

# 自動弁の高速試験

伊藤 茂\* 横田 晃一\*\*

## High Speed Tests of Automatic Valve for Reciprocating Compressor

By Shigeru Itō and Kōichi Yokota  
Kawasaki Works, Hitachi, Ltd.

### Abstract

Recent progress in industries has come to demand very high performance of reciprocating compressors. Along such trend of the time, the compressors have been developed in some way or other to give higher speed and performance with smaller structure. And in such compressors the automatic valve assume an important role.

As to the characteristics of the valve, however, very few reports or data have been made public to date as regards the automatic valves which places a hindrance for the completion of a right design of high speed compressor.

With the above in view, the writers investigated the effect of the spring force of automatic valves on the volumetric efficiency of compressor at various speeds.

A four-cylinder Diesel engine was converted into a one-cylinder test compressor and test valves were fitted to it. Performance was made at speeds of 700, 1,200 and 1,500 r.p.m. and with delivery pressures of 1 to 4 kg/cm<sup>2</sup> G for each combination of suction and delivery valves. Opening and closing of the valves were recorded on oscillograms by an electrical current interrupter and the effect of spring force and speed upon the motion of the valves were studied.

It was concluded that the spring force of the valves should be made higher with increasing speed and delivery pressure, and that with spring of appropriate force high speed operation was possible without deteriorating the function of the automatic valve.

### [I] 緒 言

往復圧縮機は相当古い時代に発展した機種であるが、最近の工業全般の著しい進歩発達は、圧縮機により高度の性能を要求し始めた。その一つの例として、漸次小型で高速にて運転する事により従来の性能以上のものを製作せんとしつつある。而し乍らこの場合特に問題となるのは、実にそのシリンダに取付けられる自動弁の良否であると言つても過言ではない。

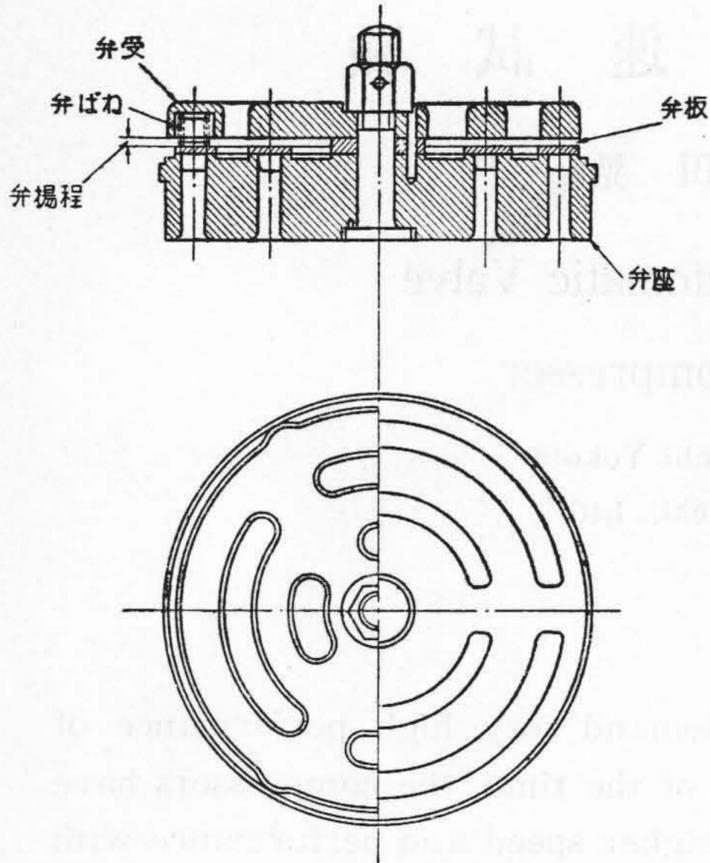
圧縮機の弁に対する要求は、大別して次の6項目に分

けて考えられる。

- (a) 閉塞時には完全に気密を保つこと。
- (b) 作動は軽快にして確実なること。
- (c) 気体の通過に対する抵抗が小さいこと。
- (d) 耐久性大にして事故を生じ難いこと。
- (e) シリンダ内の隙間容積を余り大きくしないこと。
- (f) 製作が容易で取扱で簡便なこと。

