

始



學工機關用冊

第一冊



船舶機關工學

小林俊次郎著

東京堂出版

554

Ko 12

學工關機船



著

誠文堂新光社

序

凡そ國力の發展と造船技術の發達とは影の形に隨ふが如く相伴ふものなることは注目すべき事實にして、英國に於て然り、米國に於ても然り、我邦も亦同様である。今や斯界の隆盛期に於て、船舶の運用に關する原動力に就て、茲に之れを論述するの機を得たるは、又謂はれなしとせず。

本書は成るべく平易に船用機關工學の大要を解説するに努めたるも、尙ほ筆力の及ばざる處あるは遺憾である。著者は綜合工學の實を擧げんが爲め、他の専門事項に關係ある學理并に機構の説明は、之れを夫々の専門書に記述せらるゝ所説を引用し、茲にはその説明を省略せし個所もあることを、諒とせられんことを希望する。

幸ひにして本書が斯學に志す人々の參



考ともなるか、或はこの方面に關係の人々に對し、斯學の概念を知得せらるゝの一助とも成らば、本懷の至りである。

昭和十二年八月

著者識

船用機關工學 目次

緒論 1

第一章 機關の馬力見積

- 1 船の受くる抵抗より馬力を算定する法 5
- 2 有効馬力を推定する實驗式 9
- 3 「アドミラルチー」係數に依る馬力算定法 9
- 4 比較法則に依る算定法 11
- 5 相似船にあらざる時の馬力推定法 13
- 6 遞増速力試験 14
- 7 指示馬力、軸馬力、有効馬力、推進効率、機關効率 15

第二章 往復動機關

- 第一節 大體計畫 21
 - 8 最近發達の趨勢 21
 - 9 汽笛の大き算定法 24
 - 10 P_1 , P_2 , 及び F の撰び方 29
 - 11 n , l , 及び $2nl$ の撰び方 29
 - 12 氣笛比と締切點 30

13 換算平均有効圧力 P_m	31
14 減速運転に於ける n , 及び P_m の変化	32
15 蒸汽の速度	34
16 機関の寸法見積	36
17 機関の重量見積	39
18 機関の重心を求む法	41
19 汽機の蒸汽消費量	42
第二節 構造概論	45
20 一般の注意	45
21 汽 筒	47
22 汽筒の附属品	55
23 ピストン	58
24 ピストンの衛帯環	61
25 ピストン桿	64
26 連 桿	67
27 十字頭(クロスヘッド)	72
28 滑り子及び滑坐	73
29 クランク軸	77
30 クランク軸の構造	80
31 ステフンソン式動弁装置	82
32 リンクアツプの効果	86
33 滑 弁	89
34 弁桿に受くる荷重	91

35 「リンク」及び「リンク滑り子」	93
36 偏心桿、偏心内輪及び外輪	95
37 「リンク」の操縦に要する力	96
38 起動軸	98
39 各種動弁装置の利害得失	100
40 汽機の架構	102
41 臺 板	105
42 主軸承	107
43 機械台	109
44 起動坐	110
45 吊揚装置	110
46 機関室の通風装置	110
47 豫備品	111
48 反轉装置	111
49 回轉装置	114
第三節 新型往復動機関	116
50 レンツ型汽機	117
51 クリスチャンゼン&マイヤー型汽機	122
52 カプロツティ型、其他の汽機	125

第三章 蒸汽タービン

第一節 概 論	127
53 發達の趨勢	127

54	蒸気タービンの型式	130
55	蒸気タービンの撰定	135
56	タービン回轉數の決定	136
57	軸數の決定及び馬力の分配	139
58	後進タービン	140
59	巡航タービン	141
60	使用材料と設計上の限界	144
61	利用し得べき熱落差と蒸気速度	146
62	蒸気消費量とタービンの全効率(効率比)との關係	147
第二節 計畫の概要		143
63	設計上の要素	148
(A) 衝動タービン		149
64	主要寸法の算定概要	149
(B) 反動タービン		167
65	主要寸法の算定概要	167
66	強さの計算に就て	179
(C) 減速装置		180
67	装置の型式	181
68	齒車減速装置	181
69	齒車の主要細目	182
70	液壓減速装置	187
71	電氣推進装置	190

(D) 排汽タービン		193
72	往復動汽機の排汽を利用する排汽タービンの數例	193
73	パウエルワツハ式排汽タービン	196
74	パウエルワツハ式装置の概要	203
(E) 雜		204
75	蒸気消費量	204
76	回轉装置	206
77	吊揚装置	206

第四章 船用罐

78	發達の趨勢	210
第一節 圓罐		214
79	罐型	214
80	主要寸法の算定	216
81	罐台	224
82	汽罐の附屬品	228
83	汽罐の水壓試験	233
84	罐外衣	233
第二節 強さの計算		233
85	胴板の強さ	233
第三節 燃焼に関する装置		236
86	燃料	236

87	燃焼通路の面積	237
88	煙室、煙路、煙突	237
89	機械通氣装置	239
90	汽罐室の通氣法	243
91	空氣加熱器	244
92	ハウデンジョンソン式排熱回収装置	245
93	重油燃焼装置	246
94	機械焚火法	249
95	微粉炭燃焼装置	250
96	燃料としての石炭と重油	256
97	蒸汽過熱器	257
第四節 水管罐		260
98	ヤロー型水管罐	261
99	ハブコック、ウイルコックス型水管罐	263
100	ハブコック SX 型水管罐	264
101	ジョンソン型水管罐	266
102	艦本式水管罐	266
103	特種水管罐	267
104	各種水管罐の比較	271
第五章 復水装置		
第一節 復水器		273
105	復水器の種類	273

106	復水器の構造	274
107	冷却面及び冷却水量の決定	276
108	復水器の附屬品	279
第二節 附屬ポンプ		281
109	補助機に要する動力	281
110	空氣ポンプ、抽出ポンプ	282
111	循環ポンプ	287
112	給水ポンプ	288
113	給水装置	289
第六章 内燃機関		
114	發達の趨勢	293
115	型式	296
116	氣筒寸法の算定	308
117	機関効率 η_m , 平均有効指示壓力	311
118	燃料消費量	313
119	機関の重量	316
120	機関及び機関室の大きさ	317
121	貨物積載の増減	326
122	反轉装置	327
123	機関台	328
124	小型ディーゼル機関	329
125	排熱の利用	332

第七章 軸系装置及び推進器

第一節 軸系装置.....335

126 軸の種類.....335

127 軸系の起動に於ける摩擦係數.....336

128 軸徑の算定.....338

129 推 力.....340

130 推力承.....342

131 軸承及び軸制動機.....345

132 船尾管.....346

第二節 推進器.....347

133 型 式.....347

134 螺旋推進器の理論.....350

135 推進器の設計.....352

136 翼の形及び断面.....356

137 フォイトシュナイダー型推進器.....359

138 コントラ推進器.....360

139 舵及び船尾柱.....362

索 引.....365

—目 次 終—



船用機關に關する重要問題を大別して四種となす。

(1) 船舶の排水量及び主要寸法が與へられ、之を所要速力を以て推進せしむるに幾許の馬力を要するや、並に之れに要する機關の馬力を如何にして決定するや。

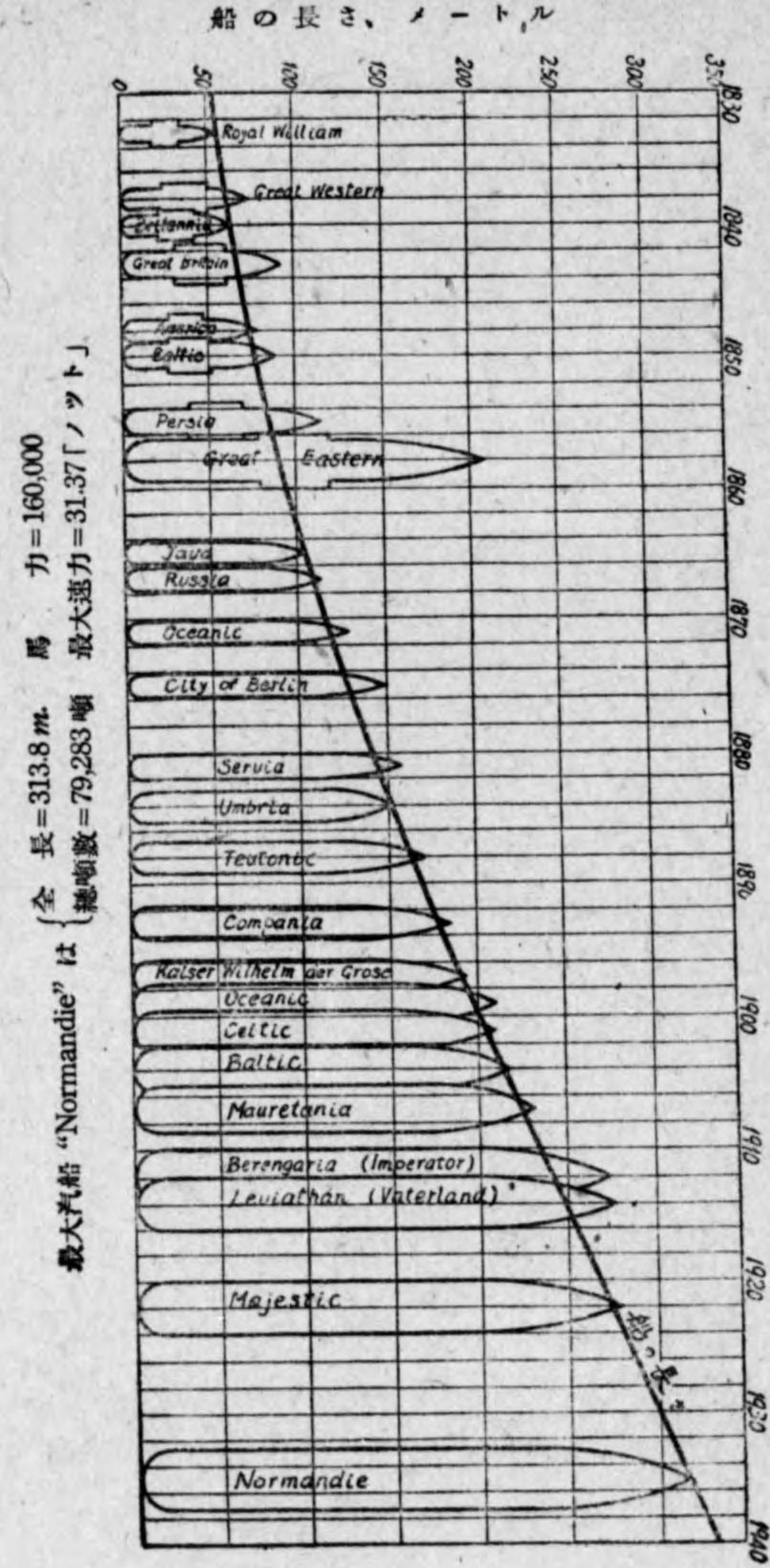
(2) 所要馬力と與へられたる條件とを具備せる最適の機關の撰定、並に其重要寸法の決定。

(3) 撰定せられたる機關が蒸汽を使用するものであるならば、之れに要する蒸汽量を得るために如何なる型式の汽罐が最も適するやを研究し、並に其重要寸法の決定。

(4) 與へられたる推進條件を具備せる推進器の撰定、並に其重要寸法の決定。

以上の諸問題に就て研究を終りたる後は、更に各部分の詳細に互りて攻究する。勿論單に主機關に關するのみならず、之れに要する補助機の装置、附屬品等一切に及ぼすものである。

(1)の問題を解決する爲めには主として船舶の抵抗、推進を論ずることとなり、又(4)の問題に就ては船體の構造に關係を有するから、これ等に就ては單に造機専門家のみの問題では



代 年 第 1 圖 船 客 船 發 達 年 代 圖

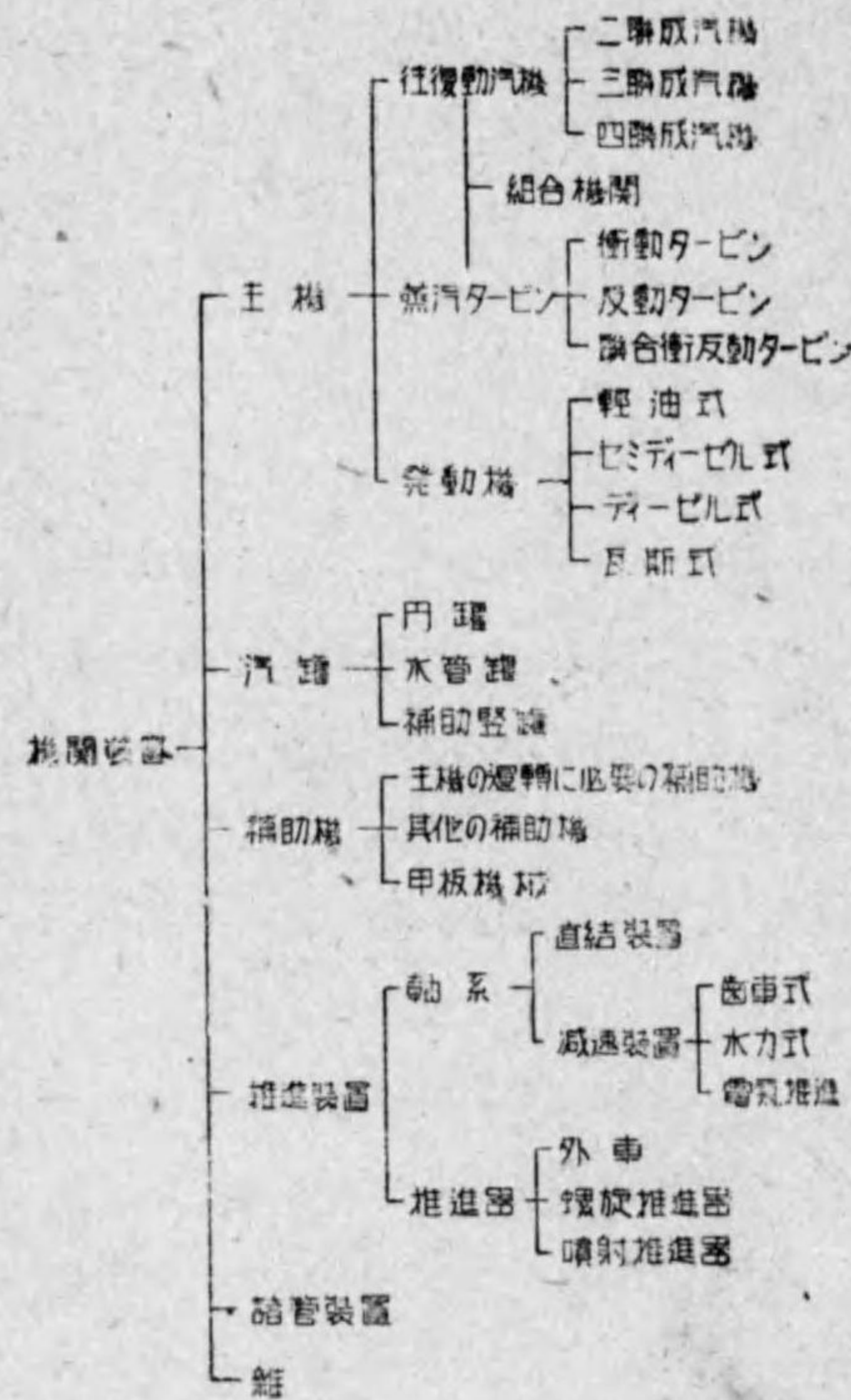
なく、造船家と協力して研究すべきである。

1807年に蒸気機関を採用せる客船“Clermonte”の建造、引續き1812年に“Comet”の竣工以來茲に約百三十年、其間に造機専門家は學理に基き、經驗に従ひ、更に材料製法の發達と呼應して、船用機関の型式に漸次改良を加へ來りしが、其發達は實に驚くべきものであるのみならず、此の機関の發達が、造船技術をして現時の如く長足の進歩を遂げしめたりと云ふも敢て過言ではない。第1圖は現在より過去百年間に於ける客船の發達を示し、其年代の代表船を示せるものである。其發達の曲線を見ても如何に確實に、且又驚異的に發達しつゝあるかを知ることが出来るが、現在の最大船は長さ313.8 m、總噸數79,283噸の“Normandie”である。

船用機関の設計に當り常に留意すべき事項は、機関に要する重量と、容積とである。機関の重量は則ち船舶の重量の一部となり、所要容積は商船にありては載貨容積に影響し、軍艦にありては兵器、彈藥の積載量に關係す。従つてなるべく重量を低減し、所要容積を縮小することが設計の主眼である。以上の外に燃料の節約は單に經濟上の問題なるのみならず、燃料消費量の低減に依つて燃料庫の容積を減じ、貨物積載量を増すこととなるから、此點に就ても亦留意して設計すべきである。

現今採用されて居る機関の種類及び型式は多岐多様に互れるが、試みに之を圖示すれば第2圖の如くである。此れ等の

優劣を論ずることは、寧ろ船用機関の概要を記述したる後の方が適當であると思ふから、巻尾に之を比較することとする。



第 2 圖

第一章 機関の馬力見積

船舶に裝備する機関の設計に當り第一に決定すべき問題は所要速度を以て船舶を推進せしむるに、幾許の馬力を要するやを算定するにあるが、此の見積法に種々あれども、重なるものは次の三種である。

- (1) 船の受くる抵抗より馬力を算定する法
- (2) 「アドミラルチー」係數に依る算定法
- (3) 比較法則 (Law of Comparison) に依る算定法

以下これ等に就て説明す。

1. 船の受くる抵抗より馬力を算定する法

船舶が航走する時に水面上の船體は空氣の抵抗を受け、水中にある浸水面は水の抵抗を受く。空氣の抵抗は水の抵抗に比し微少であるから之を無視する時は、船の受くる全抵抗は次の三種に區別せらる。

- (a) 船體の浸水面と水との間に起る摩擦抵抗 R_1
- (b) 航走中水面に波浪を起す造波抵抗 R_2
- (c) 航走中浸水面附近の水中に生ずる渦流抵抗 R_3

依つて船の受くる全抵抗 R は次の如し。

$$R = R_1 + R_2 + R_3$$

此の全抵抗に打勝ちて一定の速力を以て航走するに必要な馬力を有効馬力 (effective horse power) と稱し、次の式を以

*詳細は工学全集一野中季雄造船工学参照。

て算出せらる。

$$\text{有効馬力 EHP} = \frac{R \times V}{75} \dots\dots\dots (1)$$

但、R = 全抵抗、kgs.

V = 船の速度、m/sec.

摩擦抵抗 R_1 は船體浸水面の大小、表面の粗密の程度、船體の長短、船の速力等に依りて増減するもので、Froude 氏の實驗其他に依りて次式を以て算出し得らるゝことが確められた。

$$R_1 = f \cdot r \cdot S \cdot V^n \dots\dots\dots (2)$$

但 R_1 = 摩擦抵抗、kgs.

f = 眞水に於ける摩擦係數

r = 海水の密度 (= 1.026 を平均値とす)

V = 船の速度、m/sec.

S = 船の浸水面、 m^2 .

n = 1.825

f の値は船の長さに依りて變化するものにして、實驗の結果第 1 表の如く定めらる。

第 1 表 L = 船の垂線間長 m.

L	f	L	f	L	f	L	f
10	0.1590	60	0.1439	120	0.1415	220	0.1386
15	0.1537	65	0.1436	130	0.1412	230	0.1383
20	0.1508	70	0.1434	140	0.1408	240	0.1380
25	0.1488	75	0.1432	150	0.1405	250	0.1378
30	0.1474	80	0.1430	160	0.1402	260	0.1376
35	0.1464	85	0.1428	170	0.1399	270	0.1374
40	0.1457	90	0.1426	180	0.1396	280	0.1372
45	0.1450	95	0.1424	190	0.1394	290	0.1369
50	0.1446	100	0.1422	200	0.1391	300	0.1367
55	0.1442	110	0.1418	210	0.1388		

*詳細は一工学全集野中季雄造船工学参照。

浸水面 S を求むるには Taylor, Normand, Denny 等に依つて種々の實驗式が與へられて居るが、茲には Mumford の式を紹介す。

$$S = 1.7L \cdot d + \frac{D}{d}$$

但 S = 浸水面、 m^2

L = 船の垂線間長、m

d = 船の平均吃水、m

D = 船の排水量、 m^3 (海水 $1m^3$ を 1 噸と略算す)

造波抵抗 R_2 及び渦流抵抗 R_3 は別々に之を算出する實驗式あるも、之れを綜合して剩餘抵抗 (Residuary resistance) と稱し、次の如き Middendorf の實驗式を以て推定することを得。

$$R_2 + R_3 = \varepsilon \times \frac{\phi \cdot B \cdot V^{2.5}}{\sqrt{B + \zeta L}} \dots\dots\dots (3)$$

但 $R_2 + R_3$ = 剩餘抵抗、kgs.

V = 船の速度、m/sec.

L = 船の垂線間長、m.

B = 船の全幅、m.

ϕ = 船の中央横截面、 m^2 .

ε } = 定數にして第 2 表並に第 3 表に依る。
 ζ }

第2表 L=船の垂線間長、m
B=船の全幅、m

L/B	κ	L/B	κ	L/B	κ
8,5以下	2,00	9,3~9,4	1,79	10,2~10,3	1,41
8,5~8,6	1,99	9,4~9,5	1,75	10,3~10,4	1,38
8,6~8,7	1,98	9,5~9,6	1,71	10,4~10,5	1,35
8,7~8,8	1,97	9,6~9,7	1,67	10,5~10,6	1,32
8,8~8,9	1,95	9,7~9,8	1,62	10,6~10,7	1,29
8,9~9,0	1,92	9,8~9,9	1,58	10,7~10,8	1,27
9,0~9,1	1,89	9,9~10,0	1,54	10,8~10,9	1,25
9,1~9,2	1,86	10,0~10,1	1,50	10,9~11,0	1,24
9,2~9,3	1,83	10,1~10,2	1,45	11,0及以上	1,23

第3表 L=船の垂線長、m
V=船の速力、m/sec

L/V ²	ε	L/V ²	ε	L/V ²	ε	L/V ²	ε
0,10	24,3	0,28	20,3	0,52	16,0	0,88	11,6
0,11	24,0	0,29	20,1	0,54	15,7	0,90	11,4
0,12	23,8	0,30	19,9	0,56	15,4	0,92	11,3
0,13	23,5	0,31	19,7	0,58	15,1	0,94	11,2
0,14	23,3	0,32	19,5	0,60	14,8	0,96	11,0
0,15	23,0	0,33	19,3	0,62	14,5	0,98	10,9
0,16	22,8	0,34	19,1	0,64	14,3	1,00	10,8
0,17	22,6	0,35	18,9	0,66	14,0	1,02	10,7
0,18	22,4	0,36	18,7	0,68	13,7	1,04	10,6
0,19	22,1	0,37	18,5	0,70	13,5	1,06	10,5
0,20	21,9	0,38	18,4	0,72	13,2	1,08	10,4
0,21	21,7	0,39	18,2	0,74	13,0	1,10	10,3
0,22	21,5	0,40	18,0	0,76	12,8	1,12	10,3
0,23	21,3	0,42	17,6	0,78	12,5	1,14	10,2
0,24	21,1	0,44	17,3	0,80	12,3	1,16	10,2
0,25	20,9	0,46	17,0	0,82	12,1	1,18	10,1
0,26	20,7	0,48	16,6	0,84	1,20	1,20	
0,27	20,5	0,50	16,3	0,86	11,8	及以上	10,0

以上の(2),(3)及び(1)式に依つて有効馬力を算出せば、之を推進効率 $K(= \frac{EHP}{IHP})$ を以て除し機関の指示馬力 IHP を求むることを得。K の値に就ては後に述ぶるも、大體 $K=0.40\sim 0.60$ の範囲内にあり。

2 有効馬力を推定する實驗式

1 に依る有効馬力の算定は其計算稍複雑なるを以て Ayre 氏は次の實驗式を以て新計畫船の有効馬力を推定し得ることを示して居る。

$$EHP = \frac{D^{0.64} \times V^3}{C_2} \dots \dots \dots (4)^*$$

但 D = 船の排水量、噸

V = 船の速度、「ノット」

C₂ は新船と相似船たる既成船の運轉成績より其値を求め、相對速力に於て之れを新船に應用す。

3 「アドミラルチー」係數に依る馬力算定法

此法は新計畫船に對し相似船** (Similar Ship) たる既成船の資料を應用するもので次式に依る。

$$IHP = \frac{D^{0.7} \times V^3}{C} \dots \dots \dots (5)$$

但 D = 船の排水量、噸

V = 船の速力、「ノット」

C = 「アドミラルチー」係數

此の公式は次の假定の下に成立す。

* North East Coast Institute of Engineers & Shipbuilders, 1928.

** 工学全集—野中季雄造船工学參照。

- (a) 船の全抵抗 R は浸水面 S に比例す: $R \propto S$
 - (b) 船の全抵抗 R は速力の二乗に比例す: $R \propto V^2$
 - (c) 機関の指示馬力は有効馬力に比例す: $IHP \propto EHP$
- 則ち $R \propto V^2$, $R \propto S$ なるを以て $R \propto V^2 \times S$
- 兩項に V を乗じて

$$R \cdot V \propto V^3 \cdot S \propto EHP$$

然るに $IHP \propto EHP$ なるを以て

$$V^3 \times S \propto IHP$$

$$\therefore IHP = \frac{V^3 \times S}{C'} \quad C' = \text{定數}$$

船の排水量 D は長さ L の三乗に比例し、浸水面 S は長さ L の二乗に比例するを以て

$$D \propto L^3 \quad \text{或は} \quad L \propto D^{\frac{1}{3}}$$

$$S \propto L^2 \quad \text{或は} \quad L \propto S^{\frac{1}{2}}$$

$$\therefore S^{\frac{1}{2}} \propto D^{\frac{1}{3}} \quad \text{或は} \quad S \propto D^{\frac{2}{3}}$$

$$\therefore S = C'' \times D^{\frac{2}{3}} \quad C'' = \text{定數}$$

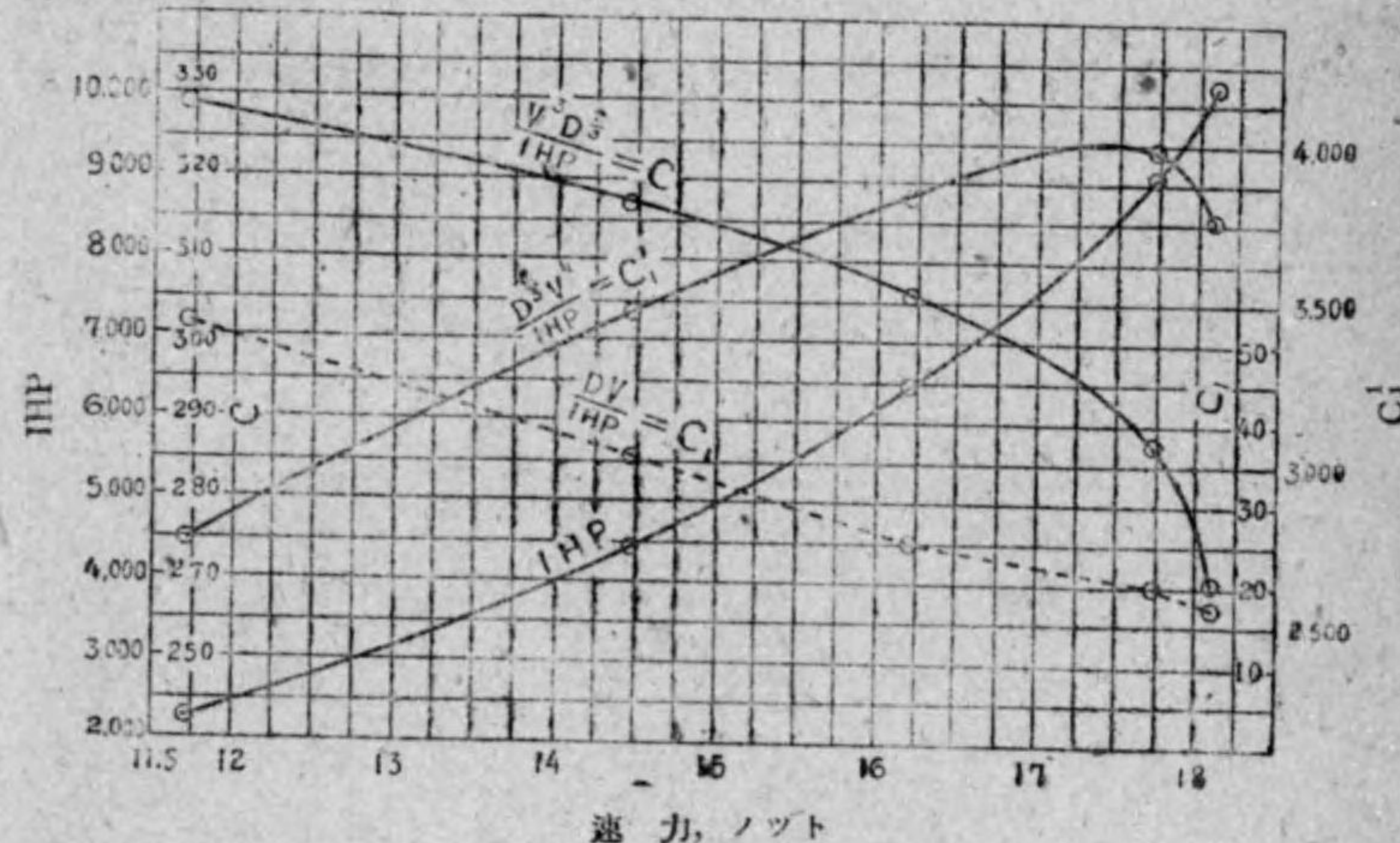
$$\therefore IHP = \frac{C'' \times V^3 \times D^{\frac{2}{3}}}{C'} = \frac{D^{\frac{2}{3}} \times V^3}{C}$$

然れども以上の假定に於て R は常に V^2 に比例するものにあらず、又造波抵抗を包含する R は常に S に比例するものにあらずれば、C は一定にあらずして船の型式の異なる時は無論の事、同一船に於ても速力に依りて其數値を異にする。併し相似船に於て相對速力*(Corresponding speed)の時は兩船の C の値は同一なり。依つて此場合には既成船の C を應用して、新

*工學全集—野中季雄造船工學參照。

船の相對速力に於ける IHP を算定することを得。

(5)式に依る C の値は第 3 圖に示すが如く同一船に於ても速力に依りて相當大なる變化あるを以て、同圖の C_1 、或は C_1' の係數を使用する人もある。然れども第 3 圖の實例に依れば C_1 は兎に角 C_1' の數値は變化甚しく、寧ろ C を使用するの優れるを知る。



第 3 圖 汽船“K”丸運轉成績圖

4 比較法則(Law of Comparison)に依る算定法

今相似船 A と B とあり

A 船の長さ、速力、及び全抵抗を L, V, R

B 船の長さ、速力、及び全抵抗を L_1, V_1, R_1

なりとす此場合に V_0 と V_1 との関係が

*工學全集—野中季雄造船工學參照。

$$\frac{V_{a1}}{V_a} = \sqrt{\frac{L_1}{L}} = \sqrt{r}$$

ならば V_a 及び V_{a1} を相対速力と稱せられ、 R と R_1 の関係は次の如くである。

$$\frac{R_1}{R} = \left(\frac{L_1}{L}\right)^3$$

此の法則は Froude 氏に依りて提唱せられ、新計畫船の馬力見積りに當り、既成相似船の資料を應用する場合に採用せらる。

則ち A の V_a に於ける指示馬力を IHP 、浸水面を S

B の V_{a1} に於ける推定指示馬力を IHP_1 、浸水面を S_1 とすれば

$$IHP \propto R \cdot V \quad , \quad R \propto S \cdot V^2$$

$$\therefore IHP \propto V^3 S \quad , \quad S \propto L^2$$

なるを以て

$$\frac{IHP_1}{IHP} = \frac{V_{a1}^3 \times S_1}{V_a^3 \times S}$$

相対速力の法則より

$$\frac{V_{a1}}{V_a} = \sqrt{\frac{L_1}{L}} \quad \therefore \quad \frac{V_{a1}^3}{V_a^3} = \frac{L_1^{\frac{3}{2}}}{L^{\frac{3}{2}}}$$

$$\therefore \frac{IHP_1}{IHP} = \frac{L_1^{\frac{3}{2}} \times L_1^2}{L^{\frac{3}{2}} \times L^2} = \left(\frac{L_1}{L}\right)^{\frac{7}{2}} \dots \dots \dots (6)$$

或は $D \propto L^{\frac{1}{3}}$ なるを以て

$$\frac{IHP_1}{IHP} = \left(\frac{D_1^{\frac{1}{3}}}{D^{\frac{1}{3}}}\right)^{\frac{7}{2}} = \left(\frac{D_1}{D}\right)^{\frac{7}{6}} \dots \dots \dots (7)$$

以上の法則を實際に應用するには次の順序に依る。

(a) 新船 B の速力 V_{a1} に對する既成船 A の相対速力 V_a を求む

$$V_a = \frac{V_{a1}}{\sqrt{\frac{L_1}{L}}}$$

(b) A の運轉成績圖より V_a に於ける IHP を求む(第 4 圖参照)

(c) 新船 B の V_{a1} に於ける IHP_1 は次の式に依つて求めらる

$$IHP_1 = IHP \times \left(\frac{L_1}{L}\right)^{\frac{7}{2}} = IHP \times \left(\frac{D_1}{D}\right)^{\frac{7}{6}}$$

模型の水槽試験に依り馬力の推定も亦此の法則を應用するものであるが、其説明は綜合工學全集野中季雄氏著造船工學に依る。

5 相似船にあらざる時の馬力推定法

新計畫船 B が既成船 A と相似船にあらざる時は、前項(6)及び(7)の公式は之を使用することが出来ない。此場合には B になるべく近似せる既成船の成績を取り、次の近似法を以て B の所要馬力を推定することが出来る。

	既成近似船 A	新計畫船 B
指示馬力	IHP	IHP ₁
速力	V _a	V _{a1}
垂線間長	L	L ₁
排水量	D	D ₁
方形肥瘠係數	C _f	C _{f1}
柱形肥瘠係數	C _w	C _{w1}

とすれば

- (a) Bの V_a に對する近似船Aの相對速力 V_e を次の式に依りて求む

$$V_e = \frac{V_a}{\sqrt{\frac{L_1}{L}}} \times \left(\frac{C_{f1} + C_{m1}}{C_f + C_m} \right)$$

- (b) V_e に對する近似船Aの IHP を運轉成績圖より見出す
 (c) 次の式に依つて新船Bの V_a に對する IHP₁ を求む

$$IHP_1 = IHP \times \left(\frac{L_1}{L} \right)^{\frac{7}{5}} = IHP \times \left(\frac{D_1}{D} \right)^{\frac{7}{5}}$$

或は(b),(c)の代りに「アドミラルチー」係數を使用する場合がある、即ち

- (b) V_e に對する「アドミラルチー」係數 C を求む
 (c) 次式に依りて IHP₁ を求む

$$IHP_1 = \frac{D_1^{\frac{2}{3}} \times V_{a1}^3}{C}$$

6 遞増速力試験(Progressive trials)

船舶竣工の上は常に遞増試験を行ふ、これ此の船が設計通りの結果を得たりや否やを確むる事と、將來の計畫に對し重要な參考資料とを與ふるからである。

低速力より全速力に至るまで、色々の速力を以て運轉し、其時の各種の記録を取る。假へば第3圖に示すが如く、速力と IHP との關係、速力の増減に依る「アドミラルチー」係數の變

化等を圖示し置かば、新船の計畫に當り所要馬力の推定に、其資料を引用することが、前述の如く最も信頼し得べき結果を齎すからである。第4表は我國に於て建造せる汽船の試運轉成績表である。

第 4 表

船名	主要寸法				全速力試運轉							
	長(m)	幅(m)	深(m)	最大吃水(m)	Φ(m ²)	排水量D(噸)	C _f	C _m	平均吃水(m)	速力V(ノット)	Φ×V ³ iHP	D ^{2/3} ×V ³ =C
A	80.47	10.97	6.71	3.81	31.12	1665	.602	.925	3.09	14.96	42.51	192.0
B	85.34	11.89	7.01	5.18	38.12	2332	.676	.942	3.31	14.77	43.27	204.9
C	64.62	9.91	6.10	4.28	26.04	1234	.686	.958	2.74	12.34	46.82	202.3
D	135.64	15.85	10.21	7.66	62.89	6761	.733	.958	4.19	15.68	43.64	248.2
E	73.15	10.36	6.78	—	33.44	1848	.682	.935	3.50	13.09	41.30	186.0
F	141.73	17.07	10.51	8.23	70.67	8167	.755	.959	4.38	16.35	40.64	233.2
G	121.92	17.07	9.91	7.63	80.66	7945	.754	.961	5.44	14.95	51.49	254.2

表中 Φ = 船の中央横截面、m、C_m = 柱形肥瘠係數
 C_f = 方形肥瘠係數、C = アドミラルチー係數

7 指示馬力、軸馬力、有効馬力、推進効率、機關効率

機關の指示馬力は其全部が船舶を推進せしむる動力となるものにあらすして、一部分は損失となる。損失の重なるものは次の如し。

- (a) 機關の無荷重運轉に於ける摩擦損失
- (b) 機關の荷重運轉に於ける(a)以外の損失
- (c) 主機關に依り運轉せらるゝ補助機の動力
- (d) 軸系裝置に於ける摩擦損失

(e) 推進器翼に於ける水の抵抗

(f) 伴流及び推力減小

(g) 推進器の失脚に依る損失 等

指示馬力より以上の損失を差引きたるものが船舶を推進せしむるに有効なる動力となり、之を有効馬力と云ふ。有効馬力と指示馬力との比が其速力に於ける推進効率となる。

則ち

$$\text{推進効率 } K = \frac{\text{EHP}}{\text{IHP}}$$

Kの値は船の型式、推進状態に依りて異なるも大體、0.40~0.60の範囲内にあり。

指示馬力より以上に掲ぐる損失中の(a)及び(b)を差引きたるものを軸馬力(SHP)と云ひ、軸馬力と指示馬力との比を機関効率と云ふ。

$$\text{機関効率 } \eta_m = \frac{\text{SHP}}{\text{IHP}}$$

軸馬力より軸系装置に於ける損失を差引きたるものが、推進器の受くる馬力にして、之れに推進器効率を乗せば推進器馬力となる。推進器馬力に船殻効率を乗じて有効馬力となる。

往復動機関の効率は機関の大きさと、同一機関にありても回転数に依りて數値を異にする。Dr. Bauerは其著書に於て機関効率を次の如く發表してゐる。

計算に於て		實例	
IHP	機関効率	IHP	機関効率 η_m
900	0.74	1630	0.885
1000			
2000			
3000			
4000			
5000	0.85	1940	0.911
	0.88	2370	0.920
	0.89	4500	0.935

同一機関に於て回転数の増減に依る摩擦損失は A. E. Seaton に依り回転数 R の 4/3 乗則ち $R^{1.33}$ に比例すと云はれ、Tyacke* の實驗に依りて次の如く發表せらる。

R=回転数/毎分	40	60	98	111
IHP	38.80	82.20	322.0	480.6
摩擦損失の馬力	14.15	22.39	40.7	47.05
軸馬力	24.65	59.81	281.3	433.5
機関効率	63.5	72.8	87.3	90.2
$R^{1.33}$ の比に於ける計算上の損失馬力	12.1	20.5	40.0	47.05

以上の記録の外に Hall Brown の論文**等より推定して、大型汽機の機関効率 η_m は 90~92% のものである。殊に最近發達せる「レントツ」(Lentz)、或は「カプロッチ」(Caprotti) 型汽機にありては、 η_m は 95% に達するものと認めらる。

* North-East Coast Institute of Engineers & Shipbuilders, 1928~1229.

** Transactions of the Institution of Engineers & Shipbuilders in Scotland, 1902.

蒸気タービンに於ては指示馬力を求める方法なく、振計(トーションメーター)に依りて軸馬力を測定するのみなるも、往復動機関より機械的損失は少なきものと推定せらる。

内燃機の機関効率に就ては後章に於て之を述ぶることとする。

例題 1 汽船 C の寸法及び試運転の結果は次の如し

垂線間長 $L = 141.6m$ 方形肥瘠係数 $C_f = 0.755$

全幅 $B = 17.06m$ 中央横截面 $\phi = 70.67m^2$

平均吃水 $d = 4.38m$

排水量 $D = 7,960t (= 8,166 \text{ 噸})$

速力 $V = 16.35 \text{ [ノット]} (= 8.41 \text{ m/sec.})$

IHP = 7,688

以上の速力に於ける有効馬力 EHP 及び推進効率 K を求む

解 Mumford の式に依りて

$$\text{浸水面 } S = 1.7d \cdot L + \frac{D}{d} = 1.7 \times 4.38 \times 141.6 + \frac{7960}{4.38} = 2,878m^2$$

$$\text{摩擦抵抗 } R_1 = f \cdot r \cdot S \cdot V^{1.825}$$

第 1 表に依りて $f = 0.1408$ ($L = 140m$ の時)

$$r = 1.026$$

$$V = 8.41 \text{ m/sec.}$$

とすれば

$$R_1 = 0.1408 \times 1.026 \times 2878 \times (8.41)^{1.825} = 20,260 \text{ kgs.}$$

$$\text{剩餘抵抗 } (R_2 + R_3) = \epsilon \times \frac{\phi \cdot B \cdot V^{2.5}}{\sqrt{B + \zeta \cdot L^2}}$$

第 2 表及び第 3 表に依りて

$$\epsilon = 2.00 \left(\frac{L}{B} = \frac{141.6}{17.06} = 8.3 \text{ の時に} \right)$$

$$\epsilon = 10.00 \left(\frac{L}{V^2} = \frac{141.6}{8.41^2} = 2.0 \text{ の時に} \right)$$

なるを以て

$$(R_2 + R_3) = 10 \times \frac{70.67 \times 17.06 \times 8.41^{2.5}}{\sqrt{17.06 + 2.0 \times 141.6^2}} = 12,350 \text{ kgs.}$$

$$\therefore \text{全抵抗 } R = R_1 + R_2 + R_3$$

$$= 20,260 + 12,350 = 32,610 \text{ kgs.}$$

$$\therefore \text{EHP} = \frac{R \times V}{75} = \frac{32610 \times 8.41}{75} = 3,657$$

$$\therefore \text{推進効率 } K = \frac{\text{EHP}}{\text{IHP}} = \frac{3657}{7688} = 0.476$$

例題 2 汽船 A の寸法及び試運転の成績は次の如し

垂線間長 $L = 96m$, 全幅 $B = 11.6m$, 平均吃水 $d = 4.45m$

排水量 $D = 3380 \text{ 噸}$, 中央横截面 $\phi = 47.4m^2$

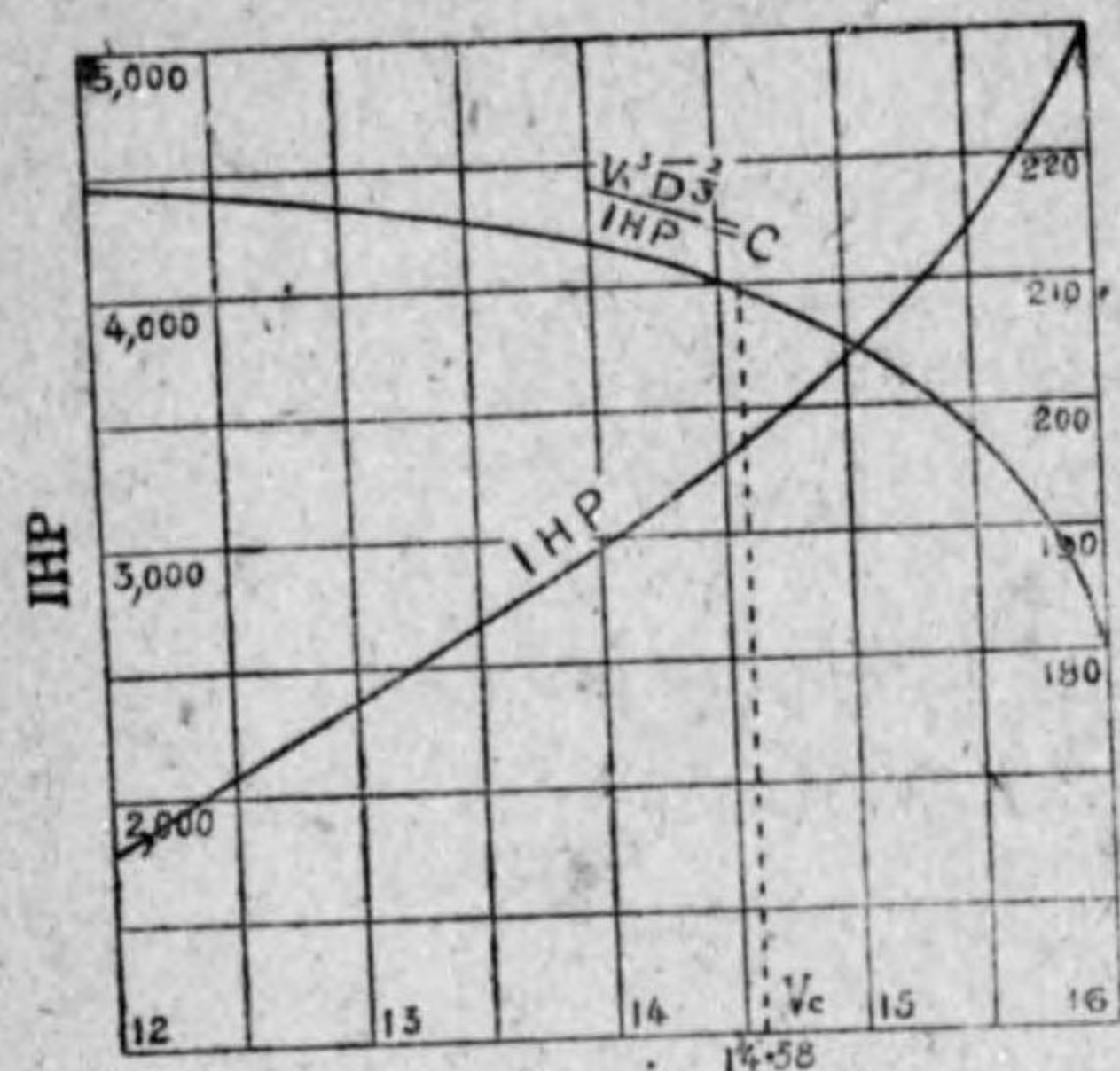
速力	IHP	[アドミラルチー係数 C]
12.0 ノット	1,775	219.1
13.5 "	2,567	215.7
15.0 "	3,691	205.6
16.0 "	4,970	185.4

A 船と相似船たる B 船 (垂線間長 $L_1 = 134.4m$) の設計に當り、速力

$$V_1 = 17 \frac{1}{4} \text{ [ノット]} \text{ の時に必要なる IHP}_1 \text{ を求む}$$

解 以上の記録に依り A 船の成績を圖示す

B 船の速力 V_1 に対する A 船の相對速力 V_0 を求むるには



第4圖 速力、ノット

$$V_c = \frac{V_{a1}}{\sqrt{\frac{L_1}{L}}} = \frac{17.25}{\sqrt{\frac{134.4}{96}}}$$

$$= \frac{17.25}{\sqrt{1.4}} = 14.58 \text{ ノット}$$

次に 14.58 [ノット] に対する IHP 及び C を求めれば
 IHP = 3326, C = 209.5
 となる
 A 船と B 船とは相似船なるを以て

B 船の排水量 $D_1 = D \times \left(\frac{L_1}{L}\right)^3 = 3380 \times \left(\frac{134.4}{96}\right)^3 = 9,280$ 噸

依つて比較法則の算定法に依りて

$$IHP_1 = IHP \times \left(\frac{D_1}{D}\right)^{\frac{7}{6}} = 3326 \times \left(\frac{9280}{3380}\right)^{\frac{7}{6}} = 10,800$$

或は $IHP_1 = IHP \times \left(\frac{L_1}{L}\right)^{\frac{7}{2}} = 3326 \times \left(\frac{134.4}{96}\right)^{\frac{7}{2}} = 10,800$

或は [アドミラルチー係数を使用する時は

$$IHP_1 = \frac{D_1^{\frac{2}{3}} \times V_{a1}^3}{C} = \frac{(9,280)^{\frac{2}{3}} \times (17.25)^3}{209.5} = 10,800$$

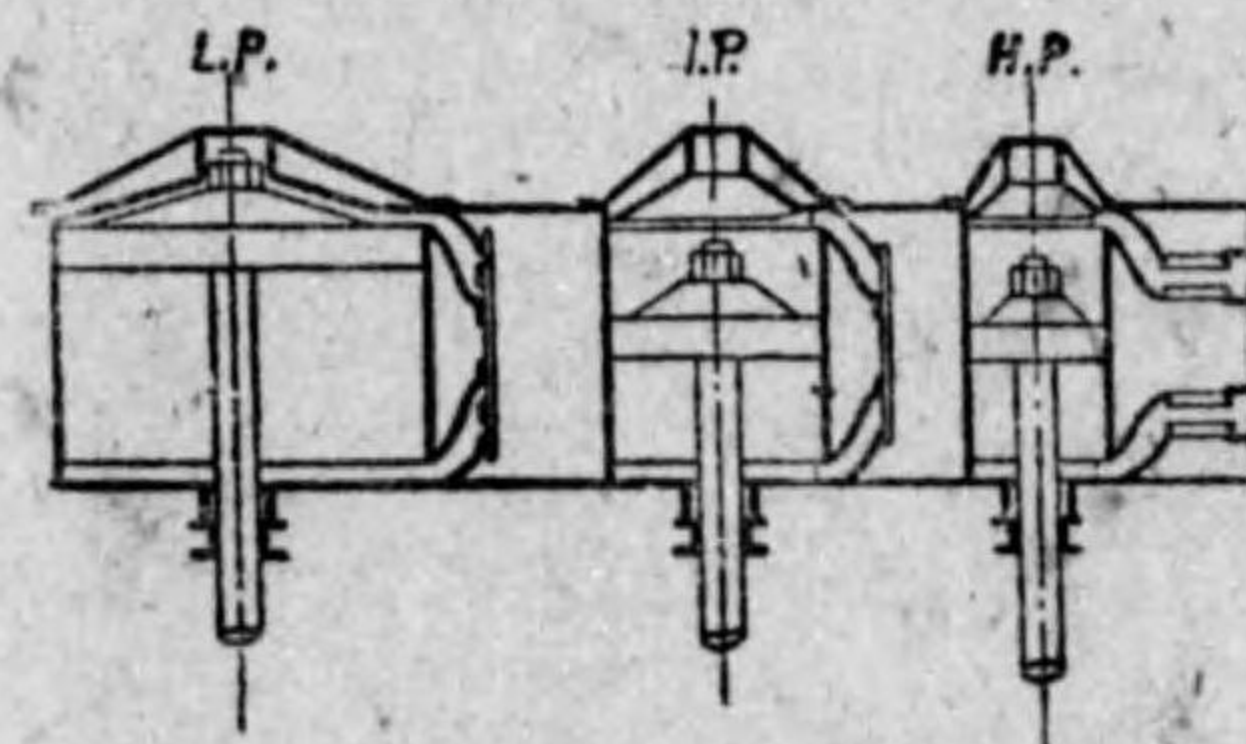
第二章 往復動機関

第一節 大體計畫

8 最近發達の趨勢

往復動機関は一馬力に対する機関の重量と容積、及び燃料消費量に於て、他の機関に比して遜色はあるが、機関の操縦容易なると故障少なき事、製造費と修理費の低廉なる事に依つて、中型以下の汽船には、主機として今尙廣く採用せられて居る。然れども快速力の客船並に軍艦に於ては所要馬力の大きなる爲めに、往復動機関は適せない。

現在採用されて居る機関の型式は、小型汽機としては二聯成式を使用するが、一般には第5圖乃至第8圖に示すが如く

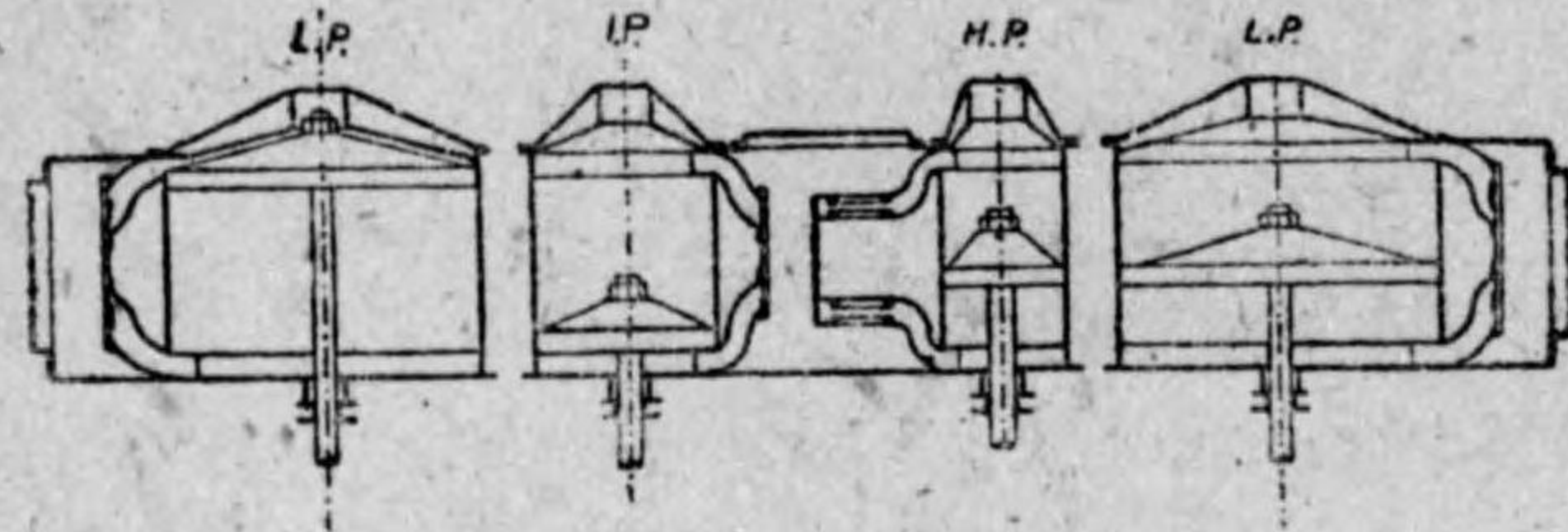


第5圖 三汽筒三聯成汽機

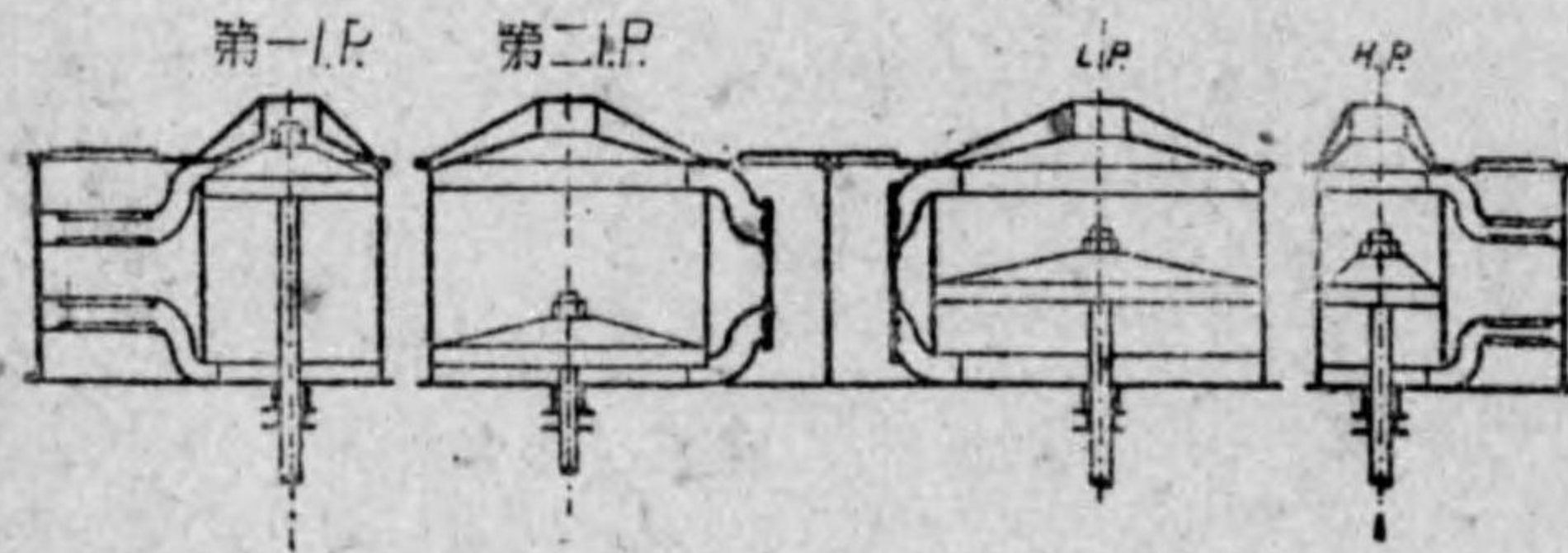
三聯成、或は四聯成汽機である。近年蒸気タービン及び内燃機に依つて其使用範圍を縮小されては居るが、往復動機関に於ても亦競争的立場より、機関効率

を増す爲めに、次の諸點に就て研究が進められて居る。

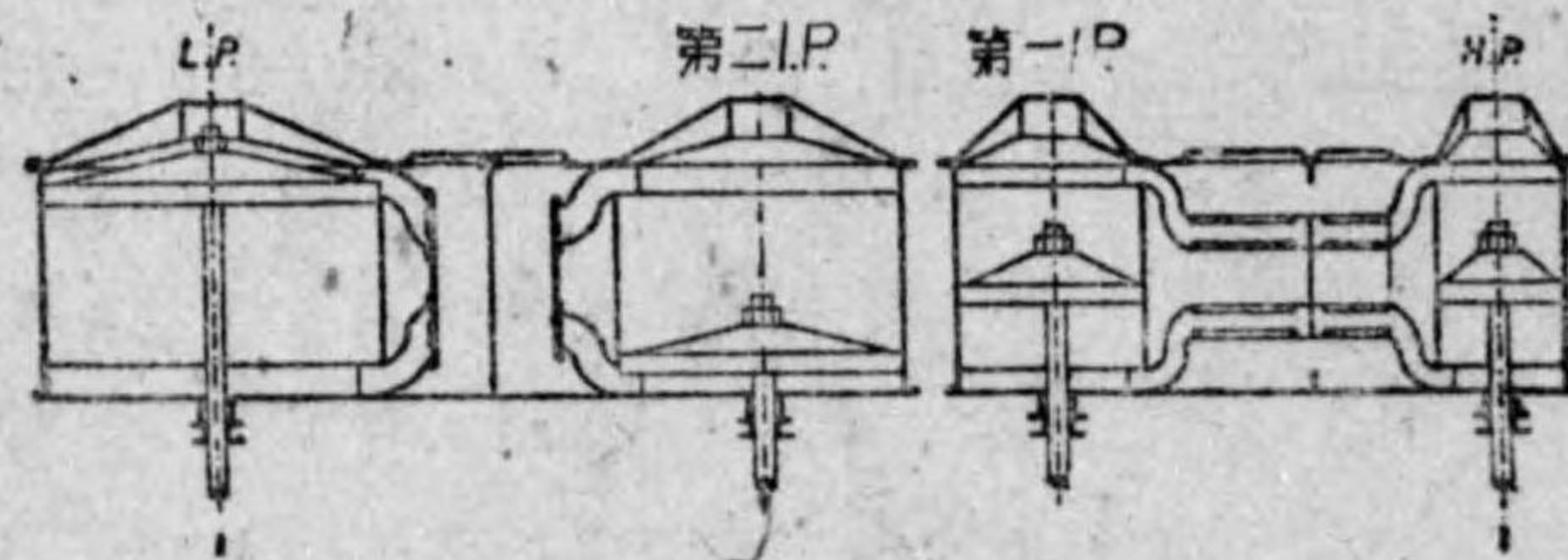
- (a) 使用蒸気の溫度及び壓力を高くする事
- (b) 汽機の回轉數を増加する事



第6圖 四汽筒三聯成汽機



第7圖 四聯成汽機



第8圖 四聯成汽機

(c) 汽機の機械的損失を減少する事

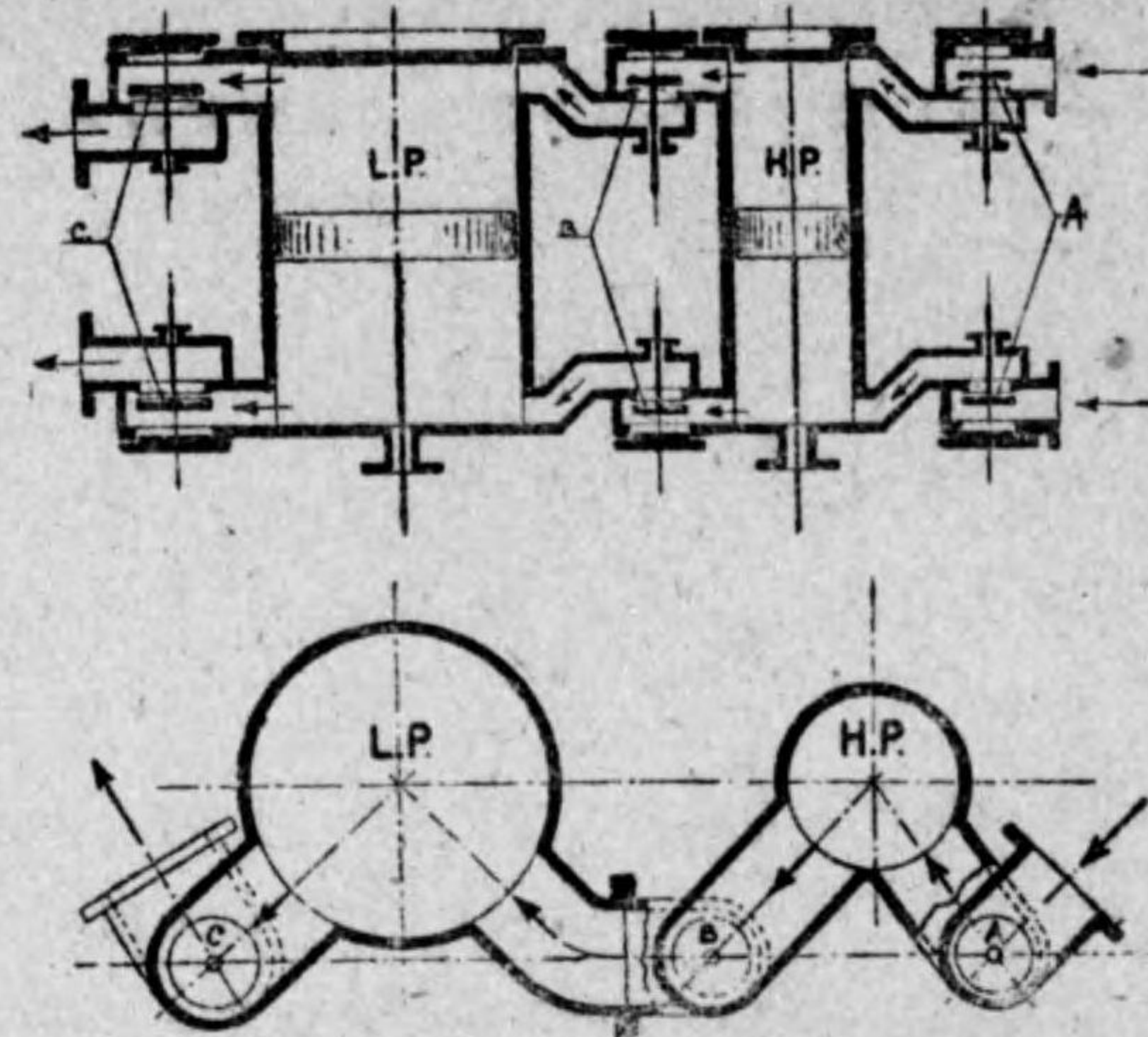
往復動機関に使用する蒸汽壓力は最高記録としては、“Borneo” 號の 34 kg/cm^2 、蒸汽溫度は 375°C なるも、一般には次の通りである

	二聯成	三聯成	四聯成
蒸汽の最大壓力、 kg/cm^2	8~12	12~16	14~18

使用蒸汽の溫度と壓力を高くすることは、理論上汽機の効率を増加するが、 40 kg/cm^2 以上の壓力は實用上利益の増加を見ない。壓力の高い程蒸汽の膨脹率を増加するから濕氣を増し、高壓汽筒の直後に再熱装置を要することとなる。蒸汽の溫度を高くすれば、材料や潤滑法に困難を伴ふこととなる。

汽機の回轉數を増す事は、減速装置に依つて推進器の回轉數を適度に定むることを得るが、汽機自體に於ては運動部の慣性力の増加と動弁の絞氣作用に依り發生馬力の減少となる。此の減少を防ぐ爲めに、「クルーグ式の如き動弁装置を採用し、レンツ (Lentz) (第9圖) 或は「カプロッチ」(Caprotti) 型高速力の二聯成汽機が考案されて居る。

機械的損失を減ずる爲めには主として、蒸汽通路を簡單にする事、蒸汽溜をなくする事、及び過熱蒸汽に對して蒸汽弁の汽密をよくする事に就て研究が進められ、「レンツ式汽機の如きは其一例である。蒸汽の膨脹を十分に利用せざる爲めに



第9圖 レンツ式汽機の断面

起る損失に就ては、汽機の排汽を利用する排汽タービンを併用したる「パウエルワツハ」(Bauer-wach) 式の如き、組合機関が考案されて居る。

要するに往復動機関に於ても亦近年著しく發達し、或種の目的には他の機関に優るものがあり、蒸汽タービン、内燃機等と雁行して各其分野を保有して居る現況である。

9 汽筒の大きさ算定法

前章に於て説明せる如く機関の指示馬力を決定せば、次の問題は軸系の數を定め各軸系の傳達すべき馬力分配の決定である。これ等の事項は軸系装置の章で述ぶることとし、茲には汽機一臺に分配されたる指示馬力に對し汽筒の大きさを算定

する法を説明せん。

汽機の發生する指示馬力は次式を以て算出せらる。

$$IHP = \frac{A \cdot P_m \cdot 2nl}{4500} \dots\dots\dots (8)^*$$

但 A = 汽筒の斷面積、 cm^2

P_m = 平均有効壓力、 kgs/cm^2

n = 汽機の回轉數/毎分

l = 「ピストン」の行程、m

2nl = 「ピストン」の速度、m/min.

單筒汽筒にあつては(8)式の P_m は其汽筒の平均有効壓力であるが、二聯成、三聯成、或は四聯成汽機にありては、各汽筒毎に P_m の數値を異にするを以て其計算は複雑となる。依つて實際には、所要の全馬力を低壓汽筒のみに依り發生するものと假想し、此場合の P_m を換算平均有効壓力と云ひ、之れを(8)式に挿入して A の値を求む。此時の A は低壓汽筒の斷面積である。今三聯成汽機の例を取れば、 P_m は次の如くなる。

$$P_m = P_{mL} + \frac{P_{m1}}{R_1} + \frac{P_{mH}}{R_H}$$

但 P_{mL} = 低壓汽筒内の平均有効壓力、 kgs/cm^2

P_{m1} = 中壓汽筒内の平均有効壓力、 kgs/cm^2

P_{mH} = 高壓汽筒内の平均有効壓力、 kgs/cm^2

$$R_1 = \frac{\text{低壓汽筒の斷面積}}{\text{中壓汽筒の斷面積}} = \frac{A_L}{A_1}$$

*工学全集—山口修一—蒸汽機關工学參照。

$$R_H = \frac{\text{低壓汽筒の斷面積}}{\text{高壓汽筒の斷面積}} = \frac{A_L}{A_H}$$

而して理論上の換算平均有効壓力 P_{mt} を求むるには次式に

$$\text{依る。 } P_{mt} = P_1 \times \frac{1 + \log_e R}{R} - P_2 \dots\dots\dots (9)^*$$

但 P_{mt} = 理論上の換算平均有効壓力、 kg/cm^2

P_1 = 高壓汽筒の初壓、 kg/cm^2 (絶對壓力)

P_2 = 低壓汽筒の排氣壓、 kg/cm^2 (絶對壓力)

R = 公稱全膨脹比 = $\frac{\text{低壓汽筒の斷面積}}{\text{高壓汽筒の斷面積}} \div \text{高壓汽筒の縮切點 (行程の小数にて)}$

P_{mt} は諸種の原因**に依り實際の P_m を表はさない、之れに指壓圖係數 F (Diagram factor) を乘じ實際の P_m の値を推定す。

第5表 試運轉成績表 (本邦)

船名	最大 使用壓力 kg/cm^2	IHP	汽 筒		回轉數 每 分
			經 HP × IP × LP _{mm}	行程,mm	
L	14.06	10,018	2-685.8 × 1155.7 × 1930.4	1371.6	79.0
M	14.06	6,064	2-508.0 × 850.9 × 1422.4	1219.2	95.1
N	14.06	5,192	2-533.4 × 889.0 × 1498.6	1219.2	87.9
O	12.65	2,084	1-495.3 × 812.8 × 1371.6	1219.2	84.8
P	12.65	3,576	1-685.8 × 1143.0 × 1905.0	1295.4	75.1
Q	14.06	6,514	2-584.2 × 965.2 × 1600.2	1219.2	95.8
R	12.65	1,044	1-431.8 × 711.2 × 1163.4	838.2	93.2
S	14.06	5,245	2-285.8 × 812.8 × 1371.6	1219.2	92.8

*工学全集—山口修—蒸汽機關工学參照。 **左に同じ。

$$P_m = F_{mt} \times F$$

次に以下數項に述ぶる處に依り F の數値、 n 及び l 等の値を決定せば、所要の IHP に對して低壓汽筒の斷面積 A_L を算出することを得

$$A_L = \frac{4500 \times \text{IHP}}{P_m \times 2n} \dots\dots\dots (10)$$

A_L を算出せば中壓汽筒の斷面積 A_I 、及び高壓汽筒の斷面積 A_H は次式に依りて求めらる

$$A_I = \frac{A_L}{R_I} \dots\dots\dots (11)$$

$$A_H = \frac{A_L}{R_H} \dots\dots\dots (12)$$

に於て建造の汽船)

縮切點 HP × IP × LP	高壓汽筒 の初壓 kg/cm^2	眞空 kg/cm^2 (絶對)	P_{mt}	P_m	指壓圖係數 $\frac{P_m}{P_{mt}} = F$
.80 × .80 × .79	14.06	.120	4.70	3.56	.76
.80 × .80 × .80	14.06	.138	4.74	3.70	.78
.85 × .85 × .85	13.57	.097	4.09	3.09	.75
.83 × .83 × .75	12.44	.172	4.48	3.07	.69
.80 × .71 × .68	12.58	.103	4.39	2.90	.66
.75 × .70 × .65	13.57	.176	4.46	3.12	.69
.65 × .65 × .65	11.32	.269	3.88	2.76	.72
.85 × .80 × .80	13.29	.120	4.87	3.28	.68

第5表は我國に於て建造せる汽船の試運轉成績にして、第

6表及び第7表は外國の實例なり。共に設計の參考資料となる。

第6表 三聯成汽機(外國の實例)

船名	船型	I.P.H	n 毎分	使用壓力, kgs/cm ² 蒸汽溫度	汽筒の徑, mm			行程 mm	汽筒比
					H.P.	I.P.	L.P.		
Rance	貨物船	1300	75	13 270°C	584	914	1498	1066	1:2.45:6.6
Sierra Nevada " Cordoba	半客船	2×2100	72	14.5 350°C	610	1010	1650	1250	1:2.74:7.32
Frederik VIII	半客船	2×5000	86	15 350°C	820	1340	2×1590	1400	1:2.67:7.52
Kong Gudrod	貨物船	800	92	12 290°C	432	724	1219	838	1:2.71:7.95
Fafner	曳船	2×715	195	15 300°C	360	550	850	450	1:2.34:5.6
Adana	曳船	700	105	13 350°C	400	660	1100	700	1:2.72:7.56

第7表 四聯成汽機(外國の實例)

船名	船型	I.H.P	n 毎分	使用 壓力 kgs/cm ²	汽筒の徑, mm				行程 mm	汽筒比
					H.P.	第一 I.P.	第二 I.P.	L.P.		
Neckar	郵便船	2×3000	82	15	605	860	1220	1810	1300	1:2.02:4.07:8.96
Mooltan	郵便船	2×6500	95	15.11	762	1902	1549	2210	1372	1:2.06:4.14:8.42
George Washington	郵便船	2×10000	83	15	970	1440	2030	2850	1700	1:2.07:4.39:8.65
Cap Finisterre	半客船	2×5300	80	15	760	1110	1580	2270	1400	1:2.14:4.33:8.95
Prinz Friedr c Wilhelm	半客船	2×7000	ca. 82	15.5	835	1220	1690	2500	1550	1:2.14:4.1:8.98
Prinz Sigismund	半客船	2400	76	15	570	820	1200	1730	1200	1:2.07:4.43:9.25
Explorer	半客船	4000	76	15.1	648	929	1320	1878	1372	1:2.05:4.15:8.4

10 P₁, P₂, 及び F の撰び方

前項 P_{mi} の計算に當り高壓汽筒の初壓力 P₁ は、汽罐より汽機に至る蒸汽管内に於ける壓力低下を見込み、汽罐の最大壓力より 0.3 乃至 0.5 kgs/cm² 低く取る。又 P₂ は復水器内の真空度に相當する壓力より稍高く 0.2 乃至 0.4 kgs/cm² として計算す。

指壓圖係數 F の値は汽機の種類に依りて異なるものにして、相似汽機の實例を參考として適當に之を定む。第4表には三聯成汽機に於ける F の實例を記せるが、大體次の如き數値を取る。

	二聯成汽機	三聯成汽機 (三汽筒)	三聯成汽機 (四汽筒)	四聯成汽機
F	0.62~0.72	0.60~0.73	0.60~0.70	0.60~0.72

11 n, l, 及び 2nl の撰び方

廻轉數 n, 及び行程 l を定むる一定の法則なけれども、n は推進器に關係あり、l は實例より見て次の比となつて居る。

$$l = (0.6 \sim 0.8) \times \text{低壓汽筒の徑}$$

n と l とは之を別々に定むるよりも「ピストン」の速度 2nl を適當に取るを至當とす。參考として第8表に其例を示す。

第 8 表

	「ピストン」の速度 $\frac{2nl}{60}$, m/毎秒	回 轉 數 n/毎分
半客船	3.5~5.0	75~100
大型貨物船	3.5~4.0	70~90
小型貨物船	3.0~3.8	70~100
曳船、小型汽船	2.0~3.0	100~200

12 氣筒比と縮切點

氣筒比を定むるには一般に實例に依るものなれども、次の方法で定むる場合あり。

A_L = 低壓汽筒の斷面積

A_I = 中壓汽筒の斷面積

A_H = 高壓汽筒の斷面積

とすれば、先づ $\frac{A_L}{A_H} = R$ の値を適當に定め、次に三聯成汽機

にありては $\frac{A_L}{A_I} = \sqrt{R}$ に取る。

四聯成汽機に於ては次の如く取る。

$$\frac{A_L}{\text{第二}A_I} = \frac{\text{第二}A_I}{\text{第一}A_I} = \frac{\text{第一}A_I}{A_H} = R^{\frac{1}{3}}$$

$$\frac{A_L}{\text{第一}A_I} = \frac{\text{第二}A_I}{A_H} = R^{\frac{2}{3}}$$

高壓汽筒の蒸汽縮切點は次の範圍内に取る。

	二聯成汽機	三聯成汽機	四聯成汽機
高壓汽筒の縮切點	0.60~0.70	0.65~0.80	0.65~0.80

尚ほ汽筒比と蒸汽縮切點に關する第4表乃至第6表の實例は新規計畫の參考となる。殊に縮切點の決定は汽機の力量並に蒸汽消費量に關係する處多く、Weighton教授は實驗の結果次の結論を得た。

(a) 汽機の經濟出力に對しては中壓汽筒以下の縮切點を次式に依りて定む。

$$\text{縮切點} = 0.15 + \frac{1}{R_1}$$

(行程の小數にて)

但 R_1 は中壓汽筒に對しては $R_1 = \frac{\text{中壓汽筒の斷面積}}{\text{高壓汽筒の斷面積}}$

低壓汽筒に對しては $R_1 = \frac{\text{低壓汽筒の斷面積}}{\text{中壓汽筒の斷面積}}$

(b) 汽機の最大出力に對しては、縮切點を次の如く取る。

$$\text{中壓汽筒の縮切點} = \left(0.15 + \frac{1}{R_1}\right) \times 1.4$$

$$\text{低壓汽筒の縮切點} = \left(0.15 + \frac{1}{R_1}\right)$$

(c) 二聯成汽機にありては、低壓汽筒の縮切點を(a)に依りて定めたるものよりも稍遅くする。

以上に依りて各汽筒の縮切點を決定せば、汽筒内の蒸汽の公稱全膨脹比は次の範圍内となる。

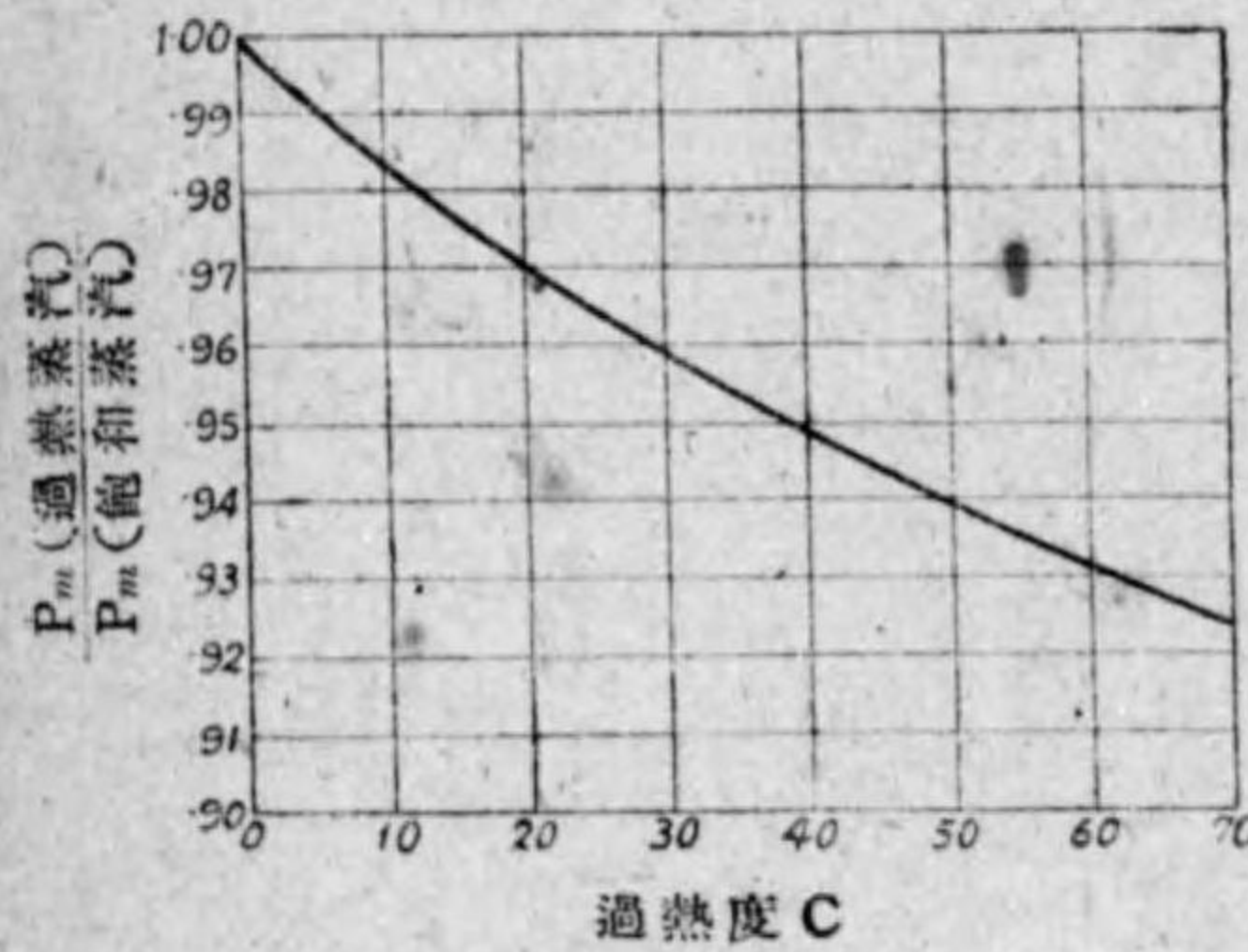
	二聯成汽機	三聯成汽機	四聯成汽機
公稱全膨脹比 = $\frac{R}{\text{高壓汽筒の縮切點 (行程の小數にて)}}$	5~8	9~12	10~13

13 換算平均有效壓力 P_m

9. 及び10項に依りて P_m の數値を決定することを得、且つ第4表に其實例を示したるが、汽機の型式並に使用蒸汽の状態に依り、 P_m を次の如く取りて大差なし。

	多 聯 式 汽 機		
	初壓2kgs/cm ² (絶對), 内外	初壓14kgs/cm ² (絶對), 内外	初壓18kgs/cm ² (絶對), 内外
無蒸汽衣, 復水式汽機	2.8~3.2	3.2~3.6	3.6~4.0
蒸汽衣付, 復水式汽機	2.7~3.0	3.0~3.4	3.4~3.8
過熱蒸汽使用, (低度) 汽機	2.6~2.9	2.8~3.2	3.2~3.6
過熱蒸汽使用, (高度) 汽機	2.4~2.8	2.6~3.0	3.0~3.4

過熱蒸汽を使用する時は、飽和蒸汽に比し一馬力當りの蒸汽消費量は減少するも、 P_m は低下し同一の出力に對し汽筒の



第10圖

直徑は大となる。過熱蒸汽と飽和蒸汽を使用した時の P_m の比は、實驗に依り第10圖*の如く推定せらる。依つて過熱蒸汽を使用する場合には、先づ飽和蒸汽の場合の P_m を求め之れに第10圖の係数を乘じ、以て過熱蒸汽の場合の P_m を推定することを得。

14 減速運轉に於ける n 及び P_m の變化

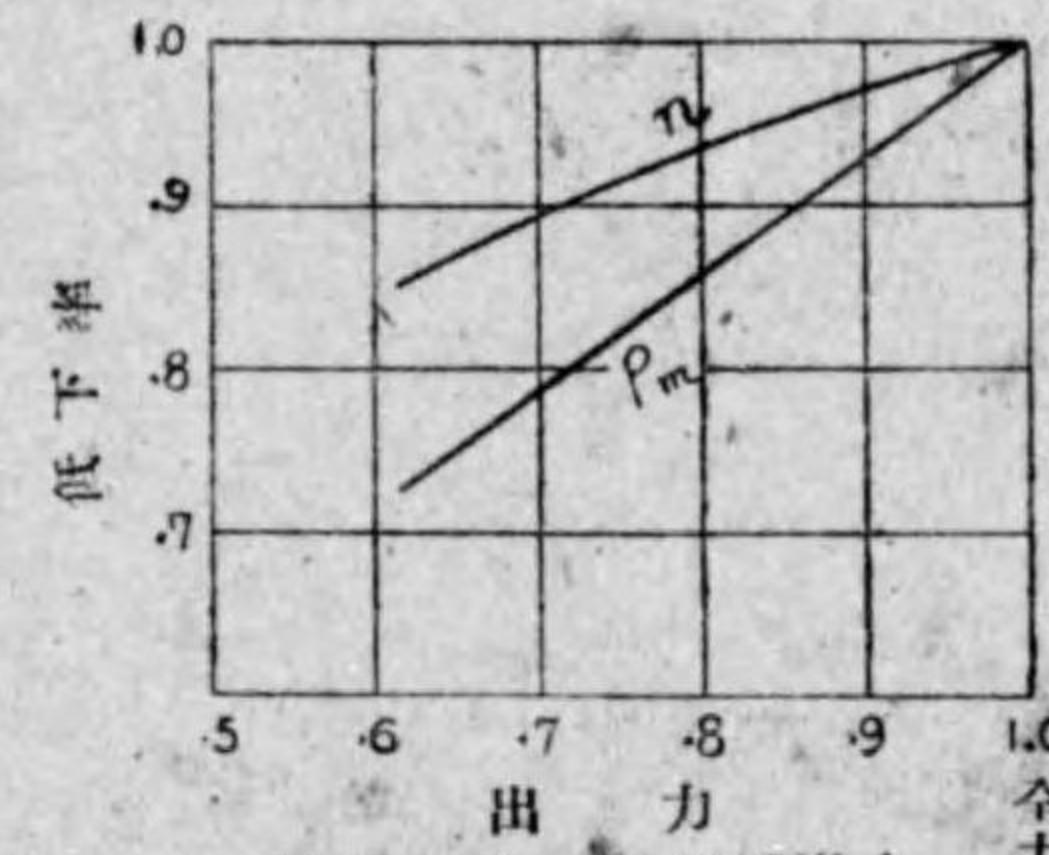
汽船が低速力を以て航走する時に汽機も亦減速運轉を爲すが、其方法に二種あり。

* Bragg's Design of marine engines.

