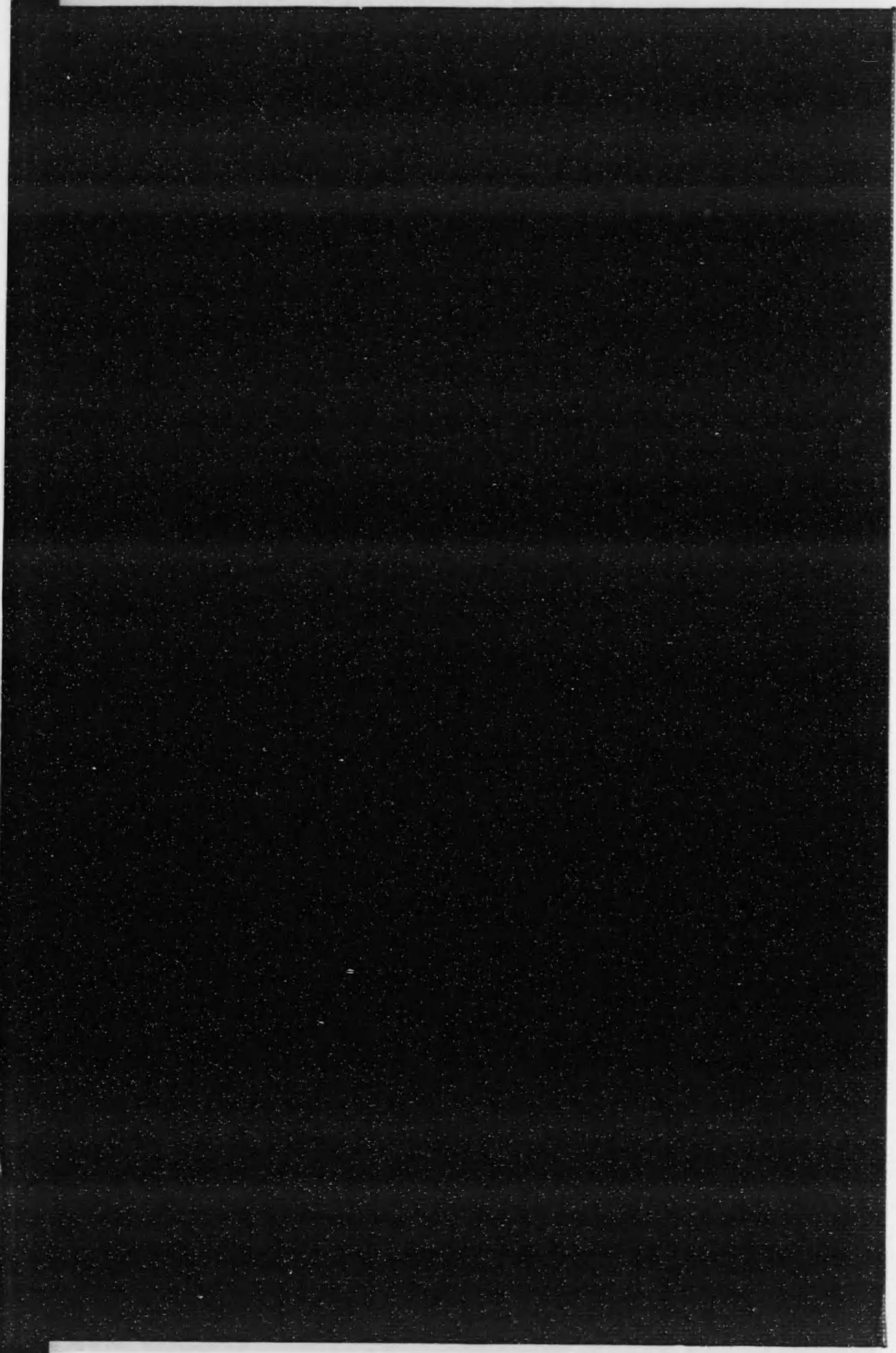


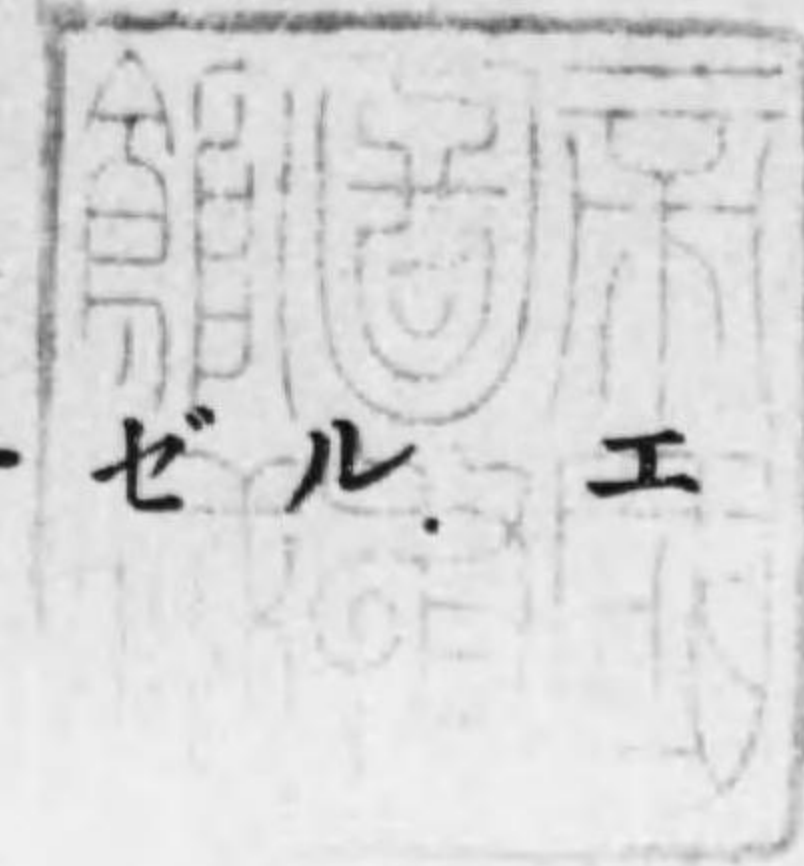


始



509-57

トエ3F  
-73



# ディーゼルエンジン

工學博士

淺川 權八 著

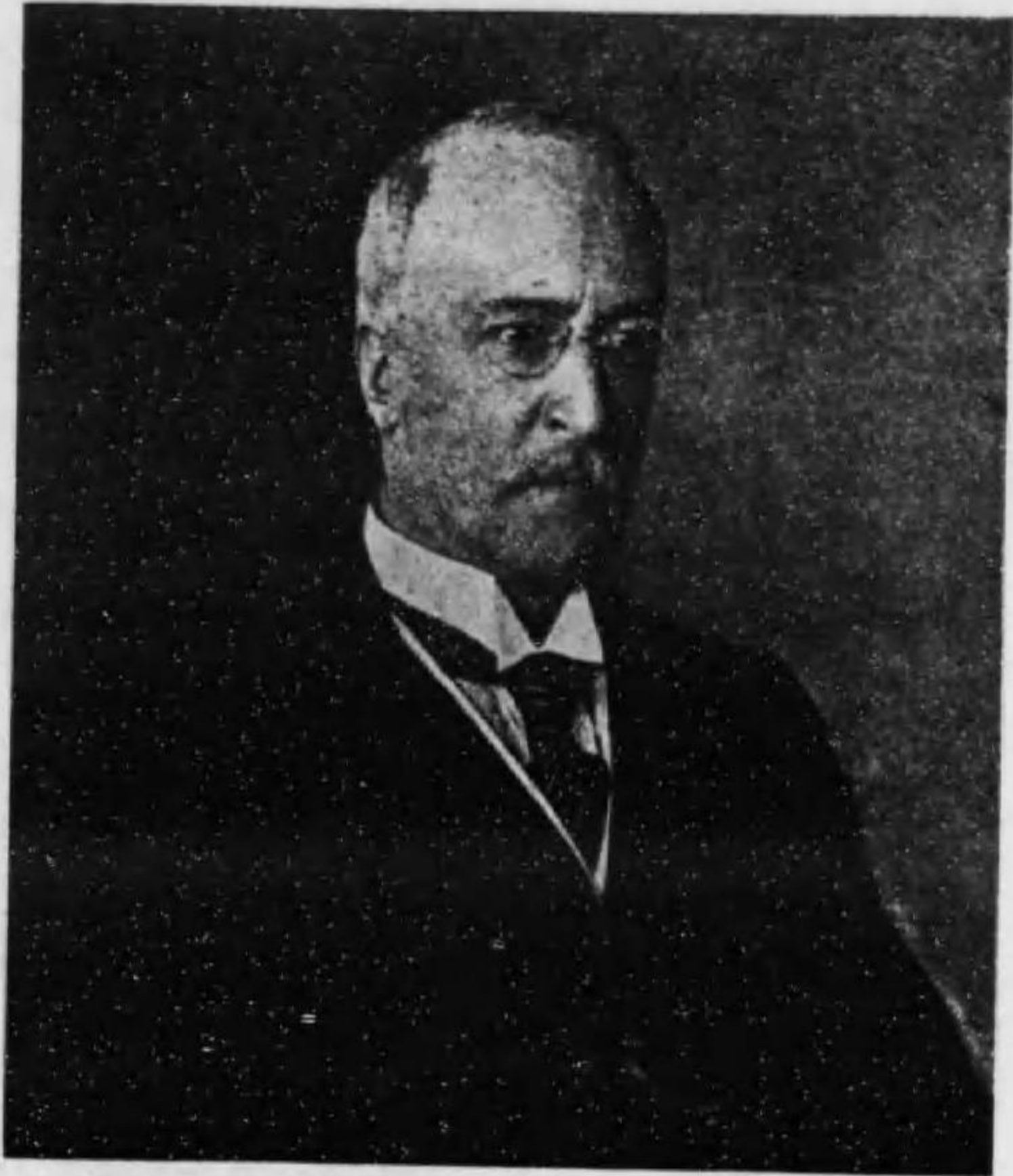
英國ヴェクトリア大學ヲノラリー・レサーチ・フェロー  
(1912—1915)

同大學ヴェルカン賞金受領者  
東京高等工業學校教授

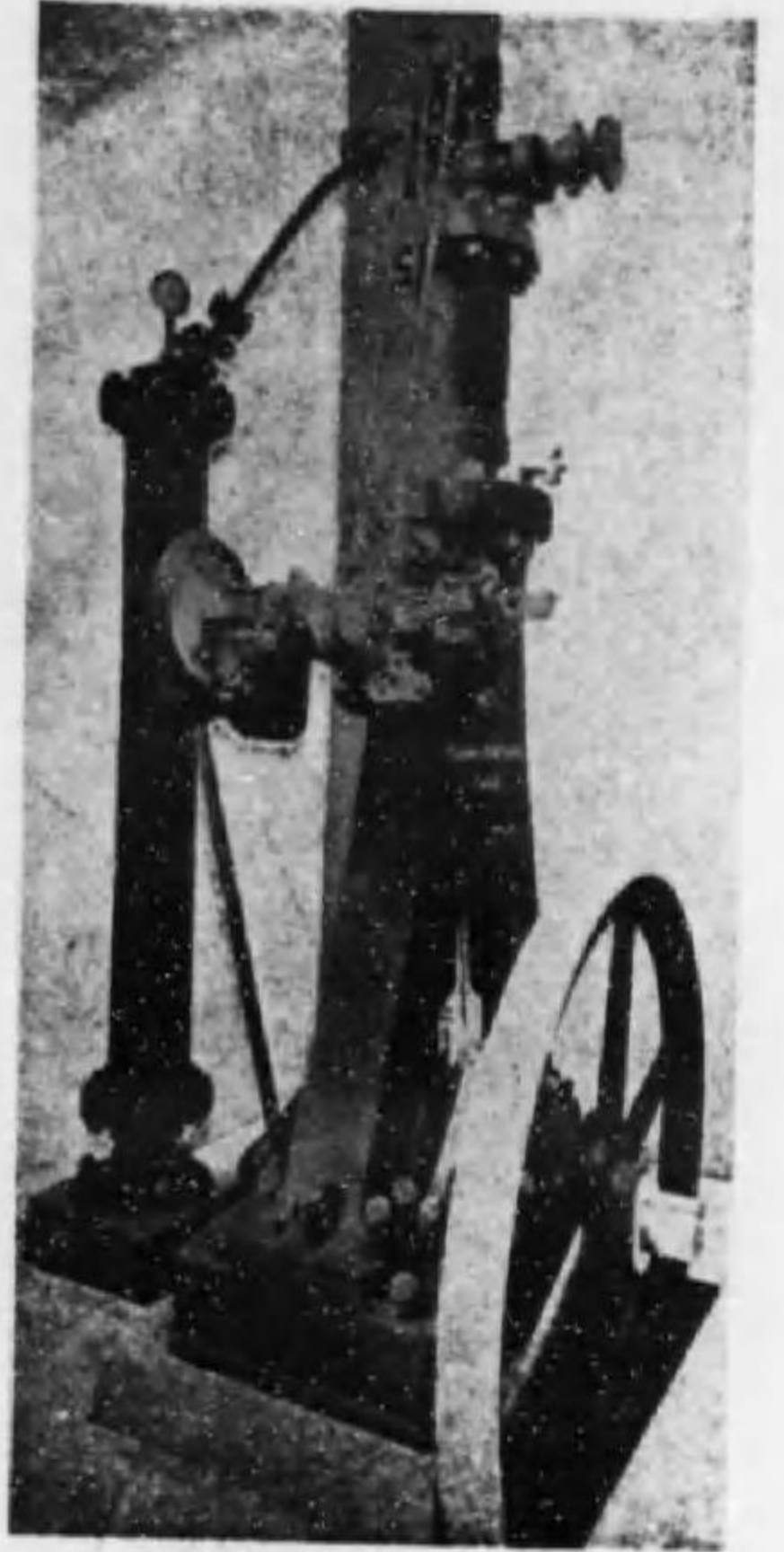
初 版

大正十一年十二月

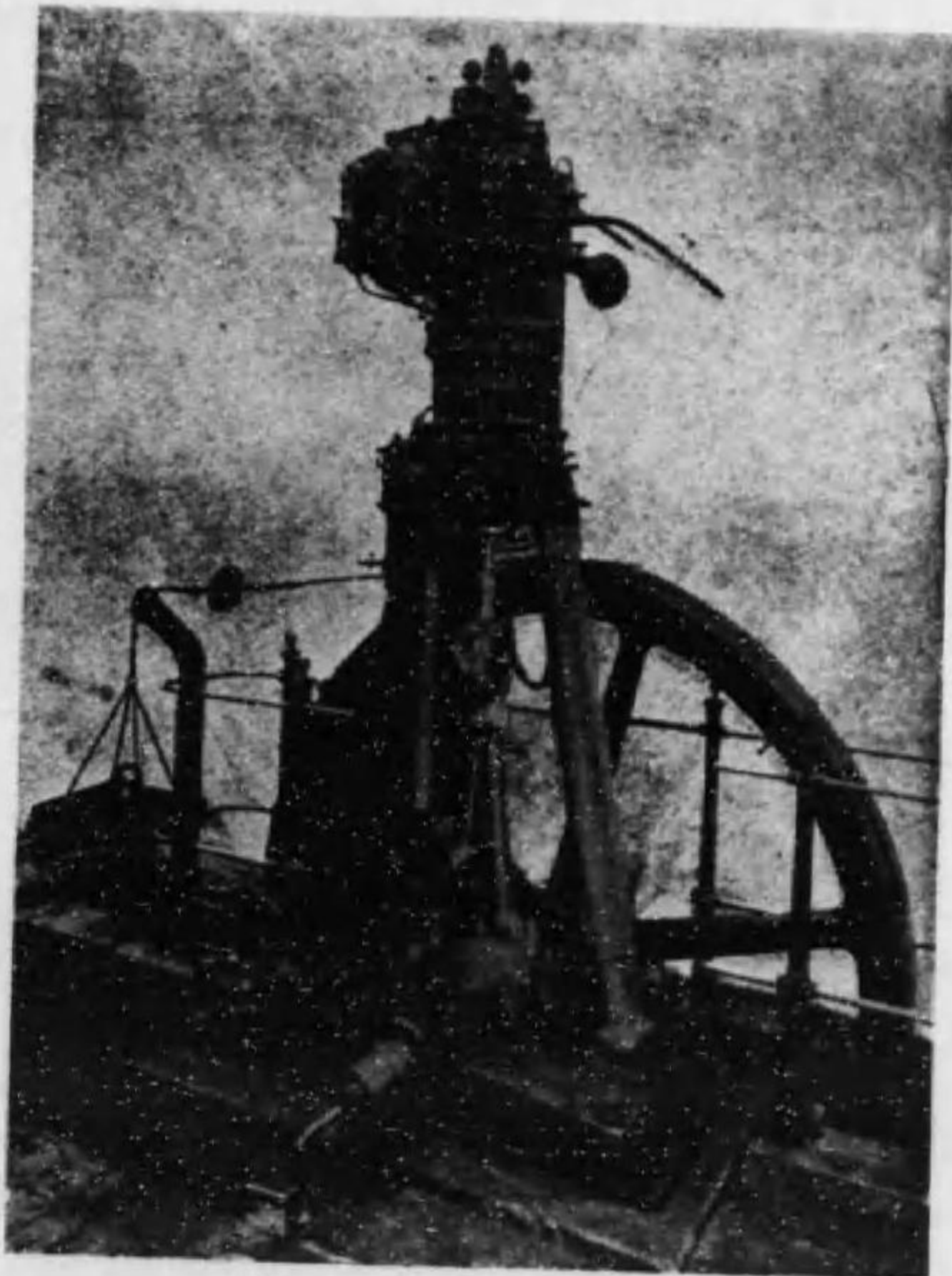




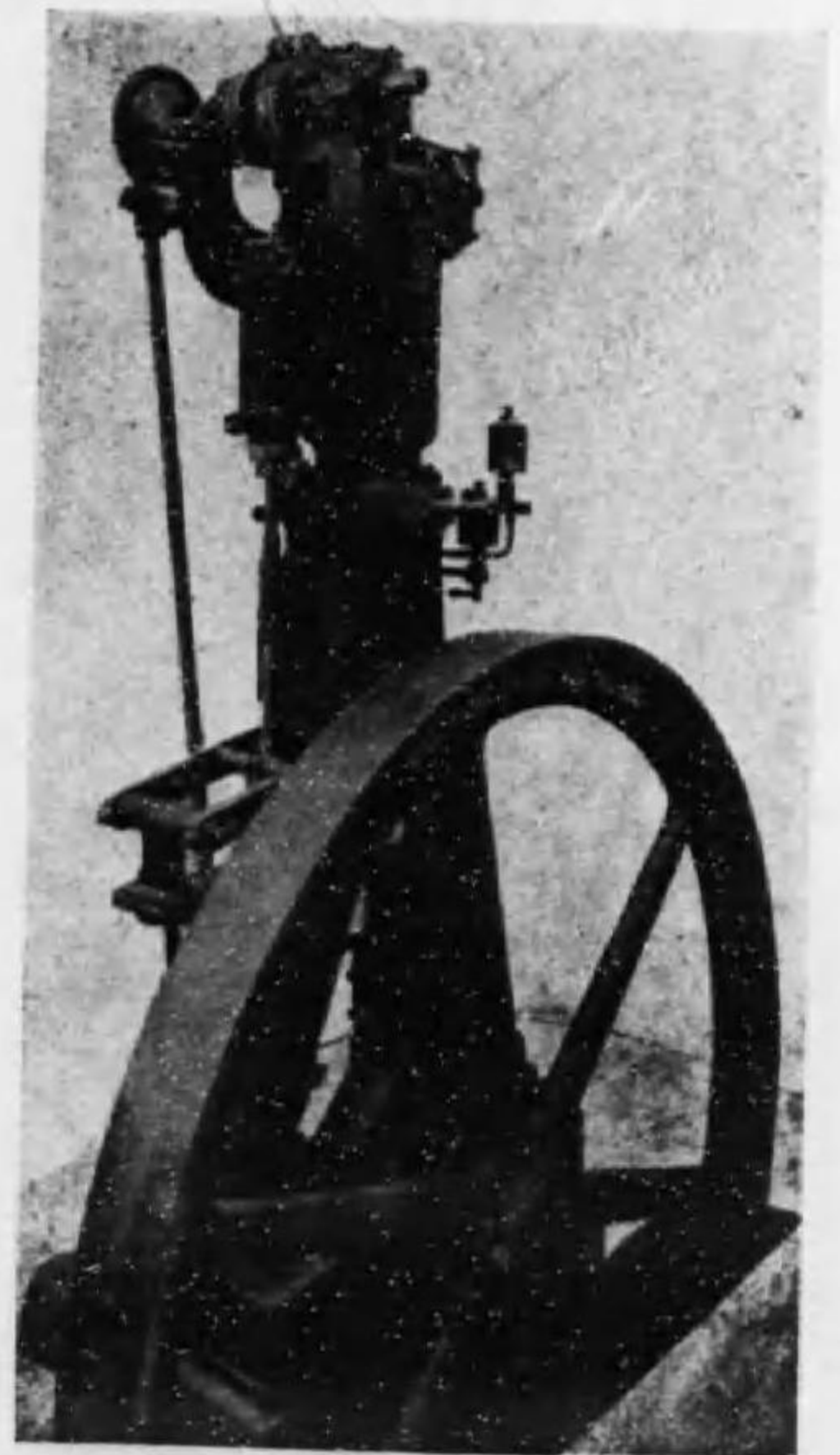
ディーゼル博士



第一番のエンジン



第二番のエンジン



第三番のエンジン

## 緒 言

著者さきに瓦斯エンジン、石油エンジンを著し版を重ねる毎に訂正増補に力めしと雖も遂にディーゼルエンジンに言及せざりき。之れ吾が國に於ける實際方面の利用遅々として進まざりし事及び簡單なる説明にては理解に不充分なる事の理由によりて、他日之を別巻として著さんとの希望ありしを以てなり。然るに時勢の進運は近來海に陸にディーゼルエンジンを多數に使用するに至れるを以て之に關する智識必要となれり。故に著者は吾が國情に適する程度に於て其の構造、作用並に理論を説明せんとし、内燃機關第三卷として本書を著せり。

本書はディーゼルエンジンを學ばんとする初學者に概括的智識を與ふるか或は實際の操業者を指導せんとする目的を以て著はせしものにして、始めに共通なる部分的構造の説明に務め、次に此等部分を組合せたる例として數種のエンジンを説明し、終りに理論及實驗成績等に及べり。即ち世界各國に於ける種々の型のディーゼルエンジンを説明するは、本書の如き小冊子の良くする處に非ず、又斯くする時は廣くして淺き理解に畢らんを憂ひたるを以てなり。本書には説明の不充分なる點又は不足なる點あらん、此等は版を重ねる毎に訂正増補せんとす。本書第三編第一章第二節ディーゼルエンジン熱効率の理論中、燃料供給が直線的に變ずる場合の論文は友人石塚崇一君の研究に成るものにして、甚だ有益なりと認めたるを以て、本書に記載せり。

著者が内燃機關研究に當り指導せられし恩師英人ピタベル博士並に故工學博士阪田貞一先生に本書を通じて謹んで感謝の意を表す。

著者の此度本書を著すに當りて參考に資せしディーゼルエンジン書、雜誌、型録等多だ多し。茲に著者の芳名を列記し以て厚く謝さんとす。

D. Clerk, A. P. Chalkley, R. C. Carpenter, H. Güldner, A. H. Goldingham, G. D. Jerie,

J. Magg, H. Moore, Wm. E. Ninde, H. F. P. Purday, C. Regenbogen, E. M. Rose, W. Schenker,  
 G. Supino, Weells & W-Taylor 諸先生, 雑誌 Automobile Engineering, Engineer, Engineering,  
 Power, Cassier's Magazine, 其の他ディーゼル, エンジン製造者型録等。

大正十一年十二月

著 者 識

目 次

ルードルフ・ディーゼル博士略歴 .....	頁 1
<b>第一編 ディーゼル式サイクル及部分解説 .....</b>	<b>9</b>
<b>第一章 ディーゼル式サイクル .....</b>	<b>9</b>
第一節 空気壓縮限度 .....	10
第二節 空気壓縮に因る上昇温度 .....	11
第三節 ディーゼル, エンジン主要部作用説明 .....	13
第四節 四サイクル, エンジンの各衝程に付て .....	15
第五節 二サイクル, エンジンの各衝程に付て .....	17
<b>第二章 エンジン主要運動部分 .....</b>	<b>19</b>
<b>第一節 ピストン, クランク機構 .....</b>	<b>19</b>
第一 ピストン, ピストン, ピン, ピストンリング(椰子, 椰子ピン, 椰子環) .....	19
第二 コネクティング, ロッド(連接桿) .....	24
第三 クランク, シヤフト(クランク軸) .....	25
第四 シリンダー(氣筒) .....	28
第五 フレーム(架橋) .....	33
第六 フライ, ホール(飛輪) .....	36
<b>第二節 ヴァルブ及ヴァルブ機構(瓣及瓣からくり) .....</b>	<b>40</b>
第一 給氣及廢氣ヴァルブ .....	40
第二 始動用ヴァルブ .....	44
第三 スクアール, ギャー, サイド, シヤフト(ねじ齒車, 側軸) .....	45
第四 燃料噴射器のニードル, ヴァルブを閉閉するレヴァーとカム .....	46
第五 始動用ヴァルブ, レヴァー .....	48
第六 廢氣ヴァルブを開放する仕掛 .....	50
<b>第三節 ディーゼル, エンジン型式 .....</b>	<b>52</b>
第一 陸用と船舶用 .....	52
第二 四サイクル式と二サイクル式 .....	53

	頁
第三 低速と高速.....	53
第四 縦型と横型.....	55
第五 車輪と直動.....	55
<b>第三章 燃料油供給並に其の量の調整</b> .....	57
<b>第一節 給油ポンプ(フュエルポンプ)</b> .....	60
<b>第二節 ガバナ(調速機及其の作用)</b> .....	65
<b>第三節 燃料噴射器(フュエルバルブ)</b> .....	67
第一 アウダスブルヒ型噴射器.....	70
第二 ボーラー型噴射器.....	71
第三 スエデン型噴射器.....	73
第四 リッセンマイヤー型噴射器.....	73
<b>第四節 エンジンと油槽及油管配置</b> .....	75
<b>第四章 空気圧縮機(エアークンプレッサー)及其他</b> .....	77
<b>第一節 線圖によりて考究せらるゝ空気圧縮機の容積効率</b> .....	78
<b>第二節 ステージ(段圧縮)</b> .....	80
<b>第三節 空気圧縮機の大さと運轉速度</b> .....	82
<b>第四節 主要部分</b> .....	84
第一 ピストン.....	84
第二 バルブ(瓣).....	84
第三 インタークーラー(中間冷却器).....	88
<b>第五節 マーリース型二段式空気圧縮機</b> .....	90
<b>第六節 リーヴェル型三段式空気圧縮機</b> .....	91
<b>第七節 空気槽配置及壓力配布方法</b> .....	93
<b>第五章 バルブセッティング線圖(各弁開閉指示器)</b> .....	95
<b>第二編 ディーゼルエンジン構造解説及取扱法</b> .....	97
<b>第一章 陸用ディーゼルエンジン</b> .....	99
第一 ジャーマニヤ型ディーゼルエンジン.....	99
第二 エム.エー.エヌ型ディーゼルエンジン.....	103
第三 ウェラン型ディーゼルエンジン.....	106
第四 マーリース型ディーゼルエンジン.....	111
第五 プルザー型ディーゼルエンジン.....	116

	頁
第六 アリス.チャルマース型横型ディーゼルエンジン.....	119
<b>第二章 船用ディーゼルエンジン</b> .....	121
第一 スピードウェー型ディーゼルエンジン.....	121
第二 プルザー型ディーゼルエンジン.....	125
第三 クルップ型ディーゼルエンジン.....	131
第四 ユンケルス型ディーゼルエンジン.....	133
<b>第三章 自己逆轉機</b> .....	135
第一 四サイクル型エンジン用自己逆轉機.....	136
第二 ニサイクル型エンジン用自己逆轉機.....	137
<b>第四章 ディーゼルエンジンを据付けたる例</b> .....	143
<b>第五章 ディーゼルエンジン運轉取扱法</b> .....	147
<b>第六章 ソリッドインジェクション(充實噴油)</b> .....	157
第一 ブロンズ型ソリッドインジェクションエンジン.....	157
第二 ラストン.ホーンスピー型ソリッドインジェクションエンジン.....	162
第三 トランクラー型石油エンジン.....	165
<b>第三編 ディーゼルエンジン經濟</b> .....	167
<b>第一章 熱効率其他</b> .....	167
<b>第一節 断熱膨脹によりて瓦斯の仕遂ぐる仕事</b> .....	167
<b>第二節 ディーゼルエンジン熱効率</b> .....	170
第一 熱量供給が等壓的なる場合.....	170
第二 同上シリンダー内の平均壓力.....	173
第三 熱量供給の壓力が直線的に變ずる場合.....	176
<b>第三節 熱平衡表</b> .....	189
<b>第四節 燃料消費量と平均有効壓力より廢氣成分の計算</b> .....	191
<b>第五節 ディーゼルエンジンが他種の熱機關に比して勝れる點</b> .....	193
<b>第二章 馬力.機械的効率.機械的損失</b> .....	195
<b>第一節 機械的損失の分析</b> .....	196
<b>第二節 エンジンの大さと機械的効率又は燃料消費量との關係</b> .....	197
<b>第三節 エンジンの速さと機械的効率との關係</b> .....	198

第四節 エンジンの速さと燃料消費量との関係 .....	199
第三章 ディーゼルエンジン実験及試験成績 .....	201
第一節 負荷馬力に相應する有効噴射用空気壓力 .....	201
第二節 冷卻水の温度が効率に及ぼす関係 .....	202
第三節 負荷馬力と燃料消費量測定 .....	203
第四節 負荷實馬力と燃料消費量との關係を表はす實驗公式 .....	205
第五節 輕負荷馬力に於ける一實馬力時當り燃料消費量増加の割合 ..	206
第六節 各種馬力エム. エー. エヌ型ディーゼルエンジンに於て 各種負荷に對する重油消費量 .....	207
第四章 ディーゼルエンジンの馬力と重量又は容積 .....	208
第一節 馬力と重量の關係 .....	208
第二節 馬力と容積の關係 .....	211
第五章 ディーゼルエンジン全負荷馬力 .....	213
第一節 全負荷馬力の算定 .....	213
第二節 エンジンの大きさと全負荷馬力との關係を示す實例 .....	214
○第六章 運轉經費 .....	216
第一節 陸用35, 80及160實馬力ディーゼルエンジン, 瓦斯エンジン, ○蒸汽機關運轉費比較 .....	218
第二節 ディーゼルエンジン船と汽船との經費比較 .....	220
○第七章 据附及地形 .....	221
第八章 船舶用ディーゼルエンジン検査規則 .....	223
○第九章 燃料 .....	234
第一 英國海軍省規定ディーゼルエンジン用重油の仕様書 .....	244
第二 ディーゼルエンジン用重油仕様書(萬國石油委員會規定) .....	244
第三 獨逸タール生産レンヂケード規定ディーゼルエンジン用タール油仕様書 .....	247
第四 タール油使用の機械的設備 .....	248
第十章 シリンダー油及機械油 .....	249



### ルードルフ・ディーゼル博士略歴

ディーゼル博士は西暦1858年三月十八日(吾が孝明天皇の御代、安政五年)佛國パリ市に生る、其の兩親は獨人なり。長ずるやパリ市の一小學校に學ぶ。十三歳の時西暦1870年(明治三年)普佛戰爭起るや、獨人たる故を以て兩親は氏と二人の姉妹を伴ひて英國ロンドン市に移れり。父は學業の中絶を憂ひ間もなく氏を獨國アウグスブルヒ市に送り同地の工業學校に學ばしむ。氏は少時より數學に長じ其の俊才を認めらる。同校を畢るやミュンヘン市工科大學に入り、有名なるリンデ教授より熱力學を學ぶ。\*西暦1879年(明治十二年)同校を優等にて卒業し直にリンデ教授の助手となりて製氷冷蔵機械の實驗に従事せり。其の後ウンターツァー市ブルザー兄弟合名會社工場に働きたりしが、幾何もなくして佛國パリ市リンデ式製氷冷蔵機械製造會社の支配人となれり。同氏は學生時代より蒸汽機關よりも熱効率高き熱機關を發明せんと専心努力せり。幸にも氏の從事せるリンデ製氷冷蔵機械は瓦斯を高壓に壓縮し其の際生ずる高温度を水冷却して低下せしむるものなるが、之の理を利用し以て壓縮によりて生ずる高温度にて燃料を發火燃燒せしめんとする創意に導きしものならんか、遂に西暦1893年(明治二十六年)獨文にて「合理的熱機關の理論及び構造」と題する\*\*書を表せり。之に先立つと一年氏は獨國に特許を得たり。之れ即ち既に使用せる蒸汽機關其の他の瓦斯石油エンジン等よりも熱効率の一層高き内燃機關を合理的に造り得らるゝ意味の論文なり。其の骨子はシリンダー内の瓦斯を250氣壓(一平方吋當り3,560封度)に斷熱壓縮をなし、夫より90氣壓(一平方吋當り1,270封度)に降下するまで等温膨脹を爲さしめ、更に斷熱膨脹して一サイクルを爲すものなれば、シリンダーは水冷却の必要なくして熱効率73%に達する計算なりき。

ディーゼル博士の此の論文は獨國に於て多大の注意を促せり、恐らくは世界を通じて然り

\* 明治九年獨人ニコラス・オットー氏オットー・サイクル型エンジンを發明し、同十一年同氏はパリ博覽會にオットー・瓦斯エンジンを出品す。明治十三年英人クラーク氏、クラーク・サイクルを發明す。  
\*\* 翌年英人ブライアン・ドンキン氏之を英譯せり。

しならん。これが爲めに獨國エッセン市フリード・クルップ會社より\*財政上の援助を受くる事と爲り、同國ニユルンベルク市アウグスブルヒ・ニユルンベルグ會社に於て實際にエンジンを造る事となれり。

第一番のディーゼル・エンジンは西曆 1893 年(明治二十六年)に製作せられ、陸用、堅型、單働、四サイクル型にして普通型の蒸気機關と同様にピストン・ロッドとクロス・ヘッドを有す。本エンジンはディーゼル博士の論文の主旨通りシリンダーには現今普通に見るが如き水套冷却を施さず。カム軸は下部にありて長きブッシュ・ロッドがヴァルブを開閉し、始動用空氣槽はリベット綴合のフランジを有する鍊鐵管にして、噴射用に高壓なる壓縮空氣を用ゐず燃料をシリンダー内に射出す。本エンジンは運轉し得ずして全然\*\*失敗に終れり。博士の談話によれば、此のエンジンを始動せんと欲してベルト掛にて回轉せしに第一回の燃料油射出は直ちに爆發し、其の壓力の強大なる爲めにインジカトルは破壊し其の破片は飛散せしが、幸ひに博士は怪我を免れたり。然れども此の偶然の出來事は單に空氣のみを壓縮して燃料油に自然發火を爲さしむる様高温度に達せしめ得る實證を得たり。

其後幾何も無くして第二番のディーゼル・エンジンが製作せられアウグスブルヒ工場にて試験せらるゝ事となれり。之が第一番のものに比して異なる點は、シリンダーを現今のエンジンの如く水冷却せし事及び燃料油を噴射するに壓縮空氣を使用せし事にして、外觀の相違はカム軸が現今數多の設計に見らるゝ如くシリンダー・頭部近くに配置せられたる事とす。此のエンジンは運轉せしも甚だ危険なる状態にありて實用の域に達せずして失敗に終りたりしが、運轉中に數個の氣力線圖をも採り得て實驗の目的は達せられたり。本エンジンによりて、單に空氣を壓縮するのみにて燃料の燃焼を發起せしめてエンジンを運轉し得る事の可能なるを確實に認むるに至れり。

第三番のディーゼル・エンジンは西曆 1897 (明治三十年)に製作せられたり。同エンジンは同氏の設計にして第二番エンジンにて四年の長年月實驗せし結果より生れたるものにして、陸用、堅型、單働、四サイクル式にして 18 實馬力なり。ピストン・ロッド、クロス・ヘッドを有する事 前エンジンと異ならざりき。

\* クルップ工場主故フレデリック・アルフレッド・クルップ Frederick Alfred Krupp 氏がディーゼル氏に手紙を送りて財政上援助を爲す事を申し送りしは、特許を得たる一年後にして實に西曆 1893 年(明治二十六年)正月十九日なりしと言ふ。

\*\* 本エンジンに於て空氣を一平方吋當り 1,350 封度に壓縮するために、當時ヴァルブ及びパイプの氣密に非常の困難を嘗め、且つ又シリンダーは此の氣壓に耐えず燃焼室も不適當なりしと言へり。此のエンジンは其の後一平方吋當り 500 封度の壓縮に改造せり、斯くの如きは今日に於ける實際を既に行ひたるものと言ふべし。

# 欠



# 欠

此の年 歐米各國の有名なる技術者はアウグスブルヒ工場に於ける第三番目ディーゼルエンジンの試験立合に招待せられたり。而して此等各人の報告に於て何れもディーゼルエンジンは疑も無く熱効率高き優秀なるものなりと賞讃せられしかば、茲に全く世に認めらるるに至れり。

當時に於て熱効率 38% を示したりしが、其の後最大 48% を示すに至れりと言ふ。此のエンジンは獨人シュロテ教授 Prof. Schröter の明治三十年に於ける學術的試験によれば、全負荷馬力に於て氣示馬力起算熱効率は 45%、實馬力起算熱効率は 36% なりしと言ふ。此のエンジンはミュンヘン市獨逸博物館第十三號室に陳列せられ今は國寶たり。

第四番目ディーゼルエンジンは翌明治三十一年製作せられ、實馬力 20 乃至 25 馬力にして完全なるものなりしかば、此の型のものを始めて市場に供給せられたり。

茲に特筆すべきは、明治三十年英國マーリース・ワットソン及びヤールヤン會社は氣筒内徑 10 吋、衝程 10 吋、一分間當り回轉數 200、單筒、堅型、四サイクル式ディーゼルエンジンを完成したり、此のエンジンは其後十數年間引續き故障なく實際に運轉せりと言ふ。

西曆 1898 年(明治三十一年)獨國ミュンヘン市に博覽會開かるゝや、アウグスブルヒ機械製造會社、クラブ會社、ドイツ・ガス・エンジン製造會社より各一臺のディーゼルエンジン出品ありて、何れも優秀なることを認めらるゝに至れり。

西曆 1901 年(明治三十四年)始めて従來型のピストン・ロッド及びクロス・ヘッドを取除きて現今見るが如き普通型ディーゼルエンジン(即ちトランク・ピストン型)を製作せり。此の型のエンジンは一氣筒當り 10 實馬力乃至 250 實馬力の範圍に多數製作せられたり。又聯筒のものも作られ、因りて 1,000 實馬力ディーゼルエンジン表はるゝに至れり。當時、回轉速度は一分間當り 160 乃至 200 なりき。此の型の\*三聯筒 500 實馬力ディーゼルエンジンは白國ゲント市カレル兄弟 Carrels Frères 會社にて製作せられ、西曆 1905 年(明治三十八年)同國リージュ市開催博覽會に出品せられ、普く世に紹介せられたり。

ディーゼルエンジンの原理及其の主要構造が各國に於て夫々特許せらるゝや、英、米、及歐洲大陸諸國に於て何れも競ふてディーゼルエンジンの特許權を譲り受けて其後十年間に製造せられたる數は夥しき數に上れり。ディーゼル博士を始め各製造者は何れも改良發明に苦心せしかば其の設計構造に於ても著しき相違を生ずるに至れり。西曆 1911 年(明治四十四年)開設チュリッヒ博覽會に種々のディーゼルエンジンの出品ありしが就中、ゾルザー會社出品を白眉とす。即ち\*\*堅型ニサイクル式四聯筒 1,000 乃至 1,200 實馬力、一分

間當り 150 回轉にして發電機と直結なり。

ディーゼルエンジンは其の設計上堅型が都合良しと考へらるゝ點多きを以て、始めの約十年間は此の型を用ゐたりしが時の進みと共に四サイクル式にして横型のものを作るに至れり。其の最初のもは單に縦型を横型にせし如き觀ありて設計上兩型に大差を見ず。最初の横型ディーゼルエンジンの製作は獨國ケルチング會社にして、總てのバルブ類をカッターに集めたるは縦型と異ならず。アグスブルヒ、ヌルンベルヒ會社は卒先して銳意改良を加へ横型、複動四サイクル式、串型、ディーゼルエンジンを製作せり、而して最大なるものにありては回轉數一分間當り 250 回、一氣筒當り 400 乃至 500 實馬力にして四筒を共用せしものまで作らるゝに至れり。

四サイクル式ディーゼルエンジンは既に成功せしにより、之に對して二サイクル式を適用せんとするは當然起るべき問題なり。即ち膨脹衝程の終りに當り廢氣と空氣を換置して早期爆發の危險なく又燃料油の浪費なきディーゼルエンジンの表現を促せり。往年ディーゼル博士が米國に於てディーゼルエンジンの歴史及現況を述べたる事あり。其の言に據れば、西曆 1912 年(明治四十五年即ち大正元年)には二サイクル式は四サイクル式と同一進歩の状態にあり、然れども四サイクル式の燃焼状態好良にして、燃料消費料の少なきは二サイクル式の及ぶ所に非らざるも、後者は運轉簡單なり。故に四サイクル型は中位馬力陸用エンジンに適するに對して、二サイクル型はシリンダーの比較的小にて足る爲めに大馬力の陸用にも適するが、特に船舶用に適すと。著者曰く此の説誠に理想にして、種々論議あるも將來之に近づきつゝあり。

船用ディーゼルエンジンは西曆 1903 年(明治三十六年)アドラン、ボシエ及フレデリック

\* エンジニアリング誌第七十九卷 735 ページを見よ。

\*\* 同第九十二、九十三卷チュリッシュ博覽會記事を見よ。

註。ディーゼルエンジンの特許權は各國に於て夫々譲り受けられたり。例せば英國にてはマーリス、ワットソン、ヤールヤン會社 Mirless Watson and Yaryan Co., 米國にてはアドルフアス、ブッシュ Adolphus Busch 氏、佛國にてはソテュー、ハール Sautter Harle 氏、獨國にてはボルジック Borsig、ドイツ Deutz、ゲリッツェル Gorlitzer 諸會社及び勿論エム、エー、エマ M. A. N., クルップ兩會社、現今の洪牙利國(ブタペスト市)にてはガンツ會社 Ganz and Co., 丁抹國にてはバーマイスター、ワイン兩氏 Messrs. Burmeister and Wain, 瑞西國にてはズルザー兄弟會社 Sulzer Bros., 白國にてはカルス兄弟會社 Carls Bros., 露國にてはノーベル Nobel 氏等夫々其の國に於ける特許權を譲り受けたり。而して之によりてディーゼル博士は十二月間に三十萬磅の所得ありて一揮富者たり。記録によれば、米國セントルイ市アドルフアス、ブッシュ氏は米國に於ける特許權を二十萬磅にて購ひ、英國グラスゴー市マーリス、ワットソン、ヤールヤン會社は僅かに四千磅を支拂ひ、露國特許權はノーベル氏五萬磅にて譲受せりと云ふ。而して吾か日本國にては之を譲受けし者無く、特許權は現時消失せり。

ク、ディコフ M. S. S. Adren Buchet and Frederic Dyckhoff 兩氏がディーゼル博士と聯合し、佛國に於て 20 實馬力エンジンを作りたるを以て嚆矢とす。此のエンジンは一氣筒内に相向つて二個のピストンあり之が異なる方向に運動する四サイクル式にして、運河用小船に据付けられたり。其の後巴里市ソテュー、ハール會社 Messrs. Sautter Harle & Co. は潜航艇用ディーゼルエンジンを製作し、遂に一臺當り數百馬力のものにまで進歩せり。最初の船用ディーゼルエンジンは自己逆轉式に非ず。即ち之によりて發電機を運轉し以て推進機を逆轉せしむ。爾後逆轉機をエンジンと推進器の間に連絡して容易に船の前進後退を爲し得る事とせり。

最初の自己逆轉式、二サイクル船用ディーゼルエンジンは、西曆 1905 年(明治三十八年)\*ズルザー會社の製作に係りミラン市開催博覽會に出品せるを以て嚆矢とす。而して四サイクル式にありては露國セント、ピーターズブルク市(今のペトログラード市)ノーベル兄弟會社 Messrs. Nobel Brothers. が三聯筒 120 實馬力船用ディーゼルエンジンの製作を以て嚆矢とす。然れども此の四サイクル式は二サイクル式の如く容易に輕便に逆轉し能はざるを以て、他日之を廢止して二サイクル式に据え代へんとする傾向ありて不評判に終れり。然れども種々の實驗及努力は一氣筒當り 1,000 乃至 2,000 馬力の二サイクル式船用ディーゼルエンジンの製造の可能なるを證するに至り、現今未だ試験時代を離れざる評あるも後來大に用ゐられんとする氣運に向ひつゝあり。

ディーゼル博士の英國に於ける特許權はディーゼルエンジン會社に所有せられ、同博士之が社長たりしが、後年ディーゼルエンジン聯合製造有限會社に合同し、ディーゼル博士此社の社長たり。同博士は晩年英國エスウィックにディーゼルエンジン製造會社工場を建築し、之が視察と且つロンドン市に開かる會社總會に出席の目的を以て西曆 1913 年(大正二年)白國アントワープ市より海路英國に向ふ船中にて消失せり。恐らくは夜中甲板に出て散歩中過つて船より落ちしならん。歐米各國は新聞雜誌にて同博士の死を報道して衷心より死を悼ざるものなし。

ディーゼル博士は精力絶倫にして、發明以來死に至る迄孜孜として改良、應用に意を注げり。されば研究、新案に於て氏の關せざるもの少く或はクレオソート油、タール、椰子油等を燃料とするに成功せし如く、或は船用としてのディーゼルエンジンの最初の試みの如き、汽罐車の原動機にディーゼルエンジンを用ゐたるが如き、自動車に用ゐたるが如き一として博士の直接關與せざるもの無かりき。又農業其の他小工業の廉價原動力たる期待を

\* エンジニアリング誌第八十二卷 463 頁を見よ。

以て晩年小型（五馬力以上のもの）ディーゼル・エンジンの完成に務めたるが如き其の努力の大なるに驚かざるを得ず。

博士は天才に富み、寡慾、親切なる好紳士なりき。ディーゼル・エンジンが世に認めらるゝや世界各国の學會及協會は競ふて氏を賞讃して名譽の表彰を爲せるもの少なからず。就中米國フランクリン・インスティテュートより贈られたる金牌の如きは其の大なるものなりしならん、之れ稀れに與へらるる大名譽なるを以てなり。氏の母校たるミュンヘン大學は工學博士の學位を授與せり。然れども斯かる大偉人に對して舊獨逸帝國は何等功爵を以て酬いざりしは不思議とすべきなり。斯の人今や無し悲哉。

## 第一編 ディーゼル式サイクル及部分解説

### 第一章 ディーゼル式 サイクル

ピストン、クランク型のエンジンを想像せよ。（第一）シリンダー内に空気を供給し、之をピストンが（フライ・ホイールの回轉によりて）急速に<sup>\*</sup>壓縮するときは壓縮の増加に伴ひて温度の上昇あるものなれば、極度の壓縮によりて液體燃料を容易に發火、燃燒せしむる温度に達せしめ得。（第二）而して壓縮の極に達するや之に壓力一層高き壓縮空氣にて液體燃料を噴き込む時は直ちに燃燒す。（第三）燃料噴き込みの條件はピストンが前進中シリンダー内の壓力が一定なる事とす。（第四）ピストン前進衝程の或る途中にて燃料噴込みを遮斷し、夫れ以後は瓦斯は膨脹して有効働を爲す、而して續いて起る排氣、換氣又は吸氣等は普通型の瓦斯又は石油エンジンと同様の作用ならしむ。之れディーゼル式サイクル（循環運動）なり。

されば上述の説明より、ディーゼル式エンジンにても讀者は直ちに四サイクル及二サイクル式エンジンが設計製造せらるゝことを推定するに難からず。又ディーゼル式エンジンには次の特徴あり。

第一 空氣を<sup>\*</sup>急速に壓縮し以て使用すべき液體燃料の發火點以上に温度を高むる事。

第二<sup>\*\*</sup>高壓空氣にて液體燃料を噴出する事。

第三 空氣壓縮機によりて高壓空氣を作る事。

第四<sup>†</sup>燃料が液體なるを都合良しとする事。

以上の各項に付きては、節を逐ふて説明せん。

\* 急速なる壓縮は断熱壓縮に近し。断熱の定義に付ては第三編第一章の註を見よ。

\*\* 近來高壓空氣に依らずして液體のみを強く急速に噴出する式即ちソリッド、インジェクション（充實噴油）の設計あれど以上の説明には理解を容易ならしむる爲め繁雜を避けて之を説かず。但し第二編第六章に詳し。

† 發明者ディーゼル博士の持許權主張範圍には液體燃料は勿論、微粉炭をも含み居りしが現今にては専ら液體燃料を使用す。

## 第一節 空氣壓縮 限度

空氣壓縮の第一目的は、其の急速の壓縮が殆んど斷熱的壓縮なるを以て壓縮に因りて(壓力の上昇に伴ひて) 上る溫度を噴出する液體燃料の自然發火點以上ならしむるにあり。此の理由に因る\*空氣壓縮限度は一平方吋當り 400 封度(ゲージ壓)にて足る。第二目的は壓縮高さ程熱効率増すの\*熱力學的理論に基き、唯此點のみに就て考ふる時は壓縮の高さを欲する次第なるも、壓縮増加は液體燃料噴出に要する高壓空氣の製造の\*\*困難増大と不經濟とを考慮して實際上には極度に高むることを爲さずして、四サイクル式にては一平方吋當り 500 乃至 550 封度(ゲージ壓)とし、二サイクル式にては 600 封度内外(ゲージ壓)とす。

茲に初壓一平方吋當り 14.7 封度(絶對壓)の空氣を斷熱的に壓縮して終壓一平方吋當り 514.7 封度(絶對壓)ならしむるに必要な壓縮比 $r$ を計算せん、空氣の斷熱膨脹の公式  $PV^{1.41} = \text{恒數}$  によれば、

$$\dagger r = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{1.41} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{514.7}{14.7} = 35$$

$$\log r = \log 35 \div 1.41$$

$$\text{即ち、 } r = 12.5$$

實際に於てはピストンとシリンダー間隙又は辨の漏氣を考慮して、壓縮最高壓を確實ならしむる爲め $r$ は 13 乃至 15 とす。

\* 第一圖を見よ。

\*\* (イ) 空氣壓縮機に關する故障の起る度合ひ増加す。(ロ) 索にヴァルブ製造の困難増大す。(ハ) 加ふるにピストン、リングの張り増大によりてライナーの磨滅を早む。(ニ) 此の外、壓縮機運轉に要する馬力を増す。

†  $P_1, P_2$  及  $V_1, V_2$  の意味に付ては本編第四章第二節を見よ。

## 第二節 空氣壓縮に因る 上昇溫度

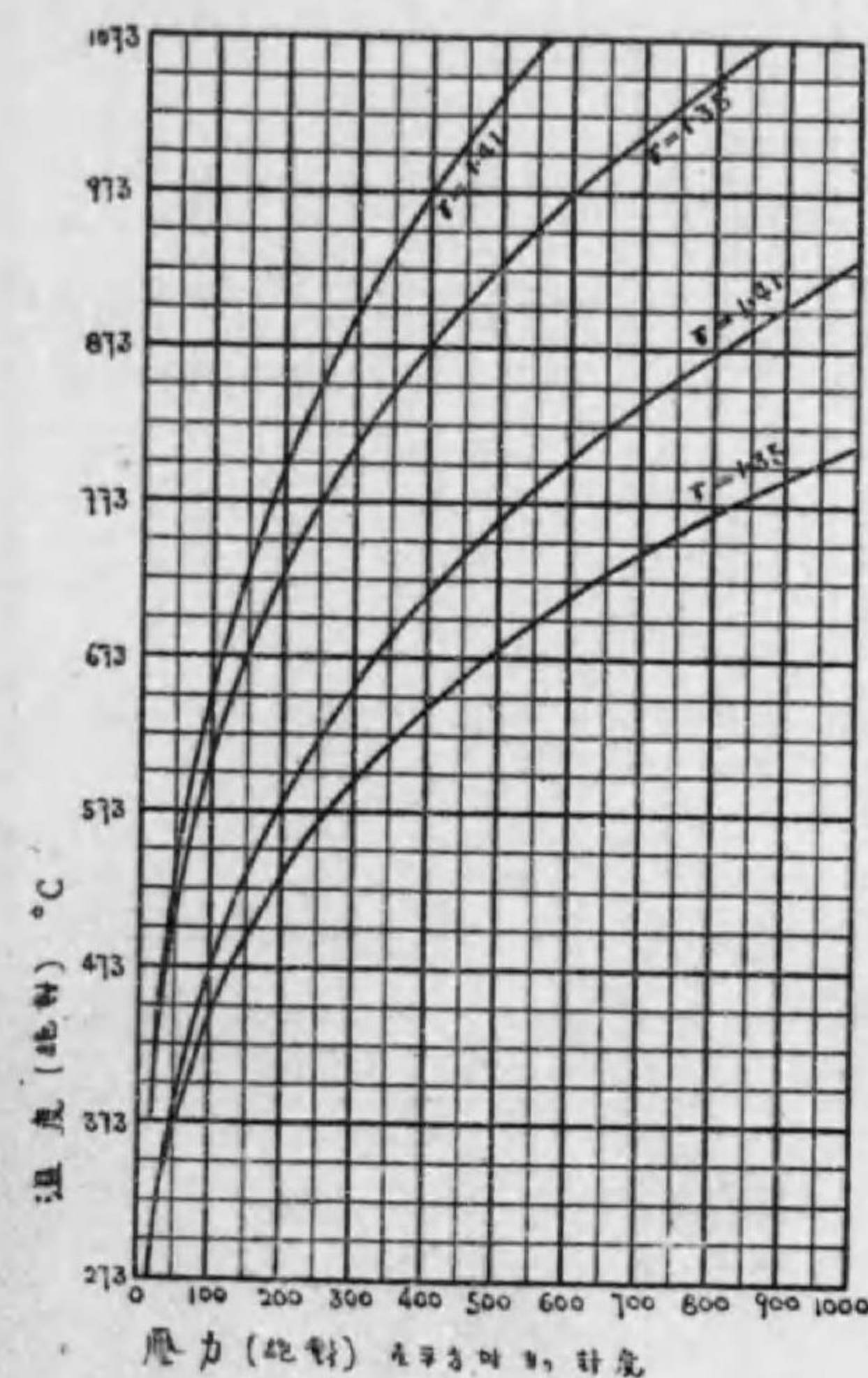
四サイクル全負荷馬力にて壓縮限度を一平方吋當り五百封度(ゲージ壓)とすれば壓縮の終りに於ける溫度は容易に攝氏 650 度(650°C.)に達す。されば此溫度以下の\*自然發火

點を有する液體燃料は發火燃焼す。

第一圖は溫度 0°C. 或は 100°C. の定量の空氣が  $PV^{1.41} = \text{恒數}$  なる式に従ふ壓縮をなせる場合、又溫度 0°C. 或は 100°C. の給氣(空氣と前サイクルに於ける廢氣にして壓縮室に滯れるもの、混合)が  $PV^{1.35} = \text{恒數}$  なる式に従ふ壓縮をなせし場合に於ける壓力と溫度との關係を示せる線圖なり。但し  $P$  は一平方吋當り封度(絶對壓力),  $V$  は立方吋(容積)にて表はす。

即ち壓縮の始めの溫度 0°C. は始動に於ける場合にして、空氣溫度が極度に降下せし時にして實際には甚だ稀なり、而して溫度 100°C. の場合は普通の運轉状態に於ける價と見做し得。

$PV^{1.41} = \text{恒數}$  の壓縮に因る溫度、壓力線圖



第一圖

\* “瓦斯エンジン” 275 頁を見よ。運轉開始の際にはピストン及シリンダーは熱し居らざるにより壓縮によりて生ずる熱を傳熱するが夫れにても壓縮の終りに於ける溫度は液體燃料の發火點以上なるにより發火に差支無し。ディーゼル、エンジン用重油及其他燃料の自然發火溫度に關しては、第三編第九章燃料のコール、タール及其脚註を見よ。

† 本書に於ては單に溫度と言へば寒暖計溫度の意にして即ち水の氷點 0°C. の類と知るべし。之れに 273 を加へたる溫度は特に絶對溫度と言ふ。

第一表  
 $PV^{1.41}$  = 恒数の圧縮による  
 温度と圧力の関係

温度 °C.		圧力 一平方吋當り封度	
寒暖計温度	絶対温度	ゲージ圧力	絶対圧力
0	273	0	14.7
100	373	18.2	42.9
200	473	83	97
300	573	172	186
400	673	312	326
500	773	511	526
600	873	783	798
700	973	1144	1159
800	1073	1607	1621
100	373	0	14.7
200	473	18.6	33.3
300	573	49.6	64.3
400	673	97	112
500	773	165	180
600	873	258	273
700	973	381	396
800	1073	541	555

第二表  
 $PV^{1.33}$  = 恒数の圧縮による  
 温度と圧力の関係

温度 °C.		圧力 一平方吋當り封度	
寒暖計温度	絶対温度	ゲージ圧力	絶対圧力
0	273	0	14.7
100	373	34.3	49
200	473	108	123
300	573	243	257
400	673	404	470
500	773	603	817
600	873	1292	1307
700	973	1971	1986
800	1073	2883	2808
100	373	0	14.7
200	473	22.1	36.8
300	573	62.4	77.1
400	673	120	144
500	773	190	245
600	873	377	392
700	973	581	596
800	1073	851	869

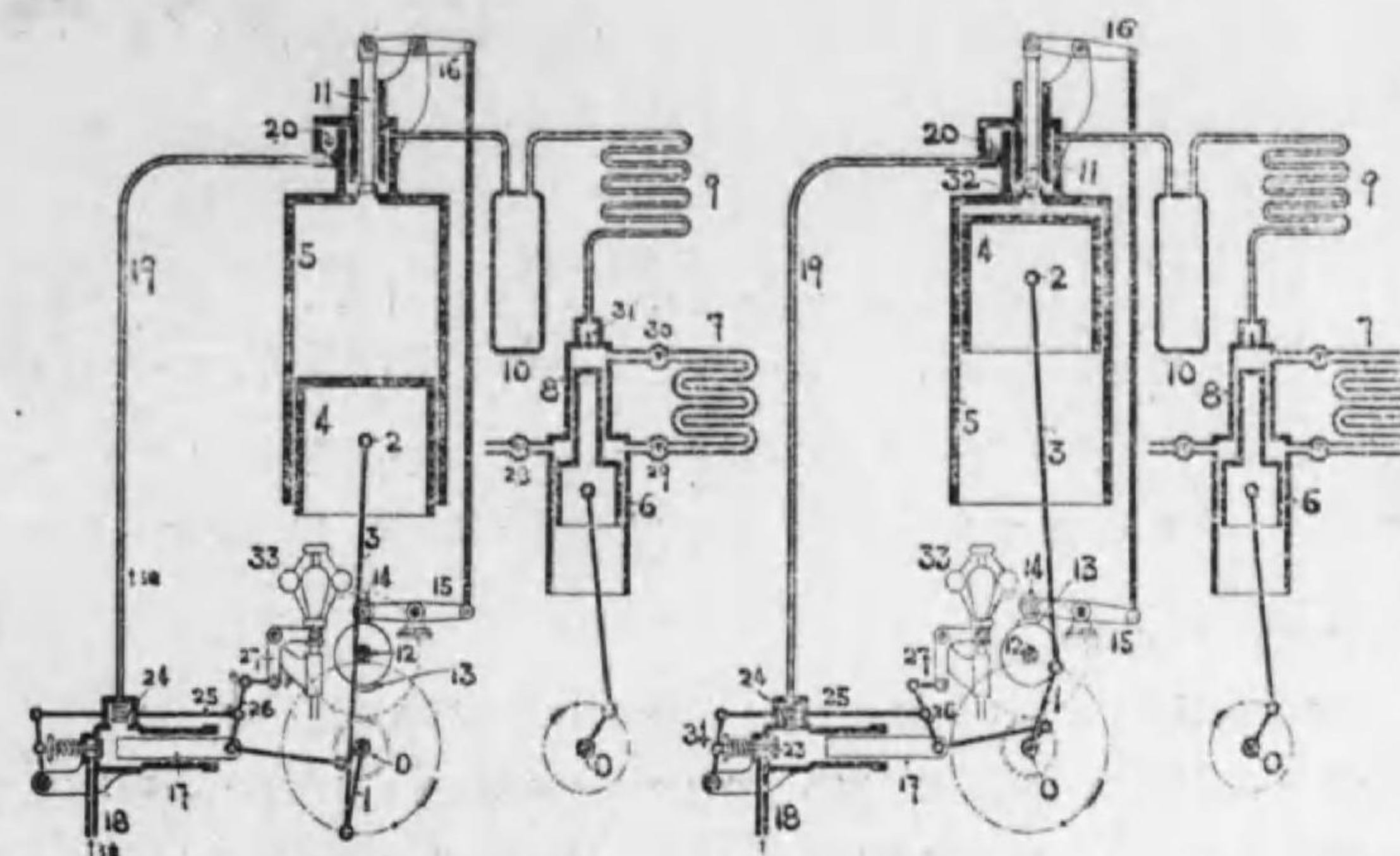
第一表は始めの温度が夫々 0°C. 及 100°C. なる瓦斯を  $PV^{1.41}$  = 恒数なる式に従ひ壓縮するものとして壓力と温度の關係を示し、第二表は  $PV^{1.33}$  = 恒数の場合を示す。

給氣の壓縮の終りに於ける温度を液體燃料の發火温度以上に高くするは次の理由に因る。液體燃料の噴射用高壓空氣はエンジン室の温度と殆んど同一なれば之がシリンダー内に噴射するや膨脹に起因して温度降下す。

第一圖に於て知らるゝ如く壓縮の始めの温度高ければ同一壓の壓縮によりて高まる温度甚だ大なるを知らん。

\* シリンダー内の給氣量の約 8%の重量の高壓空氣を要す。

### 第三節 ディーゼルエンジン主要部 作用説明



第二圖

ディーゼルエンジン主要部は次の四大部分に分ち得。

1. ピストン・クランク機構。
2. 空氣壓縮機 (エア・コンプレッサー)。
3. 燃料噴射器及び給油ポンプ。
4. 調速機 (ガバナ)。

以下順次に之を説かん。

- |                                |                               |                           |
|--------------------------------|-------------------------------|---------------------------|
| 0. クランク軸                       | 8. 高壓シリンダー                    | 20. 同チエック・バルブ (逆流防止)      |
| 1. クランク (曲柄)                   | 9. 後冷却器 (アフター・クーラー)           | 21. 給油ポンプの給油バルブ           |
| 2. ピストン・ピン (嚮子ピン)              | 10. 高壓氣槽 (プレッシャー・タンク)         | 22. 同送油バルブ                |
| 3. コネクティング・ロッド (連接桿)           | 11. 燃料噴射器 (ライル・ノズル或はフュエル・バルブ) | 23. 同送油バルブ                |
| 4. ピストン (嚮子)                   | 12. カム軸                       | 24. 同送油バルブ                |
| 5. シリンダー (氣筒)                  | 13. カム                        | 25, 26, 34. リンク           |
| 6, 7, 8, 9. 空氣壓縮機 (エア・コンプレッサー) | 14. ローラー                      | 27. ベルクランク                |
| 6. 低壓シリンダー                     | 15, 16. レグアー                  | 28, 29, 30, 31. 空氣壓縮機のバルブ |
| 7. 中間冷却器 (インター・クーラー)           | 17. 給油ポンプのプランジャー              | 32. 噴射口                   |
|                                | 18. 同給油管                      | 33. 調速機 (ガバナ)             |
|                                | 19. 同送油管                      |                           |

第二圖は四サイクル式ディーゼルエンジンの主要部分を簡單に表したる説明圖なり。

### 1 ピストン・クランク 機構

クランク軸0とクランク1の矢の方向の回転は、コネクティング・ロッド3によりてシリンダー5内にピストン4の上下動を生ず。是れ即ちピストン・クランク機構にして普通型の石油又は瓦斯エンジンと異ならず。圖には給氣、廢氣兩瓣及び開閉機構と大なるフライ・ホイール、水套装置を省略せり。

### 2 空氣壓縮機

クランク軸0によりて被動せらるゝ空氣壓縮機の一例として本圖には二段式のものを示す。吸ひ込まれたる空氣は低壓シリンダー6にて壓縮せられ之に伴ひて生ずる高熱は壓縮空氣が冷却器7内を通過するによりて冷却せられ、而して後ち高壓シリンダー8にて再び壓縮せられ、冷却器9を過ぎてプレッシャー・タンク（高壓氣槽）10に貯へらる。

### 3 燃料噴射器 と 給油ポンプ

11は燃料噴射器にして之が開閉にはクランク軸の半分の回転をなすカム13と\*ローラー14とレヴェラー15,16等の作用に因る。\*\*クランク軸或はカム軸によりて被動せらるゝ給油ポンプのプランジャー17の往復動は液體燃料を給油管18より送油管19に送り之が逆流防止瓣20を徑て噴射器内部16に送らる。但し其の送油の時期は常に噴射器が閉ぢ居る時なり。シリンダー内に吸入せる空氣を壓縮して其の殆んど終りに達せんとするやカム13はローラー14に觸るゝに至り噴射器のニードル・ヴァルブ（針瓣）を開くによりプレッシャー・タンク（氣槽）10内の空氣は噴射口32より噴出し此際16内の石油を霧の如く噴出す。而してピストン前進衝程の始めの間は噴油繼續しカム13がローラー14と觸るゝ點盡くるやニードル・ヴァルブは閉ずるにより噴油止む。

圖に於て知る如くクランク軸0にて被動せらるゝ石油ポンプ、プランジャー17が左方に進むも其の衝程の始めにはリンク34,26,25等が給油瓣23を開くにより右圖の如くポンプ・バレル内の油は油槽内に逆流す。而して衝程の終りに近づくと（左圖の如く）給油瓣23は閉づるにより始めて油は送油瓣24を開きて噴射器内の空隙に送らる。

### 4 調速機

\* 説明(3)は了解の容易なる爲に斯く數多のリンクを用ひたるが、實際には然らず。草を追ふて具體的構造を學ぶに至り理解し得べし。

\*\*クランク（若しくは堅軸に）取付くるものは一循環運動中二回の給油を爲し、カム軸に取付くるものは一循環運動中一回の給油を爲す。

負荷馬力の多少に應じ液體燃料（實際上多くは油類なれば以後は油と言はん）の分量を加減する方法がディーゼル・エンジンには調速法として成功し最も多く使用せらる。負荷馬力減ずるや調速機29は更にリンク27及26を右方へ移すによりレヴェラー34が給油瓣23を開く時間長くなる。即ち給油瓣の閉ずる時期遅るゝが故に送油量減ず。而して調速機は自動的に必要にして充分なる分量になるまで給油量を節減す。之に反して負荷馬力の増す場合は調速機は前述の反對作用をなす。

以上は主要部分の作用を簡単に説明せしものなるが、實際には複雑にして、種々の考案及設計あり。之が詳細に付ては後章に譲る。

## 第四節 四サイクル・エンジンの各衝程に付て

四サイクル式ディーゼル・エンジンは二回転即ち四衝程にて一循環運動を爲す。本節に於て各衝程の作用を説明せん。

第一衝程 即ち 吸入衝程 此の衝程の始めに於て給氣瓣開き、ピストンが前進する間此の瓣より空氣をシリンダー内に吸込む、而して其の衝程の終りに於て此の瓣閉ぢ。實際には給氣瓣はクランク・ピンが\*第一死點に達する前10°内外にて開くを以て廢氣瓣を通じて出づる廢氣の運動の惰性は\*\*壓縮室内に滯れる廢氣を廢氣瓣より吸ひ出すにより空氣は給氣瓣より壓縮室内に吸込まるゝを以て壓縮室内に滯るべき廢氣の過分は空氣と入れ代る作用を爲す、之を掃除作用と言ふ。而してピストンが第二死點を過ぐるも給氣瓣は開き之を過ぐる後20°内外にて閉ぢ。之れピストンの運動の速さと給氣瓣の開きの關係上第二死點に於てもシリンダー内の壓力はエンジン室内の大氣の壓力に達せざるにより瓣を開きて空氣をシリンダー内に吸入せしむるなり。以上の開閉の角度は普通型の低速エンジンの標準なるが高速エンジンにては給氣瓣は第一死點前15°に開き第二死點を通過後40°にて閉づるものあり。

第二衝程 即ち 壓縮衝程 ピストンの上昇運動によりてシリンダー内の空氣は壓縮せらる。此の運動時間極めて短小なるを以て稍、斷熱的壓縮と考へて差支なし。普通型にて

\* ピストンがシリンダー内に最も深く入りし時は第一死點、最も多く抜き出でたる位置は第二死點にして、兩死點はピストン・ピン、クランク・ピン、クランク軸の中心が側面より見て一直線に配列する位置なり。

\*\*ピストンが第一死點に達せし時のシリンダー内の容積を壓縮室と言ふ。

は壓縮室の容積をピストンの仕事衝程（ピストン内部横断面積と衝程の相乗積）の約 8% とするときは壓縮の極に近き點に於ける空氣壓力は一平方吋當り\*500封度（ゲージ壓）にして溫度は 650°C. 内外に達す。

但し此の溫度はシリンダー内に供給せられたる空氣の溫度の高低に關して多大の相違あること既に前に述べし次第なるが、實際上あり得べき極端なる寒冷の空氣にても\*\*燃料油の發火點（大凡 500°C. 内外とす）以上の溫度に高めらるゝこと容易なりとす。

第三衝程 即ち 仕事衝程 壓縮衝程の殆んど終りに近づくや噴射器開きて之より壓縮空氣にて液體燃料を噴出す。即ち此の壓縮空氣は一平方吋當り 600 乃至 1000 封度（ゲージ壓）にして燃料をシリンダー内に霧の如く噴出す。噴油の時期はエンジンの回転の速さにより異なれども低速のものは第一死點前クランク角にて 3°, 高速のものは 14° を標準とす。噴油の期間はクランク角にて大約 48° を標準とするが、此角度は負荷の多少に關せず一定なる式と又負荷の減ずるに従ひ調速機にて減ぜらるゝものとあり。噴出燃料は噴油遮断の時刻に燃え盡すものに非ずして瓦斯膨脹衝程の或る間は燃焼を續くと推定せらる。此の事實を“後燃え”と稱す。

第四衝程 即ち 廢氣衝程 仕事衝程の終りに近づくや即ち第二死點前クランク角にて 45° 内外に於て廢氣瓣開き始め膨脹によりて仕事を仕遂げたる瓦斯は此の瓣より逃げ始め、此の時に於ける廢氣の壓力は一平方吋當り 40 封度内外（ゲージ壓）にして溫度約 870°C. 内外なり、されば排氣逃出の速さ甚だ大にして第二死點に達する頃には殆んど大氣壓近くに達するが廢氣瓣の満開にも拘はらずピストンの速さ大なるに起因してシリンダー内は大氣壓よりも高まる、之をピストン背壓と稱す。平均背壓は一平方吋當り 1 封度（ゲージ壓）以下なるべし。背壓の起る原因は(1)廢氣瓣の大きさ及び開きの不足又は開きの時刻遅き事、(2)廢氣管が適度以下に細き事、又は長過ぎるか或は曲りの部分多き事、(3)聯節の場合に他のシリンダーの廢氣が同一の排氣管に同時に通じ、爲めに其の通路の抵抗増す場合等とす。背壓は全負荷馬力よりも輕負荷馬力の場合の方が高さ例あるは、全負荷馬力の場合は廢氣の始壓高く従つて其の逸出速かなるに原因す。

\* 壓縮の最低限度は 415 封度(ゲージ壓)なり。

\*\*燃料は液體にして、其の多量に用ひらるゝは重油なるを以て以後液體燃料の代りに燃料油又は單に油と稱することあり。燃料油の發火點は種類によりて相違あり。詳しくは“瓦斯エンジン”275 頁を見よ。

平均有效壓力 四サイクルエンジンにては、シリンダー内の\*平均有效壓力は全負荷馬力に於て一平方吋當り 100 封度内外（絕對壓力）を普通とす。而して負荷馬力減ずるに従ひて平均壓力低下す。

## 第五節 二サイクルエンジンの各衝程に付て

二サイクル式ディーゼルエンジンは一回轉二衝程にて一循環運動をなす。本サイクル中主要なる作用は次の三者とす。第一、燃焼及膨脹、第二、排氣及給氣、第三、壓縮及噴油とす。次に之に付て説明せん。

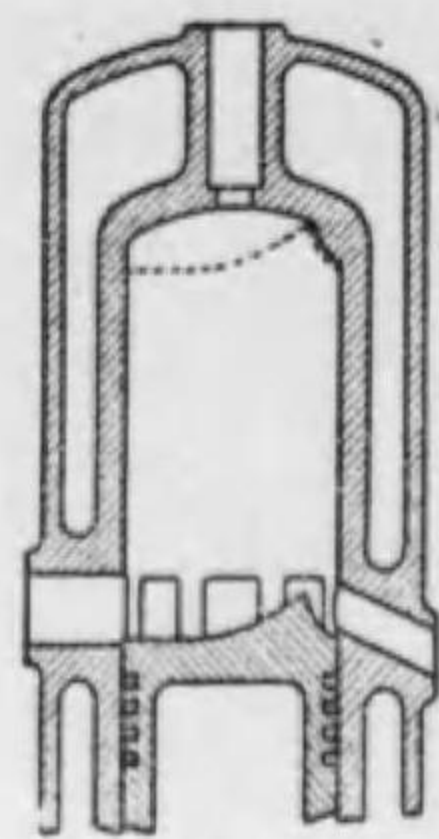
第一、燃焼及膨脹 シリンダー内に供給せし空氣を壓縮し、其の壓縮の終りに近づくや噴油を始め之が直ちに發火燃焼す。但し噴油はピストンが進むもシリンダー内の壓力は一定なる條件にて行はれ、之が遮断せられたる後は膨脹して仕事働を爲す。燃料噴射器の開閉の時期及び噴油期間は四サイクル式と大差なし。

第二、排氣と給氣 上述の如く膨脹仕事をなしつゝピストンは前進するが其の第二死點前クランク角約 60° にてシリンダー側に穿てる排氣口開き始め第二死點に於て満開し夫れよりクランク角 60° を通過するや閉づ。此の間シリンダー内の廢氣は開口と同時に逃げ始め排氣口の幅廣き事と、其の逃げ去る廢氣の高速に起因しシリンダー内は開口に次いで直ちに壓力を減じて大氣壓に降る。排氣口開くや次いで給氣口開き\*\*壓縮空氣(之れエンジンの回転に伴ひて換氣用空氣壓縮機にて特別に製造せらる)は之より(或るものは補助給氣瓣を有するものあり)入りてシリンダー内に殘留する廢氣を追ひ出して之に代る。之を換氣作用或は掃除作用と稱す。此の換氣作用不完全なる例はシリンダー内に幾分の廢氣が殘留する場合或は新入の空氣の幾分かが廢氣口より逃げ去る場合等なり。されば換氣作用を完全ならしむるために換氣用空氣容積はシリンダー仕事容積の 1.4 倍を普通とするが、1.8 倍にも達するものあり。

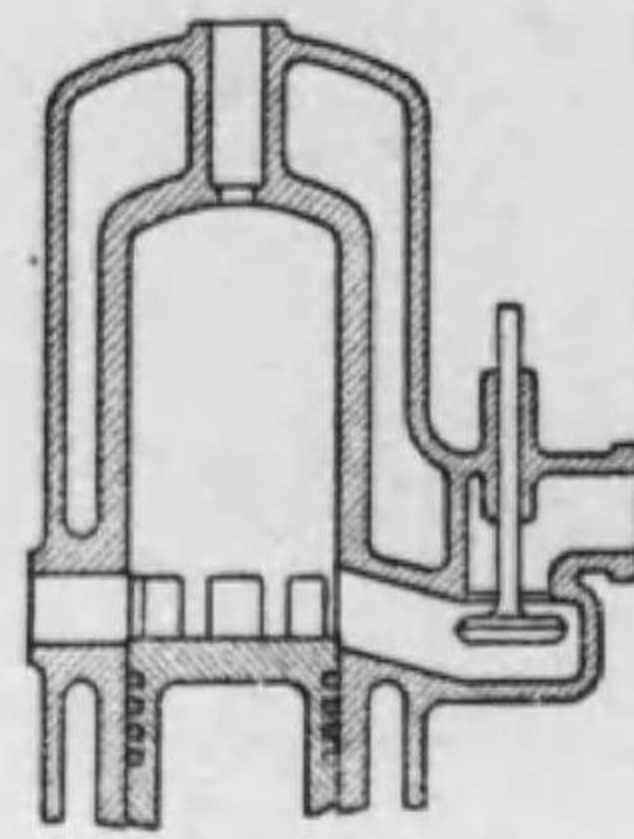
換氣作用をなす様設計せられたるものに種々の型あり。

\* 平均壓力とはピストンが一循環運動にて仕遂げたる有効仕事より無効仕事を差引したる殘りの純有効仕事をピストンが一衝程にて仕遂ぐと考へて其の平均價を示せるものなり。さればピストン面積に平均壓力を乗じ更に衝程の長さを乗ぜしものはシリンダー内に一循環運動にて仕遂げられたる仕事量なり。

\*\*換氣用壓縮空氣の壓力は大氣壓以上一平方吋當り三封度乃至七封度とす。回転速度の大なるに従ひ以上の壓力を大にす。



第三圖



第四圖

第三圖に示すはピストン頭部に突起を有し之が空気口より入る壓縮空気を上向きに導くによりてシリンダー内の廢氣は廢氣口より押し出さる。本型の缺點次の如し。廢氣口先づ開きて廢氣は少なくとも給氣口より入るべき空気と同一壓力以下に降下して後に給氣口開くにより、壓縮衝程に於ては先づ給氣口閉ぢて次ぎに排氣口閉づるにより

廢氣の排氣管を流るる速度に起因してシリンダー内の給氣壓減ずるや排氣管内の壓力反つて高く爲めにシリンダー内に逆流する事あり。又ピストン頭部に突起を作る爲めにシリンダー頭部の内壁も之に合ふ様に不整頓の窪みある形にする故に熱膨脹に起因して生ずる内力の不等分配により、シリンダーの對力弱き缺點ありて使用に當り不時に龜裂を生ずる事あり。本型エンジンのシリンダー内の平均壓力は壹平方吋當り 80 封度（絕對壓）内外なり。上述の缺點を除去する目的を以てシリンダー頭部に瓣を設け之より壓縮空気を入るるものあり、此の設計にては壓縮の始めの壓力を排氣管内の壓力よりも高め得らるるによりシリンダー内の平均壓力上述の場合よりも高き利あるもシリンダー頭部の構造複雑にして保存期間短き不利あり。

第四圖は第三圖に示す設計の不利を除去したるものにして給氣口に近く給氣瓣を設け、且つ給氣排氣兩口の高さを同一にせり。即ち廢氣口先づ開くや給氣瓣は閉ぢ居るにより廢氣は廢氣口より逸出してシリンダー内の壓力減ず、次いで給氣瓣開きてシリンダー内に入る空気は廢氣を此處より全く追ひ出し廢氣口がピストンによりて閉ぢらると同時に給氣瓣閉づるによりシリンダー内の壓縮の始めの壓力は一氣壓よりも少しく高めらるるを以て平均壓力を高め得る利あり。

大型二サイクル式にては第四圖の如き設計有利なり、小型二サイクル式にては構造の簡單を欲する爲めに専ら第三圖の設計を爲す。

上述の方法によりて廢氣と空氣とを完全に換氣するために、一般に二サイクル式にては衝程の約 15% を無効にす。

第三 壓縮及噴油 シリンダー内の空氣の壓縮は通常四サイクルに比し高くするを普通とす。但し之に關する説明は後頁に詳し。噴油に關しては四サイクルと同様なり。

## 第二章 エンジン主要運動部分

### 第一節 ピストン・クランク機構

讀者は著者の“瓦斯エンジン”或は“石油エンジン”の本節を通讀したる者として、同書に記する部分は之を省く事とし、本節には専らディーゼルエンジンに限り用ゐらるる部分に付きて説明せん。然れ共 必要なる部分は説明を重複せる處あり。

#### 第一 ピストン。ピストン・ピン。ピストン・リング。

（唧子。唧子ピン。唧子環）

小型エンジンには筒形にて底あるトランク・ピストンを用ゆ。第五圖に示すが如し。其の構造は瓦斯及石油エンジンのピストンと大差なけれども設計及工作上注意すべき點次の如し。ディーゼルエンジンは壓力比較的高きが故にピストン・ピンに受くる壓力の強さ甚だ大なるも、場所に制限ありて充分大きく爲し得ざるにより、ピストン・ピンは肌焼入（表面に近き部分だけ焼入）して後ち研磨（グラインダー仕上）し之に接合するピン・メタルは特種合金を用ゐて叮嚀に磨合せを爲す。特にピンは輻射及傳導によりて過分の熱を受くるを以て適量量のシリンダー油を其のメタル面に注ぎ得る様設計せざる可からず。大型エンジンにてはピストン底部（クラフン）に水又は油の循環する様水套部を設く。

トランク・ピストンは終りのピストン・リング（クラフンより最も遠きリング）以下の圓柱傍面はクロス・ヘッドの代用を爲し之がシリンダー内面と磨れ合ふものにして摩擦に耐ゆる爲めに充分なる\*大さの面積を撰ばざる可からず。此の部分長ければピストン・ピンを比較的にクラフンより距れて設けらるるにより熱を受くる度減ず、加ふるにピストン面と觸るる面大なるによりクラフンより傳はる熱を内筒其他へ傳導し去るに效あり、又\*\*終りのピストン・リングとクラフン部との間は勾配の緩き圓錐に仕上ぐるものとす。其の理

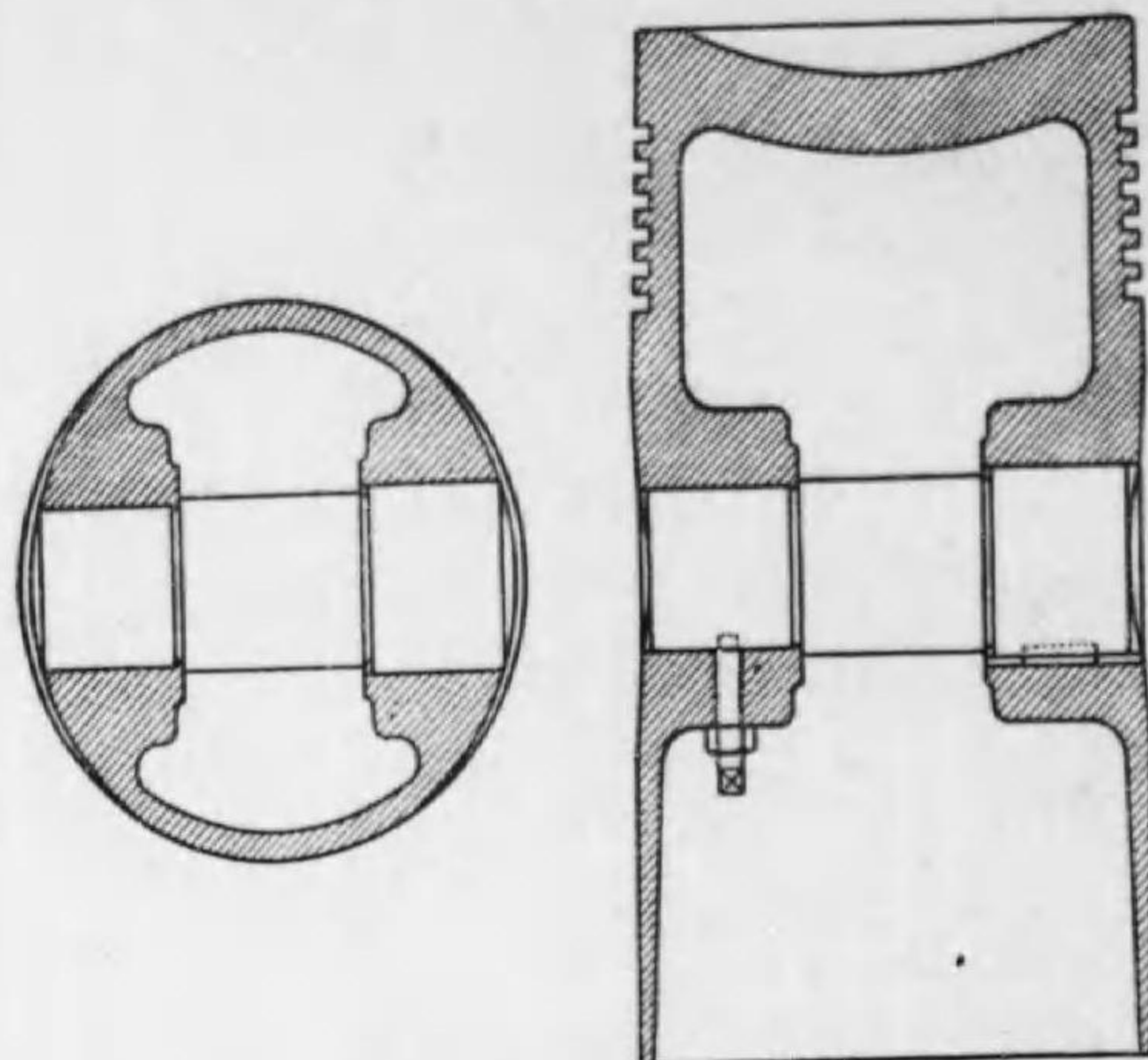
†普通型の石油エンジン及瓦斯エンジンに比してディーゼルエンジンは壓力高し。

\*此の圓柱部の長さはピストン直徑の 1.4 乃至 1.6 倍とす。

\*\*ピストンのクラフン部直徑はシリンダー一時當り千分の六乃至四吋小に、下部圓柱部は一時當り一萬分の六吋小にす。



由はクラフン面に高熱を受くるにより膨脹著しく而して其の度がクラフンを距るに従ひ遞減するを以てなり。



第五圖

第五圖に示す如くピストン底部即ちクラフンの上面は中窪にし下面は同じ肉厚の曲面とし、其の下面隅部は大きく丸めたる設計を可とす。其の始めに於ては、下面に放射狀に骨を或は數個の環狀に骨を鑄出し（其の強さを増し且つ熱の發散を有效ならしむる考へを以つてせり）たりしが何れも結果不良にしてピストンの龜裂を促進するが如き傾向あるによりて現今は行はれず。クラフン部の厚みは甚だ厚くす。例へばシリンダー内徑10

吋なれば 1/4吋, 16吋なれば 3吋, 20吋なれば 5吋とするが如し。

ピストン底部の上面は 燃燒瓦斯に直接に觸るゝにより 其の\*組織變化し、長時使用に於ては終に龜裂を生ずるにより之を防ぐ爲めに 成可く炭素の高き、磷の甚だ少なき鑄鐵を使用すべきなり。上述の理由により或る種の エンジンにはピストン、リングの嵌入する部をピストン圓柱部と別々に作りてポートにて接合する設計を爲す。之れクラフンに屬する部分の地金を少量にして良質ならしむると、加ふるに龜裂に對してピストン修理の容易ならしむる爲めなり。

多數の四サイクル式にてはピストン上面に給氣、排氣、兩瓣頭を容るゝ様に\*\*回めり。

\* 鑄鐵の組織たる微粒子の生長に起因し、之が周圍よりも中央に多く起るにより中央部が著しく壓縮内力を受くるに及び微粒子は次第に移動して内力少なき安定の位置を取るに至る。之が運轉休止に當りてピストン冷却すれば中央部著しく張力を受くるに至り抗張力弱き鑄鐵は龜裂するに至るとの説あり。

\*\*ピストン、ピンは其の受壓部は成可く太く且つ長くするを可とすれども制限ある空間なれば自然に大きさを制限せられ、其の直徑はシリンダー内徑の 4 割にして、長さは同 5 割とするを普通とす。此の寸法にてもピストン背面の壓力を一平方吋當り 500 封度とすれば受壓面一平方吋當り壓力は  $\frac{0.7854 \times 500}{0.4 \times 0.5} = 2,000$  封度の驚くべき高壓に達すべし。故にピンは硬く肌焼入れして後町等に研磨し、之に組む鑄青銅製メタルを充分に磨り合はす、然らざればピンはメタルをムシリ取る事ありてメタル部の過熱を免かれず。ピン、メタルは摩耗し難き良質を選ぶ。然らざれば磨耗して騒音を生じ之が運轉に當り震動増加の因を爲す。

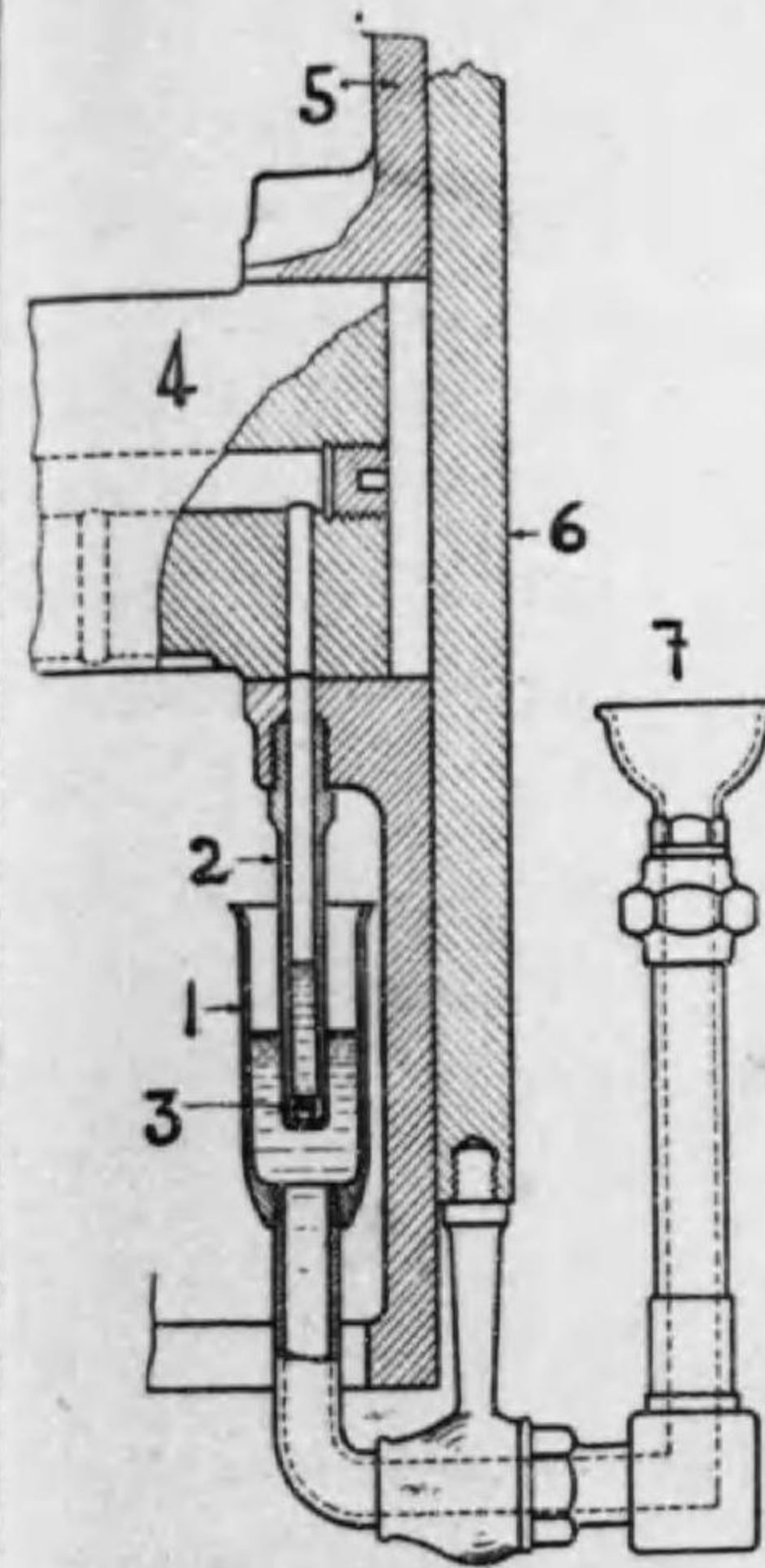
之れ適當の壓縮を得る爲めにピストン上面とカバー下面とを接近せしむる爲め必然的に起る設計なりとす。

ピストン、ピンの兩端に於ける周圍のピストン傍面は百分の一乃至二時の程度に鏝にて削り去る。之れピストンが其の横の壓力（ピストン傍面に直角なる力）を受けて楕圓形に變じ以て之が強烈にシリンダー内面を磨るを防ぐ爲めなり。

ピストン、リングは 鑄鐵製にして\* 断面正方形にて同厚なるを可とす。此のリングの容るピストン溝底とリング内面との隙間は成可く少なきを可とす。クラフンに近き第一ピストン、リングの位置は少なくともピストン底の肉厚だけ距れたるを可とす。之れクラフン

より傳はる熱が此の部の油を炭化せしめ爲めにリングを溝に膠着せしむるを以てなり。ピストン、リングは小型ピストンには五本以上なるが、大型のものは八本にも及ぶものあり。ピストン、リングをピストン、ピンよりも以下即ちピストンの下端に一個設くるものあり。之れ主としてピストン潤滑油が上方に多量に上るを防ぎ、掻き下げん爲なり。實際に於て、シリンダーとピストン間に注油多量なれば其の幾分は氣化して廢氣と共に去り、甚だしきは廢氣が白色を帯ぶるに至る。

ピストン、ピン注油には通常二式あり。第一式はコネクティング、ロッドを通じてクランク、ピン、メタルよりピストン、ピン、メタルに孔を通じ運轉に當り前者に注ぐ油の一部分が孔を通じて後者に注ぐもの、第二式はピストン、ピンを其の軸に沿ひて穴を穿ち其の一端を閉ぢ他端は油掻き又は\*\*適當の方法にてシリンダー面の油を掻き入る。ピンの上部面中央に或は其の兩側に二個の小孔を穿ち之が上述の



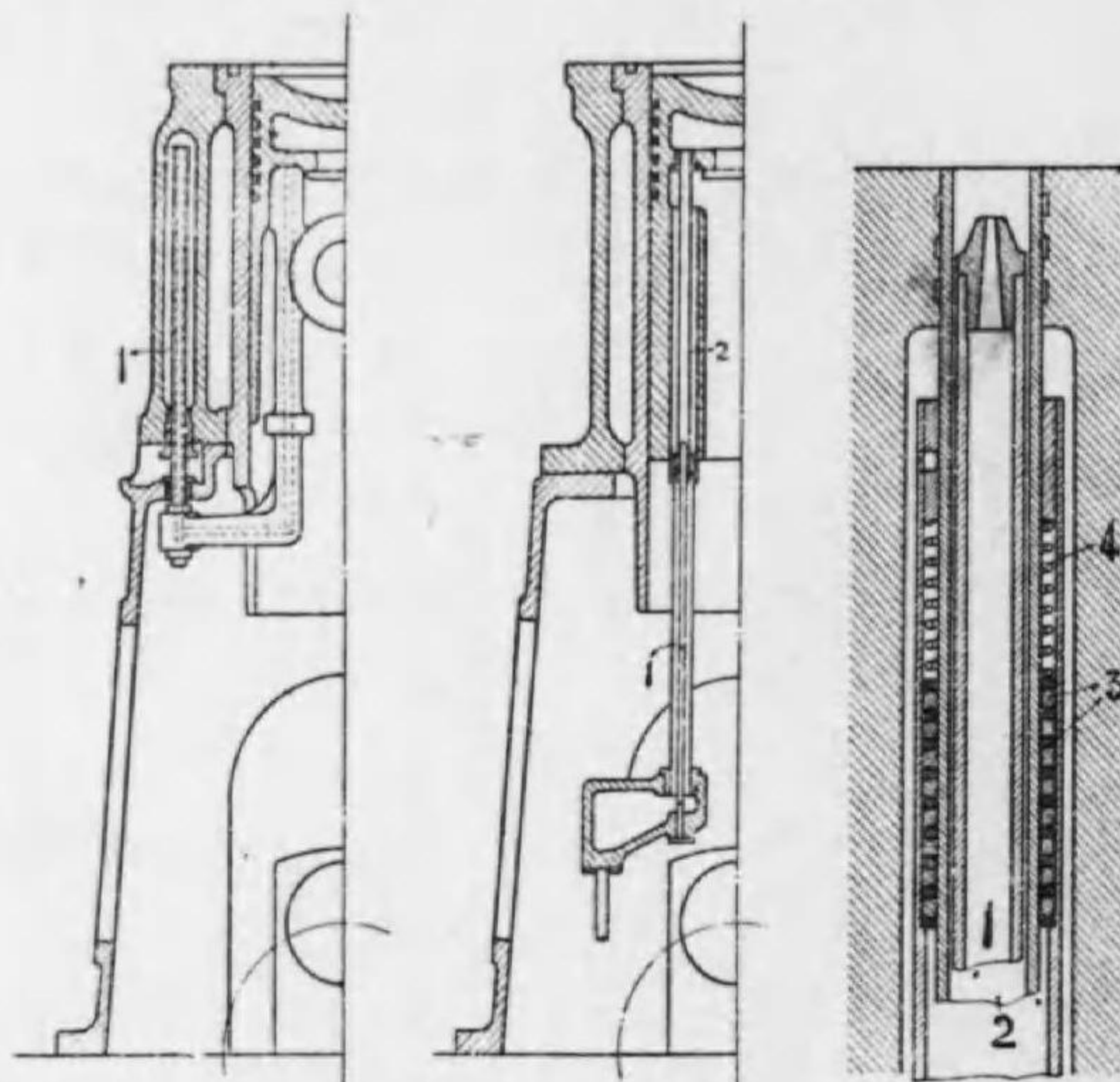
第六圖

\*ピストン、リングは其の輪周各部分が、シリンダー内面を押す力の強さ平等なるを要す。此の要件にはリングの幅は壓力に何等關係無く其の半徑方向の厚みのみが關係す。而してシリンダー内面を押す壓力の強さは一平方吋當り 6 封度内外にて足る。

\*\*ピストン傍面に（ピストン、ピンより上に）縦の方向に半圓型の溝を穿ち其の下端とピンの中部穴とを小孔にて通ぜしむ。シリンダーとピストン傍面間の油を此の溝に集まらしめ以て其の下端よりピンの穴に流れ入らしむる設計もあり。

穴と通ずるにより油は此の小孔より出づるものとす。

\*第六圖に示すはピストン・ピン注油の一設計なり。1,7 は通底器にしてシリンダー下端に取付く。普通のサイト・フキード注油器にして適量油を7に滴下する時は油は1器内に溜る。ピストン・ピンより垂下せる直管2の下端にはボール・ヴァルブ(球瓣)3あり。圖はピストンが下降せし位置を示す。ピストンが運轉の速さにて下降するや管2は油中に入り此際に油は球瓣を開きて管2中に入り、次回のピストンの下向動に際しピストン・ピンに送らる。



第七圖

第八圖

第七圖左右兩圖は\*\*ピストン底部を水又は油にて冷却する方法の一例を示す。第七左圖に於ては、ピストン底部水套部と通ずる眞鍮管がピストンの上下動に伴ひてポンプ・バレル内を出入す。第七右圖にはピストン水套部より垂下せる管が其の上下動によりて中央固定管を其の内に出入せしむ。第八圖は上述の水管を擴大して示す。同圖に於てパッキング3及びバネ4を見ん。

ピストン・ロッド及クロス・

ヘッドを有するものは蒸気機械と大差なき構造にして、此の式による時はピストンは強大なる横壓を以てシリンダー内面を押さざるにより之に起因する摩擦及摩耗等なし。されば其の長さはピストン・リングを嵌入せる部分のみにて足る。詳細に付ては第十圖及其の説明を見よ。

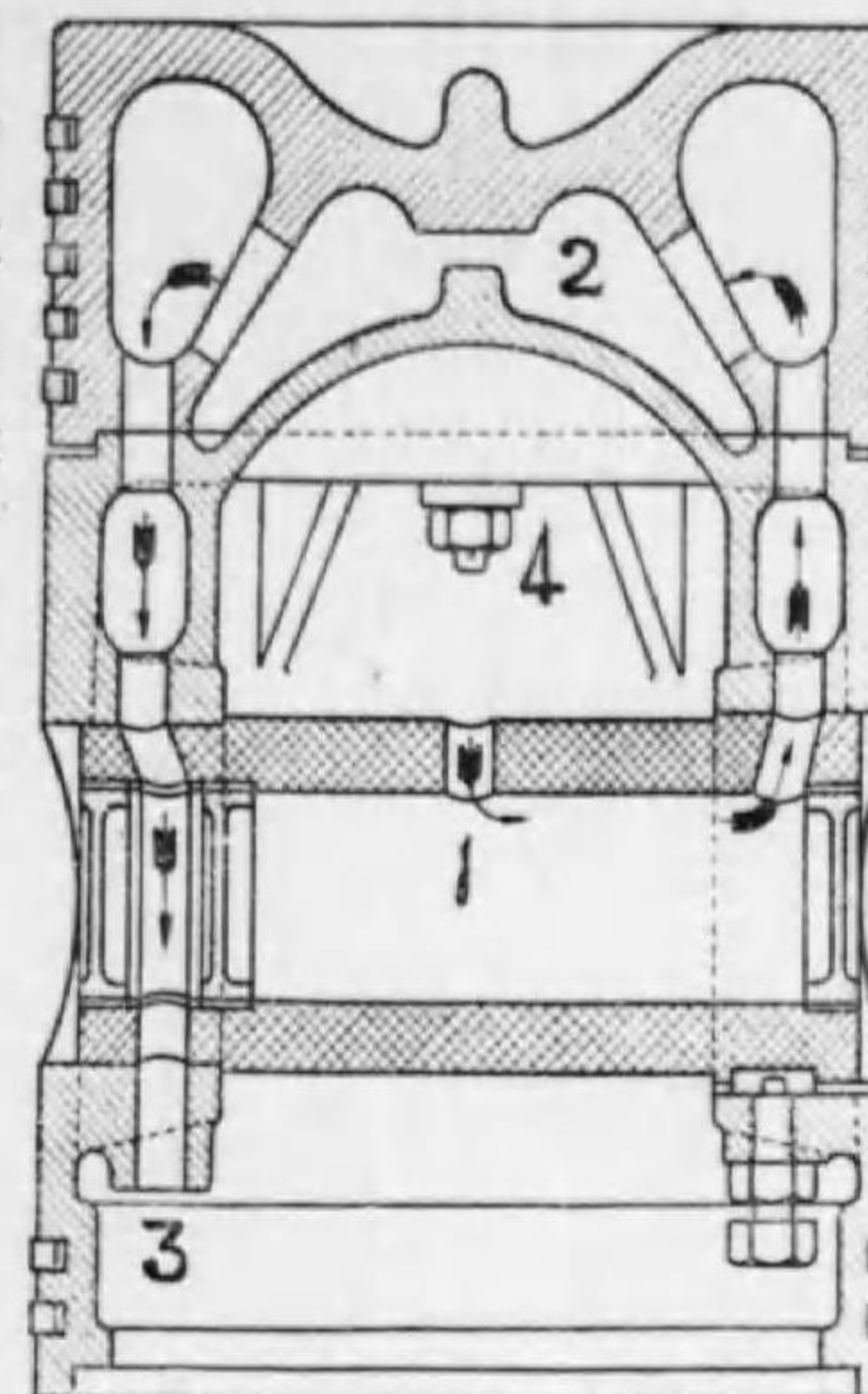
ピストンを冷却するには水よりも油を用ゐるを可とする説下の如し。冷却用に水を用ゐる

\* フレリッシュ Frenichs 船用ディーゼル・エンジンの設計なり。

\*\*四サイクル型にては一氣筒當り百五十馬力以上、又二サイクル型にては一氣筒當り百馬力以上はピストン底部を油冷却するを普通の設計とす。

る時は運轉中漏洩を生ずる事あれば之が下床(ベツト)油溜に落下し、油と混和する爲注油作用を不完全に爲す、然るに油を用ゐる時は上述の憂ひ無しと。

第九圖は大型エンジンのピストンにして、其のクラウン背面を油冷却する方法を示す。此種のエンジンは押込式注油によるものにして、油はクランク主軸承よりクランク・ピンを経てコネクティング・ロッド中空部を上りて圖に示すクランク・ピン1に注がれ、過分は其の穴より矢示の如くピストン上部2に進み熱せられて3よりクランク室油溜に流れ戻る。但し下室には油冷却装置ありて之を冷却して循環的に使用する。

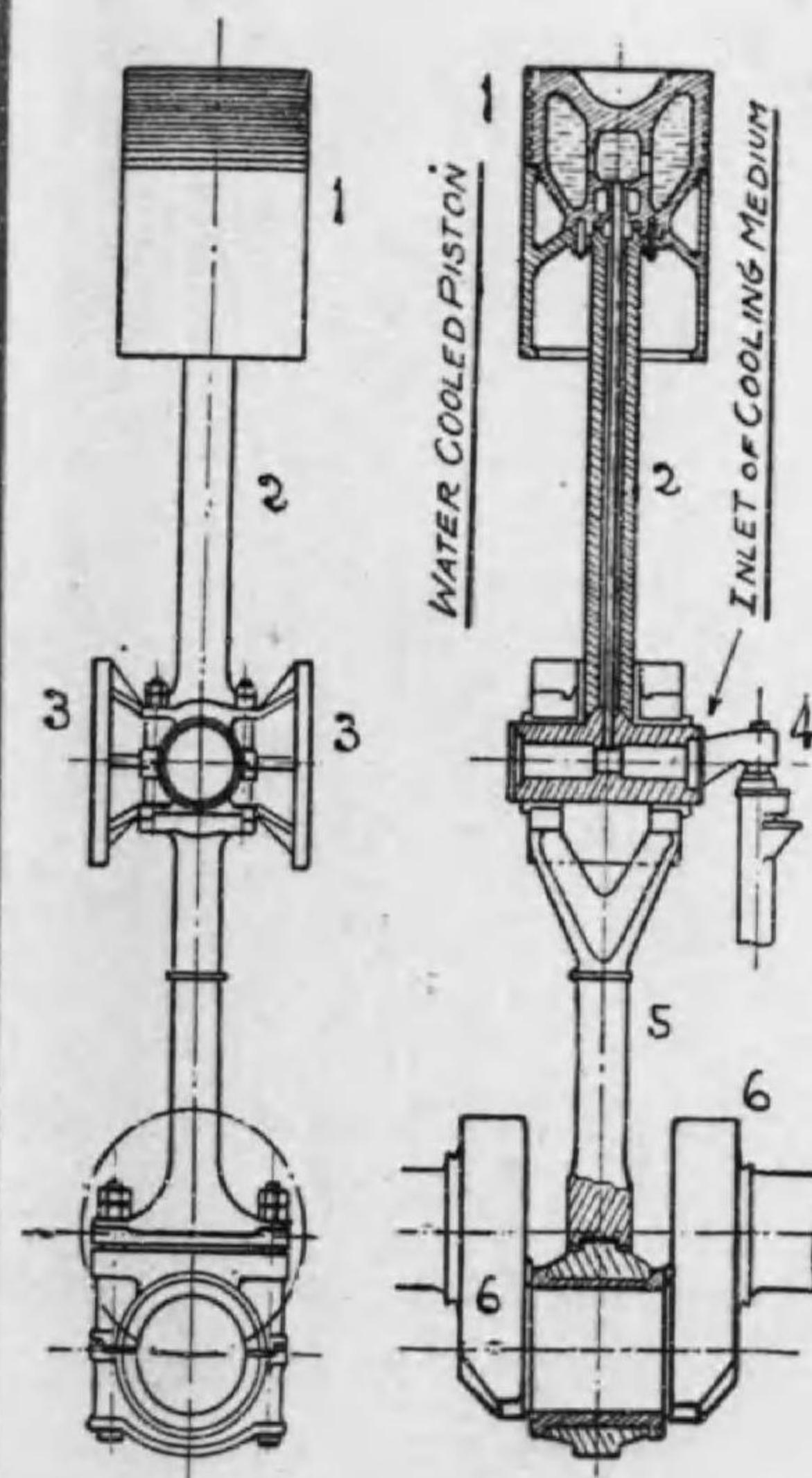


第九圖

ピストンは上下二部分より成り之を數本のポート4が接合して一體を爲す。

第十圖はピストン1がピストン・ロッド2によりてクロス・ヘッド3に連結する構造を示す。而してピストンは内部冷却せられ、其の油はホヅ4によりて循環し冷かなる油は中央管よりピストン・クラウン内面に向ひて給せられ、熱せられたる油はピストン・ロッドと中央管の間を通過してクロス・ヘッド・ピン(之をピストン・ピンと言ふ事能わず)に歸り夫より冷却器に送らる。

