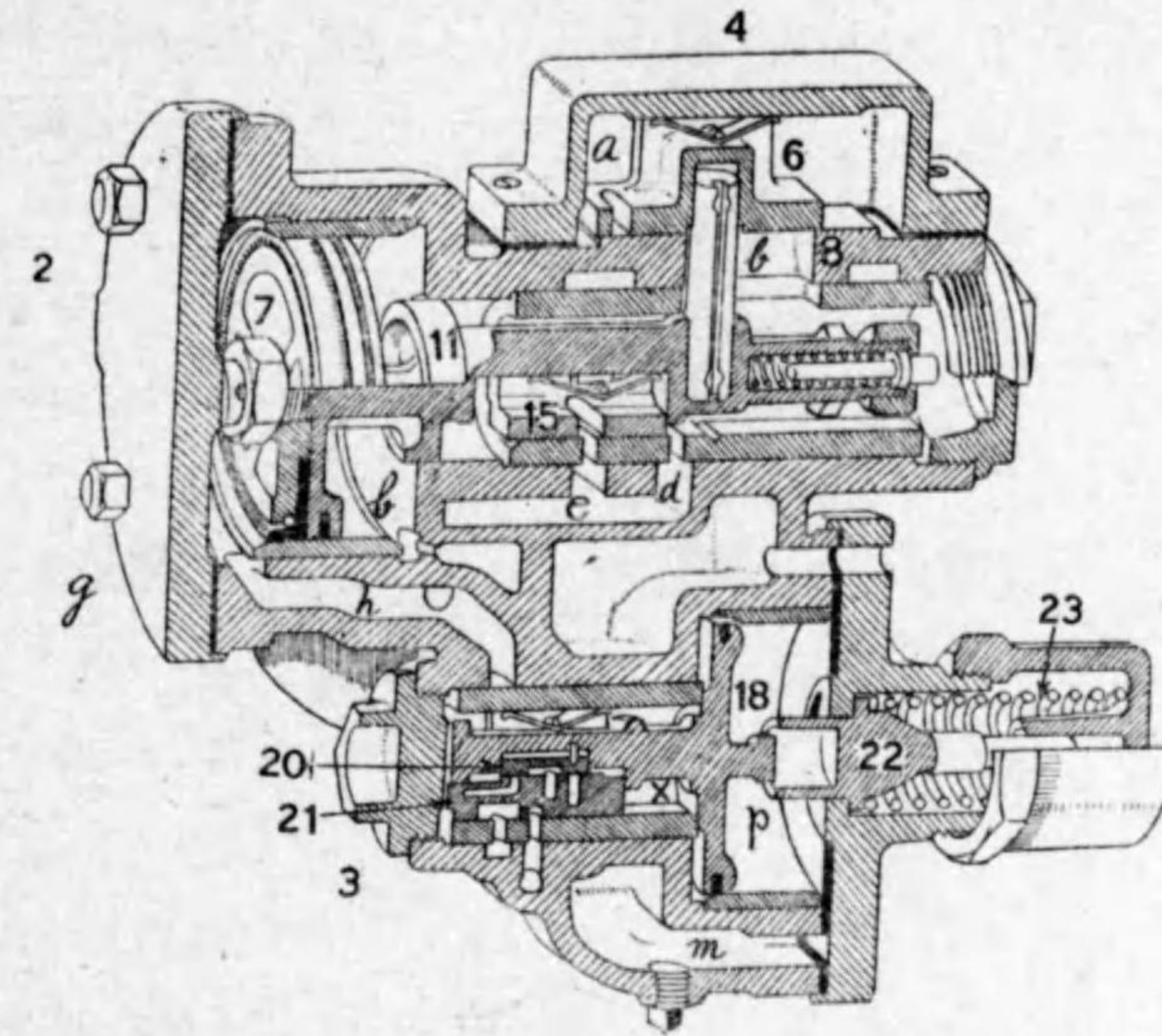
19. 釣合ピストン棒 棒の中央凹部にはピンを植ゑて度合弁(20)を取付けられる。

20. 度合弁 常に釣合ピストンと共に動作し、滑弁の上面を弁座として滑動するもので、弁面には(f)なる窪みを設けてある。

21. 滑弁 上面は度合弁の弁座となり且つ滑弁面まで貫通する(Z)、(r)、(S)穴がある。又弁面には以上の外(q)、(n)、(k)なる窪みが



第306圖



あつて弁座の穴との組合せを變じ制動管圧力の變化に應じて制動、緩解などの作用をする。

滑弁の幅は釣合ピストン棒の両端に設けられたツバ間の幅よりも狭く兩者間に幾分の遊間があるから、釣合ピストンに依つて滑弁が行程の一極端に移された場合、これを反対方向に移動するには釣合ピストンがこの遊間以上に運動せねば滑弁を動かすことが出来ぬ。

釣合部の滑弁とツバ間にこの遊間を存置せるため釣合部は重り位置をとることが出来るのである。

第306圖はこれら總ての部分品を收納した断面圖である。

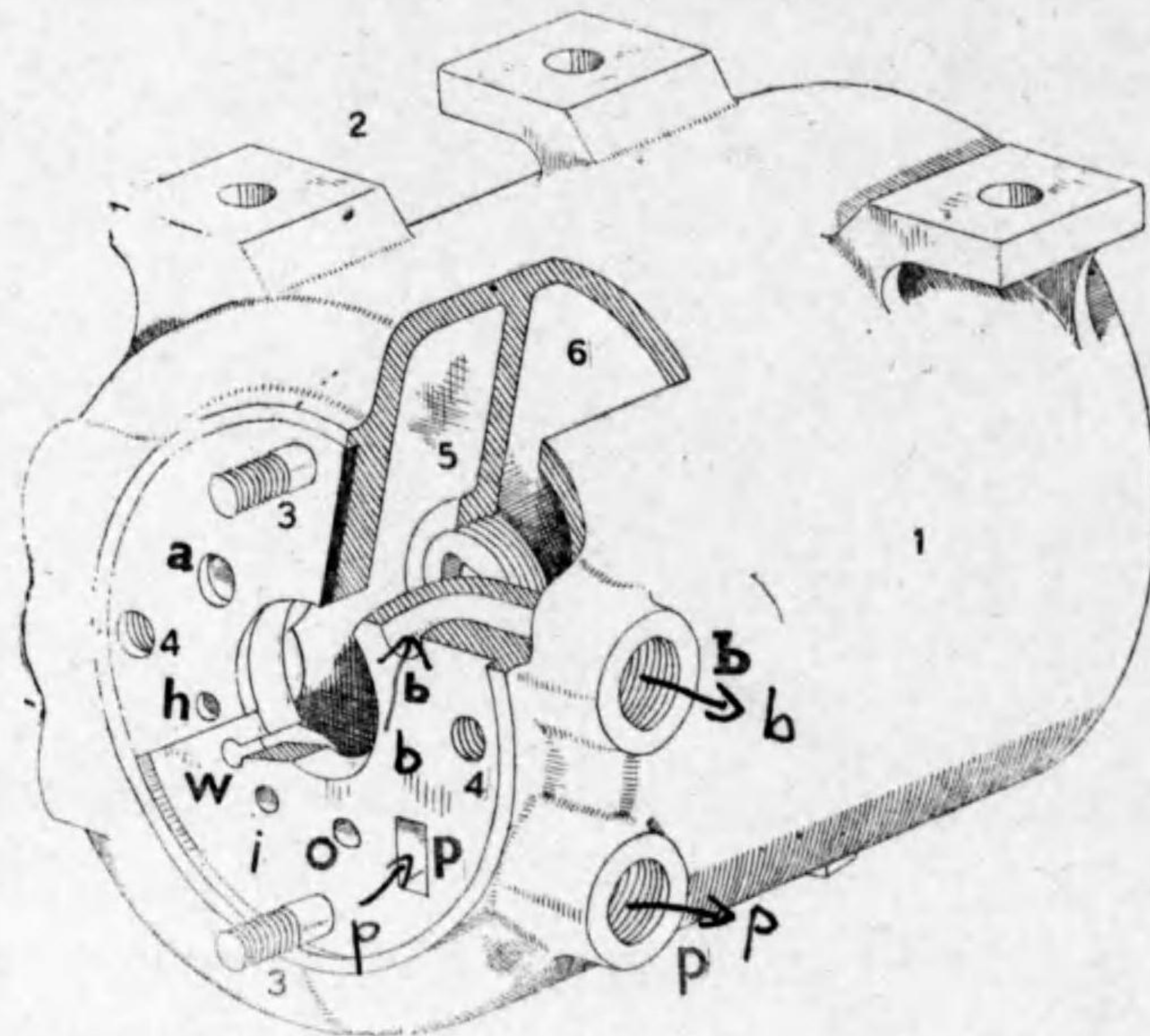
この圖に依つてその構造を窺知することが出来よう。尙、圖に於て(22)は釣合部の度合棒、(23)は度合バネである。