(a) 高壓汽筒の蒸汽絞切點を變ぜずして、主止瓣を絞りにて高壓汽筒の蒸汽初壓力を低下し、出力を減する法。

(b) 高壓汽筒に於ける蒸汽の初壓力を變ぜずして、動弁裝置の「リンクアップ」に依りて蒸汽の絞切點を早め、出力を減する法。

一般に採用せらるゝ方法は(b)にして、(a)に比し一馬力當りの

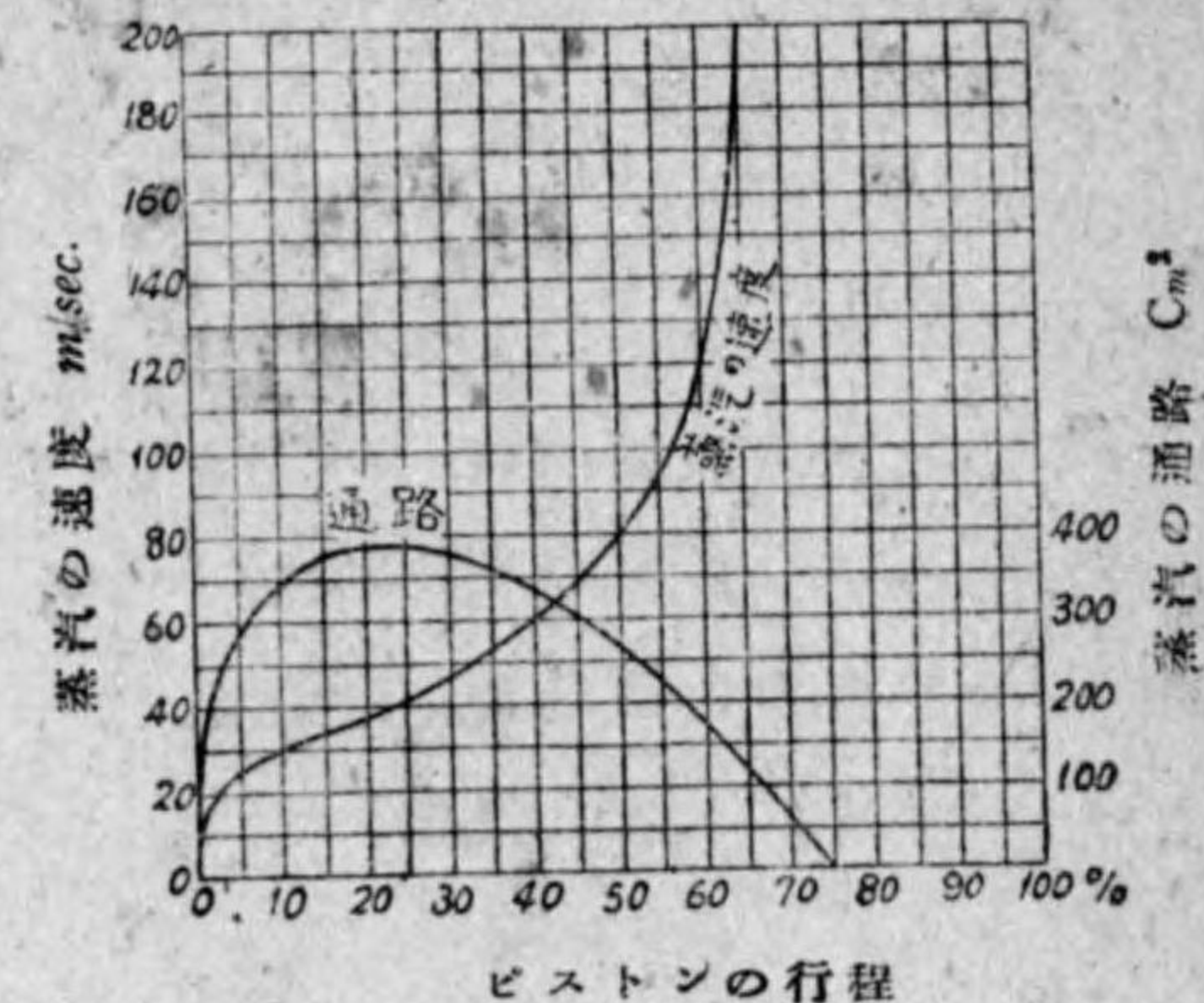


第11圖A 汽船「K」丸

の蒸汽消費量は少なくなる。

減速運轉に於ては廻轉數 n 及び換算平均有効壓力 P_m は低下するも、其低下の度等しからずして、一般に n の減少率よりも P_m の減少率の方が大である、第11圖は

汽船「K」丸の例にして、10%の出力低下に於て、 P_m は約7%、 n は約3%の減少となり、20%の出力低下に於て P_m は約14%、 n は約6.5%の減少となる。



第11圖B

各汽筒の發生馬力

* 動弁裝置の項參照

低下の比も亦等しからずして、^{*}(a)の運転に於ては低圧汽笛の馬力減小率は他の汽笛の減小率よりも大となる。

15 蒸汽の速度

汽罐より汽笛に至る蒸汽通路の面積を定むるに、通過する蒸汽の速度を餘りに小に取れば通路は大となりて機關の重量を増す。之れに反し速度を大きく取れば蒸汽の絞氣作用に依る壓力低下を來たし汽機の出力を減することとなる。先づ單位時間に要する蒸汽の容積を計算し、^{**}蒸汽の平均速度 V を次の如く取りて通路面積を決定す。

(a) 蒸汽管

$$\text{平均速度 } V = 30 \sim 40 \text{ m/sec.}$$

(b) 汽笛の蒸汽口

各汽笛の蒸汽口に於ける開き面積は次式に依りて算出せら

$$A_p = \frac{A \times \frac{2ni}{60}}{V}$$

但 A_p = 蒸汽口の開き面積, cm^2

A = 汽笛の斷面積, cm^2

$\frac{2ni}{60}$ = ピストンの平均速度, m/sec.

n = 汽機の回轉數, 毎分

l = ピストンの行程, m

V = 蒸汽の平均速度, m/sec.

^{*}Bragg's Design of marine engines.

^{**}工学全集—山口修—蒸汽機關工学(上)参照

V の數値は次の範圍内に取る。

蒸汽の平均 速度 $V,$ m/sec.	蒸汽流入の場合			廢氣吐出の場合			廢氣管
	高壓汽笛	中壓汽笛	低壓汽笛	高壓汽笛	中壓汽笛	低壓汽笛	
	35~40	40~45	45~50	25~30	30~25	33~38	25~30

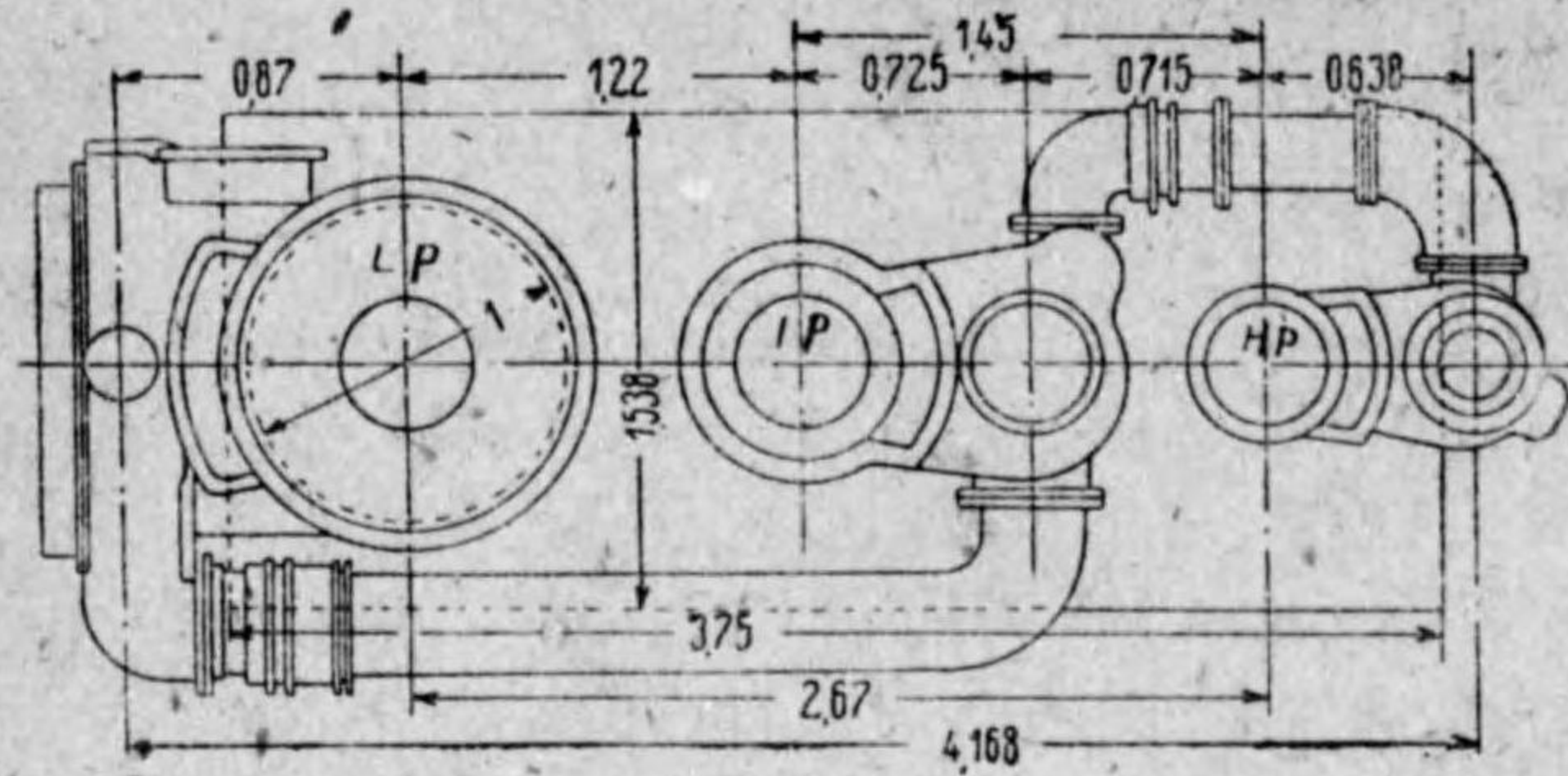
汽笛の蒸汽口に於ける蒸汽の速度は[ピストン]の位置に依りて著しく差異あるものにして、第11圖Bは「スチオンソン」式動弁装置を採用せる汽機の高壓汽笛に於て、縮切點が0.75なる時、[ピストン]の死點より縮切點に至る間の、蒸汽口に於ける蒸汽の通路面積及び蒸汽速度の變化の一例を示すものである。

16 機關の寸法見積

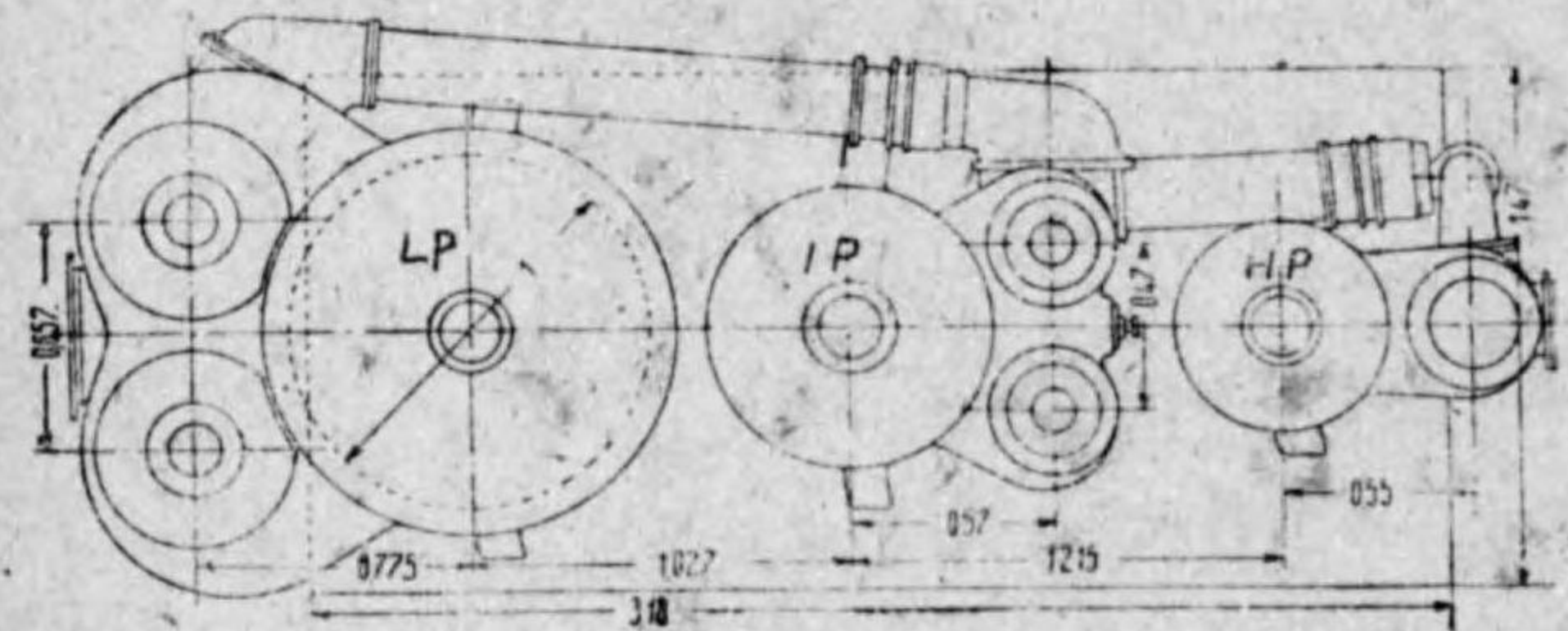
所要馬力に對する各汽笛の大きさを決定したる後は、これ等の汽笛を如何に配列するやを研究するにあるが、此の研究には蒸汽管の配置、汽機の釣合法、動弁装置の方法等多方面に互りて攻究を要する問題である。

汽機の寸法を推定する一般的の法則なく、且つ汽笛の配置に依りて機關の寸法を異にするが、先づ第12圖乃至第17圖に依りて大體の大きさを知ることが出来る。則ちこれ等の圖に記入の數値は低壓汽笛の徑を單位として表はしたるものである。

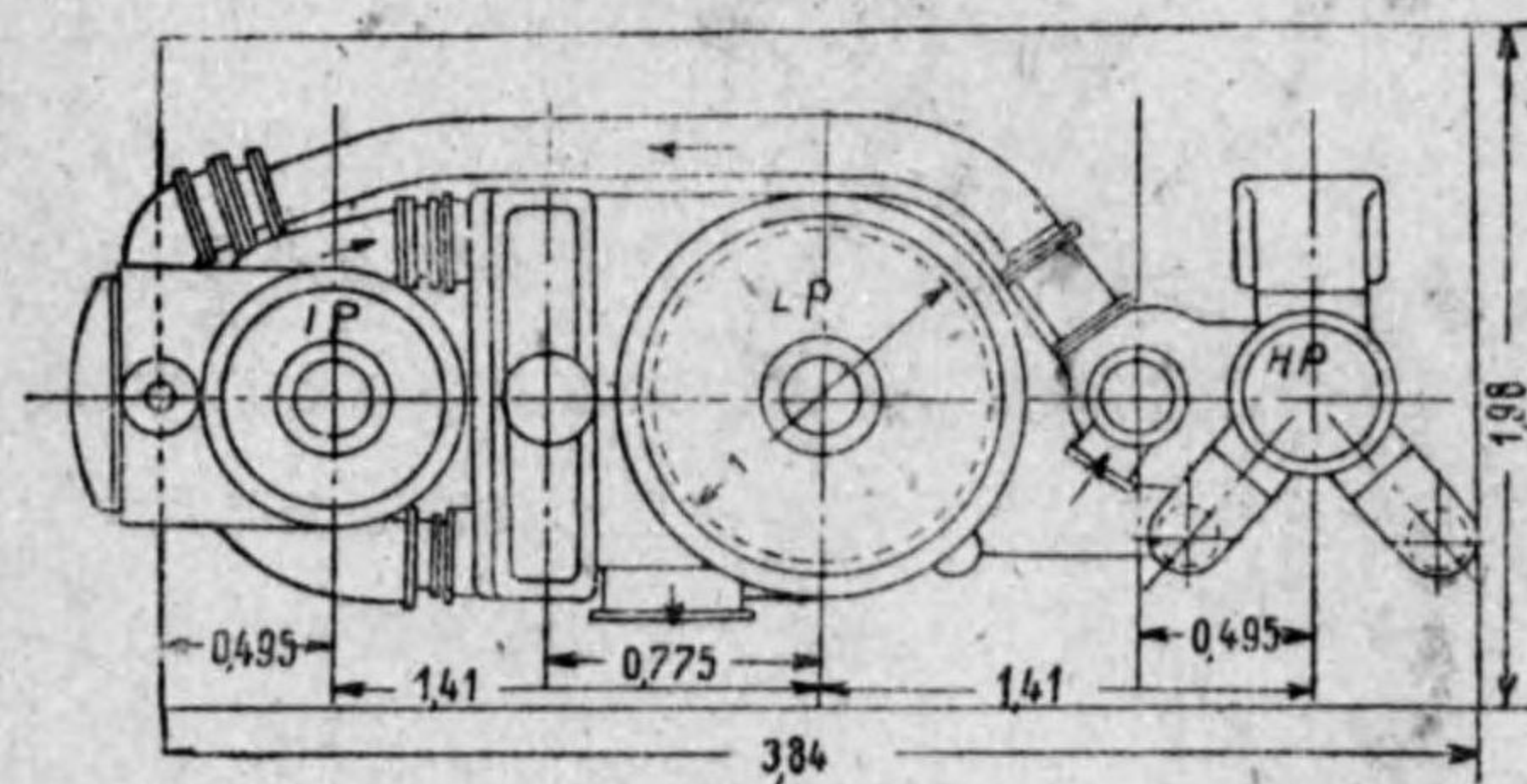
或は既成汽機の實例より、次式を以て大體の寸法を知ることが出来る。



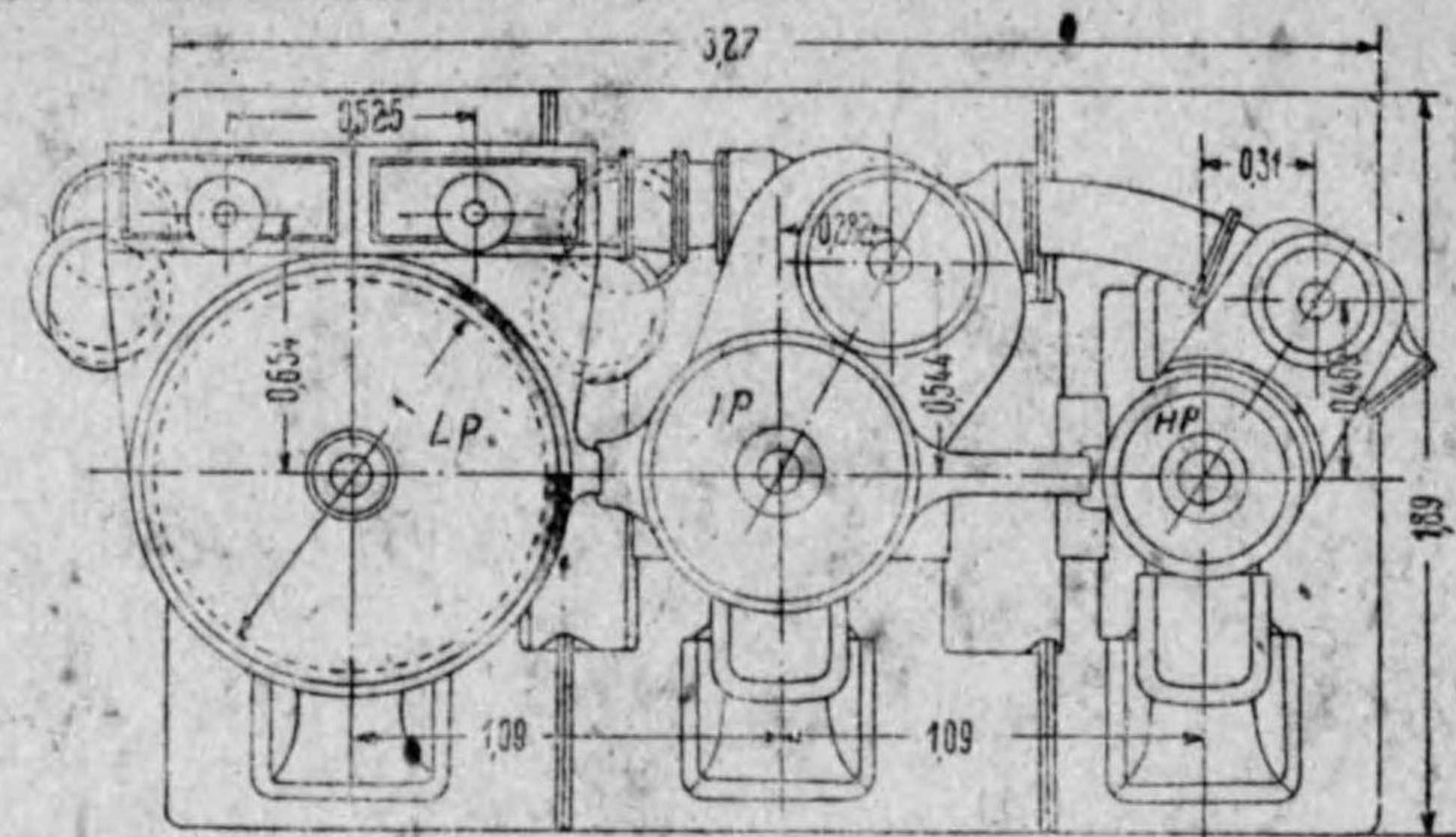
第12圖 三汽筒三聯成汽機 低壓汽筒の徑=1.0



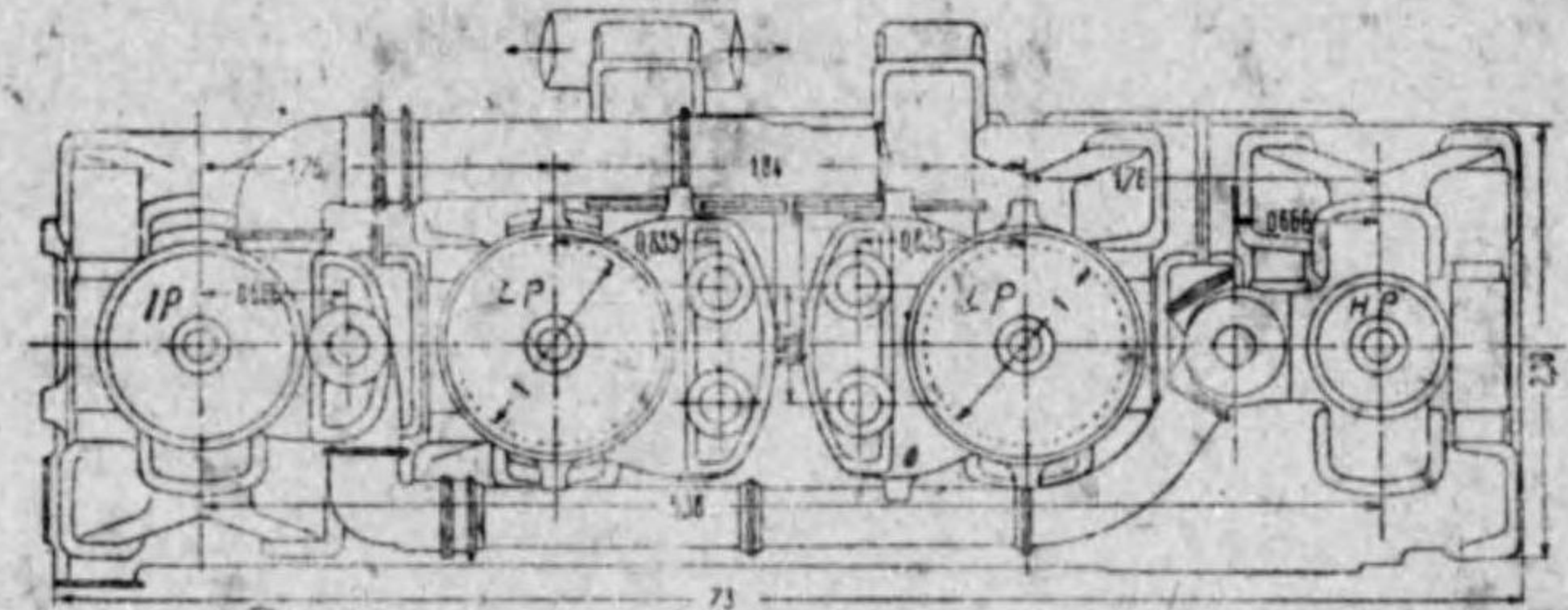
第13圖 三汽筒三聯成汽機 低壓汽筒の徑=1.0
(動弁装置は中心線の兩側)



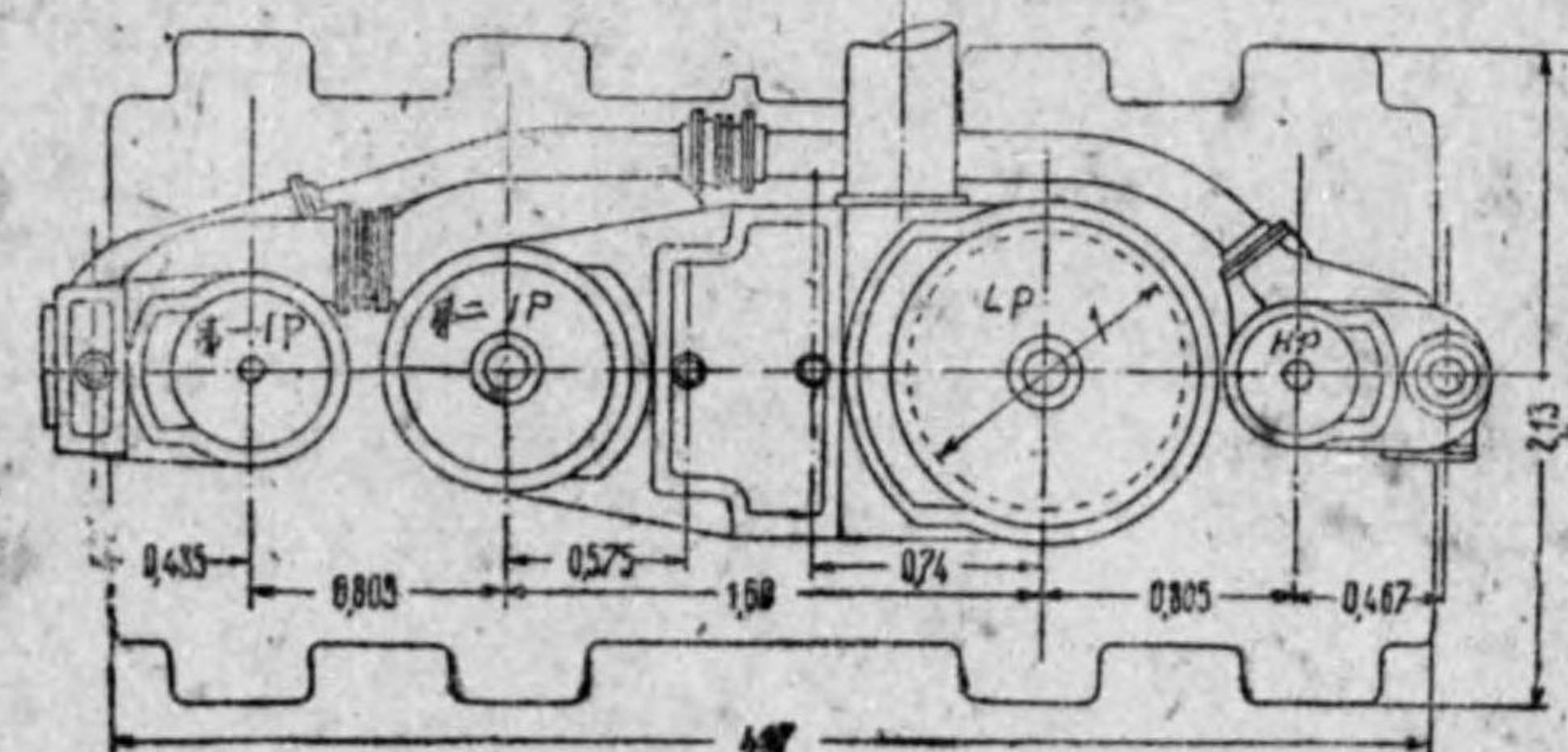
第14圖 三汽筒三聯成汽機 低壓汽筒の徑=1.0



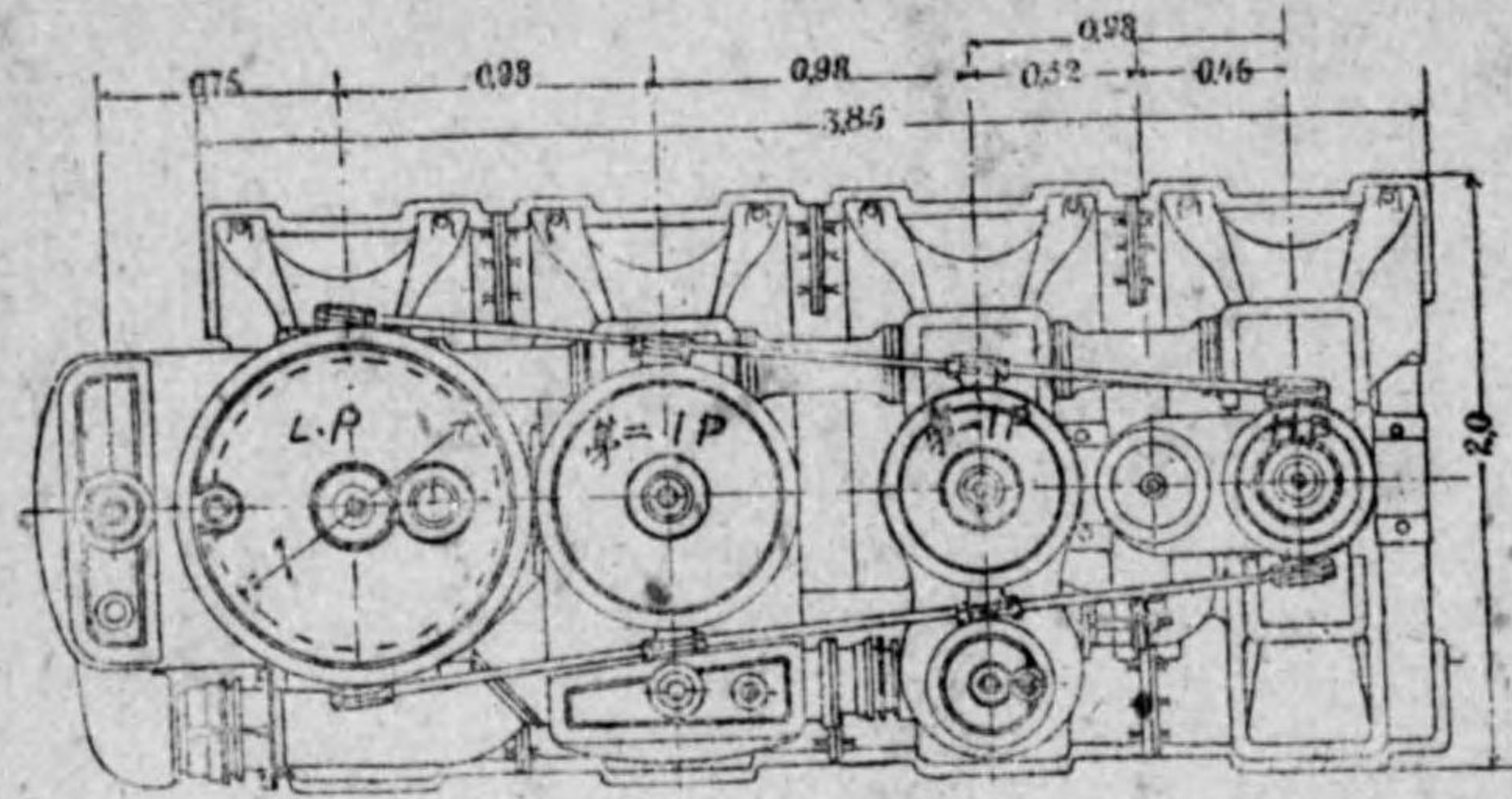
第15圖 三汽筒三聯成汽機 低壓汽筒の徑=1.0
(動弁装置は中心線の片側)



第16圖 四汽筒三聯成汽機 低壓汽筒の徑=1.0



第17圖 A 四汽筒成汽機 低壓汽筒の徑=1.0



第17圖B 四聯成汽機 低壓汽筒の径=1.0

	二聯成汽機	三聯成汽機 (軸が汽筒の中心線にあるもの)	三聯成汽機 (軸が汽筒の中心線の間にあるもの)	三聯成汽機 (四汽筒)	四聯成汽機
主機的全長 ΣD	約 2.0	1.8~2.0	1.6~1.8	1.8~2.0	1.8~2.0
主機床板的全長 ΣD	約 1.7	1.7~1.9	1.8~2.0	1.6~1.8	1.7~1.8
主機の高さ (軸の中心より 汽筒の頂上) 「ピストン」の行程	4.75~5.25				
主機床板の幅 「ピストン」の行程	2.7~3.0				

但 ΣD=各汽筒の径の和

機関室の床面積は、船の大きさ、機関室の位置、軸系の数等に依りてその大きさを異にするも、要は貨物艙の容積を増す爲めに、出来得る限り床面積を縮小すべく技術者の工夫を要する處である。大體次の如き大きさとなる。

機関室の床面積, $m^2 = 20 \sim 30$, 機関室が中央にある場合
1000.IHP

=25~40 機関室が船尾にある場合

船の中央にある機関室の長さは

$$\frac{\text{機関室の長さ, } m}{\Sigma D, m} = E$$

Eの値は次の範囲内にある。

汽筒の径の和 ΣD, m	E (單螺旋船)			E (双螺旋船)		
	三聯成汽機		四聯成汽機	三聯成汽機		四聯成汽機
	三汽筒	四汽筒		三汽筒	四汽筒	
1.5~5.5	2.8~2.0	/	/	/	/	/
5.5~9.0	/	2.2~1.9	/	/	/	/
4.0~7.0	/	/	2.15~2.75	/	/	/
1.5~4.0	/	/	/	3.25~2.25	/	/
2.5~6.5	/	/	/	/	3.25~2.0	/
4.5~6.5	/	/	/	/	/	2.35~2.25

17 機関の重量見積法

機関に要する重量の推定は重要事項の一にして、若し之れに誤謬を生ずる時は船の吃水に影響を與ふる事となるも、設計の初期に於ては完全に之れを推定し得ない。機関の型式に依りて著しく其重量を異にするも、最も簡便なる方法は型式近似の既成機関の資料を参考として1馬力に對する機関の重量を算出し、之れに依りて新規計畫の機関重量を概算するを常例とし、設計完成の上更に各部分の重量を精算するものとす。

或は既成機関の重量を適當に分類し、其分類に應じて重量

を記録し置く時は、新規計畫に對して大参考となるべし。

著者は我國に於て製作せる往復動機關の重量表を蒐集し、第9表の如く之れを分類した。之れを以て機關部重量の分布

第9表

船名		機關部重量表				
		A S.S.	B T.S.	C T.S.	D T.S.	E T.S.
主 汽 機	寸法 mm	1- $\frac{432 \times 711 \times 1168}{838}$	2- $\frac{368 \times 610 \times 1016}{702}$	2- $\frac{406 \times 660 \times 1092}{762}$	2- $\frac{584 \times 965 \times 1690}{1220}$	2- $\frac{635 \times 154 \times 1762}{1220}$
	I.H.P.	1044	1805	2456	6514	7688
機關部重量 W噸		234.3	321.2	348.0	1081.0	1254.0
W I.H.P. 噸		.224	.178	.142	.166	.163
I.H.P. W		4.46	5.12	7.05	6.02	6.13
機 部 重 量 百 分 比	主汽機及 附屬品	19.97	19.09	19.55	20.82	20.93
	汽罐及附屬品	33.16	30.70	31.88	28.31	27.67
	煙室煙路煙突	4.35	4.48	5.02	5.96	5.90
	補機	3.03	3.67	3.66	5.42	3.13
	復水器及 附屬品	2.35	2.49	2.94	1.92	1.97
	軸系裝置 (クランク も含む)	7.60	8.41	9.35	11.29	12.25
	推進器	1.79	1.96	2.34	2.41	1.98
	諸管裝置	3.76	4.70	4.76	3.62	4.17
	運轉状態に 於ける水量	13.15	15.19	12.83	11.84	12.72
	豫備品	4.40	3.30	1.94	3.16	3.46
雜	6.44	6.01	5.73	5.25	5.82	
計	100%	100%	100%	100%	100%	

状態を大體推知することが出来る。

或は簡單なる實驗式を作り、實例に依りて其定數を求め置かば、近似機關の重量を此の式に依りて概算することを得。

今一、二の例を示さば次の如し。

主汽罐の重量, 噸 $= \Sigma D \times L \times C_m$

或は $= D_L \Sigma D \times L \times C_m'$

但 $\Sigma D =$ 各汽筒の徑の和, m

$D_L =$ 低壓汽筒の徑, m

$L =$ [ピストン]の行程, m

C_m, C_m' は定數

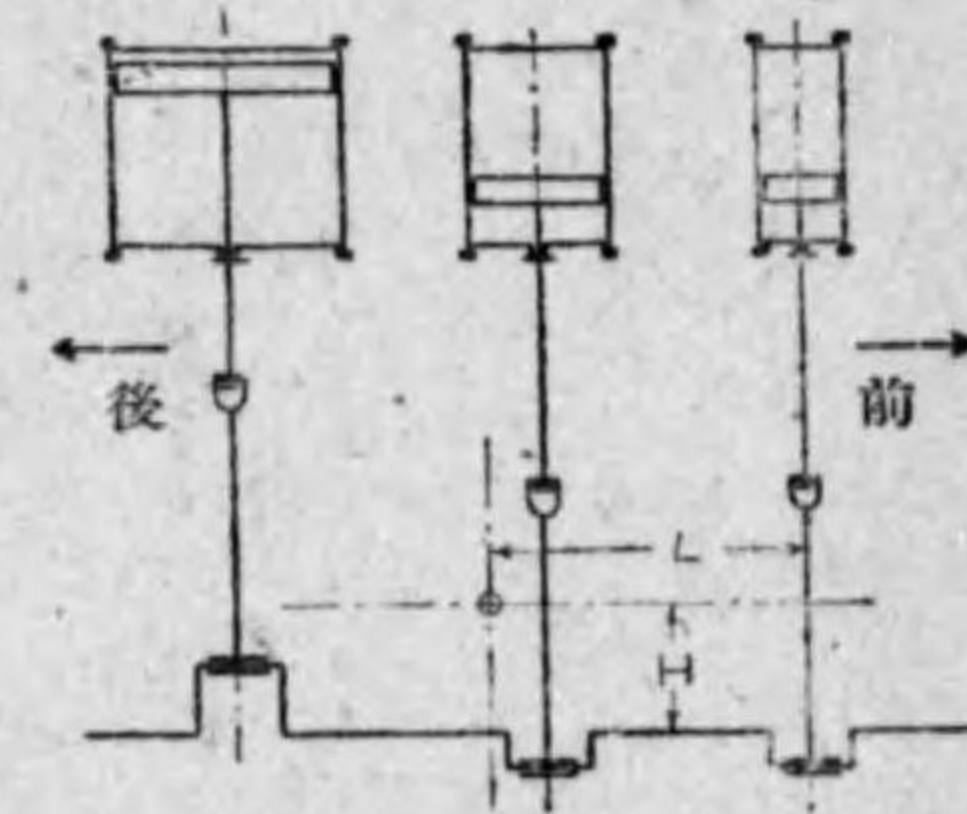
18 機關の重心を求む法

機關の重心を求むる事は、船體の「トリム」及び復原力を論ずるに當り重要な事項である。先づ主機、復水器、補助機等の重心を別々に求めたる上、機關室内の機關部全體の重心を定め、更に汽罐室、軸系裝置等各部の重心を順次に求め、最

後に機關部全體の重心を求むるのであるが、之れが算定は甚だ複雑である。併し計畫の初期に於ては主機の重心を次の如く推定して大差はない。

第18圖に依りて

(a) 主機の前方汽筒を基準として、 L は次の如し。



第18圖 重心の位置

二聯成汽機に於ては

$L=0.5\Sigma D$ 但 ΣD =各汽筒の径の和

三聯成三汽筒汽機にして高壓汽筒が前方に、低壓汽筒が後方にある場合

$L=0.65\Sigma D$

三聯成四汽筒汽機にして、低壓汽筒が兩外側にある場合

$L=0.65\Sigma D$

四聯成汽機にして高壓汽筒が前方にある場合

$L=0.75\Sigma D$

(b) 重心の高さ H は、クランク軸の中心線より上に、約 1.75×行程の處にあり。

(c) 汽機の側面に於ては汽筒の中心線内にあるものとす。

19 汽機の蒸汽消費量

理論上の 1 時間 1 馬力當りの蒸汽消費量の算式は「蒸汽機関工学」に於て次の如く與へらる。

$W_s = \frac{27}{P_m V_1 r} \text{ kgs/IHP/hour} \dots\dots\dots(13)^*$

但 P_m =高壓汽筒に於ける平均有効壓力, kgs/cm^2

V_1 =高壓汽筒の蒸汽の初壓 P_1 (絶對)に對する比容

r =高壓汽筒に於ける公稱膨脹比

然れども實際の消費量はこれよりも遙かに大にして、精確に之れを求むるには、試運轉に際し水槽を装置し汽罐の給水量を測定するより外方法なく、此の事は實際に於て甚だ困難

*工学全集—山口修—蒸汽機関工学参照

なる問題である。依つて概算法として給水ポンプより其送水量を推定し居るも、精確とは云ひ得ない。

一般に「スチフソン式動弁装置を有する往復動汽機に於ては 1 時間 1 馬力當りの蒸汽消費量は次の如く見積らる。

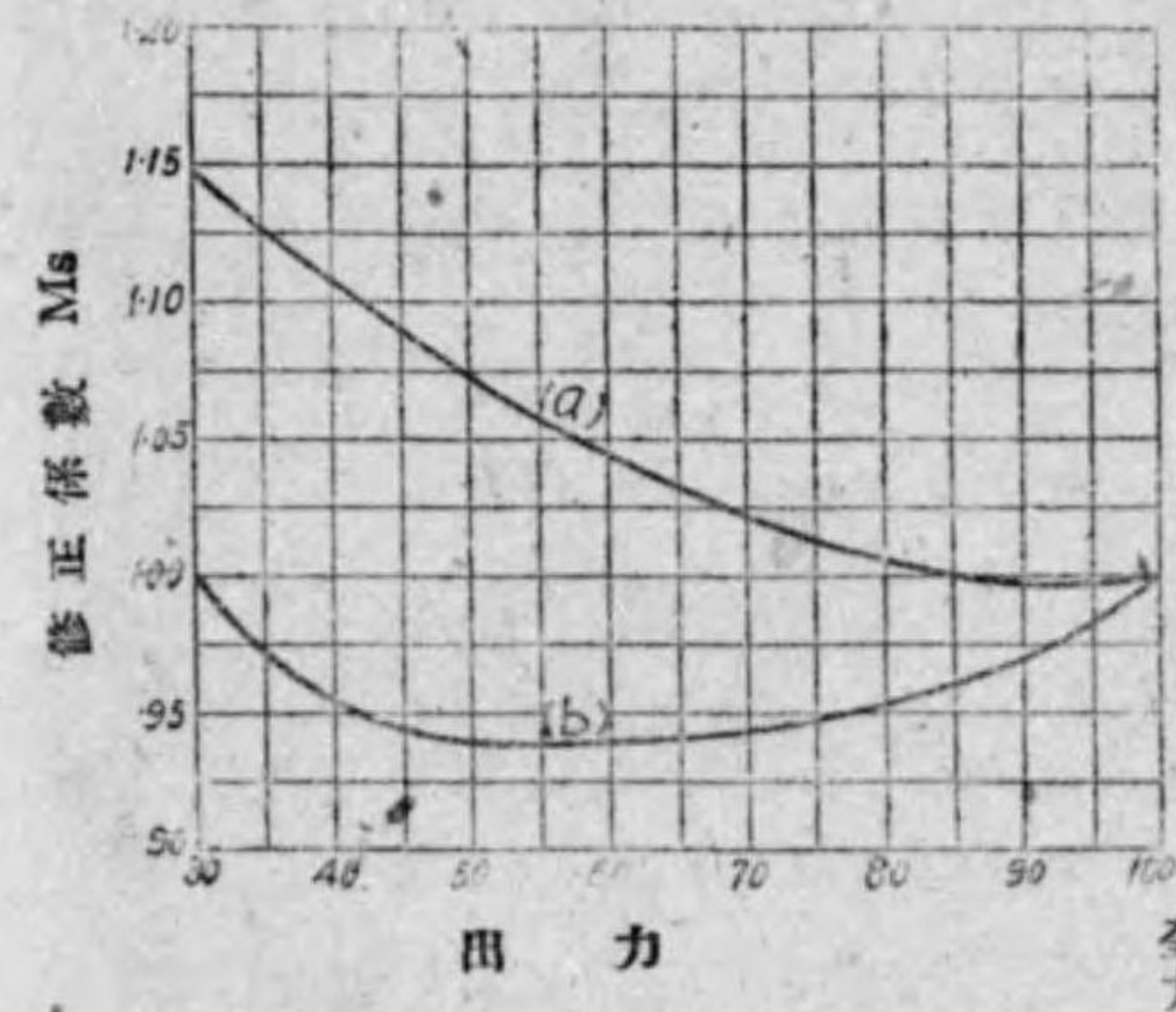
二聯成汽機.....7.0~9 kgs/IHP/hour

三聯成汽機.....6.5~8 // // //

四聯成汽機.....6~7.5 // // //

以上は主機のみの消費量にして、補助機に要する消費量は設備せる補助機の數に依りて異なるも、大體主機消費量の 10~15%と見積らる。

減速運轉に於ける主機の蒸汽消費量は、運轉の方法に依りて異なるものにして、第 19 圖に示せるが如く、第 14 項に記述



第 19 圖 減速運轉に於ける修正係數 (a) 高壓汽筒の締切率不變の場合 (b) 高壓汽筒の締切點を早くする場合

の (a) に於ては全力より 85% の出力迄は消費量に殆んど變化なく、それ以下の出力に對し漸次消費量を増加するも、(b) の運轉に於ては出力 60% 附近にて消費量最も少なくなる。全力運轉に於ける蒸汽消費量を知る時は、第 19 圖に

依りて修正係数 M_c を求め、減速運轉に於ける蒸気消費量を次の式で推定することを得。

$$W_p = M_c \times W_f \dots\dots\dots (14)$$

但 W_f = 全力に於ける蒸気消費量, $kg/IHP/hour$

W_p = 減速運轉に於ける蒸気消費量, $kg/IHP/hour$

過熱蒸気を使用する時は飽和蒸気に比較して、過熱度 $55^\circ C$ に於て約 10%、 $115^\circ C$ に於て約 20% 蒸気消費量を減ずるものと推定せらる*。或は第 20 圖**に依りて係数 M_c を求め、同一の

初壓と背壓に

於ける飽和蒸気の蒸気消費量に M_c を乗じ、

以て過熱蒸気

に對する蒸気消費量を推定することを得。

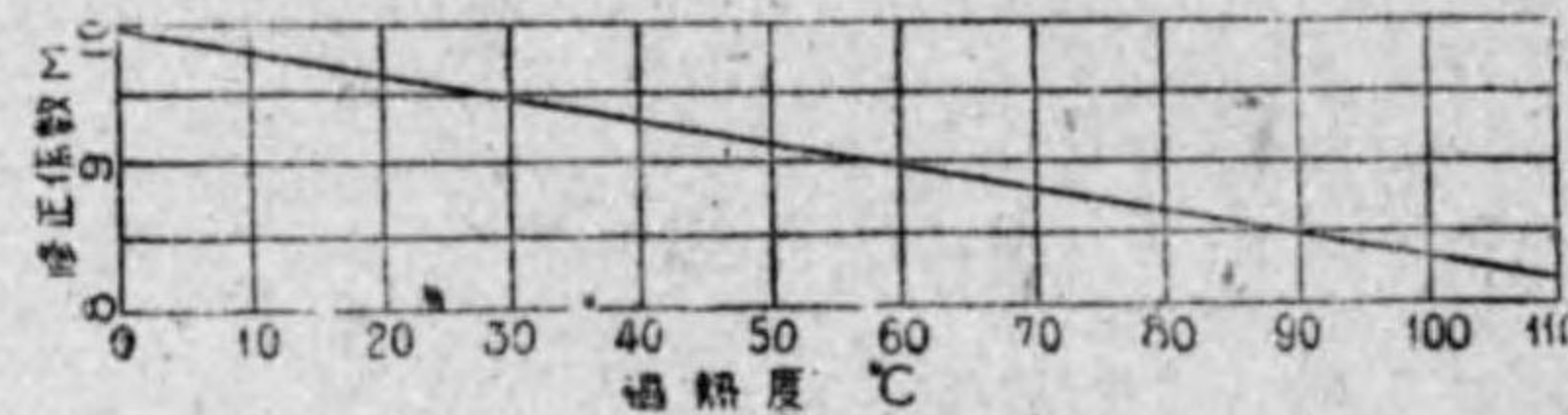
汽船の航海中に於ける蒸気消費量に於ては次の如き記録がある。

S. S. "Gretafield" の記録, 1928

汽機の型式	I.H.P.	汽罐の使用壓力 kg/cm^2	汽機同轉數 毎分	真空	蒸気消費量 IHP/kg/1時間		汽機の寸法 HP×1.P×LP 行程 mm	
					主機 kg	主機、補助 機合計 kg		
四聯成	2930	15.4	飽和	68.2	89.0	5.6	6.81	724×1041.4×1495.8×2210 1448

* Bragg's Design of marine engines.

** Brelsford's water rate & steam consumption of marine machinery.



第 20 圖

S. S. "Kingswood" の記録, 1929

汽機の型式	I.H.P.	汽罐の使用壓力 kg/cm^2	蒸気同轉數 毎分	蒸気消費/IHP/1時間			汽機の寸法 HP×1.P×LP 行程 mm	
				主機 kg	補助機 kg	合計		
三汽笛三聯成	1603	14.0	過熱	62.6	5.74	0.46	6.20	622.3×1028.7×1727.2 1143

動弁装置に芽弁 (Poppet valve) を使用する新型の往復動汽機に於ては後節に述ぶる處あるも、1時間1馬力當りの蒸気消費量を 5.0kg. 以下に低減せしむることを得。

第二節 構造概論

20 一般の注意

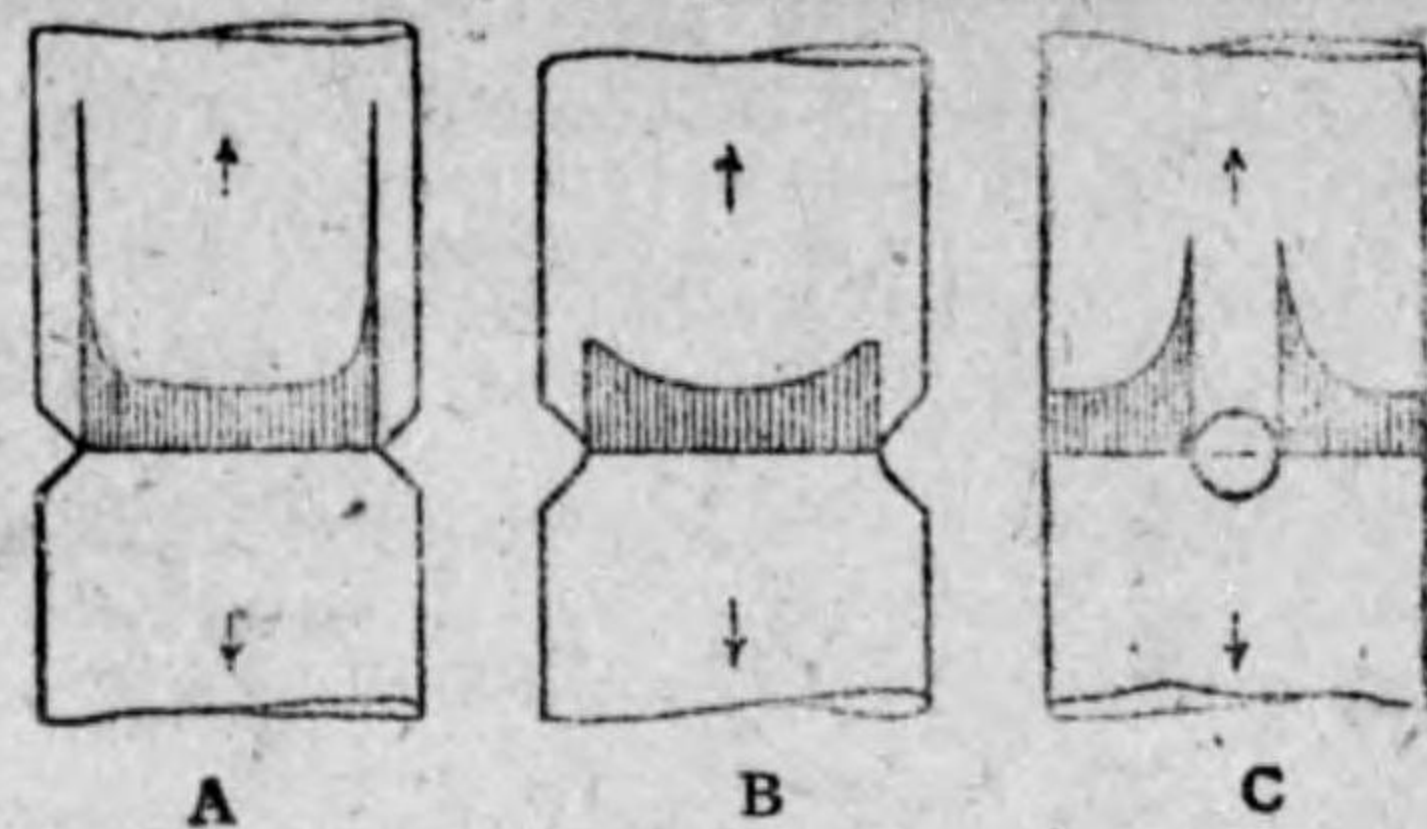
往復動汽機各部の構造に就て述ぶるに當り一言す。本書の讀者は綜合工学全集中山口修一博士著蒸気機關工学を了讀された事と思ふ。依つて茲には汽機の構造なり、機構の理論に就てはなるべく同書と重複する點を省き、特殊の部分に就て補足するに止めて置く。

次に機關の設計に當り各部分の寸法算定に於て、單に公式或は實驗式に依つて大體の計算をしたのみで、設計を完了したものと思ふてはならない。局部に極めて微細な變更を加へても、之れが爲めに機材の内力分布に非常な變化を與ふる事がある。今二、三の例を次に掲ぐることにする。

(a) 引張り棒に於ける内力分布の状態

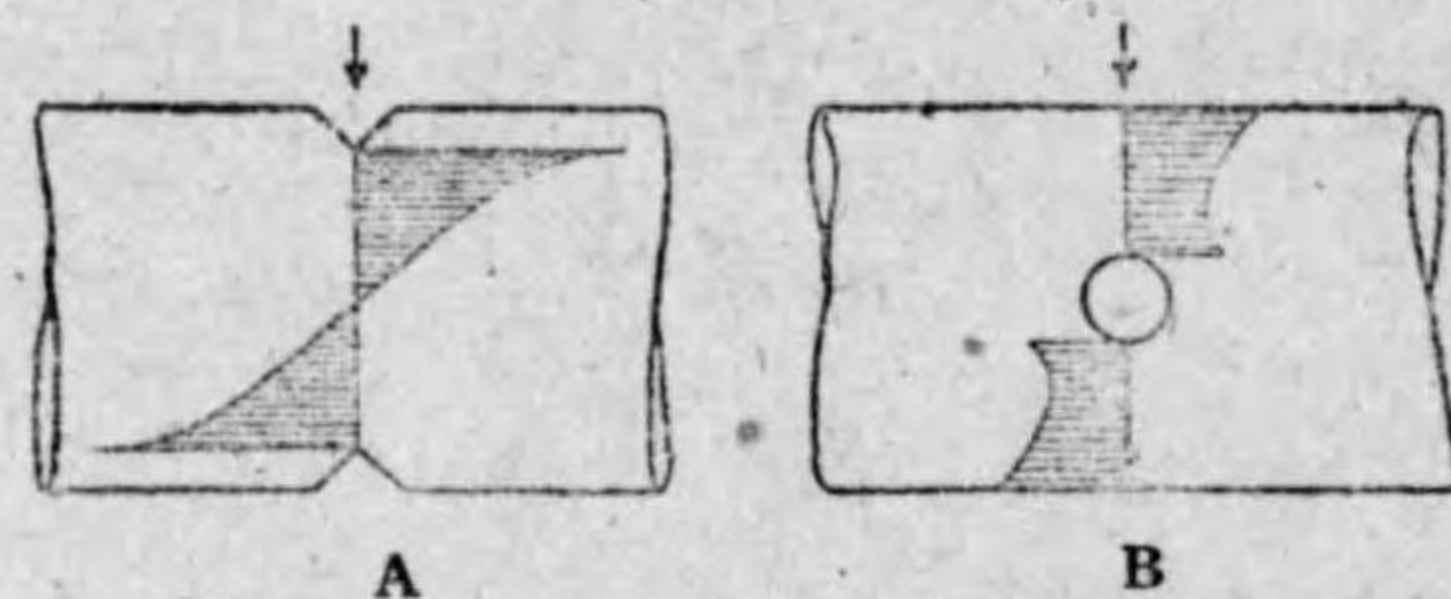
第 21 圖中の (A) は鋭く切込みたる溝を有する棒の抗張内力分布圖にしては、(B) は溝の尖端を丸めたる場合、(C) は棒

に小さき穴を穿ちたる時の内力分布圖である。鋭き尖端の溝が如何に悪影響を與ふるやを知ることが出来る。



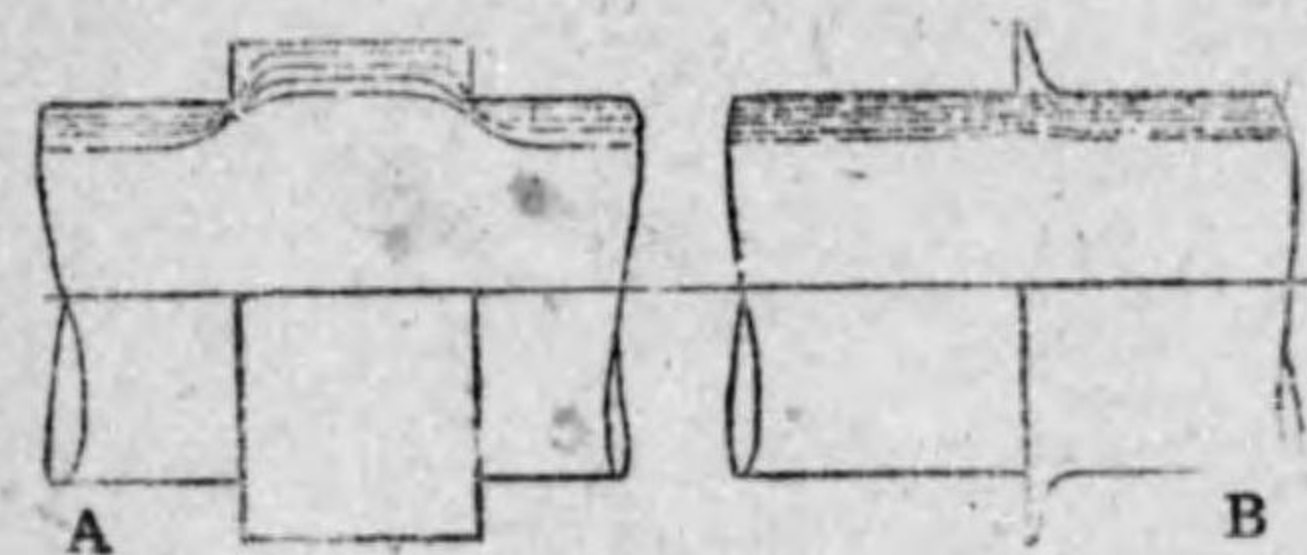
第21圖

(b) 灣曲試験に於て溝及び穴の内力分布に及ぼす影響



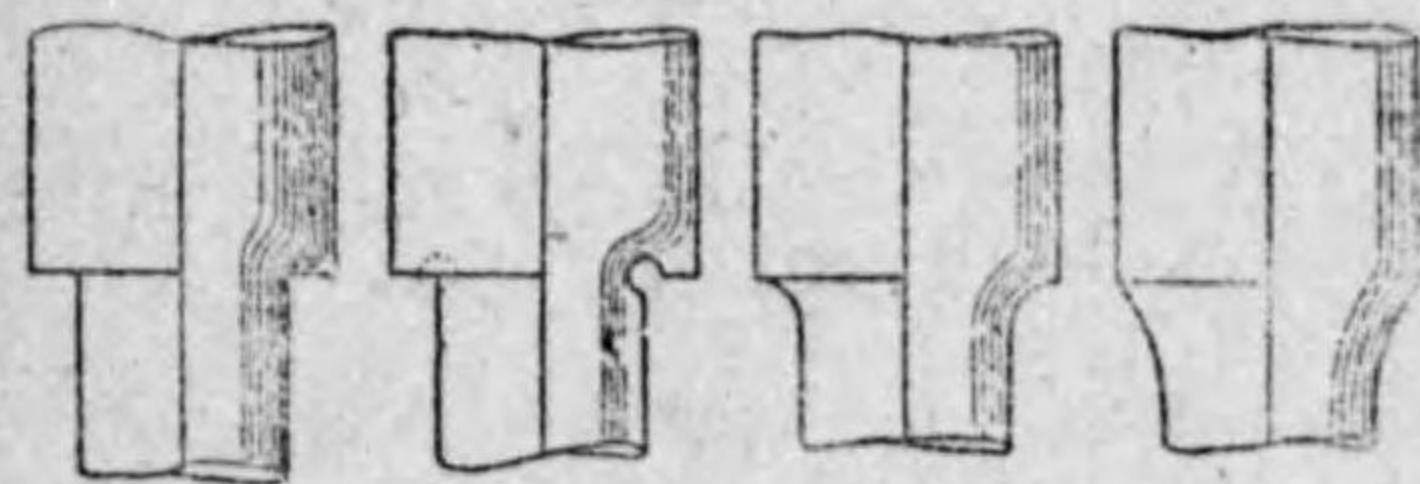
第22圖

は溝を有する棒、(B)は小穴を有する棒にして、灣曲試験に於てこれ等の内力分布に及ぼす影響を知ることが出来る。



第23圖

(c) 幅廣の環と幅狭き環の内力分布状態の比較



第24圖

第23圖中の(A)は幅廣の環を有し、(B)は幅狭き環を有するものにして、これ等の環が内

力分布に及ぼす影響を見ることが出来る。

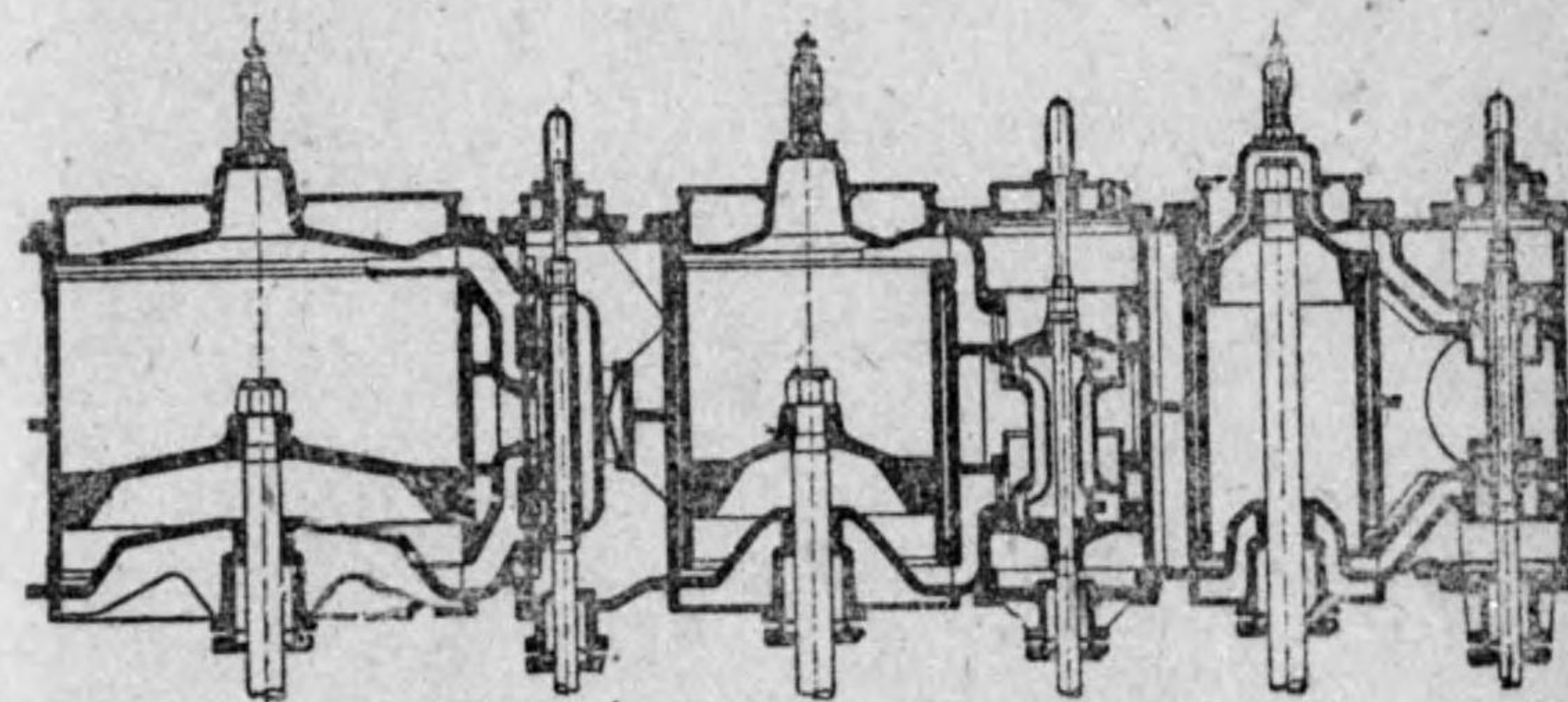
(d) 第24圖は断面の急激なる變化の時と徐々に變化せる場合の内力分布状態を示せるものである。

以上の説明で明かなる如く、荷重の性質と負荷に應じて材料の撰擇と内力分布に就き十分の攻究を要するものにして、汽機的设计に従事する人は、材料力學に精通されんことを希望する。

過去に於ける一般の傾向は主要部分に對しては重量の増加を念とせず、徒らにその寸法を増すことゝなれるも、現在ではなるべく各部分の内力を均一にし、一局部に對し負荷の増大を來たさざる様に工夫するのが設計の要旨である。

21 汽 筒

第25圖は三聯成汽機の汽筒構造を示すものである。最近には汽筒に對し良質の鑄鐵を撰べるが、其成分及び強さの例を



第25圖 三聯成汽機

挙げれば次の如し。

	成分 %					強さ
	全炭素	硅素	錳	磷	硫黄	抗張力 kgs/mm ²
汽 筒	3.0~3.3	1.5~1.7	0.4~0.7	0.2以下	0.08以下	23.5~31.50

大型汽機にありては汽胴の内に内筒を取付ける(第25圖の高圧及中壓汽筒)。これ「ピストン」の運動に依る汽筒の表面摩滅の場合に内筒のみの取換へとなり、修繕費の節約を爲し得るからである。内筒を取付ける場合には汽胴との遊隙C(第27圖)を利用して蒸汽ジャケットと爲し、蒸汽を入れて内筒を熱する場合あり。これ内筒内で蒸汽の凝結を防ぐ爲めである。此場合の遊隙は25mm以上を必要とする。

内筒と汽胴との接着には種々の工夫が施さる。底部は「スタッド」或は「ボルト」で汽胴に取付けられ、頂部は汽密の工夫が施されて居る。(第26圖乃至29圖)

汽筒の強さを求むる公式は種々あるが、其一、二を示せば次の如し。

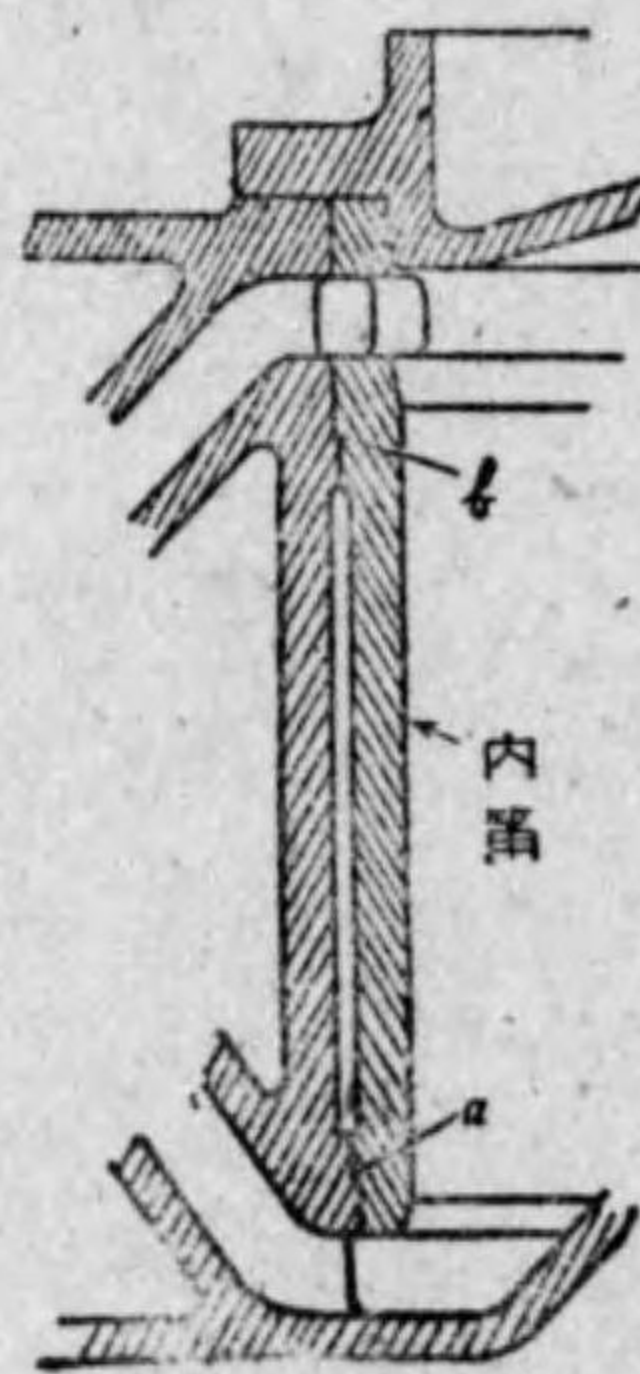
$$\text{内筒の厚さ、} t_{mm} = \frac{D \cdot P}{2f} + 8 \sim 12 \text{mm} \dots (15)$$

但 D = 汽筒の内徑, mm.

