

鐵 と 鋼 第十三年 第四號

昭和二年四月二十五日發行

論 說

瓦斯送風機に就て

(大正十五年十一月日本鐵鋼協會第二回講演大會講演)

景 山 齊

(1) 仕様概要

本瓦斯送風機は鑄鐵爐の排出瓦斯を Working Substance とする Gas Engine に依て運轉さるゝ Piston Blower であつて鑄鐵爐の送風用に使用さるゝのである。製鐵所には Ehrhardt und Sehmer 社製のものが同一目的の爲めに大正4年頃から使用されて居り此の外に瓦斯機關としては同様な瓦斯によつて運轉さるゝ發電用のものが2基あるが今述んとするものは大正12年に注文され大正13年末頃から基礎工事に着手し大正15年4月に至つて試運轉を終つたもので其後引續き運轉されて居り仕様の大略は次の様なものである。

Maker.....	Maschinenfabrik Augsburg-Nurunberg.
Type.....	2 cylinder Tandem 4 cycle double acting.
Diameter of Blowing cylinder.....	2,650 mm
Diameter of Gas cylinder.....	1,150 mm
Stroke.....	1,300 mm
No. of Revol per min.....	85
Blast Pressure.....	{normal. 8 lbs/σ" max. 15 lbs/σ"
Volume Swept by Piston.....	1,200 m ³ /min.
Effective Blowing Capacity.....	1,125 m ³ /min.
Maker's.....	Guarantees.

Heat Consumption.	2,000 cal./I.H.P/h
Mechanical Efficiency.....	74% at Max. load
Consumption of Cooling Water. (inlet temp. = 15 °C).....	35~40 liters/I.H.P/h in Blowing Cylinder
Oil Consumption.	Cylinder Oil = 44 kg. Additional Oil for moving part = 22 kg. } in 24 Hours.

(2) 説明概要

Fig. 1 は配置全體圖で Blast 用の空氣は B. Lより入り Cなる Blast Cylinder 内で壓縮され D に集まり是より送風主管に送らる Gas Engine Cylinder への空氣は右方の Ar より入り E を經て各 Cylinder に入る Engine の排氣は普通 400~500 °C に達し多量の熱を有するが故に此を回收する爲めに H 管より左方に向ひ Waste Heat Boiler の Superheater S. P に入り Steam を過熱して Boiler Bo に入り次に Feed Water Heater Wh に入り ST より大氣に放散せしめるが是の裝置を使用し得られぬ時は右方に向ひ S を經て ST より大氣に放散さる V には閉塞弁があつて余熱汽罐を使用する時には之を閉ぢて Gas の流出を防ぎ且つ H 管内に爆發が起つた時には安全弁として働く事になつて居る Gas は G より入り分岐して各 Cylinder に至る様になつて居て其の Valve に入る前には各々調節弁があつて夫れぞれ調節も出来るよになつて居る。Fig. 2. 3. は Cylinder 構造の大要を示し Fig. 4 は Blast Cylinder の斷面を示す。

Cooling Water は水道管より送られ W なる Water-Jacket に入るが大體冷却は3つの系統に於てなされ其の1は Cylinder と Cover で第2は Exhaust Valve である、之は常に高熱に曝らさるゝが故に Valve Casing の冷却が行はるゝが、是に反して Gas の inlet Valve は常に空氣と瓦斯の混合氣體に依つて冷却さるゝが故に別に水冷裝置はない第3は Piston 及び Piston Rod で水は第1 Cylinder と第2 Cylinder との中間 Cross Head の部より入り Fig. 2 の a なる Tube の内側を通り左右に流れ又終端より Tube の外側に沿つて内方に向つて流れ b より Piston に入つて之を冷却し C より Piston Rod の中空部に入つて元の Cross Head の部分より排出さる。

Lubrication は大體3様で Crank Shaft, Crank Pin 等は Elevated Tank より Statical Head を利用して油が供給され排出油は一度濾過器を通り冷却されて更に元の Tank に返へる事になつて居る Cylinder 内壁や Piston Rod には Mechanical Force Feed Lubricator が使はれて其の他の部分にはそれぞれ各部に給油裝置がある。

No-Load Valve は Fig. 4 に示され之は壓搾空氣によつて動かされ運轉手に由つて自由に取扱はれる事になつて居て Engine を Start する時に Engine の Load をなくして Start し易くする裝置である。

Valve Motion は Fig. 3 の Lay Shaft より Eccentric によつて動かされ此の Shaft の運動は

Crank Shaft から傳はり Crank Shaft の半分の回轉をする様になつて居る又着火用の電流斷續裝置も此の Shaft の反對の一端に裝置されて居て Fig. 7 は是を示して居る。

Speed Regulation の裝置は 3 種あつて第 1 は Gas inlet の面積を加減する事によつて混合氣體の濃度を變化せしめ爆發力を加減せんとするもので Fig. 5 は大要を示す Fig. 2 の上部にある Hand Wheel を動かす事によつて Fig. 5 の N が動かされ之が Valve Spindle, F. を回轉せしむ、然るに Valve にある Gas Port は楔形を爲すために Valve の同一上下動に對して Gas passage area を加減さる事になるので此に依つて目的を達するのである此の Gas port の開きの割合は N にある指針によつて示さるゝ事になつて居る、第 2 は Valve の下降の距離即ち Valve travel を變化せしめて混合氣體の量を調節する事によつて壓縮衝程の終りの壓力を加減して目的を達せんとするもので Fig. 5 の K は Valve を動かす Eccentric Rod で Motion は Lay Shaft より來り矢の方向の運動に對して D は M を支點として下方に動き C を壓す C は O' を支點として下方に動き H.G. より運動を傳へて F を押して Valve を開くのであるが Fig. 6 の O は Fig. 3 に示す Governing Shaft の中心で Fig. 5 の O に相當す O Shaft には Revolving Piston, R が固定され Casing の内に close され R の兩側は AB の油管によつて V なる線縱管に連絡し此の V は C.L.b.a. を經て Governing Shaft O に連絡す I.b は a b Rod の螺子に相當する雌螺子に連絡さるゝを以て今 Fig. 6 の Hand Wheel を動かす事に依つて b を b' に動かせば c は c' に動き Pump より約 7 氣壓位の壓力にて供給さるゝ油は v' に入り B. を入りて R を右に押す此の間 A にありし油は v' より廢油管を經て Pump に返へる然るに R が右に動けば O Shaft を回轉し Fig. 5 の O' 中心は上り C は H. を支點として上方に動く故に D の同一運動に對して Valve は早く且つ永く開く事になる然しながら O' が上に動くと同時に Fig. 6 の a も動く故に a b Rod は引き上げられ b' は元の b に返へり c' は c に返へる故に油の流れは絶たれ油は B.A. に充たされた儘残るが故に R は靜止す、是と同様な事が反對の側にもなさるゝを以て Engine の速度は任意に増加さるゝので Maker は此の裝置に依つて約 30% は調節出來ると言つて居る Hand Wheel は運轉手から便利な位置にあつて鑄鐵爐の要求に應じて速かに容易に回轉を調節する事が出来る。第 3 は Lay Shaft の一端にある Timer に依つて Crank Pin の位置に對して爆發の起る位置を變化せしめるのである。

Starting の爲に別に空氣壓搾機があつて Starting Valve を開く事によつて之れを Cylinder の一方に供給して Start せしめ他の Cylinder で爆發が起つた時に此の Starting Valve を閉る。

安全裝置 としては Speed が餘り高くなつた時には Fig. 7 の左上端にある Governor が働いて電流を絶ち着火を起さぬようになつて居る。

其詳 に亘つて説明すれば澤山にあるが餘り興味のない事と思ふから略して只着火裝置の圖解だけを Fig. 7. 8. に示すに止めたいと思ふ。

Exhaust Gas を餘熱回收裝置に導く事は製鐵所としては始めての事で熱損失を少くする爲めに

Exhaust-Pipe には保温の装置を施したが試運転の初めに Pipe の一部が赤熱されて心配した事もあつたが之は Timer の調節が悪かつた爲めで其の後調節した結果此の心配はなくなつた然し Expansion Joint を設け Pipe の曲屈部に於て無理の起らぬように初め計畫せねばならぬ事を経験した Engine は 4 cycle である事は上述の通りであるが其の吸氣、壓縮、爆發、排氣、衝程の關係を示せば Fig. 9 の如くで Valve が最大運動をなす時には吸氣は A より始まり D に終るが Fig. 6 の装置によつて最小運動を與へる時には B より始まり C に終る事になる F は爆發の起る點であるが是は上述の如く Timer を調節する事によつて色々に變化するので Crank Pin が Dead Point を通過して後に起る様にも出来るのである。