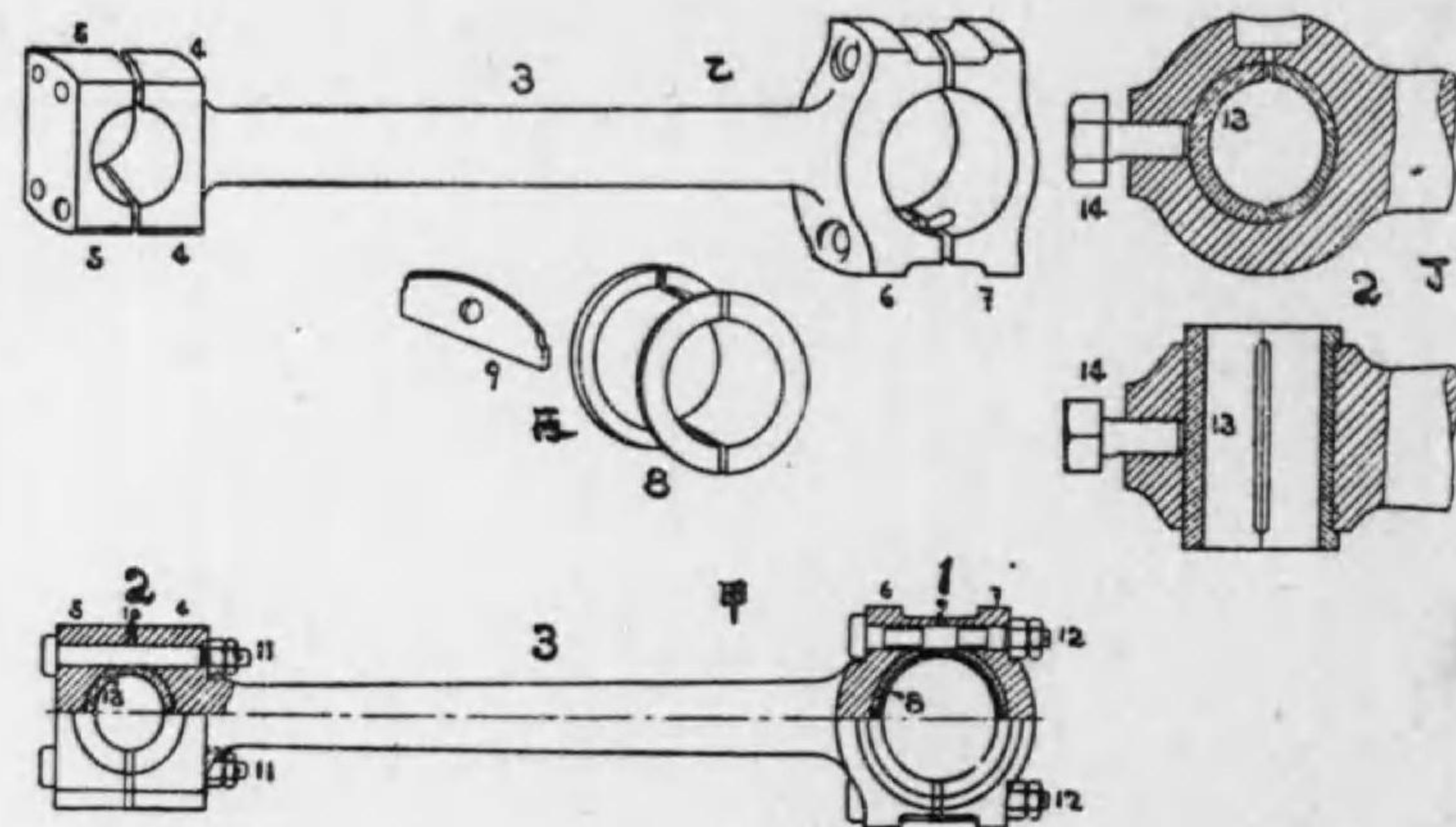
ピストンにクロス・ヘッドを取付くる時はピストンはコネクティング・ロッドによりて強



第十圖

くシリンダー内面に押し付けられざるにより（クロス・ヘッドが之の作用を受く）ピストン、シリンダー面の摩擦著しく減じ、依て摩擦作用極めて少なくピストン面の注油より生ずる故障著しく減ず。クロス・ヘッドは熱せられざる部分にして此の部分の注油が熱せらるゝピストン傍面の注油よりも遙かに容易なるは明白なり。されば大型エンジンには好んで上述の設計を爲す。船舶用としての本型の缺點はエンジンの全高が長過ぎるにあり、されど本設計の有利なるを知りつゝも、船室の高からざる爲めに余儀無くトランク・ピストンを用ゐる場合あり。

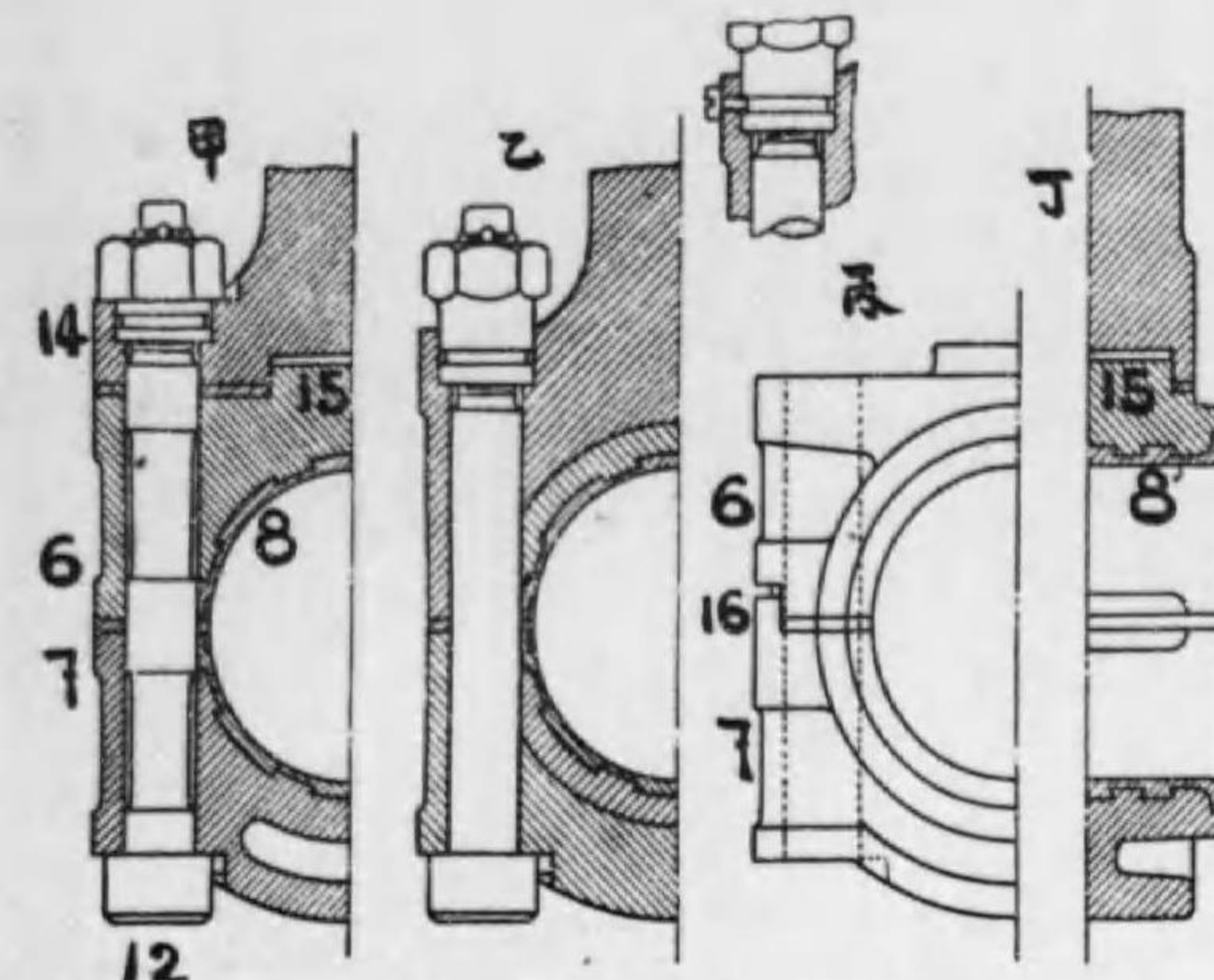
### 第二 コンネクティング・ロッド (連接桿)



第 十 一 圖

- |             |            |                |
|-------------|------------|----------------|
| 1 クランク側のメタル | 5, 7 カップ   | 11, 12 カップ・ボルト |
| 2 ピストン側のメタル | 8 メタル      | 13 メタル         |
| 3 シャフト或ボデー  | 9, 10 ライナー |                |

クランク側のメタルには二様の設計あり即ち第十二圖甲、丙兩圖に示す如くボデーの端とプラス6,7を強きポートにて接合する型と同乙圖に示す如くボデーと同一鍛造物より截り出せる型とあり。同乙圖は頑強なる設計なり。同甲、丙兩圖に於てもボデーの振動に起因して生ずる剪断力に抵抗する爲にスピゴット（栓又は挿口）15と共に緩み無く貫通する左右のポートを用ゆ。同じ意味にて同丙圖16に示す如く兩プラス6,7をスピゴットにするものあれど多くは甲、乙の如く緩みなく貫通する太きポートを以てするを普通とす。甲、



第 十 二 圖

丙兩圖に於けるプラス6,7は鑄鋼製にして内面にホワイト・メタル8を張る。第十一圖と第十二圖のカップ・ボートは位置倒さなるが、前者は堅型エンジン用なればなり。而して第十二圖にありてはロック・ナットを用ゐずして比較的丈高きナットを用ゐ、其のネジ戻りを防ぐ方法として側面より小形の押捻子頭（圖には示さず）を構14に押込み且つボート端に割りピンを爲して萬

一の場合ナットの抜け去るを防ぐ。

ピストン・ピン側メタルに於てはピストン・ピンを出來得る丈大きくする爲めに其の形骸の大なるは不適當なる理由によりて第十一圖甲乙の2に示すが如き角型に設計するものあれど多くは同圖丁に示す如くフォージド・アイ（眼球型）に造る。但しクロス・ヘッドを有するものは此の限りに非ず。フォジド・アイに設計せるものはライナーを用ゐられざるを以て磨耗して徑廣がりし時は新品と取換ふ不便あり。ライナーを用ゆる爲めにメタルの外圍を角型として以て押ネジ14にて押す型あれども構造弱ければ避くるを可とす。

ピストン・ピン側メタルは特種の砲金（磷青銅を可とす）にて作り其の内面を丁寧にピンと磨合せを行ふべし、其の受壓面の強大なるに起因して焼け又は磨耗の恐れあり。ピストン・ピン注油の目的を以てボデーを貫通して兩端メタルに及ぶ孔を穿つ。之れ高速エンジンに特に適する設計にして、低速のものは之に代用する爲めに細き銅管をボデーに沿ふて取付け其の兩端をメタル内面に通ぜしむ。

高速エンジンにてはボデーを其の横断面がI字形を爲す様作らるるものあり。之れ重量少なくして比較的強きによる。

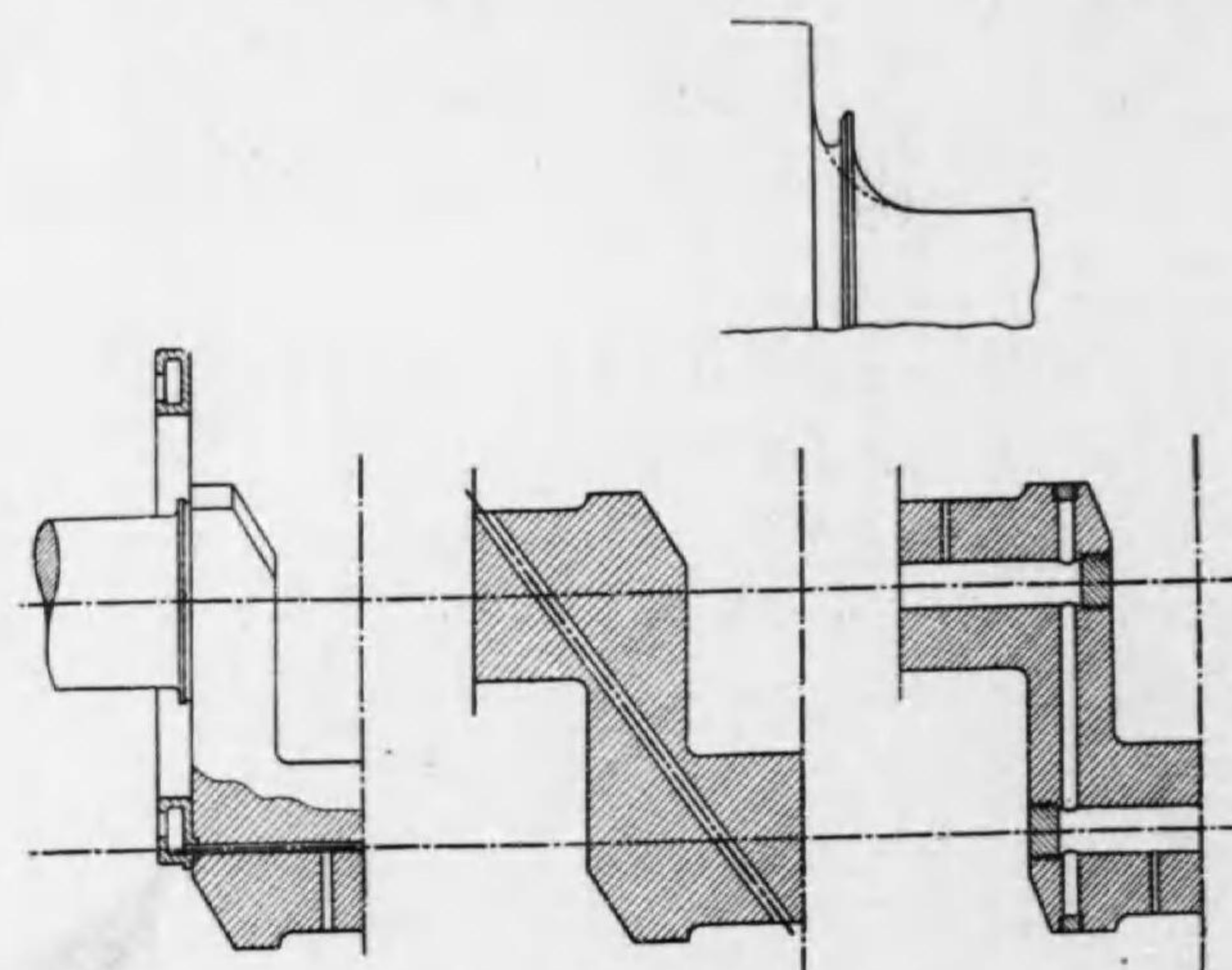
### 第三 クランク・シャフト (クランク軸)

クランク軸はオープン・ハース鋼を用ゐ陸用にては抗張力一平方吋當り34噸以上、伸長は徑 $\frac{1}{2}$ 吋、長2吋試験片にして25%たるべく、船舶用にては抗張力一平方吋當り28乃

至 32 噸、伸長は徑 1/2 吋、長 2 吋試験片にして 25 乃至 29% たるべし。

多くの場合一個の鍛造物より仕上ぐものにして、六及八聯筒にては中央よりフランジ接ぎとするものあり。

エンジンは回轉モーメントの平等分配と震動軽減の目的を以て數多のシリンダーを聯筒として一つのクランク軸を回轉する場合多し。二氣筒四サイクルエンジンに於ては、クランク・ピンは二個共に同一側に作る。之によりて毎回轉に一衝程の働ありて回轉モーメントの分配平等なり。斯る設計にありてはバランス・ウェイト（瓦斯エンジン書第十圖）をアームに取付くべし。三氣筒四サイクルエンジンにては、クランク・ピンは軸心に對し互に 120° を爲す。

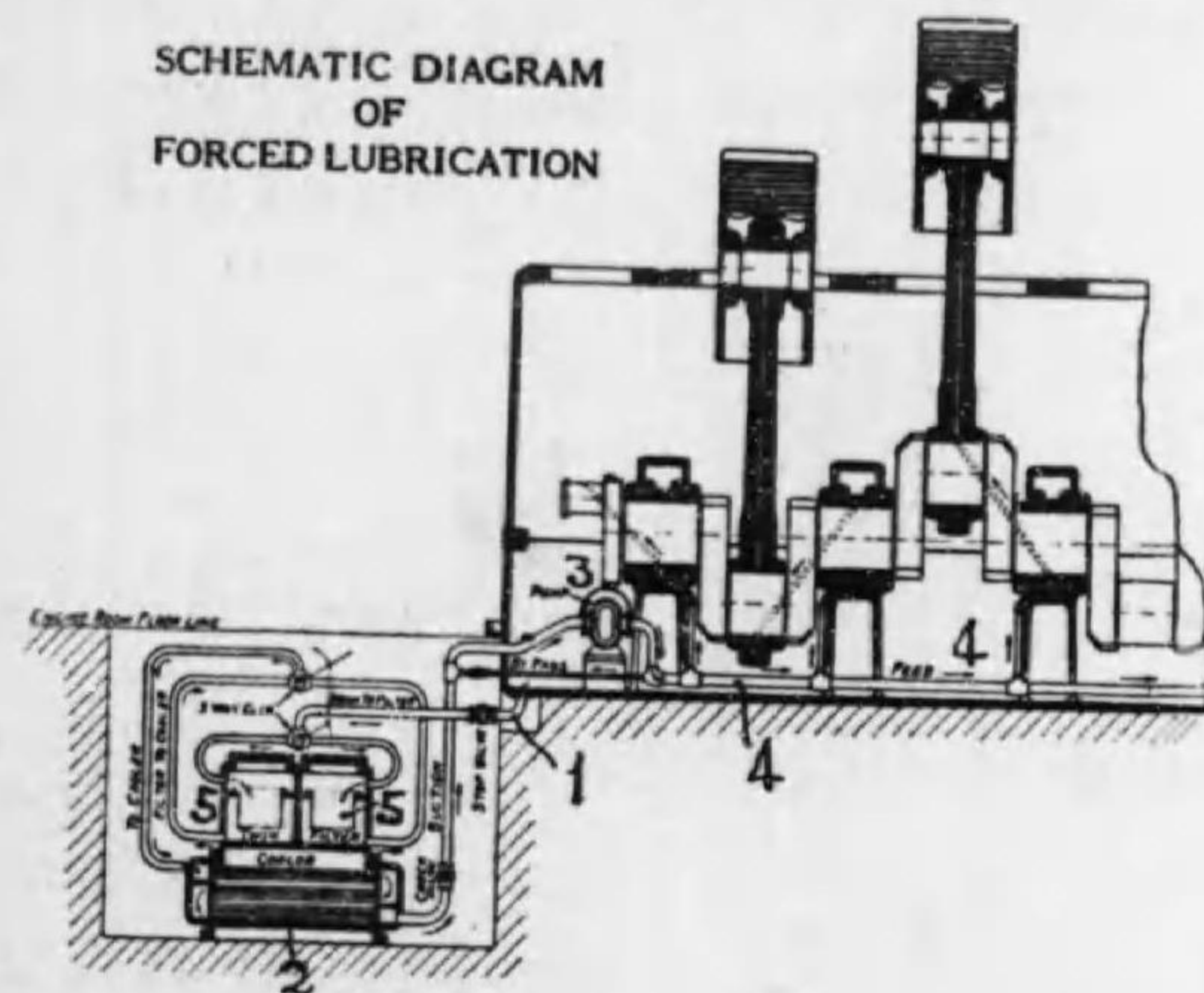


第十三圖

四氣筒四サイクルエンジンにてはクランク・ピンを右より左に順次に 1, 2, 3, 4 と名付ければ（他の場合も之に倣ふ）中央 2, 3 二個は同一側に、左右の 1, 4 は前者と反對の側にあり。而して平等の回轉モーメントを得る爲めに發火の順序は 1243 とす。六氣筒四サイクルエンジンにては、クランク・ピン 1 と 6, 2 と 5, 3 と 4 は夫々同一直線上にありて互に軸心と 120° を爲す。發火順序は 153624。八氣筒四サイクルエンジンにては、クランク・ピン 1, 4; 6, 7; 2, 3; 5, 8 は其の軸が夫々同一直線に且つ右廻りに此の順にありてクランク軸心に對し互に直角を爲す。發火の順序は 1624745 なり。又別法あり 1, 8; 4, 5; 2, 7; 3, 6 は夫々クランク軸の同一側にありて右廻りに軸に對して互に直角を爲す。發火順序は 15268473 とす。四氣筒二サイクルエンジンにては 1, 4, 2, 3 の右廻順に互に直角にクランク・ピンを作り發火順序を 1423 とす。

六氣筒二サイクルにては 1, 4, 5, 2, 3, 6 の右廻順に互に 60° を爲す位置に作る。發火順序は 145236 とす。八氣筒二サイクルにては 1, 6, 4, 7, 2, 5, 3, 8 の右廻順に互に 45° 角を爲す位置にクランク・ピンを作る。發火順序は 16472538 とす。

クランク・ピン注油に關しては二様の設計あり。第一は注油輪を用ひてクランク・アーム側に取付け且つクランク軸と同心軸なる中間の輪に落下する油を遠心力によりてクランク・ピンの中央に出づる如く仕組めるもの（瓦斯エンジン書第九圖）。第二は主軸承の中央に位するクランク軸よりクランク・ピンの中央に向ひて孔を穿ち、主軸承に注ぐ油の一部が此の孔を通過してクランク・ピンに注ぐものとす。



第十四圖

コネクティング・ロッド 兩端、メイン・ベヤリング等に押込式注油を爲し、且つ其油を濾過冷却して循環的に使用する方式の一例として、米國ブッシュ・ディーゼル・エンジンの注油法を第十四圖の略圖にて示す。

圖中左側上室は金網を張れる二個の濾過器 5, 5 を藏め、同下室は數多の管より成り其の外圍を水冷却する冷却器（クーラー）2 あり。エンジン下床底部に溜まる油は 油管 1 にて濾過器と通じ、夫より冷却器 2 を通過し冷却せられ、之が 油ポンプ 3 にて油管 4 を通過し各メイン・ベヤリングに送らる。メイン・ベヤリングより溢るゝ油はクランク・ピンへ、夫よりコ

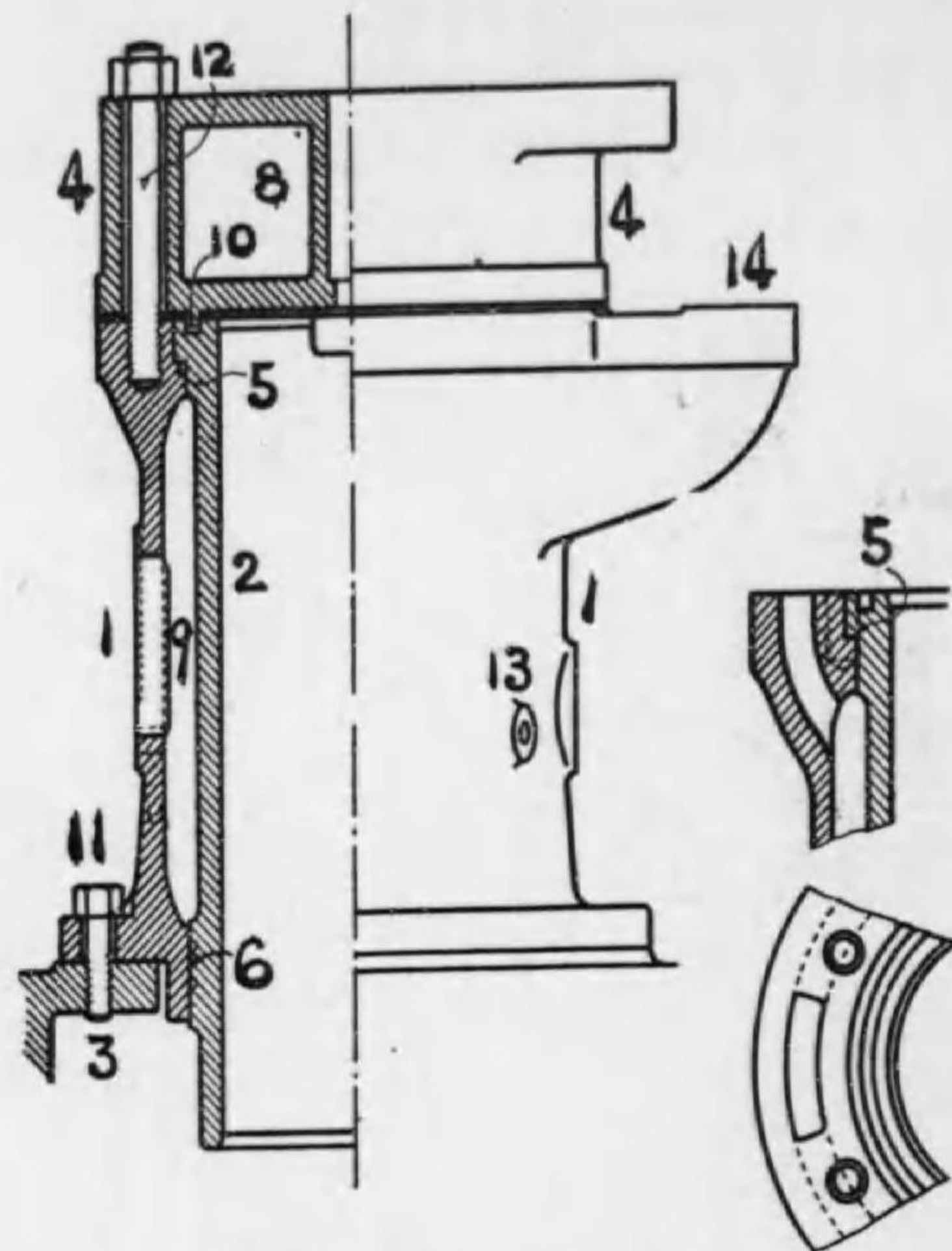
$$d = 0.55 \sqrt[3]{D^2 L}$$

但し  $d$  = クランク軸直徑、吋。  
 $D$  = シリンダー内徑、吋。  
 $L$  = 衝程、吋。

概算に於ては、 $d$  はシリンダー内徑の 55% 乃至 65% の範圍にあり。

ンネクテング. ロッド中空部を上りてピストン. ピンに注ぐ。濾過器は三方コックによりて其の左側 或は 右側何れのものをも使用し得。

#### 第四 シリンダー (氣筒)



第十五圖

第十五圖は堅型ディーゼル. エンジン. シリンダー 設計の最も普通なるものを示す。即ち 1 は筒形に鑄造せられたる外筒にして内筒 (ライナー) 2 が嵌りし上部 5 は段切缺けにて又下部 6 は溝とゴム輪によりて水氣密にせらる。ライナー上部輪平面は中窪の溝ありて之に銅板の輪をバックングとして上部カバー 4 にて瓦斯氣密に強く押す。之を行ふ爲めにシリンダー外筒上部に植込みたる數多の強きポートを以てす。

ディーゼル. エンジンには壓力強大なるを以て單位面積當り受壓力強き銅板を以て瓦斯漏洩を防ぐに甚だ効あり。差込み部 6 の構造は内筒が運轉中外筒よりも温度昇りて后者に對し關係的に軸の方向に伸び得る爲なり、又同じ原因によりてライナー上部の輪周 5 部に於ても内筒が著しく外筒を擴張するにより製作者は此の部に適度の隙間を與ふことに苦心す。此の隙間適度ならざる時は過負荷馬力に於て往々外筒を龜裂せしむる事あり。

ライナー (内筒) は摩耗に堪へ且つ抗張力強き\*良質鑄鐵を以て下部より上部に至り次第に\*肉厚の圓筒形に造る。其の内面はグラインダー研磨仕上を爲して正しき圓柱體に爲す。ライナーは磨耗に當り内壁を再削して之に新製ピストンを組ましむるにより再削に必要な

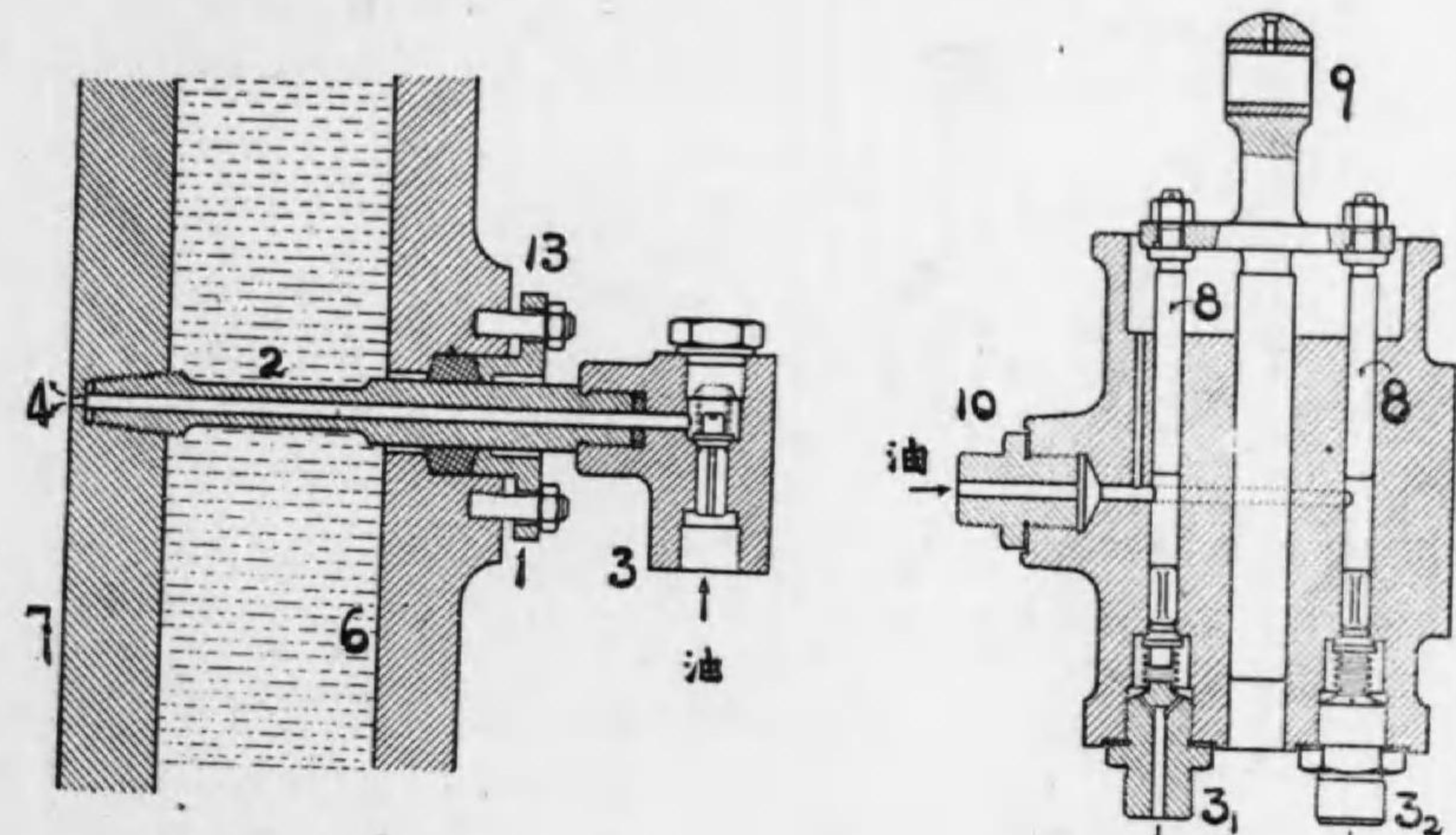
\* ライナーは擴張力一平方吋當り 15 乃至 18 噸の鑄鐵材を用ゆ。肉厚の部にて其厚は 直徑 (吋)  $\times 0.08 + \frac{1}{8}$  たるべし。

る様に厚を豫め加入す。

第十五圖は箱型フレーム 3 にシリンダー外筒をポートにて取付けたる設計なるが、以上兩者を一體に鑄造する A 型フレームに於ても同一構造にて足る。

小型ディーゼル. エンジンにては内外兩筒を同一鑄造とするものあり。又カバーをも一體となすこと恰も自動車のガソリン. エンジンのシリンダーに見るが如き設計のものあり。此等は屢々膨脹に起因して内筒或は上部底部に龜裂を生じ易し。

シリンダー注油の多量なるは反つて害あり、即ち分解してピストン. リング等に膠着し其の作用を鈍くす。されば適量を周圍より平等に注油する事最も必要なり。次の方法は普通に行はるゝ良法なり。



第十六圖

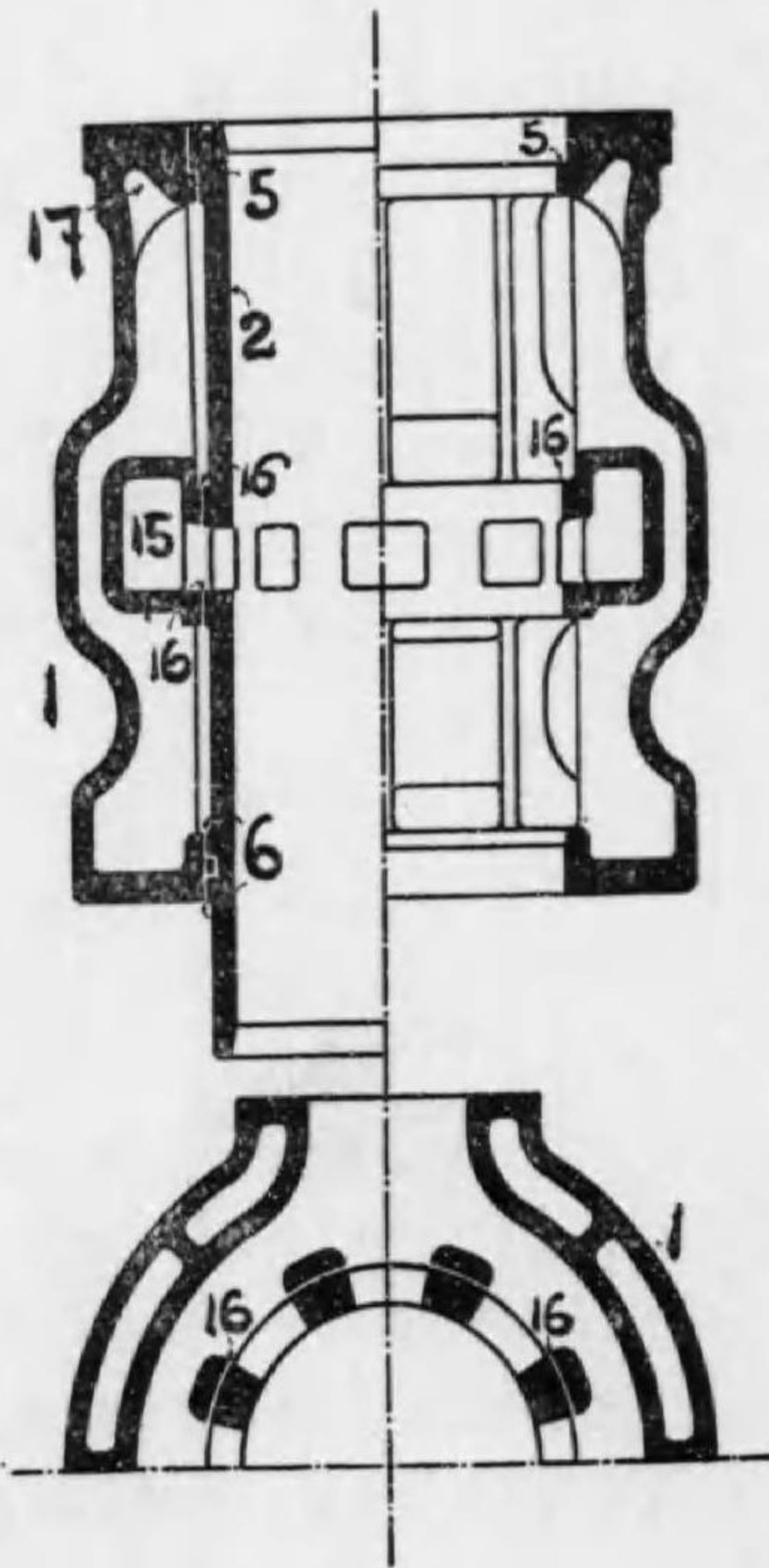
第十七圖

第十六圖に示すが如く、シリンダー外筒 6 にはゴムを用ひたる普通型バックング. グランド 1 にて水氣密に又内筒 7 には緩き勾配にて先端を差し込みたる管 2 あり。油はチェック. ヴァルブ (逆流防止瓣) 3 を徑て小孔 4 より注がる。此の小孔はシリンダー周圍に四個乃至六個取付け 3 部を銅管にて順次に連絡して一環とし之と押込式給油ポンプの送油口 3<sub>1</sub> と銅管にて連絡す。されば各シリンダー毎に注油ポンプ. ブランジャー 8 及送油口 3 を設け而して此のブランジャーはエキセントリック又は適當の方法にて上下動を爲す 9 によりて一體として被動せらる。第十七圖に於て 10 は給油口にして 3 は送油口、送油瓣ブラン

ジャー各一個宛組を爲す。其の作用は“瓦斯エンジン”書第二百十圖に示すものと同一なり。

外筒より鑄出せるブラケット（肘受）14 は上部カム軸承の取付く臺なり。

外筒を箱型フレームに取付く設計のものにありては通常二式あり。第一式は第十五圖に示す如く外筒下部に圓形のフランジを鑄出し之を數多のボートにて取付くるもの、第二式は四角にして厚さ甚だ厚き（多くは鑄造上鑄キズを防ぐ爲めに中空にして骨を出せる形に作る）フランジを鑄出して其の四隅を貫通して頗る丈夫なるボートにて箱型フレームを貫通し架構と共に締付く。第二式は第一式よりもシリンダー間の距離を短縮し得。



第十八圖

第十八圖は二サイクル式シリンダーの一例を示す。四サイクル式のものに付て説明せし點は何れも本式のものにも適ふ、本式に於て設計上特に著しく勝れたる點はエキゾースト・ボート部に於ける外筒と内筒の接合部 16 なりとす。此部分は高熱なれば 6 部に於けるが如き溝とゴム輪にて水氣密とすること不可能なれば兩接合面をグラインダー研磨仕上を爲して嵌合せしめ以て氣密接合をなす。

本二サイクル型は熱の發生が四サイクル型に比して著しきを以て外筒上部 17 を成可く空間あらしめ以て此部の加熱を防ぐ。四サイクル型にても大型のものは 5 部に近く水を廻はらしめ冷却を有効ならしむる設計をなす。第十五圖の右側に示すが如き其一例なり。

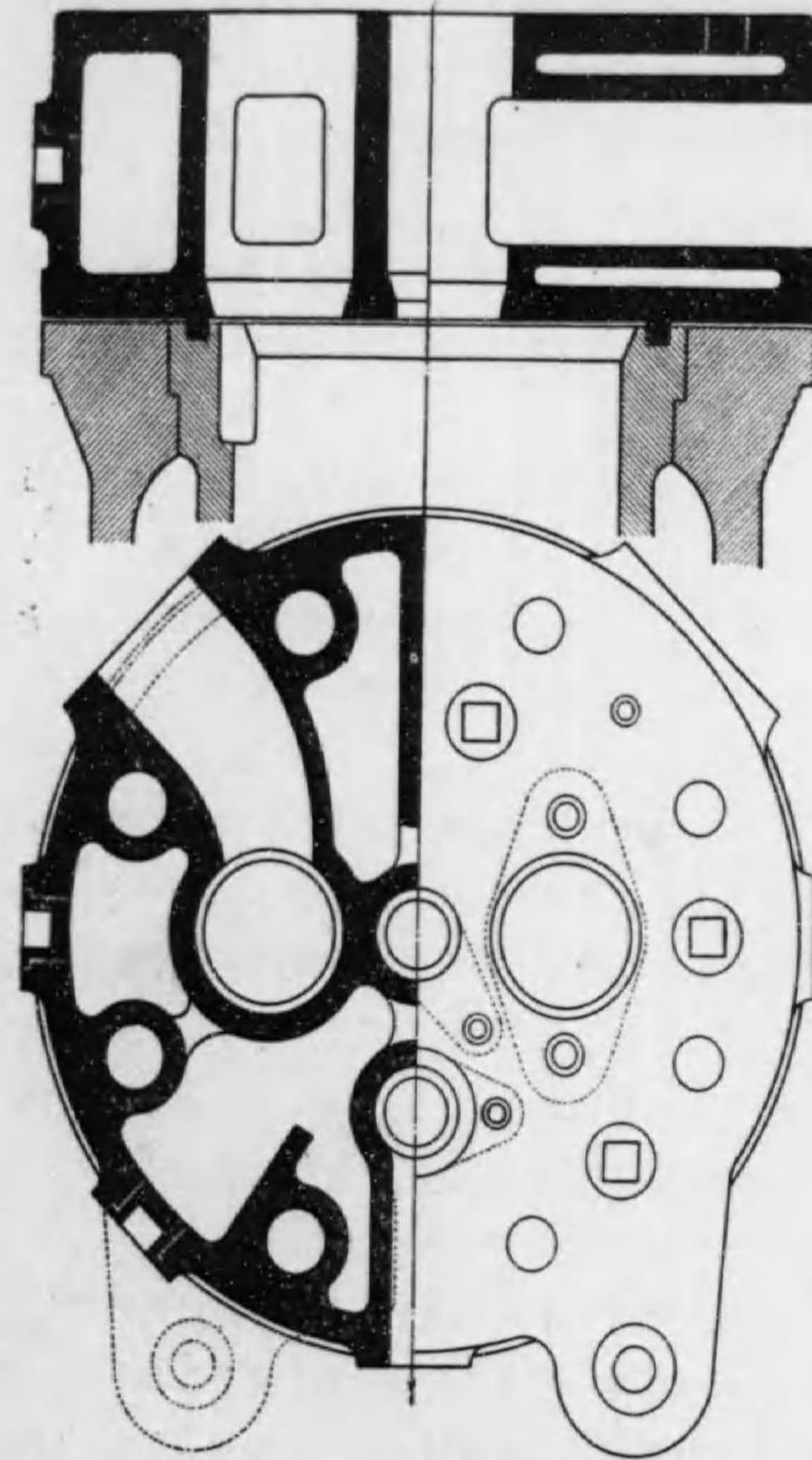
廢氣口の數多の堅骨は過熱し易き爲め熱の上下へ向け傳導の容易なる様此部に限り肉厚に作るか或は骨を通して穴を穿ち套水を通過せしめて冷却を有効ならしむる等種々の考案あり。

シリンダー・カヴァー（氣筒上蓋）はディーゼル

エンジン設計上最も困難なるものの一とす。往時數多の製造者が其の使用に當り數ヶ日若しくは數ヶ月にして龜裂を生じたる例多きに苦めり、而して之を解決せし努力の大なりし

には驚かざるを得ず。

シリンダー・カヴァーは四サイクル式なれば設計上 (1) 給氣瓣匡、(インレット・ヴァルブ・ケーシング) (2) 廢氣瓣匡、(3) 始動空氣瓣匡、(4) 空氣通過管、(5) 廢氣通過管、(6) 燃料噴射器を其の内に包容し且つ其の周圍に冷却水の循環する性質のものならざるべからず。而して燃料噴射器を中央に且つ給氣及び排氣兩瓣匡を其の左右に設くるを一般の型と



第十九圖

す。されば廢氣瓣匡と燃料噴射器との周圍の肉は密接して其の間に冷却水の不通過の爲め過熱し易き事及び廢氣通過管周圍の空隙少なくして高熱に起因する膨脹を\*阻害するにより不當の内方を生ずる事。加ふるに空隙廣き部には骨を設けたれば湯垢の附着を取り去るが如き方法不充分なる事等の缺點を免がれず。第十九圖に示すもの其の一例とす。上述の缺點を補ふ爲めに第二十圖に示す如く設計す。

第一 カヴァー内部に骨を作らず。

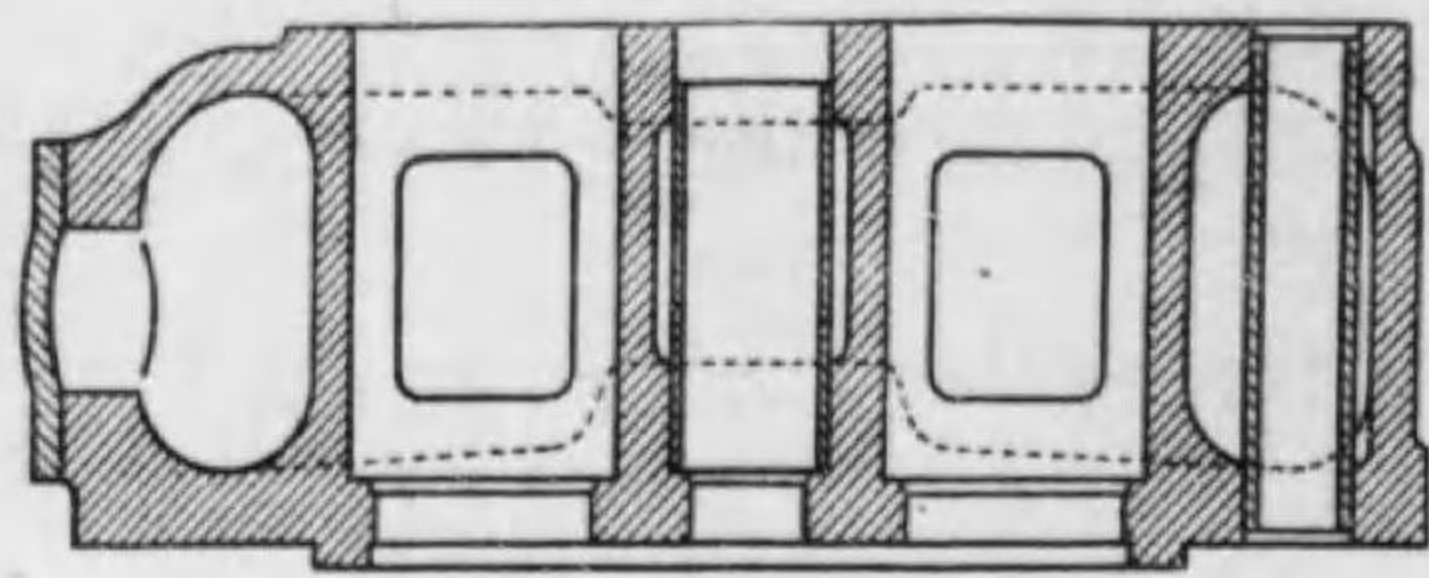
第二 締付ボートの穴は鋼管又は直銼管にて上下を擴張取付を爲して水氣密とす。

第三 中央噴油ノズル匡は細管を以てし其の下端は銅板にて上部は捻子止にて水氣密とす。而して第二十圖に示すが如く其の周圍及左右兩瓣匡を充分に水が包圍して冷却をなす。

第四 カヴァーの\*\*高さを出來得る

\* 舊式設計にては、中央の噴射器、側部排氣瓣匡の間の薄き肉の部分、排氣瓣及燃料噴射器の下シリンダー底面等に龜裂を生じ易し。

\*\* 四サイクル式にては、カヴァーの高さはシリンダー内徑の 7 割以上とす。



第二十圖

出しに便し、且つ永き使用に當り湯沾の掃除に便す。但し掃除口の周圍は適當に縁取りて肉厚とし以て之が爲めにカバーの弱められざる様にする。

第六 以上の外に往時は瓣匡とカバーの嵌合部を第十九圖に示すが如く圓錐とせしが、現今は第二十圖に示す如く之を幅狭き平面の蛇の目形とし金屬面を直接に磨り合はすか或は銅板環をパッキングとする様 平面に仕上ぐ。

第七 カバー内部空虚部の隅部は成可く大なる曲がりに肉取る事。之れ鑄造に起因する強みを増し、且つ龜裂を防ぐに効あり。冷却用套水はシリンダー外筒下部より入り上昇して外筒上部よりカバーに入り熱せられカバー上面より流出す。外套よりカバーに水を通ずるに二式あり。則ち第一式は外筒上面よりカバーに向ひ穴を通ずるもの、第二式は外套上部傍面とカバー傍面下部と二重曲り管を以て連絡するものにして後者は製造容易なれば多く用ゐらる。何れにしても水は中央の燃料噴射器に向ひて流るゝ様短管を以てし、又排氣通過部の上部近傍より排水するを普通とす。

或る種の設計にありては膨脹の自由、内部掃除、及び鑄造の容易なる等の理由によりて第二十圖に示すが如く上部平面部を一様の板として別に鑄造し以て「入れ子」にするものにては傍面の掃除口を設くる必要なきを以て製造費格別増加せず、

空氣及び排氣兩通過管は中央瓣匡より出づる部分は四角管なるが之が次第に圓形化してカバー傍面に至れば\*圓形となる。

二サイクル式エンジンのシリンダー・カバーは四サイクルのものよりも甚だ簡單なり。小型のものにありては中央に燃料噴射器、其の側面に始動空氣瓣匡等を設くるのみなれば四サイクル式に於て述べたるが如き困難甚だ少なし。大型エンジンにて換氣用空氣がシリンダー上部より入る者にありては空氣瓣を二個乃至四個とし給氣孔をカバー側部に一ケ

\* 排氣及び給氣の入口圓形の直徑は四サイクル式にてはシリンダー内徑の三割とす。四角の部は之よりも少しく大きす。

丈け高くし以て廢氣通過管の上下の肉とカバー上下板との間に充分に永を通過し冷却を全たからしむ。

第五 カバー外部傍面に角形の掃除口を二、三ヶ所設けて、鑄造の際に於ける心型砂及針金等の取

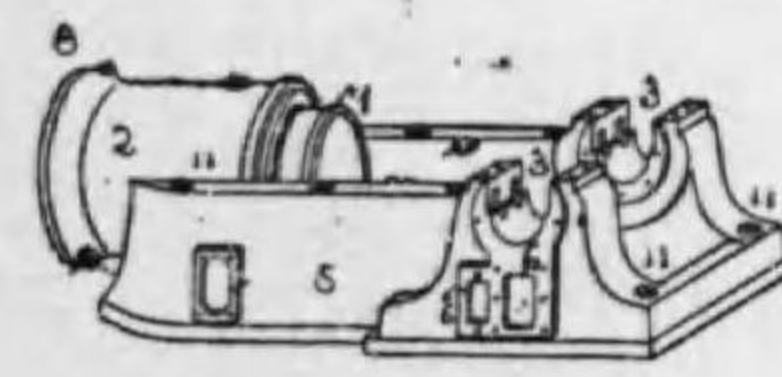
所設くるが之れとても四サイクル式の如く排氣瓣側が著しく熱せらるゝが如き事無くしてカバーが一様に空氣によりて冷やされ而してカバー底面も一様に熱せらるゝにより龜裂等の困難に會する事少なしとす。

一般にシリンダーにはインジケーター・コック取付口及レリーフ・ヴァルブ（安全瓣にしてシリンダー内の壓力不當に高まりし際此の瓣より漏氣す）を設く。其の位置は外筒上部にするものと、カバーに設くるものとの二様あれど前者を可とす。

シリンダー、ピストン、シリンダー・カバー等高温を受くる部分は其の各部分の厚みには急に大なる變化を生ずる事を避け必ず次第に緩く厚みの變る様にすべし。然らざれば其の部分に往々龜裂を生ずる事あり。

### 第五 フレーム (架構)

ディーゼル・エンジンは横型よりも堅型多し、一般にディーゼル式は壓力高きを以て架構は瓦斯エンジンに比して\*一層頑強ならざれば震動を免かれず。横型にありては主軸承(メイン・ベヤリング)とシリンダー外筒とを中心線より高く兩壁にて連結し、且つ架構は外筒の大部分を包持(外筒が架構より突出せざる意)して支え而してU形にして骨多き一個の鑄物たるべし。第二十一圖は其の一例を示す。而して内筒はライナーとして外筒に差し



第二十一圖

込まれて外筒に對して自由に膨脹し得、此の設計に依ればライナーは架構よりも一層良質なる鑄物とし得らるゝ便あり。第二十二及第二十三圖も上述と同様ライナーを外筒に差込む。

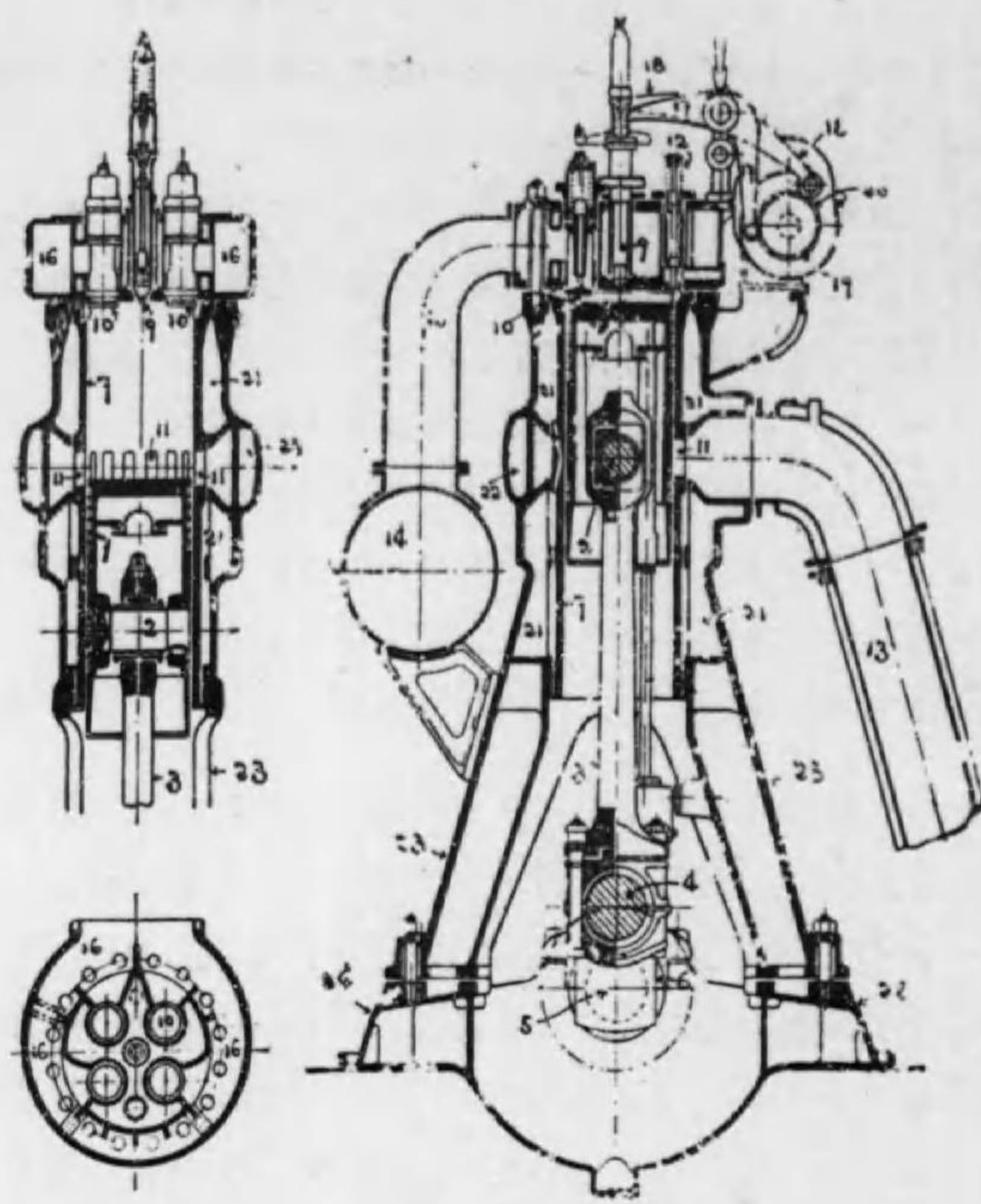
横型エンジンは陸用のみなるを以て成可く重き且つ強きフレームを撰ぶを可とす。

堅型ディーゼル・エンジンは最も多き型にして、特別設計を除きては通常、A型フレームと箱型エレームの二種あり。

**A型フレーム。**第二十二圖は 堅型 二サイクル・ディーゼル・エンジンのフレームを示す。オープン・フレーム(開き架構)の別名あり、之れ下部が二股に開きて其の部分に容易に觸れ得るを以てなり。上下二個よりなる。24は鑄鐵製ソール・プレート(下部架構)にし

註。シリンダー・カバー又はヴァルブ、ケーシングを取付くるに當り其の磨り合はされたる氣密面にはボイル油を塗るを可とす。之れ同油は乾燥して一層氣密になる効あればなり。

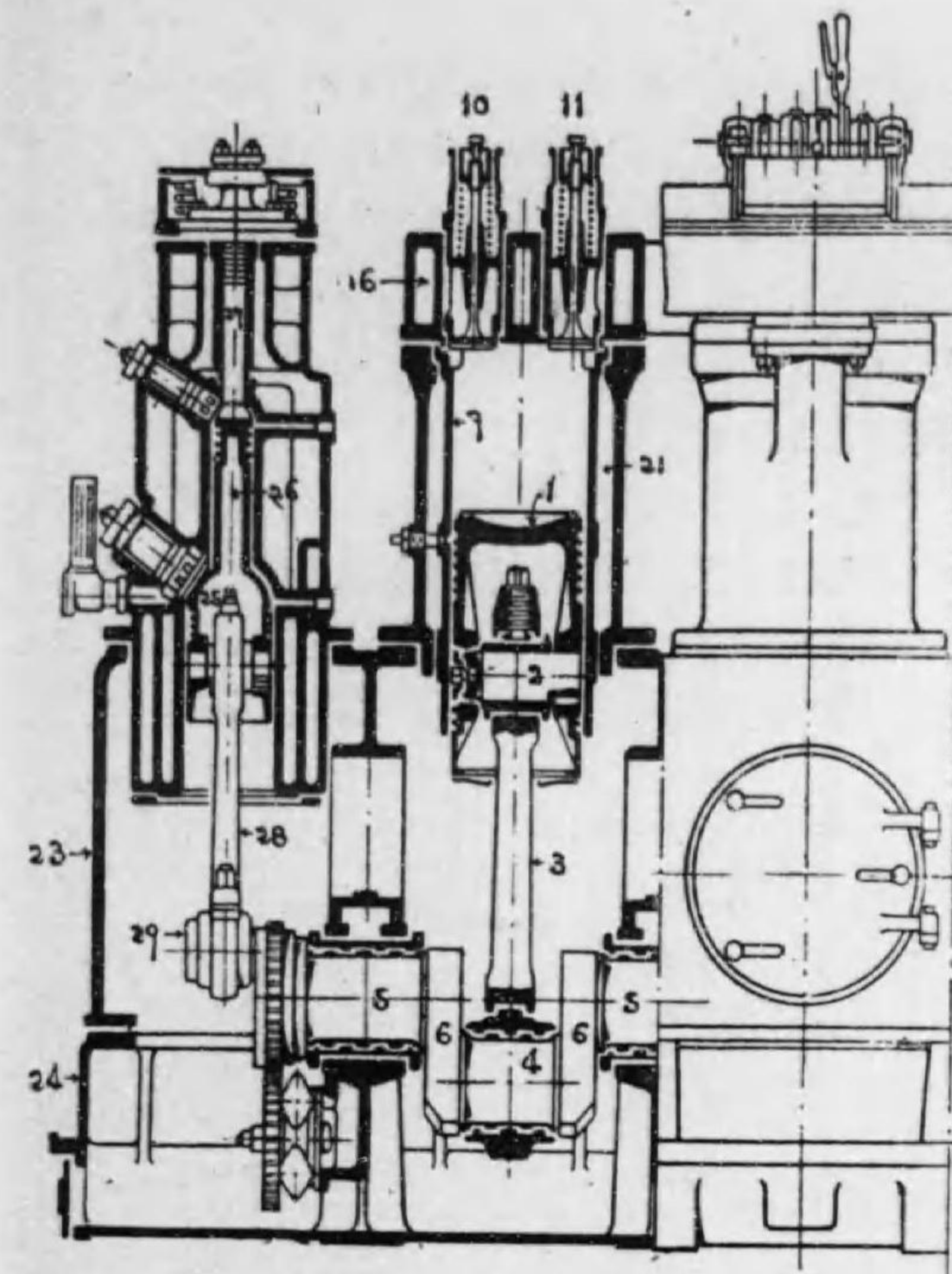
\* フレーム構成の鑄鐵油は良質を撰び且つ内部に生ずる引張内力は一平方吋當り 3000 封度以下なるべし。



第二十二圖

て數個の聯筒シリンダー用  
なれば一個に鑄造せられ、  
其の上に一シリンダー毎に  
A型フレーム(上部架構)  
23 が立ち強きポートにて  
確と取付く。此のA型フレ  
ームは下部二股の部分と上  
部の圓筒狀部(外筒と稱す)  
と一個に鑄造せられ上部  
にはシリンダー・ライナー(内  
筒)7 が差し込まれて、内  
外兩筒の空隙には冷却用套  
水が通ず。上部シリンダー  
・カバーは箱型にして、冷  
却用套水其の空隙部を占  
む。下部内筒を冷せしる  
水は上部カバー・水套部を  
通過し此處を冷やし熱せら  
れたる水は水槽に歸る。A型

フレームは構造頗る頑強に設計せらるゝを以て低速エンジンには好んで用ゐらる。  
運動部分を容易に取外し、特にピストンを下部より抜き出し得る事又はクランク軸取出しに上部フレームを取外さずして爲され得る等の便宜の爲めに船用蒸汽機關に見る如く、A型フレームの側の股を取り去り之に代ふるに太き棒を以てせるものあれども仕上製作の困難なる爲めに多く採用せられず。斯る設計のものはクランク及コネクティング・ロッドによりて飛散せらるゝ油を受くる覆板を棒の後に作らざるべからず。  
箱型フレーム。第二十三圖は 堅型 四サイクル・ディーゼル・エンジンの箱型フレームを示す。クローズド・フレーム(閉む架構)の名あり。二個より成る。全部鑄鐵製なり。ベッド別名 ソール・プレート(下部架構)24 の上にスタンド(中繼架構)23 立ち、其上に各シリンダー 21 が立つ。スタンドは之をシリンダー と ソール・プレートに接續するに夫々強きポートを以てする設計と、三者を通じてポート締めする設計あり。小型のものにありて



第二十三圖

は第二十二圖の如く箱型の  
スタンドとシリンダー・外筒とを  
同一鑄物と爲すものあり。ス  
タンド前面(或は後面にも)  
には圖に示すが如くガッター  
(蓋板)を設けて運轉停止の際  
之を開きてクランク、コネク  
ティング・ロッド、ピストン、ピ  
ン等の ベヤリング・メタル及  
ピン等を検査又は部分取外し  
に便す。  
箱型フレームは\*高速エン  
ジンに用ゐらる、殊に高速に  
ありては専ら押込式注油を用  
ひ且つ油の架構内に飛散する  
により密閉式を可とす。  
スタンドは二個若しくは三  
個又稀れに四個のシリンダー  
に共用せらるゝ様に一個の鑄  
物とす。

ソール・プレートは成可く一個の鑄物にするを可とすれども、シリンダーを六個以上聯筒とする場合は工作上二個に鑄造する場合あり。底部に溜る油を冷却する目的を以て底部を水冷却するものあり。  
箱型のものは、軸心よりソール・プレート底面迄の距離はA型のものよりも高くして且つ後者が兩端のみにて支ゆるに比し、下面全部にて支ゆるにより下部架構は頑強にして震動比較的少なし。之れ箱型が高速に適する一つの理由なり。  
以上二個の型式の外にシリンダー と ソール・プレートを連絡するに鑄鐵の脚柱又は鋼鐵丸棒を以て(立柱の外に斜柱をも用ひて)する特種設計あり。此の種のものゝは容易に各主  
\* 第二十三圖は陸用、堅型、四サイクル、高速、四聯筒ツルザー型ディーゼル・エンジンにして、201 實馬力のものは一分間當り回轉數 300、而して 800 實馬力のものは一分間當り 220 回轉を爲す。



要運動部に觸れ得る便あり、又\*クロス・ヘッドを有するものには其の直壓力加減を爲し得る便あり。而して船用エンジンに於て重量軽減の目的には此の種の設計頗る都合良くして他の設計に比してエンジン全量の約四分の一をも軽減し得らると言ふ。然れ共本式は其の工作上軸身を正確に出す事困難なると構造頑強ならずして歪易きに因り普通の場合には成可くは上述の二個の型式に従ふを可とす。

下部架構は(クランク軸に直角の方面より見て)多くは其の兩端にて支へられ中央の主軸承に加はる全壓を受くる單梁式设计なるを以て、其の横断面は高さ高き梁の考へにて造り歪みに對して強硬ならざる可からず。又震動を少なくする爲めに成可く多く骨を鑄出すべし。主軸承下部には穴を貫きて下部架構底板を一貫せる皿形とし以て溜りし油を一個所より抜き去るに便す(第二十二及二十三圖を見よ)。而して之に鑄出せる主軸承は次表に掲ぐる程度にて注油すべし。

注油方法	主軸の周速度 一分間當り	一個主軸の正射面積 (直徑×軸承長)とピストン面積との比
四 サイクル エンジン 注油輪式 セントリフュガル・リング・リュブリケーション	550	0.55
押込式 フォード・リュブリケーション	750	0.40
押込式 且つ 水冷却	750 以上	0.40
二 サイクル エンジン 注油輪式	550	0.75
押込式	700	0.60
押込式 且つ 水冷却	700 以上	0.60

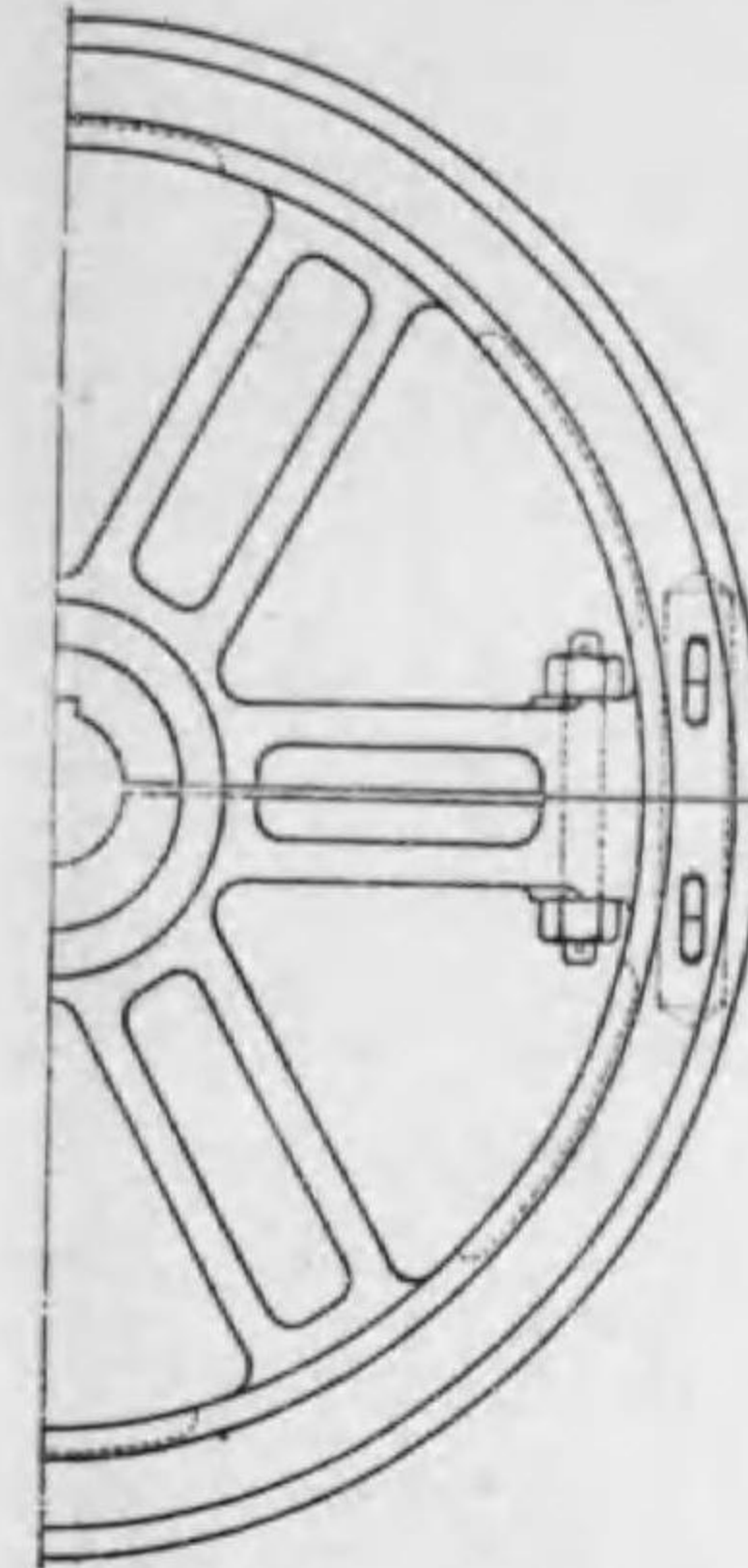
### 第六 フライ・ホイール(飛輪)

フライ・ホイールの作用に關しては“瓦斯エンジン”29—30頁に述べたり。本節には之に追加せん。

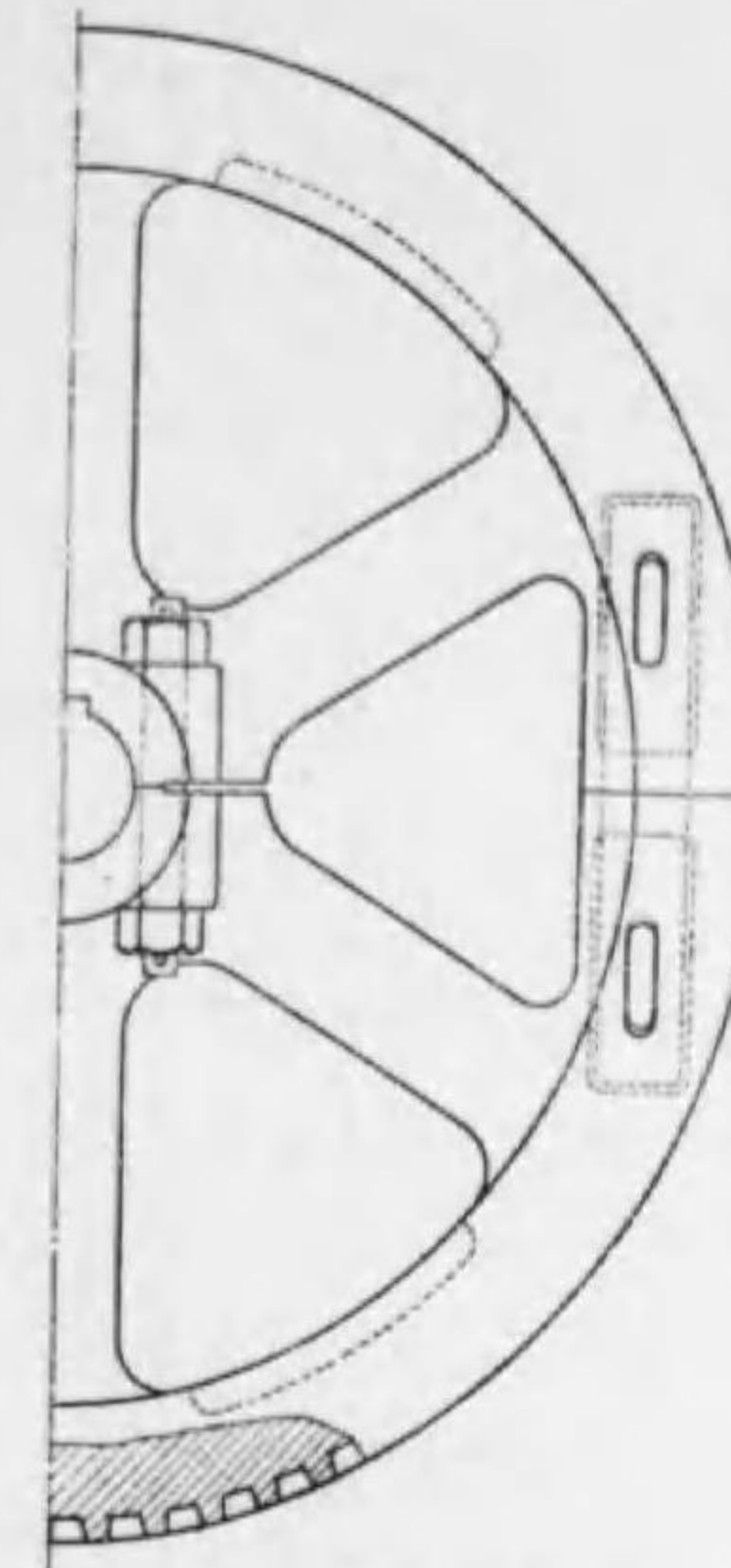
船用ディーゼルエンジンのフライ・ホイールは徑小にして重量大なる爲めに其のアームは甚だ太くするか若しくはディスク型に作るが、陸用のものは徑甚だ大にして且つ重量大なる爲めに鑄造の容易なると取扱ひの便利なるために半圓狀に作りて之を二つ合せとす、即ち輪周には周に沿ふて貫通する鋼鐵棒を嵌出し之に直角に楔止めし、又穀部は四本の強き

\* 大型エンジンにては、ピストン・ピンに加はる強大なる受壓力は此の部分に不時に熱する事及びピストンをシリンダーに押し付け注油の不充分によりて摩耗を促進する不利を避くる事目的を以て、或は又複體式とする爲に余儀なくピストン・ロッドを用ゆ。其の構造は蒸気機械の夫れの如く全く同一なり。

ボートにて確と締付く。楔止の外に輪周に近くアームをボート締めせるものあり。又穀部に鋼鐵の輪を嵌むる設計もあり、



第二十四圖  
の公式を示さん。



第二十五圖

フライ・ホイールは之を手廻はし若しくは電動機或は小型石油エンジンにて廻はし得る爲めに其の輪周の外側又は内側に齒形を鑄出するを例とす。又回轉の平衡を保持する爲めにバランス・ウェートを取付くる事を怠る可からず。

次にフライ・ホイールの重量を決定す

$W$  = 飛輪の重量(封度).

$R$  = 飛輪の回轉半徑(吋).

$D$  = シリンダー内徑(吋).

$S$  = 衝程長(吋).

$N$  = 一分間當り回轉數.

$C$  = サイクル及シリンダー數によりて定まる係數にして次表に示さる.

$d$  = 速差率(最大角速度と最小角速度の差を平均角速度にて除したる商).

$$* WR^2 = \frac{C D^2 S}{d \left(\frac{N}{100}\right)^2}$$

C の値

シリンダー数	四サイクル、エンジン	二サイクル、エンジン
1	355	243
2	298	137
3	204	114
4	90	91
6	91	26
8	71	5

船舶用エンジンには  $d = \frac{1}{40}$  を、発電機直結用エンジンには  $d = \frac{1}{80}$ 、細絲紡績用の如き甚だしく平等運轉を要するものには  $d = \frac{1}{100}$  とす。

フライ・ホールの輪周線速度は毎秒 100 呎以下たるべし。鑄鐵製フライ・ホールにして輪周線速度毎秒 100 呎なりとせば之に因りて生ずる輪周部の伸張内力は横断面積一平方吋當り 970 封度にして鑄鐵の安全内力の限度と考へられ得。

全負荷より無負荷に急に負荷馬力を取去りし際は、調速機が適當に作用する時間内にシリンダー内の給油爆發に起因する有効仕事は主としてフライ・ホールに蓄藏せられて爲めに度回轉速度を増す。而して調速機の作用完きに至らば回轉速度減ずるを常とす。斯く速を全負荷より無負荷に負荷の急減せし場合の回轉速度の増加は、既に説ける速差率よりも大にして其の三倍乃至五倍に達するものあり。之が爲めに必要なる  $W$  の大きさを決定する

\* 最大、最小角速度を夫々一秒當り  $\omega_1, \omega_2$  ラジアンとし、平均角速度を同様  $\omega$  とすれば、 $\omega = \frac{1}{2}(\omega_1 + \omega_2)$  にして、

$$d = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega} = \frac{2(\omega_1 - \omega_2)}{\omega_1 + \omega_2} = \frac{2(\omega_1 - \omega_2)}{\omega}$$

一サイクルに於けるクランク・ピン回轉モーメント線圖を畫き、而して其の上に平均クランク・ピン回轉モーメント線圖として  $X$  軸に平行線を畫かば此の線が上者の回轉モーメント曲線を切りて線の上下に面積相等しき切取部  $A$  を得、之に線圖のスケールの係數  $a$  を乗ずる時は其積  $Aa$  は回轉角速度の最小價より最大價に移りし間に飛輪に蓄藏せらるゝエネルギーか或は最大價より最小價に移る間に飛輪より吐き出すエネルギーなり。因て次式あり。

$$Aa = \frac{WR^2}{2g} (\omega_1^2 - \omega_2^2) \quad g \text{ は重力の加速度にして毎秒當り毎秒 } 32.15 \times 12 = 386 \text{ 吋なり}$$

$$= \frac{WR^2}{2g} (\omega_1 - \omega_2)(\omega_1 + \omega_2) = \frac{WR^2}{g} \omega^2 d$$

即ち、 $WR^2 d = \frac{(Aa)}{\omega^2} g$

$\omega$  は  $N$  に比例し、 $(Aa)$  は  $D^2 S$  に比例するを以て適當の恒數  $C$  を用ふる時は上式は次式と成る。

$$WR^2 d = 100 C D^2 S + N^2$$

理論次の如し。

$H$  = 全負荷 實馬力

$x$  = 全負荷より無負荷に急減せし時の一分間當り回轉速度増加と  $N$  との比。

$n$  = 負荷を減ぜし時より調速機の完く作用する迄の回轉數。

$$\left. \begin{array}{l} \text{全負荷の状態にて } n \text{ 回轉にてフライ・} \\ \text{ホールに蓄藏せらるべきエネルギー} \end{array} \right\} = \frac{33000 \times 12 H n}{N} \dots\dots\dots \text{吋封度 (1)}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{無負荷に急減せし時の最大角速度} \end{array} \right\} = (1+x) \omega = (1+x) \times \frac{2\pi N}{60} \text{ 一秒當りラジアン}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{フライ・ホール内に蓄藏せらるべき} \\ \text{エネルギー} \end{array} \right\} = \frac{WR^2}{2g} \{ (1+x)^2 \omega^2 - \omega^2 \}$$

$$= \frac{WR^2 \omega^2}{2 \times 386} (2x + x^2) \dots\dots\dots \text{吋封度 (2)}$$

依て、(1)、(2) 兩式を 相等しとすれば、

$$WR^2 = \frac{2 \times 386 \times 33000 \times 12}{N^3 \times \pi^2 \div 30^2} \times \frac{H n}{2x + x^2}$$

$$= \frac{26.73 \times 10^9 H n}{(2x + x^2) N^3} \dots\dots\dots (3)$$

$n$  の價は 四サイクル式なれば 3 とし、二サイクル式なれば 1.5 とすべし。例へば、 $H = 180$ 、四サイクル式にして  $n = 3$ 、 $x = 0.12$ 、 $N = 375$ 、 $R = 18$  吋 ならば  $W = 3470$  封度を得。

## 第二節 ヴァルブ 及 ヴァルブ機構 (瓣及瓣からくり)

四サイクル式に付て説かんに、ディーゼル・エンジンには給氣、廢氣兩ヴァルブを始めとし、燃料噴射器用ヴァルブ、始動用ヴァルブあり。此等は總て\*シリンダー・カヴァーに取付けられ其の開閉はカム軸に取付くカムとローラー付レヅァーの組に因るものを普通の設計とす。后者をヴァルブ機構と言ふ。

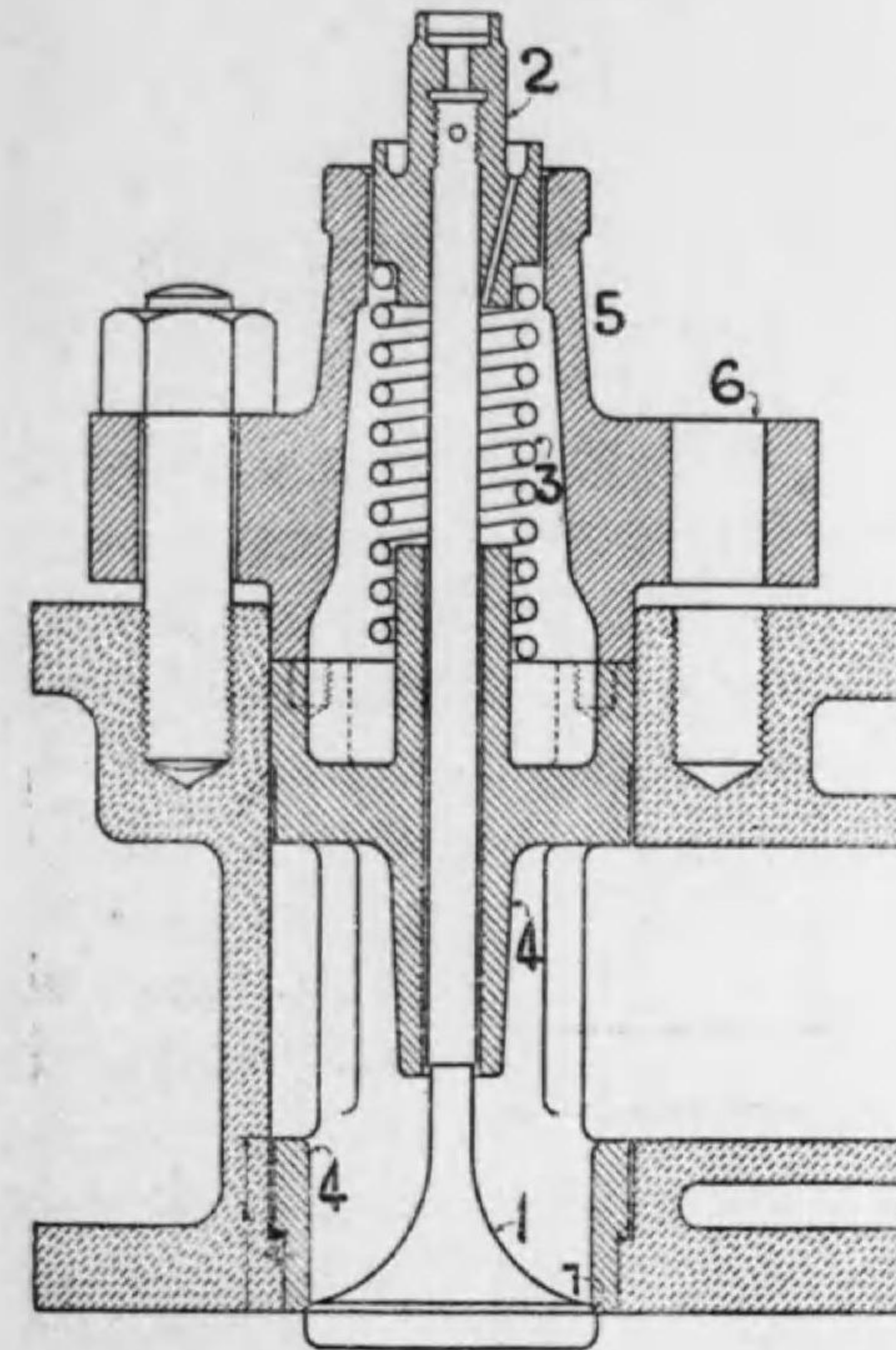
カム軸は カヴァー上に水平に設けられ、數多の軸承にて支へられて回轉す。カムとローラーとは何れも鋼製にして肌焼入后研磨せる表面を有して磨滅に耐ゆるものたるべく、且つ成可く摩擦を輕減する目的を以てカムが油に浸されれつゝ即ち油浴式に回轉するか或は連続的に注がるゝ油滴を受けつゝ作用する様設計す。而して回轉によりて油の飛散する事勿らしむる爲めに蓋を爲す。されば密閉に近き室内にカムとローラーを作用せしむ。カム軸はクランク軸に被動せらるゝが、之が運動傳達の方法には兩者の間に直角に一個の中間軸を供へスクリュー・ギヤにて運動を傳達する例多し。而して之が詳細に至りては頁を逐ふて説かぬ。

設計或は工作不良のものは、ヴァルブ機構運轉より起る騒音大なり。之れ中間軸とカム軸の紐り作用に對する強さの大小にも關係すれども主としてローラーとカムとの間隙、ローラーとローラー・ピンの間隙、スクリュー・ギヤの間隙大なるに起因す。されば此等間隙は成可く少なからしむると共に摩擦なき様材質選擇に於ても、注油に於ても、工作程度に於ても注意を要すべきなり。ヴァルブを其の壓縮バネの壓力に抗して開き且つ又迅速に閉くに起因する抵抗力は甚だ大なれば、之に起因するカム軸の撓み<sup>カヌミ</sup>を微小ならしむる爲めに其の軸の直徑は相當に太く且つ各シリンダーに二個の軸承を要する様設計するを良しとす。

### 第一 給氣 及 廢氣ヴァルブ

給氣及廢氣兩ヴァルブはシリンダー・カヴァーにケーシング(瓣匡)によりて取付けらるゝ例多し。

\* 第二章第一節第四に説く。多論シリンダー・カヴァーとシリンダーとが同一體の鑄造物たる設計にありてはカヴァーに當る位置に各ヴァルブが取付く。



第二十六圖

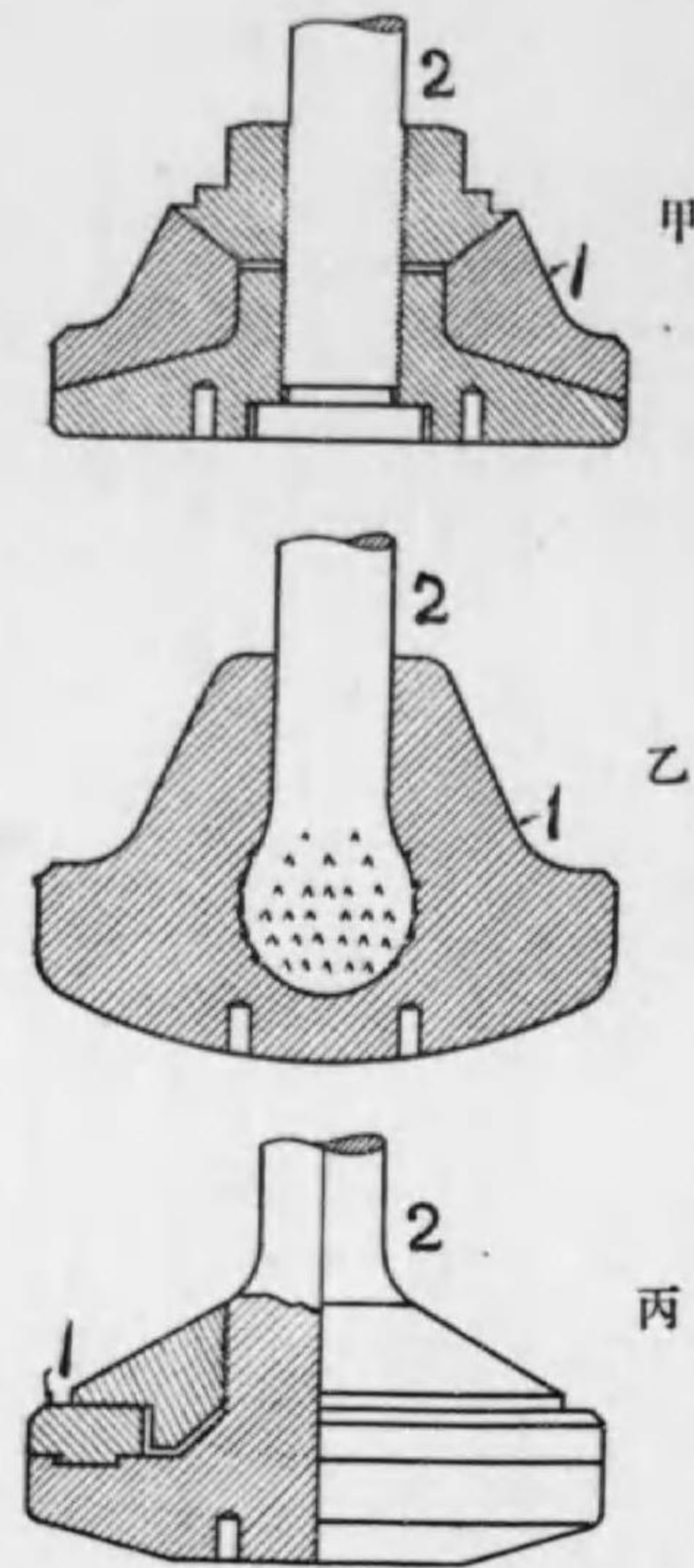
第二十六圖は小型給氣ヴァルブの例を示す。ヴァルブ 1 は鋼又はニッケル鋼製にして其莖端に取付く小形ピストン<sup>2</sup>は其上下動を正しく誘導し以て普通設計のものに見るが如く瓣莖が其の貫通する孔を横切るが如き事勿らしむ。此の小形ピストンはチルド鑄鐵製にして表面を研磨仕上す。瓣の直立せるものありては其の上環狀の溝に注油する時は油は瓣莖を傳はりて、其の摺動面に注がる。\*壓縮バネ 3 は自由の状態に於てヴァルブ 1 を閉づ。ケーシング 4, 5 は多くは二片より成り共に鑄鐵製なり、其のヴァルブ・シート(瓣座) 7 の圓錐面傾斜は水平線(ステムを垂直にする)と\*\*3°或は 45°の角度の圓錐を爲し、少なくとも 1/2 吋以上 幅の磨り合せ面を有す、大型にありては 1 吋以上なる事稀ならず。ケーシングを二片とするは鑄造を容易ならしむると共に

ヴァルブ・シート部分の材質を精撰し得る利あり。小型のものは左右のフランジ 6, 6 を夫々壹本の強きボルトにて締付く。

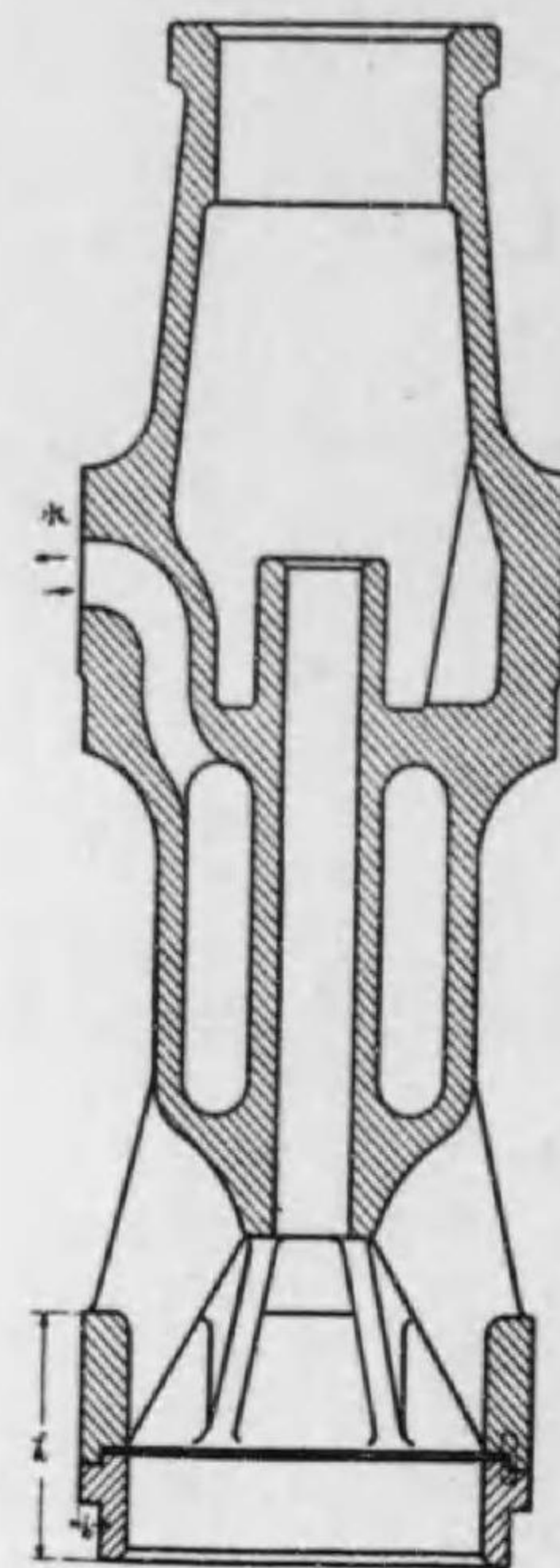
小型の廢氣ヴァルブは給氣ヴァルブと全く同一なるが大型のものにありては設計を異にす、其の理由は給氣ヴァルブは空氣が吸入せらるゝ毎に冷却せらるれども、之に反して廢

\* ヴァルブ・ステムと其の導子たる穴は不當の膨脹或はタール等にて膠着する例多し。されば普通 千分の二十の間隙を作る。或る種の設計にありてはステムを瓣頭に近づくに従ひて細めて研磨するものもあり。

\*\*此の角度大なるに従ひて其の上に加はる壓力によりて瓣頭が瓣座を割かんとする傾向増す。されど此の意味とリフトを少なくして比較的 多量の空氣を供給し得らるゝ理由とを以て圓錐瓣を平頭瓣に換へたるもあり。



第二十七圖



第二十八圖

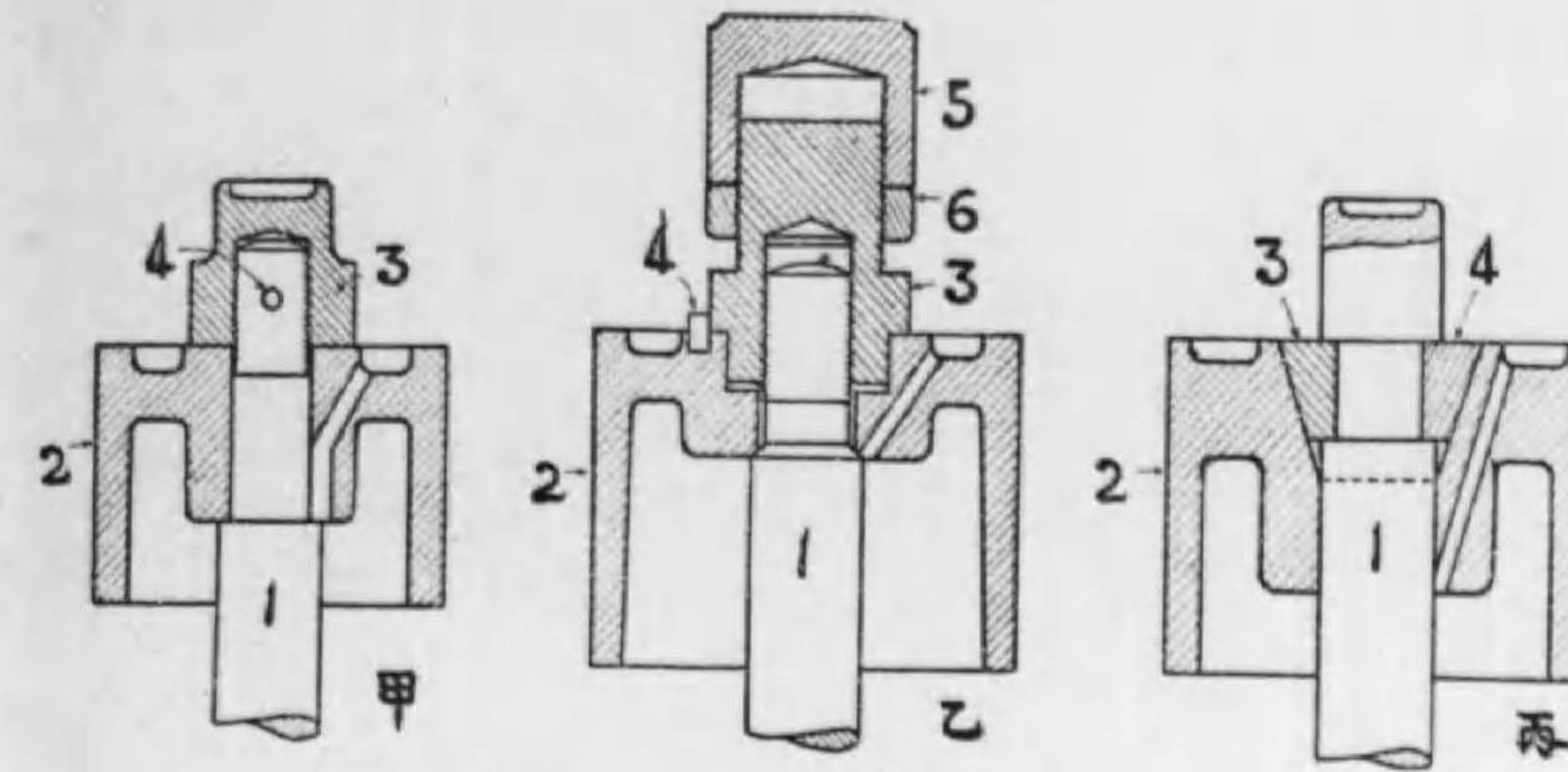
氣ヴァルブは熱氣に觸れ其冷却作用は\*ヴァルブ・ステム（瓣莖）を通じて傳熱と、吸氣、壓縮兩衝程に於ける瓣頭の表面よりの熱の輻射及傳熱等なるが、大型にありては瓣頭（クラフン又はヘッド）の容量に比して表面減ずるが故に冷却充分ならず、因つて瓣頭の加熱を免れずしてニッケル鋼製にても磨り合せ面にアバタを生じ易し、之を少なからしめん爲めに瓣頭に鑄鐵を用ゐる者あり。甲丙兩者は鑄鐵製瓣頭（環形の）1 をナット締めせるもの、第二十七圖乙圖は瓣莖を鑄込にせしもの

にして構造最も簡單なるが瓣頭の破壊を生ずる事ありて危険なり。

廢氣ヴァルブ大型のものは瓣莖が貫通するケーシングの部分に水冷却を爲す様第二十八圖に示すが如く設計す。之れ瓣莖が其の貫通する孔に膠着する等の缺點をも除去し得、且つ瓣座よりの傳熱的冷却を一層有効ならしむる利あればなり。

給氣 廢氣兩瓣何れも  $h$  にて示す部分を充分に厚く設計せざるべからず。然らざれば此の部分歪みてシートの氣密作用を缺くのみならず、ポートにて強く上部フランジを押す事に起因して瓣座にも歪を生じて瓣との磨り合せ不充分と爲る。上述の理由によりてケーシングは軸線に對して等勢（又は對稱とも言ふ）に設計するを可とす、然らざれば左右不等の膨脹に起因して歪むを免れず。

大型エンジンにありては瓣座は第二十八圖に示す如く別に作られてケーシングに嵌め



第二十九圖

込みたるものあり。之れ此の部分特に緻密の鑄鐵製と爲し得る事と瓣座に龜裂の生じたる場合容易に豫備品と取換へ得らるゝ事との

利あり。

ケーシングをシリンダー・ヘッドに取付くるには圓錐形の磨り合せ面（第十九圖を見よ）に設計せしものあれども其の圓錐が（第一給氣及廢氣ヴァルブ）の註に述べたと同一の理由によりて其面を割り裂かんとし且つ又此の原因によりて往々此部に龜裂を生ぜしを以て第二十七及二十八兩圖に示す如く扁平なる幅狭き環狀面によるを可とす。此の面には何等バックングを用ゐず磨り合せのものもあれども、厚  $h$  薄き（幅  $h$  吋内外、厚  $h$  吋内外）継ぎ目無き銅環をバックングに用ふるを良とす。

第二十九圖は瓣莖と其上端に取付く小形ピストンとの組合せの各例を示す。甲圖にてはナット3を締めて其上に割ピン4を爲す。乙圖はナット3の捻り戻りを防ぐためにピン4を用ゆ。5, 6 はロック・ナットの作用にて任意に上下し得。丙圖は最も簡單にして3, 4

吸氣ヴァルブの平均吸込み壓力を大氣壓以下壹平方吋當り 0.6 封度とし、ヴァルブの流出係数を 0.70 とし、且つ又ヴァルブのリフト（揚程）を其の直徑の四分の一とせば其の前後に於て開閉を絞るが故に、平均有効開度を最大價の六割五分として計算する時は次式を得。

$$\text{瓣直徑} = \text{シリンダー内徑} \times \sqrt{\frac{V}{127}}$$

但し  $V$  = ピストンの平均速度（一分當り呎）

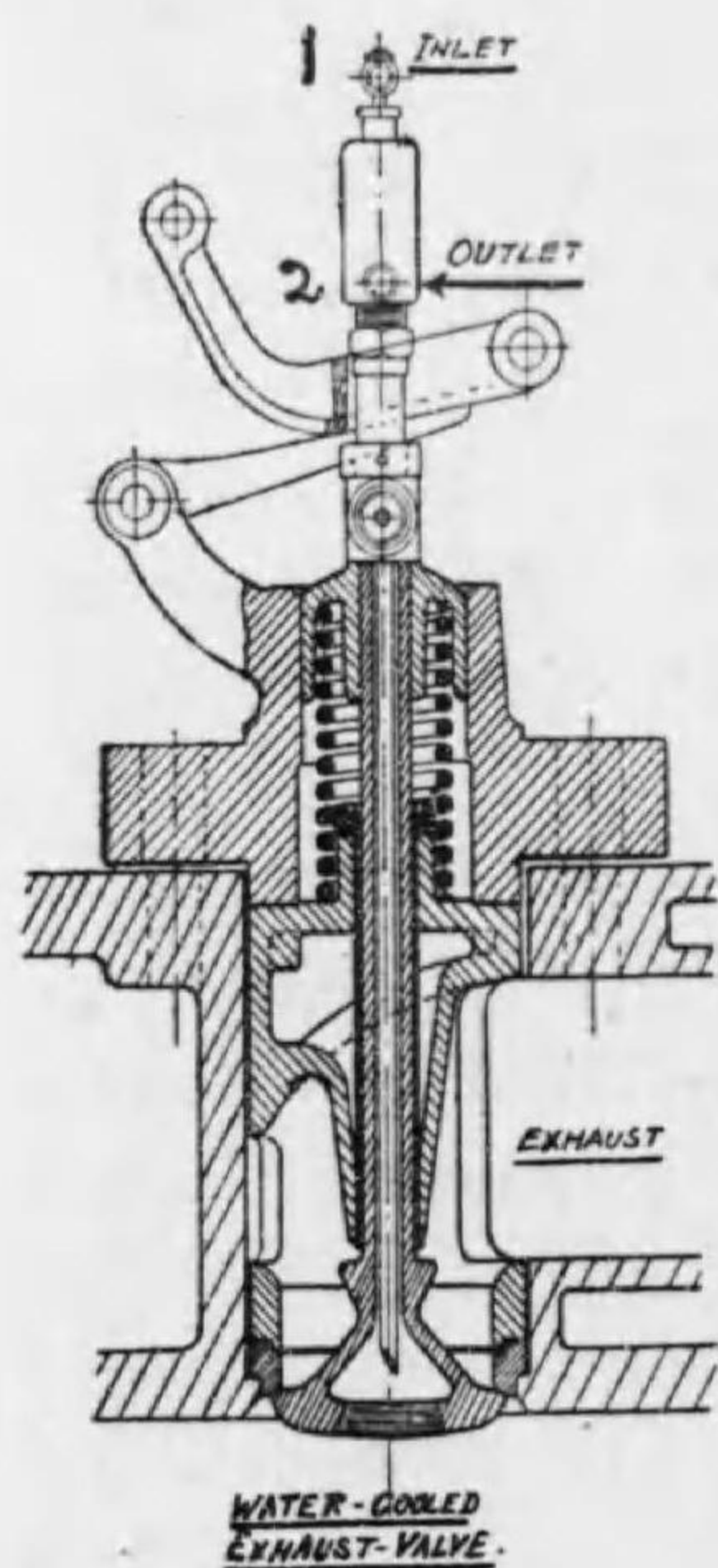
上式にて計算したる價次の如し。

ピストン平均速度 （一分當り呎）	500	600	700	800	900	1000
瓣直徑 シリンダー内徑	0.257	0.231	0.303	0.324	0.313	0.362

廢氣ヴァルブは吸氣ヴァルブと同等にするを普通とす。

二個に割り得る圓錐形座金を狭むのみ、壓縮パネは常に 2 を上方に押すにより外るゝ事なし。乙、丙は低速エンジンに用ひ、高速エンジンには甲或は第二十六圖設計に従ふべし。又一般に瓣莖上部と之を押し下ぐるレヅァー或は他の動者との隙間は乙圖の如く 5, 6 のロックナットに因るもの稀れにして多くはレヅァー或は他の動者に隙間加減装置を爲す(第三十六、三十七兩圖を見よ)。

第二十九圖 甲の 3, 乙の 5, 及 丙の 1 の上端は 何れも極度に 硬く焼入れせられ以てレヅァー(之れを タブレット とも言ふ)端の硬く焼入せる押し子 と相接し相衝き合ふも 磨滅し難からしむ。