## 二室空氣溜

第307圖に示す如く圓筒形で内部に壓力空氣室と作用空氣室があり、上部の

第307圖 二室空氣溜



四隅に鑄出された支エに依つて適當の箇所に取付けられる。

二室空氣溜の一端左右側面には片方に2箇、他方に3箇の管座があり、その前面には4本のボルトを使用して分配弁が取付けられる。

分配弁の取付座には第301圖に記したと同様の通氣穴を設けられてゐるがこれらを各部の名稱と共に記すると次の通りである。

1. 二室空氣溜
2. 〳 支エ

3. 〳 取付ボルト
4. 〳 取付ボルト穴
5. 作用空氣室
6. 壓力空氣室
- a. 元空氣溜管に通ず
- h. 作用筒管と分配作用部g室とを連絡する
- w. 二室空氣溜作用空氣室へ
- i. 分配弁弛メ管へ
- o. 二室空氣溜壓力空氣室へ
- p. 制動管へ
- b. 制動筒管へ

## 〔分配弁の作用〕

## 1. 作用部の作用

分配弁作用部には作用ピストン並に作用弁の状態に依つて次の四つの位置がある。

1. 吐出位置
2. 緩供給位置
3. 全供給位置
4. 重り位置

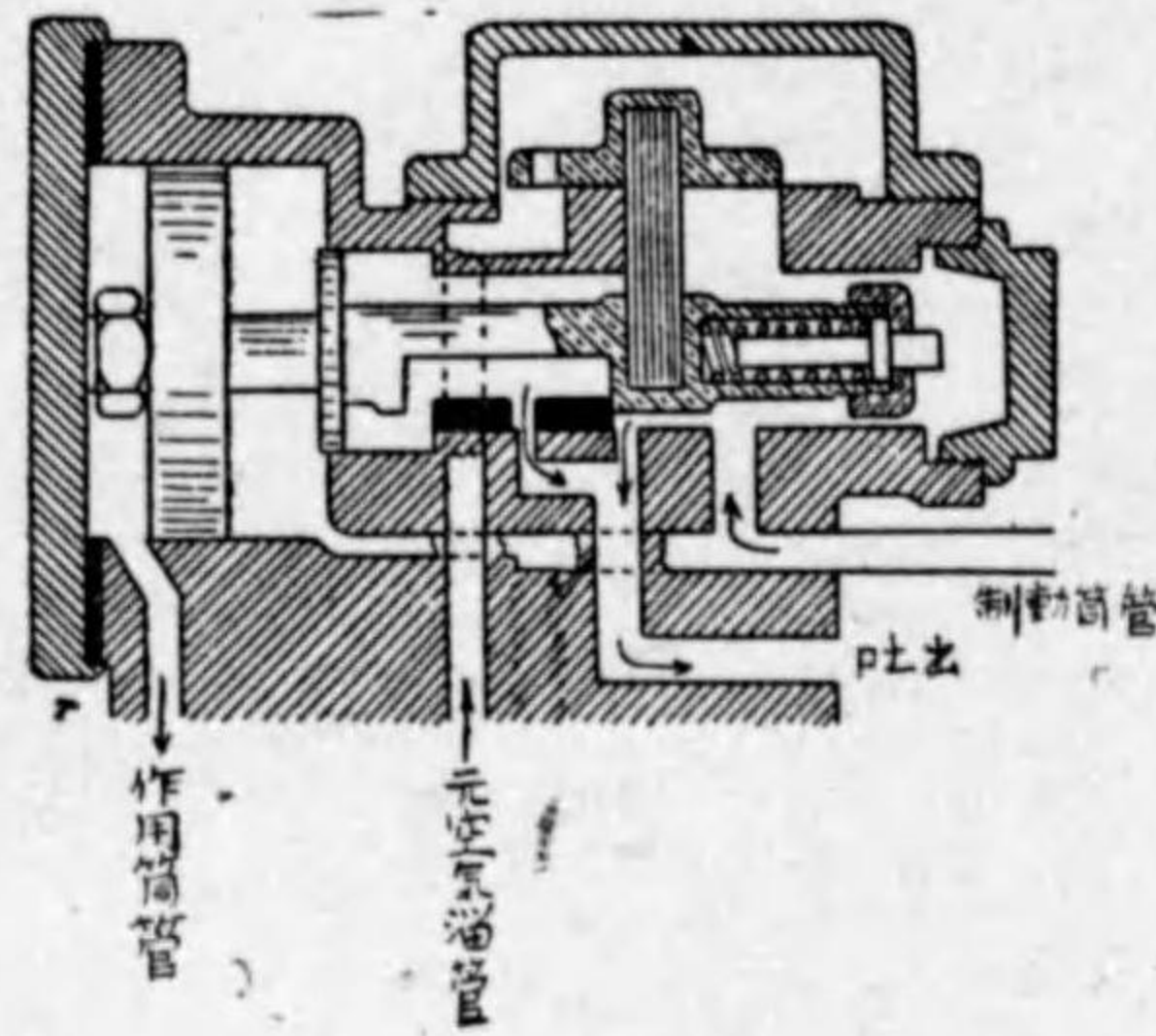
## 1. 吐出位置

作用ピストンの左側即ち作用筒に壓力空氣の無い時にとる位置であつて、作用ピストンの左側の壓力空氣を抜くと、先にあつた制動筒内の壓力空氣に依つて作用ピストンは左方に押されるため、作用弁は制動筒への供給口を閉ぢると共に吐出弁をも共に移動せしめて吐出口を開き、制動筒内の壓力空氣