(3) 試 験 運 轉

Gas Engine の調節個所が 3 種ある事は上述の通りであるが試験運転に當りて是等を如何に調節するかを大略定むる爲に上記 3 種の装置の種々なる状況の下に永く運轉を試みて澤山の記録が採られたが之を Test No. 1 と稱し、次に Blast も Exhaust も大氣に放散せしめて運轉をなし記録が集められ之を Test No. 2 と稱し、更に Blast は Blast Main に Exhaust Gas は Waste Heat Boiler に導かれたもので之を Test No. 3 と稱してある、Test No. 1 に關しては省略し Test No. 2 と No. 3 に關する記録の一部分が別紙 Table I. Table II に示されて居る又 Indicator Diagram も澤山に採られたが其の中で Test No. 2 に屬するもの一つを代表的に Fig. 10 に示してある Table I 及び II の中に於て Vi とあるは Gas と Air passage の割合を示す指針の目盛であつて次の様な事になつて居る。

	3.21..... Vi=0
	1.83..... " =1
	1.28..... " =2
	0.97..... " =3
	0.78..... " =4
	0.65..... " =5
Gas Passage/Air Passage.....	

Position of Timer とは Ignition が起る時に Crank Pin が其の Dead point の前何度の處にあるかを意味して居る。

Position of Regulator とは Mixture の量を調節する Fig. 6 の Handle の處にある指針の位置で其の數の多い丈け回轉は増す事になつて居る。

M.E.P. は Gas Engine の Indicator Diagram から見出された Mean Effective Pressure で平方吋に對する封度にて示してある。

I.H.P. は Indicator Diagram から見出された M.E.P. と Cylinder の直徑と回轉數から計算して見出したものである。

Temperature and Pressure of Gas は共に Engine に入る前の Gas Main で計つたものである。

Gas Quantity は Thermal Efficiency を見出す上に重要なものであつて Station meter に依るが

最も正しいと思はれるが適当な Meter がなかつた爲に Pitot Tube と Defferential Manometer を使用し測定されたもので其の計算式は省略するが斯くして計算した量を 0°C 及び標準氣壓の場合に換算して1馬力1時間當りの量を m^3 單位で示してある。

Air の量 は 實際 Engine に吸入されたものを計る事は困難であつた爲に供給された Gas と Exhaust Gas の分析の結果からして Air の量を逆に計算して見出したものが記載されて居る。

Exhaust Gas の分析 Gas には水分があり且つ空氣中にも水分があるので従つて Exhaust Gas にも勿論水分がある事は明かであるが其の量が多いものではないと云ふ假定の下に水分は考慮に於てない。

Cooling Water と Exhaust Gas の温度 はそれぞれ普通の如くに量られ表中水の出口の温度中 “C” は Cylinder 及び Cover よりのもの “P” は Piston よりのもの “e” は Exhaust Valve Casing より出たものの温度である。

水の使用量 は各別に Tank を作り之に導き一定の時間毎に其の量を計つたものである。

Gas の發熱量 は試験中時々 Gas を採つて分析し其の結果より發熱量を計算し又別に「ユンカー」氏の發熱量測定装置に由つて見出したもので其の平均値は次の通りである。計算による平均値 = 960 cal./m^3

「ユンカー」氏測定装置によるもの = 920 cal./m^3 少々豫想よりは高い様であるが凡ての計算には 920 を採つてある。

Heat Supplied Engine 及び Utilized in Engine は上記發熱量を有する Gas の量及び馬力等より計算されたものである。

冷却水による損失 は水の出入口の温度の差と量とより計算されたものである。

Exhaust Gas Loss は供給された Gas 量と Exhaust Gas 分析から見出された空氣量とより Exhaust Gas の量を計算し且つ其の比熱を見出し温度を知つて其の熱損失を見出したものである。

放射其他の熱損失 は別に計算したのではなく供給した熱量中より上記の如く見出されたる3種の熱量を引き去つた残り全部を此の中に入れてある。

Blast cylinder 内で實際有効に使用された熱量が始め Engine に供給された熱量に對する割合は Engine で使用された熱効率と Mechanical Efficiency との相乗積になるので之が記載されてある Test No. 3 は前述の状況の下に行はれたのであるが此の場合 Blast-Cylinder の Indicator Diagram が採られなかつた爲めに此の方面と連絡して考へる事の出來ぬ事は甚だ残念である。此の場合凡ての測定は Test No. 2 と同様に行はれたのであるが Exhaust Gas の持去る熱量の回收が3段に行はる事は既に説明の通りである Water preheater による回收を知る爲めに Water Meter に依つて給水量を知り且つ Heater の出入口の温度を計りて熱の回收量が計算されたもので次は Boiler 内の回收であるが若し Leakage がないならば Heater に入つた丈の水は Boiler に送られて居るのであつ

て Test の始めと終りとの Boiler の水位が等しかつたならば Heater に入つた丈けが蒸氣になつたと考へらるゝので水位計により出来る丈け精密に水位を量り壓力も出来る丈け不同のない様にして尚ほ且つ其の平均を見出し上述の水が此の温度の下に飽和蒸氣になつたとして熱の回收が計算されて居る又 Superheater に於る回收は上記の蒸氣量が前記平均壓力下に於て Superheated-Steam になつたとして其の Superheat の Degree に相當する比熱を見出し計算によつて熱の回收が見出されて居る、以上述べ來た様に一部に假定を加へ且つ測定の方法も必づしも正確にして誤りなしとも言へず實際不完全なる装置であつたからして此の Test の結果は絶對的のものなりとは言へぬが幾分の参考になるものである事を確く信するのである Table I に於ての Exhaust-Gas の爲めの熱損失は Table II の場合より甚だ少い事を見るが Table I の時は Engine から可なり離れた場所で計られたのと Gas が大氣に放散する爲に壓力が急に下り温度も急に下つた爲めに計算上斯る結果になつたものと思はる、其の代りに Cooling Water による損失と Radiation 其他の損失との和は Table I の方が多くなつて居るので此の事は前に説明した事から自ら想像し得らるゝのである。Gas の使用量の平均は毎時約 1 馬力當り 2.5 m³ となつて居るからして平均發熱量より毎時 1 馬力當り使用量は 2,300「カロリー」となる 1 馬力時は約 642「カロリー」に相當するが故に Gas Engine の Cylinder 内では約 28% の熱が動力に替つた事になる、最後の欄に於て見る Combind Efficiency とも言ふべきものゝ平均は約 22.5% であるから結局 5.5% は Friction 其他の損失となる譯である、然し Test No. 3 に於ては Blast cylinder の Diagram が採られなかつた爲めに Test No. 2 の結果からのみ考へられて居るので此の 22.5% とか 5.5% とかは必ずしも正確と言へぬが Table II の結果から豫想して 22.5% 以下でないように思はる、尚ほ Exhaust Gas からの熱の回收平均約 18% は此以外に屬するのである大體上の結果から Maker の保證に近い結果が得られて居るが只熱の消費が多い事になつて居る、表には示してないが油の消費も現在 24 時間で 40「リートル」の内部油と 20「リートル」の外部油を要し大體保證に近い事になつて居る Gas Engine 及び其試運轉に關する説明の大要は終つた事になるが鑄鐵爐 Gas を使用する Gas Blowing Engine の試験の結果が Z.V.D. I. Feb. 17. 1923. に記載してあるが上の結果と比較して見るのは興味ある事に思はるゝから Table III に示してある。