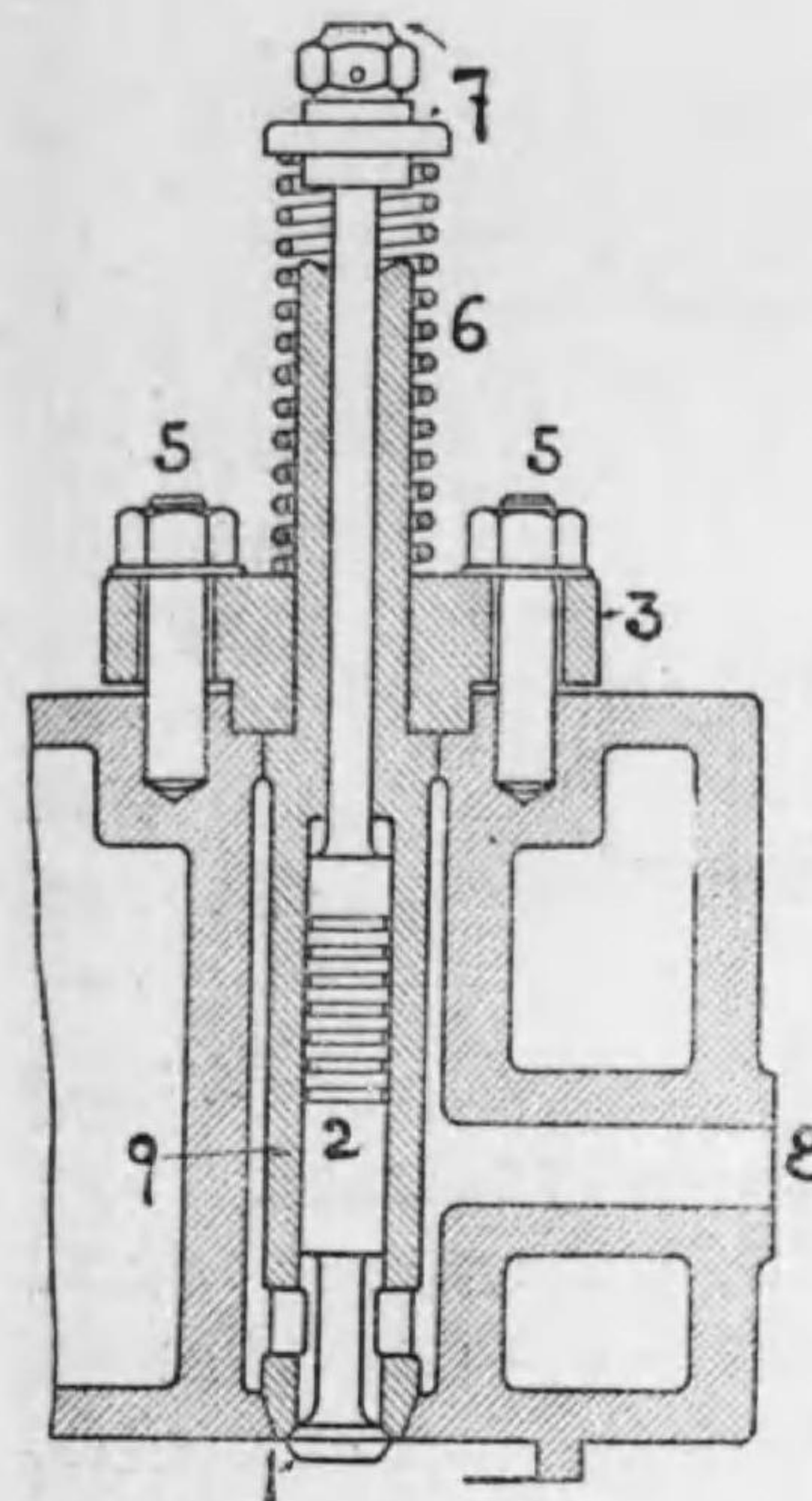
第三十圖

吸氣ヴァルブより空氣を吸込むべき空氣入口には底ある長き鐵管を取り付く、之を吸氣管と名付く、而して其の圓筒面には簾の如く數多の幅狭き切れ目を作りて空氣吸込み口とす。此の切れ目は幅  $\frac{1}{16}$  吋内外とし全面積は管の横斷面積の二倍以上たるべし。此の管の作用は吸ひ込みに際して起る音響を消すと同時に塵を吸ひ込ませめざるにあり。茲に注意すべきは一般にエンジンに吸入する空氣は塵埃なきを可とす、されば特に塵埃多き肥料、製粉工場等にありては吸氣管を室外に導きて 夫より新鮮なる空氣を吸込ませしむる必要あり。聯節の場合は吸氣管を別々に取り付くるを可とすれども、廢氣管の如く共通管として空氣入口を一個所とするものも稀ならず。

一氣笛當り 150 實馬力以上にありては、廢氣ヴァルブは 其内部を冷却する設計とす。第三十圖に示す如く瓣莖は中空にして之に細管を容る。冷却水は 1 より入り瓣頭裏面より出て熱せられて 2 より出づ。但し 1, 2 管口は ゴム管或は 自在撓み管にて固定管と連絡す。

## 第二 始動用ヴァルブ

始動用ヴァルブはケーシング(瓣匡) 9 と共にシリンダー・カバーに取付くを普通の設



第三十一圖

計とす。即ち第三十一圖は始動用ヴァルブを示す。中央 2 の圓柱部には數多の環溝を作り之がケーシング 9 にピストンの如く入りて\*壓縮空氣の漏洩を防ぐ、1, 2 兩面を押し壓力は平衡するにより比較的弱き壓縮パネ 6 にてヴァルブ 1 を氣密に閉ぢ得。8 は壓縮空氣タンクに通ずるパイプ(氣管)の取付口なり。

給氣ヴァルブと同様にカムとレヅァーの仕掛によりて 瓣莖上端 7 が 押されて開くを 普通の設計とす。

始動用ヴァルブはエンジンの運轉開始の時用ひ、運轉中は之を閉づるものなれば、此のヴァルブに漏洩あらんか、エンジンの壓縮度輕減するを以て 其の効率を減じ甚だしき時は運轉不可能となる。されば充分に磨り合せを爲し、漏氣ある可からず。

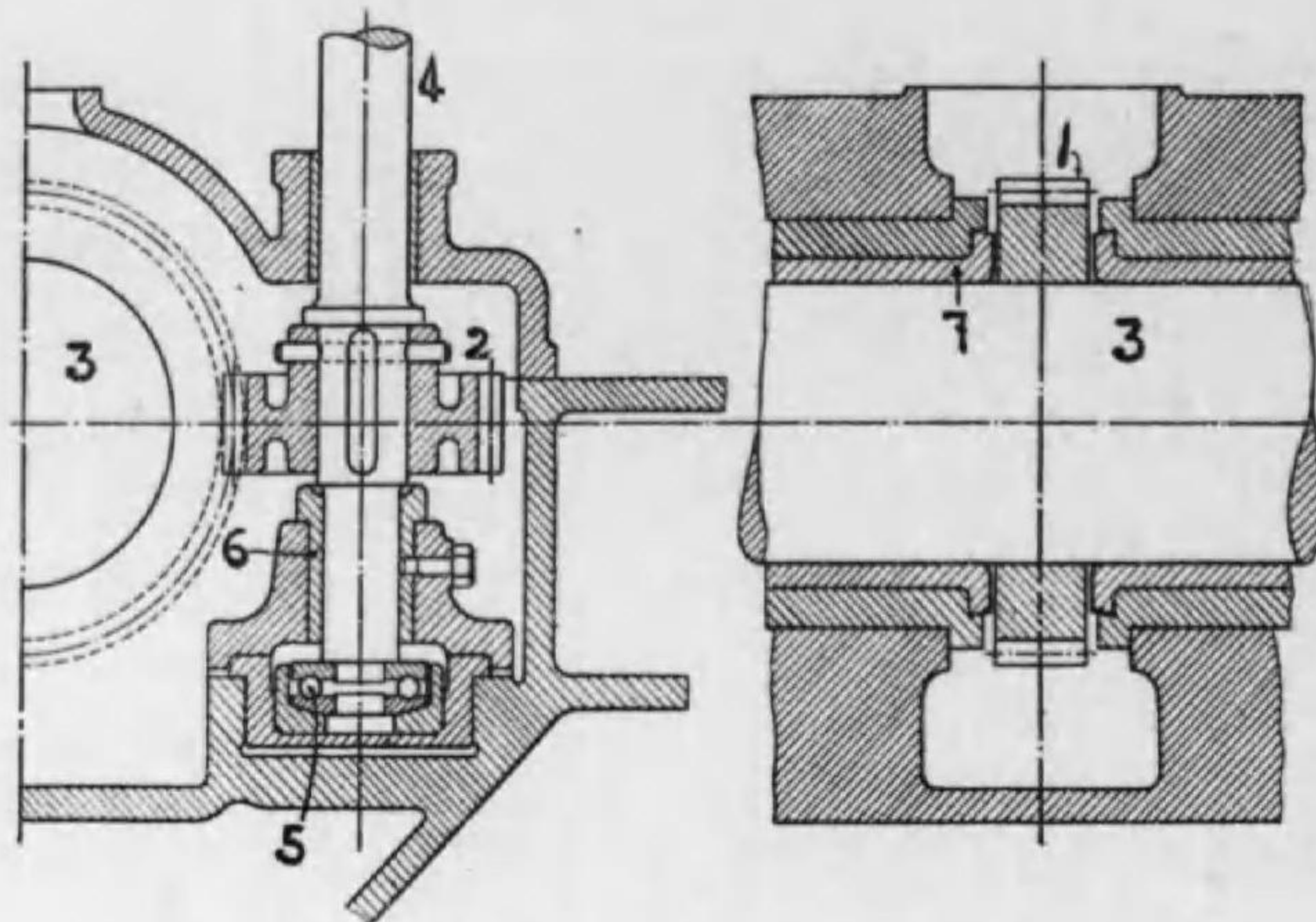
ケーシング 9 は 鑄鐵製にして ヴァルブ 1 は ニッケル鋼製、ニッケル・クロム鋼製 或は タングステン鋼製 とす。

## 第三 スクリュー・ギヤー。サイド・シャフト。(ねじ齒車。側軸)

鑿型エンジンにては、水平なるクランク軸 3 より直立せるサイド・シャフト 4 に運動を傳ふるにスクリュー・ギヤー 1, 2 を以てするもの頗る多し。此のネジ齒車は第三十三圖に示すが如く互に直角の方向に運動を傳へ得べく、速比及回轉の方向は齒の傾斜と齒數によりて任意に變じ得。

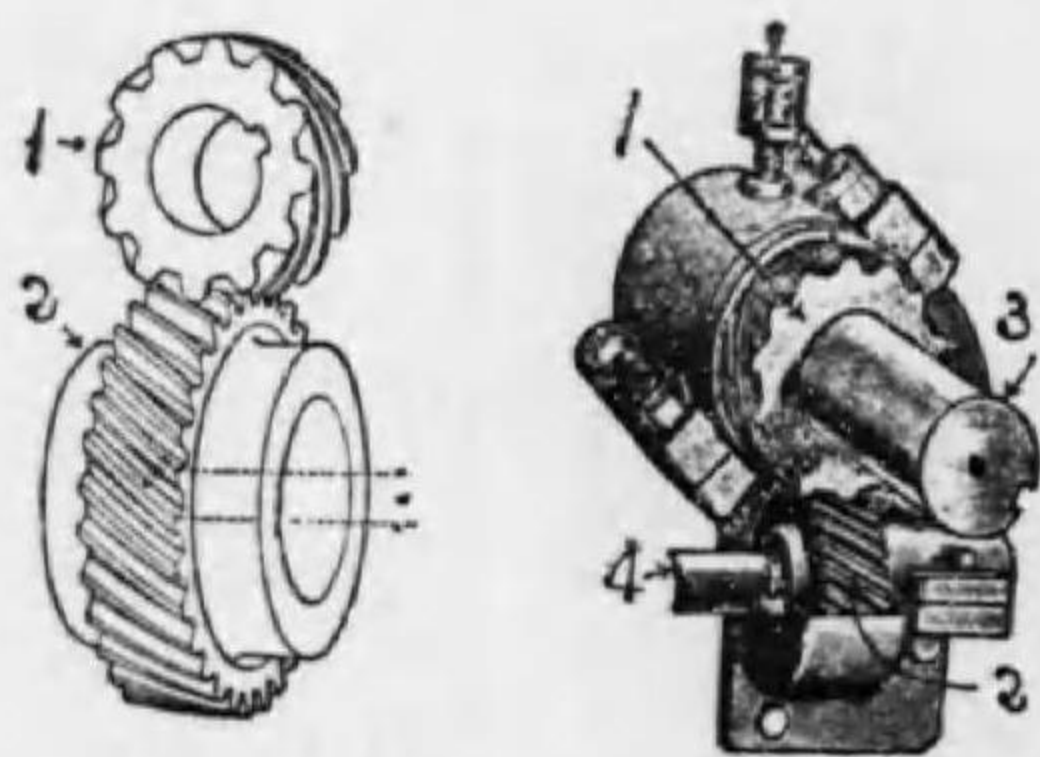
第三十二圖は最も普通なる設計にして主軸承の中央よりスクリュー・ギヤー 1, 2 によりて動力をサイド・シャフト(側軸) 4 に傳ふ。サイド・シャフトは其の下端は堅軸承 6 とポー

\* 始動用壓縮空氣は一平方吋當り 500 乃至 600 封度壓なり。或る種のエンジンは 300 封度壓を用ふ。(第四章空氣壓縮機を見よ)。



第三十二圖

ル.ベヤリング (球軸承) 5 によりて支へらる。又スクリュウ・ギヤ-上部に數多の罫を設けて受推軸承たらしむる設計多し。シリンダー上部に近き部分に水平なるカム軸ありて、四サイクル式なれば此



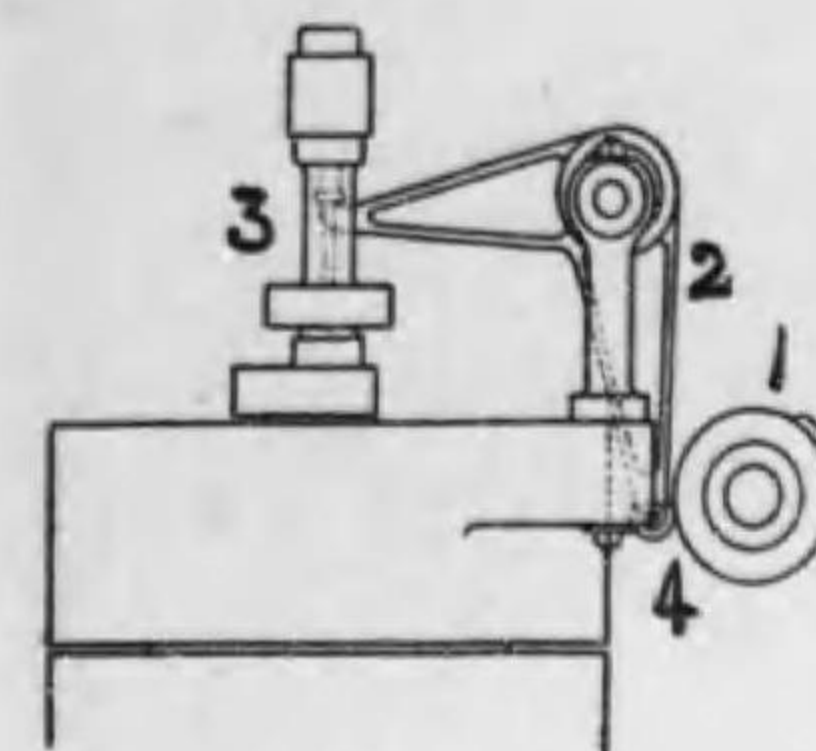
第三十四圖

の軸はクランク軸の半分の回轉を爲す。サイド・シャフトよりカム軸に運動を傳ふるには上述の如きスクリュウ・ギヤ-を以てす。普通的设计にては、サイド・シャフトはクランク軸と同一速度にて、カム軸は半分の速さになる様スクリュウ・ギヤ-を設計す。クランク軸が軸の方向に少しく移動し得るためにネジ歯車 1 と主軸承メタル 7 の間には相當の隙間を與ふる事圖示の如くす。又此の部の主軸承メタルにてネジ歯車 1 の部分を含むものは他のものよりも全長にて約五割長くするを普通とす。

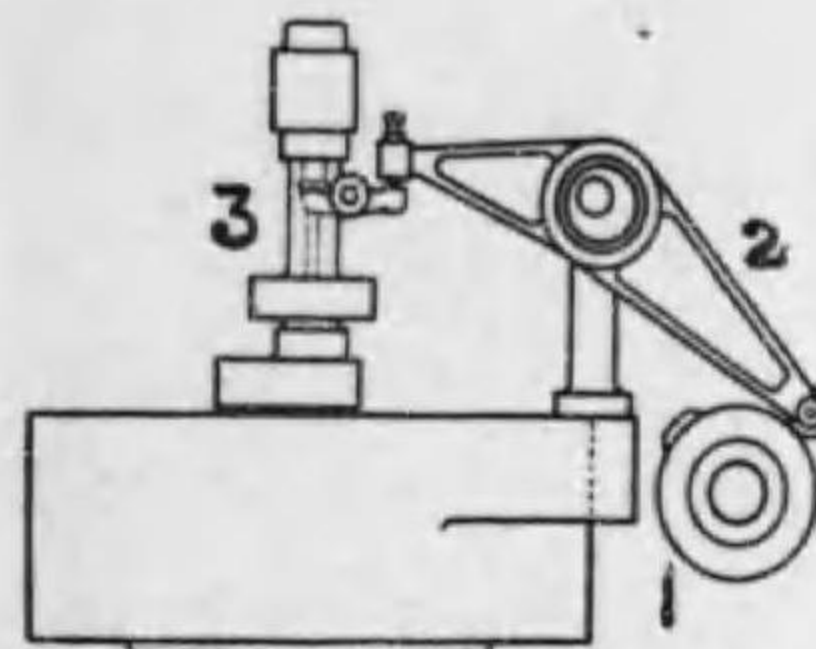
#### 第四 燃料噴射器のニードル・ヴァルブを開閉するレヴァ-とカム

[本項は第三章・第三節 燃料噴射器 一讀後に見るを便とす]

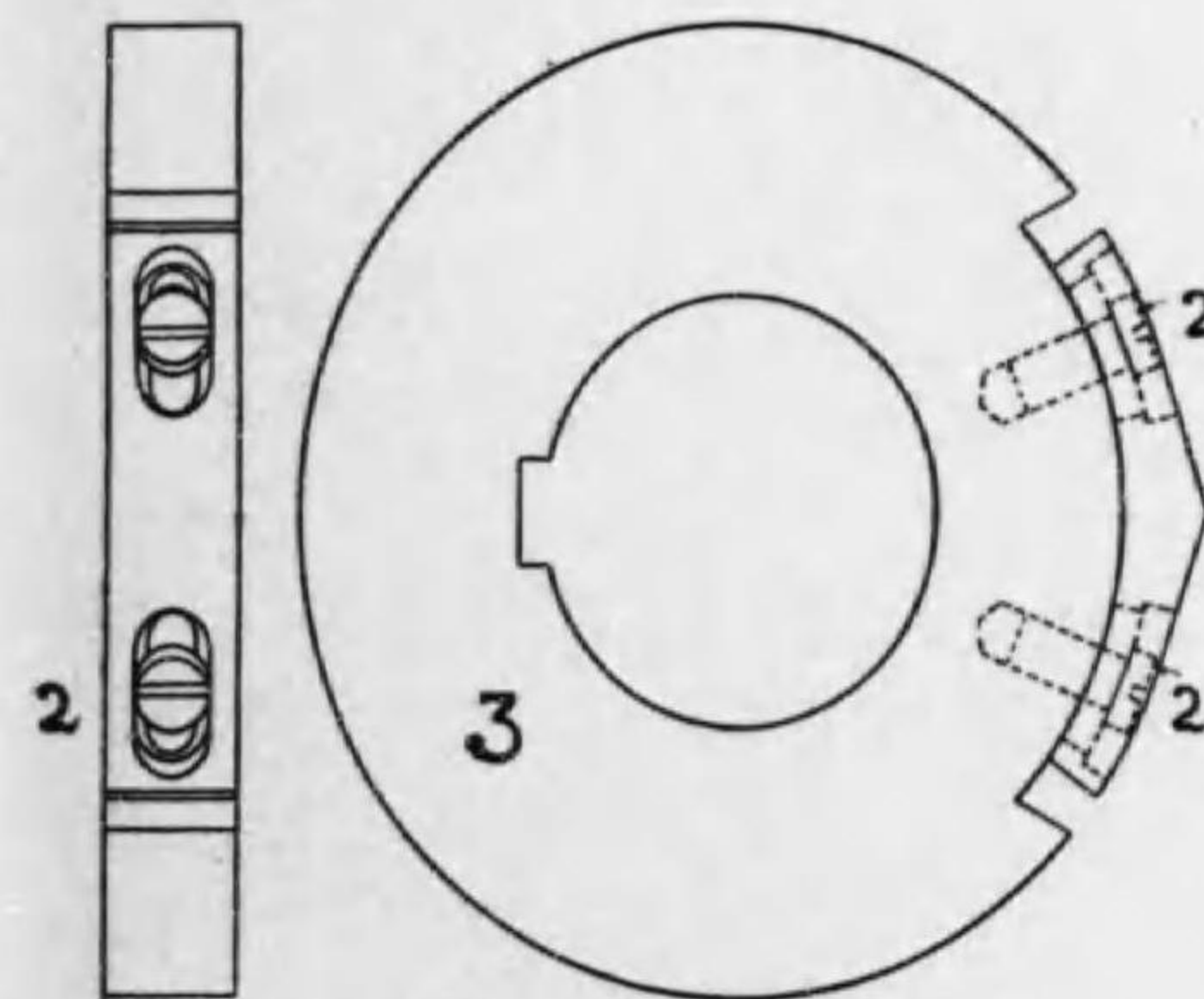
第三十四圖はカム軸に取付くるフュ-エル・カム (噴射用カム) 1 に組むレヴァ- 2 の水平端がニードル・ヴァルブ 3 を直接に積む上げる型を示す。



第三十四圖



第三十六圖

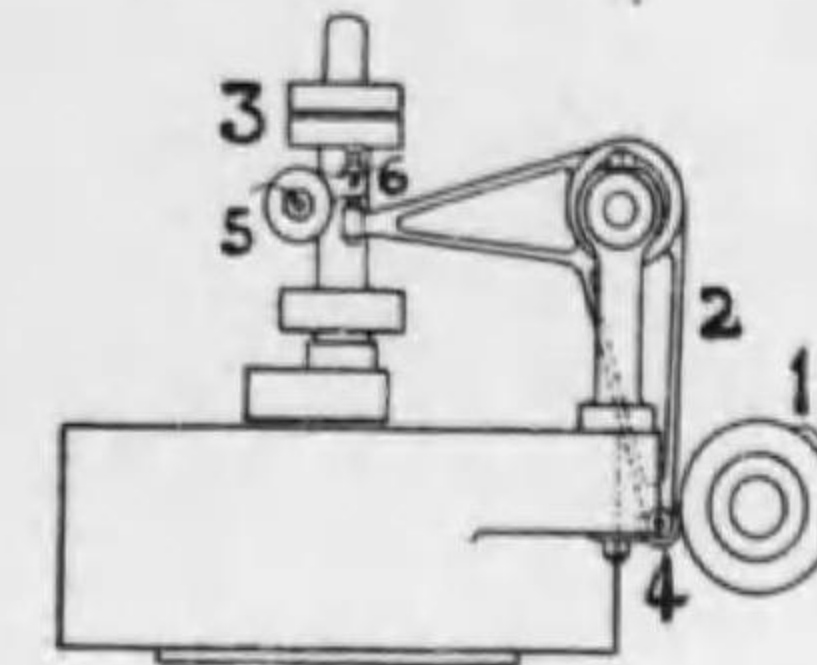


第三十八圖

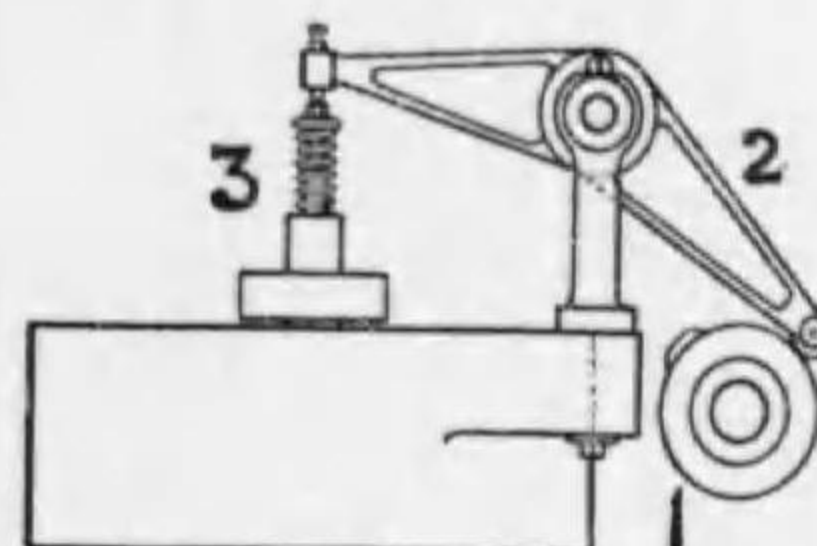
直接に押し之を開く。

フュ-エル・カムは燃料の性質及びエンジンの回轉の速さ等によりて其の開閉の時期を運

\* 第五十八圖を見よ。



第三十五圖



第三十七圖

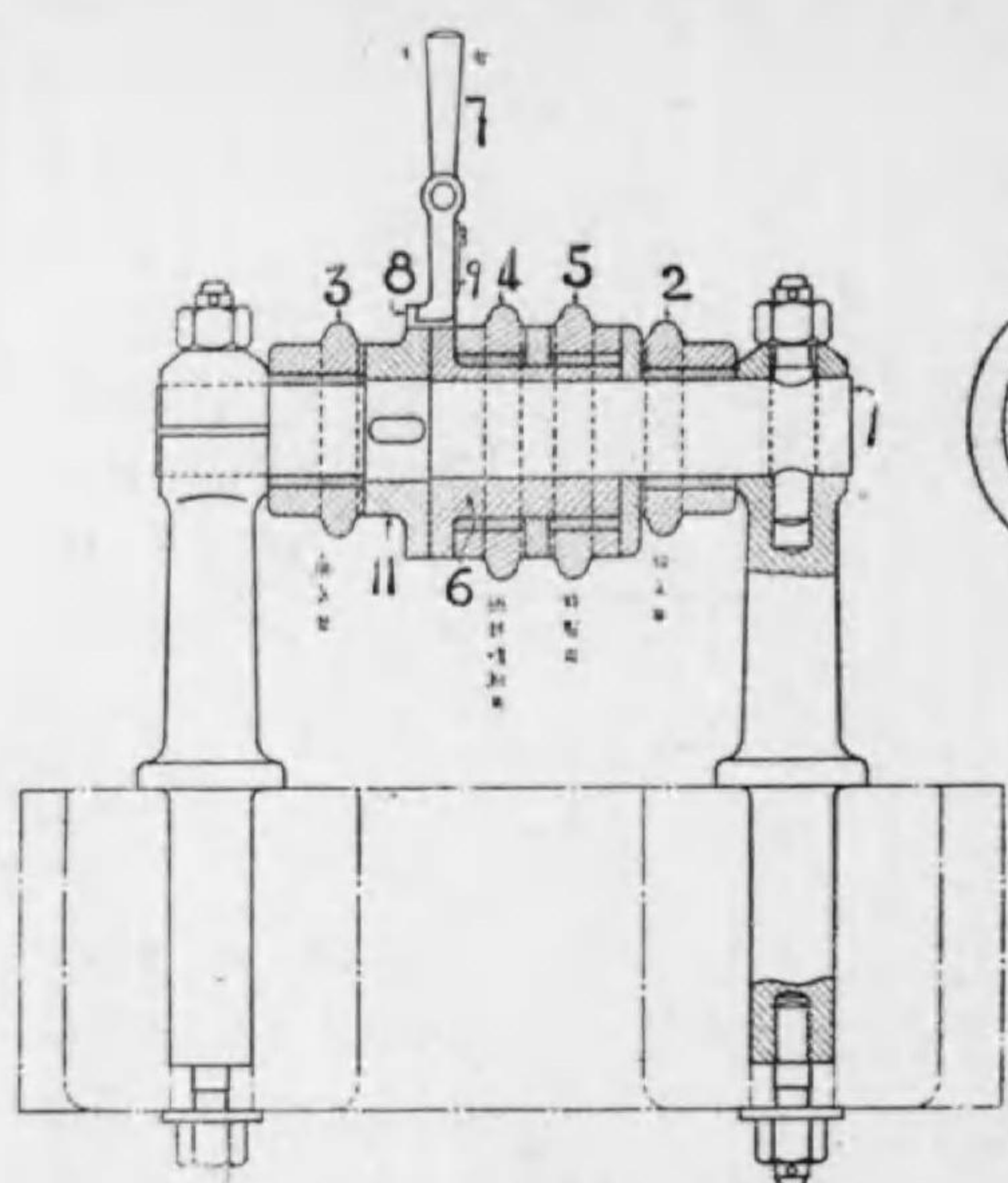
第三十五圖は燃料噴射器 3 のクロス・シャフト 5 に取付く小形レヴァ- 6 の水平端をレヴァ- 2 の水平端が積む上げる型を示す。

第三十四圖の如く直角に曲りてローラーがシリンダー・カバーとカムの狭き隙間に入る事を防ぐために第三十五圖と同様小形レヴァ-を用ゐる時はローラーはカムの上に位する事第三十六圖に示す如き設計あり。

第三十七圖は\*パーマイスター-Burmeister 型燃料噴射器に用ゐるが如き型にしてカム 1 に組むレヴァ- 2 の左端は噴射瓣の上端を

速ならしむるを可とす。之が爲めにカムを第三十八圖に示すが如く設計するものあり。即ち一見明瞭なる如く 押捻子 2, 2 を緩めて カム 1 の位置を移動して後更に之を締付く。

### 第五 始動用 ヴァルブ・レヴァー

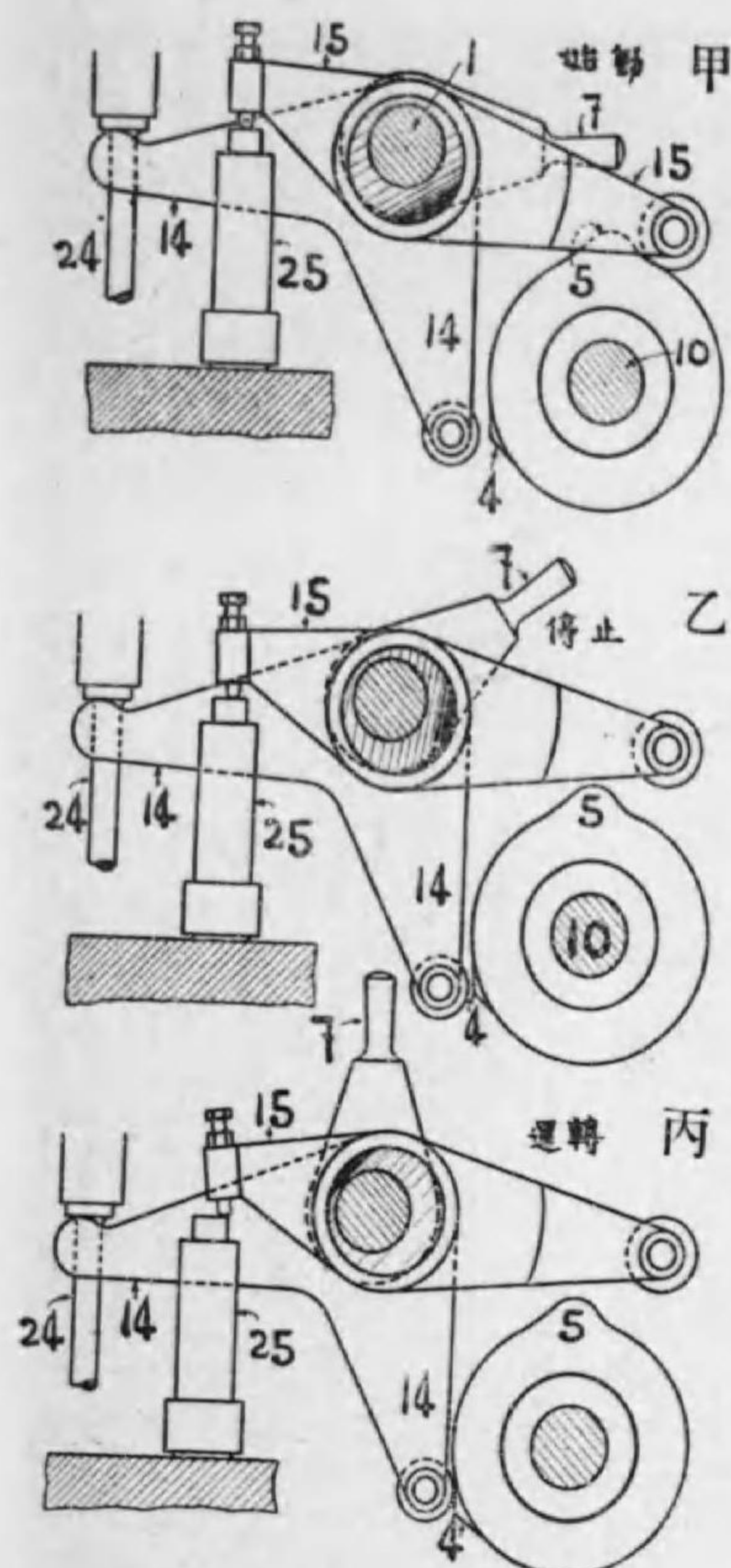


第三十九圖

るを普通とす。之を始動用 ヴァルブ・レヴァー と稱す。第三十九圖及第四十圖は其の普通なる設計を示す。1 はシリンダー・カバーに取付けられたる二本の支柱によりて支えられ且つカム軸と平行なる水平軸にして之に 給氣ヴァルブ用レヴァー 2, \*排氣用レヴァー 3, 偏心筒 6 が軸 1 に緩く貫通せらる。11 は軸 1 にキーにて固定し其の周囲には右圖に示す如く垂直, 水平, 水平と四十五度傾斜の各位置に 夫々 8, 8<sub>a</sub>, 8<sub>b</sub> にて示す様に切り溝を穿てり。偏心筒左端に突出せる部に取付くハンドル 7 の下端が上述の切り溝に啖合す、即ちハンドル 7 を

\* 廢氣ヴァルブは磨り合せ又は點檢の爲め 屢々取外す必要ありて其の都度 軸 1 及 諸レヴァーを取外す事 不便なれば、廢氣ヴァルブ用レヴァーのヴァルブ側のアームは ボートとピンによりて取外し得る構造とし、以て廢氣ヴァルブ取外しに便するものあり。

陸用四サイクル式エンジンにては、始動の節は燃料噴射器を開閉するレヴァーを外づし（作用の位置にあらざる場合之を外づすと稱す）且つ壓縮空氣を供給する始動用壓縮空氣ヴァルブのレヴァーを作用の位置（外づすに對し之をレヴァーを掛けると云ふ）に移すに一個のハンドルにて行ふ様設計す



第四十圖

のシリンダーは運轉し始む、茲に於て、ハンドルを運轉の位置に移すを普通とす。二聯筒エンジンにては一シリンダーのみ始動用ヴァルブ・レヴァーを取付けたるものと、二シリンダーに取付けたるものと二様あり。

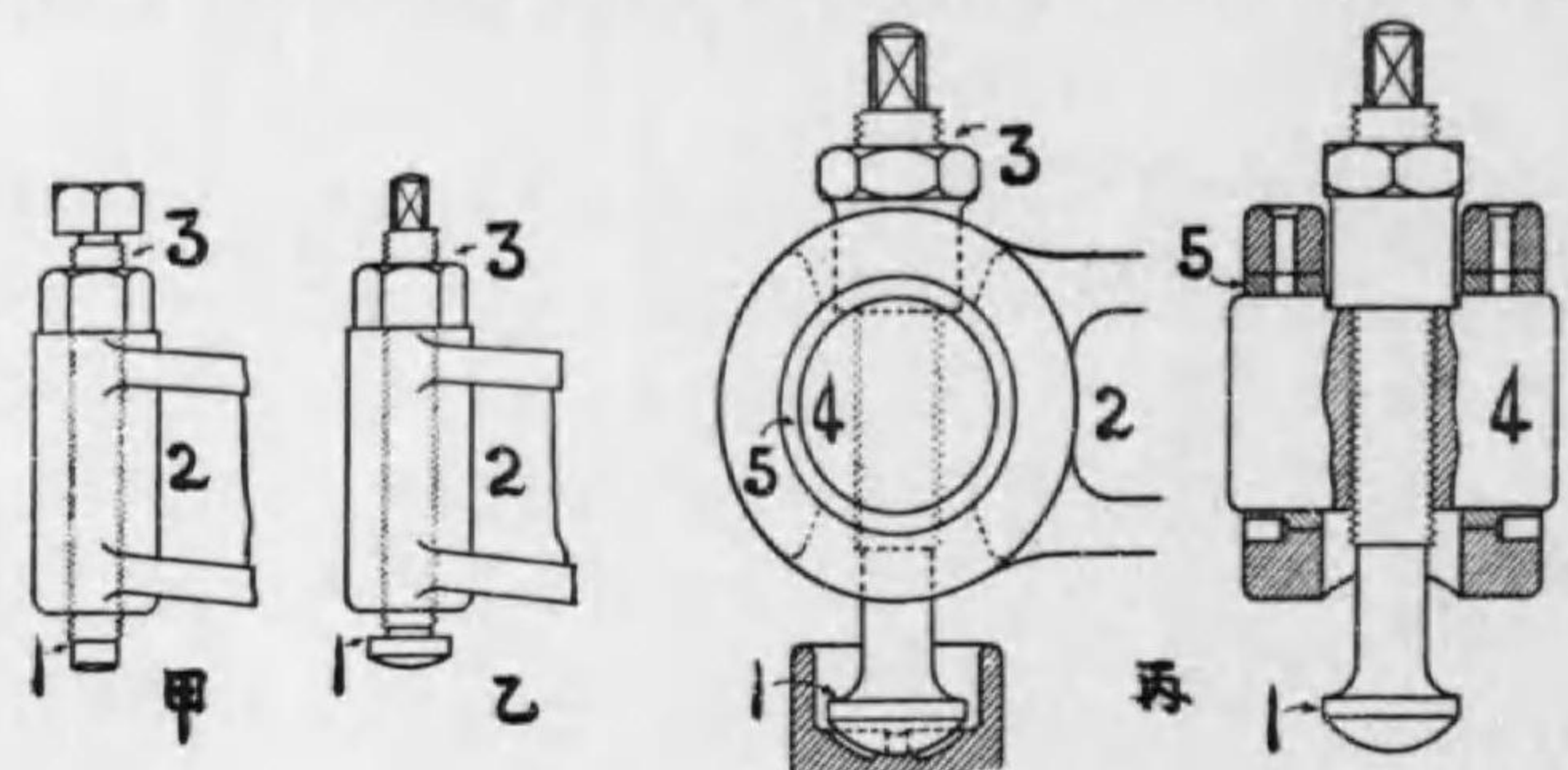
偏心筒及給氣、廢氣兩レヴァーの中央軸穴に張るライナーは磷青銅製にて叮嚀に研磨し適

給氣用カムを外づし（偏心筒の仕掛にて）又補助カムを用ひて廢氣ヴァルブを第二衝程に於ても開く様にし且つカム 4 を相向つて二個取付け第一、第三衝程何れも壓縮空氣を給氣し第二、第三衝程に於て廢氣作用あらしむる時はクランクの一回轉毎に回轉力加はるを以て、始動作用一層有効なり。

左方に振りて其下端の爪を溝より外づせば自由に廻はし得、例へば爪を 8 より外づして 8<sub>a</sub> に移してハンドル 7 を右方に移せばバネ力は確と其の位置を支持するが如し。さてハンドル 7 の作用を示さん第四十圖甲は始動の位置にして燃料用カム 4 は外づれて始動用カム 5 とレヴァー 15 は作用の状態にありてヴァルブ 25 によりて（適當の時期第三衝程に於て）壓縮空氣をシリンダー内に供給す。同圖乙圖は停止の位置にして、燃料用カム 4 も、壓縮空氣用カム 5 も外づる。同圖丙圖は運轉位置にして、壓縮空氣用カム 5 は外づれて、燃料用カム 4 が作用の位置にあり、即ち燃料用カム 4 はレヴァー 14 を傾ちて適當の時期（第三衝程の初期）に於てシリンダー内に噴油作用を爲す。

單筒エンジンにてはハンドル 7 を始動の位置に移しエンジンが數回轉して其の速さを増すを見計ひて急に運轉の位置に移す。然るに三聯筒又は四聯筒にありては、二シリンダーだけ始動用ヴァルブ・レヴァーを取付け以て連續的に壓縮空氣を入らしめ而して後他のシリンダーの空氣壓縮衝程あらしむるを以て他

度のフィットを與ふべし。ローラー外周部を肌焼入後研磨し内部孔部は磷青銅を張る、而して之に組むカムも外周部を肌焼入後研磨す、又他端ヴァルブ頭を押す部分は第四十一圖に示す如く押子（ポート状のもの）1の先端を硬く焼入せられて、何れの部分も磨耗し難からしむ。カムとローラーの間隙の如きは成可く少なきを可とす、但し此の間隙は普通押子のネジとナットにて加減し得。此等の部分の間隙多からんか、音響著しく増し且つ又給油甚だ不確實となるを免れず。さればローラー、ピン其の他の軸類は肌焼入をなして研磨仕上をなすものとす。第四十一圖甲、乙は押子1とレヴァー端とネジ組合せと爲しロッ



第四十一圖

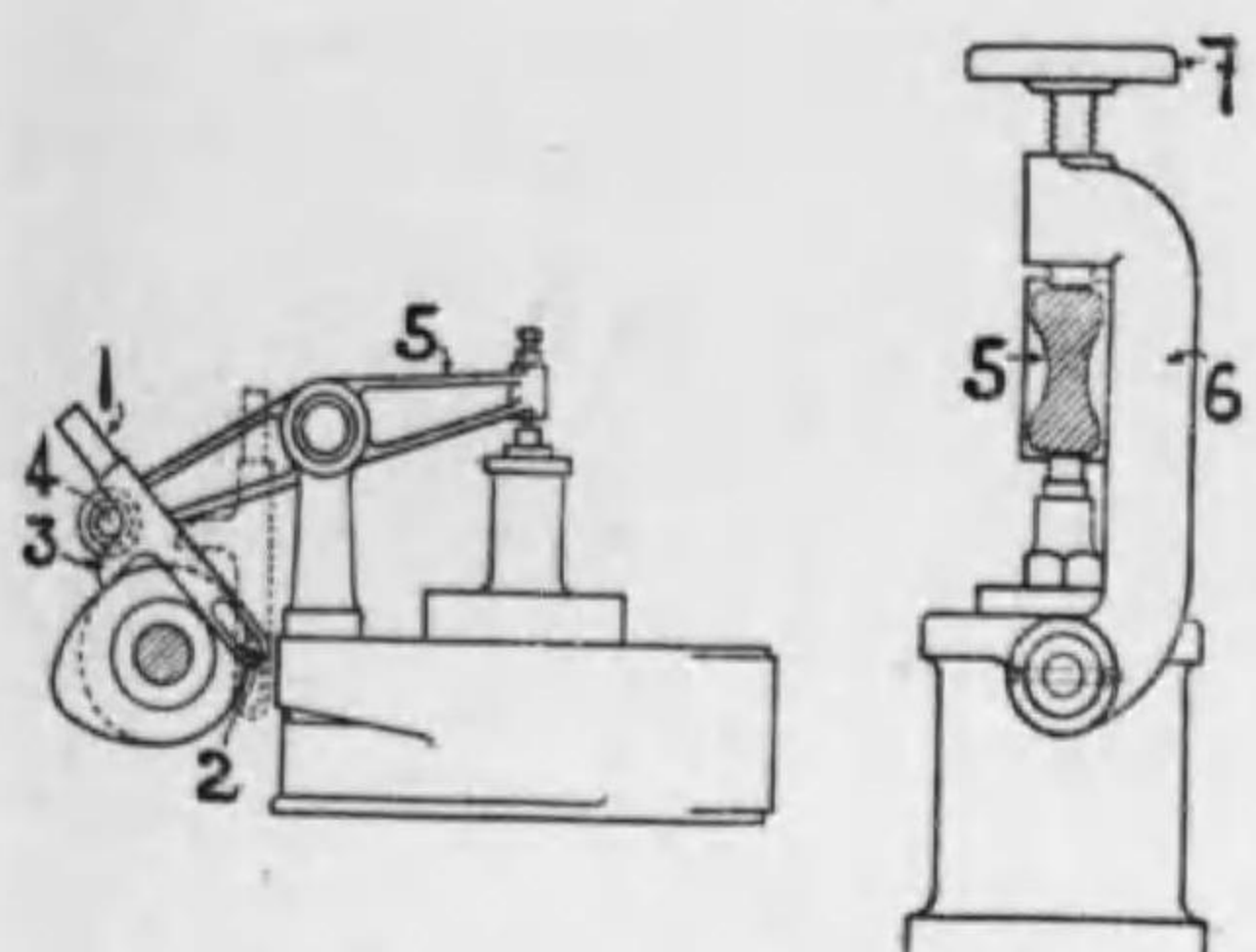
ク、ナット3が之を確と固着せしむる設計を示す。ヴァルブステムは上下直線動を爲すに、レヴァー端は弧運動を爲すにより甲に示すが如く平面にてはステムを傾むる恐れあるによりて、ヴァルブ上端を盃形にし\*押子1の先端を丸めて以て滑りを能くして多少の緩和を試みたる設計多けれども、大型エンジンにありては丙圖に示すが如く押子1をレヴァー端と同轉對をなすピン4と共にネジ組合せとしピン4は磷青銅製ライナー5之を支持するにより上述の缺點全く除去せらる。

### 第六 廢氣ヴァルブを開放する仕掛

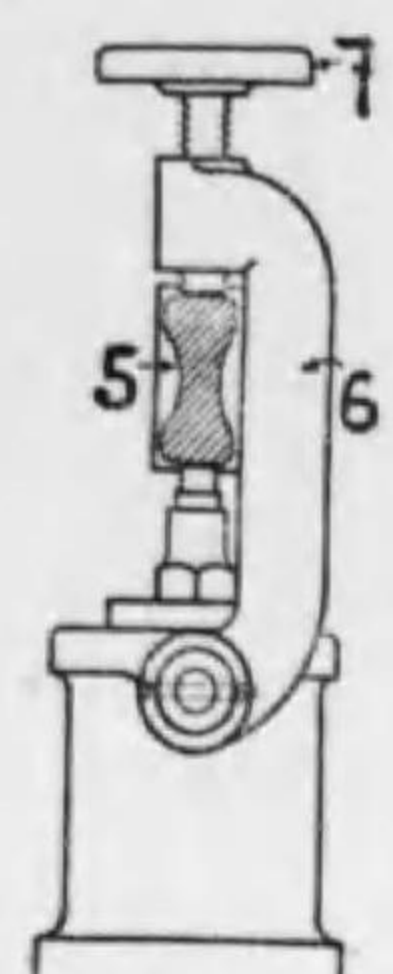
廢氣ヴァルブを開き放しに爲す仕掛が必要なる場合あり。即ち陸用エンジンにてはエンジンの停止に當りてシリンダー内の空氣の壓縮に起因する逆回轉の防止の場合、或はエンジンの手廻しを容易ならしむる場合、又 船用エンジンにて自動逆轉を爲すものにありては逆轉に當り其のシリンダー又は他のシリンダーに於てその内に吸入せる空氣を壓縮するを防止する場合等に於けるが如し。

第四十二、四十三 兩圖は主として陸用エンジンに用ゐらるゝ簡單なる手動仕掛を示す。

\* 第二十九圖のヴァルブ頭は押子1を衝く。



第四十二圖

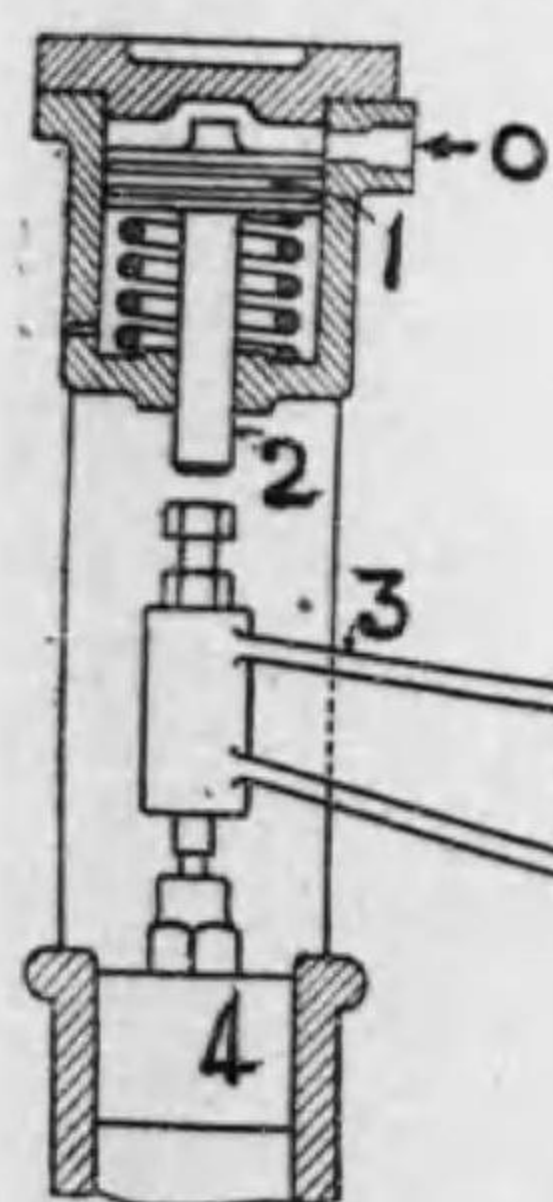


第四十三圖

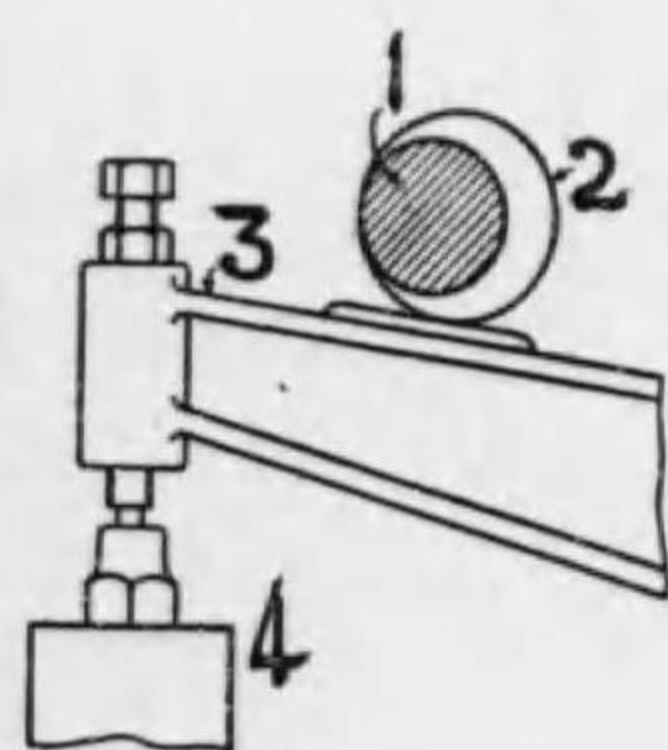
即ち第四十二圖に於て長き溝あるレヴァーを點線圖の位置に置けば、何等作用無けれども之を引き上げてカム軸、ローラーの方へ廻せば、其の突枝3はローラーの軸（レヴァー5に突き出づ）4を支ふるによりレヴァー右端が廢氣ヴァルブ莖頭を押し開く。第四十三圖は一見明かなる如くリンク6に取付くネジ7によりてレヴァー（第四十二圖の5の印ある位置）の右枝を押すによりヴァルブを開く、而

して不用の際はネジ7を緩めてリンク6を右に半廻轉し置く。

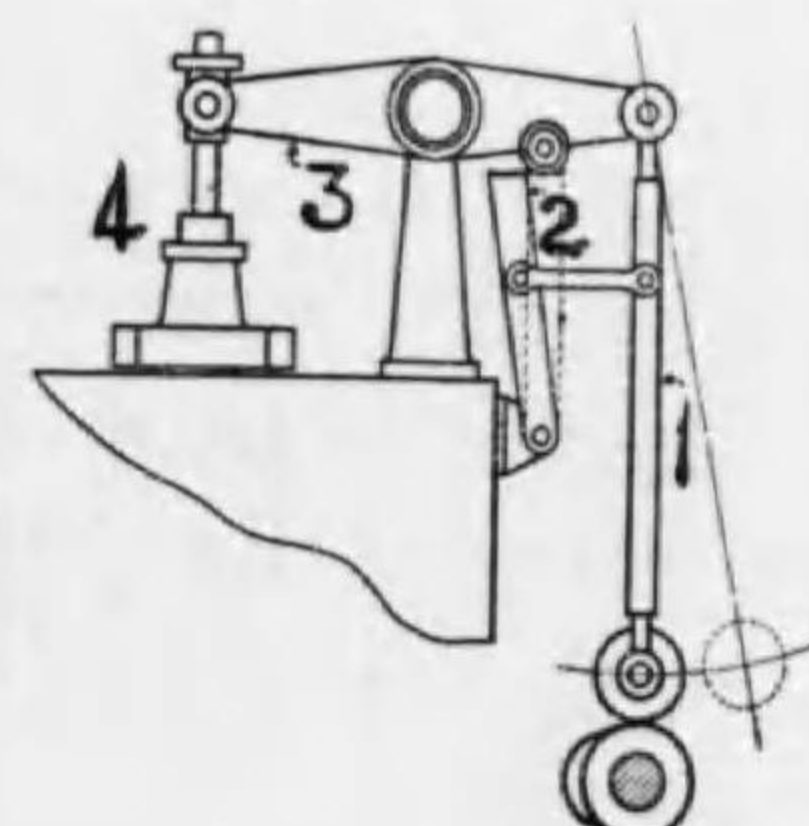
第四十四圖乃至第四十六圖は船用エンジンに應用せらるゝ仕掛を示す。即ち第四十四圖に於て上部ピストン1の上に0より壓縮空氣を入るゝ時はロッド2はレヴァー3を押し下げてヴァルブ4を開く。第四十五圖には水平軸1に取付けられたるエキセントリックディスク（偏心板）2あり。必要に應じて軸1を振ればディスク2はレヴァー3を押し下げてヴァルブ4を開く。



第四十四圖



第四十五圖



第四十六圖

第四十六圖はプッシュ・ロッドによりてヴァルブを開閉する仕掛なるが、之を右に振る時は直立レヴァー2はレヴァー3を傾じ上げてヴァルブ4を開く。一般に上述の作業は一個のハンドル或はレヴァーの操縦によりて各シリンダーに一に同時に行はるゝを普通とす。



### 第三節 ディーゼルエンジン型式

ディーゼルエンジンは其の使用の目的、経済等によりて種々の型式に設計せらる。其の大別次の如し。

- 第一. 陸用と船舶用。
- 第二. 四サイクルと二サイクル。
- 第三. 低速と高速。
- 第四. 縦型と横型。
- 第五. 単働と複働。

以下之に付て説明せん。

#### 第一 陸用と船舶用

陸用エンジンは工場の原動機若しくは発電機の原動機として堅固なる地形の上に安置して運轉す。然るに船舶用エンジンは容積限定せられたる狭き室内に据付けられ其の据付臺等必ずしも堅固ならず。之が螺旋軸によりて推進器を回轉して船を動かすに當り二法あり。即ち第一は螺旋軸とエンジン、クランク軸端の間に逆轉機を設けて、エンジンが單に一方向に回轉するに當り推進器を同一方向又は反對方向に回轉せしめ以て船を前進又は後進せしむるもの、第二はエンジン自身を逆回轉して推進器をも逆回轉せしめ以て船を後退せしむるものは是れなり。

陸用エンジンは單筒又は二聯筒（雙筒とも言ふ）のものを作り回轉速度の平等を期する爲に大なる飛輪を取付くれども、船用エンジンは陸用の如き大型の飛輪を取付け能はざるにより少くとも四聯筒或は六聯筒、八聯筒として飛輪を小にすると同時に回轉力を均一ならしむる方法を撰ぶ。現今にては船用ディーゼルエンジンの聯筒の限度は三聯筒乃至八聯筒なり。

### 第二 四サイクル式と二サイクル式

エンジン設計製作の容易と確實なる點に於ては四サイクル式は二サイクル式よりも優る。加ふるに二サイクル式は其の衝程の終りに近き點に於て瞬時に瓦斯の出入を仕遂ぐるにより、全衝程に於て遂げらるゝ\*有効平均壓力は四サイクル式に比して少なし。且つ二サイクル式は同一馬力の四サイクルエンジンに比すれば一實馬力時當り\*\*燃料消費量多し。斯様に二サイクル式は四サイクル式に比して劣れるにも拘はらず需要あるは、二サイクル式は同一馬力の四サイクル式のものに比し形骸小にして廉價なるに因る、殊に船室の如き成可く容積の小なるを要求するものにおいて、現在は†四サイクル型多數なるも、將來二サイクル型を用ゐるもの多きに至らん。現時、500馬力以下の二サイクル式は廣く用ゐらるれども、大型二サイクル式は未だ試験時代を離れずと評すべし。

二サイクル式エンジンの缺點が除去せられたるものとせば、四サイクル式よりも優れりと考へらるゝ諸點は次の如し：—(1). 同一馬力の四サイクルのものに比し形骸小にして構造頗る簡單なり。(2). 各前進衝程は有効働を爲すにより回轉モーメントが四サイクル式よりも平等にして従つて重量の少なきフライ・ホールを要す。(3). シリンダーの大きさは同一馬力四サイクル式に比すれば小なるにより運動各部分に加はる内力小なり。(4). 四サイクル式にては廢氣バルブが高熱の爲め屢々故障の原因を爲すに反し、二サイクル式にては廢氣バルブ無きを以て之より生ずる故障全く除かれたり。(5). 二サイクル式船用エンジンの自己逆轉は四サイクル式よりも頗る簡單容易なり。故に大馬力に於て構造弱き逆轉機を要せざる利あり。

#### 第三 低速と高速

一分間當り回轉數の少なきものを低速と稱し、之に反して一分間當り回轉數の多きものを高速と稱す。而して一分間當り幾何の回轉數以上を高速とし以下を低速となすかは明かならざれども、英人 チョークレー氏の著書に掲げたる平均價によりて高速或は低速と名づ

\* 其の理由：—二サイクル式は四サイクル式よりも熱の發生度數多きにより、之が影響の緩和の目的を以て爆發の壓力を低下し、加ふるに全衝程の約五分の一は廢氣、給氣兩作用に費さるゝが故に平均壓力低下す。

\*\* 同大の四サイクル型に比すれば、二サイクル型は燃料消費量に於て一割乃至一割五分多し、

† 四サイクル普通型エンジンにては聯筒にて一臺 1000 實馬力を限度とするが、船用には 1500 實馬力のもの作られたる例あり。然るに二サイクルエンジンにては一氣筒にて單働 1200 實馬力のもの、複働 2800 實馬力のものを作れり。而して將來一氣筒當り 4,000 實馬力の實現を期すと云ふ。

くる事至當ならん。而してその平均價は次頁の表にあり。低速のものは衝程比較的長きにも係はず、ピストン\*平均速度大ならざる様設計し得れども、之に反して高速のものは衝程比較的短くピストン平均速度も甚だ過大なる設計を爲し、之が爲めにピストン其他コネクティング・ロッド等の構造 繊弱なるを免かれず。一般に低速のものは堅固にして甚だ重き架構を有し、徑も重量も甚だ大なる飛輪を有して長年月使用に耐ゆる型なるが、高速のものは飛輪等も徑小にして重量比較的少なく且つ小型に作られ得るに因り同一馬力のエンジンにては 低速のものよりも價安きを以て相當の販路を有すれども設計頑強ならずして耐久の點に至りては 低速のものに及ばず。されば場所の制限無き場合、陸用には低速のものを好んで使用する。

發電機と直結して之が原動力となる場合には、一分間當り回轉數の多きものは發電機が小型にて足り且つ又 エンジンも價安きを以て、斯かる場合は高速のものを好んで使用する。

低速のものは架構を A 型に設計しクランク、コネクティング・ロッド下端等は 容易に外部より手にて觸れ得る 様に爲し得れども、高速のものは架構を箱型に設計して蓋を以て密閉し架構内に 油の飛散する様にし且つ 下部に油の溜る部分を設け、加ふるに 押込式注油装置等頗る複雑なり、然れども、低速のものに比して 多量の機械油を要する不利あり。

低速のものはピン等の緩みに起因して生ずる衝撃比較的少なければども、高速のものは此の影響甚だ大にして爲めに震動を著しく増し耐久性を減ずる因を爲す。

一般に推進器の一分間當り回轉數が多きもの程 効率減ずる理由によりて船舶用ディーゼル・エンジンには、衝程の比較的長き低速エンジンを用ゆるを例とす。然れども 潜航艇或は水雷艇の如き船室低き所に据付け且つ出來得る限り馬力の多きを要するものに至りては余儀なく 衝程比較的短かき高速エンジンを用ゆ。

高速のものは低速のものに比し、四サイクル型にては ヴァルブを大きくする事又二サイクル型にては 換氣用壓縮空氣の壓力を高むる事の必要あり。

\* ピストン平均速度とは衝程の二倍と一分間當り回轉數の相乗積にして、低速のものは一分間當り 600 乃至 800 呎を標準價とし、高速のものは 700 乃至 1,000 呎とす。或る種のエンジンは大きに關係なくピストン平均速度を一定とすれども、同一型のエンジンにてはシリンダー徑の増すに従ひて増加するを可として低速のものは  $V=460+17.6D$  とするものあり。但し  $D$  はシリンダー内徑(吋)、 $V$  はピストンの平均速度(一分間當り呎)とす。高速エンジンは以上の計算の二割増とす。又潜航艇用エンジンの如きは 其の形骸に比して出馬力を出來得る限り大にする目的を以てピストン平均速度を一分間當り 1,500 呎とせる例あり。

ディーゼル・エンジン 回轉速度 (チヨクレー氏に據る)

ディーゼルエンジン型	陸用又は船用	一分間當り回轉數 乃至
四サイクル 低速	陸用	140 — 190
同 高速	陸用	200 — 400
同 低速	船用	100 — 160
同 高速	船用	300 — 500
二サイクル 低速	陸用或船用	90 — 150
同 高速	陸用或船用	300 — 450

#### 第四 堅型と横型

ディーゼル・エンジンは船用のものは\*堅型、聯節とするを普通とす、陸用にては堅型を多數に使用する。堅型の方が横型よりも噴油上都合良きは論を俟たず。然れども横型エンジンも近來發達し殊に陸用として次きの特點を有す：—(1) 架構及基礎地形に加ふる力が堅型のものよりも少なき事。(2) 掃除及修繕に關し各部分の取外づし等容易なる事。(3) 堅型よりも一實馬力當り設備全資金 少なき事とす。

#### 第五 單働と複働

ディーゼル・エンジンは普通型石油及瓦斯エンジンと同様にトランク型ピストンを用ゐるが、斯る設計のものピストン背面にのみ爆發壓力を受く。されば大型エンジンにては蒸汽機械と同様にピストン・ロッドとクロス・ヘッドを設けてピストン兩面に爆發壓力を受くる設計を爲す。前者を單働と稱し、後者を複働と稱す。更に特種大馬力にありては、複働串型に設計せらるゝものあり、即ち二個のピストンを連絡するに一本のピストン・ロッドを以てし之に一個のクロス・ヘッド、クランクを組ましたる型なり。

複働エンジンにては二サイクル式が四サイクル式よりも優る。其の理由は二サイクル式は ヴァルブ其他の機構少なく構造簡單なる反して、四サイクル式は數多のヴァルブを要し構造複雑なるを免がれざるに因る。

大型船用エンジンには、容積の比較的小なる事、價の比較的に廉なる事、加ふるに蒸汽

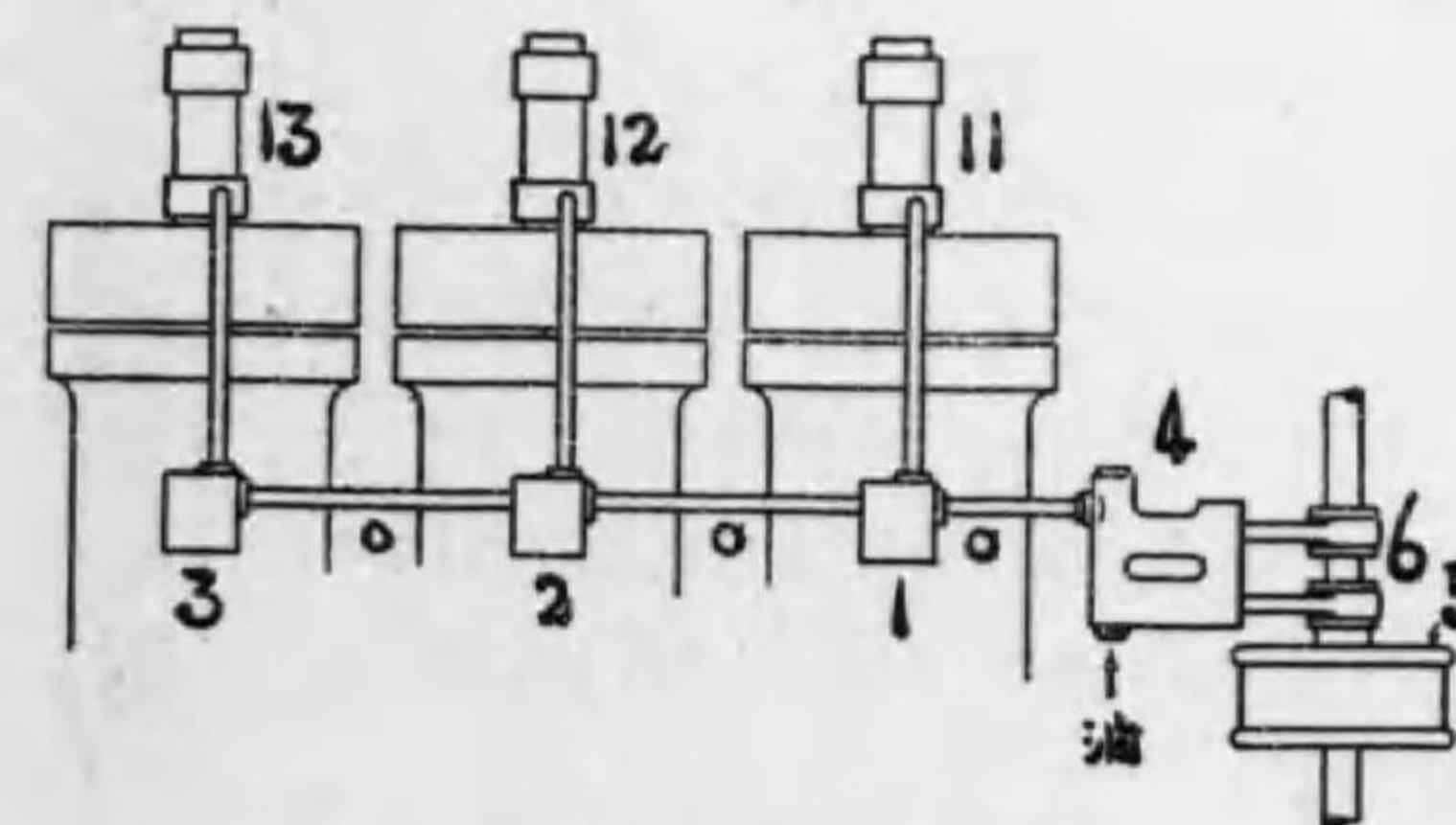
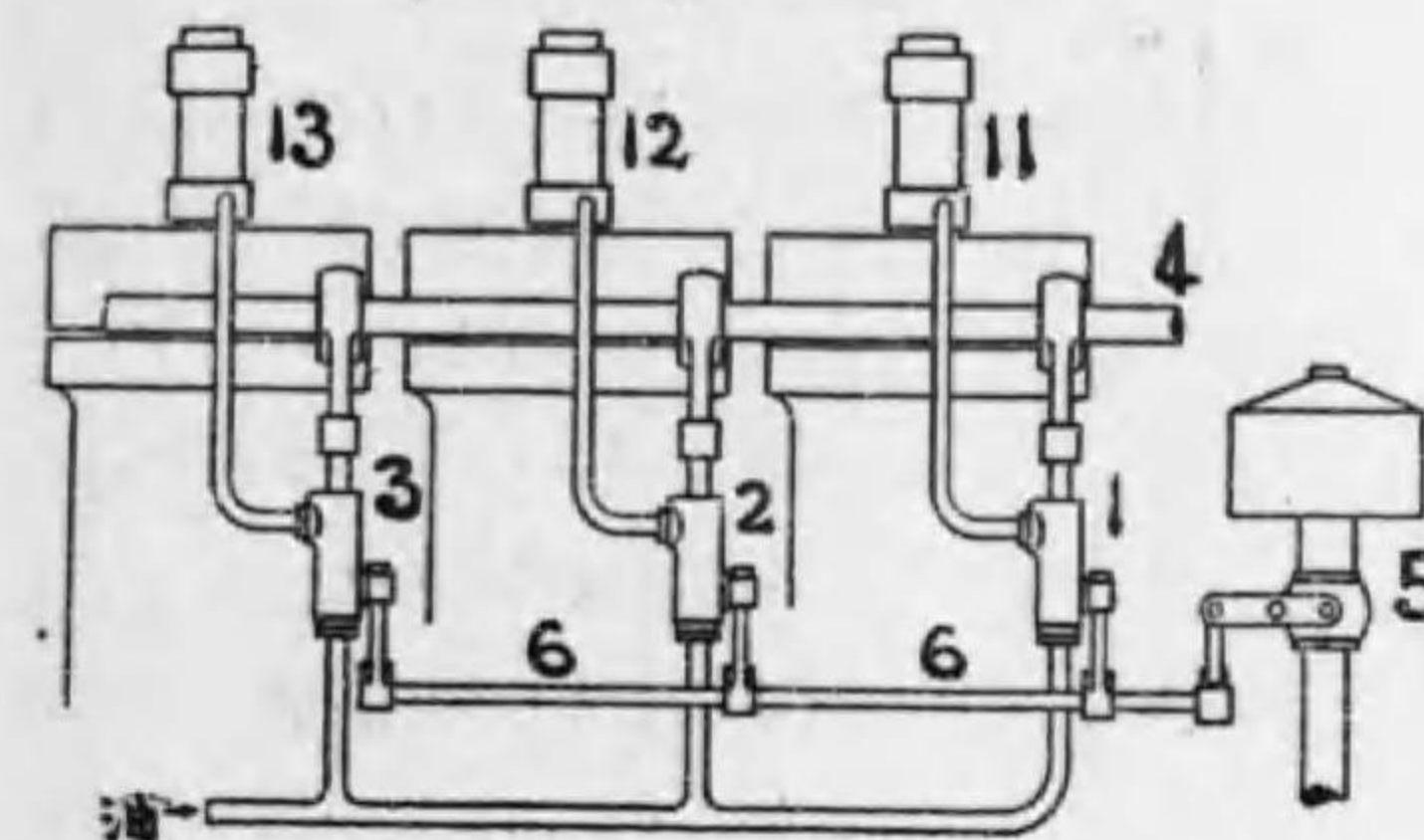
\* 之れ架構据附床面積が限定せらるゝ事主因なり。

機械の如く上下運動に於て運動の平衡を得る事等の利あるによりて、二サイクル式、複働型のものを可とす。故に大型二サイクル船用エンジンは 將來發達すべき形式なり。

### 第三章 燃料油供給 並びに 其の量の調整

既に第一章第三節に説明せる如く、燃料油を給抽ポンプにて燃料噴射器内に送り而して適當の時期に於てシリンダー内に噴射するが、シリンダーが數個聯繋する時には給油に二式あり。第一式は第四十七圖略圖に示す如くカム軸 4 によりて被動せらるゝポンプ 1, 2, 3 は全く別々に夫々シリンダー 11, 12, 13 の噴射器内に燃料油を供給す。而して調速機 5 は、負荷馬力の多少に應じてコントロール、ロッド(制取桿) 6 を動かしてポンプの給油量を加減す。第二式は第四十八圖の如く給油ポンプ一個を用ひてシリンダー 11, 12, 13 に給油する仕組にして、調速機 5 は負荷馬力の多少に應じて、補助プランジャー 6 を以て給油量を加減す。此の式にては各シリンダーに平等に給油する爲めにオイル、ディストリビューター(配油器) 1, 2, 3 を各シリンダー送油管に取付く。其の構造は次頁に於て説明せん。

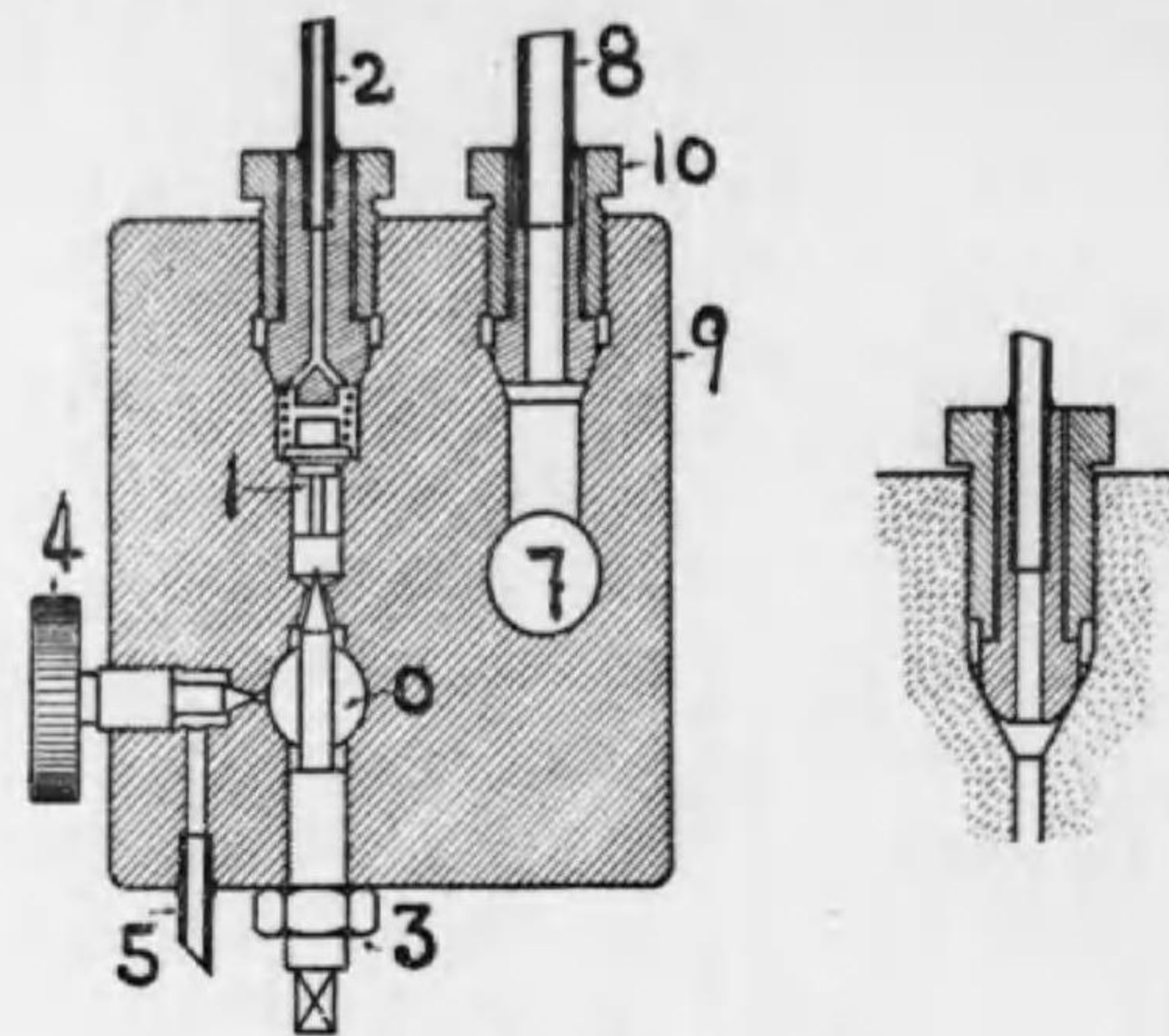
第四十七圖



第四十八圖

第一式は各シリンダーに別々に給油ポンプを取付けたるものなれば、各シリンダーへの燃料供給は夫々獨立に充分に調整し得て作用確實なり。然れども構造複雑にして第二式の如く單に一個を使用するに比して取扱い煩雜なるを免れず。第二式を採用する製造者の主張は各數個のポンプに附屬するヴァルブ其他が何れも平等に且

つ同様に摩耗すると考ふ事能わず、されば同一長の衝程とするも同一分量の油を送ると考ふるは否なるによりてオイル・ディストリビューターの調整と同一の困難を感ず。加ふるに単一の給ボムプにては部分品甚だ少なくして且つ大形なる爲めに破損の度合著しく減ずと。第二式は六聯筒なれば三聯筒毎に一個の給油ボムプを、八聯筒なれば四聯筒毎に一個の給油ボムプを設くるを常とす。



第四十九圖

他のシリンダーへの供給増す)。1はチェック・ヴァルブ(逆流防止瓣)にして燃料噴射器内に壓力増すも油は2より0に逆流せしめざる作用を爲す。4はヴェント・コック(吐油瓣)にして之を開き以て油を小管5より排出せしむ。エンジン始動に先んぢて之を\*開きて送油管内に油が充満し居るや否やを検す。7は高壓空氣管と通じ、壓縮空氣は送氣管8より燃料噴射器に送らる。

一般に高壓の瓦斯又は液體の通ずる管の接合は第四十九圖に於て見るが如く座(シート)を圓錐にし之に半球頭の管端9を接せしめ捻子10にて強く押す方法を可とす。管端9は銅製にして捻子10は鋼又は砲金製とす。

粘度高き油を使用する場合には、油管の内徑を成可く大きくし、且つ其の長さを短かくするを以て有効とす。又粘度は温度の上昇と共に低下するにより暖むるを可とす。

\* 之を爲すには給油ボムプの給油弁を損じ上ぐるか、或は給油ボムプに附屬せる手押油ボムプを作用して送油す。後節給油ボムプに詳し。

一般に油管の配置及取附に於ては給油ボムプの内部と同様に空氣の滯留する窪み場所ある可からず。何となれば空氣滯留する時は其の膨脹、收縮に起因して燃料噴射器内に供給する油量を不定ならしむるを以てなり。

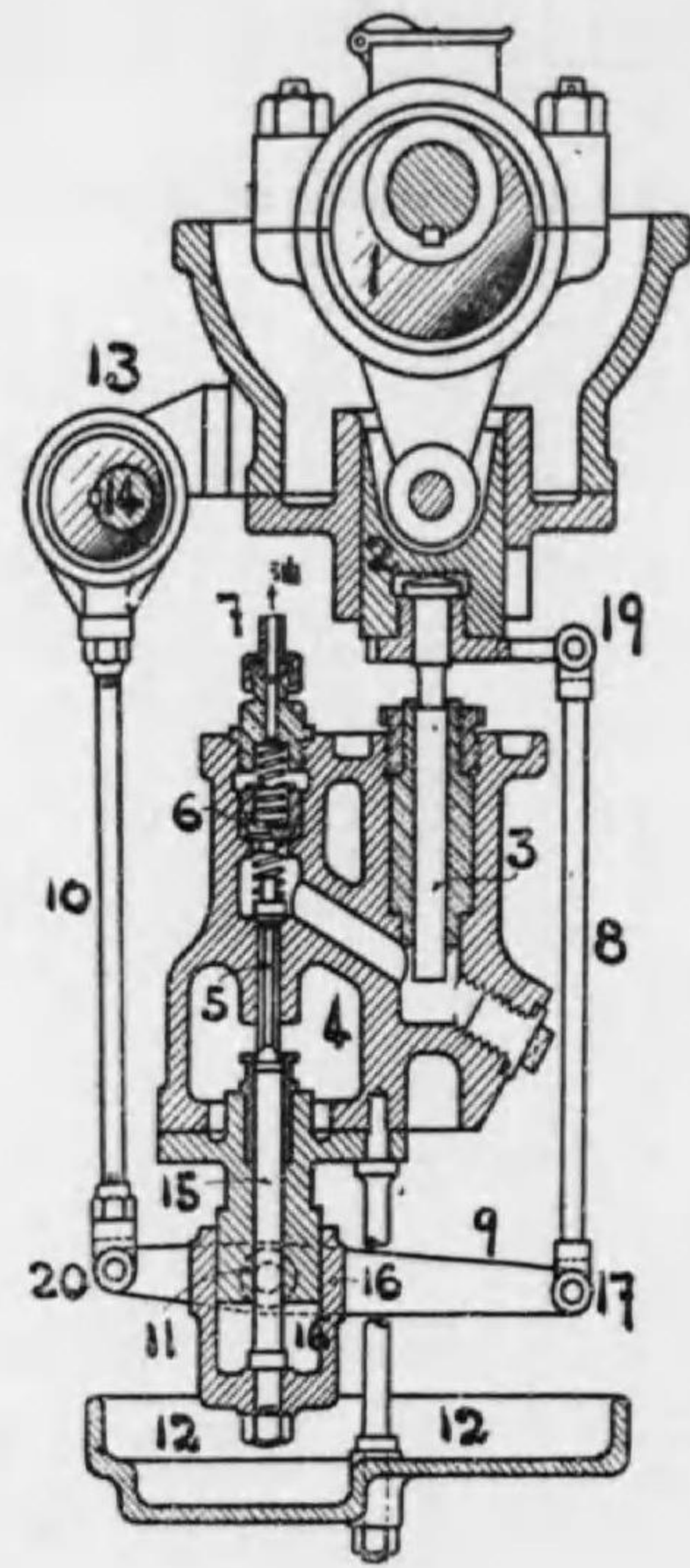
給油ボムプの容量の計算：—

エンジンの全負荷馬力に於て燃料の消費量を一實馬力一時間當り 0.48 封度とし、之が五割増を給油ボムプが供給するとし、燃料油の比重を平均 0.95 とすれば、一實馬力當り一時間、

$$\frac{0.48}{0.24} \times \frac{12^3}{0.95} \times 1.5 = 204 \text{ 立方吋 の容積となる。}$$

給油量は補助フランジャーにて其の量を制限するが故に、更に上者の一割増を採りて、給油ボムプ容量は全負荷馬力にて一實馬力當り 23 立方吋とす。

## 第一節 給油ポンプ (フュエルポンプ)



第五十圖

1. エキセントリック (偏心板)
2. ガイド、ピース (摺動片)
3. プランジャー
4. 給油管に通ずる油室
5. 給油瓣 (サクシヨン、ヴァルブ)
6. 送油瓣 (デリヴァレ-、ヴァルブ)
7. 送油管
- 8, 9. リンク
10. エキセントリック、ロッド
11. ピン、ジョイント
12. 油受器 (トレイ)
13. 補助エキセントリック (補助偏心板)
14. 同上軸 (多くカム軸と同一軸なり)
15. 給油瓣押上プランジャー
16. 上者附属ガイド、ピース

第五十圖は堅型給油ポンプの一例を示す。多くはカム軸によりて被動せらるゝエキセントリック 1) の回転によりて、プランジャー 3 は上下動を爲す。此の際ガイド、ピース 2 の下端より出たる棒にピン接合 19 を爲すリンク 8 は上下動を爲し因つてリンク 9 を (其の左端接合ピン 15 を中心として) 振動せしむ、此の運動に伴ひて送油瓣押上プランジャー 15 は上下運動を爲す。但しプランジャー 15 の取付

く附属ガイド、ピース 16 より水平に (紙面の後方に向ひ) ピン 11 が突出し之がリンク 9 に穿たれたる穴を貫通するを以てピン 17 の上下運動はピン 11 の相似的上下運動を生ず。

プランジャー 3 の上昇運動に於ては給油瓣 5 を吸ひ上げてポンプ、パーレル内に燃料油を吸ひ入る。而して 3 の下降運動始まるも給油瓣押上プランジャー 15 は、給油瓣を開くを

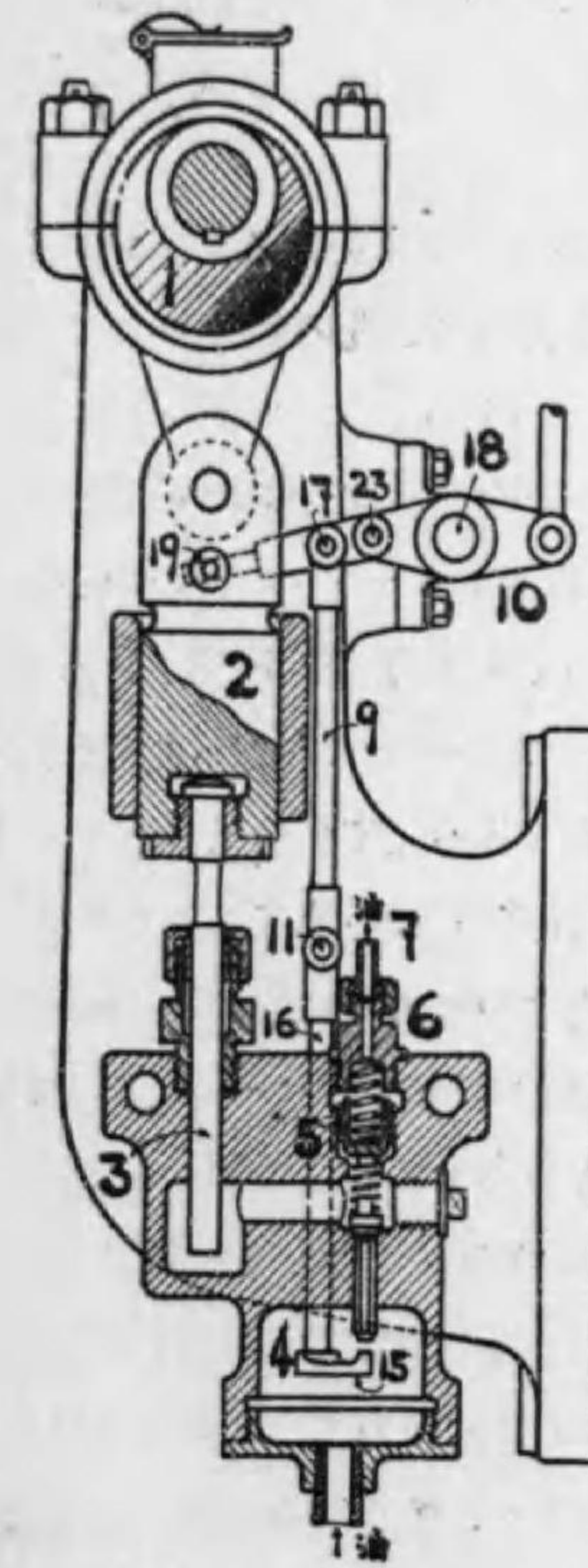
以てポンプ、パーレル内の\*燃料油は油室 4 に逆流す、然れども下降運動の終りに近づくやプランジャー 4 上端と給油ヴァルブ 5 の下端と離るゝに至りて給油ヴァルブ閉づ、此より以後プランジャー 3 の下降運動は送油瓣 6 を開きて燃料油を送油管 7 に送り出して之を燃料噴射器内へ送る。

補助エキセントリック 13 を圖示の位置よりも矢の向きに少しく廻はす時はピン 20 は上がり因つてプランジャー 15 の上端も亦上がるが故に之と給油瓣との離るゝ時期遅くるにより

り送油管への油量減ず。補助エキセントリック 13 を廻はす度を多くする時は燃料油が全く送油管へ送られざるに至る。以上に反し補助エキセントリック 13 を矢の方向と反対に廻はす時は 7 への送油量増す。陸用エンジンに於ては調速機とエキセントリック 13 の水平軸 14 と連絡せしめて以て負荷の多少によりて軸 14 を左又は右に廻はす。船用エンジンにありては之をハンドルとギヤ-仕掛にて手動す、但し大型エンジンにては回転速度の規定以上、或る度を超過するやイマ-ピンシー、ガヴァナー (急變非常調速機) にて自動的に軸 14 を廻はして給油遮断を爲す。

或る種の設計にありてはピン 20 を擴大して 13 と同一作用の小エキセントリックにし、其の水平小軸を上述に於ける 14 軸同様に調速機と連絡する型あり。

第五十一圖の如き設計も亦一般に用ゐらるゝ型にして、構造の要部は第五十圖と大同小異なり。されば兩圖に於て同一作用を爲す部分には同一の符號を附したるを以て讀者は第五十圖の説明を讀みつゝ第五十一圖を見る時は直ちに構造と其の作用を了解し得ん。即ち第五十一圖に於て垂直のロッド 16 はポンプ架構を貫通し其の下端の曲がれる部 15 は給油瓣 5 を上ぐる作用を爲す。



第五十一圖

\* ディーゼル、エンジンは一般に給油ヴァルブに通ずる給油管に二管を接合す、即ち第一は主として使用する燃料油を、第二は燈油 (ランプ油) を支給す。運轉の終りに於ては、第一給油管を閉ち第二燈油管に切り換へてエンジンを運轉する事數分にして停止し、始動の際には第二燈油管にて燈油を使用して運轉開始するや、直ちに第一給油管に切り換へる。之れ始動を容易ならしむると加ふるに給油ポンプの諸ヴァルブ及油管等を掃除するが爲なり。

ピストン・ロッド 3 の下降運動の始めの時間にはロッド 16 下りつゝありて、其の下端は給油瓣 5 を押し上げて、パレル内の燃料油は給油瓣 5 より逆流するも、15 が 5 と離るゝに至り給油瓣 5 閉ぢ其れ以後は燃料油は送油瓣 6 を開きて送油管 7 に送らるゝ事前述の如し。

軸 18 を矢の向きに廻はす時は送油量減じ或は全く止み、之に反して軸 18 を矢と反対の向きに廻はす時は送油量増す事、及び軸 18 を调速機等に連絡する事前述と異ならず。

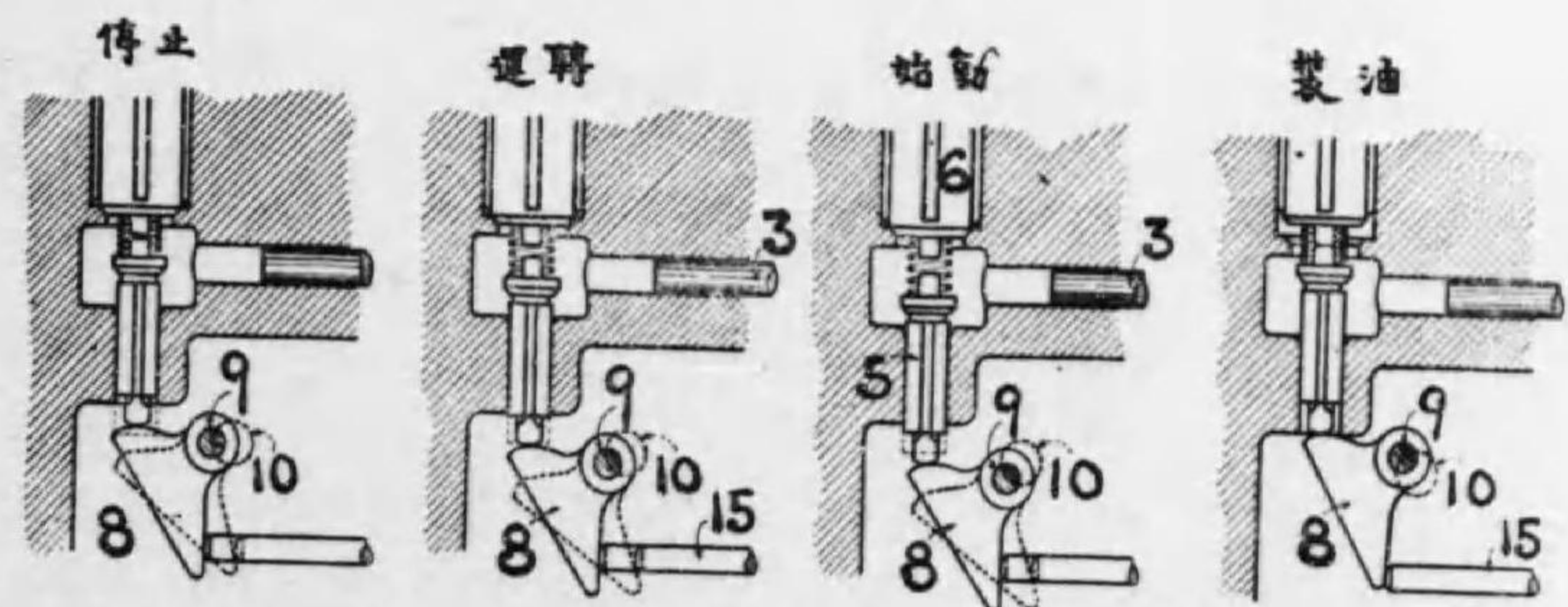
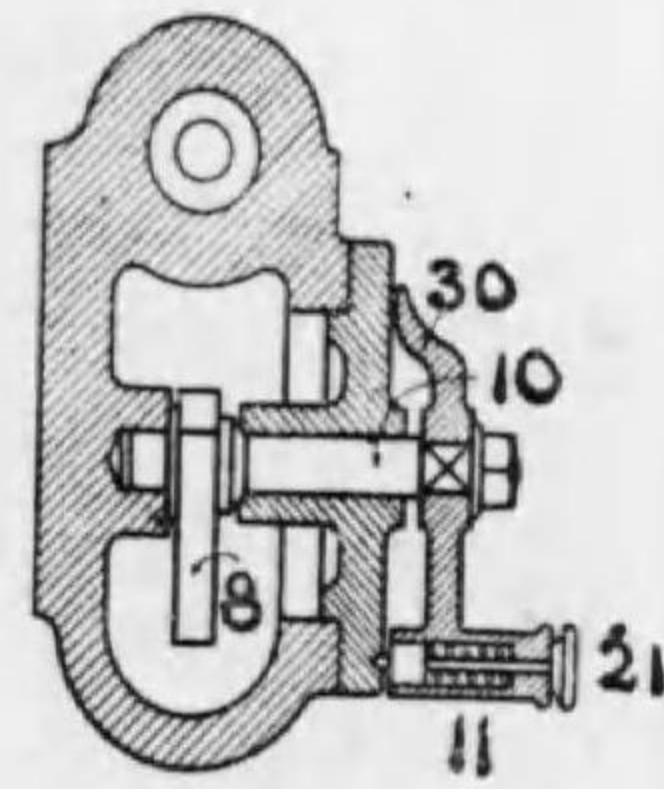
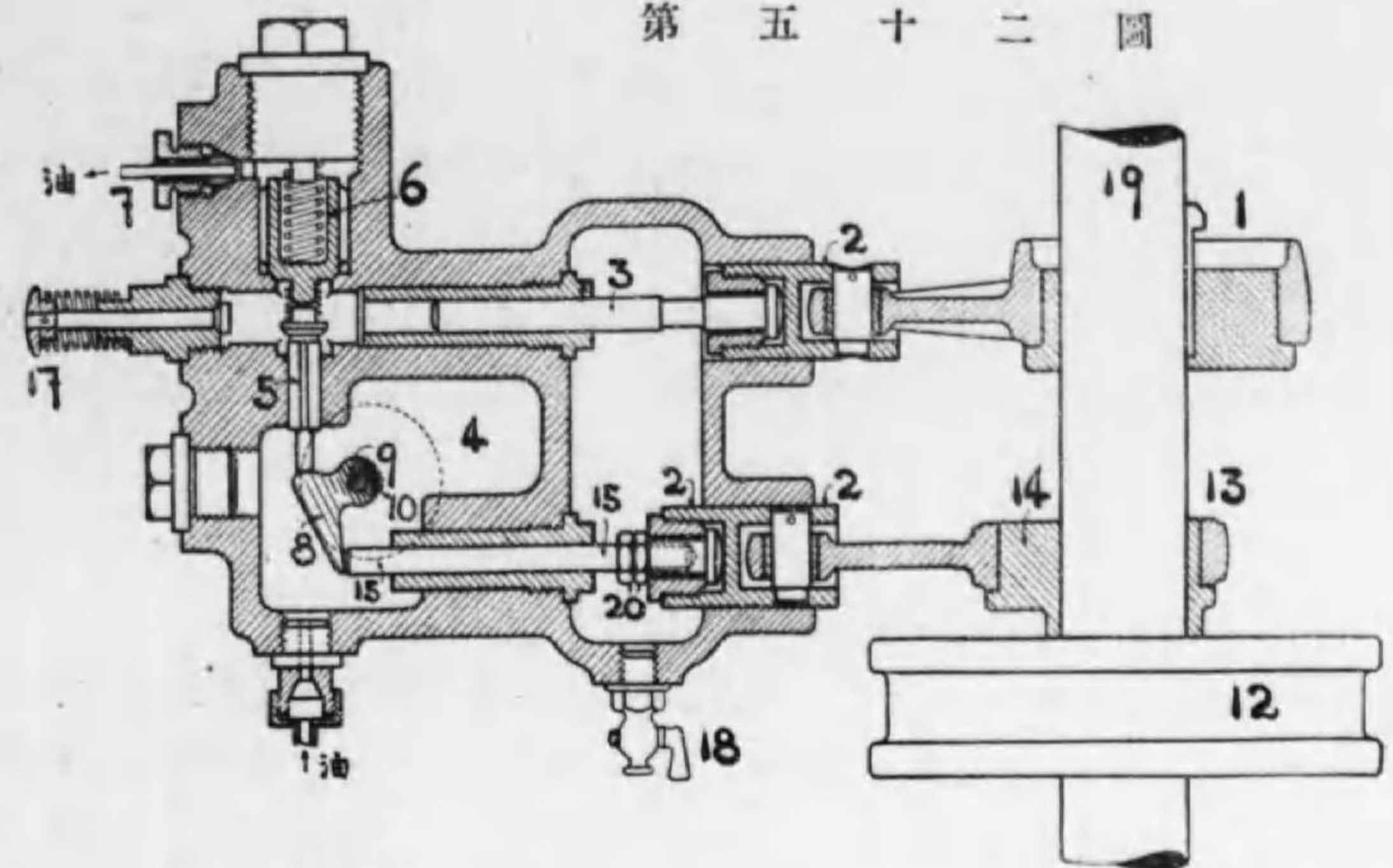
給油及び送油兩瓣は共に同一垂線上にありて夫々壓縮バネにて押さる。但し給油瓣のバネの方が送油瓣のよりも遙かに弱きを以て、給油瓣は押し上げられて送油瓣との間にある壓縮バネ縮むも送油瓣は上げられず。

第五十二圖は横型給油ポンプの一例を示す。縦軸 19 は堅型エンジンに於けるクランク軸よりシリンダー・カヴァー 近く に 水平に横はるカム軸に運動を傳へる、此の軸にエキセントリック 1 のディスク固定し共に回轉す。補助エキセントリック 14 のディスク 13 は軸 19 を緩く貫通せしめ且つ軸 19 に固定せる\*调速機 12 のスリーブを形成す。軸 19 の回轉によりてプランジャー 3 及 15 は 左右往復運動を爲す。而して補助エキセントリックの中心は常態にありては回轉の方向に於てエキセントリック 1 の中心よりも約 140° 度先きにあり(此の意味の角を兩エキセントリックの夾角と言ふ) 故にプランジャー 3 の左方へ進む前進衝程の始めに於てはプランジャー 15 は衝程の右端近くにありて其の先端が魚尾形レヴァー 8 によりて給油瓣を押し上げるにより燃料油は給油瓣を通じて油室 4 に逆流す。プランジャー 3 の衝程の半ば以後にありてはプランジャー 15 は右方へ退きつゝ或る時期に於てレヴァー 8 は給油瓣を閉ぢ、其の後に於けるプランジャーの後進運動はポンプ・パレル内の燃料油を送油管 7 より燃料噴射器内へ送る。调速機は負荷馬力の多少に應じて 14 のディスク 13 を自動的に廻す事によりて 上述の兩エキセントリックの角を或は少なく或は多くし以て燃料供給量の自動的調整を爲す。即ち負荷馬力減ずる時は其の回轉速度が少しく増加するに起因して、调速機はスリーブ即ち 14 を軸 19 に關係的に回轉の方向に廻はし以て兩エキセントリック夾角を増し給油瓣の閉づる時期遅るゝにより、燃料供給量減ず。兩夾角 180° となれば燃料供給全く絶ゆ。常態に於て\*\*給油量を増さんにはプランジャー 15 の右端のナット 20 を緩めプランジャーを捻じ込みて其の左端を少しく右に移して後ちナットを締む。給油量を減ぜんには前と反對にプランジャーを長くすれば可なる事一見明瞭なり。

\* 構造及作用は後に詳し。

\*\* ヴァルブ、プランジャー等に漏油作用起るか又は燃料の性質異なる場合に施すべき方法なり。

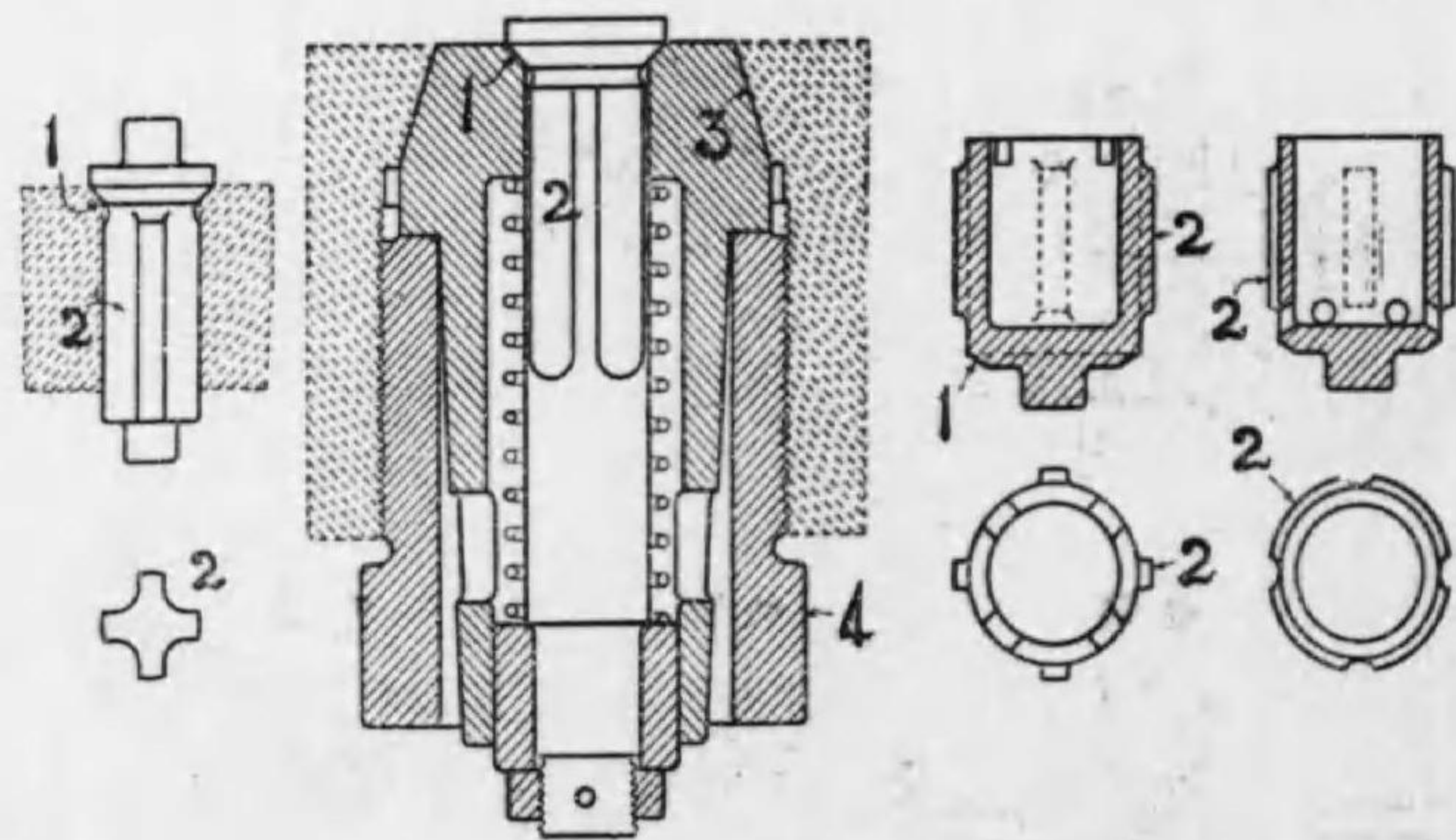
第五十二圖



- |                     |                  |                      |
|---------------------|------------------|----------------------|
| 1. エキセントリック (偏心板)   | 8. 魚尾形レヴァー       | 15. 給油瓣押し上プランジャー     |
| 2. ガイド・ピース (摺動片)    | 9. 油量調整ハンドルの偏心ピン | 17. 手押ポンプ            |
| 3. プランジャー           | 10. 同小軸          | 18. ドレイン・コック (排水コック) |
| 4. 給油管の通ずる油室        | 11. 油量調整ハンドル     | 19. 縦軸               |
| 5. 給油瓣 (サクシオン・ヴァルブ) | 12. 调速機          |                      |
| 6. 送油瓣 (デリヴァー・ヴァルブ) | 13. 補助エキセントリック   |                      |
| 7. 送油管              | 14. 同ディスク        |                      |

魚尾形レヴァーのピンリは小軸 10 と偏心を爲す事圖示の如し。而して此の小軸 10 は油量調整ハンドル 11 と固着し 11 内には壓縮バネと取手附小ピン 21 とを藏む。又圖面左側下部に示すが如くハンドル 11 の面する圓蓋には中止、運轉、始動、裝油の文字の彫刻あり。依て運轉の始めに當りハンドル 11 の指針を、(1) 裝油の位置に置けば、給油ポンプの給油、送油兩瓣を共に傾じ上げるにより油槽とオイル・ディストリビューター迄の通路全通す。(2) 始動の位置に置けば、給油量増加す。之れ魚尾形レヴァーと給油瓣とが早期に離るゝを以てなり。始動に於て、エンジンが常速にて運轉するに至らば、指針を (3) 運轉の位置に移す。(4) 停止の位置に指針を移す時は、給油瓣はプランジャー 3 の前進中常に開くを以て、エンジンに燃料供給止みて運轉中止するに至る。

ディストリビューターのヴェント・コック(吐油コック) 4 を開くか或は燃料噴射器近くのコックを開き給油弁が閉ぢたる位置に於て手働ポンプ(ハンド・ポンプ) 17 を作用せしむる時は、燃料油は送油管其他へ送られて充滿す。同一の手働ポンプを第五十及五十一兩圖にも設け得。