P = 汽筒内の最大壓力,

kgs/cm².

f = 使用應力

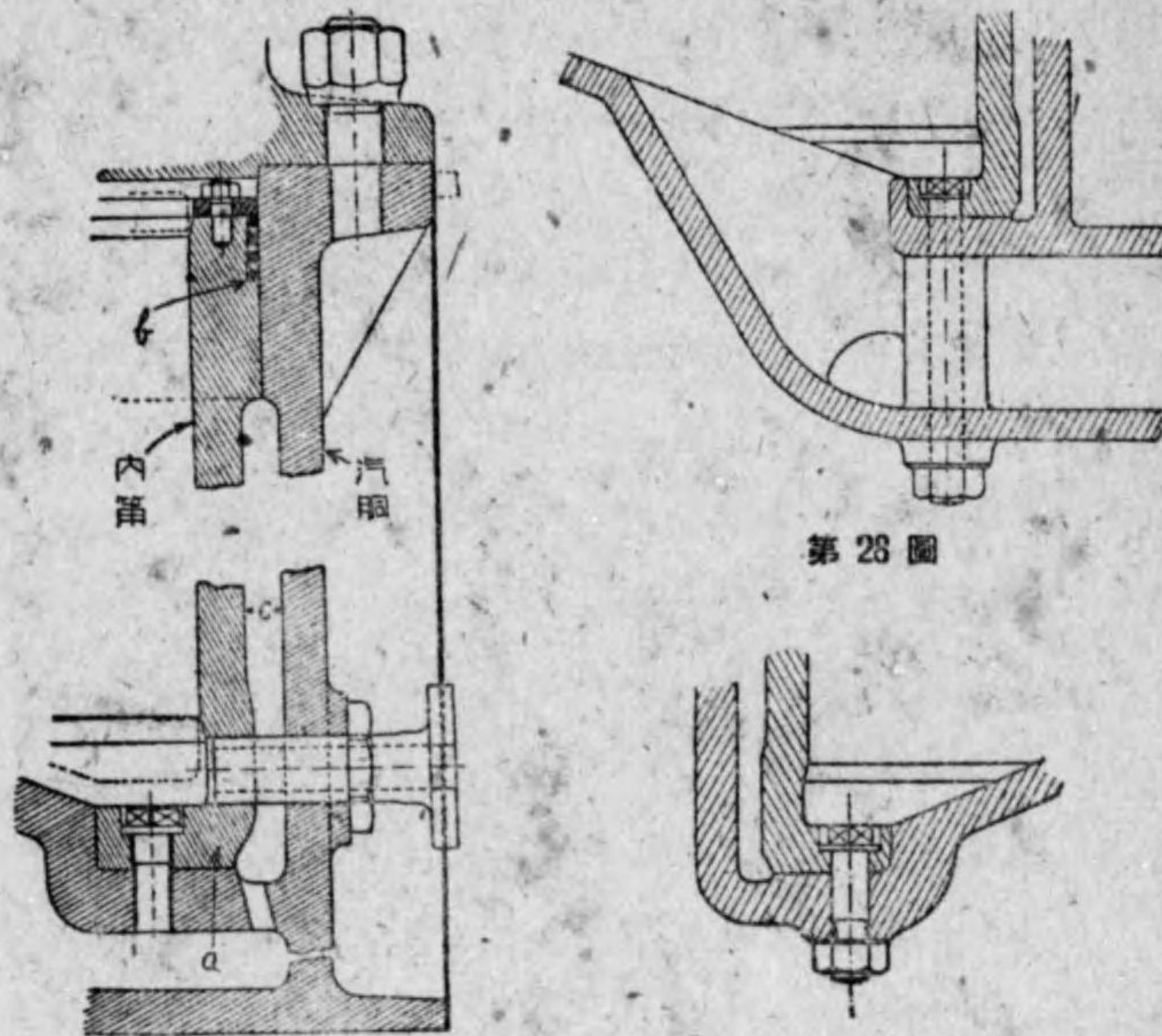


第26圖

= 250~300 kgs/cm² (高壓汽筒)

= 200~250 kgs/cm² (中壓汽筒)

= 150~200 kgs/cm² (低壓汽筒)



第27圖

第28圖

第29圖

或は次式を用ゐる場合もある

$$t_{mm} = \frac{D \cdot P}{360 + 10P} + 10 \text{mm} \dots (16)^*$$

汽筒の厚さ = 1.1 × t ~ 0.9t

但 D, Pは前式と同様

以上の式を使用する場合には、先づ各汽筒のPを求めねば

*其他の公式は工学全集—山口修—蒸汽機関工学参照。

ならないが、Germanische Loyd は次の如く定めて居る。

(a) 二聯成汽機

高壓汽笛: $P = P_b + 5, \text{ kgs/cm}^2$

但 $P_b =$ 汽罐の最大壓力, kgs/cm^2

低壓汽笛: $P = 3.0, \text{ kgs/cm}^2$

(b) 三聯成汽機

高壓汽笛: $P = P_b + 5, \text{ kgs/cm}^2$

中壓汽笛: $P = 0.66P_b, \text{ kgs/cm}^2$

低壓汽笛: $P = 2.0, \text{ kgs/cm}^2$

(c) 四聯成汽機

高壓汽笛: $P = P_b + 5, \text{ kgs/cm}^2$

第一中壓汽笛: $P = 0.75 P_b, \text{ kgs/cm}^2$

第二中壓汽笛: $P = 0.40 P_b, \text{ kgs/cm}^2$

低壓汽笛: $P = 2.0, \text{ kgs/cm}^2$

「ピストン」と笛蓋或ば笛底との遊隙はなるべく小なるをよしとするが、大體次の如く取る。

汽笛の徑, mm	遊 隙, mm	
	底 部	頂 部
400~600	6~10	4~7
600~1000	8~12	7~10
1000~1500	12~15	10~12
1500~2000	15~18	12~14
2000~2500	18~20	14~16
2500 以上	20~22	16~18

この遊隙の容積と滑弁に至る迄の蒸汽通路の容積との和を隙間容積と云ひ、なるべく小なる様に工夫するも、一般の汽機に於ては次の如き値となる。

$$\text{隙間容積} \begin{cases} \text{滑弁を使用する時} & (0.08 \sim 0.15) \times \text{汽笛の容積} \\ \text{ピストン弁を使用する時} & (0.12 \sim 0.20) \times \text{汽笛の容積} \end{cases}$$

高壓汽笛より中壓汽笛に至る收汽室並に中壓より低壓汽笛に至る收汽室の容積は、汽機の運轉に於て壓力低下を防ぐ爲めに小さく取ることとは出来ないが、普通の設計に於ては次の如くなりて、充分の容積を有す。

高壓—中壓間の收汽室容積 $= (1.8 \sim 3.0) \times$ 高壓汽笛の容積

中壓—低壓間の收汽室容積 $= (1.3 \sim 2.0) \times$ 低壓汽笛の容積

弁室は使用する弁の種類に依りて其形は異なるが、何れも構造複雑となり室の強さの計算は困難である。依つて汽胴の厚さを基準として算出す。即ち

$t + 6_{mm} = t_1$ 但 $t =$ 汽胴の厚さ, mm

として

弁室の厚さ $= (0.7 \sim 0.8) t_1$

同様に笛蓋及び笛底の厚さも計算せらるゝが、其壁は二重の場合もあり(第31圖及び第32圖)或は一重の壁もある(第30圖)。

笛蓋の厚さ $\approx 0.65 t_1$ (二重壁)

$\approx 0.75 t_1$ (一重壁)

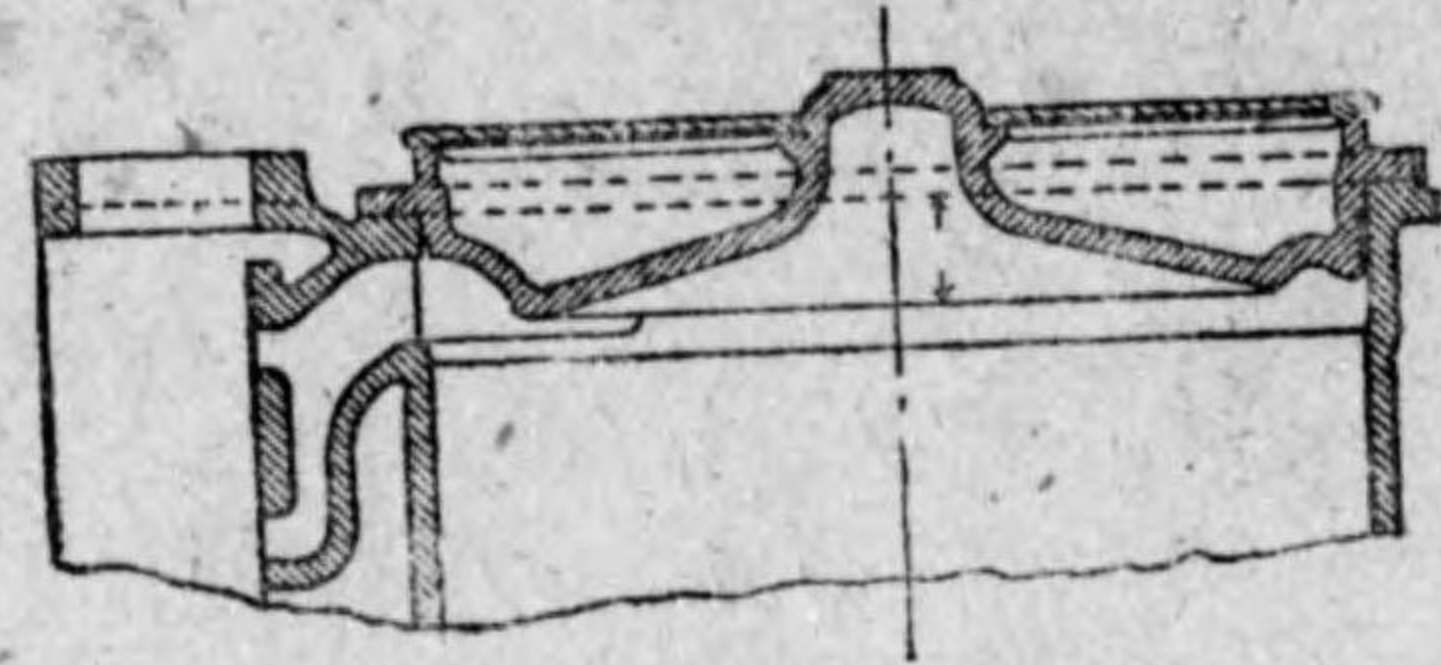
筒底の厚さ $\approx 0.75t_1$ (二重壁)
 $\approx 0.85t_1$ (一重壁)

弁室の蓋が
 圓形であれば
 筒蓋と同様な
 れども、長方
 形であれば、
 Bachの式*を
 使用して厚さ
 を計算する。
 以上何れの場合
 でも適當に
 力骨を入れて、
 強さを増すこ
 ととする。

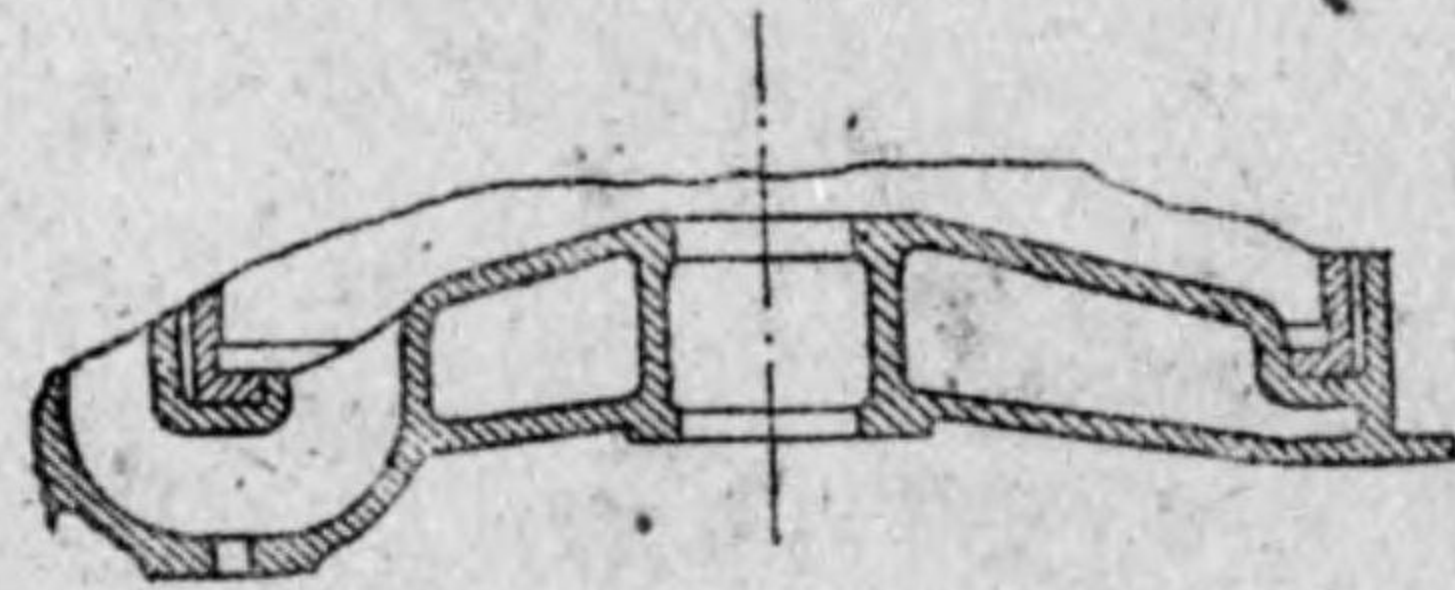
筒蓋或は弁
 室蓋の取付け
 には次の二條
 件を充たすこ
 とが必要であ
 る。

(a) 蓋に及

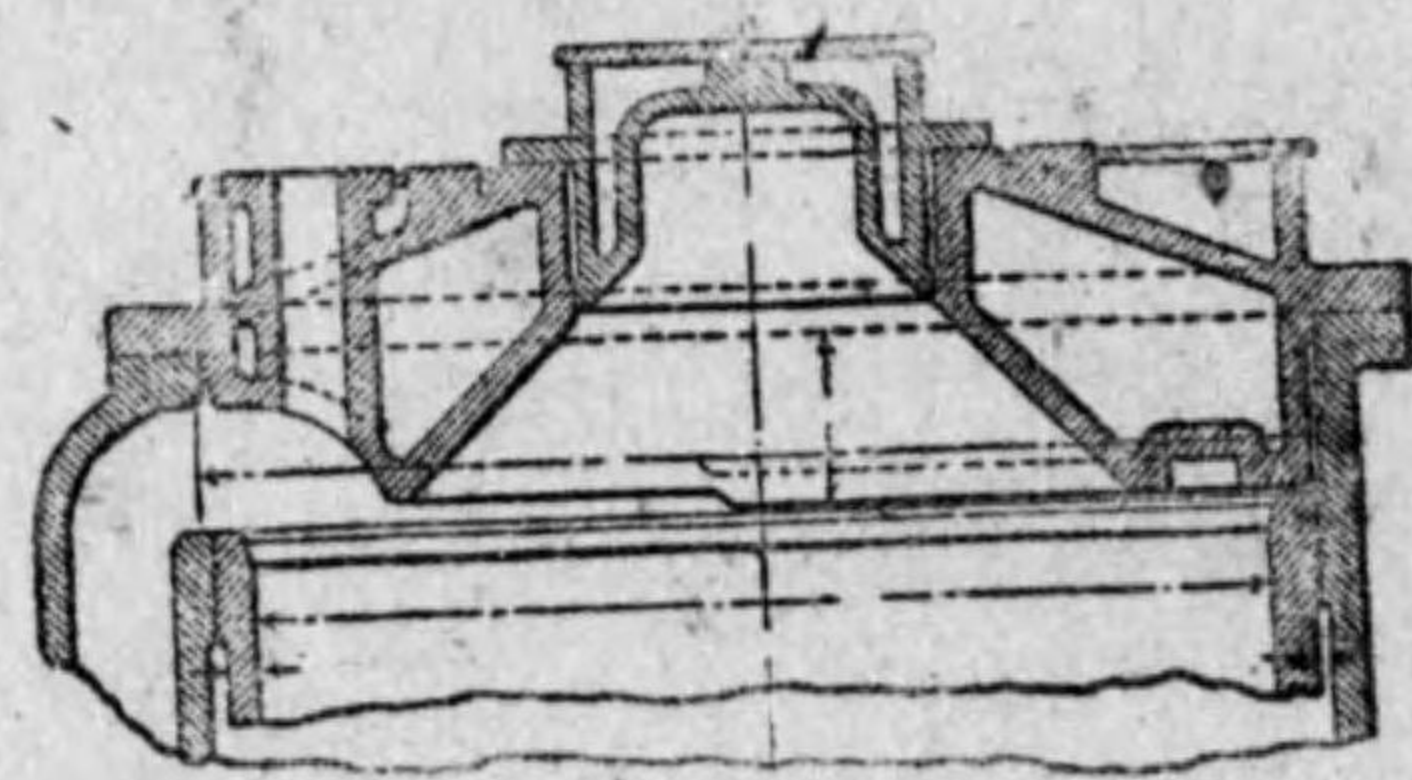
*Bauer's Schiffsmaschinen bau.



第30圖 筒蓋(一重壁)



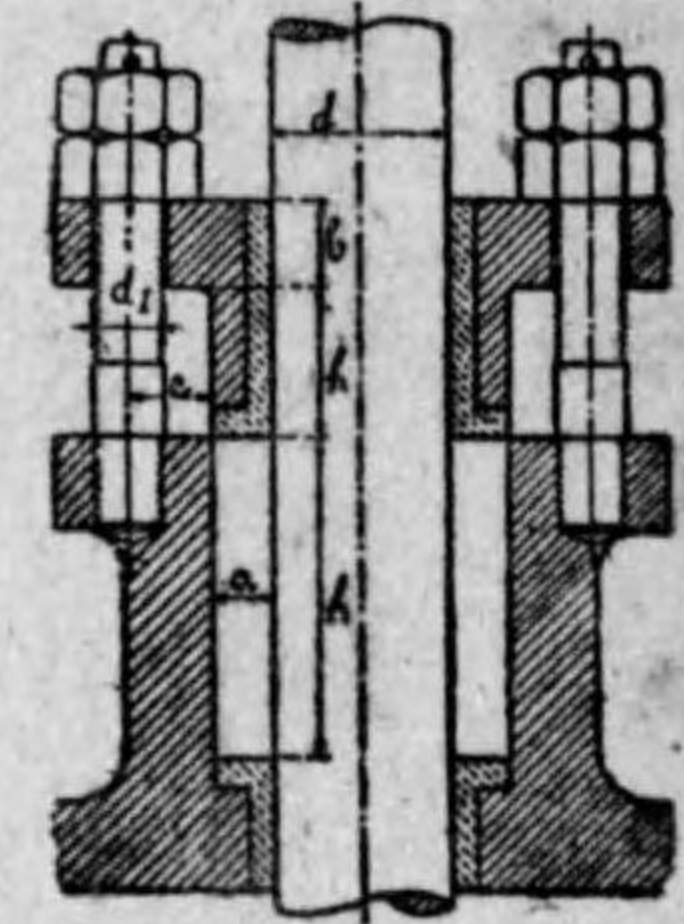
第31圖 筒底(二重壁)



第32圖 筒蓋(二重壁)

第10表 柔衝帯の表

d mm	a mm	h mm	h ₁ mm	n スタッド の 數	d ₁ スタッド の 徑
20	10	50	18	2	3/8"
30	12	70	25	2	1/2"
40	14	85	35	2	5/8"
50	16	95	40	2	3/4"
60	16	105	45	2	3/4"
70	18	120	55	2	7/8"
80	18	135	60	2	7/8"
90	20	150	70	3	7/8"
100	20	160	70	3	1"
110	22	170	80	3	1"
120	22	180	80	3	1"
130	25	190	90	3	1 1/8"
140	26	200	90	4	1 1/8"
150	28	210	100	4	1 1/8"
160	30	220	100	4	1 1/8"
170	32	230	100	4	1 1/4"
180	32	245	110	4	1 1/4"
190	35	260	110	4	1 1/4"
200	35	275	110	4	1 1/4"

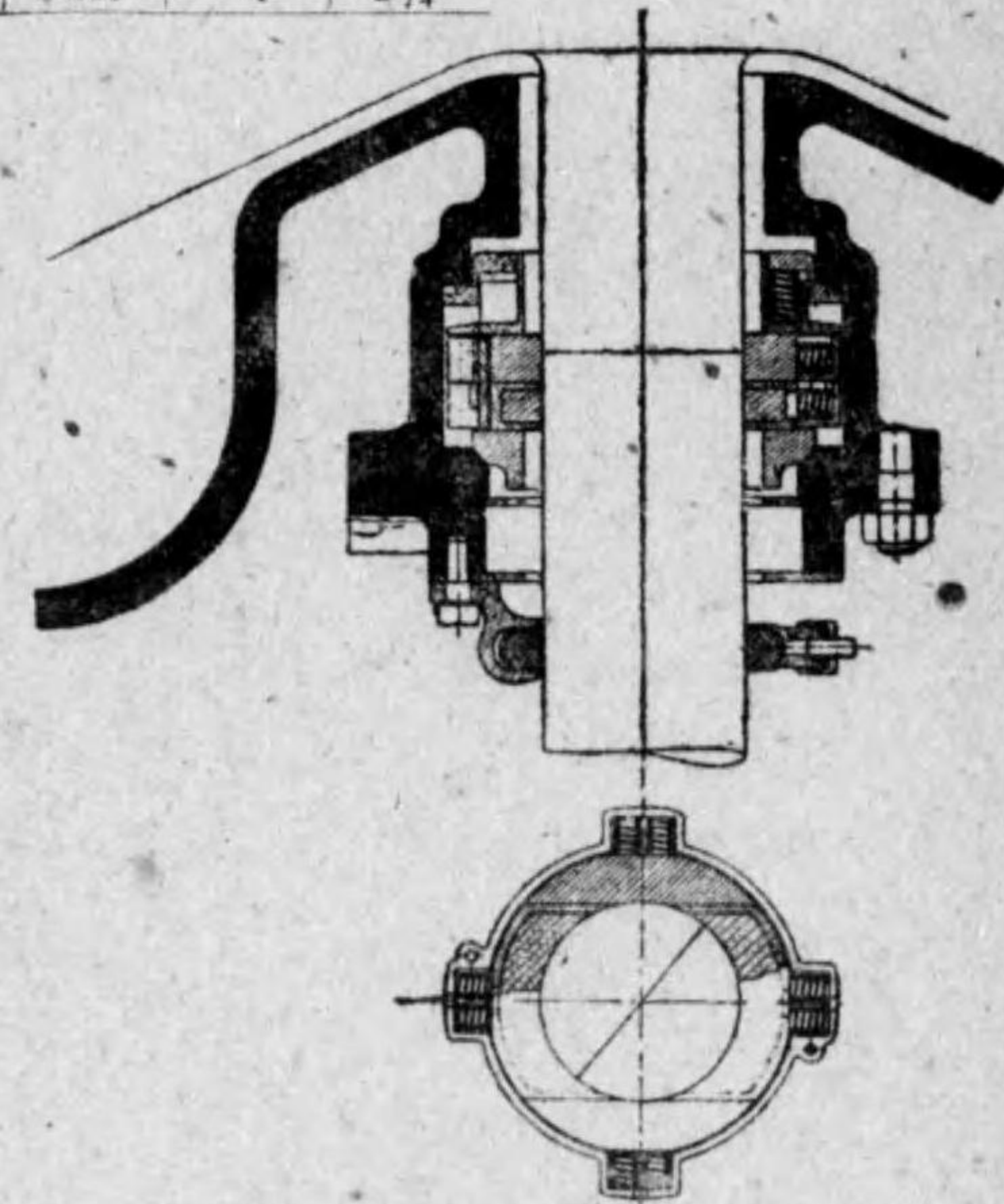


第33圖

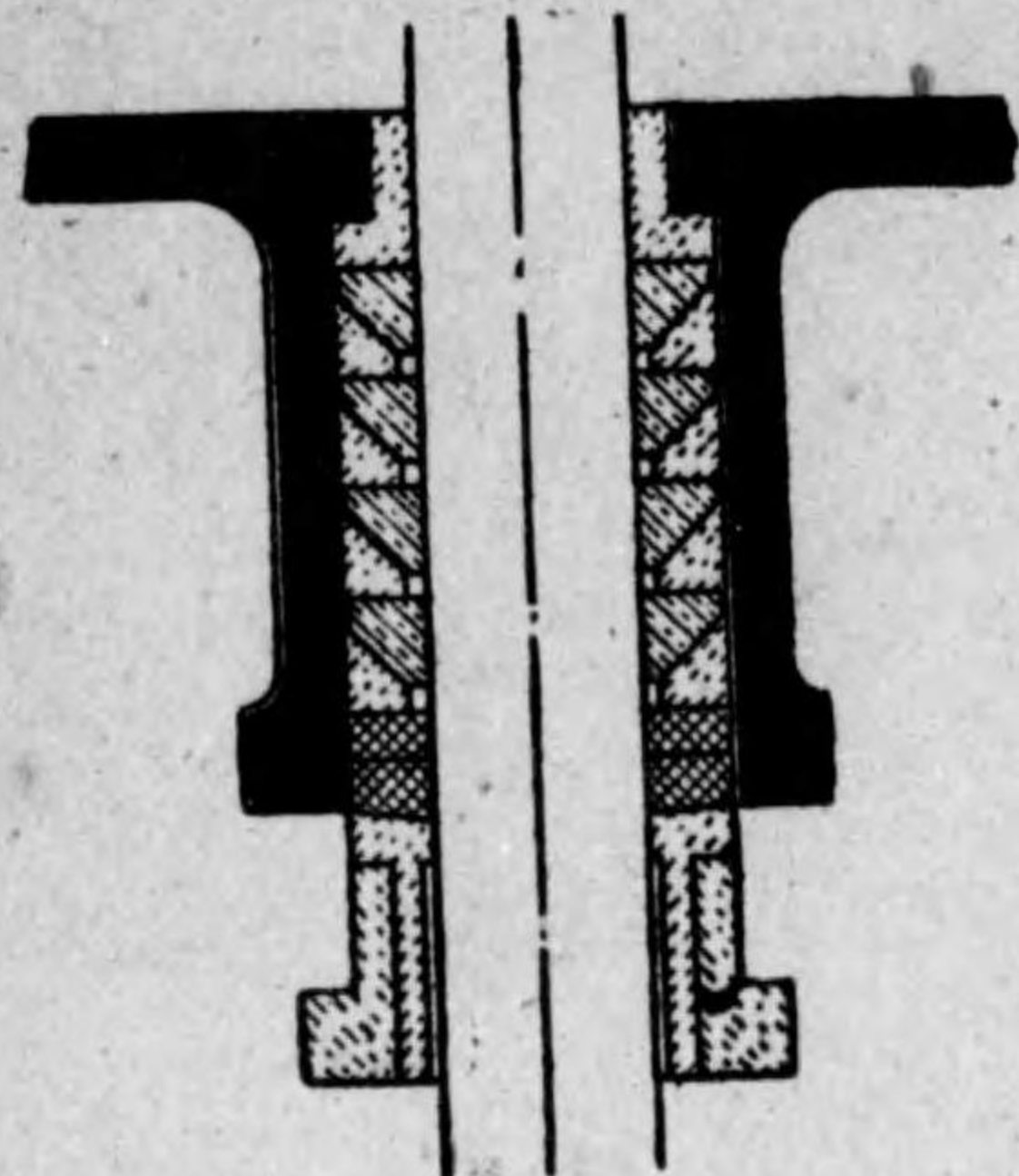
ぼす蒸汽の全壓力
 に對し使用應力が
 300~400 kgs/cm²で
 ある様に、「スタツ
 ド」の總有効斷面積
 を定むる事。

(b) 汽筒内の最大
 壓力に對し汽密
 を保つ様に、「スタ
 ッド」の「ピッチ」を定
 むる事。

筒底に於ける「ピ



第34圖 フォラデルフキヤ式衝帯

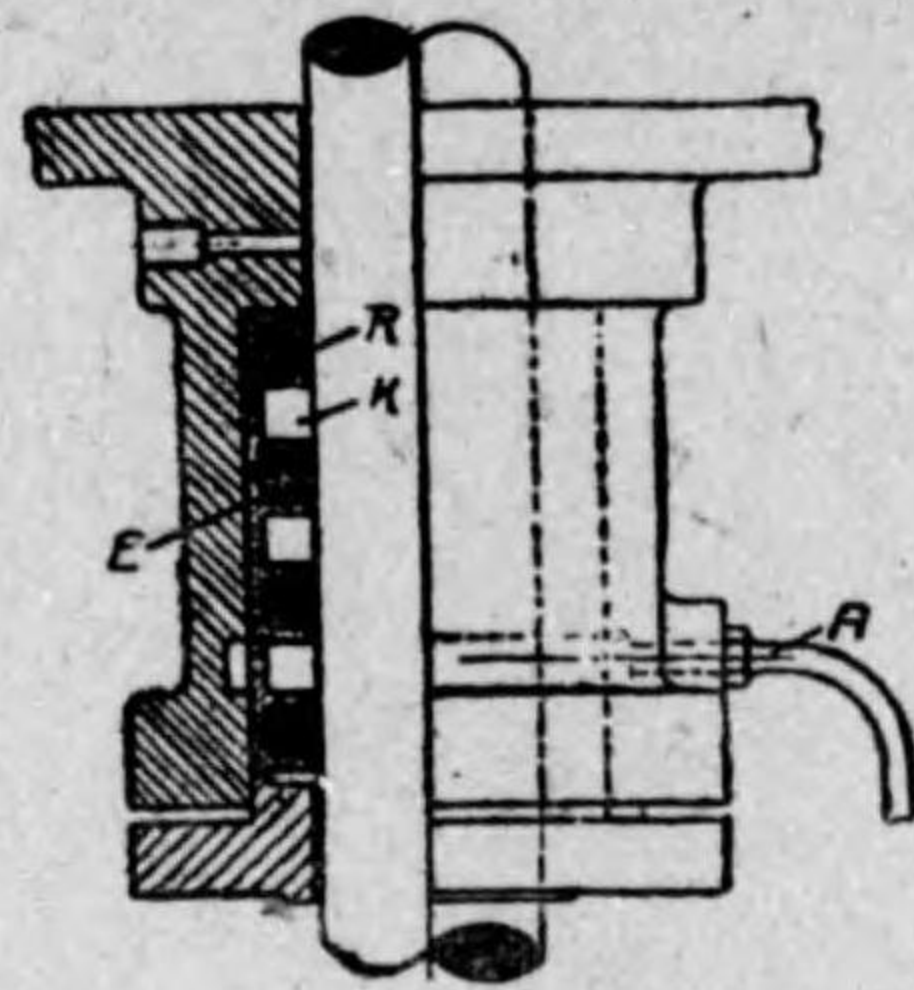


第35圖
カッツェンスタイン式衛帶

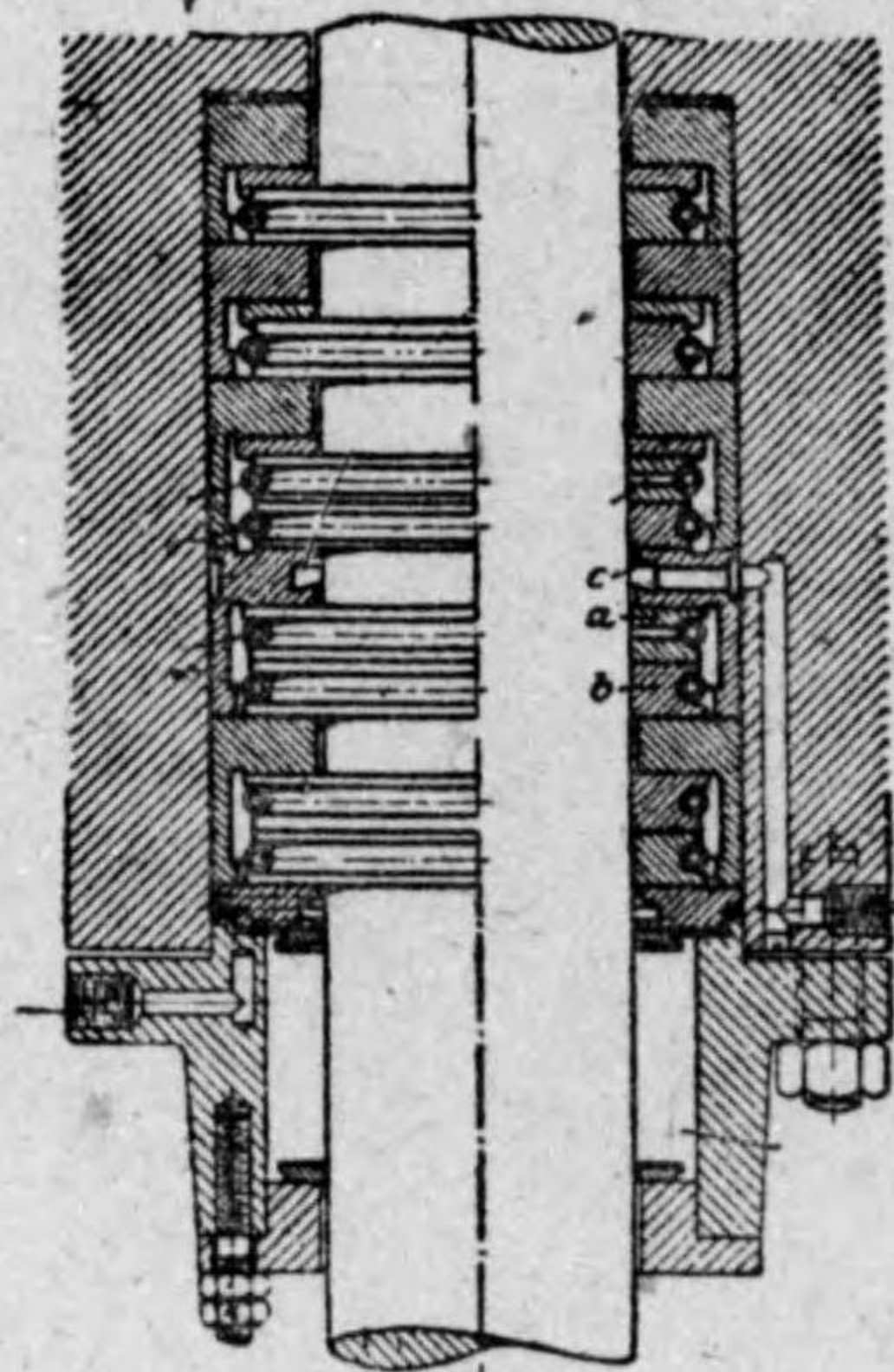
ストーン桿の出入する填坐は、
(a)柔衛帶(第33圖)、(b)金屬衛帶
(第34圖～第37圖)の二種あるが、
小形汽機には(a)を、一般には
(b)を使用する。

支柱との取付けに要する筋
脚は、支柱の數で脚數も定ま
るが、脚の總斷面積は「ピスト
ン」の押力に對し、使用應力を
50~60 kgs/cm² として計算す。

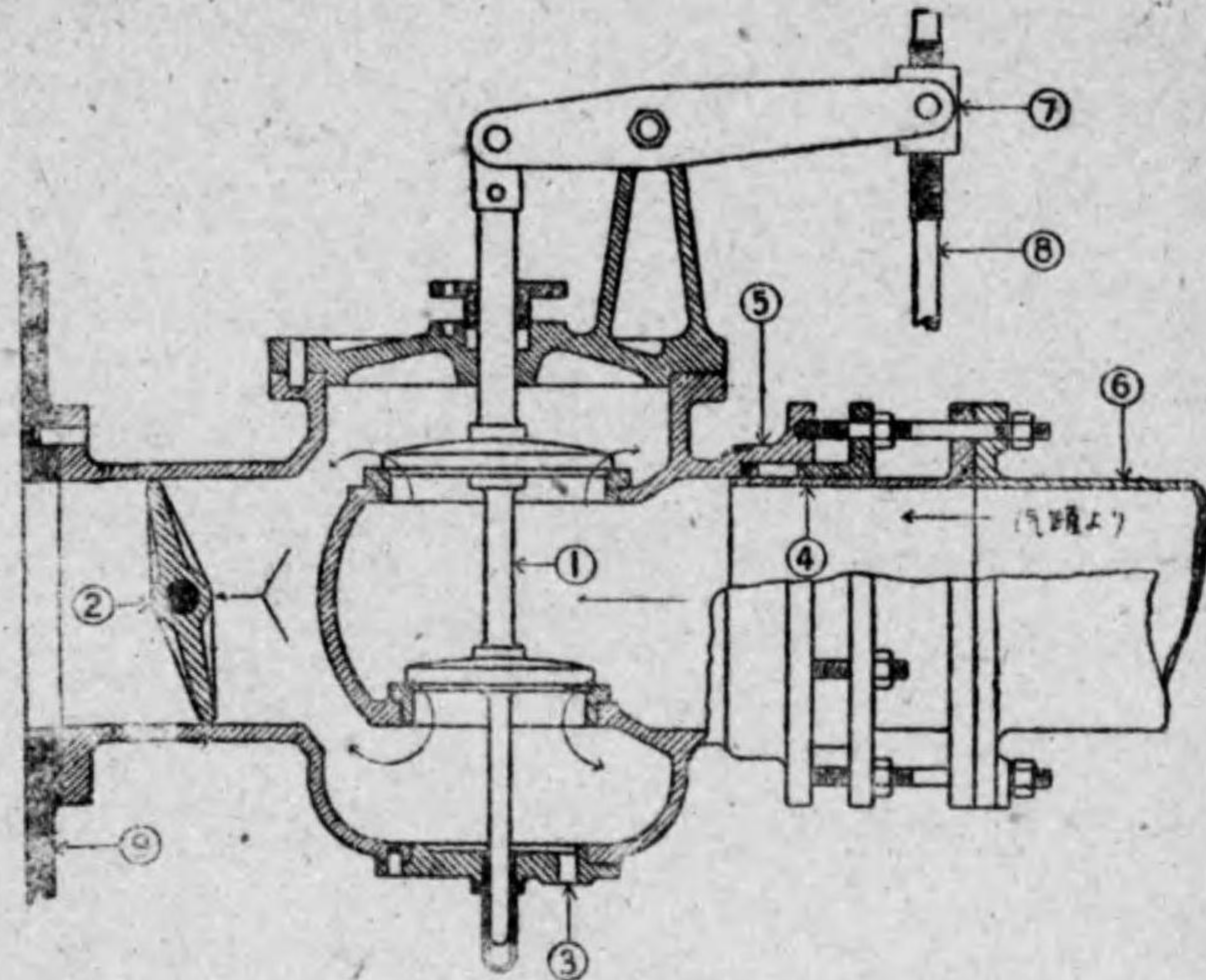
汽笛は仕上げ後水壓試験を
施すが、其水壓力は船舶機關



第36圖
レンツ式衛帶(高壓過熱蒸汽用)



第37圖
高壓用衛帶(オーステン
&クライジンガー式)



第38圖
(1) 用坐加減弁 (2) 絞り弁 (3) 排水 (4)(5)(6) 伸縮接手
(7) ナット (8) ハンドルに連結する棒 (9) 高壓汽箱

規程に定められて居る。

汽機の運轉に際し、汽笛表面より熱の輻射を防ぐ爲めに、
不導體材を以て外衣を施し、汽船の機關室に据付ける。

22 汽笛の附屬品

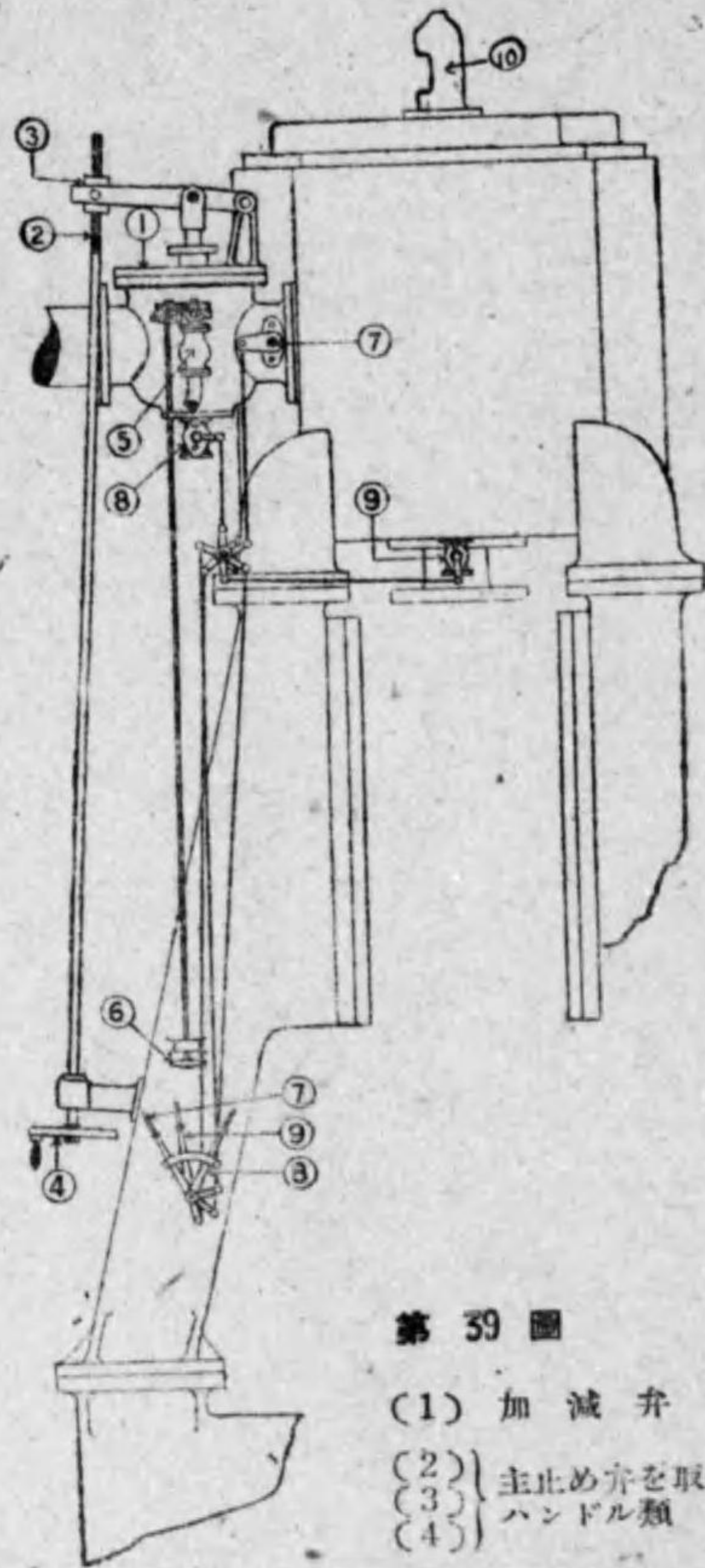
汽笛附屬品の重なるものは次の如し

- | | |
|-----------|-----------------|
| (a) 加減弁 | (e) 調壓弁 |
| (b) 絞り弁 | (f) 蒸汽ジャケツ装置 |
| (c) 起動弁 | (g) インチケータ装置 |
| (d) 排水コック | (h) 壓力計、複式壓力計 等 |

加減弁(第38圖)は高壓汽笛に取付けられ、汽罐より送らるゝ蒸気量を調節する弁で、單坐弁と兩坐弁の二種がある。弁を開閉する取扱ひは兩坐弁の方が容易であるから、大型汽機は兩坐弁を使用する。弁の大きさは蒸気管の大きさから定めらる。

加減弁を超へて絞り弁あり(第38圖)、調速器の働き或は手働に依つて其開きを加減し、汽機の回轉を調節する。

汽機の起動に當り高壓汽笛のピストンが、蒸気の締切點以後に於て靜止せる場合には、汽笛に蒸気



第39圖

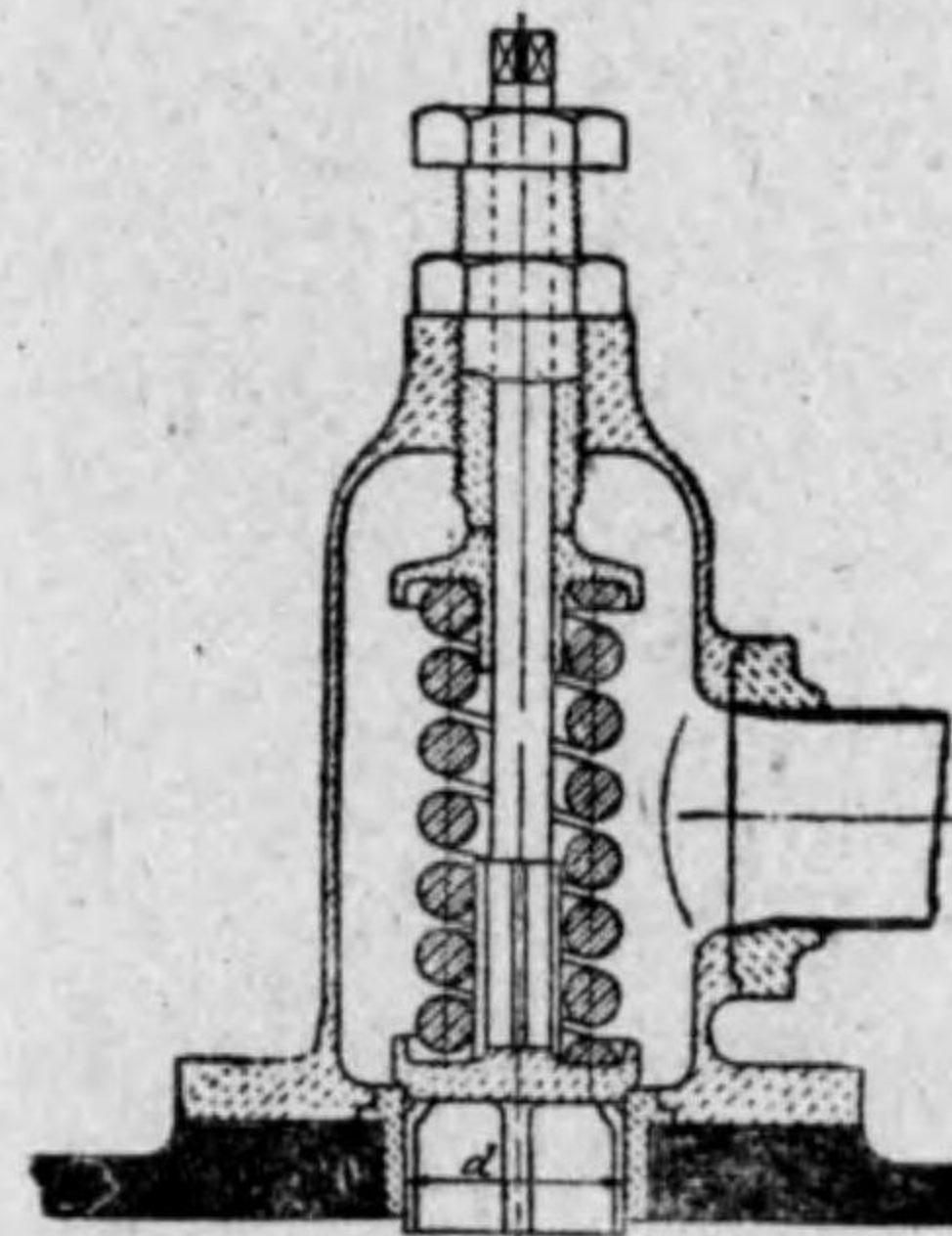
- (1) 加減弁
- (2) 主止め弁を取扱ふ
- (3) ハンドル類
- (4)
- (5) 起動弁
- (6) 起動弁のハンドル
- (7) 絞り弁
- (8) (1)の排水コック
- (9) 汽笛の排水コック
- (10) 調壓弁

を送入することが出来ず汽機は動かない。此時は起動弁(第39圖)に依つて中壓或は低壓汽笛に直接蒸気を送入して起動する。この外に起動の際笛内を豫熱する爲めに、各汽笛に少量の蒸気を送る役目もある。弁の直徑は主蒸気管の徑の $\frac{1}{5} \sim \frac{1}{7}$ である。

汽笛及び弁室の底部には必ず排水コックを備へて、汽笛内に復水の滯留を防ぐ。否らざればピストンに依り水撃作用を

起し、汽笛を破壊することがある。コックの徑は小汽笛に於て12mm、大形汽笛に於て50mmに達す。

汽笛内の壓力が事故に依りて設計の壓力より昇ることがある、此時に調壓弁(第40圖)が開いて壓力を低減す。調壓弁は發條式にして、其直徑を次の如く取る。



第40圖

高壓汽笛: $(\frac{1}{12} \sim \frac{1}{14}) \times$ 汽笛の徑, mm

中壓汽笛: $(\frac{1}{14} \sim \frac{1}{18}) \times$ // // mm

低壓汽笛: $(\frac{1}{18} \sim \frac{1}{22}) \times$ // // mm

蒸気ジャケット装置としては蒸気取入れに12~20mmの蒸気管、排水に10~15mmの管を使用し、蒸気管には減圧弁を備へて壓力を加減する。ジャケットの復水はトラップを通じて復水器に送入せらる。

汽筒内の指壓圖を得る爲めに指壓器を取付ける装置が必要である。其蒸気管の徑は小形汽機で12mm、大形汽機では30~50mmにして、漸次指壓器に近づくに従ひ20mmに減す。三方コックに依つてピストンの上下何れにも連結せらる。

汽筒内の蒸気壓力を知る爲めに壓力計を取付けるが、低壓汽筒のみは減速運轉に於ては眞空になる場合があるから、壓力と眞空度を知ることが出来る複式壓力計を取付ける。

23 ピストン

船用汽機に使用されて居るピストンに二種あり。

(a) 鑄鋼或は丸打圓錐形

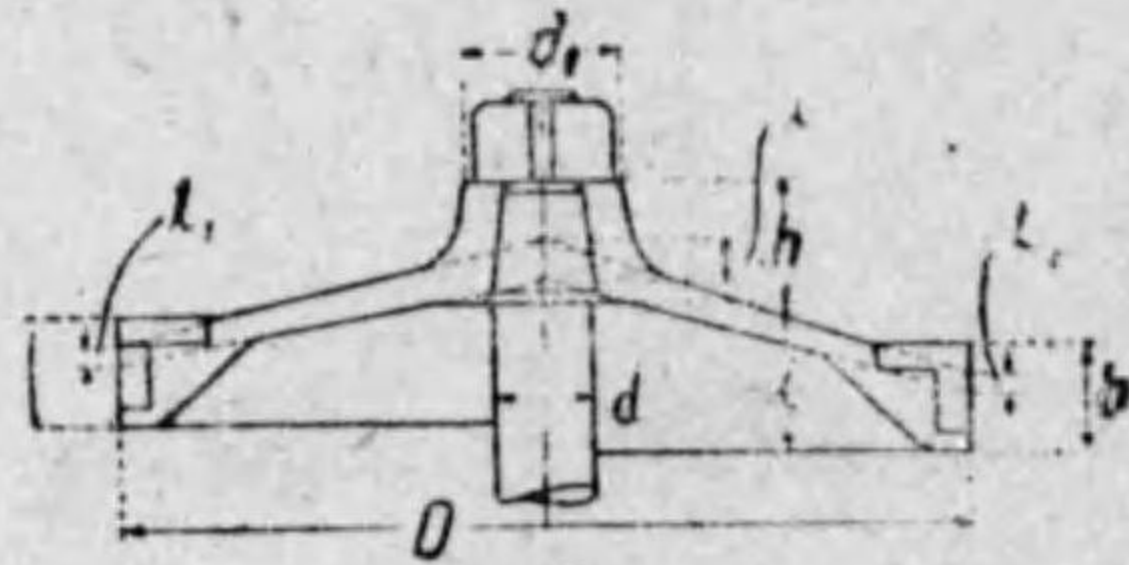
ピストン(第41圖)

(b) 鑄鐵製中空ピストン

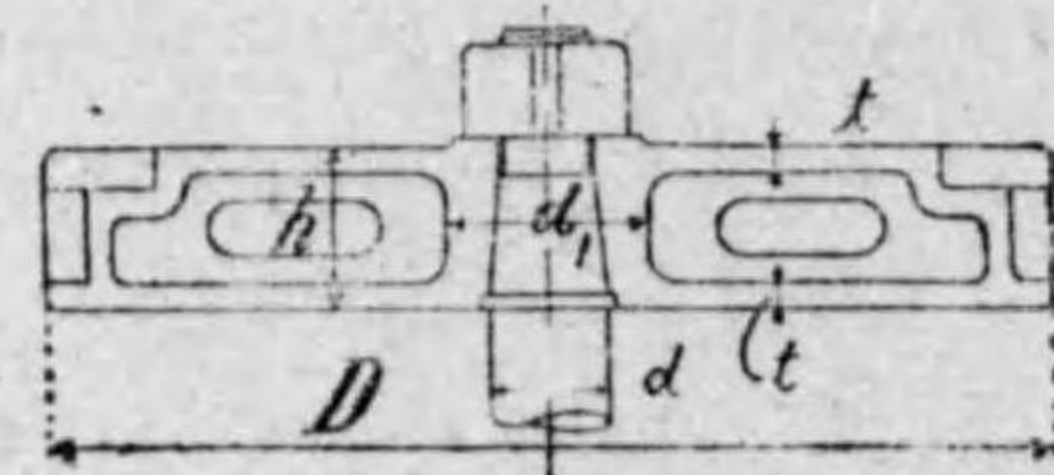
(第42圖)

一般には(b)が採用されて居るが、高速汽機の如き重量の輕減を要するものか或は小形汽機には(a)が使用されて居る。

ピストンの設計に當り留



第41圖



第42圖

意すべき點を擧ぐれば

(1) ピストンの上下の壓力の差則ち有効壓力に對し、變形或は歪みを起さざる様充分丈夫に且つ出來得る限り重量の輕減を計る事。

(2) ピストンの荷帶環と汽筒壁との間に隙間を生ずることなく汽密に保ち得る事、否らざれば蒸気の背壓を高め、出力を減することとなる。

(2) ピストンの上下運動に於て汽筒壁との間に生ずる摩擦損失を少くする事。

ピストンはピストン桿に依り中心にて支へられ、其面上に平等荷重を受くる圓盤として強さを計算するものなるも、實際に於てはかくの如く簡單なるものにあらず。依つて一般には次の如き實驗式を使用して壁の厚さを算出す。

(a) 鑄鋼或は丸打圓錐形ピストン

鑄鋼製ピストンの厚さは次式を以て算出せらる

t=0.016D√P+C.....(17)

但 t = ピストンの中心に於ける厚さ、cm

D = ピストンの徑、cm

P = 汽筒の壓力、kgs/cm² (高壓汽筒)

= 0.5 × 汽筒の壓力、kgs/cm² (中壓汽筒)

= 0.2 × " " " , kgs/cm² (低壓汽筒)

C = 0.5cm. (高壓汽筒)

= 1.0cm (中壓汽筒)

= 1.2cm (低壓汽筒)

ピストン底部の傾斜は各汽筒に依りて異なれり。高壓汽筒に於ては30°~40°、中壓汽筒は20°~30°、低壓汽筒は6°~20°となる。周邊に於けるピストンの厚さは

$$t_1 = (0.5 \sim 0.7)t$$

而してピストンの高さ h 及び i は各汽筒共に同一となる様に調整す。

ピストンの深さ b 及び d_1, h は

$$b = (1.2 \sim 1.4) \times \text{ピストン桿の徑}$$

$$d_1 = (1.5 \sim 1.7) \times \text{ " " " }$$

$$h = 1.1 \times \text{ピストン桿の徑}$$

(b) 鑄鐵製ピストン

$$t = \left(\frac{D}{60} + 10 \right) \sim \left(\frac{D}{40} + 10 \right) \dots\dots\dots (18)$$

但 t = ピストン壁の厚さ, mm

D = ピストンの徑, mm

ピストンの上下壁の間には力骨を附加す、其數は小形に於て4、大形に於て12となる。

ピストン桿周圍の d_1 は

$$d_1 = (1.5 \sim 1.7) \times \text{ピストン桿の徑}$$

ピストンの深さ h は

$$h = (1.3 \sim 1.5) \times \text{ピストン桿の徑}$$

抑環を使用する時は一般に鑄鐵製にして、其厚さは1000...

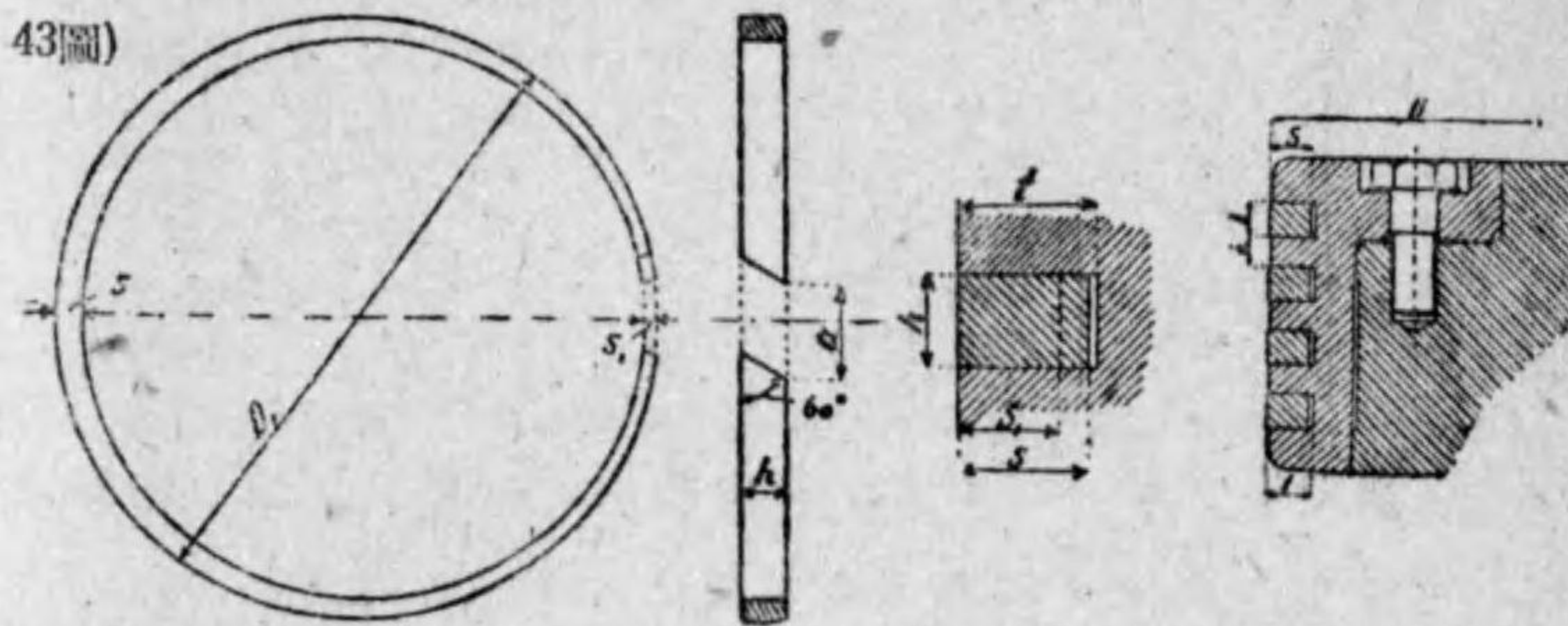
迄の徑に於て30~40mm, 夫れ以上の徑には40~60mmとなす。

抑環ボルトは1000mm迄の徑には $\frac{7}{8}$ " ~ $1\frac{1}{8}$ "、夫れ以上の徑に於て $1\frac{1}{8}$ " ~ $1\frac{1}{4}$ " とし、ピッチは高壓汽筒に於てボルト徑の5~7倍、中壓汽筒に於て6~8倍、低壓汽筒に於て7~10倍とす。

24 ピストンの衛帶環

ピストンの衛帶環の最も簡單なるものはラムスポツトム環にして、それ自身の弾力を以て汽筒壁を押し汽密を保持せるが、此壓力は汽筒表面に均一なるを要す。これが爲めに環の製法に工夫を要するが、二法あり。

(1) 衛帶環が汽筒に入らざる自由状態に於て、環の外徑を等しくし、環の中央より兩端に至るに従ひ薄くすること。(第43圖)



第44圖

第45圖

第43圖

* Peabody's "Marine engine"

第11表 鑄鐵製ラムスポットム衛帯環

汽笛の徑 D, mm	環の内徑 d, mm	自由にあ る環の徑		環の寸法			切捨 ての 長 a, mm	環の 溝 l, mm
		外徑 D ₁ , mm	内徑 D ₂ , mm	S, mm	S ₁ , mm	h, mm		
150	138	156	144	6	6	7-8	21	8
200	186	207	193	7	7	8-10	24	9
250	233	259	242	9	8	10-12	29	11
300	280	310	290	11	9	12-14	34	13
400	375	413	388	14	11	14-16	43	16
500	470	515	485	17	13	18-20	50	19
600	565	618	583	20	15	20-22	58	22
700	660	720	680	23	17	21-23	66	25
800	755	823	778	26	19	22-24	74	28
900	851	925	776	28	21	22-24	80	30
1000	947	1027	974	30	23	22-25	86	32
1100	1044	1130	1074	32	24	22-25	95	35
1200	1140	1233	1173	34	26	23-25	105	37
1300	1236	1337	1273	36	28	23-26	115	39
1400	1333	1440	1373	38	29	23-26	125	41
1500	1430	1543	1473	40	30	23-26	135	43
1600	1526	1646	1572	42	32	24-27	145	45
1700	1622	1750	1672	44	34	24-27	155	47
1800	1719	1853	1772	46	35	24-27	165	49
1900	1815	1956	1871	48	37	25-28	175	51
2000	1912	2059	1971	50	38	25-28	185	53

(2)* 環の厚さを一様にし、自由状態に於て其外徑を兩端に於て最小に、漸次中央に至るに従ひ大とすること。

汽笛壁に與ふる環の壓力は次の如くなる様に設計する。

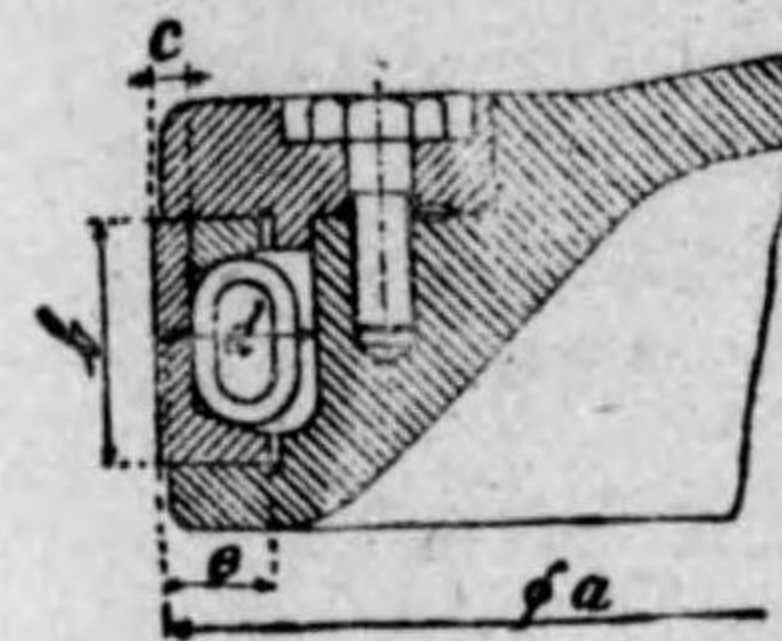
高壓汽笛 0.25~0.30 kgs/cm₂

中壓汽笛 0.20~0.25 "

* Peabody's "Marine engines".

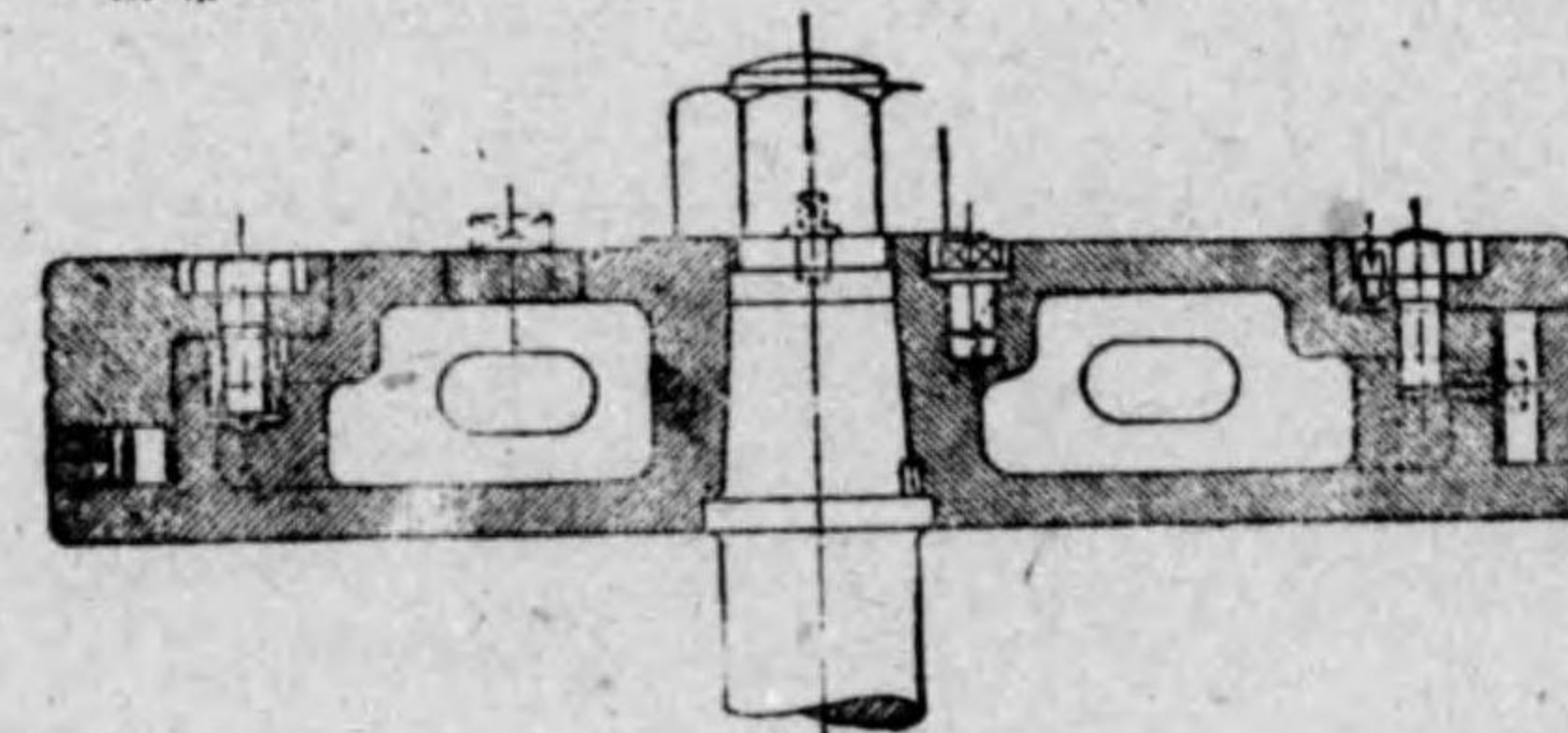
低壓汽笛 0.17~0.20 kgs/cm₂

鑄鐵製の衛帯環は其種類種々あるが(第46圖乃至第48圖)、

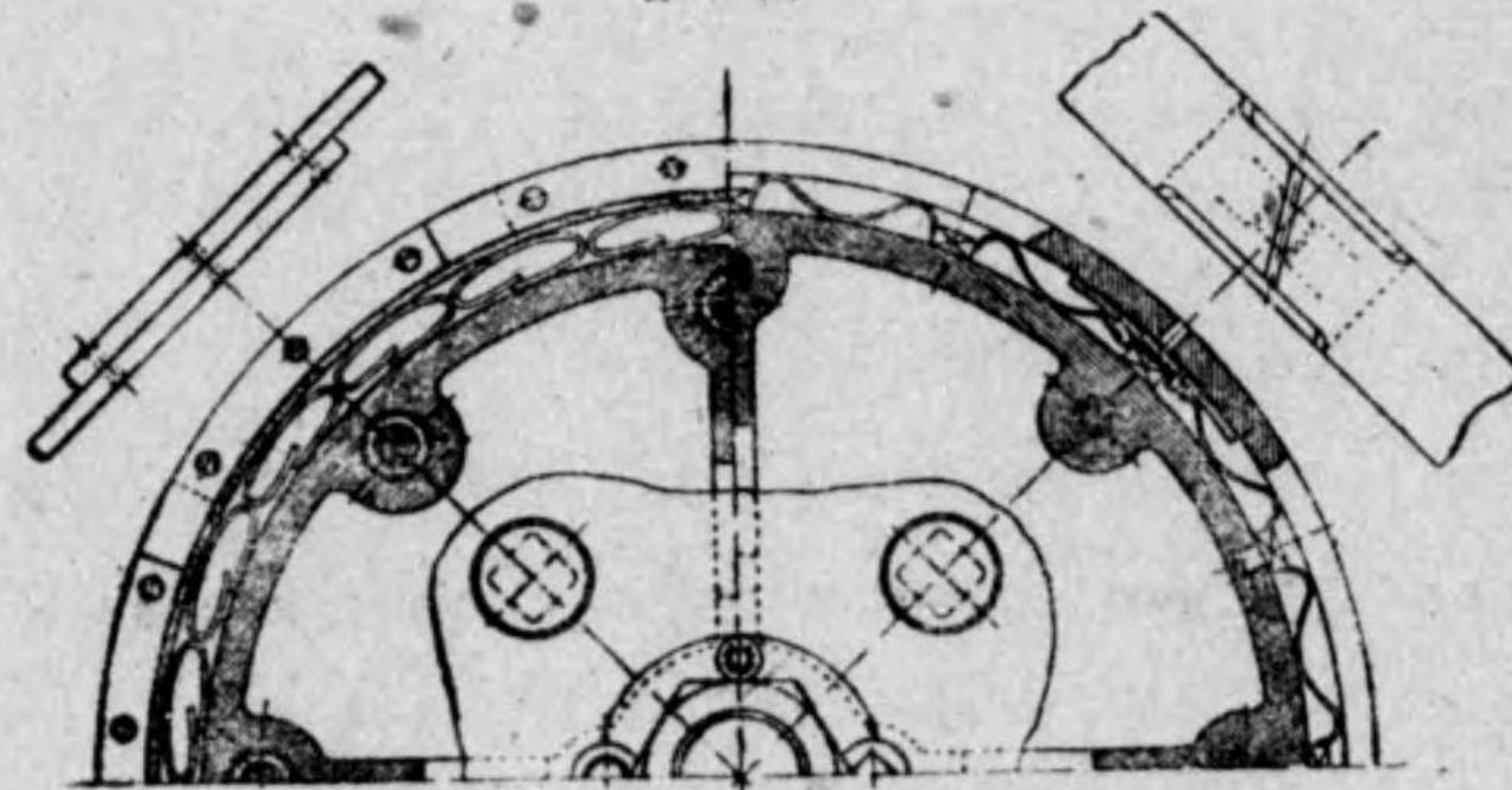


第46圖 バックレー式衛帯環

何れも汽笛壁に與ふる壓力を適當にする爲めに、環の背面より種々の發條が工夫されて居る。コーチ、カメロン、バツクレ、クオルターホール、マザーブラット等が其例* である。



第47圖



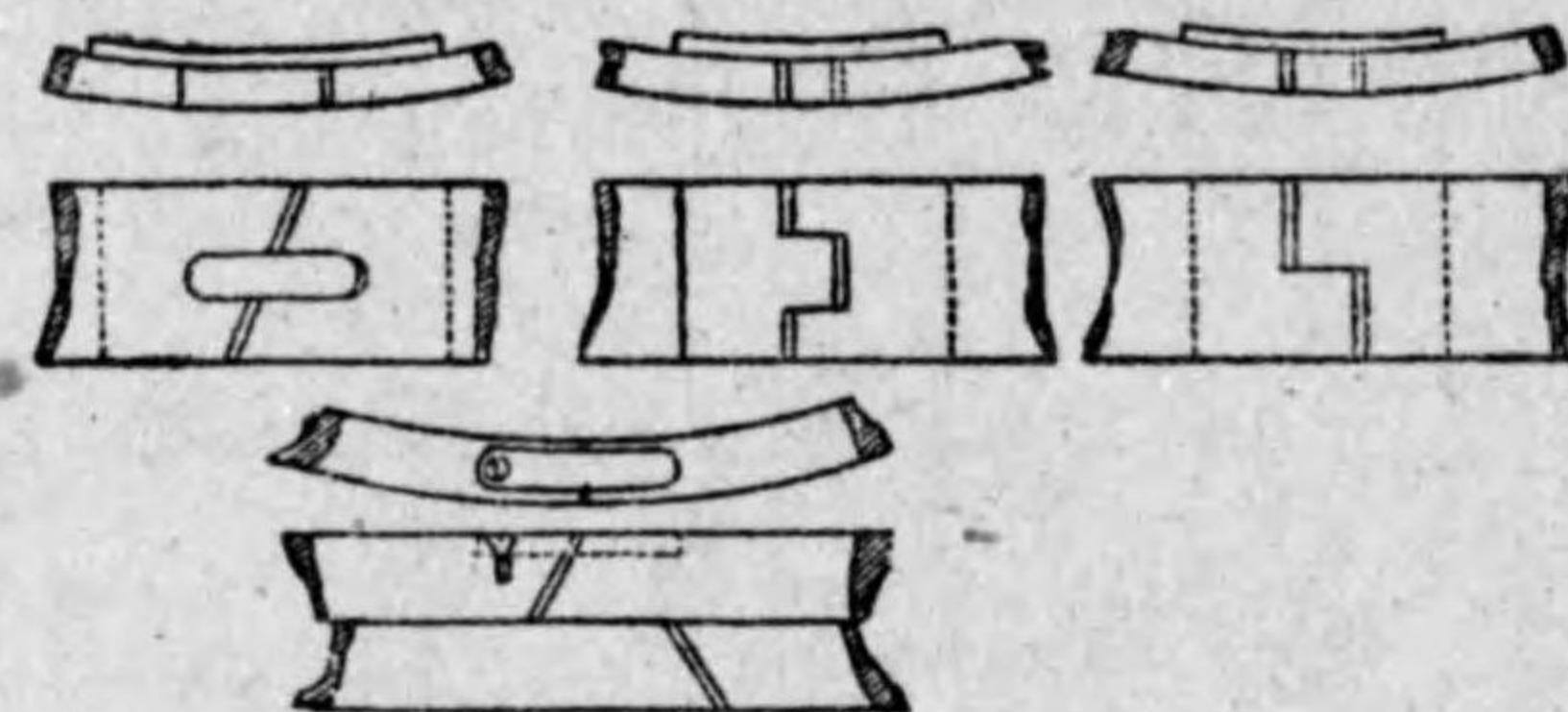
第48圖A 衛帯環の背後の發條を示す

* Seaton's "Marine Engineering."



第48圖B 高圧用衛帶環 第48圖C 過熱蒸汽用衛帶環

衛帶環は其接目を通じて蒸汽の流れを防ぐ爲めに、種々の工夫が施されて居る(第48圖D)



第48圖D 衛帶環の接目

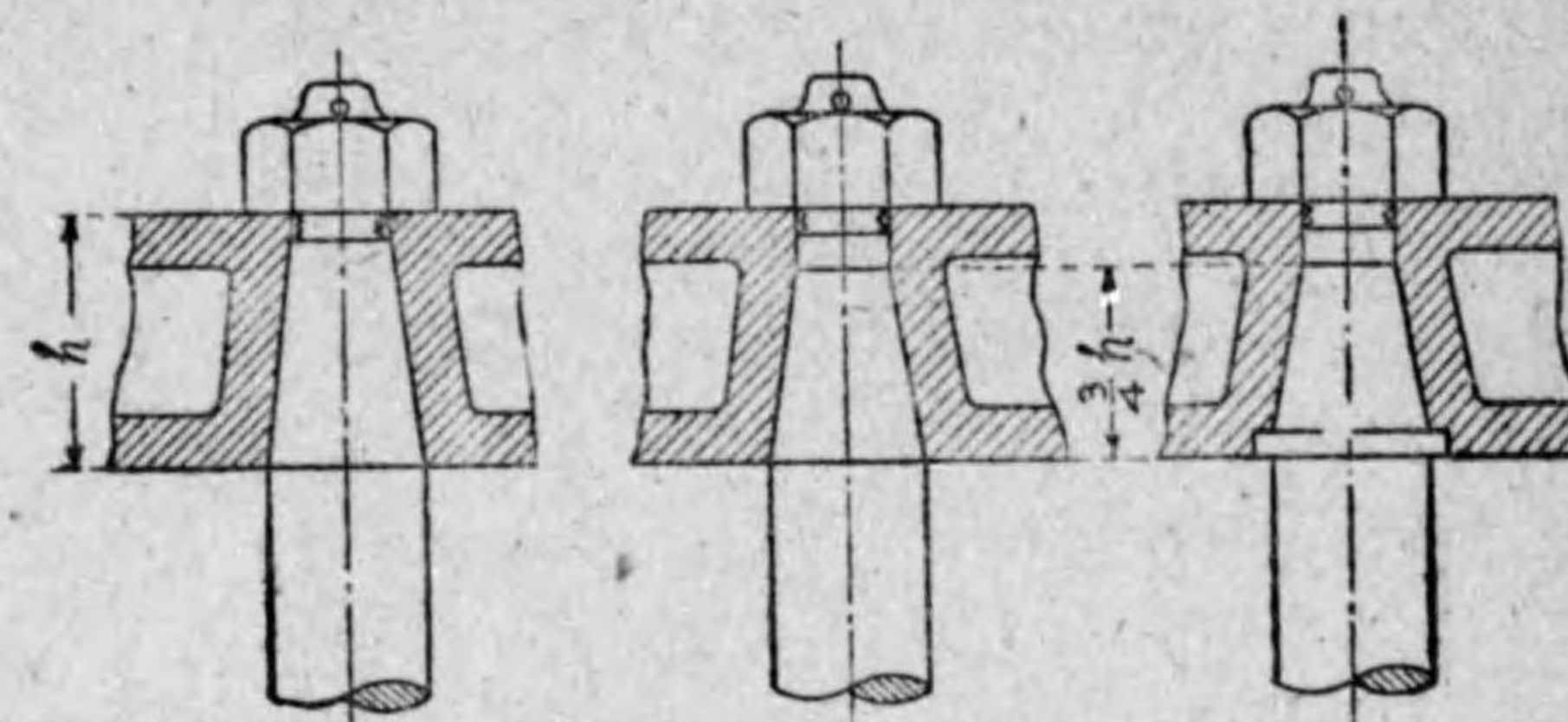
鑄鐵製衛帶環には次の材質のものが使用されて居る。

用途	成分					強さ 抗張力 kg/mm ²
	全炭素%	珪素%	錳%	磷%	硫黄%	
衛帶環	3.2	1.5	0.6	0.7	0.08以下	25.0

25 ピストン桿

ピストン桿の上端ピストンとの取付け並に下端十字頭との連結には特に注意を要するものにして、作動中に弛みの生ずることなく、同時に修繕或は検査の爲め容易にピストンを取り外すことの出来る様に工夫する。之れが爲めにピストン桿の両端は勾配を付けるのが普通である。其勾配はピストンの

深さ全體の時と(第49圖)約 $\frac{3}{4}$ の深さ(第50圖)の時との二法がある。



第49圖 第50圖A 第50圖B

$$\begin{aligned} \text{勾配} &= \frac{1}{6} \sim \frac{1}{8} \text{ (全體の時)} \\ &= \frac{1}{3} \sim \frac{1}{4} \left(\frac{3}{4} \text{ の深さの時} \right) \end{aligned}$$

桿の尖端ピストン或はクロスヘッドを取付ける螺旋部の直径 d_2 は、ピストンの押力に對し許容抗張力を、400~500 kg/cm²として有効面積を計算する。

ピストン桿の長さ l (ピストンの底部より十字頭ピンの中心迄)は大體次の如く推定せらる。

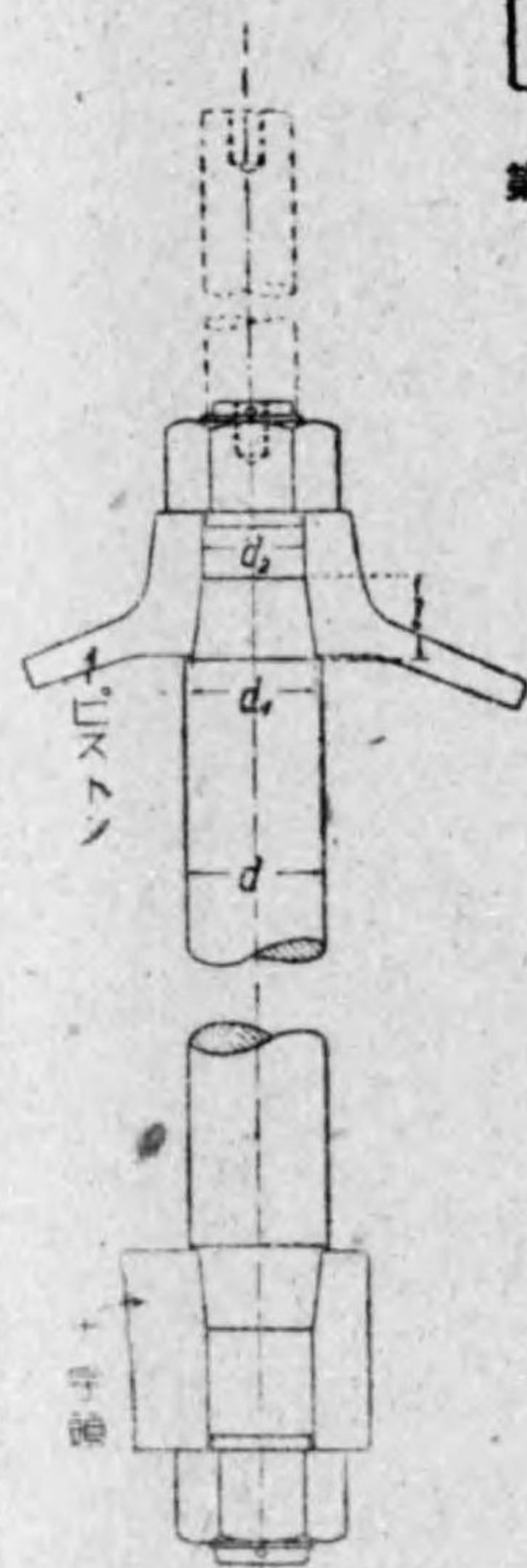
$$l = S + D_H + (100 \sim 200)$$

但 l = ピストン桿の長さ、mm

S = ピストンの行程、mm

D_H = 高壓汽筒の徑、mm

桿の強さの計算はピストンの押力に



第50圖C

依りて壓縮を受くる長柱として、オイラー或はゴールドンランキンの公式を以て算出すべきものであるが、ピストン桿及び速桿の場合は、後者の公式を適用する。則ち

$$P = \frac{f \cdot A}{1 + \frac{a}{n} \left(\frac{l}{K} \right)^2} \dots \dots \dots (19)$$

今 $P = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot p$, $K^2 = \frac{I}{A} = \frac{d^2}{16}$, 安全率=15

$A = \frac{\pi}{4} d^2$ $a = \frac{1}{5000}$ $f = 4920$

$n = 1$ $\frac{l}{d} = 10$

と取れば(19)の式は次の如くなる: $d = \frac{D\sqrt{p}}{15.7}$

一般に

$$d = \frac{D\sqrt{p}}{C} \dots \dots \dots (20)$$

但 $D =$ 汽笛の径、 cm

$p =$ 汽笛内の最大有効壓力、 kg/cm^2

$d =$ ピストン桿の径、 cm

$C = 14.5 \sim 16.0$

各汽笛毎にピストン桿の径を算出し、實際は其内直径の大なるものを取りて各桿同一の直径となす。 $\frac{l}{d}$ の比は8~12にして、普通は10内外なり。

p を求むるには各汽笛に対する理論上の指壓圖が作成出来るならば、それに依りて推定することを得。併し大體の推定には次の如く取る。

(a) 二聯成汽機

高壓汽笛 $\dots \dots \dots p = p_a \times 0.75$, $p_a =$ 汽罐の絶対壓力, kg/cm^2 .