を放出するからブレーキは弛む。

第308圖



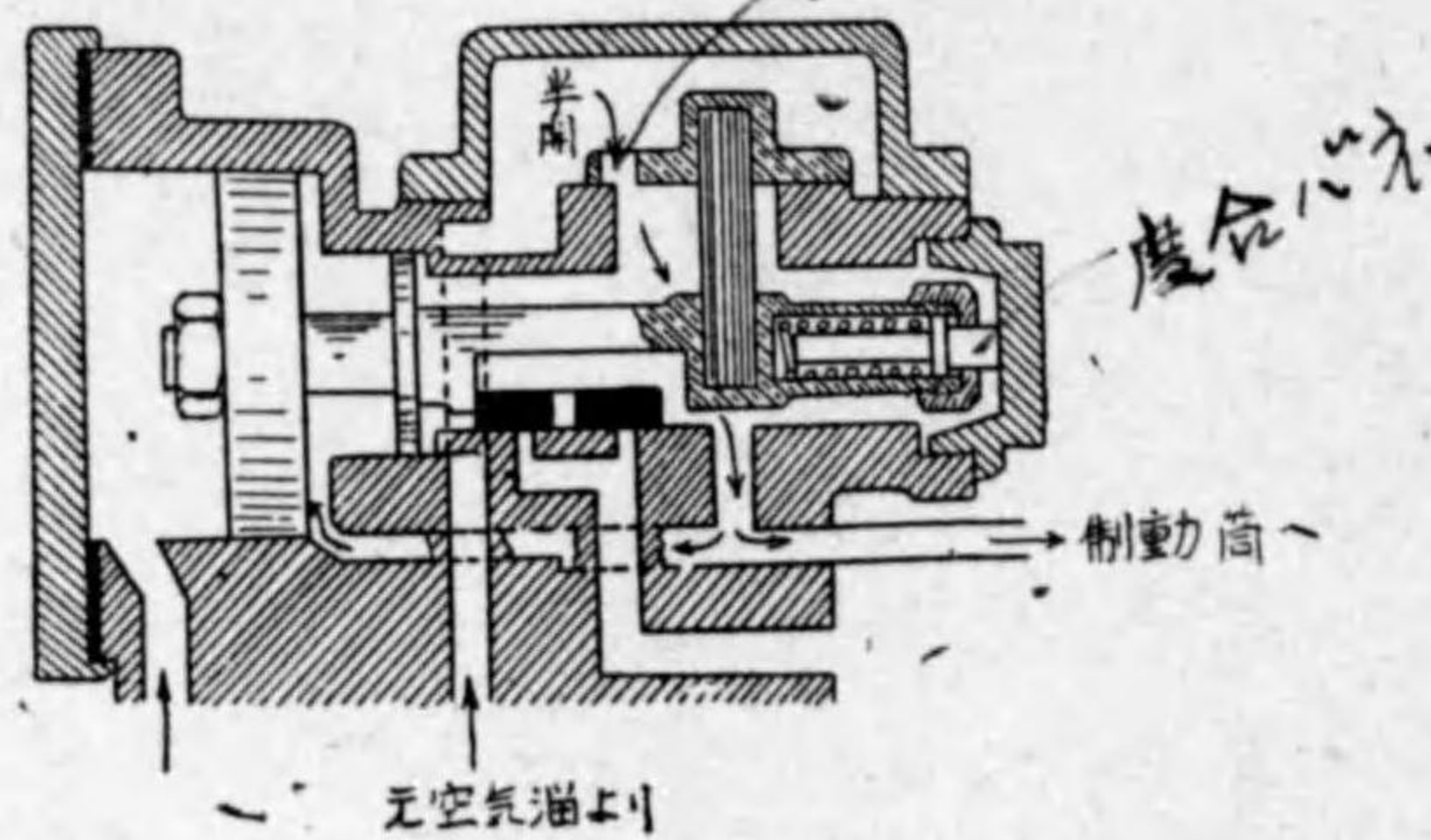
2. 緩供給位置

作用筒に圧力空気が送られると作用ピストンは右に押され吐出弁も右へ移動して吐出口を閉ち、然る後作用弁はその供給口を開くため、元空溜管の圧力空気が矢印にて示す如く制動筒に供給されるのである。併し乍ら作用筒内の圧

力が小さい場合は、度合棒は蓋に突當るが未だ度合バネを少し圧縮する程度であり、この時に作用弁の供給口は小開する様に設計されてゐる。この小開

した供給口を通り元空溜管の圧力空気が制動筒へ進入するのであるが、圖に示す如く一部の空気は作用ピストンの右側にも進入して之を左方に押し返さうとする。

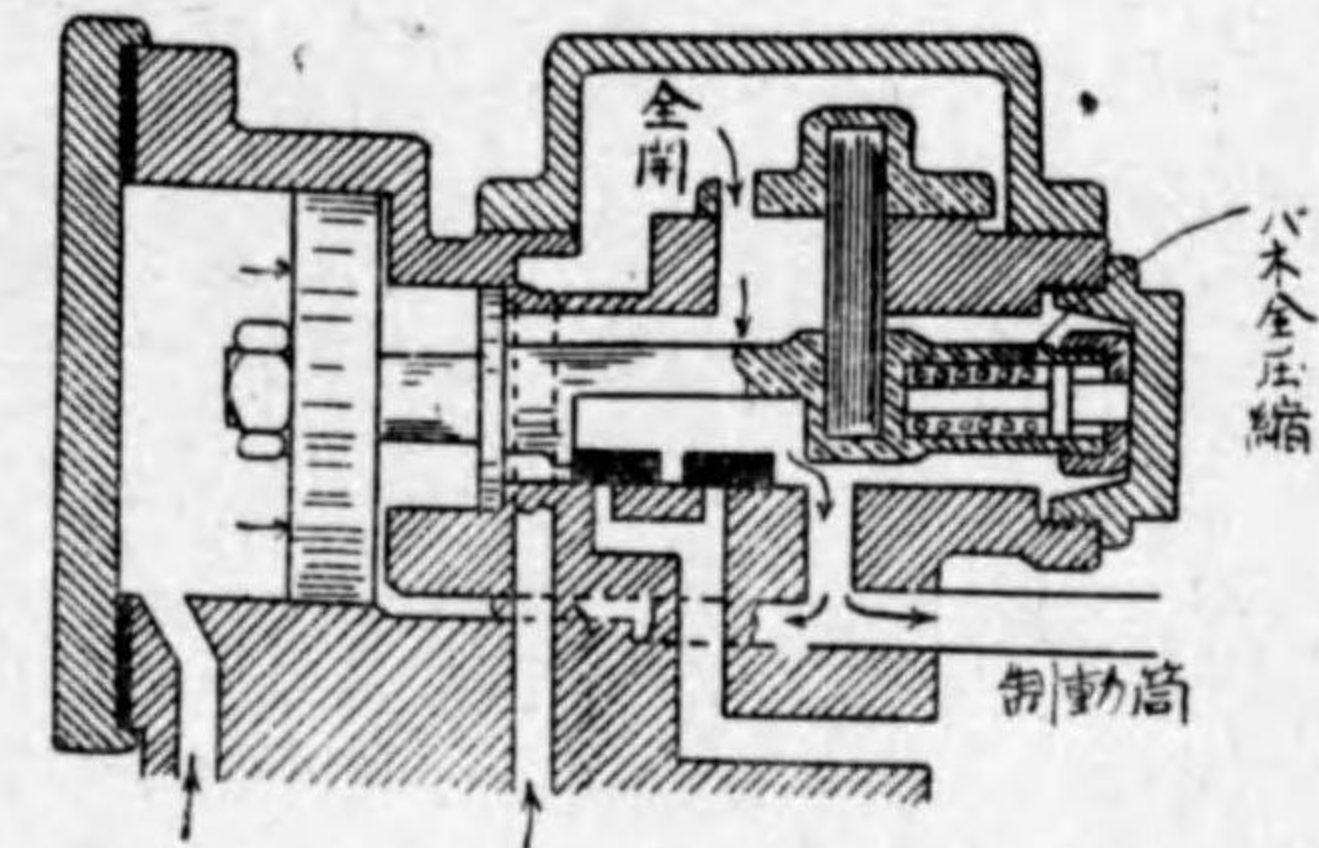
第309圖



る。而して制動筒内の圧力が作用ピストン左側の圧力より小なる間は制動筒への供給は續けられるが、両者が同圧となるときは、度合バネの圧力に依り作用ピストンは左方に押し返され、作用弁はその供給口を閉ちる位置に置かれる。