これ等の要求を満足するために、現在大部分の圧縮機は第1図(次頁参照)に示すような環状自動弁を専ら用いている。この弁板は特殊鋼板製とし、その上に弱いばね

\* \*\* 日立製作所川崎工場

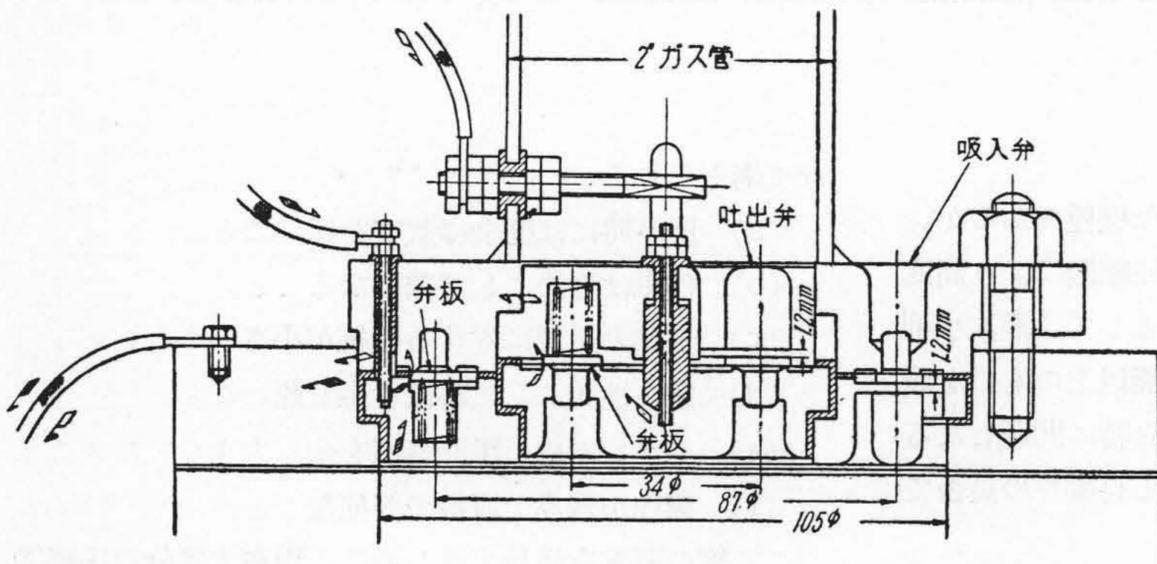


第1図 圧縮機用自動弁  
Fig. 1. Automatic Valve for Compressor

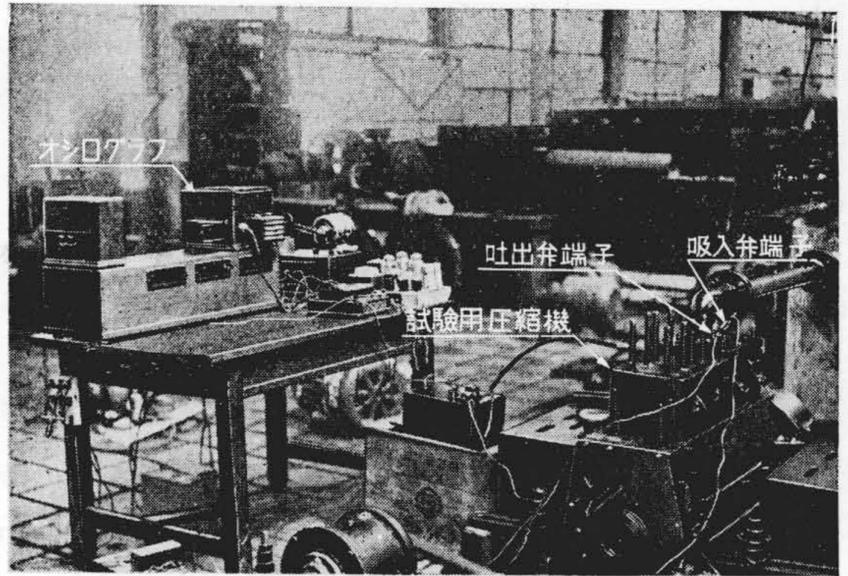
を載せて板を弁座に密着させてある。前記の(b)及び(c)の如き要求と同時に、(d)の如きこれ等と相反する性質の要求をも併せて満足せねばならぬ処に弁の設計の難しさが存在すると云える。

低速時に於ける弁の特性に就ては、已に二、三<sup>(1)(2)(3)</sup>の報告が発表されているが、高速時に於ける弁の特性に就ては未だ不明の点が多く、それを正しく設計するための資料も十分に備わっていない。

筆者等は以上の必要から、高速回転時に於て自動弁の弁ばねの強さが、圧縮機の吐出効率に如何なる影響を及ぼすかに就て調べた。



第3図 試験用自動弁  
Fig. 3. Automatic Valve for the Test



第2図 試験装置  
Fig. 2. Testing Equipment

ここにその結果を発表して、高速時に於ける自動弁の特性の一部を解明したいと思う。

## [II] 試験装置及び方法

### (1) 試験用圧縮機及び方法

試験に使用した圧縮機は、試験用として特に四シリンダディーゼル機関を一シリンダ圧縮機に改造したもので、そのシリンダには吸入弁及び吐出弁を各一箇宛取付けた。第2図に試験用圧縮機、並びに試験装置全体の外観を示す。シリンダの内径は 105mm ピストンの行程は 130mm である。本機を 15HP の 4 極誘導電動機に平ベルト掛して、プーリーを取換える事により回転数 700, 1, 200, 1, 500 r. p. m にて運転した。

尙本機の作動側に於て、ピストンが行程の先端に在る時の隙間容積は、行程容量の約 10% である。

吐出風量は、口径 20mm の独逸標準型ノズルを用い、低圧ノズル法によつて測定し、吸入空気の温度に換算して

風量を決定した。クランク軸の回転数はハスラー回転計によつて測定し、電源周波数及び其の他の影響による多少の回転数の変動に対しては、測定値を計画回転数に換算することにした。

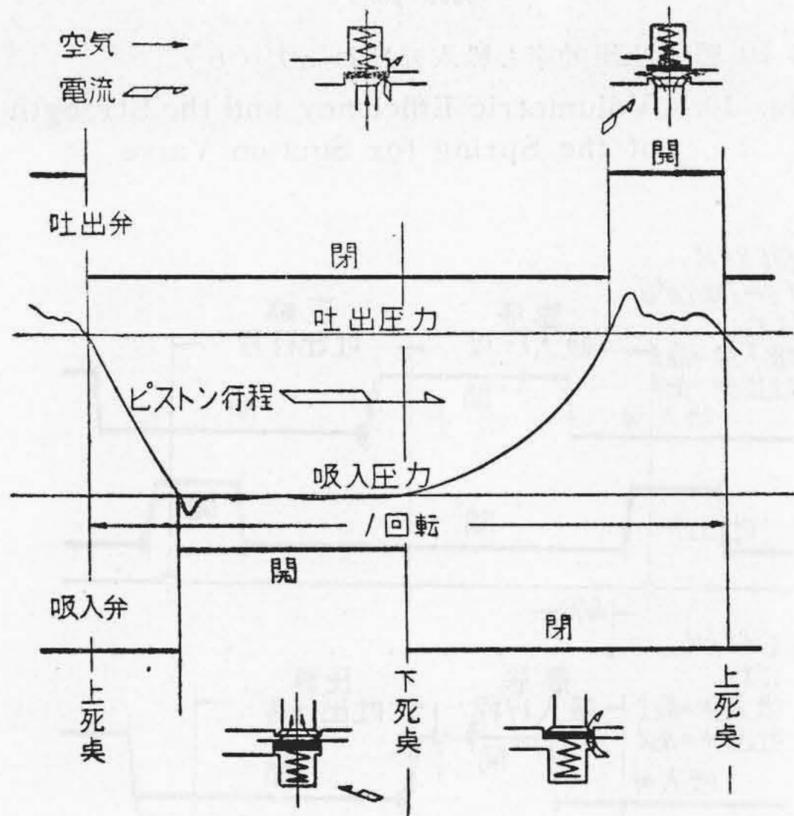
このようにして決定した各回転数に於ける吐出風量を、同じく各回転数に於ける行程容量で除した値を百分率を以て表わし、本試験の吐出効率とした。

尙圧縮機と空気だめまでの配管の長さは各回転数に於て共振をおこさないように選んだ。

第1表 試験用弁ばね  
Table 1. Valve Spring for Testing

ばねの番号	吸入弁ばね			吐出弁ばね			
	1	2	3	4	5	6	7
ばね常数 kg/cm	0.128	0.67	1.02	0.114	0.6	1.31	1.47
ばね圧力 $P_b$ kg/cm <sup>2</sup>	0.00943	0.0493	0.0859	0.00534	0.0327	0.074	0.0859

の作動とピストンの位置との関係を見るため、圧縮機プーリーに小さな棒を附し、これをピストンの上死点に於て接触子に触れさせ、ピストンの上死点の時期をオシログラムに記録した。



第4図 弁の開閉記録模型  
Fig. 4. Diagram of Valve Opening and Closing

(2) 試験用自動弁及び弁の開閉状態の記録装置

試験に使用した自動弁の構造並びに寸法は、第3図に示す如く外側に吸入弁を、内側に吐出弁を備えた合成弁である。図中影線にて示す部分は完全に絶縁されている。弁の開閉状態の記録法は、最も簡単な方法として次に示すような電流断続式を採用した。第4図は弁の作動状態並びにその記録を模型的に示したものである。吸入弁及び吐出弁が何れも閉鎖している場合(第3図)には、各弁の端子より矢の方向に弁板を通じ接地線に至る回路を形成している。今ピストンが上死点を経て復行程に入り後退するに従い、シリンダ内圧力が吸入圧力より幾分低くなると吸入弁は開き吸入弁の回路は切断される。次に吸気を行いつつ後退せるピストンが下死点を経て往行程、所謂圧縮行程に入ると吸入弁は閉じ吸入弁の回路は接続され、更にピストンが圧縮を続けシリンダ内圧力が吐出圧力より幾分高くなると、吐出弁が開き吐出弁の回路は切断される。更にピストンが吐出を終り上死点を経て膨脹行程に入ると、吐出弁は閉じ吐出弁の回路は接続され一回転を終る。オシログラムは横河電機製の六素子電磁オシログラムにA型バイブレータを使用した。尚弁