低壓汽笛 $\dots \dots \dots \frac{p_a}{R \times 1.2}$

(b) 三聯成汽機

高壓汽笛 $\dots \dots \dots p = p_a \times 0.63$

中壓汽笛 $\dots \dots \dots p = \frac{p_a}{r_1 + 1.5}$

低壓汽笛 $\dots \dots \dots p = \frac{p_a}{R \times 1.5}$

(c) 四聯成汽機

高壓汽笛 $\dots \dots \dots p = p_a \times 0.55$

第一中壓汽笛 $\dots \dots p = \frac{p_a}{r_1 \times 1.65}$

第二中壓汽笛 $\dots \dots p = \frac{p_a}{r_2 \times 1.55}$

低壓汽笛 $\dots \dots \dots p = \frac{p_a}{R \times 1.65}$

但 $R = \frac{(\text{低壓汽笛の径})^2}{(\text{高壓汽笛の径})^2}$

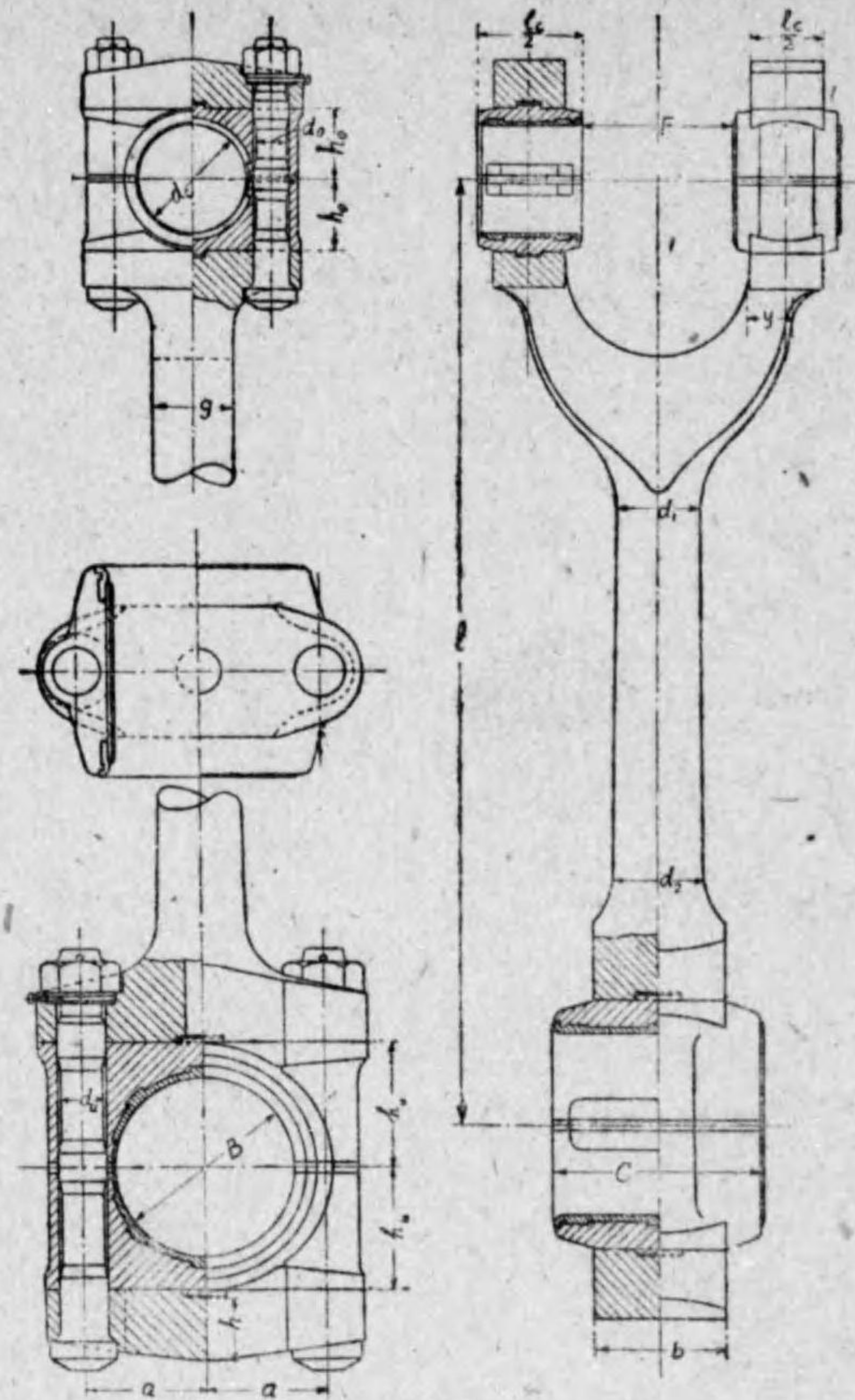
$r_1 = \frac{(\text{中壓汽笛の径})^2}{(\text{高壓汽笛の径})^2}$ 或は $\frac{(\text{第一中壓汽笛の径})^2}{(\text{高壓汽笛の径})^2}$

$r_2 = \frac{(\text{第二中壓汽笛の径})^2}{(\text{高壓汽笛の径})^2}$

26 連桿

連桿は第51圖に示すが如く上端は兩叉形にして、二種あり。

(a) 十字頭のピンを受くる爲めに兩叉端に軸受を有するもの(第51圖)



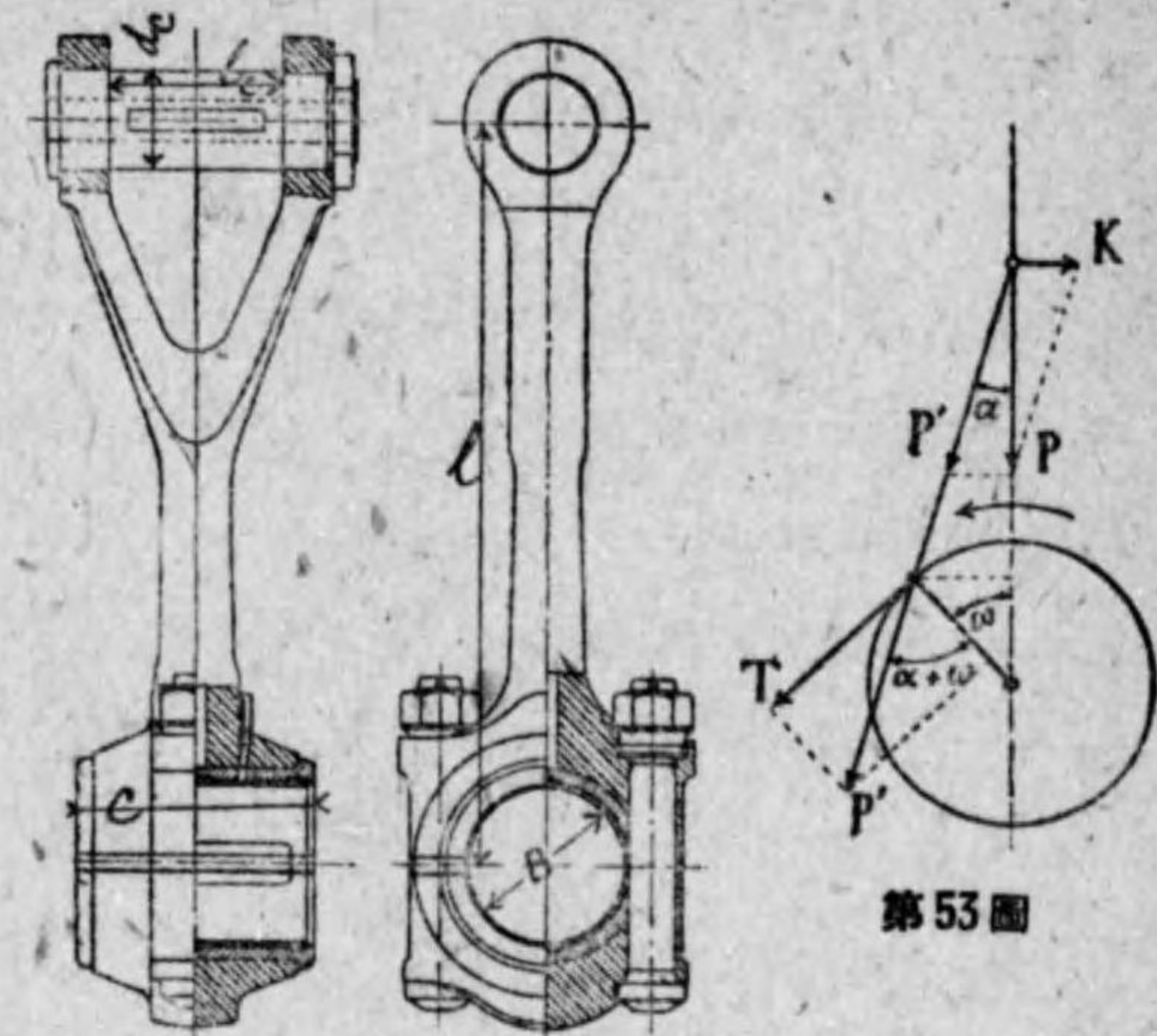
第51圖

(b) 兩又間中央にピンを有するもの(第52圖)

連桿の長さ(十字頭ピンの中心よりクランクピンの中心迄)は一般に2×ピストンの行程であるが、時には2½の長さ迄

を使用することもある。

ピストンの押力Pに依りて連桿の受くる應力P'は第53圖に示すが如く



第52圖

第53圖

$$P' = \frac{P}{\cos \alpha} = P \times \sec \alpha \dots\dots\dots (21)$$

にして、連桿の傾きに依りて生ずる横壓力Kは

$$K = P \tan \alpha \dots\dots\dots (22)$$

である。

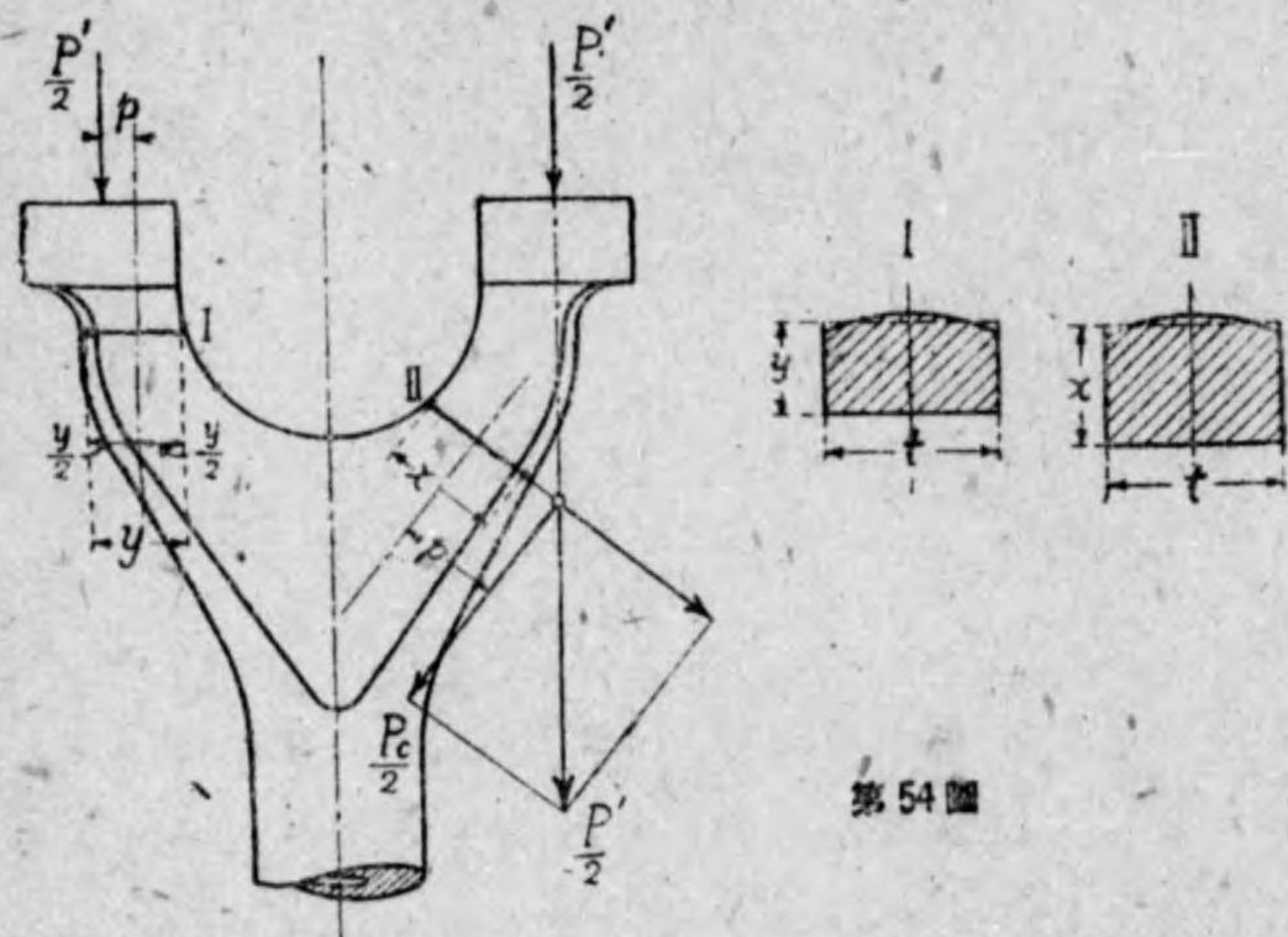
船の前進に対する汽機廻轉に於ては、Kは常に同方向に、又後進の時は常に反對の方向に横推力を與ふるものである。

連桿の強さの計算は前項に述べたる如く長柱として各汽筒毎に計算し、實際には其内の最も大なる直徑に全部の連桿を同一に取る。

理論上より云へば連桿は中央に於て直徑最も大なるべきものなるも、實際は第51圖に示せる形を取り、次の如き比率となる。

連桿上部の径 $d_1 = (1.0 \sim 1.1) \times$ ピストン桿の径
 連桿下部の径 $d_2 = (1.2 \sim 1.3) \times$ ピストン桿の径
 両又端の幅 $g = d_1 + (6 \sim 12) \text{mm}$.

連桿に於て計算の面倒なるは両又部である。此部分はピストンの押力に依る壓縮を受くと同時に灣曲を受くるものにして、第54圖に示すが如く適當に x 及び y の寸法を定めねばならぬ。此計算は近似法として次の如くせらる。



第54圖

y に於ける断面の受くる最大内力 f は

$$f = \frac{P'}{2} \times \frac{1}{yt} + \frac{\frac{P_c}{2} \times p}{\frac{y^2 t}{6}} = \frac{P'}{2yt} \left(1 + \frac{6p}{y} \right) \dots\dots\dots(23)$$

(23)の第一項は $\frac{P'}{2}$ に依つて生ずる壓縮或は引張り内力にして、

第二項はモーメント $\frac{P'}{2} \times p$ に依つて y 断面の外縁に生ずる壓縮或は引張り内力である。

x 断面に受くる内力も同様に計算せらる。 $\frac{P'}{2}$ の分力 $\frac{P_c}{2}$ に依つて x 断面に $\frac{P_c}{2} \times p$ の灣曲モーメントを與へ、同時に壓縮或は引張り内力があるから、最大内力 f は

$$f = \frac{P_c}{2} \times \frac{1}{xt} + \frac{\frac{P_c}{2} \times p}{\frac{xt}{6}} \dots\dots\dots(24)$$

以上(23)、及び(24)に依つて計算さるべきものである。この時の f の値は次の如く取る。

$$f = 500 \sim 800 \text{ kgs/cm}^2.$$

連桿上部の両又部及び下部クランクピンを受くる部分の構造は第51圖に示せるが、主要寸法の比例は次の通りである。

$$\left. \begin{aligned} h_o &= (0.65 \sim 0.70) \times d_c \\ h_a &= (0.65 \sim 0.70) \times B \end{aligned} \right\} \text{白メタルなき場合}$$

$$\left. \begin{aligned} h_o &= (0.675 \sim 0.75) \times d_c \\ h_a &= (0.675 \sim 0.75) \times B \end{aligned} \right\} \text{鑄鋼或は砲金に白メタルを嵌めたる場合}$$

クランクピン承抑の厚さ h の計算は

$$\frac{P'.2a}{8} = \frac{b.h^2}{6} \times f$$

$$\therefore h = 1.225 \sqrt{\frac{P'.a}{bf}}, \quad f = 400 \sim 750 \text{ kgs/cm}^2$$

上部十字頭ピン承抑も同様に計算する。

ボルトの径は使用應力を $400\sim 500 \text{ kgs/cm}^2$ として計算す。
白メタルの厚さは次の如く取る。

ピンの径, mm	白メタルの厚さ, mm	ピンの径, mm	白メタルの径, mm
80~150	6~9	300~400	14~16
150~200	9~12	400~500	16~18
200~300	12~14	500~600	18~20

27 十字頭(クロスヘッド)

十字頭はピストン桿と連桿とを連結するに用ゐられ、次の二種がある。

(a) 十字頭に二個のピンを有し、之れが連桿の軸受に連結せらるゝもの(第55圖)

(b) 連桿に一個のピンありて、十字頭にある軸承に連結するもの(第56圖)

(a)は一般に使用せられ、(b)は高速汽機或は小形汽機に採用せらる。ピンの直径 d_c は

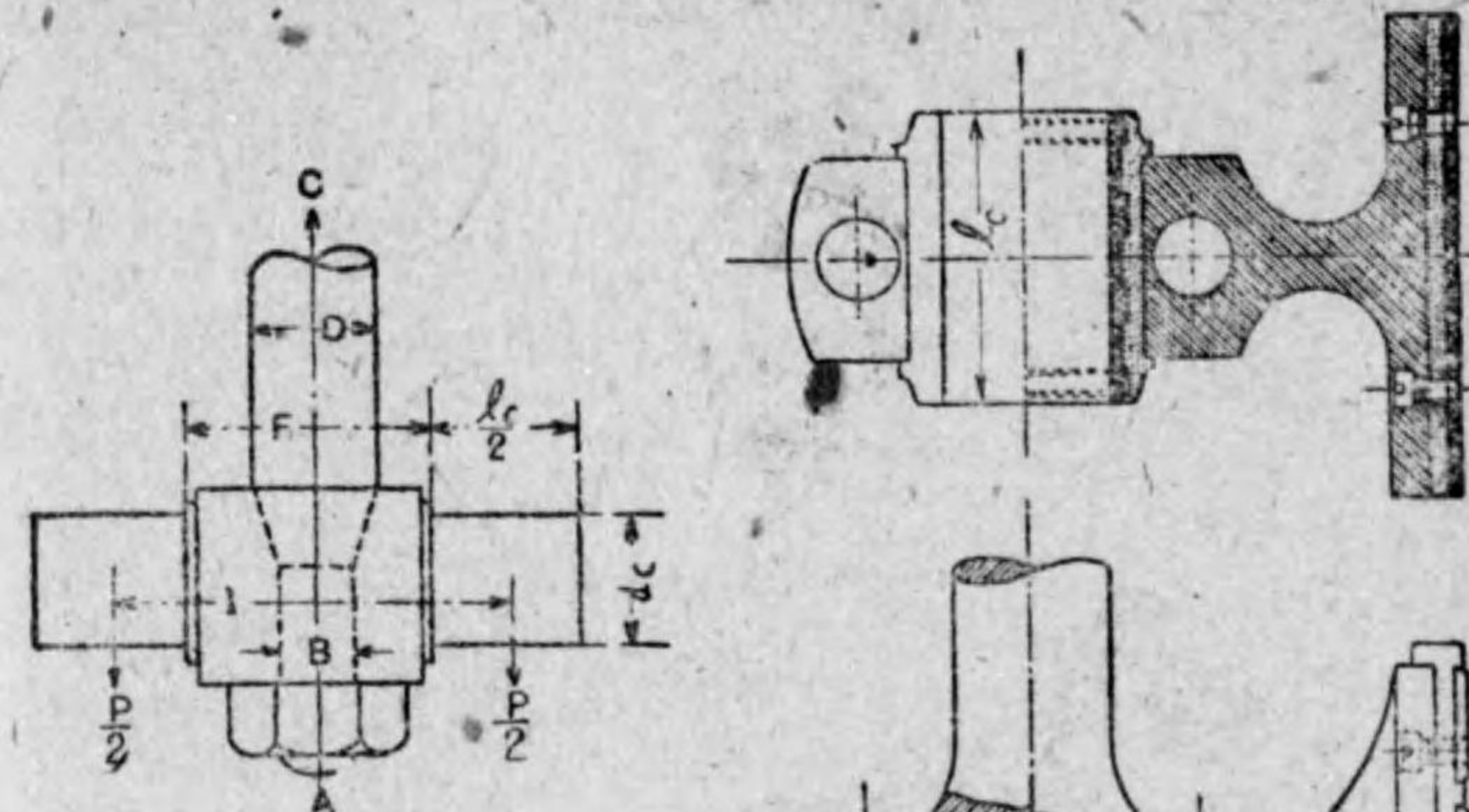
$$d_c = (1.1\sim 1.2) \times \text{ピストン桿の径}$$

にして、長さ l_c は次式に依りて求められる

$$\frac{\text{ピストンの押力} = P}{d_c \times l_c (\text{投影面積})} = \text{許容壓力}$$

許容壓力を $60\sim 85 \text{ kgs/cm}^2$ に取る

十字頭のブロックは兩端ピンの中央で支へられ、ブロックの中央にピストンの押力を受くる梁として計算せらる(第55圖)。

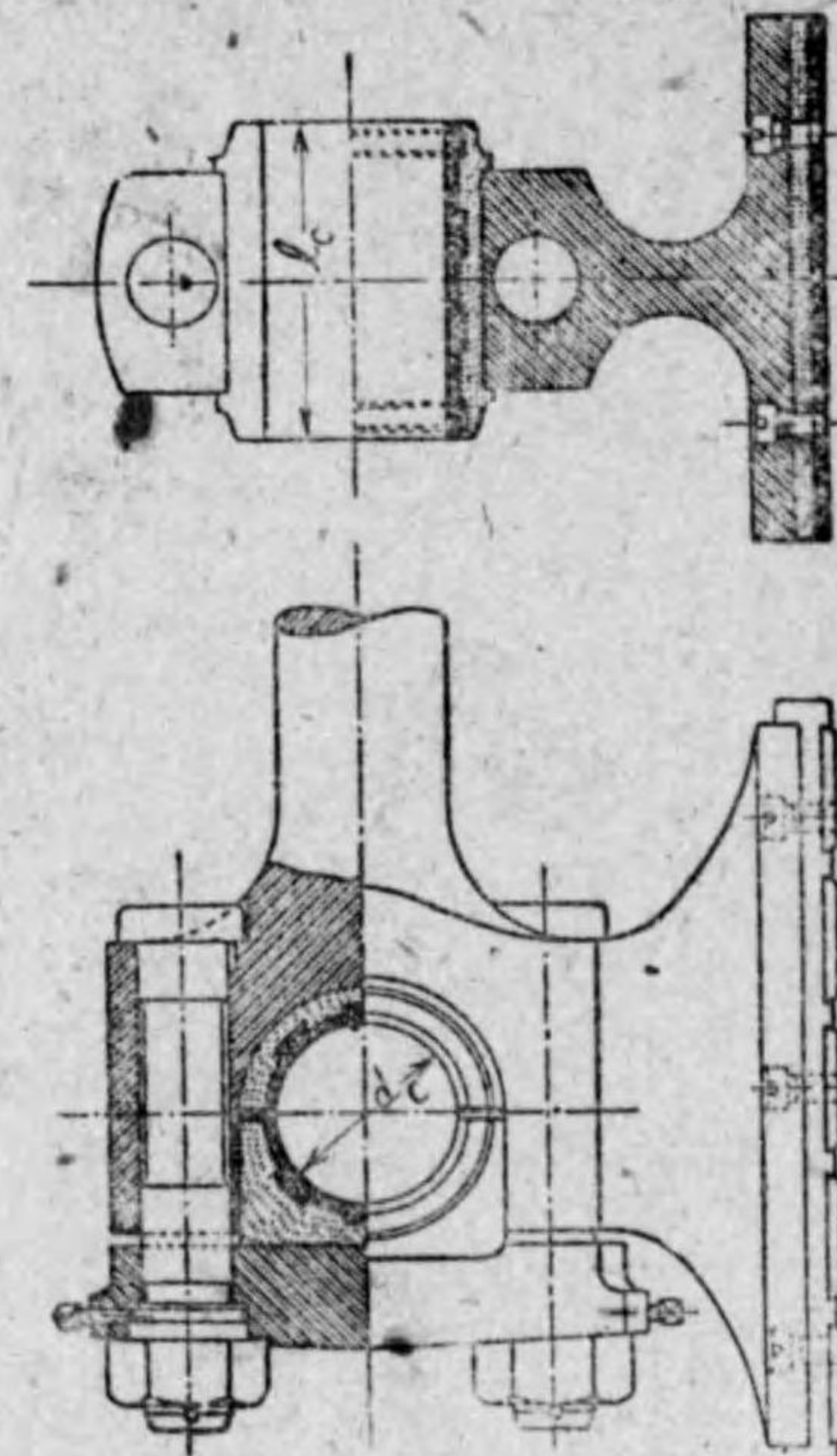


第55圖

鑄鋼或は鍊鋼にして

$$F = (1.5\sim 1.7)$$

×ピストン桿の徑に
取る。



第56圖

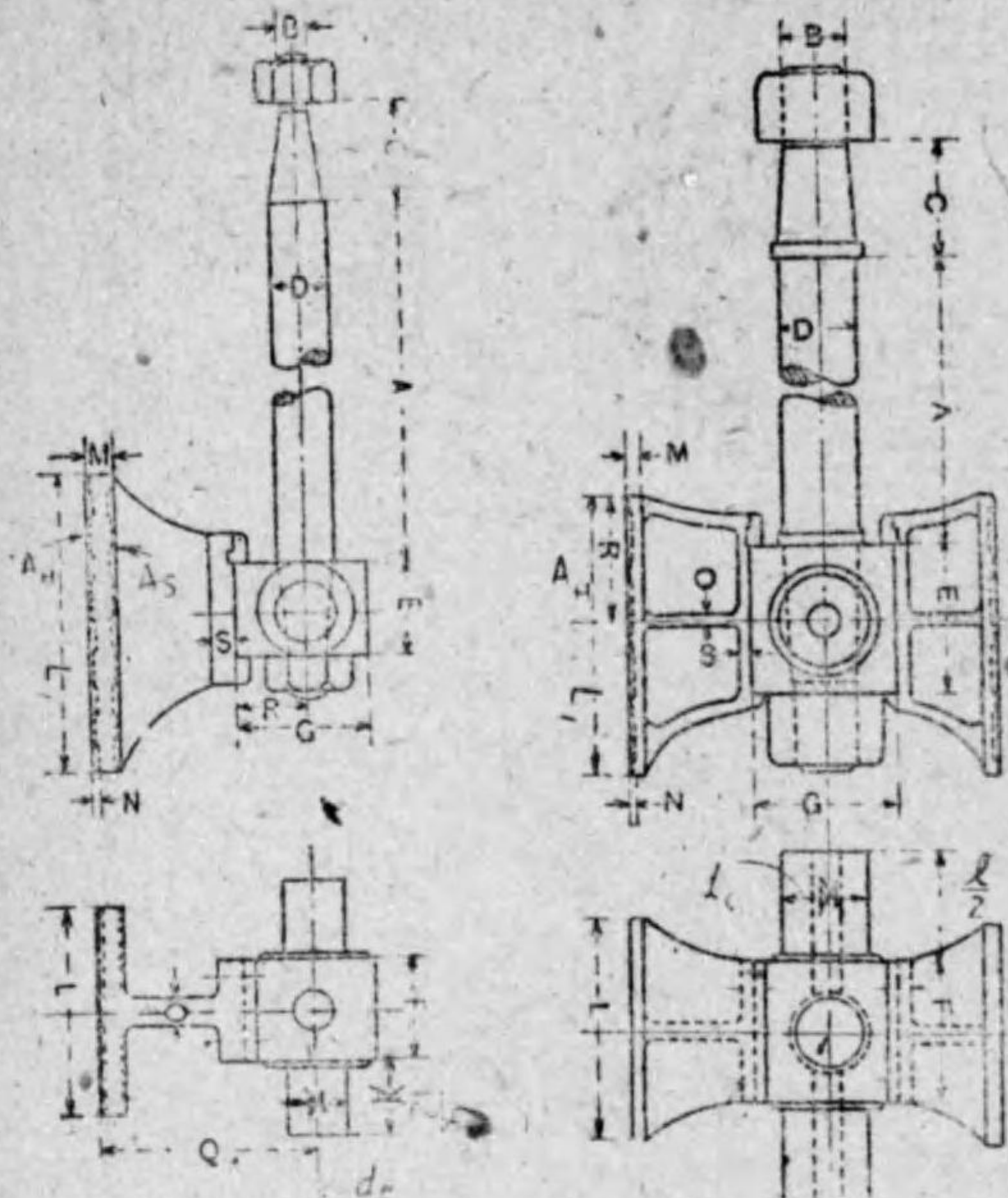
28 滑り子(Slipper)及び滑坐(Guide shoe)

連桿の項で述べたる如く、横推力 K を受くるに滑り子及び滑坐に依るが、船の前進の時と後進の時とは K の方向は反對であるから、滑り子及び滑坐も亦前進用と後進用の二種となる。

滑り子に次の三種あり

(a) 片側滑り子 (第57圖A)

(b) 兩側滑り子 (第57圖B)



第57圖 A

第57圖 B

(c) 四滑り子(第58圖)
 (a) は1000馬力以下の小形汽機に使用せられ、 A_H 面は前進用、 A_S 面は後進用に使用せらる。此場合に後進用の A_S 面積は前進用の A_H 面積の約 $\frac{1}{2}$ より取る事は出来ないが、後進

の横推力Kが小さいから差支えない。

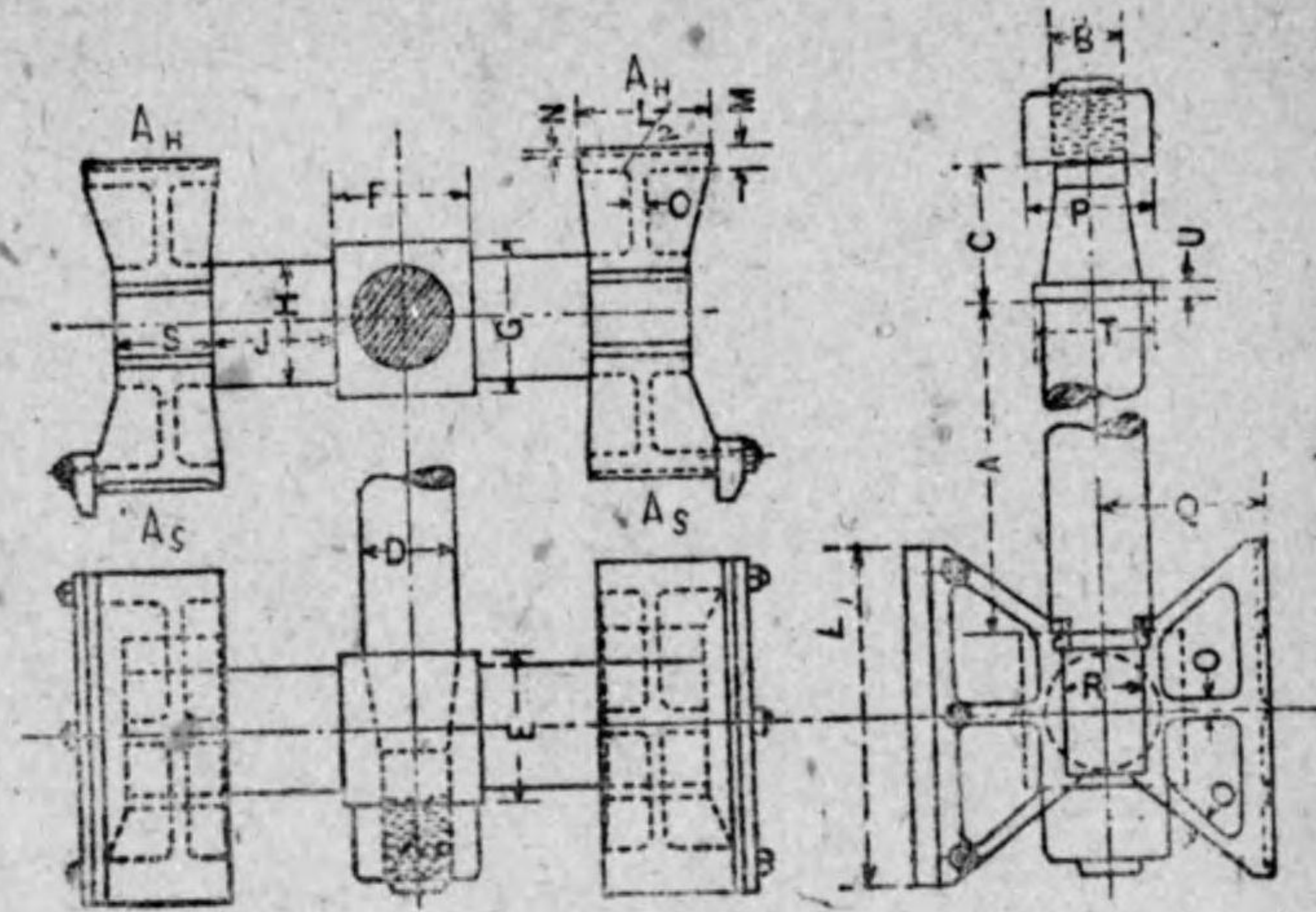
(b) は一般に使用せらるゝものにして、この時は A_H と A_S とは同面積である。

(c) は特に大型の汽機に使用せらるゝもので一般に採用されず。

横推力Kの値は第53圖に依りて

$$K = P \cdot \tan \alpha$$

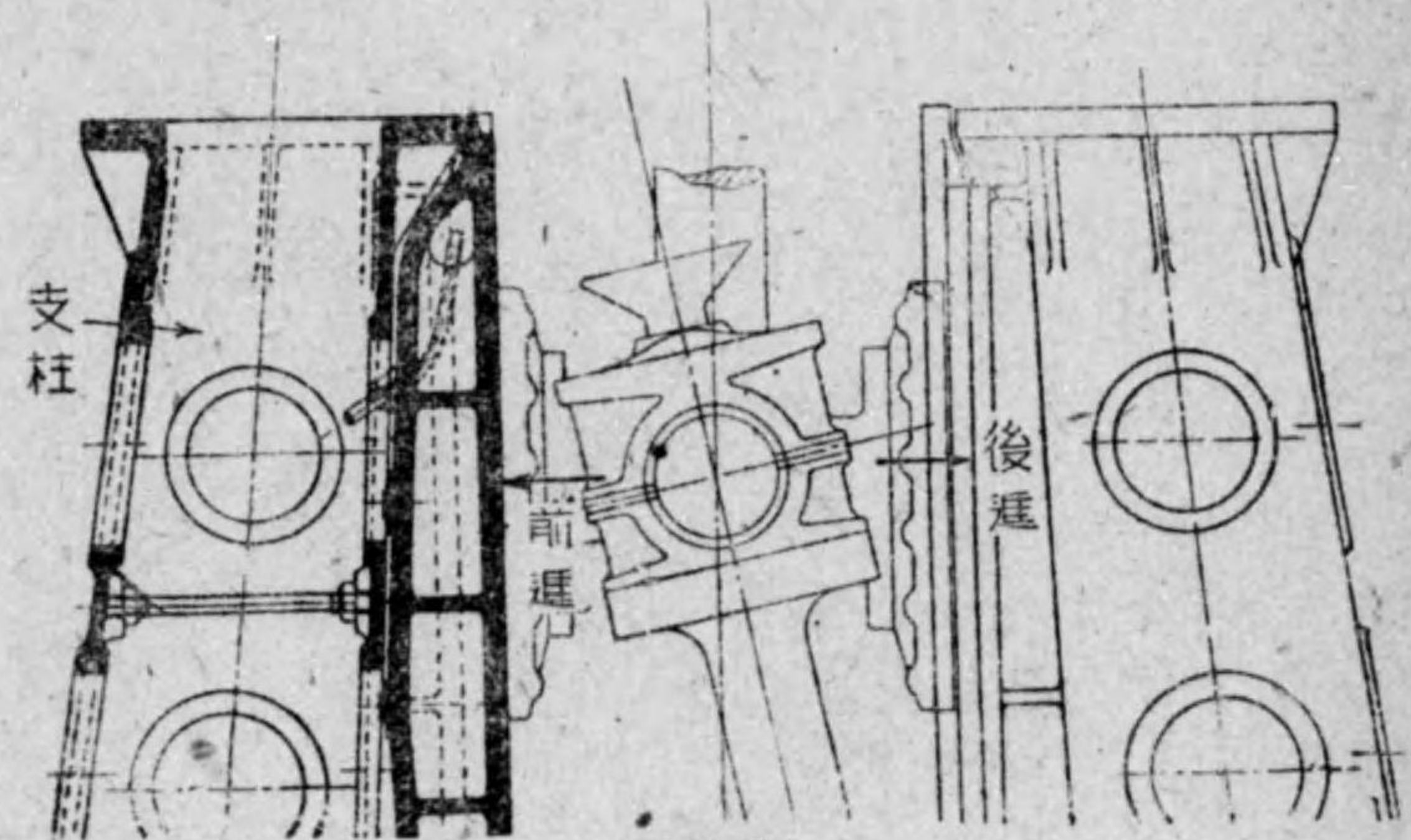
にして、ピストンの行程の始めと終りの死點に於ては $K=0$,



第58圖

行程の中央に於てKは最大値となる。

滑り子の面積を定むるには、 A_H に對して



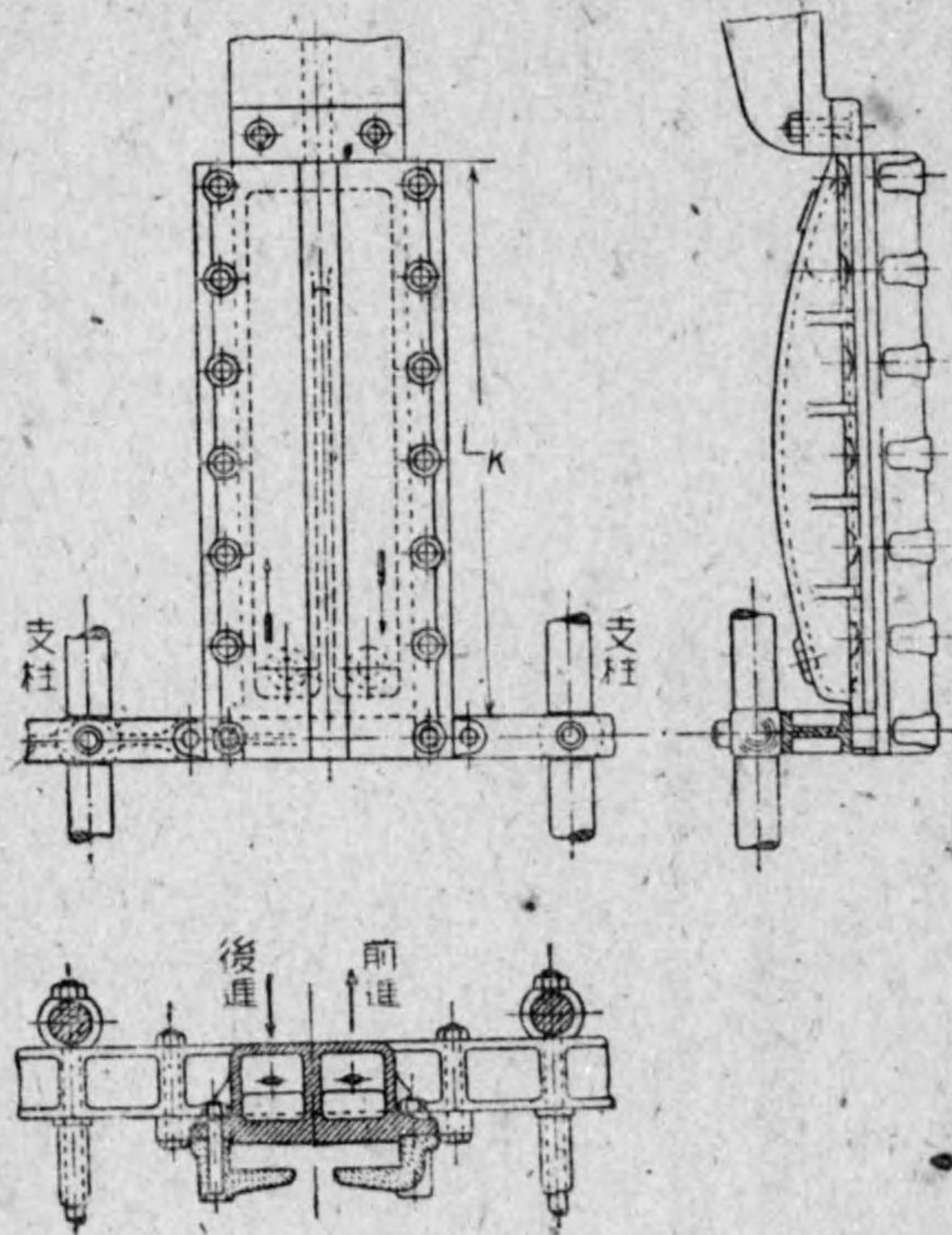
第59圖 A

$$A_{H, cm^2} = \frac{K \text{の最大値, kgs}}{3.5 \sim 5.0} \dots\dots\dots (25)$$

を以て算定し、 L_1 と L の比を次の如く取る。

$$L_1 = (1.4 \sim 1.6)L$$

滑り子の滑面には一般に白メタルを嵌めることゝなつて居る。白メタルの厚さは10~15mmにして適當に油道を付けるから、白メタルの有効全面積は $(0.7 \sim 0.8) \times L_1 \times L$ 位である。



第59圖B

白メタルの滑面摩耗せる時は容易に調整し得る様に、同時に熱膨脹を拘束することなく、自由ならしめ以て其歪曲を防ぐ様に工夫すべきものである。

滑坐は滑り子と相待つて横推力 K を受け止めるもので

(a) 鑄鐵製支柱を利用して之れに取付くるか(第59圖A)

(b) 丸打鋼支柱の時は鑄鐵製滑坐を支柱間に取付ける(第59圖B)

滑坐の幅は滑り子の幅に依つて定まるが、長さ L_K は

$$L_K = (\text{ピストンの行程}) + (\text{滑り子の長さ } L_1) - (2 \sim 8) \text{ cm}$$

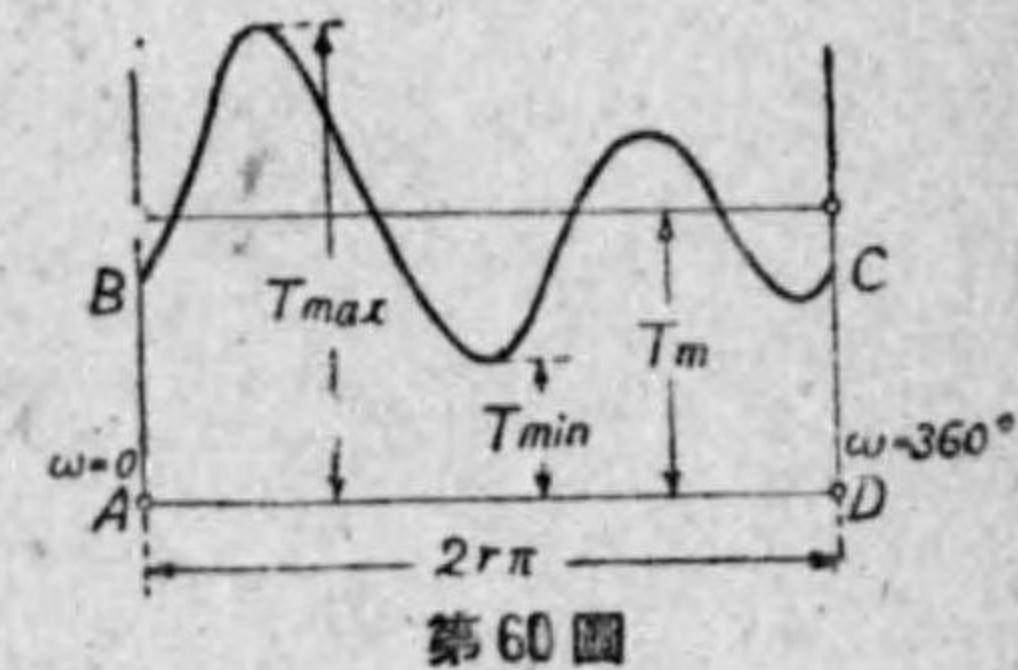
若し滑り子が片側式であるならば、滑坐も亦前進と後進の横推力を受け止める装置となる(第59圖B)

鑄鐵製支柱の時は滑面を冷却する爲めに、面の背後に冷却水を循環せしむる装置を有するものがある。

29 クランク軸

汽機より推進器に動力を傳達する軸系装置としては四種の軸より成る。即ちクランク軸より推力軸、中間軸を経て螺旋軸に至り、此軸に取付けたる推進器に傳ふるものにして、推力軸以下は軸系装置の處で述ぶることゝし、茲にはクランク軸のみに就て略述す。

往復動汽機に於ては、廻轉中其振りモーメントは常に變化するものにして、蒸汽タービンの如く一定の振りモーメントを與



第60圖

ふるものにあらず。第60圖は複式汽機の振りモーメント變化の一例を示すものである。

クランク軸は此の振りモーメントと、同時に軸承に依りて支へられ、中央にピストンの押力を受けた時の灣曲モーメントを受くるものにして、この組合モーメントを相當振りモーメント T_e と云ひ、次式を以て計算せらる。

$$T_e = M_{max} + \sqrt{M_{max}^2 + T_{max}^2} \dots\dots\dots(26)$$

但 T_e = 相當振りモーメント、 *cm. kg.*

M_{max} = 最大灣曲モーメント、 *cm. kg.*

T_{max} = 最大振りモーメント、 *cm. kg.*

これに對し軸の強さは次式を以て算出せらる。

$$T_e = f \frac{\pi D^3}{16} \dots\dots\dots(27) \text{ 中實軸の時}$$

或は
$$= f \frac{\pi(D^4 - d^4)}{16D} \dots\dots\dots(28) \text{ 中空軸の時}$$

但 D = 軸の外徑、 *cm.*

d = 軸中空の徑、 *cm.*

f = 使用應力 = 450 ~ 600. *kgs/cm²*

今クランク軸が毎分 n 回轉をなし、傳達する動力を IHP を以て表はせば、此時の平均振りモーメント T_m は次式を以て求めらる。

$$IHP = \frac{2\pi n T_m}{4500 \times 100} = \frac{n \cdot T_m}{71620}$$

$$\therefore T_m = 71620 \frac{IHP}{n} \dots\dots\dots(29)$$

但 T_m = 平均振りモーメント、 *cm.kg.*

T_m と T_{max} との比は汽機の種類に依りて異なれり。則ち

$$T_{max} = C \cdot T_m$$

とすれば、 C の値は同一汽機に於ても回轉數に依りて數値を異にするが、大體次の如く推定せらる。

$C = 2.0$ 1クランクの時

$= 1.67$ 2クランクの時

$= 1.50$ 3クランクの時

$= 1.35$ 4クランクの時

最大灣曲モーメントを起す力 W は實驗の結果最大振りモーメントを起す力を以て略算され次の如き關係あり。

$$W_{max} = 0.8 \times \frac{T_{max}}{r} \dots\dots\dots(\text{三汽筒の場合})$$

$$= 1.0 \times \frac{T_{max}}{r} \dots\dots\dots(\text{四汽筒の場合})$$

依つて最大灣曲モーメント M_{max} は次の如く表はさる。

$$M_{max} = \frac{W_{max} l}{8} = 0.8 \times \frac{T_{max} l}{r} \dots\dots\dots(\text{三汽筒の場合})$$

$$= 1.0 \times \frac{T_{max} l}{r} \dots\dots\dots(\text{四汽筒の場合})$$

但 r = クランク腕の長さ、 *cm.*

l = 最後の汽筒の軸承中心間の距離

$= 0.70 \times$ 低壓汽筒の徑、 *cm* (四聯成及三汽筒三聯成の場合)

場合)

* Bragg's "Design of Marine engines"

$= (0.85 \sim 0.95) \times$ 低圧汽筒の径、 cm (四汽筒三聯成の場合)

以上は理論上のクランク軸の計算なるも、實際は船舶機関規程に依りて次の式を以て算定することになつて居る。

$$d = K \sqrt[3]{P \cdot D^2 \cdot S} \dots\dots\dots (30)$$

但 d = クランク軸の径、 mm

D^2 = 低圧汽筒の径(cm)の二乗、
= 低圧汽筒二個の時は径(cm)の二乗の和

S = ピストンの行程、 cm

P = 復水器を備へざる時は汽筒の制限壓力、
 kgs/cm^2

= 復水器を備ふる時は汽筒の制限汽壓
(kgs/cm^2) に 1 を加へたるもの

K = 變數にして規程に記載しあり

30 クランク軸の構造

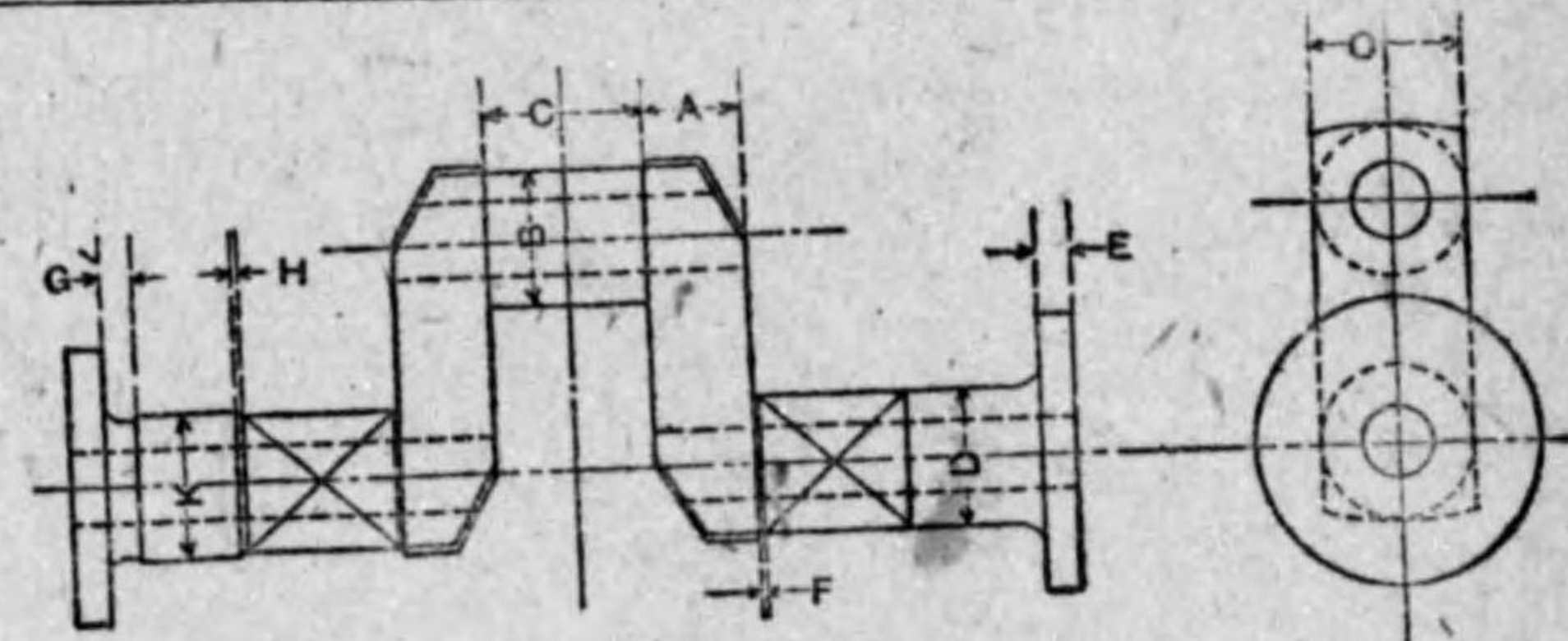
クランク軸は丸打クランク(第61圖)と組合クランク(第62圖)との二種がある。高速汽機及び小形汽機には丸打クランクを使用するが、一般には組合クランクを採用す。各部分の寸法は第12表に依つて大體算出せらる。

クランクピンの長さ C は次式に依る。

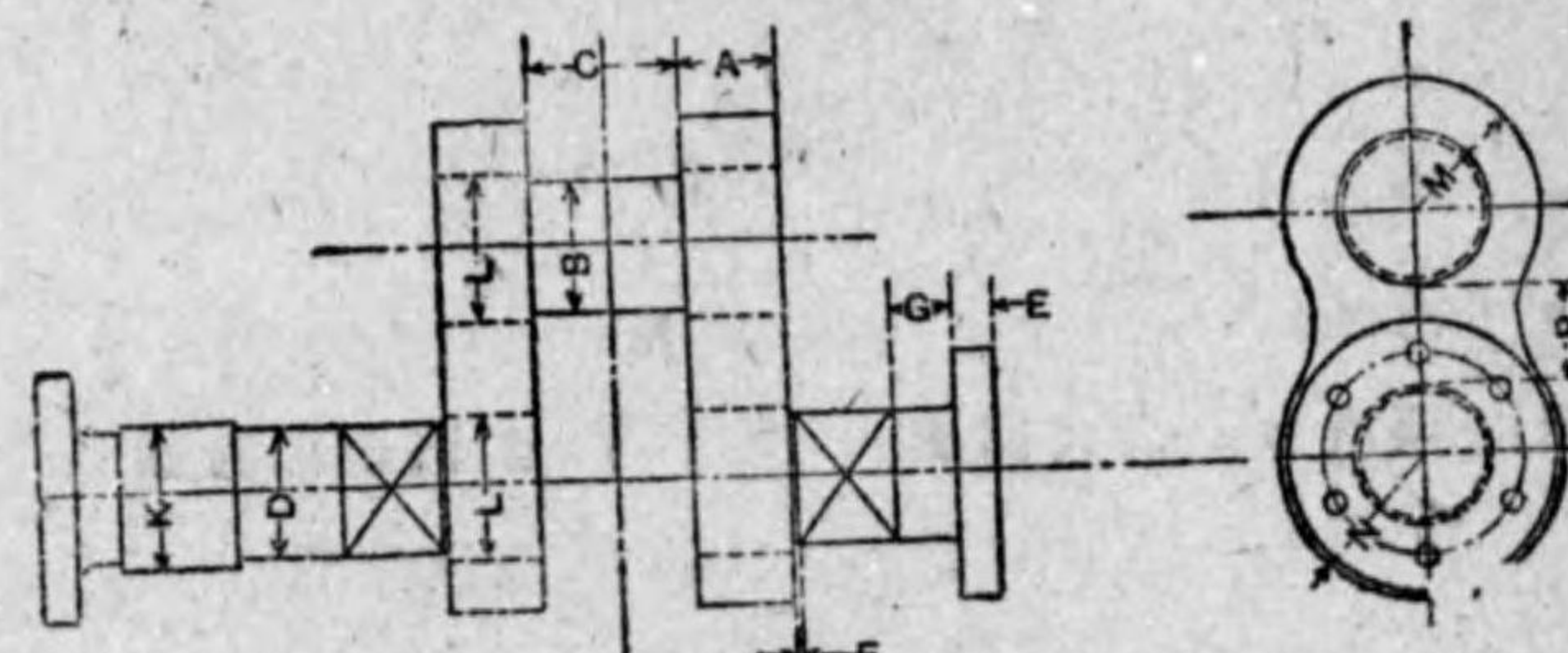
$$\frac{\text{ピストンの押力}(=P)}{\text{投影面積}(=B \times C)} = \text{許容壓力} \\ = 30 \sim 40 kgs/cm^2$$

第 12 表

	組合クランク	丸打クランク
クランク腕の厚さ.....	$A = 0.6D \sim 0.7D$	$0.55D \sim 0.65D$
クランクピンの径.....	$B = 1.05D \sim 1.1D$	$1.05D \sim 1.1D$
クランクピンの長さ.....	$C =$ 「主軸承」参照	
接手の厚さ.....	$E = 0.25D \sim 0.28D$	$0.2D \sim 0.22D$
軸受の遊隙.....	$F = 0.6 \sim 0.9 \text{ cm}$	$0.6 \sim 0.9 \text{ cm}$
接手の遊隙.....	$G = 5.0 \sim 7.5 \text{ cm}$	$5.0 \sim 7.5 \text{ cm}$
偏心器の遊隙.....	$H = 0.6 \sim 1.2 \text{ cm}$	$0.6 \sim 1.2 \text{ cm}$
偏心器の軸径.....	$K = D + 2.0 \text{ cm}$	$D + 2.0 \text{ cm}$
	$L = B + 1.25 \text{ cm}$	
	$M = 0.88L$	
	$N = 0.93L$	
	$O =$	$1.05B \sim 1.1B$
	$P < 0.45L$	



第61圖



第62圖

クランク軸と他軸との接手ボルトは、ボルト全部の受くる剪断力が軸の剪断力と等しきものとして算出す、即ち

$$d = 0.75 \sqrt{\frac{D^3}{Nd_1}} \dots \dots \dots (31)$$

- 但 d = ボルトの径、 mm
- N = ボルトの數 (= 6~10)
- d_1 = ボルトの心距圓の径、 mm
- D = 中間軸の径、 mm

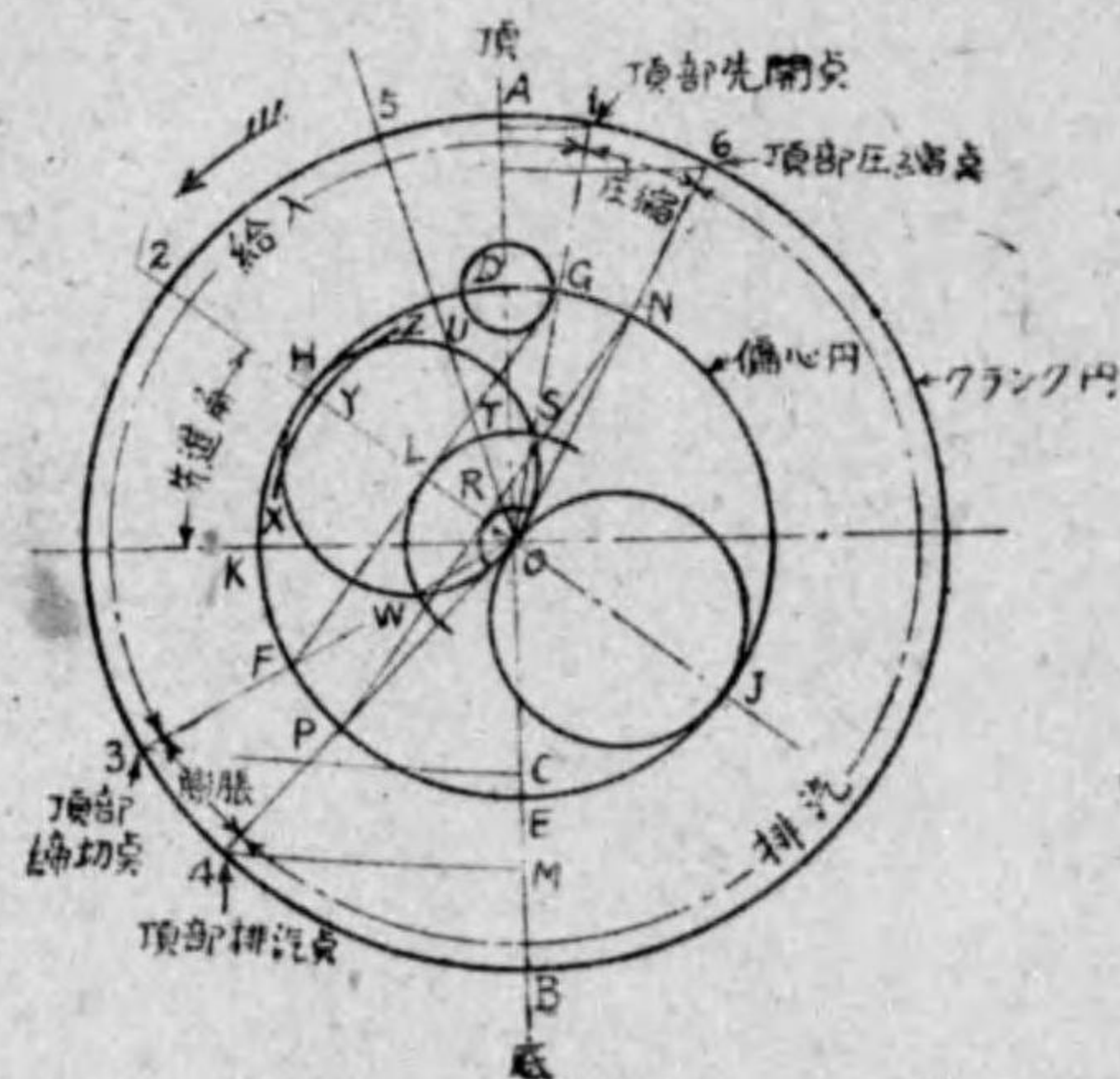
31 スチフンソン式動弁装置

スチフンソン式動弁装置の構造並に滑弁運動を表はす弁線

圖に就ては蒸汽機關工學に詳細述べてある。茲には其設計資料として第63圖のツオイナー弁線圖に依り二、三の點を補足する。

弁の運動に関する分子は次の七種である。

- (a) 弁の行程
- (b) 前進角
- (c) 蒸汽口の最大開度
- (d) 蒸汽の縮切點
- (e) リード
- (f) 蒸汽餘面
- (g) 排汽餘面



第63圖 ツオイナー弁線圖

これ等の分子は夫々相關聯せるを以て、別々に之を決定しても弁線圖を作成することは出来ない。今其二、三の點を述ぶることとする。

(a) 弁の行程、蒸汽口の最大開度

第64圖に依り蒸汽口に於ける蒸汽流入の最大面積は

$$A_s = a \times b = \frac{A \times P_s}{V}$$

或は $= a \times K \times \text{ピストン}$

弁の圓周、 cm

但 A = 汽筒の斷面

積、 cm^2

A_s = 蒸汽流入最大面積、 cm^2

a = 蒸汽口の最大開度、 cm

$b = (0.65 \sim 0.85) \times \text{汽筒の徑、} cm$

P_s = ピストンの平均速度、 $m/sec.$

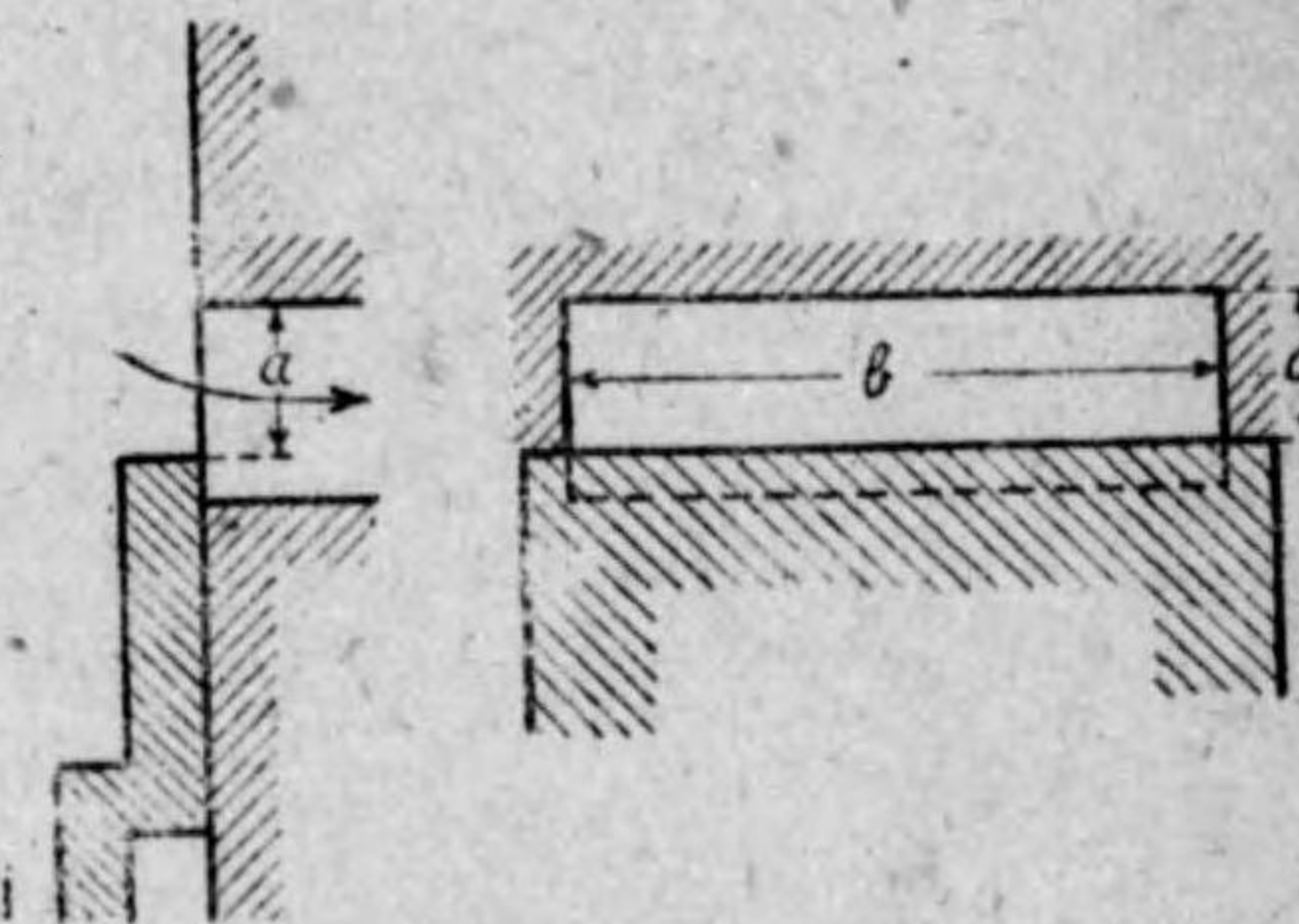
V = 蒸汽の平均速度、 $m/sec.$

K = 有効圓周を求むる係數 = 0.75~0.80. (ピストン弁の時)

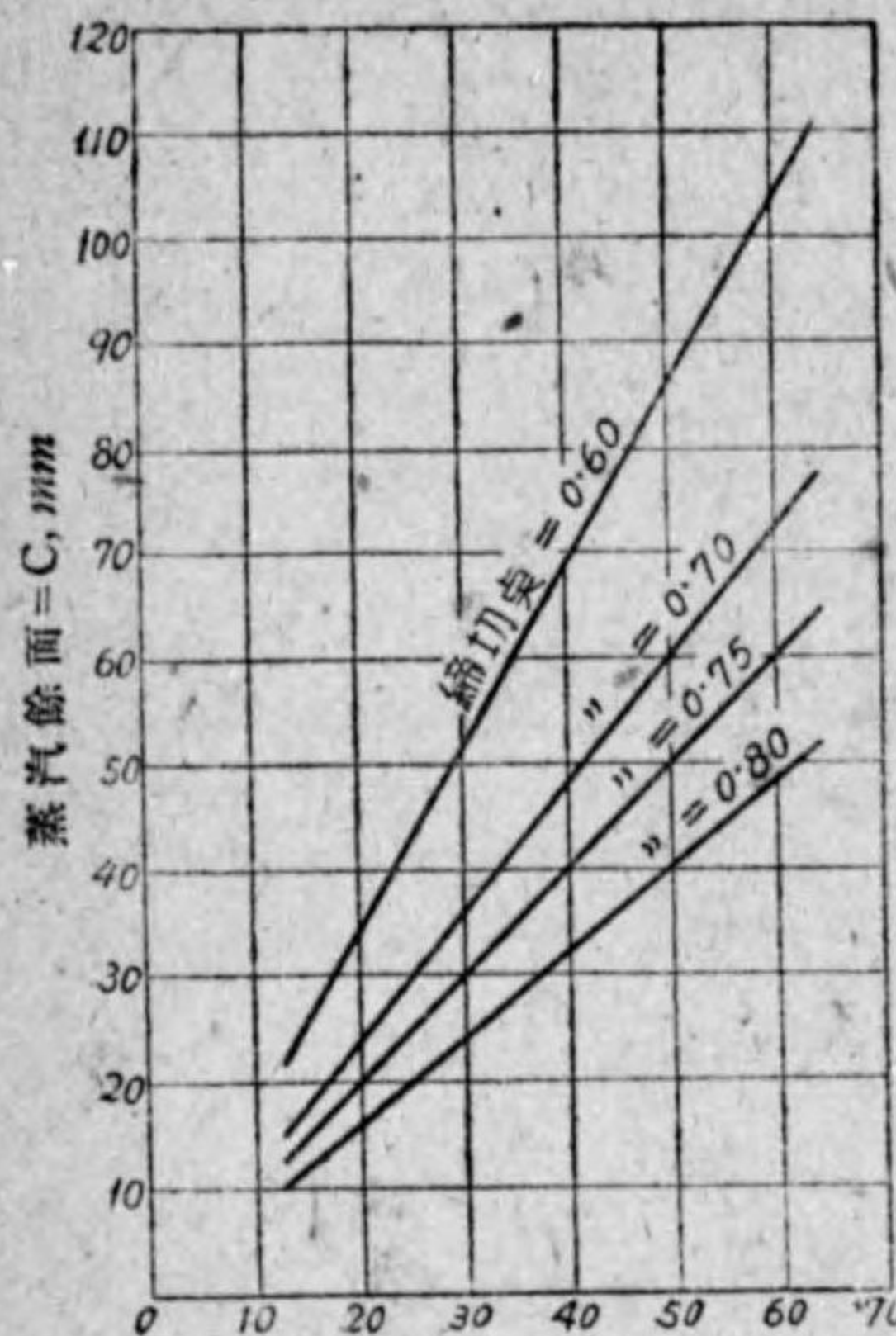
を以て求むるが、この最大開度 a と蒸汽餘面 c とを知る時は、弁の行程は次式に依つて求めらる。

$$\text{弁の行程} = 2 \times (a + c)$$

然るにこの a と c は蒸汽の縮切點に關聯し、第65圖の如く a に對し c の値を適當に取らなければ、弁線圖は作成困難で



第64圖



蒸汽口最大開き=a, mm
(リードを無視せるを以て多少の修正を要す)

第65圖 弁の行程=2×(a+c)

ある。
以上の如く蒸汽口の開度aを大にすればcも大となり、従つて弁の行程も亦大となる。然るに弁運動の爲めに生ずる摩擦損失は、弁の行程に比例するを以て、可成行程の小なるを良しとす。一般に弁の運動する平均速度は高壓汽笛に於て一分間に60m、低壓汽笛に於て75m以内を取る。大型汽機に於て蒸汽口の面積大となり従つてaも大となりて以上の平均速度を超過する時は

二重口或は三重口滑弁を採用してaを二通路或は三通路に分割し、弁の行程を短縮して弁運動の速度を減ずる事とする。

(b) 前進角と締切點

第13表

前進角	締切點	排汽點	壓縮點
30°	0.8078	0.9330	0.0670
40°	0.6545	0.8830	0.1170
45°	0.5695	/	/
50°	0.4825	0.8214	0.1786

前進角と締切點の何れか一つを決定したる時は、他の一つは第13表の如くにとらなければ、弁線圖の作成は困難である、同様に前進角と吐出點及び壓縮點の關係も亦第13表の如くなる。

(c) 排汽餘面

排汽餘面は排汽點と壓縮點とを定むるに必要にして、+の排汽餘面は排汽點を遅くし、壓縮點を早くす。-の排汽餘面は之れと反對に排汽點を早くし壓縮點を遅くする事となる。

一般に排汽點と壓縮點は次の範圍内に於て初まるものとせらる。

排汽點はピストン行程の終りより

- 高壓汽笛：7~12%
 - 中壓汽笛：9~16%
 - 低壓汽笛：11~20%
- 汽機の頂部よりも底部の排汽を幾分か早くす。
高速汽機に於ては排汽點を早くす。

壓縮點はピストン行程の終りより

- 高壓汽笛：4~8%
 - 中壓汽笛：7~13%
 - 低壓汽笛：10~18%
- 汽機の頂部よりも底部の壓縮度を幾分か多くす。
壓縮の終壓力は汽笛の初壓力より高くならぬを要す。

(d) リード(先開)

リードは小形汽機に於て1mmより大形汽機にては30mmに達す、依つて長さで表はすよりも死點の手前、先開きを初むる

點迄の角度を以て表はす方便なる場合あり。この先開角度は次の範囲内にある。

高壓汽笛	{	4°~10° (頂部)
		8°~13° (底部)
中壓汽笛	{	5°~11° (頂部)
		9°~15° (底部)
低壓汽笛	{	6°~12° (頂部)
		10°~18° (底部)

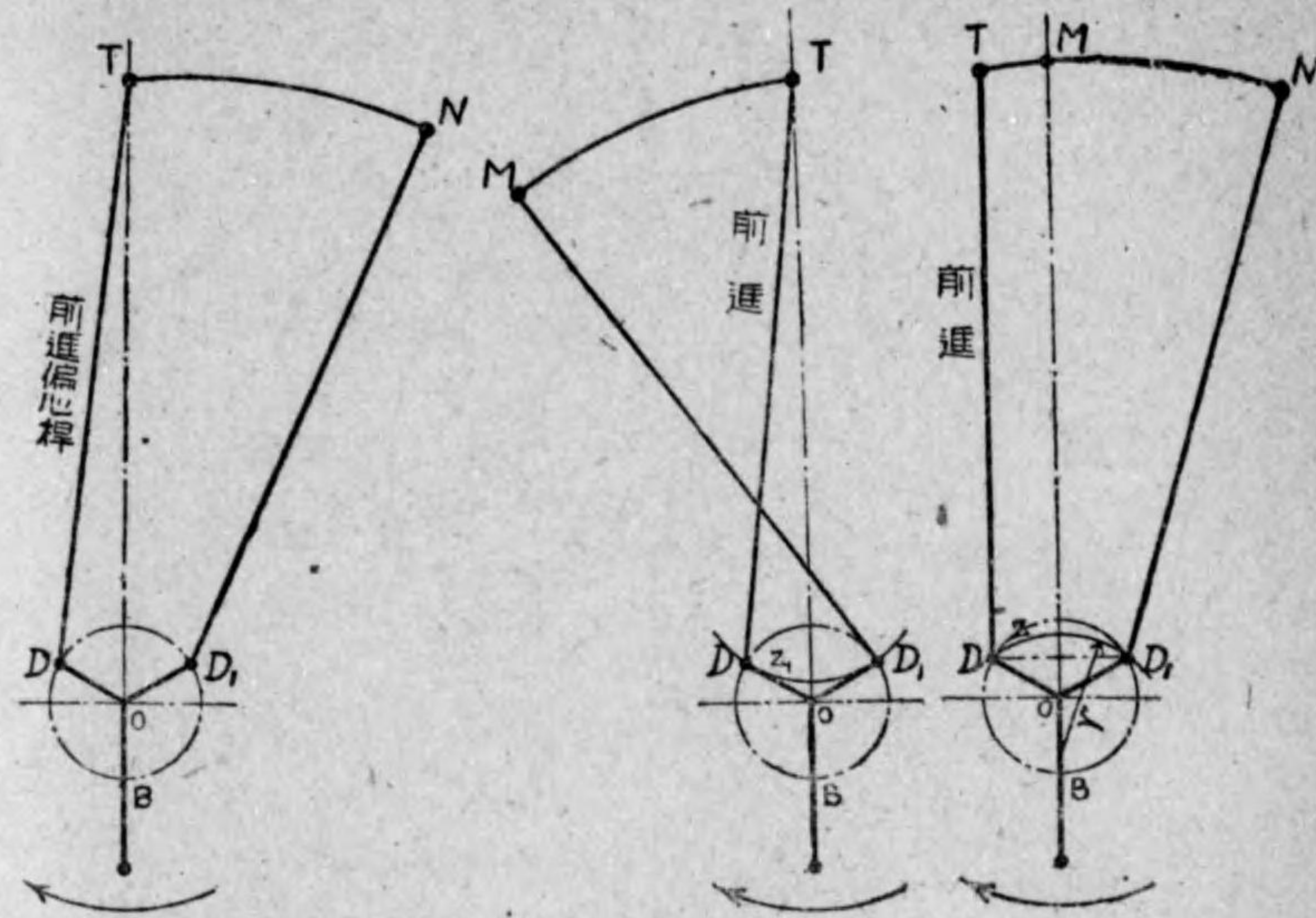
一般にこの角度は高速汽機に於て大にして、低速汽機は低き値を取る。

32 リンクアツプの効果

全力運轉に於ては第66圖に示すが如く、リンクを全力ギヤーに置く。即ちリンク滑り子の位置が偏心桿の中心線上にある時は、滑弁の運動は全く該偏心器のみに支配され、他の偏心器は單にリンクに附隨して運動し、何等の影響をも滑弁の運動に及ぼさざるものである。

減速運轉に於ては前節に述べたる如く、リンクをリンクアツプす。即ち第68圖に示すが如く、滑り子の位置を全力ギヤーの位置と、リンクの中央思案點との間Mに置く時は、滑弁の運動は大に異なるものにして、此の影響は M^cFarlane Gray の圖法に依つて知ることが出来る。

今第68圖の展開式リンクの例を取り、Mにリンクアツプしたと假定す。全力運轉に對する弁線圖は第69圖に於て實線を



第66圖 展開式

第67圖 交叉式 第68圖 展開式

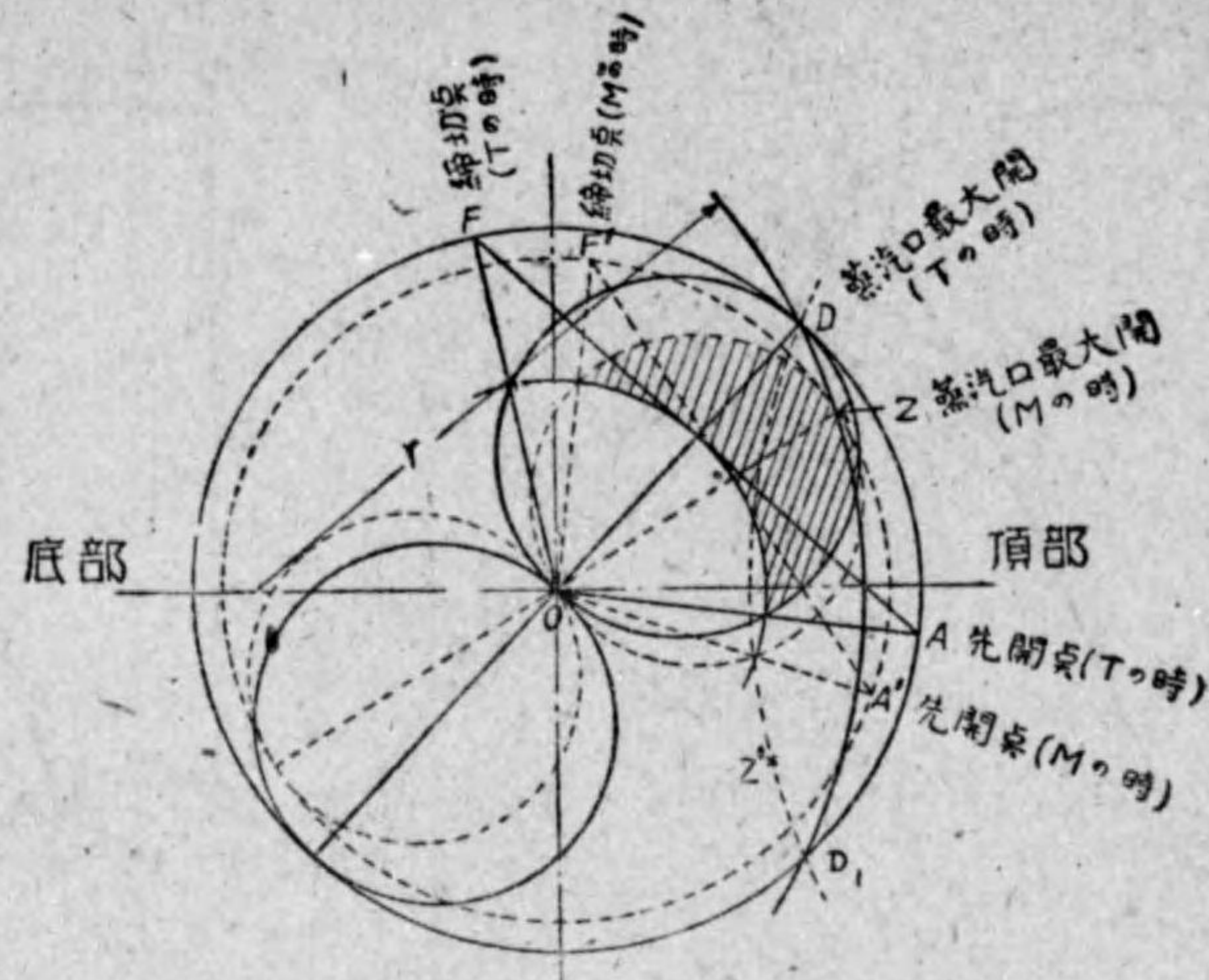
以て表はさる。半徑 r を以て DD_1 を通ずる圓弧を畫く、此の時の r は次の如し。

$$r = \frac{1}{2} \times \frac{DT \times DD_1}{TN}$$

この圓弧上の一 Z を次の比に取る。

$$DZ = \frac{DD_1 \times TM}{TN}$$

即ちMにリンクアツプした時は、 OZ はこの時の弁の行程の半分を表はすこととなり、弁線圖は第69圖の點線に依りて



第69圖 ツイナー弁線圖 { 實線……(全力の時)
点線……(クリアップの時)

表はさる。これに依つて瓣の行程、縮切點、蒸汽口の開度等の變化を知ることが出来る。

リンクアップの影響は縮切點を早め、蒸汽の膨脹をなるべく多く利用するにあるも、其缺點はリードの増加すること、蒸汽口の開度を減することである。

滑り子をリンクの中央に置く時は、汽機は全く動かなくなる。

交叉式リンク(第67圖)に於ても同様の影響あるも、圆弧の畫き方が反對となりZの代りにZ₁となる。

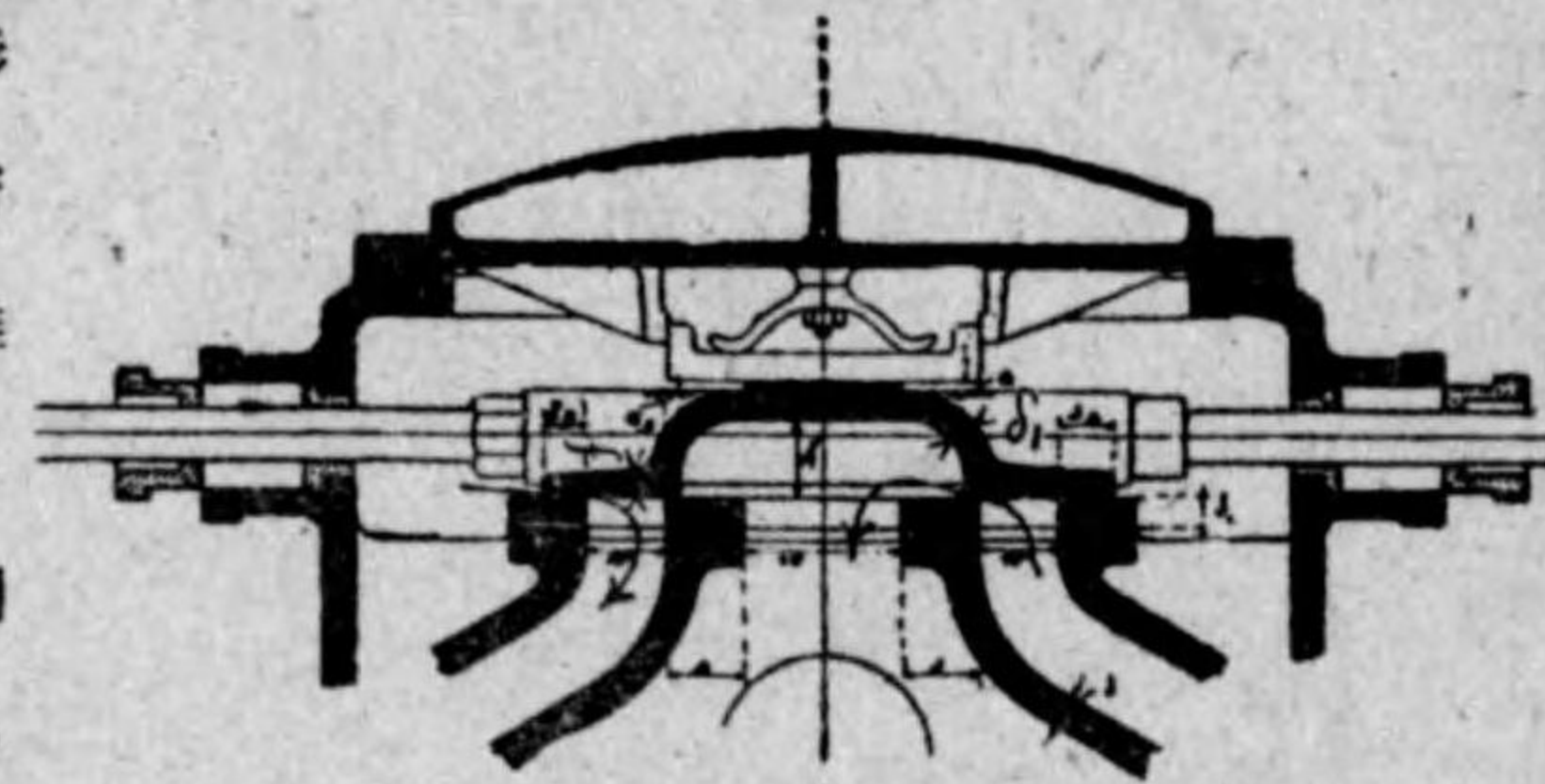
過度荷重を以て運轉する時は、リンクをリンクアウトの状

態に置き、前同様に弁線圖を作成することを得。

33 滑弁

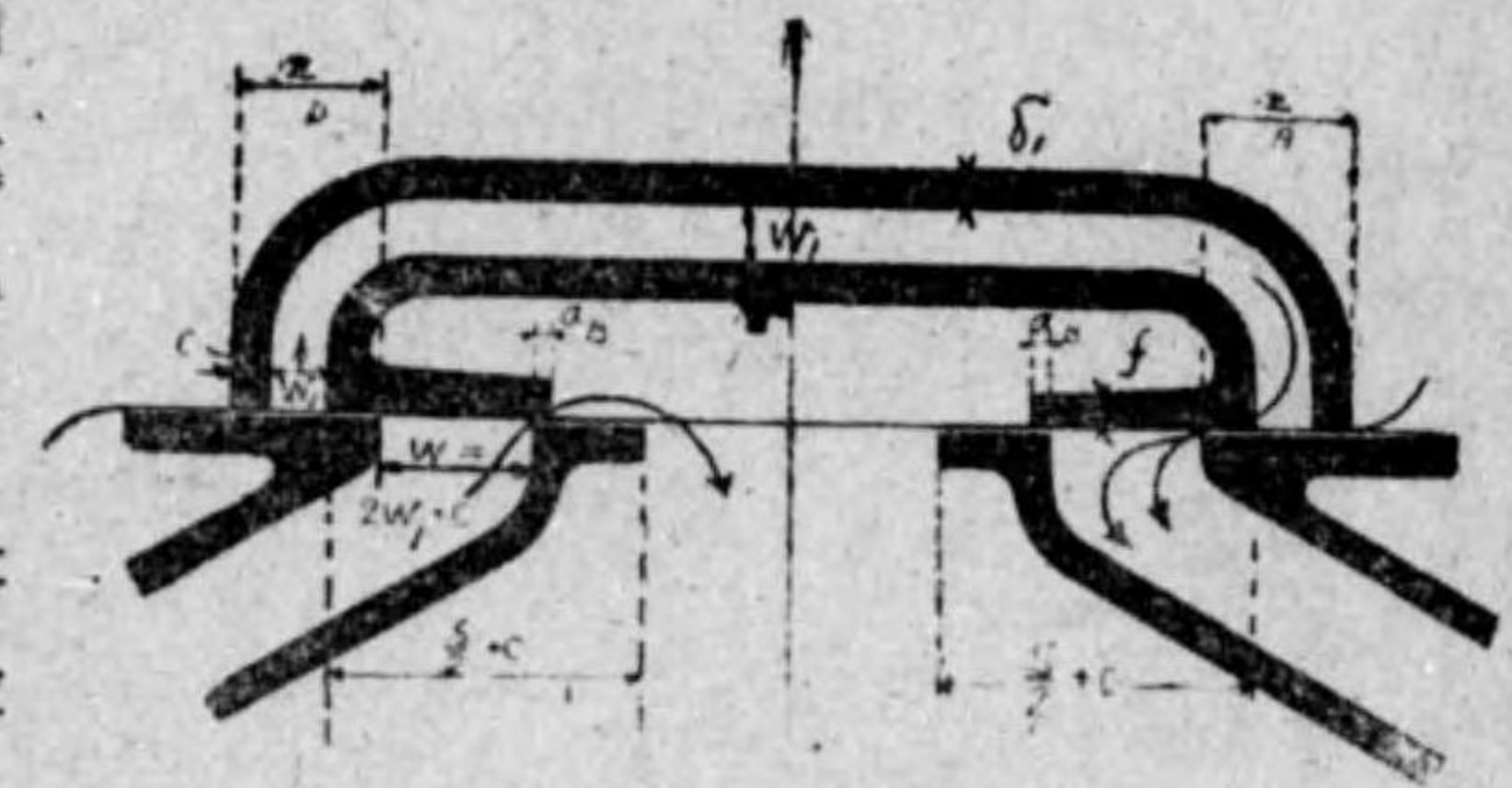
滑弁の種類は平坐滑弁と筒形弁の二種である。一般に高壓汽筒には筒形弁を使用す、これ平坐滑弁に於ては其背面に受くる蒸汽壓力に依り、弁の運動に困難を感じるからである。

然れども筒形弁に於ては汽密を保つこと困難なると、弁より汽筒に至る隙間容積を増大する不利益あり。



第70圖 單口滑弁

諸種の弁線圖に依りて弁の運動を攻究し、弁の行程、蒸汽口の蒸汽流入の最大開度等を決定したる後、その

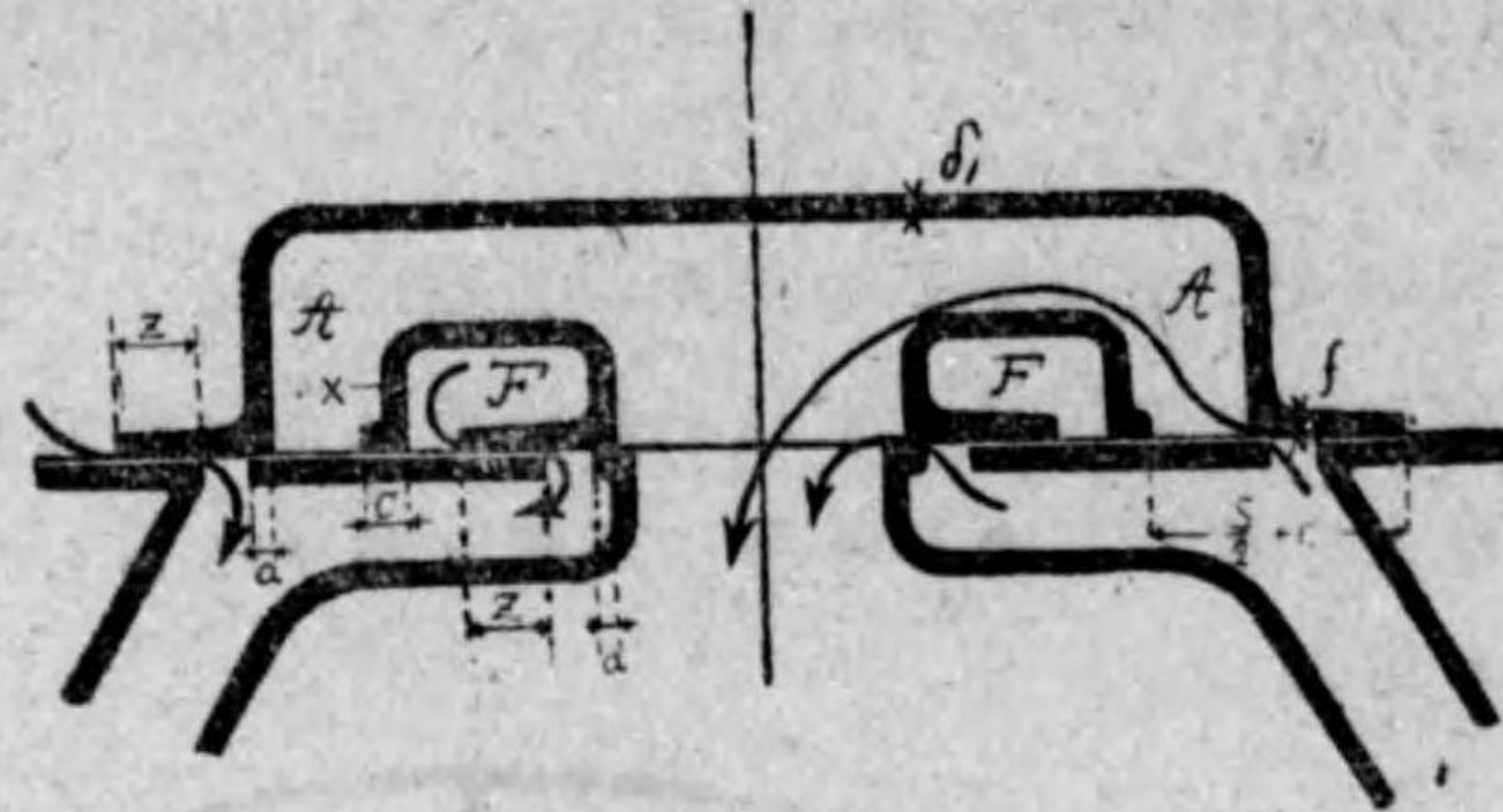


第71圖 トリック滑弁

條件を充す様に弁の寸法と汽筒の蒸汽通路の位置を決定する。

ピストンの行程が連桿の傾度の影響を受くるが如く、弁の行程も亦偏心桿の傾度の影響を受くるものであるから、弁上

*工学全集—山口修—蒸汽機關工学参照

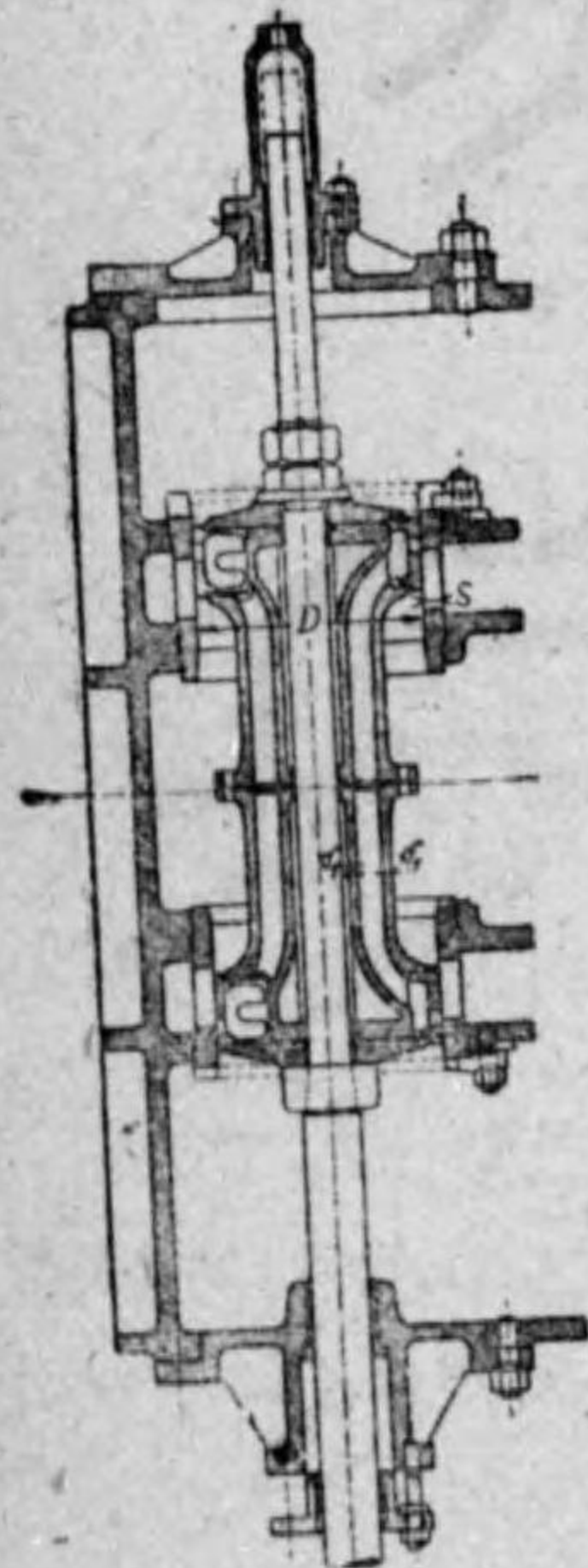


第72圖 二重口滑弁

下の蒸気餘面と排汽餘面の決定には、實際に弁を動かして

修正を要するものとす。

弁壁の厚さ等は大體次の如く取る。



第73圖 筒形弁

弁壁の厚さ

$$\delta_1 = (0.5 \sim 0.6) \times \text{汽笛の厚さ}$$

弁滑面の厚さ

$$f = (0.8 \sim 0.9) \times \text{汽笛の厚さ}$$

$\delta_1 = (0.4 \sim 0.6) \times \text{汽笛の厚さ}$

$$f = (0.6 \sim 0.8) \times \text{汽笛の厚さ}$$

挿金の厚さ

$$S = \frac{D}{30} + 10 \text{ mm}$$

滑弁の場合
(第70圖~第72圖)

筒形弁の場合
D = 挿金の内徑、
mm, (第73圖)

34 弁桿に受くる荷重

汽機の運轉に於て滑弁桿、偏心桿、リンク等に受くる荷重は大體次の三種より成る。

(a) 弁、弁桿等の重量 W

(b) 滑弁の背面より受くる蒸気壓力の爲めに弁の上下運動に於て弁と汽笛の滑弁坐との間に生ずる摩擦に依る荷重 F

(c) 弁運動に於ける慣性力 J

依つて

$$L = (a) + (b) + (c) = W + F + J \\ = W + \mu p A + c W R N^2 \dots\dots\dots(32)$$

但 L=弁桿に受くる全荷重、kgs.

p=滑弁の背面より受くる有効壓力、kgs/cm²

A=滑弁の面積、cm²

μ=摩擦係數

W=弁、弁桿等の全重量、kgs.