又作用ピストンが右方に移動して作用弁を開いた場合、元空溜管の高压空気が未だ制動筒内に進入しない先に作用ピストンを左方に押し返し、作用弁を閉ち制動を遅らす虞があるため、前にも述べた通り作用ピストンの右側には直径小なるダッシュピストンを設け、作用弁より進入して來た高压空気が先づこのダッシュピストンにて受け、作用ピストン右側へは別の小通路に依り通ぜしめる様にしてゐる。

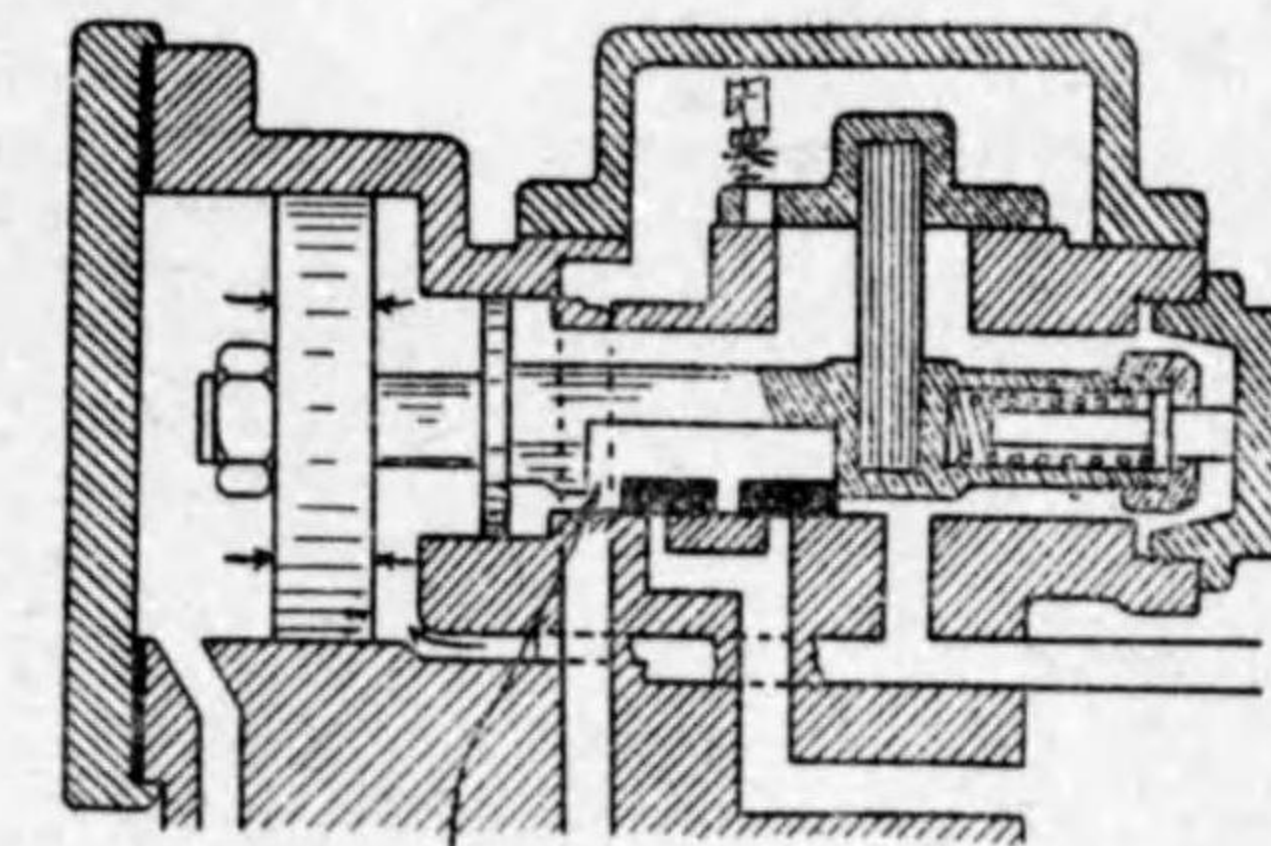
第310圖



3. 全供給位置

作用ピストンの左方に加へられた圧力が急激且つ大となれば作用ピストンは度合バネを圧縮し右の極端迄移動する従つて作用弁も充分に動いて供給口を全開し迅速且つ多量に制動筒へ圧力空気を送入する。この位置を全供給位置といふ。この場合に於ても緩供給位置の場合と同様、作用ピ

第311圖



この遊開はけ戻る

ストンの左側の圧力と制動筒の圧力とが同一になれば、度合バネの圧力に依つて作用ピストンは左側に押し返されて作用弁は閉ち制動筒への空気の供給を停止し、次に述べる重り位置を取るものである。

自動制動弁にて非常制動位置を取る場合には、元空溜管の高压空気が作用筒管を経て作用ピストン左側へ送られ元空溜管圧力は上昇し得る譯であ



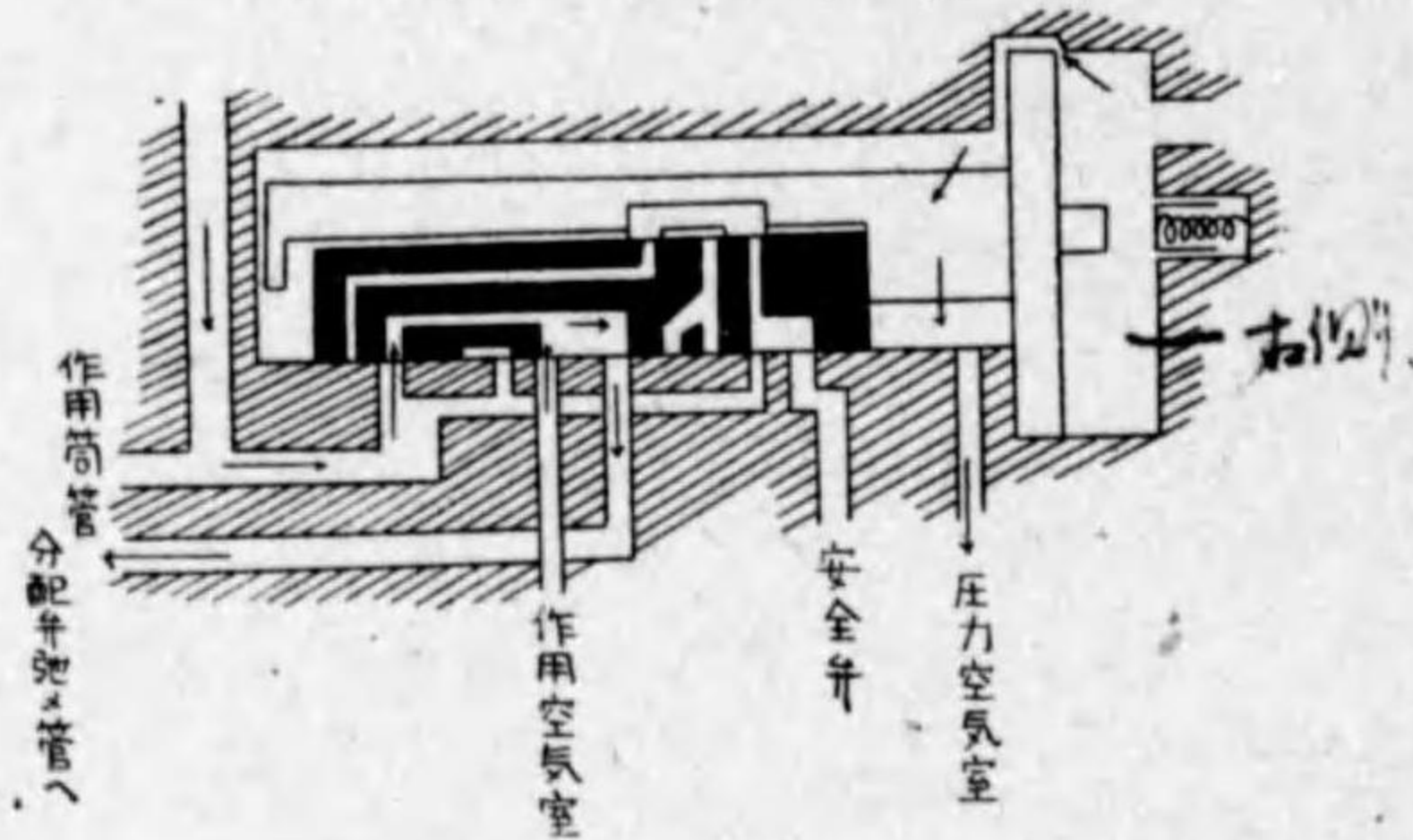
るが、制動筒圧力が或程度以上に昇ると制動力が粘着力に打勝つて車輪滑走を來す弊害を防ぐため、釣合部に依つて作用筒と安全弁とを通じ、作用筒の圧力を4.5 疋/糎<sup>2</sup> 以上には昇らせない様にする。