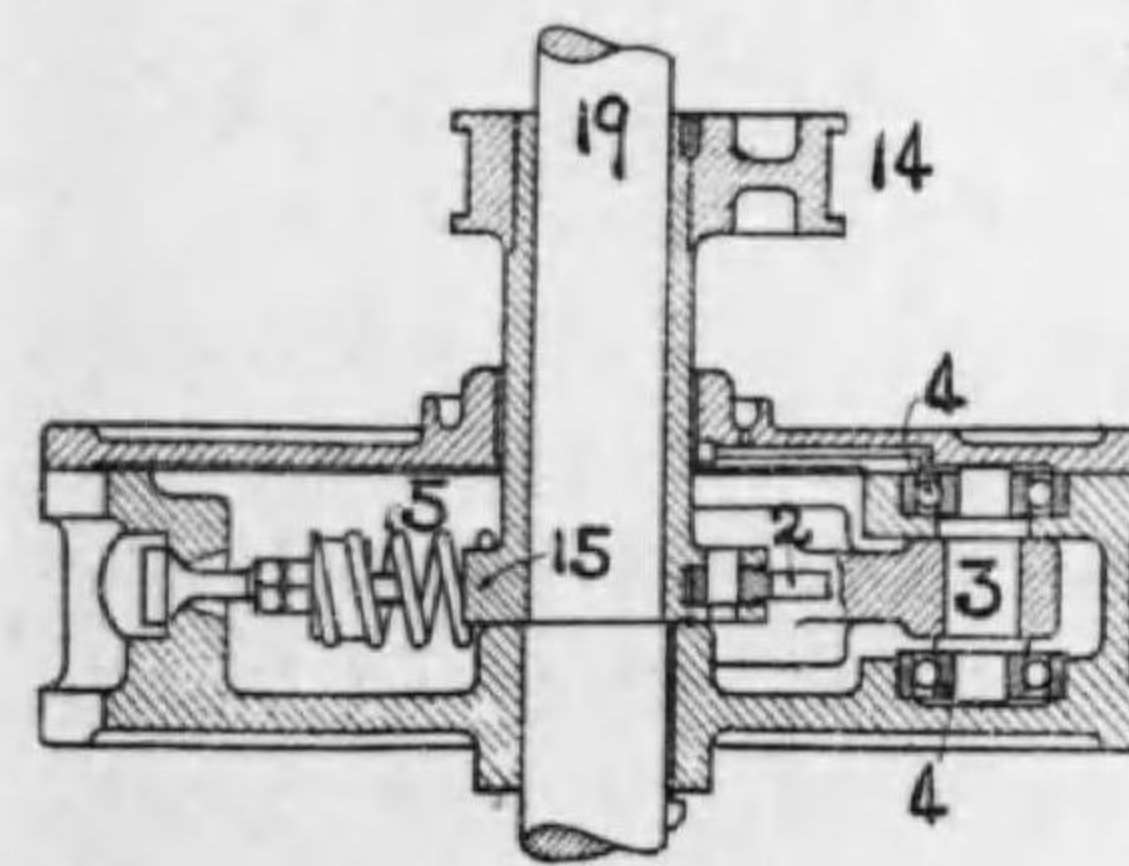
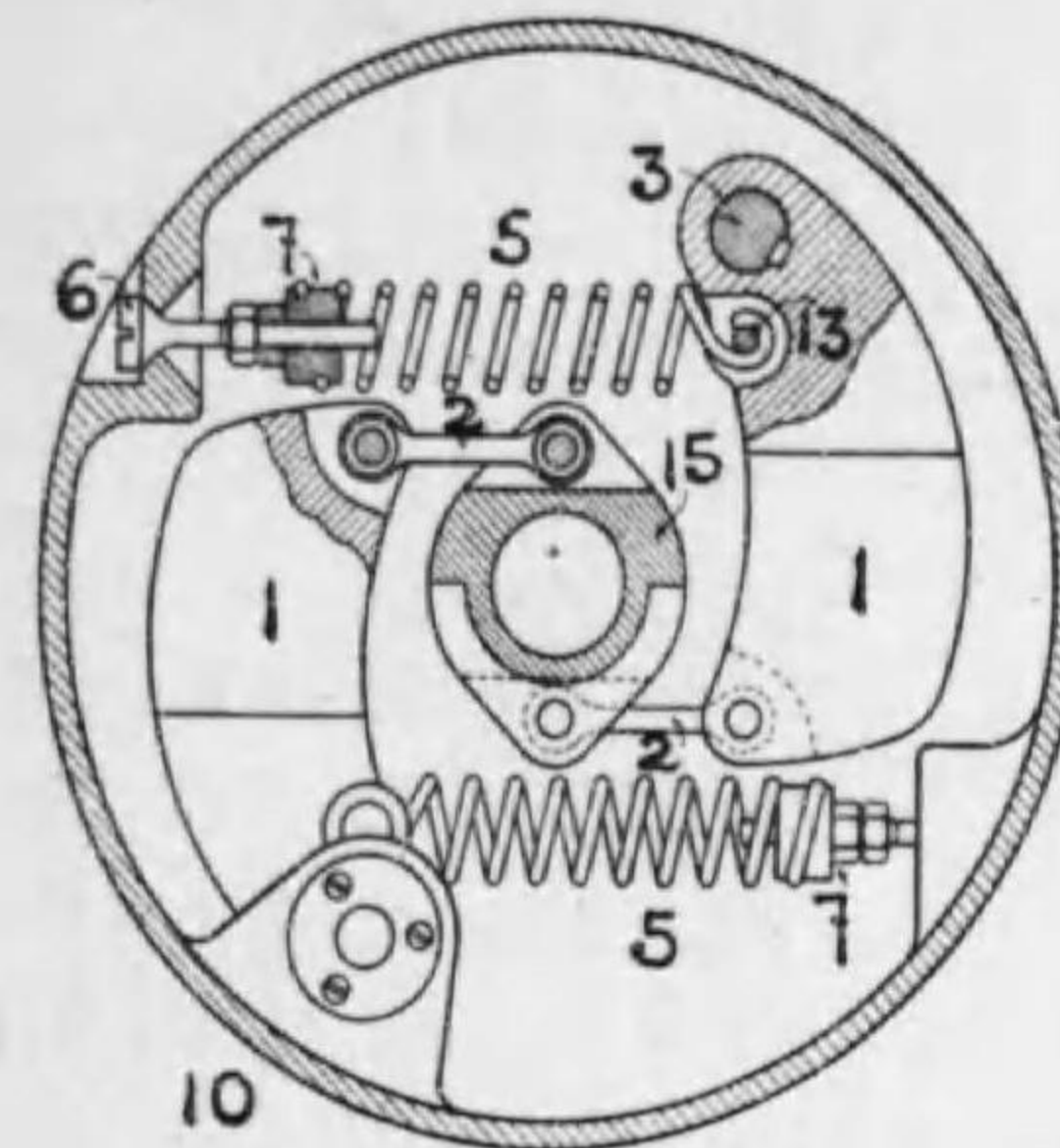


第五十三圖

第五十三圖は給油ポンプの給油、送油兩瓣の普通の考察を示す。甲、乙兩者は給油瓣にして丙、丁兩者は送油瓣なり。1 は瓣座(ヴァルブ・シート)と磨り合さるゝ部分なり。普通の低壓

ポンプ瓣と異なり其瓣座の磨り合せ幅を廣くす。甲、丙、丁何れも前説明圖に於て見る如く瓣頭を壓縮バネが押す。乙圖は瓣匡(ヴァルブ・ケーシング)を有する型にして、ネジ 4 は圓錐形に磨り合せ部を強く押して氣密にす。本型にありては他のヴァルブに於けると同様瓣匡を取外し以て磨り合せに便す。ヴァルブは何れもニッケル鋼を用ゐるを可とす。

## 第二節 ガヴァナー(調速機)及其の作用



第五十四圖

本節に於てはディーゼルエンジンに最も多き型の例を示し以てガヴァナーの構造と其の作用を説かん。

第五十四圖は堅型ディーゼルエンジンに用ゐらるゝ普通型のシフト・ガヴァナー(軸式調速機)を示す。ケース 12 は縦軸 19 に固着して共に同轉す。之にピン 3 が上下の\*\*ボール・ベヤリング(球軸承) 4, 4 にて支えられたるウェート 1, 1 を容る。此の兩ウェート 1, 1 は夫々リンク 2, 2 にてスリーブ 15 の下端フランジと連結せらる。張力バネ 5 はウェートを軸へ向けて引張る。

同轉の速さが規定よりも増す時はウェート 1, 1 の遠心力は張力バネ 5, 5 に抗して開き(軸より離るゝ事)スリーブ 15 を軸に對して廻すにより補助エキセントリック 14 は縦軸の同轉の方向に廻り第一節に説明せる作用によりて給油ポンプの給油量を減ず。此のスリーブ即ち補助エキセントリックは縦軸に對し

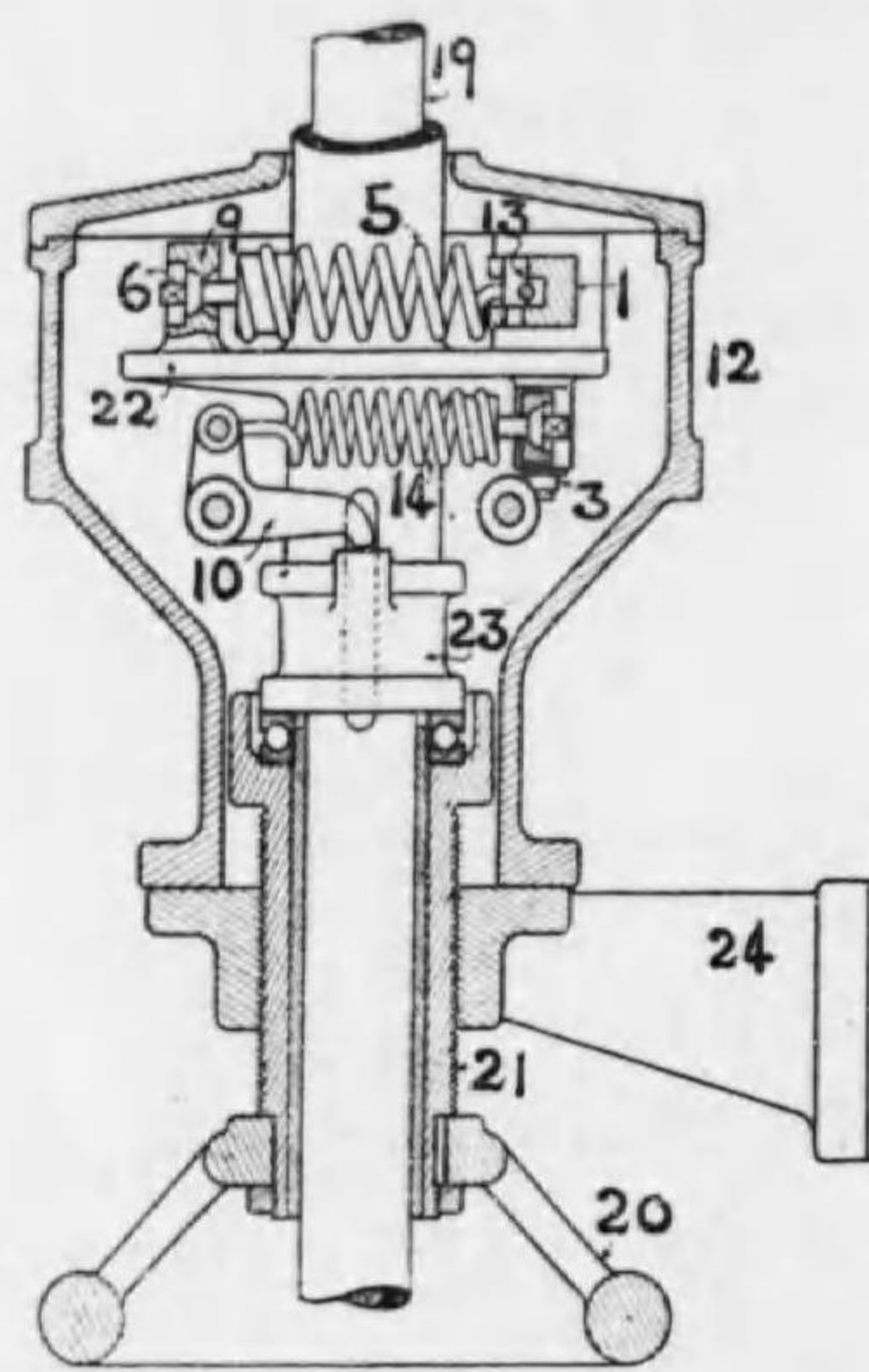
て約 70° 同轉する様にし、ウェートが縦軸に最も近く在る場合は給油量最大にして、ウェート 1, 1 が最も多く開きたる時は給油量全く無くなる如くす。

ウェート 1, 1 の遠心力とスプリング 5, 5 の抗張力とは釣り合を保つものなれば、規定の同轉速度を増さんと欲せば ナット 7 を緩めて木ネジ廻器にて 6 を廻はし以て張力バネ 5 に

\* ガヴァナーの他種のものに關しては著者の“瓦斯エンジン”第一編第六章を見よ。

\*\*之れ摩擦軽減作用にしてウェートの振りの運動を敢ならしむる爲めとす。ガヴァナー各部分は摩擦少なく且つ容易に取外し又組立て得る設計たるべし。

適度の伸張を與ふ。此の場合一對のバネ 5, 5 の伸張の度を同一ならしむる様 心掛くべし。之に反して規定よりも回轉速度を減ぜんには張力バネの張りを緩む。規定の回轉速度の増加は一割以下、又減少は二割以下を越ゆるべからず。以上はエンジンの運轉停止によりて行はるゝものなるが或る型式のものはエンジン運轉中に於て規定速度を増減し得るものあり。第五十五圖は 尤も普通に用ゐられたる設計とす。即ちガヴァナー・ウェートが縦軸 19 と固着せる圓板 22 には、ウェート 1, スプリング 5 の支持部 9 を設く。ペルクランク 10 の水平枝はスリーブ 23 の上端を押し、同垂直枝は補助張力スプリング 14 を引張る。



第五十五圖

圓板 22 を貫くウェート 1 のピン 3 より出てたるクランク・アームはスプリング 14 の他端を支ふ。スリーブ 23 はキーと溝の仕組にて縦軸と共に回轉するが上下動は自由なり。而して其の下面はボール・ベヤリングにて支えらる。此のスリーブは速度加減用ハンドル 20 とネジ 21 の仕組によりて上下し得。之によりて補助スプリング 14 の張力を加減す。

補助スプリングの張力とスプリング 5 との張力が共にウェート 1 を軸に引き付くる設計にありては、速度加減用ハンドル 20 を廻してスリーブ 23 を上げ、補助スプリング 14 の張力を増せば規定回轉速度は増す。以上を反對に行ふ時は規定回轉速度減ず。此の種の設計にありては補助スプリングを極度に張りたる場合に 規定よりも一割増の回轉速度たるべく、又全く緩めたる時は二割減たるべし。

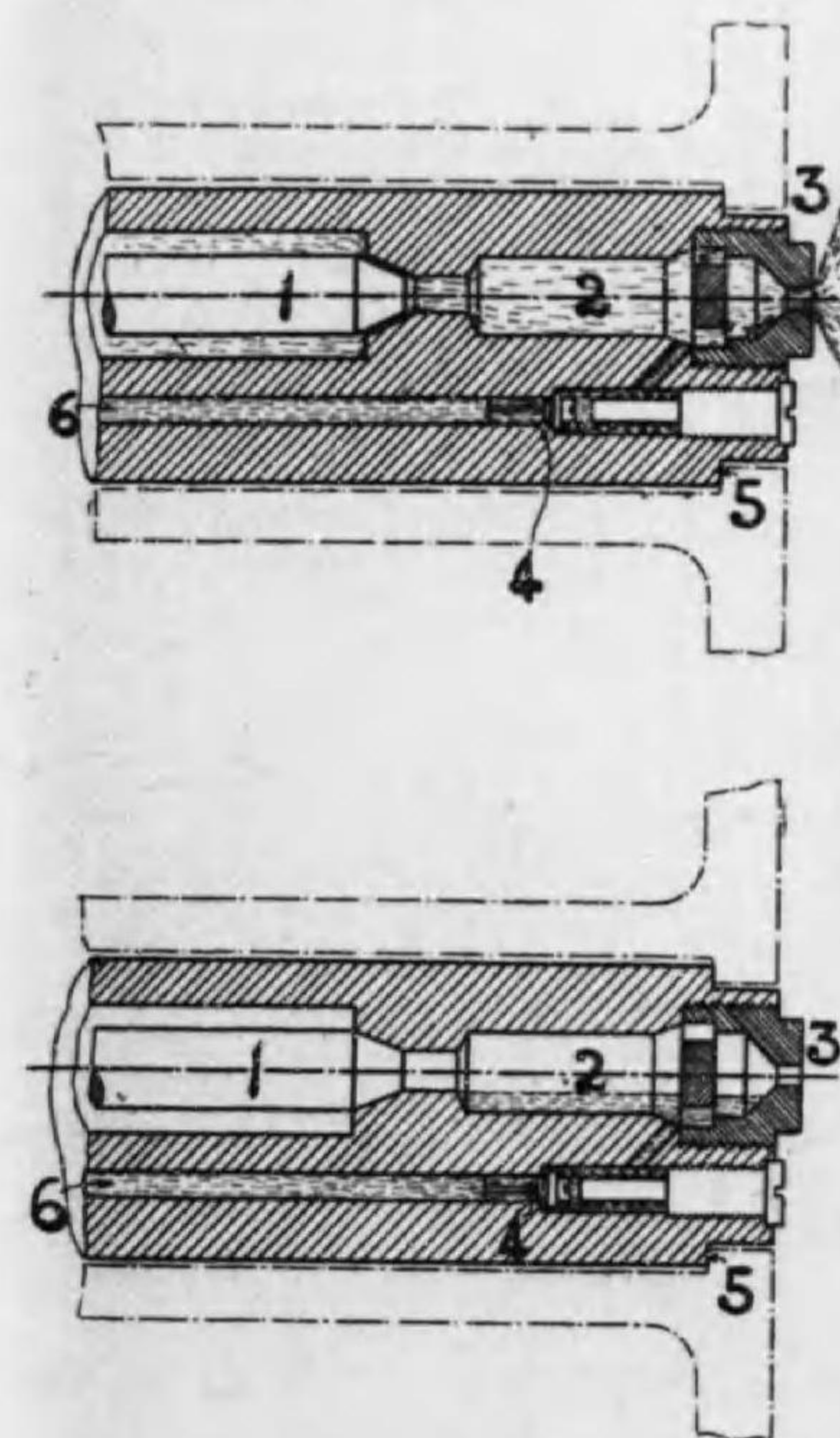
以上の外に第五十圖の如き補助エキセントリック或はピン 20 部をエキセントリックに變ぜしものを廻はすに、\*ベイヤ (F. Bayer) 又は\*ハールタング (Hartung) 型 調速機を用ゆるものあれども説明を略す。

\* 瓦斯エンジン 第八十一、八十二圖 及其の説明を見よ。

### 第三節 燃料噴射器 (フュエル・ヴァルブ)

エンジンが良好なる状態に運轉する爲めに、燃料噴射器は二大作用を完全に實行する要あり。二大作用とは (第一) 適當の時刻に燃料を噴射し始め以て適當量の燃料を時の経過に伴ひて噴射しつゝ適當の時刻に遮斷すること、(第二) 燃料を微細に碎きて噴射し以て完全燃焼を爲さしむる事とす。第一作用は正確に作られたるカム作用に歸し、第二作用は普通にバルヴァライザー 別名オートマイザー (粉碎器) の設計、製作、調製如何に歸す。

燃料噴射器に二様の型式あり。第一、開放式。第二、閉鎖式とす。



1. ニードル・ヴァルブ (針閥)
2. オイル・スペース (油室)
3. フレーム・プレート (噴射口)
4. オイル・チェック・ヴァルブ (逆流防止閥)
5. シート (簧座)
6. 油路

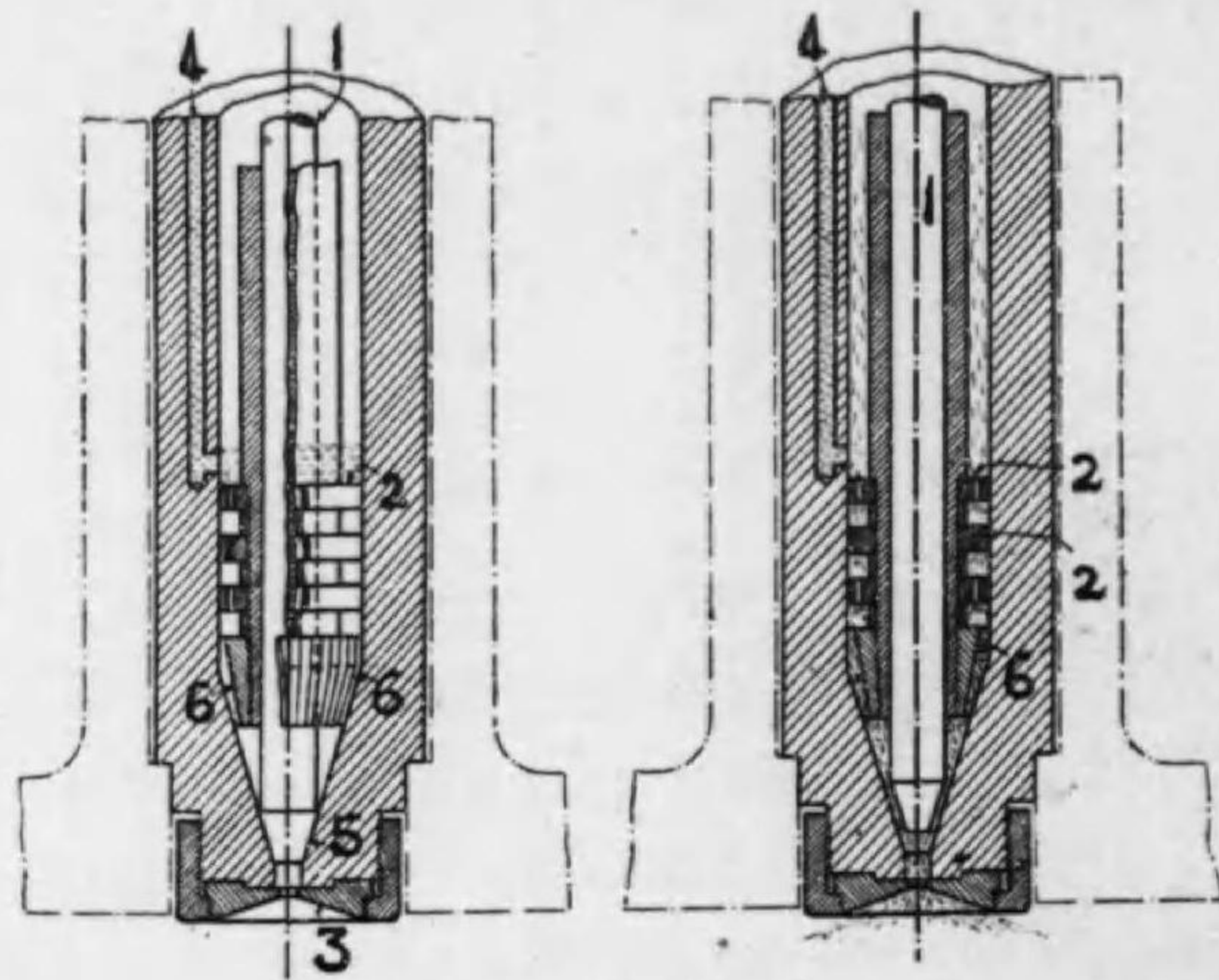
開放式燃料噴射器 (オープン・タイプ・フュエル・ヴァルブ) は之を リッセンマイヤー型ノズル (Lietzenmeyer nozzle) と稱し専ら横型ディーゼル・エンジンに用ゐられ、第五十六圖の如き構造なり。ニードル・ヴァルブ 1 は其背部 (圖には示さず) の壓縮バネにて常時は閉づ。壓縮衝程の始めに於て給油ポンプはオイル・チェック・ヴァルブ 4 を開き小孔を通じて適當量の燃料をオイル・スペース 2 に送る。壓縮衝程の終りに於て噴油の期熟するやニードル・ヴァルブ 1 開きて高壓瓦斯は 2 内の燃料油をシリンダー内に噴き出す。此の際 フレーム・プレート 3 の小孔は燃料油を霧の如く微細に碎く作用を爲す。而して適當の時期に於てニードル・ヴァルブ 閉づ、之を燃料遮斷と言ふ。本式の長所は (1) 閉鎖式に於て見る如く高壓

第五十六圖

ニードル・ヴァルブ 閉づ、之を燃料遮斷と言ふ。本式の長所は (1) 閉鎖式に於て見る如く高壓



空気を噴出するニードル・ヴァルブに燃料油の觸れざるにより此の部分清潔なれば閉鎖式に比し磨り合せを要せずして二倍も長き使用に耐ゆ。(2) 油室 2 内への燃料油の供給は壓力低き時に行はるゝを以て給油ポンプに受くる壓力強大ならざれば給油ポンプの構造及工作簡易にして取扱ひの故障少なし。(3) 燃料油が高壓ニードル・ヴァルブのシート(針瓣の觸座)を通過せざるを以て比較的\*不潔なる燃料をも使用し得。然れども閉鎖式に比して噴出口の汚れ早きを以て屢々取外づして掃除する不便を免かれず。閉鎖式燃料噴射器(クローズド・タイプ・ヒュエル・ヴァルブ)は第五十七圖に示す。平時は背部の強き壓縮スプリングに



第五十七圖

1. ニードル・ヴァルブ(針瓣)
2. バルヴァライザー(粉碎器)  
別名オートマイザー
3. フレーム・プレート(噴出口)
4. 油路
5. シート(觸座)
6. スプレヤー(別名コーン(圓錐))(噴霧圓錐)

よりにニードル・ヴァルブは閉づ。排氣又は壓縮衝程の始め或は兩衝程の始めに給油ポンプにて燃料油を油路 4 よりバルヴァライザー 2 の上部に出す。バルヴァライザーは其の構造次頁に説

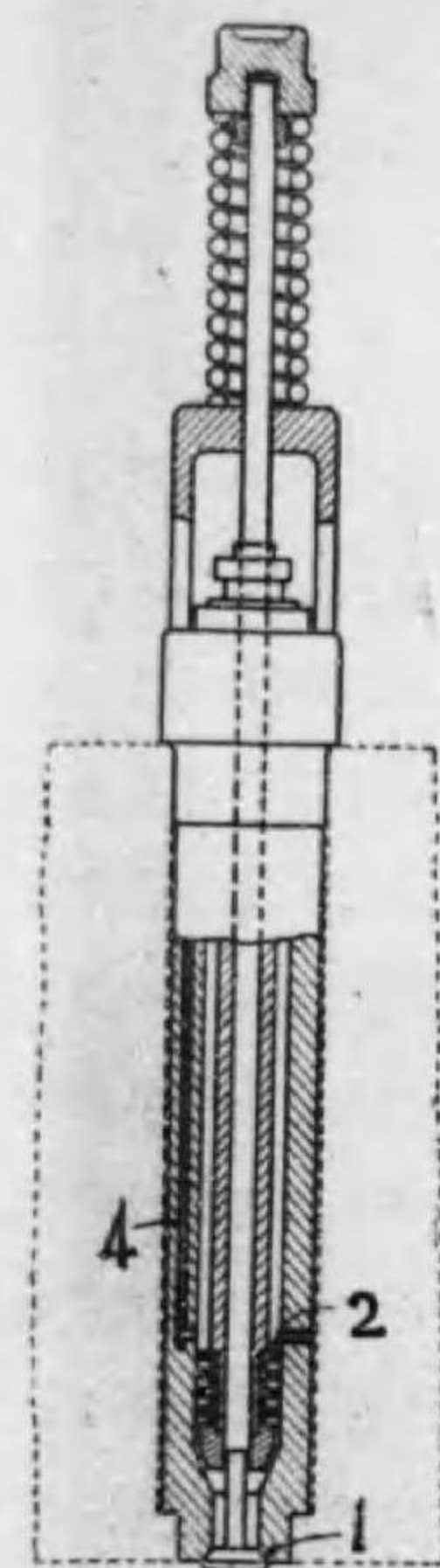
くが如く種々あれども茲には理解の容易なる爲めに一例として有孔式のものを示せり、即ち 2, 2, 2, 2 等の數多の板には多數の小孔を輪形に穿つ、但し其の數及び輪形の直徑同一ならずして輪形の直徑は大小交互にし以て此の小孔を上より下に向ひて空気に雁岐路通過を爲さしむ。下部圓錐形のコーン(圓錐) 6 は周圍に數多の深溝を截る(第五十九圖を見よ)。壓縮衝程の終りに於て燃料油噴射の期熟するや、ニードル・ヴァルブは\*\*開かれ高壓空気が燃料油と共にバルヴァライザーの小孔を通過し噴出口 3 より噴射す。燃料油はバルヴァライザーの小孔を高壓空気と共に通過するや空気と混じて細分せられ噴出口より噴出

\* 温度 400°C に熱するも多量の不燃物を含む油は閉鎖式には不適當なるが開放式にては使用し得。メキシコ重油の如き其の一例なり。

\*\*ニードル・ヴァルブの揚程(リフト)は場合によりて著しく異なるが、普通型にては 0.02 乃至 0.125 吋の範圍とす。

する際 微粒子状の噴油を爲す。最初の油の微粒子はシリンダー内の壓縮空氣の高熱に逢ひて直ちに燃焼して更に高熱となり次いで出づる噴油の燃焼を容易ならしむ。本式は殆んど總ての堅型エンジンに用ゐらるるものにして、其の部分的設計構造はエンジン製造者によりて皆な其の規を異にし枚舉に遑あらず。

以上の外に 異様の設計の一は バーマイスター Burmeister 型 燃料噴射器とす。第五十八



第五十八圖

圖に示す如く 針瓣の代はりに ピストン側より向つて閉づる噴射瓣 1 ありて 平時は 瓣莖の一部に作用する壓縮スプリングによりて閉づ。其の他の構造は 上述のものと同大差なし。噴油の期熟するや 噴射瓣 1 開かれ 燃料油はオートマイザーを通過し 壓縮空氣によりて噴出せらる。

一般に噴射器外部は材質上等なる鑄鐵製なるが瓣及びバルヴァライザー等は ニッケル鋼、ニッケル・クロム鋼、或は ステンレス鋼にて作らる。之れ高熱に耐え且つ容易に錆びざる特性あるに因る。

以上の構造解説に當り知らるゝ如く、燃料油は甚だ微細なる粒子として噴射器より噴射せらるゝによりて有効なる燃焼を爲すを以て、同一構造の噴射器にて種々の燃料に適する能はず。されば特種燃料には特種バルヴァライザーを用ゐざる可らず。一般に瓦斯油、燈油、輕油、比重低き重油、或は有煙炭よりの タール油等は普通構造の噴射器にて 容易に燃焼し得れども、特種タール油、タール、比重高き重油等は、前者に比して燃焼に困難なれば 一層高き壓力にて\* 特種構造の噴射器を用ゆ。又後章説明に於て知らるゝ如く一回の噴射燃料の分量によりて 其の噴射の壓力を異にす、即ち分量多きに

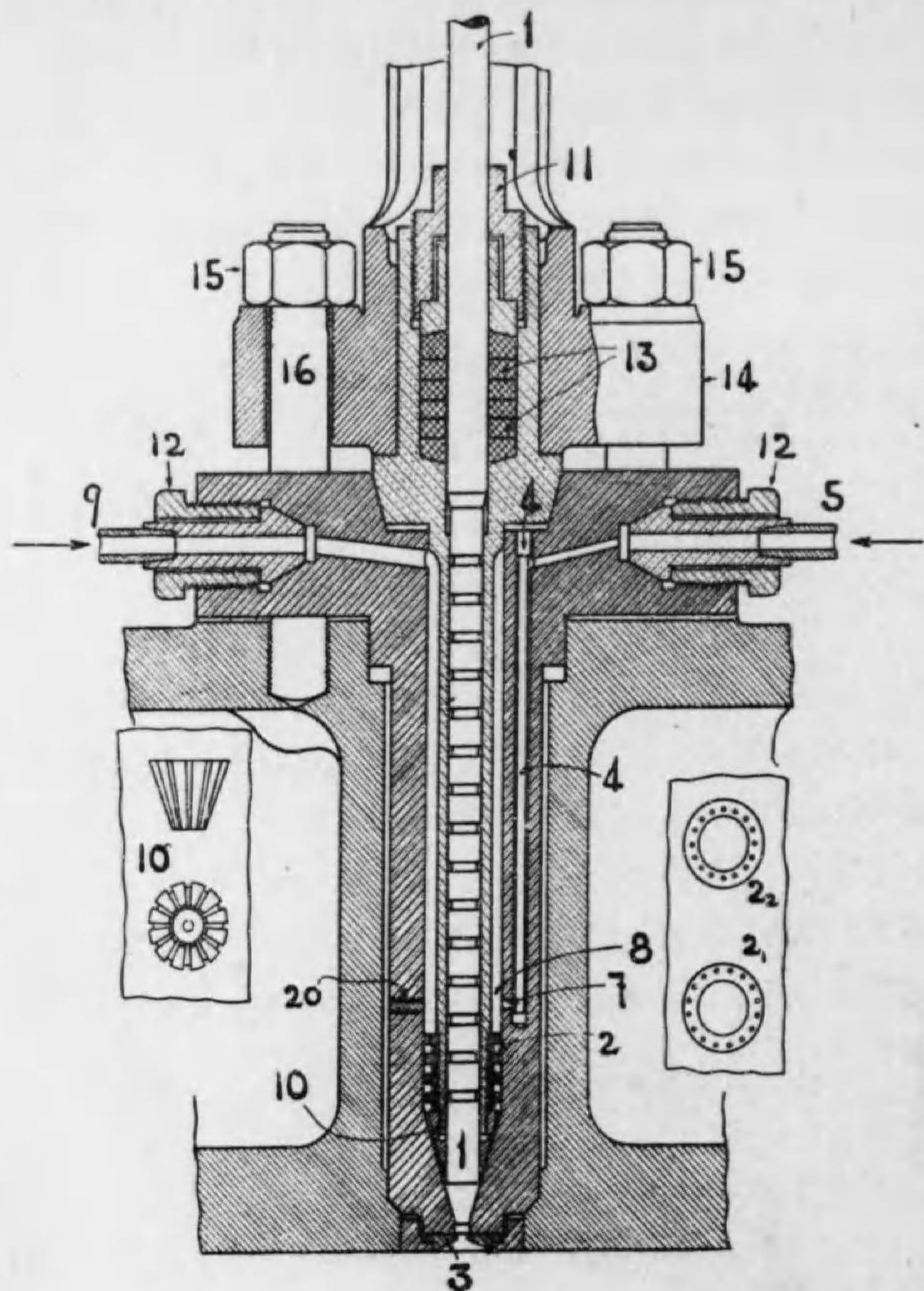
従ひ噴射壓力を著しく増大す。

噴油のニードル・ヴァルブ先端の圓錐角は 40° にして其の莖の直徑はシリンダー直徑の百分の三・六を普通の大きとす。フレーム・プレート(噴出口)の孔徑はシリンダー直徑の百分の一乃至一・三とす。而してオートマイザーを容るゝ圓錐の内徑はニードル・ヴァルブ直徑の二倍半とす。

\* 油路を更に一個設けて之に發火し易き油を通じ其の先端をスプレヤー(即ちコーン)とバルヴァライザーの最下のリング(有孔輪)との間に出し、此處に少量の油を特種ポンプにて給し、ニードル・ヴァルブが開くや否や先づ此の油が噴射せられて直ちに發火し次いで出づる油を容易に燃焼せしむるが如きもの其の一例なり(發火し易き油とは燈油、輕油の如きものにして、使用油の 5% を定量に用ゆ)。此の發火し易き油を 發火油 と稱す。

## 第一 アウグスブルヒ型 噴射器

第五十九圖はアウグスブルヒ型 Augsburg type 噴射器を示す。



第五十九圖

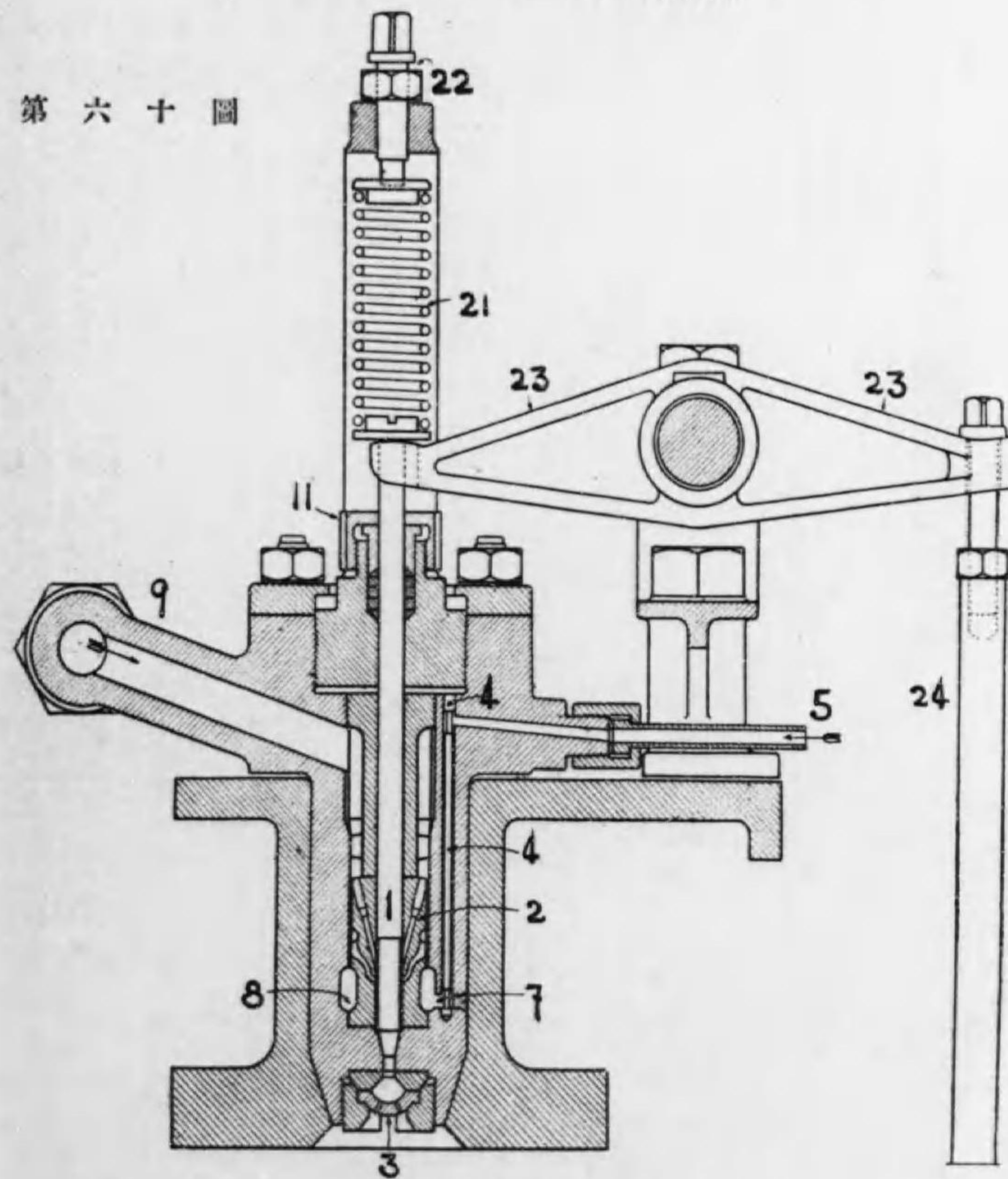
の如く錐の通ずる穴を設けて後、捻子 20 にて塞ぐより 8 内に出づ。さればニードル。

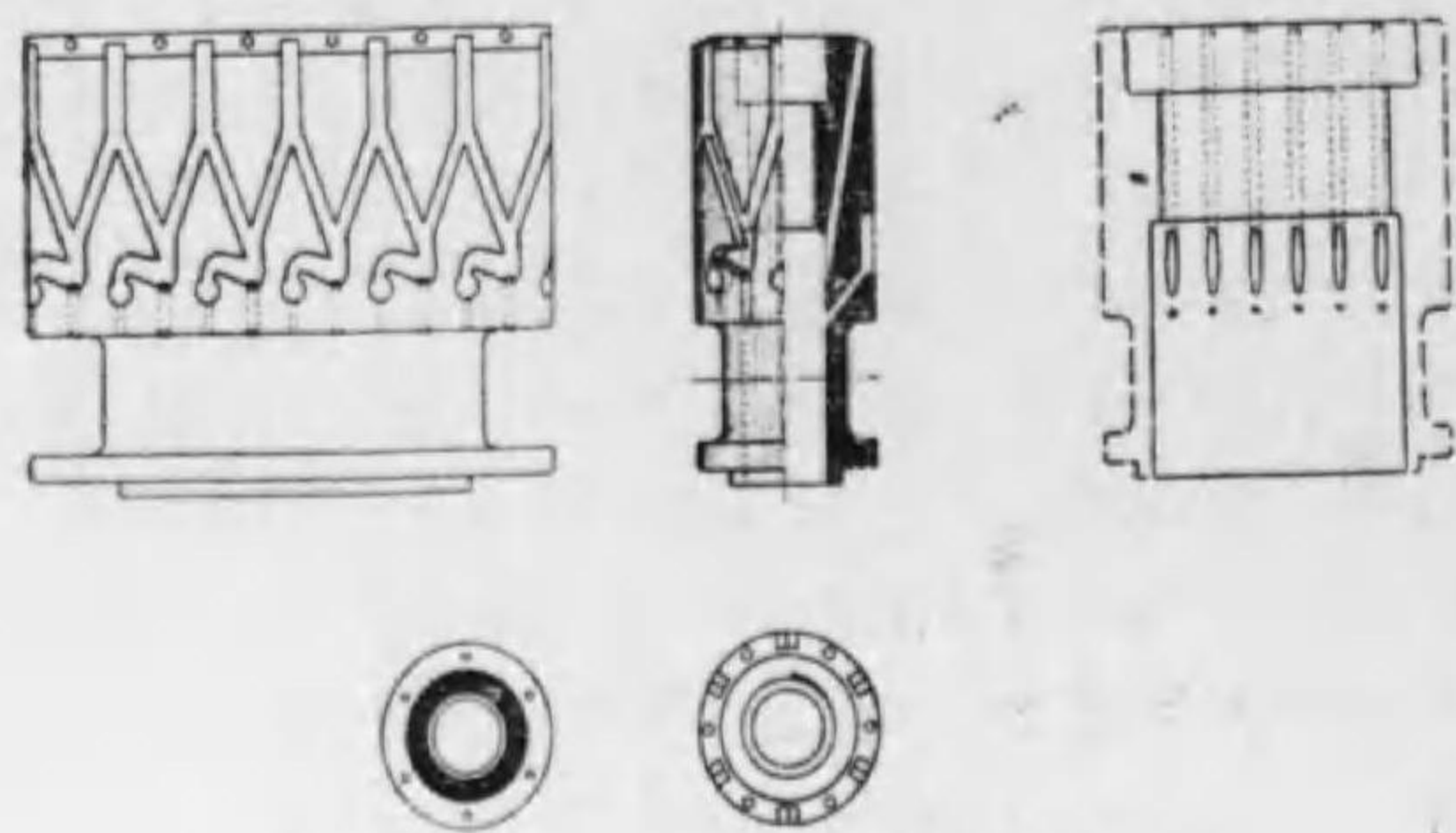
\* 一例を擧ぐれば シリンダー内徑十二吋内外のものは バルヴァライザ輪板には 直徑三十二分三吋乃至六十四分五吋の小孔を十八乃至二十個穿つ。又先端のコーンには 幅十六分一吋幅を 約二十個 刻む。

ヴァルブ上がりて 壓縮空氣が 送氣管 9 より 17 を經て 油と共にバルヴァライザ 2 の雁岐路を過ぎスプレーヤー 10 を經てフレームプレート 3 より噴射するに當り棒 4 の周圍の油は誘ひ出さるゝ事無し。13 はニードルヴァルブを氣密ならしむるパッキングにして其の締め工合はネジ 11 に因る。本器は其の強きフランジ 14 をシリンダーカバーに植込まれたる二本の強きボルト 16 にて取付く。ニードルヴァルブがパッキングと磨れ合ふ部分は肌焼入を爲してパッキングの爲めに嚙らるゝ事勿らしむ。ニードルヴァルブが横じ上げらるゝや其の軸の横斷面積を空氣の壓力にて押し上ぐる作用あるにより上部壓縮ネジは(本圖には之を省けども第六十圖のスプリング 21 之なり)之に抗するだけ充分なる強さを要す。

## 第二 ボーラー型 噴射器

第六十圖





第六十一圖

ポーラー型 Polar type 噴射器は第六十圖に示すが如くバルブライザー 2 とフレーム、プレート 3 が著しき特徴を有す。

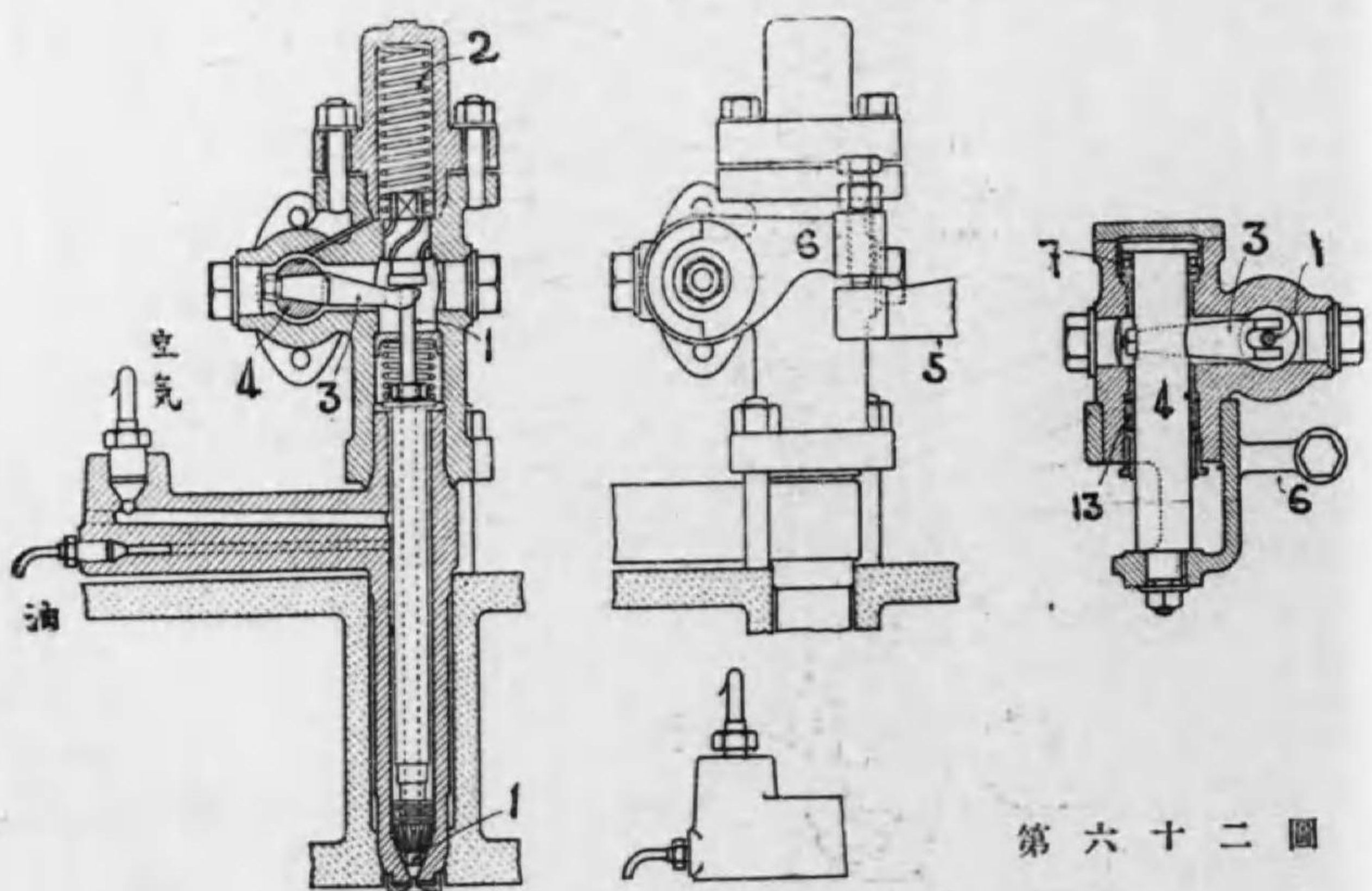
第六十圖はバルブライザーの見取圖を示す。即ち右圖は内面、左圖は外面の展開圖を示す。其の外面に雁岐形の溝及上部及中部より穿てる斜孔等複雑なる油路を設く。即ち此の雁岐形油溝に入りし油は壓縮空氣と共に斜溝を通過しニードル、ヴァルブと 2 の内部隙間を通過して其の口より出てフレーム、プレート 3 に穿てる數個の小孔より噴出す。ニードル、ヴァルブは上部壓縮バネ 21 にて閉づ、ロッド 24, レヴァー (或は別名タベット) 23 が之を開く。

第六十二圖はスウェデン型 Swedish type の噴射器の上部断面を示す。ニードル、ヴァルブ及バルブライザー等の組合せは前述のものと同なるが本型の異なる點はニードル、ヴァルブ 1 の上部が密閉せらるゝによりニードル、ヴァルブ 1 は高壓を受くるも壓力は上下平衡するが故に上部壓縮スプリングはアウグスブルヒ型に比して強力の壓縮スプリングを要せず。2 は弱きスプリングを示す。

第六十二圖はスウェデン型 Swedish type の噴射器の上部断面を示す。ニードル、ヴァルブ及バルブライザー等の組合せは前述のものと同なるが本型の異なる點はニードル、ヴァルブ 1 の上部が密閉せらるゝによりニードル、ヴァルブ 1 は高壓を受くるも壓力は上下平衡するが故に上部壓縮スプリングはアウグスブルヒ型に比して強力の壓縮スプリングを要せず。2 は弱きスプリングを示す。

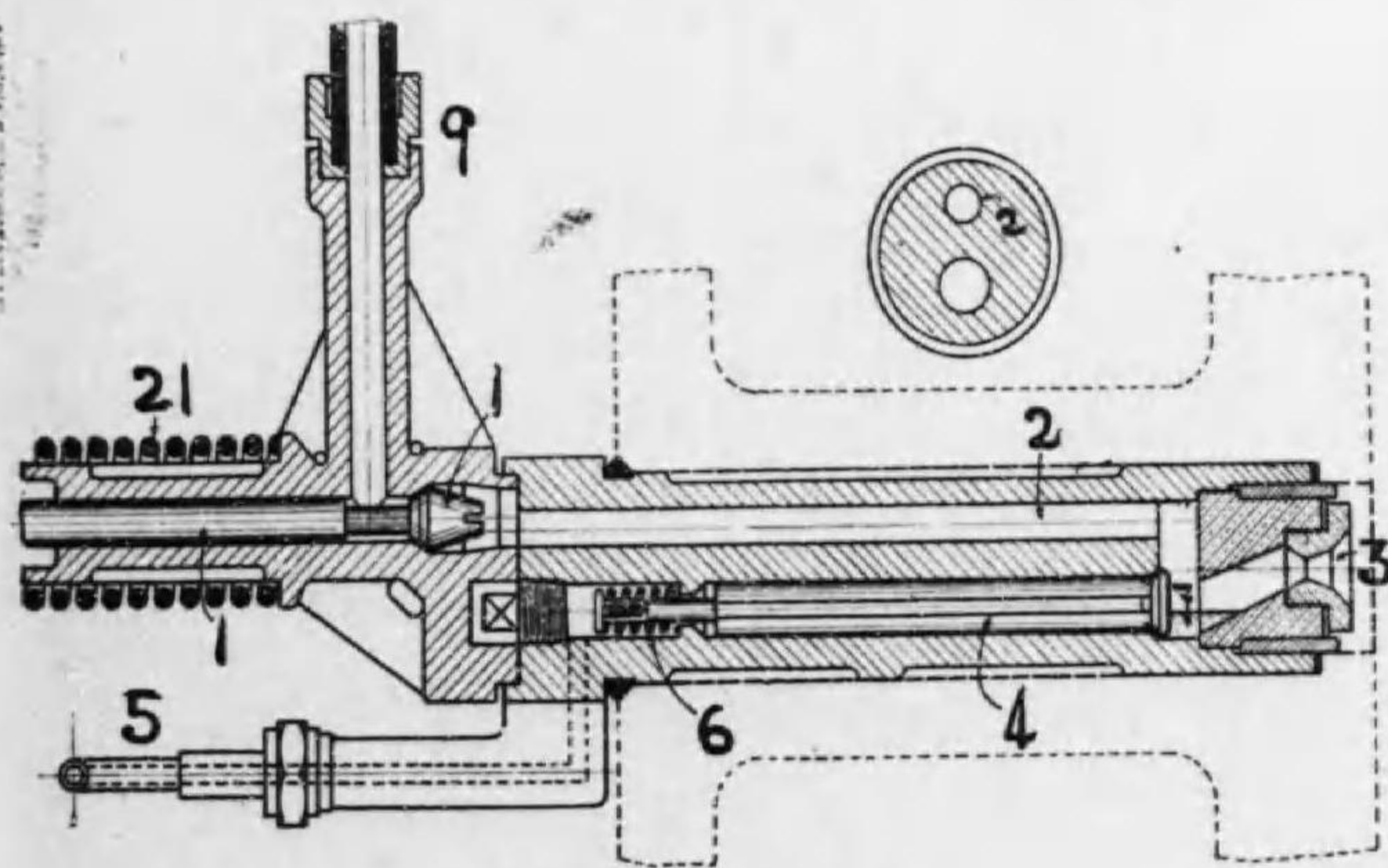
水平軸 4 に取付くレヴァー 3 はニードル、ヴァルブ 1 を横じ上ぐ。之を爲すには燃料、ヴァルブ、レヴァー (噴射器開閉用レヴァー) 4 にて水平軸 3 に取付くレヴァー 6 を横じるにあり。水平軸左側は氣密なる爲めにパッキング 13 を以てす。又軸 3 が圖に於て左方に押さるゝ爲めに之を承けて廻り易からしむる爲めに球軸承 7 を設く。パッキングはバビット、メタル (又ヤマト、メタルの如き) の削り屑に黒鉛を油にて練りたるを塗りて、眞鍮棒にて丁寧に衝き入れてグラッドを強く締めて後、之を少しく緩め、水平軸を廻して摩擦を程良くしてグラッドを締むるを可とす。本器の特徴はニードル、ヴァルブを押すスプリングの押力比較的弱きを以てニードル、ヴァルブの強さを保證し得る事及強大なる力にとヴァルブ端が辨座を撃たざる利あり。

### 第三 スウェデン型 噴射器



第六十二圖

### 第四 リッセンマイヤー 型 噴射器



第六十三圖

\* 本噴射器は第六十三圖に示す。而して第五十六圖にて既に概略説明せり。専ら横型エンジンに用ひらる。即ち四サイクル式エンジンにては、吸入衝程に於て給

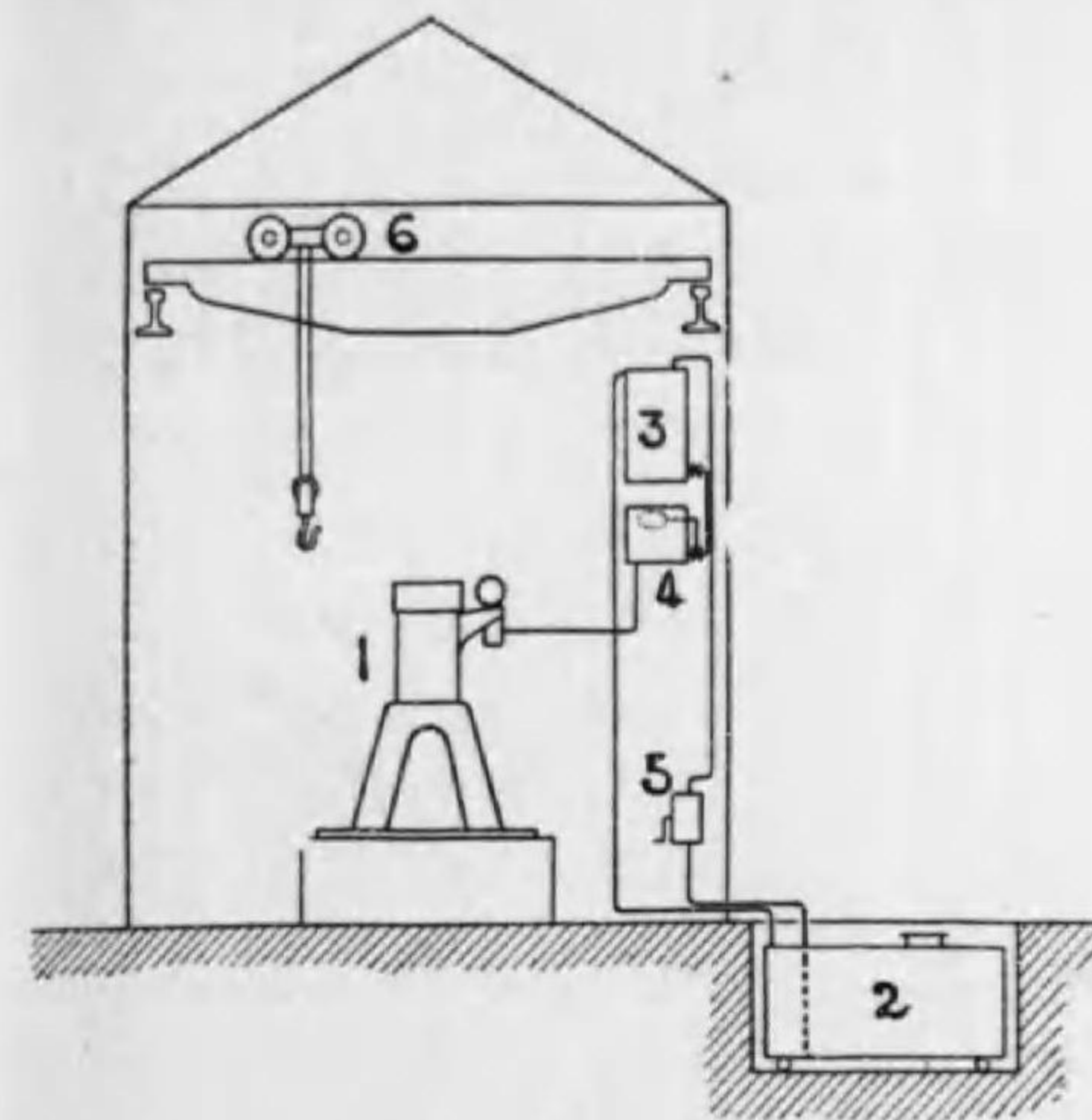
リッセンマイヤー Letzenmeyer 氏によりて發明せられ、獨逸ケルチング會社エンジン Messrs. Körting は此の型を用ふ。

油ポンプは燃料油を送油管 5 より送り圧縮バネ 6 の抵抗に逆らつてオイル・チェック・バルブ (逆流防止弁) 4 より一回の噴射必要なる分量を 7 部に給す。給油止むやバルブ 4 閉づ。第二衝程の終りに於て燃料噴射の期熟するやニードル・バルブ (針弁) 1 開き高壓の壓縮空氣は 9 より 2 に進み、7 部の油を掬ひ或は誘ひてフレイム・プレート (噴射口) 3 より霧の如く噴射す。

本器の特徴は他の閉鎖式に於て見る如く針弁頭とフレイム・プレートと接せざるが故に此部が過熱せられて表面を焼き油の密閉作用を不完全ならしむるが如き恐れ無く、又シリンダー内の壓力低き時に給油するが故に給油ポンプの抵抗少なく且つ漏油作用の起る事甚だ少なき點なりとす。

#### 第四節 エンジンと油槽及油管配置

第六十四圖は陸用ディーゼル・エンジンと給油タンク及び其の諸管附設の略圖を示す。即ち 1 は陸用堅型ディーゼル・エンジンにして鐵骨亞鉛引鐵板張若しくは煉瓦張家の中央に据付られ之に可搬用起重機 6 を設けて部分の取外づし、又は運搬に便す。床上より家根梁



第六十四圖

までの高さを起重機にてピストンをコネクティング・ロッドと共にシリンダーより引き出し得るに充分なるものとすべし。2 は大油槽 (タンク) にして燃料油を此の内に貯藏す。小油槽 3 はエンジンよりも高く据付けられ手動又は動力掛ポンプ 5 によりて 2 内の油を 3 に汲み込む。但し 3 にはゲージ硝子及びラバー・フロー・パイプ (溢油管) 7 を設け、時々汲入に便す。4 はフィルター (濾過器) にして燃料油は之を通過してエンジンの給油ポンプに吸はる。フィルターは毛布兩面を金網を以てサンド・ウエツ

チ様に重ね且つ周圍に鐵輪を以て強めたる圓板を其の内に置いて油を壓力によりて (3 が 2 よりも高處にある爲め) 之を通過せしめ塵埃を濾過す。此の 4 には普通型のトラップありて常に其の油面を一定に保持す。大油槽を室外地下に据付けたるは、レール或は車にて運搬せる油タンク車内の油をホースにて或は直接に之に流し込むに便す。小油槽 3 は約半日運轉に足る油を容る容量にして眞鍮板製若しくは鐵板製亞鉛引を可とす。フィルターはシリンダー・カッターよりも約二尺高に据付くべし。

小タンク 3 に併立して燈油の小タンクを設け之れより三方コックによりて小タンクよりエンジンに至る送油管と切り換へ得。斯くしてエンジンの運轉停止前數分間燈油を給油

ポンプに送り以て噴油器迄に至る通路を洗ひて清浄にす。

給油管はエンジンに近き部分を種々に曲げる必要上多くは銅管を用ひ、又離れたる直線部分と鐵管を用ひるを常とす。冬期嚴寒の候に於て、燃料油は溫度の降下によりて粘度増加し爲めに管中を通ずる抵抗著しく増すにより油槽よりポンプに至る迄の諸給油管は充分太くすべし。

船用ディーゼルエンジンに於ても上述と同様の油槽取付を爲す。即ち船の底部の適當なる場所に燃料油を貯藏し、手動又は動力掛ポンプ兩者を供へ以て平時は動力掛にて密閉せるタンク 3 に送り、夫よりフィルターを通じてエンジンに給す。但しフィルターにはトラップの如きものを設くる能はざればゲージ硝子にて油面を監視しつゝ、コックの開閉を加減すべし。

本節に於て追加し以て讀者の注意を促す肝要なる事項次の如し。エンジン室は採光を良くし、夜間運轉を爲す場合は電燈を多數用ゆべし。室内の通風を良くし、床は塵埃の生ぜざる材料にて作るを理想とす。又冬期にありて使用水の凍結するが如き個所無き様相當の方法を講ずべし。

## 第四章 空氣壓縮機(エアー・コムプレッサー) 及 其他

ディーゼルエンジンに於ては高壓空氣を以て運轉開始(始動)し且つ燃料を\*噴射するにより、之を作るべき空氣壓縮機は甚だ緊要なる部分の一なりとす。

噴射用壓縮空氣は全負荷馬力にては、ゲージ壓八百封度乃至千封度を要し、無負荷にて六百封度を要す。始動用壓縮空氣は陸用エンジンに於てはゲージ壓\*\*九百乃至六百封度を要す。而して重くして且つ徑の大なるフライ・ホイールの助によりて始動せらるゝに當り其の聯筒中一個若しく二個が壓縮空氣にて被動せられ、残りのシリンダーは空氣を壓縮し燃料噴射を行ひ以て始動せしむるを普通とす。船用エンジンにありては重き肉厚の空氣槽を多數備ふるは不便なるが故に始動用壓縮空氣をゲージ壓三百封度として全シリンダーに壓縮空氣を送り以て始動を行ふもの多し。

二サイクル型エンジンにありては、換氣用ポンプを要す。此のポンプは普通構造のもの多けれども本章には之を省けり。

高壓空氣壓縮機は小型のものは二段式壓縮を採用するが、大型となるに従ひ三段式、四段式壓縮を採用す。其理由は本章第二章に詳し。

インター・クーラー及アフター・クーラー等には適當の位置にドレイン・コック(水抜きコック)を取付け、停滯せる水及油を抜き去らしむべし。

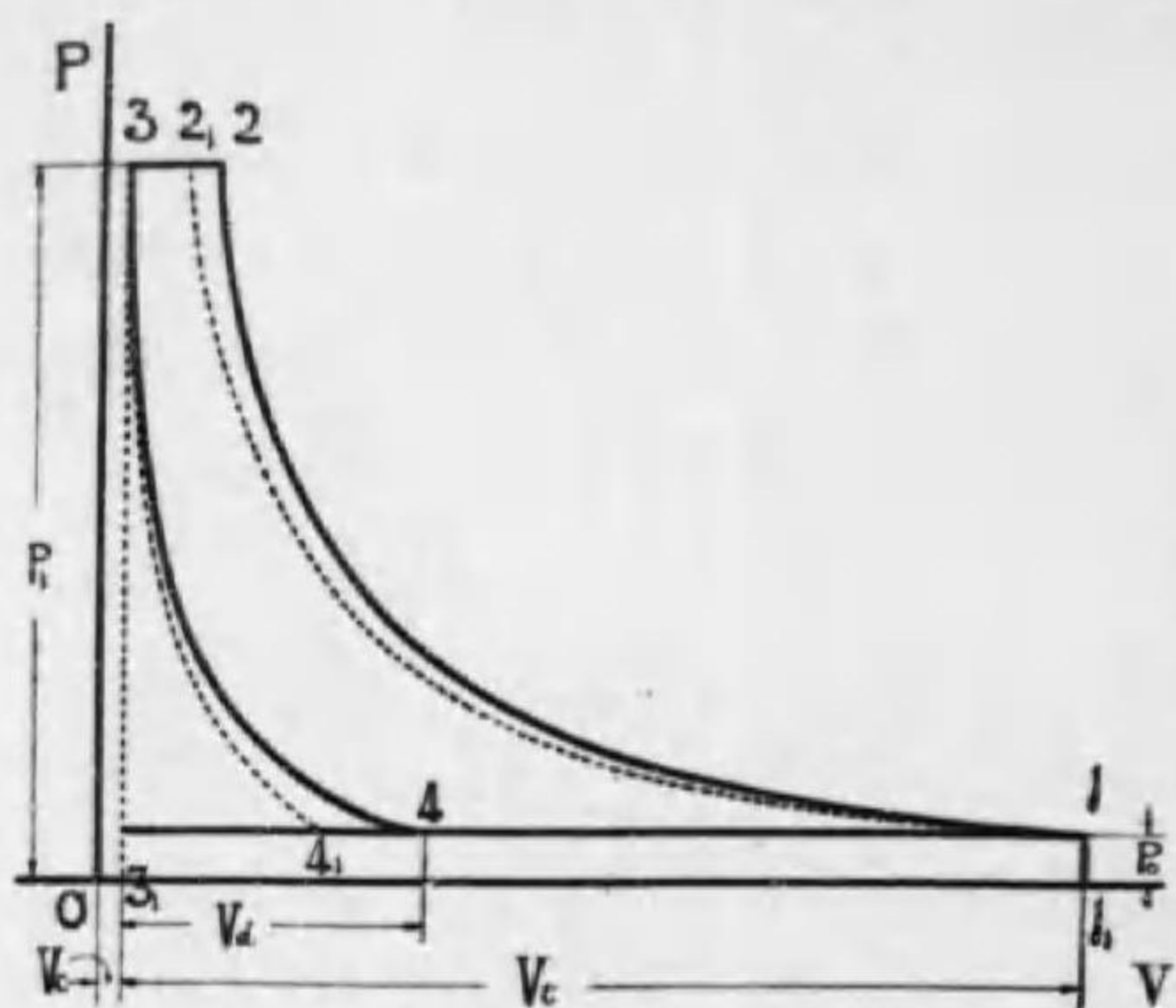
空氣壓縮機は豎型、横型、傾斜型、或は高壓と低壓シリンダーが豎と横十字型に配置せらるゝ等種々あり。之が被動にもクランク軸端の偏心ピンに因るもの多數なるが、コネクティング・ロッド上端より垂下するリングと水平に振動するロッキング・レグ等因るものもあり。

\* ツリッド、インジェクション式(充實噴油式)には高壓空氣を要せず。第二編第六章を見よ。

\*\*千封度まで壓縮し得る様設計す。

## 第一節 線圖によりて考究せらるゝ空氣 壓縮機の容積効率

第六十五圖に示す如く  $OV$  に沿ふて容積を、 $OP$  に沿ふて絶対壓力を示す普通の直軸線



第六十五圖

圖法により、 $V_c$  をピストンの第一死點に於ける場合シリンダー内の容積即ち壓縮室隙間(クリアランス)とし、此の割合を以て  $V_c + V_2$  をピストンの第二死點に於ける場合シリンダー内の容積とす。

$1_1$  點に於ける絶対壓力  $P_0$  を 1.1 にて表はす、即ち點  $1_1$  はシリンダー内に吸込まれたる空氣の壓力及容積を示す。之が急速に壓縮せらるゝにより其の壓力と容積を示す曲線は  $1_1 2$  となり點  $2$  に於てインター・クーラー又は氣

槽内の壓力  $P_1$  に達し、夫より排氣 ヴァルブ 開きてシリンダー内の空氣はシリンダー外に排出せられ第一死點  $3$  に達す。インター・クーラー又は氣槽の容積比較的大なるものとせば  $23$  は定壓曲線と考へられ得。  $23$  は排出空氣の容積にして  $3, 0$  は壓縮室隙間に生ずる容積なり。次ぎにピストンが前進するや排氣 ヴァルブ 先づ閉ぢ、壓縮室隙間内の空氣は膨脹して  $34$  曲線を畫き一氣壓に低下す。茲に於て給氣弁開きピストンの前進に伴ひて空氣をシリンダー内に吸入しつゝ一氣壓の定壓線  $41$  を畫きて再び點  $1$  に戻り斯くして循環運動を爲す。

此の線圖より直ちに知らるる如く壓縮ボムの「働きの容積」は  $V_1$  なるに、シリンダー内に吸入せられて排出せる空氣量は一氣壓にて  $V_1 - V_d$  なり。此の價は  $V_1$  を定量とせる場合  $V_c$  が増すに従ひて減ず。故に壓縮ボムの効率を高くせんには出來得るだけ壓縮室隙間を減ずべし。實際に排出する空氣量(吸入する空氣の壓力及溫度に換算す)を働き

備考 容積及壓力の單位は任意に定め得べし。然れども立方呎、一平方呎當り封度をを用ふれば便利なり。

の容積にて除したる商を\*容積効率と稱す。

第六十五圖に於て線圖の面積  $12341$  は空氣壓縮に費やされたる仕事なり。實際上之を爲すに當りてはピストン、クランク機構及 ヴァルブ 等の摩擦消耗働が加はりて、空氣壓縮機運轉に要せらるゝ馬力と爲る。シリンダー内の空氣が斷熱的壓縮又は膨脹を爲す代りに幾分か冷却せらるゝものとすれば、第六十五圖に於て壓縮、膨脹曲線は點線にて示す如く夫々  $1_1 2$ 、 $3 4_1$  となり壓縮に費やす仕事量減ずると同時に容積効率も増す。故に空氣壓縮機のシリンダーは出來得るだけ冷却するを利とす。

\* 容積効率の理論的計算 次の如し：—

ボムの運轉速度が速かなるが故に、實際には  $1_1 2$ 、 $3 4_1$  兩曲線を夫々斷熱的壓縮或は膨脹と考へられ、 $PV^n = \text{恒數}$  の數式に従ふ(但し  $n$  は空氣にては 1.41 なるが實際には種々の考慮によりて  $n = 1.35$  とするを可とす)が故に、

$$P_0 (V_c + V_d)^n = P_1 V_1^n \quad \text{依て} \quad V_d = V_c \left[ \left( \frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]$$

$$\frac{P_1}{P_0} = r \quad \text{を壓縮比とすれば、} \quad V_d = V_c (r^{\frac{1}{n}} - 1)$$

故に、

$$\text{容積効率} = 1 - \frac{V_d}{V_1} = 1 - R (r^{\frac{1}{n}} - 1)$$

$$\text{但し} \quad R = \frac{V_c}{V_1}$$

## 第二節 ステージ (段壓縮)

空氣壓縮機に於て、一個のシリンダーにて一氣壓即ちゲージ壓 0 封度の空氣をゲージ壓 900 封度に迅速に壓縮したりと假定せよ、之れ即ち斷熱的壓縮と考へらるゝにより第一圖に示さるゝが如く壓縮前シリンダー内の空氣溫度  $0^{\circ}\text{C}$ . と考ふるも容易に  $600^{\circ}\text{C}$ . に ( $\gamma = 1.41$  とす) 達す。故に壓縮前の溫度が通常溫度若しくは夫れ以上なる時は壓縮空氣の溫度は  $600^{\circ}\text{C}$ . を越ゆ。即ち斯くの如き高溫度はシリンダー内の潤滑油たる内部油をも自然發火せしむる恐あり、又シリンダー冷却が不充分なればシリンダー、ヴァルブ類を高溫度に熱し、次て起る空氣吸入作用の際著しく空氣を膨脹せしむるにより容積効率を低下せしむる事著し。上述の理によりて、空氣壓縮作用を二段又は三段の工程にて行ふ。即ち一氣壓の空氣を第一シリンダーにてゲージ壓 160 封度に<sup>\*</sup>壓縮し之を冷却器に導きて通常溫度近くに冷却し更に第二シリンダーにてゲージ壓 900 封度に壓縮す。斯くする時は其の壓縮に起因する溫度は内部油を蒸發せしむるが如き溫度に至らずして壓縮作用を完成す。之を二段壓縮と稱す。然れども第一シリンダーが大型となる時は冷却作用減ずるにより更に第三シリンダーを用ふ、例へば第一シリンダーにてゲージ壓 45 封度に、第二シリンダーにて 220 封度に、第三シリンダーにて 900 封度に壓縮し其の終り毎に冷却器を

\* 壓縮前の空氣の溫度を  $15^{\circ}\text{C}$ . (絕對溫度  $15 + 273 = 288^{\circ}\text{C}$ .),  $\gamma = 1.41$  とせば、

$$\text{二段式} \begin{cases} \text{第一シリンダーの最高溫度} = 288 \times \left(\frac{174.7}{14.7}\right)^{1-\frac{1}{1.41}} - 273 = 318^{\circ}\text{C}. \\ \text{第二シリンダーの最高溫度} = 238 \times \left(\frac{914.7}{174.7}\right)^{1-\frac{1}{1.41}} - 273 = 193^{\circ}\text{C}. \end{cases}$$

以上は理論上の計算にしてシリンダーの冷却作用及シリンダーとピストンの漏氣作用又は容積効率等の關係によりて實際には其の價を異にするものにして普通上述の價より低し。通常の場合に於て第一シリンダーを出てたる空氣は冷却器にて  $15^{\circ}\text{C}$ . 迄に冷却する事能はず、之を  $40^{\circ}\text{C}$ . 迄冷却せりとせんか、第二シリンダーより出づる空氣の溫度は  $193^{\circ}\text{C}$ . の代はりに

$$(273 + 40) \times \left(\frac{914.7}{174.7}\right)^{1-\frac{1}{1.41}} - 273 = 233^{\circ}\text{C}. \quad \text{となる。}$$

又三段壓縮式に就て、始壓一氣壓の空氣を夫々ゲージ壓 45, 220, 及 900 封度に壓縮しインター・クーラー (本章第四節第三を見よ) にて常に  $15^{\circ}\text{C}$ . に冷却するものとし又始めの溫度も  $15^{\circ}\text{C}$ . と假定せば壓縮の最高溫度は夫々  $160^{\circ}$ ,  $156^{\circ}$ ,  $155^{\circ}\text{C}$ . となる。

シリンダー及インター・クーラーは充分に冷却する必要あり。不充分なる冷却は容積効率を減ずるのみならず、往々注油せる内部油を氣化し之が空氣と (爆發の適當比に混じて) 共に壓縮せらるゝや爆發する事ありて危險なり。之れ第一節及第二節に説きたるものなり。

通じて冷却するとせば溫度の上昇著しからずして壓縮作用を全ふす。之を三段壓縮と稱す。同様の理に依り甚だ大なる容量の空氣壓縮機にては四段壓縮式を採用するものあり。

以上の説明によりて讀者は空氣壓縮機を何故に二段若しくは三段式とするやを解せられしならん。

### 第三節 空氣壓縮機の大さと運轉速度

**空氣壓縮機の大さ** 空氣壓縮機の大さは低壓シリンダーの働きの容積即ちシリンダー横断面積と衝程の相乗積にて表はす。之に一分間有効衝程數を乗じたものは一分間當りの容量なり。低壓四サイクル型陸用エンジンにては空氣壓縮機容量は、一實馬力時當り約15立方呎の空氣を要する割合なるを以て、容量効率を80%と起算する時はポンプの低壓シリンダーの容量は一實馬力時當り約19立方呎にして、高速のものにありては上者の25%増を標準とす。又次ぎの標準は設計上必要なる參考資料なり。

空氣壓縮機容量とエンジン容量の比

シリンダー内徑 吋	低壓シリンダー容量とエンジン・シリンダー容量との比	
	四サイクル型	二サイクル型
10	0.08	0.16
15	0.07	0.14
20	0.05	0.09

註。エンジン容量とはシリンダー横断面積と衝程の相乗積即ち働きの容積をシリンダー數だけ倍せしもの。

エンジンの大さと空氣壓縮機の大さを示す實例

サイクル 陸或船用	エンジン					空氣壓縮機			エンジン製造者
	シリンダー 數	シリンダー 内徑	衝程	回轉數 一分間當	實馬力	シリンダー内徑		衝程	
						高壓	低壓		
4, 陸	1	215	340	250	18	30	110	110	M.A.N. Augsburg.
4, 陸	1	250	400	220	25	34	120	106	Langen & Wolf Milan.
4, 陸	1	340	510	190	50	40	140	180	Sulzer, Winterthur.
4, 陸	3	410	640	175	300	65	220	270*	Langen & Wolf Milan.
2, 船	4	180	300	350	100	60	190	110	M.A.N. Nürnberg.
2, 船	8	300	340	450	850	110 85	350 260	260 260*	M.A.N. Nürnberg.
2, 船	4	470	680	160	800	420 ... 600 100, 260, ..... 400			Sulzer, Winterthur.
2, 船	4	460	820	100	800	127, 241, 381	381	203	Carels Frères, Ghent.

註。上表の寸法はミリメートル(耗)を單位とす。

\*は同一の空氣壓縮機二個の意にして、本印なきものは一個の意。

七行目 100, 260, 420 に於ける 260 は三段壓縮式にして中壓シリンダー内徑。

八行目 127, 241, 381 は英國リーベル Beavell 會社製空氣壓縮機にして低壓シリンダー二個の三段壓縮式なり。

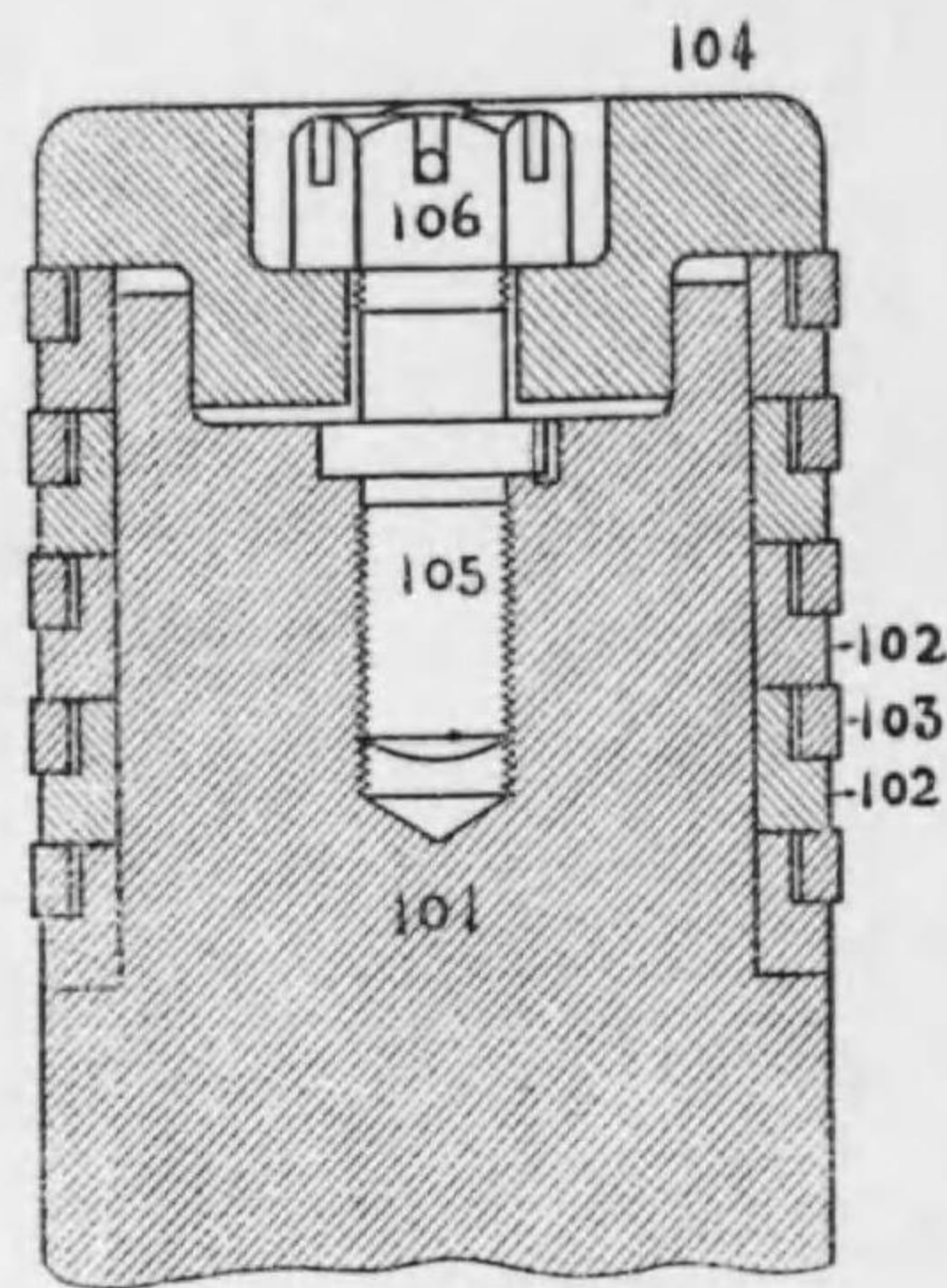
**運轉の速さ** 空氣壓縮機のピストン平均速度は一分間當り 300 乃至 600 呎を範圍とす。而して小型のものは速度遲きを普通とす。衝程は低壓シリンダー内徑の 0.7 乃至 1.7 倍とす。

**空氣壓縮機に要せらるゝ馬力** はエンジン全負荷實馬力の 1/8 乃至 1/4 なり。



## 第四節 主要部分

### 第一 ピストン



第六十六圖

(楔)にて楔止めにするが、第六十六圖と同様の構造なり。

ピストン頭部は第六十六圖の如く扁平なるを多數とすれども半球状のものあり。

### 第二 ヴァルブ (瓣)

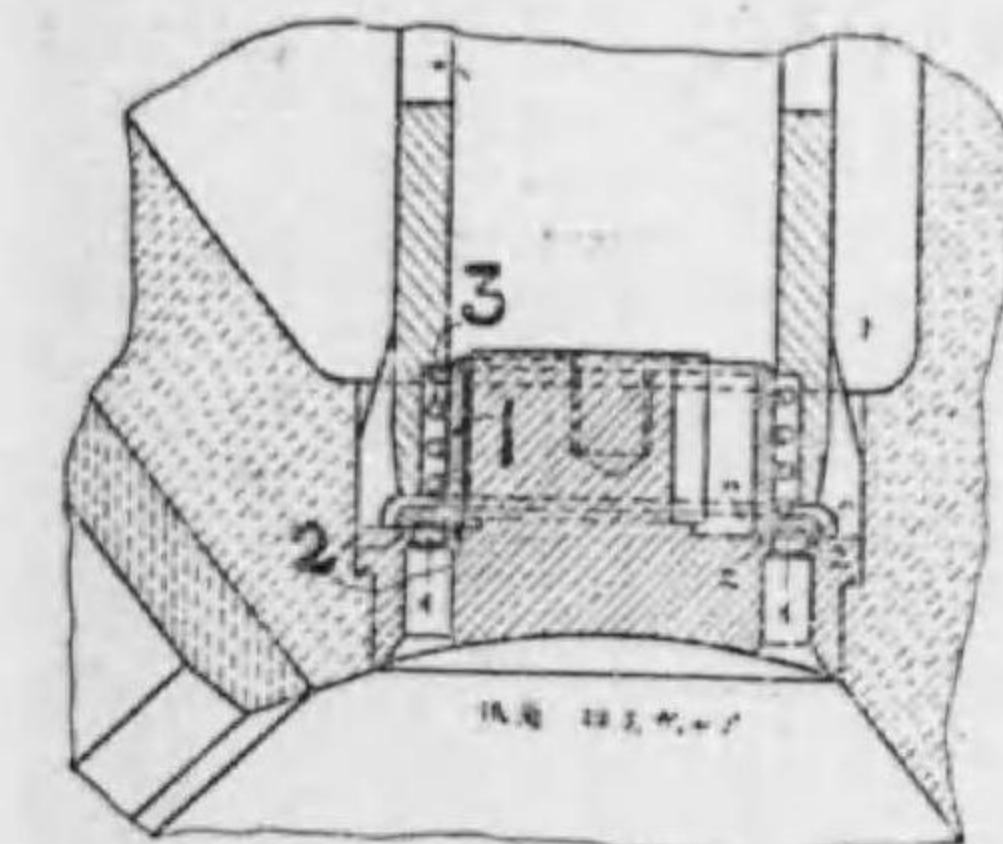
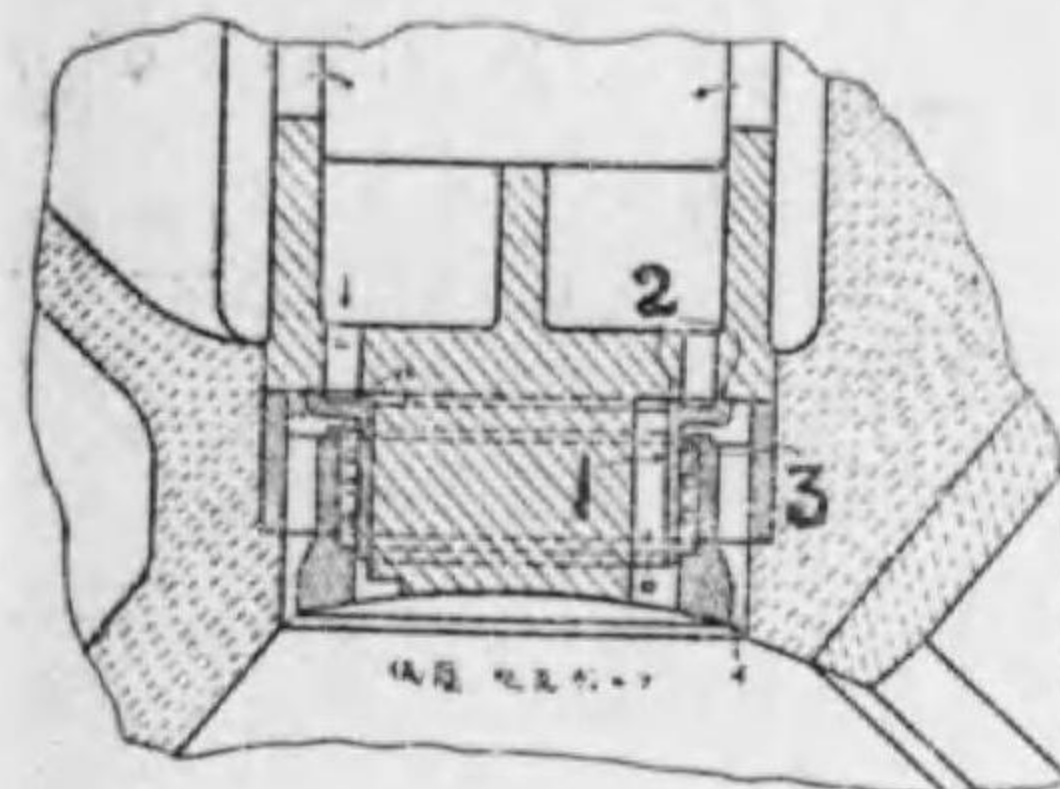
ヴァルブは吸気用も排気用も共に成可く軽くして揚程(リフト)の少なきを可とす。之が爲めに或るものは薄き圓板にて作られたるあり。大型ポンプにありて二個或は二個以上の小型ヴァルブを併用するものあり。一般にヴァルブを通過する空氣の速さは毎秒當り80乃至110呎を標準とするが、或る種の設計にては此の速度を大きくしたるために効率低下を犠牲として迄も揚程を少なくす。之れ其の衝撃によりて瓣及瓣座を損せざると同時に開閉の時間をも早むる爲めなり。ヴァルブは高熱と高壓を受くるにより其の材料はニッケル鋼、ニ

ケル、クローム鋼等を用ひ、之を焼入後、適當の焼戻を爲して研磨仕上をなす。

ヴァルブに關する故障の主なるものは第一、潤滑油が半焼して之に炭素の固着する事。之れ冷却の不充分より起るものにして斯る事無らしめんには務めて冷却を全たからしむべし。第二、ヴァルブの漏洩とす。之が豫防には定期的に磨り合せを行ふ。漏洩著しければ規程の壓力に高むるに困難を感ずるによりて直ちに知る。

茲にヴァルブ構造の二三の例を掲げ、以て其の設計の一端を示さんとす。

第六十七圖は低壓シリンダーの吸氣及排氣ヴァルブを示す。ヴァルブ1は圓板型にして其

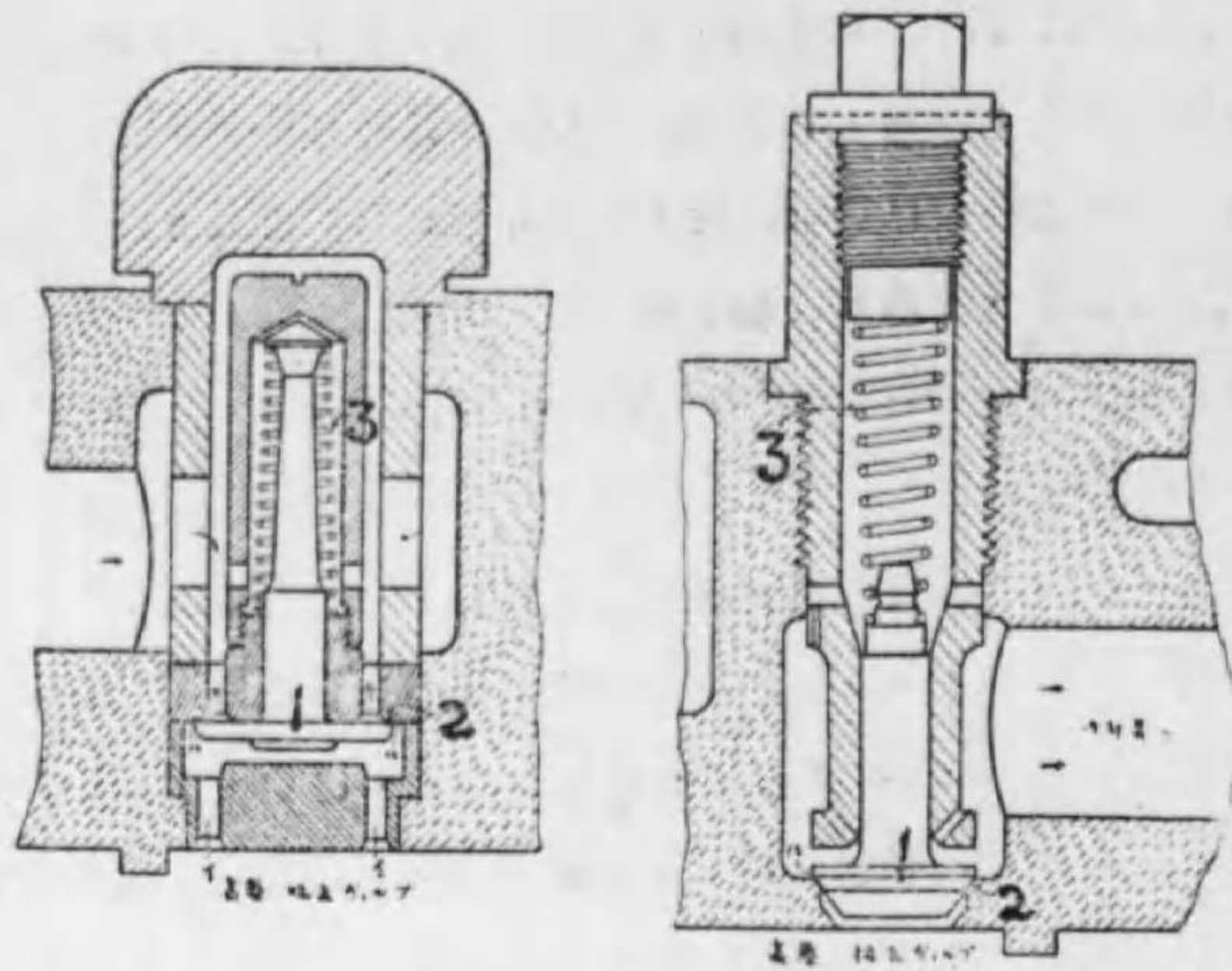


第六十七圖

の要部は薄き圓板を構成して之が瓣座(ヴァルブシート) 2 と磨り合せられて密閉作用を爲す。ヴァルブは太き圓柱を導子として上下動し自由の状態に於ては壓縮スプリング3之を閉づ。吸氣ヴァルブにありては空氣は圓形に沿ふて穿たれたる數多の小孔を通過して之がヴァルブを開き、ハよりイ及ロの數多の小孔を経てシリンダーに吸込まる。排氣ヴァルブにありては壓縮せられたる空氣は圓形に沿ふて穿たれたる數多の孔イより入り、之がヴァルブ1を開きて内外の瓣座の隙間を経てインタークーラーに送られ、茲にて出來得るだけ冷却せらる。

イ、ロ等の空間はクリヤランスの一部を構成するにより出來得る限り小にす。又兩ヴァルブとピストン頭部の隙間も同様小にす。上述の要件は高壓シリンダー用ヴァルブに於て特に必要なりとす。

第六十八圖は高壓シリンダーの吸氣及排氣兩ヴァルブを示す。吸氣ヴァルブは圓板型にして太き莖を有し壓縮スプリング3之を閉づ。低壓インタークーラーにて冷却せられたる空氣は吸氣衝程に於ては孔イよりヴァルブ1を開きて孔イよりシリンダー内に入る。ピストンの壓縮衝程の始めに於ては吸氣ヴァルブ1は閉ぢられシリンダー内の空氣は次第に壓縮せられ或る壓力に達するや排氣ヴァルブ1を開きて冷却器に通じ此處に冷却せられて氣槽へ送らる。兩ヴァルブは自由の状態に於ては壓縮スプリング3が之を閉づ。高壓ヴァルブ



第六十八圖

だけ少なからしむるより起る結果なり。

吸気ヴァルブに関する空気平均速度

三段式壓縮ポンプ		イ、ロ、ニ等通路を通過の速度	ヴァルブ開き部ハを通過の速度
第一段	一秒當り呎	200	300
第二段	" "	120	200
第三段	" "	38	75

排気ヴァルブに関する空気平均速度

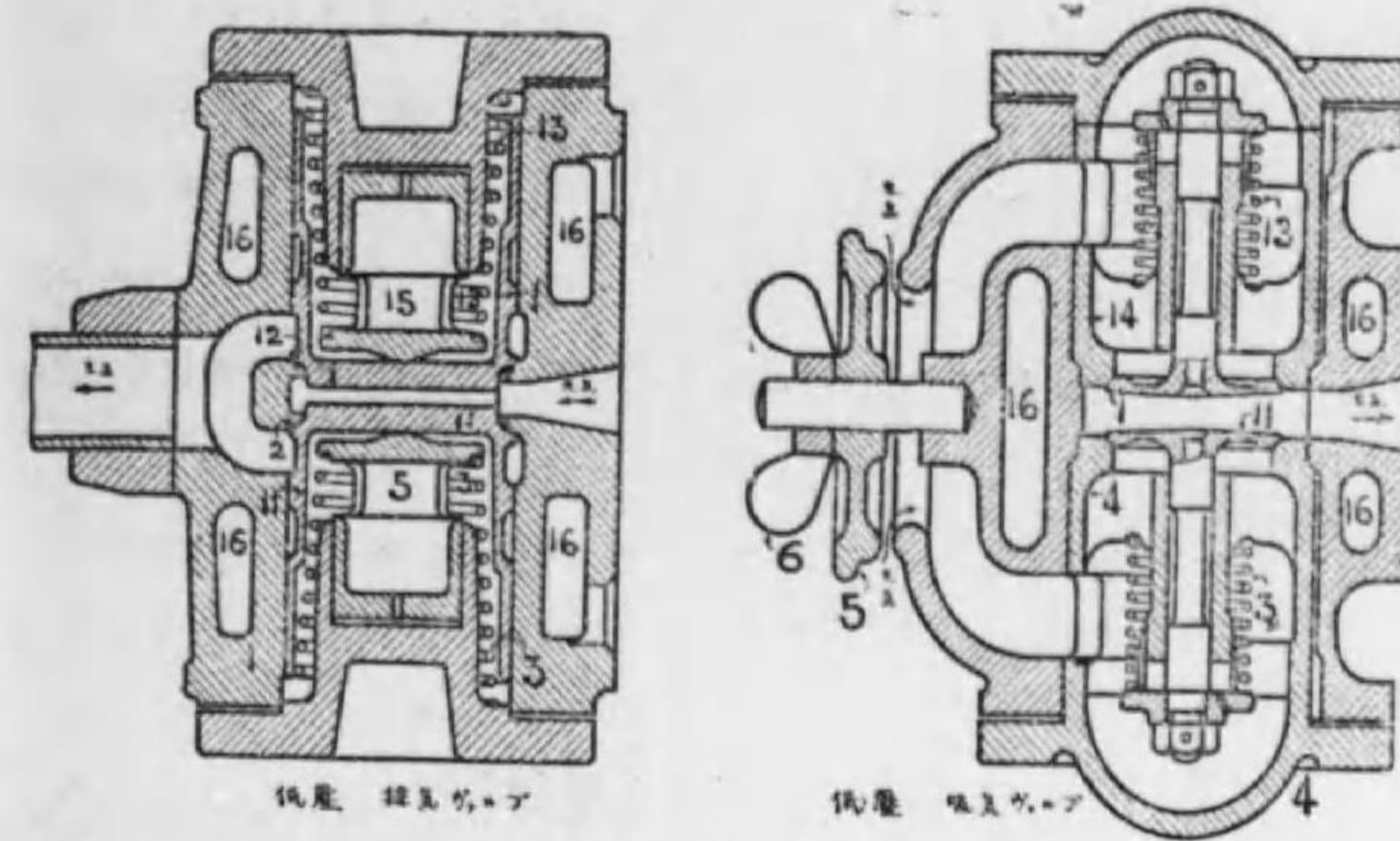
三段式壓縮ポンプ		イ通路を通過の速度	ヴァルブ開き部ハを通過の速度
第一段	當り呎	350	450
第二段	" "	180	270
第三段	" "	60	110

\*第六十九圖は揚程(リフト)を甚だ少なからしむる爲めヴァルブを二個用ゐたる例を示す(之を双瓣と稱す)。吸気ヴァルブ 1, 11 は菌頭形にして軽く且つ薄き頭部を有し壓縮ス

\* 全負荷にては一平方吋當り八百乃至千封度の空氣壓を要し 負荷の減ずるに従ひて次第に壓力を減じ 無負荷にて六百封度を要するが、其の際には空氣壓縮機と噴射用空氣槽と燃料噴射器とが通ずるのみなれば、負荷馬力の多少に応じてレギュレーターを加減し以て之に應ずる噴射壓力を作るべし。之れ空氣壓縮機に関する一般の注意なり。

は低壓ヴァルブに比して容積少なき空氣を取扱ふを以てヴァルブ等も比較的小型にて足る。圖に於て見る如く一般に揚程(リフト)は甚だ少なくす、之れ速度増してヴァルブを瓣座(シート)に強く打撃する力を小ならしむる爲なり。

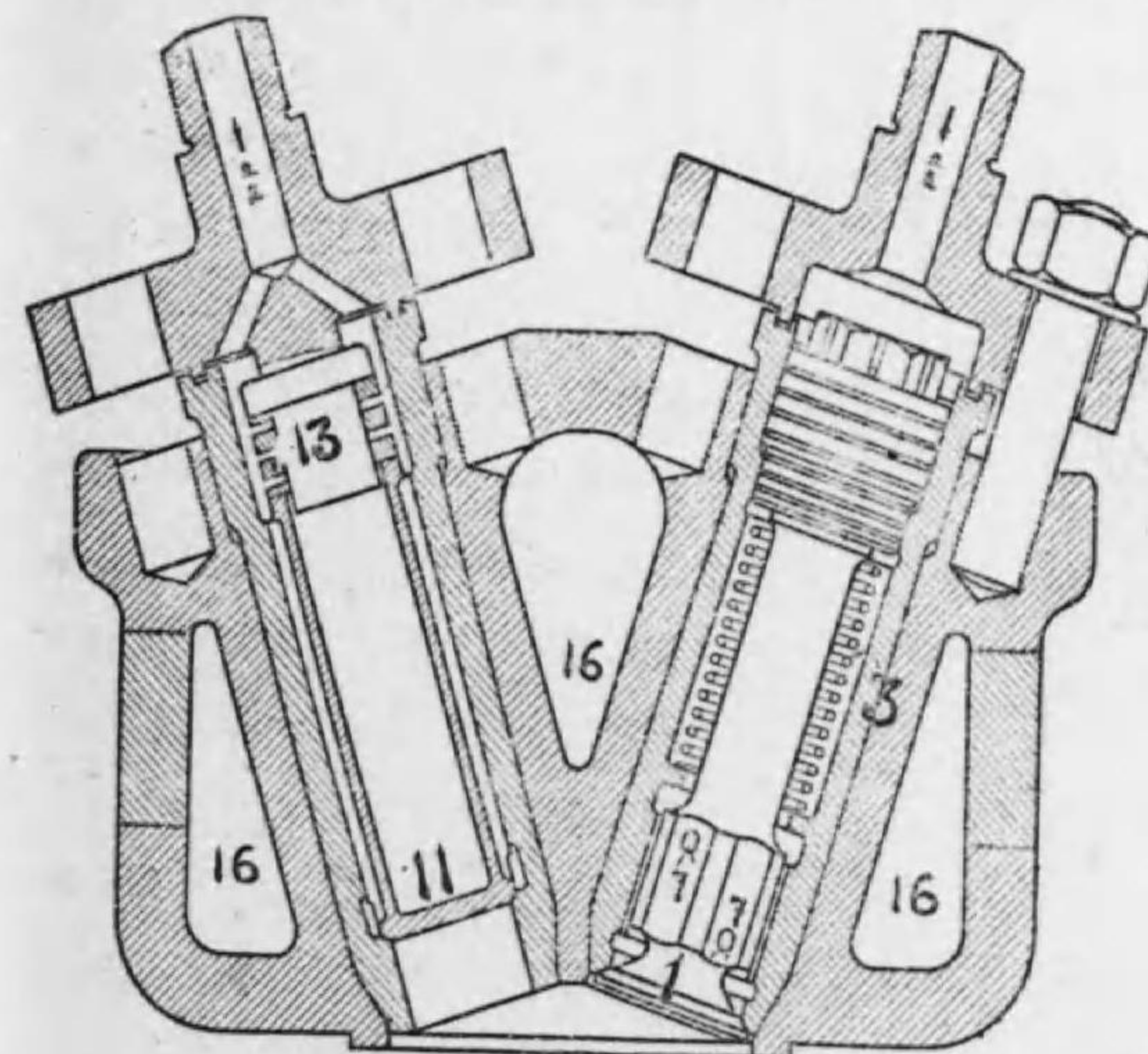
次表の空氣平均速度は設計の一例なり。之れヴァルブを成可く小さくし、且つ揚程(リフト)を出來得る



第六十九圖

りて其の空氣入口の廣狹を加減してシリンダー内の空氣供給量を調整す。6 は 5 を其の位置に固定すべきロック、ナットなり。

排気ヴァルブの莖は頭部と同大の圓柱狀を爲し之が上下運動の導子を爲す。壓縮スプリング 3, 13 は夫々ダッシュ、ボット作用を爲すピストン 5, 15 を押し之がヴァルブ 1, 11 を押



第七十圖 高壓ヴァルブ

ブリング 3, 13 が夫々之を閉づ。ヴァルブはケーシング 4, 14 と共にヴァルブボックス内に取付けられ容易に之を取外し得るに便す。

5 は空氣量加減子(レギュレーター)にして之によ

すが故にスプリングの壓力に偏寄を生ぜず。シリンダー内に壓縮せられたる空氣は 1, 11 兩ヴァルブを開きて排氣管に出てインター、クーラーに送らる。

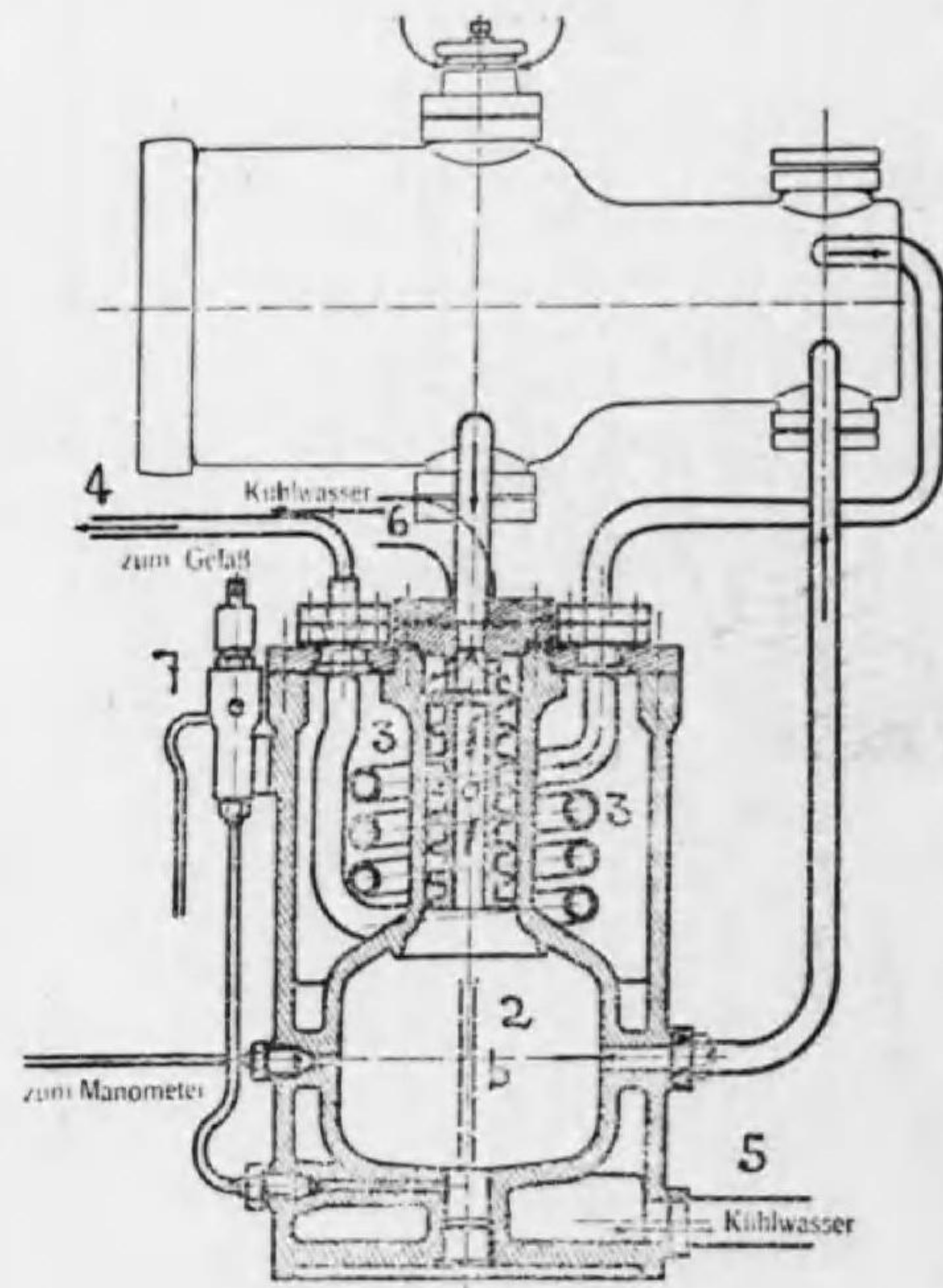
\*第七十圖は前述の低壓用ポンプに對して設計せられたる高壓用ポンプのヴァルブなり。吸氣、排氣兩ヴァルブは共にケーシングによりてシリンダー、カバーに取付くるに