(4) 瓦斯の經濟的利用

鑄鐵爐 Gas を如何に使用すれば最も有利であるかと云ふ問題に就ての研究は澤山に發表されて居る事と思ふが比較的新らしいと私の思ふものは Die Hochofengaswirtschaft and Eisenhüttenwerken なる題目の下に Z.V.D. Nr. 44. 1924. に Dr-Ing K. Rummel 氏の論文で廣く知られて居る所であるが同氏は 1,000「カロリー」の瓦斯と同熱量の石炭とを比較し設備費の償却、金利等を考慮に入れて其の經濟的價値を示す係數を發表して居る今之を轉載すれば次の通りである。

- (1) 發電用瓦斯機關に利用し餘熱回收設備のなき場合……………1.3 ~ 1.4
- (2) 同上餘熱回收設備のある場合……………1.5 ~ 1.6

- (3) 瓦斯送風機に利用し餘熱回収設備のなき場合.....1.0 ~1.6
- (4) 同上餘熱回収設備のある場合.....1.15~1.5
- (5) 骸炭爐に利用したる場合.....1.3 ~1.8
- (6) 骸炭瓦斯と混合して平爐に使用する場合.....1.5 ~1.8
- (7) 加熱爐又は燒鈍爐に使用する場合.....1.0 ~1.5
- (8) 汽罐の燃料とする場合.....0.90~1.4

瓦斯利用の設備費は其の規模の大小と場所により異なる故に設備費の償却と金利は元より運轉に伴ふ人件費。動力費。用水費等悉く地方的に異なるべきものであるが是等を如何に考慮して上の係數が見出されて居るかは不明である、此係數を見れば(5) (6)が最も有利である様に思はるるが(5)の利用は未だ製鐵所に於ては試みられて居らず(6)に就ては既に實際に利用されつゝあるが其の結果を發表するには尙ほ多くの時日が必要であるとの事であるのみならず本席の問題とは餘りにかけはなれた問題になるから觸れぬ考へである。始め Gas は澤山の Dust を含んで居るから之は清淨さるゝ必要があつて之れにも乾式濕式と種々ある事と思ふが我が製鐵所のものは濕式であつて Crude Gas は Hurdle Washer で Cool され幾分 Dust も取られて第一清淨機に入り洗滌され更に第二清淨機にて再び洗滌され Separator にて水分が取られて Gas 供給主管又は瓦斯溜に入るのであるが Crude Gas の Dust Content も決して一定ではなく Dust Cleaner の方も不變な効果を擧ぐると云へぬが茲に Washing の結果の一例を擧ぐれば次の通りである。

	Dust in Gram			Dust in Gram		
	Mean	Max	Mini	Mean	Max	Mini
Hurdle に入る前の Crude Gas 1 m ³ 中の Dust	3.025	4.8	0.5	2.439	3.937	1.18
1st Cleaner の入口	2.36	4.72	0.98	—	—	—
" " " 出口	0.473	1.30	0.11	0.101	0.243	0.049
2nd Cleaner の出口				0.055	0.129	0.03

Gas Engine 用としては 0.03 Gram 以下を理想とし Gas を直接加熱用に使用する爲めには一回洗滌を以て充分として居る。Gas Cleaning の設備費は其の能力により又其の方式により變る事は明かであるが大正 14 年より 15 年に亘つて完成したる 1 時間 10,000 m³ 能力の濕式清淨装置について其の設備の實費を基礎とし 15 ヶ年に償却するものとし金利を 5% と假定し且つ此の設備が 1 個年 300 日間全能力で動くとする時は

- (1) 却消及び利息.....90 厘/1,000 m³
- (2) 動力費.....126 厘/1,000 m³
- (3) 職工給料.....53 厘/1,000 m³

(4) 機具建物の管繕費……………7 厘/1,000 m³

(5) 用水量は Cleaner の仕様書より

Hurdle Washer……………70 m³/20,000 m³

1st Cleaner……………30 m³/20,000 m³

2nd Cleaner……………15 m³/10,000 m³

是に用水費を入れて考ふる時は次の如くなる。

海水を使用する場合	1 回 洗滌……………	0.238 厘/m ³
	2 回 洗滌……………	0.310 厘/m ³
淡水を使用する場合	1 回 洗滌……………	0.263 厘/m ³
	2 回 洗滌……………	0.341 厘/m ³

Gas Engine には淡水 2 回洗滌其他には海水 1 回洗滌が目下使用さる以上は Gas 1 m³ の代價を評價する時の参考と思つて記して置くのである。

Dr. Rummel 氏の報告中(5) (6)は暫く除外するとすれば其の中では(2)及び(4)が最も有利である事を示して居るが此の事に付いて別の方面から考へて見たいと思ふ。

E = Calorific power of Cleaned Blast Furnace gas in Caloric per m³.

E = Do. of producer gas per m³.

E' = Do. of Boiler Coal per kg of Coal.

V = Volume of gas generated in producer in m³ per kg. of Coal.

η^1 = Efficiency of Boiler in case of coal firing.

η^2 = Do. in case of gas firing.

η^3 = Total thermal efficiency of steam turbine and Boiler.

v = Gas consumption of gas engine in m³ per H. P. per hour.

P = Price of Boiler coal in ¥ per kg.

P' = Do. of producer coal in ¥ per kg.

K = Cost of cleaned gas in ¥ per m³.

S = Saving in ¥ per m³ of Blast Furnace gas burnt.

(I) Boiler の燃料としたる場合 $S_I = (E\eta_2 P/E'\eta_1) - K$

(II) Producer Gas の代用として加熱爐に使用したる場合: $S_{II} = (EP/E'V) - K$

此の場合 Producer Gas と高爐 Gas との Efficiency of firing を考慮に入れねばならぬが之は相等しいものとの假定の下に上の式が出て居る。

(III) Steam Engine 又は Turbine の代りとして Gas Engine. に使用する場合

1 H.P./hour = 642 「カロリー」

1 m³ の Gas を Gas Engine に利用すれば發生する馬力は…… = 1/v H.P.h = 642/v Effective Calorie.

Steam Turbine の場合之に相當する Coal の重量

$$= \frac{642}{v} \frac{1}{\eta_3} \frac{1}{E''} \text{ kgs} \therefore S_{III} = (642 P/v E'' \eta_3) - K$$

上の式に於て Gas は加熱爐に於て Producer Gas と同様な燃焼をなすと假定し且つ (I)(II)(III) 共に瓦斯を利用する爲めになす特別装置費の償却利息及び運轉に伴ふ諸費を考慮外に置いたものである。今上記試運轉の結果を參照して次の假定をなす。

$$E=920 \quad E'=1,400 \quad E''=6,300 \quad V=2.5 \text{ to } 3.0 \quad v=3.0 \quad P=0.008 \quad P'=0.011$$

又 Gas と石炭の價格は其有效發熱量に比例するものと考ふれば

$$K=0.001168 \dots \dots \text{Boiler coal より} \quad K=0.0016 \dots \dots \text{Gas coal より}$$