R=偏心距離、cm

N=汽機の回轉數、毎分

C=常數

以上の内設計の初めには弁の重量は未知であるからJも亦求むることが出来ない。依つてFを幾分か大きく取りて設計を進むるものとす。

μの値は實際は0.05~0.10なるも、次の値を取りて設計せらる:—

	高圧汽筒	中圧汽筒	低圧汽筒
μの値	0.12~0.16	0.18~0.20	0.18~0.20

若し滑弁の代りに筒形弁を使用する時は(b)を無視することを得。又滑弁に於て調壓環を使用するか、釣合汽筒を有する時は、Fの値は著しく減少す。

μは各汽筒に依りて異なるものにして大體次の如し。

	高圧汽筒	中圧汽筒	低圧汽筒
μ	p_1	$(0.4\sim0.5)p_1$	$(0.15\sim0.20)p_1$

但 p_1 = 汽筒の壓力、 kg/cm^2

Jは普通の場合には算入せずとも差支なきも、高速汽機に於ては重要視さる。

$$J = 0.00001118W.R.N^2$$

以上の全荷重に對し長柱として弁桿の徑を計算するものなるも、一般には先づ弁桿螺旋部の最小面積に對し抗張應力を150~250 kg/cm^2 に取つて計算す。

$$L = \frac{\pi}{4} d_1^2 \times (150\sim250)$$

$$\therefore d_1 = (0.07\sim0.11)\sqrt{L}$$

但 d_1 = 螺旋部の最小徑、 cm 。

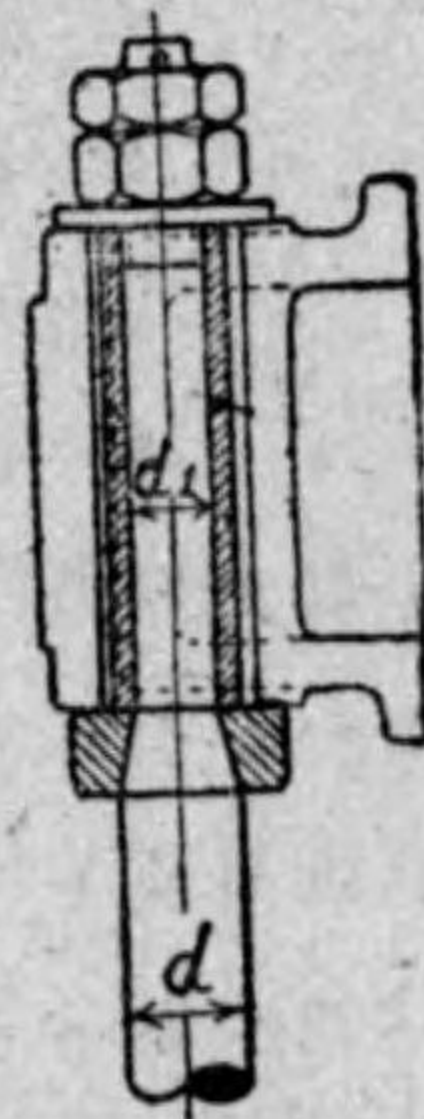
弁桿中央部の徑 d (第74圖)は

$$d = (1.8\sim2.0)d_1$$

に取る。

筒形弁に對しては

$$d = C \times D$$



第74圖

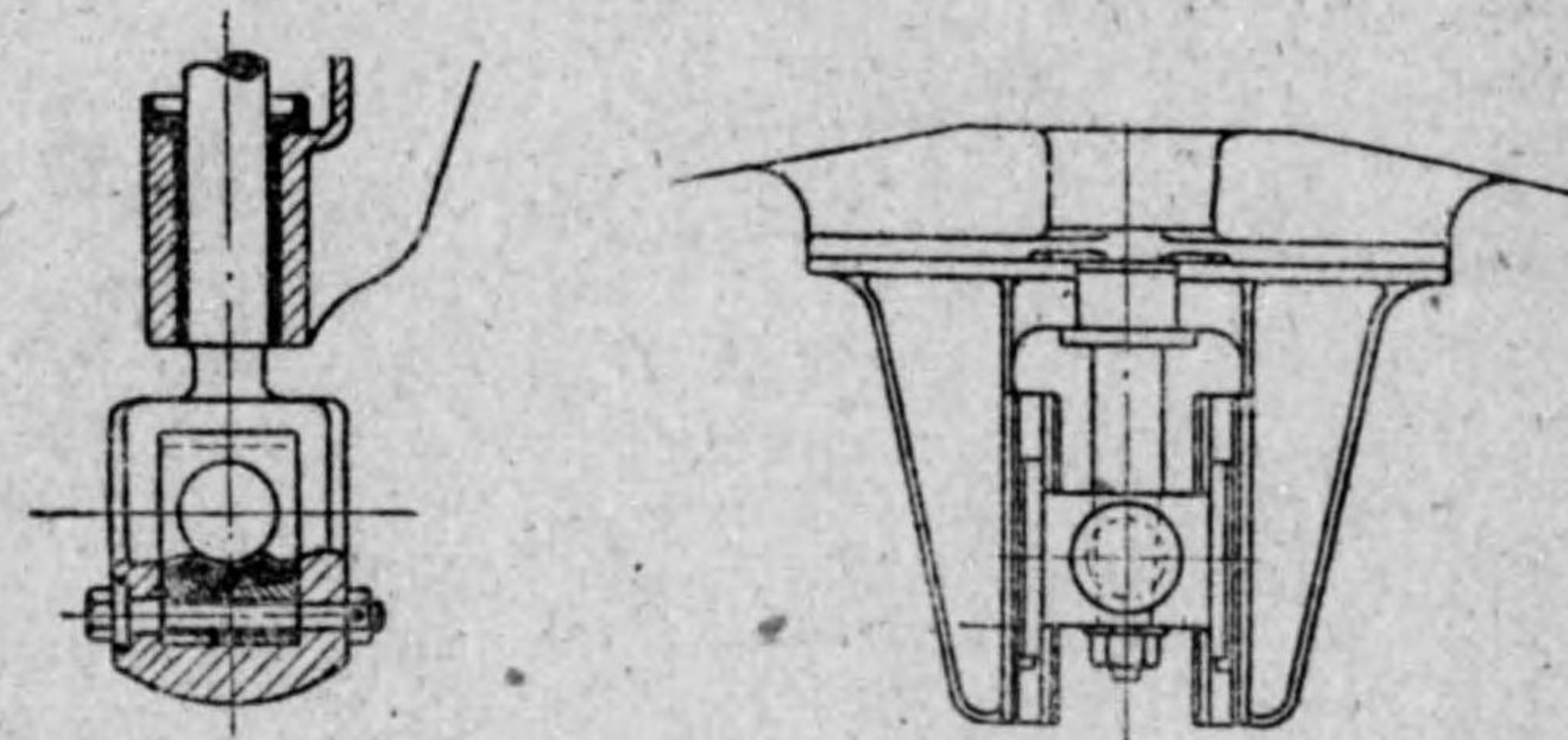
但 D = 筒形弁の徑、 cm

$C = 0.09\sim0.20$ (高圧汽筒の場合)

$= 0.08\sim0.15$ (中圧汽筒の場合)

$= 0.07\sim0.12$ (低圧汽筒の場合)

弁桿の徑は各汽筒毎に算出するものなるも、便宜上弁桿の徑を同一にすることあり。桿の滑座(第75圖)はなるべく「リンク」



第75圖

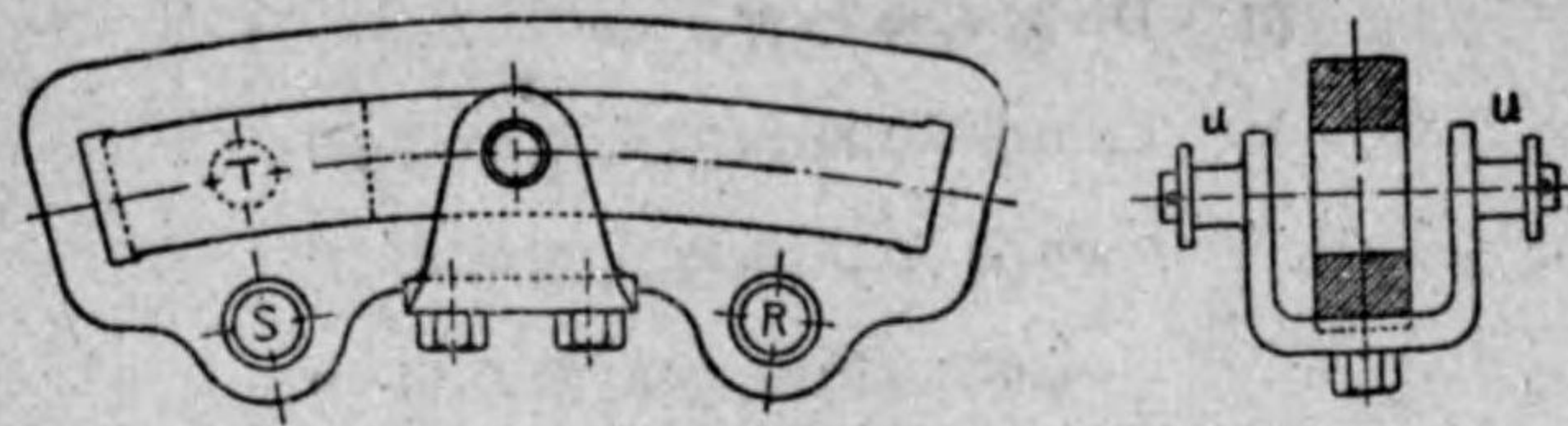
に近く取付くるを可とす。これ「リンク」を前進より後進の位置に移すに當り、灣曲「モーメント」を少なくする爲めである。

35 「リンク及びリンク滑り子」

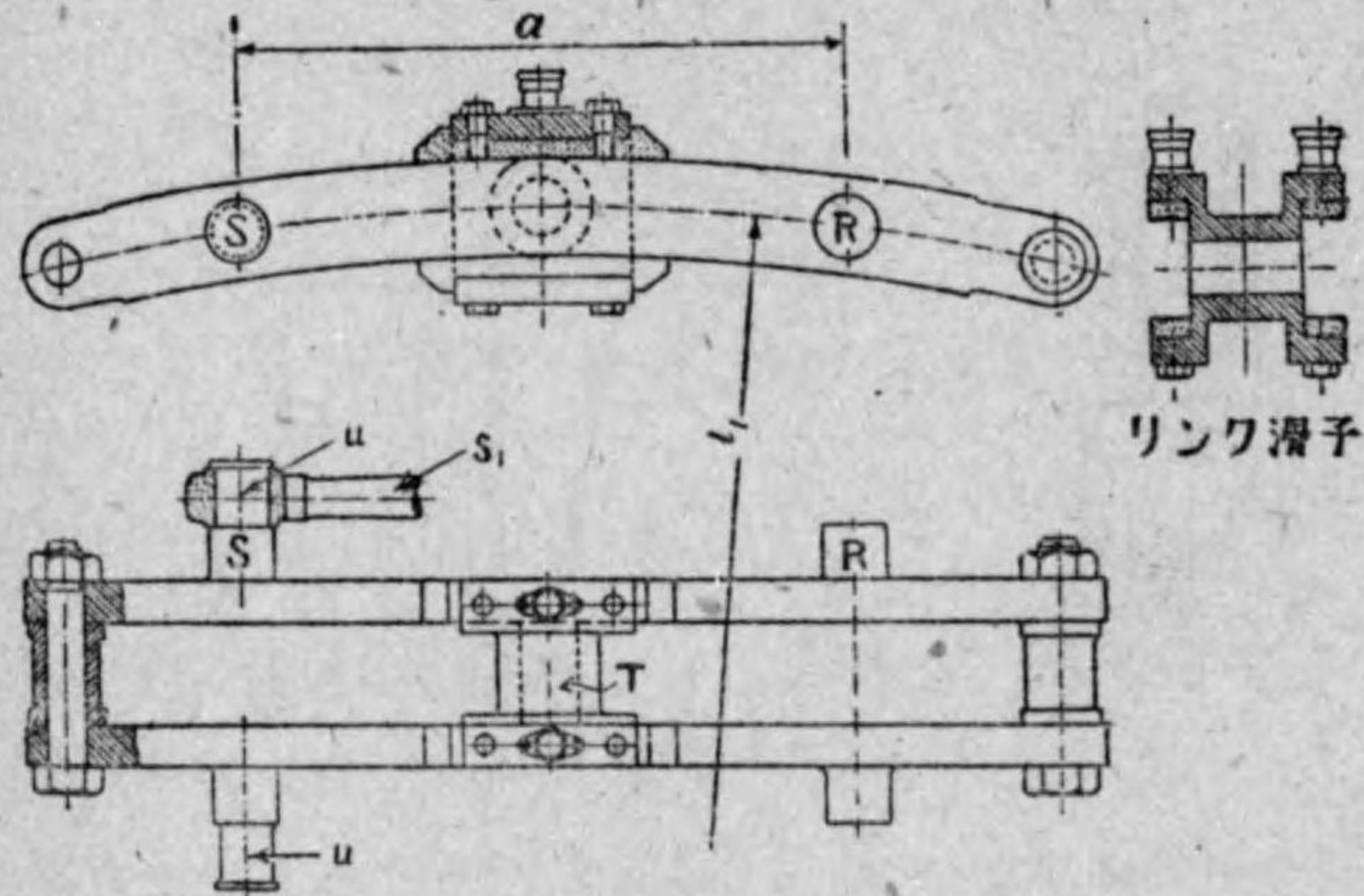
船の前進より後進に或は其反對に航走するに當り汽機の回轉を反轉せしむる爲めには、後進偏心桿を弁桿の直下に或は前進偏心桿を弁桿の直下に、「リンク」に依つて持來すものであるが、この「リンク」に二種あり。

(a) 「スロツトリンク」 (第76圖)

(b) 「組立リンク」 (第77圖)



第76圖



第77圖

低壓汽筒の径が 750mm 以下の小型汽機にありては (a) を使用し、一般には (b) を採用す。

前進用と後進用偏心桿を取付ける「ピン」R, S の距離 a は

$$a = (5.5 \sim 6.0) \times R \quad R = \text{偏心距離、cm}$$

にして、「リンク」の計算は中央に弁桿の荷重 L を受け、両端の「ピン」にて支へらるゝ梁として算出せらる。此場合の許容應力を、300~500 kgs/cm² に取る。

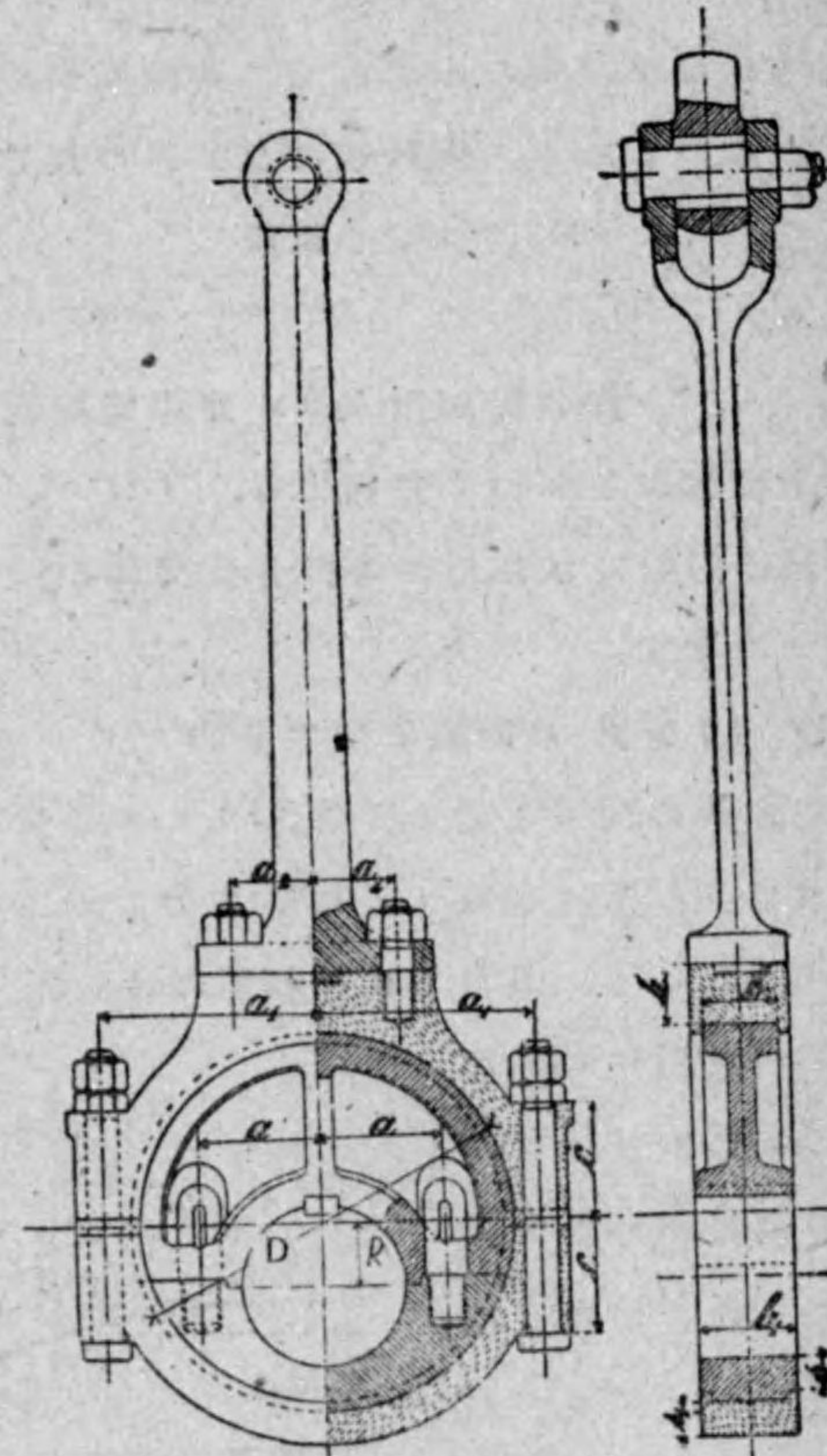
「リンク」滑り子は(第77圖)「リンク」を狭みて滑り、中央の「ピン」T に依つて弁桿に連結し、「ピン」u に依つて「リンク引手」S₁ に連結する。

36 偏心桿、偏心内輪及び外輪

偏心内輪は常例として、鑄鐵製にして、上下兩片をボルト或はスタッドを以て連結する(第78圖)。内輪の径 D は大體次の如く取る。

$$D \approx (1.2 \sim 1.4) \times (\text{偏心距離} + \text{クラック軸の径})$$

偏心外輪は砲金製或は鑄鋼製に白メタルを鑄込みて内輪との接觸を圓滑にす。外輪中央部の厚さ S₁ は



第78圖

$$S_1 = 0.4d + 10\text{mm (砲金の場合)} \\ = 0.3d + 10\text{mm (鑄鋼の場合)} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} d = \text{弁桿の径、mm}$$

b を求めるには次の如く投影面の単位面積に対する壓力を適當に取りて算出す。

$$\frac{L}{b \times D} = 6 \sim 10 \text{ kgs/cm}^2 \quad \text{但 } L = \text{弁桿の荷重、kgs.}$$

偏心桿は第78圖に示すが如く其断面長方形なるあり、或は圓形のものもある。鍊鋼製にして桿の長さは

$$(20 \sim 30) \times \text{偏心距離}$$

に取り

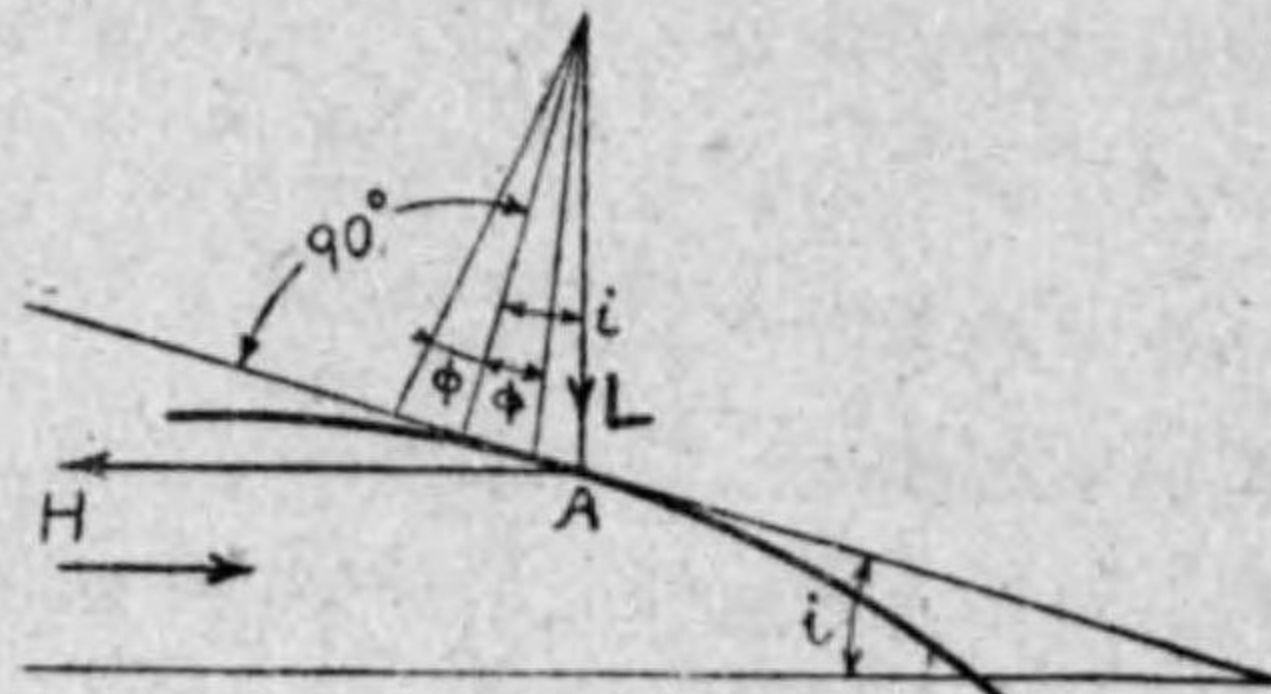
$$\text{桿の断面積} \approx 2 \times \text{弁桿螺旋底部の断面積}$$

以上に述ぶるが如く弁桿より、「リンク」、偏心桿及びボルト、偏心内輪及び外輪の各部分は弁桿の受くる荷重Lを基準として計算す。

37 「リンク」の操縦に要する力

弁桿にLの荷重を受くる際、「リンク」の位置を前進より後進に、或は其反對に操縦するに要す力の決定は反轉装置を定むるに必要なるも、其計算は稍複雑なり。「リンク」は弁桿に對し常に同一角度に傾斜せ

るものにあらすして、汽機の回轉中傾斜を異にするものである。依つて計算には其最大傾斜の場合を取り、且リ



第79圖

リンクを水平に引張り或は押すものと假定して、其時の力Hを推定することとする。

第79圖の如く「リンク」と弁桿との連結點をAとし、茲に弁桿の荷重Lを受くるものとす。A點に切線を引く時は、水平に對しiの角度を有する斜面となる。この斜面上に荷重Lを引上ぐるに要する水平力HはLの分力と「リンク」に於ける摩擦力の和にして斜面の摩擦係數 $\mu = \tan \phi$ とすれば次の如くなる。

$$H = L \times \tan(i + \phi)$$

r=0.2 とすれば、 $\phi = 11^\circ$ となり、「リンク」の最大傾斜角度は $i = 24^\circ$ 内外なれば

$$\tan(i + \phi) = \tan 35^\circ = 0.7$$

依つて

$$H = 0.7 \times L \dots \dots \dots (33)$$

このHは一つの「リンク」を操縦するに要する最大の力なり。動弁装置の「リンク」引手、反轉挺の強さは(33)式のHに依つて算出せらる。

複式汽機にありては二個以上の「リンク」を有するが、何れも以上の最大値を取るものでない。二聯成汽機(クランク角 90°)に於ては、一つの「リンク」が 24° の傾斜、他の「リンク」が水平の場合もあるが、最大振り「モーメント」を興ふるものは兩方の「リンク」が共に 18° 内外の傾斜を爲せる場合である。則ち

$$\tan(i + \phi) = \tan 29^\circ = 0.55$$

依つて二個の「リンク」が起動軸に與ふる全捻り「モーメント」 T_R は

$$T_R \doteq 2 \times 0.55 \times L \times l \quad \text{但 } l = \text{反轉挺の長さ、cm}$$

$$\doteq 1.1 L \cdot l \quad \text{kg, cm} \dots \dots \dots (34)$$

三聯成汽機(クラン角120°)にありては、一つの「リンク」が水平に、他の二つの「リンク」が共に 22° 内外の傾斜を爲す時が最大振り「モーメント」を與ふる場合である。依つて

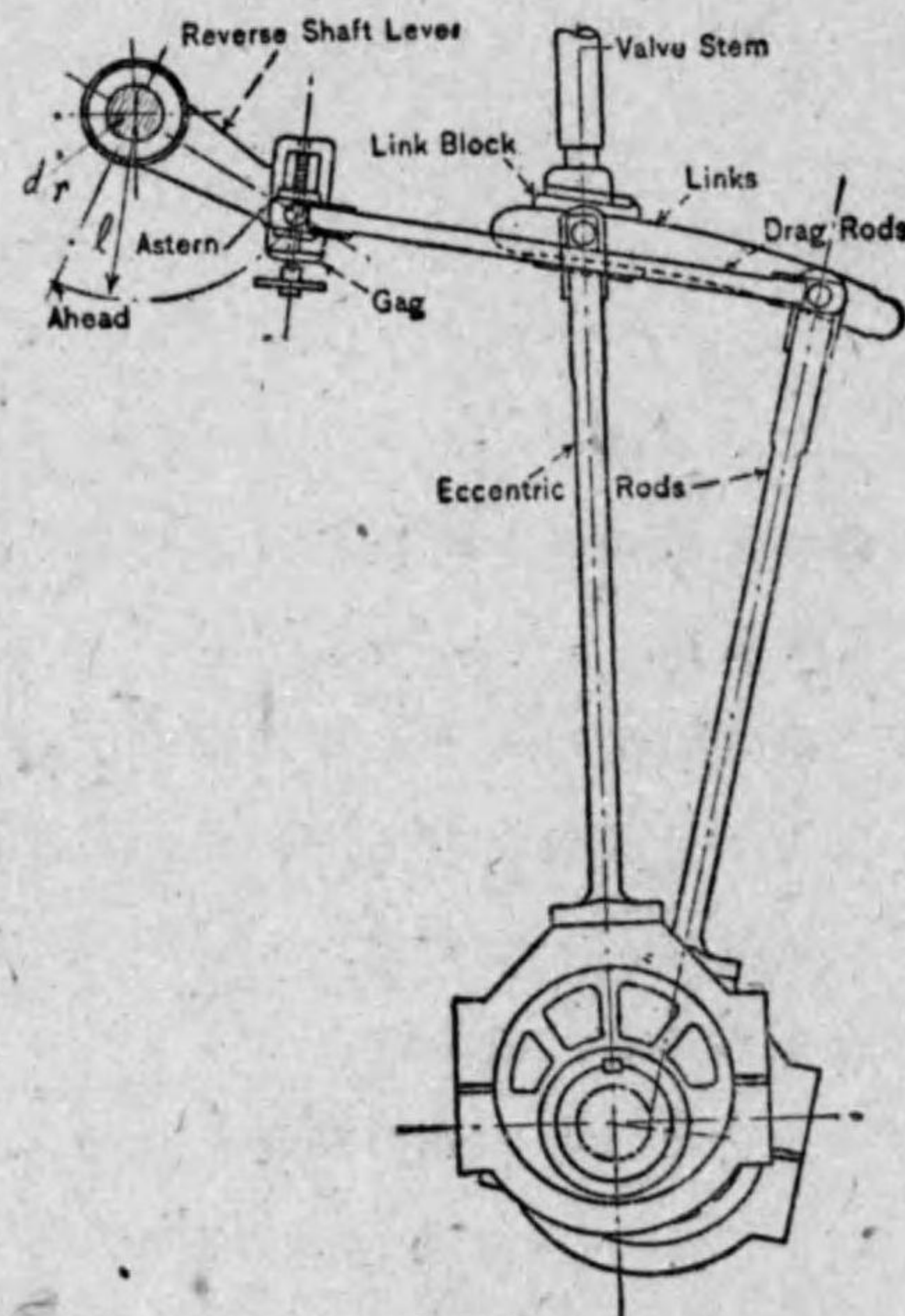
$$T_R \doteq (\mu + 2 \tan 33^\circ) \times L \times l$$

$$\doteq 1.5 L \cdot l \dots \dots \dots (35)$$

四聯成汽機に於ても同様にして得らるゝが、起動軸の大きさは T_R に依つて算出せらる。

38 起動軸

起動軸(第80圖)は前項の T_R と、引手の推力に依る灣曲「モーメント」を受くるを以て此れ等に対して其強さの計算を爲すものである。併し實際はこれよりも遙かに丈夫の軸が取付けられて居る。其理由は汽機の兩端にある動弁装置が振り度の相違に依り弁の運動が設計よりも異なるのをなるべく少なくする爲めである。一般



第80圖

に次の如く軸の徑を取る。

$$d_r = 1.72 \sqrt[3]{\frac{C \cdot H \cdot l}{K}}$$

但 d_r = 起動軸の徑、cm

H = 1-リンクを動かすに要する水平力、kgs.

l = 反轉挺の長さ、cm

K = 250~300 kgs/cm²

C = 1.0 (1-クランクの場合)

= 1.3 (2-ク

ランクにして角度 90°

の場合)

= 1.85 (3-ク

ランクにして角度 120°

の場合)

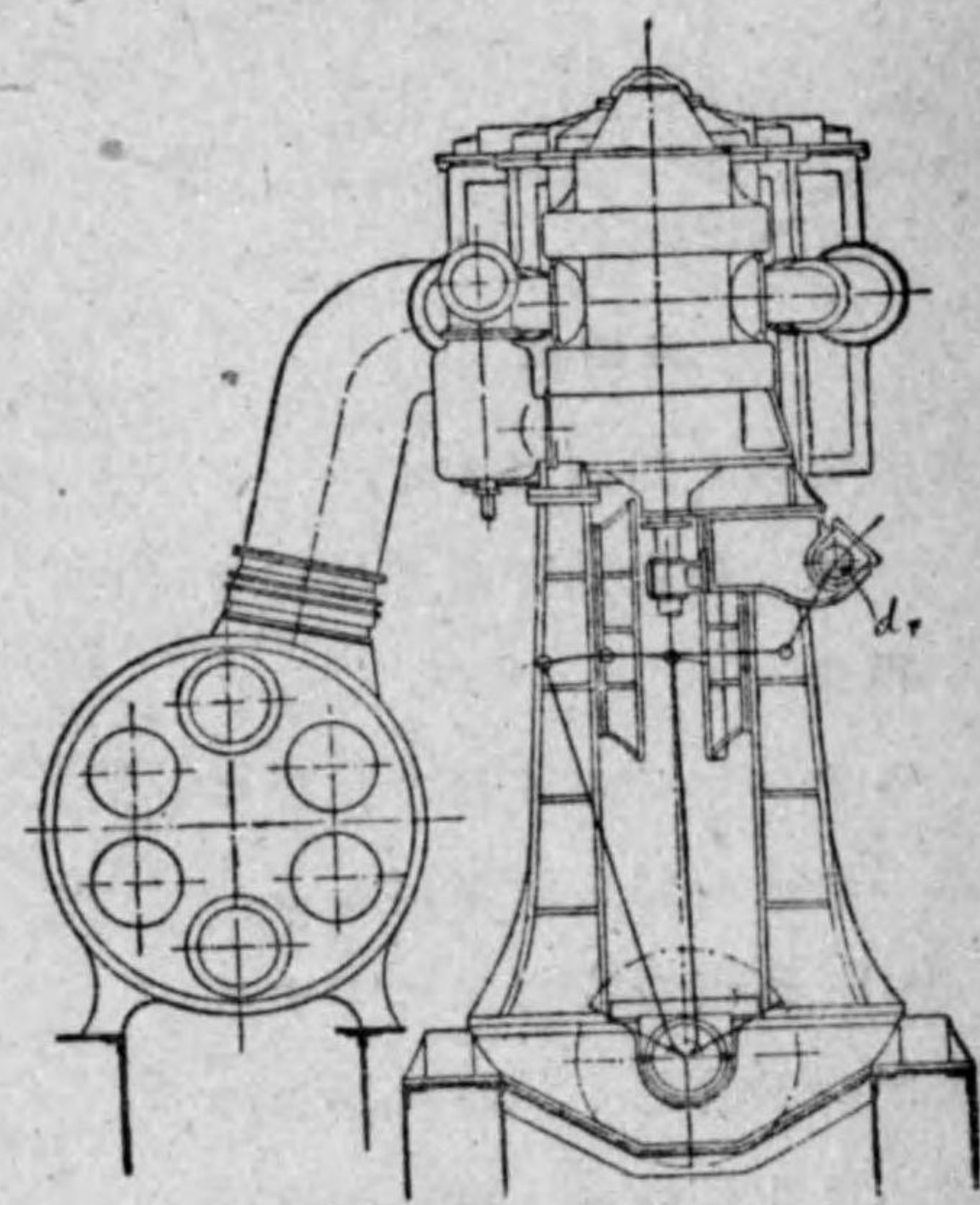
= 2.4 (4-ク

ランクにして角度 90°

の場合)

起動軸 d_r の位置は第81圖の如く汽機の前部に取付け、引手を「リンク」の中央に結び付けた

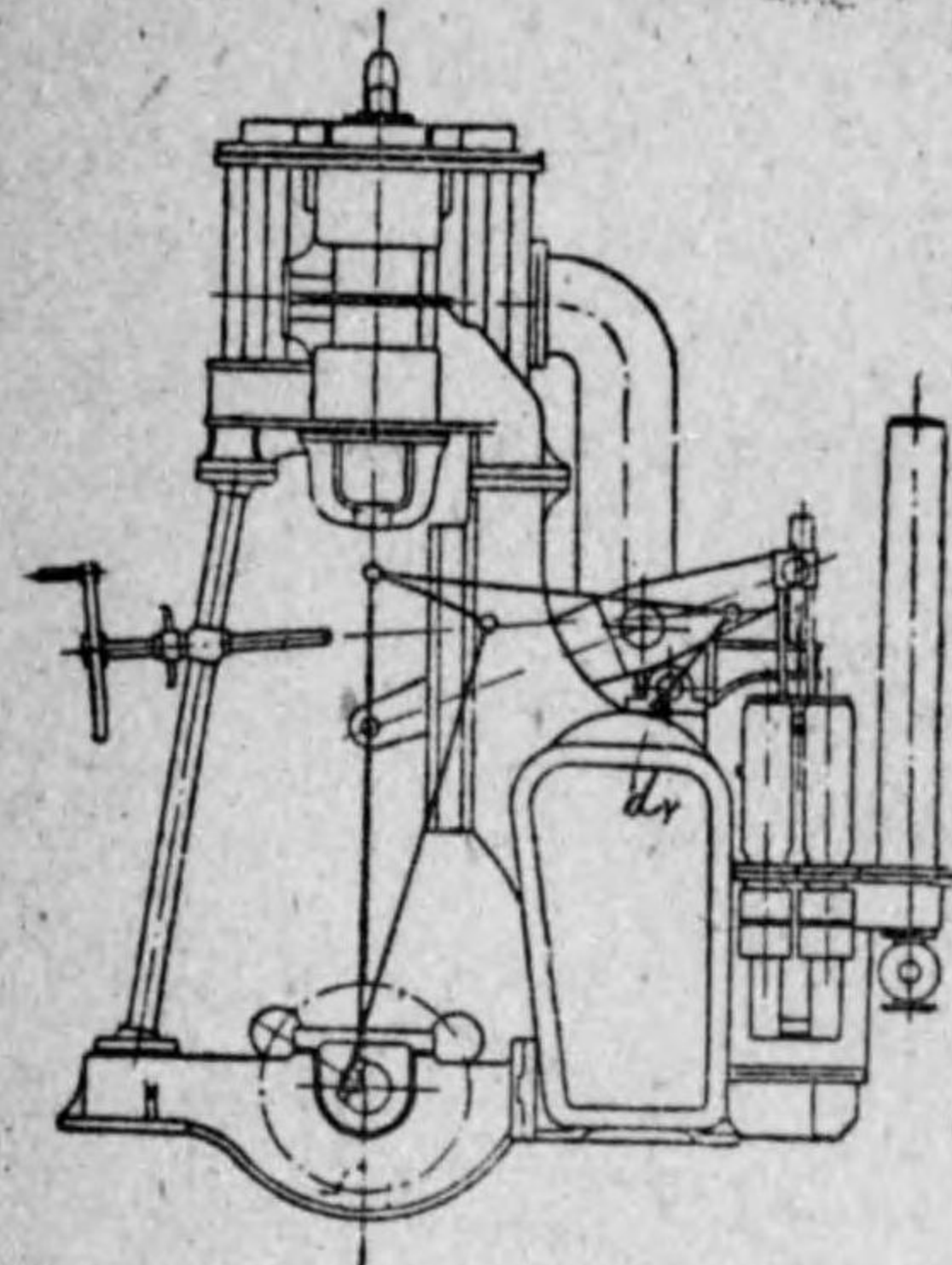
るあり、或は第82圖の如く汽機の後部に取付け、引手を「リン



第81圖

* Bauer's "Schiffsmaschinenbau"

ク)の一端に連結する場合もありて各利害得失がある。要は共時の事情に應じて適宜



第 82 圖

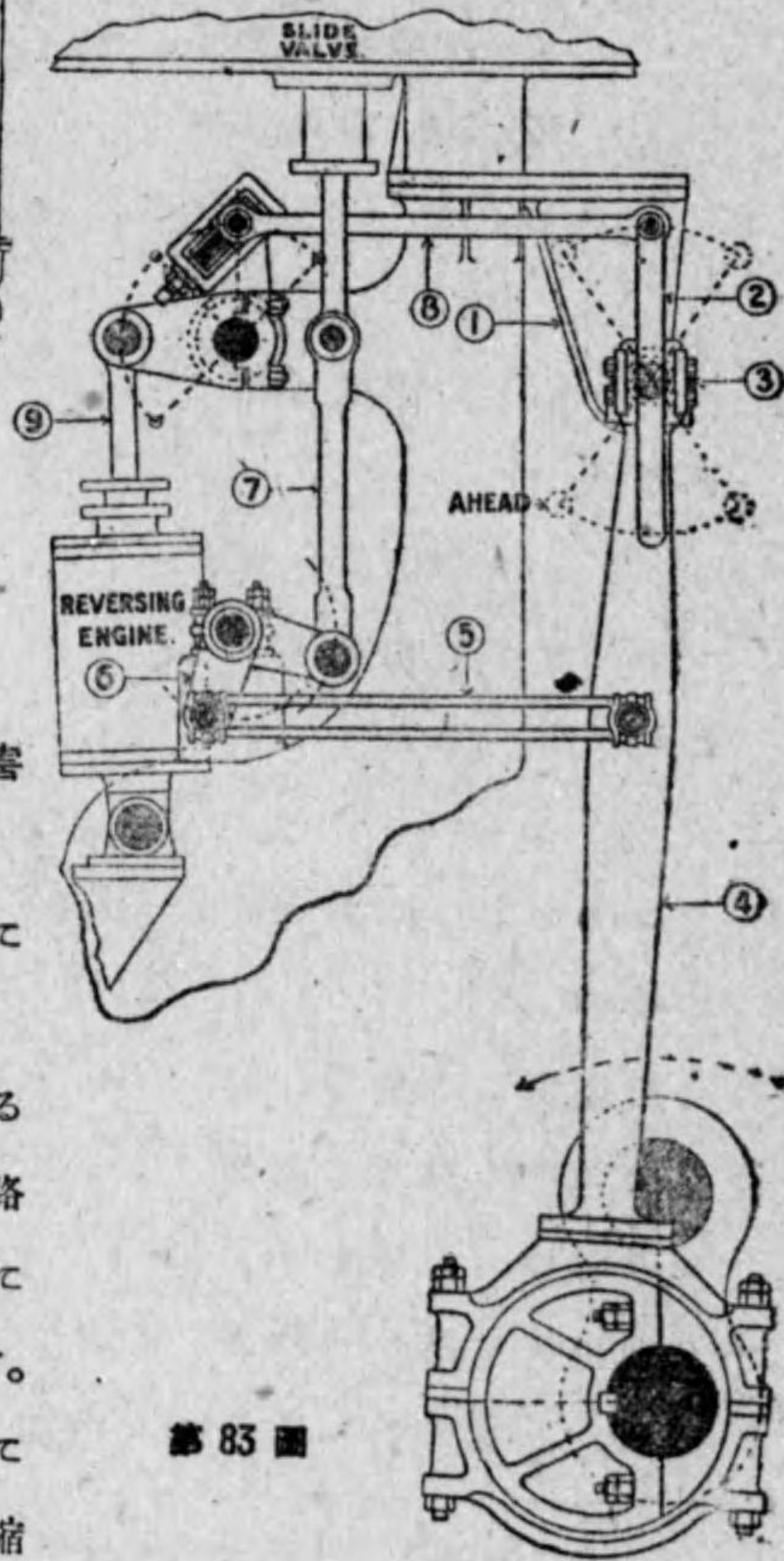
決定すべき問題である。

39 各種動弁装置の利害得失

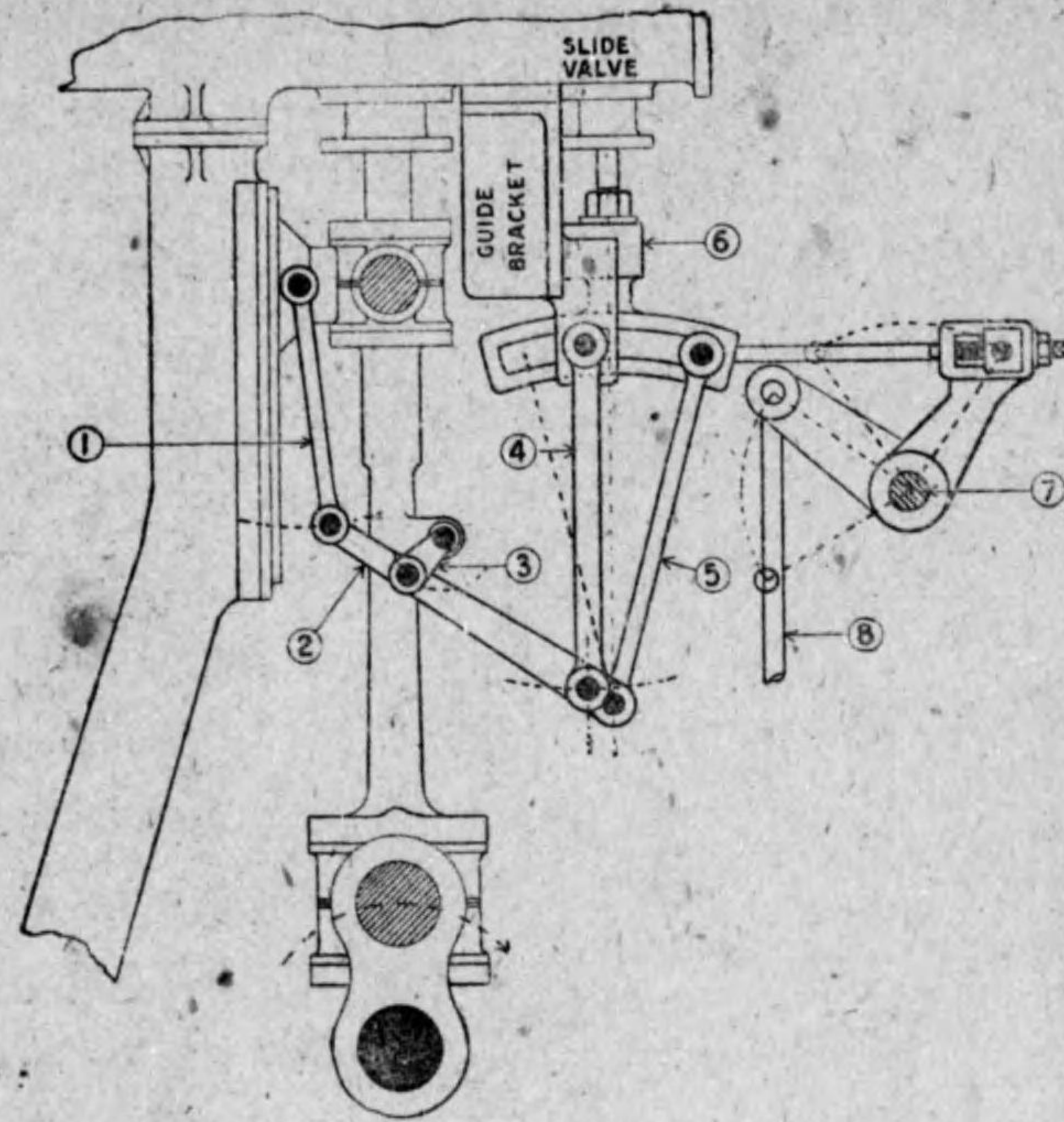
スチフソン式動弁装置に就ては次の如き缺點がある。

(a) 蒸汽の絞切點に達する際弁の運動遅く、蒸汽の通路狭小なる爲めに、絞氣作用に依り汽筒内の初壓力を低下す。

(b) 「リンクアップ」の状態に於ては蒸汽のリード及び壓縮



第 83 圖



第 84 圖

度は全力ギヤ-]の時と異なる。

(c) 連桿の傾度の影響に依りピストンの下り行程と、上り行程の縮切點は同一ならず上り行程の縮切點を早くす。

以上の缺點を補ふ爲めに各種の動弁装置が工夫されて居る。Hackworth (第83圖) Klug, Marshall, Brock, Bryce-Douglas 等の装置は一つの偏心器を使用し、Joy, Morton (第84圖) 等の装置は偏心器を全然使用せず。これ等二、三の弁運動に就て

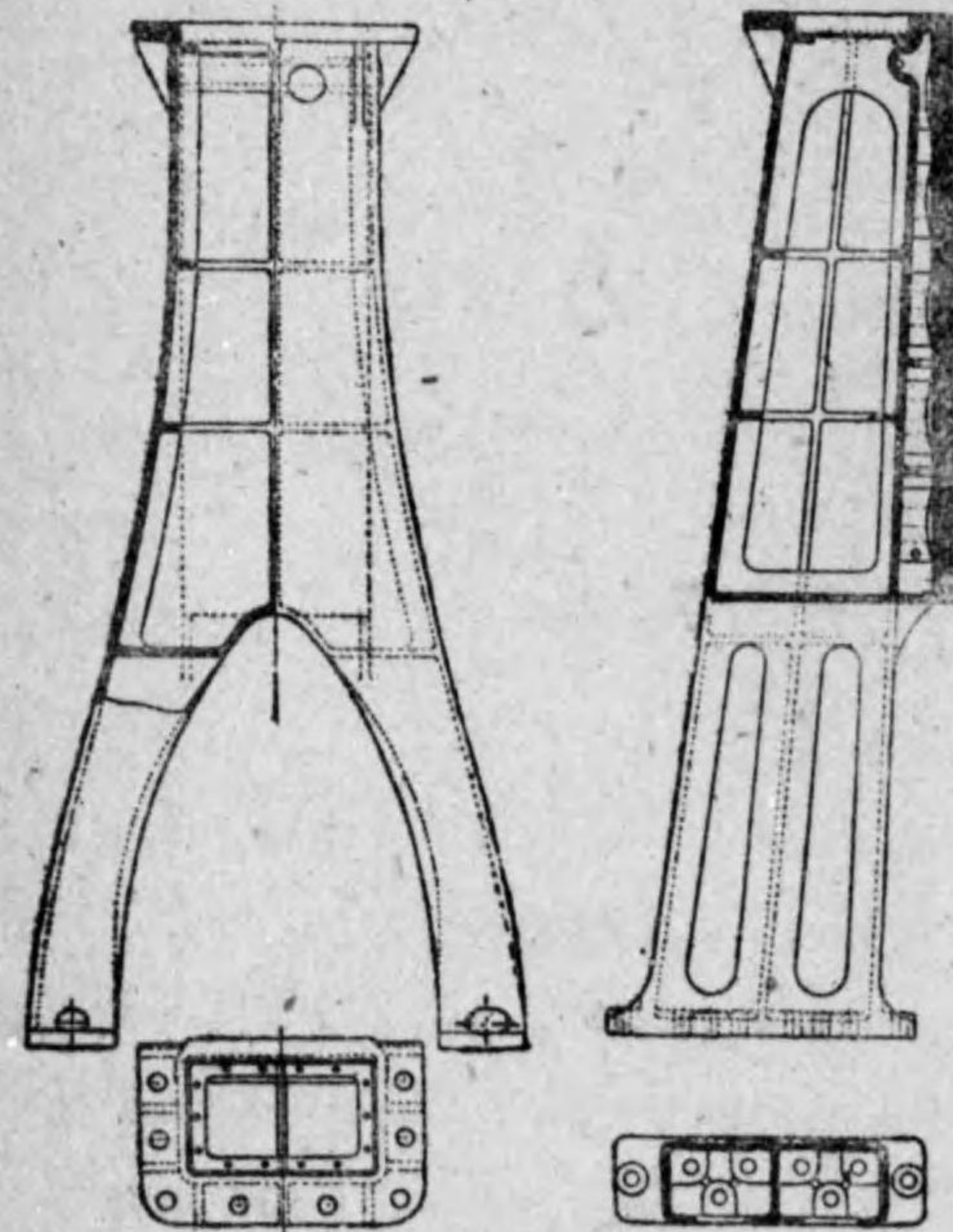
は蒸汽機関工学に述べてあるが、要するに

(1) 縮切點に達する瞬間に弁の運動を早からしめ、絞氣作用に依る蒸汽壓力低下を小ならしむ。

(2) 「リンクアップ」の状態に於てもリードを全力の時と同一に保たしむ。

(3) 上り行程と下り行程の縮切點を殆んど同一にすることを得。

然れどもこれ等の動弁装置は多數の接手を使用するを以て、



第85圖

假りに一ヶ所に於て微小の狂ひを生じたりとせば、弁運動に數倍となりて顯はれ、動弁装置の調節甚だ困難なるを以て一般にはスチフソン式装置を今尙ほ廣く採用して居る。

40 汽機の架構

汽機を支ふる架構の種類は四種に區別せらる。

(a) 逆さY形柱(第85圖)

(b) 箱形直柱

(c) I形直柱

(d) 圓形鍛鋼柱(第86圖)

商船には(a)が廣く使用せられ鑄鐵或は鑄鋼製である。特に汽機の重量を軽くする場合には(d)を採用し、時には前部の架構に(d)を後部に(a)を用ゐる場合あり。(b)及び(c)は特殊の汽機に用ゐらる。

支柱の數は汽筒の前後に一個宛なるか或は二個宛の場合あり。

柱の長さは

$$(3.0 \sim 3.25) \times \text{ピストンの行程}$$

に取る。柱は次に掲ぐる種々の外力に依りて生ずる荷重を受くるものなり。

(a) 汽筒の重量

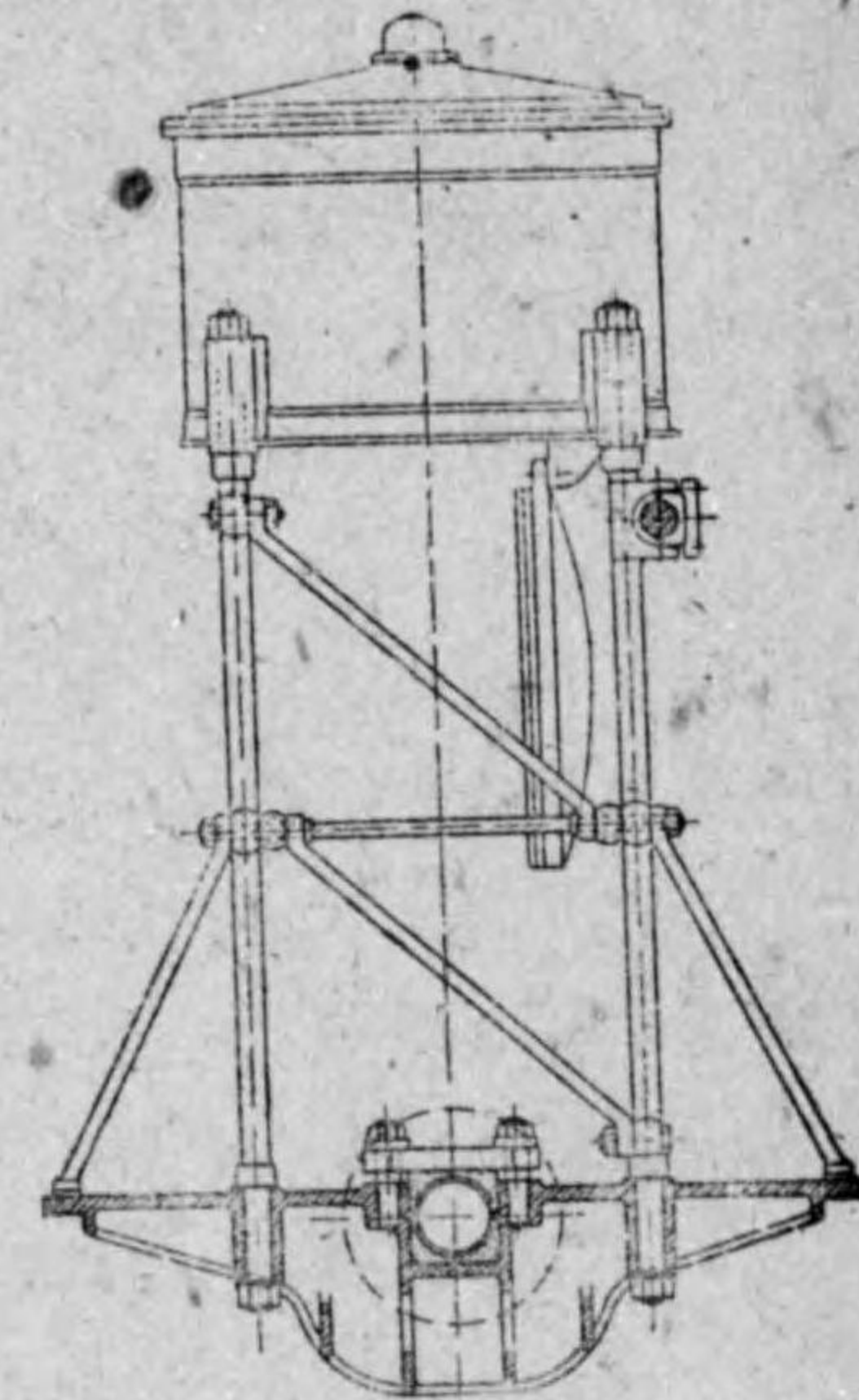
(b) ピストンの蒸汽荷重

(c) 滑座に受くる横推力

(d) 起動軸より受くる壓力

(e) 蒸汽管の膨脹に依る歪

(f) 船の横搖に依る汽機の傾斜等



第86圖

以上の原因に依り架構の受くる荷重は、次の場合に應じて夫々其數値を異にする。

- (1) 船の前進に於て「ピストン」が上り行程の時
- (2) 船の前進に於て「ピストン」が下り行程の時
- (3) 船の後進に於て「ピストン」が上り行程の時
- (4) 船の後進に於て「ピストン」が下り行程の時

架構は汽機の主要部であるから其設計に當り、以上の場合に就て精細に攻究すべきものなるも、甚だ複雑なるを以て、茲には概算法のみを記すこととする。

架構には單に「ピストン」の最大荷重のみを受くるものとし、許容抗張應力を次の如く取りて其斷面積を概算す。

$$30 \sim 45 \text{ kgs/cm}^2 \text{ (鑄鐵の場合)}$$

$$100 \sim 110 \text{ kgs/cm}^2 \text{ (鑄鋼の場合)}$$

$$150 \sim 200 \text{ kgs/cm}^2 \text{ (銀鋼の場合)}$$

架構壁の厚さは次の如く取る。

$$t = \frac{d}{30} + 12 \text{ mm (鑄鐵の場合)}$$

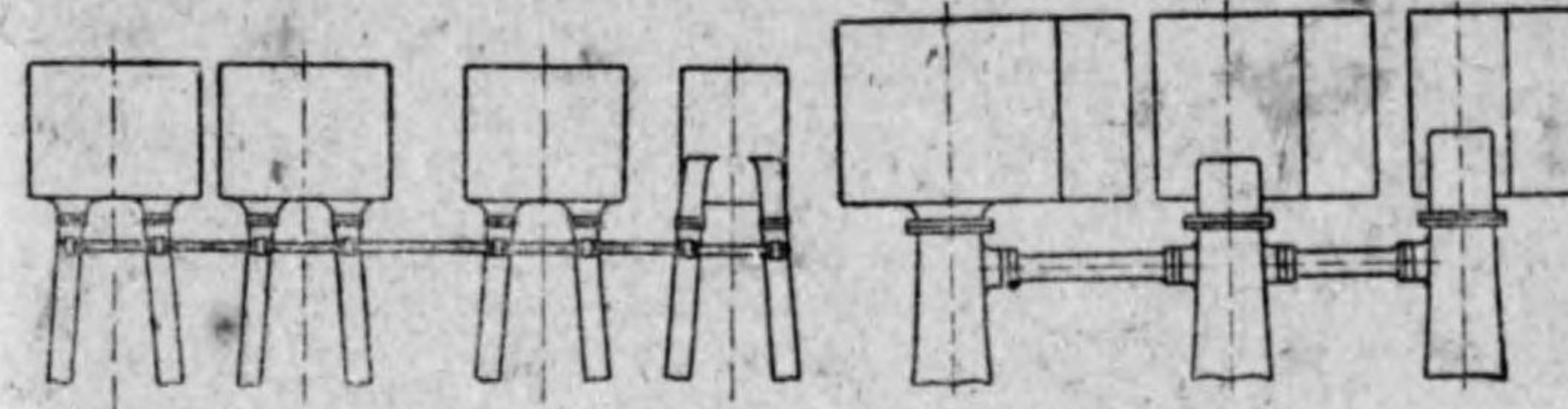
$$= \frac{d}{40} + 12 \text{ mm (鑄鋼の場合)}$$

但 $d = \text{クランク軸の徑, mm}$

$t = \text{壁の厚さ, mm}$

$$\text{フランジの厚さ} = (2.0 \sim 2.2) \times t$$

圓形銀鋼柱を使用する場合には適宜斜扣を以て補強す(第86圖)。汽機の全架構は第87圖及び88圖に示すが如く互に相聯繫して振動を防止する。架構の上下取付けボルトは使



第87圖

第88圖

用應力を $250 \sim 300 \text{ kgs/cm}^2$ として其徑と數を算定す。

41 臺板

臺板は一般に鑄鐵製なるも、小型汽機或は特殊の汽機には鑄鋼或は砲金製となす。小型汽機の臺板は一つの鑄物なるも、大型汽機に於ては之を數個に分ち「フランジ」を以て連結す。

臺板は第89圖に示すが如く縦骨と横骨より成り、其斷面は

L, T, I, T, C , 等にして、 h, t, t_1 は次の如く取る。

$$h = (0.50 \sim 0.55) \times \text{ピストンの行程} \dots \text{(臺板の高さ)}$$

$$t = \frac{d}{30} + 12 \text{ mm} \dots \text{(鑄鐵の場合)} \quad t = \text{骨の厚さ, mm}$$

$$t_1 = (1.8 \sim 2.0) t \quad t_1 = \text{フランジの厚さ, mm}$$

$d = \text{クランク軸の徑, mm}$

$$t = \frac{d}{50} + 12 \text{ mm} \dots \text{(鑄鋼の場合)}$$

$$t_1 = (1.6 \sim 1.8) t$$

臺板と機械臺との取付けボルトは

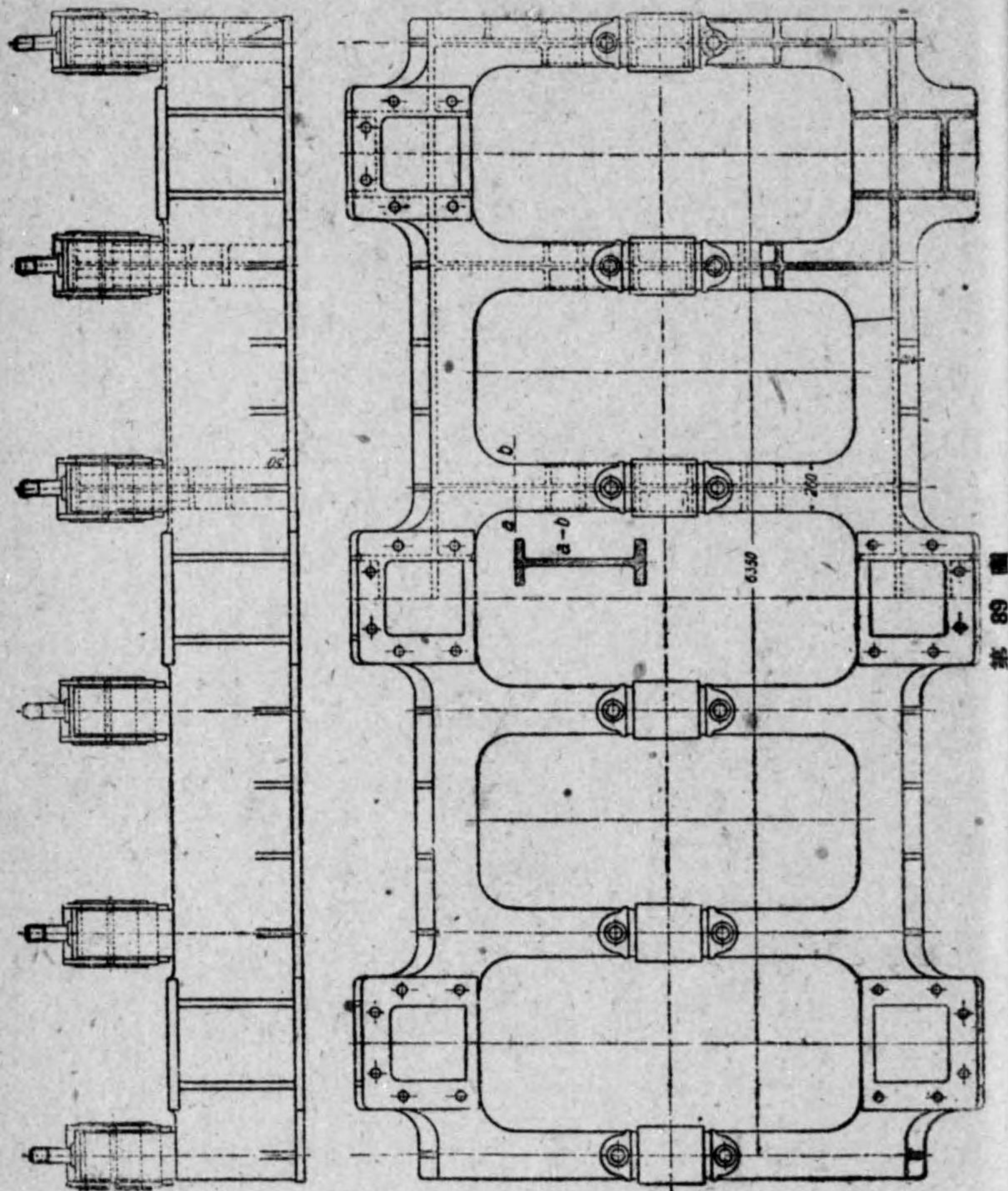
$$\frac{3''}{4} \sim \frac{7''}{8} \dots \text{クランク軸の徑} 100 \text{ mm 以下}$$

$$\frac{7''}{8} \sim 1'' \dots \text{ // } 100 \sim 200 \text{ mm}$$

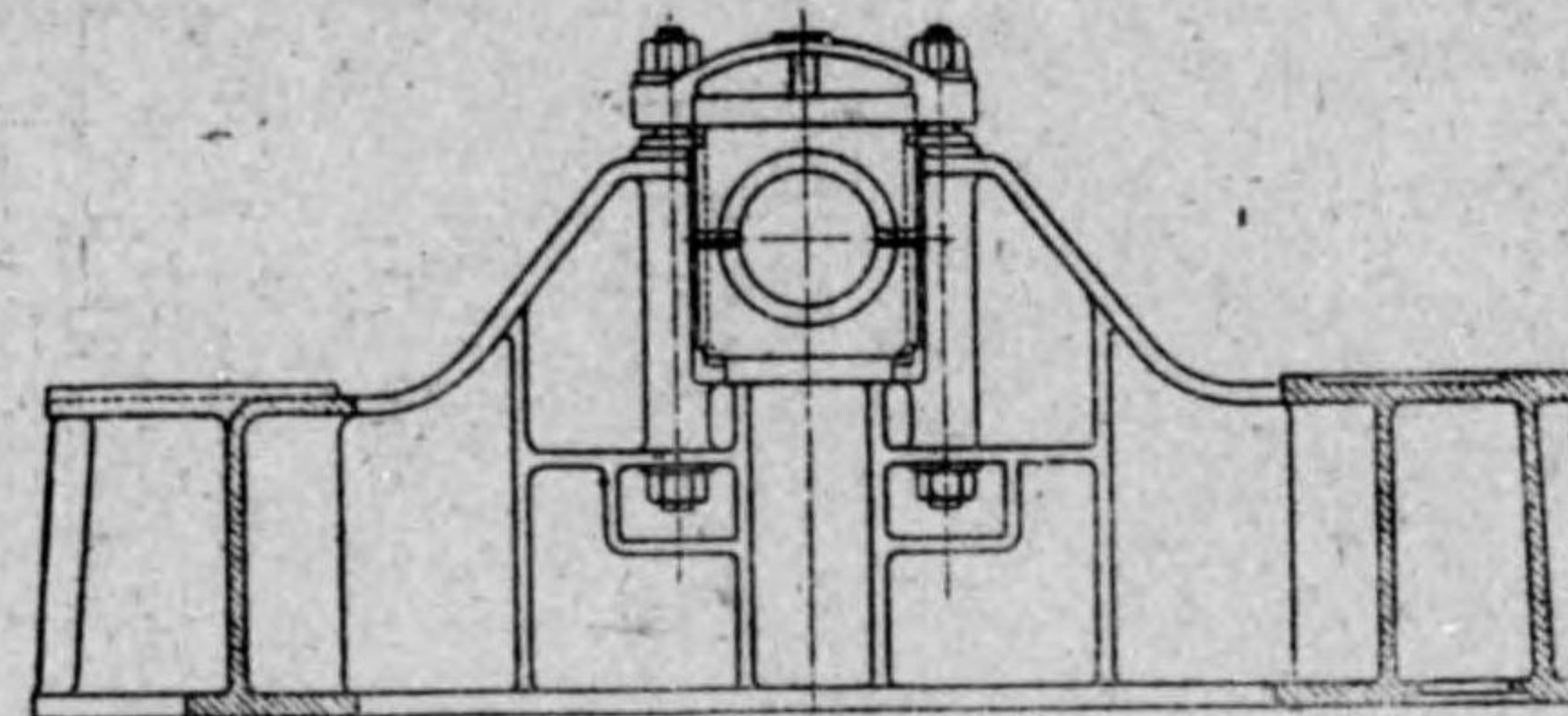
$$1'' \sim \frac{1''}{4} \dots \text{ // } 200 \sim 400 \text{ mm}$$