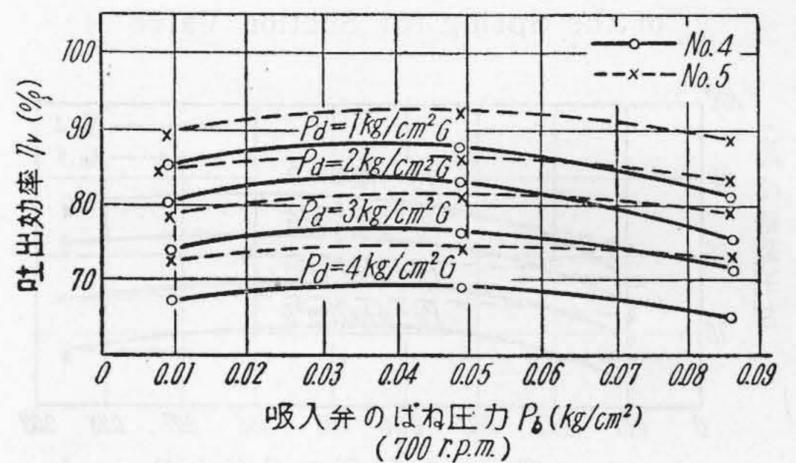
[III] 弁ばねの強さが圧縮機の吐出効率に及ぼす影響

(1) 弁ばねの強さ

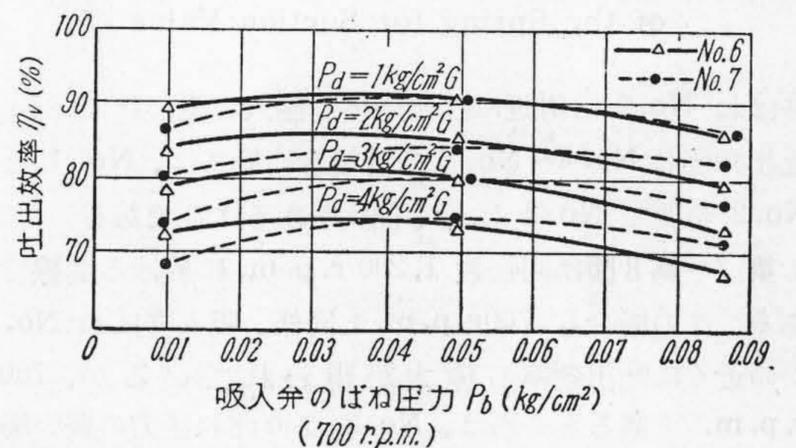
試験に使用したばねは7種であり、その強さは第1表の通りである。表中ばね圧力  $P_b$  と呼んだのは、弁の閉塞時に於ける弁の下面の受圧面積の総和で、弁の全開時のばね全体の力を除した値を意味する。

(2) 吸入弁ばねの強さの影響

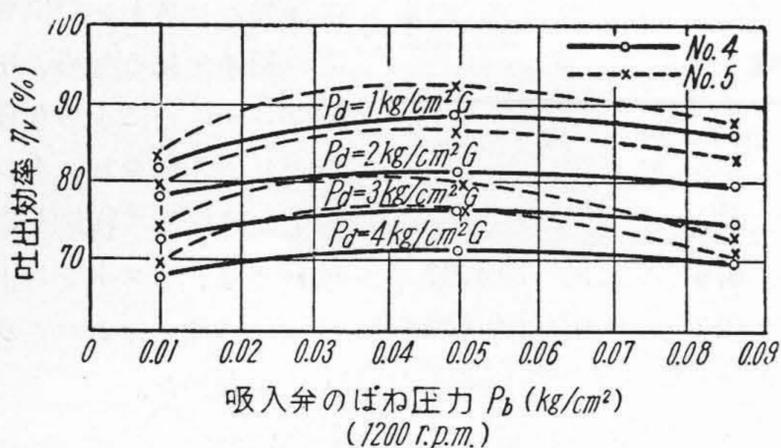
第5~第6図は回転数 700r. p. m. に於て、吐出弁ばねを一定とし、吸入弁ばねのみを変えた場合の圧縮機の吐出効率が、吸入弁ばねの強さによつて変る有様を示す。全体を通じて、吸入弁ばねの強さをこの範囲に変えた時の吐出効率の変化は漸变的である。大体に於て吸入



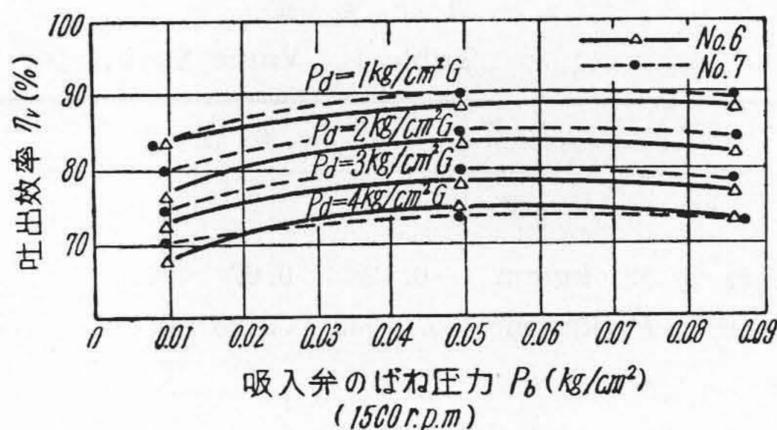
第5図 吐出効率と吸入弁ばね圧力 (1)  
Fig. 5. Volumetric Efficiency and the Strength of the Spring for Suction Valve (1)



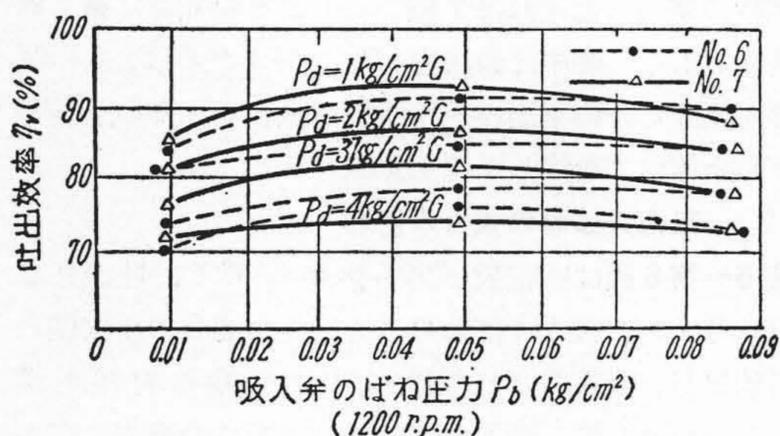
第6図 吐出効率と吸入弁ばね圧力 (2)  
Fig. 6. Volumetric Efficiency and the Strength of the Spring for Suction Valve (2)