故に平均値を取り $K=0.0014$ とす

實際瓦斯の價値は更に高いものであると思ふが今3種の場合を比較して其の利益の差を見る爲めには此の K の値には無關係であるから暫く此の儘にして置く。

(I) より

$$S_I = \left(\frac{920}{6,300} \times 0.008 \frac{\eta_2}{\eta_1} \right) - 0.0014 = 0.001168 \frac{\eta_2}{\eta_1} - 0.0014 \quad \text{若し } S_I = 0 \text{ とすれば}$$

$$\eta_2 \cong 1.2 \eta_1 \text{ となる}$$

即ち Gas Firing の時の Boiler Efficiency が Coal Firing の時の約 1.2 倍の時に損得なしと云ふ事である。一般に Gas Firing に於ては Ash や不完全燃焼をなした石炭の爲めに持去らるゝ熱損失が少ないのと過剰空氣の量が少い爲めに燃焼後の Gas 量が少く爲めに排出 Gas が同一温度の場合熱損失が少ないから一般に $\eta_2 > \eta_1$ なる事は考へらるゝが η_2/η_1 の絶對値は實驗による外はないと思ふ。然るに本年6月の Stahl und Eisen N^o. 22. 1926. に於て Dampf-und Gasmaschinenbetrieb. auf Hüttenwerken の下に H. Froitzheim 氏は Gas Firing の Boiler Efficiency が 85~88% にも達する事を述べ Coal Firing に於ても尙ほ且つ 89.5% にさへ達すると言つて居るが、兎角近來 Boiler は餘程發達して高い熱效率が得られて居る事と思ふ。今茲に大變に効率の悪い Boiler があつて此れを Gas Firing にする事によつて 1.5 倍の能率が得られるとすれば $\eta_2/\eta_1 = 1.5$ なる故に

$$S_I = 0.001168 \times 1.5 - 0.0014 = 0.00035 \text{ ¥}$$

$$(II) \text{ の場合は } S_{II} = \frac{920}{1,400} \frac{0.011}{3} - 0.0014 = 0.001 \text{ ¥}$$

$$(III) \text{ より } S_{III} = \frac{642}{3} \frac{0.008}{6,300} \frac{1}{\eta_3} - 0.0014 \cong 0.000271 \frac{1}{\eta_3} - 0.0014$$

$$S_{III}=0 \text{ とすれば } \eta_3=0.193$$

即ち $\eta_3=19.3\%$ の時に損得なしと云ふ事になるが此は毎時1馬力當りの石炭消費量約 0.528 kg に相當するが現在に於ては兎も角將來 Boiler や Turbine の發達の結果かゝる効率を得らるゝ様になるかも知れぬと思ふ、此の場合 Gas を III の爲めに用ふる事は全々不都合となる更に $\eta_2=12\%$ と云ふ様なものは近來の Plant としては普通なものではないかと思ふが此の場合には1馬力時の石炭消費は約 0.85 kg に相當し

$$S_{III}=0.000271 \frac{1}{0.12} - 0.0014 = 0.000858 \text{ となる}$$

然し乍ら餘熱回収装置のある場合は試運轉の結果により約 18% の熱が回収さるゝから

$$920 \times 0.18 = 165.6 \text{ 「カロリー」}$$

が Gas の 1 m^3 毎に回収さるゝ事になる實際 Boiler の Efficiency 89% は容易に得られぬと思ふが Gas を利用する事による利益を少く見積る爲めに 89% を取れば餘熱 Boiler で利用さるゝ 165.6 「カロリー」 は 0.0295 kgs. の石炭に相當する事になる故に

$$S_{III}=0.000858 + 0.008 \times 0.0295 = 0.0011 \text{ となる}$$

故に上述の結果から考へれば Gas Engine に餘熱回収装置のない時には II. III. I の順序となり回収装置のある時には III. II. I の順序になる様に思はる、然し II の場合と雖も爐の一端に餘熱 Boiler を置く事が出来るから其の時は矢張り II. III. I の順序で、要するに II の場合が最も有利である様に推察されると思ふ。

Steam Turbine は近來大變大きな Unit のものが造らるゝに反して Gas engine の方は one unit で最大が1萬馬力位である様であるから若し大變大きな Unit のものを要する時には勢い幾つもの Engine を置く事になるが此の場合始めの設備費が大變大きくなると思ふから上に述べた様な事は當らぬ事になると思ふので結局上の比較は1萬馬力以下の場合に限らるゝ事になる様に思ふ。