4. 重り位置

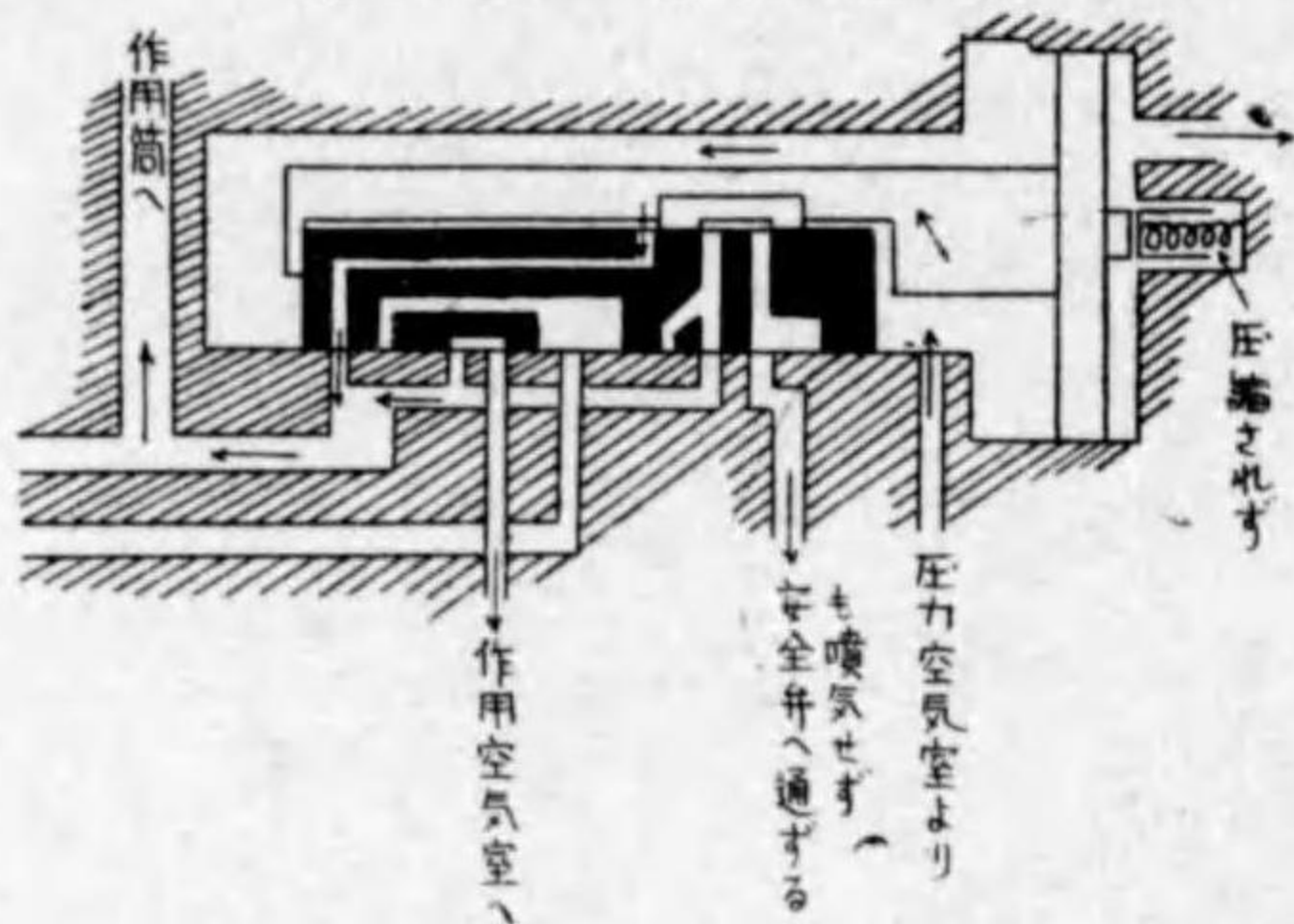
作用部が緩供給又は全供給位置を取つて作用弁が開き制動筒へ圧力空気を送入する際、作用ピストン左側の圧力が等しくなれば、度合バネの力に依り作用ピストンを少しく左方に押し戻し作用弁は供給口を閉ぢる。従つて制動筒へはこれ以上圧力空気を供給することはなく、又一方吐出口は動かす吐出口は閉塞されてゐるから、制動筒の空気は排出もされないで前の圧力を保持することが出来る。併し制動筒或は制動筒管の漏洩で作用ピストン右側の圧力が降下した場合には、作用ピストンは再び右行して作用弁を開き制動筒へ圧力空気を補給し、作用ピストンの両側の圧力が平均すれば供給を絶つ。かくの如き状態にあるのを重り位置と謂ふ。