$1\frac{1}{4} \sim 1\frac{3}{4}$ // 400~600mm

を使用し、ボルトの心距を径の約十倍とす。

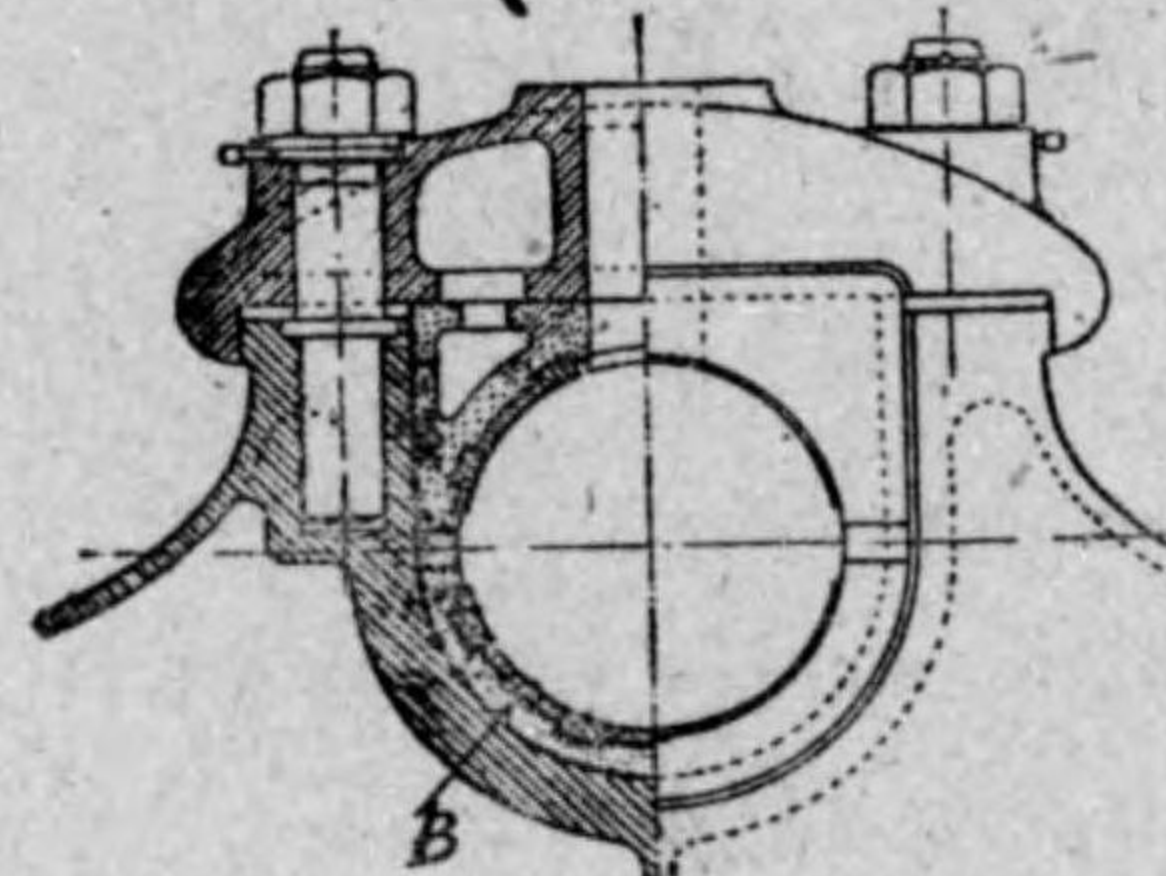


42 主軸承



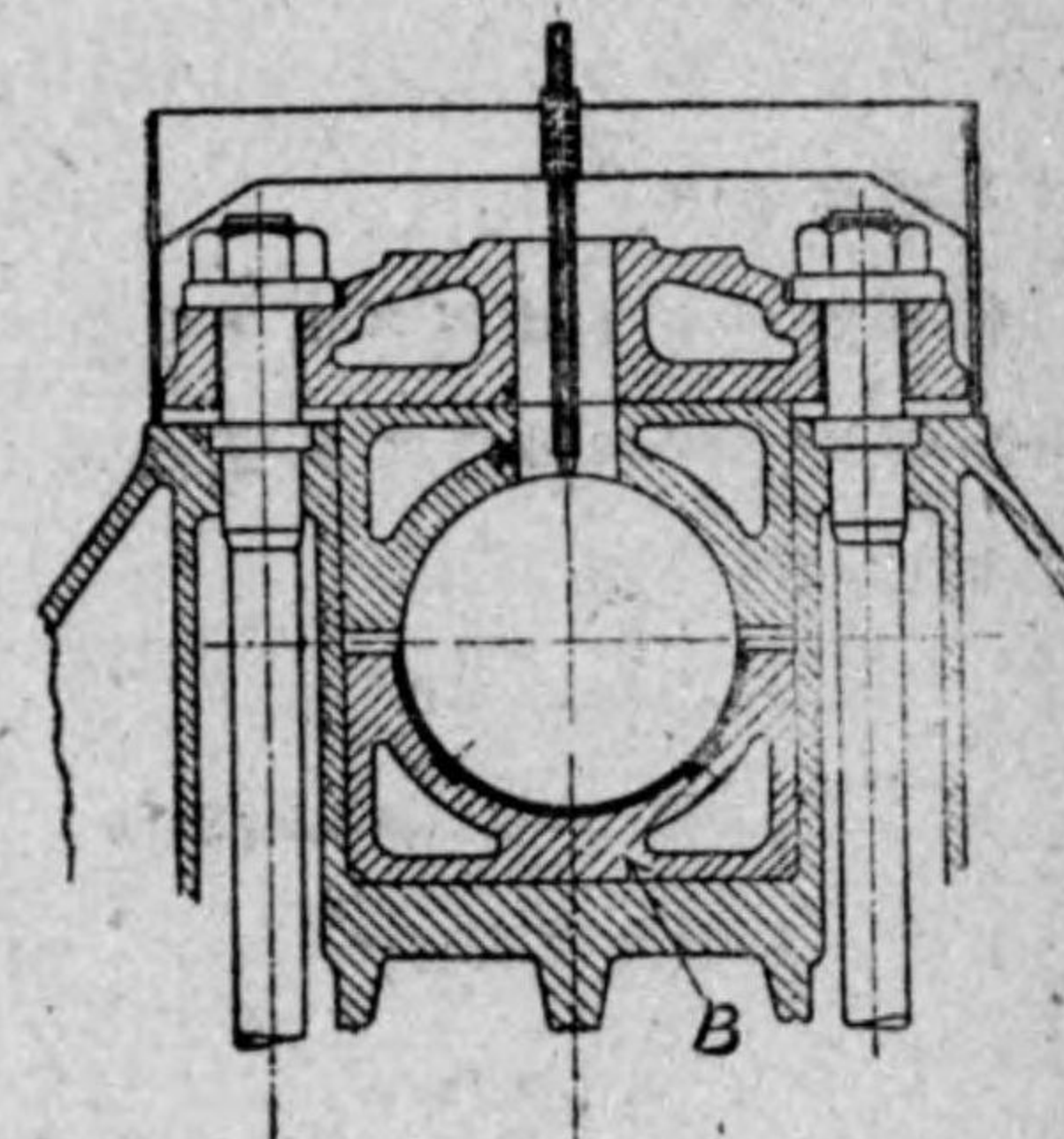
第90圖

主軸承は臺板の横桁にありて第90圖乃至第93圖に示すが如し。一般に1クランクに對し二個の軸承を使用するも、重量を軽減する爲



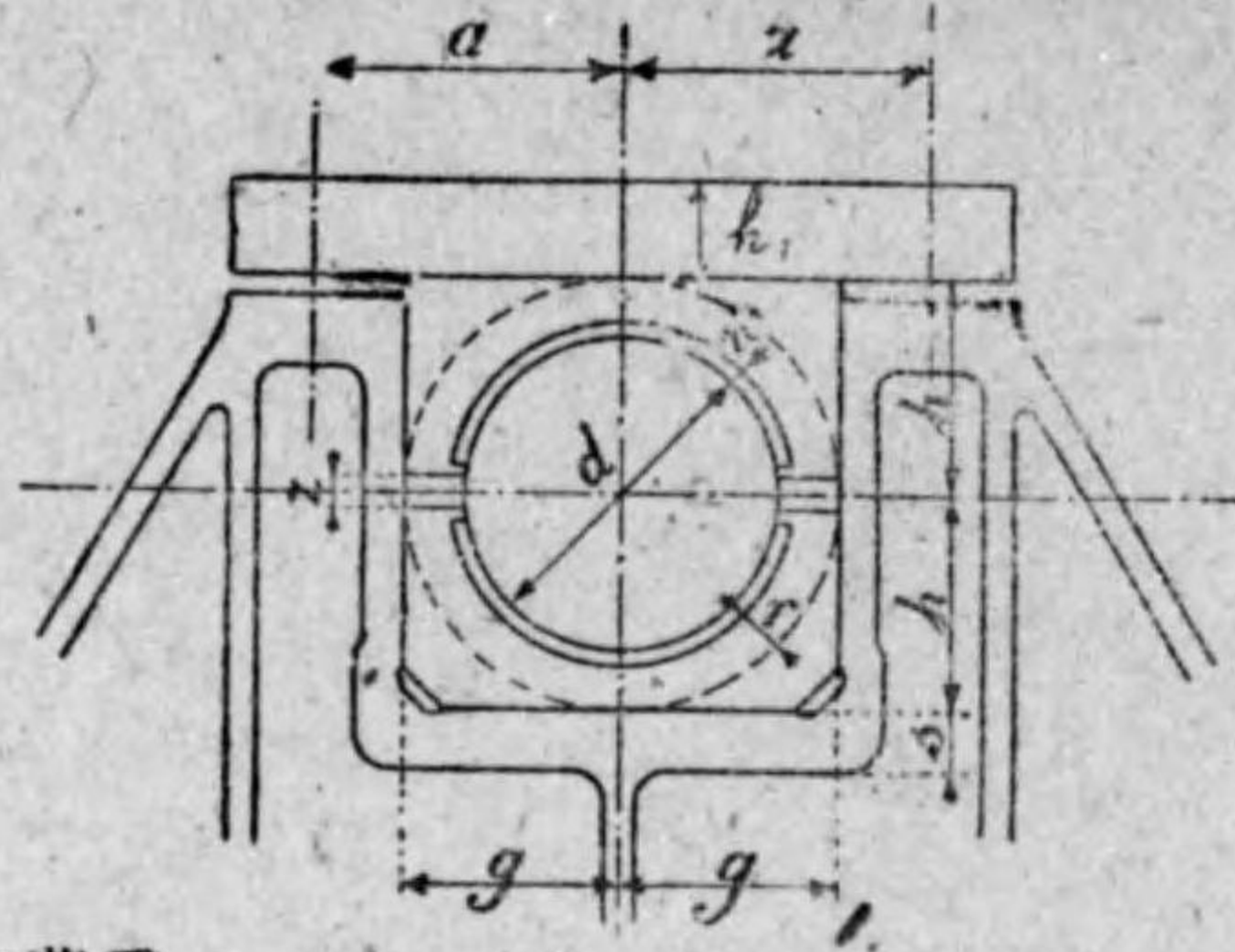
第91圖

めに2クランクの間に一個の軸承を用ゐる場合あり。軸承の嵌輪Bは砲金か、鑄鐵或は鑄鋼にして、之れに白メタルを鑄込む。嵌輪の底部は圓形のもの(第91圖)角形のもの(第92圖)との二種あり。主



第92圖

軸承の長さはピストンの最大荷重に対し単位投影面積に與ふる壓力を適宜に取りて決定す。



第93圖

ピストンの最大荷重
 $\frac{d \times l}{d \times l}$
 $= 15 \sim 20 \text{ kgs/cm}^2$

但 $d =$ 軸承の徑、 cm

$l = 1$ クランクに対する軸承の全長、 cm

クランク毎に l を計算し、適宜に修正して全部の軸承を同一の長さにするを普通とするも、汽機に依りては長さを異にする場合あり。

軸承のボルトはピストンの最大荷重に対し、抗張應力を $250 \sim 300 \text{ kgs/cm}^2$ に取りて其徑と數を定む。其他の比例は大體次の如し。(第93圖)

$a = (0.80 \sim 0.90)d$

$g = (0.60 \sim 0.62)d + w + 5mm$

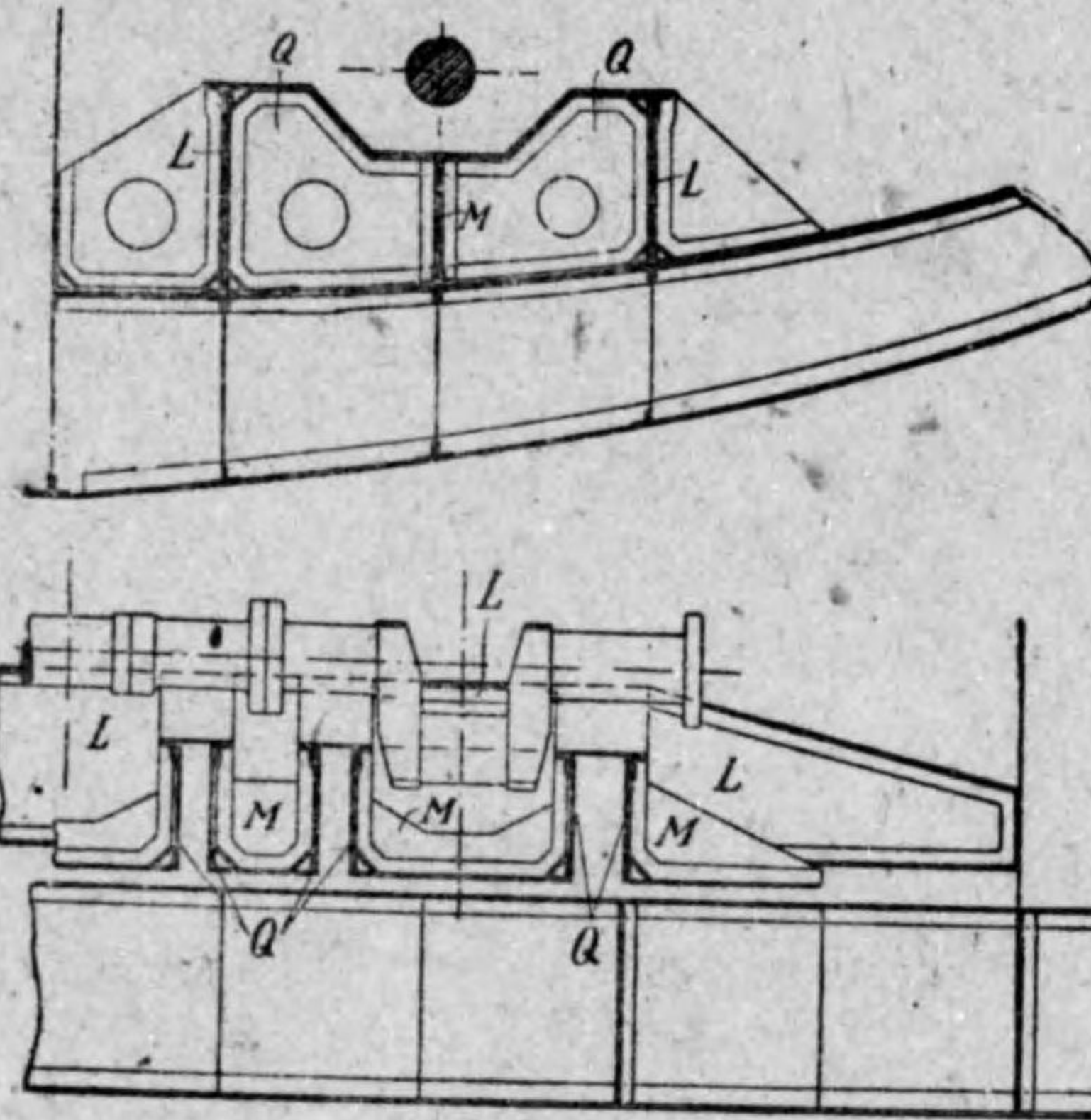
$h = (1.0 \sim 1.05)g$

$w = \frac{d}{35} + 5mm$

$Z = \frac{d}{15} + 5mm$

$s = (0.2 \sim 0.25)d$

43 機械臺



第94圖

汽機の臺板を据付くる機械臺は一般に船體二重底の頂板に取付けらる。第94圖に示すが如く桁構造にして、之れに使用する鋼板及び山形材の寸法は機械の大小に依りて異なるも、一例を擧ぐれば次の如し。

(a) 主機

縦板.....9~13mm

頂板.....20~25mm

山形材.....70×70×8mm~100×100×13mm

(b) 復水器

縦板.....9~11mm

頂板.....12~16mm

山形材.....75×75×10mm

機械臺を受くる二重底部は補強を要す。二重底を有せざる

船に対しては、船体の肋骨を利用して機械臺を直接船體に取付ける。

44 起 動 坐

機関の操縦に要する起動坐は、クランク軸の中心より稍高く、臺板の頂部と殆んど同じ高さを取付けられ、厚さ4~7mmの縞板を以て床張りせるもので、次に掲ぐる把手の取扱ひや見張りを爲し、以て機関の操縦に便ならしむ。

- (a) 汽機の反轉装置を取扱ふ把手
- (b) 蒸汽加減弁を取扱ふ把手
- (c) 起動弁を取扱ふ把手
- (d) 汽笛、其他の排水コックを取扱ふ把手
- (e) 汽機の壓力計、溫水溜、給水タンク等の水面計の指示目盛を見る事
- (f) 船橋、汽罐室等との通信装置を取扱ふ事
- (g) 主機及び補機の回轉數を調ふる事 等

45 吊 揚 装 置

機関の修繕或は検査の爲めに汽笛蓋の取外し、ピストンの引揚げ等を容易ならしむる爲めに、機関室内に吊揚装置を取付ける。一般に甲板梁を利用して Γ 或は \perp 形の桁を取付け、之れに適宜の力量の手動クラブ、或は起重機を運行せしめて吊揚げに便ならしむ。

46 機関室の通風装置

機関室の通風は商船にありては通風筒或は天窗を利用して

自然通風となす。通風筒の全斷面積 A は次の如く取る。

$$A = \frac{G}{100 \sim 140}, \quad G = \text{機関室の床面積}$$

軍艦にありては防禦甲板の爲めに自然通風と爲すを得ず、送風器に依りて通風する。

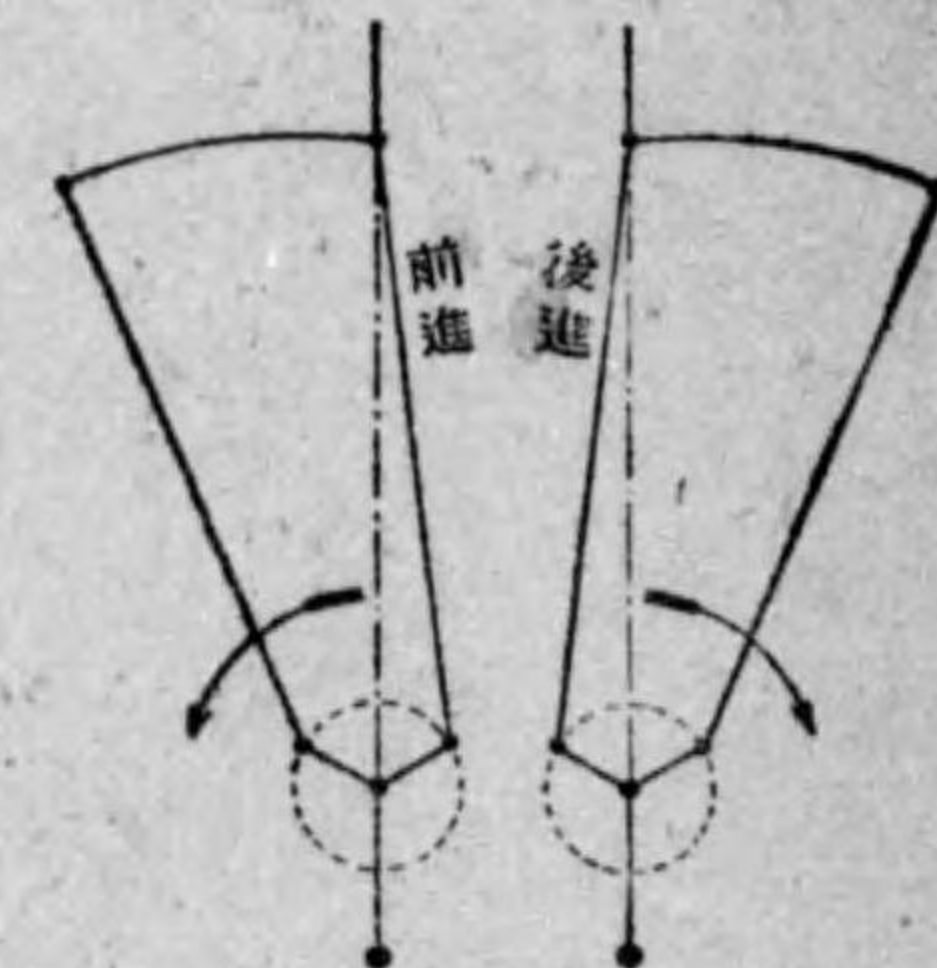
47 豫 備 品

數年間の使用に依り或は事故に依る機関の破損に備ふる爲め、何れの汽船でも機関部に屬する部分品の豫備品を備ふるものである。其種類と數量は航路に依つて異なるものにして、管船局の船舶機関規程に定められて居る。

48 反 轉 装 置

前進より後進に、或は其反對に汽船航走の方向を變ぜんとする時は、汽機の回轉も亦反轉せしむるを要す。此装置は動弁装置の種類に依つて異なるも、

ステフンソン式動弁装置に於ては第95圖に示すが如く「リンク」の位置を變更することとなる。此の装置を大別して二種となす。

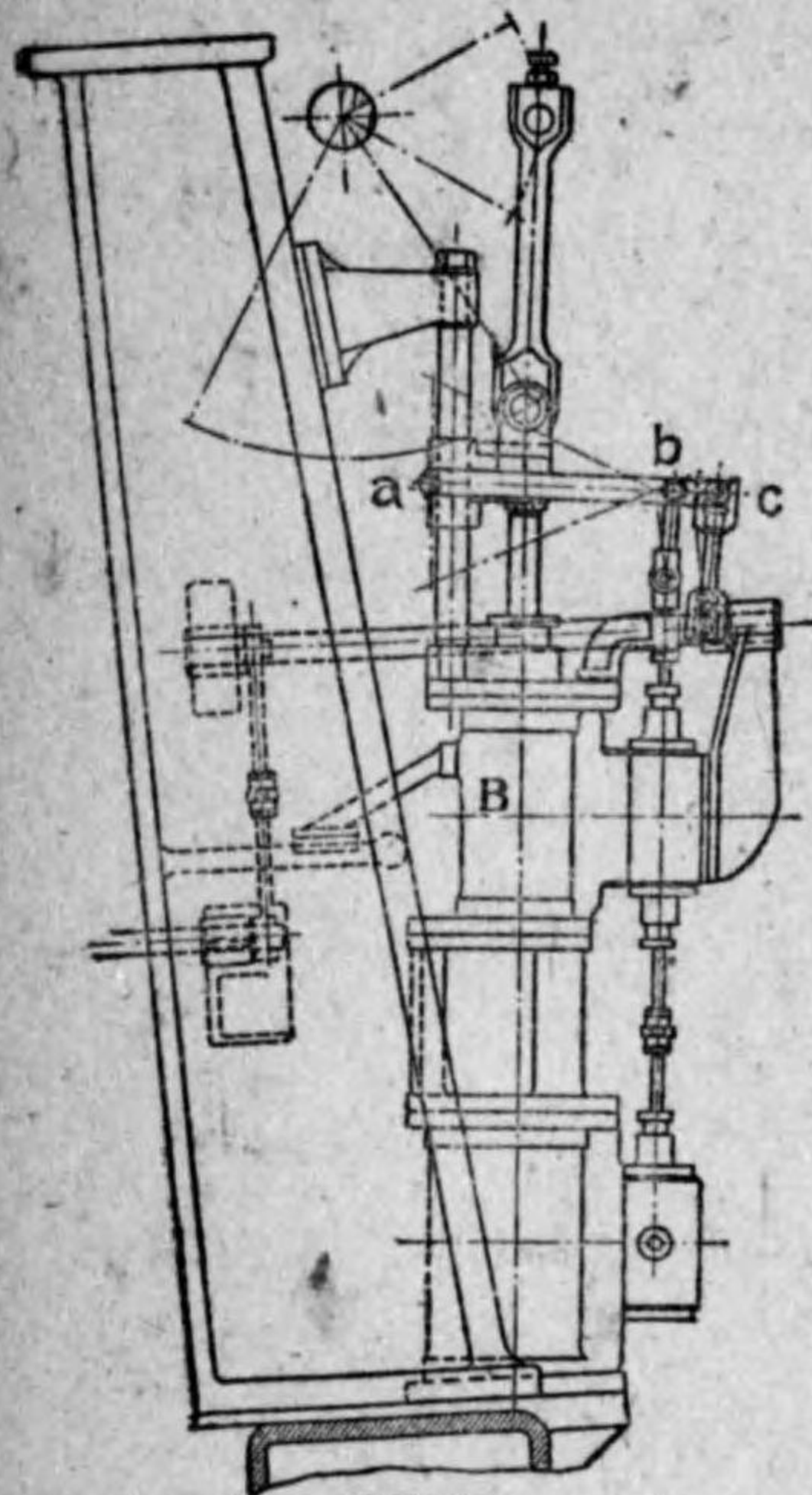


第95圖

- (a) 手働装置
- (b) 反轉機を備ふる装置

500馬力以下の小形汽機は手働装置に依るも、一般には反轉機を備ふ。反轉機に二種ありて

- (1) 直働式(第96圖)

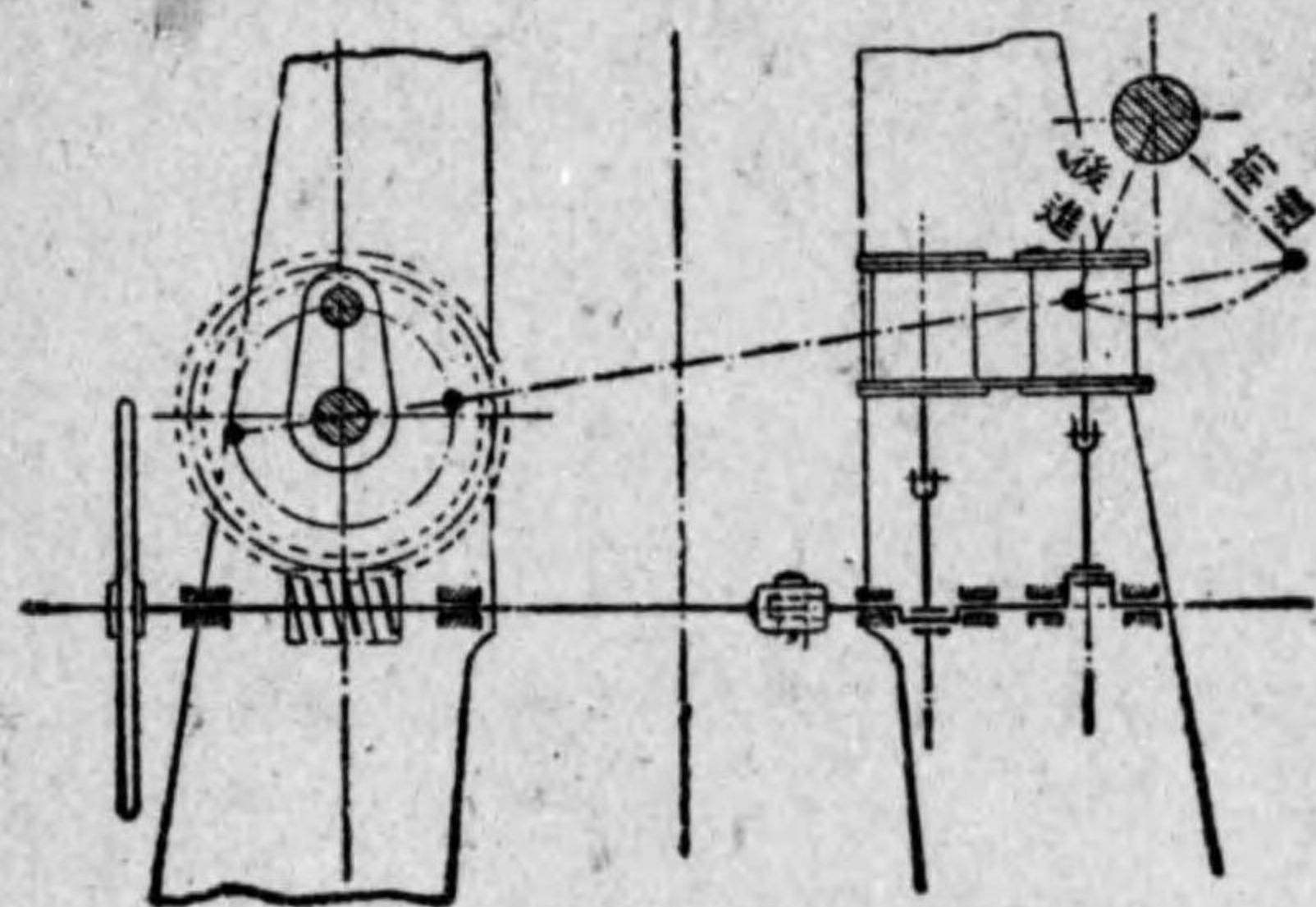


第96圖

(2) 全周反轉式(第97圖)

直働式は反轉機が起動軸に直結せられ、反轉機の一行程に依りて「リンク」の位置を変更することとなる。全周反轉機は1或は2個の汽笛を有する小形汽機にして20~30回轉を以て「リンク」の位置を変更し「リンク」が所要の位置に來りたる時に反轉機を止むることとなる。

反轉機の力量は第36項に於て述べたる T_r に打ち勝つを要するが、次式に依りてその大きを求むることを得。



第97圖

(1) $a.s = C_1 \frac{L.r}{p}$ (直働式の場合).....(36)

(2) $a.s = C_2 \frac{L.r}{p.n}$ (全周反轉式の場合).....(37)

但 a = 反轉機汽笛の斷面積、 cm^2 (若し汽笛が2個なる時は其和)

s = 反轉機の行程、 cm

L = 弁桿に受くる最大荷重、 kg .

r = 偏心距離、 cm

p = 主蒸汽管内の絶對壓力、 kg/cm^2

n = 前進より後進に移すに要する反轉機の間轉數 (=20~30)

C_1, C_2 = 常數にして次表に依る

第14表

主 機 の 種 類	C_1	C_2
二 聯 成 (クランク角=90°)	3.8	9.3
三 聯 成 (クランク角=120°)	5.4	13.4
四 聯 成 (クランク角=90°)	7.6	18.6

上式の a 或は s を定むるに全周反轉式に於ては $\frac{\text{汽笛の徑 } d}{\text{行程 } s} = 0.75 \sim 1.1$ に取り、直働式にては汽笛の徑を $(0.15 \sim 0.23) \times$ 主機低壓汽笛の徑に取る。全周反轉式に於ては不注意の取扱ひに依り起る損害なきも、直働式には之を防ぐ緩衝作用として制動筒(第96圖のB)を有するものもあり。

* Bauer: "der Schiffsmaschinenbau".

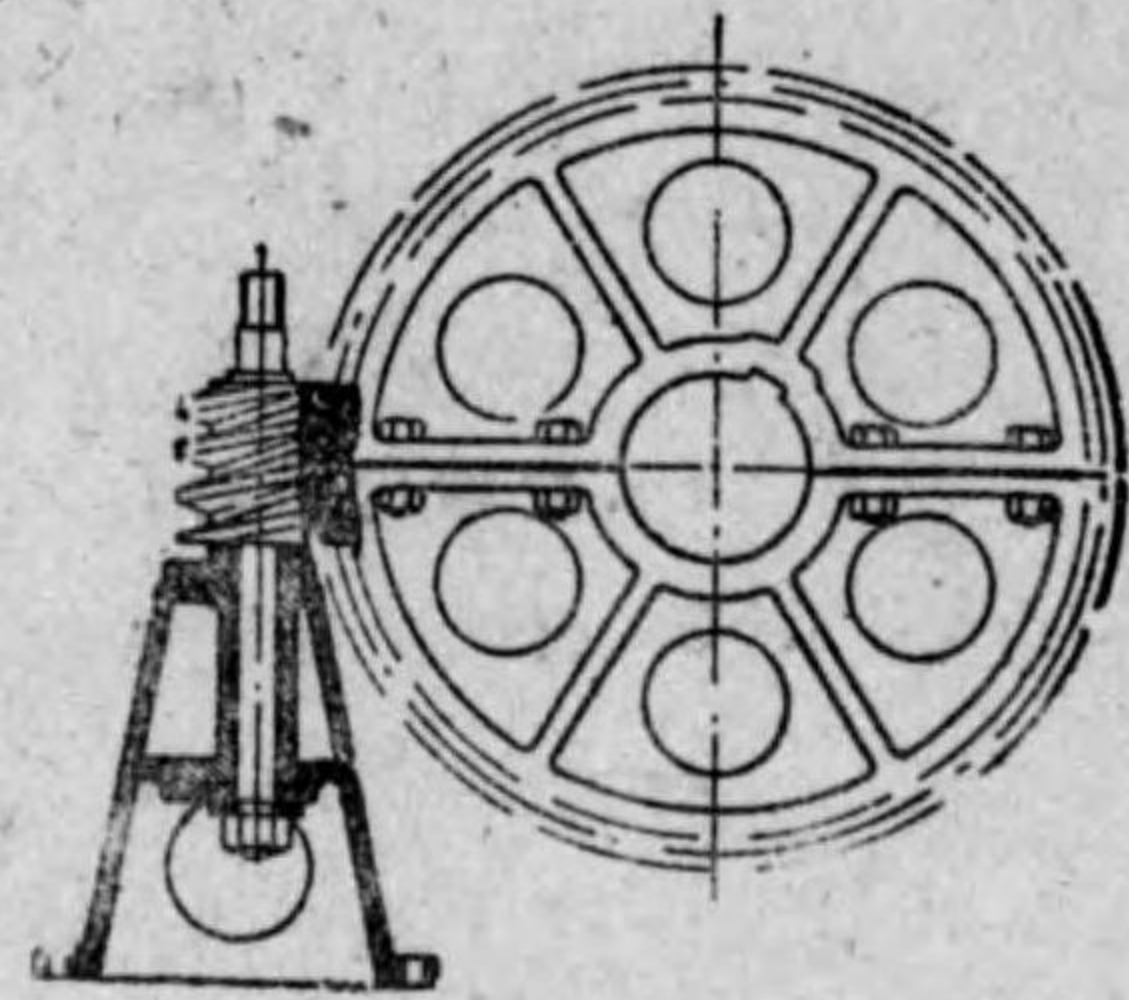
49 回轉装置

汽機の休轉中に修繕或は検査の爲めにクランク軸を回轉せしむる必要を生ずる場合あり。此の爲めに回轉装置を取付ける。

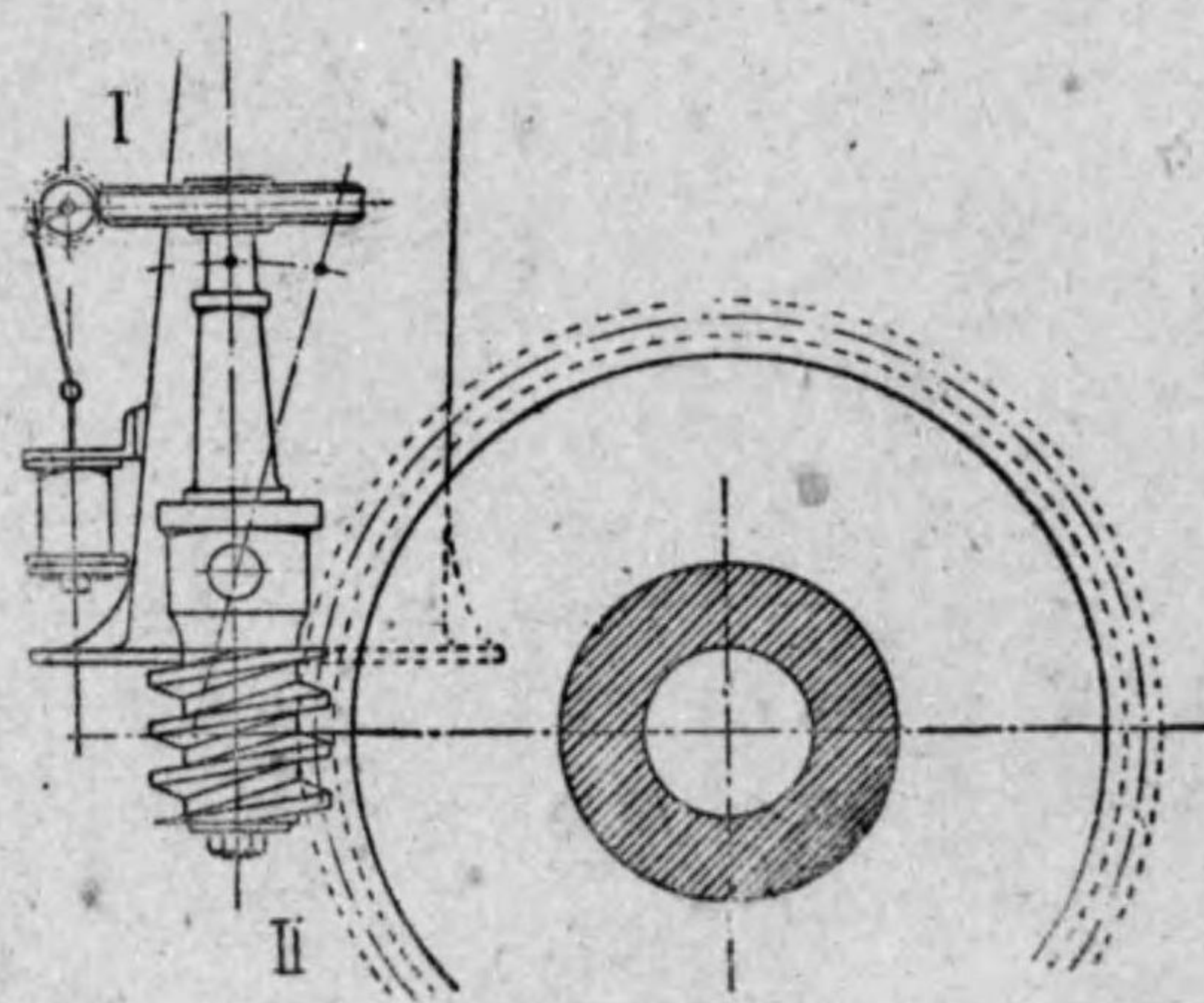
300 馬力以下の小形汽機に於ては手働装置(第98圖)に依るも、大形汽機に於ては回轉機を使用す。回轉機に二種あり

- (a) 一段減速式
- (b) 二段減速式(第99圖)

何れも芋虫齒車を使用し、二段減速式は1000馬力以上の汽機に用ゐられ、主機の軸を1回轉せしむるに5~10分を要し、回轉機は1200~3000回轉となる。



第98圖



第99圖

休轉中の主軸を回轉せしむるに幾何の力を要するやは、主機の大きさと、軸承に於ける潤滑の程度に依つて異なるも、大體次の如く推定せらる。

$$M_1 = C \frac{N}{n} D^*$$

但 M_1 = 主軸の回轉に要する回轉力率、 $kg \cdot cm$

N = 主機の I.H.P.

n = 主機の回轉數、毎分

D = クランク軸の徑、 cm

C = 120~150 (高速汽機)

= 250~300 (一般の場合)

s = 回轉機の行程、 cm

p_m = 回轉機汽筒内の平均有效壓力、 kg/cm^2 (約 $0.75 p_1$)

p_1 = 汽筒内の初壓、 kg/cm^2

Z_1 = 第一齒車減速比

Z_2 = 第二齒車減速比

$Z_1 \times Z_2 = 1200 \sim 3000$ (一重ねぢの時)

e_1 = 第一齒車の効率、約 0.40

e_2 = 第二齒車の効率、約 0.40

e = 機關効率、約 0.70

若し潤滑悪しき時は回轉力率は $1.5 M_1$ を要することあり、依つて安全に取つて $2.0 M_1$ に對し回轉機の大きさを定む。然る時は二段減速式に於ては

* Bauer: "der Schiffsmaschinenbau"

$$2\pi \times 2M_1 = a \times 2s \times p_m \times Z_1 \times Z_2 \times e \times e_1 \times e_2$$

但 a = 回轉機汽筒の斷面積、 cm^2 (二汽筒の時は其和)
 p_1 は減壓弁を通過したる補助蒸汽管の壓力なるを以て一般に $7.0 \sim 8.0 \text{ kgs/cm}^2$ なり。之を汽罐の使用壓力 p を以て表せば、
 $p_1 = \frac{p}{1.8}$ 内外なり。依つて

$$2\pi \times 2M_1 = a \times 2s \times .75 \times \frac{p}{1.8} \times Z_1 \times Z_2 \times .7 \times .4 \times .4$$

$$\therefore a \times s = \frac{150M_1}{Z_1 \times Z_2 \times p} \dots \dots \dots (38) *$$

この式に於て $\frac{\text{汽筒の徑 } d}{\text{行程 } s} = 0.8 \sim 1.0$ に取りて d と s を求む。

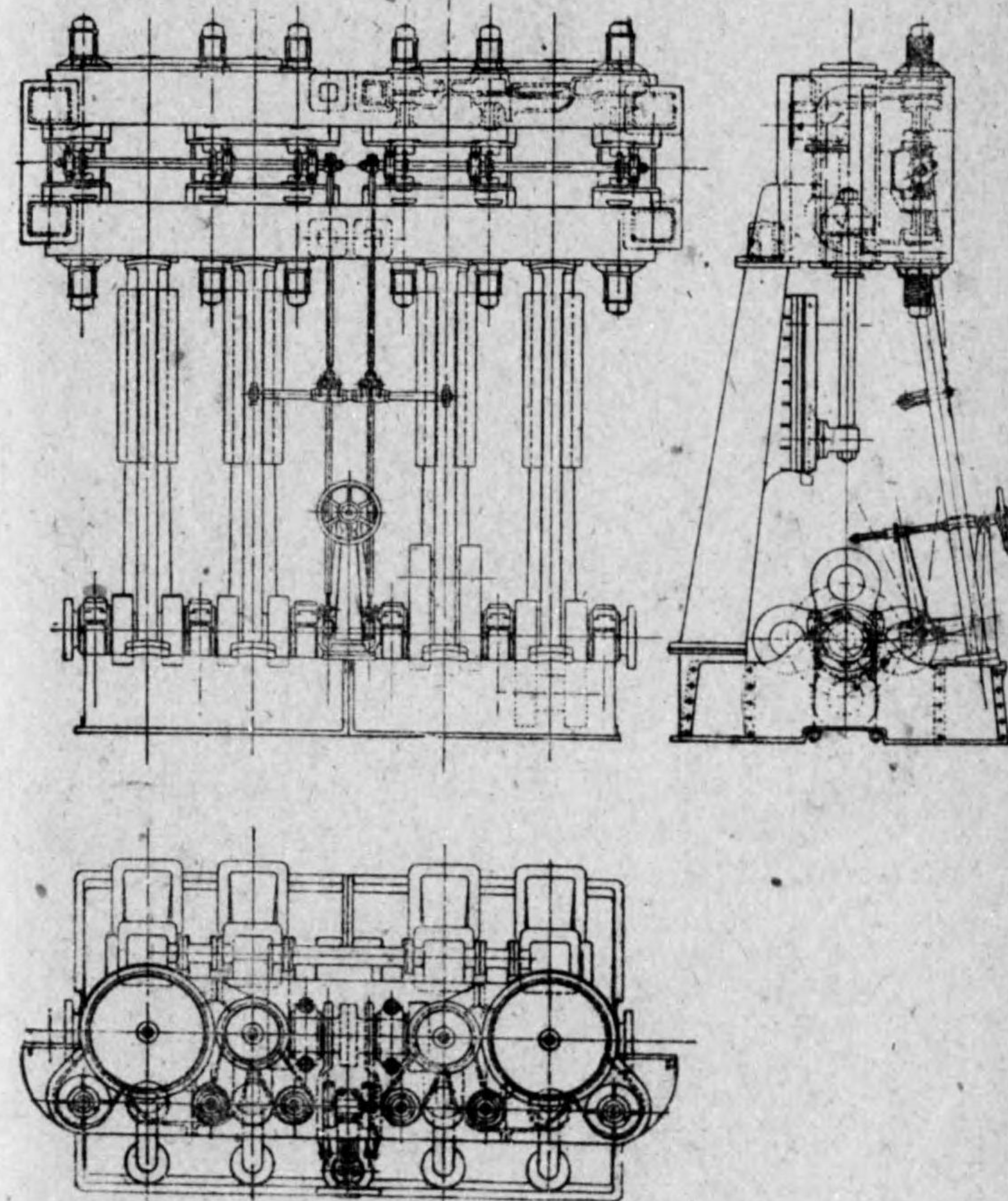
第三節 新型往復動機關

前節に於て記述せる往復動機關は小型或は中型商船の標準機關として採用せられ、飽和蒸汽或は軽度の過熱蒸汽を使用せるものである。1881年 Kirk氏に依つて二聯成汽機の發明以來、局部的には種々改良されては居るが、大體に於て其設計に殆んど變化はない。歐洲大戰以後從來よりも尙一層1馬力當りの蒸汽消費量を低減する事に苦心し、研究の結果材料の許す範圍内に於て高温度の過熱蒸汽を使用し、且つ汽筒内の蒸汽の縮切點を早くして膨脹率を高むるの有利なるを認め、同時に動弁装置其他汽機の各部に改良を加へたる數種の新型往復動機關が出現した。以下この種の汽機構造の大要を述ぶることとする。

* Bauers's "der Schiffsmaschinenbau".

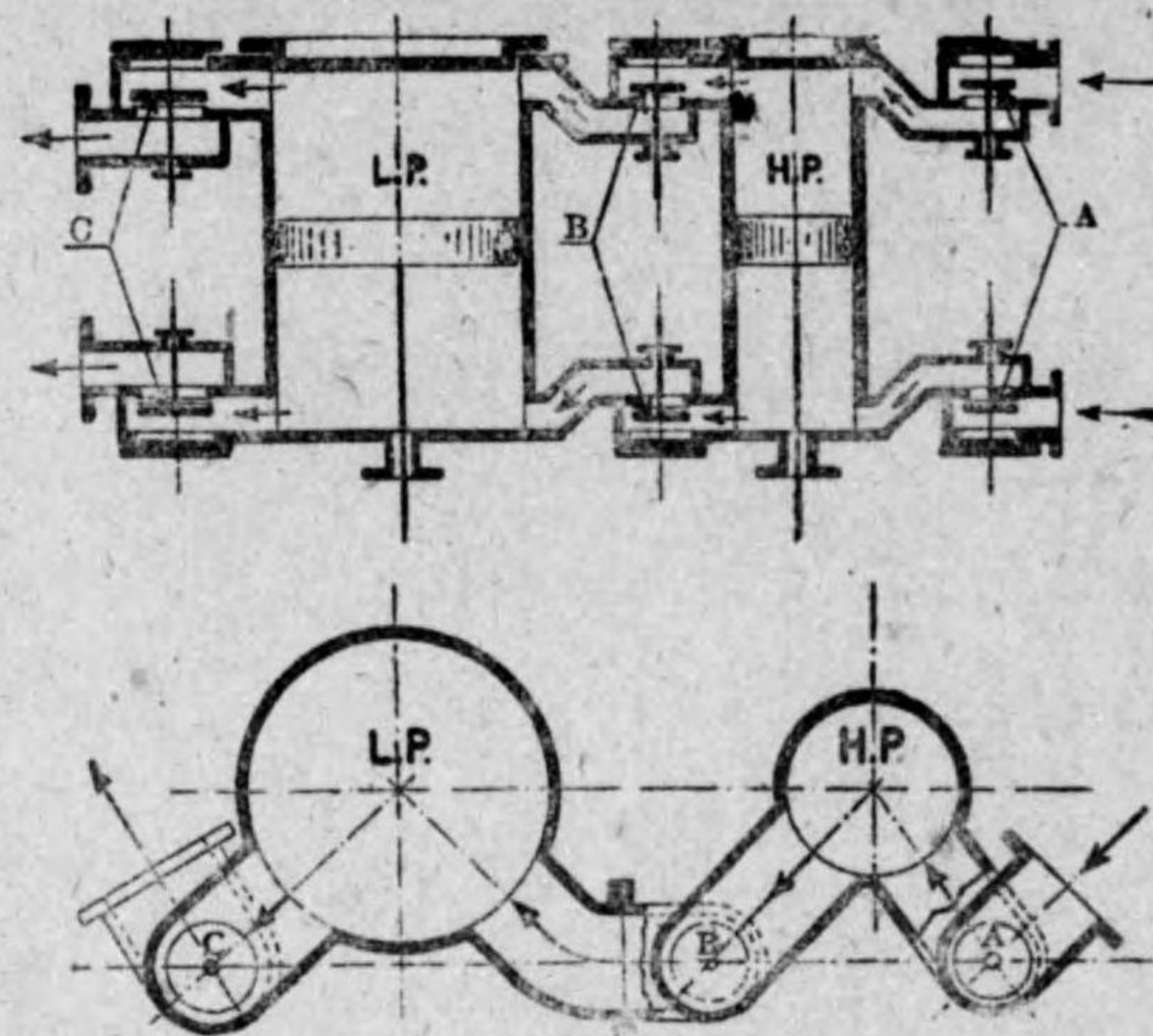
50 レンツ (Lentz) 型汽機

獨逸の Willy Salge & Co. の特許であつて 1922年に發明されたものである。(第100圖)



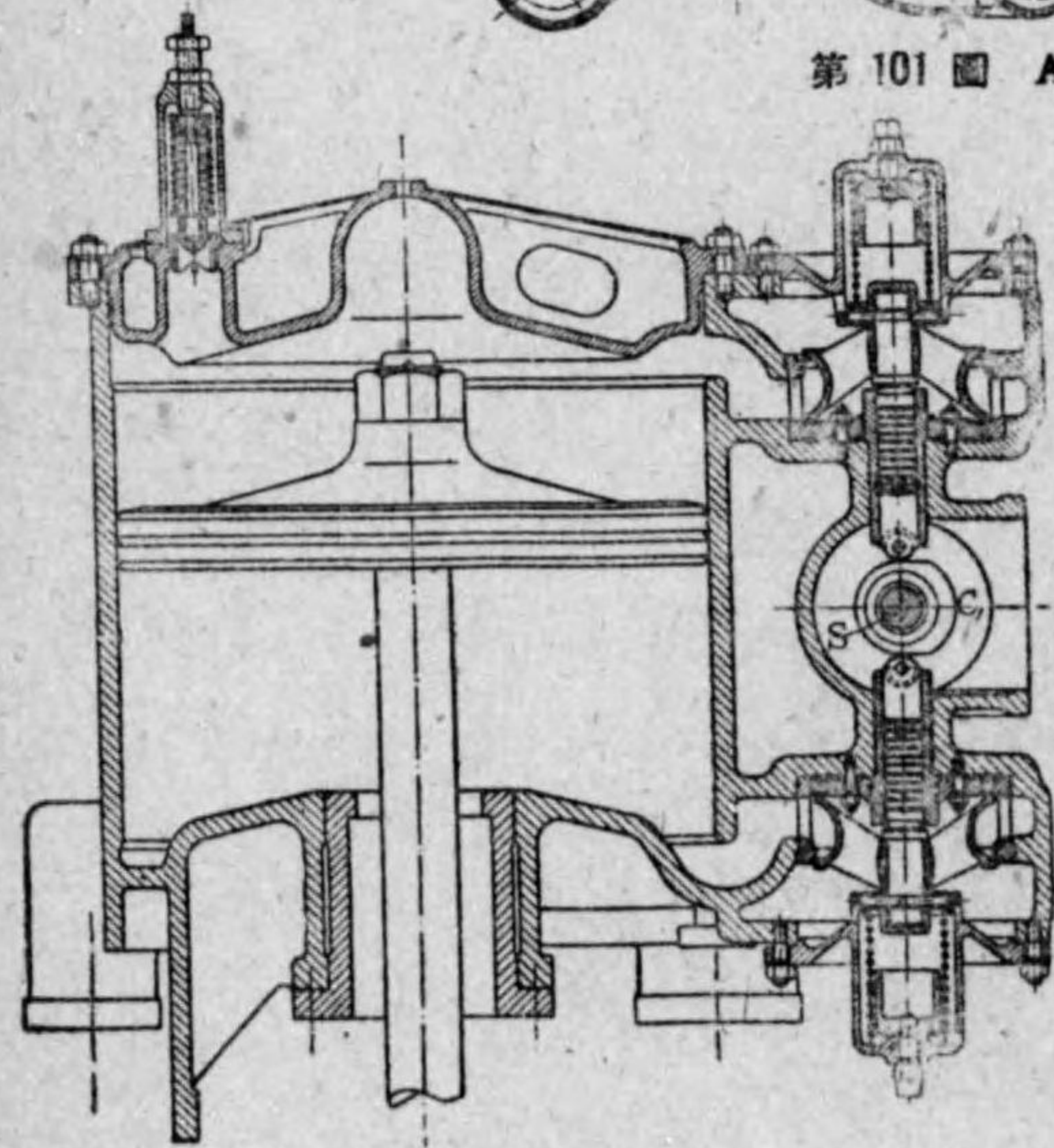
第100圖 レンツ汽機

第 101 圖及び第 102 圖に示すが如く二汽笛の二聯成汽機二組の組合はせ機関であつて、高壓汽笛 2 個、低壓汽笛 2 個の 4 汽笛より成る。



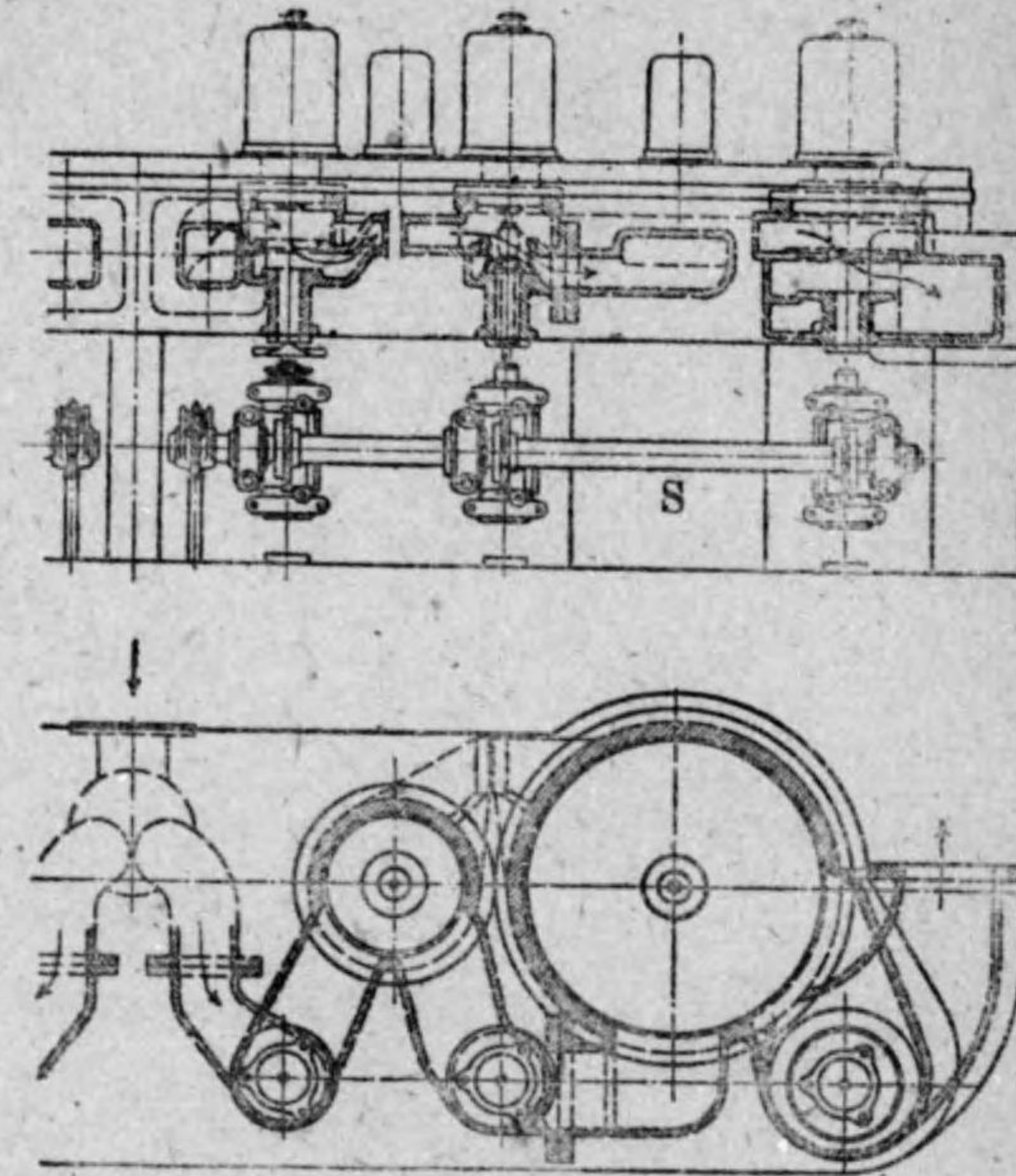
第 101 圖 A

高壓汽笛は内側のクランクに、低壓汽笛は其外側のクランクに取付けられ、高壓汽笛は互に 90° のクランク角を有し、高壓と低壓汽笛のクランク角は 180° である。一組の汽機の汽笛には頂部



第 101 圖 B

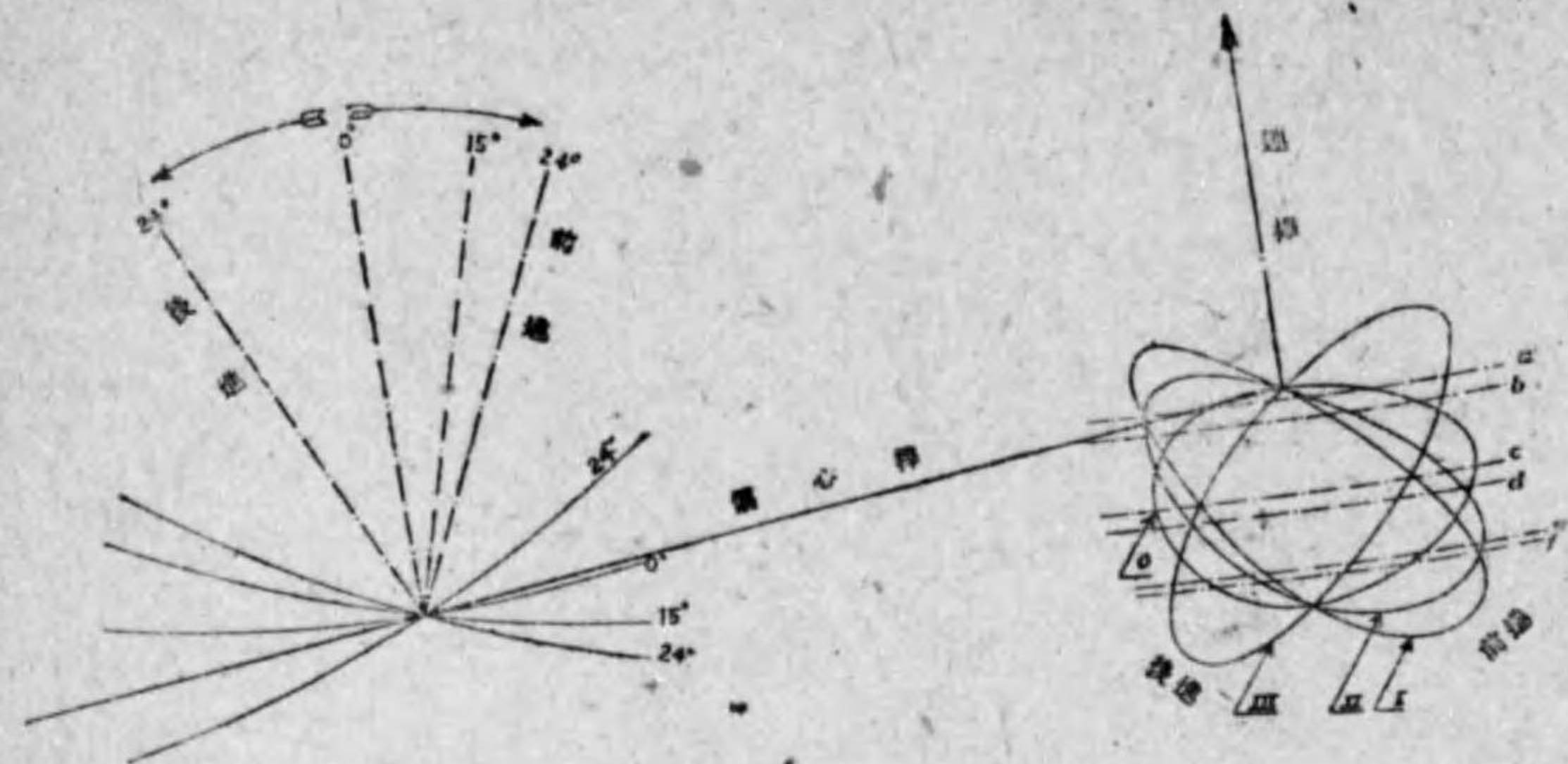
及び底部に高壓入口弁 A、高壓吐出弁(或は低壓入口弁) B、低壓吐出弁 C、則ち機関 1 臺に合計 12 個の蒸汽弁ありて、何れも釣合兩坐跳弁 (Poppet Valve) である。高壓汽笛と低壓汽笛のクランクが 180° である關係上、高、低壓汽笛間



第 102 圖

の收汽室は從來の汽機の如く大なる容積の必要なく、高壓汽笛の排汽は笛が開いて直に低壓汽笛に入る。

二聯成汽機一組宛に夫々別々に「カム軸」Sを有し、クランク軸に取付けたる 1 個の偏心器と偏心桿、連桿に依つてカム軸を廻轉することになり、カム軸には前述の蒸汽弁を開閉するカム C₁を取付くる。動弁装置はクルーグ (Klug) 式を採用し、之れに與ふる荷重は極めて小なるを以て、反轉機を使用する必要なく、螺旋型の手働装置で充分である。其他の機構は從來の汽機と異なる處はない。



第 10 圖

第 103 圖はクルーク式動弁装置の運動線圖にして、0 はリンクの中央に連結の場合でこの時は汽機は動かない。I は全速前進の場合、II は前進リンクアップの場合、III は全速後進の時の運動線圖である。これ等の曲線と、a, b, c, d, e 及び f 線との交叉點は高壓汽筒頂部入口弁 A, 高壓底部吐出弁(或は低壓入口弁)B, 低壓底部吐出弁 C, 低壓頂部吐出弁 C, 高壓底部入口弁 A, 高壓頂部吐出弁 B の開き始め或は閉まる瞬間の位置を表はすものである。運動線圖に依つて弁の開閉を攻究し、絞氣作用に依る蒸汽壓力の低下をなるべく少なくす。

高壓汽筒に於ける標準縮切點は 30~42% で、必要に応じて 60% の縮切點と爲すことが出来る。325°C. の蒸汽を使用し弁は汽密をよく保持するを以て従來の三聯成汽機に於ける真空度 25"(83.4%) のものが 27½"(91.7%) 迄高むることを得た。汽筒、動弁装置其他運動部の潤滑は機械給油法に依る。

高壓と低壓汽筒の筒積比は 1:4.6 であるから蒸汽の全膨脹率は

$$\frac{\text{筒積比}}{\text{高壓縮切點}} = \frac{4.6}{0.3 \sim 0.42} = 11.0 \sim 15.3$$

となる。現在は第 15 表に示すが如く 6 種の標準型の汽機があつて、1 臺で最高 3700 馬力の出力である。

第 15 表

型	汽機の寸法 高壓汽筒の径×低壓汽筒の行程	高壓汽筒内の 蒸汽縮切點	I.H.P.	廻轉數 毎分	推定一時間一馬力 當りの蒸汽消費量
A	2× $\frac{325 \times 700 \text{mm.}}{700 \text{mm.}}$	30-42%	400-1,000	70-140	4.2-4.42 kg. (9.26-9.74 lb.)
B	2× $\frac{370 \times 800 \text{mm.}}{800 \text{mm.}}$	30-42%	550-1,400	70-130	4.2-4.42 kg. (9.26-9.74 lb.)
C	2× $\frac{420 \times 900 \text{mm.}}{900 \text{mm.}}$	30-42%	800-1,900	70-120	4.16-4.38 kg. (9.17-9.65 lb.)
D	2× $\frac{465 \times 1,000 \text{mm.}}{1,000 \text{mm.}}$	30-42%	1,100-2,300	70-110	4.16-4.38 kg. (9.17-9.65 lb.)
E	2× $\frac{510 \times 1,100 \text{mm.}}{1,100 \text{mm.}}$	30-42%	1,450-3,100	70-110	4.12-4.34 kg. (9.08-9.56 lb.)
F	2× $\frac{560 \times 1,200 \text{mm.}}{1,200 \text{mm.}}$	30-42%	1,900-3,700	70-100	4.09-4.3 kg. (9.02-9.48 lb.)

蒸汽消費量の條件 { 14.5 kg/cm² = 汽筒の使用壓力
325°C. = 蒸汽の溫度
90-92% 真空度

レンツ式の特長とする處は

- (a) 汽筒間に收汽室なき爲めに過熱蒸汽を有効に使用し得る事
- (b) 汽筒の配置上輻射に依る熱の損失少なき事
- (c) 滑弁を使用する時に起る絞氣作用に依る蒸汽壓力低下

を少なくする事

等であつて既に多数の汽船に据付けられ、従来の三聯成汽機を使用せる姉妹船に比較して、燃料消費量は 20~25% の節約を得たりと云ふ。Messrs. John Dickinson は第 16 表* を發表して従来の三聯成式と其優劣を論じてゐる。

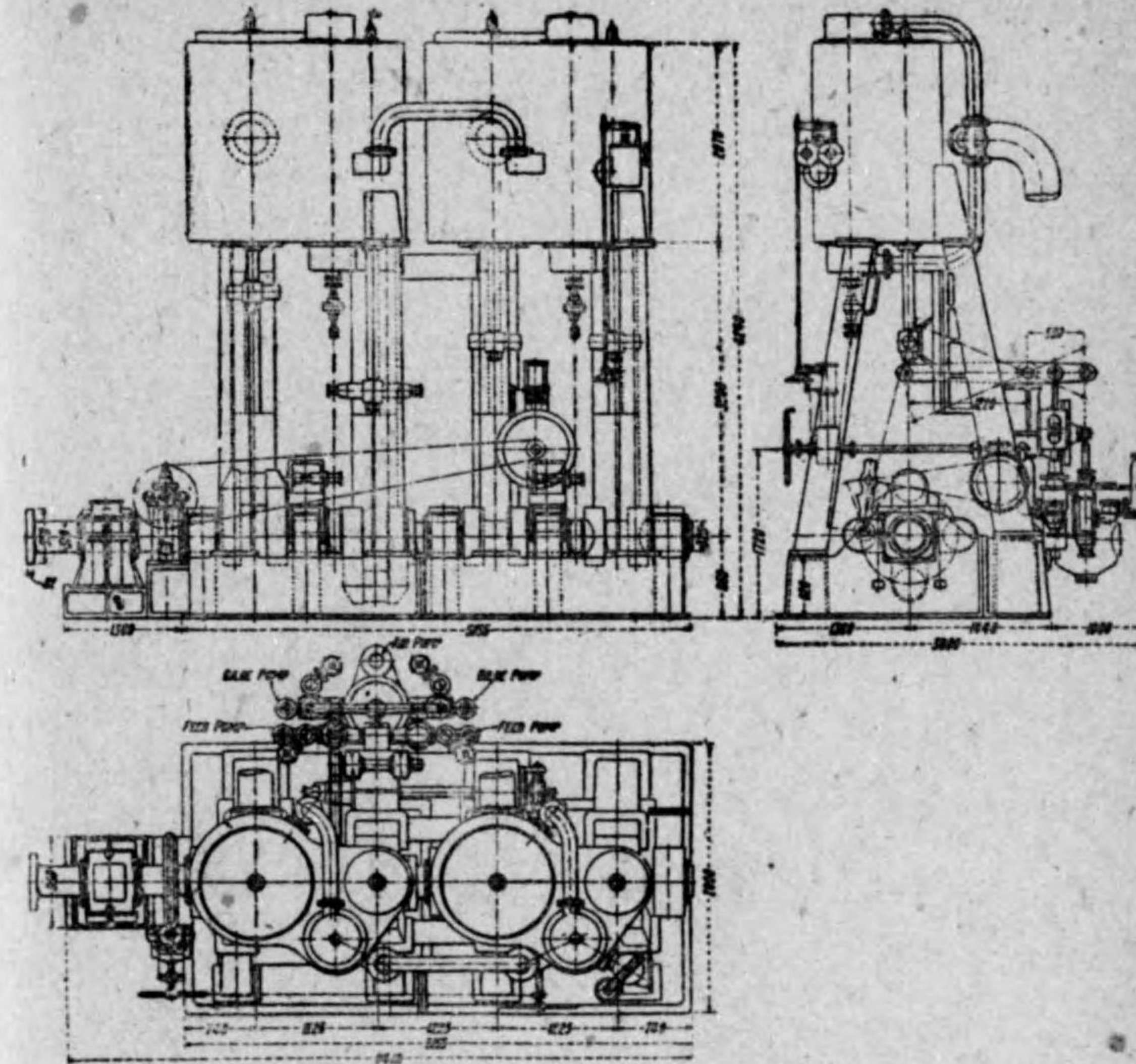
第 16 表 IHP=1800, 回轉數=65, 毎分

汽機の様式	三聯成	レンツ式
汽罐の様式及び數	2 — 圓罐	2 — 圓罐
汽罐の寸法, m	5.028 _D × 3.58 _r	4.496 _D × 3.58 _r
使用蒸氣壓力, kg/cm ²	12.65	14.06
汽機の寸法, mm	635 × 1041 × 1727 — 1219	2—HP...510 2—LP...1100 行程—1100
蒸氣の溫度, °C	194	305
眞空度, %	83.3(25")	91.7(27 1/2")
主機の一時一馬力當りの蒸氣消費量, kgs	6.27	4.85
主機の一馬力に對する補機蒸氣消費量, kgs	0.516	0.45
一晝夜の石炭消費量 (7485 Cal の石炭), 噸	30.9	24.5
主機の全長, m	6.97	6.10
總機室及び汽罐室の長さ, m	14.65	13.97
運轉状態に於ける機関の全重量, 噸	437.	398

□ クリスチャンゼン&マイヤー (Christiansen & Meyer) 型汽機

この汽機も亦二汽筒の二聯成汽機二組を組合はせたもので

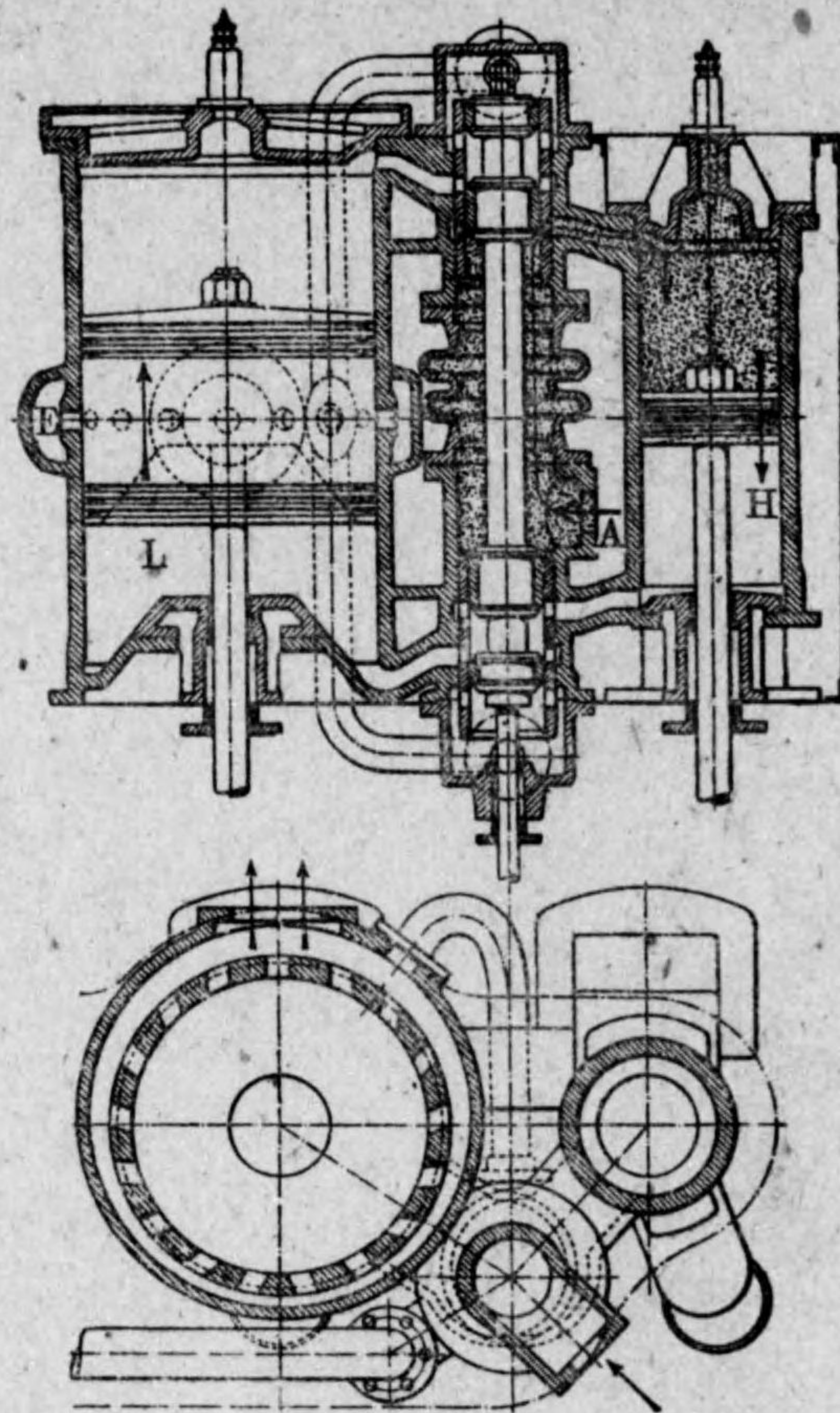
* North-East coast Institution of Engineers & Shipbuilders, 1931—1932



第 104 圖 クリスチャンゼンマイヤー式汽機

第 104 圖はその組立圖である。高壓汽筒と低壓汽筒とのクランクの角度は 180°, 高壓と他の高壓汽筒とのクランク角は 90° になつて居る。弁は筒形弁にして、動弁装置は Klug 式か或は Stephenson 式に依る。筒形弁は第 105 圖に示すが如く高壓と低壓汽筒の中間にあつて、A は蒸氣の入口、H は高壓汽筒、L は低壓汽筒にして、低壓汽筒はユ=フロー式の如く設計せられ、排汽は汽筒中央部の吐出口 E より排出せらる。

高圧汽笛の蒸
汽縮切點は行程
の50%にして、
必要に応じて38
~40%を使用す
ることを得。兩
高圧汽笛間のク
ランク角 90°な
るを以て、汽機
の1回轉中に蒸
汽給入の死點な
く、汽機の操縦
は従來の汽機に
比し遙かに容易
である。この汽
機は1回轉中4
回の排汽を吐出
すを以て、其排
出量に變動少な
く、爲めに排汽
[タービン]との組合機關とするに適す。



第 105 圖

使用蒸汽の壓力は 14~15 kg/cm^2 、過熱度は 85°C~105°Cであつて、26'(86.7%)の真空を維持し得と云ふ。蒸汽の膨脹率は12内

外である。

この汽機は 1926 年に始めて汽船に据付けられ、主として「トロール船」の如き小型船に使用せられ、三聯成汽機を有する姉妹船に比し良好の成績を示して居る。なほ Christiansen 氏は第 17 表* に依つてこの汽機の優秀なるを示して居る。

第 17 表 IHP=1800, 廻轉數=65, 毎分

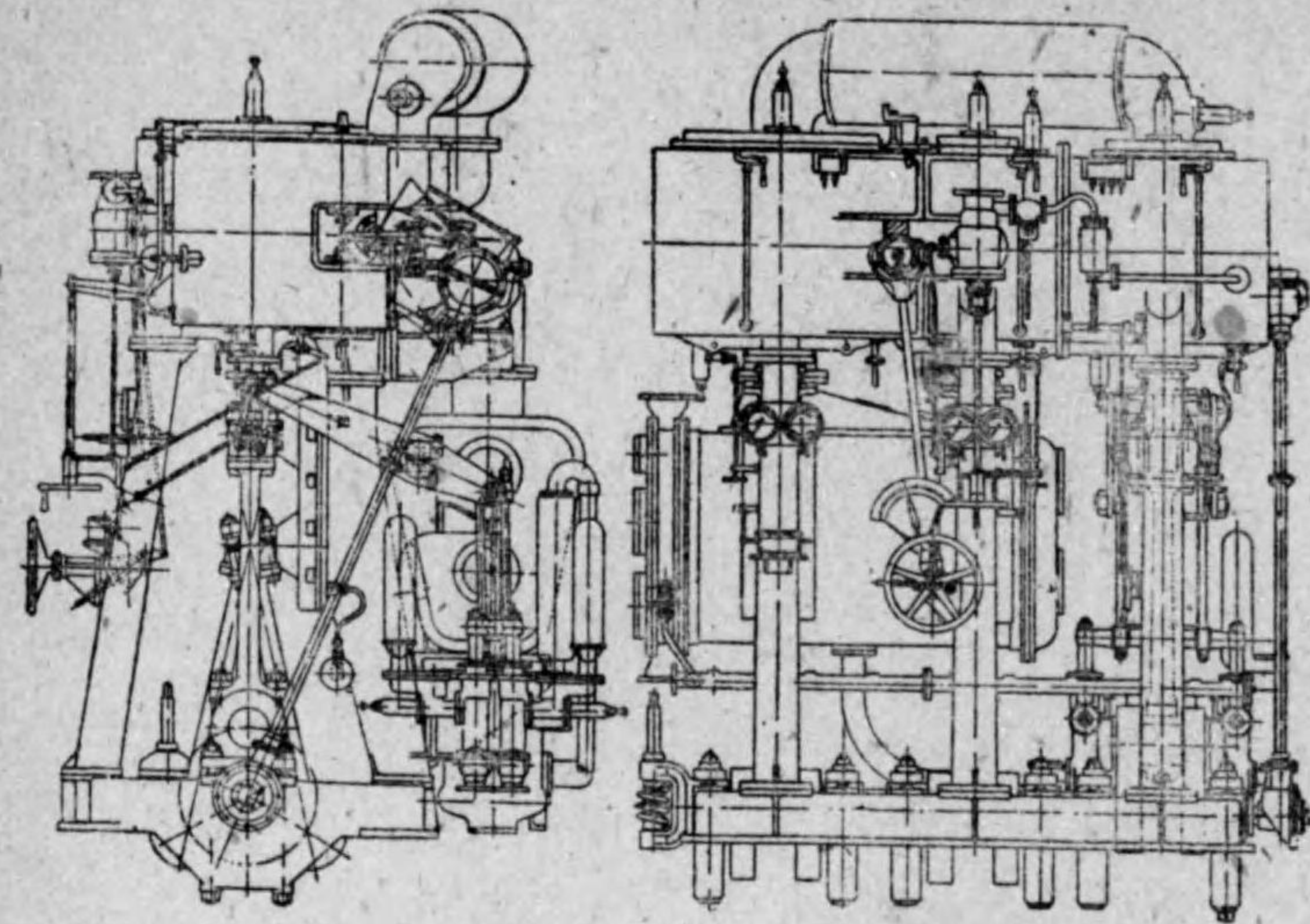
汽機の型式	クリスチャンゼン式 四汽笛二聯成機關	三聯成汽機
汽罐の型式	圓 罐(過熱器付)	圓 罐
汽笛の寸法, mm	2× $\frac{525 \times 1100}{1200}$	1× $\frac{622 \times 1031 \times 1700}{1143}$
使用蒸汽壓力, kg/cm^2	14.05	12.65
蒸汽の溫度, °C	308	194
主機の一時間一馬力 當りの蒸汽消費量	主機, kg	4.39
	補機, kg	0.345
一晝夜の石炭消費量 (7485 KCal の石炭), 噸	22.3	23.5
機關室及び汽罐室の長さ, m	13.87	13.87
運轉状態に於ける機關の全重量, 噸	391	416

52 カプロツテイ (Caprotti) 型、其他の汽機

前項の外に Beardmore-Caprotti 型汽機がある。第 106 圖はその組立圖である。三聯成汽機にして動弁装置にカプロツテキ一式**を採用す。

* North-East Coast Institution of Engineers & Shipbuilders, 1931~32

** Institute of Marine Engineers, 1931



第 106 圖 カプロッティ式汽機

この外に Quadropod 型* Andrews & Cameron 型* 等の新型汽機がある。

要するに新型往復動機関は總て高度の過熱蒸気を使用し得る様に設計せられ縮切點を早くして蒸気の膨脹率を大ならしめ、滑弁の代りに跳弁を用ゐ、動弁装置に改良を加へたものである。

* Institute of Engineers & Shipbuilders in Scotland. 1903

第三章 蒸気タービン

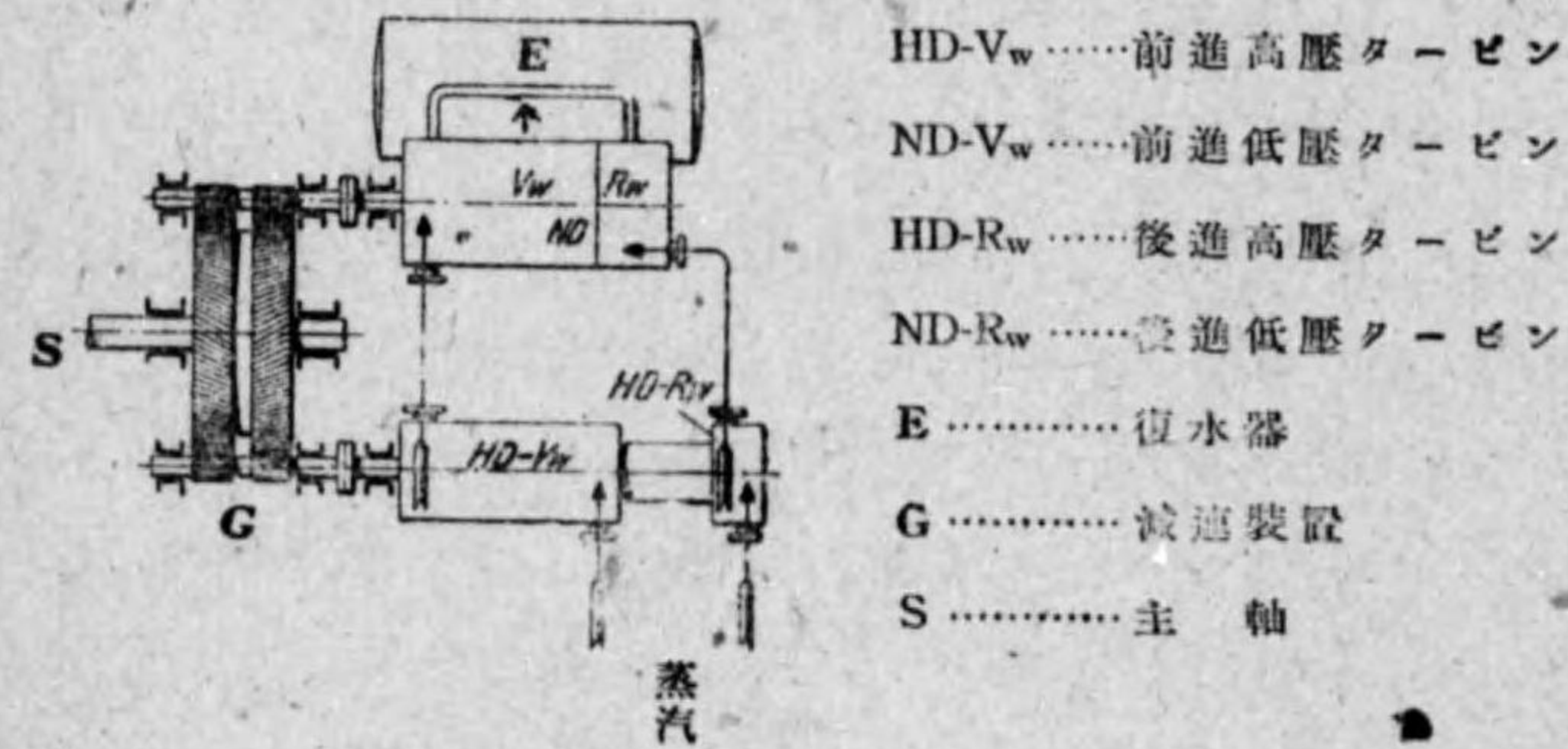
第一節 概論

53 發達の趨勢

1894年に英人パーソンズは自己發明の反動タービンを“Turbinia”號(長さ100呎、排水量44噸)に裝備したるも、豫期せざる推進器の故障に依り豫定の成績を得ず、更に研究の上1897年に試運轉を舉行して大成功を收め、船舶推進機關に一大革命を與へた。引續き1898年に驅逐艦“Viper”に据付け36.58ノツトの速力を出すことを得た。商船にありては1901年に“King Edward”(3500馬力)に採用せられ、往復動汽機を有せる姉妹船“Duchess of Hamilton”に比較し、速力に於て2ノツトを増し、一晝夜の石炭消費量は約二割の節約を爲すことを得た。爾來軍艦にも盛に採用せられ1907年には“Mauretania”に74000馬力のタービンが裝備せらるゝまでに發達した。

