# 往復動圧縮機における弁抵抗の解析

Some Contributions to the Analysis of Valve Losses for Reciprocating Compressor

大 谷 嚴\* Iwao Ōtani

## 内 容 梗 概

往復動圧縮機の吐出弁および吸込弁の抵抗による弁損失を定量的に見積るために,まず定常流における弁の 流量係数を測定し,ついでシリンダ内ガスの圧縮性を考慮した圧力変化の式を導き,これを電子計算機を用い て解いた。その結果によれば,吐出弁と吸込弁とではシリンダ内容積が著しく相違するために,指圧線図の形 状が相違し,特に吸込弁においては下死点において真空状態となり体積効率を低下させることが明らかにされ た。これらの結果は実験結果によっても裏付けされこの取り扱いの妥当性が確認された。

## 1. 緒 言

往復動圧縮機において自動弁は最も重要な部分であり,これの良 否は圧縮機の効率を左右するのみならず,最近の高速圧縮機におい ては弁板や弁ばねの寿命が問題となってきているので自動弁の研究 がますます必要になってきた。筆者はさきに立形高速圧縮機におけ る吐出弁の運動を調べ<sup>(1)</sup>,弁の開ロ時間を算出する試みを示したが その後定常流の弁抵抗の実験結果に基づいてこの弁抵抗による圧縮 機シリンダ内の圧力変化を解析し,実測の指圧線図と比較したので 以下その概要を報告する。



## 2. 定常流における弁の諸特性

## 2.1 弁の抵抗係数,流量係数

第1図に示すような三種の弁(a),(b),(c)について抵抗係数 および流量係数を求めた。これらの弁は一般に用いられている環状 弁で,(a)は削り出しの多孔形,(b)は鋳造弁,(c)は削り出し弁 である。おのおのの弁バネを取はずし弁揚程の大きさを大小に変え た弁を第2図の風管内に取り付けて定常流を流し,風量および弁前 後の圧力差を測定した。

弁の抵抗係数くは弁板間げきの流れの速度動圧で弁前後の圧力差 4Pを除した次式で表わされる。

ここに  $\gamma$  は弁の前後の平均状態の比重量 (kg/m<sup>3</sup>), g は重力の加速度 (=9.8 m/s<sup>2</sup>), w は弁板間げきの速度である。また流量係数としては周知のノズルやオリフィスに用いられる次式を用いた。

$$\phi = \frac{\gamma Q}{f \frac{P_1}{RT_1} \sqrt{\frac{2gK}{K-1} \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2 \frac{2}{K} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{KH}{K}} \right\}} \dots (2)$$

ここに f は 弁板間 げき 通路の面積 =  $\sum 2\pi D_m h$ ,  $D_m$  は 環状 弁板 の 平均 直径, h は 弁揚程, R は ガス 定数,  $T_1$  は 前流の 絶対 温度, K は 断熱 指数 (空気 では 1.4), Q は 弁前後の 平均 状態 における 風量 である。

第3図および第4図は弁面積比と抵抗係数および弁面積比と流量 係数の関係を示したものである。ただし弁面積比*x*は弁(a)のよう な多孔形の弁に対しては弁座に削りこんだみぞの深さが大きくかつ このみぞ部の通路面積よりもキリ孔の通路面積の総和が大きいので  $x = \frac{f}{f_1} = \frac{\sum 2\pi D_m h}{\sum \pi D_m b} = \frac{2h}{b}$ .....(3) 第1図供試弁の構造







- また弁(b), (c)のごとき鋳造弁に対しては
- \* 日立製作所川崎工場 工博

第3図 弁面積比xと抵抗係数くとの関係

ここに b は 弁座のみぞ 通路の 幅, l は 力骨の 幅の 合計, f は 弁座 面積である。 さて 第2図によれば 抵抗係数は 弁面積比が大きいほど 大きくなり, 大略



第4図 弁面積比と流量係数

弁抵抗をガスの圧縮性を無視して概略見積る場合には抵抗係数を 用いると便利であるが,圧縮性を考慮する場合には流量係数を用い



第5図 弁面積比と押上力係数との関係

わかる。しかし図中に記入したように押上力係数は大略次式で表わ すことができる。

本実験とは別に,押上力とバネ力とがつりあう弁揚程 h を弁受から電気的に絶縁した調整ネジをつき出し,これと弁板とが接触した

るのが合理的である。弁の前後の圧力比  $P_2/P_1$  が1よりも小さい場合の流量 G は次式で与えられる。

 $G = \phi \epsilon f \sqrt{2g \gamma_1 \Delta P}$ .....(6) ここに  $\gamma_1$ は弁の前流の空気の比重量,  $\epsilon$ はガスの膨脹による修正 係数で次式によって与えられる。

$$\varepsilon = \sqrt{\left(\frac{P_1}{P_1 - P_2}\right) \left(\frac{K}{K - 1}\right) \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{K - 1}{K}} \right\}} \dots (7)$$

前述のように流量係数φが弁面積比*x*が大きいほど低下するのは 山岸氏<sup>(2)</sup>も触れているように弁座から弁板に沿って流出する際の縮 流の影響が弁面積比が大きいほど大きくなることによる。

2.2 弁の押上力

弁の開閉運動と密接な関係にある気流の押上力を実験的にしらべた。すなわち,第1図の弁(a)を用い,弁バネを取り付けて気流を流し、弁前後の圧力差を測って抵抗係数を計算した。弁の通風量がある値以上になると気流の押上力により弁板は弁受に当って全開するが、それ以下の風量においては弁揚程hが設定した最大弁揚程 $h_{max}$ よりも小さい所で押上力とバネ力がつりあいを保つ。それゆえ $h_{max}$ を弁揚程とみなした見かけの抵抗係数  $\zeta$ \*を求めると著しい大きな値になった。