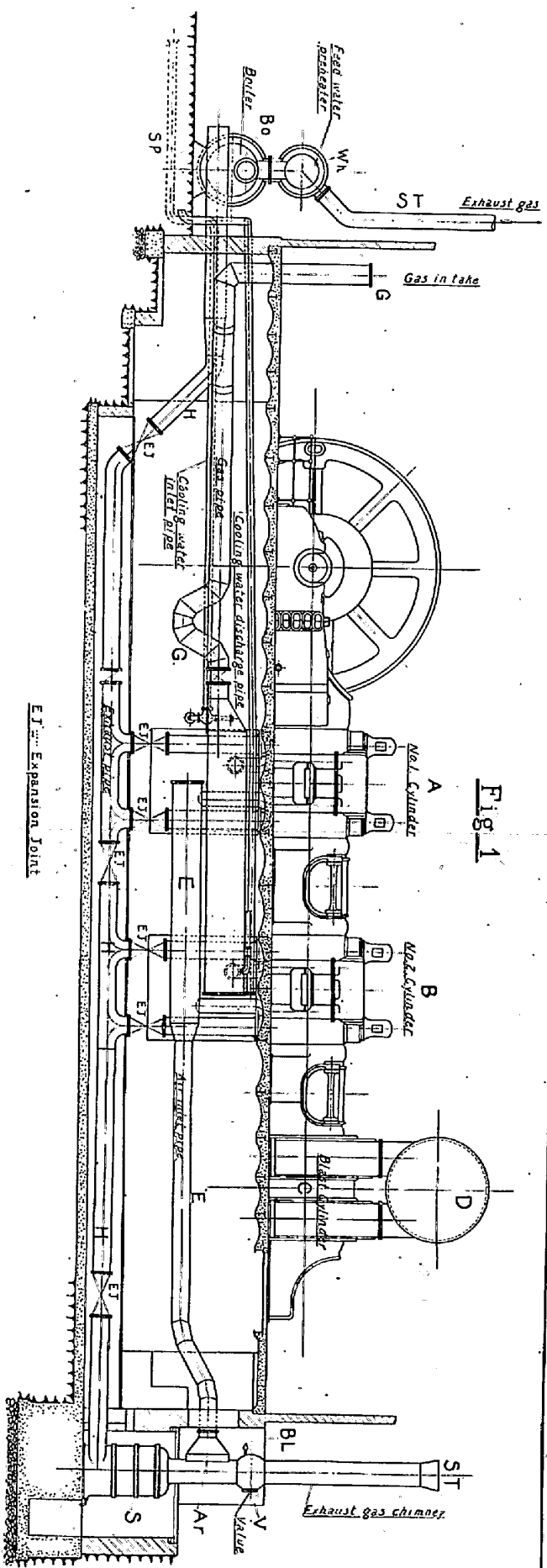


Fig. 1

Expansion Joint

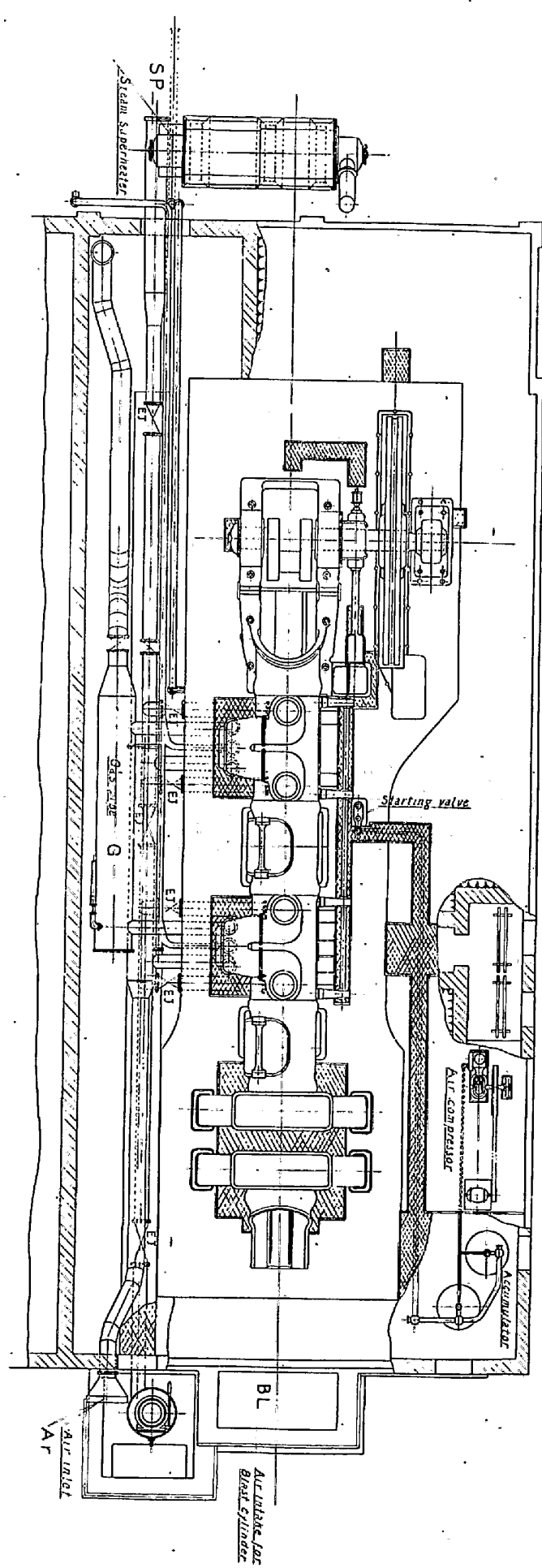


Fig. 1

Expansion Joint