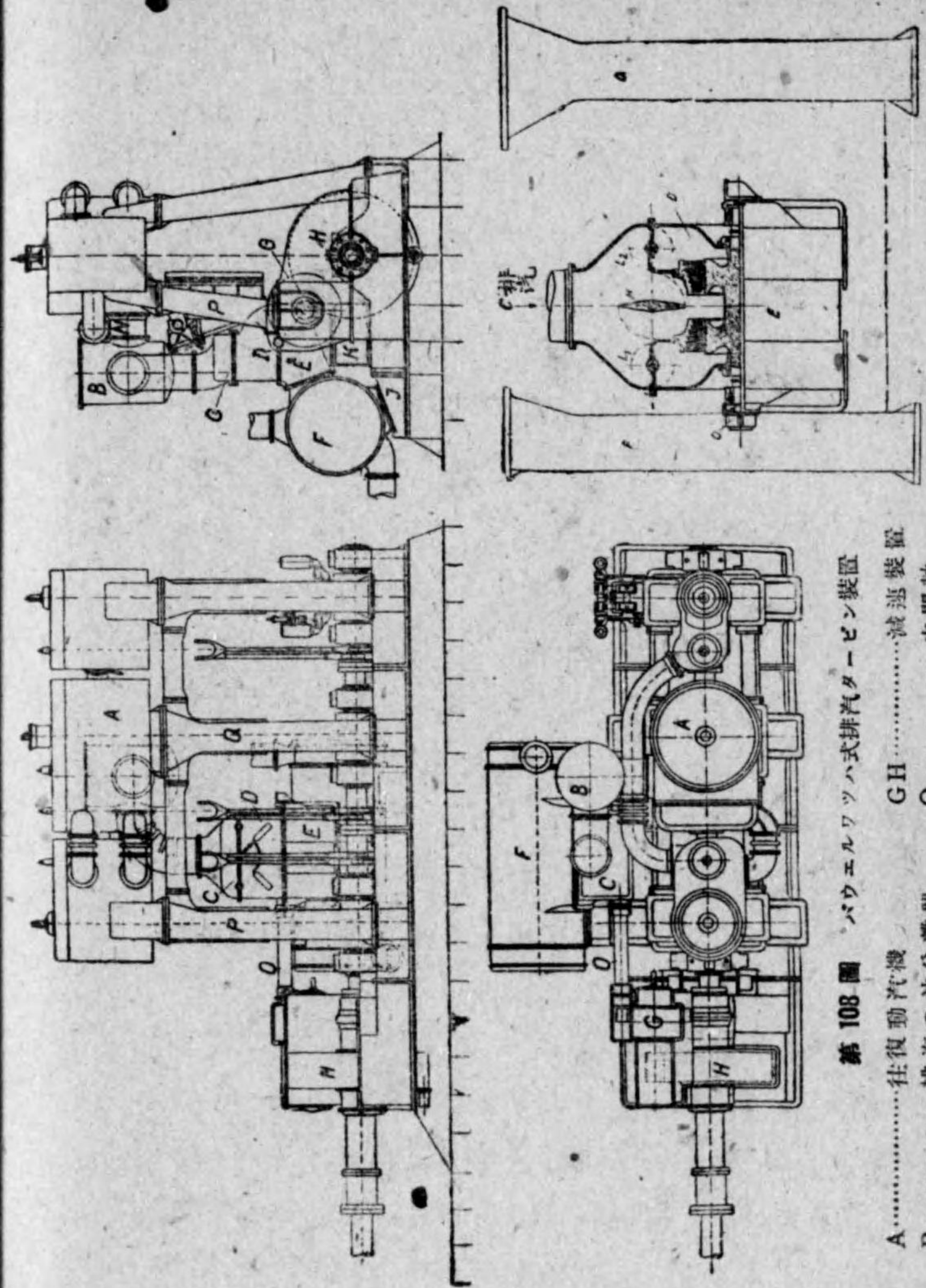
以上は反動タービンの發達なるが、殆んど同時代に“Curtis”, “Rateau”, “Zölly”等の衝動タービンが完成せられ、1907年米國海軍は“Salem”, “Chester”, “Birmingham”の姉妹艦に夫々カーチスタービン、パーソンスタービン、及び往復動汽機を据付け其成績を比較研究したが其結果 $\frac{1}{2}$ 以下の速力に於てはタービンは往復動汽機に劣りたれども、全力に於ては遙かに往復動式を凌駕するの記録を得た。

以上の發達初期に於けるタービンは何れも軸系を通じて推進器と直結せらる。元來蒸汽タービンは高速力に依りて其効率を増進し、推進器の回轉は之れと反轉の結果を示すを以て、直結タービンに於ては勢ひ廻轉數を減小して推進効率を幾分か犠牲にすることゝなる。従つて若し汽機と推進器とを連結するに特殊の減速装置を以てせば、各其特色を發揮し得るとの見解よりギヤードタービンが考案された。1909年にこれを“Vespasian”(1100馬力、タービンの廻轉數毎分2000、推進器は毎分100廻轉)に裝備し成績良好なりしを以て、爾來この装置が船用機關に廣く採用せられ、現在各國の殆んど全部の軍艦並に快速力の商船には減速装置を使用する。(第107圖)



第107圖 商船減速裝置

低速力の中型以下の商船は所要馬力の小なる爲め、タービンを採用する必要なかりしが、蒸汽消費量の經濟的見地より、往復動汽機と其排汽を利用する排汽タービンとの組合機關が有利なることが認められ、1909年“Otaki”にパーソンズ



第108圖 パーソンズ複式排汽タービン裝置

A.....往復動汽機	GH.....減速裝置
B.....排汽の油分離器	O.....中間軸
C.....切換弁	L ₁蒸汽調整弁
DE.....排汽タービン	M.....
F.....復水器	PQ.....汽機の架溝

式組合機関を使用して、往復動汽機を有する姉妹船“Orari”に比較し、約17%の蒸気消費量の節約を得た。

最近には“Bauer-wach”, “Brown-Boveri”, “Metropolitan-Vickers”等の組合装置が考案されて居る。(第108圖)

現在に於てはタービン装置の効率を増進する爲めに、二途の研究が進められて居る。第一は蒸気の保有する熱量をなるべく多くし、利用し得べき熱落差を増加せしむる點で、之れが爲めに蒸気の初壓力を高め且つ高度に過熱し、同時に排汽の壓力を低下するに努めて居る。第二には補助機動力の電化、タービンの各部構造の革新と改善等の點に就てある。

1926年に英國の“King George V”號が初壓力 38.5kg/cm^2 , 400°C の過熱蒸気を使用せるを契機とし、初壓力 $30\sim 35\text{kg/cm}^2$ の蒸気使用が殆んど基準化されんとして居る。之れを陸用タービンに比すれば遙かに及ばざるが、船用機関に於ては艦船自體の動揺と振動があり、且重量と容積の制限あるのみならず、陸上の如く豫備機の轉換は望まれないから已むを得ない點もある。然れども船用機関に於ても亦陸用機関の長所を如何にして之れを取入れるかに就て検討する要がある。

54 蒸気タービンの型式

現在船用機関として裝備せらるゝ蒸気タービンを類別するに往復動汽機の如く單式と複式に大別し得るも、一般には翼車に對し蒸気の働く状態に依つて二種に分類せらる。

(a) 衝動タービン

(b) 反動タービン

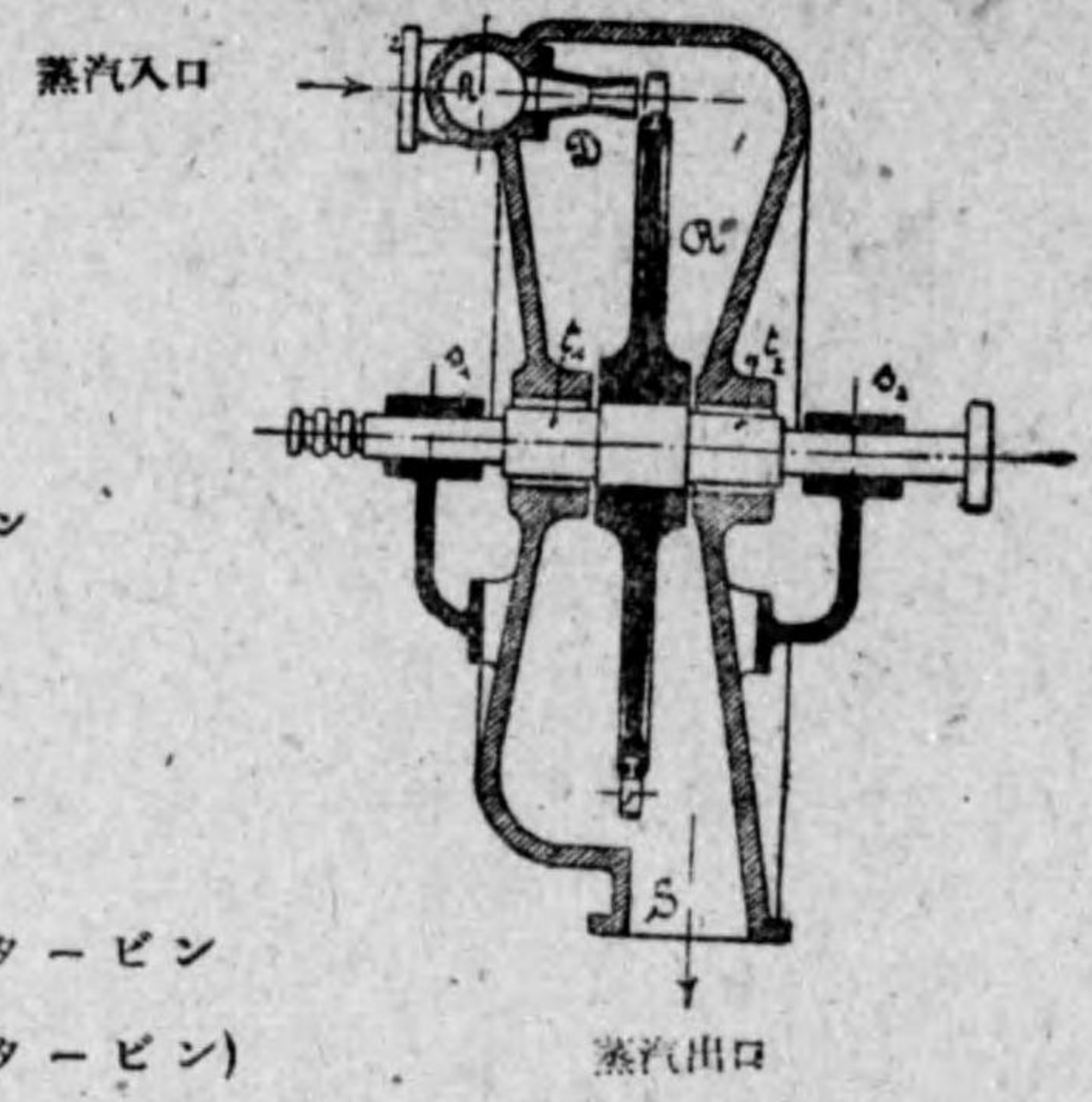
嚴格に云へば現在の蒸気タービンを衝動式と反動式に分類する判然たる區別はなく、一二の型式を除き何れの型式のタービンも蒸気の衝擊力と反動力とを利用するもので、唯其利用の%が異なるのみである。則ち衝動タービンに於ては利用し得べき熱落差の10%迄を反動力として利用し、反動タービンに於ては利用し得べき熱落差の50%内外を反動力として利用するが、殘餘の熱落差は何れも衝擊力として利用する。一例を挙げればパーソンスタービンの如きは靜翼の1列と動翼の1列とを以て1段落とし、蒸気が其靜翼を通過する間に其段落に於ける熱落差の約半分の熱落差に依つて蒸気速度を増し、其運動エネルギーに依り動翼に衝擊を與へて仕事を爲し、更に動翼を通過する間に殘餘の熱落差に依つて蒸気速度を増し、蒸気が動翼より出づる際に反動力を翼に與へて仕事を爲すものである。

或は蒸気タービンの構造上より區別せば、衝動式は段落毎に噴口 (nozzles) を有し蒸気が噴口を通過する間に熱落差に依つて蒸気速度を増すものなれども、反動式に於ては噴口を有せず段落毎に一系列の靜翼と一系列の動翼があつて蒸気が靜翼を通過する時と動翼を通過する時との二段に熱落差が起るものである。

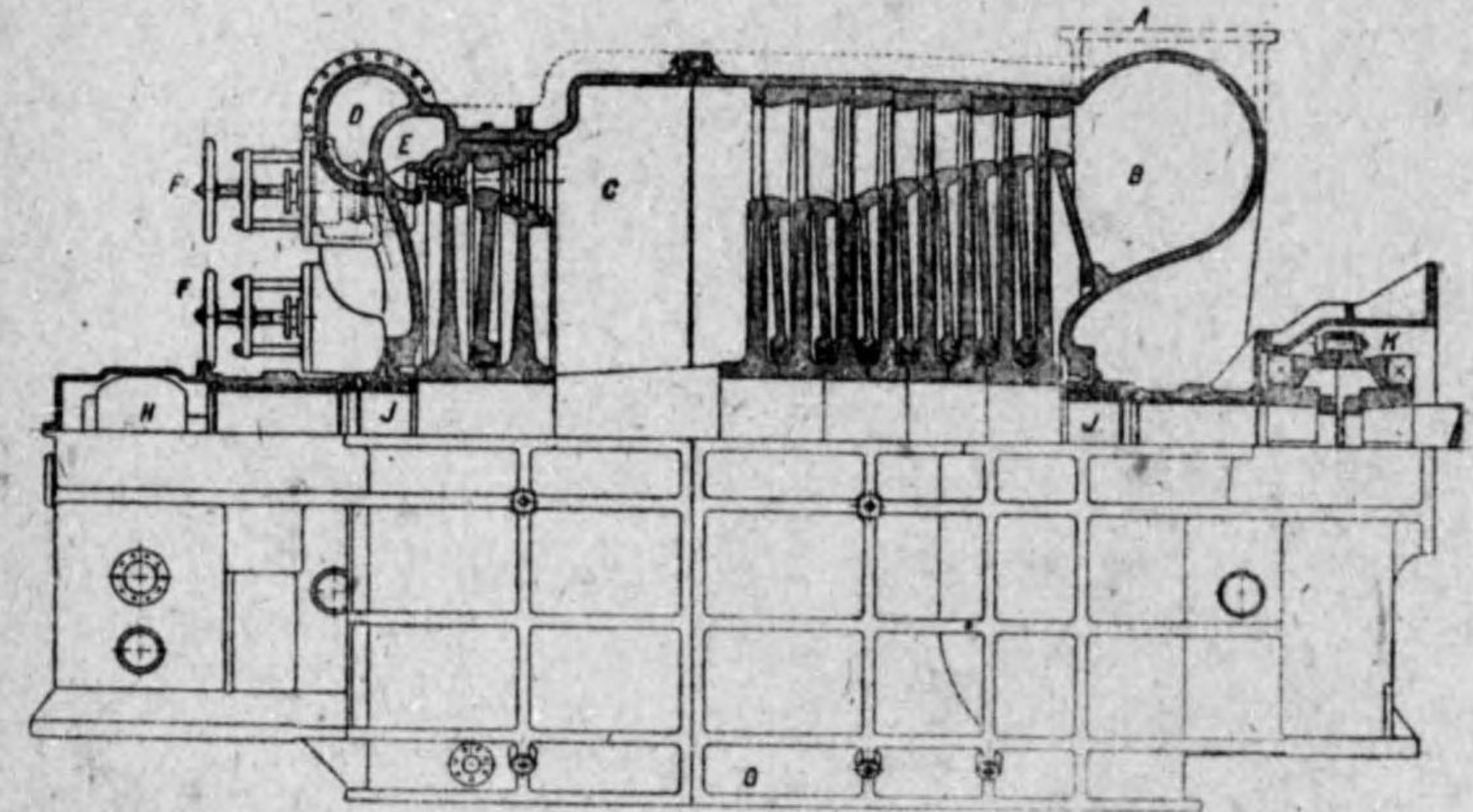
現在實用に供せらるゝ蒸気タービンの重なるものは次の如し

(1) 單式衝動タービン(第109圖)

第 109 圖
單式衝動タービン

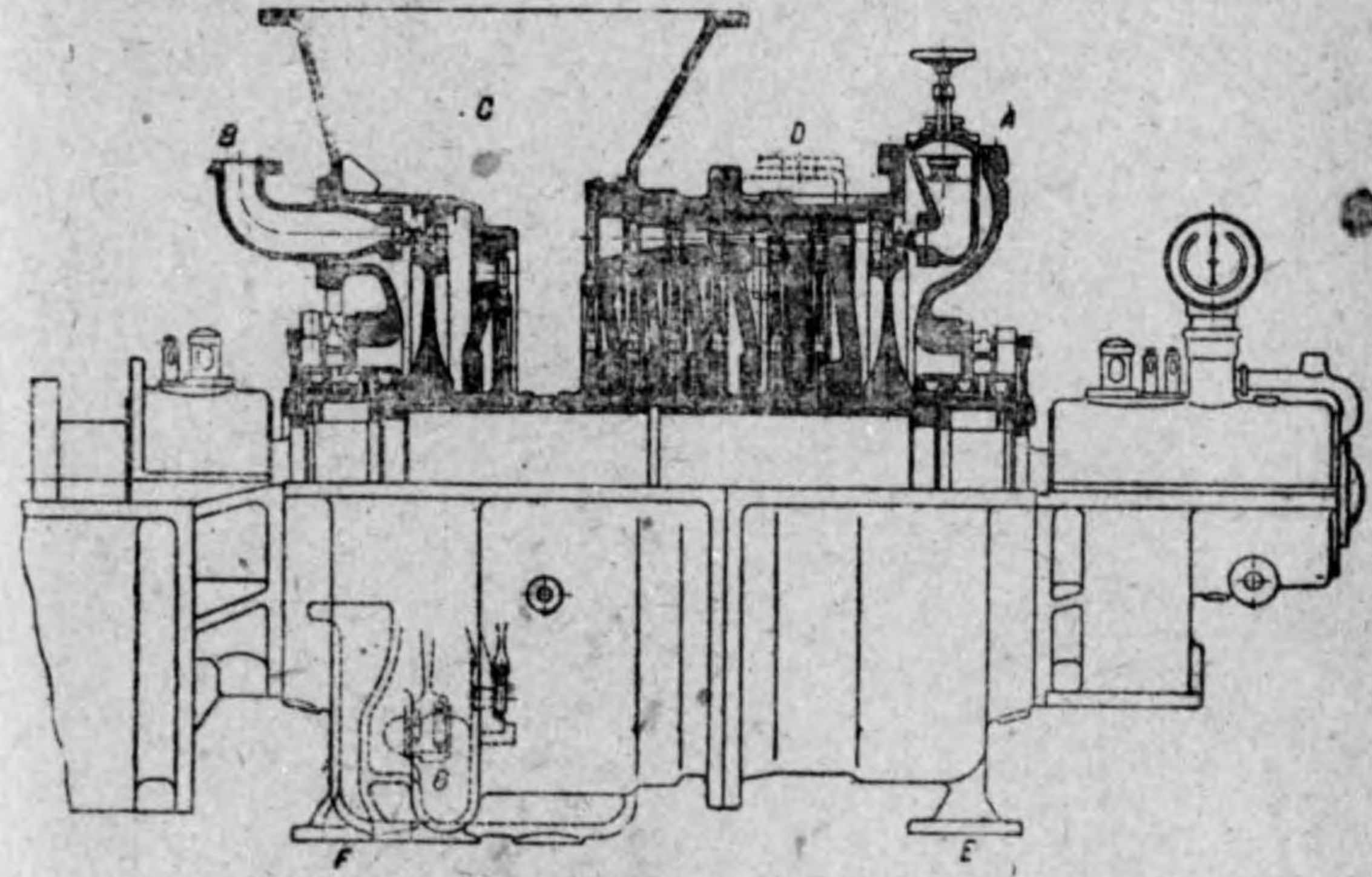


(2) 壓力複式タービン
(第 110 圖の前進タービン)

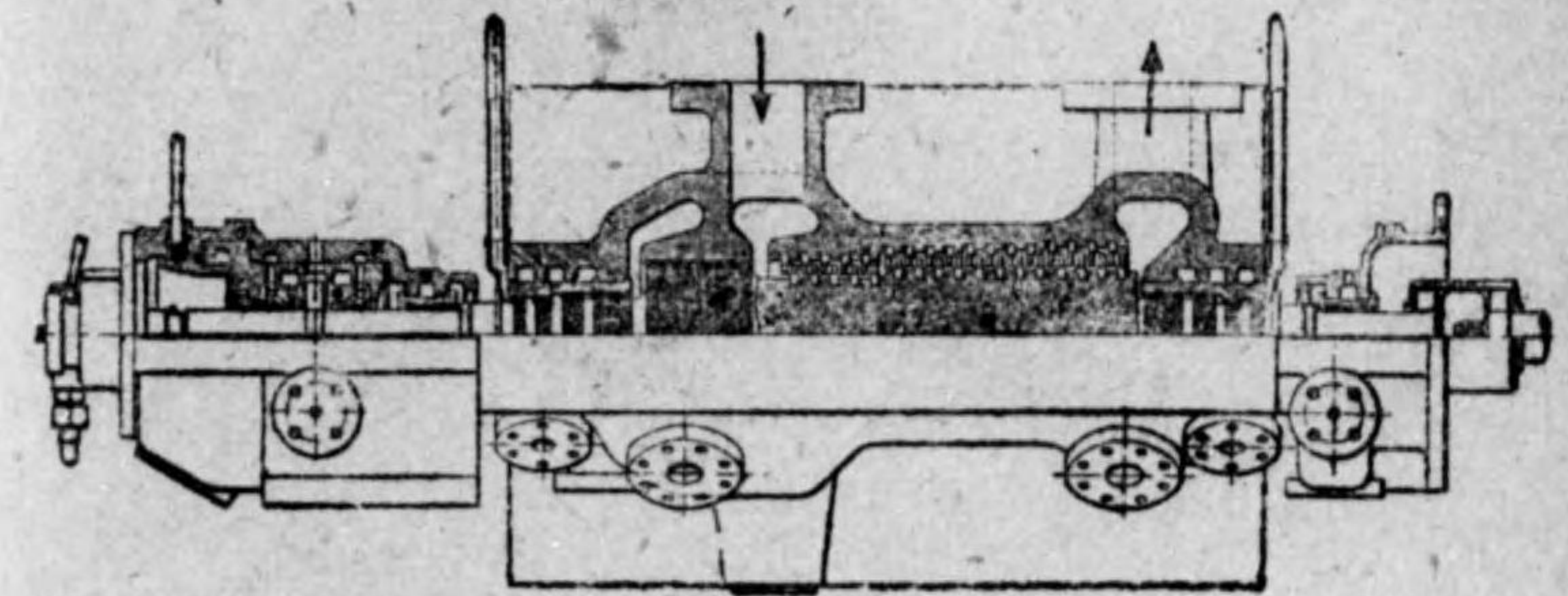


第 110 圖 A…前進蒸汽入口 F…後進蒸汽止弁
B…蒸汽室 G…排氣出口
C…排汽室 H…推力承
D…後進分配室 J…齒帶
E…蒸汽室 K…接手

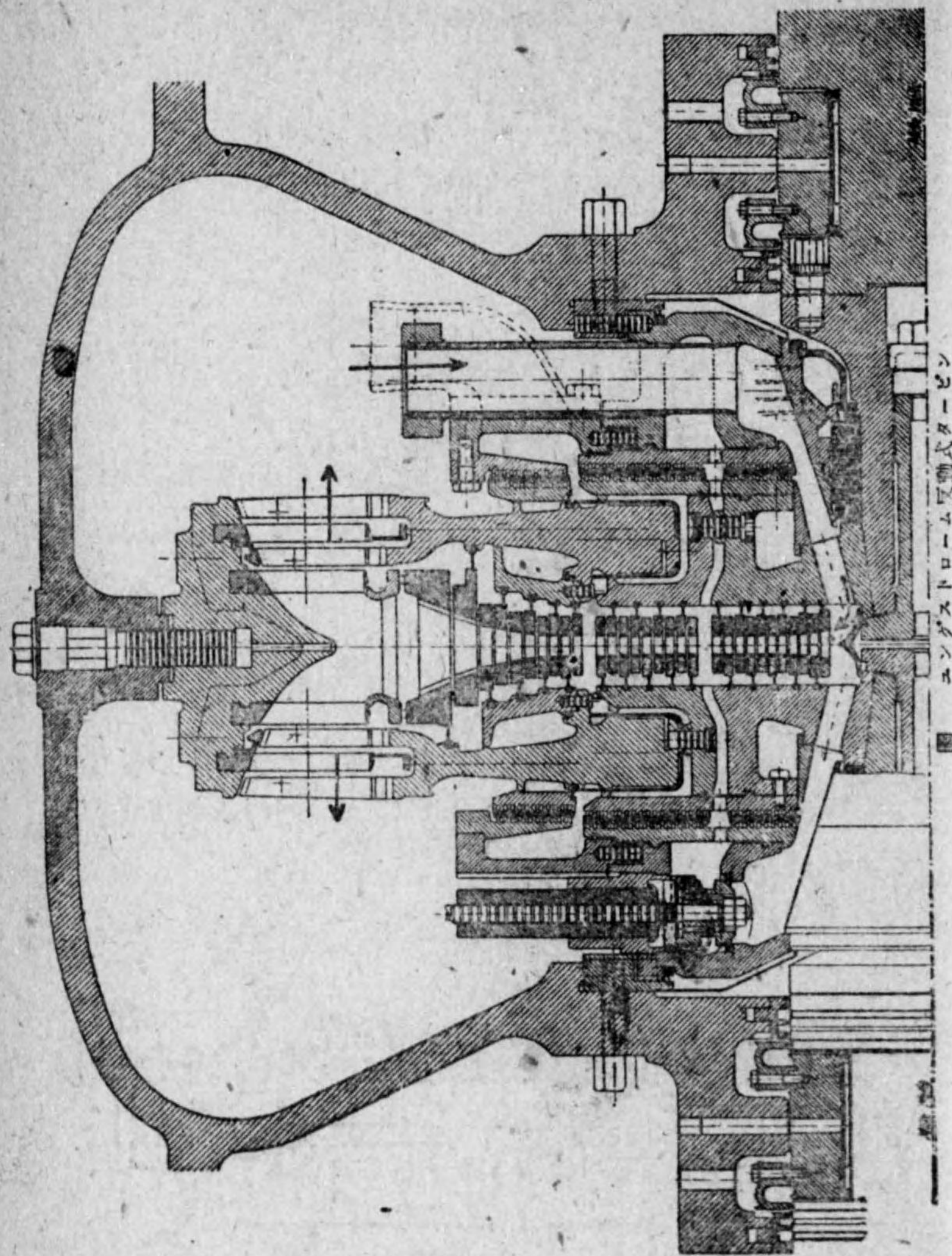
- (3) 速度複式タービン(第 114 圖の後進タービン)
- (4) (3)及び(2)の組合タービン(第 111 圖の前進タービン)
- (5) 速度壓力複式タービン(第 110 圖の後進タービン)
- (6) 軸流反動タービン(第 112 圖)



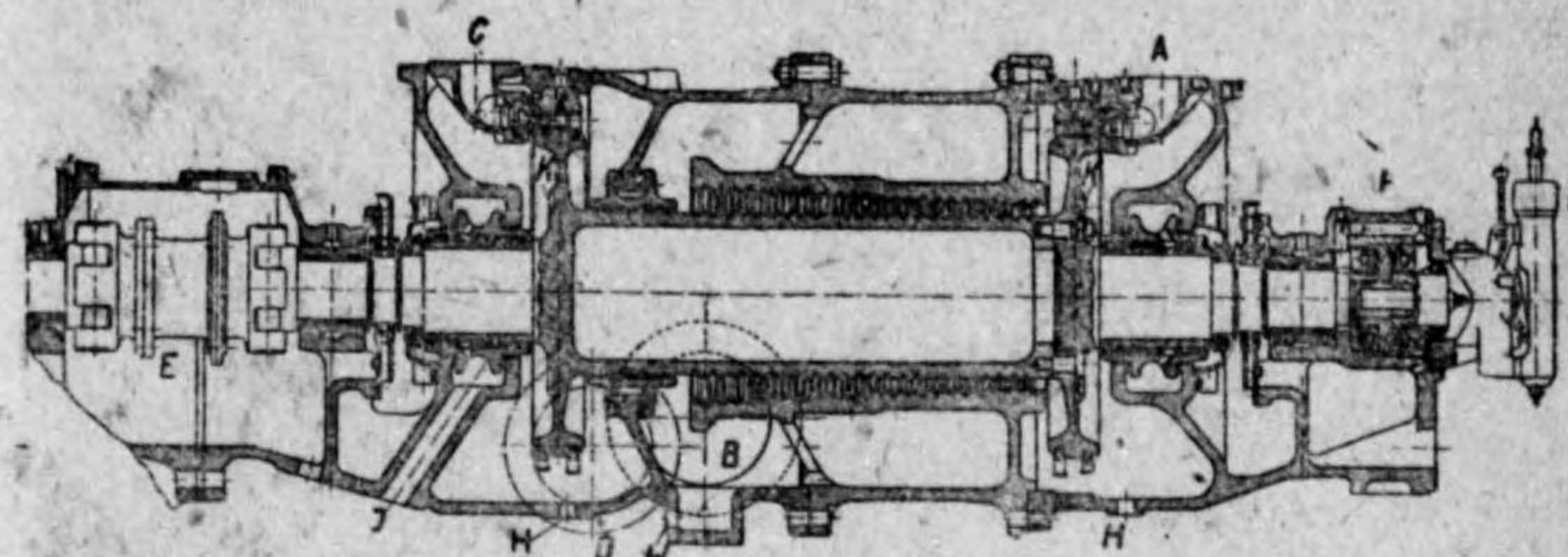
第 111 圖 A…前進蒸汽入口 D…脇路入口
B…後進蒸汽入口
C…排汽出口



第 112 圖 パーソンス反動式高圧タービン



(7) 輻流反動タービン(第 113 圖)



第 114 圖 パーソンズ衝動反動タービン

- A…前進高壓タービン蒸汽入口
- B… " " " " 出口
- C…後進 " " " " 入口
- D… " " " " 出口
- E…接手
- F…推力承

(8) (3)或は(5)と(6)の組合タービン(第 114 圖の前進タービン)

(9) 往復動汽機と組合せ排汽タービン(第 108 圖のDE)

以上各種タービンの構造の説明並に其理論に就ては本全集
蒸汽機関工学に詳述されて居るから、茲には其説明を省くこ
ととする。

55 蒸汽タービンの撰定

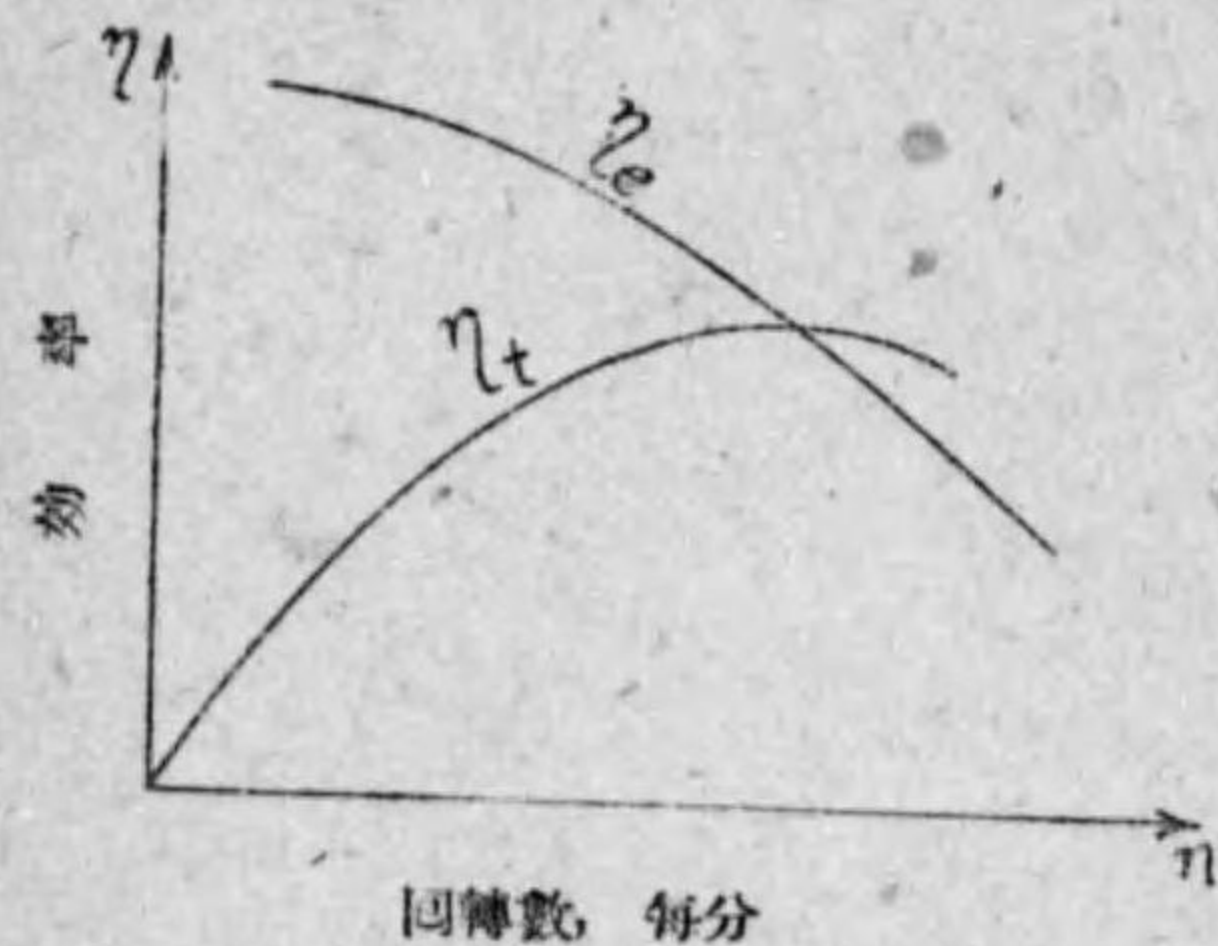
船用機関として何れの型式のタービンが最も適するやの質
問は屢々聞く處なるも、この問題は種々の方面より考察すべ
きものである。原則としては高壓蒸汽に對しては衝動式が適
當で、低壓蒸汽に對しては反動式が有利である。今日迄の記
録に依れば特に優れたるタービンはなく、其設計が良好であ
るならば、どの型式のタービンも殆んど同等の成績を擧げて

居る。従つて新規の計畫にありては必要條件をなるべく多く具備するタービンを撰ぶこととなる。

56 タービンの廻轉數の決定

陸用タービンに於ては材料の許す範圍に於てタービンの廻轉數を高くすることを得るも、船用タービンは第53項に於て述べたる如く高速力のタービンを推進器と直結する時は推進効率を減することとなる。然れども減速装置を使用せば推進器の廻轉數を適當に小ならしむると同時に、タービンに對しては陸用タービンと同様に

- (a) 廻轉數を出來得る限り高くすること
 - (b) 翼車の平均直徑をなるべく小ならしむること
- を得、以て推進効率を低下せざる様に設計せらる。



第 115 圖

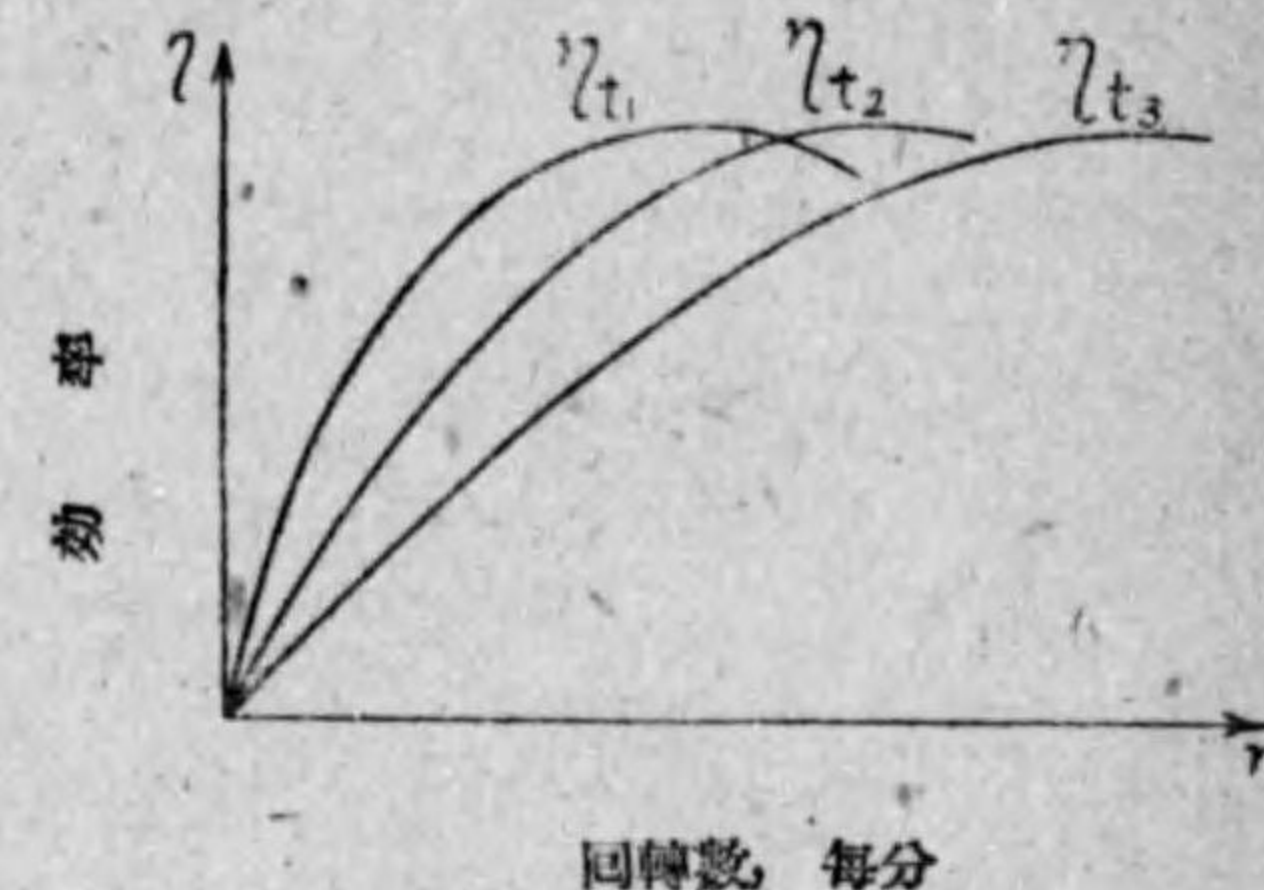
第 115 圖は廻轉數 n に對し推進器効率 η_p とタービンの全効率 η_t を表はすものにして、新規の計畫に當りなるべく η_t と η_p の最大値を取る様に推進器とタービンの廻轉數を決定し、

この兩廻轉數の比が減速装置の減速比である。

然れども所定の馬力に對しタービンは使用蒸汽の状態其他を種々に變更して設計し得らるものであつて、夫々のタービ

ンに對し其全効率は第

116 圖の η_{t1} η_{t2} η_{t3} の如き異なりたる曲線を以て表はさる。同様に推進器に於ても條件を變更して種々に設計し得らるものなるを以て、實際の計畫に當りてはこれ等の場合



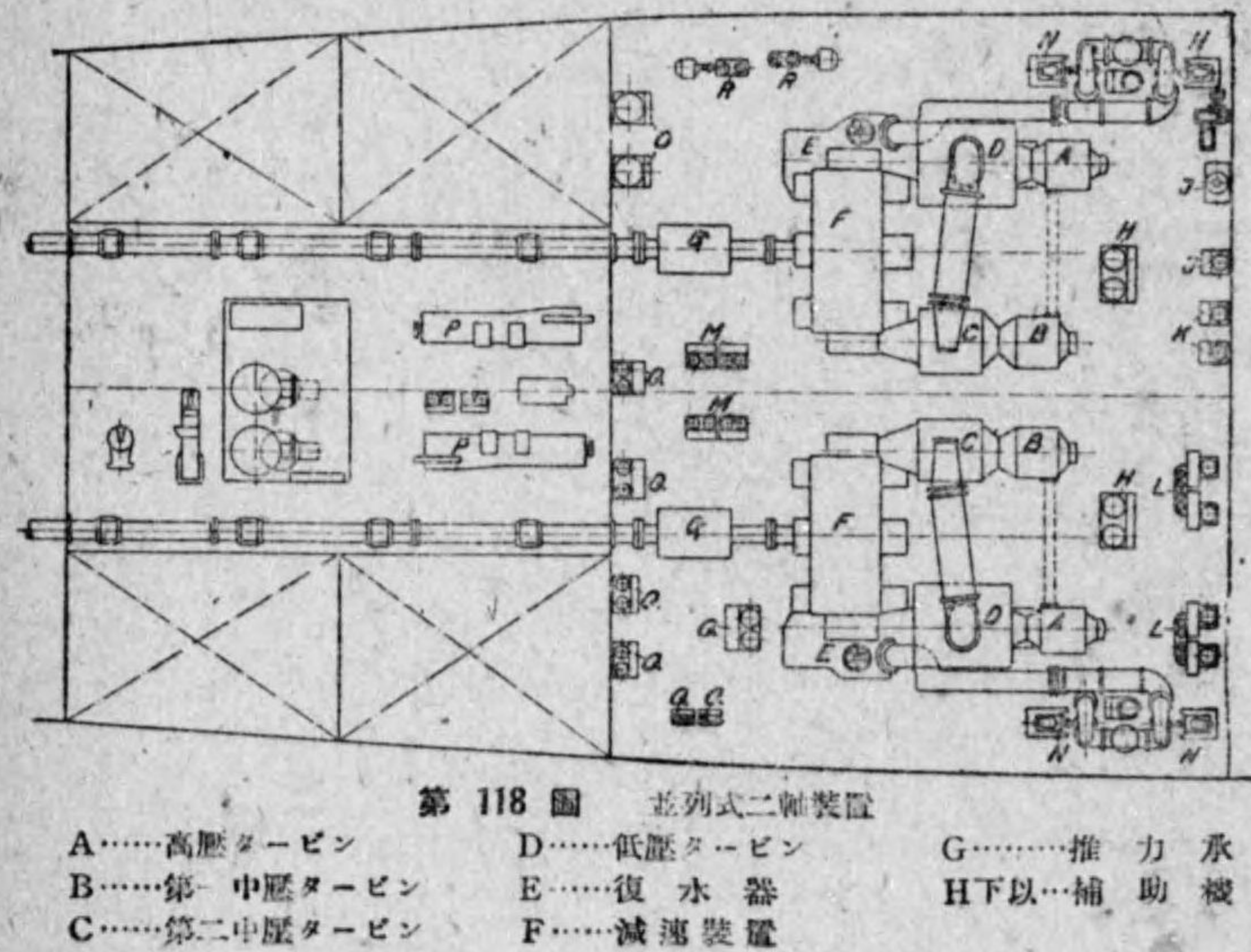
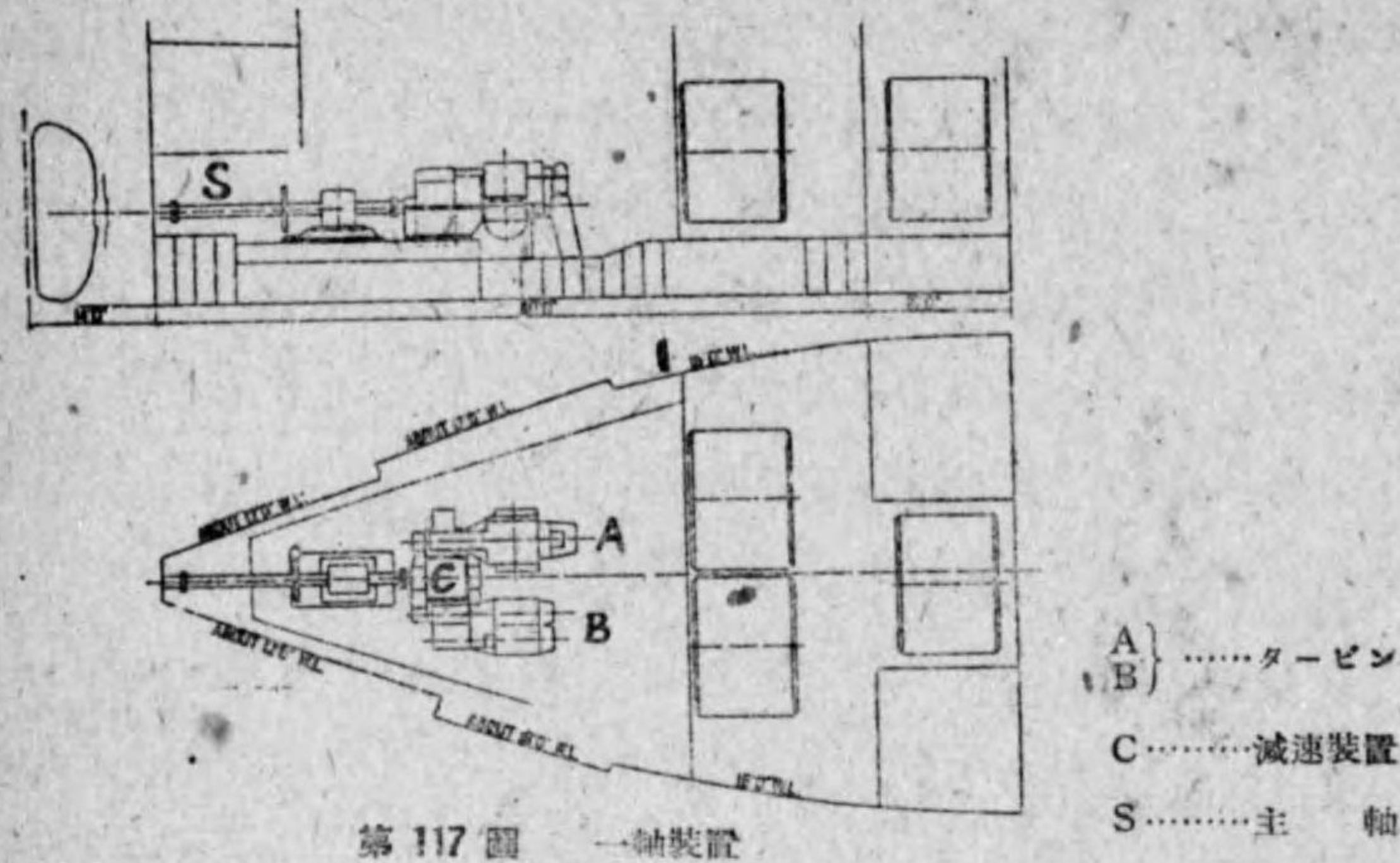
第 116 圖

をよく攻究し、タービンと推進器の廻轉數を決定するもので

第 18 表

船名	軸數	馬力	タービンの廻轉數		推進器廻轉數 (毎分)	減速比
			高壓タービン 毎分	低壓タービン 毎分		
客船 "Empress of Canada"	2	2×12000	1970	1970	111	17.75
半客船 "Westphalia"	1	4800	2980	2240	85	35.2 26.4
貨物船 "Monasses"	1	2700	3600		90	40
タンカー "Pacific"	1	2400	3300		75	44
遊覽船 "Cobra"	2	2×1800	4500	3000	300	15.0 11.66
戦闘艦 "H"	4	4×36000	1500	1000	210	7.13 5.23
大巡洋艦 "F"	4	4×23500	2580	1380	330	7.8 4.2
驅逐艦 "S"	2	2×13500	2985	2262	350	8.53 6.46

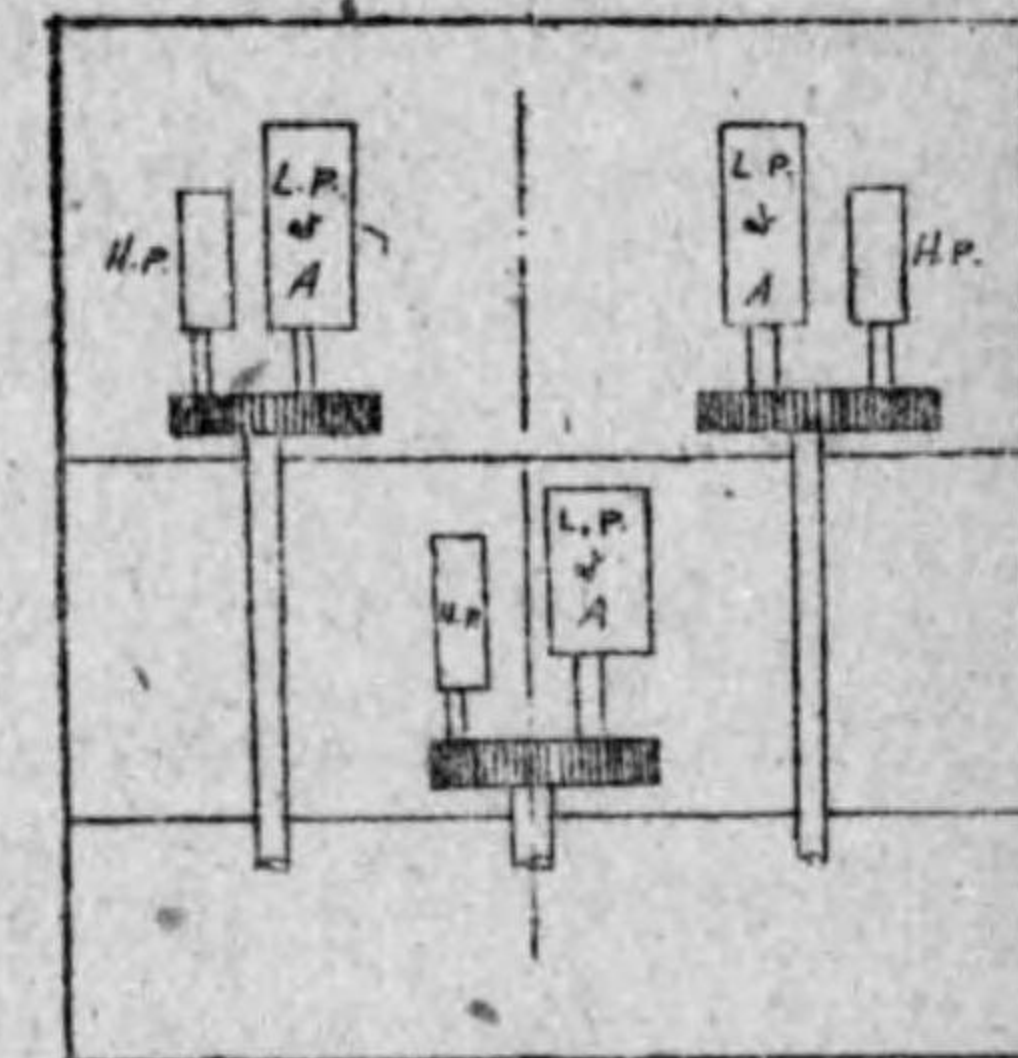
ある。参考の爲めに各種船舶の實例を第18表に揚げたり。



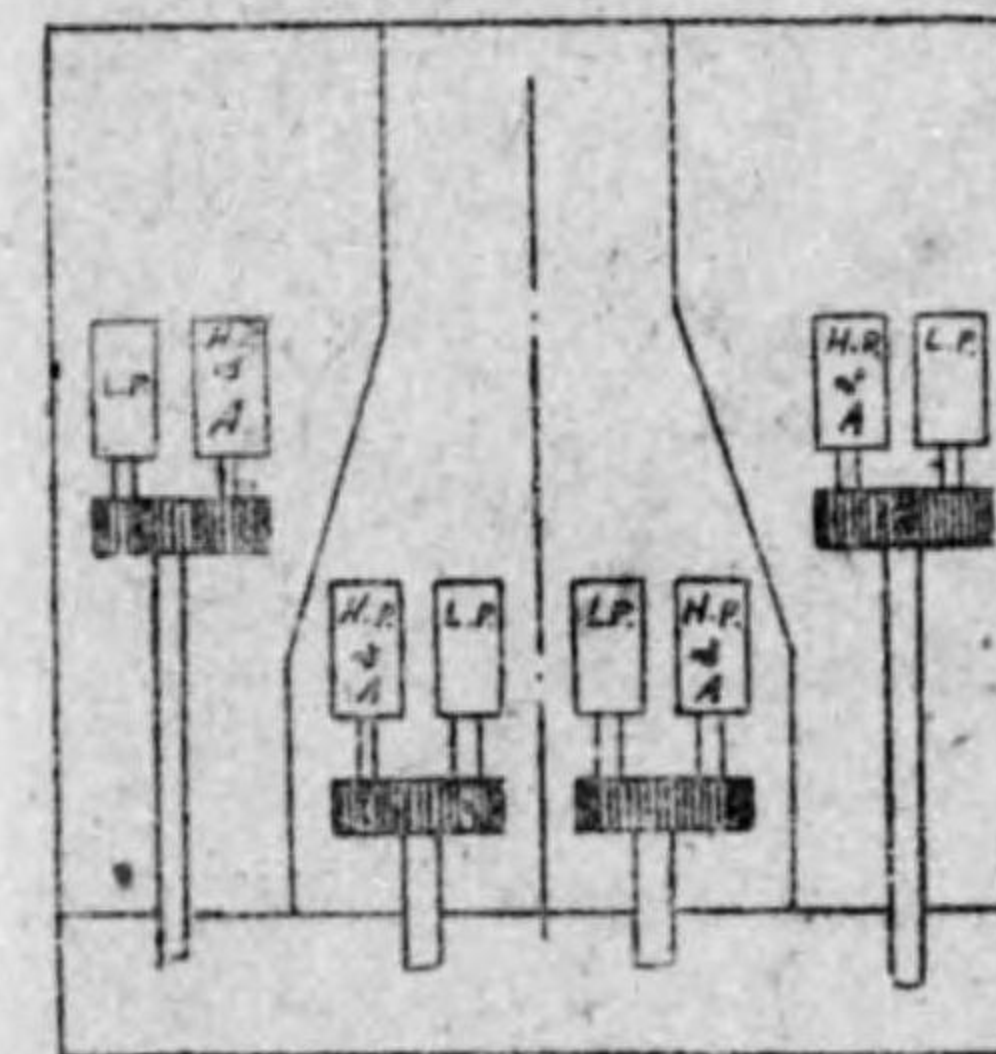
57、軸数の決定及び馬力の分配

軸数の決定は難問題の一つにして従来屢々論議せらるゝ處である。減速装置の發達せる現在に於ては所要馬力大ならざる時は1軸装置を採用するも(第117圖及び第18表)、一般には2軸或はそれ以上とす。(第118圖及第119圖と第18表)

2軸以上の装置に於て各軸に裝備するタービンが直列式、即ち高圧、中圧、低圧の各タービ



ンを各軸に分配する場合と、並列式即ち各軸毎に全く獨立したる一組宛のタービンを裝備する場合との2種がある。船舶の操縦並に推進効率の點より見て、並列式は他軸に關係なく別々に運轉し得るのみならず後進の場合にも便利で最も良き装置である。



所要馬力の各軸への分配は並列式にありては各軸等分に分配せらるゝも、直列式に於ては否らざる場合あり。例へば3軸装置に於て兩側の軸は同一に中央軸の馬力をこれよりも増減して

分配することを得るが、假令全力に於て3軸等分に分配しても、減速運轉の際は各軸の出力同一とならざる事がある。

軍艦にありては縦或は横隔壁に依つて機室を數個に分割する必要あり。之れが爲めに軸數は偶數とし且つ並列式を採用するを有利とす。(第120圖) 但し小型軍艦にありては3軸装置の場合あり。(第119圖)

58 後進タービン

蒸汽タービンは往復動汽機の如く可逆式にあらざれば、船舶の後進航走には後進タービンを使用する。後進タービンは第110圖及び第111圖の如く前進タービンと同一の圍壁内に取付くるか、或は全く獨立の後進タービンを備ふる場合もある。

後進タービンの力量は船舶の操縦に關する諸條件に依りて

第 19 表*

船 型	排水量	速 力	前進軸馬力	後進タービンの力量(前進の%)
大型客船	57000	23	69000	60
客 船	20000~26000	20~22	26000~35000	45
貨物船	9500	10.4	1650	65
近海船	1920	19.0	5000	40
巡洋戰艦	30000~35000	28~30	80000~120000	50
小巡洋艦	3400~3800	23~25	15000~17000	45
水雷艇	550~650	29~31	11000~13000	60

* Bauer's Schiffsmaschinenbau. 下卷

決定せらるゝものであるが、Bauer 博士は實例を取りて第19表の如く發表せり。

最近の後進タービンは以上の力量よりも稍小にして、商船に於ては前進全力の40%内外、軍艦にありては艦種に應じて次の如く推定せられる。

- 戰 艦……………40%内外
- 巡洋艦……………30%内外
- 驅逐艦……………25%内外

船の後進航走は絶へず且つ長時間行はるゝものにあらざれば、後進タービンの効率は度外視し、なるべく其大きさを縮小する様に設計せらる。

前進全力に對する蒸汽の初壓力より約20%減じたる壓力を後進タービンの初壓力とし、真空度は前進の時より約5%悪しき状態として設計す。

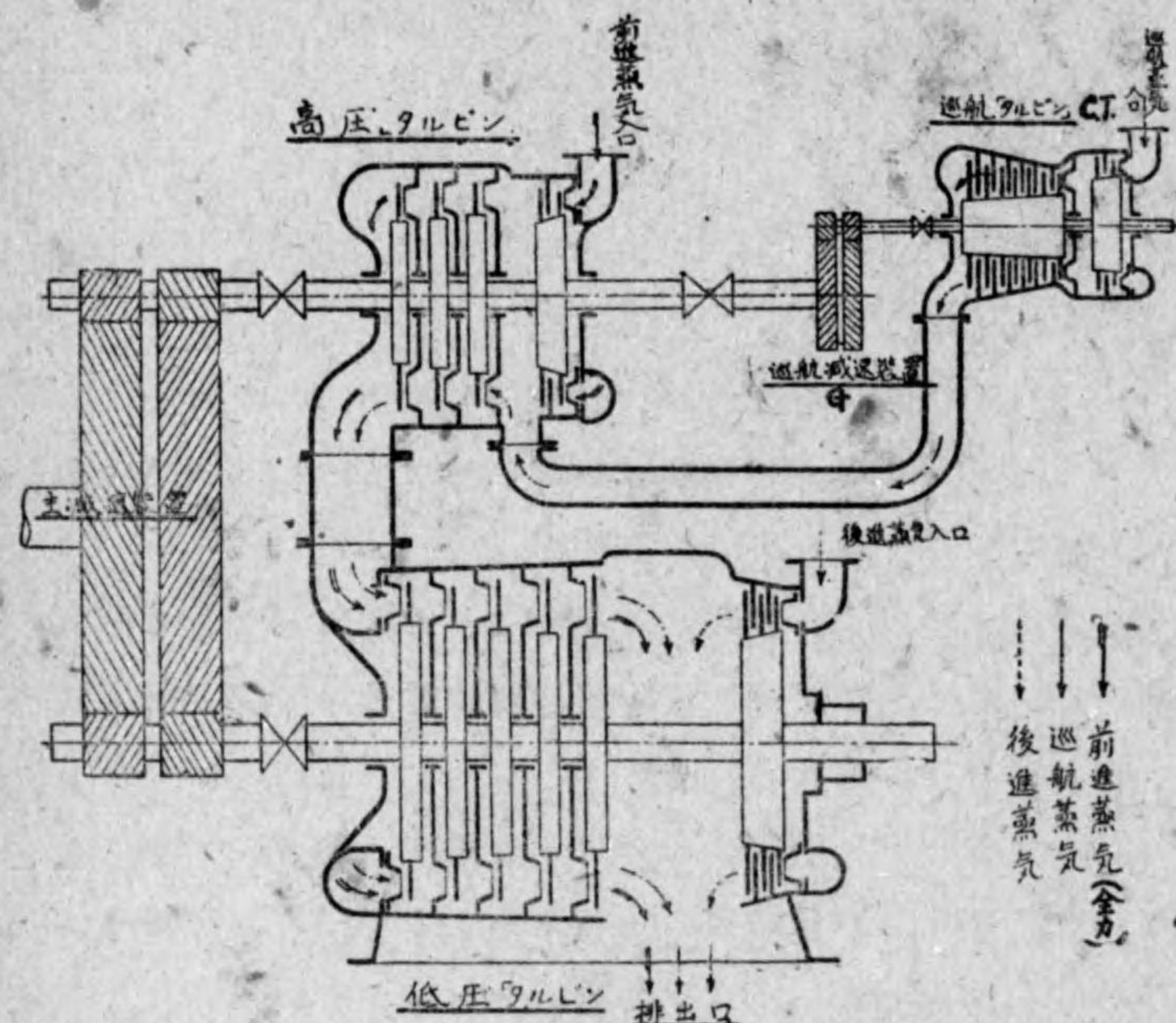
主タービンが反動式の場合でも後進タービンは衝動式を採用し(第114圖)、動翼三列の一段落とするか、或は二列の二段落とし、動翼に於て多少の反動力を與ふるを普通とす。

59 巡航タービン

商船の航海速力は全力と大差はないが艦船にあつては其差著しく、全速力30ノット以上の軍艦でも平素の巡航速力は僅かに15節内外である。従つてタービンの回轉數も著しく減じ、効率は低下することゝなる。單に全速力に於て1馬力當りの蒸汽消費量が少なきのみならず、巡航速力に於ても經濟的で

ある解決策として巡航タービンが考案せられる。

第 121 圖は高圧及び低圧主タービンの外に巡航タービン C.T. を取付けたる装置にして、之を減速装置 G に依つて主軸

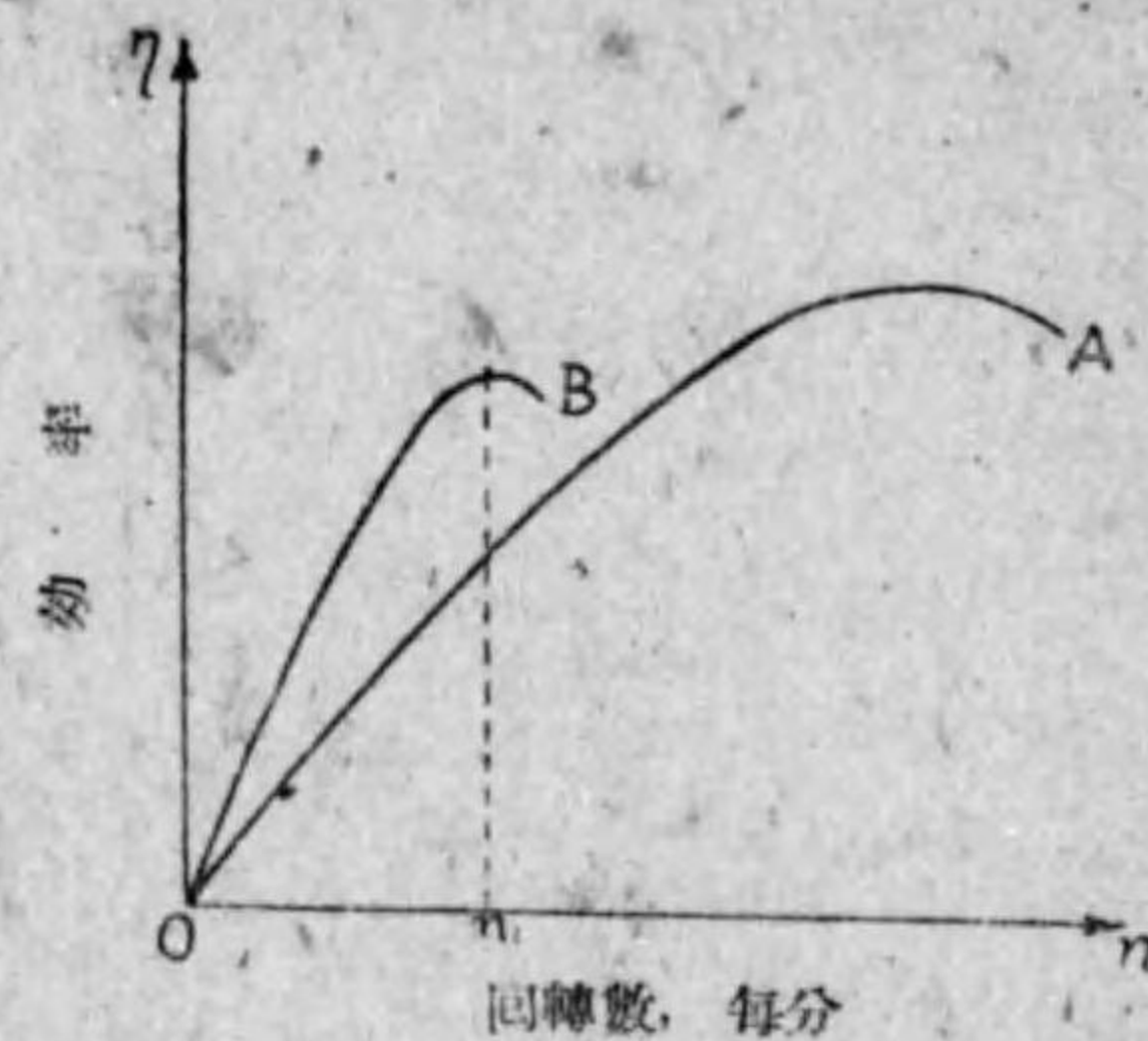


第 121 圖

に連結し、巡航速力に於て航走の時は蒸気を C.T. に送り、更に其排汽を主タービンの第一段落に送入するのが普通である。第 122 圖の A を主タービンの全効率、B を巡航タービンの全効率線とすれば、主軸の回転数少なき所の如き巡航速力に於ては、A のみの効率よりも、B の使用に依りて遙かに効率を

高むることとなる。

巡航タービンの力量は船舶の種類に応じて計畫毎に決定すべきものなるも、主として艦船に使用せらるゝを以て大體次の如き速力とし力量を推定す。



第 122 圖 A.....主タービンの効率, B.....巡航タービンの効率

	巡航全力	巡航許容全力
戦艦	14ノット	16ノット
巡洋艦	16ノット	18ノット
駆逐艦	16ノット	20ノット

巡航許容全力を以上の如く取れば、力量は大體速力の三乗*に比例するを以て、假りに戦艦の全速力を 23 ノットとせば巡航タービンの力量は全速力に対する力量の $(\frac{16}{23})^3 \approx \frac{1}{3.0}$ となる。一般に巡航タービンの力量は主タービン全力の 30~40% である。

巡航タービンの効率は巡航全力に於て最も良好となる様に計畫し、強さの算定は巡航許容全力を基準とし、危険速度の廻轉數は許容速度に対する廻轉數の 1.3~1.5 倍ならしむ。

*第一章の 3 項参照

60 使用材料と設計上の限界

蒸気タービンは使用材料の機械的性質に制限せられ、設計上に限界のあつるとを了知する必要がある。以下此の點に就て略述せん。

A 鑄鐵

鑄鐵はタービン筒、仕切板等に使用せらるゝが、高温度に於ては生長 (grow) し始むるを以て、之れが爲めに意外の事故を起すことがある。従つて其材質は嚴密に指定すべきもので、優良鑄鐵として次の成分のものが使用せらる。

- C = 2.7~3.2% P > 0.4%
- Si = 1.2~1.5% S > 0.1%
- Mn = 0.8~1.2%

曲げ内力は 34kgs/mm^2 にして、 20kg/cm^2 の蒸気壓力に於て 250°C の温度に堪へ、壓力低き時は 300°C 迄の温度に使用せらる。これ以上の温度に對しては鑄鋼或は鍊鋼を使用する。

B 鑄鋼

鑄鋼は高壓タービン筒或は弁筥に使用せらるゝが熱處理を爲すことが必要で、第一回の焼鈍は $850\sim 900^\circ\text{C}$ の温度に於て行はれ、第二回の焼鈍は初内力を取り去る目的で荒削りを爲したる後 650°C の温度に於て行はる。特に高壓蒸氣に對しては鑄鋼にニッケル或はニッケルクロームを合金するも、頗る高價となるを以て 400°C 以下の温度に對しては普通の鑄鋼を使用す。

C 鍊鋼

車軸、翼車、筒形翼車等の如き回轉部は普通の場合に第20表に示すが如き硬質の平爐鋼を使用するが、終段落に近き翼車の如き高内力を受くる場合にはニッケル鋼或はニッケルクローム鋼を使用し、なるべく各部分を平等の強さに設計せらる。

高内力を受くる打物類は材質に依りて $800\sim 850^\circ\text{C}$ に熱し油冷しを行ひ、再び $500\sim 700^\circ\text{C}$ に熱せらる。この熱處理は材料の降伏點を高め伸長率を増すこととなる。

D 特殊鋼

高度のニッケル鋼並に不銹鋼の如き特殊鋼はタービン翼に使用せらる。5%のニッケル鋼も翼に使用せらるゝが 350°C 以上の温度には急激に強さを減す。最近佛國の ATV, 獨逸の B7M の如き多量のニッケルと 11~14% のクロームを合金せる

第 20 表*

材料名	成 分 %							機 械 的 性 質			用 途
	C	Si	Mn	S	P	Ni	Cr	抗張力 kg/mm^2	降伏點 kg/mm^2	伸長率 %	
硬質平爐鋼	0.5	0.1	0.6	0.03	0.03	—	—	60~65	32~35	25	翼車及軸
ニッケル鋼	0.09	0.2	0.46	0.02	0.05	4.8	—	65~65	40~45	25~28	タービン翼
	0.25	0.15	0.35	0.02	0.02	4.9	—	70	47	18	兒齒車 (齒車減速)
不 銹 鋼	0.38	0.2	0.35	0.03	0.02	8.0	17.0	75~78	55	50	タービン翼
	0.15	0.23	0.35	0.03	0.02	1.5	14.0	70	55	25	タービン翼
ATV 鋼	0.42	0.15	1.0	0.03	0.03	34.0	11.0	—	—	—	タービン翼
V 5 M 鋼	0.16	0.60	0.50	0.02	0.008	0.70	14.0	71	57	25	タービン翼

*本表以外の材料に就ては工學全集—山口修—蒸気機関工学(F)参照

特殊鋼が製造せられ、500°Cの温度に於て殆んど物理的性質に變化を認めず、高壓高温のタービン材として良好なるも頗る高價である。

E 非鐵合金

非鐵合金は衛帶、軸承填金、推力承等各所に使用せらるゝが、5%ニッケル、42%亜鉛、53%の銅を含む眞鍮合金は衛帶環としてよく500°C迄の温度に堪ふる。

以上各種の材料に依りて船用タービンは、現在使用蒸汽の最高壓力40kgs/cm²、最高温度400°Cに對し何等タービン製作に困難を感じるものではない。第20表はタービン材の強さと、其使用個所の一般を示すものである。

61 利用し得べき熱落差と蒸汽速度

タービンの設計に當り第一に決定すべき點は

- (a) タービンの入口に於ける蒸汽の初壓力、 P_1 kgs/cm² (絶對壓力)
- (b) 初壓 P_1 に於ける蒸汽の温度、 t_1 °C
- (c) タービンよりの排汽の壓力 P_2 、kgs/cm² (絶對壓力)

にして、 P_1 は汽罐の最大壓力より稍低く蒸汽の温度も過熱器に依りて得らるゝ温度よりも幾分か低く取り、 P_2 は復水器の眞空に相當する壓力よりも稍高く取る。一例を擧ぐれば汽罐内の最大壓力を21kgs/cm² (絶對)、過熱蒸汽の温度を360°C、復水器の眞空度を28.8"(96%)とすれば $P_1=20$ kgs/cm² (絶對)、 $P_2=0.05$ kgs/cm² (絶對)、 $t_1=350$ °Cとして計算する。

斯くして使用蒸汽の状態を決定し、蒸汽がタービン内で斷熱膨脹を爲すものとせば、 P_1 より P_2 迄の膨脹に依り利用し得べき熱落差 $H_1-H_2=H_r$ はモリエー線圖に依つて求めらる。則ち第123圖の如く蒸汽の初壓状態A點より垂直線を引き、 P_2 線との交叉點Zは排汽の状態を表はすを以て、この時の利用し得べき熱落差は

$$H_1-H_2=H_r \text{ kcal}$$

となり、この熱落差が何等の損失なしに運動のエネルギーに變ずるものとせば、

理論上の蒸汽の速度Vは次式に依りて算出せらる。

$$V_{m/sec} = 91.51 \sqrt{H_r} \dots\dots\dots (39)^*$$

P_2 に於ける排汽の乾燥度 x_2 も亦モリエー線圖に依つて求められる。

62 蒸汽消費量とタービンの全効率(効率比)との關係
前項に述ぶるが如く利用し得べき熱落差 H_r を求むる時は、

*工学全集—山口修—蒸汽機關工学(下)参照。



第123圖 モリエー線圖

之れにタービンの全効率 η_* を乗すれば、1kgの蒸気が爲したる有効仕事量に相當する熱量である。然るに1馬力時間に相當する熱量は632.4 K.cal*なるを以て、之れを $\eta \cdot H_r$ にて除し1馬力時間當りの蒸気消費量 ω を求むることを得。

$$\omega, \text{kg} = \frac{632.4}{\eta \cdot H_r} \dots \dots \dots (40)*$$

或はタービンを實驗して ω を知る時は其タービンの全効率は次式を以て求めらる。

$$\eta = \frac{632.4}{\omega \cdot H_r} \dots \dots \dots (41)$$

第二節 計畫の概要

63 設計上の要素

蒸気タービンの計畫に當り第一に留意すべき要點は

- (a) 設計精確にして製作品に信頼性を有すること
- (b) 構造をなるべく簡單にすること

の二點であつて、次に考慮すべき問題は

- (c) 經濟上の點よりタービンの全効率を増進すること
- (d) 運轉圓滑にして操縱の容易なること

等の點に就て攻究を爲す。

以上の要點を平易に説明する爲めに、獨逸の最大客船である“Bremen”號に裝備せるタービン汽機に關し、Bauer博士が

*工学全集—山口修—蒸気機関工学参照

發表せる設計要項*を次に記述する。

- (1) タービン翼として最適の材料を撰擇すること
- (2) 翼の精確なる設計と、翼に充分の寸法を與へ安全率を増すこと
- (3) 翼間並に翼端の游隙を精確に調整すること
- (4) タービン内の排水に信頼すべき装置を施すこと
- (5) 信頼すべき給油装置を施すこと
- (6) タービン内に外物の浸入を防ぐ爲め安全装置を施すこと

(7) 翼の振動並に捩振動に於ける危険速度の防止
 (8) 突然の運轉停止に依る損害を防ぐ爲めに周到なる考案
 以上の如くタービンの設計には種々の理論的考察を要し、到底本書の如き小冊子を以て論究し能はざるも、綜合工学全集中山口修一博士著蒸気機関工学に於て記述のタービンに關する理論と構造とを基礎とし、實例に依りて計畫の大要を述ぶることとする。

(A) 衝動タービン

64 主要寸法の算定概要

双螺旋船K丸の計畫に當り前進全速力に於て、軸馬力合計5,800を要すと云ふ。次の條件に於て前進ギヤードタービンの主要寸法を決定せよ。

- (1) 装置 2-軸装置にして並列式とし、1-軸の軸馬力を

*Prof. Bauer: "Schiffbau" Oct, 1930.