ロ、釣合部の作用

第312圖 込め位置



第313圖 常用制動位置



分配弁釣合部は自動制動弁に依つて行はれる制動管圧力の増減に應じ客貨車の三動弁及び動作弁と共に動き作用筒へ空気の送入をなすものであつて、次の四つの位置がある。

1. 込め位置
2. 常用制動位置
3. 制動後の重り位置
4. 非常制動位置

1. 込め位置

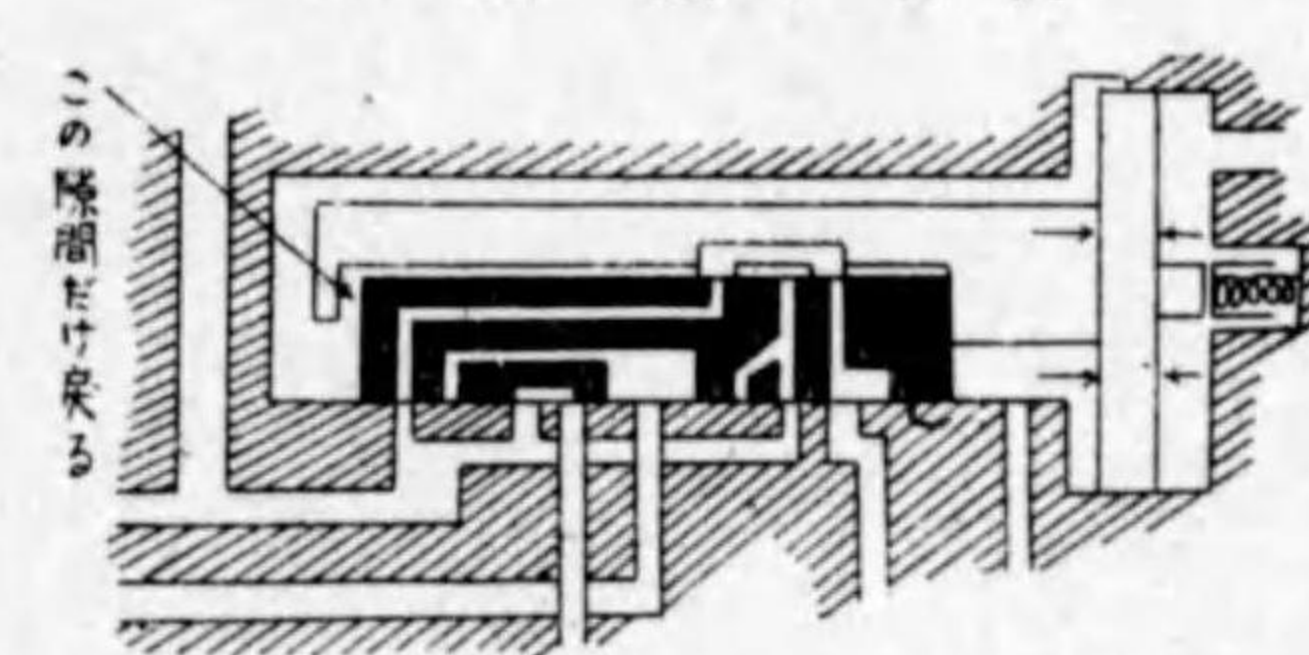
運轉中保つべき位置であつて、制動管から釣合ピストン右側に進入した圧力空気は、釣合ピストンを左端に押し付けるから圧力空気は込め溝を通つてピストン左側に進入し、圧力空気室を制動管と同圧力になるまで込める。