\* 第六十九及七十圖は共に英國マールス、ピカートン、エンド、ディー會社の設計とす。

より容易に取外し又取付け得。吸気バルブ 1 は長き羽根とピストンとを導子とし空気は其の莖の内部を通過して菌頭近くの穴 7 より出づ。排気バルブは數條の羽根を導子と爲し、其の瓣頭部を通過する空気は羽根の間の隙間を通過して排気口に出て夫より冷却器に送らる。13 は角型巻パネにして自由の状態に於てはバルブを閉づ。高圧用 ポンプの給気、排気用バルブが各一個にて足るは、低壓シリンダーにて壓縮せられたる空氣の容積減じたるに因る。

高壓、低壓共に水套冷却を爲して熱せらるゝを防ぐ即ち 16 部には水が充満交代す。

### 第三 インター・クーラー (中間冷却器)



第七十一圖

\* 第六節 リーゲル型の如きは其の一なり。

低壓シリンダーより排出せらるゝ熱せる空氣は外皮の水冷却せる管内に通じ冷却后、高壓シリンダーに入り再び壓縮せられて熱せられ前と同様の冷却装置によりて冷却せられて高壓氣槽に送らる。此の冷却装置をインター・クーラー (中間冷却器) と稱す。其の設計には\*種々あり、普通型に於ては、低壓シリンダー用のものは直管より成る冷却管、高壓シリンダー用のものは螺旋形に曲がれる管を用ゐるを普通とす。小型のものは此の螺旋形管を高壓シリンダーの水套内に藏むれども、大型にありては別に冷却器を供ふ。

或は又大型の容器を作り外圍を冷却する設計 (第七十一圖の如き) あり。氣管には「繼目なし銅管」を用

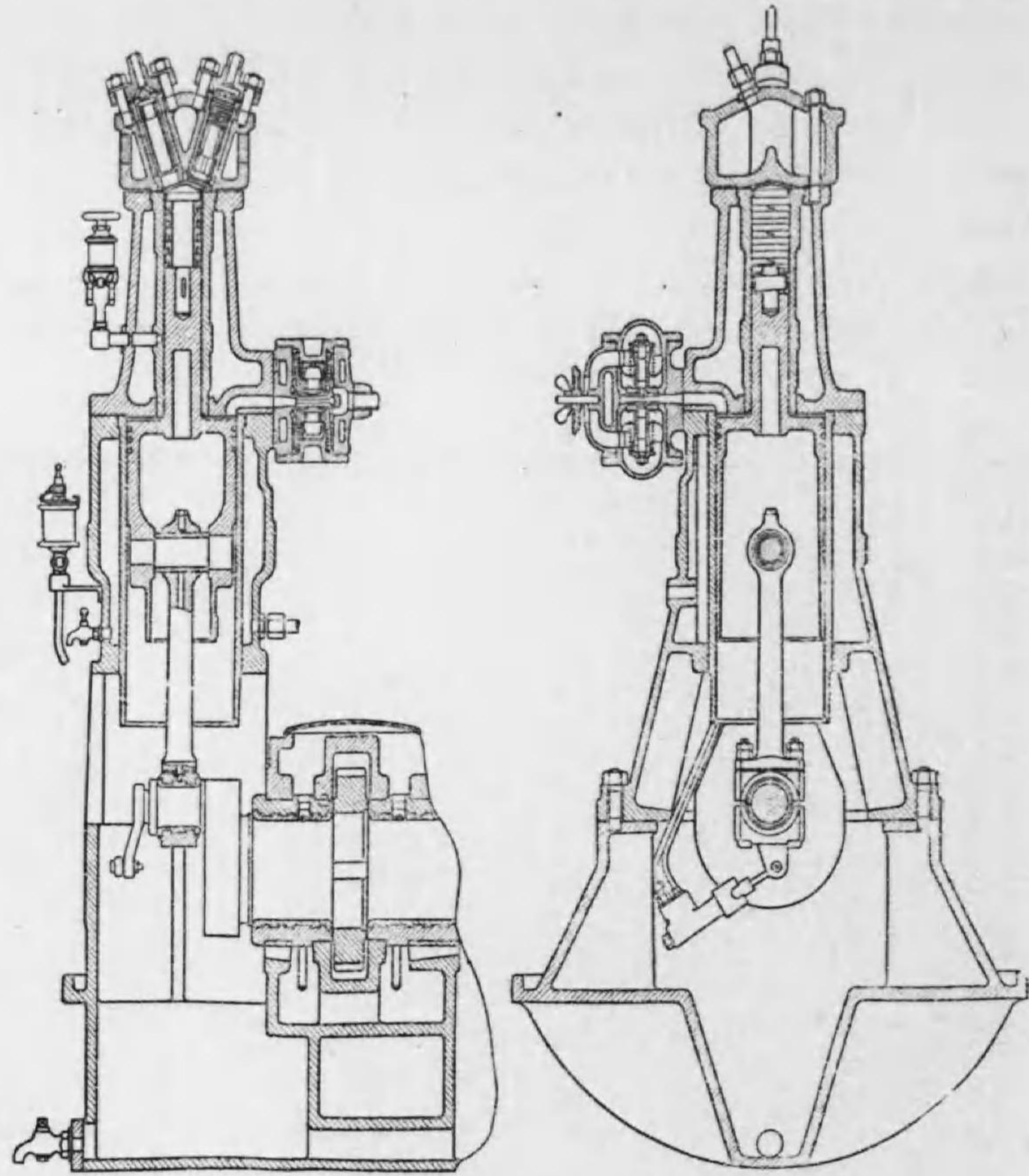
ゐるを可とす、之れ銅の\*傳熱能力が真鍮の三倍、軟鋼の七倍なればなり。インター・クーラーには凝縮せる水分、滯れる油を抜き取る爲めに適當の位置にコックを取付くべし。

第七十一圖は大型の容器を作りて外皮を冷却する式なり。横型空氣壓縮機低壓シリンダーより出づる空氣は數多の鑄を有するセパレーター 1 を通じてレシーバー 2 に出で此處に外皮の冷却によりて冷却せらる。夫より高壓シリンダーに入り高壓に壓縮且つ熱せられたる空氣はコイル 3 を通ずる際冷却せられ送氣管 4 に送らる。本冷却器を冷却する水は 5 より入りて 6 より去る。7 はセパレーター、其の他によりて液化凝縮したる油及水を抜き去る水抜コックなり。

或る場合には、中壓若しくは高壓シリンダーに入る前に冷却するものをインター・クーラーと言ひ、高壓シリンダーより出づる空氣を冷却するものをアフター・クーラー (後冷却器) と言ひて區別す。

\*金屬傳熱率は面積一平方吋、厚一吋當り、溫度華氏一度の差に對して軟鋼 320、真鍮 740、銅 2100 B.T.U. (英熱單位) とす。

## 第五節 マーリース型 二段式空気壓縮機



第七十二圖

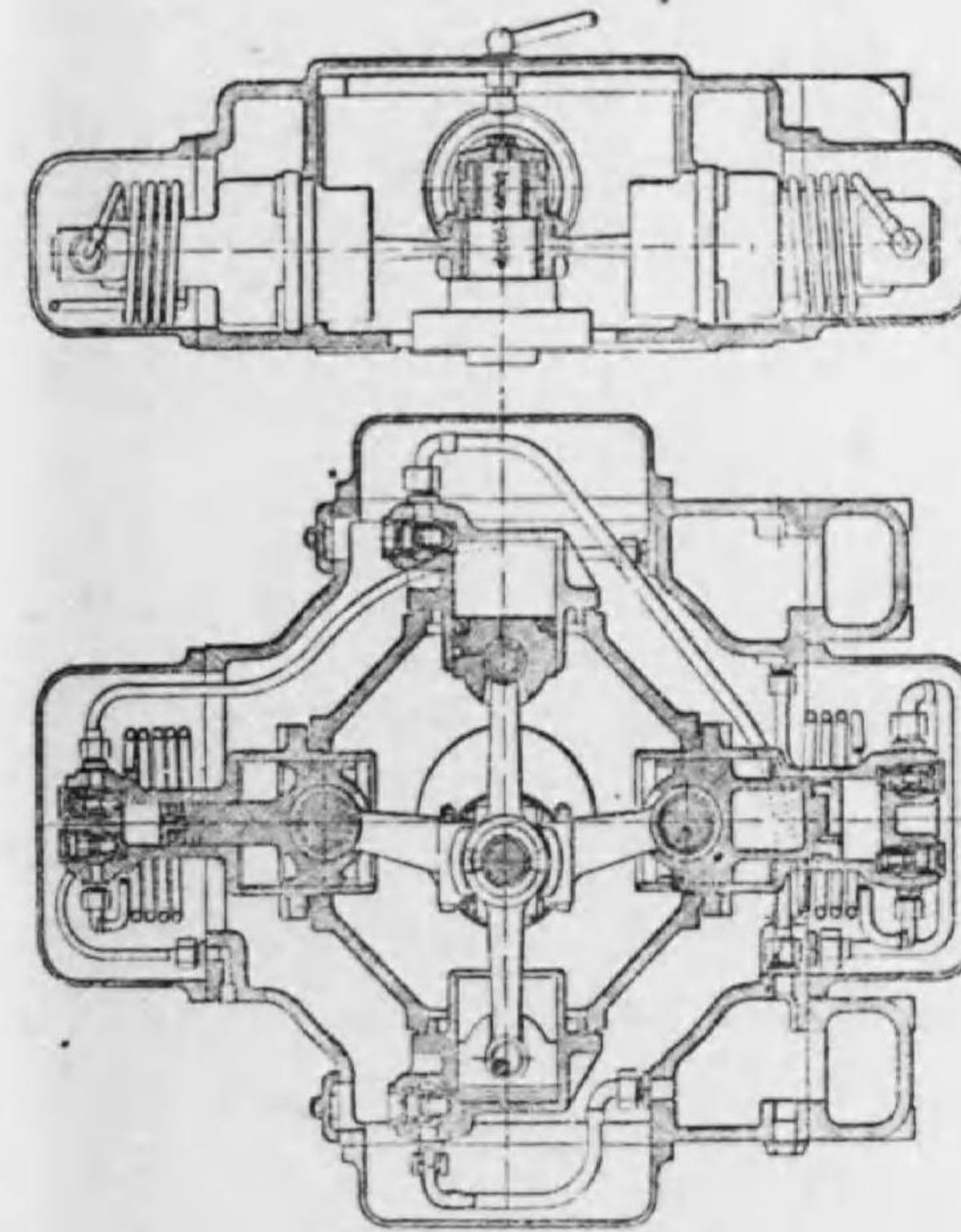
第七十二圖は英國マーリース Mirrless 型ディーゼルエンジンの二段式空気壓縮機を示す。堅型にして、其の高圧、低圧兩ピストンは串型を爲し、一個の連接桿とクランクが之を被動す。兩シリンダー共にライナー（内筒）が差込まれる、之れ材質精撰に便し、自由に

膨脹を爲し得、且つ充分に水冷却せらる。

低圧シリンダーの給気バルブ及排気バルブは既に本章第二、バルブ、第六十九圖に於て説明せるものにして、其のリフト（揚程）を減じて且つ容積効率を増す目的を以て双弁とせり。此の低圧シリンダーにて壓縮せられたる空氣は蒸汽機關の表面凝縮機（サーフェース・コンデンサー）の如く、數多の直管より成る多管式インター・クーラー（第九十圖を見よ）を經、此處に冷却せられて高圧シリンダーに入り更に壓縮せられてインター・クーラーを經、空氣槽へ送らるゝなり。

高圧シリンダーの給気及排気兩バルブは第七十圖に於て説明せしものなり。

## 第六節 リーヴェル型 三段式空気壓縮機



第七十三圖

英國リーヴェル Reavell 型はディーゼルエンジンに廣く用ゐらるゝ空氣壓縮機にして\*三段壓縮式なり。第七十三圖に於て空氣は最初上下二個のシリンダーにて壓縮せられて、右側下室に通じ、此處にて冷却せらる。右側シリンダーにて更に壓縮せられ銅管コイルを經て右側上室に送らる。此の銅管及右側上室はインター・クーラーなり。更に之を左側高圧シリンダーにて壓縮しインター・クーラー（銅管のコイル）通過の際冷却せられて高壓空氣は空氣槽に送らる。

上下兩ピストン、及左右兩ピストンは夫々一個のクランク・ピンを共有して運動平衡す。

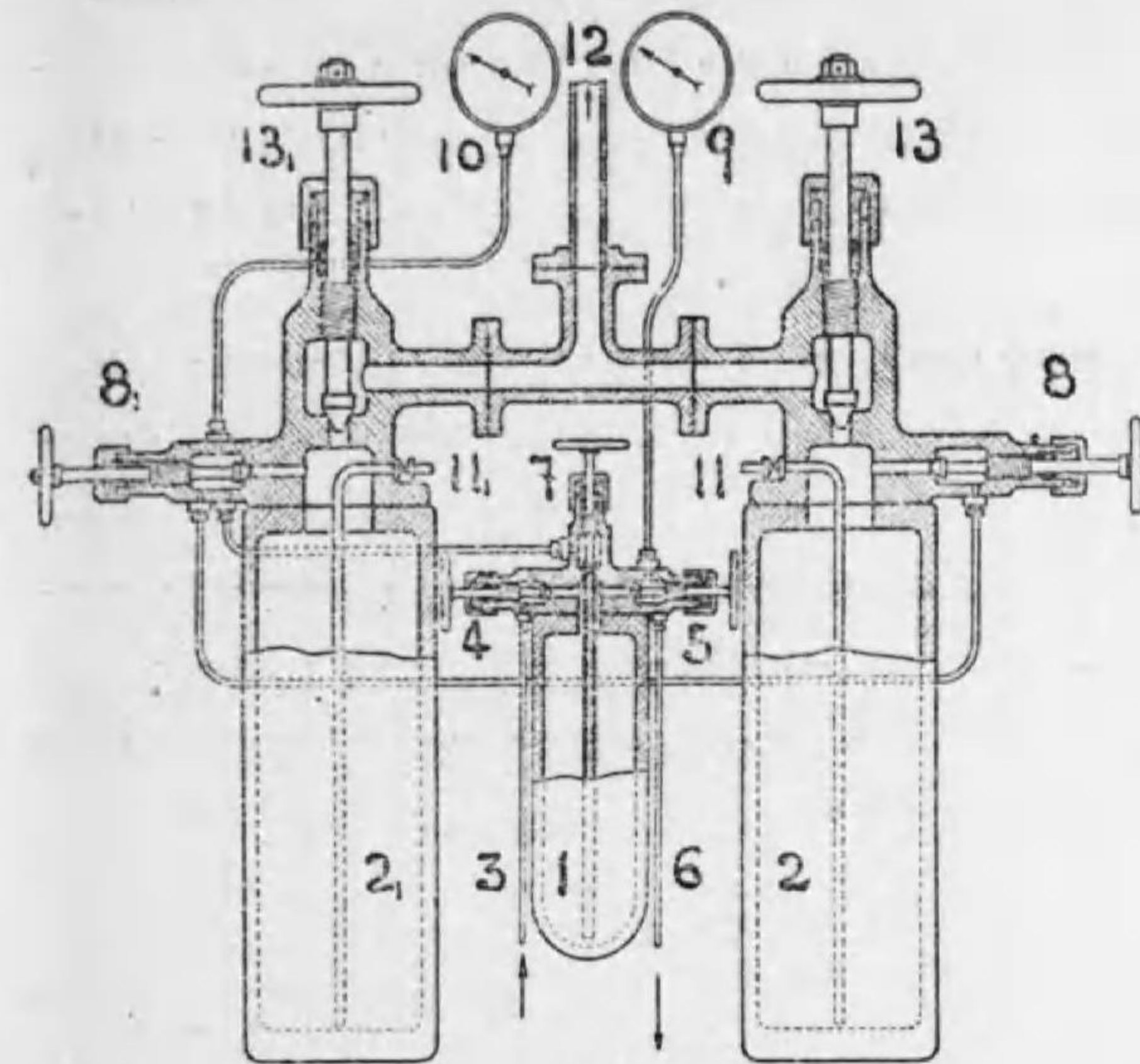
バルブは鋼製引出し仕上げに

\* 大型のものには、四段壓縮のものあり。

して頗る軽くして堅固なり、且つピストン背部空隙僅少なれば容積効率 90% にして一平方吋當り一千封度壓の空氣を得。

本機はクランク軸の一端に取付けて運轉する形式のものにして、シリンダー冷却用水は充分に其の周圍を包む。

### 第七節 空氣槽配置及 壓力配布方法



第七十四圖

第七十四圖に於て、中央1は噴射用空氣槽、左右2,2は始動用空氣槽なり。空氣壓縮機よりの高壓空氣は氣管3より送られストップ・ヴァルブ4を経て空氣槽1内に入り、ストップ・ヴァルブ5を経て氣管6よりエンジンの噴射器に通ず。ストップ・ヴァルブ8を開きて后、ストップ・ヴァルブ7を開けば氣槽1,2と通ず、又ス

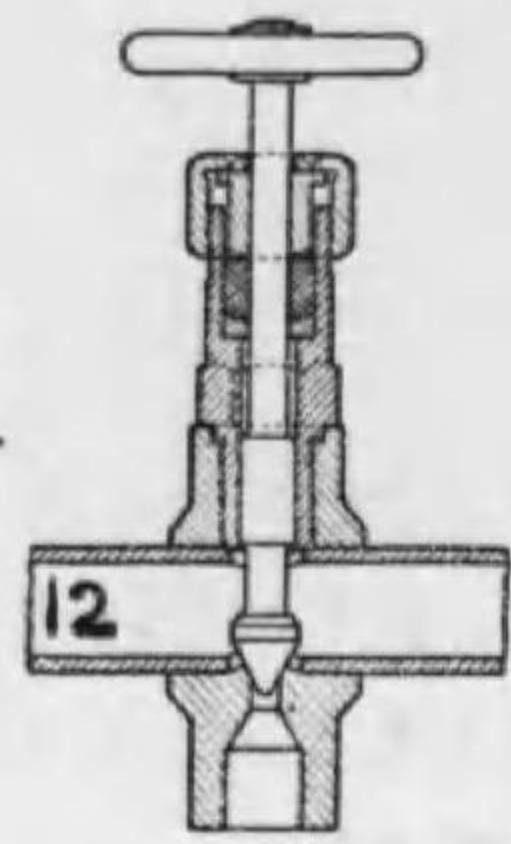
トップ・ヴァルブ8の代りに8<sub>1</sub>を開けば空氣槽1,2は相通ず。

空氣槽1内の壓力はストップ・ヴァルブ5を開く時は壓力計9が其の壓力を指示し、8<sub>1</sub>を閉ぢて8を開けば壓力計10は空氣槽2内の壓力を示す。

空氣槽2,2内の底部に滞留する水は夫々ストップ・ヴァルブ11,11<sub>1</sub>を開けば吐出す、但し之より空氣噴出すれば水の無き兆なり。空氣槽1内の底部に滞れる水はストップ・ヴァルブ7を開く事によりて空氣槽2或は2<sub>1</sub>に移し得。

12はエンジンの始動ヴァルブに通ずる氣管にしてストップ・ヴァルブ13を開けば始動用空氣槽2と通ず。此の際空氣槽2は閉ぢられて保有せられ若しも始動を過ちて空氣槽2内の空氣壓を規定以下に低下せし場合には2<sub>1</sub>を2に代へて使用する。

空氣槽は接ぎ目無し鍛造軟鋼製を普通とし、少なくとも水壓一平方吋當り1500封度の



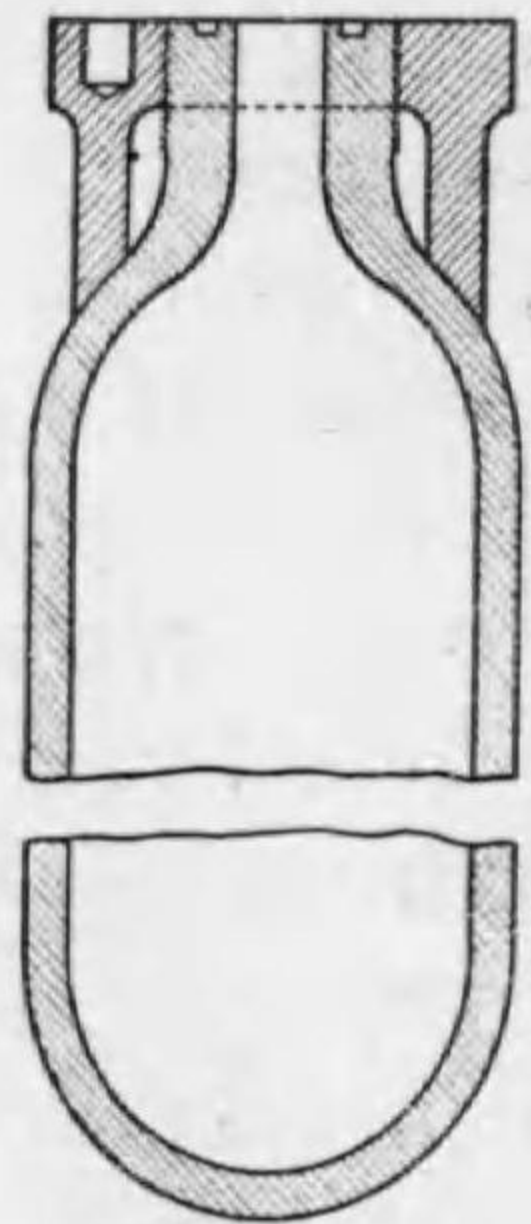
水圧試験を経たるものならざるべからず。普通に、酸素貯蔵用高圧気槽（ボムプと稱す）は商品と爲り居るものあり、之を利用する場合には第七十五圖の如く口部に金物を捻じ込みて使用す。ボムプは大型のもの少なければ場合によりて數個を併用す。

第七十五圖上圖は始動用空氣の主管と各シリンダーの始動用ヴァルブと通ずる一設計を示せり。即ち 12 は壓縮空氣管にしてストップ、ヴァルブ 13 を開かば之に連絡するエンジンの始動用ヴァルブに通ず。

**噴射用空氣槽の容量** 陸用エンジンにては、一實馬力當り 0.0212 乃至 0.0141 立方呎とす。

**始動用空氣槽の容量** 陸用小馬力にては、一實馬力當り 0.282 立方呎、同中馬力にては 0.106 立方呎、同大馬力にては更に少量の割合とす。

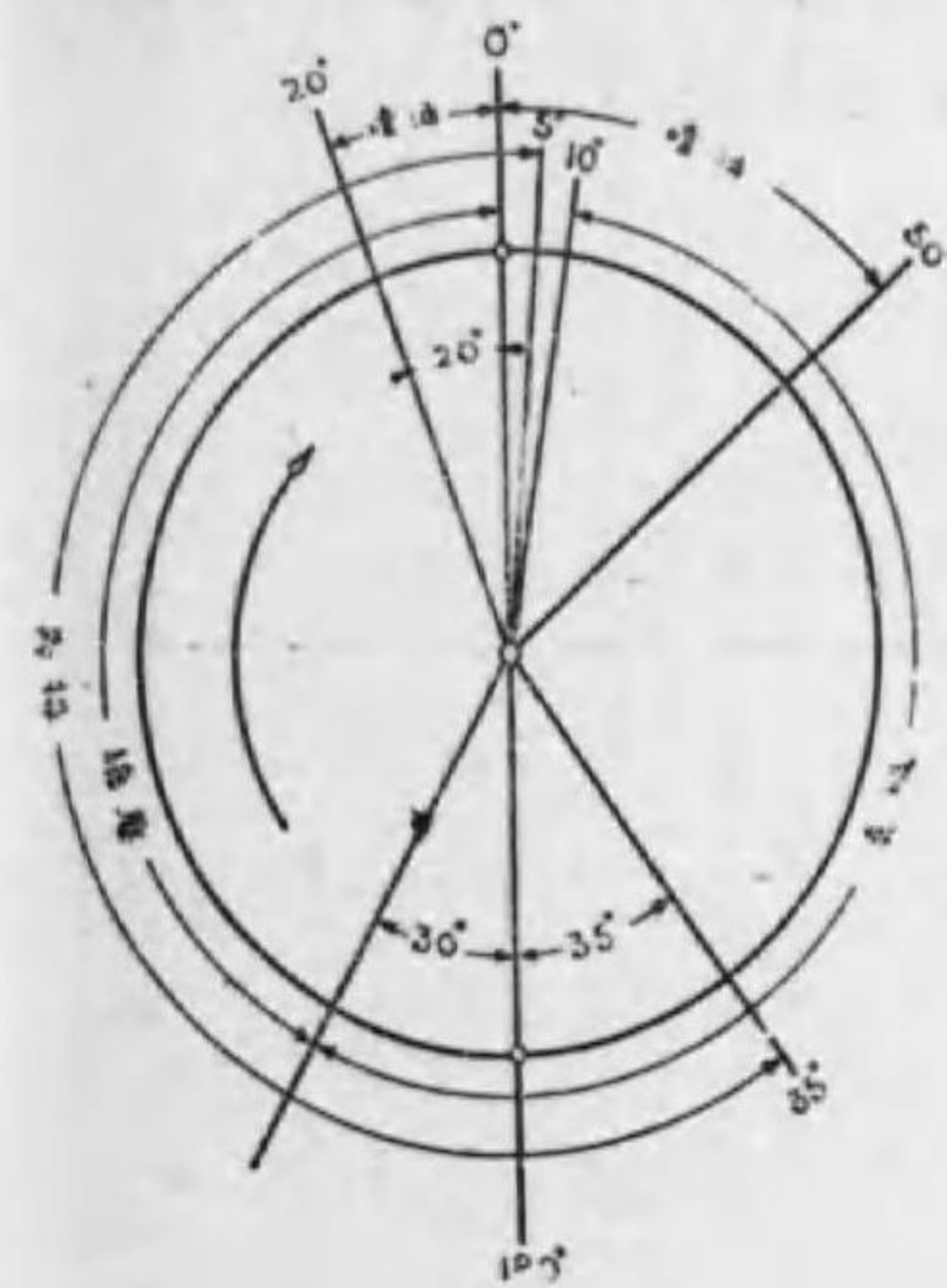
船用にては空氣槽は出來得る限り多くし、且つ豫備用をも備ふる事あるにより容量の割合は陸用のものよりも大なり。殊に太馬力エンジンにありては其の全負荷馬力の 7% 乃至 10% 實馬力を要する補助空氣ボムプを具備す。



第七十五圖

## 第五章 ヴァルブセッチング線圖（各瓣開閉指示圖）

第一章に於て、各サイクルに於ける各種ヴァルブの開閉時期を説明せしが、實際上此の時期はエンジンの設計及 度の高低等によりて種々異にするにより其の決定は何れも實驗研究の結果に換つものとす。されど茲に一例を掲げ以てヴァルブ開閉の期を示さんとす。



第七十六圖

第七十六圖は低速四サイクル型ディーゼルエンジンの各瓣開閉指示圖なり。エンジンは整型にして垂直線の上部を第一死點、下部を第二死點とし矢示の方向に回轉するものと定む。噴射ヴァルブは第一死點前クランク角 20° に開き、第一死點後 5° にて閉づ。吸氣ヴァルブは第一死點後 10° にて開き、第二死點後 30° にて閉づ。されば壓縮は第二死點後 30° にて始まり、第一死點にて終る。廢氣ヴァルブは第二死點前 35° にて開き、次いでピストンの上昇運動中は開き第一死點を過ぐる事 5° にて閉づ。

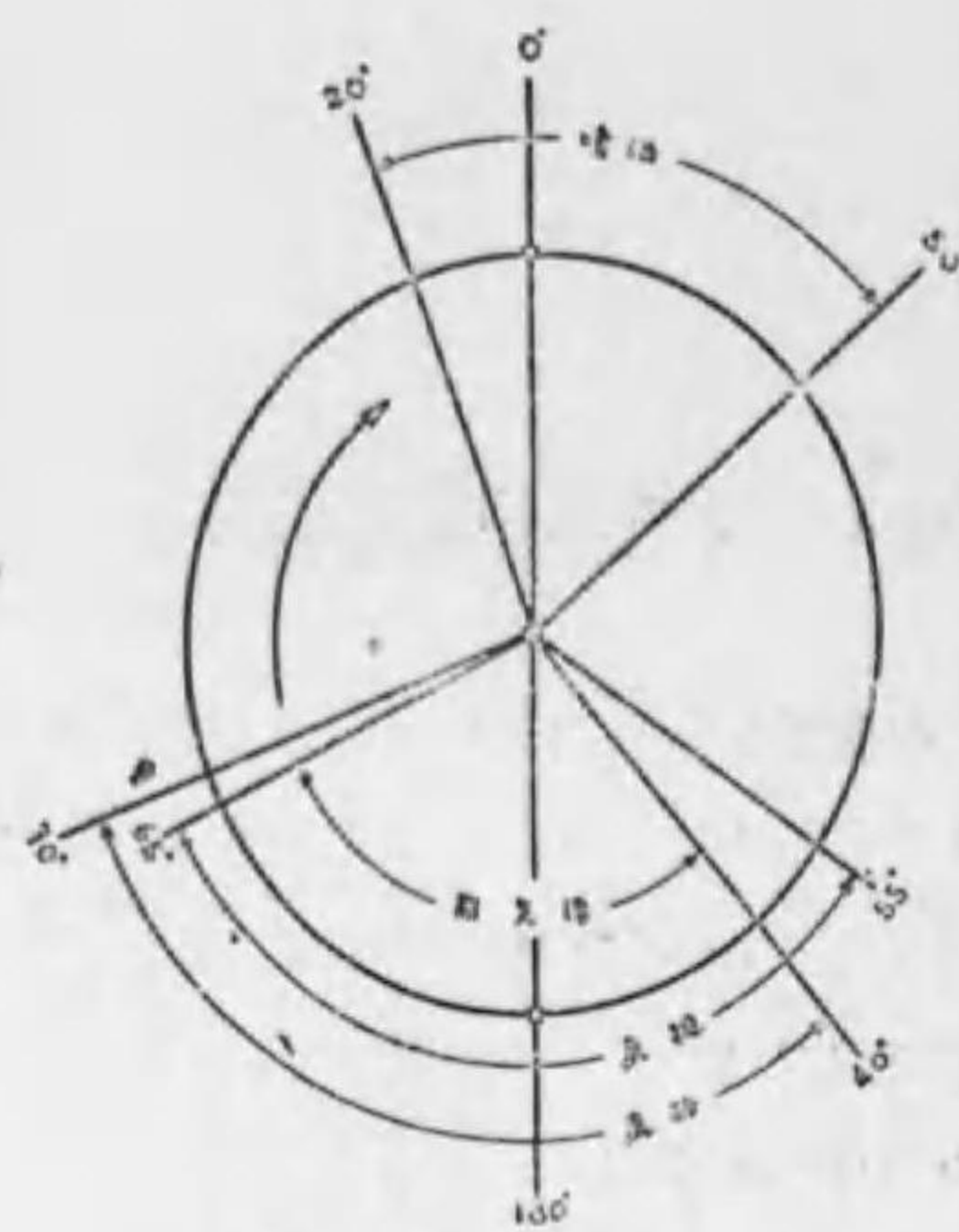
高速エンジンにては、吸氣ヴァルブは第二死點後 50° にて閉ぢ、廢氣ヴァルブは第二死點前 45° にて開くが如き其の一例なり。

第七十七圖は二サイクル型ディーゼルエンジンの各瓣開閉指示圖なり。

第十六圖の場合と同様整型にして垂直線上部は第一死點、下部は第二死點とし、矢示の方向に回轉するものとす。

四サイクル型の或る設計：一噴油ヴァルブは第一死點前 5° に開き第一死點通過後 30° にて閉づ。廢氣ヴァルブは第二死點前 40° に開き、後進衝程中開きて第一死點通過後 10° にて閉づ。給氣ヴァルブは第一死點前 20° にて開き第二死點通過後 2° にて閉づ。

二サイクル型の或る設計：一噴油ヴァルブは上述と同様に第一死點前 5° にて開き第一死點通過後 30° にて閉づ。廢氣口は第二死點前 60° の間開き、空氣口は第二死點後 40° の間開く。



第七十七圖

燃料噴射は第一死點前 20° に始まりて第一死點後 50° にて終る。第二死點前 55° にて排氣口開きて廢氣はシリンダーより逸出し、次いで第二死點前 40° にて空氣口開き壓縮空氣がシリンダー内に入りて廢氣を放ひ出す。斯くて換氣期と圖示せる角度内にて空氣と廢氣と入れ換はる。

以上の如くクランクの回轉角にてヴァルブ開閉時期を圖示するを最良の方法とす。然れども或る製造者は之を衝程の百分率にて表はす、下に掲ぐるは其の一例なり、但し種々の事項をも删除せずして記載し以て參考に供す：—

ディーゼルエンジン：— 堅型、四聯筒、四サイクル式。

氣筒内徑 380 耗、衝程 420 耗、一分間當り回轉數 300、實馬力 300。

	衝程の百分率	
燃料噴射ヴァルブ開期、第一死點通過前	..... %	0.7
同 閉期、第一死點通過後	..... %	2.0
同 揚程 (リフト)	..... 耗	3.1
始動ヴァルブ開期、第一死點通過後	..... %	2
同 閉期、同	..... %	38
同 揚程	..... 耗	5
ローラーとカム隆間 (始動ヴァルブ閉づる時)	..... 耗	0.2
空氣吸入ヴァルブ開期、第一死點通過後	..... %	6
同 閉期、第二死點通過後	..... %	8
同 揚程	..... 耗	20
ローラーとカム隆間 (空氣吸入ヴァルブ閉づる時)	..... 耗	0.3
廢氣ヴァルブ開期、第二死點通過前	..... %	25
同 閉期、第一死點通過後	..... %	3
同 揚程	..... 耗	29.8
ローラーとカム隆間 (廢氣ヴァルブ閉づる時)	..... 耗	0.4
燃料噴射ヴァルブのブレード、プレート孔徑	..... 耗	4.2
同 バルブライザーの多孔の内徑	..... 耗	2
同 孔と孔の距離	..... 耗	3

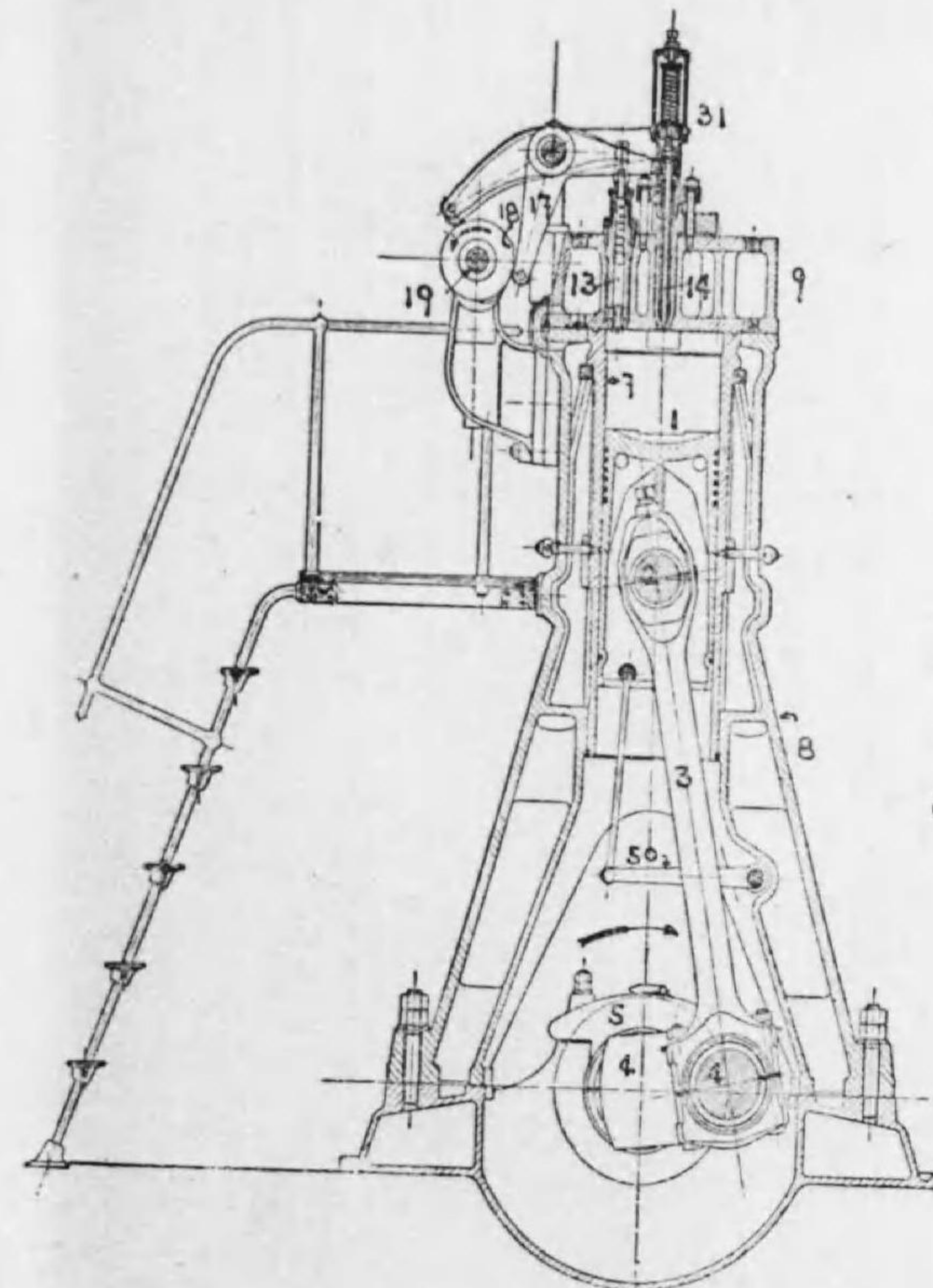
## 第二編 ディーゼルエンジン構造 解説及取扱法

第一編に於て著者はディーゼルエンジン主要部分の解説を爲せり。其の主要部分が多少型式に於ても作用に於ても異なりて、之等の組合せられたるものが實際のエンジンにして、世界各國の製造者何れも獨特の形を供ふ、即ち構造に於ては大同小異なるが設計の形式外觀に於ては著しく異なるものもあり。之を個々に説明するは本書の如き小冊子の能くする所に非ず。されば其内の了解し易きもの二三を擧げて之が説明を試みんとす。讀者は蓋し之によりて他のエンジンをも容易に理解するに至らん。

ディーゼルエンジン取扱法を一般的に制定するは、型式構造を異にする各種エンジンを通じて困難なりとす。されば著者は一例として普通の四サイクル、單筒ディーゼルエンジンに於て其の取扱法を示せり。而して他の特種のものにありては其の製造者の著はす運轉及取扱法等に據るを可とす。蓋し本書によりて讀者はディーゼルエンジンの構造と作用を會得し、且つ實地に運轉し得る事と信ず。

# 第一章 陸用ディーゼルエンジン

## 第一 ジェーマニヤ型ディーゼルエンジン



### ピストン、クランク機構

- 1. ピストン
- 2. ピストン、ピン
- 3. コネクティング、ロッド
- 4. クランク軸
- 5,5. 主軸承
- 6. クランク外軸承
- 7. シリンダー、ライナー  
(内筒)
- 8. A型フレーム
- 9. シリンダー、カバー
- 10. フライ、ホイール

### バルブ及バルブ機構

- 11. 給気バルブ
- 12. 廢気バルブ
- 13. 始動用バルブ
- 14. 燃料噴射器(フェエル、バルブ)のニードル、バルブ
- 15. スクリュー、ギヤー
- 16. サイド、シャフト、(側軸)
- 17. 燃料噴射器のニードル、バルブ開閉用レヴァー
- 18. 同カム

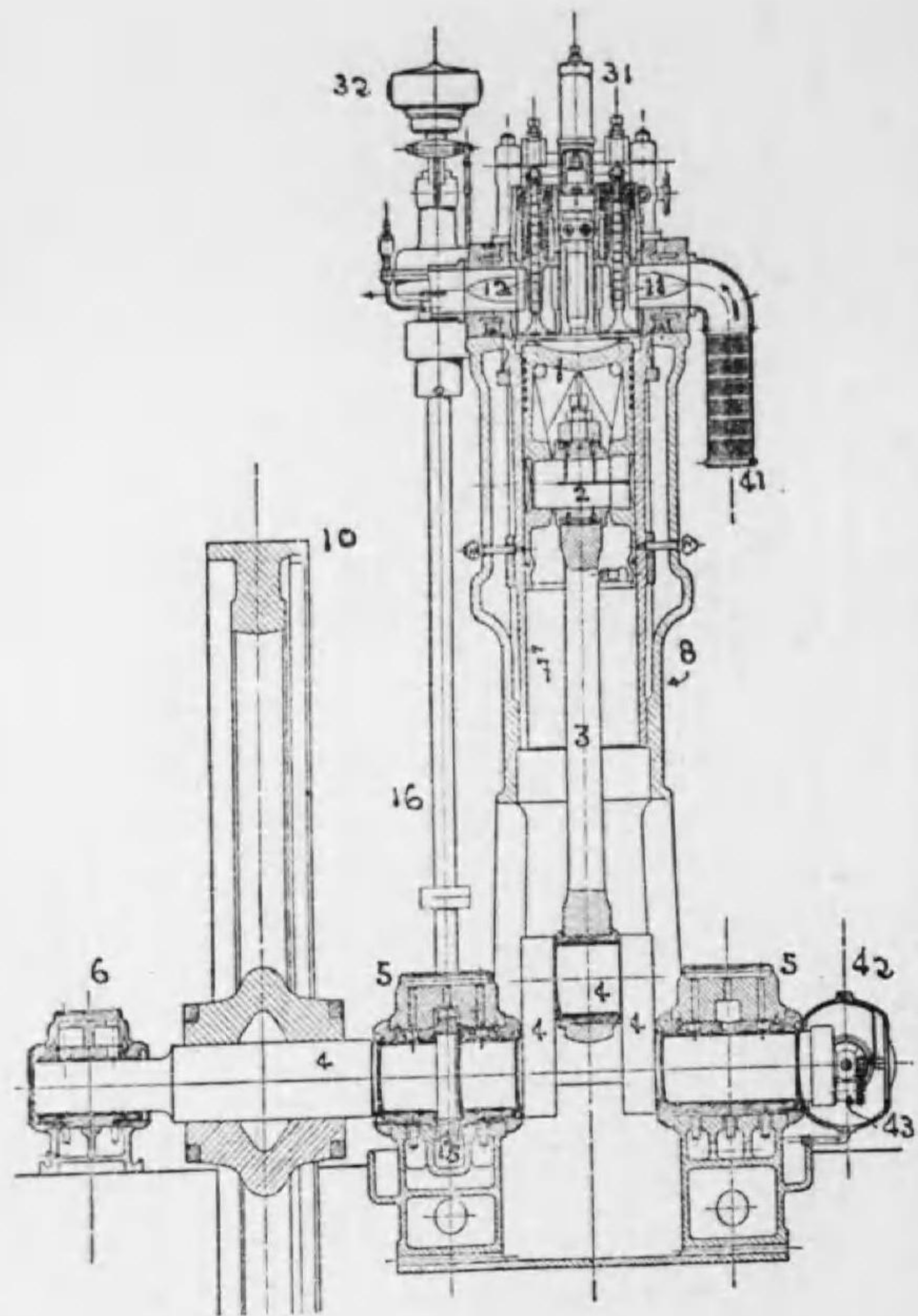
第七十八圖

19. カム軸

20. 始動用レヴァー

50. インヂカトル線圖を取るリンク





第七十九圖

給油ポンプ, 调速機  
(ガバナ), 空気  
壓縮機, 其他

- 31. アウグスブルヒ型フェ  
ル・ヴァルブ
- 32. 调速機
- 33. 給油ポンプ
- 34. 同エキセントリック
- 41. 空気吸込管
- 42. 空気壓縮機 (エアー・コム  
プレッサー)
- 43. 同被動用クランク・ピン

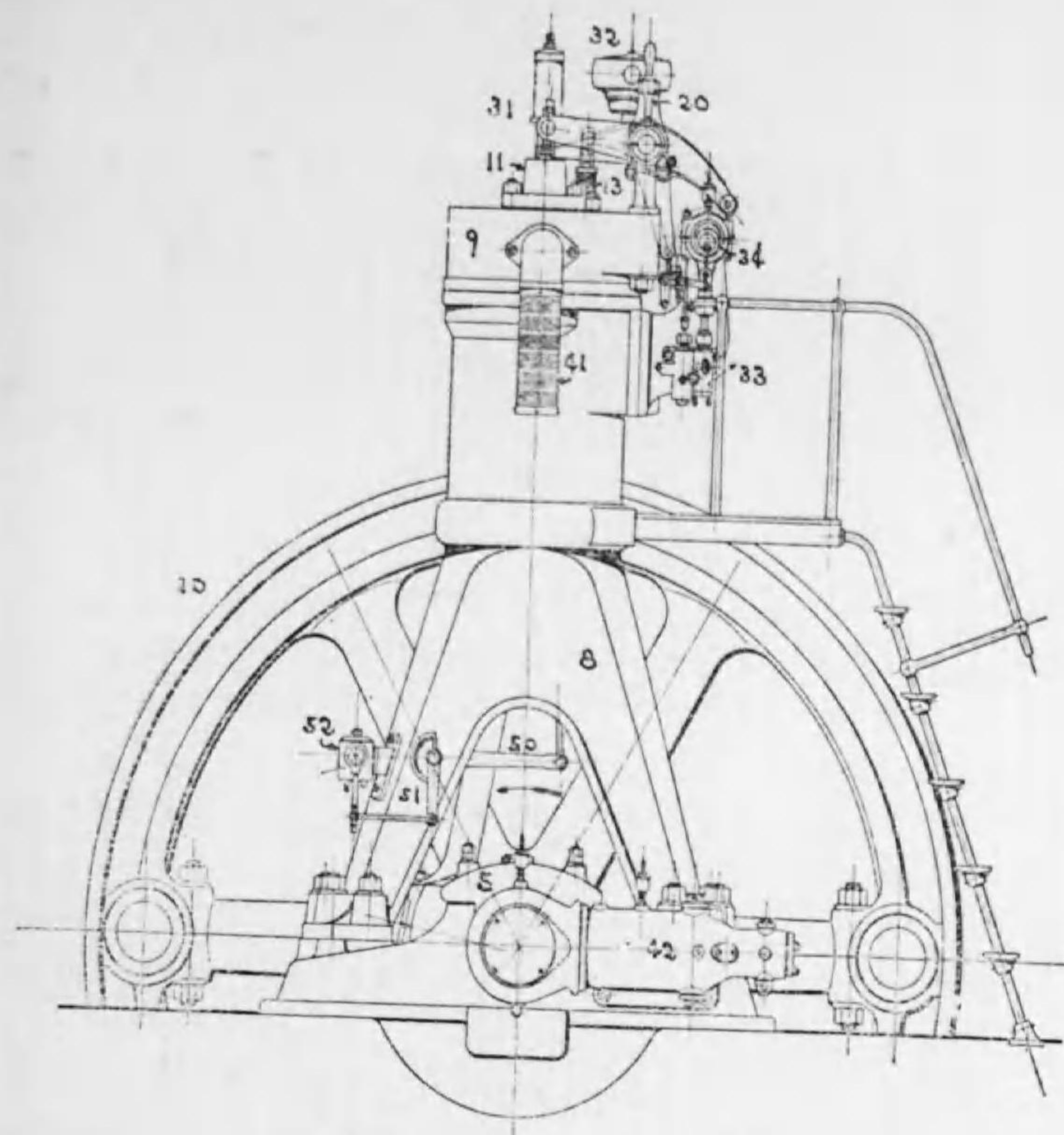
本機は単働, 堅型, 四サ  
イクル, 低速, 単筒陸用デ  
ィーゼル・エンジンにして  
獨逸 エルハルト・ゼーマ  
- Ehrhardt & Sehmer 合  
社製にしてジャーマニア  
型 Germania の名あり。

本型は単筒 (25 乃至  
150 實馬力), 二聯筒 (50  
乃至 300 實馬力), 三聯筒

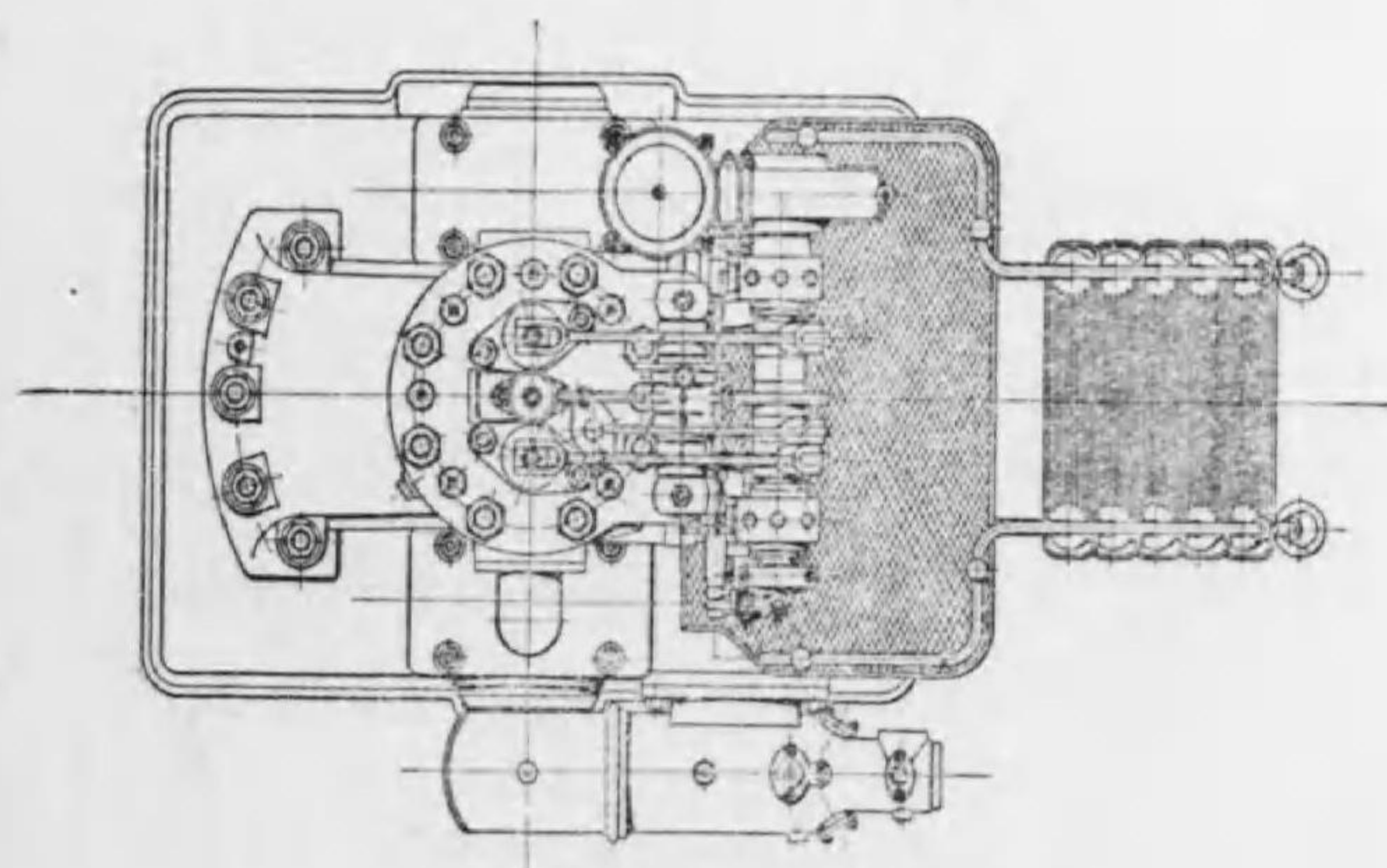
(105 乃至 450 實馬力), 四聯筒 (180 乃至 600 實馬力) 型を製作す。

ピストンは長きトランク型にして、其の頭部は皿形に窪み以て燃焼に好都合の形なり。コネクティング・ロッドは一體に鍛造せられたる軟鋼より仕上げられ、ピストン・ピン側は最も堅固なる設計の箱型に造られ、クランク・ピン側も亦強固なる事既に (第一編第二章第二を見よ)\* 説けり。ピストン・ライナー (ピストン内筒) 7 は A 型フレーム 8 内に 差込

\* 第十一, 十二兩圖を見よ。



第八十圖



第八十一圖

まれ豎の方向に自由に膨脹し得。シリンダー・カヴァー 9 には普通型通り中央に燃料噴射器 14, 左右に給氣ヴァルブ 11, 排氣ヴァルブ 12 を供ふ。以上のヴァルブと少しく離れて始動用ヴァルブ 13 あり。此等のヴァルブは\*カム軸 19 に取付くカムに因りて被動せらる。此のカム軸 19 の回轉は次の順序に傳はる、即ち主軸の回轉はスクリュウ・ギヤ (第三十三圖を見よ) 15 によりサド・シャフト 16 に、而して 16 より 19 に傳る。

燃料噴射器及其の開閉用カムに關しては第三十九圖に説くものと同一なり。又始動用ヴァルブ 13 及び始動用レヴェー 20 の作用は第四十圖に説くものと同一なり。

給油ポンプはカム軸端のエキセントリックによりて被動せられ其の構造及調速方法は第五十一圖に説くものと同一なり。

空氣壓縮機 42 は横型, 單働, 二段式にしてクランク軸端に出でたる小クランク・ピン 43 によりて被動せらる。其の運動部分, コンネクティング・ロッド等は密閉式室にて運轉し注油完し。

給氣ヴァルブ 11 を經てシリンダー内に吸ひ込まるゝ空氣は空氣吸込管 41 通過の際なる塵を濾す。此の吸込管は鐵管に幅狭き數多の豎溝を穿てるものにして除塵作用と同時に吸込によりて生ずべき音を消す。

ピストンの上下動によりて被動せらるゝロッカー 50 はフレーム外側に取付くレヴェー 51 を動かす、之が押込式注油器 52 を被動す。

本エンジンは其の中頃の大きさのものにありては、全負荷に於て一實馬力時當り 0.185 疋即ち 4.08 封度の重油 (重量一疋當り一萬カロリー 即ち重量一封度當り一萬八千英熱單位のもの) を要す。而して全熱量の分布 次の如し:—

熱量 100% =	{	實馬力.....34 %
		摩擦消耗働..... 8
		冷却水へ..... 33
		廢氣へ..... 25

又 負荷馬力減ずる時は 重油消費量の割合は 増加するものにして、四分三負荷にては 5%, 二分一負荷にては 22% の増加なりと云ふ。

\* 第二編 第二章 第二節 第五を見よ

## 第二 エム・エー・エヌ型 ディーゼル・エンジン

第八十二及八十三圖は\*獨國エム・エー・エヌ會社製, 單働, 豎型, 四サイクル, 低速, 單筒, 陸用ディーゼル・エンジンの主要部分を切斷し以て其の内部構造を明かにす。其の構造ジーマニヤ型に類するが故に同エンジンにて説明せし點は省きて説明する事とせり。

シリンダー・カヴァー 9 には給氣ヴァルブ 11, 廢氣ヴァルブ 12, 始動用ヴァルブ 13, 燃料噴射器 14 を有し、廢氣は廢氣ヴァルブを通じて排氣管より消音器に通じ (圖示せず)、空氣は空氣吸込管 41 を通じ給氣ヴァルブ 11 よりシリンダー内に吸込まる。

燃料噴射器 31 はシリンダー・カヴァーの中央にありてレヴェー 17 之が開閉を爲す。其の詳細は第一編第三章第三節第一及同編第二章第二節に説きたれば茲には之を略す。シリンダー・カヴァー 9 は構造頑強にして冷却充分なる爲めに高さを高くし冷却水を多量ならしむ。而して八本の強きボルトにてシリンダーに取付けらる。

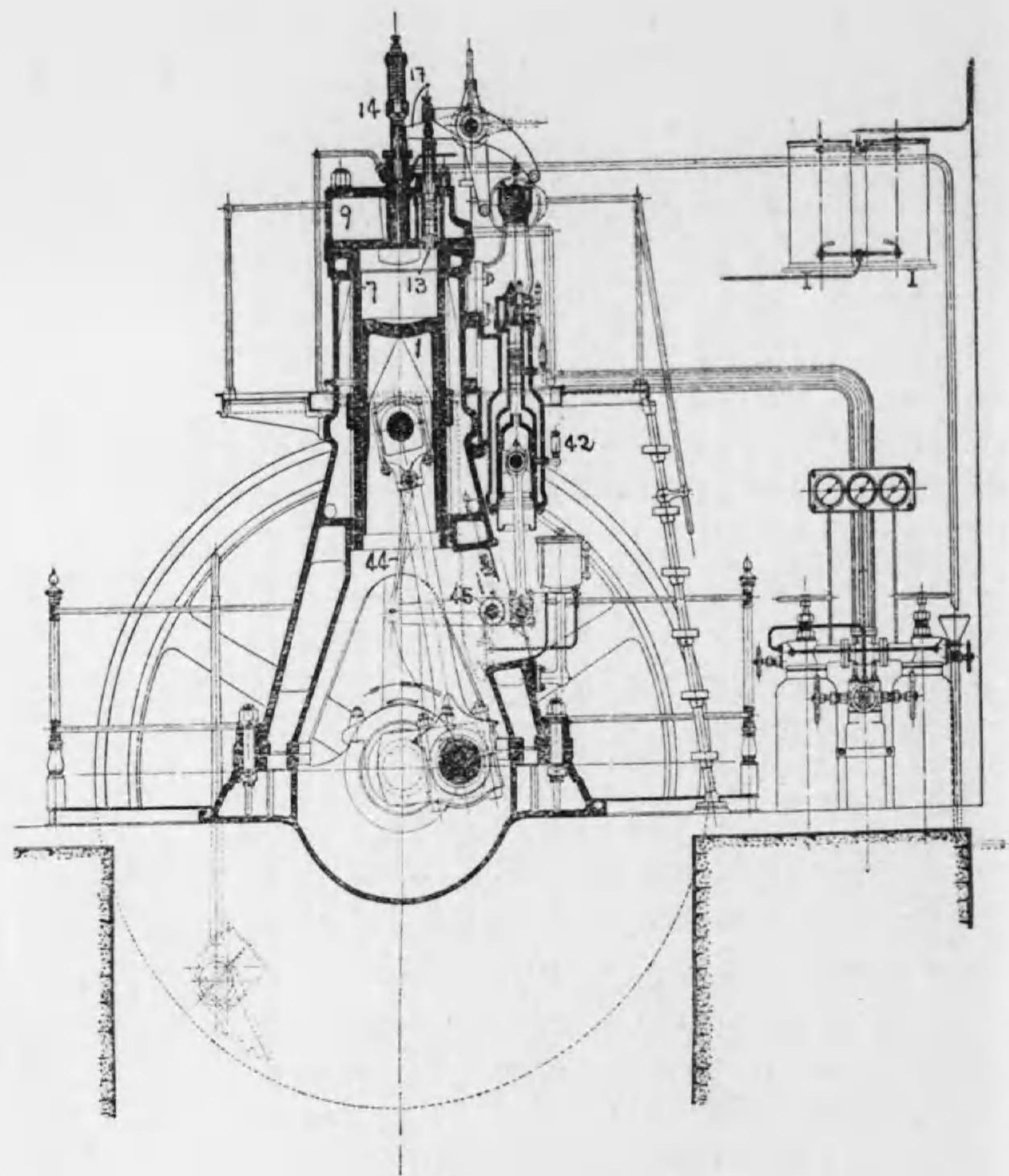
調速機 32 はサド・シャフト 16 の上端にありて給油量を加減する装置に連絡す。

シリンダー・ライナー (内筒) 7 はシリンダー内に差し込まれて自由膨脹を爲す。其の外筒との間は充分廣き空間を取りて冷却水の分量を充分ならしむ。冷却水はシリンダー下部より入り、上りてシリンダー・カヴァーに達し熱せられて排水管より水槽或は水冷却装置へ歸る。

ピストン 1 はトランク型にして上面クラウン部は中窪の皿形を爲す。其の長さ長くして磨耗に對して充分の支持面を有し、六乃至八個のピストン・リングにて氣密ならしめ、其のシリンダー内面との磨り合面には圖示の如く數ヶ所よりシリンダー油を注ぐ。コンネクティング・ロッドは其の上下兩端のメタルに充分注油し得る装置を有するが、此の部分又は主軸承メタルの磨耗によりてクリアランスの増大せし場合はコンネクティング・ロッドのメタル部にて之を加減し得る様設計せられたり。

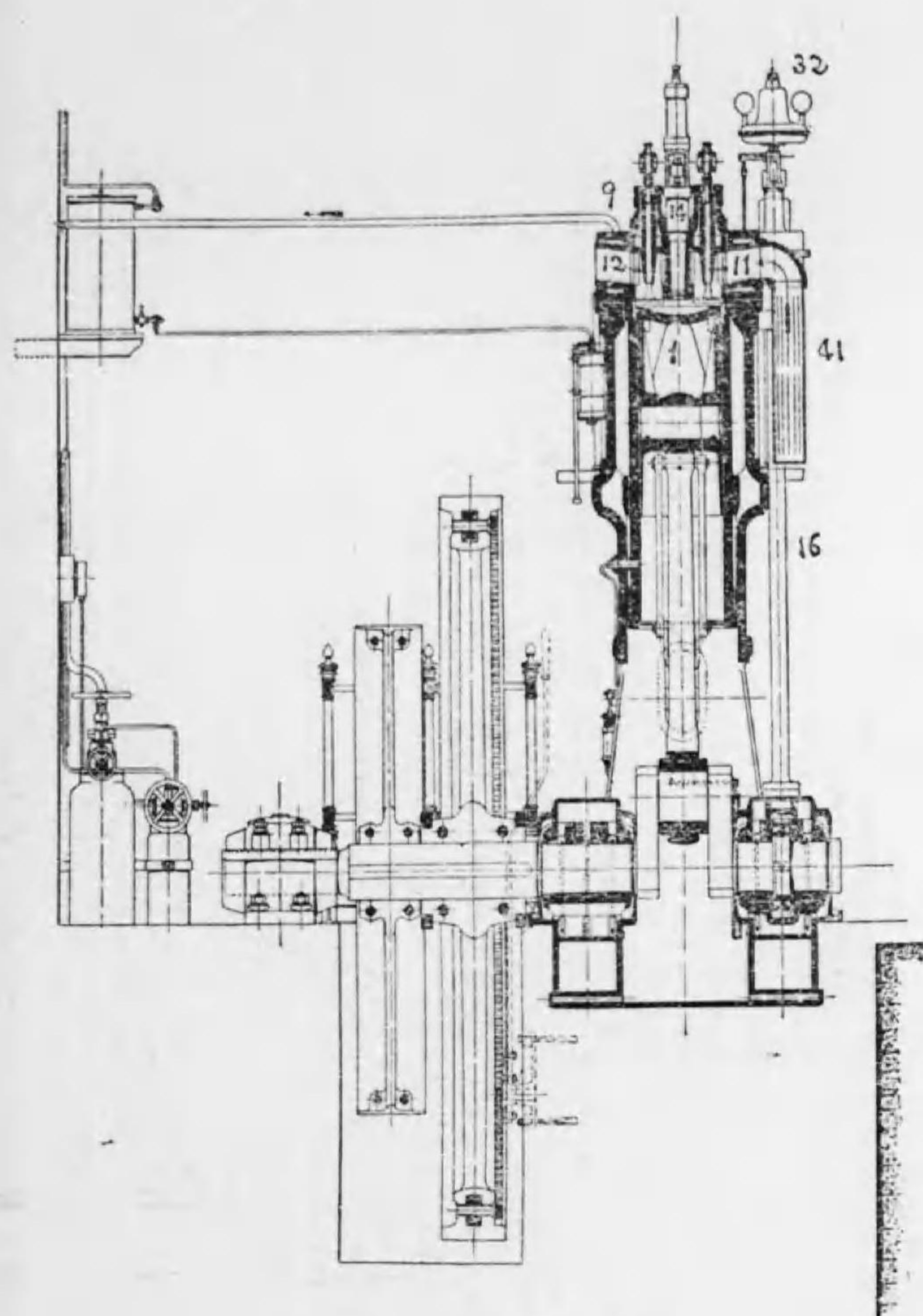
本圖に示したる小型エンジンにては、空氣壓縮機 42 はフレームに沿ふて取付けられ、二段壓縮にして、シリンダーは充分に水冷却せらる。コンネクティング・ロッド上端より出づる二本のリンク 44 と水平のロッカー 45 によりて空氣壓縮機を運轉す。本圖に於て、壓縮空氣タンク、其の壓力計 (プレッシャー・ゲージ) 及氣管の配置、小油槽及油管の配置、フ

\* Maschinenfabrik Augsburg Nürnberg マシネンファブリック・アウグスブルヒ・ニュルンベルグの頭字を取りて M.A.N. と云ふ、本會社は獨國=ユルンベルグ市にありてディーゼル・エンジン製造者中第一位にあり



第八十二圖

ライ・ホール及其の手动用レジャーと手欄、プラット・フォーム(脚床)と梯子等を見ん。

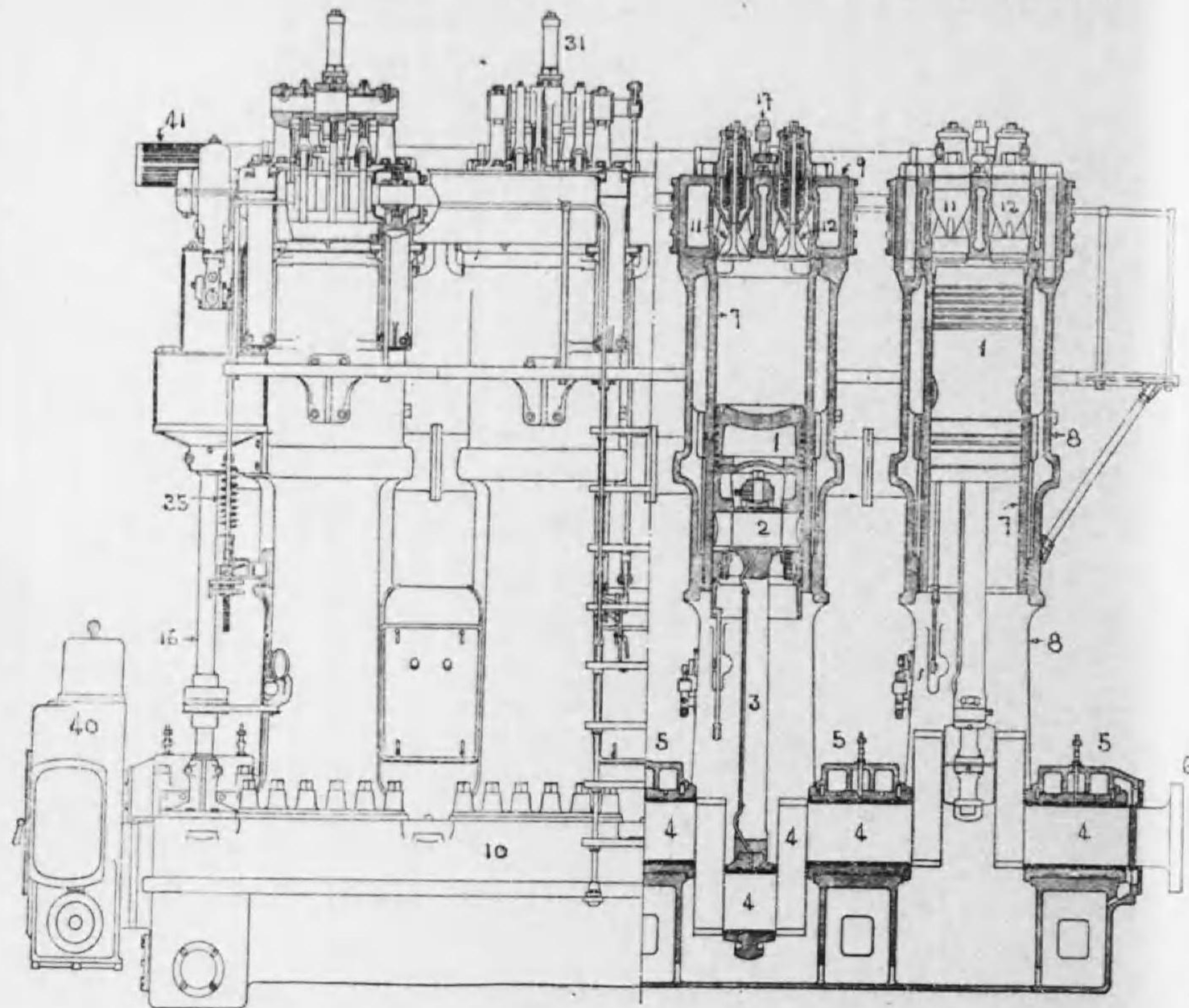


第八十三圖

- |              |                    |          |
|--------------|--------------------|----------|
| 7 シリンダー・ライナー | 13 始動用バルブ          | 32 调速機   |
| 9 シリンダー・カバー  | 14 燃料噴射器(フュエル・バルブ) | 41 空気吸込管 |
| 11 給気バルブ     | 16 サイド・シャフト(側軸)    | 42 空気壓縮機 |
| 12 廢気バルブ     | 17 14 の閉閉用レジャー     |          |

### 第三 ウィラン型 ディーゼルエンジン

英國ウィラン・ロビンソン合名會社 Messrs. Willans & Robinson Co. は曾て高速蒸気機關製造を以て有名なりしが近來はディーゼルエンジンを製造するに至れり。即ち同會社は西歷1910年(明治四十三年)以來堅型四サイクル式ディーゼルエンジンを製造せり。其の大きさは種々あれども、單筒 50 實馬力より聯筒 960 實馬力の範圍のものを作る。其の中六



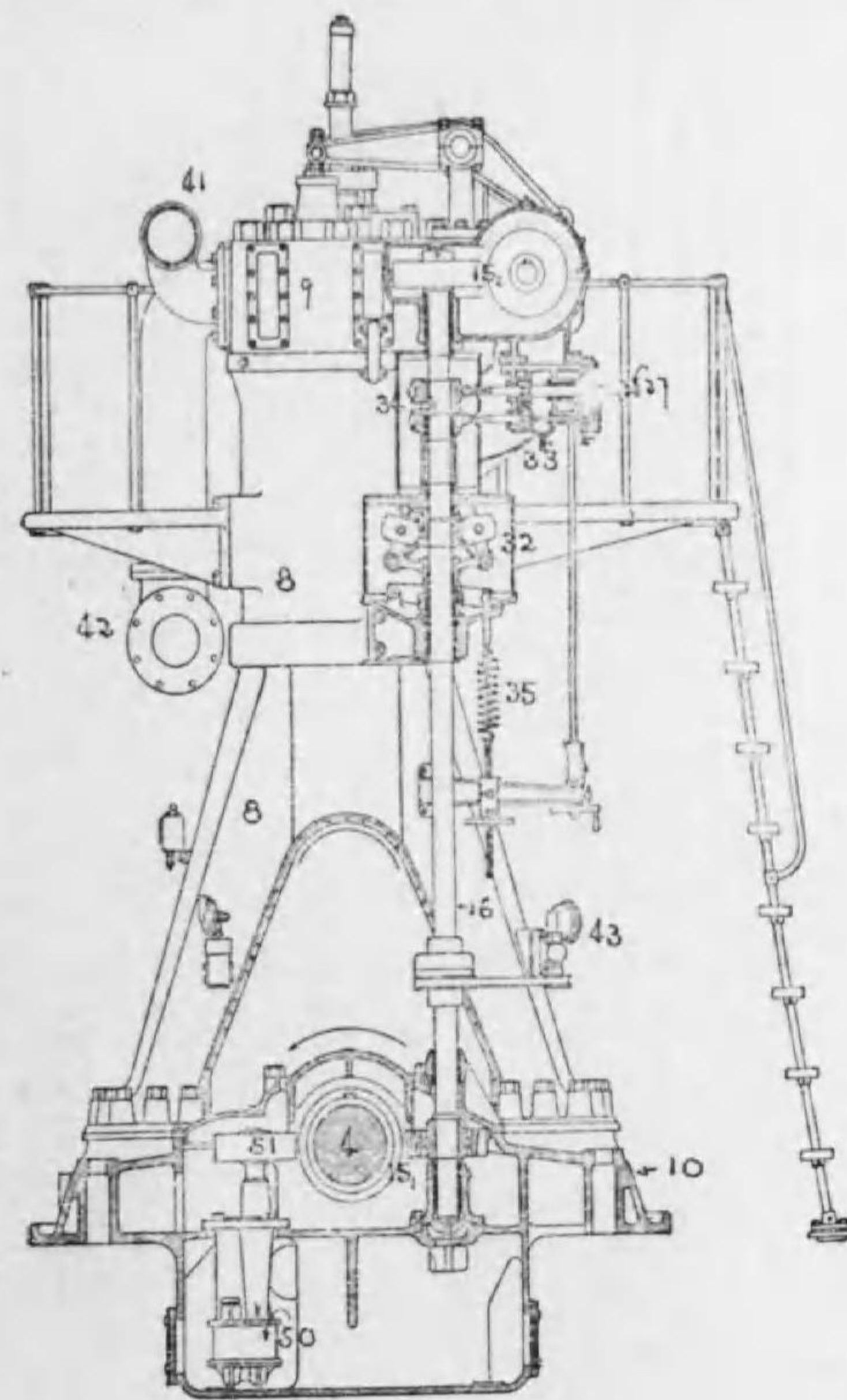
THE 640 BRAKE HORSE POWER WILLANS DIESEL ENGINE.

第八十四圖

氣筒にて 300, 500, 及 960 實馬力のもの普通にして、一氣筒當り 160 實馬力にて三聯筒又は四聯筒のものをも作る。

第八十四乃至八十七圖は四聯筒 640 實馬力陸用エンジンを示す。其の構造は前述のエンジンと相似たり。

圖示の如き大型ピストン 1 は上部ピストン・リングを有する部と下部摺動を爲す部分との二個より成り兩者はボートにて取付けられ油冷部を爲す、其の仕組みは第一編第二章に説く所と同一なり。又下部摺動を爲す部分には一個のピストン・リングあり、之れ氣密作



#### ピストン・クランク機構

1. ピストン
2. ピストン・ピン
3. コネクティング・ロッド
4. クランク軸
5. 主軸承(メイン・ベヤリング)
6. フランジ接手
7. シリンダー・ライナー(内筒)
8. A型フレーム
9. シリンダー・カヴァー(氣筒上部)
10. ベッド(下床)

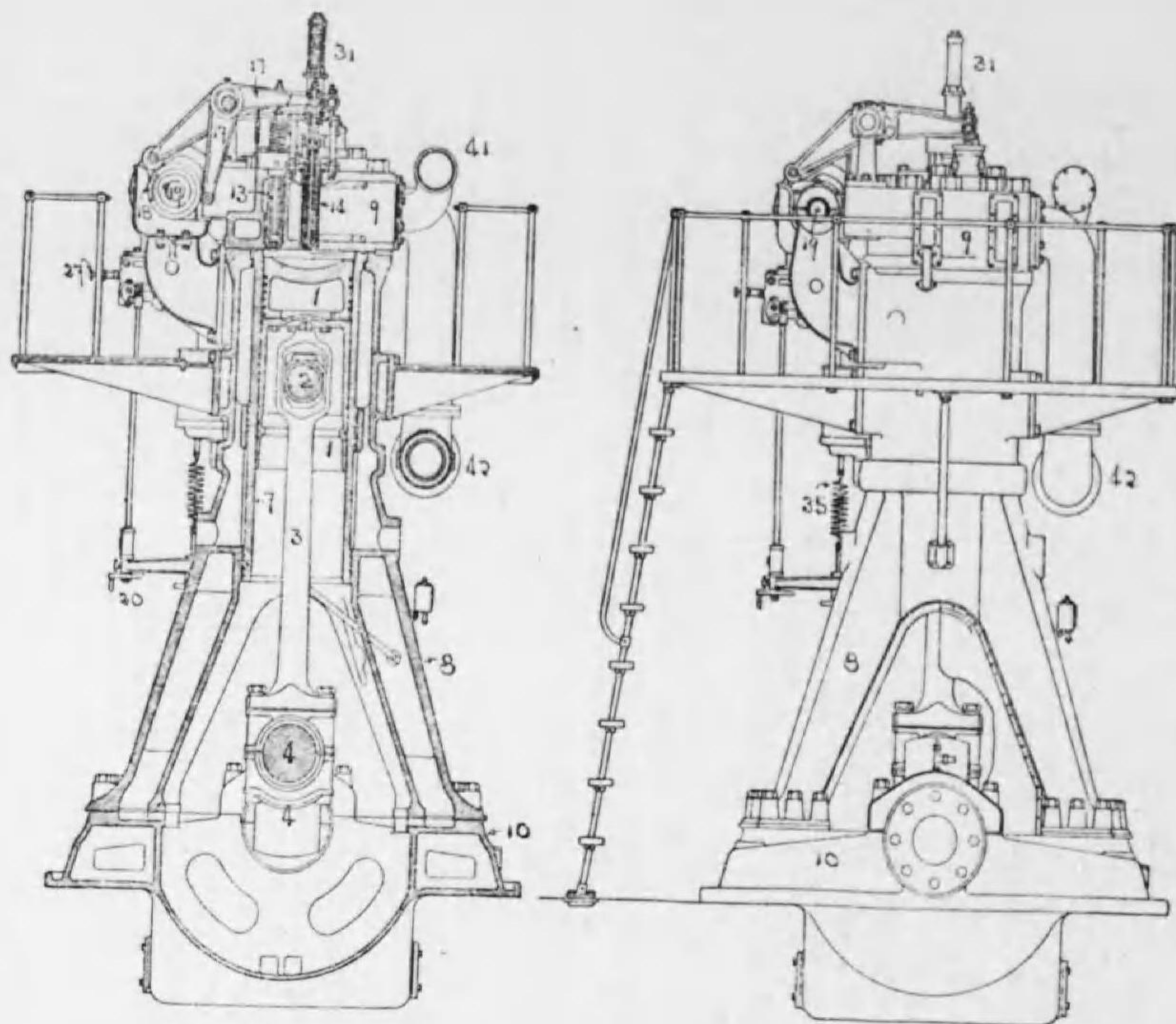
#### ヴァルブ及ヴァルブ機構

11. 給氣ヴァルブ
12. 廢氣ヴァルブ
13. 始動用ヴァルブ
14. 燃料噴射器のニードル・ヴァルブ
- 15, 15'. スクリュー・ギヤー
16. サイド・シャフト
17. 噴射用レヴァー
18. 同カム
19. カム軸
20. 始動用レヴァーとハンドル
21. 給氣ヴァルブ用レヴァー
22. 廢氣ヴァルブ用レヴァー

#### 給油ポンプ、調速機(ガヴァナー)、空氣壓縮機其の他

31. アグスブルヒ型噴射器
32. 調速機
33. 給油ポンプ
34. 同エキセントリック
35. 調速機補助スプリング
40. 空氣壓縮機(エアー・コムプレッサー)
41. 空氣吸入管
42. 廢氣管
43. 指速計(タコメーター)

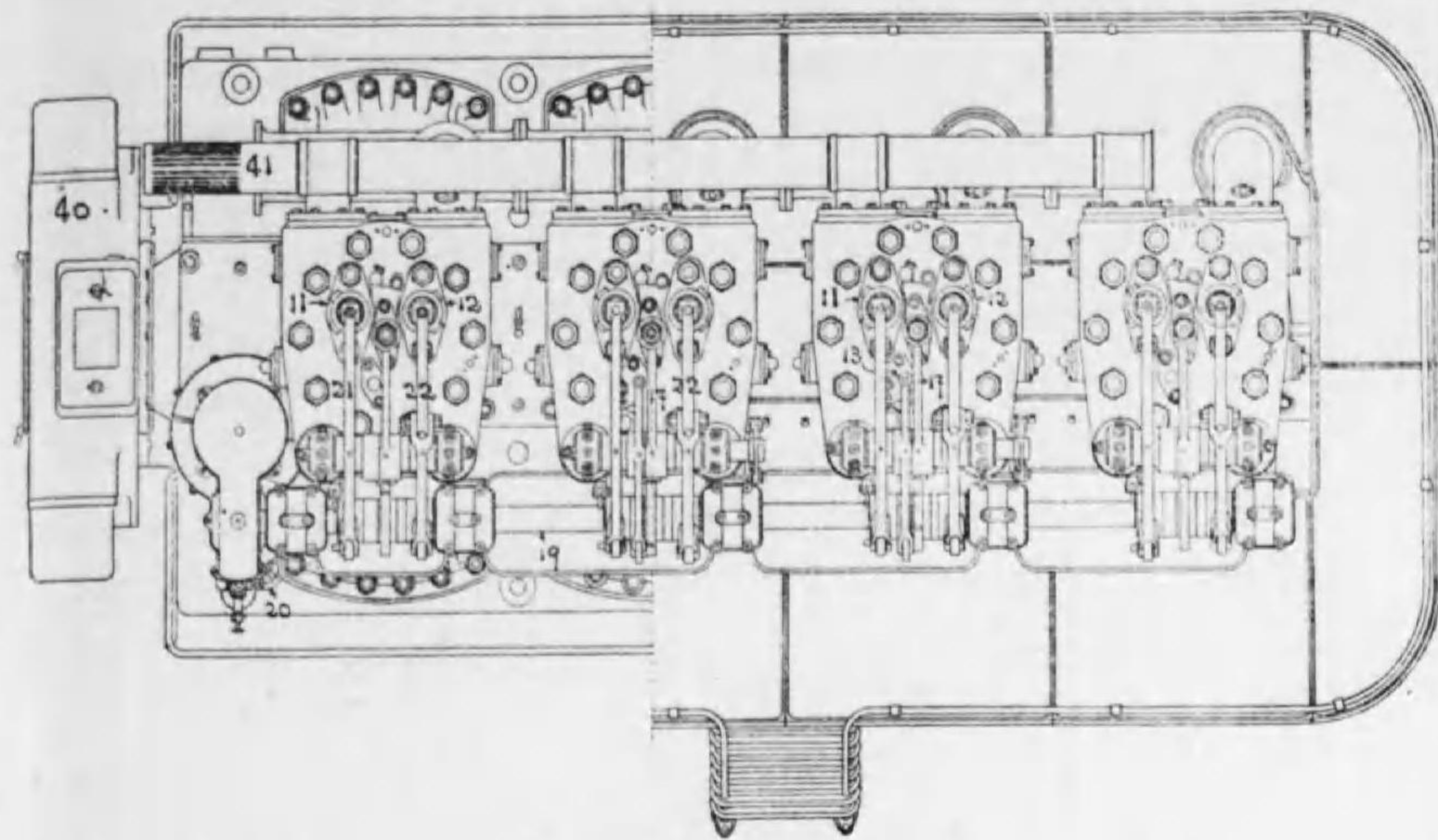
第八十五圖



第八十六圖 (甲)

第八十六圖 (乙)

用と同時に下部より油の跳ね上がるを防ぐ作用をなす、斯くする時は上部分は壓方と高熱作用に耐え下部分は摩耗作用に堪ゆる材料を使用し得る利あり。ピストン、ピンは廻らざる様にキーを以てし、其の上に二本の押捻子を以て確と固定す。其の部分の注油はクランク、ピン、メタルよりコネクティング、ロッドに沿ふて取付けられたる油管に因る。コネクティング、ロッド 3 の上部ピストン、ピン、メタルを藏むる部分は箱形を爲し堅固なる設計とす。クランク軸の一端には空氣壓縮機 40 を取付け之を被動す。而して他端はフランジ接手 6 を形成し之にフライ、ホイール又は發電機等を直結す。シリンダー、ライナー 7 は差込みとなり上部鏝にて外筒に嵌まり下部は自由に膨脹し得る形式なり。A型フレーム 8 はベッド (下床) 10 を數多のポートにて取付く。上部シリンダー、カバー 9 には普通設計の如く給氣、排氣兩ヴァルブ 11, 12 の間即ち中央に燃料噴射器 31 を、又側部に始動用ヴァルブ



第八十七圖

13 を供ふ。燃料噴射器の通ずる部分は細管を嵌めて水氣密とし以て其の外皮とヴァルブ、11, 12 の藏むる肉の外圍とに 1 吋近くの間隙を作りて此部の水循環冷却を有効ならしむ。各ヴァルブを被動せしむるカムのカム軸 19 はクランク軸よりスクリー、ギヤ 15, 15<sub>2</sub> 組にて運動を傳達せらる。第八十七圖に於て見らるゝ如く廢氣ヴァルブ用レヴェー 22 は其の一枝がポートとピンにて結合せらるるが故に諸レヴェー及其の軸を取外す事無く廢氣ヴァルブをカバーより取外すに便す。一般に廢氣ヴァルブは屢々取外し點檢又は磨り合せの必要あるにより簡単に取外し得る様に設計すべきなり、之に反して給氣ヴァルブは取外す事稀れなれば夫れには及ばず。

ア、グスブルヒ型噴射器 31 はレヴェー 17, カム 18 が其の開閉を司どる。給油ポンプ 33 及び之を動かす二個のエキセントリックと調速機 (ガバナ) 32 の構造及作用は第一編第三章第二節に於て説きたるものと同一なり。左右二個のボールを二個の張力スプリングが張りて以て正規速度の一定を司どるが正規速度を少しく早めんには補助スプリング 35 を引張るにあり。給油ポンプは一個にて四個のシリンダーに等分に配油する装置なり (第四十八圖説明を見よ)。空氣壓縮機 40 は\*三段式リーヴェル型なり。

\* 第七十三圖及其説明を見よ。

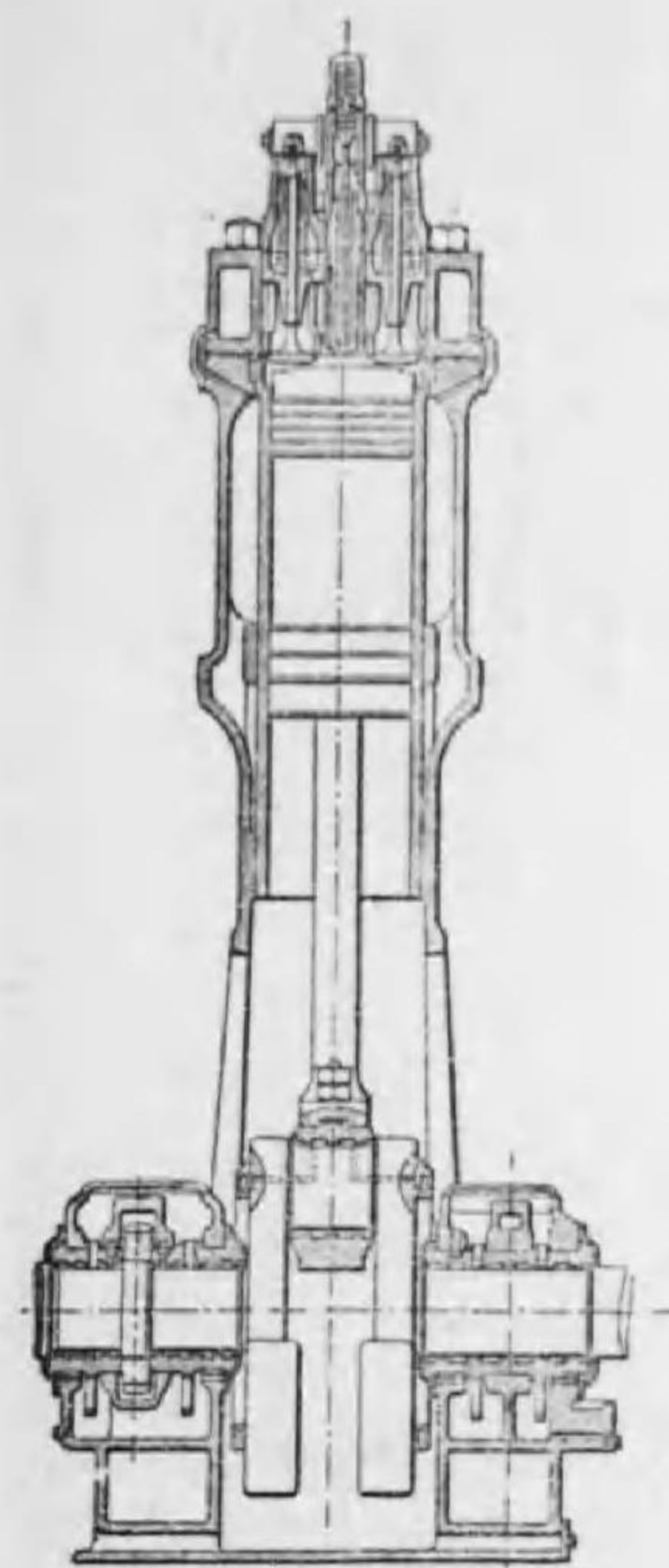
シリンダー内に吸入する空気は上部水平に走れる吸気管よりす。此管には其の一端に狭き切り目孔數多ありて之より空気入るが故に大なる塵は漉され且つ吸入に際して起る騒音を防ぐ効あり。廢氣管 42 はエンジンに近き部分に限り水冷却せらるゝが故に廢氣の熱が排氣管の外面より輻射して周圍に熱氣の感ぜらるゝを防ぐ。サイド・シャフト 16 より調帶 (ベルト) にて被動せらるゝ指速計 (タコメーター) はエンジンの回転の速さを指示す。

エンジン始動には四個のシリンダー中の中央二個に壓縮空気を供給す。其の始動用レヴェラー及レヴェラー軸が偏心を爲して給氣及噴射兩 ヴァルブを閉塞の状態に置く等の仕掛は第三十九圖に説くものと同様なり。之が始動用レヴェラーのハンドル 20 によりて同時に操縦し得らるゝ様設計せらる。本レヴェラーは給油ポンプの油量の制限を司どる。

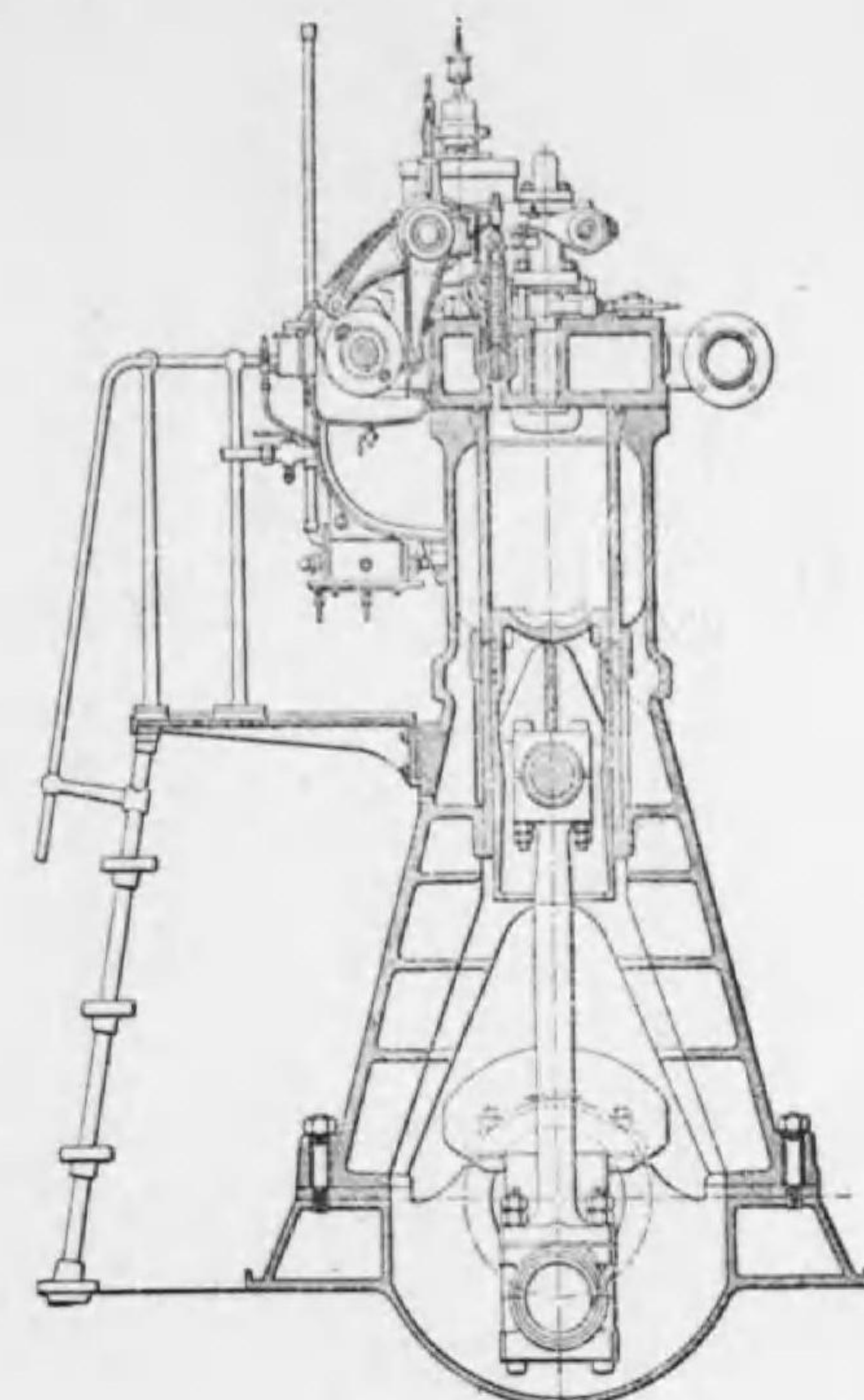
鐵製プラット・フォーム (脚床) 及梯子は運轉手が容易にシリンダー及其の上方主要運動部分に近づくに便す。

一對のスクロー・ギヤ 51 にて被動せらるゝギヤ・ポンプ 50 は架構底部に溜る潤滑油を一定の壓力を以て主軸承に注ぐ即ち押込式注油を爲す。

#### 第四 マーリース型 ディーゼル・エンジン



第八十八圖

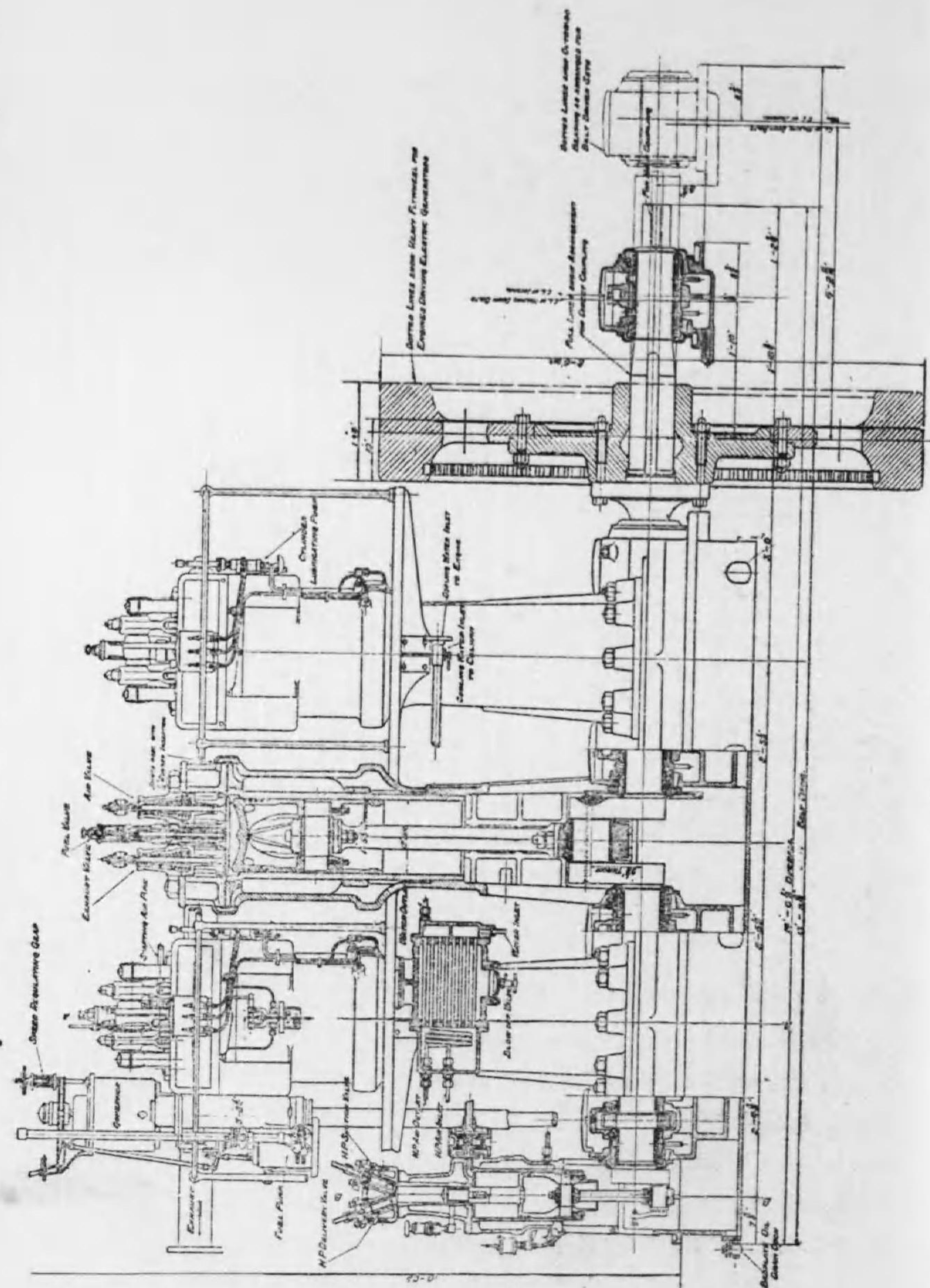


第八十九圖

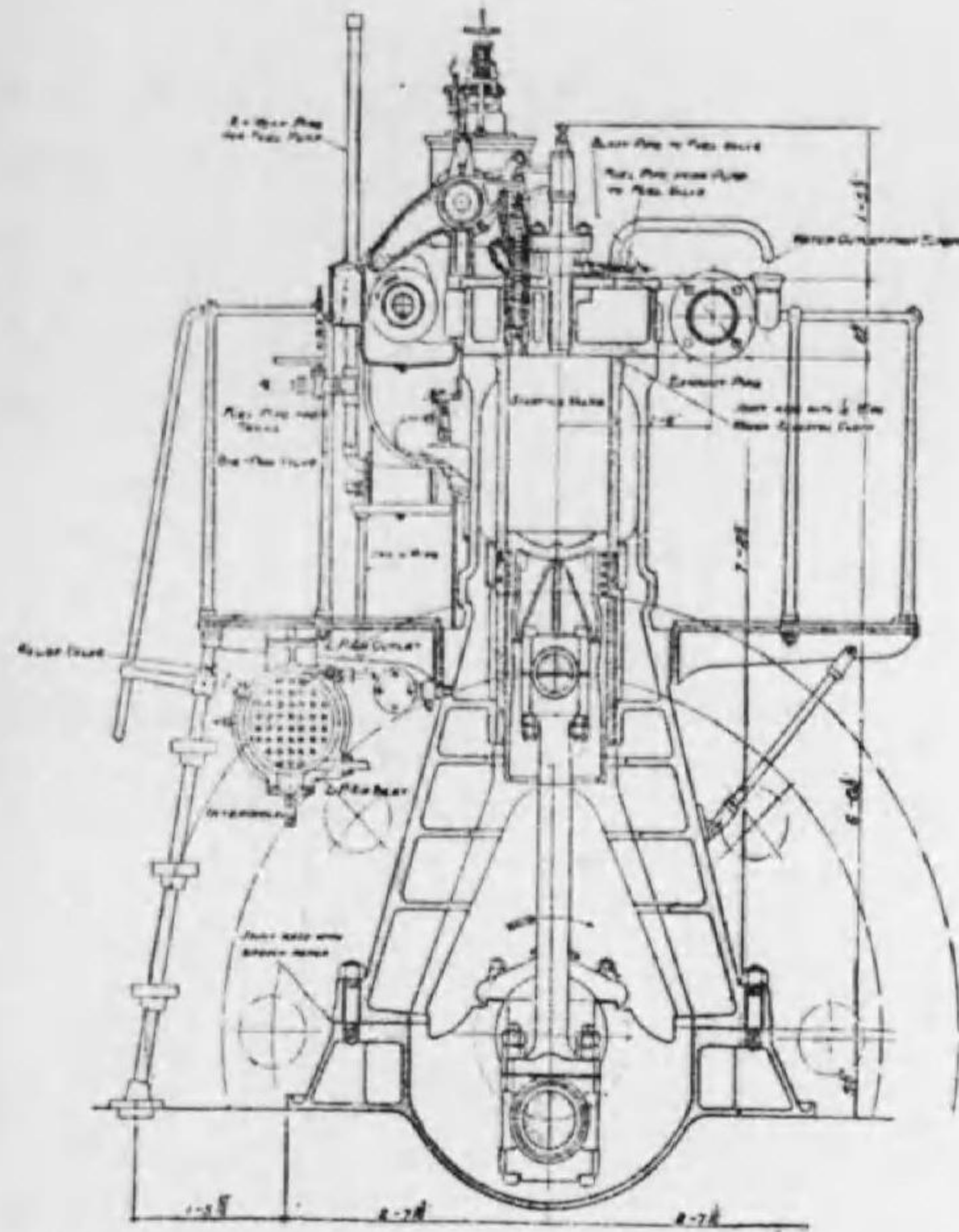
英國マーリース・ピクカートン・ディー・会社 Mirless Bickerton & Day, Ltd. はディーゼル・エンジン製造者としての卒先者たり。現今にては四サイクル型、整型、低速及高速のものを作り、低速エンジンは四気筒 500 實馬力級のものを作り、高速のものは一分間當り回転數 400 回にして三聯筒乃至六聯筒にて 45 乃至 300 實馬力のものを製造す。

第八十八、八十九圖は單働、整型、四サイクル型、低速、單筒、陸用エンジンを切斷して其の構造を明らかにす。

第九十及九十一兩圖は 三聯筒低速エンジンを示す。



第九十圖



Mirreless-Diesel Engine, Three-Cylinder, Slow Speed Stationary Type.