2900 とす。

(2) 型式 壓力複式衝動タービンを使用し、1-軸に高壓と低壓タービンとを取付け出力を略同一とす。タービンの段落を各6-段落とす。兩タービンは齒車減速装置に依つて1-推進軸に連結す。

(3) 回轉數 推進器の回轉數 = 160/min.
 高壓タービンの回轉數 = 3,100/min(減速比 = 19.375)
 低壓タービンの回轉數 = 3,000/min(減速比 = 18.75)

(4) 蒸汽の狀態 汽罐の最大壓力 = 14 汽壓(ゲージ)
 = 15 汽壓(絶對)

高壓タービンの初壓力 $p_1 = 14$ 汽壓(絶對)
 p_1 に於ける蒸汽溫度 = 250°C (過熱度 54°C)
 低壓タービンの背壓 $p_2 = 0.06$ 汽壓(絶對)

註 解 タービンの全効率(効率比) η は從來の記録に依り適宜推定すべきものにして、本題の場合には $\eta = 0.70 \sim 0.75$ の間にあり、依つて $\eta = 0.72$ として計算す。

モリエー線圖(第123圖B)に依り p_1 より p_2 迄の斷熱膨脹の熱落差は

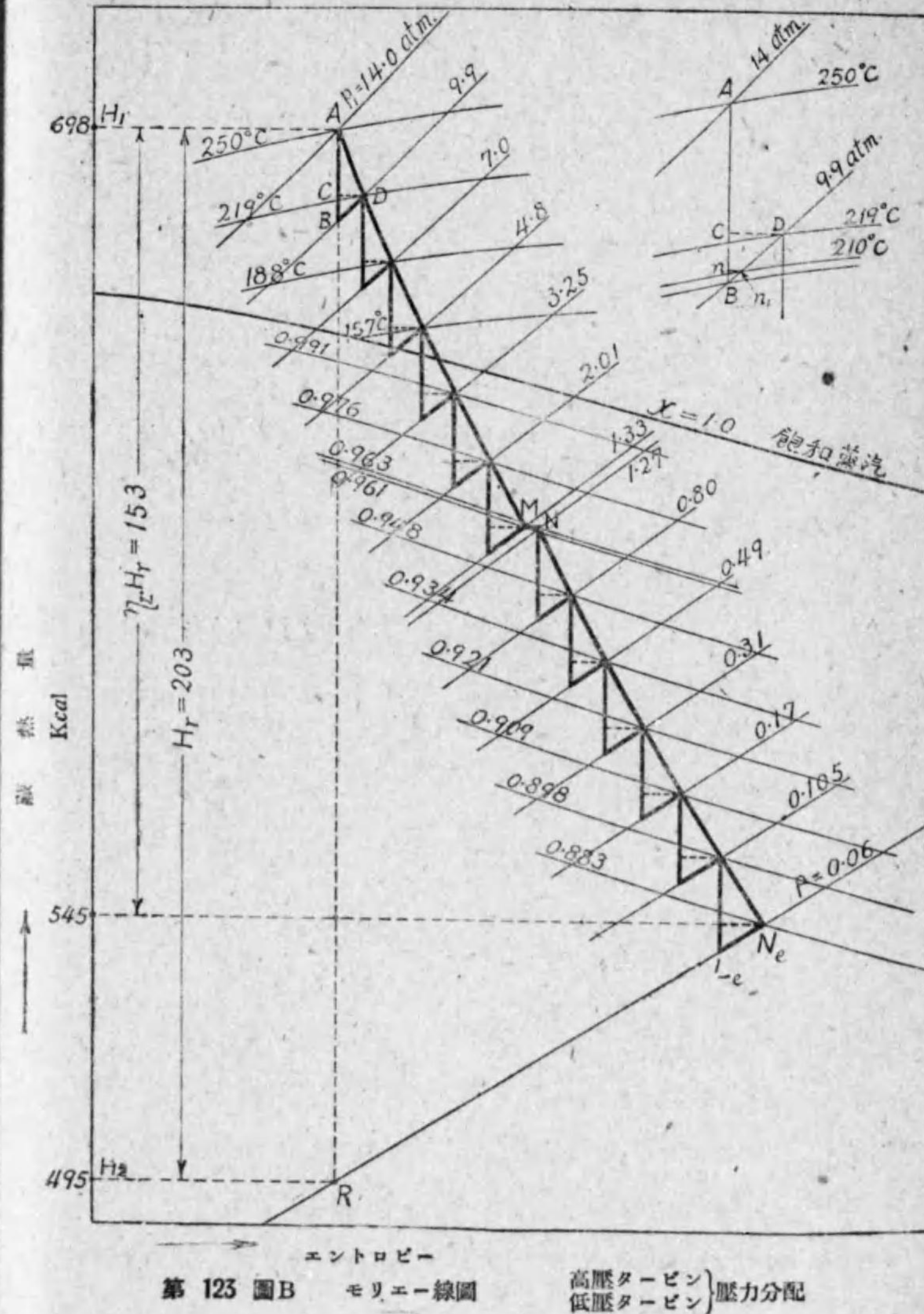
$$H_1 - H_2 = H_r = 698 - 495 = 203 \text{ Kcal.}$$

軸承等の外部損失を 3% とすればタービンの内部効率 η_i は

$$\eta_i = \eta + 0.03 = 0.72 + 0.03 = 0.75$$

となる。段落効率 η_s と再熱係數 R を求むるには次の關係より

$$\eta_i = R \cdot \eta_s$$



第 123 圖B モリエー線圖 高壓タービン } 壓力分配
 低壓タービン }

第 124 圖に依つて過熱度 54°C の場合を取り $\eta_s=0.72$, $R=1.044$ の時に

$$\eta_t = 1.044 \times 0.72 = 0.751$$

となるを以て、 $\eta_t R$ に対し以上の値を取る。

依つてタービン内の累積熱落差 (Cumulative heat) H_c は

$$H_c = R.H_s = 1.044 \times 203 = 212 \text{Kcal.}$$

題意に依り H_c を高圧、低圧タービンに等分し、且各段落に於ける熱落差を均一に取れば

$$\text{各段落の熱落差} = \frac{H_c}{\text{全段落数}} = \frac{212}{12} = 17.7 \text{Kcal.}$$

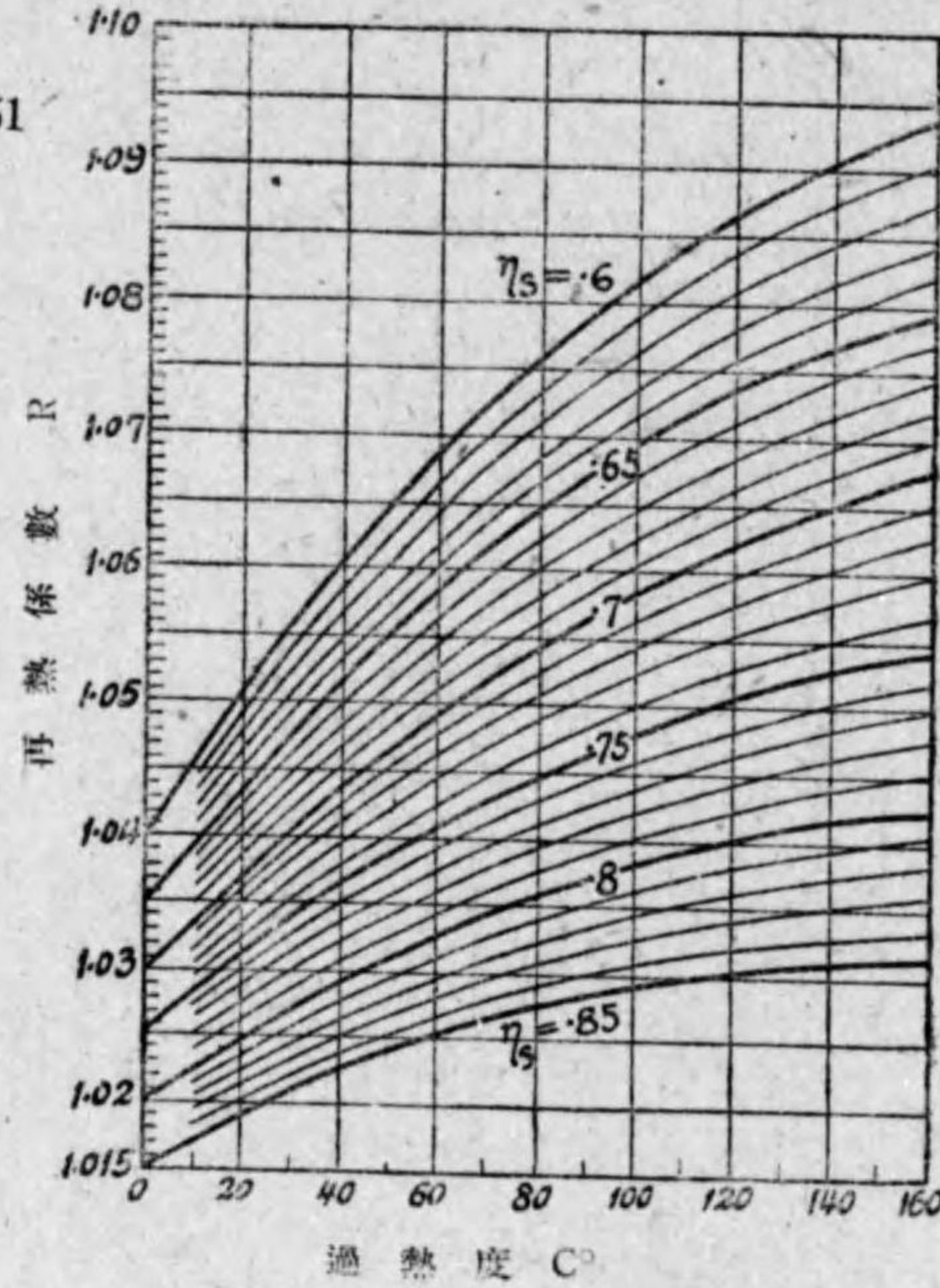
各段落に於ける有効熱落差は

$$\eta_s \times 17.7 = 0.72 \times 17.7 = 12.74 \text{Kcal.}$$

となる。17.7Kcal の熱落差に依る理論上の蒸汽速度 V_t は

$$V_t = 91.51 \sqrt{17.7} = 385 \text{ m/sec.}$$

然るに噴口より出づる實際の蒸汽速度 V_a は、第 125 圖に依



第 124 圖 再熱係数 R

りて速度係数 ϕ^* を求め、次式に依りて求めらる。

$$V_a = 91.51 \sqrt{\eta_m H} = \phi \cdot V_t \dots \dots \dots (42)$$

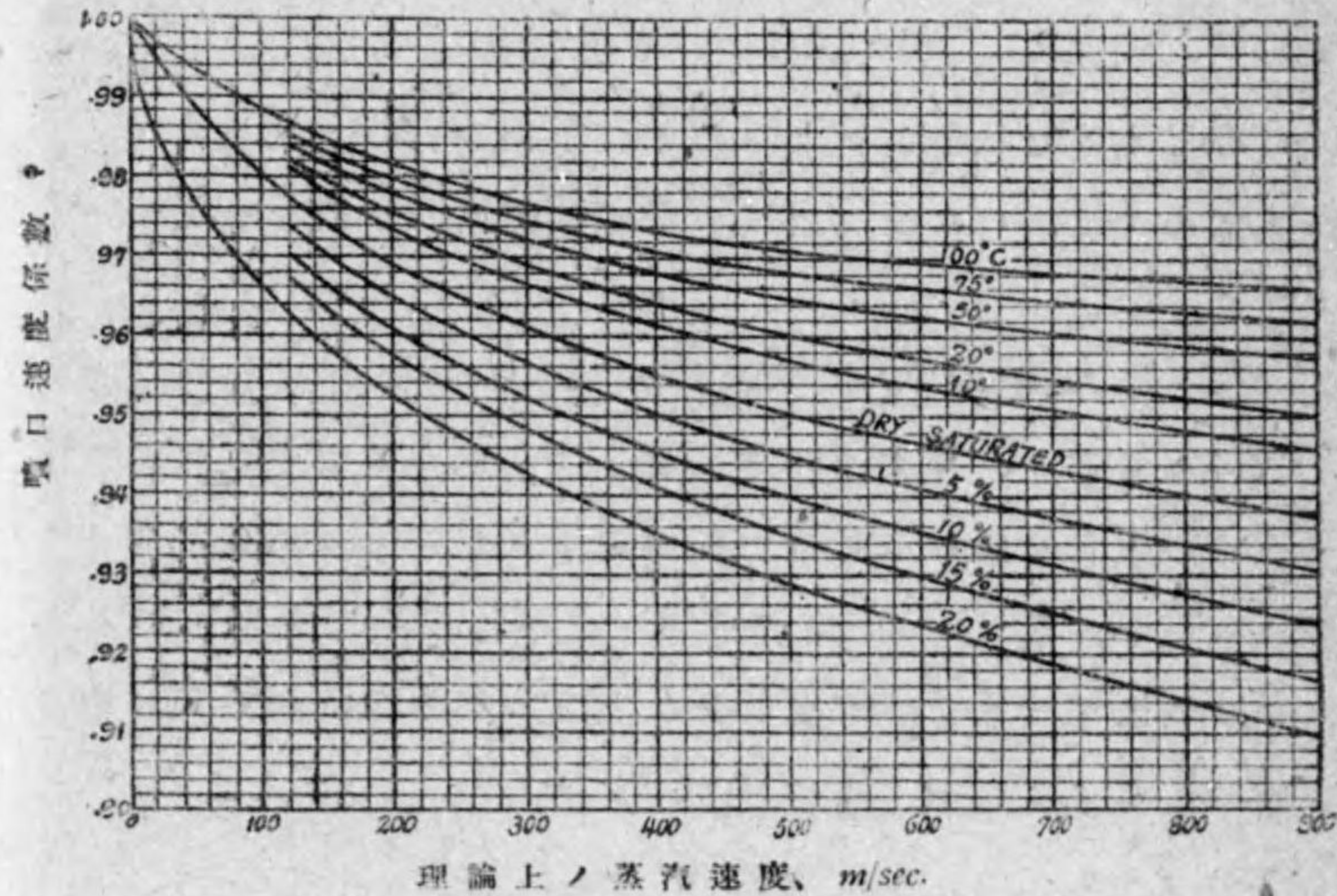
但 $\eta_m = \text{噴口の効率} = \phi^2$

$H = \text{各段落に於ける熱落差, Kcal.}$

$V_t = \text{理論上の蒸汽速度, m/sec.}$

$V_a = \text{實際の蒸汽速度, m/sec.}$

ϕ は V_t と蒸汽の状態に依つて數値を異にするものなれば各段落毎に求むるものとす。



第 125 圖 噴口速度係数

第 123 圖に依りて得たる結果を第 21 表を以て示せるが、之れに依つて知る如く各段落に於て初壓 p_1 と背壓 p_2 との比は何

*諸大家の研究に依り種々の實驗式あり (Belluzzo: "Steam Turbines")

れも

$$p_2 > 0.546 p_1^* \text{ (過熱蒸気の場合)}$$

$$> 0.577 p_1^* \text{ (飽和蒸気以下の場合)}$$

の関係にあるを以て噴口は各段落共に末細式 (Convergent nozzles) を採用す。

噴口出口に於ける蒸気の状態は第 123 圖 B に示せる第一段落の例を取りて説明すれば、A 點は噴口入口に於ける蒸気の状態を表はし、A より垂直に 17.7 Kcal. に等しく AB を取り、

$$A.n = \eta_n \times 17.7 = \varphi^2 \times 17.7 = 16.62 \text{ Kcal.}$$

に等しく n を取る。 n より水平線を引き 9.9 atm. の線と n_1 に於て交る時は、 n_1 は噴口出口に於ける蒸気の状態を表はす。

次に、

$$AC = \eta_n \times 17.7 = 0.72 \times 17.7 = 12.74 \text{ Kcal.}$$

に等しく取り、C よりの水平線と BD 線の交点 D は第二段落噴口の入口に於ける蒸気の状態を表はすこととなる。以下之れに倣ひて第 123 圖 B を作成する。M は高圧タービンの排汽、N は低圧タービンの初壓を表はすものにして、この間に多少の壓力低下を見積るものとす。

速度比 ρ を次の如く取りて

$$\rho = \frac{u}{V_t} = \frac{\text{動翼の周速度, } m/sec}{\text{理論上の蒸気速度, } m/sec} = 0.42 \text{ (高圧タービン)}$$

$$= 0.45 \text{ (低圧タービン)}$$

*工学全集—山口修—蒸気機関工学(F): 433 頁

$$\therefore u = 0.42 \times V_t = 0.42 \times 385 = 161.7 \text{ m/sec. (高圧タービン)}$$

$$= 0.45 \times V_t = 0.45 \times 385 = 173.7 \text{ m/sec. (低圧タービン)}$$

然るに

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot N}{60}$$

但 D = 動翼車の平均直径、 m

N = 動翼車の廻轉數、毎分

D_{Hm} = 高圧タービン動翼車の平均直径、 m

D_{Lm} = 低圧タービン動翼車の平均直径、 m

より

$$D_{Hm} = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot N} = \frac{60 \times 161.7}{\pi \times 3,100} = 0.9962$$

$$D_{Lm} = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot N} = \frac{60 \times 173.7}{\pi \times 3,000} = 1.1005$$

$$\therefore D_{Hm} = 0.996 \text{ m, } u = 161.6 \text{ m/sec.}$$

$$D_{Lm} = 1.100 \text{ m, } u = 172.8 \text{ m/sec.}$$

に取る。

次に本題に於ける 1 軸馬力當りの蒸気消費量 ω は

$$\omega = \frac{632}{\eta \cdot H_r} = \frac{632}{0.72 \times 203} = 4.383 \text{ kgs/軸馬力/時}$$

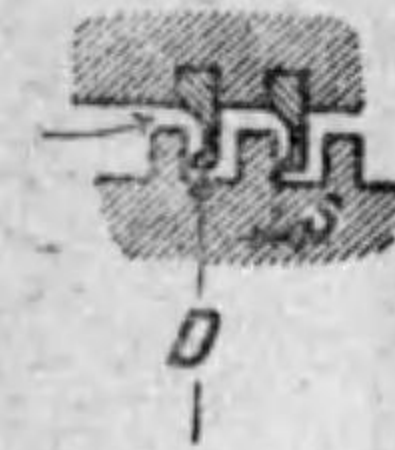
依つてタービン内を流るゝ蒸気量 W は

$$W = \frac{\omega \times \text{軸馬力}}{3,600} = \frac{4.383 \times 2,900}{3,600} = 3.53 \text{ kgs/sec.}$$

である。

漏洩損失とは第 126 圖 C に示すが如く、仕切盤と車軸との

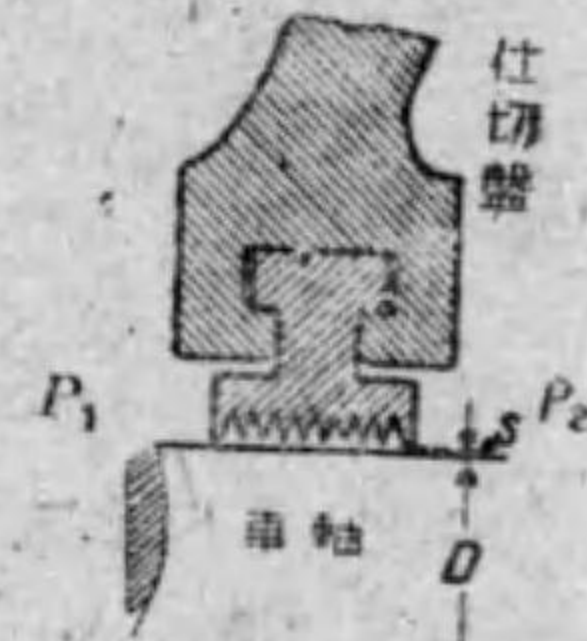
遊隙Sより流るゝ蒸気量にして $p_2 > .577p_1$ の時は次式に依り算出せらる



第126圖 (A)
反動タービン用ダミー環



第126圖 (B)
反動タービン用衛帯



第126圖 (C)
衝動タービン用仕切盤衛帯

$$G = a \sqrt{\frac{g}{Z p_1 v_1} (p_1^2 - p_2^2)} = 0.0313 a \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{Z p_1 v_1}}$$

但 G = 漏洩損失量、 $kg/sec.$

Z = 鋸齒の數

p_1 = 仕切盤衛帯入口の壓力、 kg/cm^2 (絶對)

p_2 = 仕切盤衛帯出口の壓力、 kg/cm^2 (絶對)

v_1 = p_1 に於ける蒸気の比容積、 m^3/kg

a = 游隙 S に相當する面積、 cm^2

S は車軸の徑 D に依りて定まるもので計畫の初期には未定であるから第21表に記載の如く假定する。

末細噴口*** の出口全面積は次式を以て求めらる

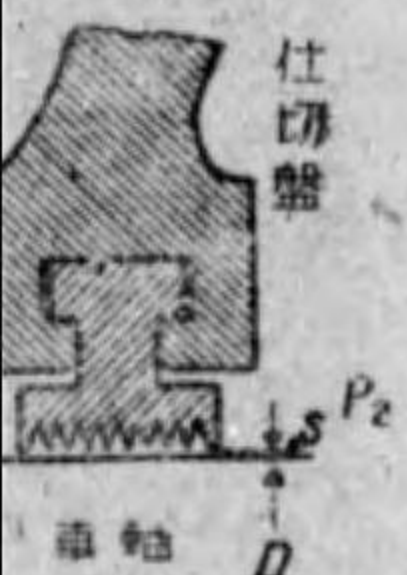
$$A = \frac{W_c \times v}{V_a} \times 100^2 \dots \dots \dots (43)$$

* $p_2 < .577p_1$ の時は $G = 0.0313 a \sqrt{\frac{p_1}{v_1(z+1.5)}}$ を使用す

** 末廣噴口の場合は計算を異にす

- ピン			備 考
4	5	6	
.31	.18	.105	本表の計算は一例を示すものにして、第116圖に於て説明せる如く諸種の條件を変更して種々に計畫し得らるゝものなり。一例を擧ぐれば速度比 ρ を變更せば噴口の平均直徑 D は變ず。各段落よりの排汽の速度に相當する剩餘熱量(residual heat) を計算に入らるゝものなるも致には之れを省略す。
.921	.909	.898	
.18	.105	.06	
.900	.888	.876	
17.7	17.7	17.7	
385	385	385	
.949	.948	.947	
365.4	365	364.6	
7.50	12.31	20.57	
→			
.02	.015	.01	
3.51	3.515	3.52	
→			
720.5	1,186.0	1,988.0	
16°	20°	26°	
5.05	5.05	5.05	
.36	.36	.36	
10.27	12.75	15.77	
10.2	12.5	15.5	
0.992	.980	.983	
68	68	68	
→			

sec.
溫度に
容)
full



第126圖 (C) 用仕切盤

期には未定

る

(43)

第 21 表 噴 口 の 計 算 表

番 號	設 落 名 稱		高 壓 タ ー ビ ン						低 壓 タ ー ビ ン						備 考
			1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	
1	入口の蒸 汽状態	初壓 $p_1 atm$ (絶対)	14.0	9.9	7.0	4.8	3.25	2.01	1.27	.80	.49	.31	.18	.105	本表の計算は一例 を示すものにして、 第116圖に於て説明 せる如く諸種の条件を 變更して種々に計 算し得らるるものなり。 一例を挙げれば速度 比 ρ を變更せば噴口 の平均直径 D は變 ず。各段落よりの排 汽の速度に相當する 剩餘熱量(residual heat) を計算に入 るるものなるも茲 には之れを省略す。
2		過熱度 $^{\circ}C$ 或は乾燥度 x	54°	39°	23°	7°	.991	.976	.963	.948	.934	.921	.909	.898	
3	出口の蒸 汽状態	背壓 $p_2 atm$ (絶対)	9.9	7.0	4.8	3.25	2.01	1.33	.80	.49	.31	.18	.105	.06	
4		過熱度 $^{\circ}C$ 或は乾燥度 x	30°	14°	.998	.982	.967	.952	.939	.926	.913	.900	.888	.876	
5	各段落の熱落差 Kcal		17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	17.7	
6	理論上の蒸汽速度 $V_i, m/sec$		385	385	385	385	385	385	385	385	385	385	385	385	
7	噴口速度係数 ϕ		.969	.966	.965	.964	.956	.954	.952	.951	.950	.949	.948	.947	
8	實際の蒸汽速度 $V_a, m/sec$		373	372	371.5	371	368	367.3	366.6	366.2	365.8	365.4	365	364.6	
9	出口蒸汽實際の容積 m^3/kg		.212	.281	.372	.540	.833	1.222	1.936	3.023	4.576	7.50	12.31	20.57	
10	蒸汽全流量 $W, kg/sec$		← 3.53 →						← 3.53 →						
11	漏洩損失量 kg/sec		0	.07	.06	.05	.04	.035	0	.03	.025	.02	.015	.01	
12	噴口よりの實際流量 $W_a, kg/sec$		3.53	3.46	3.47	3.48	3.49	3.495	3.53	3.50	3.505	3.51	3.515	3.52	
13	噴口の平均直径 D, m		← 0.996 →						← 1.100 →						
14	噴口出口所要面積 A, cm^2		20.07	26.70	34.75	50.65	79.0	116.3	186.4	288.9	438.5	720.5	1,186.0	1,988.0	
15	噴口出口角度 α		14°	14°	14°	14°	14°	14°	14°	14°	14°	16°	20°	26°	
16	噴口のピッチ p, cm		3.8	3.8	3.8	3.8	3.8	3.8	3.8	5.05	5.05	5.05	5.05	5.05	
17	噴口仕切盤の厚さ t, cm		.36	.36	.36	.36	.36	.36	.36	.36	.36	.36	.36	.36	
18	噴口計算上の高さ H', cm		1.1	1.1	1.1	1.105	1.723	2.536	3.704	4.93	7.48	10.27	12.75	15.77	
19	噴口實際の高さ H, cm		1.2	1.2	1.2	1.2	1.8	2.6	3.8	5.0	7.5	10.2	12.5	15.5	
20	高さの比 $\frac{H'}{H}$		1.1	1.1	1.1	1.086	1.045	1.025	1.025	1.014	1.00	0.992	.980	.983	
21	噴口の數 N		33	44	57	82	82	82	90	68	68	68	68	68	
22	噴口の蒸汽送入法		← 部分送入 →						← 全周送入 →						

遊隙 S より
出せらる



第126圖 (A)
反動タービン用

G =

但 G =

Z =

$p_1 =$

$p_2 =$

$v_1 =$

$a =$

S は車軸

であるから

末細噴口

* $p_2 < 5$

** 末廣

但 A = 末細噴口の出口全面積、 cm^2

$W_s =$ 噴口通過蒸気量、 $kg/sec.$

$v = x \cdot v_s$ 噴口出口に於ける實際の蒸気比容、 m^3/kg

$x =$ 蒸気の乾燥度(飽和蒸気の際は $x=1.0$)

$V_a =$ 噴口出口の實際蒸気速度、 $m/sec. = \varphi \cdot V_t$

$\varphi =$ 噴口速度係数(第 125 圖に依る)

$V_t =$ 熱落差 H に相當する理論上の蒸気速度、 $m/sec.$

$$= 91.51 \sqrt{H, Kcal}$$

$V_s =$ 飽和蒸気の比容、 m^3/kg (過熱蒸気の際は過熱温度に相當する蒸気の比容)

噴口の寸法を定むるに次式に依る

$$A = (p \times \sin \alpha - t) \times H' \times N \dots\dots\dots(44)$$

但 A = 噴口の出口全面積、 cm^2

$p =$ 噴口のピッチ、 cm

$\alpha =$ 噴口の出口角度

$t =$ 噴口の仕切壁の厚さ、 cm

$H' =$ 噴口の計算上の高さ、 cm

N = 噴口の數

p, α, t を第 21 表の如く取る時は、蒸気の全周送込 (full admission) となる段落の噴口の數は

$$\pi D = p \times N$$

$$\therefore N = \frac{\pi D}{p} = \frac{\pi \times 99.6}{3.8} \approx 82 \text{ (高壓タービン)}$$

$$= \frac{\pi \times 110}{3.8} = 90 \text{ (低圧第一段落)}$$

$$= \frac{\pi \times 110}{5.05} = 68 \text{ (低圧第二段落以下)}$$

依つて高圧タービンの第三段落迄は部分送込 (Partial admission) にして、以下全周送込となる。一般に

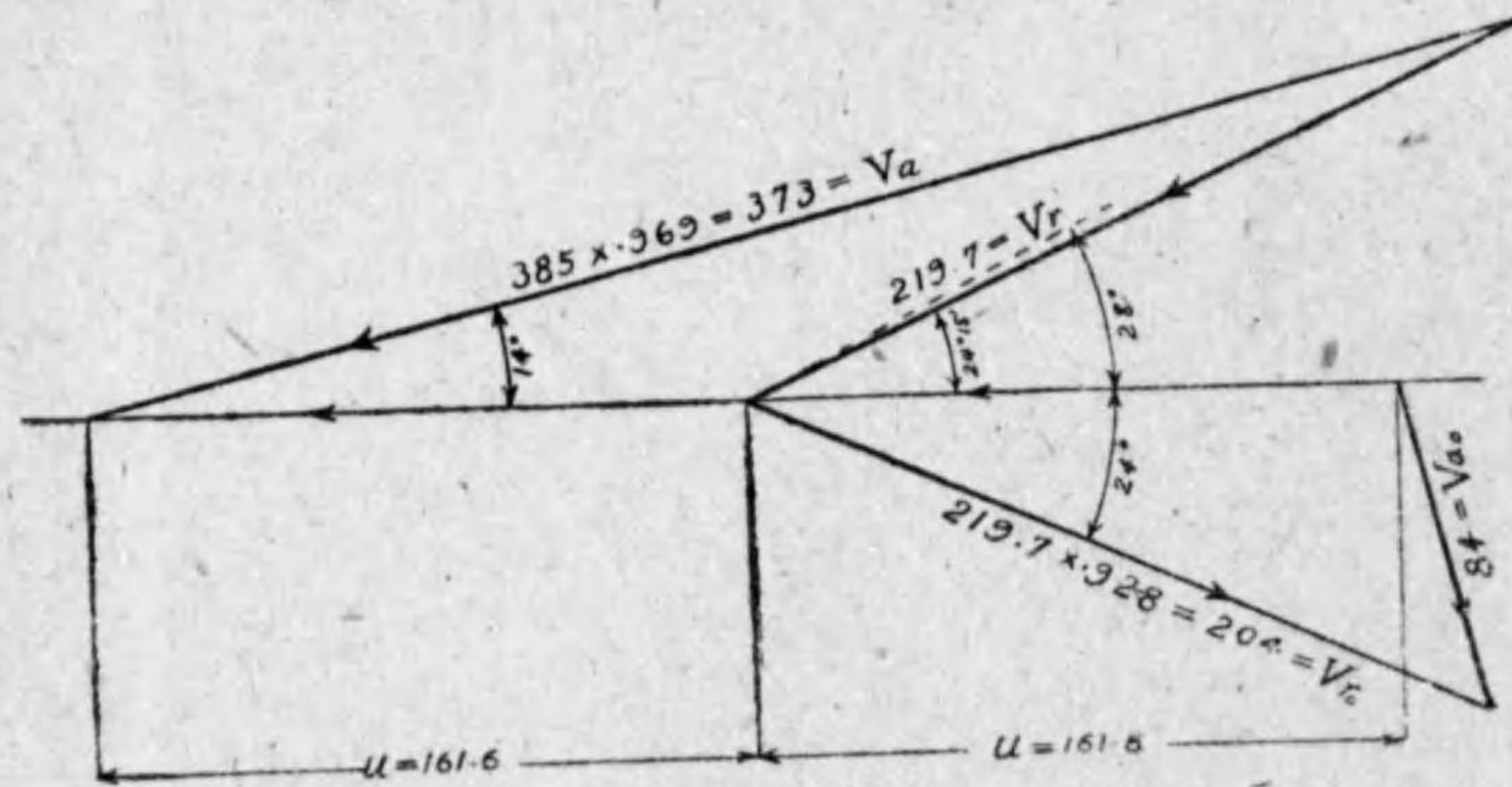
$$p = (3 \sim 3.5) \times \text{動翼のピッチ}$$

$$\alpha = 12^\circ \sim 16^\circ$$

に取るも、低圧タービンの終段に近づくに従ひ噴口の高さを減ずる爲めに漸次 α を大きく取るが、 30° を限度とす。以上に依りて計算せる結果は第21表の如くなる。

動翼に対する計算は次の如し。

高圧タービン第一段落の例を取りて説明せんに、噴口より



第 127 圖
第一段落速度線圖

- V_{a0} = 翼入口の絶対速度、m/sec.
- V_{a1} = 翼出口の絶対速度、m/sec.
- V_r = 翼入口の相對速度、m/sec.
- V_{r0} = 翼出口の相對速度、m/sec.

り $V_a = 373 \text{ m/sec}$ の速度を以て蒸気が $u = 161.6 \text{ m/sec}$ の速度を有す

る動翼に流入する

時は第 127 圖の速

度線圖に依つて動

翼に対する相對速

度 V_r は $24^\circ 15'$ の角

度と 219.7 m/sec を有

することゝなる。

蒸気が動翼を通過

する間に翼との摩

擦損失に依つて出

口の相對速度は稍

減じて V_{r0} となる。

V_{r0} は V_r に翼速度

係數 ψ を乗じて求

むるものにして、

諸大家* の研究に

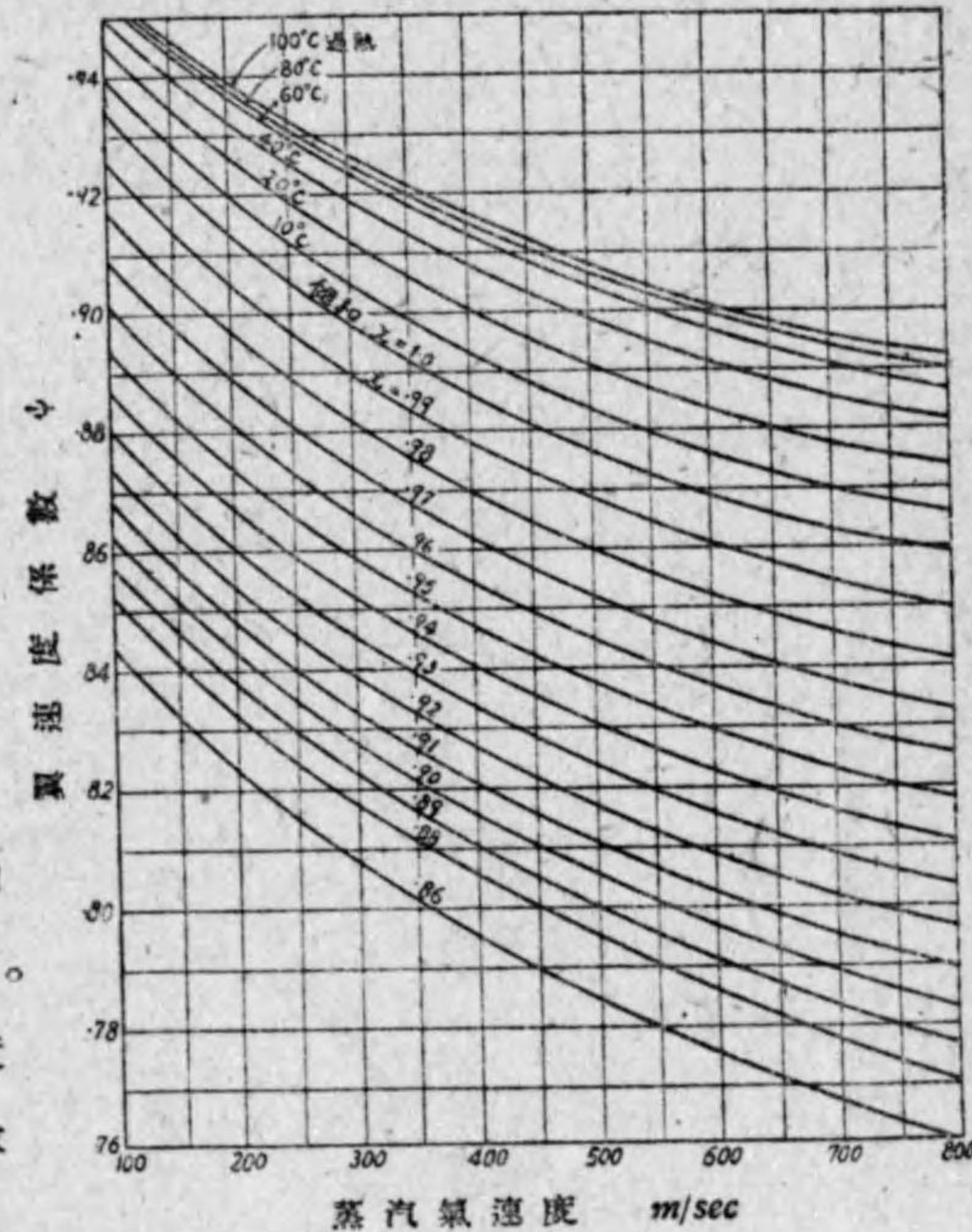
依り諸種の實驗式があるが、茲には第 128 圖に依つて ψ を求

むることゝする。則ち第一段落到ては $V_r = 219.7 \text{ m/sec}$ 、蒸気の

状態は過熱度 39°C なるを以て $\psi = .928$ となる。

$$\therefore V_{r0} = \psi \cdot V_r = .928 \times 219.7 = 204.0 \text{ m/sec.}$$

となる。



第 128 圖

* Rateau, Briling, Banki, Christlein 等

以下之れに倣ふも、各段落に於ける蒸汽の状態は翼間通過の際に生じたる摩擦熱に依りて、噴口出口に於ける状態よりも乾燥度は良好となるを以て、その段落翼の出口に於ては次の段落噴口入口の蒸汽状態を取る。

第一段落の動翼入口角は速度線圖より 24°15' に取れば蒸汽の流入が理論上最も可なるべきも、實際は 3° 内外の衝撃角 (Shock angle) を與ふるを以て 28° に取る。

翼間蒸汽通路の所要面積は次式を以て算出す。

$$A' = \frac{W_s \cdot r}{V_{r0}} \times 100^2 \dots\dots\dots (45)$$

但 A' = 所要面積、cm²

W_s = 翼間通過蒸汽量、kgs/sec.

v = x.v_s = 通過蒸汽の實際の容積、m³/kg

x = 蒸汽の乾燥度

v_s = 過熱蒸汽或は飽和蒸汽の比容、m³/kg

V_{r0} = 蒸汽の相對流出速度、m/sec.

以上に對し動翼出口の實際面積は次の式に依つて各段落毎に計算す。

$$A = (p \cdot \sin \alpha - t) \cdot n \cdot h = C \cdot \pi \cdot D \cdot \sin \alpha \cdot h \dots\dots\dots (46)$$

但 A = 實際面積、cm²

p = 動翼のピッチ、cm

α = 動翼の出口角

t = 動翼尖端の厚さ、cm

タービン			備考
4	5	6	
3.51	3.515	3.51	Wより噴口計算表にある漏洩損失を差引きてW _s とす。低壓タービンの第四、第五、第六段落に於ては $\frac{A'}{A} < 1.0$ となれるを以て幾分かの反動力を翼に與ふることとなるがこの計算は省略す。本表中線圖效率、段落效率に就て記載なきも各段落毎に速度線圖を作り精確に計算すべきものとす。
.18	.105	.06	
.909	.898	.888	
7.57	12.44	20.96	
365.4	365	364.6	
206.0	213	229.7	
.847	.841	.831	
174.6	180.0	190.9	
1521	2429	3864	
29°26'	36°15'	45°54'	
32°	39°	48°	
28°	35°	45°	
1.50	1.50	1.70	
2.2	2.2	2.5	
.06	0.6	.08	
230	230	203	
11.0	13.5	16.7	
1507	2301	3531	
.991	.948	.914	

Hよりも蒸汽が高取りて算



第 22 表 動翼の計算表

番 號	段 落 名 稱	高 壓 タ ー ビ ン						低 壓 タ ー ビ ン						備 考
		1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	
1	蒸 汽 全 量 $W, kg/sec$	← 3.53 →						← 3.53 →						Wより噴口計算表にある漏洩損失を差引きてW。とす。低圧タービンの第四、第五、第六段落に於ては $\frac{A'}{A} < 1.0$ となれるを以て幾分かの反動力を翼に與ふることゝなるがこの計算は省略す。本表中線圖效率、段落效率に就て記載なきも各段落毎に速度線圖を作り精確に計算すべきものとす。
2	翼間通過蒸氣量 $W_e, kgs/sec$	3.53	3.46	3.47	3.48	3.49	3.495	3.53	3.50	3.505	3.51	3.515	3.51	
3	蒸 汽 壓 力 atm (絶對)	9.9	7.0	4.8	3.25	2.01	1.33	.80	.49	.31	.18	.105	.06	
4	翼出口の過熱度 $^{\circ}C$ 蒸氣狀態 或は乾燥度 x	39°	23°	7°	.991	.976	.961	.948	.934	.921	.909	.898	.888	
5	翼出口の蒸氣實際容積 m^3/kg	.217	.288	.378	.545	.850	1.23	1.955	3.05	4.616	7.57	12.44	20.96	
6	翼入口の絶對蒸氣速度 $V_a, m/sec$	373	372	371.5	371	368	367.3	366.6	366.2	365.8	365.4	365	364.6	
7	翼入口の相對蒸氣速度 $V_r, m/sec$	219.7	219.2	218.3	217.7	215.1	214.4	203.3	202.8	202.5	206.0	213	229.7	
8	翼 速 度 係 數 ψ	.928	.923	.913	.902	.890	.880	.872	.862	.854	.847	.841	.831	
9	翼出口の相對蒸氣速度 $\psi V_r, m/sec$	204.0	203.4	199.3	196.4	191.5	188.7	177.3	175.0	173.0	174.6	180.0	190.9	
10	蒸氣通過所要面積 A, cm^2	37.56	49.01	65.82	96.6	155.0	228.1	389.3	609.9	935.6	1521	2429	3864	
11	動翼の平均直徑 D, m	← 0.996 →						← 1.100 →						
12	計算上の翼入口角	24°15'	24°18'	24°19'	24°21'	24°27'	24°29'	25°52'	25°54'	25°55'	29°26'	36°15'	45°54'	
13	實際の翼入口角 θ	28°	28°	28°	28°	28°	28°	28°	26°	28°	32°	39°	48°	
14	翼 出 口 角 α	24°	24°	24°	24°	24°	24°	24°	24°	24°	28°	35°	45°	
15	翼 の ビ ッ チ p, cm	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.40	1.40	1.50	1.50	1.70	
16	翼 の 幅 b, cm	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.2	2.2	2.2	2.2	2.5	
17	翼尖端の厚さ t, cm	.05	.05	.05	.05	.05	.05	.05	.06	.06	.06	0.6	.08	
18	翼 の 數 N	240	240	240	240	240	240	265	246	246	230	230	203	
19	翼 の 高 さ h, cm	2.0	2.0	2.0	2.0	2.6	3.4	4.6	5.8	8.3	11.0	13.5	16.7	
20	翼間蒸氣通過面積 A', cm^2	55.71	72.09	93.39	134.3	201.5	291.5	469.8	626.5	939.8	1507	2301	3531	
21	面 積 比 $\frac{A'}{A}$	1.48	1.47	1.42	1.39	1.30	1.27	1.18	1.03	1.004	.991	.948	.914	

ける蒸氣の状態は翼間通過噴口出口に於ける状態より
の段落翼の出口に於ては次
。圖より 24°15' に取れば蒸氣
、實際は 3°内外の衝擊角
に取る。
式を以て算出す。

(45)

の容積、 m^3/kg
の比容、 m^3/kg
積は次の式に依つて各段落毎

(46)

以下之
 の際に生
 も乾燥度
 の段落
 第一
 の流入か
 (Shock
 翼間

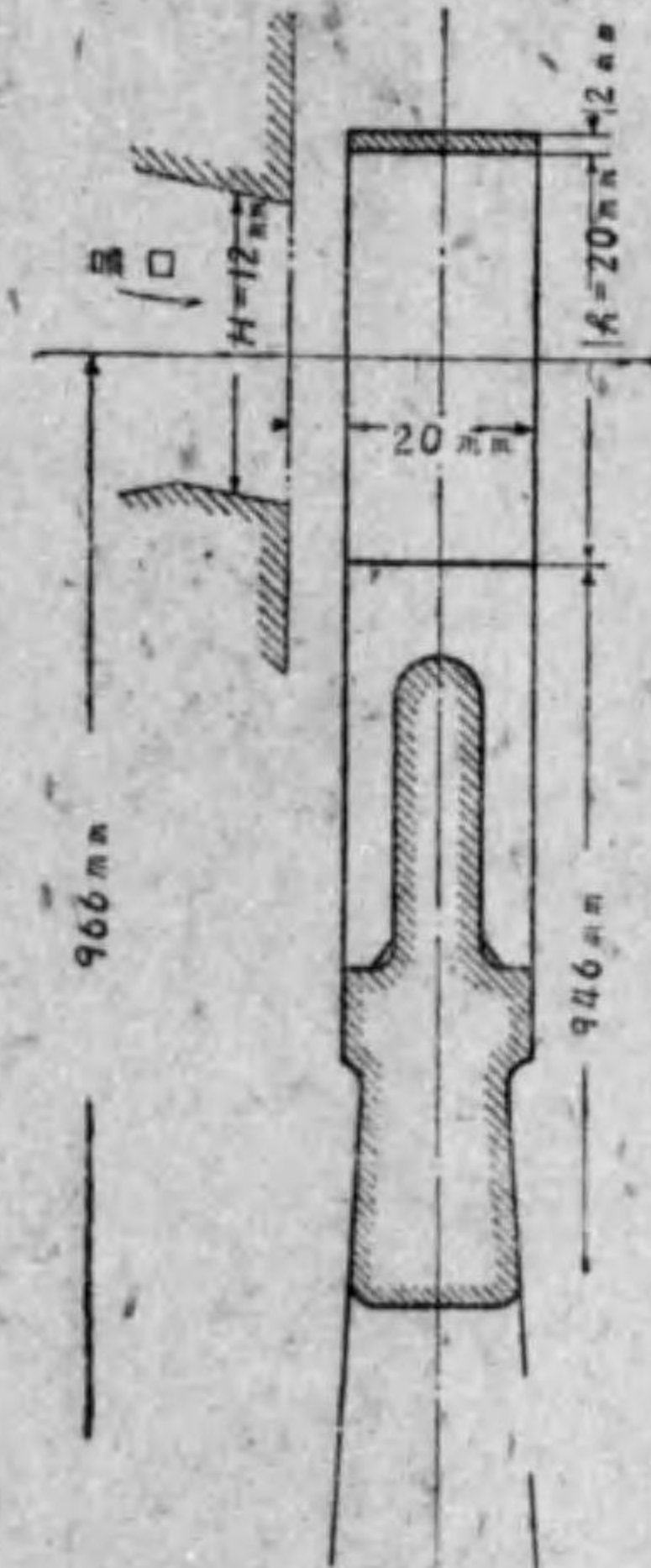
但 A
 W
 V
 以上
 に計算
 但

- n = 動翼の數
- h = 動翼の高さ、cm
- D = 動翼の平均直徑、cm
- C = 翼の厚さ係數 = 0.93~0.96

動翼の高さ h は第 129 圖に示すが如く噴口の高さ H よりも 8~12 mm 大に取るも、(46)式に於ける A の計算には、蒸汽が高さに添ふて擴がらざるものとして、噴口の高さ H を取りて算出す。

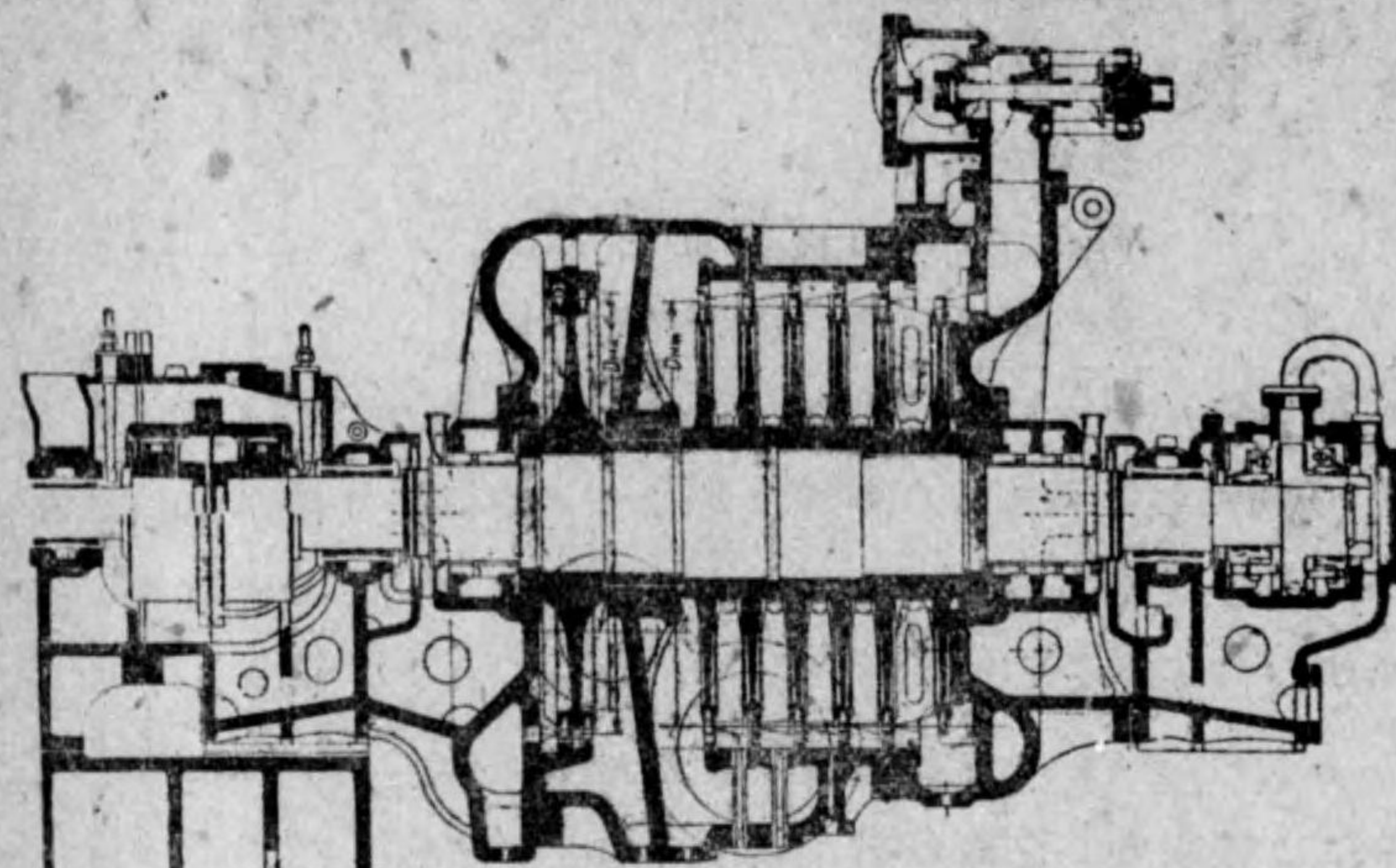
から、α 等の定め方にも種々あるが、* 茲には第 22 表に記載の如く取りて算出す。

理論的には $\frac{A}{A'} = 1.0$ なるべきものなれども、一般には A を稍大に取る。A が過大とならば翼間に渦流を起すことがあるから不利となる。若し $\frac{A}{A'} < 1.0$ であるならば、蒸汽は噴口に於けるが如く出口に於て流出速度を増し、之れが爲めに反動力を翼に與ふることとなる。壓力複式タービンに於ては反動力を利用することは之れを避くるを可とするも、終段に近づくに從ひ翼の出口角が過大となる

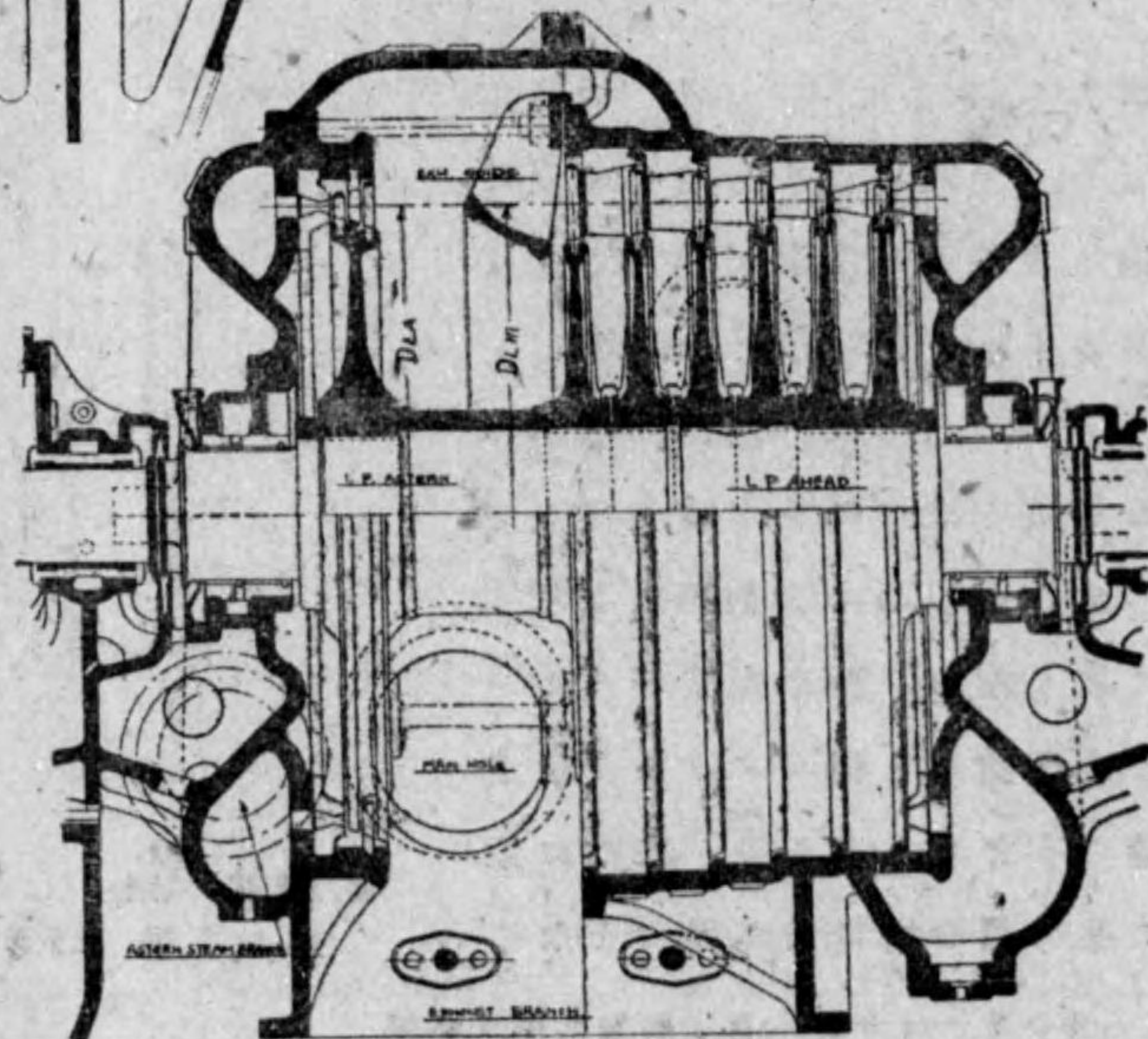


第 129 圖 高壓タービン 第一段落翼

*工学全集—山口修—蒸汽機關工学(下)参照



第 130 圖



第 131 圖

爲めに、已むを得ず $\frac{A}{A'} < 10$ となり反動力を利用する場合あり。

以上の方針を以て算出したる翼の寸法は第22表に示したり。第 130 圖及び第 131 圖は高壓と低壓タービン箱の略圖である。後進タービンの計算は之れを省略す。

(B) 反動タービン

65 主要寸法の算定概要

46項のK丸用タービンの代案として次の型式のタービンを計畫す。

型式 1軸に裝備するタービンを高壓、中壓、低壓タービンに分ち、高壓は衝動式、中壓と低壓は反動式とし、高壓と中壓タービンを同一の箱内に入れ、低壓タービンを別個の箱とし、出力は高壓と中壓が全力の約 $\frac{1}{2}$ 宛、低壓が約 $\frac{1}{3}$ となす。

この場合に最初の蒸気の状態、背壓、タービン及び推進軸の回轉數、1馬力當りの蒸気消費量/時、を前項と同一に取りて反動タービンの主要寸法を算定せよ。

註 解 最初の蒸気の状態、背壓が前項と同一なるを以て

斷熱膨脹に依る熱落差 $H_0 = 203 \text{ Kcal}$

である。此の熱落差を次の如く分配す。

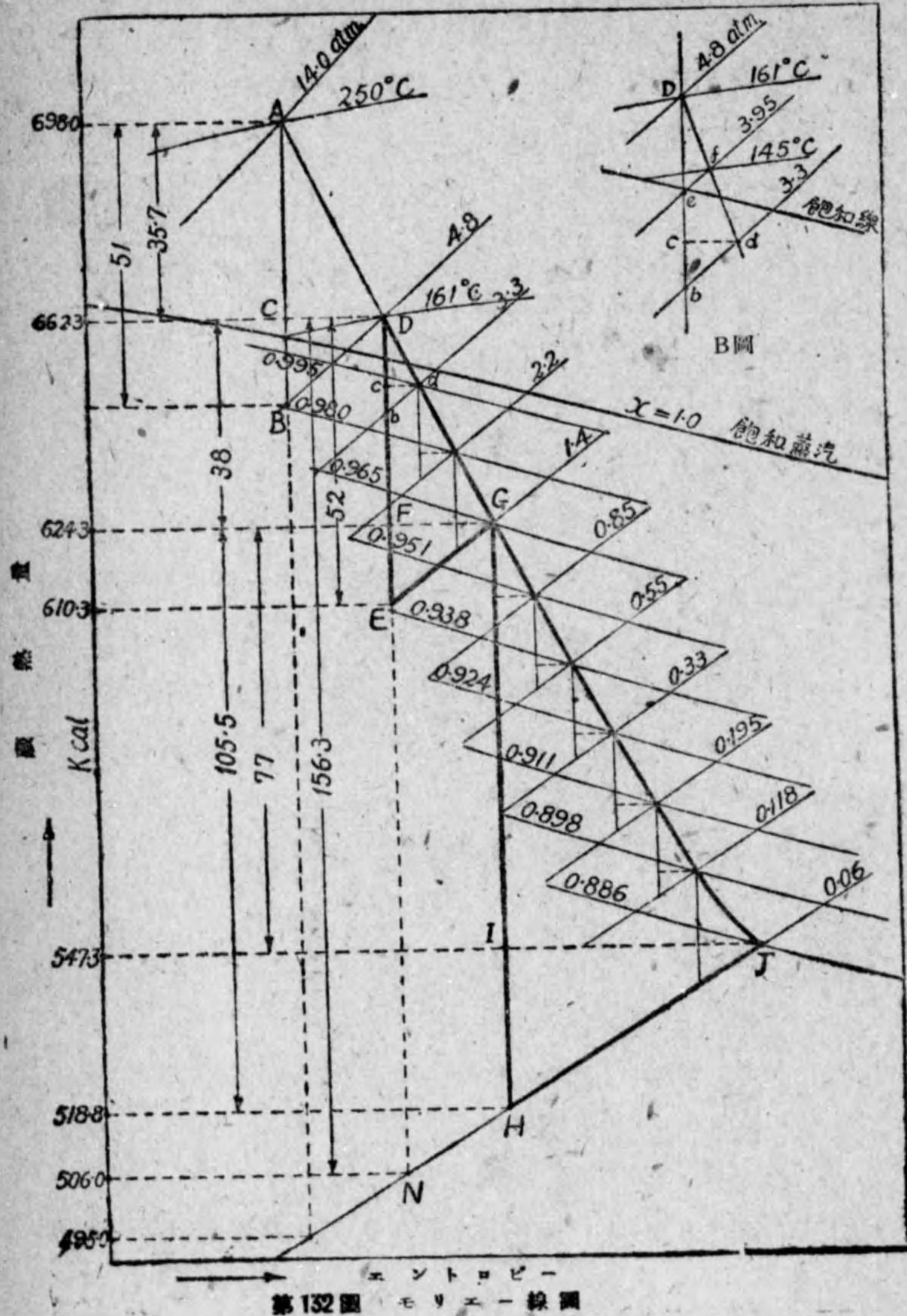
51 Kcal 高壓衝動タービン

151 Kcal 中壓及び低壓反動タービン

高壓タービンの段落効率 $\eta_s = 0.70$ とすれば

有効熱落差 = $0.7 \times 51 = 35.7 \text{ Kcal}$.

第 132 圖のモリエー線圖に於て A 點より垂直に 51 Kcal に等



第132圖 エンタルピー-エントロピー線圖

しく AB を取る時は B 點の蒸汽壓力は 4.8 atm. にして更に A 點より垂直に 35.7 Kcal に等しく AC を取り、C よりの水平線と 4.8 atm. 線との交點 D は蒸汽溫度 161°C (過熱度 11°C) にして、反動タービン入口の蒸汽状態を表はすこととなる。

D 點よりの垂直線と低壓タービンの背壓 $p_2 = 0.06 \text{ atm.}$ 線との交點を N とすれば、 $DN = 156.3 \text{ Kcal}$ にして反動タービンに於ける斷熱膨脹に依る熱落差である。この熱落差を次の如く分配す。

- 52 Kcal.....中壓タービン
- 104.3 Kcal.....低壓タービン

今段落効率の平均値を次の如く取る

$$\eta_s = 0.73$$

中壓タービンに於て $DE = 52 \text{ Kcal}$ に取れば E の壓力は 1.4 atm. となり、更に D より有効落差を

$$0.73 \times 52 = 38 \text{ Kcal}$$

に等しく DF を取り F よりの水平線と 1.4 atm 線との交點 G は低壓タービンの入口に於ける蒸汽の状态を表はすこととなる。

前同様に G より垂直線 DH を引く時は GH は低壓タービンに於ける斷熱膨脹に依る熱落差にして 105.5 Kcal となる。次に

$$GI = \eta_s \times GH = 0.73 \times 105.5 = 77 \text{ Kcal}$$

に取り、I よりの水平線と 0.06 atm. 線との交點 J が低壓タービンよりの排汽の状态を表はすこととなり、乾燥度は 0.886 なるを知る。

以上に依つて反動タービンに於ける累積熱落差 H_c の分配を次の如く取る。

中圧タービン	低圧タービン	合計(H_c)
52.0 Kcal	105.5 Kcal	157.5 Kcal

之れに依つて反動タービン内の再熱係数 R は次の如し

$$\frac{H_c}{H_r} = \frac{157.5}{152} = 1.036$$

中圧タービン膨脹群 (expansion groups) を 3 群、低圧タービンを 6 群とし各群の熱落差を同一とすれば

$$\frac{52}{3} = 17.33 \text{ Kcal} \dots\dots\dots (\text{中圧タービン})$$

$$\frac{105.5}{6} = 17.58 \text{ Kcal} \dots\dots\dots (\text{低圧タービン})$$

となり有効熱落差は

$$0.73 \times 17.33 = 12.65 \text{ Kcal} \dots\dots\dots (\text{中圧タービン})$$

$$0.73 \times 17.58 = 12.83 \text{ Kcal} \dots\dots\dots (\text{低圧タービン})$$

となる。今第 132 圖に於て DGJ を通ずる蒸気の状態線を引き同圖 B を以て示すが如く中圧タービンの第一群に於て

$$D_e = \frac{1}{2} D^2 = \frac{1}{2} 17.33 = 8.665 \text{ Kcal}$$

に取れば、 f は第一群の中央段落に於ける蒸気の状態を表はすこととなり、同様にして第 23 表を以て示すが如く各群中央段落に於ける蒸気状態を知ることが得。

反動タービンの主要寸法を算定するには速度比、廻轉數、動翼の平均直徑並に翼列數の間に次の如き關係あり

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot N}{60 \times 10^3}, \quad V = 91.51 \sqrt{\frac{H_c}{2n}}$$

なるを以て

$$\rho = \frac{u}{V} = \frac{\pi \cdot D \cdot N}{60 \times 10^3} \times \frac{1}{91.51} \times \sqrt{\frac{H_c}{2n}}$$

$$\therefore \rho = \frac{\sqrt{2}}{1748} \sqrt{\frac{n \left(\frac{D}{10}\right)^2 \left(\frac{N}{100}\right)^2}{H_c}} = \frac{1}{1236} \sqrt{\frac{K}{H_c}} \dots\dots\dots (47)$$

但 u = 動翼の平均周速度、 m/sec .

V = 蒸気の速度、 m/sec .

ρ = 速度比 = $\frac{u}{V}$

D = 動翼の平均直徑、 mm

N = タービンの廻轉數、毎分

$H_c = R \cdot H_r$ = タービン内の累積熱落差、 $Kcal$

n = 動翼の列數 ($2n$ = 静翼の列數 + 動翼の列數)

$K = n \left(\frac{D}{10}\right)^2 \left(\frac{N}{100}\right)^2$ = パーソンス係數

タービン内を通過する蒸気は壓力の低下するに従ひ容積を増加し、従つて其通路の面積も増大せしむるを要す。之れが爲めに

(a) 翼の平均直徑

(b) 翼の高さ

を大ならしめ、終段に近づくに從ひ

(c) 翼の出口角

を増すことに依つて解決せらる。

蒸気の通過に要する面積は次式を以て求めらる。

$$A' = \frac{W_1 \times v \times 10^3}{V} \dots\dots\dots (48)$$

但 A' = 所要面積、mm²
 v = 膨脹群の中央段落に於ける蒸汽の實際容積、m³/kg
 W₁ = 翼間通過の有効蒸汽量、kgs/sec.
 V = 蒸汽の速度、m/sec.

次に翼出口の面積は

$$A = (p \cdot \sin \alpha - t) n_1 l = C \cdot \pi \cdot D \cdot l \cdot \sin \alpha \dots\dots\dots (49)$$

但 p = 翼のピッチ、mm
 α = 翼の出口角
 t = 翼尖端の厚さ、mm
 n₁ = 一列中にある翼數
 l = 翼の高さ、mm
 D = 翼の平均直径、mm
 C = 翼の厚さ係數
 CπD = 有効全周、mm

A' と A とを等しく取れば

$$C \cdot \pi \cdot D \cdot l \cdot \sin \alpha = \frac{W_1 \times v \times 10^3}{V} \dots\dots\dots (50)$$

$$\therefore l = \frac{W_1 \times v \times 10^3}{V \cdot C \cdot \pi \cdot D \cdot \sin \alpha} = \frac{.3183 \times 10^6 \times W_1 \times v}{V \cdot C \cdot D \cdot \sin \alpha} \dots\dots\dots (51)$$

今 $\rho = \frac{u}{V}$, $u = \frac{\pi DN}{60 \times 10^3}$ $\therefore V = \frac{\pi DN}{60 \times 10^3 \times \rho}$

を(51)式に代入して

$$l = \frac{.3183 \times 10^6 \times W_1 \times v \times 60 \times 10^3 \times \rho}{C \cdot D^2 \cdot N \cdot \sin \alpha}$$

$$= \frac{6.08 \times 10^9 \times W_1 \times v \times \rho}{C \cdot D^2 \cdot N \cdot \sin \alpha} \dots\dots\dots (52)$$

$$\therefore D^2 l = \frac{6.08 \times 10^9 \times W_1 \times v \times \rho}{C \cdot N \cdot \sin \alpha}$$

翼高比 $m = \frac{l}{D}$ を代入して

$$D^3 = \frac{6.08 \times 10^9 \times W_1 \times v \times \rho}{C \cdot m \cdot N \cdot \sin \alpha}$$

$$\therefore D = \sqrt[3]{\frac{6.08 \times 10^9 \times W_1 \times v \times \rho}{C \cdot m \cdot N \cdot \sin \alpha}} \dots\dots\dots (53)$$

以上の諸式に依りて主要寸法を算定し得るものなるも、實際の計算に於ては α, ρ, m, C 等の撰び方に依つて主要寸法は異なるものである。

今本問題に於て
 低壓タービンの最終膨脹群の D を求むるに

m = .15
 (一般に m > .20)
 α = 40° (ウキング翼を使用す)
 ρ = 0.6
 W₁ = .95 × W

W = 蒸汽全量、kgs/sec. (計算は第 64 項にあり)

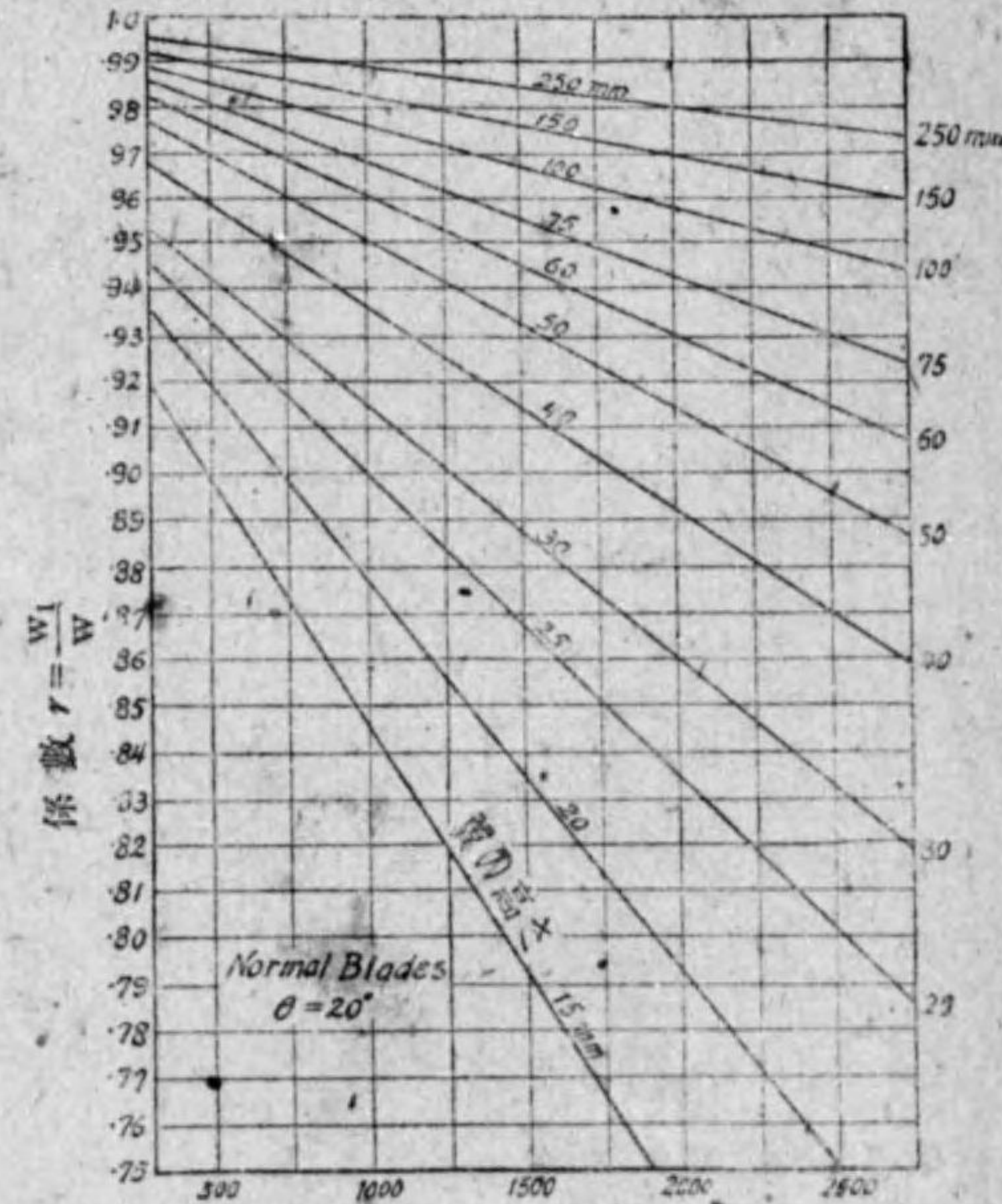


表 133 圖

$$= .95 \times 3.53 = 3.35 \text{ kgs/sec.}$$

$\frac{W_1}{W} = r$ は第133圖に依りて求めらる

$$v = 15.54 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ (第23表にあり蒸汽表より求めたり)}$$

第 23 表

名 稱	中 壓 タ ー ビ ン			低 壓 タ ー ビ ン						
	I	II	III	I	II	III	IV	V	VI	
各群入口の蒸汽状態	壓力 p_1 atm (絶對)	4.80	3.3	2.2	1.4	.85	.55	.33	.195	.118
	溫度 °C 或は乾燥度 x	161°	.995	.98	.965	.951	.938	.924	.911	.898
各群中央の蒸汽状态	壓力 p_m atm (絶對)	3.95	2.70	1.78	1.12	.70	.43	.255	.150	.082
	溫度或は °C 乾燥度 x	145°	.987	.972	.958	.945	.931	.918	.904	.892
	實際の蒸汽容積 v_m m ³ /kg	.465	.652	.951	1.44	2.21	3.41	5.53	8.95	15.54
蒸汽全流入量 W kgs/sec				3.53						
翼間有効通過量 W_1 kgs/sec		3.20	3.20	3.25	3.25	3.25	3.30	3.30	3.35	3.35
翼の出口角		20°	20°	20°	20°	20°	20°	20°	20°	40°
翼の平均直徑 D_{mm}		548	560	571	795	809	829	858	900	900
Dの平均値 mm			567.9				848.5			
フレームの直徑 mm			530				765			
翼の高さ l_{mm}		22	30	41	30	44	64	93	135	135
翼の平均周速度 u m/sec		88.9	90.9	92.7	124.9	127.1	130.2	134.8	141.4	141.4
動翼の列數 n		4	3	3	2	2	2	2	1	1

$N = 3000$

$C = .90$ (ウキング翼の時)

とすれば(53)式に依り

$$D = \sqrt[3]{\frac{6.08 \times 10^9 \times 3.35 \times 15.54 \times .6}{.90 \times .15 \times 3000 \times .6428}} = 900.2$$

$\therefore D_6 = 900_{mm}$ (第六膨脹群の翼平均直徑)

$l_6 = m.D = .15 \times 900 = 135_{mm}$ (第六群の翼の高さ)

フレームの直徑 $= (D - l) = 900 - 135 = 765_{mm} = D_L$

第五群の翼の高さ l_5 は l_6 に等しく取り翼の出口角を次の比を以て減す

$$\sin \alpha_5 = \sin \alpha_6 \times \frac{v_5}{v_6} = .6428 \times \frac{8.95}{15.54} = .370 \quad \therefore \alpha_5 = 21^\circ 40'$$

なるを以て第五群より手前の各群には標準翼 ($\alpha = 19^\circ \sim 20^\circ$) を使用することとする

低壓第一群の翼の高さ l_1 は(52)式に依る

$$l_1 = \frac{6.08 \times 10^9 \times W_1 \times v \times \rho}{C \cdot D^2 \cdot N \cdot \sin \alpha}$$

$\alpha = 20^\circ$

$N = 3000$

$C = .80$ (標準翼の時)

$\rho = .60$

$W_1 = .92W = .92 \times 3.53 = 3.25 \text{ kgs/sec}$

$v = 1.44$ (第23表)

$D = D_L + l_1 = 765 + 30 = 795$ ($l_1 = 30$ と假定す)

$$\therefore l_1 = \frac{6.08 \times 10^9 \times 3.25 \times 1.44 \times .6}{.8 \times (795)^2 \times 3000 \times .342} = 29.25$$

$\therefore l_1 = 30_{mm}$

l_2, l_3, \dots 以下の計算も同様にして得らるゝも、一般には共通比 r を次の如く取り各群の翼の高さを決定す。

$$r = \left(\frac{l_5}{l_1}\right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{135}{30}\right)^{\frac{1}{2}} = 1.456$$

$$l_2 = r \cdot l_1 = 1.456 \times 30 = 44_{mm}$$

$$l_3 = r^2 \cdot l_1 = (1.456)^2 \times 30 = 64_{mm}$$

$$l_4 = r^3 \cdot l_1 = (1.456)^3 \times 30 = 93_{mm}$$

高圧タービンに対してはドラムの径 $D_H = \frac{D_L}{r_1} = \frac{765}{1.45} = 530_{mm}$
 に取り第一群の翼の高さ l_1 は(52)式に依りて

$$l_1 = \frac{6.08 \times 10^9 \times W_1 \times v \times \rho}{C \times D^2 \times N \times \sin \alpha}$$

$$N = 3100$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$C = .80$$

$$v = .465 \text{ (第23表)}$$

$$\rho = .60$$

$$W_1 = .90 \times W = .90 \times 3.53 = 3.2$$

$$D = D_H + l_1 = 530 + 22 = 552 \text{ (} l_1 = 22_{mm} \text{ と'假定す)}$$

の値を入れて

$$l_1 = \frac{6.08 \times 10^9 \times 3.2 \times .465 \times .60}{.80 \times 552 \times 552 \times 3100 \times .342} = 21.1$$

$$\therefore l_1 = 22_{mm}$$

同様に l_5 に対して、 $l_5 = 41_{mm}$ と假定して $D = 530 + 41 = 571_{mm}$

$$\therefore l_3 = \frac{6.08 \times 10^9 \times 3.25 \times 0.951 \times .6}{.8 \times 571 \times 571 \times 3100 \times .342} = 40.77$$

$$\therefore l_3 = 41_{mm}$$

$$l_2 = \left(\frac{41}{22}\right)^{\frac{1}{2}} \times l_1 = 1.365 \times 22 = 30_{mm}$$

次に各群に於ける動翼の列数は(47)式に依つて算定せらる

$$\rho = \frac{1}{1236} \sqrt{\frac{K}{H_c}} \quad K = n \left(\frac{D}{10}\right)^2 \left(\frac{N}{100}\right)^2$$

今中圧タービンに対しては

$$\rho = .60 \quad H_c = 52$$

低圧タービンに対しては

$$\rho = .60 \quad H_c = 105.5$$

なるを以て

$$K = (.6)^2 (1236)^2 \times 52 = 28598000 \text{ (中圧タービン)}$$

$$= (.6)(1236)^2 \times 105.5 = 58021000 \text{ (低圧タービン)}$$

中圧タービンの各群平均直径の平均値 = 567.9_{mm}

低圧タービンの各群平均直径の平均値 = 848.5_{mm}

なるを以て

$$n \left(\frac{567.9}{10}\right)^2 \left(\frac{3100}{100}\right)^2 = 28598000$$

$$\therefore n = \frac{28598000}{(56.79)^2 (31)^2} = 9.23$$

$$\therefore n = 10 \dots \dots \dots \text{(中圧タービン)}$$

$$n \left(\frac{848.5}{10}\right)^2 \left(\frac{3000}{100}\right)^2 = 58021000$$

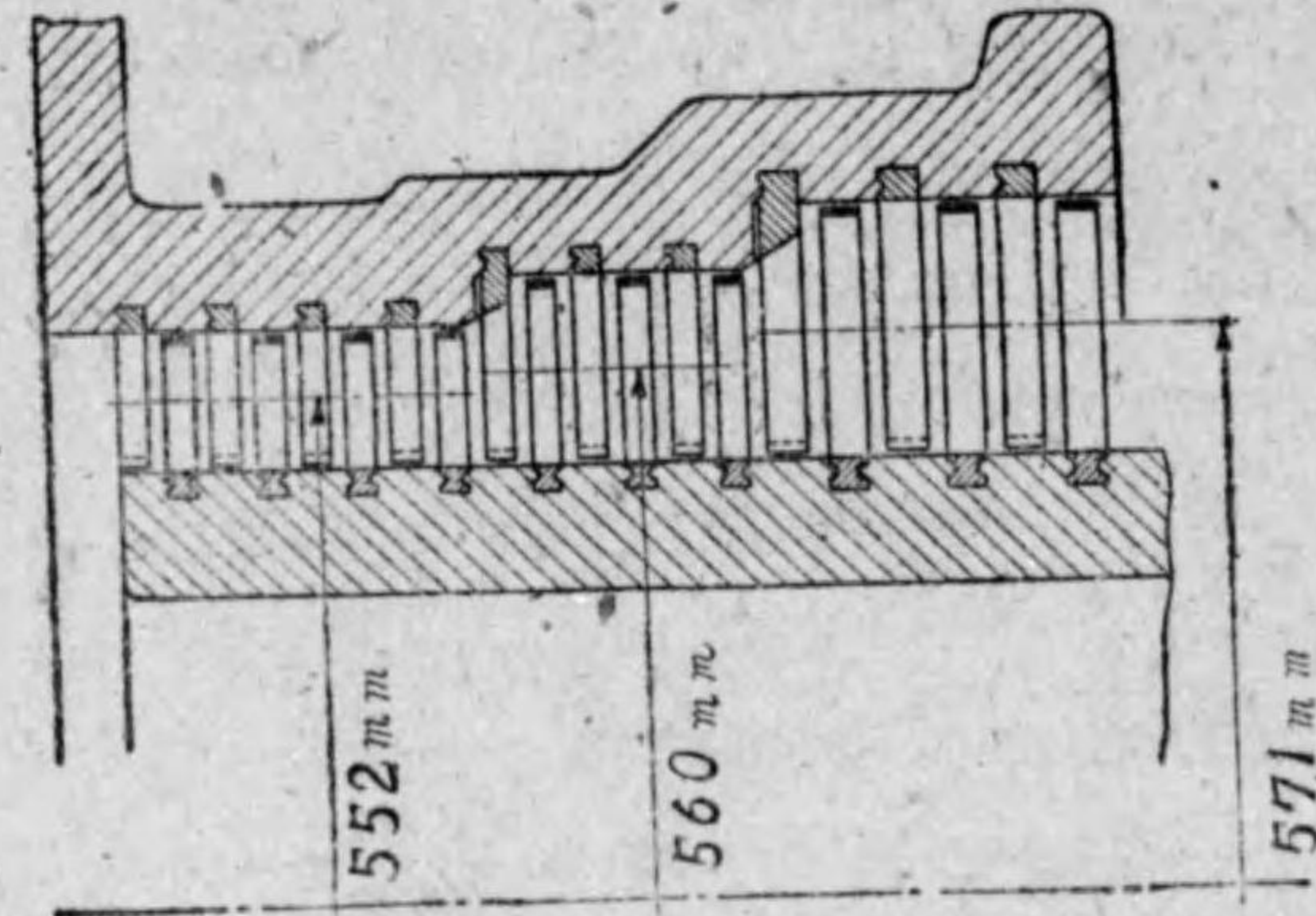
$$\therefore n = \frac{58021000}{(84.85)^2 (30)^2} = 8.96$$

$$\therefore n = 10 \dots \dots \dots \text{(低圧タービン)}$$

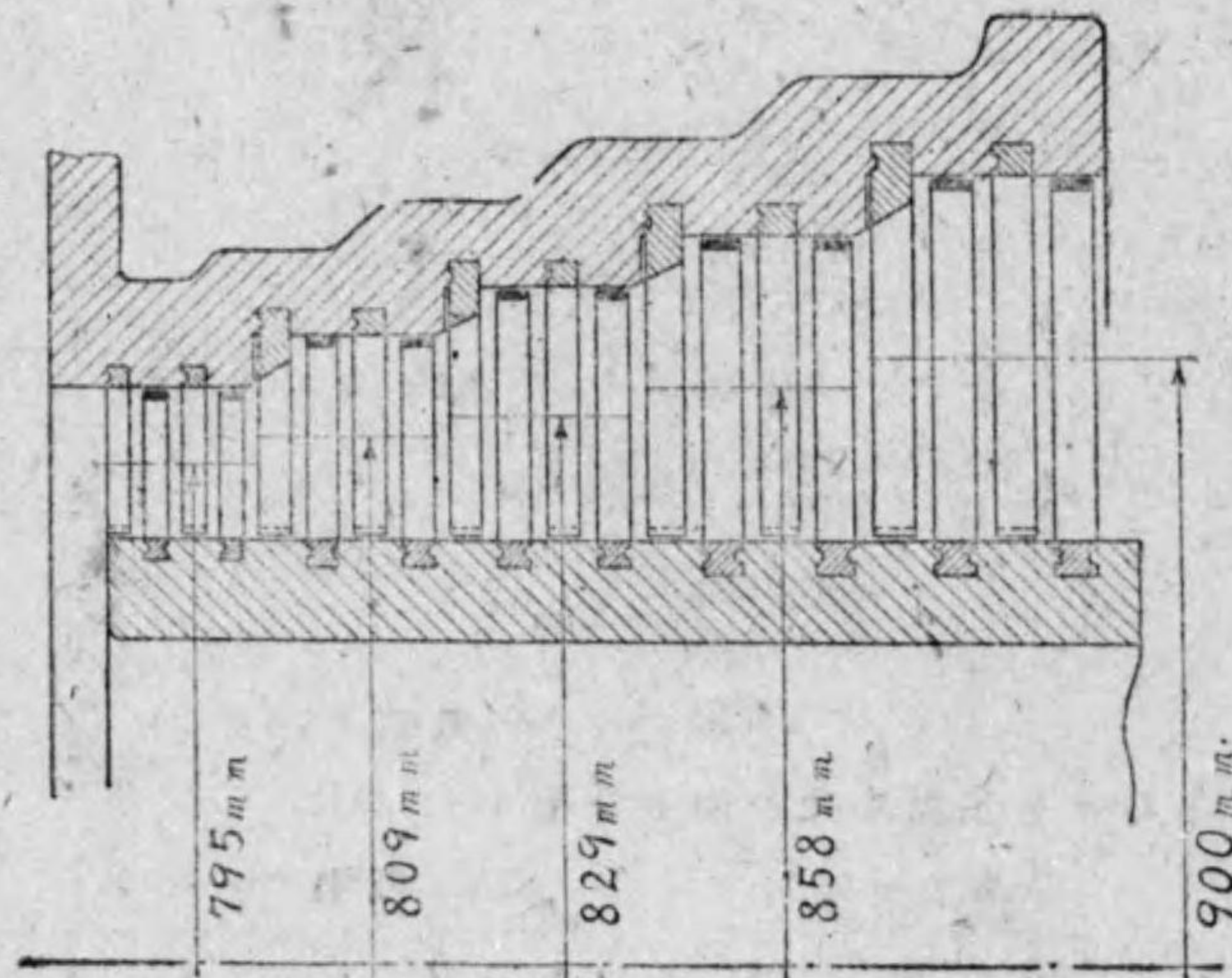
以上の n を各群に次の如く分配す

nの分配	中圧タービン			低圧タービン					
	1	2	3	1	2	3	4	5	6
	4	3	3	2	2	2	2	1	1

第23表及び第134圖と第135圖は以上の結果を纏めて示す



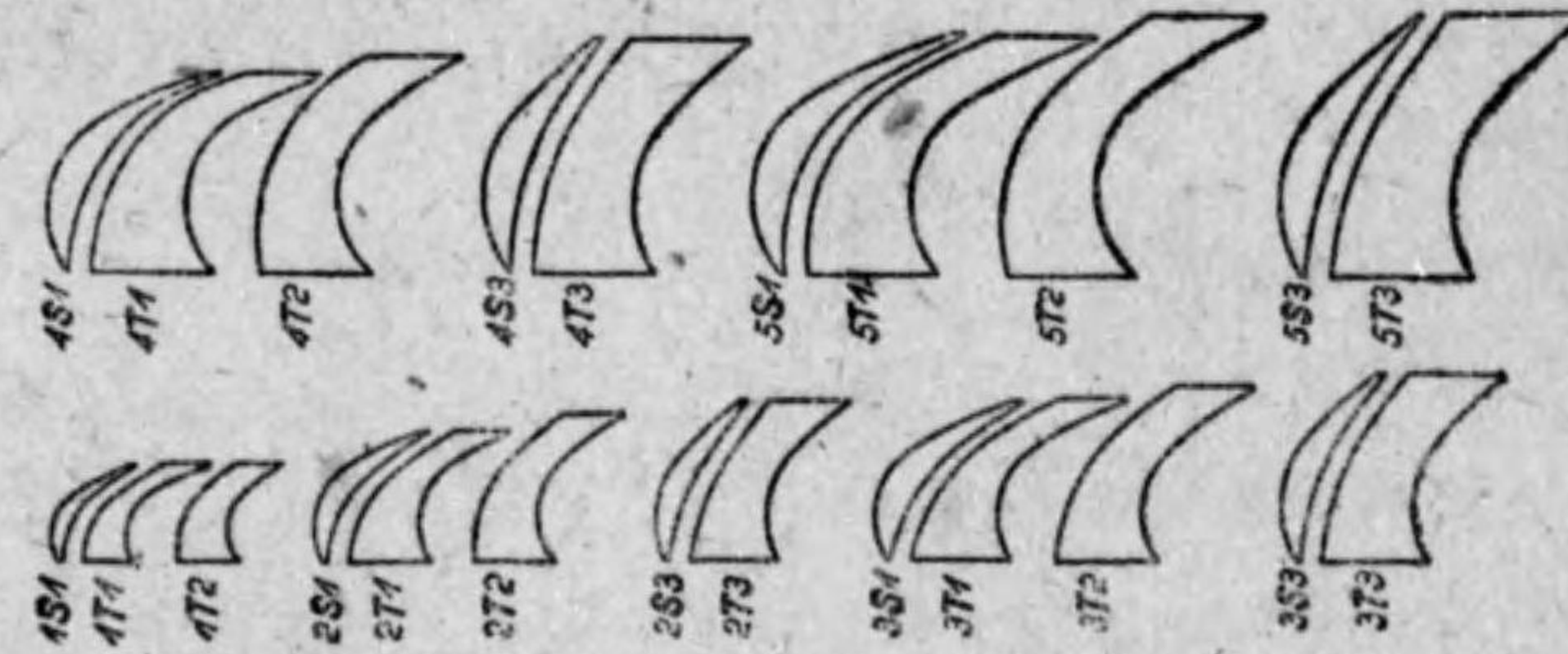
第134圖 中圧タービン



第135圖 低圧タービン

ものである。

反动タービンの翼は第136圖を以て示せるが如く大小數十



第136圖 反动タービン翼

種の基本翼があり、新規の計畫に於て翼の高さ、回轉數、翼の受くる壓力等に應じて適當に基本翼を選びて使用する。

66 強さの計算に就て

以上に述べたる反动タービン及び衝動タービンの計算は單に一例を示すものにして、實際の場合は諸種の條件を變更して數種の設計を爲し、比較研究の上決定する。

次に各部の構造並に強さの計算に就ては極めて綿密なる算定を要し特に高速タービンに於て然りとす。爲めに紙數に制限せられ本書に記述し得ざるを遺憾とす。依つて強さの計算には次に記載の書籍等を参考とせられんことを希望する。

Dr. Bauer : "Der Schiffsmaschinenbau, Band II.

Prof. Stodola : Dampf-und Gas-Turbinen.

Prof. Belluzzo : Steam Turbines.

Prof. Goudie : Steam Turbines.