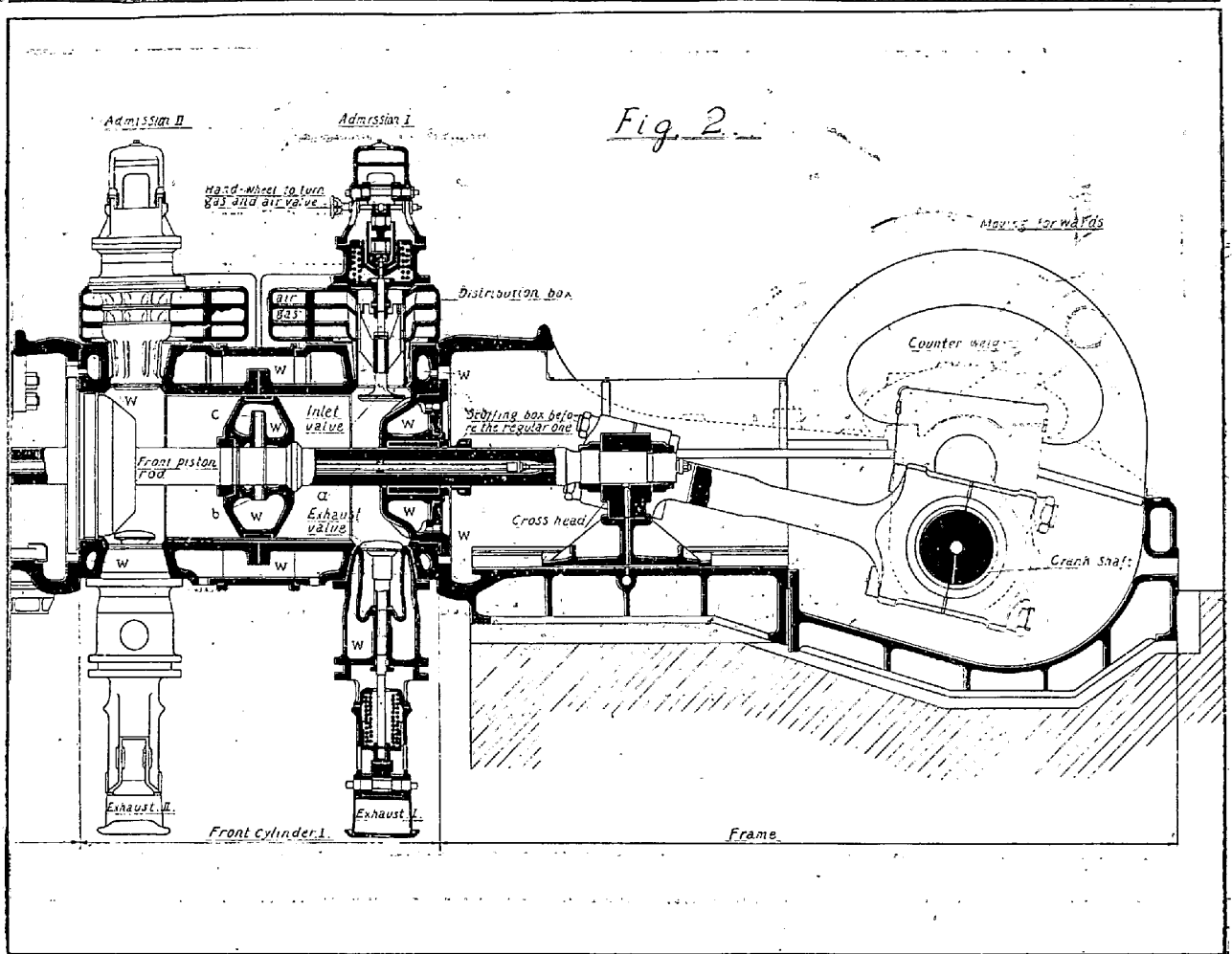
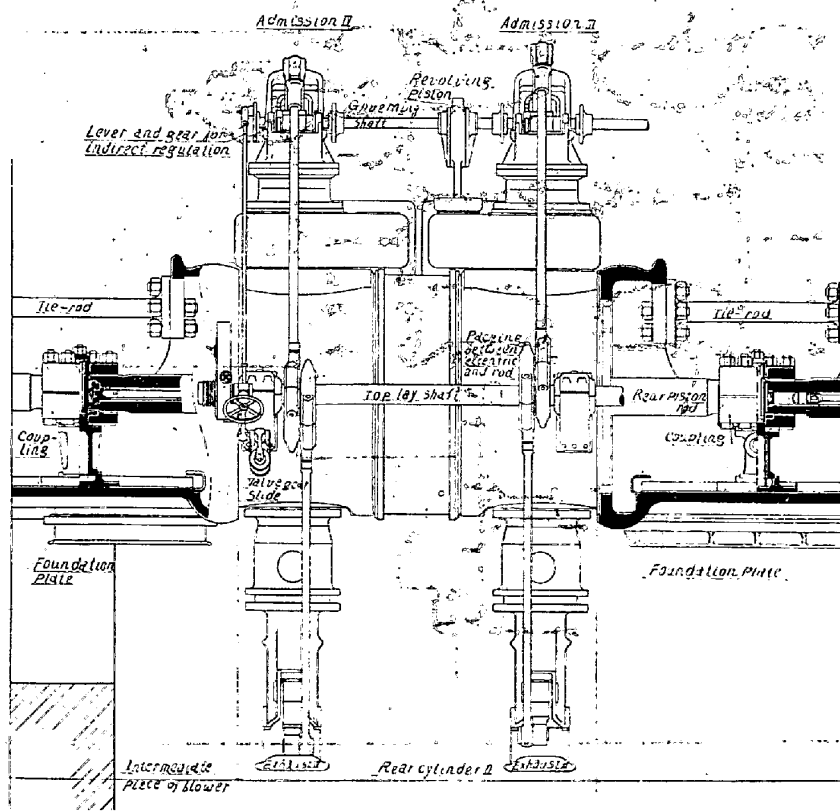
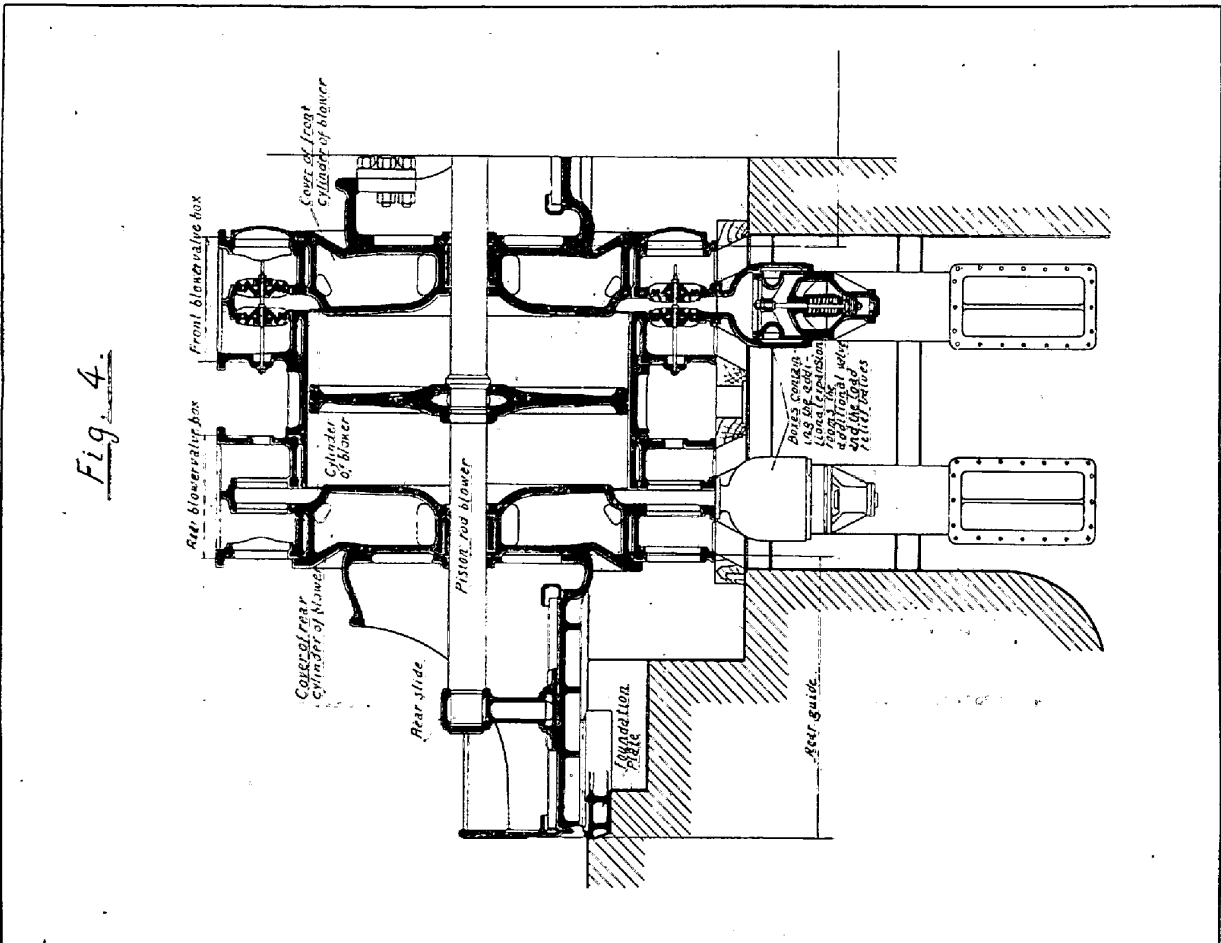
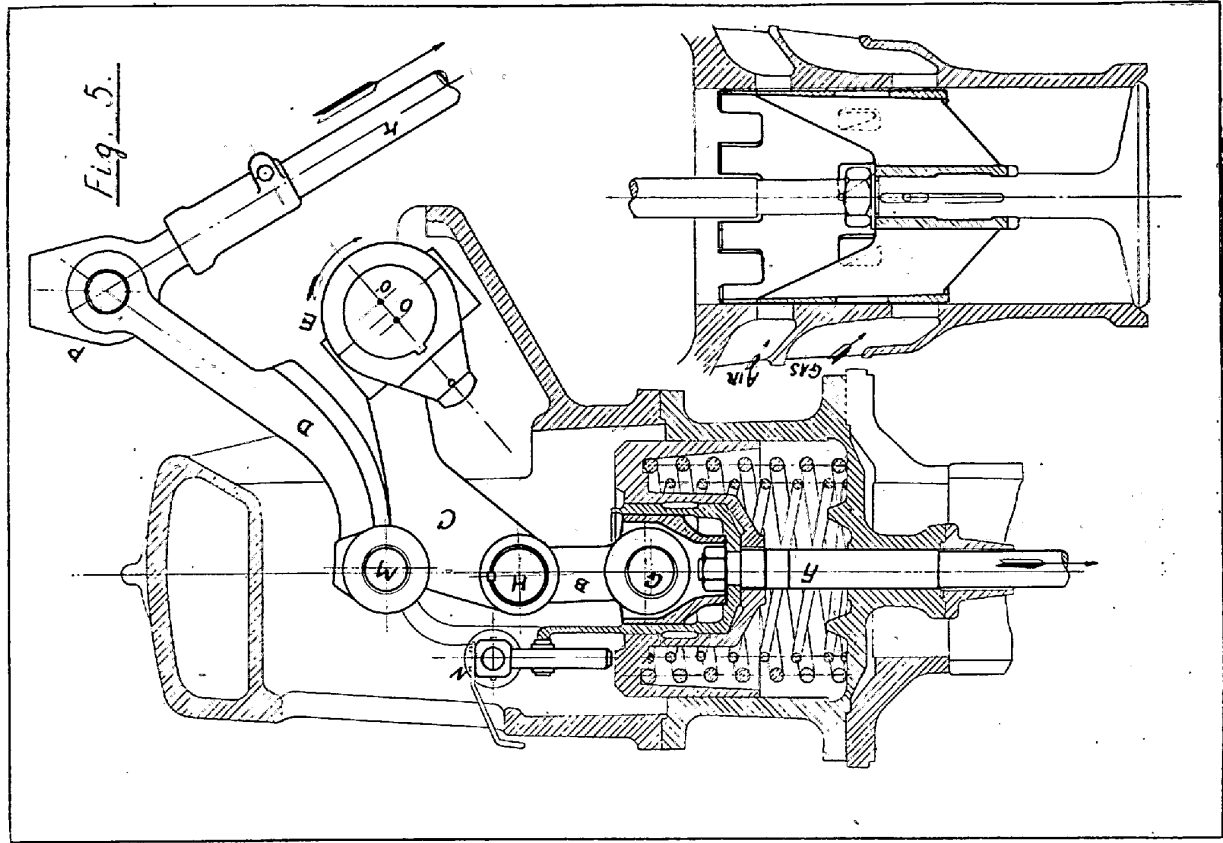