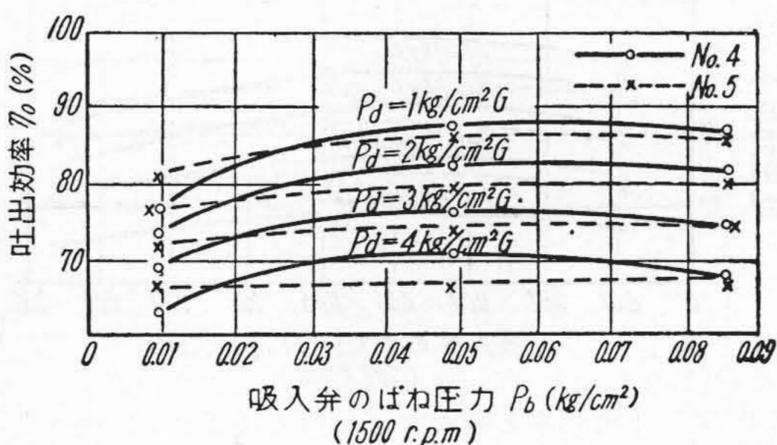
第 7 図 吐出効率と吸入弁ばね圧力 (3)  
Fig. 7. Volumetric Efficiency and the Strength of the Spring for Suction Valve (3)



第 10 図 吐出効率と吸入弁ばね圧力 (6)  
Fig. 10. Volumetric Efficiency and the Strength of the Spring for Suction Valve (6)



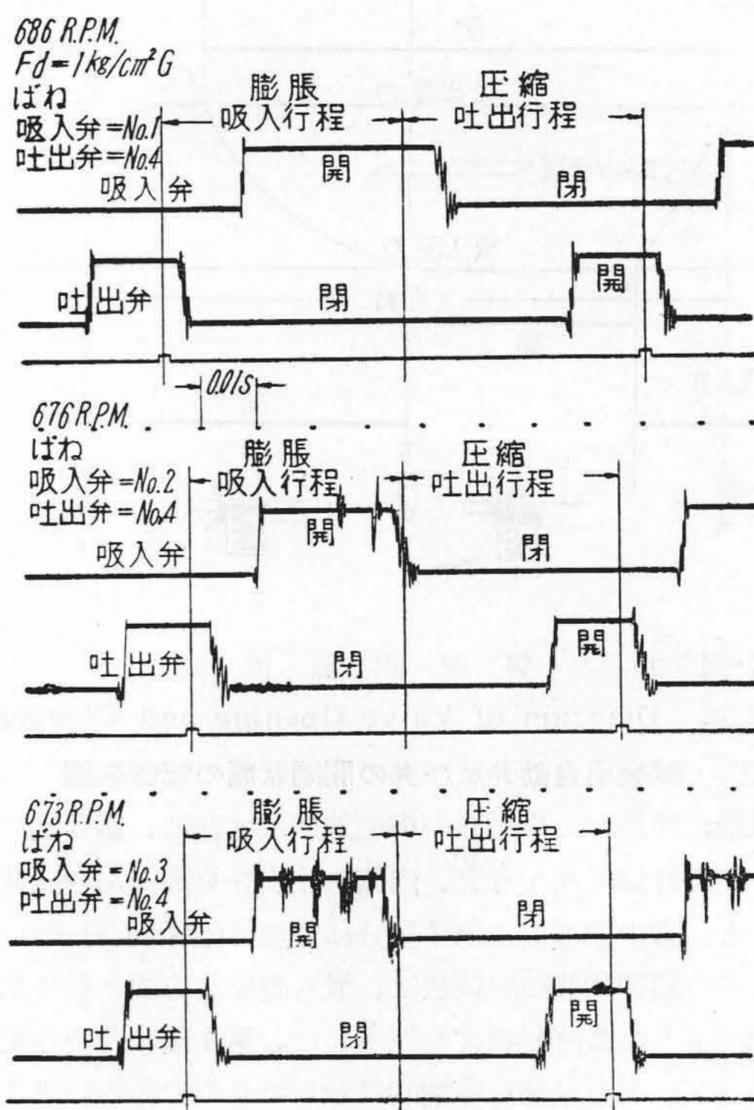
第 8 図 吐出効率と吸入弁ばね圧力 (4)  
Fig. 8. Volumetric Efficiency and the Strength of the Spring for Suction Valve (4)



第 9 図 吐出効率と吸入弁ばね圧力 (5)  
Fig. 9. Volumetric Efficiency and the Strength of the Spring for Suction Valve (5)

ばね No. 2 の附近に吐出効率の極大が現われている。吐出ばね No. 4~No. 6 の各場合に於ては、No. 1 と No. 2 の間で No. 2 に近く極大があるようである。

第 7~第 8 図は回転数 1, 200 r. p. m. に於ける曲線である。この場合も 700 r. p. m. と同様、吸入ばね No. 2 の近くに吐出効率の極大が現われているが、700 r. p. m. と異なるところは、No. 2 よりばね圧力の弱い場合の効率の低下が甚だしく、700 r. p. m. の場合より吐出効率の極大値が幾分右へ、即ち吸入ばね圧力の強い方向へ寄っている。



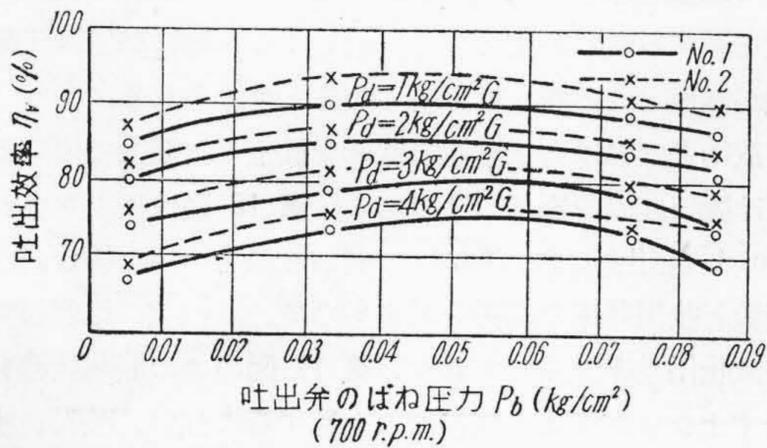
第 11 図 吸入ばねによる弁作動状態の変化  
Fig. 11. Valve Acting Diagram for Various Suction Valve Springs

第 9~第 10 図は回転数 1, 500 r. p. m. に於ける曲線である。この場合吐出効率の極大値は、700, 1, 200 r. p. m. の場合に比較して明らかに右に寄つて来たことがわかる。