この場合作用筒、作用空気室及び安全弁は弛め管に通ずから作用部は自弁運轉位置に限り弛め位置をとりブレーキは緩解される。

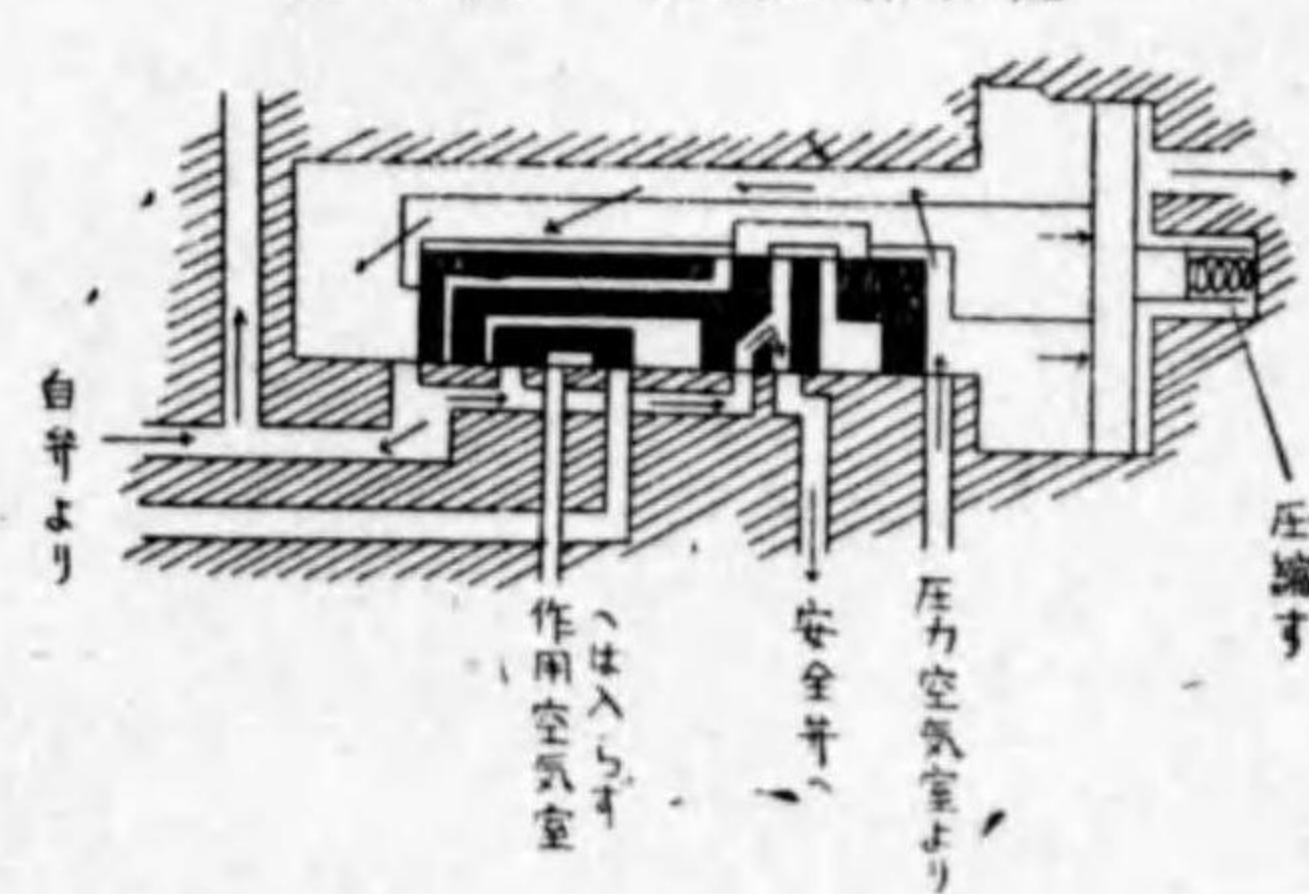
2. 常用制動位置

制動管が減圧されると釣合ピストン右側の圧力が左側の圧力より低くなるから釣合ピストンは度合弁を伴つて右に動き、釣合ピストン棒左の肩

第314圖 重り位置



第315圖 非常制動位置









ることになつてゐる。

(8) 補給弁

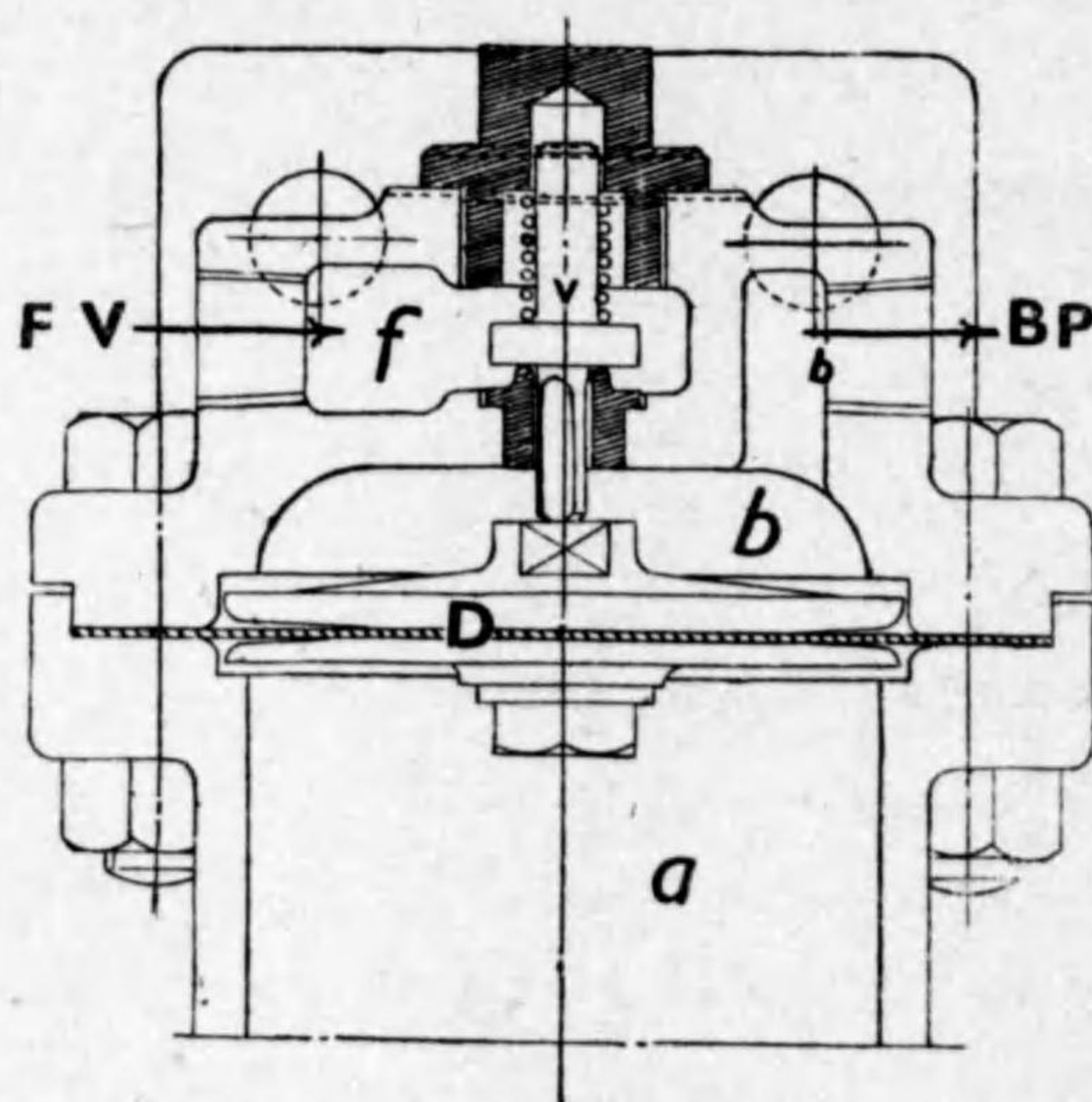
補給弁は制動管と給氣弁管及び鈎合空氣溜管とを連絡し、自動制動弁ハンドルを重り位置に置いた場合、自動的に制動管の漏洩量だけを補給するものである。

列車が長い下り勾配線を運轉する場合、適當なる制動管減圧後、自動制動弁ハンドルを重り位置に移した儘放置しておく、制動管竝にホース接手等の漏洩に依り制動管圧力は漸減し、反對に制動筒圧力は漸増して列車は必要以上に減速するから不等速運轉或は遅運轉の原因となり、これを弛めんとすれば衝動を起し勝ちである。

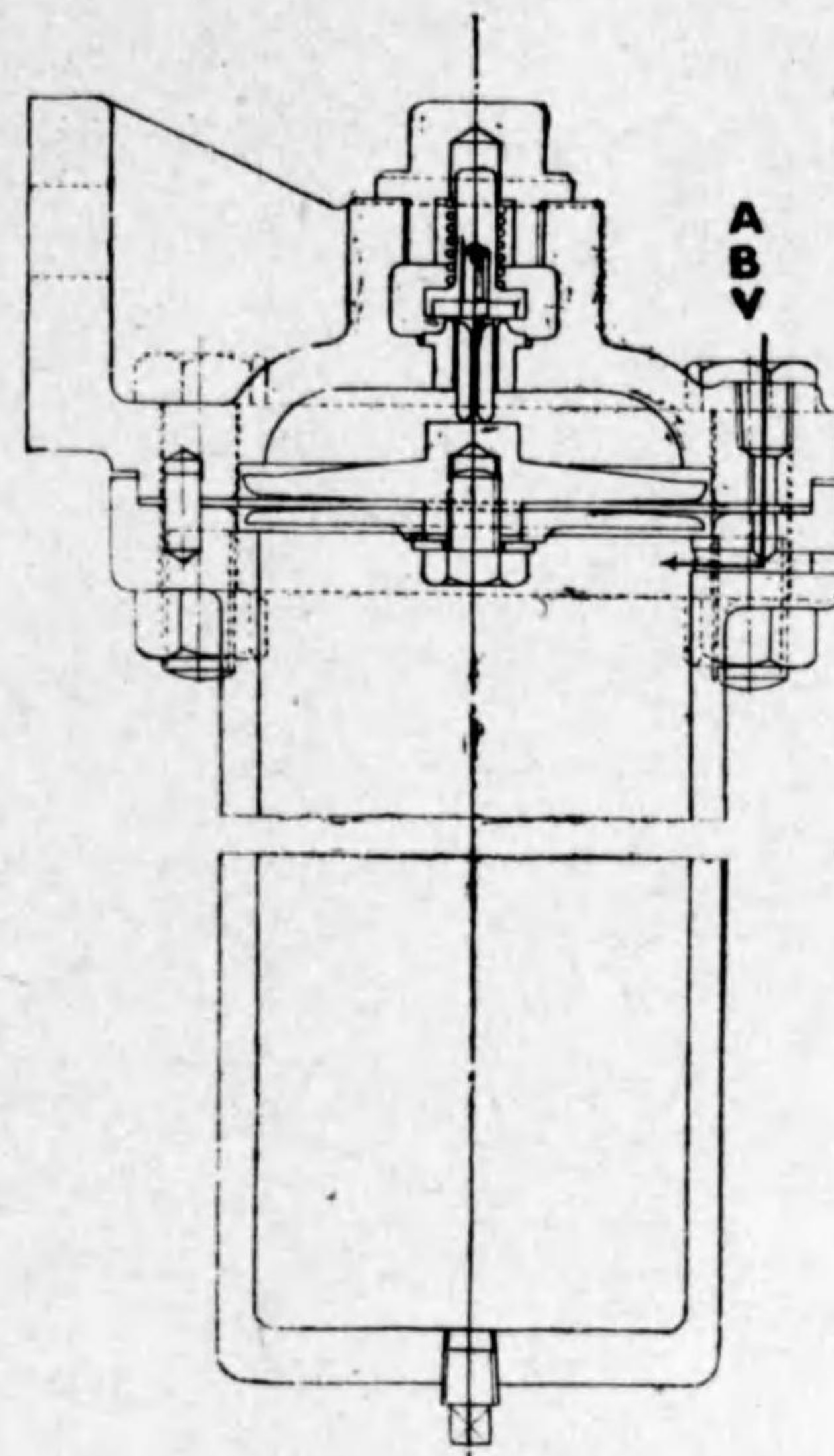
此の弊を避くる爲、斯かる場合には自動制動弁ハンドルを保ち位置と重り位置との中間、恰度制動管漏洩量を補給すべき適當の位置に置き運轉する方法もあるが、この方法を採用するには相當の熟練を要し不便であるから、之を機械的に行はしむる爲め補給弁装置が取付けられる。