第九十一圖

規定速度の調整には補助スプリングあり。

第九十二圖に示すは本調速機の略圖なり。即ち上部に示すハートナー型カヴァナー 20 は正規の速度以上となれば圧縮バネに抗して左右のウェイトが開き、リンク 10 を引き上げるにより、結局給油瓣 5 の閉塞時期後れプランジヤ 3 を以て送油瓣 6 を通じて送油管 7 に送る油量を減ず。

レヴェラー 18 の固着する小軸 19 は油室 4 を貫通し其の端にリンク 17 を固着す、さればリンク 10 が上がればレヴェラー 18 の左端は上がる。但し其の左端と給油瓣下端の隙間はポートとナット 20 により加減し得。本給油ポンプは第五十圖と構造同一なれば同一部分には同一符號を符せり。されば同圖の説明を通讀して本圖に及ぼす事了解に便ならん。

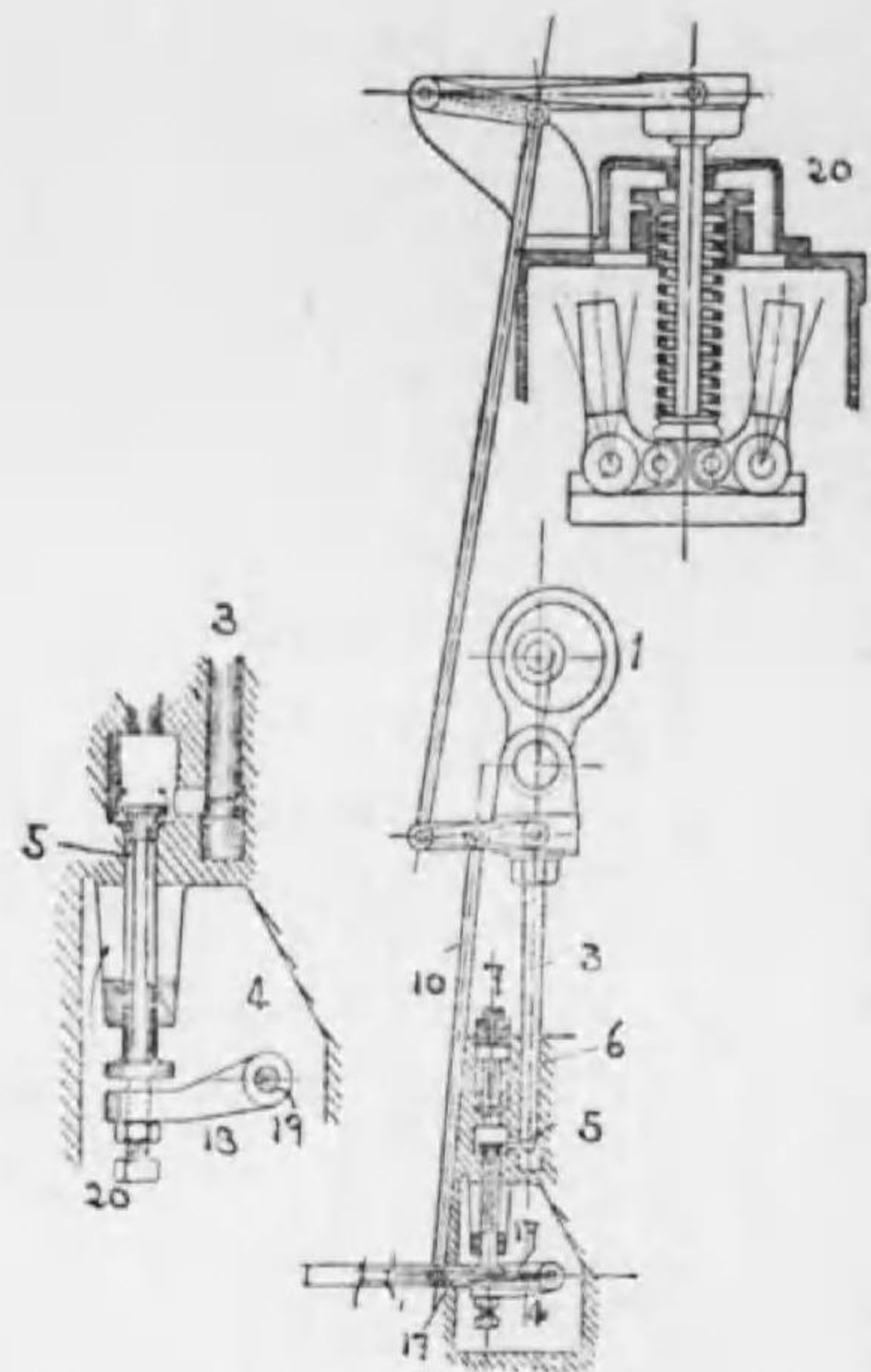
第九十圖の左側には空氣壓縮機あり。又其の右側にして且つブラット・フォーム(脚床)床下に取付けられたる多管式インター・クーラーを見るべし。之等に関しては既に第一編第

本章第一及第二の説明を読み且つ第一編を通讀したる讀者は圖によりて直ちに各部の構造及作用を了解せらるゝならん。

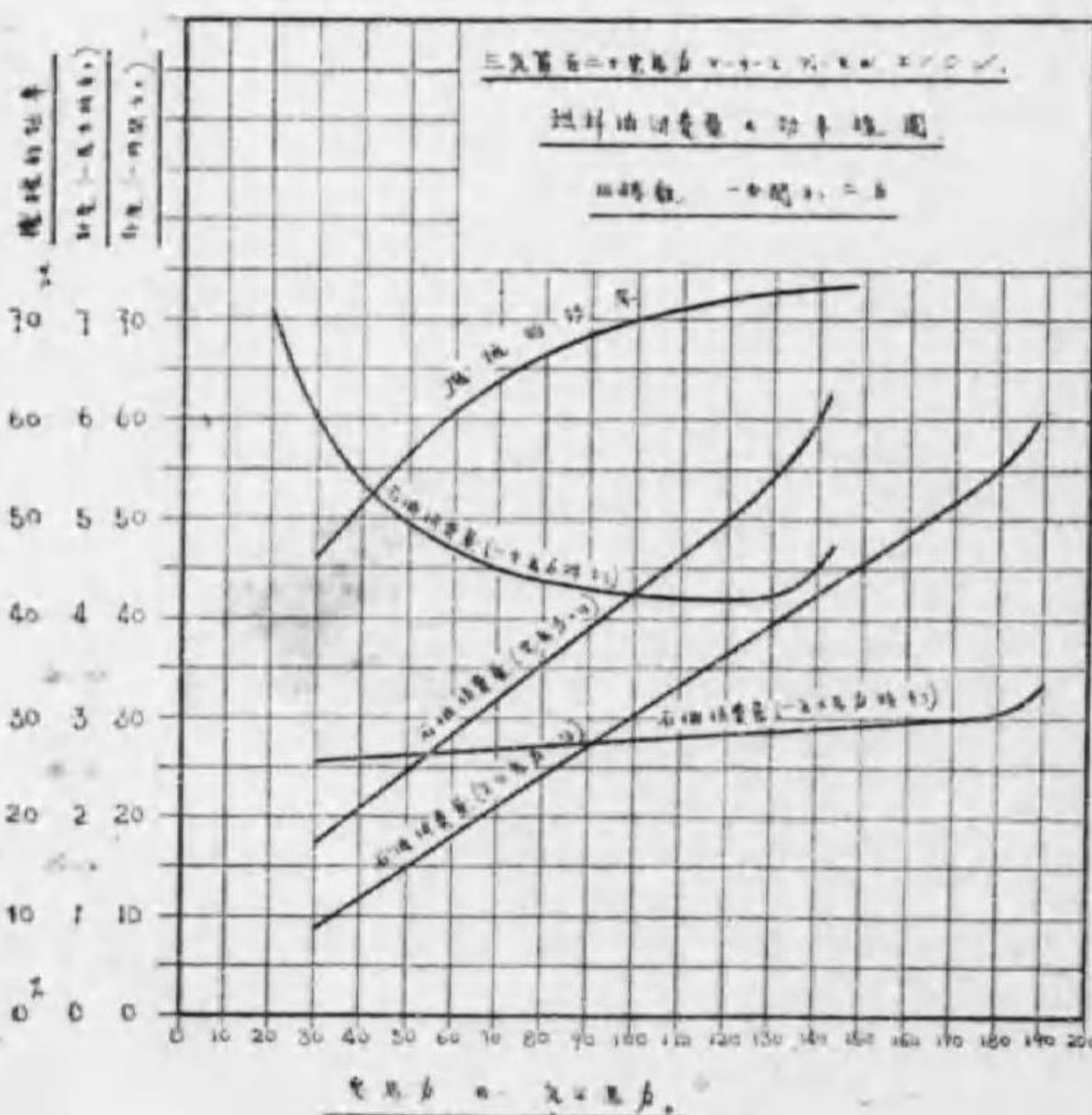
ピストン、コネクティング・ロッド、クランク、シリンダー・ライナー、シリンダー・カヴァー、給氣、排氣兩ヴァルブ、噴射器等の位置、水冷却等は既に説けるものと同一なり。フレームが A 型にしてベッド上に安置する事、及フライ・ホイール取付用フランジ、外軸承等既に説きしものと同一なり。

排氣管はシリンダー・カヴァーと同高に且つ水平に横たはりて各シリンダーよりの廢氣を一管にて導き去る。

調速機は第九十圖左側上部にありてハートナー型調速機を用ひ、



第九十二圖



第九十三圖

四章第五節に於て説明せり。

マーリス・ピックカートン・エンド・ディーゼル社より英人クラーク博士へ送呈せる試験成績線圖は第九十三圖に示すものにして、之によれば一見明瞭なる如く燃料消費量、熱効率、機械的効率等及當時に於ける此種のディーゼルエンジンの各部分の大きさを知らん。

試験に供したるは第九十及九十一兩圖に示すマーリス・ディーゼル・エンジン：—

1. 単働、堅型、四サイクル、低速、三聯節、陸用エンジン
2. シリンダー：—
 

内 徑	12 吋
衝 程	18½ 吋
一分間當り回轉數	200
3. 實馬力 120
4. A型フレームにして内筒は差込まれたり。

ピストンは長さ 26½ 吋にして五本のピストン・リングを有し、上部クラオン部は皿形に窪み厚さ 1¼ 吋、又内部は數多の骨を張る。ピストン・ピンは鋼製直徑 4¼ 吋、長さ 6½ 吋にして砲金のメタルと組む、連接桿は長さ 4 呎にして桿の中央に於ける直徑 3¾ 吋、クランク・ピンは直徑 6¼ 吋、長さ 6½ 吋にして鑄鐵メタルの内面にホワイト・メタルを張

\* クラーク博士著ガス・ベトロール・エンジン・ファイル・エンジン 第二卷 734—737 頁抜萃。

る、四個のクランク主軸承は直徑 6¼ 吋にして同大の外軸承はフライ・ホイール(直徑 8 呎、巾 10 吋)を距て、据付けらる。但し本エンジンが發電機の原因力たる場合にはフライ・ホイールの巾は 16 吋とす；フライ・ホイールの取付く部分の軸の直徑は 7¼ 吋なり。主軸承は自動注油リング式にして二個のリング(注油輪)を有し、クランク・ピン注油は普通型のセントリフューガル・リュブリケーション式なり。ピストンへの注油はシリンダー下部に内外兩筋を貫きて周圍に數個小孔を作り、之より油ポンプによりて押込式注油を爲す。

給油ポンプは各シリンダーに一個宛ありて、エンジン頂上に近き側軸(或は半速軸とも言ふ)によりて被動せられ、其の給油量は調速機によりて調整せらる。鑄鐵製、水冷却のシリンダーを有する二段式空氣壓縮機はクランク軸によりて直接に被動せらる。

エンジン外規の大きさは、全長 14 呎 3 吋、幅 8 呎 3 吋、高さ 10 呎 0 吋とす。本エンジンは一分間當り回轉數 250 に高めて 1.0 實馬力に変更し得と云ふ。

第九十三圖は一分間當り 200 回轉にて、發熱量一封度當り 19,000 B.T.U. (低値)の重油を用ひて試験したる結果を線圖にて示したるものにして、實馬力を B とし之に對する一時間當り燃料消費量を Q 封度とすれば、負荷實馬力 30 乃至 130 實馬力の範圍に於ては、次ぎの實驗公式あり：—

$$Q = 0.362B + 7.$$

負荷馬力 130 實馬力に於ては、機械的効率は 73%、一實馬力時當り重油消費量 0.425 封度、實馬力起算熱効率 31.6% とす。



## 第五 ズルザー型 ディーゼル・エンジン

スイス 瑞西國ズルザー Messrs Sulzur 合名會社はディーゼル・エンジン製造の世界的權威者なり。陸用、船用を問はず大馬力のものを多數に製造す。

第九十四圖には單働、堅型、四サイクル、高速、四聯筒、陸用エンジンにして一分間當り回轉數 350、實馬力 200 にして發電機等を運轉せしむるに適す。ピストンは其のクラフン部皿形に窪み以て燃焼に合理的にして且つ強さ大ならしむる設計なり、其の下面も同様に山形をなし他のエンジンに見るが如き骨又は鑄出しを見ず。ピストン・ピンはクラフンより遠ざかりて取付けられ、クランク・ピンの除油がコネクティング・ロッド 中空孔を通じて之にも注ぐ装置なり。ピストン・ピン上部六個のピストン・リングは瓦斯氣密作用を爲し、下部一個のピストン・リングは主として油の跳ね上るを防ぐ。コネクティング・ロッド 上端は箱形を爲して其の内にメタルを容れ、下端メタルには主軸承メタルと同様にバビット・メタルを張る。クランク軸は一塊の鋼より鍛造せられ、其のクランク・ピンへの注油は主軸承部中央に當る部分よりクランク・ピン中央に穿てる斜孔による。

シリンダーは外筒に内筒（ライナー）を差込み、其の上にカヴァーを取付けたる尤も普通の設計なり。外筒は強きポートによりてフレームに取付く。フレームは下床、中床の二個より成りて箱型密閉式なり。圖に於て見る如く前面には圓形の蓋ありて之を開きて内部検査又は掃除に便す。フライ・ホイール（飛輪）は高速にして四聯筒なるが爲め比較的小なり、半圓形二片より成りて之を取付くるに強きポート、キー、及び鋼輪を以てす。（第一編第二章第六を見よ）其の輪周中央には手動に便なる爲め齒形を鑄出せり。其のフライ・ホイールを距て、外軸承あり。之に近くクランク軸右端にフランジ・カップリング（錨形軸接ぎ）を見ん。

サイド・シャフト（側軸）は本圖左側に示さるゝ如く其の下部にスラスト・ベヤリング（受推軸承）ありて之を支へ其の下端のスクリウ齒車はクランク軸のスクリウ齒車と咬みて後者より動力を傳達せらる。サイド・シャフト中央には調速機あり、其の上部なる給油ポンプ及其の二個のエキセントリック等の構造は第五十二圖に述べたるものと同様なり、又其の下部に在る速度加減用ハンドルの構造も第五十五圖と同様なり。本エンジンは一個の給油ポンプにて四個のシリンダーに給油す。（第四十八圖を見よ）サイド・シャフト上端のスクリウ齒車はカム軸のスクリウ齒車と組みて之に動力を傳ふ。給氣、廢氣兩ヴァルブはカヴァー

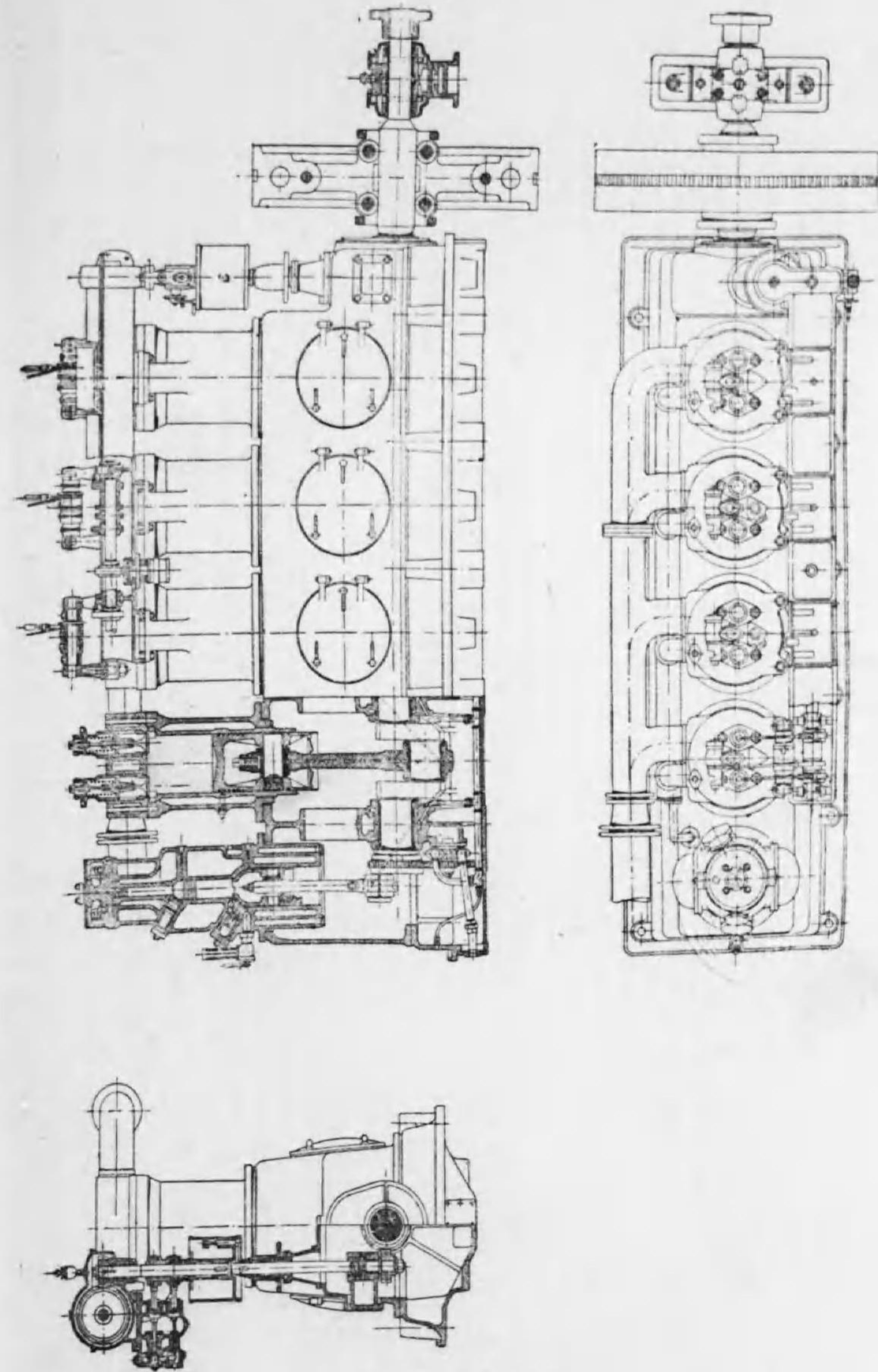


圖 四 十 九 第

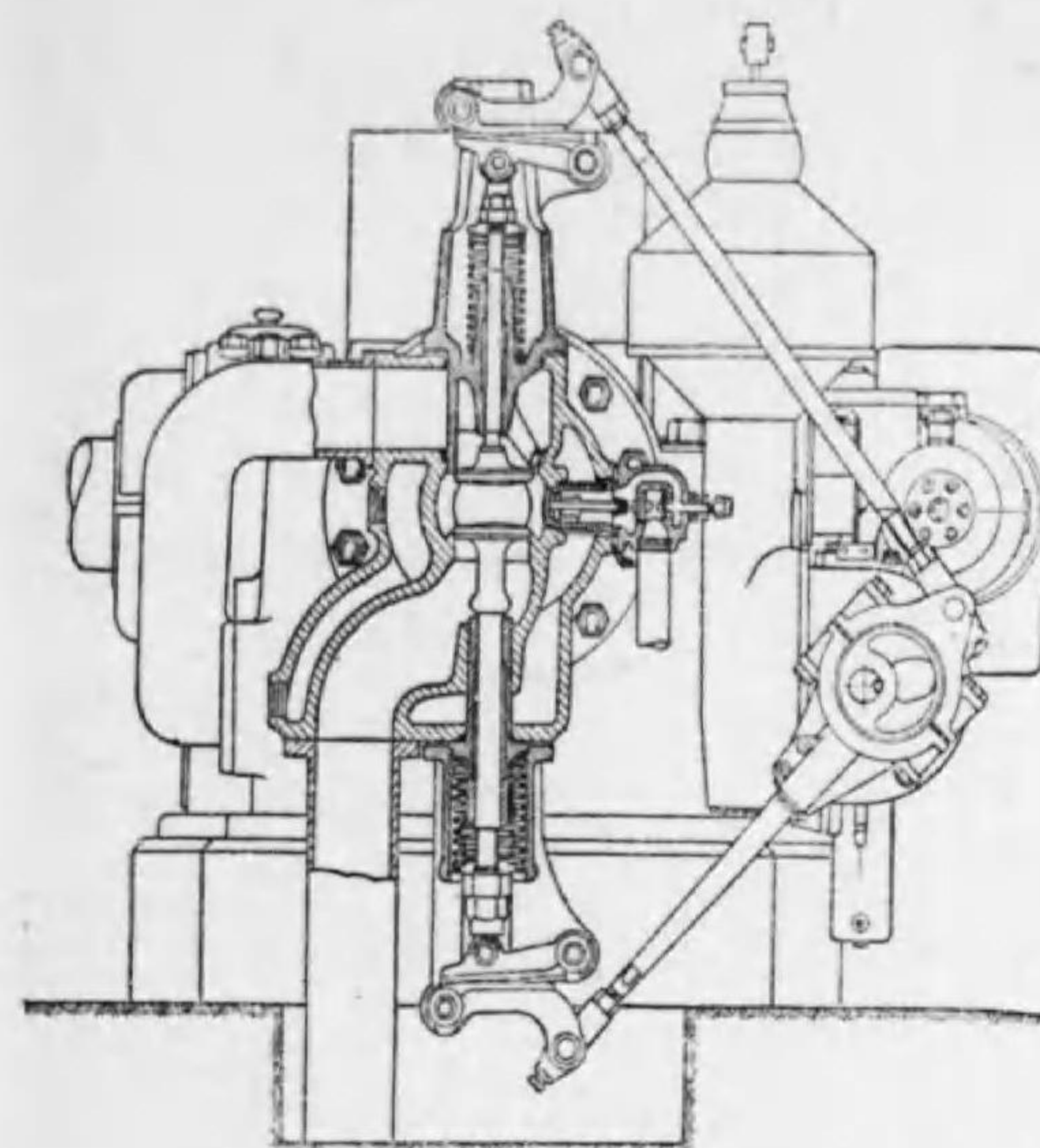
-中央の噴射器の左右にある事左側圖及同平面圖に示すが如し、諸カム、始動用ハンドル等は第一編第二章第二節に説きたるものと同一なれば茲には其の説明を省けり。

空氣壓縮機は 壓型三段壓縮式にしてクランク軸左端のクランク、ピン之を被動す。充分に水冷却せられ其の廣き部分に低壓、高壓インター、クーラーを藏む。圖に於て低壓、中壓、高壓シリンダーの各ヴァルブを見、且つ低壓シリンダー給氣ヴァルブに近く空氣吸入管(管の周圍に數多の鋸截穴を穿てり)及レギュレーターを見ん。

平面圖に於て見るが如く廢氣管は一本なり、之に各シリンダーより枝管を出だし各枝管は排出に都合良き様に出口に向ひて曲がる。吸氣管も同様一管より成る。其の管端には一部分箱型フレーム内と通ずるによりフレーム内の熱氣は徐々にシリンダー内に吸込まる。

上圖右側左部にギヤー、オイル、ポンプ(齒車型注油唧筒)を見ん。下床底部に溜りたる油は別に設けたるポンプによりて下床より引抜き之を濾過器、冷却器を通ぜしめ後、以上のギヤー、ポンプがクランク主軸承及其他へ送る。同會社の經驗に徴するに、高速のものは注油用油は一實馬力時 0.015 乃至 0.02 封度にして、低速のものは 0.01 乃至 0.015 封度なりと言ふ。

## 第六 アリス、チャルマース型 横型ディーゼル、エンジン



第九十五圖

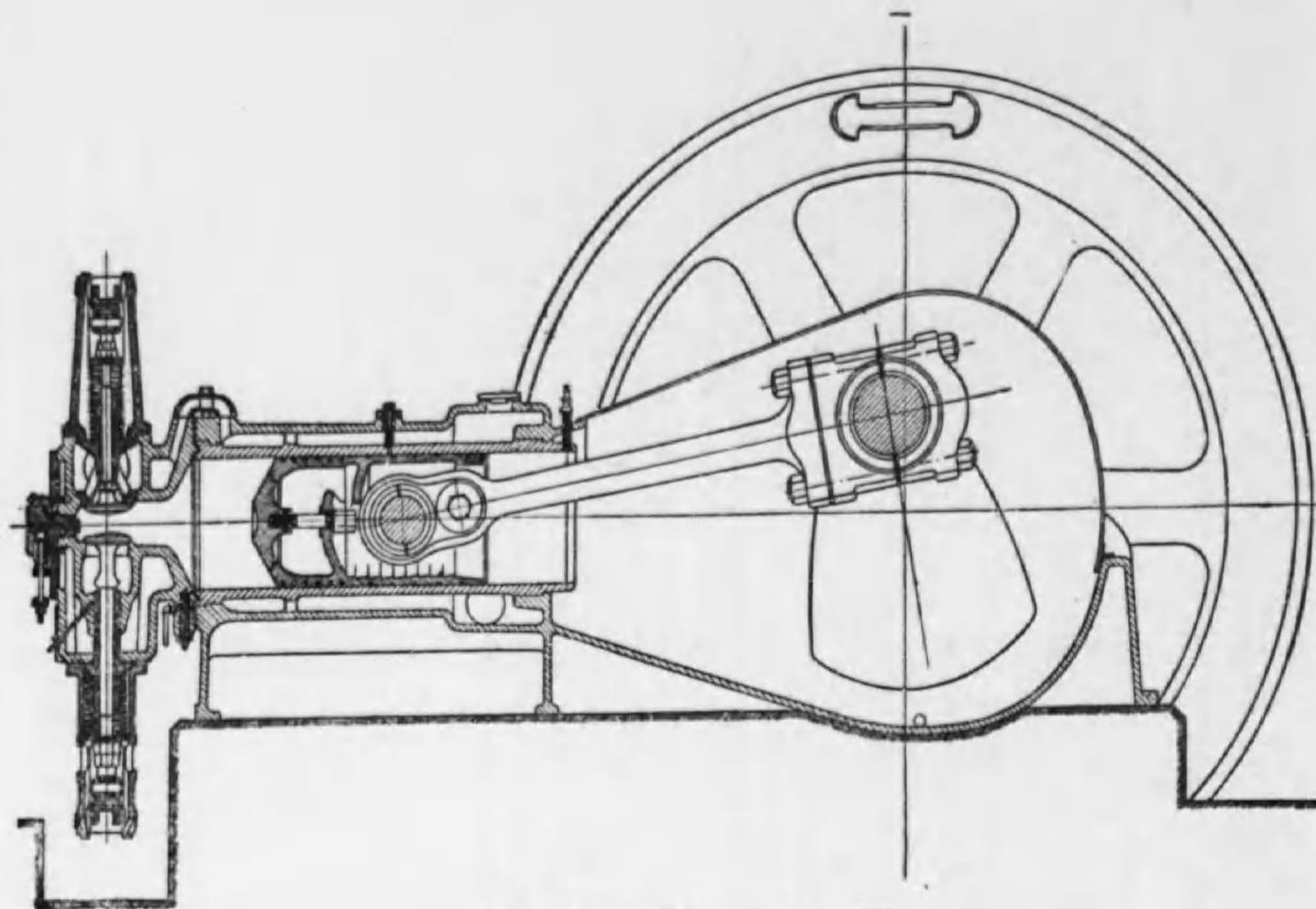
第九十五及九十六兩圖は米國ウ、スコンジ州、ミルウ、キ、市アリス、チャルマース機械製造會社製Allis-Chalmers Manufacturing Co. の横型陸用ディーゼル、エンジンを示す。大體の構造は瓦斯エンジンと相似たり。クランク端にて被動せらるゝ横型空氣壓縮機、大型の調速機、側軸にて被動せらるゝ二個のエキシントリックが夫々給氣、廢氣兩ヴァルブを開閉す。其のヴァルブ機構は大型瓦斯エンジン又は蒸汽機械に見るが如き\*滑べり無し兩レグラーとローラーによりて瓣莖を押す。鑄鐵製廢

氣ヴァルブが給氣ヴァルブを外づせし穴より取外づし得る事、架床内より取る空氣管、始動ヴァルブ等何れも第九十五圖に明示せらる。

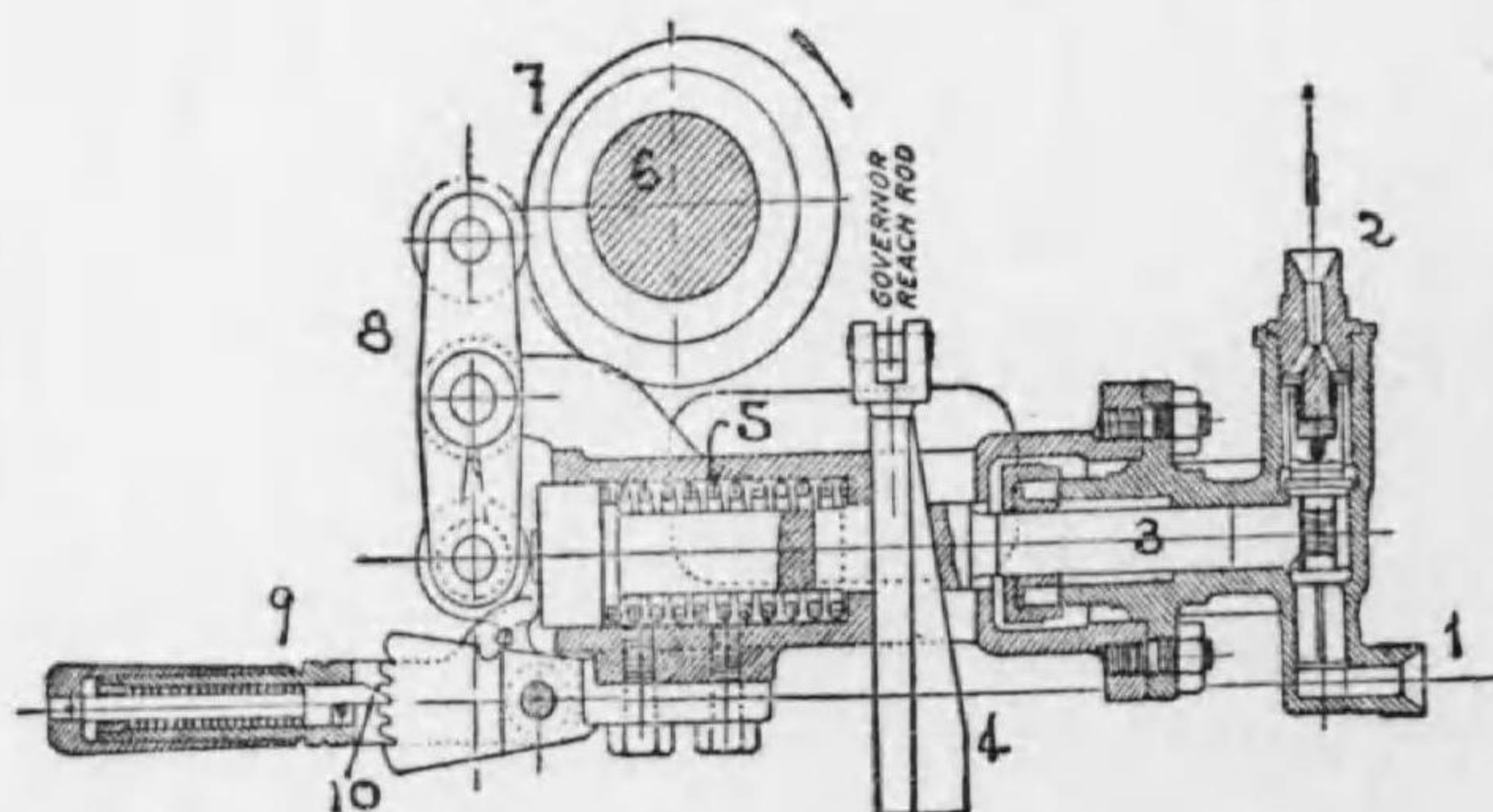
内筒は外筒に挿込まるゝ事、内筒よりシリンダー、カバーに水路、ピストンの特種構造、コネクティング、ロード一端の眼球型、クランクのバランス、ウ、ート、其他フライ、ホールが二片より成りてリムに於て楔止めせらるゝ等第九十六圖に明示せらる。燈油噴射器は開放式にして第六十三圖に説明せるリ、センマイヤー型ノ、ズルと稱するもの之なり。

第九十七圖は給油ポンプなり。燃料油は 1 より入りて 2 より出づ。プランジャー 3 は之を緩く貫通する楔狀片 4 にて支えられ、自由の状態にありては壓縮パネ 5 によりて抜き出しの位置にあり。側軸 6 の給油カム 7 はローラー付レグラー 8 によりてプランジャー

\* 兩レグラーは其の軸を中心とする等角曲線(對數曲線とも云ふ)にして兩レグラーは滑べり無くして一が他を廻らす。



第九十六圖



第九十七圖

3 を押して油を 2 に送る。楔状片 4 は調速機の水平レヴァー端のリンクにて吊さるゝが故に、負荷馬力減するや速度の上昇に起因して楔状片 4 は上がり爲めにプランジヤーの衝程減じ、之によりて

給油量を減じて速度の増加無からしむ。9 は手動にて給油泵を動かすレヴァーなるが、其の爪 10 を之と組む歯形の次に移す事によりてプランジヤー 3 の抜け出づる度を加減し得るにより、之によりて給油量を豫め加減し得。

## 第二章 船用ディーゼルエンジン

船用原動力の小馬力（大凡八十馬力以下）のものには構造簡單、取扱輕便、資金少額等の理由によりてセミ・ディーゼル・エンジンを多數に用ふ。然るに大馬力の場合は運轉經費節約上専らディーゼル・エンジンをを用ひ、特種の場合は船用蒸気機關を凌ぐに至れり。勿論液體燃料の分量が石炭の如く多量ならざると及び本エンジンが舊來の蒸気機械と同様にピストン・クランク機構なる事のために一臺にて何萬馬力と言ふが如き蒸気タービンに代用せらるゝ事能はざれども、百馬力乃至數千馬力級の船舶用ディーゼル・エンジンは多數に使用せらるゝに至り、船用蒸気機關に比して次に述ぶるが如き長所あり：— 蒸気機關（汽機及汽罐を含む）の占むる容積よりもディーゼル・エンジンは少なき容積を占む（勿論二三の例外あり）。依て荷物の積載容積増す。蒸気機關は給炭装置及び之に對して火夫等を要するが、ディーゼル・エンジンにては之を要せず。又前者の石炭積込の煩雜に比して後者の液體燃料供給は比較的容易なり。殊に海洋中にては後者は油罐或は油管にて補給し得らるゝが前者は不可能なり。同一海路航行に於て後者は前者よりも\*\*燃料容積僅少にて足り、從つて貯藏燃料容積少くして足る。且つ前者は汽罐に近き場所に貯藏燃料を置く必要あれども後者は船體の何れの部分をも適當の方法によりて利用し得。大型の煙突無く、從つて夫より吐き出す黒煙無きは後者の前者に優れる點なり。加ふるに前者は出船に際して蒸気を作る爲めに豫め多量の石炭を空費し、相當の時間を要するが、後者は直ちに運轉し得且つ上述の如き燃料の空費無く、又停航に於ても前者は壓力ある蒸気を汽罐内に残す不利あり

\* 概算に於て蒸気機械の占むる空間をディーゼル・エンジンが占むると考へて大差無きにより汽罐の占むる空間をディーゼル・エンジン船は積荷に利用し得るなり。船用蒸気機關は一氣示馬力當り大約 300 封度、蒸気タービンは 250 封度なるが船用ディーゼル・エンジンは 150 封度なり。而して高速船用ディーゼル・エンジンにては 100 封度とも爲し得。而して此の重量の差だけ荷物を積載し得。

\*\* 船用蒸気機關にありては最良なる成績に於て、一實馬力當り一時間石炭消費量 2 封度なるが、ディーゼル・エンジンにては重油消費量 0.45 封度なり。故に重油一噸當り時價が石炭一噸當り時價の四倍四分以下なる時はディーゼル・エンジンは蒸気機關よりも燃料費少なり。殊に輕負荷馬力の場合には 122 頁\* に示したる理由により燃料費著しく減少す。

一例を舉げんに、300 噸内外の船に 1200 I.H.P.（氣示馬力）の蒸気機關を据付くる時は一日當り石炭 15 噸を要す、同船に 1000 B.H.P.（實馬力）のディーゼル・エンジン（恐く前者よりも出馬力大ならん）を据付くる時は一日當り重油 4 噸を要す。差引きディーゼル・エンジンの方が一日當り 11 噸の燃料少にて足る、航海日數を 15 日とせば 165 噸を利し、船の噸數の十八分に當る。

るに比し後者は停船と同時に燃料供給を中止する利あり。<sup>\*</sup>ディーゼル・エンジンが蒸気機関又は蒸気タービンに比して殊に優れる點は負荷馬力が全負荷より半減すとも其の燃料消費量の割合が著しく減ぜざる事なりとす、此の點に付ては蒸気機関にては著しく増加し、蒸気タービンの如き輕負荷馬力にては甚だしく不經濟なりと認めらる。

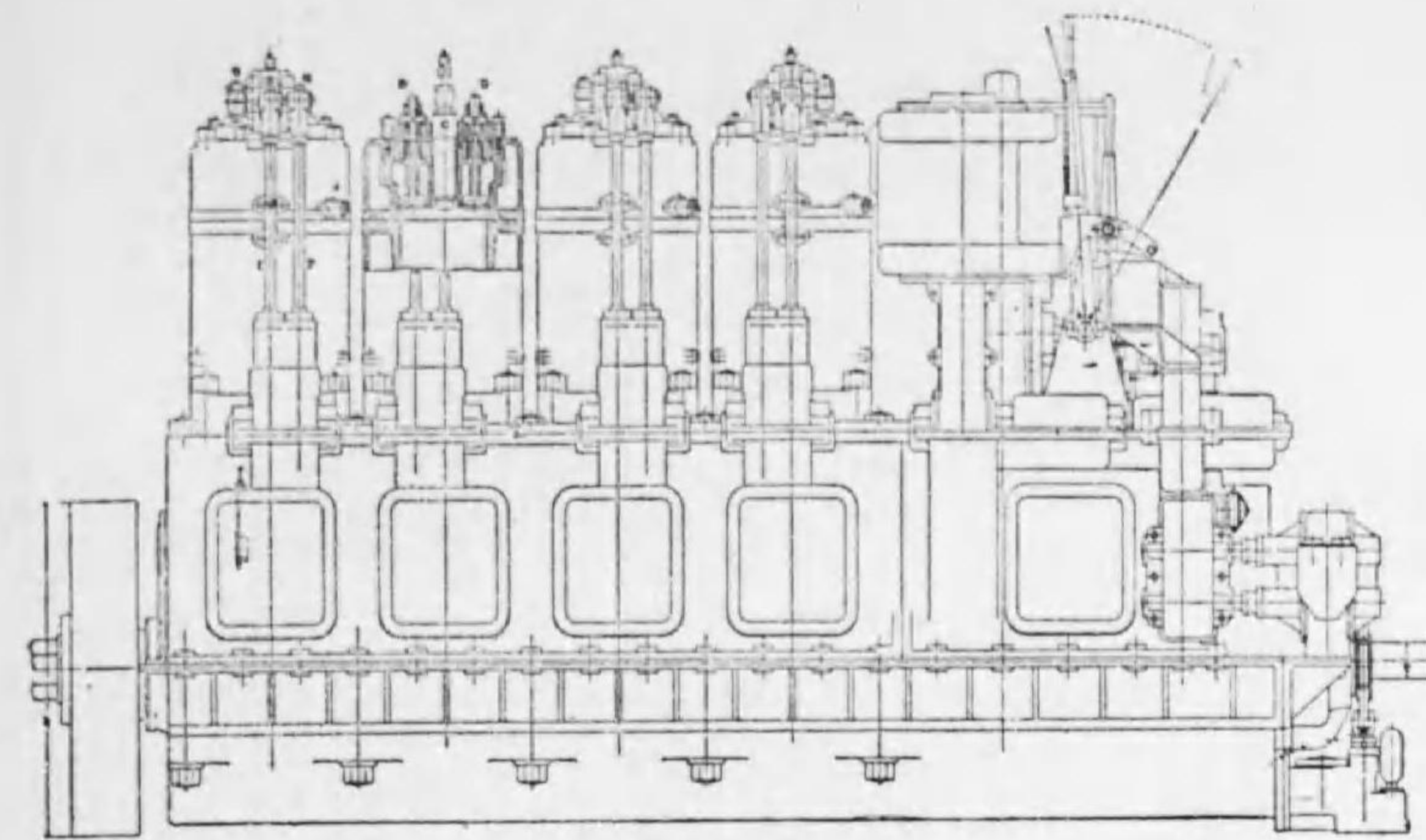
以上の諸點は蒸気機関に比してディーゼル・エンジンの長ずる所なるが、其の短所として指摘せらるゝ諸點次の如し。船用蒸気機関は多年使用せられつゝあるにより熟練、精通の機関士及運轉士多數なるが、ディーゼル・エンジンは近來の發展に屬し比較的精通者乏しく取扱ひ不熟練に起因する故障を生じ易し。殊に前者の取扱容易なるに比し後者は複雑にして一層の經驗と智識を要す。且つ故障及び損所を生じたる際前者は部分の加減又は調整を容易に爲し得或は港附近小工場にて一時的修理を爲し得るが、後者は往々工事不可能の場合ありて不便なり。運轉中生ずる種々の故障に於ても蒸気機関にありては其の原因を容易に發見し之が應急手段を講じ得らるゝに對し、ディーゼル・エンジンにては故障原因の不明なる場合往々あり。殊に無經驗、不注意、或は不熟練なる運轉士は屢々取返しの附かざる障害を生ぜしめ船主に意外の損害を與ふる無きを保せず。然れども上述の如き短所と認めらるゝ諸點は機関士の智識増進と且つ經驗、熟練と綿密周到なる注意によりて豫防し得らるゝを以つて、専ら之が智識普及と人物養成に務めなばディーゼル・エンジンは容易に取扱はれて故障なき良機關たる日の到來必ずしも遠からざるべし。取扱の困難と高等の理解力を要する事を避くるが爲めに經濟を度外視するは智者の採るべき途にあらず。

船用ディーゼル・エンジンは聯筒と爲すによりて馬力を増大し且つ其の回轉モーメントを平等ならしめ得るにより一般に三聯筒以上とす。四サイクル型は二サイクル型よりも燃料消費量一割減の爲且つ其の部分の作用確實なる爲に比較的馬力小なる場合(數百馬力程度)に好んで用ひらるゝが、大馬力(千馬力以上)のものにありては四サイクル型に比し容積を輕減し得る事及び構造の簡單にして取扱ひの輕便なる事の爲めに種々の缺點あるにも拘らず二サイクル型を用ふるの傾向あり。

本章に於て解説する船用エンジンは何れも二サイクル型を選びたり。何となれば陸用エンジンと構造同一なるものを四聯筒型とし架構を軽くし、飛輪を小にする事によりて小型船用エンジンたらしめ得、且つ大型にては二サイクル式が多く用ゐらるゝを以てなり。本章にて船用として説くエンジンにても飛輪等を大きくし、設計を少しく變更する事によりて陸用發電機の原動機たる事を得るものとす。

第一編第二章第三節第一乃至第五に於て二サイクル型と四サイクル型船用エンジンの長所を比較せしが上述には重複せし部分あれども脱漏せし部分少なからざれば、本章と共に上述各項を再讀する必要あり。

### 第一 スピード・ウェー型 ディーゼル・エンジン

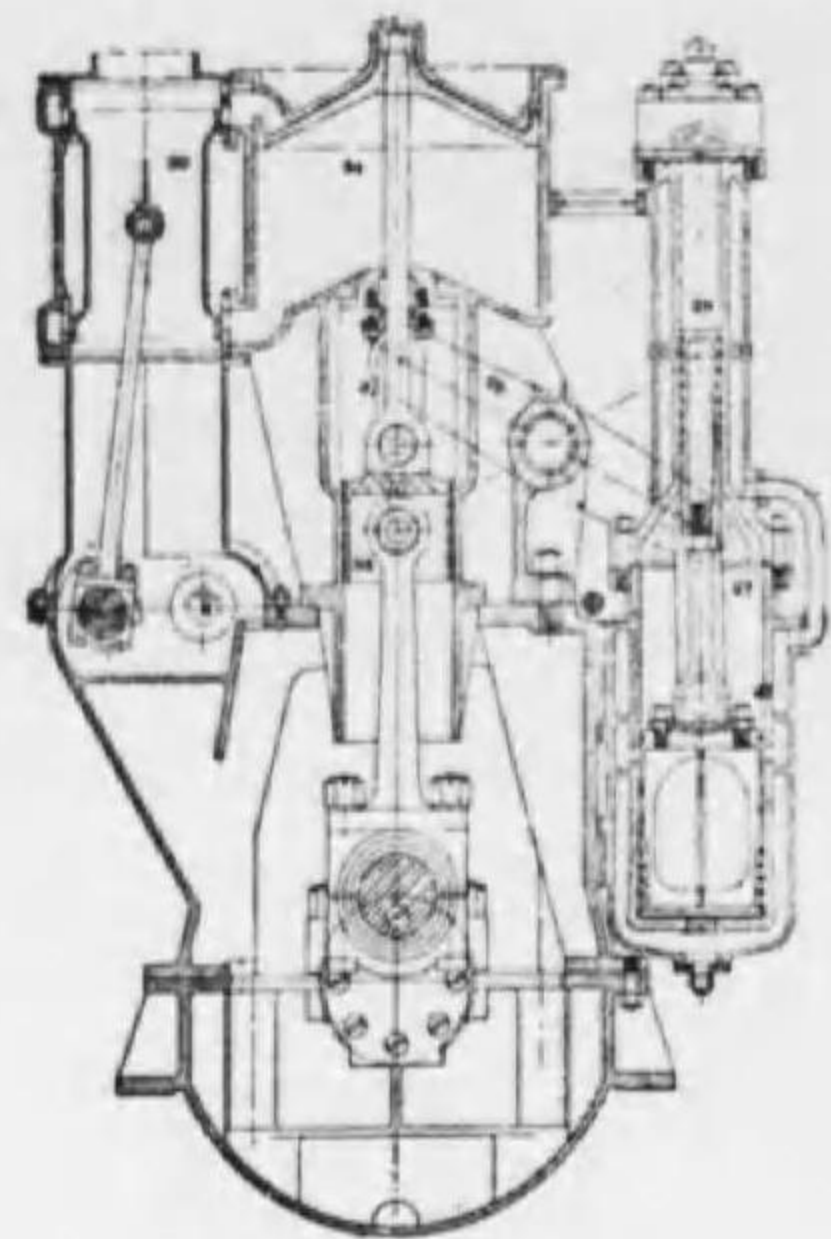


第 百 二 十 一 圖

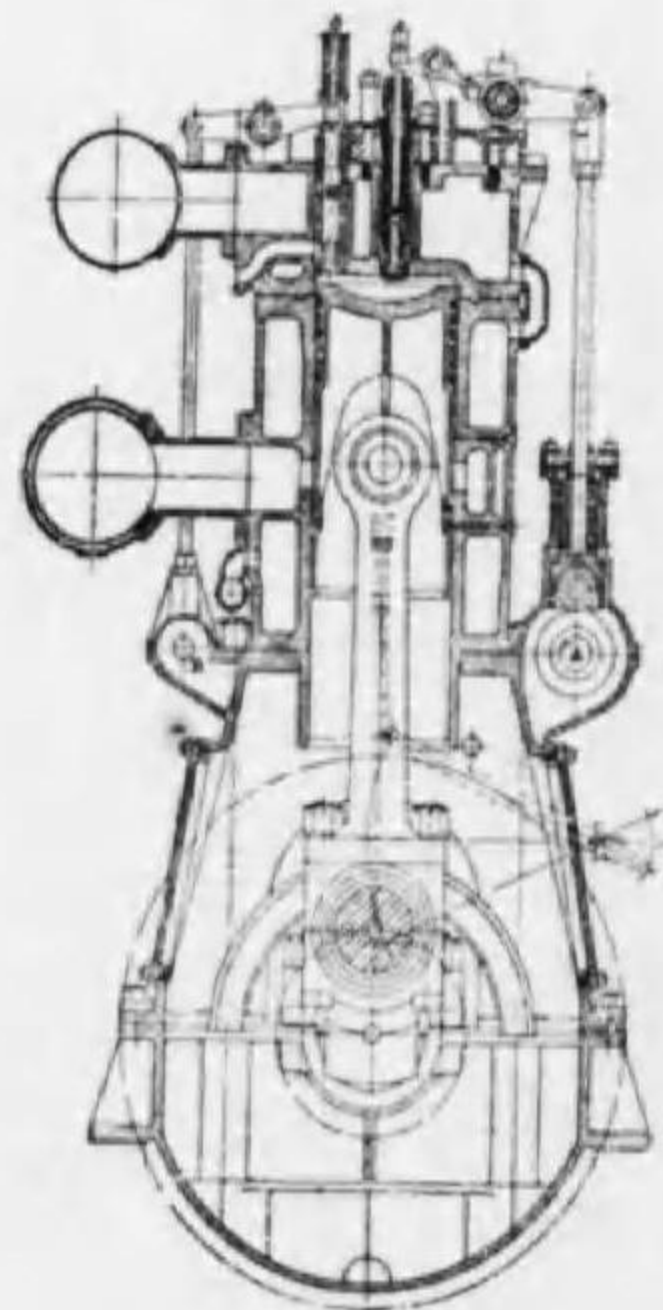
第二百一乃至百二十三圖は米國ガス・エンジン・エンド・パワー會社 Gas Engine & Power Co. 製スピード・ウェー船用ディーゼル・エンジン Speedway を示す。本圖に示すは二サイクル型、堅型、四聯筒にして、シリンダー内徑9吋、衝程12吋、一分間當り回轉數350にして、175 實馬力なり。各シリンダーは其の上底部に直徑2 $\frac{1}{2}$ 吋の給氣バルブ二個を有す。シリンダーと列んで複働空氣壓縮ポンプあり、其の内徑18吋、衝程10吋なり。第二百二圖に示す如くピストン・ロッドによりて被動せらるゝ二個のロッカーは二ステージ空氣壓縮機を動かす。同圖に於て複働ピストンのシリンダー内に空氣の出入を制するピストン・バルブを左側に見ん、此のバルブはカム軸と平行する水平軸によりて被動せらる。壓縮空氣は水平に走れる氣管にて各シリンダーに供給せらる。各シリンダーには夫々給油ポンプありて燃料油を供給し、調速作用を此の給油量に因つて行ふ事他のエンジンと異ならず。

第二百二圖に示す如く給氣バルブ及噴射バルブ等はレヴァー、プッシュ・ロッド、ローラー、カムの機構によりて開閉せられ、其のカム軸は同圖中央右側にあり。

● ピストン、ピストン・ピン、クランク・ピン、クランク主軸承は何れも押込式注油にして油



第二百二十二圖



第二百二十三圖

はクランク軸端の油ポンプによりて軸端よりクランク軸中空部を通じて流れ入りて各部に注がる。

架構は箱型密閉式にして、油の飛沫がシリンダーに多く跳ね上がらざる爲にピストン直下に油受板を取付く。(圖には見えず)。

本エンジンは自己逆轉式なり。即ち逆轉せんと欲せばカム其の他を逆轉に相應する位置に換ふべし。其の方法：一逆轉用ハンドルにて給氣ヴァルブ、燃料噴射器を被動するカム軸を(ネジ仕掛にて)\*角度30°廻はす。次ぎに始動用ヴァルブのカム軸を水平に動かして、始動用ヴァルブを開閉するブッシュ、ロッド下端ローラーとカム軸のカムとを組ましむ。但し之を滞り無くする爲にカムに勾配片を添へて如何なる位置にてもローラーがカムに掛かり得る様にす。

更に逆轉方法を順序正しく列記せば次の如し：—

1. 燃料噴射を遮断す。
2. 逆轉用ハンドルによりてカム軸を廻はす。
3. ピストンの上向運動中のシリンダー内に壓縮空氣を供給す。
4. シリンダー内に燃料噴射を行ふ。
5. 壓縮空氣の供給を止む。

上述の操業を容易に爲し得る様、第二百二十一圖右側に示す位置に必要なハンドル類を集む。之が爲に逆轉作業は約二十秒にて足る。

\* 本編第三章自己逆轉を一讀すべし。

## 第二 ツルザー型 ディーゼル、エンジン

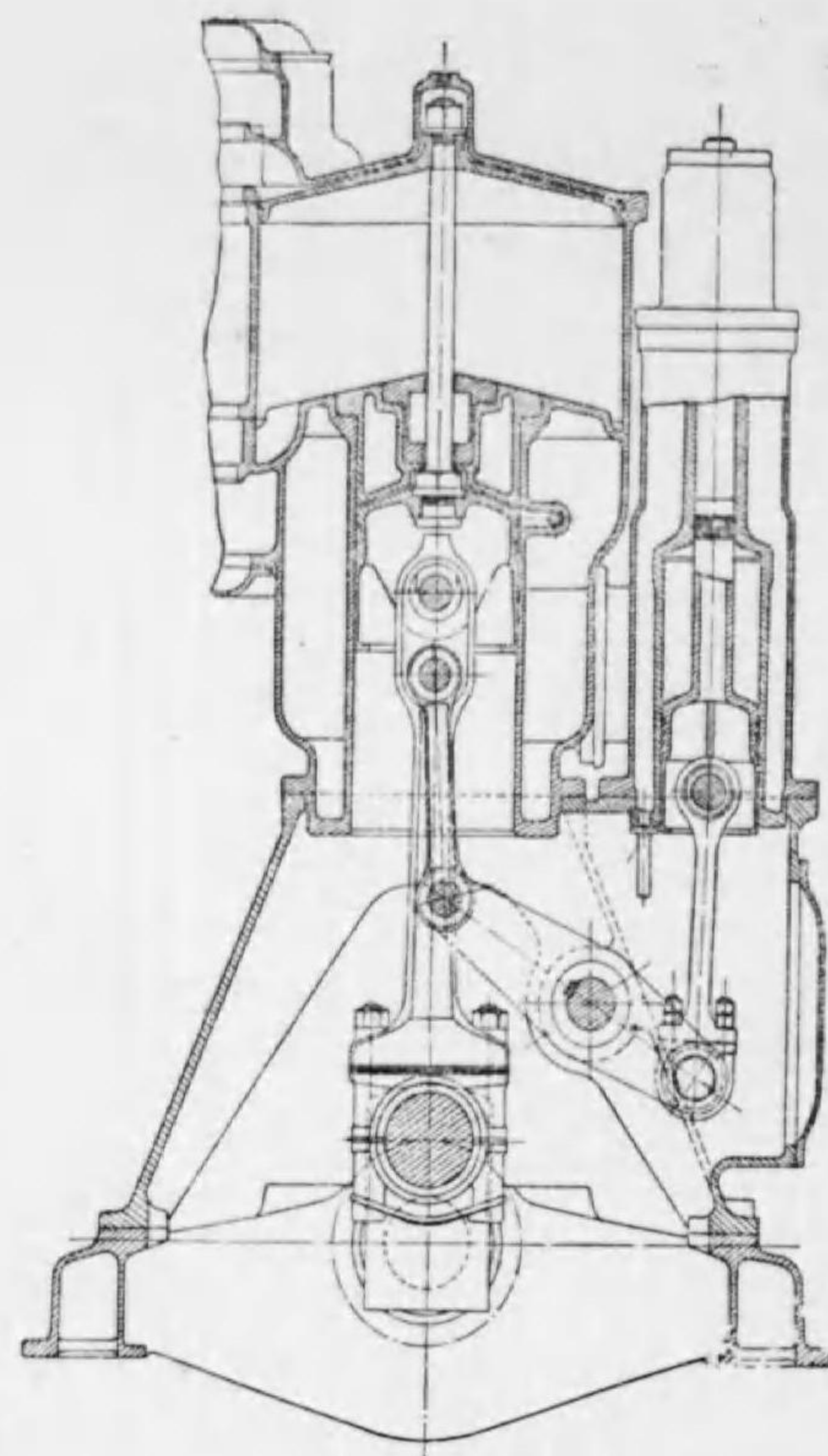
第二百二十六圖に示すは船用二サイクル型、四聯筒850實馬力(シリンダー内徑16吋、衝程27吋、一分間當り回轉數150)の低速ディーゼル、エンジンを示す。

エンジンはクロス、ヘッドを有し、フレームは密閉せられ後部カバーは容易に取外づし得られて内部點檢其の他に便す。空氣壓縮機は第二百二十四圖に示す如くクランク一端のクランクによりて被動せられ三段壓縮式なるが其の低壓シリンダーは上部串型に取付くスカベンジング、ポンプ(換氣ポンプ)のクロス、ヘッド代用を爲す。中壓、高壓兩ピストンは串型爲をし右側にありて低壓シリンダーのコンネクティング、ロッド上部に近き部より垂下する二本のリンクと水平に搖動するロッカー等によりて被動せらる。其の諸ヴァルブ及ピインター、ターラー等は圖に示さず。スカベンジング、ポンプのヴァルブは普通蒸汽機械にある如くピストン、ヴァルブにしてスチーブソン式リンク、モーション機構によりて被動せらる。依つてエンジンが逆轉する場合には此のリンク、モーション機構によりてポンプの空氣の出入の時期を正しく調整す。

第二百二十五圖はシリンダー内の廢氣と空氣との換氣法を略圖にて示す。即ち1,4兩孔は普通二サイクル、エンジンにある如く兩者何れも半圓部を占むる廢氣口及給氣口にして、6は補助給氣口なり。3はスカベンジング、ポンプより送らるゝ壓力ある空氣を容るゝ氣管なり。3と6との通路開閉はエキセントリック5によりて被動せらるゝ小ピストン、ヴァルブ之を掌る。ピストンが下降運動しシリンダー内の瓦斯は膨脹して有効仕事を爲し第二死點に近づくや廢氣口先づ開きて廢氣は之より排氣口2に逃げ去る。(此の時小ピストン、ヴァルブは空氣口6を閉づ)次ぎに空氣口5開き壓力ある空氣は上向きの通路の爲めにシリンダー上部に向ひて入り廢氣を更に排氣口2より放ひ出す事普通型二サイクル式と異ならず。而してピストン上昇するや先づ空氣口4を閉ぢ次ぎに排氣口1を閉づるも小ピストンは開きて補助空氣口6開き管3内の壓力ある空氣はシリンダー内に噴き入るによりピストンが之を閉づる際には一氣壓以上一平方吋當り約三封度の始壓を得。

以上説べたる如く噴き上げ式によりシリンダー内の換氣を行ふが故にシリンダー、カバーには廢氣ヴァルブは勿論給氣ヴァルブをも欠き單に燃料噴射器と始動ヴァルブを存するのみなれば逆轉方法頗る簡單となる：一即ち逆轉せんと欲せばカム軸をクランク軸に對して\*或る角度だけ廻はす、之によりて燃料噴射器の噴射の時期が逆轉に相應する様變ぜら

\* 本編第三章を見よ。



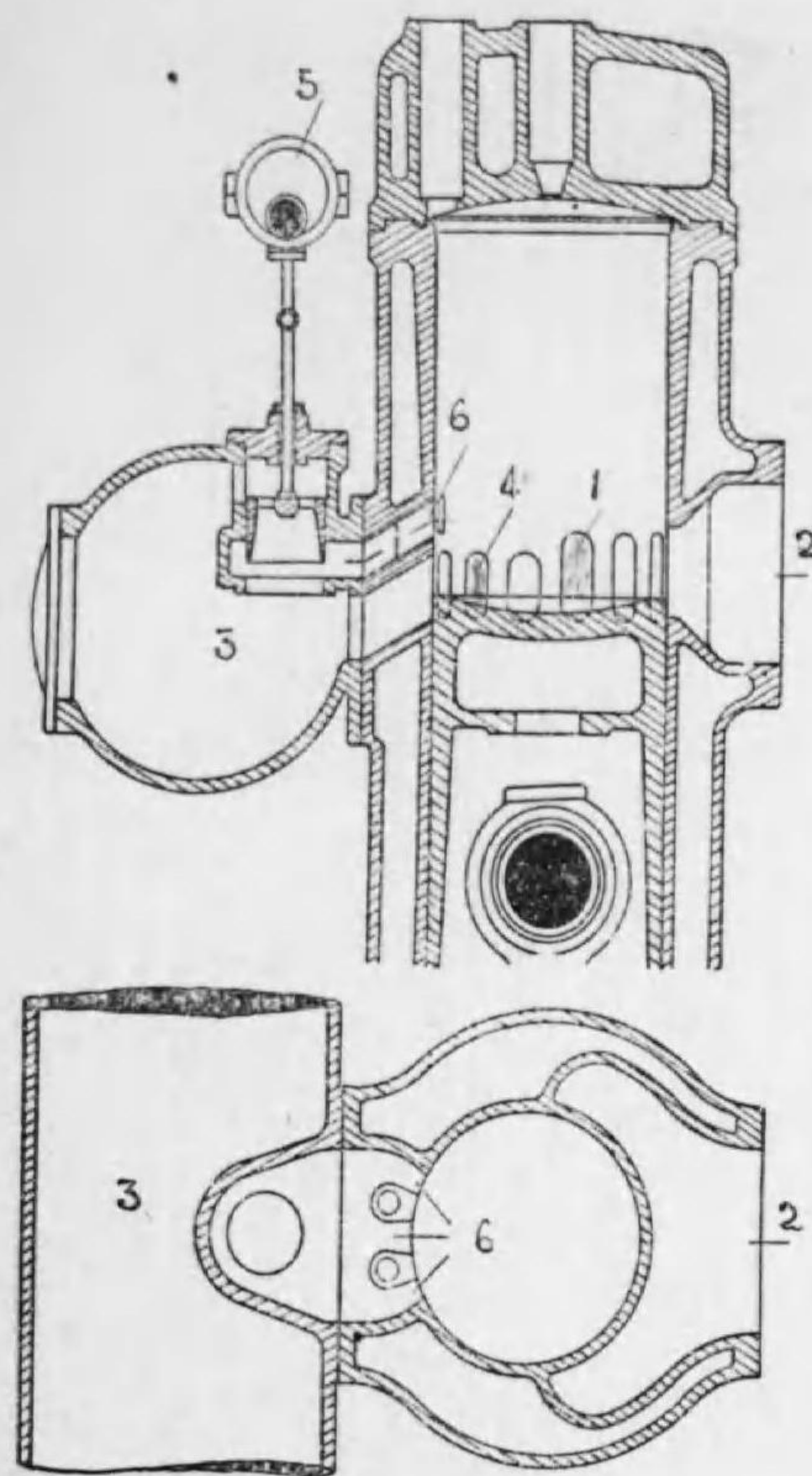
第二百二十四圖

るゝなり。次ぎに前に説明せる如くスチーブソン、リンク、モーション機構によりてスカヴェンジング、ポンプを逆轉の位置に移す。

第二百二十六圖に於て見る如く同圖中央部 *A, B* 二個のハンドル車は以下に説明する補助空気モートル無しに手動にてエンジンを逆回轉せしむる用を爲す。其の直下にあるレヴェー *C, D* は夫々補助モートルを制取す。即ち第一に *D* を動かす時はサヴェモートル (本文の終りに説明詳し) によりてスカヴェンジング、ポンプのピストン、ヴェルブを被動するリンク、モーション機構は逆轉の位置に移ると同時にカム軸はクランク軸に對して既定の角度だけ廻はる。第二に *C* を動かす時はサヴェモートルによりて始動、運轉の爲めに必要な始動ヴェルブ及び燃料噴射器のヴェルブ機構は逆轉の位置に移さる。

エンジン逆轉機構を詳しく説明せん

ん :— (第一) スカヴェンジング、ポンプのヴェルブ運動を逆行位置に置く。即ち前述のリンク、モーション機構は水平軸 *E* (第二百二十六圖) の弧運動によりて逆行の位置に移さる。此の水平軸 *E* の弧運動は壓縮空氣に被動せらるゝサヴェモートルによりて行はるゝものにしてハンドル車 *B* の直下レヴェー *D* 之を制取す。又此のサヴェモートルの運動はカム軸をクランク軸に對して既定の角度だけ廻はす。之によりて燃料噴射器用のカム *F* は逆轉に都合良き位置に移さる。(第二) 始動ヴェルブ用のカムは一個のシリンダーに對し *G, H* 二個ありて始動用水平レヴェー端より垂下するロッド *J* の下端一個のローラーと其の何れかと組む。



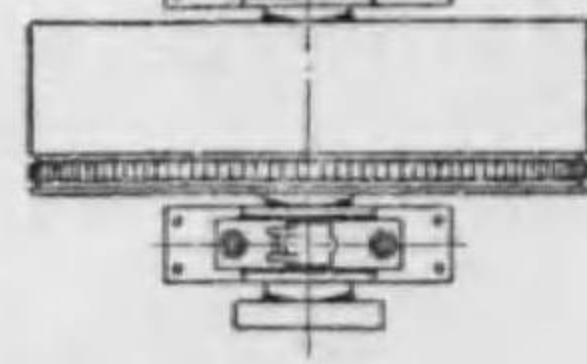
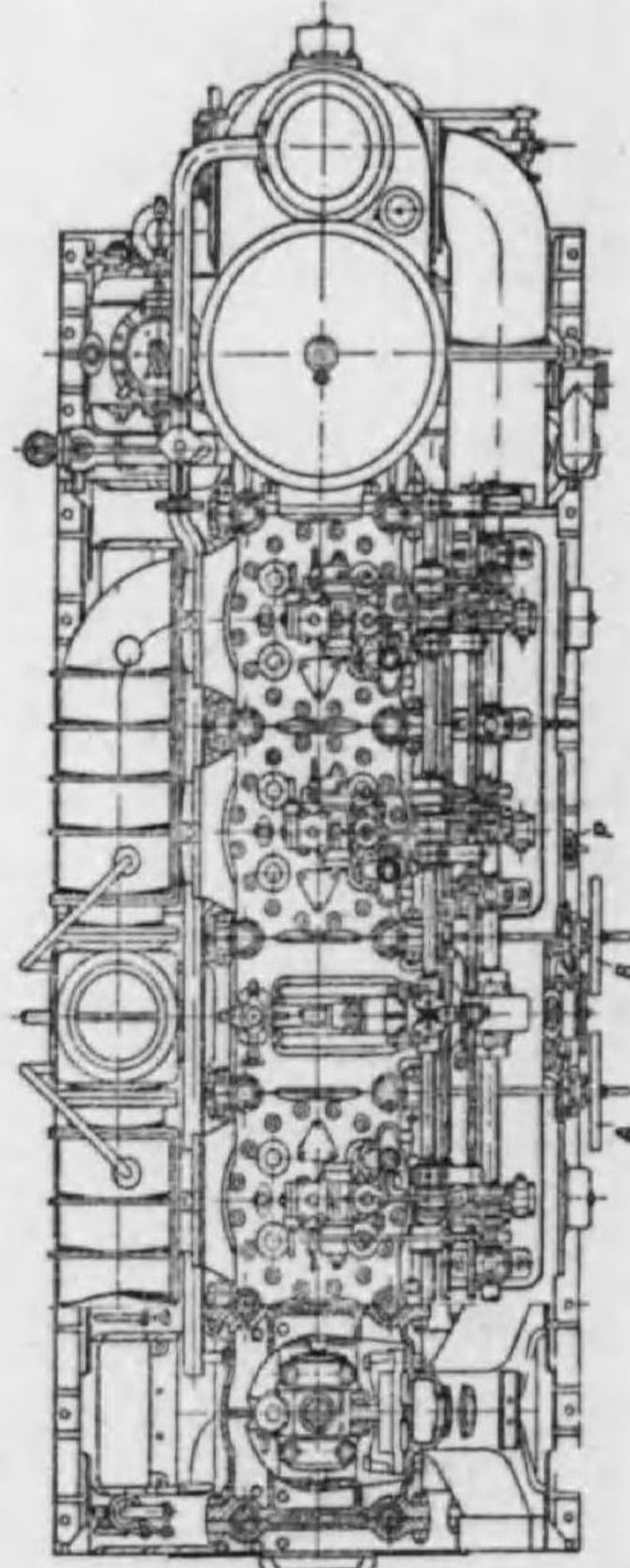
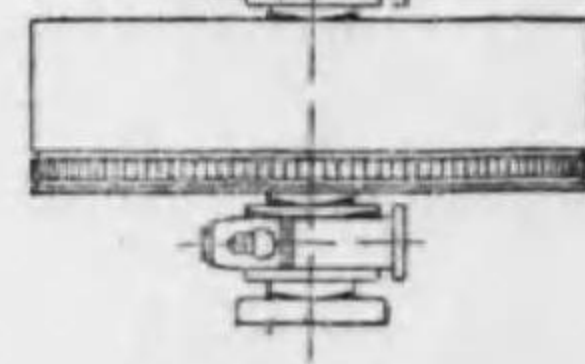
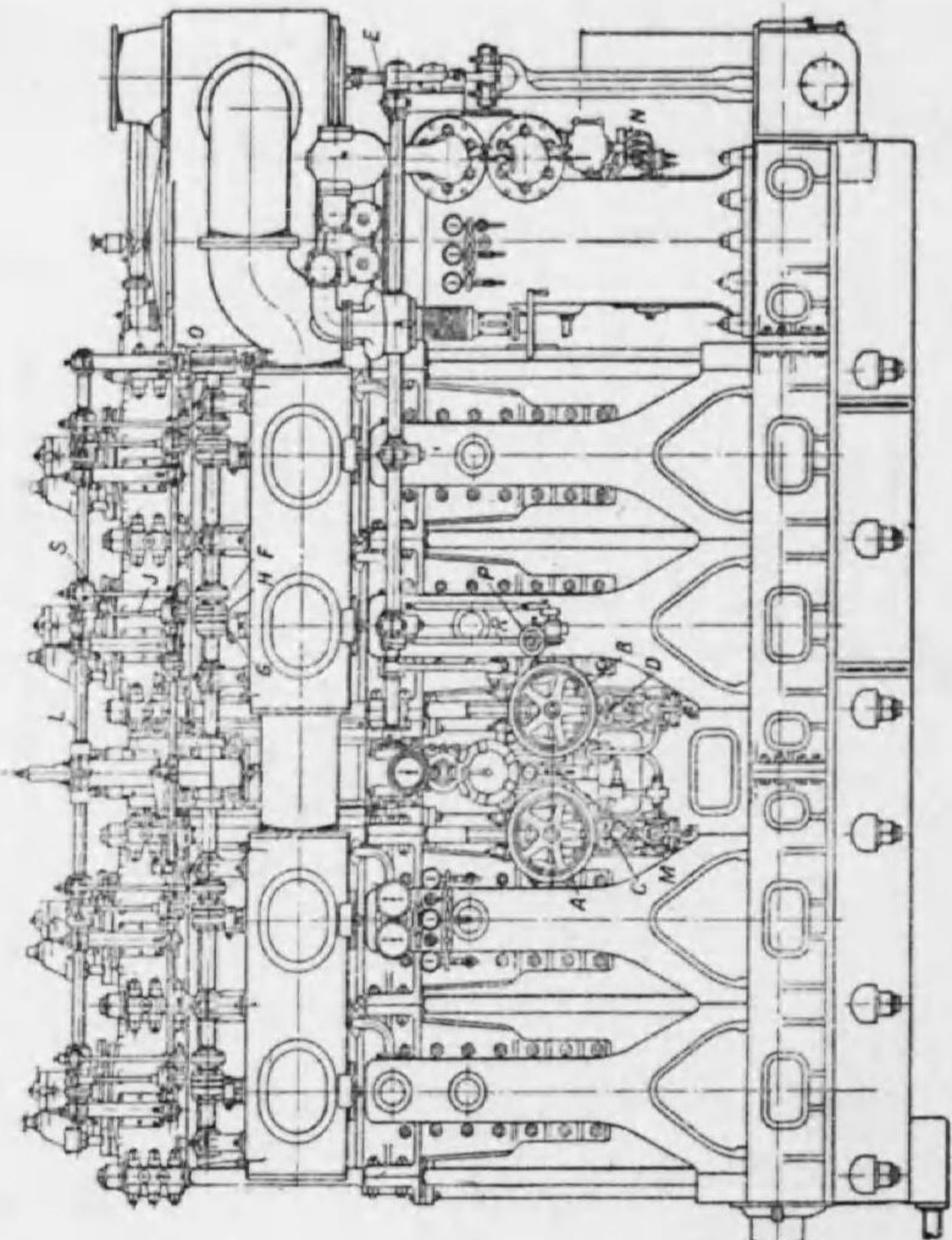
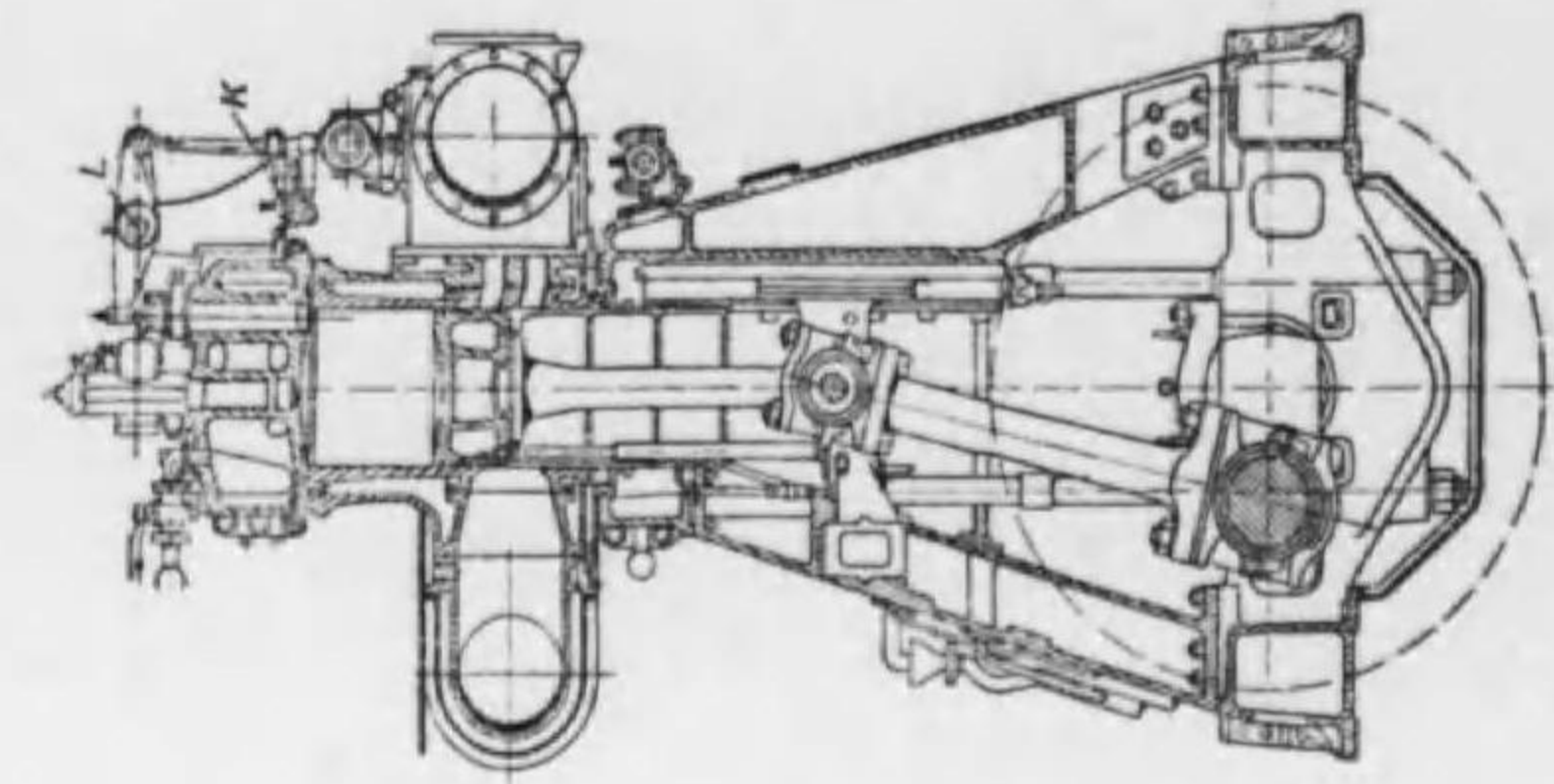
第二百二十五圖

ロッド *J* の上部は水平レヴェー端小軸に對し軸の方向に移動し得らるゝによりてローラーを正回轉カム *G* より逆回轉カム *H* に移し得。上述のローラー水平運動は水平軸 *K* によりて被動せられ、此の *K* 軸はレヴェー *C* にて制取せらるゝサヴェモートルによりて被動せらる。但しローラーと軸 *K* とはリンクとクランクによりて接合す。

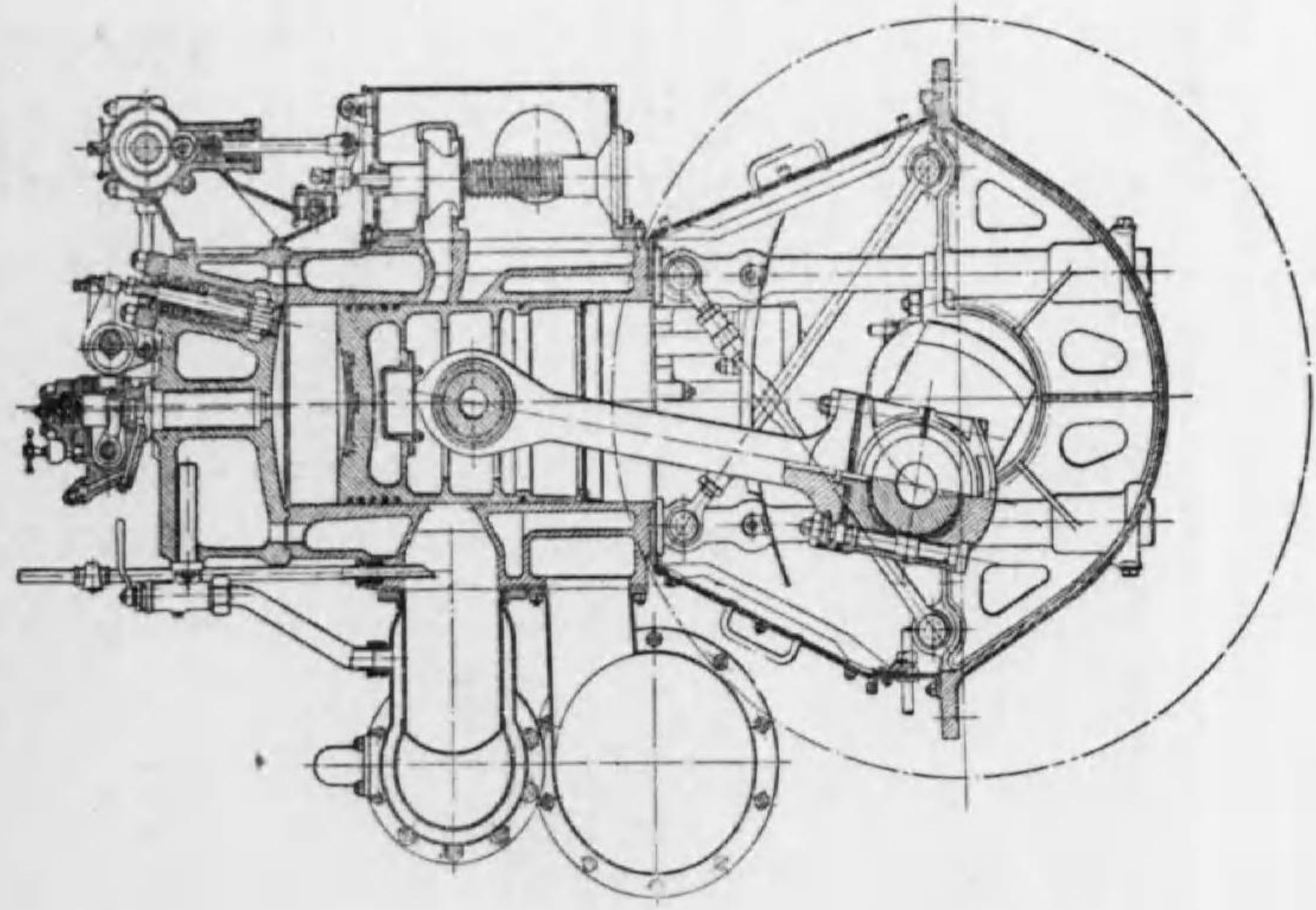
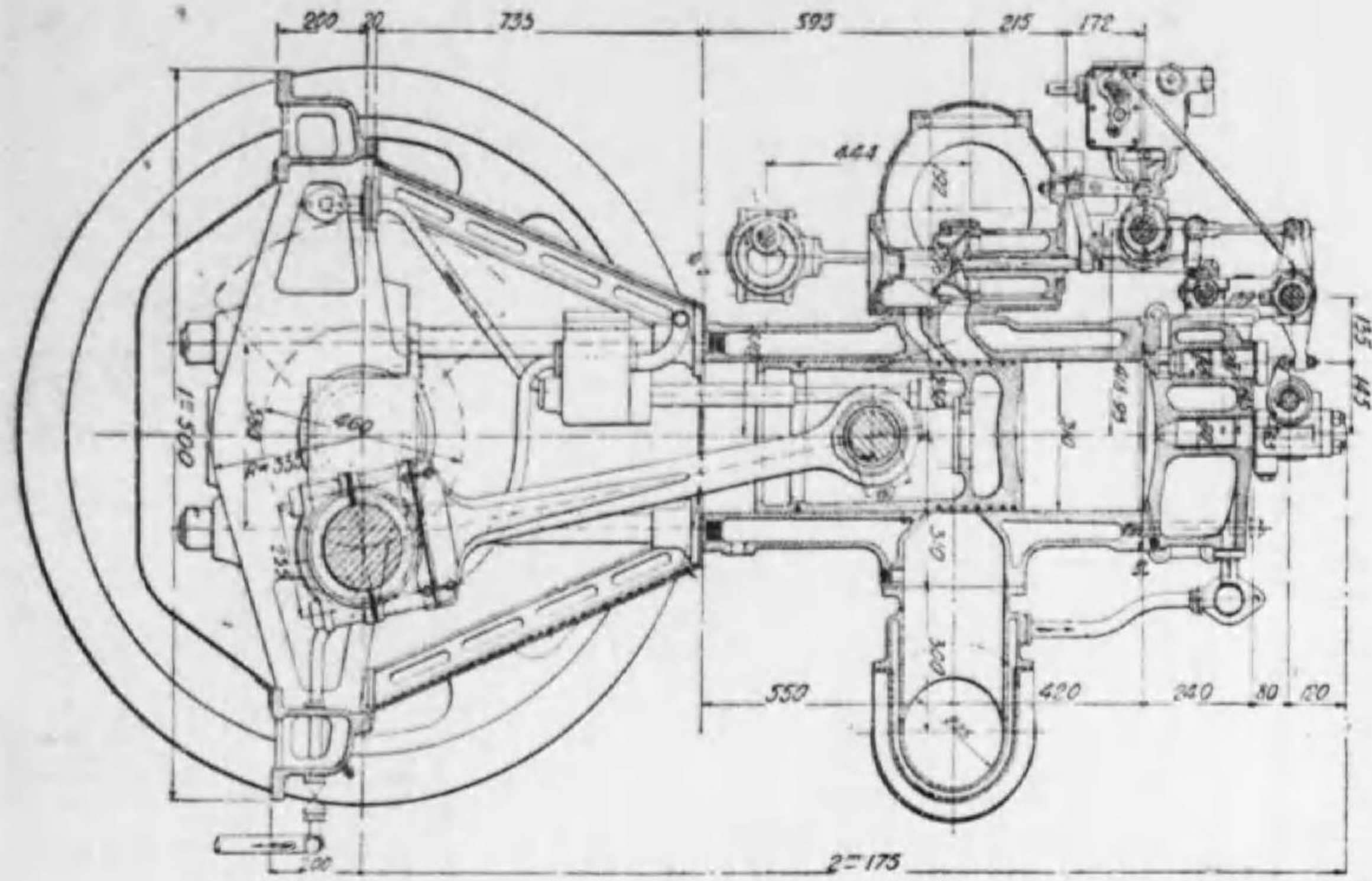
始動に際し第二百二十六圖右圖上部に示すが如くレヴェー *C* によりて偏心軸 *L* を廻はし\*始動レヴェーと始動用ヴェルブと組ましむ。此の場合エンジンは壓縮空氣にて被動せらるゝが燃料噴射器は開かず。エンジンが數回轉後適當の速さに回轉するに至るや更に偏心軸を廻はせば始動空氣ヴェルブのレヴェーは上がり之が作用を失ひ、同時に燃料噴射器より燃料を噴射す。上述の如くレヴェー *C* は (1) 唯二個のシリンダーに壓縮空氣が給せらるゝ場合 (2) 四個のシリンダーに壓縮空氣の給せらるゝ

場合 (3) 二個のシリンダーに壓縮空氣を、残り二個のシリンダーに燃料噴射を爲す場合 (4) 全四個のシリンダーに燃料噴射を爲す場合の四種の場合に制取し得。第二百二十六圖エンジン中央にある指針計は此の種の作用の何れを爲しつゝあるやを明示す。上述の方法を行ふには二個のシリンダーの偏心軸 *L* の偏心の位置を残りの二個のシリンダー偏心軸の偏心の角度を變へる事によりて容易に遂行し得らるゝ事を知らん。

燃料油の分量の加減は第二百二十六圖中央のレヴェー *M* にて行ひ得べく、同時に全荷より輕荷に及び噴射空氣壓を 60 氣壓より 40 氣壓に變化し得。燃料油給油ポンプは四個ありて第二百二十六圖 *N* の位置にあり。各シリンダー當り一個の給油ポンプありて各ポンプの給油



第 百 二 十 六 圖

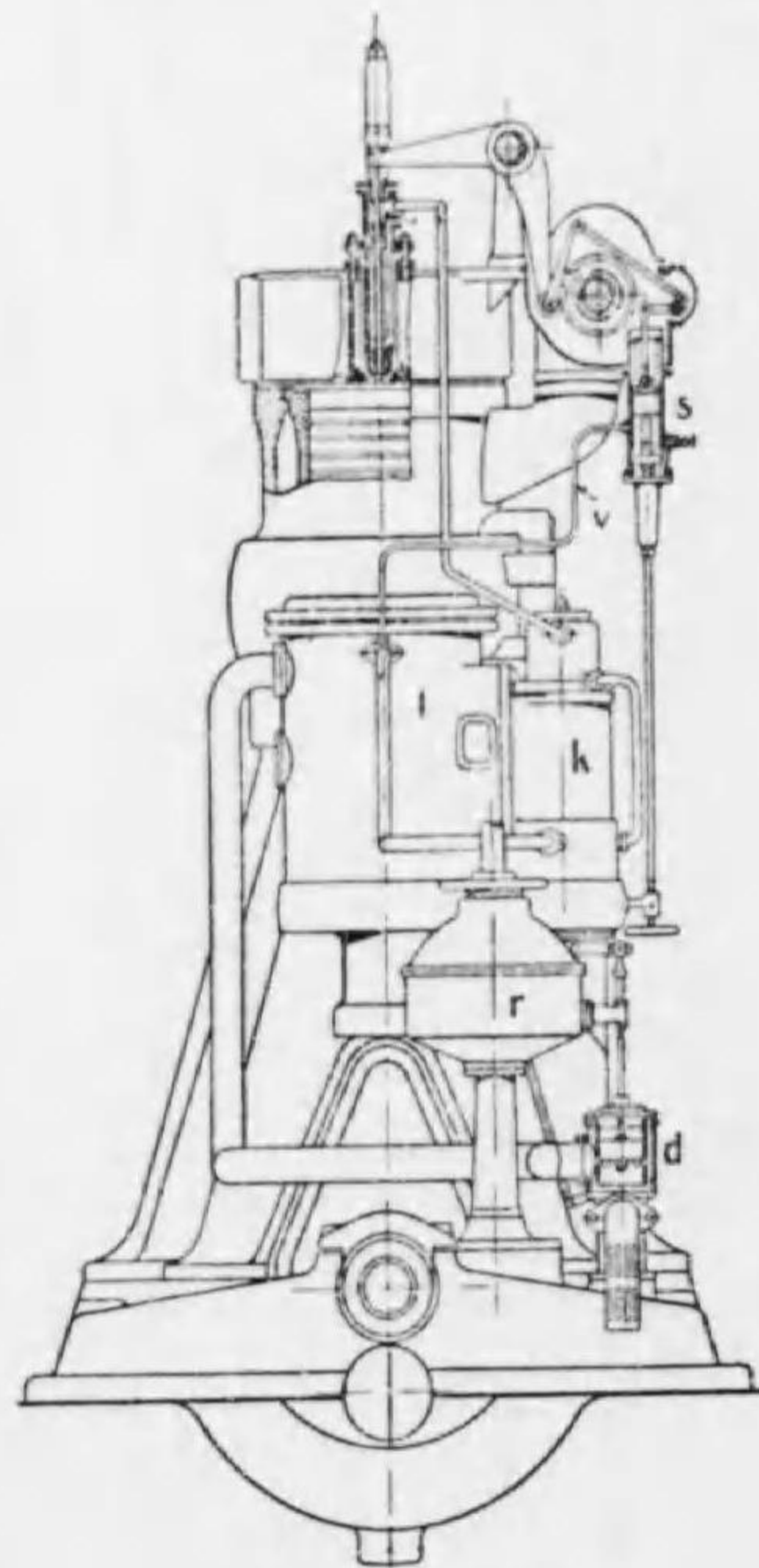


第 百 二 十 七 圖

量は手にて加減する事其他構造は第四十七圖及第五十二圖と同様なりと知るべし。

調速機 *C* は給油ポンプ垂直桿 *P* にて連絡す、エンジンの速さが規定以上に高まる時は給油量の制限を行ひて速度調整を爲す。

本エンジンの特徴は速度の遅速に相應して燃料噴射の時期を調整する設計とす。之を行ふには第百二十六圖に於てハンドル車 *P* を廻はし以て軸 *R* を廻はし之によりて直立桿 *S* を移動し以て噴射を所要時期に変更するにあり。圖に於て數多の補助ポンプを見ん。主要運動部分の注油は押込式にして使用したる油は架床底部に溜まり夫より除塵器、冷却器を通過して循環的に使用せらる。即ちシリンダー、ピストン注油用には八個の小油ポンプありて一個のシリンダーへ二個のポンプの油が注がるゝなり。ピストンは其のクラウン部水冷却式なり。(第十圖と同様) 廢氣管も亦其の一部水冷却を爲す。



百二十八圖

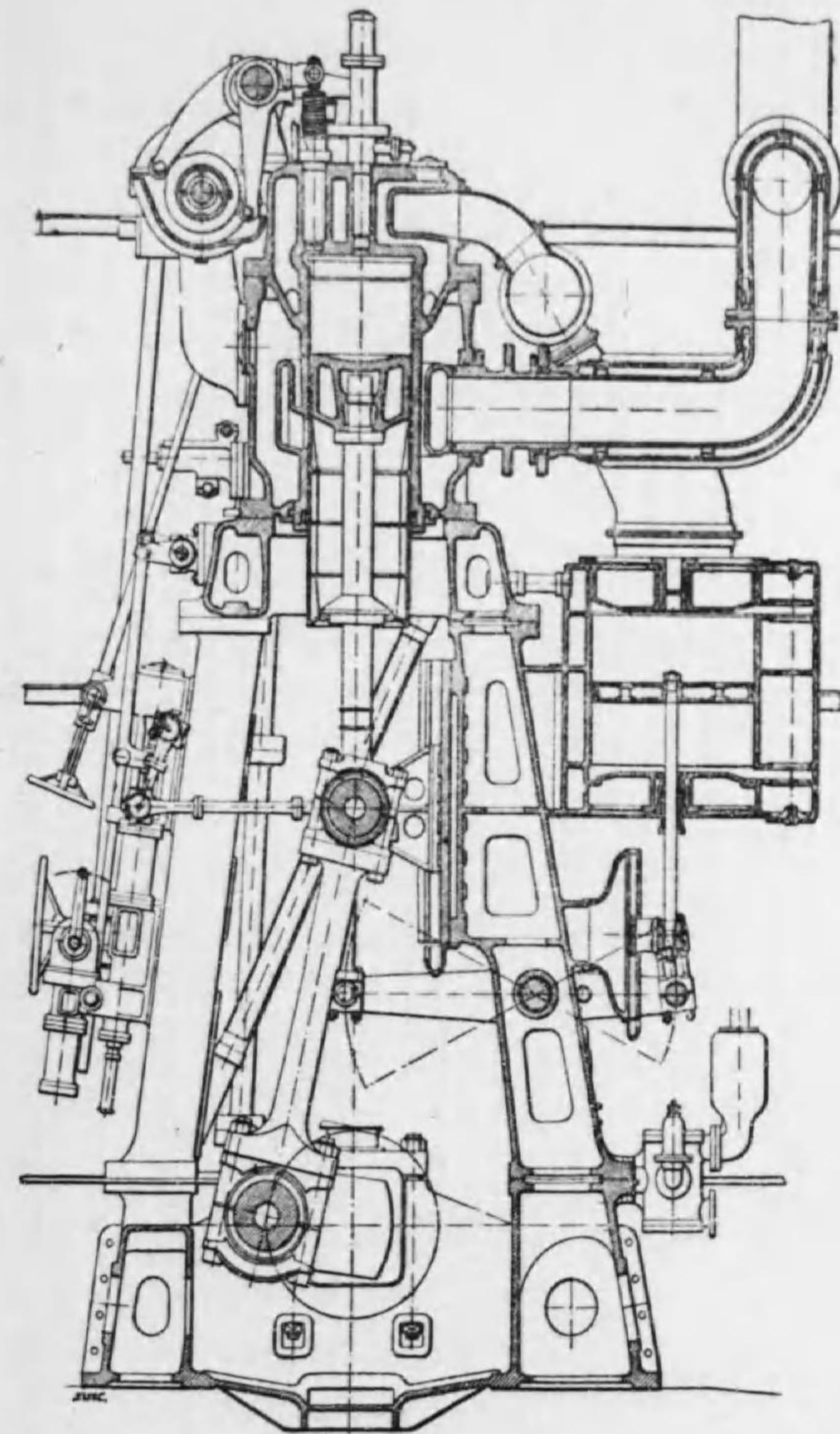
(原因す) 噴射の壓力を自動的に減ず。

本エンジンの燃料消費量は圖に示さるゝ如く總てのポンプ類を運轉し全負荷馬力にて一實馬力時當り 0.46 封度なり。而して重量は附屬品を省き 55 噸にして、諸管類、空氣貯藏罐、消音器等を算入する時は 77 噸に達し、飛輪のみにも 9 噸に及ぶ。

第百二十七圖は二サイクル型六百實馬力潜航艇用エンジンを示す。

第百二十八圖 *S* はサグモートルと名付けられたる仕掛なり。上部が壓縮彈條にて押さる小型ピストンを有するシリンダーは氣管 *V* によりて空氣壓縮機低壓シリンダー *I* と通ず。(壓力の強きを欲する場合には中壓シリンダーへも通じ得) 此の小ピストン面に加はる空氣壓は容易に機構を動かし得。同圖に於て調速機 *r* によりて支持せらるゝピストン、ヴァルブ *d* が圖示の位置より下がる時は低壓シリンダー内に吸入るゝ空氣が壞れ、因つて空氣壓縮機の作る壓縮空氣の壓力減ず。斯様にして負荷馬力減じて回轉速度高まるや(輕負荷

第三 クルップ型 ディーゼルエンジン



第百二十九圖

獨逸國クルップ合名會社 Messrs. Krupp は四サイクル型、二サイクル型種々の型式のディーゼルエンジンを作るが、其の内二サイクル型にて六聯筒、1,000 乃至 2,500 實馬力のものを製造す。第百二十九圖は其の要部の縦斷面を示す。

シリンダーは三倍宛聯立し之に一個のスカベンジングポンプ(換氣ポンプ)を附屬する六聯筒なれば換氣ポンプは二個あり。復動式にしてピストン、ロッド、クロスヘッド、ロッキングレジャー、二個のリンク等によりエンジンのクロスヘッドによりて被動せらる。

始動、噴油、逆轉用に用ゐる壓縮空氣製造用空氣壓縮機は本エンジンと獨立す。故に本エ



エンジンにはスカベンジング・ポンプのみ附属す。シリンダー内の廢氣と空氣との換氣は次の如し、シリンダー・カバー中央噴射器の兩側(圖に於ては紙面の前後にあるにより之を示さず)に同大の空氣ヴァルブ二個あり。ピストン下降して排氣口表はるゝや廢氣は排氣管を通じて逸出す。此の際上者の二個の空氣ヴァルブ開き壓縮空氣はシリンダー内に入りて廢氣を放ひ出して廢氣と換氣せらるゝなり。ピストン上昇し始め排氣口を閉づるや空氣ヴァルブも亦閉づ。ピストンは自由膨脹を爲し得る様外筒と別に鑄造せられ、其の水筒部も充分廣し。フレームは鑄鐵製箱型のA型にして之に取付くクロス・ヘッド摺動片は水冷却せらる。ピストンも水冷却式にして直徑に比して衝程長し。エンジンの大さ及び船の速力如何によりて變化するが本型エンジンは一分間當り回轉數 100 乃至 100 なりと云ふ。

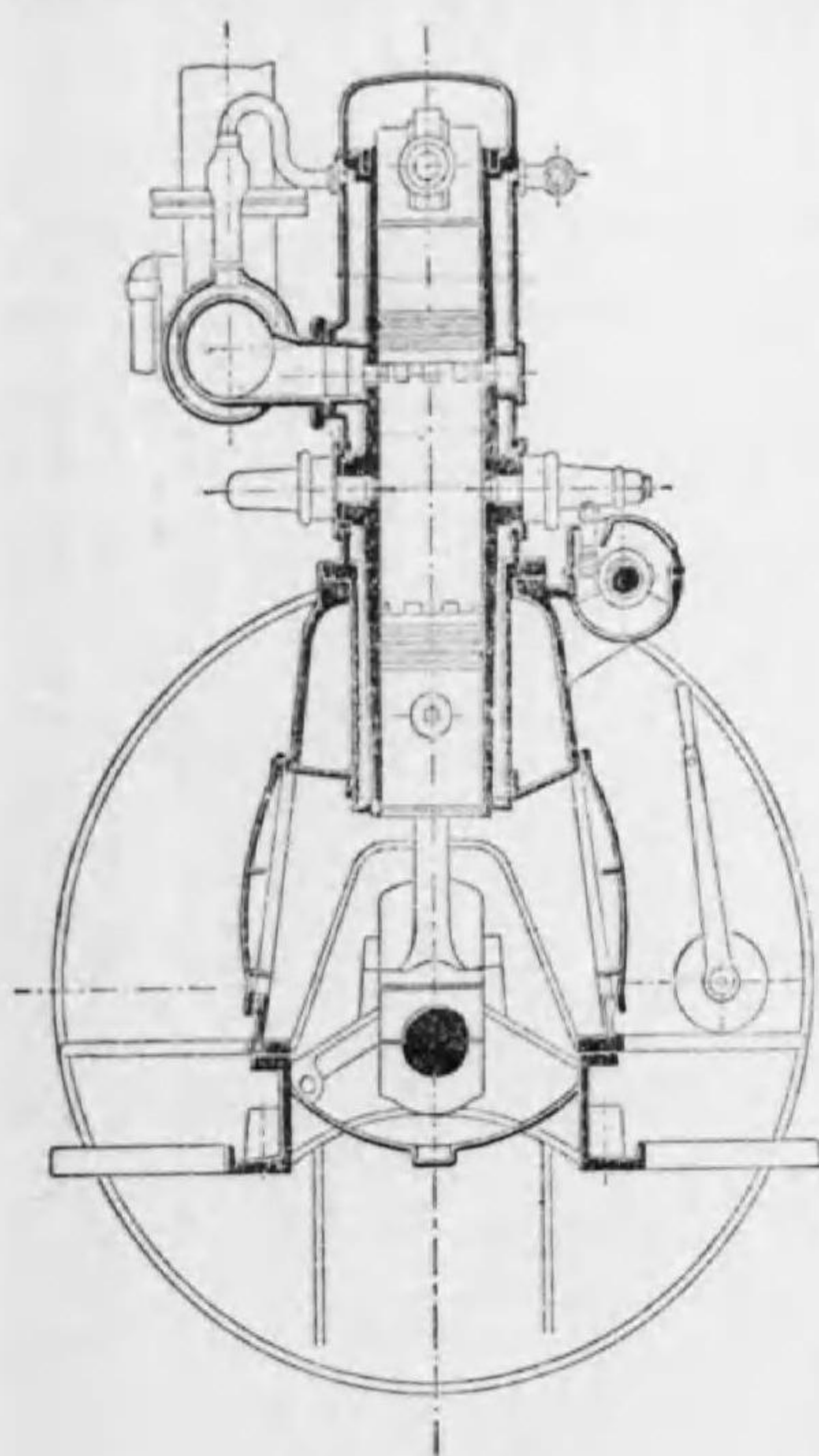
逆轉装置は他のエンジンと大差を見ず。即ち水平のカム軸には噴射、始動、給氣に關する正轉用と逆轉用の一對のカムが取付けられ、カム軸を水平に移動する事によりて或は正轉用カム或は逆轉用カムが作用す。此の水平カム軸の運動は手動によるか又は小型壓縮空氣ピストンによりて行はる。即ち逆轉せんと欲せば(第一)ヴァルブ開閉用レヴァーの偏心小軸を廻はして正轉に於ける總べてのヴァルブを上げて作用なからしめ(外づす事)且つ同時に逆轉用始動カムのレヴァーだけ作用する様にし、然る後ちカム軸を水平に動かして逆轉用カムの作用する様にす。(第二)壓縮空氣を各シリンダーに供給す。依てピストンは運動して逆回轉始まる。(第三)數回轉の後始動ヴァルブ・レヴァーを外づして噴射器用レヴァー及び空氣ヴァルブ用レヴァーを掛ける様にヴァルブ開閉用偏心小軸を逆廻はしす。然る時は逆轉の運轉始まる。全速度正回轉より全速度逆回轉に變ずるには約 12 秒を要すと云ふ。

本型エンジンは一實馬力當り 250 封度にして、全負荷馬力に於て一實馬力時當り重油 0.44 封度を要す。但しスカベンジング・ポンプ附属するが他の空氣壓縮機を含まず。

#### 第四 ユンケルス型 デーゼル・エンジン

獨人ユンケルス教授 Prof. Junkers は一氣筒當り馬力増大の目的に加ふるに運動の平衡と熱効率増大を伴ふ内燃機關を發明せり。之を大型瓦斯エンジンに應用せしが、デーゼル・エンジンにも應用して頗る好結果を示し將來有望のエンジンたり。

第三百十及第三百十一圖に示さるゝ如く本エンジンはシリンダー・カバーを有せず、上下に相向ふピストンが一シリンダー内に運動す、而してクランク及コンネクティング・ロッドの構造より知らるゝ如く上下兩ピストンは同時に相向ひて或は近より或は遠ざかる。第三百十圖及第三百十一圖左側ピストンの一對は夫々第二死點にありて給氣及排氣兩口開き。



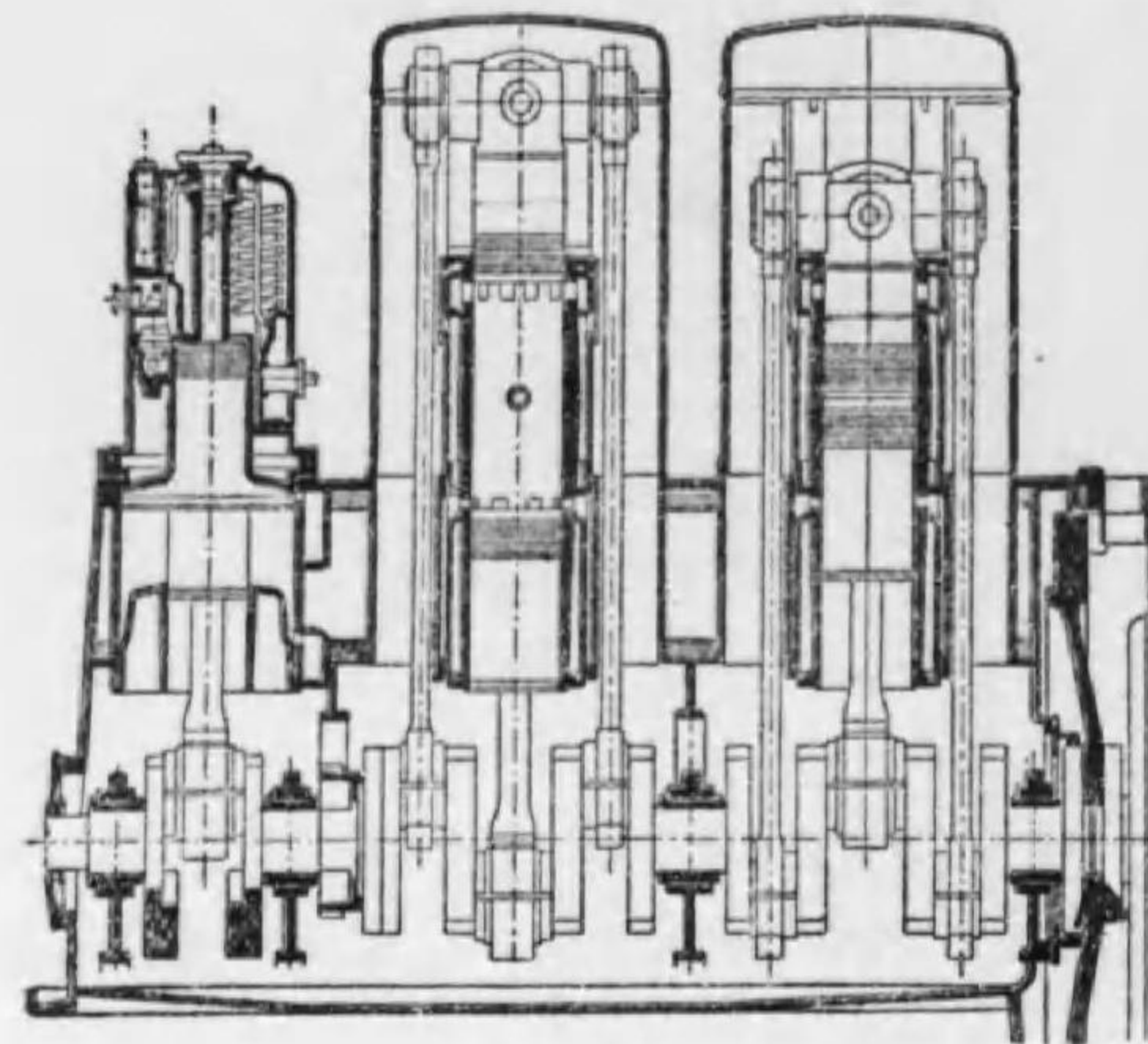
第三百十圖

第三百十一圖右側ピストンの一對は第一死點にありて壓縮の極にあり。

シリンダー内の換氣作用は第三百十一圖左側空氣壓縮機の下層複動ピストンにて作らるゝ每平方吋二封度壓の壓縮空氣に因る。但し此のピストンと同軸に二段式空氣壓縮機あり。此の低壓縮空氣を貯ふる室はクランク室上部なり。

噴射器は水平にエンジン・シリンダー中央傍面に取付けられ水平なるカム軸その開閉を爲す。即ち兩ピストンのクランク間へ向け噴油するなり。其の運動はクランク軸よりし、堅軸を中繼としてスクルー・ギヤーに因る。調速機はカム軸端にありて給油ポンプの有効衝程長を加減する事によりて給油量を調節す。

本エンジンは各運動部分の注油に特別の注意を爲し、且つ上部運動部分はシリンダーと覆蓋とを以て密閉し注油の効力を一層有効ならしむ。



第百三十一圖

始動 ヴァルブは第百三十圖に示す如く噴射器に相向ふて取付けらる。  
 大型のピストンは水冷却を爲し、稍や小なるは油冷却を爲す。  
 本エンジンは前にも述べし如く、普通二サイクル型に比し一氣筒當り馬力を（シリンダー内徑同一なれば）約二倍大と爲し得ると、運動の平衡の容易なる爲め運動に伴ひて生ずる震動等を減じ得ると、カバー無きにより之れより生ずる故障を全く消去し得ると並びにカバーに傳達し去る熱量を利用し得ると等の便利あり。又必要によりはシリンダー上にシリンダーを取付け此の内を上下動する一組の上下ピストンを夫々下部シリンダーの上下ピストンと連結する事によりて串型式に同一クランクに對して二倍大の馬力を出し得らるゝにより容積小にして大馬力なるを欲する船用エンジンの將來は此の型に據るもの多きに至らんか。

本エンジンの缺點は高さ著しく増大するにあり。

始動 ヴァルブは第百三十圖に示す如く噴射器に相向ふて取付けらる。

大型のピストンは水冷却を爲し、稍や小なるは油冷却を爲す。

本エンジンは前にも述べし如く、普通二サイクル型に比し一氣筒當り馬力を（シリンダー内徑同一なれば）約二倍大と爲し得ると、運動の平衡の容易なる爲め運動に伴ひて生ずる震動等を減じ得ると、カバー無きにより之れより生ずる故障を全く

### 第三章 自己逆轉機

小型船用ディーゼルエンジンは推進器逆轉機を推進器の螺旋軸とエンジンのクランク軸との間に供へて、エンジンが一方に廻轉するに當り、或は推進器をエンジンと同一方向に廻轉し以て船を前進せしめ或はエンジンと反對に廻轉せしめて以て船を後退せしむる等の作用を爲すが、此の外にフザリング・プロペラー（覆翅式推進器）あれども之れ小馬力のボート・エンジンに適しディーゼルエンジンには用ゐられず。<sup>\*</sup>大型のものはエンジン自身を逆方向に廻轉（之を逆轉と稱し之に對して前進回轉を正轉と稱す）し以て船を後退せしむる仕掛著しく發達し：現今にては安全に之を使用し得るに至れり。前述の推進機逆轉機の説明は著者の“石油エンジン”第三編船用石油エンジン第八章推進装置(245—257頁)に譲り本章には専らエンジン自身が逆轉する仕掛即ち自己逆轉機に付て述べんとす。