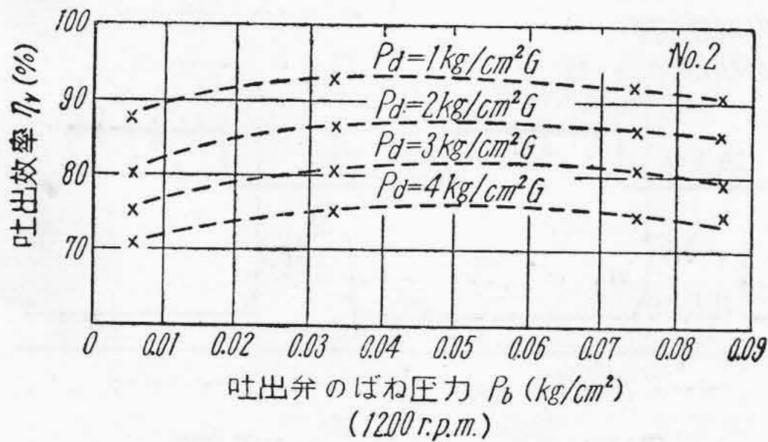
ばねを次第に強くする時に吸入弁の開閉の状態がどのように変化するかを第 2 図に示す装置によつて記録したオシログラムを第 11 図に示す。

図を見ると No. 1 の弱いばねを用いた場合には明ら

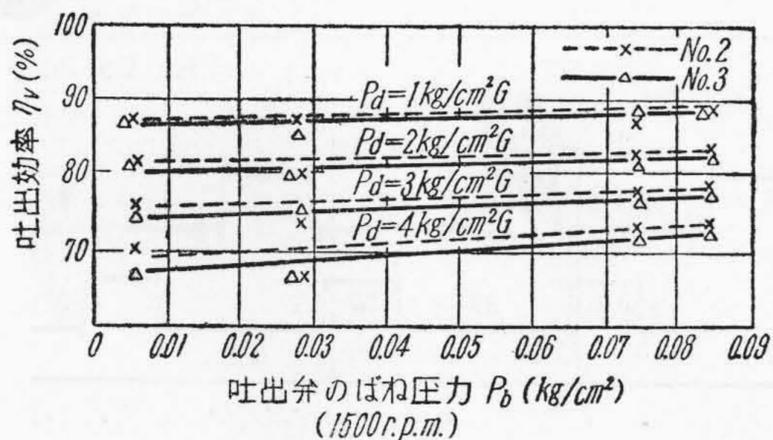
かに相当の閉塞の遅れが認められ、No.2 の少し強いばねでは閉塞の遅れは比較的少くなり、更にばねを強くして No.3 を用いた場合には、弁の開閉状態は全く異状を呈し、弁板は吸入行程中弁座附近に於て激しい振動状態にある。吐出効率が No.2 のばねを使用した場合に比較し、No.1 及び No.3 のばねを使用した場合低下するのは、No.1 の場合は吸入弁の閉じ遅れによる吸入気体の逆流が生ずるためであり、No.3 に於ては吸入弁の異状な振動による吸入気体の抵抗が増加するためと考えられる。



第 12 図 吐出効率と吐出弁ばね圧力 (1)  
Fig. 12. Volumetric Efficiency and the Strength of the Spring for Delivery Valve (1)



第 13 図 吐出効率と吐出弁ばね圧力 (2)  
Fig. 13. Volumetric Efficiency and the Strength of the Spring for Delivery Valve (2)



第 14 図 吐出効率と吐出弁ばね圧力 (3)  
Fig. 14. Volumetric Efficiency and the Strength of the Spring for Delivery Valve (3)

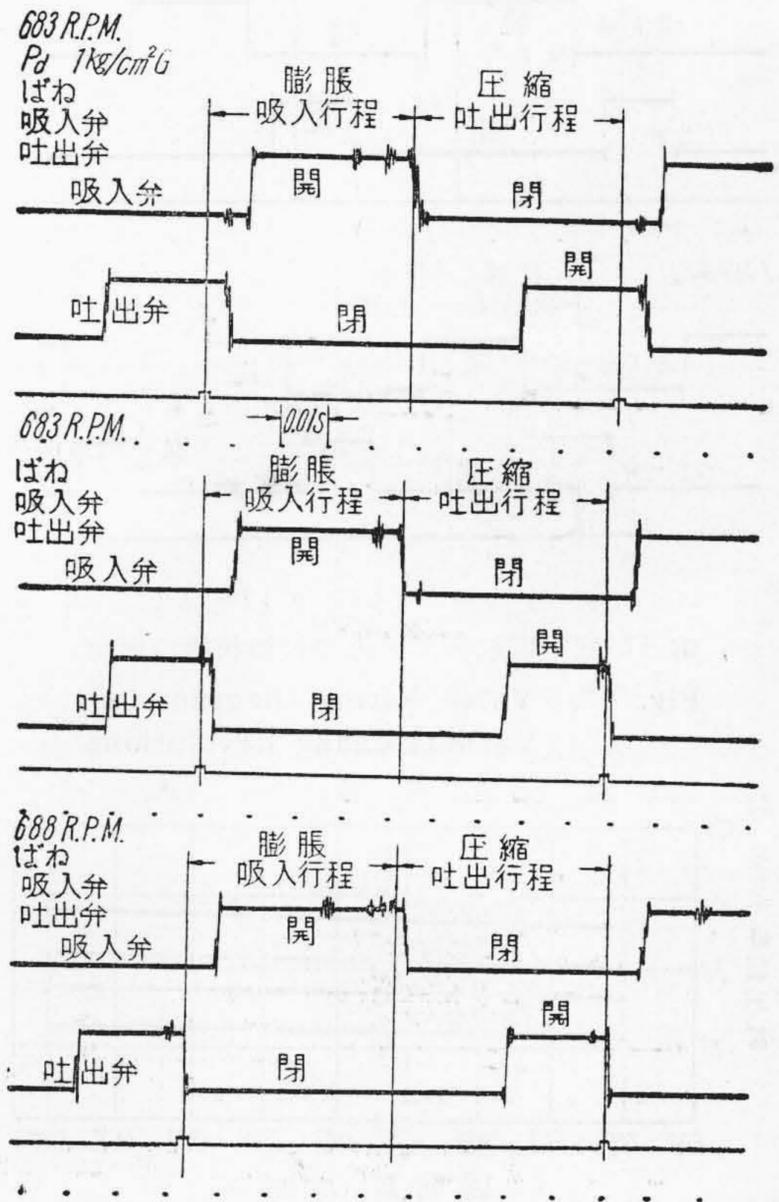
(3) 吐出弁ばねの強さの影響

第 12 図は回転数 700 r.p.m. に於て、吸入弁ばねを一定とし、吐出弁ばね圧力変るにつれ圧縮機の吐出効率の変化した有様を示す。図より No.5 より弱いばねを使用した場合には吐出効率は低下するが、No.5 より強くすると吐出効率の変化はそれ程著しくない。