Fig. 3.





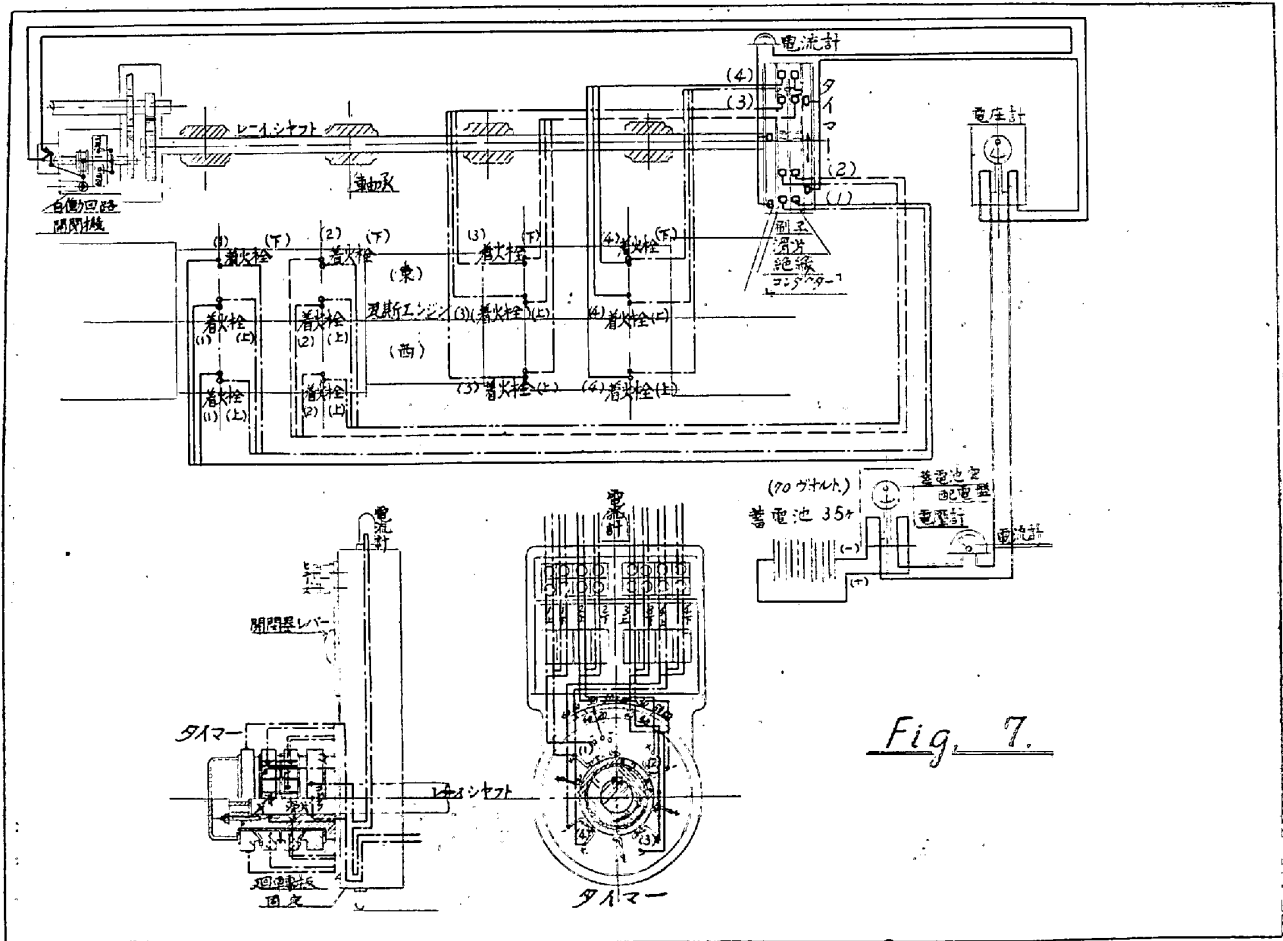
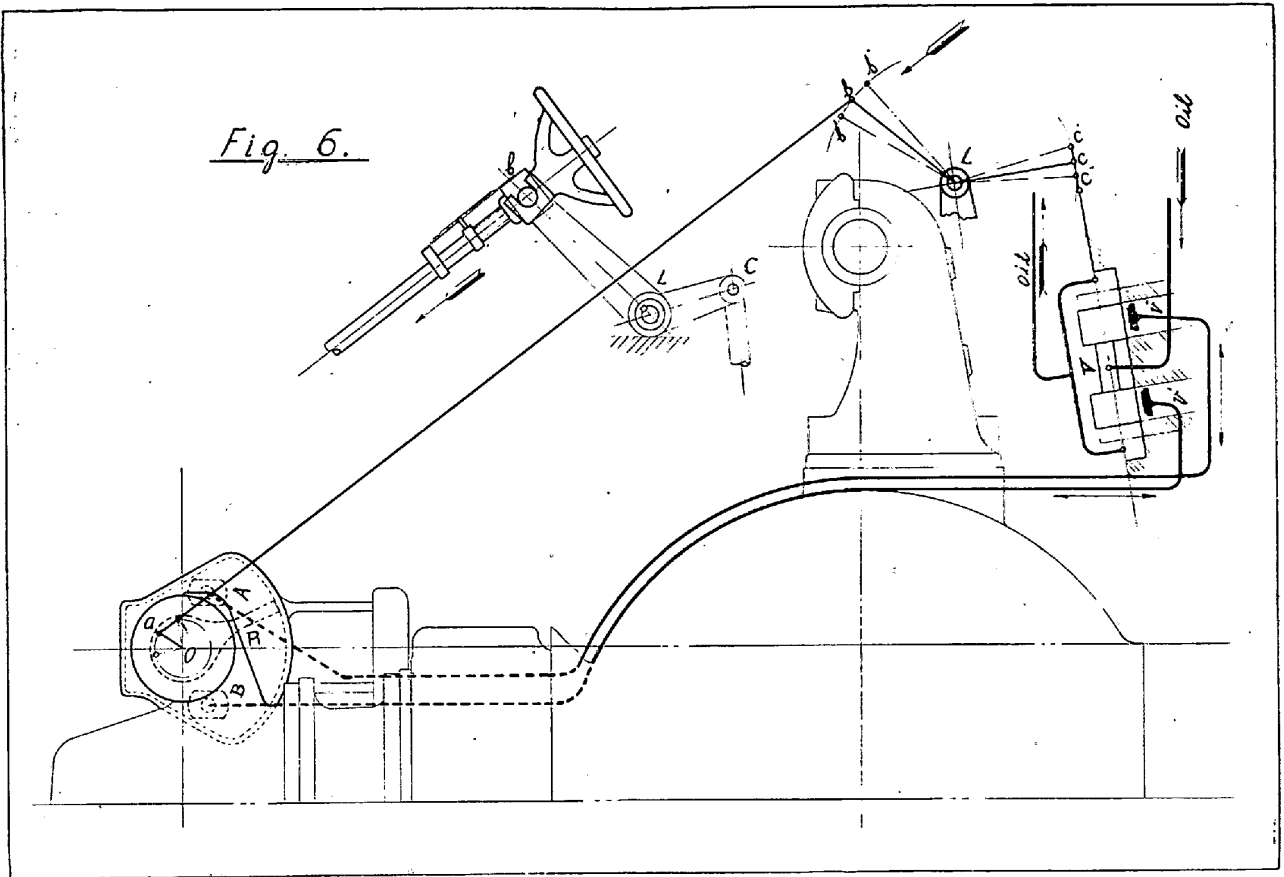


Fig. 8.

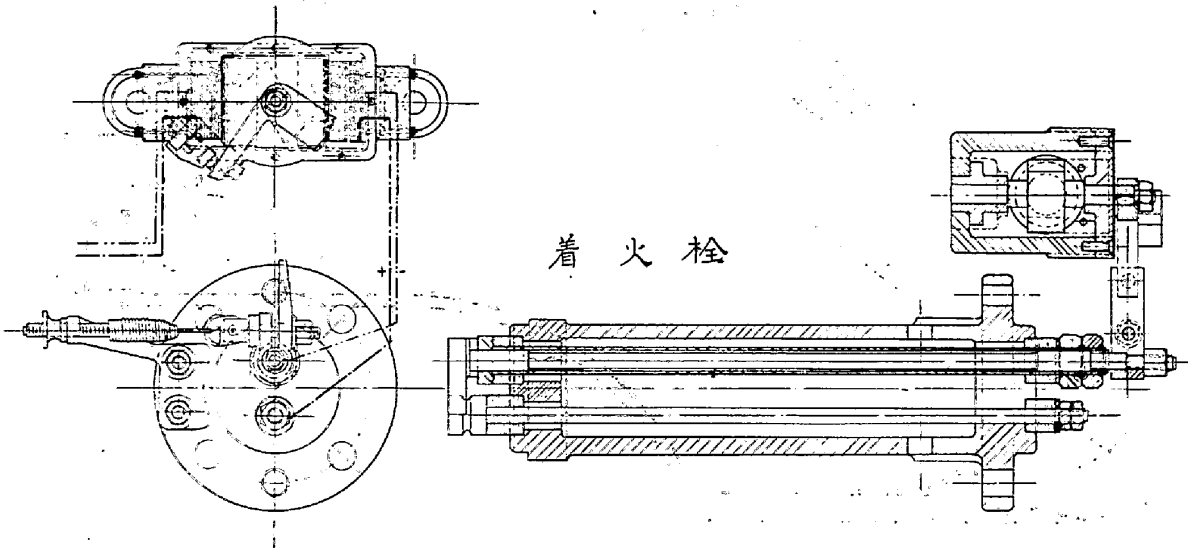
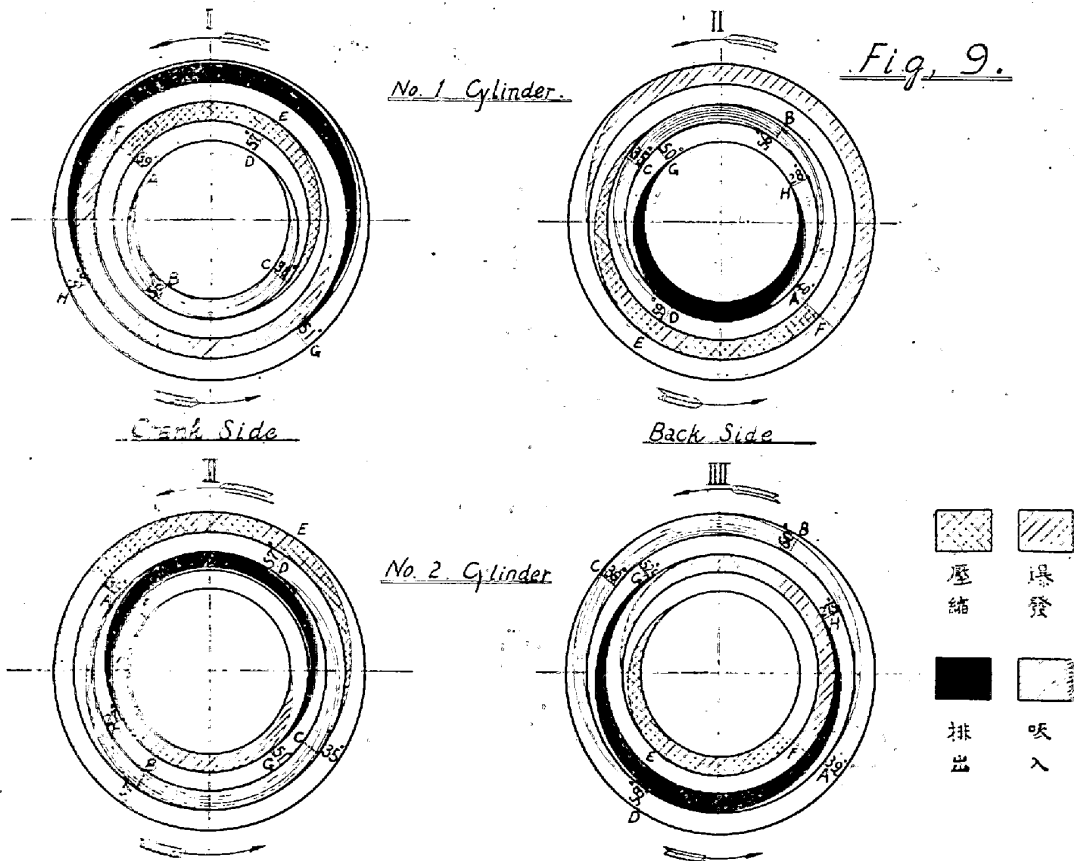