補給弁は上箱、膜板及び下箱の3部より成り、上箱には補給弁及び補給弁バネを藏し、

第317圖 補給弁



第318圖



補給弁の上部は給氣弁支管に、下部室は制動支管に連絡してゐる。

膜板は上下の膜板押エに挟まれて上箱と下箱との中間に取付けられ、下箱は圓筒形の空氣室でその容積は約1立あり、補給弁管に依つて自動制動弁の回轉弁座に連絡してゐる。

自動制動弁ハンドルを運轉、保ち及び制動位置に置くときは補給弁下箱の空氣室は鈎合空氣溜に連絡して之と同圧力を保有するのである。

重り位置に於ては自動制動弁回轉弁に依つてその連絡が絶たれるから、膜板の下部は制動位置に於ける鈎合空氣溜の圧力が作用して居ることとなる。

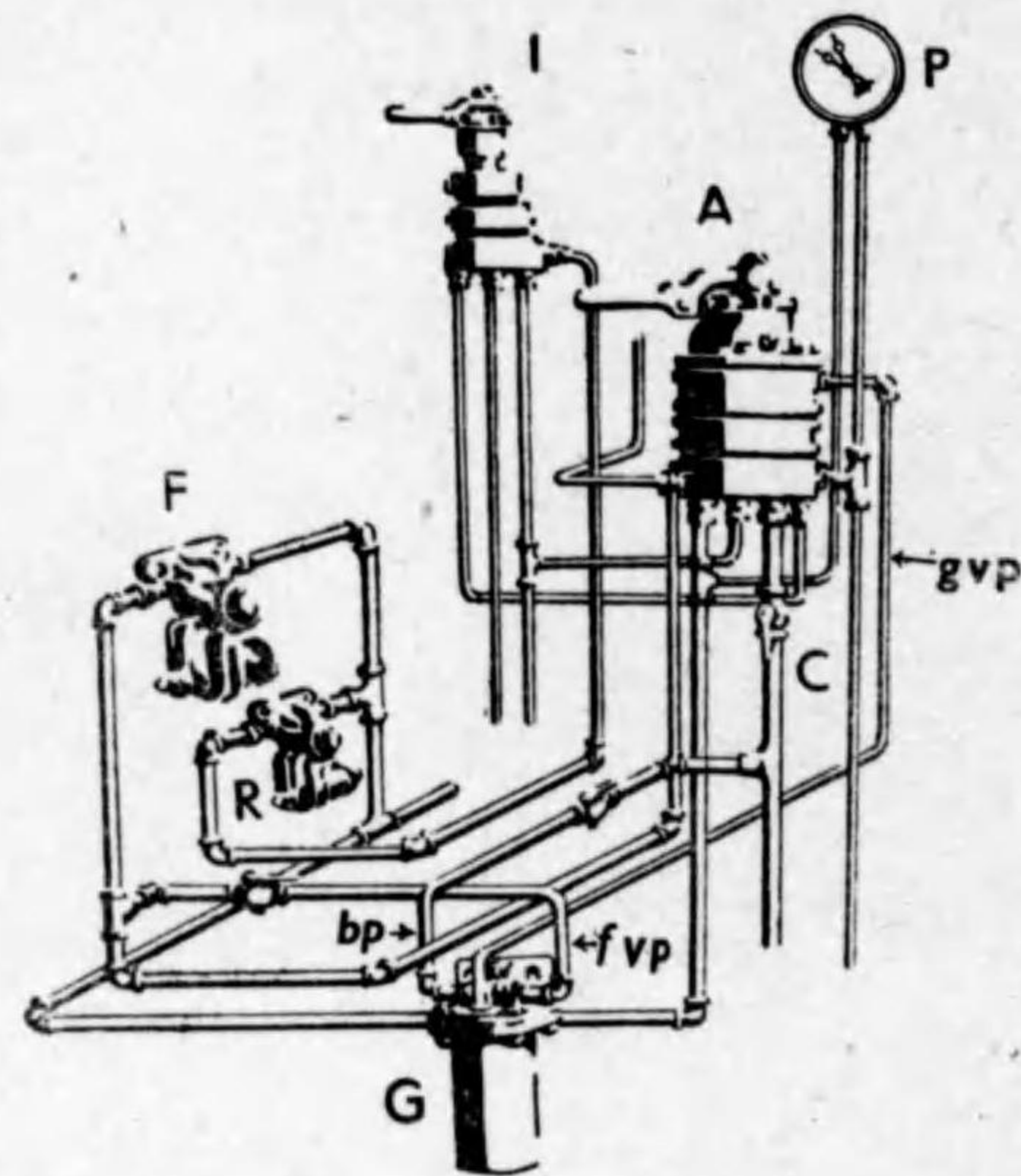
膜板上部は常に制動管圧力が作用してゐるから、若し制動管の漏洩に依つて膜板上部の圧力が降下すれば、膜板は下方の大なる圧力に依つて上方に撓むから、上膜板押エが補給弁の脚を押上げて之を開き、給氣弁圧力空氣が制動管に流入してその漏洩量を補給し、制動管圧力が膜板下部室の圧力に等しくなると、補給弁バネの作用と補給弁の自重に依つて弁は座に落着き、補給弁上下の

- FV 給氣弁支管
- BP 制動管支管
- D 膜板
- V 補給弁
- a 空氣室
- ABV 自動制動弁



連絡は絶たれる。自動制動弁のハンドルを重り位置に置くとこの作用を間斷無く繰返すのである。尙、非常制動の場合には膜板の下室は回轉弁の小溝によつて大氣に通じ、膜板の上下室は同時に大氣圧となるから補給弁は開くことはない。

第 319 圖 補給弁装置配管圖



- A 自動制動弁
- F 給氣弁
- C 重連用コック
- G 補給弁
- fvp 給氣弁支管
- I 單獨制動弁
- R 減圧弁
- P 圧力計
- bp 制動管支管
- gvp 補給弁管

この装置に於て補給弁下箱と自動制動弁とを連絡する補給弁管及び接手に漏洩があれば、制動管漏洩に際し補給弁としての作用を完全に遂行し能はぬ故特に注意せねばならぬ。又制動管の漏洩試験をなす場合は使用中止をしなければ制動管の漏れは発見出来ない。

尙、自動制動弁ハンドルの各位置に於ける補給弁空気室との連絡状態は次の通りである。

自動制動弁ハンドルの位置	補給弁空気室の連絡状態
弛め	無し
運轉	釣合空氣溜及び制動管
保ち	釣合空氣溜及び制動管
重り	無し
制動	釣合空氣溜
非常	同上

(9) 單獨制動弁及び自動制動弁

イ、單獨制動弁

單獨制動弁は、列車のブレーキに關係なく、機關車のみブレーキのかけ弛めを行ふために設けられたものである。而して自動制動弁で全列車の制動を行つてゐるとき單獨制動弁を使用して機關車のみブレーキを弛めることが出来る。

尙、管座には次の4本の管が取付けられてゐる。

1. 作用筒管
2. 分配弁弛め管
3. 分配弁弛め管 (自動制動弁に至る)
4. 減圧弁管

ハンドルの位置は下記の五つであるが、その目的及び作用等は後に述べる。單獨制動弁には戻しバネが装置してあつて、ハンドルを弛め、又は急制動位置へ放置すればバネの作用で自動的に他の位置へ戻る様になつてゐる。その理由はハンドルを弛め位置に置き忘れる様な時には自動制動弁で制動を掛けても機關車制動は作用せず又緩制動の場合ハンドルを誤つて急制動位置