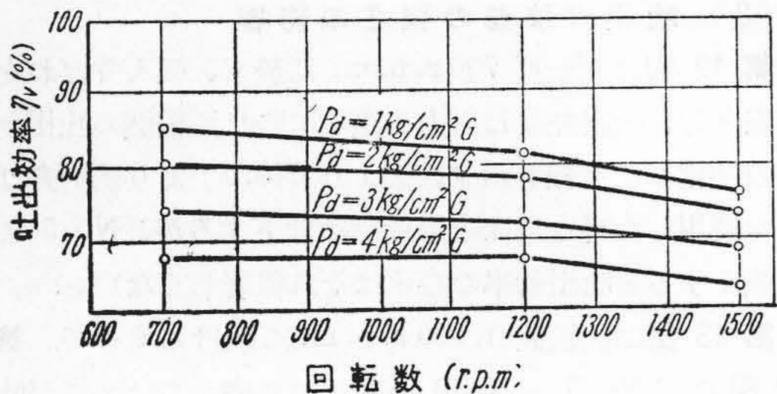
第 13 図は回転数 1,200 r.p.m. に於けるもので、第 12 図では No.5 と No.6 の間に於て僅かではあるが吐出効率の低下が見られるが、この場合にはその変化は殆ど見られず No.6 より強くした場合わずかに効率が低下する。

1,500 r.p.m. に於て、吸入弁ばね No.2, No.3 を用いて吐出弁ばねを数段に変えた場合の曲線が第 14 図である。この図より見て吐出効率は殆ど変化しておらず吐出弁ばねの強い程吐出効率が良くなつており、本実験に使用したばねより強い所に極大があるように考えられる。

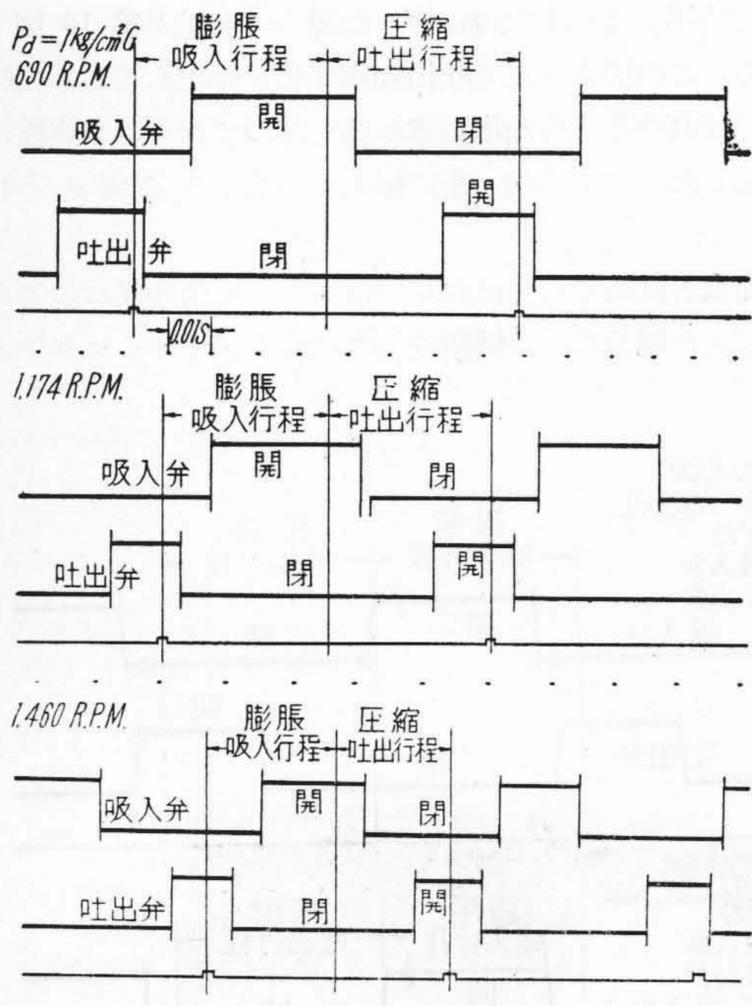
前項と同様吸入弁ばねを一定とし、吐出弁ばねの強さを変えた場合の弁の開閉状態の推移を示すオシログラム



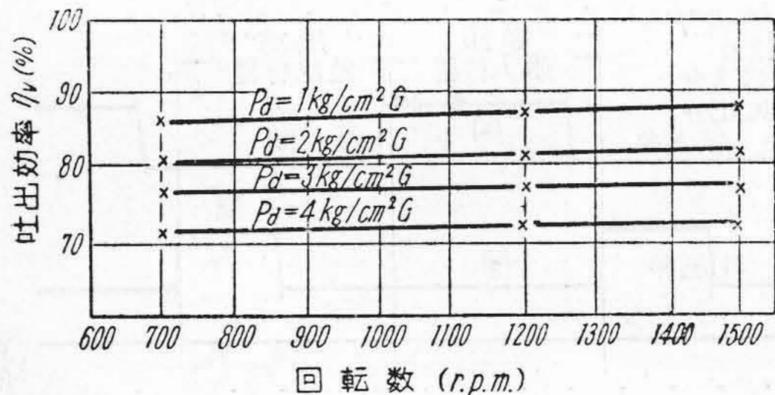
第 15 図 吐出弁ばねによる弁作動状態の変化  
Fig. 15. Valve Acting Diagram for Various Delivery Valve Springs



第 16 図 吐出効率と回転数 (1)  
Fig. 16. Volumetric Efficiency and Revolution



第 17 図 回転数による弁作動状態の変化  
Fig. 17. Valve Acting Diagram for Various Crank Revolutions



第 18 図 吐出効率と回転数 (2)  
Fig. 18. Volumetric Efficiency and Revolution (2)

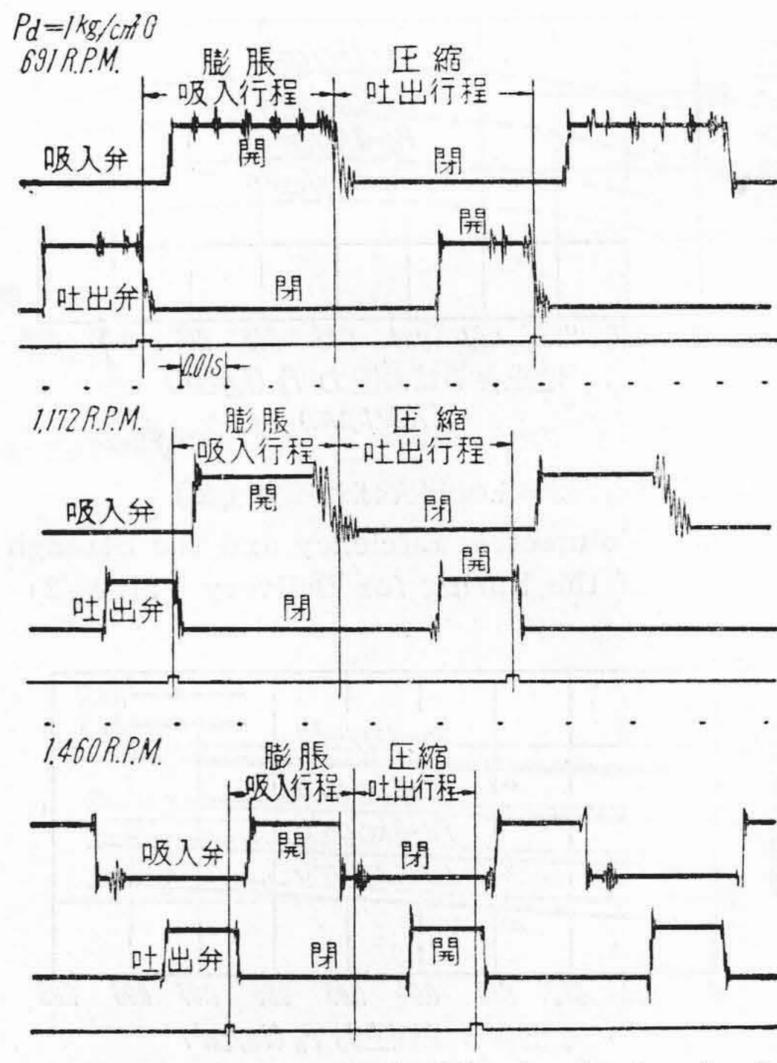
を第 15 図に示す。図より見て吸入弁と同様、弱い No. 4 のばねを用いた場合には弁の閉塞の遅れが認められるが、No. 5 の強いばねでは大変少くなり、更に強い No. 7 のばねを用いた場合には完全に閉塞の遅れは認められず前記の結果と一致した傾向を示している。