Fig. 9.



Test No. 2

REPORT OF TRIALS

Gas Cylinder

Blowing Cylinder

Heat Balance.

Trial No.	Date	Revolutions per Minute	Position of Piston	M.E.P. (lb/sq in)	I.H.P.	Room Temp (°C)	Press of Steam (lb/sq in)	Gas Temp (°C)	Exhaust Temp (°C)	Cooling Water	M.E.P. (lb/sq in)	I.H.P.	Mechanical Efficiency	Heat Input (Btu/hr)	Heat Output (Btu/hr)	Losses (Btu/hr)	Efficiency of Heat Utilization
1	15447	55	85	63235	14.76	14	320	300	160	72	1033	800	700	16307	16307	0	100
2	15446	65	9.5	62375	15.70	16	320	289	152	72	1259	900	800	16163	16163	0	100
3	15446	75	35	61650	19.66	18	320	250	164	66	932	825	825	15672	15672	0	100
4	15448	65	60	71352	23.63	18	330	230	180	58	1008	800	800	15672	15672	0	100
1	15446	55	9.0	64850	17.77	17	320	280	170	62	1180	900	800	16540	16540	0	100
2	15446	65	9.5	63350	15.97	16.5	320	263	160	74	1060	900	800	16070	16070	0	100
3	15446	75	5.5	64625	19.96	18	320	232	171	66	1060	800	800	17108	17108	0	100
4	15448	85	6.0	66350	21.94	18	320	228	186	52	1060	800	800	17108	17108	0	100
1	15447	50	4.5	65175	22.93	20.5	320	290	180	62	1259	900	800	16540	16540	0	100
2	15447	60	8.5	62775	14.60	21	29	320	186	56	1060	800	800	16070	16070	0	100
3	15447	72	5.5	63175	17.15	20	29	320	184	56	1060	800	800	16070	16070	0	100
4	15447	80	5.5	61650	14.65	22	30	320	184	56	1060	800	800	16070	16070	0	100
5	15447	85	5.5	71025	23.39	23	30	320	183	51	1060	800	800	16070	16070	0	100
1	15447	50	4.5	63575	22.33	20	31	320	190	64	1060	800	800	16070	16070	0	100
2	15448	60	9.0	64475	15.00	21.5	31	320	196	38	1259	900	800	16070	16070	0	100
3	15448	70	5.0	66000	17.92	22.5	34	320	190	64	1060	800	800	16070	16070	0	100
4	15448	80	5.0	68200	21.16	25	37	320	196	28	1259	900	800	16070	16070	0	100

Table I

INDICATOR DIAGRAMS.

Fig. 10.

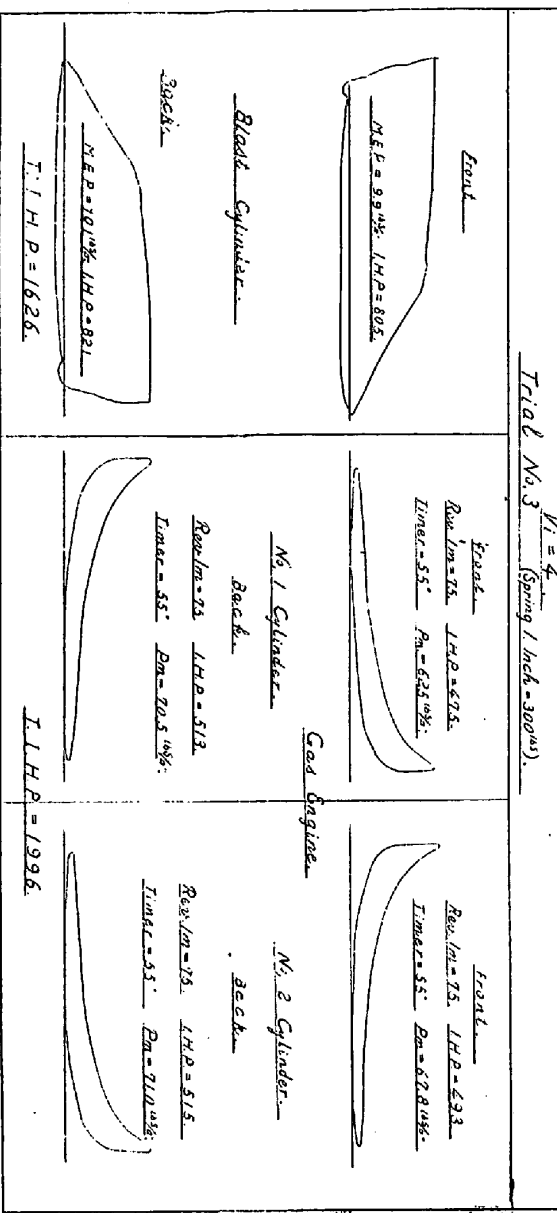


Table II

REPORT OF TRIALS

Trial No.	Revolutions per Minute	M.E.P. (lb/sq in)	I.H.P.	Mechanical Efficiency	Heat Input (Btu/hr)	Heat Output (Btu/hr)	Losses (Btu/hr)	Efficiency of Heat Utilization
1	16532	70	5.0	112	69925	697	25	38
2	16532	70	5.0	112	69925	697	25	38
3	16532	70	5.0	112	69925	697	25	38
4	16532	70	5.0	112	69925	697	25	38

Table III

GAS ENGINE TEST (Blast Furnace Gas)
 Run Z.V.O.I. 5th 17 1923
 Engine... Paradox double acting 4 cycle
 Water - M.A.N. (Built in 1911)
 Gas Consumption... 231 Cub m I.H.P. = 2080
 Blast... Volume... 855-1104 Cub m/min
 Pressure... 42-122 lbs/sq inch
 Thermal efficiency of engine = 35.8-40.7%
 Efficiency of whole arrangement = 20.1-23.5%