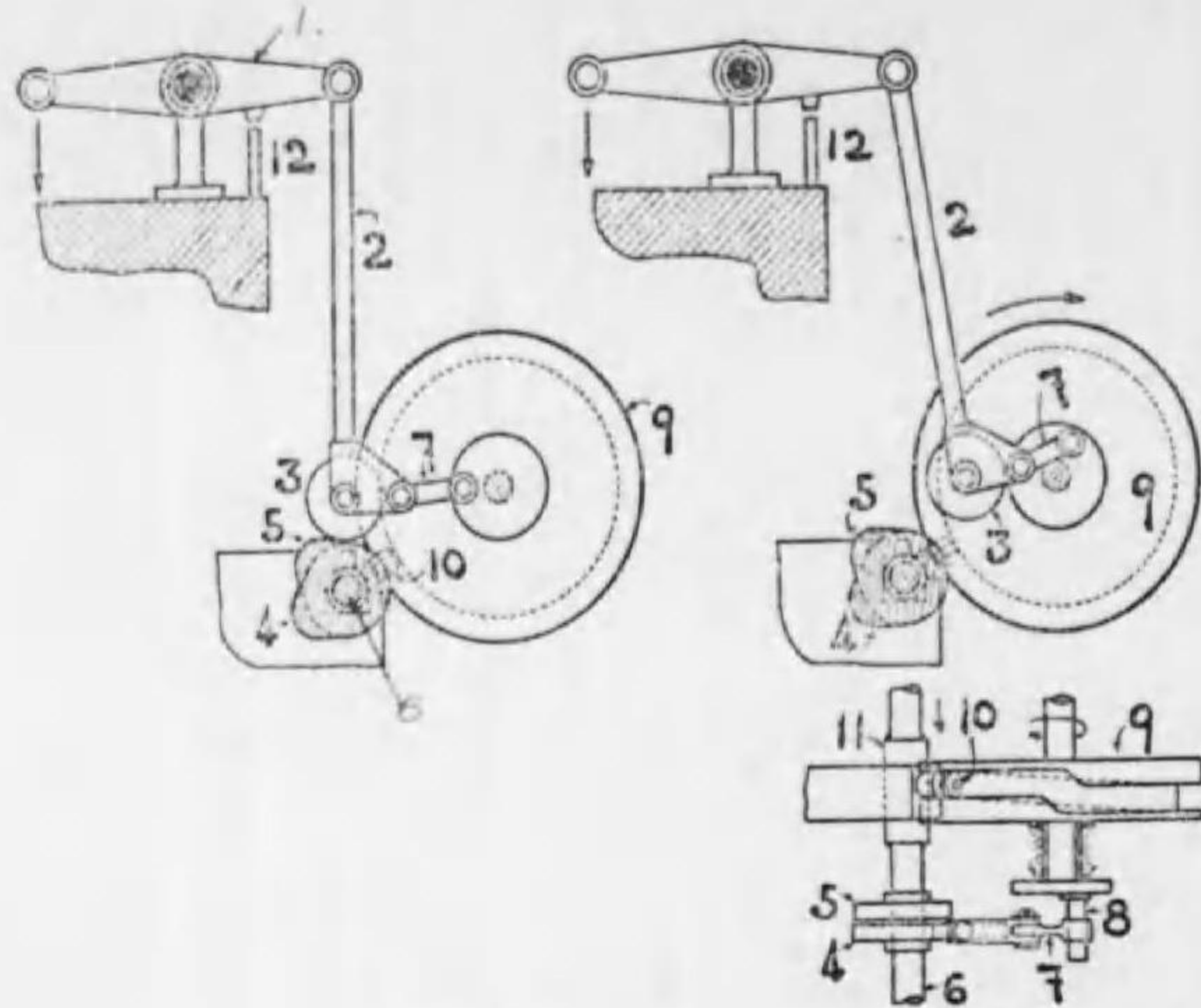
自己逆轉エンジンは船用に限り必要なり。一般に船用エンジンは三聯筒以上のシリンダーを有するにより逆轉に當りては、(第一)一把手の運動によりて其の中半數以上のシリンダーに壓縮空氣を送りて逆方向に廻轉せしめ之と同時に燃料噴射を中止す、(第二)本章に述ぶる自己逆轉機によりて逆轉するや否や壓縮空氣の送らざる残りのシリンダーに適當の時期の燃料噴射を爲してエンジンを自己回轉せしむ。(第三)一把手の運動により壓縮空氣を遮斷して燃料噴射を行ふ。之にて全く逆回轉を完結す。(此の説明は後頁に至りて更に詳し)。

逆回轉より正回轉に移すには前と同様にす、但し自己逆轉機は逆より正の位置に移す事が異なるのみ。

故に自己逆轉用エンジンの空氣壓縮機は充分大なる容量を有し、港の入口等にて屢々逆回轉を爲す場合にも壓縮空氣に不足する事あるべからず。

<sup>\*</sup> 大馬力のものにおいて覆翅式推進器は構造弱く(900 實馬力用のものさへ作られたる例無きに非ず)、又齒車仕掛にて動力を傳動する推進器逆轉機も強さ比較的減じて破損し易ければ、エンジンのクランク軸と受推軸承より出づる軸とを軸接ぎにて(主として摩擦接合子を用ゐる)接ぎ以て、自己逆轉装置によりてエンジン自身を逆轉することが簡單堅牢なる方法なり。加ふるに自己逆轉エンジンは比較的に形骸小にして輕き利あり。

## 第一 四サイクル型 エンジン用 自己逆轉機



第百四十一圖

第百四十一圖は四サイクル型に用ゐらるゝ自己逆轉機を示す。1はヴァルブを開くレヴァーなり、正轉に於てはカム軸6のカム4、ローラー3、プッシュロッド2が其の運動を司どる。軸承11はカム軸6の左右の鑿によりて軸に對して軸の方向に動くを許さず。此の軸承11は角形にてフレームに對し摺動し得べく、而して之れより突起せるピンに組むローラー10は凹溝カム9と組む。カム9の軸端にはエキセントリックピン8あり、リンク7はローラー3の軸承部を連結す。カム4は正轉用、カム5は逆轉用なり。エンジンを逆轉せんには第百四十一圖に示す位置より約百二十度矢示の方向にカム9を廻す。然る時は右圖に示すが如くローラー3は先づカム4より全く外れ、次にカム5はカム4の方に移り、次いでローラー3はカム5と組むに至る。即ち正轉の位置より約120度廻す事によりてローラー3を正轉用カム4より外づして逆轉用カム5に掛け得。

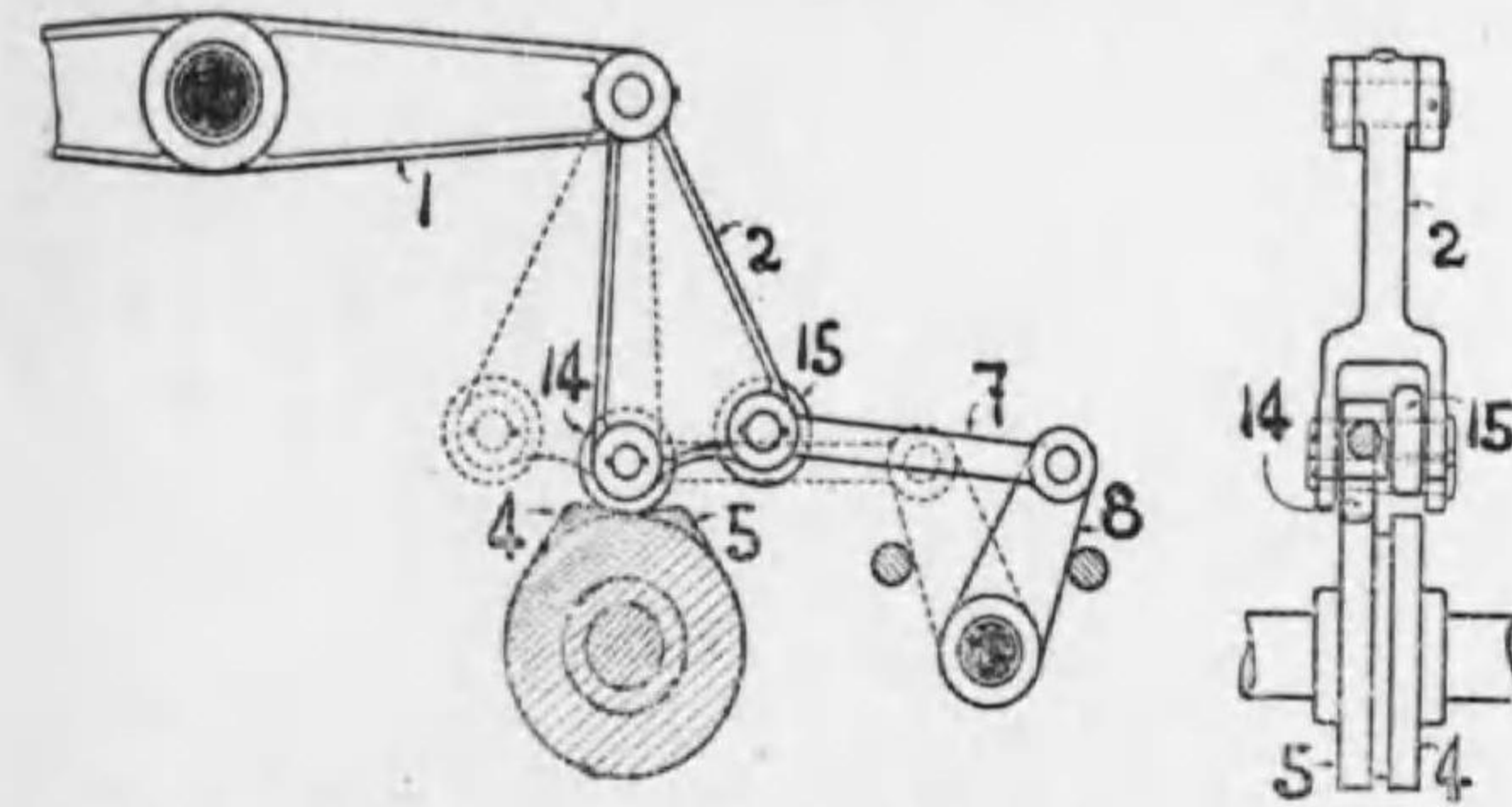
逆轉より正轉に戻すには前と反對にカム軸9を廻して第百四十一圖の位置たらしむるにあり。

本機構は二サイクル型にも用ゐられ得。

或る設計にありては、ヴァルブレヴァー及ローラー3を上述べの如く其の位置に置き正轉用カム4と逆轉用カム5とが固着せるカム軸6を軸の方向に動かすに當りレヴァー附屬

\* バーマイスター・ラインエンジン Burmeister & Wain Engine (デンマルク國コペン・ハゲン市にあり)に使用のもの。

のローラーをレヴァーと共に上ぐる考案のものあり。即ち正轉より逆轉に變ぜんにはカム軸を軸の方向に動かして正轉用カムとローラーとを外づして逆轉用カムをローラーと組みしむるにあるが、此の運動はカムの任意の位置にて行はるゝが故にローラーが逆轉用カムの凸部に當りて移り得ざる事無からしむる爲めに、此際先づレヴァーの先端を其の觸るゝヴァルブ・ステムと共に押し下げてレヴァーの他端ローラーを上げ、次に其の下にカム軸を軸の方向に動かす仕組とす。レヴァー先端を押し下くるには手動用レヴァーにても可なるが第百四十四圖に示す如く壓縮空氣による時は頗る容易なりとす。



第百四十二圖

第百四十二圖は四サイクル型に用ゐらるゝ逆轉機を示す。1はヴァルブ開閉用レヴァーにして之に連結するプッシュロッド2には二個のローラー14,15を供へ、之が夫々カム軸に固定せる正轉用カム4、

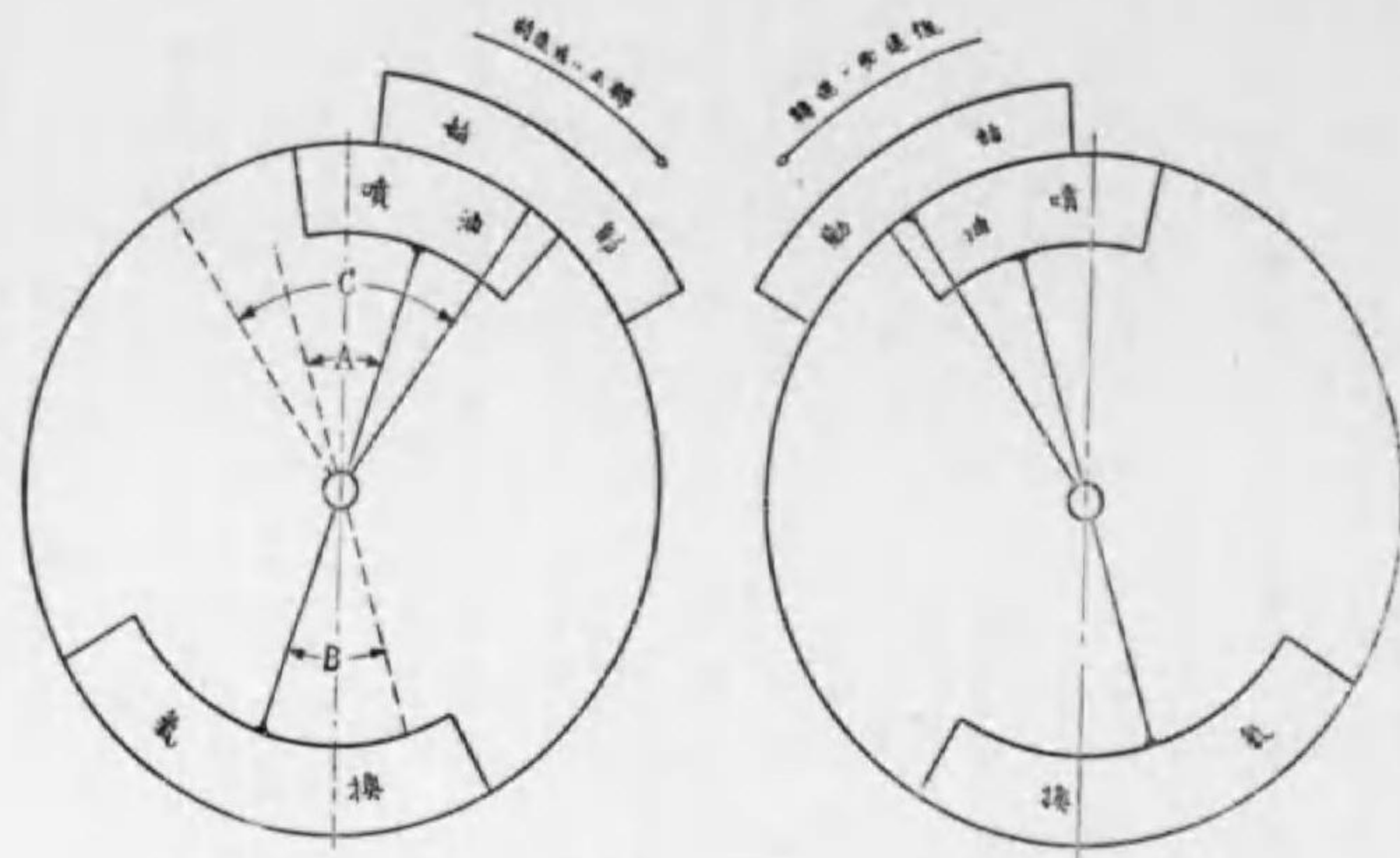
逆轉用カム5と組み得。圖示の如くカム4とローラー14とが組む場合は前進回轉即ち正轉なり。之を逆轉の位置に移さんにはロッカー8を左方に即ち點線圖の位置に移す、然る時は先づローラー14とカム4の組み合外づれ次にローラー15とカム5と組む。即ち正轉にはロッカー8を圖示の位置に、逆轉には點線の位置に移す。

## 第二 二サイクル型 エンジン用 自己逆轉機

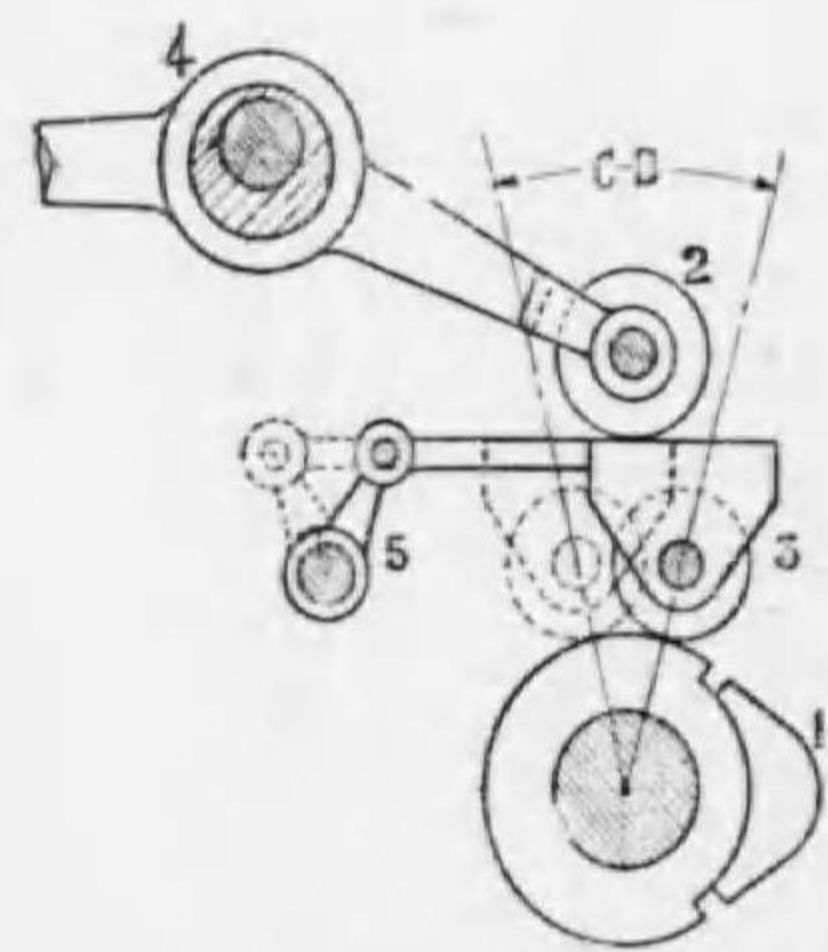
二サイクル型エンジンにありては、第百四十三圖に示す如く一回轉に於ける噴油・始動用壓縮空氣噴き入、換氣の各期間は正轉に於ては左圖、逆轉に於ては右圖に示すが如し。故に正轉を逆轉に變化せんには、第百四十三圖に於て噴油、換氣、始動の各カムを夫々A,B,C角度だけ同じ方向(圖に於ては左圖)に\*廻はせば可なり。

\* カムが對稱に作らるゝ時は正逆回轉何れも全然同一なるが、カムが對稱ならざる場合は全く同一なりと言ふ能わざるも逆轉用として同一カムを用ゐる甚だしき不利を見ず。一般に逆轉時間は正轉に比して長からざればなり。

或る種の舊式設計にありては、 $A = B = 30^\circ$  乃至  $35^\circ$  とするによりカム軸を  $B$  角度だけ廻せば噴油及換氣用カムを夫々正轉より逆轉の位置に換置せらるゝ事となりて頗る簡易なり。之に對して始動用カムを更に  $C-B$  角度だけ同方向に廻はさる可からず。



第百四十三圖



第百四十四圖

第百四十四圖に示す如き仕組は其の一例なり。即ち正轉に於て實線圖の位置にありしローラー 3 を  $C-B$  だけ點線圖の位置に移す。又第百四十二圖に於て單にローラー 14 を適當の角度に振る事によりて正轉より逆轉の位置に移し得べき事を知らん。新式設計に見るが如く、角  $A$  が角  $B$  に等しからずして之より小なる場合は、先づカム軸を角  $B$  だけ廻轉して然る後、上述の仕掛によりて噴油カムを角  $B-A$  だけ戻し、始動用カムを角  $C-B$  だけ進める。

或る種の設計にありては逆轉装置の頗る簡單なるを

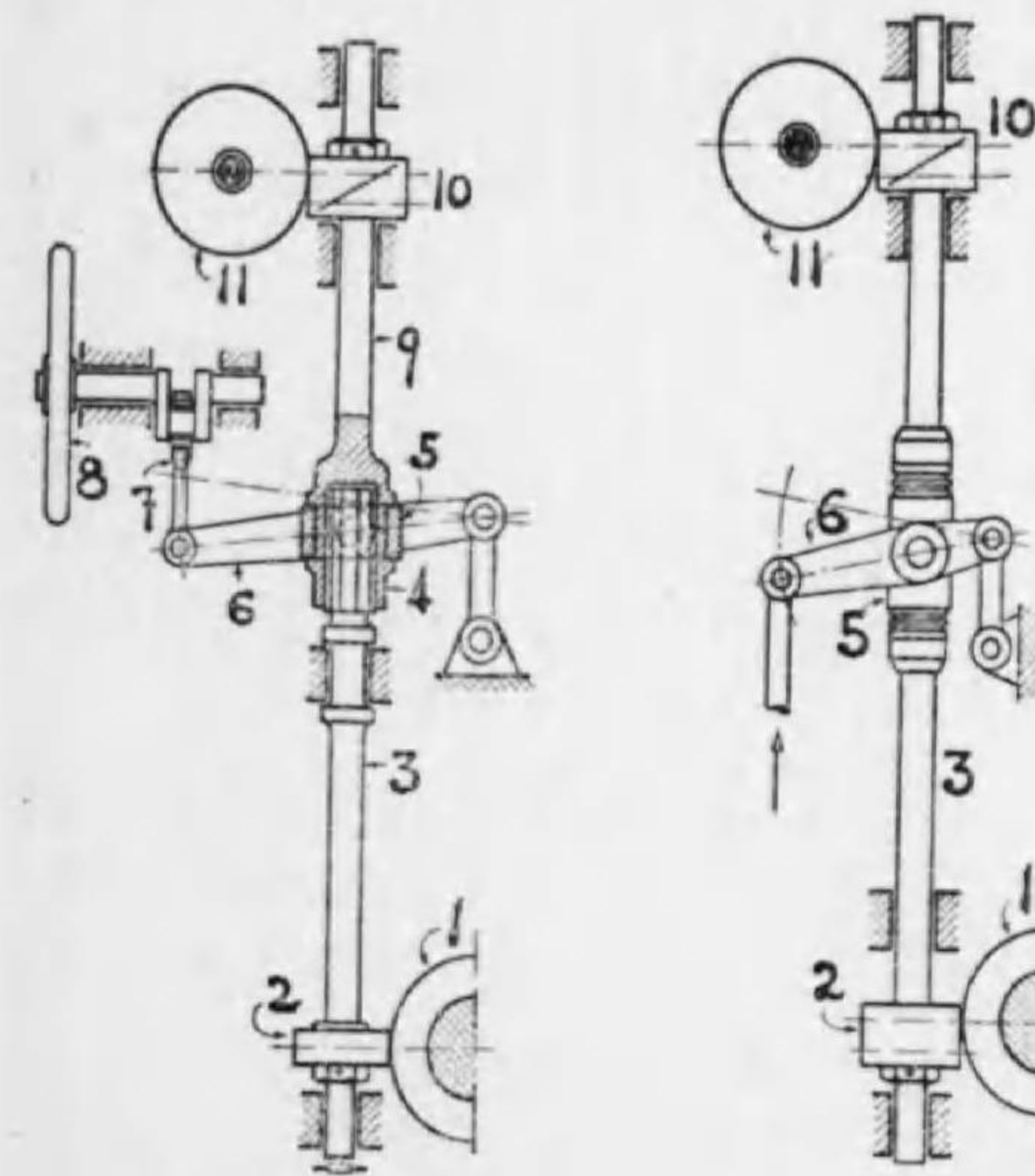
欲する爲めに單にハンドルの一舉動にてカム軸を廻はし以て噴油、換氣、始動用各カムを正轉より逆轉の位置に換ゆるものあり。獨國ケルチング Kœrting 會社潜航艇用二サイクル型ディーゼルエンジンの如きは其の一例にして  $A = B = C = 43^\circ$  とせり。然し乍ら此の方法によれば始動用カムは死點前に開く様にせざるべからざるを以て逆轉に當り空氣の入り始め早きに失して始動を過つ事あれば、先づカム軸を  $43^\circ$  以上に廻はして逆轉が二三回行はるゝやカム軸を  $43^\circ$  廻はしたる位置に戻すが如き方法を探らざる可からず。

以上は逆轉の原理を示したるものにして、正轉より逆轉に轉せんには次ぎの順序を探る事を六聯筒エンジンに付て説かん：—

(1) 正轉の運轉中止。(2) 逆轉機によりて噴油、換氣、始動の各カムを逆轉の位置に移す。(3) 六氣筒に始動用壓縮空氣を供給す。(4) 三氣筒 2, 4, 6 番に始動用壓縮空氣を、残りの三氣筒に噴油す、或は三氣筒 1, 3, 5 番に始動用壓縮空氣を、残りの三氣筒に噴油す。(5) 六氣筒悉く噴油して運轉状態にす、(6) 或は三氣筒だけ運轉状態に、残りの三氣筒は遊動の状態に置く。(之れ逆轉の際は船の後退なるが故に前進の如き速き速度を要せず。加ふるに各氣筒甚だしき輕荷なれば運轉状態の工合悪しき理由により之に應ずる處置とす)。

カム軸の角度を變化する仕掛の例として其の二三を示さん。

第百四十五圖に於て 11 はカム軸のスクリー歯車にして之に側軸 3 のスクリー歯車 10 が組む。兩者は軸と斜交せる齒を有するにより齒車 10 を圖示の位置より上ぐる時はクランク軸 1 に對して齒車 11 が  $A$  角度だけ廻されたる事となる。即ち縦軸 3 は一定の位置にて廻轉し、之と差込接手を爲す軸 9 は其の下端のクビレ (軸頭) 4 をリング (輪) 5 が握り、リング 5 より突起せるピンはレグ 6 に差込まるゝにより、ハンドル 8 を半廻轉せば軸 9 と齒輪 10 は



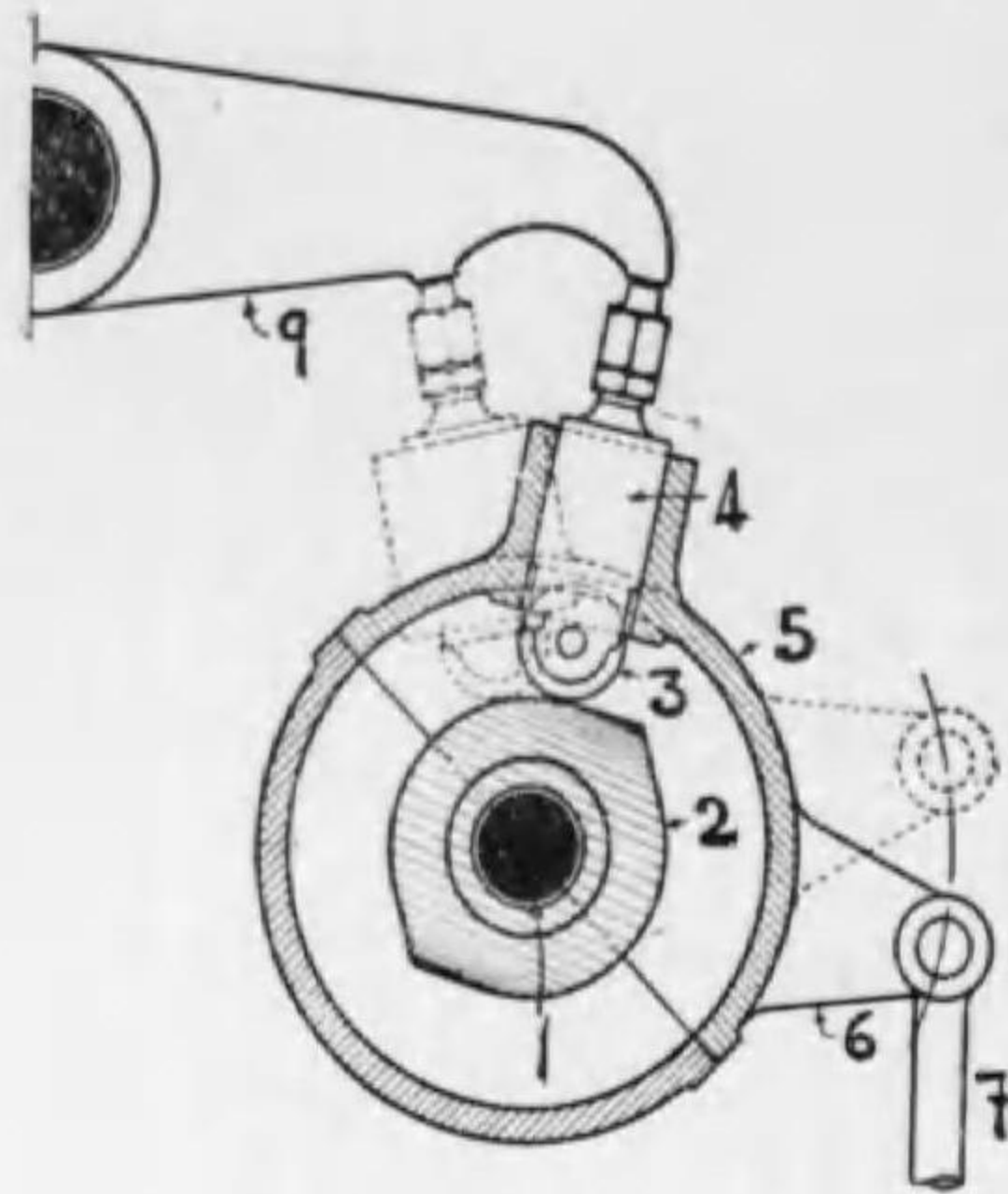
第百四十五圖

第百四十六圖

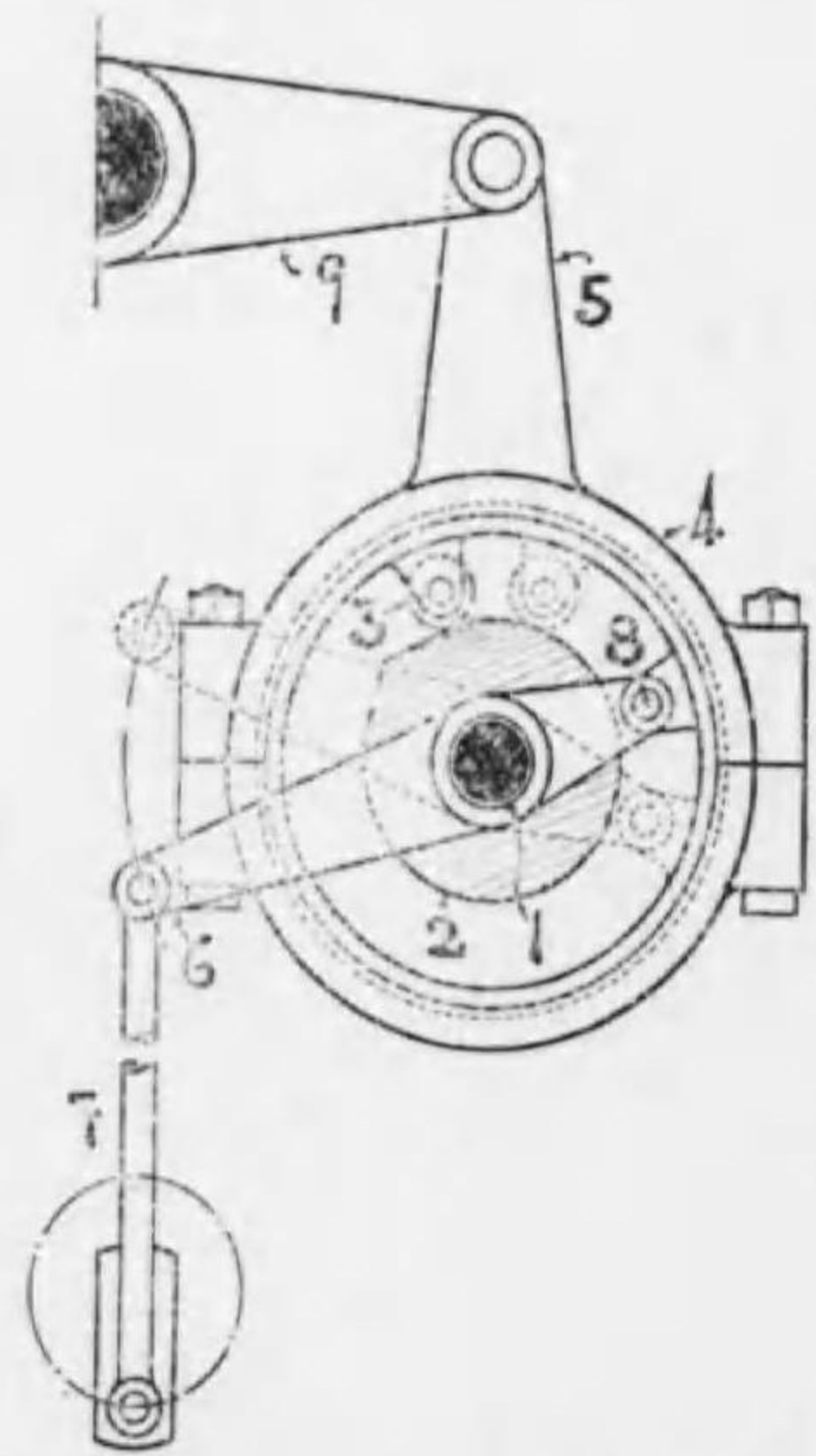
上りて結局齒車 11 が齒車 1 に對して關係的に所要の\*角度だけ廻されたる事となる。

第百四十六圖は第百四十五圖と同一の目的の爲めに異なる機構を用ゐたる例なり。之に據れば軸 3 に取附く齒車 2, 10 は側軸 3 と共に上下動す、因つて結局クランク軸 1 に對してカム軸 11 は關係的に或る角度だけ廻る事となる。

\* エム. エー. エヌ型エンジンにては、第百四十五圖に於ける 8, 9 兩軸をドッグクラッチにて組ましめ且つ此のクラッチの齒間は互に  $30^\circ$  廻り得る様隙間を興ふる様にせり。



第百四十七圖



第百四十八圖

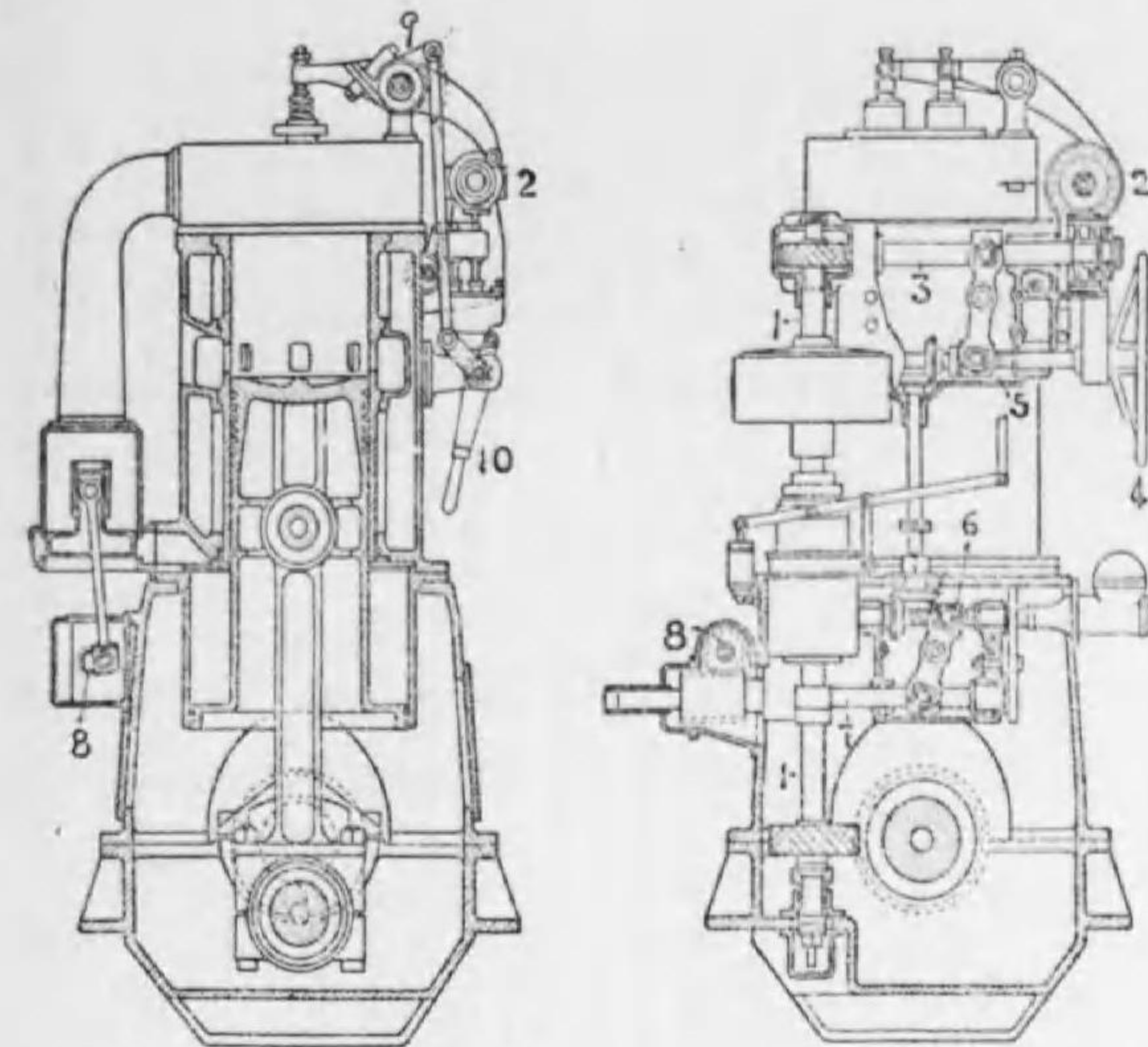
轉に移さんには 逆轉用ハンドル 8 を圖の位置に(左方)に押す、之によりて (1)。ヴァルブ

第百四十七圖に於ては、カム軸を或る角度だけ關係的に廻す事の代はりに、之に組むローラーの位置を變じ以て同様の目的に供ふ。即ち點線圖は前進回轉即ち正轉なるが、ローラー 3、プッシュ・ロッド 4 を支持するケーシング 5 を實線圖の位置に移す時はエンジンは逆轉す。此の場合逆轉の方が正轉よりもヴァルブの揚程(リフト)の減ずる事は本機構上免がれ能はざる弱點なり。此の弱點を除去する爲めに第百四十八圖の設計あり。即ち實線圖の位置にて正轉を爲すとし、クランク 7 を半廻轉してアーム 6、ローラー 3 を點線の位置に移す時は機構は逆轉の状態となる。

第百四十九圖はケルチング型船用ディーゼルエンジンの自己逆轉機を示す。圖に於て逆轉機のハンドル 4 を向つて左に廻せば螺旋對 5 は上部中移軸 3 を左に、又同時に螺旋對 6 は下部中移軸 7 を右に移す。之によりてサイド・シャフト 1 に對してカム軸 2 は所要の角度だけ廻はり、同時に換氣ポンプのピストン・ヴァルブを動かす小クランク軸 8 も亦所要の角だけ廻はる。

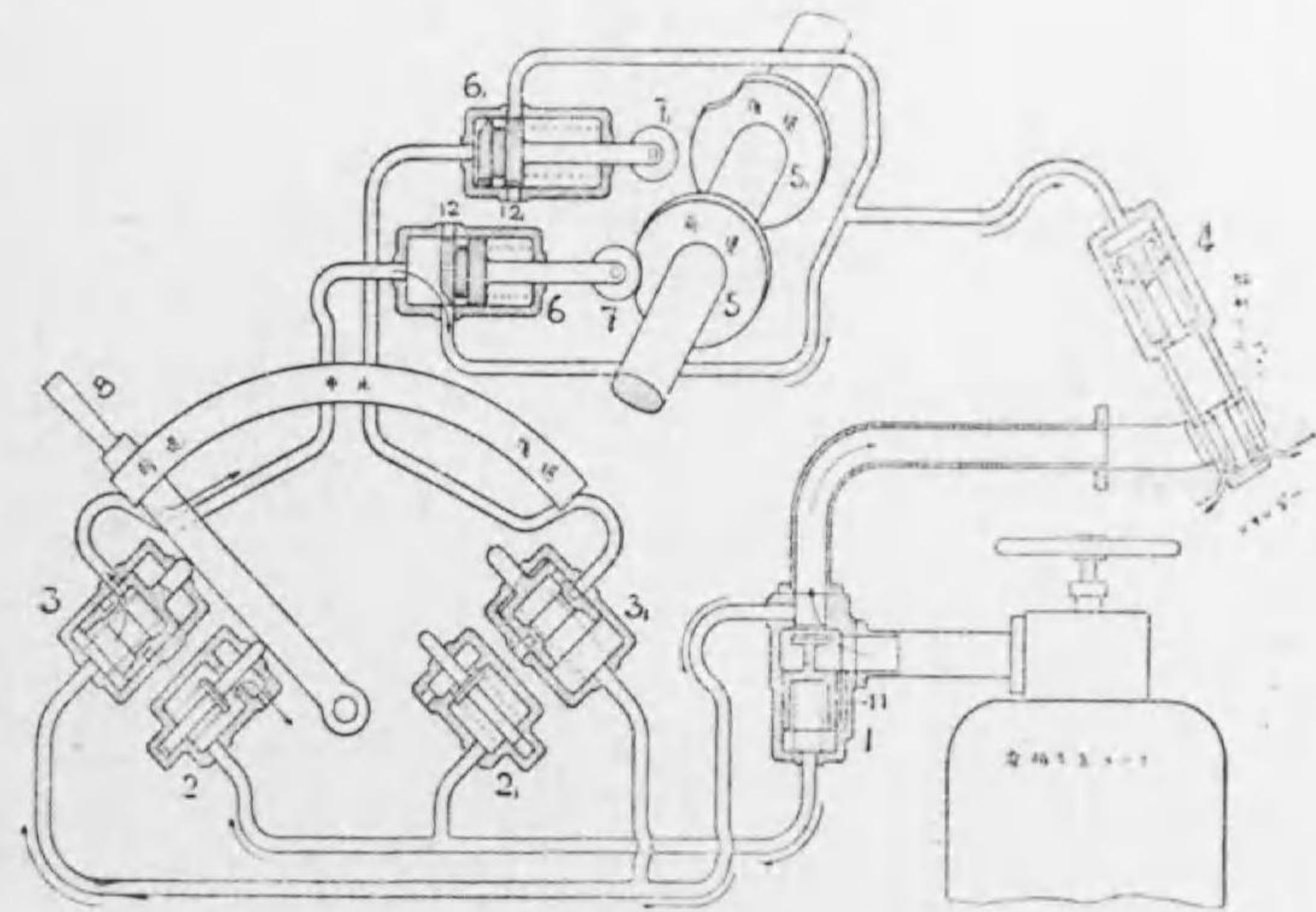
レヴァー 10 は噴油、始動、給氣等の諸ヴァルブを開閉するヴァルブ・レヴァーの偏心軸を適當の角だけ廻はし以て其の作用を制取す。

第百五十圖 エム・エー・エヌ 會社が船用ディーゼルエンジンに用ゐらる壓縮空氣利用始動ヴァルブの操縦方法の考案を示す。本圖は逆轉しつゝあるエンジンを正轉に移さんとする際の逆轉機ハンドル 8 の位置を示す。即ち 逆轉より正



第百四十九圖

1. サイド・シャフト(側軸)
2. カム軸
3. 上部の中移軸
4. 逆轉機のハンドル
- 5, 6. 螺旋對
7. 下部の中移軸
8. 換氣ポンプのピストン・ヴァルブを動かす軸
9. 諸ヴァルブ・レヴァーの偏心軸
10. 同上搖動用ハンドル



第百五十圖

2 は開きて空気が之より逃げ爲めに\*バランス・ヴァルブ(釣合瓣) 1 の下側の壓力減ずるにより此のヴァルブ1 開く。因つて壓縮空氣は始動ヴァルブのクラワン(瓣頭)裏に達するが強い壓縮バネは之を開かしめず。(2)。ピストン・ヴァルブ 3 を壓縮バネに抗して開くにより壓縮空氣は此のヴァルブを通過して6 に達す。(3)。シリンダーの内其の附屬のカム 5 が圖示の如く 6 のローラー 7 と組むもの限り(此の位置は其のシリンダー内のピストンが押し下げられんとする位置にあり)ピストン・ヴァルブ 6 開くを以て壓縮空氣は始動ヴァルブ背面に達し之を押すにより始動ヴァルブ開きピストンは壓縮空氣にて押し下げらる。(4)。ピストン下降するやカム 5 は廻はりて始めに壓縮空氣を遮断し次に孔 12 より始動ヴァルブ背面の壓縮空氣を逃がすにより始動ヴァルブは閉づ。

上述の組合が各シリンダーに施さるるにより各ピストンは夫々適當の時期に就て壓縮空氣を受けて押し下げらる。1, 2, 3, ……7, 等は逆轉用なれば上述の場合には作用せずして何れも閉づ。而して正轉より逆轉せんにはハンドル 8 を後退の位置に即ち右側に強く押す、此際上者の逆轉用ピストン・ヴァルブ作用す。

ハンドル 8 を中央即ち中央の位置に移す時は各ヴァルブ閉ぢ、始動ヴァルブも閉ぢ。

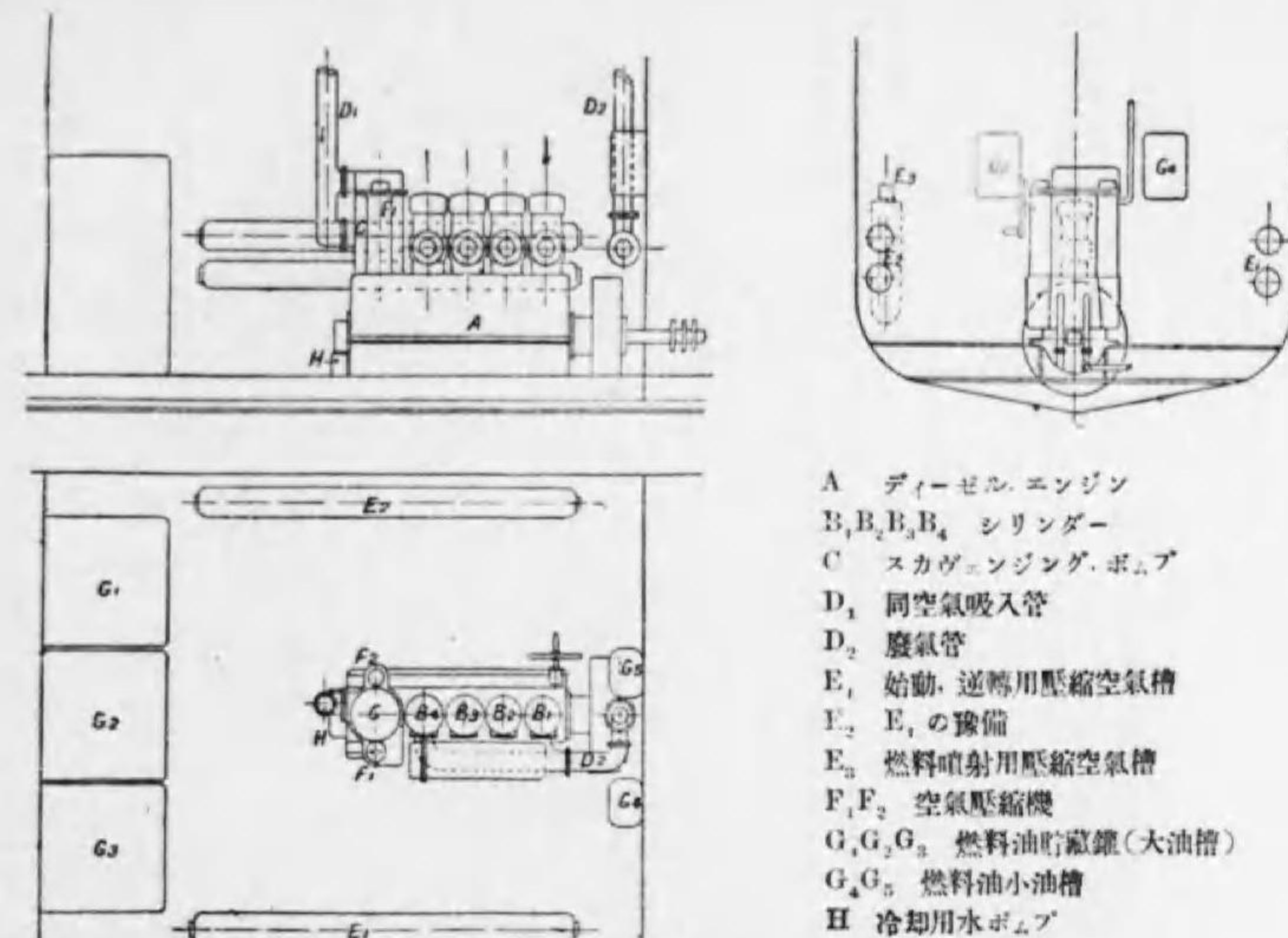
以上説明せる外にシリンダー底部に燃料噴射器の外何等のヴァルブをも有せざるニサイクル・エンジンにありては、アームが互に直角を爲す二個の空氣壓縮機をシリンダーと共に同一クランクに聯筋に取付け、平時は之を空氣壓縮用にし、逆轉の際には其の低壓ピストンに\*\*壓縮空氣を送りて二個の壓縮空氣エンジンたらしめ以てエンジンを逆方向に被動す、此の際燃料噴射器用カムを或る角度だけ廻はす。而してエンジンが逆方向に運轉し始むるや壓縮空氣の供給は絶たれ空氣壓縮機は平時の如く空氣壓縮作用を爲す。

\* 此のヴァルブは瓣室上端にピストン・ヴァルブありて2の開かざる時は徑路 11 によりて壓力はピストン・ヴァルブの兩面に加はりて平衡するが2の開くやピストン・ヴァルブ上面の空氣が逃げ 徑路 11 よりの空氣の補足不十分なるに起因して此部の壓力減ずるによりヴァルブ 1 は自動的に開く。

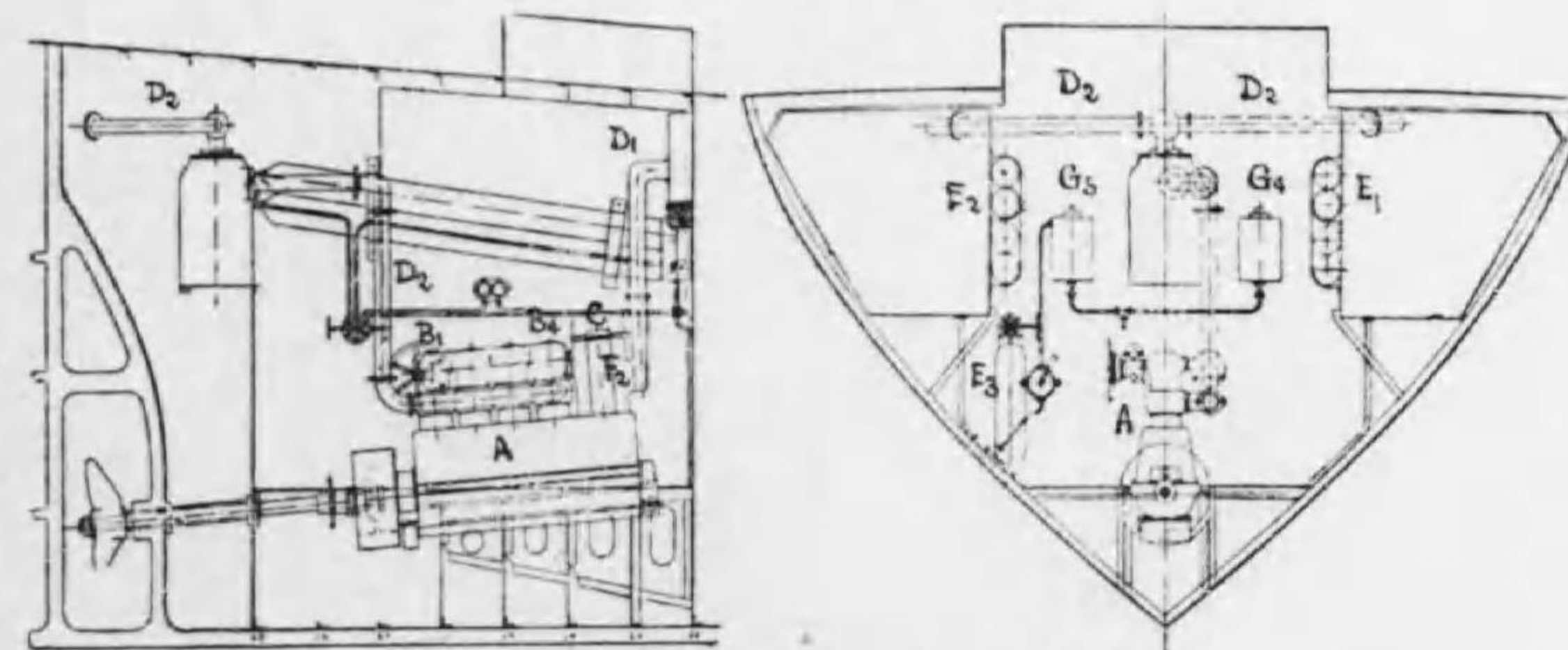
\*\*此の方式はヘッセルマン式 Hesselman system と稱せられ、ストックホルム市のボーラー・ディーゼル・エンジンは之の式に作らる、低壓ピストンは平時は一平方吋當り 2 乃至 2.9 封度なるが、壓縮エンジンたらしむべく壓縮空氣を送る場合には 70 封度の壓縮空氣を供給す。

## 第四章 ディーゼル・エンジンを据付けたる例

第五十一圖はブルザー型自己逆轉式ディーゼル・エンジンを小船に取付けたる略圖な



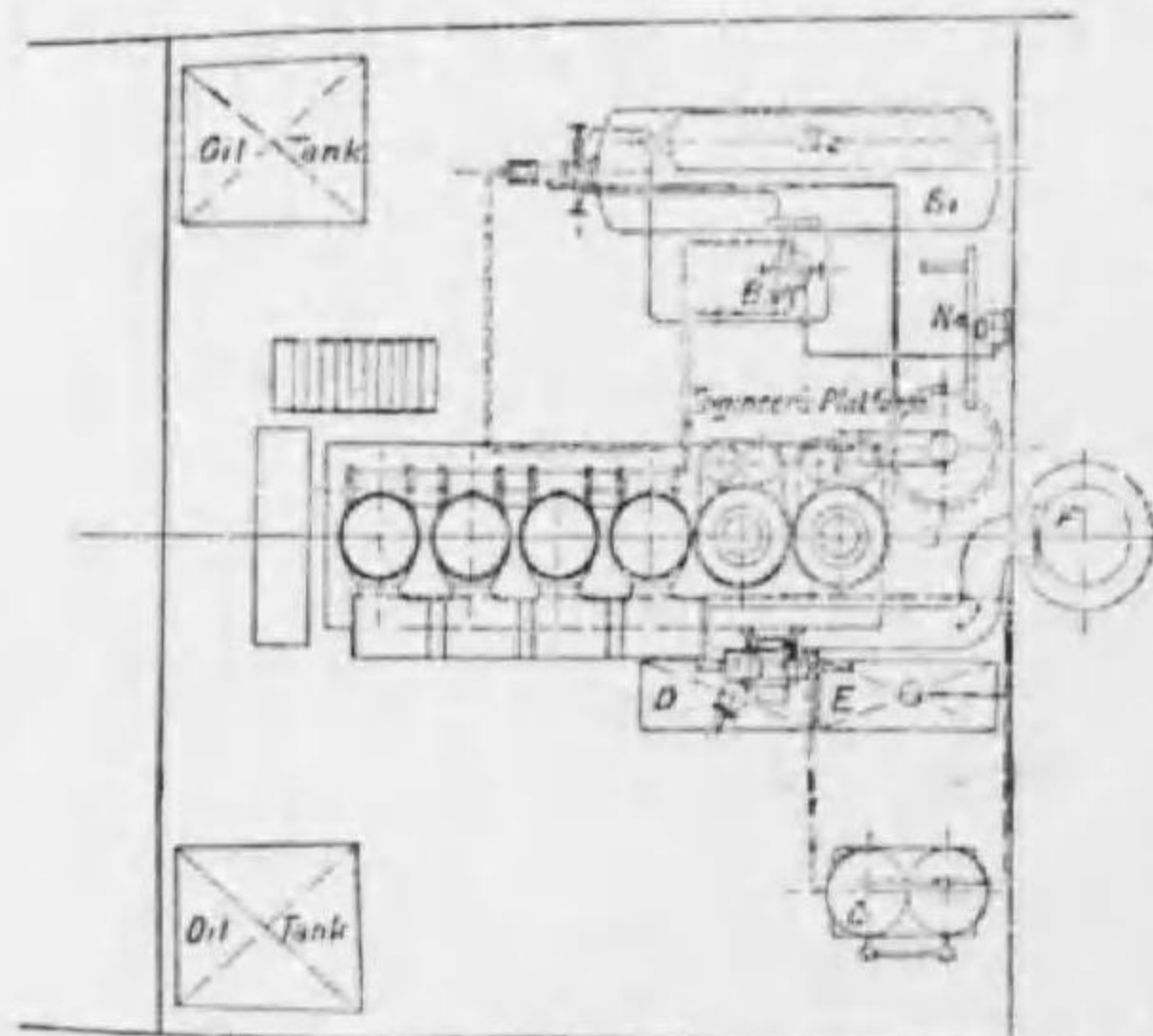
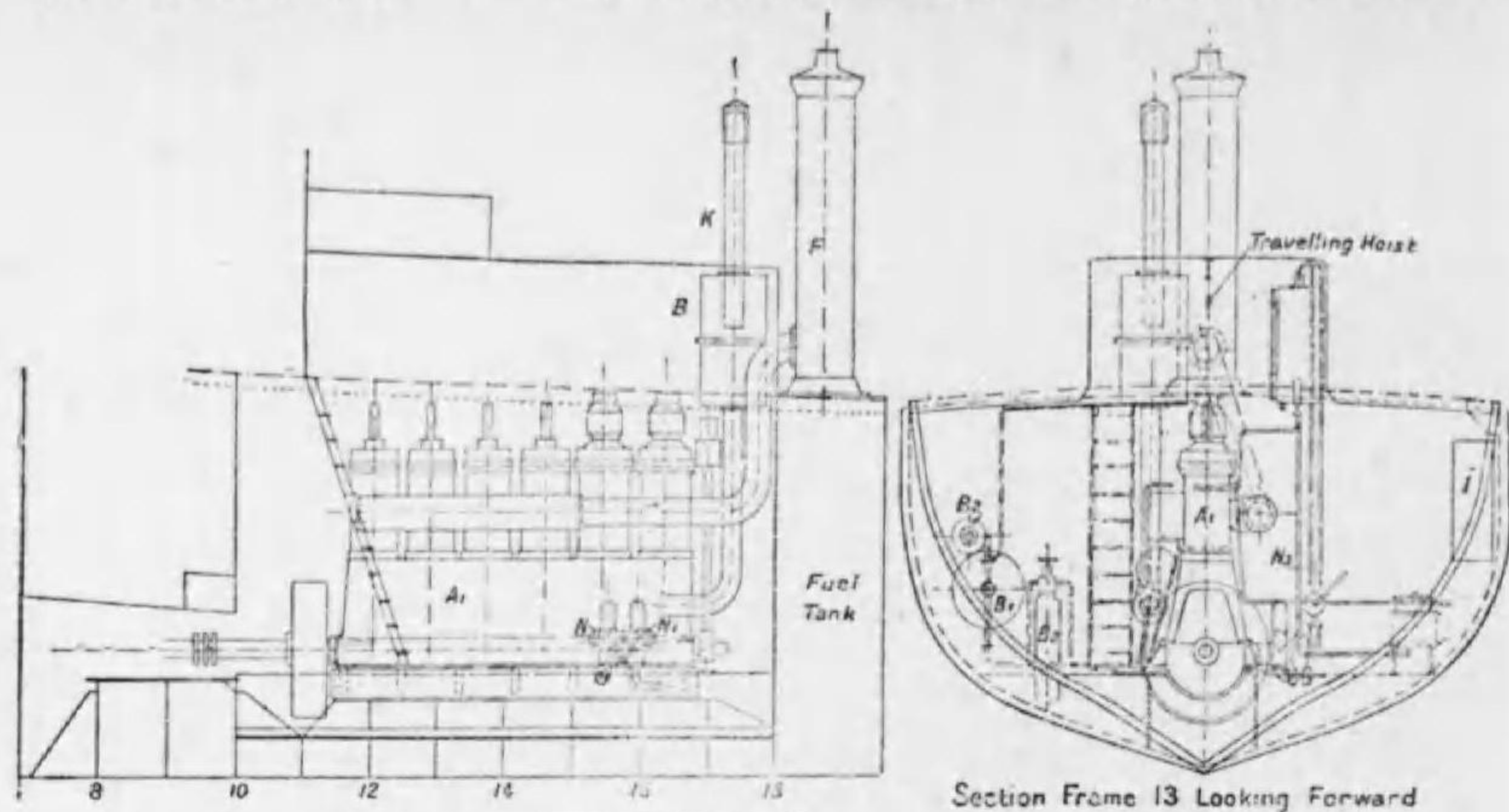
第 百 五 十 一 圖



第 百 五 十 二 圖

り。エンジンは推進器の螺旋軸と摩擦接合手（フリクション・クラッチ）によりて直結す。船尾に据付くるものにおいては廢氣管を船尾に出すもあり、 $E_1, E_2$  を船尾の隅に取付くもあり、大油罐を  $G, G_1$  の位置に据付くもありて一様ならず。

第百五十二圖は漁船にディーゼル・エンジンを据付けたる例を示す。エンジンは船尾室に据付けられ推進器とはエンジンが自己逆轉式なる爲め前圖の場合と同様摩擦接合手により

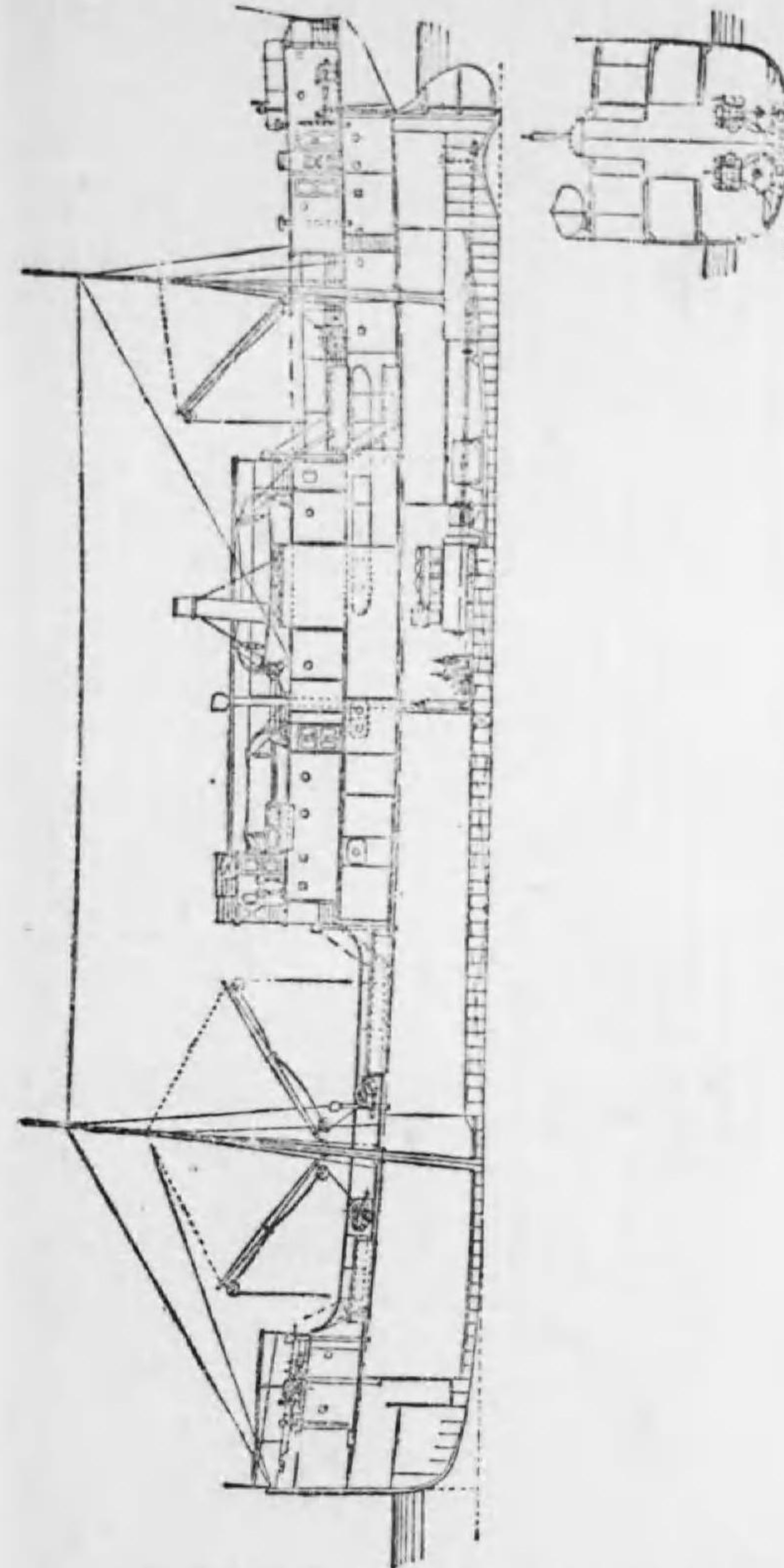


$A_1$  = Marine Polar Motor  
 $B$  = Air Suction Vessel  
 $B_1$  = Starting Air Receiver  
 $B_2$  = Spare " "  
 $B_3$  = Injection " "  
 $C$  = Fuel Oil Purifier  
 $D$  = Petroleum Receiver  
 $E$  = Fuel Oil  
 $F$  = Silencer  
 $I$  = Tool Chest  
 $K$  = Air Inlet Pipe  
 $L$  = Exhaust Pipe  
 $N$  = Cooling Water Pump  
 $N_1$  = Bilge Pump  
 $N_2$  = Oil Pump  
 $N_3$  = Hand Air Pump

第百五十三圖

- |                         |            |                          |
|-------------------------|------------|--------------------------|
| $A_1$ 船用ポーラー型ディーゼル・エンジン | $D$ 燈油小油槽  | $N$ 冷却水用ポンプ              |
| $B$ 空気吸入消音器             | $E$ 燃料油小油槽 | $N_1$ ビルジ・ポンプ（船底溜水汲出ポンプ） |
| $B_1$ 始動用壓縮空気槽          | $F$ 消音器    | $N_2$ 油汲揚用ポンプ            |
| $B_2$ 同備                | $I$ 器具箱    | $N_3$ 手動空気壓縮ポンプ          |
| $B_3$ 燃料噴射用壓縮空気槽        | $K$ 空気吸入管  |                          |
| $C$ 燃料油濾過器              | $L$ 廢氣管    |                          |

て接合せらる、同一部分には同一符號を符したれば前圖の説明によりて直ちに了解せらるべし。



べし。

第百五十三圖は四サイクル、四聯筒、二百實馬力、船用ポーラー型ディーゼル・エンジンを船に据付けたる略圖なり。其の附屬部の配置に關しては前例と大差を見ず、平面圖の左側兩隅に二個の燃料油大油槽を見ん。

圖  
百  
五  
十  
四

第百五十四圖は 1,000 噸の荷物兼客船に各 400 實馬力 ツルザー型ディーゼル・エンジンを二臺据附けたる例を示す。

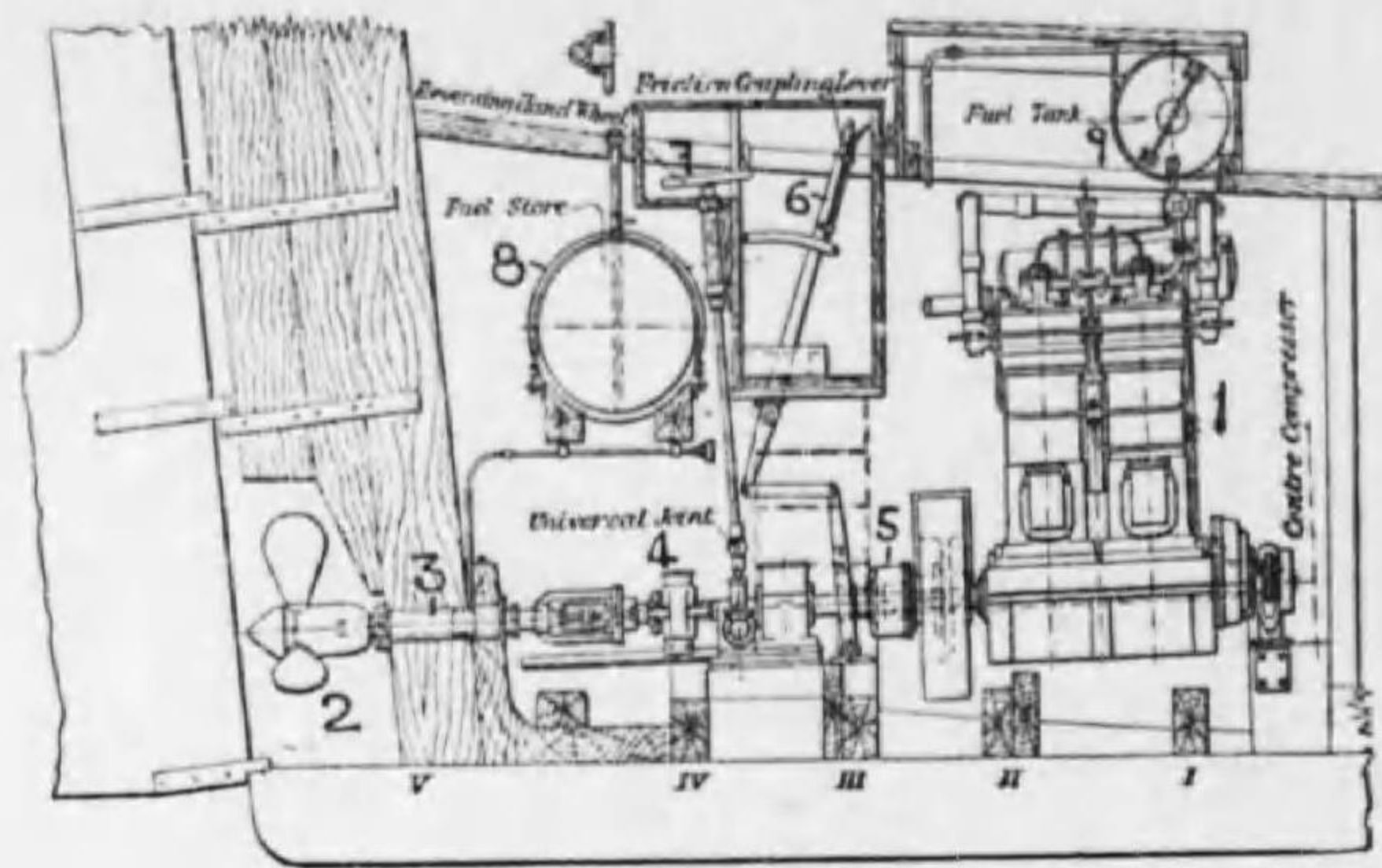
第百五十五圖はブロンズ型エンジンを木船に据付けたる例を示す。本圖の場合には二聯筒 24 實馬力にして正規回轉數一分間當り 340 回なり。エンジンの詳細に關しては本編第六章第一、ブロンズ・エンジンの説明に依るべし。本エンジンの重量に關する記録次の如し

- エンジン（フライ・ホイール及カップリングを除く）..... 4482 封度。  
 エンジン（フライ・ホイールを含む）..... 6535 封度。

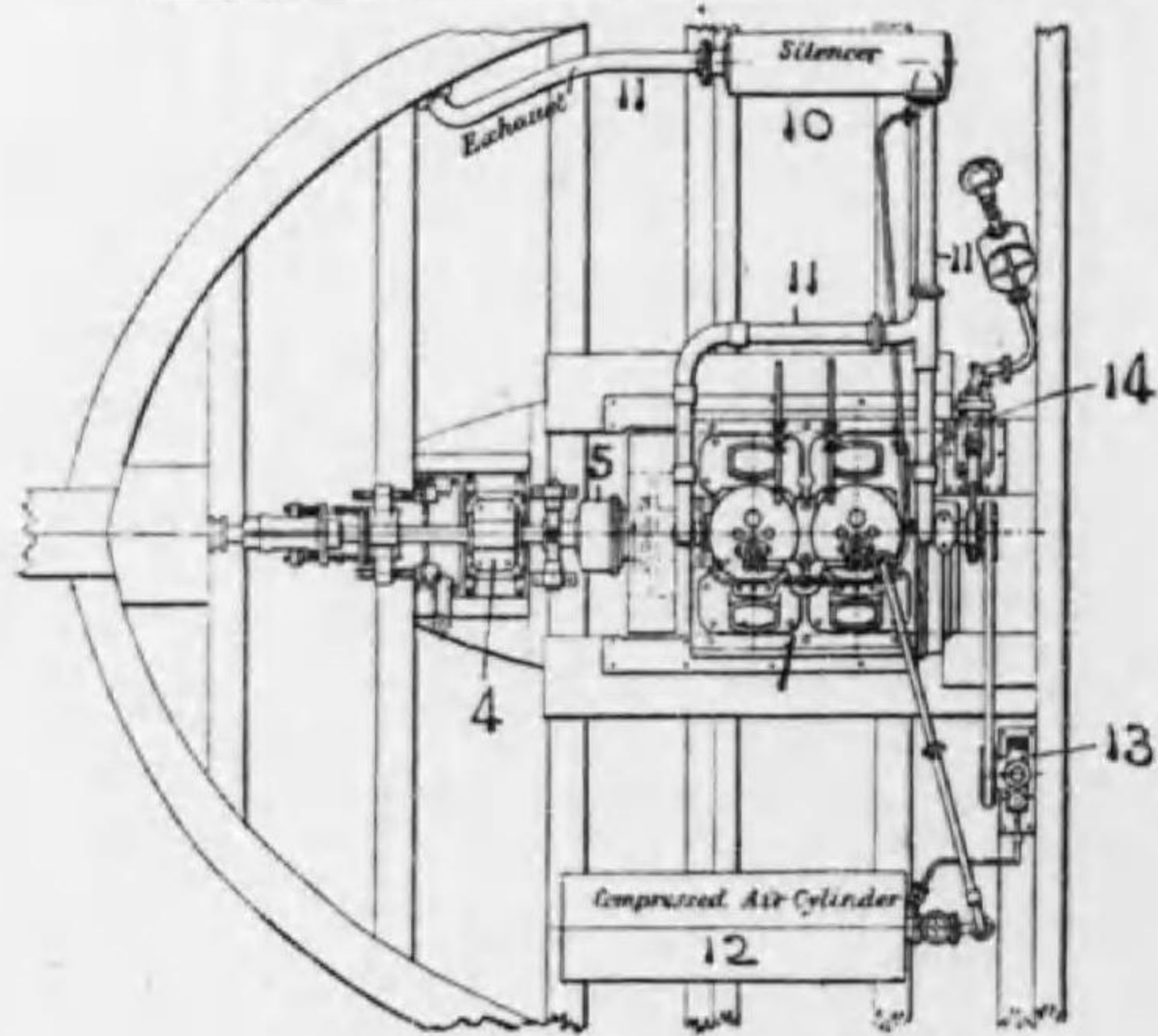
エンジン (フライ、ホキール、カップリング、逆轉機、船尾管、螺旋軸、

基礎臺、諸管類、油槽内に燃料1石1斗を算入) ..... 8155 封度、

同上、一實馬力當り重量 =  $\frac{8155}{24} = \dots\dots\dots 340$  封度、



- 1 ブロンズエンジン
- 2 推進器 (プロペラー)
- 3 船尾管 (スタブ・シャフト)
- 4 受推軸承 (スラスト・ベヤリング)
- 5 摩擦接合子 (フリクション・カップリング)



- 6 同レヴァー
- 7 前進、後退用ハンドル
- 8 大油槽
- 9 油槽
- 10 消音器
- 11 廢氣管
- 12 壓縮空氣槽
- 13 空氣壓縮機
- 14 冷箱用ポンプ

第百五十五圖

## 第五章 ディーゼルエンジン 運轉取扱法

著者は茲に普通型ディーゼルエンジン取扱法を編し、以て運轉者の參考に供す。

### 始動準備に關する事

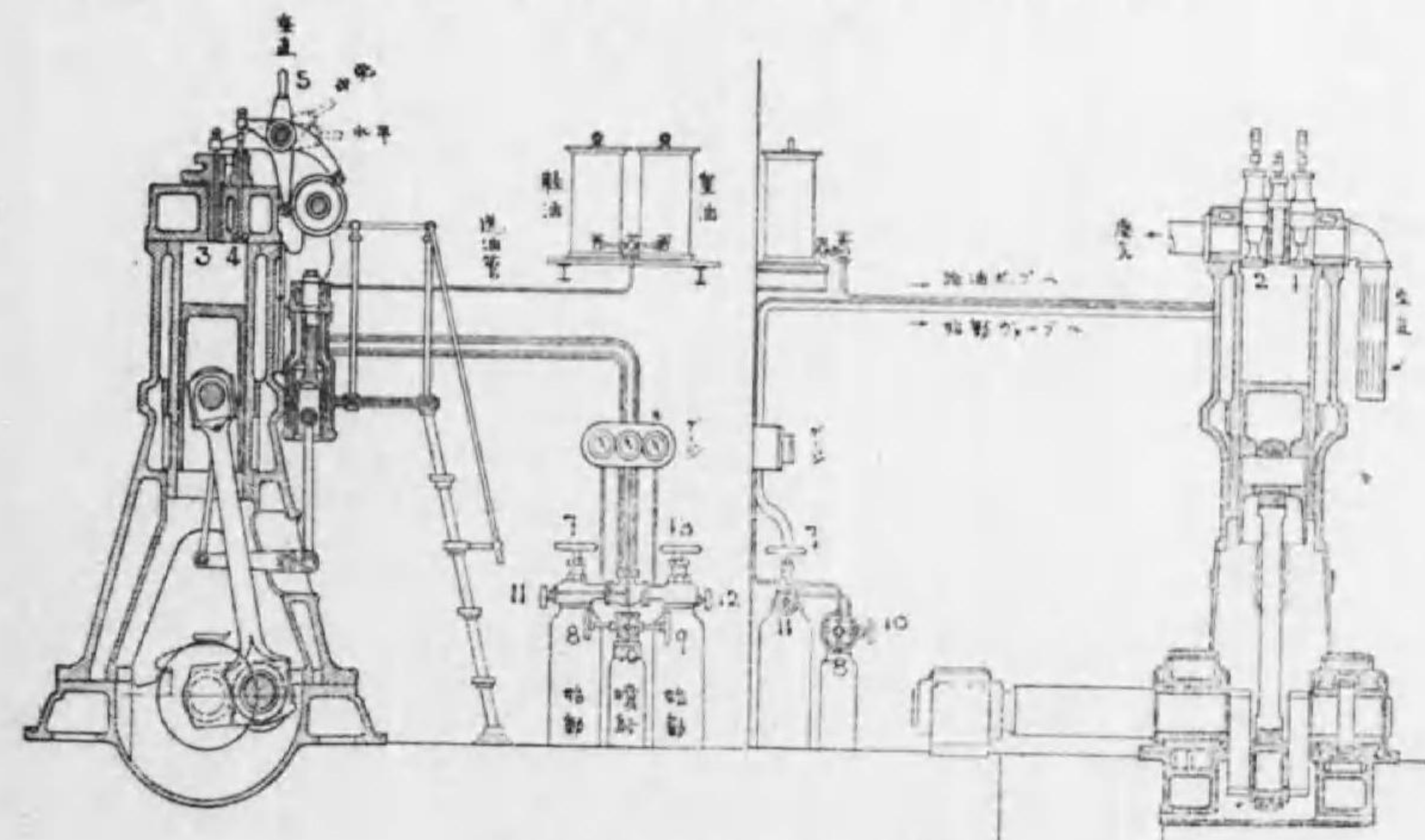
第一 運轉者は何時にても始動し得る様總てを整理し置くべし。

第二 始動は常に輕負荷の状態に於てすべし。

出來得るなれば無負荷の状態にて始動せしむべし。エンジンがベルト掛なれば之を遊動滑車へ移すか、或は被動機械を空廻しの状態に置くべし。又發電機を運轉するものに於てはスイッチを開放して無負荷の状態にてすべし。

第三 エンジンを始動の位置にす。

フライ、ホキールを廻してピストンを第一死點より少しく下りたる位置(クランク角にて 20 度乃至 30 度)にす。此の場合エンジンが四サイクル型なれば第三衝程の状態に置き、給氣、廢氣兩ヴァルブが閉づる状態ならしむ。聯箱エンジンなれば始動に當り壓縮空氣を始めに供給するシリンダーのピストンを始動位置にす。一般にエンジンを停止したる時はフライ、ホキールを手廻して始動の位置に移し以て次回の運動に容易なる様すべし。但し手廻しの際はハンドルによりて廢氣ヴァルブを開放の状態にあらしめて回轉を容易ならしむべし。



第百五十六圖



第四 注油器を検し之に油を満たし、後之を開きて滴下の分量を調整す。次にピン、其他接合、摺動部分に注油すべし。

給氣、廢氣各ヴァルブのステム（瓣蓋）には燈油（即ちランプ石油）を注ぎ、カム、ローラー部にはシリンダー油を滴下すべし。氣候寒冷なる時はシリンダー油等は豫め温めて用ゐるを可とす。然らざれば粘着度強きを以てなり。

- 第五 1. 切換コックにて燈油タンクとエンジンの燃料噴射器管の送油管を\*通ぜしむ。（之れ前回の運轉の終りに爲されたるものにして、其儘と爲り居るを常とするにより殊更に本項の方法を行はずとも可なり、但し其のコックが切り換へられ居るや否やを検するを常とす）。
2. 給油ポンプと噴射器と通ずる送油管に取付くテストコックを開く。
3. 次いで給油ポンプのハンドル指針を 裝油 の位置に移す。然る時は油はテストコックより出づ、之れ油管全部を通じて油の充満せし證とす。茲に於てテストコックを閉ぢ、ハンドルを 始動 の位置に移す。

第六 エンジン、シリンダー及空氣壓縮機 冷却水其他冷却水の通ずるコック又はストップ・ヴァルブを開く。

## 運轉開始に關する事

第一 三個の空氣槽（エアー・ベッセル）の壓力充分なりや否やを検す。之を爲すにはヴァルブ 10, 11, 12 を開き以て指壓計（ゲージ）を見るにあり。此の場合一個づゝ檢し、檢し終らば之を閉ぢ検査を順々に行ふを可とす。決して同時にヴァルブを開く可からず。

始動用氣槽は一平方吋當り五百封度乃至四百封度を限度とす。高壓氣槽は一平方吋當り六百封度を最低限度とし千封度を最高限度とするが運轉開始に於ける壓力は八百封度を最高限度とするを可とす。されば後者を高壓氣槽と稱するに對し\*\*始動用氣槽を低壓氣槽と稱する事あり。

第二 噴射器に通ずる高壓氣槽のヴァルブ 8 を開く、次ぎに空氣壓縮ポンプと通ずるヴァルブ 9 を開く。

第三 始動ハンドル 5 を 中央 の位置に移す。次ぎに二個の始動用氣槽 7, 13 の中何れか一個のヴァルブを開く。

一個の氣槽の壓縮空氣にて始動を行ひ、若し始動せざる場合は、他の氣槽を用ゐる。

\* 前回の運轉停止の節、送油管より燈油を供給したるを以て、給油ポンプ其他には燈油の充満し居る苦なり。運轉停止に關する事、第一項に詳し。

\*\*或種のエンジンは始動氣槽を八百封度に爲し、高壓氣槽が六百封度以下に降下せし時 反つて始動用氣槽より高壓氣槽へ壓力を移すに低氣槽の壓力が著しく降下せずして爲し得るを便とするものあり。

第四 次ぎに始動ハンドルを 水平 の位置に移す。因つてエンジンは回轉し始む。回轉を始むるや否や始動ハンドルを 垂直 の位置に移す。然る時はエンジンは自ら運轉するに至る。茲に於て始動空氣槽ヴァルブ 7 或は 13 を閉ぢ、壓縮空氣の吸氣スロットル、ヴァルブを満開す。

エキゾースト・パイプ（廢氣管）へ放氣する事一回の後、始動ハンドルを垂直の位置に移すを例とす。

第五 回轉速度が常速度（正規の回轉速度の事）に達する時は負荷す。負荷するも回轉速度衰へずして常速度にて廻轉する時は、送油管に通ずる燈油タンクを重油タンクに切り換ふ。

重油タンクと切り換へたる後は、エンジンに重油の供給あり。

第六 高壓空氣槽のゲージは運轉に伴ひて次第に上昇し終に規定壓力に達す。茲に於て始動用氣槽の 11 或は 12 を閉き其のゲージ壓を検しつつ其の内の壓力を高む。而して之が規定壓力に達するや 11 或は 12 を閉ぢて次回の始動に供ふ。但しヴァルブ 11 と 12 は同時に開閉すべからず、必ず一個づゝ別々に行ふものとす。

始動用氣槽に高壓氣槽より空氣を入れて其の壓力を高むるには高壓氣槽附屬のゲージを見つゝ其の壓力の極度に低下せざる範圍に於て行ふべし。

第七 エンジンが運轉を開始せざる場合あり。此の際には直ちに發見せらるゝ原因の外、一般に故障の原因と認めらるる下記條項を検し、直ちに之が修正に務むべし。

1. ピストン、リングの破損或は膠着、シリンダーとカバーの氣密接合の破損、ヴァルブ、ケーシングとカバーの接合不完全、ヴァルブの磨り合せ不完全等の爲め第三衝程に於ける空氣の壓縮が正規の壓力に達せざること。

ピストン、リングの破損或は膠着の場合はシリンダー下部（架橋内に）に白煙を吹出すによりて知り得。各接合部分の漏氣は其の近邊に燭火を近づくる時其の火焰傾くによりて知らる、又音を發する場合あれば之に注意すべし。以上にて尙ほ探求不十分なれば壓縮空氣にて始動せしめインジカトル線圖（氣力線圖）を取りて壓縮壓を検するも可なり。

2. 給油ポンプ作用の不完全。

適量の燃料油が噴射器に送られざる場合は、（第一）送油管に取付けられたるテストコックを開きポンプの手動プランジャーを作用せしめて出油量を検す。（第二）油管に空氣の滞留するや否やを検す。（第三）夫れにても不十分なれば最後に、諸ヴァルブ類を取出し之を石油にて洗ひ再び取付くべし、之れ塵埃のヴァルブ等に膠着するを取去る爲めなり。

3. 噴射器のカムとレヴァーの作用正しきや否やを検す。

隙間多きは噴射用ニードル、ヴァルブの開き不十分なるにより正規の開度に調整す。其他ヴァルブ機構が正規通り作用するや否やを検す。

## 運轉に關する事

エンジン運轉中は運轉者は常に細心の注意を爲して運轉を監視し、如何なる場合に於ても代人なくして機關室を離る可からず。故障は多く不注意に原因す。又考へ事などして放心の態度にある可からず。

運轉中各部を出來得るだけ掃除し整理すべし。然れども運轉中に掃除の目的を以て運動部分に布切等を觸るべからず。之れが捲き付きて意外の大故障又は危険を生ずる事あればなり。

エンジンの保存期限の長短、修理費の多少等は運轉士の周到なる注意如何に關する事甚だ大なり。運轉状態を出來得る限り良好ならしむる事が結局最も經濟なる運轉方法なり。

### 第一 次ぎの事項に付きて注意すべし。

#### 1. 噴射用高壓空氣のゲージ壓力。

噴射用空氣壓力が正規壓力なりや否やを注意す。而して此の壓力は負荷に應じて異なる事第二項に述ぶるが如し。

#### 2. 廢氣の音。

負荷馬力一定なる時は、廢氣の發する音は定まれる調子たるべく其の調子が平時と異なる時はエンジンに異變ある證と知るべし。

#### 3. 冷却用水の出口の溫度。

普通出口に於ける溫度は 120° F. (華氏) を標準とす。

#### 4. 注油器の作用。

常時の如く作用せるや否や、且つ適當量だけ減耗しつゝあるや否やを見るべし。注油は一時間毎に各部に適當量だけ行ふ。

#### 5. 運轉開始後、空氣壓縮機給氣口の レギュレーターを満開して出來得るだけ早く空氣槽の壓力を正規に高むべし。

### 第二 負荷馬力の多少によりて噴射用高壓空氣のゲージ壓を\*異にすべし。

負荷馬力の多き程高壓空氣の壓力増大す。之れエンジンの構造、設計によりて多少異なるものなり、例へば或るエンジンにありては無負荷にて 40 氣壓、全負荷にては 65 氣壓とするが如し。此の氣壓低きに失する時は、廢氣は煤りて灰色又は黒色を帯び、氣壓高きに過ぎる時は運轉中に衝撃の音を生ずるのみならず、反つて効率低下して不經濟なり。

高壓空氣の壓力は空氣壓縮ポンプの吸氣口に於ける スロットル・ヴァルブ開閉の度によりて加減し得。

### 第三 廢氣が黒色を帯ぶるや否やに注意すべし。

管内に水を注ぐものにおいて廢氣は白色なるが、然らざるものにおいては無色清淨ならざる可からず。黒煙を發するは不完全燃焼の表徴なり。其原因は種々あれども、次に掲ぐるは何れも其の主要なるものとす。(甲)噴射用空氣の壓力低きに過ぎる場合。(乙)一回の給油量過量なる場合。(丙)噴射器或は配油ヴァルブ内部の汚れたる場合。

\* 第三編 第三章 第一節 を見よ。之れ其の一例なり。

(丁)噴射器の ニードル・ヴァルブと辨座の磨り合せ不完全にして高波を生じたる場合。(戊)燃料油の不潔の場合。(己)ピストン面に過量の注油を爲したる場合。(庚)ピストン内の空氣の壓縮度が正規壓よりも低く従つて溫度の上昇不十分なる場合等とす。

### 第四 各部の軸承部に發熱ありや否やを検す。

時々其の部分に手に觸れて溫度を検するを可とす。

インター・クーラー、油冷却器等の諸管は寒暖計にて溫度を指示する様にすべし。

### 第五 運轉中“コトン、コトン”と激音を生ずる事あり。其の原因には二様あり。

第一は噴射器の燃料噴射の時期早過ぎるか或は遅過ぎるの場合、第二は連接桿の兩端メタル或は主軸承メタルの緩み過大なる場合とす。

燃料噴射の時期早過ぎる時は壓力非常に高まりて運動部分に強き衝撃を興ふ。又遅過ぎる時はピストン第一死點通過後壓力高まりて衝撃を興ふ。第二の原因は運動部分の惰性より起る。

## 運轉停止に關する事

第一 運轉を停止せんには、先づ負荷を去りて無負荷運轉の状態ならしめ、次ぎに配油コックを廻して重油を燈油に切り換へ、燈油にて運轉する事約 10 分時にしてエンジンを停止すべし。

第二 運轉停止は次の順序に因る。

1. 給油ポンプの油量調整ハンドルを其の指針が 停止 を示す位置に移す。
2. 高壓氣槽と燃料噴射器とが通ずるヴァルブ 8 を閉づ。
3. 然る後廢氣或は給氣ヴァルブを開く。

多くは廢氣ヴァルブを開放する仕掛けを有す。之に因りて廢氣ヴァルブを開き以て逆回転を防ぐ。

第三 運轉の停止せし時は始動ヴァルブ・レグラー 5 を 中央 位置に移す。

此の位置に於ては噴射用ヴァルブは全く閉づ。

第四 油槽のコック、注油器、冷套用水管のコック等を閉づ。次に壓縮空氣槽(一名 氣槽)の諸ヴァルブを閉づ。

壓縮空氣槽に空氣の漏洩あらんか、次回に始動不可能を生ずる恐れあり。依て確と閉塞すべし。

第五 停止后直ちに各部分を丁寧に掃除すべし。

第六 ナット、ピン、キー等に緩みあれば之を締付けるか或は修正を爲すべし。又運轉中作用不確實若しくは調子悪しき點を見出したる時は運轉停止後之が修正を爲す事を怠る可からず。

第七 冬期嚴寒の候、機關室の溫度が華氏 40 度以下に 降る恐れある場合には、シリン

ター冷套部及び水管内の水を抜き去るべし。

然らざれば水は流りてシリンダー若しくは水管を破壊する事あり。數日に亘りて運轉を中止する時は特に此の注意を怠る可からず。

第八 部分を取外づして更に取付を畢り或は豫備品を換置したる場合に於ては、エンジン  
を數回手廻して各部分が正しく作用するや否やを検すべし。

廢氣管其の他熱を受くる部分の接合面には石棉板を挿むが、此の場合にも其の兩面にグラファイト(黒鉛)を塗抹すべし。之れ此の部分を取外づす際 石棉板が破損せずして再び用ゐるを得るを以てなり。

第九 エンジンを數日間運轉を停止する時は、<sup>カム</sup>鏽を生ずる恐れある部分にはグリース油を薄く塗るべし。而して再び運轉せんと欲する時は 豫め十數分間無負荷運轉を爲すべし。

### 軸 承 に 關 して

第一 軸承が運轉中 熱したる時は 其のカップ(上メタル)を少しく緩め注油量を増加すべし。夫れにても熱度減ぜざる時は運轉を停止して後、メタルを取外づし軸表面を研磨し叮嚀に磨合せを行ふべし。

第二 軸が急激に熱したる時は エンジン運轉を即時停止すべし。而してメタルを取外づし摩擦激増の理由たる カチレを見出せる時は その部分を叮嚀に削き去りて後軸と磨合せを行ふべし。

第三 軸承部に衝撃の音を聞かば、其のメタルのカップ、ボルト(締付ボルト)を少しく締むべし。メタルの緩み多き時は 其の間に夾まれるライナーを少しく削り去るべし。又ライナー無きものは 上下メタルの合せ部を少しく削り去るべし。此の際ナットを強く締めメタルが強く軸を押し付くるが如き事爲すからず。而して運轉中は此の軸承部に特に注意し且つ適度の注油を怠るべからず。

### 噴射器ニードル、ヴァルブ 及其他 諸ヴァルブ に 關して

諸ヴァルブは充分氣密なるを要す。然らざれば エンジンは始動せざるか或は廢氣に黒味を生じて燃料消費量増加す。されば 平時に於ても給氣、廢氣、始動各ヴァルブは二、三週間毎に取外づして掃除し且つ磨り合せを行ふべし。

ヴァルブ頭部磨り合せ面に微小のアバタあらんか、油溜り金剛砂を用ゐて磨り合せを爲し之を除去し得べきも、アバタ大なるか或は深き時は旋盤にて削り去るべし。

而して新らしきヴァルブ或は豫備ヴァルブに換ふる時は、之が其の辨座(シート)とナジム標に充分に磨り合せを行ふべし。一般に辨座にアバタ無く、ヴァルブにアバタを生ずるを普通とす。辨座にアバタを生ぜし場合は 前述の如き磨り合せ方にて足れりと雖も、アバタ深き時は 辨座削り器具を使用せざるべからず、本器は導子軸付カタール状のものなり。

噴射器ニードル、ヴァルブは 毎週一回 必ず磨り合せを行ふべし。

### カム と ローラー に 關して

ヴァルブを取外づして磨り合せを爲し或は新品と取換へたる時は、ローラーとカムの隙間が規定だけなるや否やを検す。

之を検査するには、規定の厚みの金属片(フキラーにても可なり)をカムとローラーの間に挿入して緩みの度を見るにあり。隙間の多少はレヴァーか又は其の端の押子のネジにて加減し得。

### 給油 ポンプ に 關して

給油ポンプのヴァルブは 定期に取外づして其の磨り合せを検し且つ燈油にて洗滌掃除すべし。給油ヴァルブを突き上ぐるロッドは 猥りに其の長さを變更す可らず。

ヴァルブに漏洩ありて給油量減ずるとき、其の修正方法として給油ヴァルブを突き上ぐるロッドの長さを減じて給油量を増す場合あり、其後 ヴァルブの磨り合せを了りて作用完全なるに至り上述の修正を怠り 給油量多過ぎるが如き不都合を生じ、之が爲めに調速作用をも不能ならしむる事あれば注意を要す。

定期検査は 負荷馬力過度ならざる場合には、三、四ヶ月毎に一回行ふ。

### 燃料の噴射用ニードル、ヴァルブ に 關して

始動に先立ちて、燃料噴射用ニードル、ヴァルブのスタフキング、ボックス部に注油を爲すべし。而して 此のヴァルブが 正しく動くや否やを検すべし。

スタフキング、ボックスには内部油を注ぐ。ニードル、ヴァルブが正しく動くや否やを検するには此のヴァルブを開くべきレヴァーを積ちて其の開閉の様子を検すべし。屢々上下壓縮スプリングの破損する場合或はスタフキング、ボックスが 極度に締付けられて 爲めにヴァルブの運動に滯滞を生ずる場合等あれば之に注意すべし。

### 空氣壓縮機 に 關して

各部分に漏氣無からしむる事が最も肝要なる注意なりとす。ヴァルブ及其のケーシングの取付部の氣密作用不完全なれば正規の壓力に高め難く或は又高め得るも効率低下を免か

れず。されば取外し後の試運転には漏氣に關して特に注意すべし。

空氣壓縮機のピストン及各 ヴァルブは定期に取外して之を検し掃除を行ふべし。其の際ピストン・リングが充分なる張りを有するや否やを検すべし。

張りの弱きもの或は破壊せるものあれば之を新品と取換ふべし。定期検査は負荷馬力過度ならざる場合には三、四月毎に一回たるべし。

### 噴射用及始動用空氣槽に關して

運転繼續中は毎日一回必ず空氣槽の排水コックを開きて排水を行ふべし。之れ空氣中に含まる水分が凝結して空氣槽の底部に溜るを以てなり。始動用空氣槽のストップ・ヴァルブ類は運転中は閉づ。然るに高壓空氣槽にては始動用空氣槽に通ずるストップ・ヴァルブを閉づるが其の他の諸ストップ・ヴァルブ及壓力計に通ずるストップ・ヴァルブは之を開きて常に其の壓力を監視すべし。壓力低下せば壓縮空氣ポンプのスロットル・ヴァルブ(之をレギュレーターと稱す)を満開して其生産能率を高むべし。

ポンプの故障等にて壓力降下の微ありて恢復の見込み立たざる時は、別に据付けたる手動用空氣壓縮ポンプを作用せしめ之を補ふべし。

一時の急を救ふ爲めに液化炭酸瓦斯を用意し置き、之を熱して強大なる壓力ある炭酸瓦斯を作り以て之を高壓空氣槽に送るが如きも一法なるが一般には行はれず。

### 燃料及濾過器に關して

燃料油を油タンクに汲み入る時は塵埃の同時に入らざる様注意し之が爲めに特製濾過器を用ゆべし。タンク及常用濾過器は定期掃除を行ふべし。

定期掃除は三、四ヶ月毎に一回行ふべし。汚れたりと思はる場合は臨時に之を行ふ。給油に際しては常にタンクの底部に近く設けられたるコックを開きて、其の底部に水の溜り居るや否やを検すべし。之れ重油には往々水の混ざる場合あればなり。

### 注油に關して

シリンダー、空氣壓縮機のシリンダー、ギヤ類には良質の\*内部油を用ゆべし。以上の

\* 引火點華氏 500 度(260 C.) 以上なるべし。不良の油はピストン・リングを膠着せしめ、殊に空氣壓縮機にありてはシリンダー内に油が氣化し之が爆發を起す恐れあり、又氣管、氣槽に膠着し甚だしきに至りては燃料噴射器内に膠着す。

外他の運動部分には良質の機械油を用ゆべし。但しギヤ、カム、ローラー等にはグリース油を用ゆるを便とす。

注油には注油器が作用し能はざる程度の濃さのものを使用すべからず、又酸を含むものは絶対に用ふべからず。

給氣及廢氣ヴァルブ・ステム(橋莖)の注油は燈油(ランプ油)を用ゐるを可とす。之れ掃除用にして直接の摩擦軽減作用には非ず。主軸承用油は毎日新油を補給すべし。又定期に全部を引き抜きて濾過する事を怠る可からず。

エンジン室には油濾過器を備へ以て使用油を少くとも一ヶ月一回濾過すべし。一般に、一度使用せし内部油及外部油は必ず濾過して後之をシリンダー以外の注油に用ゆべし。

空氣壓縮機のシリンダーには内部油を過多に供給する恐れ多きにより運転中殊に之に付て注意し最小限度の注油を爲す様心掛くべし。若しインター・クーラーにコック等附屬し居るものありては時々之を開きて空氣を噴き出さしめ其の内に油の停滞し居るや否やを検すべし。

### 一般の心得に關して

第一 エンジン室には許可なくして裸りに出入せしむ可からず。

素人などエンジンに關する心得なきものは往々運動部分に觸れて危険なり。又各部分に手を觸れなどし甚しきに到りては調子を狂はす等を敢て爲すものありて不都合なれば運轉士の承諾なくして出入せしめざるを可とす。

第二 エンジン室は常に掃除して清淨にすべし。

運転中運動部分の掃除を行ふべし。此等の部分の掃除は停止後に行ふべし。

第三 スパナー及特種工具類は何時にても之を使用し得る様適當の場所に整理し置くべし。此等の工具は木板に掛けて排列し置くを可とす。木板には其の器具の外形を黒線にて略記し以て工具の位置の在否を一見して知り得らる様にする。勿論之等は成可くエンジンに近く置くを可とす。

第四 次の消耗品は常に不足なき様注意し、節約して使用すべし。

1. 厚さ  $\frac{1}{8}$  吋石綿板。
2. バッキング類(各用途に應じ直に使用し得る形たる事)
3. バゼット、メタルの鉋屑形削屑(燃料噴射器のニードル・ヴァルブのバッキング用)。
4. 黒鉛。
5.  $\frac{1}{8}$  吋厚のゴム板。
6. 革製輪形バッキング(油管接手用)。
7. 麻絲。
8. 粗粉及微粉金剛砂。
9. 光明丹。
10. 罐入白ペンキ。

第五 一般豫備品は常に整理し直に使用し得る様たるべし。

次に掲ぐるは必要豫備品なり。

1. 噴射器一式。
2. 同開閉用レヴァーのローラー一個。
3. 同ニードル・ヴァルブ一個。

4. 廢氣バルブ 二個。 5. 給油ポンプのプランジャー 一個。 6. 各スプリング 一揃。  
7. ピストン・リング 三個。 8. 空氣壓縮ポンプのピストン・リング 三個。  
9. 同バルブ類 一揃。

## 第六章 ソリッド・インジェクション (充實噴油)

本編を終らんとするに際し、ソリッド・インジェクションに付き説明し、且つ之が實例の二三を示さんとす。

ディーゼル・エンジンの普通の設計にありては、ゲージ壓 600 乃至 1000 封度の高壓空氣を以て噴射器を通じて燃料油をシリンダー内に噴射す。此の高壓空氣を造る爲めの空氣壓縮機は取扱ひ困難にして種々の故障を喚起する度合多し、故に空氣壓縮機無しに即ち之によりて造られたる高壓空氣を用わずしてディーゼル・エンジンと同一又は同様なエンジンを得んとする希望は、ディーゼル・エンジンを學ぶ者又は取扱ふ者の腦裏に潜む問題なり。

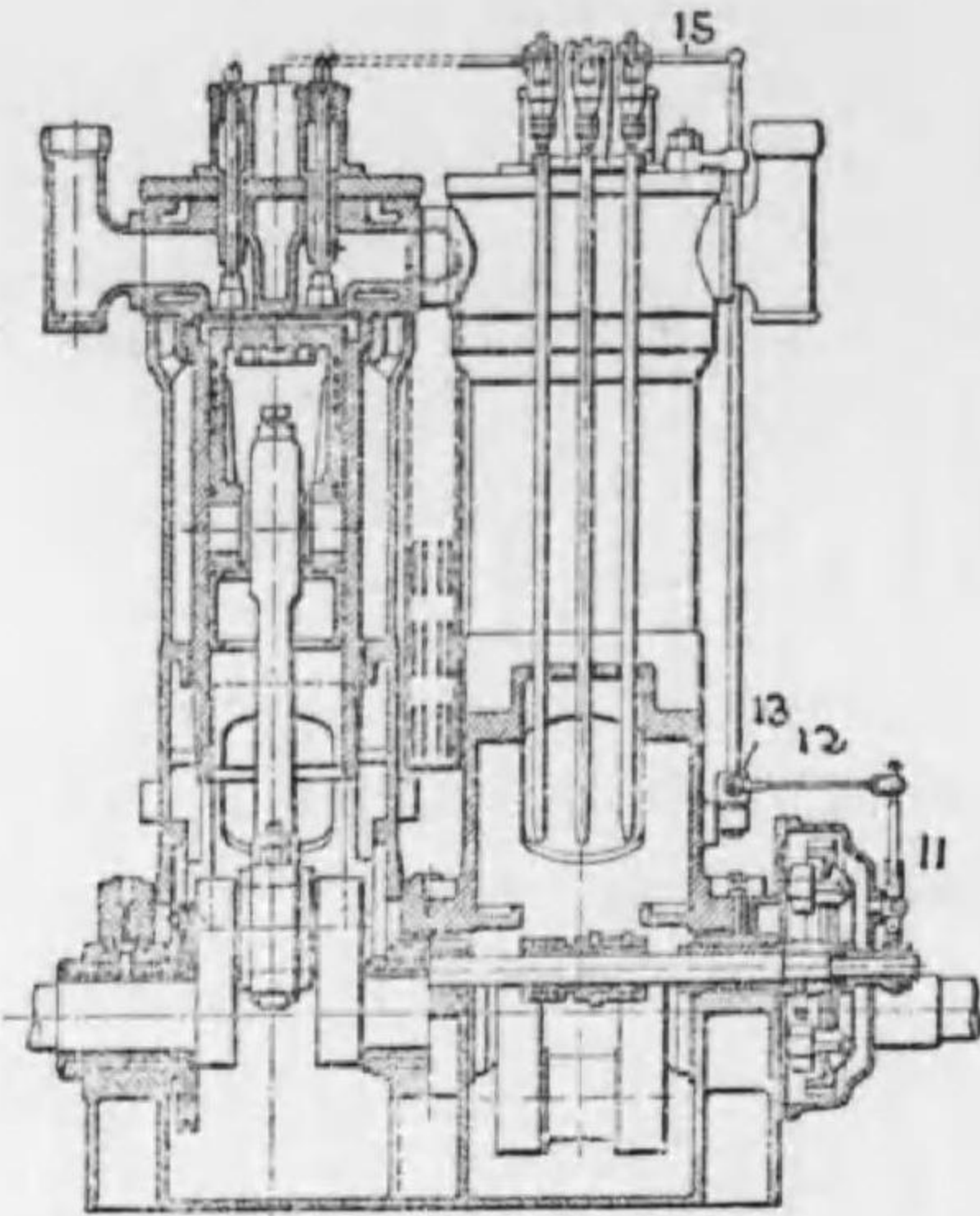
上述の目的によりて空氣壓縮機を用ゐざるもの、即ち直接に高壓空氣を要せざるエンジンが發明せられたり。高壓空氣が石油を微かく碎きて共に混じて噴射する空氣噴射の代はりに充實せる液狀にて噴油口より噴射するを以て充實噴射なる語を與へたり。

充實噴油式ディーゼル・エンジンは英國のカーズ会社の潜航艇用エンジン等著名なるが其の構造詳ならず。而してブロンズ、ヴァッド、ラストン、ホーンスピー、トリンクラー、オットー・ドイツ型等何れも市場に聲價あり。著者の判断に據れば百馬力以下の小型ディーゼル・エンジンの代はりに上述のソリッド・インジェクション・エンジンを使用せんか、取扱の簡單、故障の減少によりて熟達したる運轉手を要せざる等の利益あり。故に運轉費の低廉なる爲めに將來燒玉式小型馬力エンジンと同様ソリッド・インジェクション式石油エンジンの多數に用ゐられるに至らんか。