[IV] 結果の検討

弁受を備えた弁の作動状態は、開放期間中は弁板が弁受に静かに接着している事が望ましいが、弁ばねの強さが小なる時は開放に際して弁板が弁受に激しく衝突して弁の破損を速め、又弁の閉塞の遅れが大となつて吐出風量を減ずる虞れが大となる。而してこれ等の弊害は圧縮機が高速となる程一層顕著となると考えられる。

故に弁ばねは、圧縮機の性能を低下せぬ範囲で出来るだけ強いばねを選ぶべきである。第 16 図は吸入弁ばね No. 1 吐出弁ばね No. 4 の弱いばねを用いた場合、回転数と吐出効率の関係を示すもので、回転数に比例して漸次吐出効率を減じており、第 17 図の弁の開閉状態を示すオシログラムも回転数の上昇するに従い、吸入、吐出弁共閉塞の遅れが大となつており、回転数の上昇するに従い弁ばねを強くすべきであることを示している。

而し余り強いばねを用いると第 11 図に示す如く開放



第 19 図 回転数による弁作動状態の変化  
Fig. 19. Valve Acting Diagram for Various Crank Revolution

期間中弁が激しく振動し、圧縮機の性能を低下するので強すぎるばねの使用は避けなければならない。第 18 図は No.3, No.7 の強いばねを使用した場合の傾向を示すもので、回転数を上昇させるに従い吐出効率を増している。これを第 19 図の弁の開閉状態を示すオシログラムより検討して見ると、700r.p.m. に於ては吸入弁及び吐出弁ばね共何れも強すぎる事を示しており、吸入弁は吸入行程中弁座附近に於て、吐出弁は閉塞時附近に於て激しい振動状態を呈しているが回転数を上げるに従いこの振動は消失し、比較的正確な作動をしている事が認められ、明らかに第 18 図の結果を説明している。

以上吾々の試験した各場合に於ける適当なばねの強さに就ては各項に示した通りであり、回転数、及び吐出圧力が高くなる程幾分ばねを強くすべきであり、適当な強さを有するばねを使用すればこの程度の高速回転時に於ても十分自動弁としての機能を損ずることなく使用し得る。

### [V] 結 言

往復圧縮機を高速にて運転した場合、自動弁のばねの強さが圧縮機の吐出効率に及ぼす影響を調べ、自動弁を設計する際の資料を得る目的を以て、吸入弁及び吐出

弁を各々に就てばねの強さを数段に変えて吐出効率の測定を行つた。その結果これ等の圧縮機の吐出効率に及ぼす影響の傾向が略々明らかとなり、ばねの強さを適当に選べば、この程度の高速回転時に於ても十分自動弁としての機能を損ずる事なく使用し得る事を確めた。

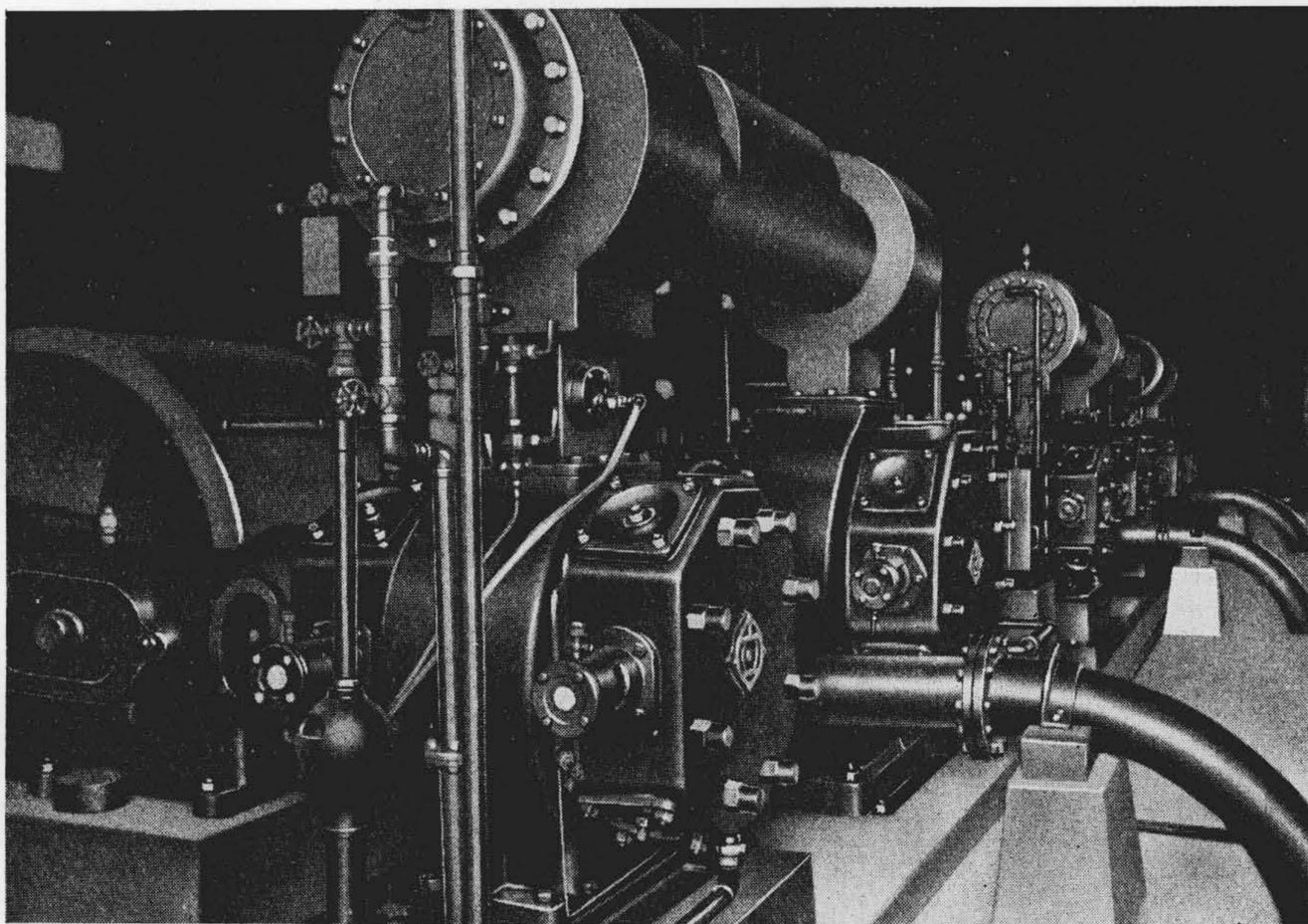
弁の開閉状態の記録装置は、本試験に於てほぼその目的を達したと思われるが、複雑な運動をするであろうと想像される弁の運動の記録装置としては完全なものとは云えないので、現在別に各瞬間に於ける弁の位置を、時間的に記録する方法に就て試験中であるので、これにより明確な記録を多数採取して数量的な考察に進み度いと考えている。