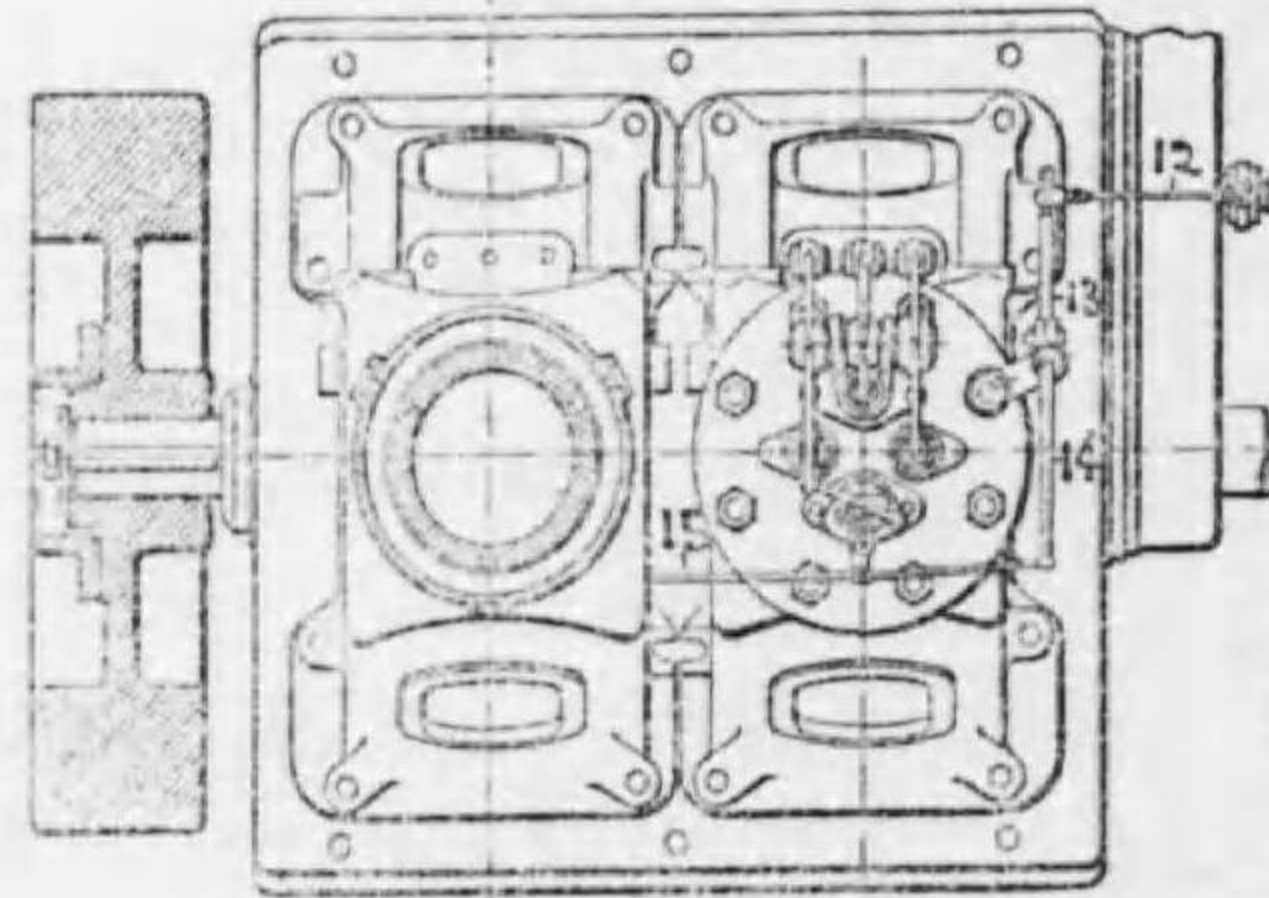
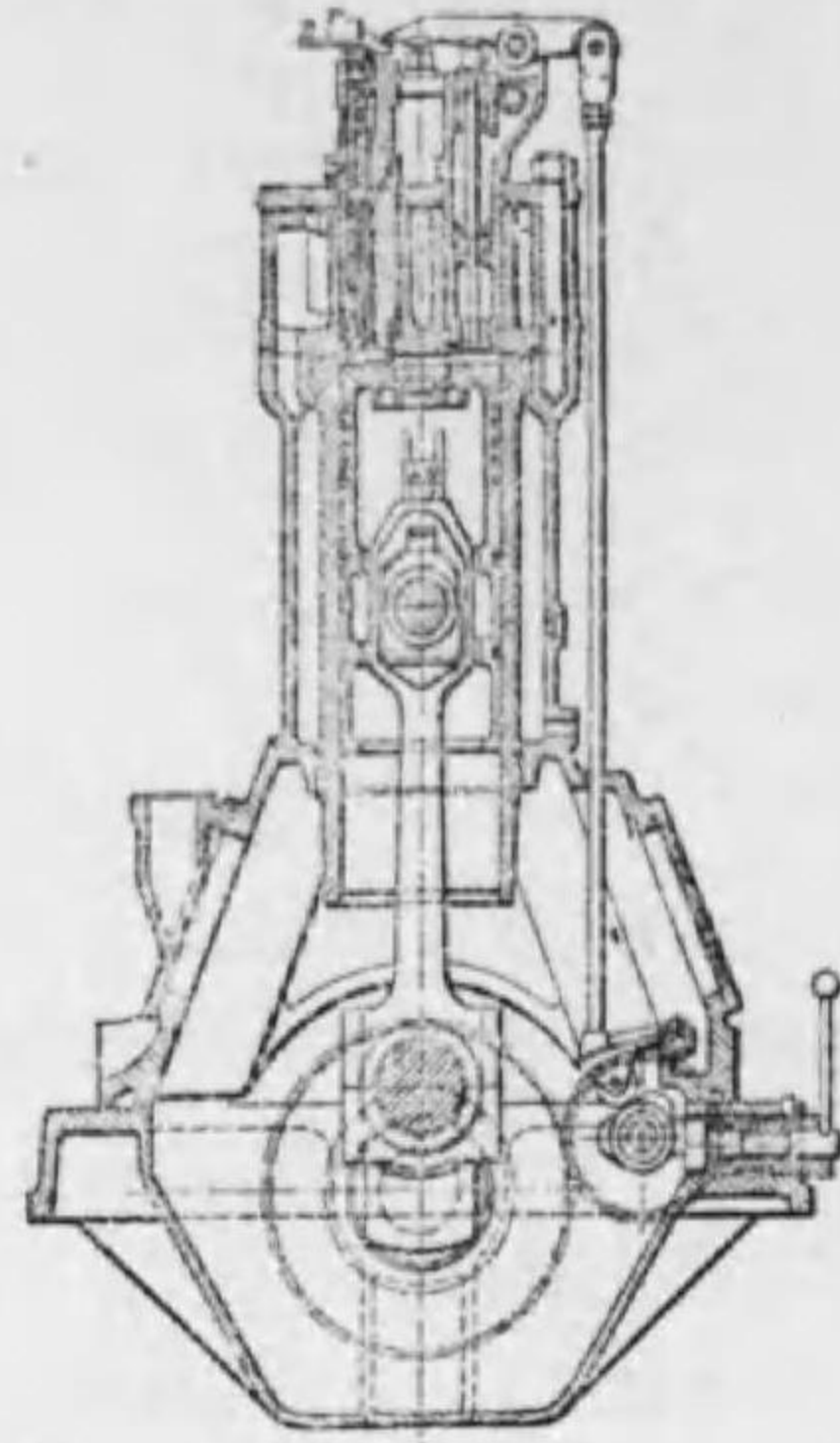
ブロンズ Brons 型エンジンを獨國ドイツ瓦斯エンジン製造會社製のものにて説かん。第百五十七、百五十八、百五十九圖はブロンズ型二聯筒エンジンにして堅型四サイクル式なり。即ち第一衝程にてシリンダー内に空氣を吸入し、第二衝程にて之を約 27 氣壓（一平方吋當り 97 封度）に壓縮す、其の壓縮の終りに於て燃燒室（ピストン頭部とカバーの扁平なる空間）に燃料油と空氣とを混和す、之が直に發火爆發す。仍て他の四サイクル式と同様第三、第四衝程なる仕事及廢氣衝程が續く。

ディーゼル・エンジンは噴射用空氣を要するが本エンジンには之を缺く、之れ取扱上頗る

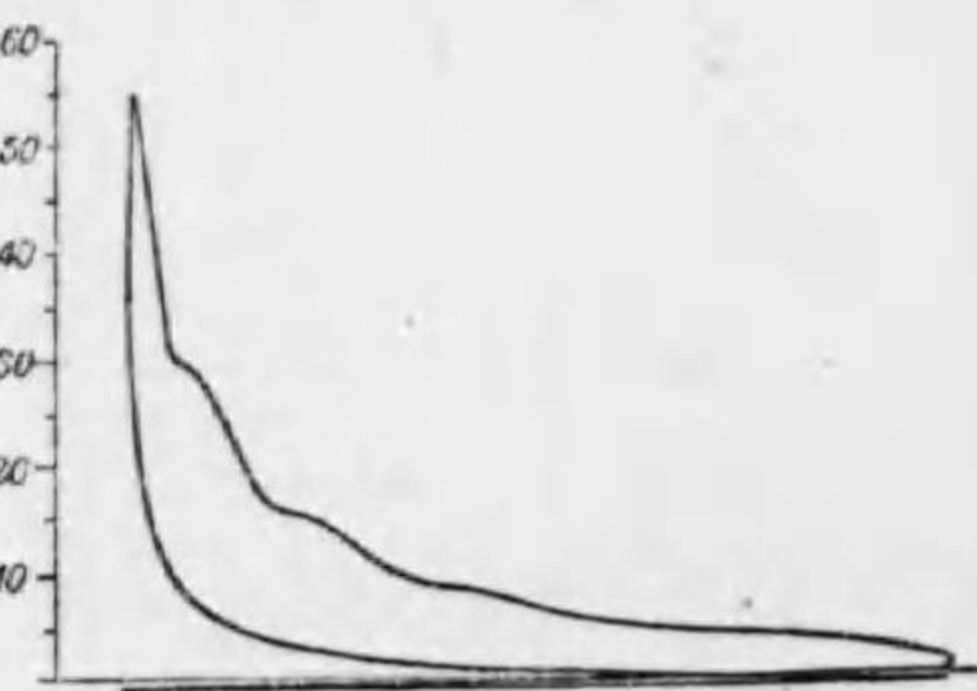
第百五十七圖



第百五十八圖



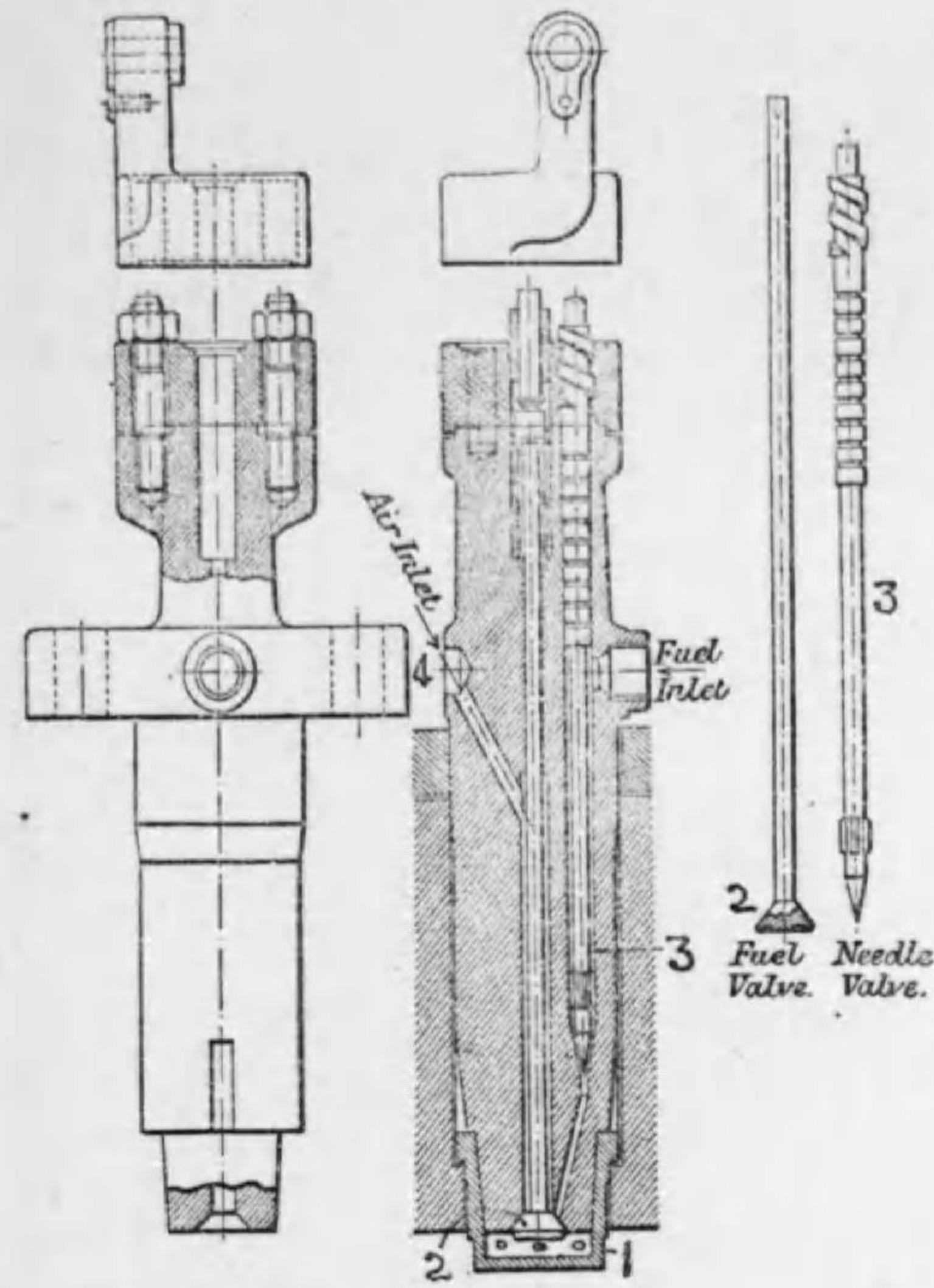
第百五十九圖



第百六十圖

簡單便利なる點とす。即ち高壓空氣壓縮機なく、又 燒玉式エンジンの如く赤熱する部分なくして、通常温度にて何時にても始動し運轉し得。又實馬力起算平均壓力他種の燒玉式石油エンジンよりも高きにより形骸小にして負荷馬力大なるエンジンなり。之れ高壓壓縮空氣を製造するに要せらるゝ馬力を節約し得る事が實馬力起算の効率大なる原因を爲す。

ブロンズ型エンジンは從來燈油、輕油を燃料とせしが、近來はピッチ抜き重油をも使用し得るに至り、且又其の消費量もディーゼルエンジンに匹敵し得。然れども缺點とすべきは



第百六十一圖

ディーゼルエンジンの如く等壓式燃焼ならずして普通のオート式エンジンの如く瞬時爆發式に類するを以て、爆發の最高壓は 50 氣壓 (一平方吋當り 735 封度) に達すること稀れならず。第百六十圖に於て之を見得べし、同圖にては約 55 氣壓に達せり。此の故にエンジン各部は充分なる強さを要し且つ震動を少なからしむる爲めに頑強に重く作るを以て其の賣價高きを免かれず。以上の理由により大型のものを造るに難く、實際には一氣筒當り 30 實馬力を最大限度とし最小限度 6 實馬力のものを製作す。

本エンジンの大きを示す一例を挙げん：— 二聯筒 24 實馬力ブロンズ型エンジンは、氣筒内

徑 7.874 吋 (200 耗)、衝程 9.449 吋 (240 耗)、正規回轉數一分間當り 340 なり。故に實馬力起算平均壓力は一平方吋當り 61.7 封度に當る、之れ燒玉式エンジンの平均壓力 (四十五乃至五十封度) よりも遙かに高し。

架構 (フレーム) は外筒と共に一個に鑄造せられ、之に内筒を挿入す、其の設計ディーゼルエンジンと異ならず。カヴァーは高さ高き鑄物にしてディーゼルと同様に給氣、廢氣、始動の各ヴァルブ及燃料噴射器を取付く孔を有す。冷却水はシリンダー下部より入りてカヴァーを冷やし熱せられて排出せらる。シリンダー注油には油ポンプを用ゆ。給氣、廢氣兩ヴァルブは小型なるにも拘らず其の頭部は鑄鐵製、又莖部は軟鋼製にして之を頭部に捻じ込みたるは注目すべき製作なりとす。但し始動ヴァルブの如きは普通型なり。

ブロンズ型エンジンは壓縮高きを以て、6 實馬力程度のものを除き、壓縮空氣を以て始

動す。其の壓力は 2 乃至 7 氣壓（一平方吋當り 29.4 乃至 103 封度）にて足る。故に手動用或は調帶掛用壓縮空氣ポンプを具備せしむべし、第百六十三圖に示すもの之なり。

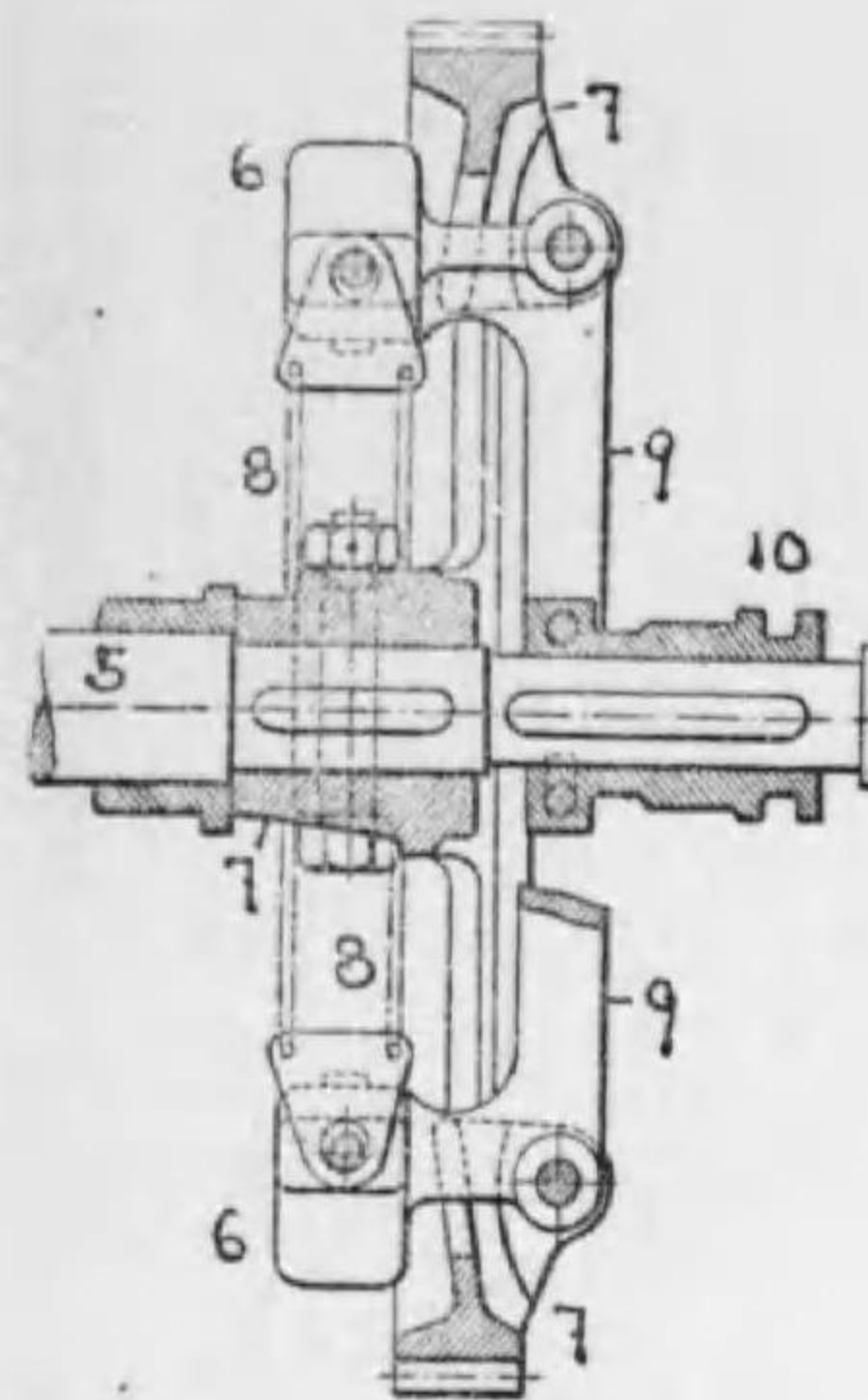
次に本エンジンの特徴たる噴射用高壓壓縮空氣を用ひずして燃料油を燃焼せしむる仕組を説かん：— 第百六十一圖に示すコップ形のイグニション・カップ（燃焼鉢）1 は其の底に近く周より内部に向ひて數多の小孔を穿てり。之が混和及發火作用を兼ね行ふ。即ち空氣吸入衝程に於て空氣瓣開くに伴ひて給油瓣（フエエル・ヴァルブ）2 開き燃料油は針瓣（ニードル・ヴァルブ）3 を通じて此處に堰かれつゝイグニション・カップ1の底部に滴下す。燃料油の一部は此の内にて氣化し空氣と混合す。但し近年の改良型にては給油瓣2開くや空氣は孔4より吸ひ込まれてイグニション・カップ内に入る、之にて燃焼を一層確實にすと言ふ。而して壓縮衝程の終りに於て此の混合瓦斯が小孔より出て發火燃焼するや、次いでカップ内の燃料は小孔より噴き出て高熱に逢ひて氣化し全部が完全燃焼を爲す。燃料供給瓣2の揚程即ち開きは第百五十八圖に示さるゝ如くプッシュ・ロッド上端のネジにて加減し得、又針瓣3の上部は粗きピッチ（節）のネジを有し其の上端が第百五十七及百五十九兩圖取示さるゝ如く調速機にて、或る角度の範圍だけ廻さるゝが故に、針瓣先端は油の通過をききて其の通過する分量を加減し或は極端なる場合には之を遮斷す。茲に注意すべきはカップに穿つ小孔の大きさと其の數はエンジンの運轉工合及効率に甚だしき影響ありて全く實驗的に之を決定す。

ピストンは頭部扁平にして、内面には數個の環狀の骨を鑄出したる設計なり。之れ強さの増加と同時に傳熱作用を一層効あらしむと言ふ。他の運動部分は普通型のディーゼル・エンジンと異ならず。

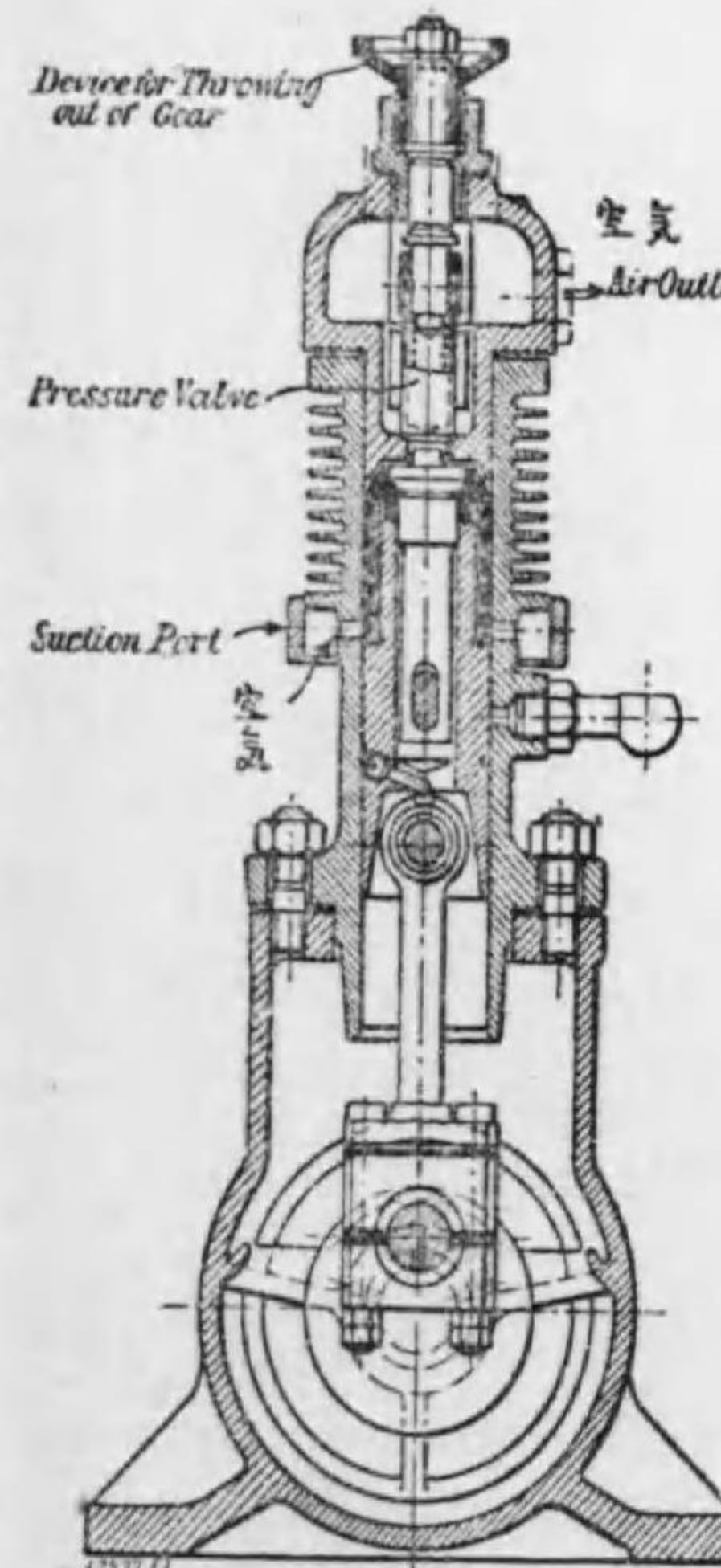
第百六十二圖は本エンジンのシャフト・ガヴァナー（軸式調速機）を示す。即ち回轉速度が正規の速さよりも増加する時はカム軸5端の二個のフライ・ボール6,6の遠心力は張力スプリング7,7の張力に打ち勝ちて6,6は開くにより其の腕9,9はスライド・ブロック10を左方に移す（此の10は軸5とキーと溝の仕組みによりて兩者共に廻轉するが、10が5に對して軸の方向に動くは自由なり）、然る時は10の纏れたる部を緩く握るレヴァー11はリンク12,13,14,15,16を廻はし夫れが爲めニードル・ヴァルブ（第百五十七、百五十八、百五十九圖を見よ）を廻はし之を下方に進めて油の通路を堰く、而して極度に於ては之を閉塞す。

燃料油は小型のポンプにて供給す。即ち油槽より吸ひ出して之をシリンダー・ガヴァナー直上の定量受油器に受く、（此の受油器は常に一定量の油を容れ、夫れ以上は溢れて再び油槽

第百六十二圖



第百六十三圖



に歸る）。而して油は此處より針瓣へ通す。給油ポンプの衝程は手にて變化し得らるゝにより負荷馬力定まるや之に應じて衝程を定め溢油量を多大ならしむる事等を防ぐ。

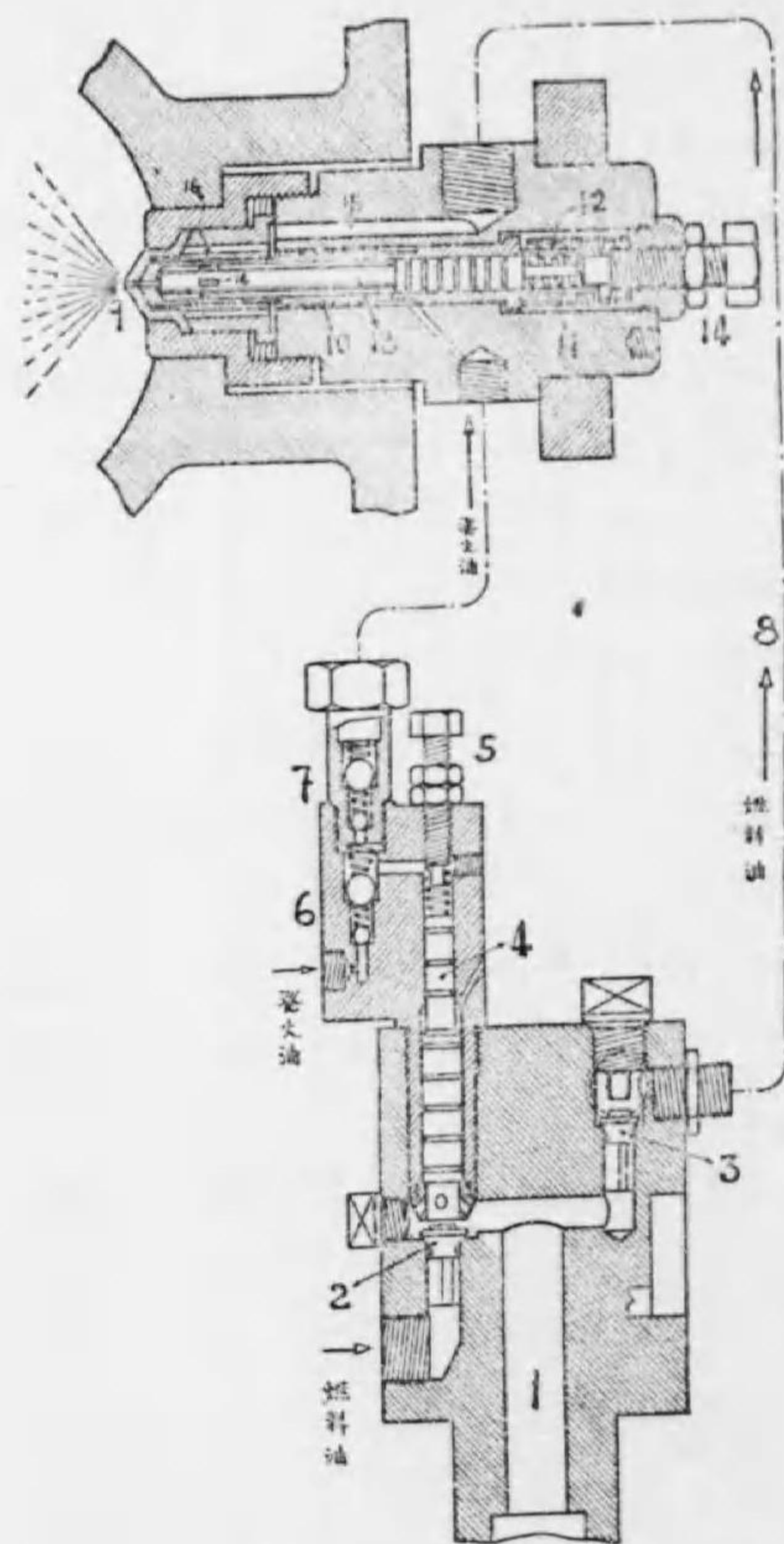
本エンジンを始動する際は壓縮空氣を使用して毎回轉押し下げ作用ある様にす但し其際は給氣、給油兩ヴァルブ閉ぢて始動ヴァルブの作用する事他のエンジンと同様なれば茲には之を説かず。

ブロンズ型エンジンは、大型ディーゼル・エンジンを凌ぐこと不可能なるが、\*小型馬力にてはディーゼル・エンジンよりも廉價にして之に匹敵すべきエンジンなり。即ち取扱に不便且つ故障起り易き空氣壓縮機の無き事が大なる利益にして且つ重油を使用し得て其の消費量ディーゼル・エンジンと大差なし。されば吾邦の漁船の如きは、多數は上述の範圍の馬力にて足り且つ非常に熟達せる運轉手の多數を得難き状況にあるを以てブロンズ型エンジンを最も經濟的に又作用確實なるものとして將來ボリソダ型エンジンに代りて利用せらるゝに至らんか。

\* 一氣箱六實馬力、四聯箱百二十馬力の範圍。

第二 ラストン・ホーンスピー型 ソリッド・  
インジェクション・エンジン

英國リンコルン市ラストン會社は同國グランサム市ホーンスピー會社と合同して、近年ソリッド・インジェクション・エンジンを造るに至れり。即ち本エンジンは燃料に重油若しくは其の他の劣等油を使用し、噴射用壓縮空氣を用わず、又「燒玉」の如き熱せる部分を用



第百六十四圖

わずして、ディーゼル・エンジンの如く通常温度にて直ちに始動し運轉繼續し得、且つ又其の燃料消費量もディーゼル・エンジンに比して劣らず、則ち全負荷馬力に於て一實馬力時當り重油消費量 0.4 封度たらしむると容易なりと。同會社は一氣筒當り 15 實馬力より 170 實馬力の範圍にて十一種類の大きさのものを、又二聯筒エンジンにては 100 實馬力より 340 實馬力の範圍にて五種類の大きさのものを作る。四サイクル式にして横型を普通とす。

本エンジンの特徴たる 給油ポンプ及燃料噴射器に付て説明せん。第百六十四圖はタール油を燃料とするために發火油(輕油の如き)を共用する仕掛を示す。給油ポンプのバレル(唧筒)1内に上下往復するプランジャーは燃料油を給油ヴァルブ2より吸ひ込みて送油ヴァルブ3より送油管8を経て燃料噴射器内に送る。\*パイロ

\*パイロットは水先案内の義にして、發火油が先づ發火爆發し、次いでタール油の燃焼を誘起せしむるを以て、製造者は此の名を用ゐたるならんか、發火油ポンプの意味なり。されば發火油(イグニッション・オイル)をパイロット・オイルとも稱す。

ト・ポンプのプランジャー(唧子)4は給油ヴァルブ2の直上にありて、上部は下部よりも細くして壓縮バネにて下方へ押さる。給油ポンプのプランジャーが上昇運動の際は此のピストン4は油壓にて押し上げられ又下降運動の際は壓縮バネにて押し下げらるゝが故に、給油ポンプの上下往復動に伴ひてピストン4は上下往復運動を爲す、但し捻子5を捻じ上げ又は下ぐる事によりて衝程の長さを加減し得。此のピストン4の上下動によりて發火油は給油ヴァルブ6(二重球ヴァルブより成る)より入り送油ヴァルブ7を出て送油管9を経て燃料噴射器内に送らる、但し油がノズル(噴射口)より噴射するに當り先づ發火油よりし、次いでタール油の噴射あり。

燃料油をシリンダー内に噴射するに際し先づ針瓣13開きて發火油が噴射爆發し次いで中空針瓣10開き(其の先端の圓錐部が密閉の座より離るゝ事)、之に因つて噴射口よりタール油が霧の如く噴射せらる、其の作用は自動的にして次の如し。

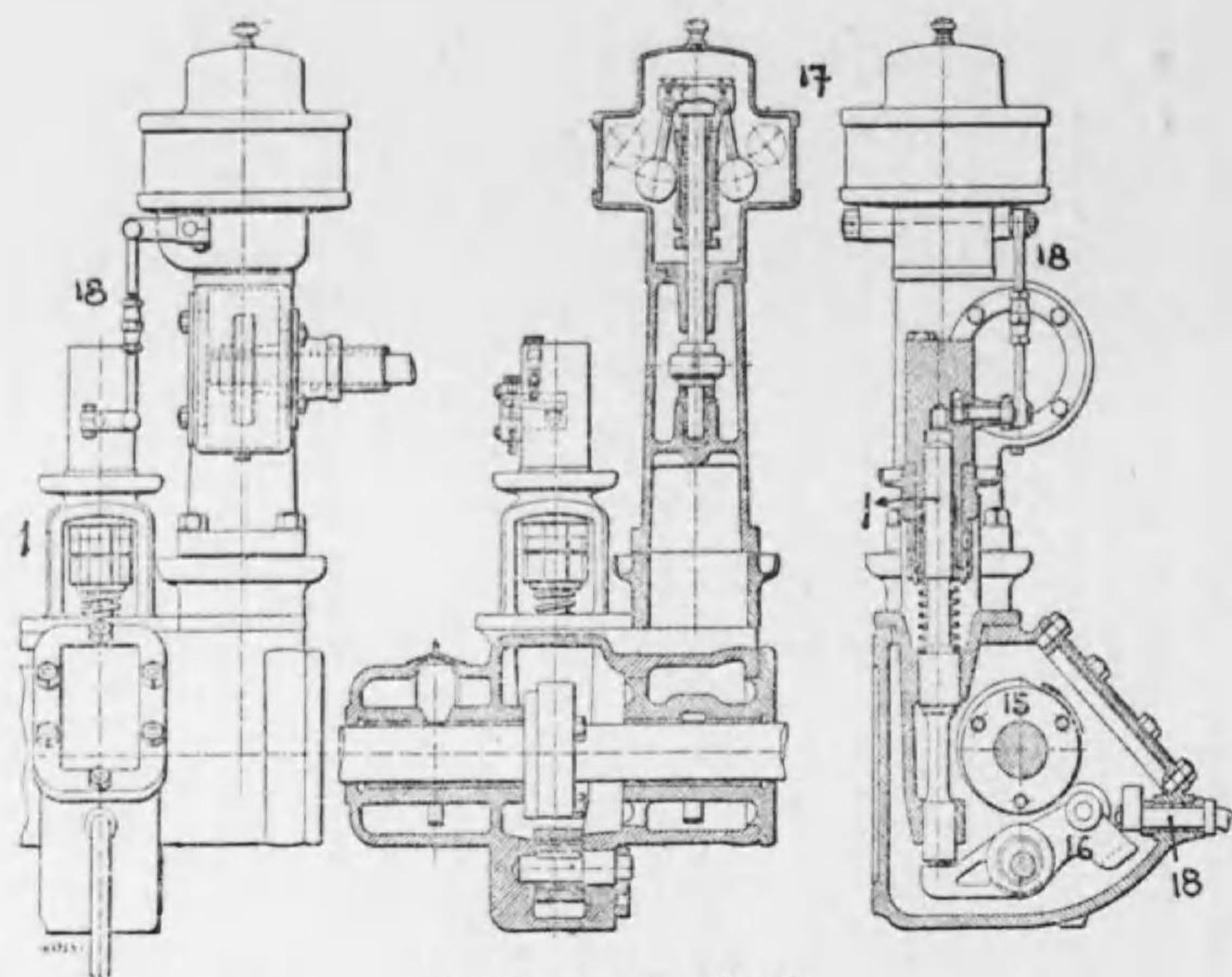
中空針瓣10の外莖部は二個の異なる直径の圓柱を爲し又内筒部も直径の異なる二個の圓筒を爲し之に針瓣13が容る、10及13兩瓣の左の先端は圓錐瓣を爲し(13の莖長さが故に四個の矢羽形の導子14あり)右の莖部はピストンを形成し其の右端は夫々壓縮バネ11及12が之を押す。油ポンプより送らるゝ燃料油の壓力高まるや其の壓力は兩針瓣10,13の莖部ピストンの鑄部を押して之を開く。此の時、針瓣13の右方へ少しの動きは直ちに噴油口9より發火油を噴出せしむるが、針瓣10は其の先端莖部がピストンを形成するにより少しく右へ移るも油の噴出無く而して猶ほ或る長さだけ右に動くや針瓣の先端直径が其の徑よりも大なる内筒部分に退き茲に始めて噴油あり。發火油消費量は全負荷に於てタール油の約5%なりと言ふ。

第百六十五圖は調速機及側軸に取付けられたる給油ポンプ用カム15、ローラー付レヴェラー16、給油ポンプ等を示す。右圖に於てプランジャー1を、中央圖に於て調速機17の構造を左圖に於て其のリンク18等を見ん。本調速機は回轉の速さ正規よりも増す時は油ポンプの油の一部分を排油口より排出せしめて噴油口に送る油量を減じ、以て速度の調整を爲す。側軸の上部(クランク軸の上にして側軸はクランク軸の下)の副軸よりヘリカル・ギヤーにて其の堅軸が被動せらる。右圖に副軸及其の端のヘリカル・ギヤーを見ん。

ローラー付レヴェラー16の軸心は偏心軸を爲し、之を或る角度廻はせば油ポンプの作用止む。以て非常用運轉中止に供ふ。又18を廻はす事によりて同様の作用を爲し、エンジン

註 圖に於てヴァルブ2,3上部の壓縮バネを省けり。又燃料油が油路15を経て噴油口内部と針瓣先端の兩圓錐空腔部に至る油路は圓筒導子16内を動く中空ピストン10の外皮厚み傍面の穿かたれたる數條の溝なるが圖には示されず。





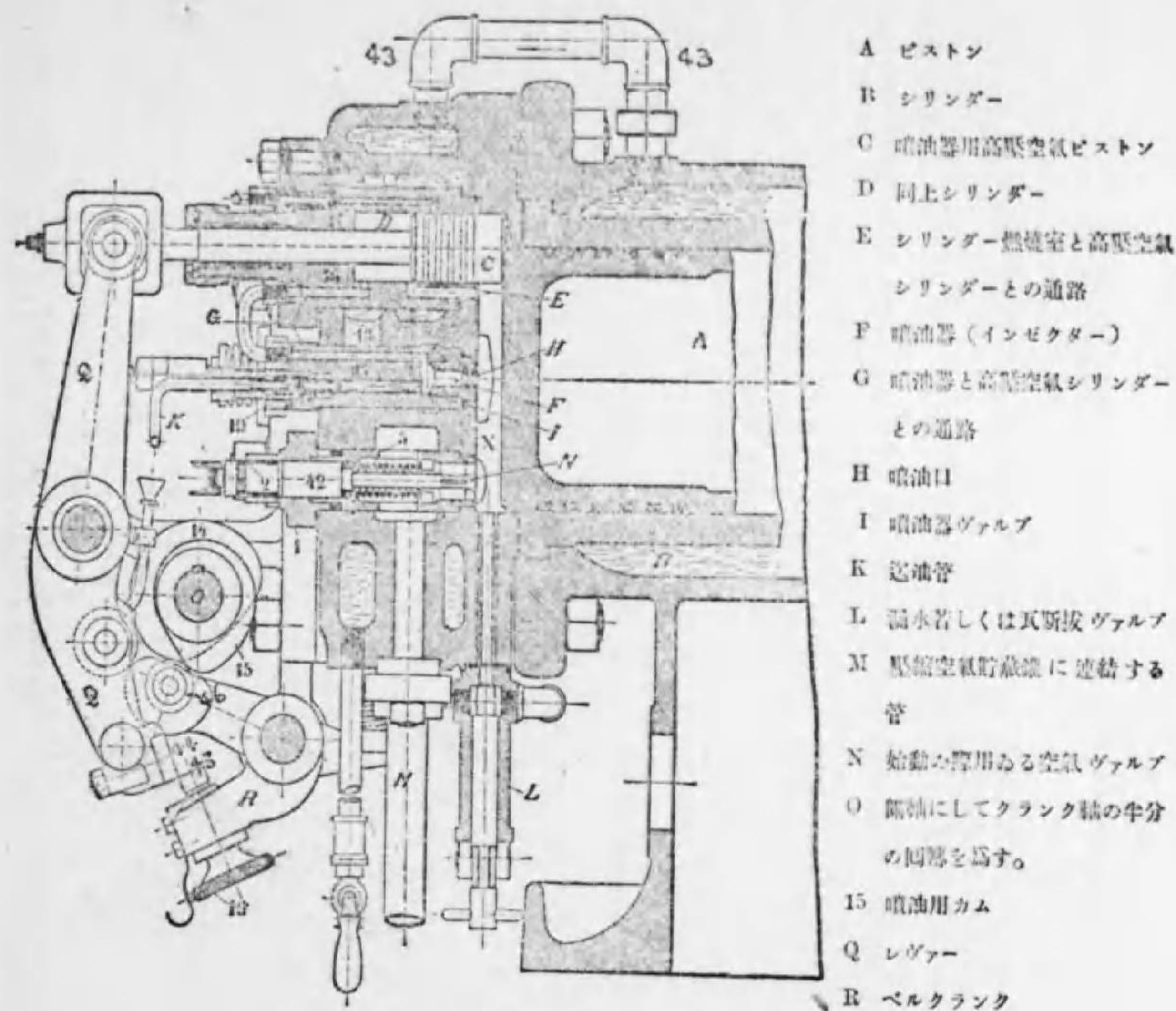
第百六十五圖

の運轉中止を行ひ得。

本エンジンの大きさの一例を揚げん。氣筒内徑 18 $\frac{1}{2}$  吋、衝程 30 吋、正規回轉數一分間當り 175 にして全負荷馬力 130 實馬力のエンジンは、比重 0.91 (溫度 60°F. にて) の重油 {發熱量一封度當り 18,000 B.T.U. (低值)} を燃料とし、\*負荷馬力 118 實馬力にて一實馬力時當り消費量 0.395 封度なりしと言ふ。

\* 但し負荷馬力 70 實馬力にて 0.465 封度、130 實馬力にて 0.41 封度、144 實馬力にて 0.48 封度を要せり。

第三 トリンクラ-、セミ、ディーゼル石油エンジン



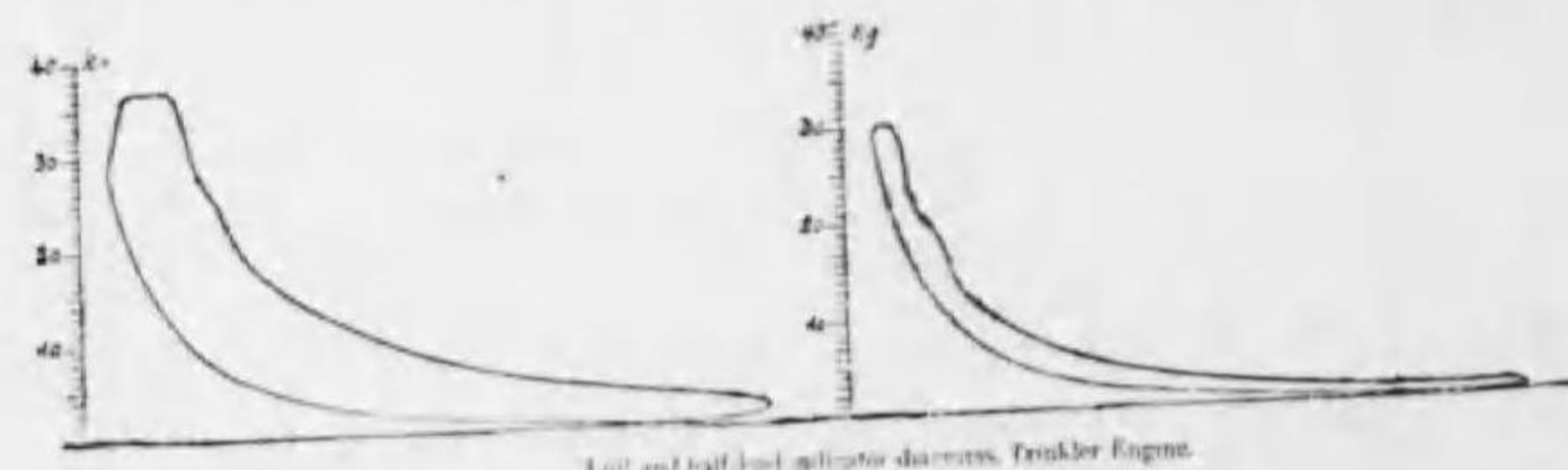
- A ピストン
- B シリンダー
- C 噴油器用高壓空氣ピストン
- D 同上シリンダー
- E シリンダー-燃焼室と高壓空氣シリンダーとの通路
- F 噴油器 (インジェクター)
- G 噴油器と高壓空氣シリンダーとの通路
- H 噴油口
- I 噴油器ヴァルブ
- K 送油管
- L 漏水若しくは瓦斯抜ヴァルブ
- M 壓縮空氣貯藏室に連結する管
- N 始動の際用ふる空氣ヴァルブ
- O 齒輪にしてクランク軸の半分の回轉を爲す。
- 15 噴油用カム
- Q レヴァー
- R ベルクラック

The Trinkler (Koerting) Oil Engine.

第百六十六圖

トリンクラ-石油エンジンは獨逸國ケルチンク會社にて作らるゝ高壓自然爆發式にして、石油は高壓空氣の流れによりて半ば蒸發し半ば霧狀に噴油口 H よりシリンダー-壓縮室の高熱の壓縮空氣内に噴出して發火爆發す。即ち其の作用を述べれば、エンジンはオート循環運動を爲すものにして、第一衝程にて空氣のみ吸ひ込み (空氣瓣開く)、第二衝程の始めに於て適量の油は給油ポンプによりて送油管 K より噴油口の空間 F 部に送らる。壓縮衝程の大部分の間は噴油用カム 15 の低き部分がローラー 46 に接し、依てベル

クランク R のトリップ 45 はレヴェー Q の爪 44 を支えるにより噴油用高圧空気ピストン C は圖示の位置に止まるも、壓縮衝程の終りに近づきては噴油の期熟し、噴油カム 15 の凸部はローラー 46 を押してトリップ 44, 45 の咬み合ひ外づる。此の時ピストン C の両面に受くる壓力の相違（其の分量は之のピストン・ロッドの直斷面に壓縮空氣の壓力を乗じたるもの）に起因し、ピストン C は左に進み之が穴 E の出口を閉づるにより、シリンダー D 内の壓縮空氣はピストン C が更に左に進むに従て愈々高壓となり、之が管 G を經て F 内に溜まれる油を噴油口 H より霧狀に噴出せしめ、之が每平方吋四百乃至四百五十封度に壓縮せられたる高温度の空氣に觸れて直ちに發火爆發す。ハンドル 16 を廻はして爪 45 を出入せしめて噴油の時期を加減す。ピストン C は通路 G の入口を通過して進むや、D の隙間内の空氣は全く密閉せられて其の弾性の爲めにピストン C をシリンダー底部に衝突せざらしむ。ピストン C の運動は速かにして噴油口 H は微小なれば之を噴出する石油は非常の速さなるにより石油は霧狀態を爲す。D 内の壓縮空氣が噴油口 H より全く噴出し盡くる迄には F 内に溜れる油は全く噴出し盡さるゝが故に、之より以後は爆發瓦斯は膨脹して仕事を爲し夫れ以後は他のエンジンと同様の作用なれば説明を略す。第四衝程に於てカム 15 の低き部分がローラー 46 に面し且つ又ピストン C に於ける壓力も減ずるにより、レヴェー Q は之に作用する彈條（圖には略す）によりて圖示の位置に復し、爪 45 は爪 44 の下に來りて之を支ふ。本エンジンは負荷馬力の大小によりて送油管 K より送る油量を加減し（ガヴァナーにて）以て適量の馬力を出すに空氣壓縮の量が不變なれば、他種のオート式エンジンのガヴァナーに比して荷物の輕き時にも油の消費量割合に激變なし。次ぎの例は之を示す。此の種の 12 馬力のエンジンを露國石油（一封度一萬七千四百英國熱單位 (B. T. U.) を有す）を用ゐて連續運轉せしに、全負荷の場合は一實馬力に對し石油の消費量一時間 0.485 封度、半負荷の場合には 0.525 封度にして僅々七分



第百六十七圖

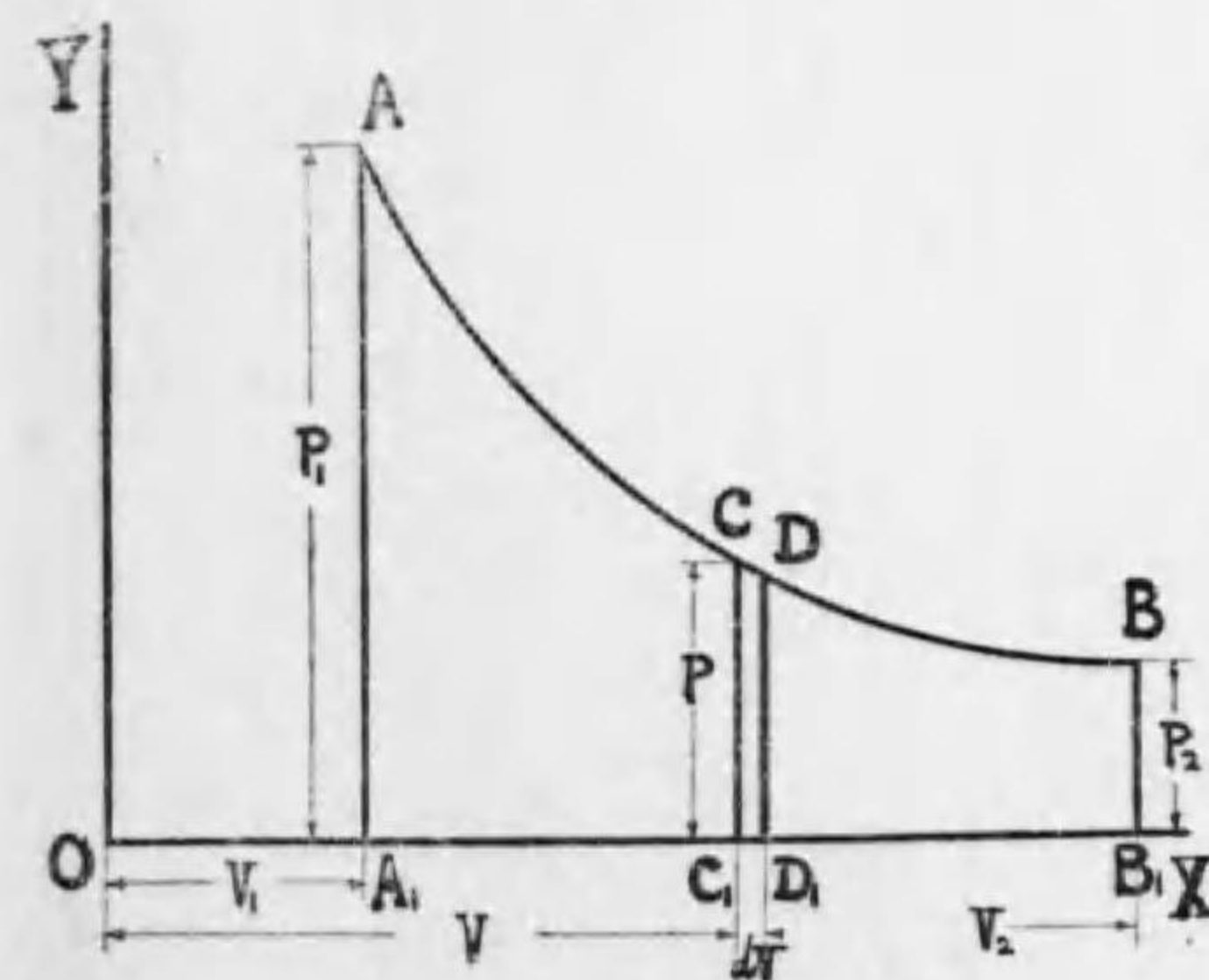
の増加なりしと言ふ。第百三十六圖は本エンジンの氣力線圖にして、全負荷の場合には初壓は大氣壓以上每平方吋 540 封度、平均壓は每平方吋 120 封度にして、半負荷の場合には始壓大氣壓以上每平方吋 430 封度なりしと言ふ。

### 第三編 ディーゼルエンジン經濟

#### 第一章 熱効率及其の他

讀者は 著者の“瓦斯エンジン”第四編 空氣其他瓦斯・燃焼・爆發實驗を一讀したるものとして、本章には 同書に記載無き部分のみを増補説明し以て本論に移らんとす。

#### 第一節 斷熱膨張によりて瓦斯の仕遂ぐる仕事



第百六十八圖

茲に定量の瓦斯ありて絶對壓壹平方呎當  $P_1$  封度にして容積  $V_1$  立方呎が\* 斷熱膨張によりて絶對壓壹平方呎當  $P_2$  封度、容積  $V_2$  立方呎に膨脹するとき瓦斯の仕遂ぐる仕事  $E$  呎封度を求めんとす。  
 $OX, OY$  直軸を畫き、 $OX$  に沿ふて容積を、 $OY$  に沿ふて壓力を示す、普通の  $PV$  線圖法に従ふ、横線  $OA_1$  は容積  $V_1$ 、縦線  $AA_1$  は壓力  $P_1$  を示すとし、同様に  $OB_1$  を容積  $V_2$ 、 $BB_1$  を壓力  $P_2$  とすれば、 $A$  點より  $B$  點に移るに従ひ  $ACB$  曲線を畫く。之を斷熱膨脹線と言ふ。面積  $ACBB_1A_1$  は 瓦斯が  $A$  點の形態より  $B$  點の形態に 斷熱膨脹を爲したる時仕遂ぐる仕事  $E$  呎封度を示す。

\* 膨脹に當り他より瓦斯に熱を與へ或は瓦斯より他へ傳導輻射等にて熱の逃げ去る事なく即ち瓦斯は全く外界と熱の遮断をなす場合之を斷熱膨脹と言ふ。而して上述の事より斷熱壓縮をも會得し得べし。

断熱膨脹線上に 任意の相接近せる二點  $C, D$  を作り 夫々縦線  $CC_1, DD_1$  を作り  $OC_1 = V, C_1D_1 = dV, CC_1 = P$  とせよ。

然る時は、

$$dE = CC_1 \cdot C_1D_1 = PdV \quad \text{即ち} \quad E = \int_{V_1}^{V_2} P dV.$$

断熱膨脹に於ては、 $P_1 V_1^\gamma = PV = P_2 V_2^\gamma$ .

但し  $\gamma$  は 本瓦斯の定壓比熱と定積比熱の比なり。

即ち、 $PdV = P_1 V_1^\gamma \cdot V^{-\gamma} dV$

$$\begin{aligned} \text{依て、} \quad E &= \int_{V_1}^{V_2} P dV = P_1 V_1^\gamma \int_{V_1}^{V_2} V^{-\gamma} dV = \frac{P_1 V_1^\gamma}{-\gamma+1} (V_2^{-\gamma+1} - V_1^{-\gamma+1}) \\ &= \frac{1}{\gamma-1} (P_1 V_1 - P_2 V_2) \dots \dots \dots (1) \end{aligned}$$

又、 $PV = RT$  ( $R$  は恒數)\* ならば、

$$E = \frac{R}{\gamma-1} (T_1 - T_2) \dots \dots \dots (2)$$

但し  $T_1$  は  $P_1, V_1$  の場合の絶対温度 °C,  $T_2$  は  $P_2, V_2$  の場合の絶対温度 °C なり。

断熱壓縮の場合は  $B$  點の瓦斯が壓縮曲線  $BCA$  を畫きて  $A$  點に達するとき、 $ACB$   $B, A, A$  面積の仕事をやし之が瓦斯内に蓄藏せらる。即ち前述の断熱膨脹と全く反對にして仕事量は (1) 或は (2) 式に示すものと同量なり。

瓦斯の断熱膨脹を著しく大ならしむる時は  $P_2 V_2 = P_1 V_1^\gamma \div V_2^{\gamma-1}$  に於て  $V_2$  の著しく増大するに従ひて  $P_2$  は零に近づき  $V_2$  が無限に膨大せし時は零となる。茲に此の假想の状態が成立つと假定して  $P_1 V_1$  状態の瓦斯を断熱膨脹によりて無限大の容積たらしむるときは、此の場合の  $E$  は瓦斯の有する全エネルギーなり。故に  $E_1 = \frac{P_1 V_1}{\gamma-1}$  を  $P_1 V_1$  状態に

\* 温度 °C, 壓力 760 m.m. の完全瓦斯 一立方呎を取り、其の定積比熱及定壓比熱を夫々  $K_v, K_p$  呎封度とすれば、 $PV=RT$  に於ける  $R$  は  $K_p - K_v$  にして完全瓦斯にありては 7.77 なり。“瓦斯エンジン” 278 頁, 296 頁參照。

\*\*  $R = C_p - C_v$  (熱の單位を仕事の單位と同様に呎封度にして表はせば),

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \text{ なるを以て, } E_1 = \frac{(C_p - C_v) T_1}{\frac{C_p}{C_v} - 1} = C_v T_1 \text{ となる,}$$

依て  $E = C_v (T_1 - T_2)$  となる。之れ  $dE = C_v dT$  より直接に結論し得る公式なり。

於ける瓦斯の有する全エネルギーと考へられ得。されば之と同價なる\*\* $E_1 = \frac{RT_1}{\gamma-1}$  も亦同一の意味に解釋し得。されば (1) 式は  $E = \frac{P_1 V_1}{\gamma-1} - \frac{P_2 V_2}{\gamma-1}$  と記し得べく、方程式の右節の價は瓦斯が  $P_1 V_1$  の状態より  $P_2 V_2$  の状態に移るときの損失エネルギーを示す、之れ即ち膨脹して仕事を仕遂げたる量  $E$  に等し。

## 第二節 ディーゼルエンジン熱効率

### 第一 熱量供給が等圧的な場合

ディーゼルエンジン熱効率の計算を容易ならしむる爲めに次の假定をなす。

假定第一 壓縮する瓦斯も燃料遮断後に膨脹する瓦斯も同一性質の瓦斯にして同量なること。

假定第二 壓縮、膨脹共に断熱的なこと。

假定第三 燃料供給は等圧的なこと。

假定第一の説明 壓縮せる瓦斯には燃料と之を噴出するに要する壓縮空氣が加はるものなるが、後者は前者に比して多量ならず、且つ瓦斯の大部分は窒素、酸素なるを以て、本假定は計算の結果に於て多大の誤差なしと認め得。

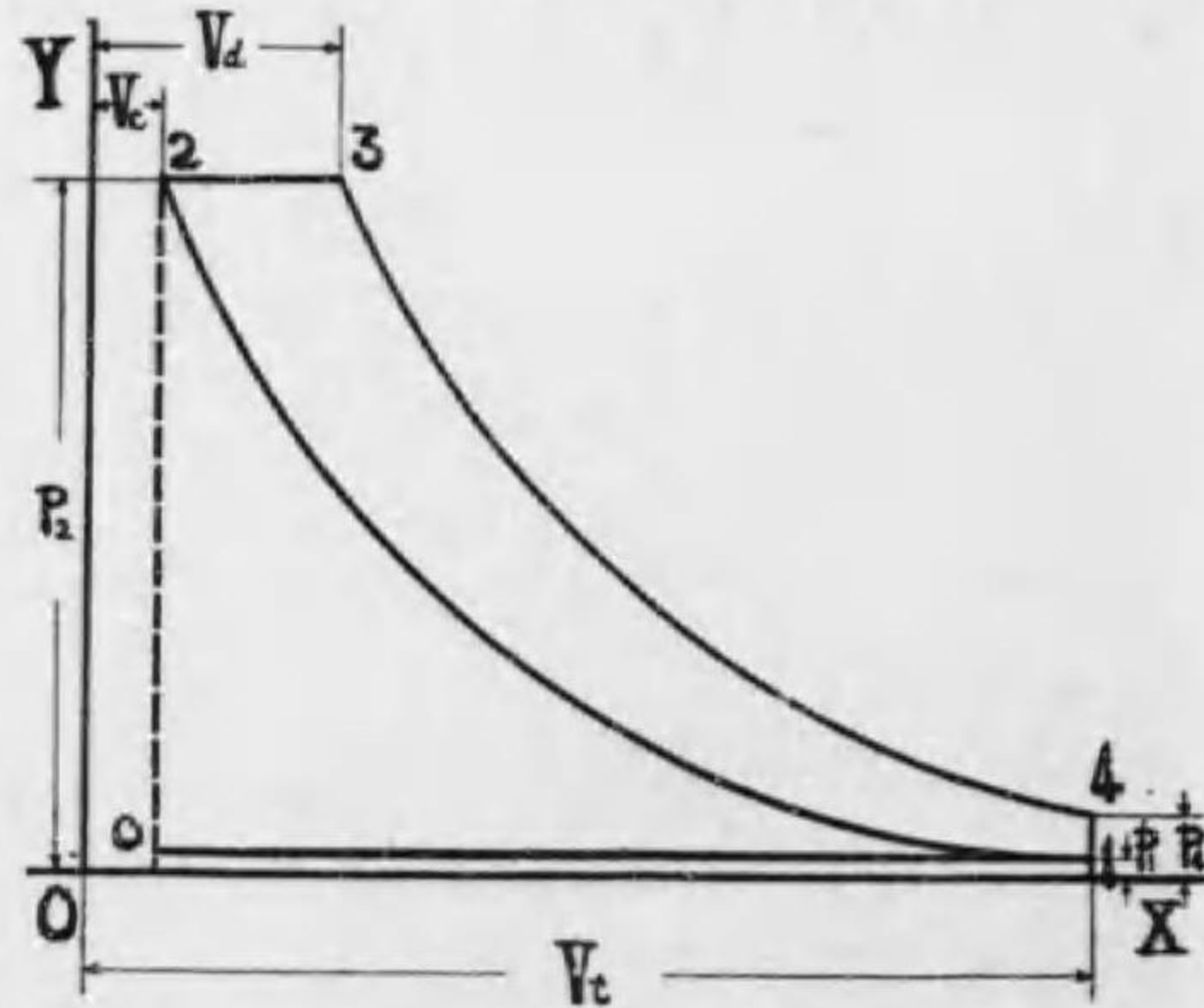
假定第二の説明 ピストンの平均速度甚だ大なるため、且つ又シリンダー内には内壁に沿ふて薄き瓦斯の層を生じ之が比較的傳熱性なるため、本假定は實際と大差なしと認め得。

假定第三の説明 普通的设计にては噴油燃焼は成可く等圧的な様に噴油カムを作るものとす、而して此の等壓線は負荷馬力大なる場合は中高に上り、負荷馬力小なる場合は遮断點に向ひ次第に「下がり勾配」となることあれども先づ本假定通りと考へて大差なし。

本サイクルに於て作用する瓦斯量は\*標準状態に於て  $B$  立方呎とす。

ディーゼルエンジンに於て氣力線

\* 標準状態とは温度  $0^{\circ}\text{C}$ 、壓力一氣壓(壹平方吋 14.7 封度、或は水銀柱 760 mm. の高さの壓)なり。



第百六十九圖

圖は第百六十九圖の如く表はし得。即ち  $OX$ ,  $OY$  兩直軸を夫々容積及壓力線とせよ。シリンダー内の瓦斯は壓縮の始めに於て容積  $V_1$  立方呎を占め、之が断熱壓縮線 12 を畫きて壓縮の極 2 に達し絶對壓力  $P_2$ 、容積  $V_2$  立方呎となる。夫より等壓的に噴油して燃焼を繼續し容積  $V_3$  立方呎に達せし時噴油を遮断す、3點之れなり。之より断熱膨脹線 34 を畫く。膨脹衝程の終り 4 點に至りて壓力急に減ず、但し此場合は廢氣が 410 線に沿ふてシリンダー外に排出せられ、空氣が 01 線に沿ふて吸込まれて壓縮の始めの點 1 に達するものなるが 10 及 01 兩線は同一のものと考えらるゝにより 4 點が直ちに定容積的に温度と壓力を減じて點 1 に達す(假定一)と考ふるなり。

上述の説明により知らるる如く、シリンダー内の瓦斯は等壓膨脹を爲す間に\*熱量  $H$  呎封度を吸収し、又定容積的狀態にて熱量  $h$  呎封度を排出す、斯くて循環作用を爲し、之によりて仕遂げられたる有効仕事 1234 の量は  $H-h$  呎封度なること明かなり。

數式を作る爲めに 次ぎの數字を用ふ。

$$r = \frac{V_1}{V_2} \quad \text{即ち 壓縮比}$$

$$u = \frac{V_3}{V_2} \quad \text{即ち 遮断比 と稱す。}$$

點 1 の瓦斯の絶對壓力を一平方呎當り  $P_1$  封度、絶對温度を  $T_1^{\circ}\text{C}$ 、容積を  $V_1$  立方呎とサフィクス 1 を以てし、同様に點 2 の 夫を  $P_2$ ,  $T_2$ ,  $V_2$  にて表はす、其他 之に倣ふ。

瓦斯の定積比熱を  $K_v$  呎封度、\* 定壓比熱を  $K_p$  呎封度とし、兩者の比  $\frac{K_p}{K_v}$  を  $\gamma$  にて表はす。

然る時は、

$$H = BK_p (T_3 - T_2),$$

$$h = BK_v (T_4 - T_1),$$

$$P_2 = P_3 \quad \text{なるにより, } T_3 = T_2 \frac{V_1}{V_2} = T_2 \frac{V_3}{V_2} = u T_2 \dots \dots \dots (1)$$

$$V_2 = V_c,$$

$$V_3 = V_a,$$

\* 熱量單位は英國熱單位 B.T.U. を採らずして、呎封度を採用す。1 B.T.U. は 778 呎封度の仕事に當る(熱力學第一法則)。

\*\* 温度  $0^{\circ}\text{C}$ 、壓力一氣壓(一平方吋當り 14.7 封度)に於て容積一立方呎の瓦斯を温度  $1^{\circ}\text{C}$  上ぐるに要せらる、熱量を  $K_v$  (呎封度單位にて表はす)とす。又  $B$  は温度  $0^{\circ}\text{C}$ 、壓力一氣壓に於ける瓦斯の容積(立方呎)なり。

$$V_4 = V_1 \text{ なるにより, } T_4 = T_1 \frac{P_4}{P_1} \dots\dots\dots(2)$$

断熱膨脹, 断熱壓縮 により次式あり。

$$\left. \begin{aligned} P_1 V_1^\gamma &= P_2 V_2^\gamma \quad \text{依て, } P_1 = \frac{P_2 V_2^\gamma}{V_1^\gamma} \\ P_3 V_3^\gamma &= P_4 V_4^\gamma \quad \text{依て, } P_3 = \frac{P_4 V_4^\gamma}{V_3^\gamma} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(3)$$

(3) 式を(2)式に容るゝ時は,

$$T_4 = T_1 \frac{P_3 V_3^\gamma + V_4^\gamma}{P_2 V_2^\gamma + V_1^\gamma} = T_1 \left( \frac{V_3}{V_2} \right)^\gamma = T_1 r^\gamma \dots\dots\dots(4)$$

(1) 及(4)式を  $H, h$  式に容るゝ時は,

$$\left. \begin{aligned} H &= BK_p T_1 (u-1), \\ h &= BK_p T_1 (u^r-1). \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(5)$$

気示的熱効率  $\eta$  は有効仕事と供給せる熱量との比なるを以て、 $\frac{H-h}{H}$  なり。故に(5)式を代入する時は,

$$\eta = \frac{H-h}{H} = 1 - \frac{h}{H} = 1 - \frac{K_p T_1 (u^r-1)}{K_p T_1 (u-1)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{u^r-1}{r(u-1)}$$

而して,  $\frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1} = \frac{1}{r^{\gamma-1}}$

故に,  $\eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \cdot \frac{u^r-1}{r(u-1)} \dots\dots\dots(6)$

之れ気示的熱効率を示す公式なり。

以上の公式の意味を明かにするために、實價に近き數として  $r=13, \gamma=1.35$  を公式に容るゝ時は,

$u$  の 1.5, 2.5, 3.0 に對する  $\eta$  の價 次の如し。

$u$ の 價	1.5	2.5	3.0
$\eta$ の 價	0.56	0.51	0.49

之に因れば、ディーゼルエンジンの気示的熱効率は遮断比小なるに従ひて次第に増加する事を知る。遮断比小なるに従ひ気示馬力減ずと考ふる時はディーゼルエンジンは全負

\* (6) 式を チョクレ-氏公式 Chalkley's formula と云ふ。

荷馬力よりも四分之三負荷馬力の場合の方反つて気示的熱効率高きを示す場合あり、之れオットー式エンジンが負荷馬力の多少に拘はらず気示的熱効率一定なる性質に比較して顯著なる點なりとす。但し實際には\* 負荷馬力甚だしく減ずる時は定壓的燃焼線は著しく「下り勾配」となる等の原因によりて気示的熱効率減ずるを普通とす。

## 第二 熱量供給が等壓的なる場合に於ける シリンダー内の平均有効壓力

一サイクルにて仕遂げたる有効仕事(呎封度)を衝程長(呎)にて除し、次に之をシリンダー横斷面積(平方吋)にて除したる商をシリンダー内の平均有効壓力(一平方吋當り封度)と稱す。

以上の定義に従へば、シリンダー内の平均有効壓力を一平方吋當り  $P_m$  封度とし、シリンダー横斷面積を  $A$  平方吋(シリンダー内徑を  $d$  吋とせば  $A = \frac{\pi}{4} d^2$ )、衝程を  $L$  呎とし、一サイクルにて仕遂げたる有効仕事を  $E$  呎封度とせば次式あり。

$$E = P_m AL$$

第百六十九圖に於て見る如く等壓線 2 3 を畫きて瓦斯が膨脹したるときは、點 2 より點 3 の状態に移る間に  $P_2(V_3-V_2) = P(V_3-V_2)$  呎封度の仕事を爲し、瓦斯の全エナジ-増加量は  $\frac{P_3 V_3}{\gamma-1} - \frac{P_2 V_2}{\gamma-1}$  なり。

依て次式あり。

$$\begin{aligned} H &= \frac{P_3 V_3}{\gamma-1} + P_2(V_3-V_2) - \frac{P_2 V_2}{\gamma-1} \\ &= P_2(V_3-V_2) \left\{ \frac{1}{\gamma-1} + 1 \right\} \\ &= P_2 V_2 (u-1) \frac{\gamma}{\gamma-1} \dots\dots\dots(7) \end{aligned}$$

點 4 より點 1 に移る間に 瓦斯の失ひたる熱エナジ-  $h$  は次式にて表はさる。

$$h = \frac{P_4 V_4}{\gamma-1} - \frac{P_1 V_1}{\gamma-1} = \frac{(P_4-P_1)V_c}{\gamma-1}$$

\* 第三、176 乃至 188 頁を見よ。

而して、
$$P_1 = P_2 \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma} = P_2 \left( \frac{uV_c}{V_1} \right)^{\gamma} = P_2 u^{\gamma} \times \frac{1}{r^{\gamma}}$$

$$P_1 = P_2 \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma} = P_2 \times \frac{1}{r^{\gamma}}$$

依て、
$$h = \frac{P_2}{r^{\gamma}} \cdot \frac{u^{\gamma}-1}{\gamma-1} V = \frac{P_2 V_c}{r^{\gamma-1}} \cdot \frac{u^{\gamma}-1}{\gamma-1} \dots \dots \dots (8)$$

一サイクルに於ける有効仕事  $E_1$  は  $H-h$  なるを以て (7), (8) 兩式より次式を得。

$$E = H-h = \frac{P_2 V_c}{\gamma-1} \left\{ (u-1)\gamma - \frac{u^{\gamma}-1}{r^{\gamma-1}} \right\} \dots \dots \dots (9)$$

上式を  $AL$  即ち  $(V_1-V_2)=(r-1)V_c$  にて除するときは平均壓力  $P_m$  (一平方呎當り封度) を得。故に  $P_2$  の代りに  $p_2$  (一平方吋當り封度) を、又  $P_m$  の代りに  $p_m$  を容るゝ時は、

$$p_m = \frac{p_2}{(\gamma-1)(r-1)} \left\{ (u-1)\gamma - \frac{u^{\gamma}-1}{r^{\gamma-1}} \right\} \dots \dots \dots (10)$$

(一平方吋當り封度)

$p_2 = p_1 r^{\gamma}$  なるを以て、

$$p_m = \frac{p_1 r^{\gamma}}{(\gamma-1)(r-1)} \left\{ (u-1)\gamma - \frac{u^{\gamma}-1}{r^{\gamma-1}} \right\} \dots \dots \dots (11)$$

(一平方吋當り封度)

$p_m$  が  $r$  及び  $u$  によりて如何に消長するやを示さん爲めに、上式に數字を入れて計算し下表に示せり。之に因れば  $r$  の増すに従ひて  $p_m$  も増し、又  $u$  の増加に伴ひて  $p_m$  の増加することを知る。

而して全負荷馬力に於ける  $p_m$  の値は通常 100 乃至 110 を標準價とするに因り  $u=2.5$  以下なるべし。而して  $u=1.5$  の如きは半負荷馬力以下に相當する遮斷比なり。

$p_m$  の 價 但し  $p_1 = 14.7$

$\gamma = 1.41$	$r = 13$	$r = 14$	$r = 15$
$u = 1.5$	49	51	53
$u = 2.5$	133	140	146
$u = 3.0$	170	178	187

實際に於ては、ピストン徑の増加に従ひて平均有効壓力を減ずるを常とす。其の理由はピストン徑増すに従ひて水冷却の効力減ずるにより爆發の壓力を遞下する必要あるに因る。次に掲ぐる表は全負荷馬力にて長時間運轉し得る條件にて (但し\* 二割増の過負荷馬力を三十分以内は加へらるゝものとす) 四サイクル、低速、陸用エンジンのシリンダー内徑と平均有効壓力との割合を示す:—

シリンダー内徑 吋	8	10	12	14	16	18	20	25	30
平均有効壓力 一平方吋當り封度	110	107	105	102	99	96	94	87	80

四サイクル、高速、陸用ディーゼルエンジンにては、平均有効壓力を上者の5%減とす。二サイクルエンジンの普通型設計のものは、平均有効壓力は上者の價よりも低くして、高速及低速何れに於ても夫々上者の價よりも一割減とす。然れども特種設計の給氣超過式にては170封度の平均有効壓力を示すものあり。

\* 二割増過負荷馬力にては、内徑8吋シリンダーの平均壓力は  $110 \times 1.2 = 132$  封度 (一平方吋當り) まで出し得る意味となる。

### 第三 熱量供給の壓力が直線的に變ずる場合

從來ディーゼル・サイクルの理論的熱効率を研究するに當り、熱量は壓縮瓦斯に定壓的に供給せらるゝものとして専らチャクレー氏公式 (Chalkley's formula) に依るを普通となせり。之に據ればディーゼル定壓サイクルの理論的熱効率は其の壓縮比と燃料遮断比の二者に依りて甚しき影響を受け、就中燃料遮断比の減少は著しく熱効率を増加す。

然れども實際に於てディーゼル・エンジンのインジカトル線圖を検するに熱量の供給は必ずしも定壓的に行はれずして、エンジンの全負荷馬力より小なる負荷馬力にありては定壓線は遞次燃料遮断點に向つて傾斜せる曲線となり負荷馬力がエンジンの全負荷馬力の四分の三若しくは二分の一内外に減少するに従ひ定壓線の傾斜益々甚しくインジカトル線圖上燃料遮断點を判然と見分け難きもの多し。さればディーゼル・サイクルに於て熱量の供給が定壓的ならずして燃料遮断點に向つて傾斜せる直線に沿ふて行はるゝものと考えて、その理論的熱効率を研究するは甚有益なるべく、且つチャクレー氏公式に比すれば寧ろ現時普通に行はるゝディーゼル・エンジンの設計によく適應するものと信ず。即ち現今ディーゼル・エンジンを設計するに當り燃料遮断比は之れを同一エンジンにては負荷馬力の大小に關係なく一定なるやう設計し、又燃料噴射用壓縮空氣の壓力をそのエンジンの全負荷馬力に於ては通例一平方時當り 800 乃至 900 封度内外とし負荷馬力の減少するに従つて之れを下げ、負荷馬力が全負荷馬力の四分の三、若しくは二分の一内外に於ては一平方時當り 600 乃至 700 封度内外とし以て負荷馬力の大小に應ずるやう設計する事普通なればなり。

インジカトル線圖に於て熱量の供給期間の曲線部分を直線と見做す時はインジカトル線圖の面積に多少の誤差を生ぜんも之れインジカトル線圖の面積に比して甚小なるべければ結果には影響を及ぼさず。

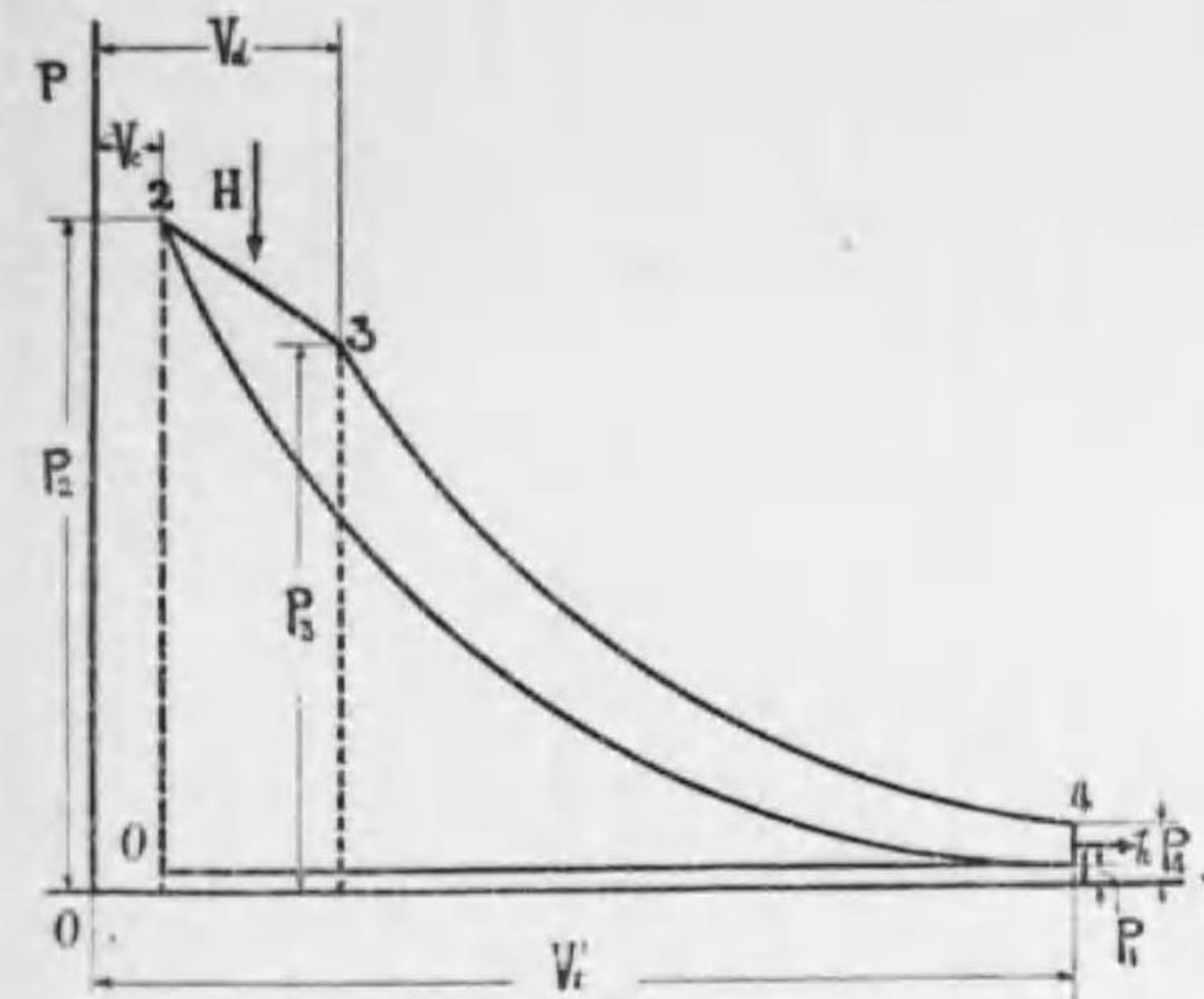
次に熱量供給期間の壓力が直線的に變ずるものと考えたるディーゼル・サイクルの理論的熱効率を計算せんには先づ下の假定を設け之に基きて計算を爲すべし。

假定第一 シリンダー内の瓦斯は完全瓦斯にして、其量及び性質は熱量供給の前後に於て一定不變なり。

假定第二 瓦斯の膨脹及び壓縮は斷熱的に行はる。

上記の假定は實際の場合と比較して大なる差異無く既に第一の場合に説きたる處なり。

### 第一 瓦斯の比熱一定なる場合



第七十圖

は直交二直線 41 及び 10 に沿ひてシリンダーより排出さる。

點 1 に於ける瓦斯の容積を  $V_1$  立方呎、絶對壓力を一平方呎當り  $P_1$  封度、絶對溫度を  $T_1$  °C. と定め 他の諸點に於ても之に倣ひて絶對壓力及び溫度は 夫々  $P$  及び  $T$  に其點を表す數字をサフィックスとして附け加へて表し容積は圖示の如く定む。

每サイクル瓦斯に供給さるる熱量を  $H$  呎封度 } とすれば、  
 每サイクル廢氣の持去る熱量を  $h$  呎封度 }

熱効率  $\eta$  は

$$\eta = \frac{H-h}{H} \dots\dots\dots (1)$$

に  $H$  及び  $h$  を求めんに

瓦斯の定壓比熱を  $K_p$  呎封度 } とし、  
 瓦斯の定積比熱を  $K_v$  呎封度 }

又便宜の爲めに、

$$\left. \begin{aligned} \text{壓縮比} \quad r &= \frac{V_1}{V_2} \\ \text{遮断比} \quad a &= \frac{V_3}{V_2} \end{aligned} \right\} \text{と置く。}$$

$$\left. \begin{aligned} \gamma &= \frac{K_p}{K} \\ m &= \frac{P_1}{P_2} \end{aligned} \right\}$$

然る時は 瓦斯の比熱を一定としたるを以て、

$$H = K_p(T_3 - T_2) + \frac{P_2 + P_3}{2} (V_p - V_c) \dots \dots \dots (2)$$

又  $PV = RT$  ( $R$  は完全瓦斯に対する恒数なり)

故に  $T_3 = \frac{P_3 V_d}{R} = \frac{mu P_2 V_c}{R}$

$$T_2 = \frac{P_2 V_c}{R}$$

依て(2)式に代入して

$$H = P_2 V_c \left\{ \frac{K_p}{R} (mu - 1) + \frac{1+m}{2} (u-1) \right\} \dots \dots \dots (3)$$

次に  $h = K_p(T_1 - T_2) \dots \dots \dots (4)$

然るに  $T_1 = \frac{P_1 V_c}{R}$

$$T_1 = \frac{P_1 V_c}{R}$$

又 曲線 34 は 断熱的の曲線なるを以て

$$P_3 V_d^\gamma = P_1 V_c^\gamma$$

従つて  $P_1 = P_3 \left( \frac{V_d}{V_c} \right)^\gamma = m P_2 \left( \frac{u}{r} \right)^\gamma$

同様に  $P_1 = P_2 \left( \frac{1}{r} \right)^\gamma$

依て  $T_1, T_2$  の値を  $P_1, P_2$  にて表し之を(4)式  $h$  に代入すれば

$$h = P_2 V_c \frac{K_p}{R r^{\gamma-1}} (mu^\gamma - 1) \dots \dots \dots (5)$$

(2)式  $H$  及び(5)式  $h$  を(1)式  $\eta$  に代入して

$$\eta = 1 - \frac{\frac{K_p}{R r^{\gamma-1}} (mu^\gamma - 1)}{\frac{K_p}{R} (mu - 1) + \frac{1+m}{2} (u-1)}$$

或ひは次の如く表す事を得。

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \cdot \frac{mu^\gamma - 1}{(mu-1) + \frac{1+m}{2} (u-1)(\gamma-1)} \dots \dots \dots (6)$$

チュクレ-氏公式は上式に於て  $m=1$  と置きたる特別の場合なり。

上式に於て  $m=1$  とすれば、

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \cdot \frac{u^\gamma - 1}{\gamma(u-1)}$$

次に 此サイクルの平均有効壓力一平方呎當り  $P_m$  封度を求めん。

毎サイクルの有効仕事はインシカトル線圖の面積にて表さる。之を  $W$  呎封度とせば、

$$P_m = \frac{W}{V_1 - V_c} \dots \dots \dots (7)$$

(3)式  $H$  及び(5)式  $h$  より、

$$W = H - h = P_2 V_c \left\{ \frac{K_p}{R} (mu - 1) + \frac{1+m}{2} (u-1) - \frac{K_p}{R r^{\gamma-1}} (mu^\gamma - 1) \right\}$$

然るに 完全瓦斯に於ては、

$$R = K_p - K_v$$

或は、  $\frac{K_p}{R} = \frac{1}{\gamma - 1}$

依て、  $W = P_2 V_c \left\{ \frac{mu - 1}{\gamma - 1} + \frac{1+m}{2} (u-1) - \frac{mu^\gamma - 1}{(\gamma - 1) r^{\gamma-1}} \right\}$

$W$  を(7)式  $P_m$  に代入すれば、

$$P_m = \frac{P_2}{(\gamma - 1)(r - 1)} \left\{ (mu - 1) + \frac{1+m}{2} (u-1)(\gamma - 1) - \frac{mu^\gamma - 1}{r^{\gamma-1}} \right\}$$

(一平方呎當り封度)

或は、  $p_m = \frac{p_2}{(\gamma - 1)(r - 1)} \left\{ (mu - 1) + \frac{1+m}{2} (u-1)(\gamma - 1) - \frac{mu^\gamma - 1}{r^{\gamma-1}} \right\} \dots \dots \dots (8)$

(一平方呎當り封度)

又  $p_2$  を  $p_1$  にて表せば



$$p_m = \frac{p_1 r^{\gamma-1}}{(\gamma-1)(r-1)} \left\{ (mu-1) + \frac{1+m}{2} (u-1)(\gamma-1) - \frac{mu^{\gamma}-1}{r^{\gamma-1}} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

(一平方吋當り封度)

上式 (8) 或は (9) に於て  $m=1$  と置く時は ディーゼル定壓サイクルの平均有効壓力を得。

(8) 式に於て  $m=1$  とすれば、

$$p_m = \frac{p_1}{(\gamma-1)(r-1)} \left\{ r(u-1) - \frac{u^{\gamma}-1}{r^{\gamma-1}} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

次に  $\gamma, r, u$  及び  $p_1$  に數値を與へて本ディーゼルサイクルの熱効率及び平均有効壓力を計算せん。

本例に於て、  
 $p_1 = 1$  氣壓  
 $= 14.7$  (一平方吋當り封度)  
 壓縮比  $r = 13$   
 遮斷比  $u = 2.5$   
 $\gamma = 1.41$  と定む。

然る時は (6) 式  $\eta$  及び (8) 式  $p_m$  に上記の數値を代入計算の結果

$$p_m = 111 (1.53m - 0.341)$$

$$\eta = 1 - \frac{3.64m - 1}{8m - 1.97}$$

$m=1$  より  $0.5$  に至る  $p_m$  及  $\eta$  の値は 次表の如し。

第一表  $m$  に對する  $p_m$  及び  $\eta$  の値

$p_1$	$p_2$	$m = \frac{P_3}{P_2}$	$p_m$	$\eta \%$
14.7	545	1	132	56.2
		0.9	115	56.3
		0.8	97.5	56.7
		0.7	80.9	57.2
		0.6	64.0	58.1
		0.5	47.0	59.6

## 第二 瓦斯の比熱が絶對温度の一次式にて表さるゝ場合

第一の計算は瓦斯の定壓比熱及び定積比熱が一定なりと云ふ假定に基きたるものなり。然れ共瓦斯の比熱が温度と共に變化する事は現今廣く認めらるゝ事實にして、多くの場合その温度に對する變化は直線的\*なりと考ふる事普通にして又大なる誤差なしと認めらる。茲に、

$$\left. \begin{aligned} K_p &= A_1 + \beta T \\ K_v &= A_2 + \beta T \end{aligned} \right\} \text{と置く。}$$

式中  $A_1, A_2$  及  $\beta$  は恒數にして  $T$  は絶對温度なり。又  $\frac{A_1}{A_2}$  は恒數にして之を  $\lambda$ \*\*にて表す。

以下符號は第一の計算に於て用ゐたるものと同意味なりとす。

此場合 瓦斯が断熱的變化を爲す時は  $P, V, T$  の關係は次式にて表さる。

$$PV^{\gamma_0} e^{\frac{\beta}{A_2} V} = \text{恒數}$$

或は、 $PV^{\gamma_0} e^{\lambda T} = \text{恒數}$  但し  $\lambda = \frac{\beta}{A_2}$  なり。

然る時は 本サイクルの熱効率  $\eta$  は、

$$\eta = \frac{H-h}{H} \dots\dots\dots (1)$$

次に  $H$  及  $h$  を求めんに、

$$dH = K dT + P dV$$

故に、

$$H = \int_{T_2}^{T_3} (A_2 + \beta T) dT + \int_{V_c}^{V_a} P dV$$

$$= (T_3 - T_2) \left\{ A_2 + \frac{\beta}{2} (T_3 + T_2) \right\} + \frac{P_2 + P_3}{2} (V_a - V_c) \dots\dots\dots (2)$$

$T_3, T_2$  を  $T_1$  にて表さん、曲線 12 は断熱的曲線なるを以て、

$$V_1 V_2^{\gamma_0} e^{\lambda T_1} = P_2 V_c^{\gamma_0} e^{\lambda T_2}$$

或は、

$$P_1 (r V_c)^{\gamma_0} e^{\lambda T_1} = P_2 V_c^{\gamma_0} e^{\lambda T_2}$$

\* 二三の瓦斯例へば  $CO_2$  等に於ては之を二次式にて表す方適當なりとする學者あれども之を一次式なりと考へても本計算に於ては、結果に大なる誤差を生ぜず。

\*\*  $\frac{A_1}{A_2} = \gamma_0$  は之を數學的に解釋すれば 絶對温度  $0^\circ C$  に於ける瓦斯の定壓比熱と定積比熱との比なりと云ふを得可し。

又、 
$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$$

以上二式より、

$$T_2 = T_1 r^{\gamma_0 - 1} e^{\lambda(T_2 - T_1)}$$

然るに  $\lambda$  の値は 1 に比して甚小なればその二乗以下の項を省略する時は、

$$e^{\lambda T} = 1 + \lambda T$$

と書く事を得。以下此省略法を用ふ。

依て、 
$$T_2 = T_1 r^{\gamma_0 - 1} \{1 + \lambda T_1 (1 - r^{\gamma_0 - 1})\}$$

又、 
$$\frac{P_3 V_3}{T_3} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$$

故に、 
$$T_3 = T_2 \mu u$$

$$= T_1 \mu u r^{\gamma_0 - 1} \{1 + \lambda T_1 (1 - r^{\gamma_0 - 1})\}$$

又 (2') 式に於て、

$$\frac{P_2 + P_3}{2} (V_2 - V_3) = \frac{1+m}{2} (u-1) P_1 V_1 = T_1 R \frac{1+m}{2} (u-1)$$

然るに、

$$R = K_p - K_v = A_1 - A_2$$

依て、

$$\begin{aligned} \frac{P_2 + P_3}{2} (V_2 - V_3) &= T_1 r^{\gamma_0 - 1} \{1 + \lambda T_1 (1 - r^{\gamma_0 - 1})\} \\ &\quad \times \frac{1+m}{2} (u-1) (A_1 - A_2) \end{aligned}$$

此の値及び  $T_2$ ,  $T_3$  の値を (2') 式  $H$  に代入すれば、

$$\begin{aligned} H &= T_1 r^{\gamma_0 - 1} \left[ (\mu u - 1) \{1 + \lambda T_1 (1 - r^{\gamma_0 - 1})\} \right. \\ &\quad \left. \left\{ A_2 + \frac{\beta}{2} T_1 r^{\gamma_0 - 1} \times \left[ 1 + \lambda T_1 (1 - r^{\gamma_0 - 1}) \right] (\mu u + 1) \right\} \right. \\ &\quad \left. + \frac{1+m}{2} (u-1) (A_1 - A_2) \times \left[ 1 + \lambda T_1 (1 - r^{\gamma_0 - 1}) \right] \right] \end{aligned}$$

(1) 此式に於て  $\lambda = 3 \times 10^{-4}$  (大略),  $T$  即ち  $T_2 - T_1$  に於て  $T_2$  は 1000°C. 内外,  $T_1$  は 400°C. 内外なりと考へらるを以て  $\lambda T = 0.18$  となる。第三項の値を計算すれば 第三項 =  $\frac{\lambda^2 T^2}{2!} = 0.016$ , 更に第四項を取れば 第四項 = 0.001 となる。以下斯の如く速に減ずるを以て上記の略算式は本計算に於ては十分に正確なり。

$$\begin{aligned} &= T_1 A_1 r^{\gamma_0 - 1} \left[ (\mu u - 1) \left\{ 1 + \lambda T_1 \left\{ \frac{r^{\gamma_0 - 1}}{2} (\mu u - 1) + 1 \right\} \right\} \right. \\ &\quad \left. + \frac{1+m}{2} (u-1) (\gamma_0 - 1) \left\{ 1 + \lambda T_1 (1 - r^{\gamma_0 - 1}) \right\} \right] \\ &= T_1 A_1 r^{\gamma_0 - 1} \left[ (\mu u - 1) + \frac{1+m}{2} (u-1) (\gamma_0 - 1) \right. \\ &\quad \left. + \lambda T_1 \left\{ (\mu u - 1) \left\{ (\mu u - 1) \frac{r^{\gamma_0 - 1}}{2} + 1 \right\} + \frac{1+m}{2} (u-1) \right. \right. \\ &\quad \left. \left. \times (\gamma_0 - 1) (1 - r^{\gamma_0 - 1}) \right\} \right] \dots \dots \dots (3') \end{aligned}$$

次に、 
$$h = \int_{T_1}^{T_2} (A_2 + \beta T) dT = (T_2 - T_1) \left\{ A_2 + \frac{\beta}{2} (T_1 + T_2) \right\} \dots \dots \dots (4)$$

$T_2$  を  $T_1$  にて表さん、曲線 34 は断熱的曲線なるを以て、

$$P_3 V_3^{\gamma_0} e^{\lambda T_3} = P_2 V_2^{\gamma_0} e^{\lambda T_2}$$

或いは、

$$P_3 (u V_3)^{\gamma_0} e^{\lambda T_3} = P_2 (r V_2)^{\gamma_0} e^{\lambda T_2}$$

又、

$$\frac{P_3 V_3}{T_3} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$$

以上二式より、

$$\begin{aligned} T_3 &= T_2 \left( \frac{u}{r} \right)^{\gamma_0 - 1} e^{\lambda (T_3 - T_2)} \\ &= T_2 \left( \frac{u}{r} \right)^{\gamma_0 - 1} \{1 + \lambda (T_3 - T_2)\} \end{aligned}$$

$T_3$  の値を代入して簡単にすれば、

$$T_3 = T_2 \mu u^{\gamma_0} \{1 + \lambda T_2 (1 - r^{\gamma_0 - 1} + \mu u r^{\gamma_0 - 1} - \mu u^{\gamma_0})\}$$

$T_2$  の値を  $h$  式に代入すれば、

$$\begin{aligned} h &= T_1 \left[ \mu u^{\gamma_0} \left\{ 1 + \lambda T_1 (1 - r^{\gamma_0 - 1} + \mu u r^{\gamma_0 - 1} - \mu u^{\gamma_0}) \right\} - 1 \right] \\ &\quad \times \left[ A_2 + \frac{\beta}{2} T_1 \left\{ \mu u^{\gamma_0} \left\{ 1 + \lambda T_1 (1 - r^{\gamma_0 - 1} + \mu u r^{\gamma_0 - 1} - \mu u^{\gamma_0}) \right\} + 1 \right\} \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= A_1 T_1 \left[ mu^{\gamma_0} \left\{ 1 + \lambda T_1 (1 - r^{\gamma_0-1} + mu r^{\gamma_0-1} - mu^{\gamma_0}) \right\} - 1 \right] \\
&\quad \times \left\{ 1 + \frac{\lambda T_1}{2} (mu^{\gamma_0} + 1) \right\} \\
&= A_1 T_1 \left[ mu^{\gamma_0-1} + \lambda T_1 \left\{ mu^{\gamma_0} \left( 1 - \frac{mu^{\gamma_0}}{2} + mu r^{\gamma_0-1} - r^{\gamma_0} \right) \right. \right. \\
&\quad \left. \left. - \frac{1}{2} \right\} \right] \dots \dots \dots (5')
\end{aligned}$$

(3')式 H 及び (5') 式 h を (1') 式 η に代入すれば 熱効率 η を得。

即ち、
$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma_0-1}} \cdot \frac{M + \lambda T_1 N}{M + \lambda T_1 N} \dots \dots \dots (6')$$

式中、
$$\left. \begin{aligned}
M &= (mu-1) + \frac{1+m}{2} (u-1)(\gamma_0-1) \\
N &= (mu-1) \left( 1 + \frac{mu-1}{2} r^{\gamma_0-1} \right) + \frac{1+m}{2} (u-1) \\
&\quad \times (\gamma_0-1) (1-r^{\gamma_0-1}) \\
M' &= mu^{\gamma_0} - 1 \\
N' &= mu^{\gamma_0} \left\{ 1 - \frac{mu^{\gamma_0}}{2} + (mu-1)r^{\gamma_0-1} \right\} - \frac{1}{2}
\end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (6'')$$

上式 η に於て m=1 と置けば デイゼル定圧サイクルに於て 瓦斯の比熱が温度の一次式にて表さるものと考えたる時の熱効率を表す。今之を求めんに、(6'') 式に於て m=1 と置けば、

$$\begin{aligned}
M &= \gamma_0(u-1) \\
N &= (u-1) \left\{ \gamma_0(1-r^{\gamma_0-1}) + r^{\gamma_0-1} \frac{1+u}{2} \right\} \\
M' &= u^{\gamma_0} - 1 \\
N' &= u^{\gamma_0} \left\{ 1 - \frac{u^{\gamma_0}}{2} + (u-1)r^{\gamma_0-1} \right\} - \frac{1}{2}
\end{aligned}$$

依て (6') 式より、

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma_0-1} \gamma_0 (u-1)} \left\{ \frac{u^{\gamma_0} - 1 + \lambda T_1 \left\{ u^{\gamma_0} \left( 1 - \frac{u^{\gamma_0}}{2} + (u-1)r^{\gamma_0-1} \right) - \frac{1}{2} \right\}}{1 + \lambda T_1 (1 - r^{\gamma_0-1}) + \frac{u+1}{\gamma_0} \cdot \frac{r^{\gamma_0-1}}{2}} \right\}$$

上式 ( ) 内の分数の値を U と置けば、

$$\begin{aligned}
U &= u^{\gamma_0} - 1 + \lambda T_1 \left[ u^{\gamma_0} \left\{ 1 - \frac{u^{\gamma_0}}{2} + (u-1)r^{\gamma_0-1} \right\} - \frac{1}{2} \right. \\
&\quad \left. - (u^{\gamma_0} - 1) \left( 1 - r^{\gamma_0-1} + \frac{u+1}{\gamma_0} \cdot \frac{r^{\gamma_0-1}}{2} \right) \right] \\
&= u^{\gamma_0} - 1 + \lambda T_1 \left[ u^{\gamma_0} (1 + ur^{\gamma_0-1} - r^{\gamma_0-1} - u^{\gamma_0}) \right. \\
&\quad \left. + \frac{u^{\gamma_0} - 1}{2} \left\{ u^{\gamma_0} - 1 + \left( 2 - \frac{1+u}{\gamma_0} \right) r^{\gamma_0-1} \right\} \right]
\end{aligned}$$

依て、

$$\begin{aligned}
\eta &= 1 - \frac{1}{r^{\gamma_0-1}} \cdot \frac{r^{\gamma_0-1}}{\gamma_0(u-1)} - \frac{\lambda T_1}{r^{\gamma_0-1} \gamma_0(u-1)} \\
&\quad \times \left[ u^{\gamma_0} (1 - ur^{\gamma_0-1} - r^{\gamma_0-1} - u^{\gamma_0}) + \frac{u^{\gamma_0} - 1}{1} \left\{ u^{\gamma_0} - 1 \right. \right. \\
&\quad \left. \left. + \left( 2 - \frac{1+u}{\gamma_0} \right) r^{\gamma_0-1} \right\} \right]
\end{aligned}$$

之れ リー氏公式 Lee's formula \* なり。

次に本サイクルの平均有効壓力を求めんに、

$$\begin{aligned}
P_m &= \frac{W}{V_t - V_c} \dots \dots \dots (7') \\
W &= H - h \\
&= A_1 T_1 \left\{ r^{\gamma_0-1} (M + \lambda T_1 N) - (M' + \lambda T_1 N') \right\} \\
&= A_1 T_1 \left\{ Mr^{\gamma_0-1} - M' + \lambda T_1 (Nr^{\gamma_0-1} - N') \right\}
\end{aligned}$$

\* Dr. Lees:—"The effect of variation of Specific heat with temperature on the theoretical efficiency of the Diesel Engine." Engineering, Jan. 1915. を見よ。

$$P_m = \frac{A_2 T_1}{V_1 - V_c} \{ Mr^{\gamma_0-1} - M' + \lambda T_1 (Nr^{\gamma_0-1} - N') \}$$

$$= A_2 \frac{P_1}{R} \cdot \frac{r}{r-1} \{ Mr^{\gamma_0-1} - M' + \lambda T_1 (Nr^{\gamma_0-1} - N') \}$$

$$= \frac{r P_1}{(\gamma_0-1)(r-1)} \{ Mr^{\gamma_0-1} - M' + \lambda T_1 (Nr^{\gamma_0-1} - N') \}$$

(一平方吋當り封度)

或は、

$$p_m = \frac{r p_1}{(\gamma_0-1)(r-1)} \{ Mr^{\gamma_0-1} - M' + \lambda T_1 (Nr^{\gamma_0-1} - N') \} \dots \dots (8')$$

(一平方吋當り封度)

上式に於ける  $p_1$  を  $p_2$  にて表さん、

$$P_1 = P_2 \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{V_2}{V_1}$$

$$= \frac{P_2}{r^{\gamma_0-1}} \{ 1 - \lambda T_1 (1 - r^{\gamma_0-1}) \} \cdot \frac{1}{r}$$

故に、

$$p_m = \frac{p_2}{(\gamma_0-1)(r-1)r^{\gamma_0-1}} \{ Mr^{\gamma_0-1} - M' + \lambda T_1 (Nr^{\gamma_0-1} - N') \}$$

$$\times \{ 1 - \lambda T_1 (1 - r^{\gamma_0-1}) \}$$

之を簡単にすれば、

$$p = \frac{p_2}{(\gamma_0-1)(r-1)r^{\gamma_0-1}} \left[ Mr^{\gamma_0-1} - M' + \lambda T_1 \{ Nr^{\gamma_0-1} - N' - (1-r^{\gamma_0-1})(Mr^{\gamma_0-1} - M') \} \right] \dots \dots (9')$$

(一平方吋當り封度)

式中  $M, N, M', N'$  の値は (6') 式にて與へらる。

本式に於て  $m=1$  と置けば ディーゼル定壓サイクルに於て、瓦斯の比熱が温度の一次式にて表さるゝ場合の平均有効壓力を示す。 $m=1$  なる時の  $M, N, M', N'$  の値は 184 頁に示さる。

次に  $\gamma_0, r, u$  及び  $p_1$  等に數値を代入して本サイクルの熱効率及び平均有効壓力を計算せん。

本例に於ては 前例と同様に、

$$p_1 = \text{一氣壓}$$

$$= 14.7 \quad (\text{一平方吋當り封度})$$

壓縮比  $r = 13,$   
 遮斷比  $u = 2.5$

と定め且つ、

完全瓦斯の定積比熱をランゲン氏公式に據て、

$k_c = 17.7 + 4.76 \times 10^{-4} T$  標準状態に於ける瓦斯一立方吋封度、

$T_1 = 400.^\circ\text{C}.$  (絶對温度)

$\gamma_0 = 1.41$

と置く。

然る時は、

$$\lambda = \frac{\beta}{A_2} = \frac{4.76 \times 10^{-4}}{17.7}$$

$$= 2.69 \times 10^{-4}$$

$\lambda T_1 = 0.108$

依て 184 頁 (6'') 式より、

$$M = 2.81 m - 0.692$$

$$N = 8.92 m^2 - 5.1 m - 0.139$$

$$M' = 3.64 m - 1$$

$$N' = 19.3 m^2 - 6.74 m - 0.5$$

上記の値を (9') 式  $p_m$  及び (6')  $\eta$  式に代入すれば、

$$p_m = 38.9 (0.659 m^2 + 3.49 m - 0.959)$$

$$\eta = 1 - \frac{2.08 m^2 + 2.91 m - 1.05}{2.74 m^2 + 6.41 m - 2.01}$$

$m=1$  より 0.5 に至る  $p_m$  及び  $\eta$  の値を計算するに第二表の如し。

第二表  $m$  に對する  $p_m$  及  $\eta$  の値

$P_1$	$P_2$	$\frac{m}{P_2}$	$p_m$	$\eta \%$
14.7	436	1	124	41.8
"	"	0.9	106	45.5
"	"	0.8	87.6	46.3
"	"	0.7	70.2	47.2
"	"	0.6	53.2	48.5
"	"	0.5	37.2	51.2