この研究を行うに当り、亀戸工場研究課の野崎松郎及び関好造の両氏には弁の開閉状態の記録に際し一方ならぬ御援助を戴いた。擱筆に際し深厚の謝意を表す次第である。

### 参 考 文 献

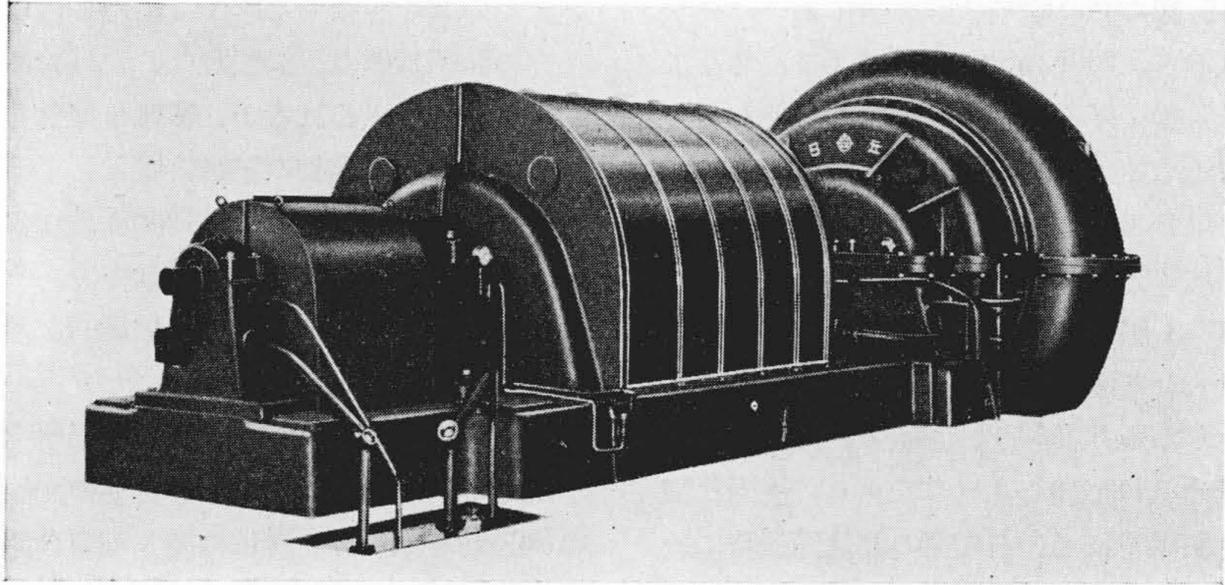
- (1) 山岸隆一、日評、26 卷、6 号、頁 17—28
- (2) Ch. Bouche/ Kolbenverdichter. (1937)
- (3) R. Yamagishi Hitachi, Review. VoL. 1. No 1. p. 99-105.

## 日 立 の 気 体 機

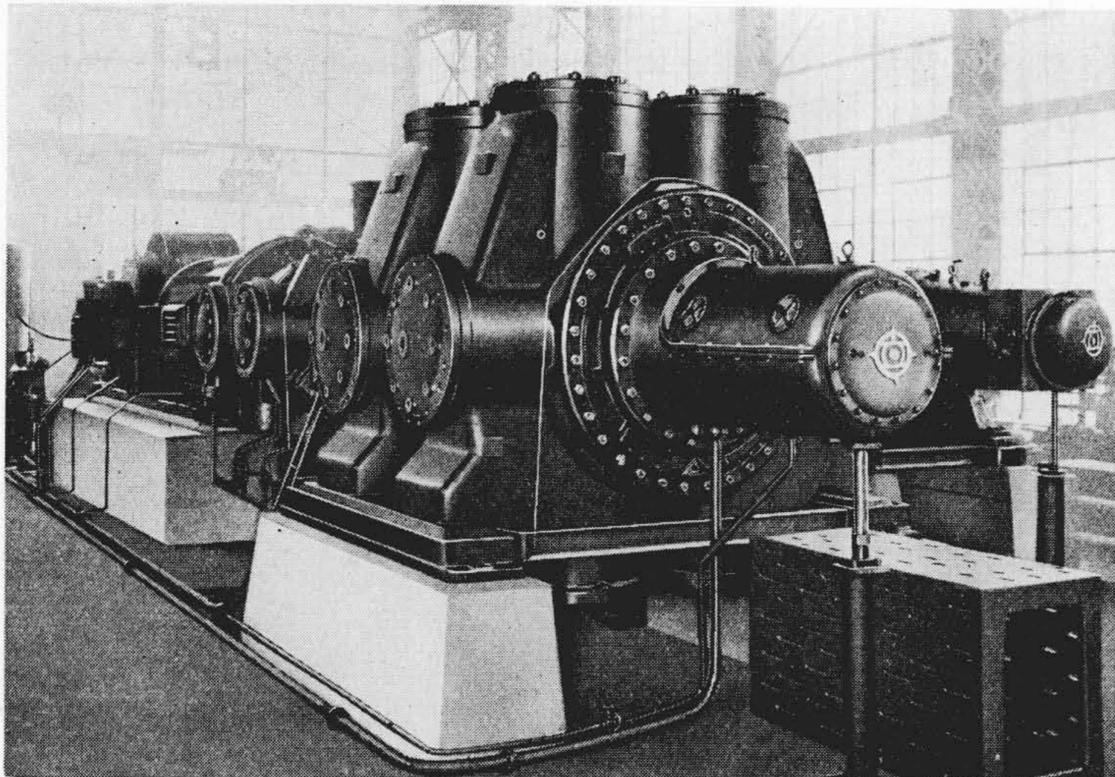


300 HP HTC 型 IBC 空 気 圧 縮 機  
300 HP Type HTC Form IBC Air Compressors

日立の気体機



970 mm 3 段 MB 型 CH 式 高 炉 用 タ ー ボ ブ ロ ワ  
970 mm 3-Stage Type MB Form CH Turbo Blower for Blast Furnace



← 5,000 HP H<sub>5</sub>T<sub>2</sub> 型 I 式  
ガス圧縮機  
吐出圧力 250 kg/cm<sup>2</sup>  
容 量 13,000 m<sup>3</sup>/hr  
5,000 HP Type H<sub>5</sub>T<sub>2</sub> Form I  
Gas Compressor

400 HP HTC 型 IMC 式 →  
空気圧縮機  
400 HP Type HTC From IMC  
Air Compressors