近似的に

$$\zeta = 1.5 + 2.4 \ x = \zeta^* \left(\frac{h}{h_{\text{max}}}\right)^2 = \zeta^* \left(\frac{x}{x_{\text{max}}}\right)^2 \dots (8)$$

が成立するから ζ\* の値から,実際の弁面積比 x,したがって弁バネの力すなわち押上力 Ko を定めた。かくして求めた押上力を Lindner<sup>(3)</sup> がポンプの弁について適用したと同様に次式の形になる ものとした。

 $K_{D} = \frac{1}{\mu_{P}^{2}} f_{1} \frac{\gamma}{2g} w^{2} \quad \dots \quad (9)$ 

ときに電気回路が閉じるように仕組んで測った押上力から押上力係 数を求めた結果を第5図中の④印で示す。この測定値も(10)式の直 線に近く,押上力の実験式として(10)式を用いてさしつかえないこ とを示している。

# 3. シリンダ内圧力変化の解析

従来圧縮機の指圧線図に表われる吐出行程および吸込行程におけ る圧力変化はシリンダ内の空気の圧縮性を無視し, ピストンが刻々 に排除するガスが弁を流れるものと仮定して取り扱ったものが多 い。しかしこのような考え方を最近の高速圧縮機に適用すると種々 の不都合が起る。たとえば圧縮機が高速になるほど,吐出行程にお ける圧力の最高点が上死点に近づくこと,あるいは往年山岸氏<sup>(4)</sup>が 横形圧縮機の吸込弁の揚程を変えて採取した指圧線図において,弁 揚程が著しく小さい場合に下死点のシリンダ圧力が大気圧以下とな り,このために体積効率が低下することなどは,シリンダ内空気の 圧縮性を考慮せぬ限り定量的に取り扱うことができない。

そこで筆者はシリンダ内ガスの圧縮性を考慮し,さきに求めた定 常流における弁の流量係数が刻々に変化する非定常流に対しても成 立するものとして吐出および吸込行程を解析してみることにした。

#### 3.1 吐出弁の計算

う。

まずピストンの変位および速度を簡単のために下記のとおり正弦 状に変化するものとする。

ピストン変位	$2RS = R(1 - \cos \theta) \dots$	(11)
ピストン速度	$C = 2R \frac{dS}{dt} = R \ \omega \sin \theta  \dots \dots$	(12)

ここに R は クランク 半径, ω は クランク 角速度, θ は 下死 点から 測った クランク 角度 である。

ここに µp は荷重係数, 1/µp<sup>2</sup> は押上力係数と称する無次元数で ある。またwは実測した風量を実際の弁揚程hなる弁板間げきに割 当てた流速である。第5図は押上力係数1/µP<sup>2</sup>を縦軸にとり横軸に 弁面積比*x*をとって示したものである。図から弁面積比*x*が大きい ほど押上力係数が大きくなること,同じ弁面積比でも,最大弁揚程 が大きく弁板と弁受とが離れているほど押上力係数が大きいことが

よってシリンダ内容積Vは次のようになる。

 $V = F\{2R \varepsilon_0 + 2R(1-S)\} = FR(1+2\varepsilon_0 + \cos\theta).....(13)$ ここに $\varepsilon_0$ は間げき容積比, Fはピストン断面積である。 シリンダ内ガスの状態変化を断熱圧縮とみなせば次式が成り立





上式の CF はピストンの押しのけ体積速度, fa は吐出弁の間げき 面積, wは弁からの流出速度であり, これは(6)式にならって

で与えられる。ここに r はシリンダ内ガスの比重量である。 (12), (13)および(15)式を(14)式に代入すると

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\omega K P \left\{ \sin \theta - \frac{f_d \phi \varepsilon}{FR \omega} \sqrt{\frac{2 g}{\gamma} (P - P_d)} \right\}}{1 + 2 \varepsilon_0 + \cos \theta} \dots (16)$$

$$P/P_d = y \ (y \ge 1) \ \varepsilon \ \text{trees by go by this}$$

$$\frac{dy}{V_{-1}} = \frac{Ky (\sin \theta - \beta y \sqrt{y - 1})}{V_{-1}} (17)$$



<sup>≤</sup>o=0.065, r=3, yo=1.25(実線), yo=1.15(点線) 第7図 吐出行程の計算例



で、 $f_a$ ,  $\phi$ , F, R,  $\omega$ および Pdは弁の寸法や圧縮機の仕様で決ま る値である。 $\varepsilon$ および  $\gamma$ は厳密にはシリンダ内の圧力(換言すれば y)の関数であり、(17)式を解くのはかなりやっかいとなるので、 ここではひとまず一定とみなすことにする。(17)式を数式的に解く ことは困難であるし、図式的には  $\theta \sim y$ の多くの組み合わせについ て $dy/d\theta$ のこう配を描き、これに接する包絡線として解が求められ るが精度が悪いので、我々は電子計算機を用いて解いた。

第6図は模型的に描いた指圧線図を示す。図において吐出弁はシ リンダ内圧力Pが吐出圧力Pdになる a 点で開き始め、弁が全開す る b 点ではシリンダ内圧力は  $\Delta P_0$ だけ上昇する。このときの絶対圧 力 $P_0$ と吐出圧力との比 $P_0/Pd$ を $y_0$ とする。しかして吐出行程のシ リンダ内圧力は c 点で最高圧力 $P_{max}$ (すなわち $y_{max}$ )になった後上 死点 d に至るのである。 b 点の位置および $y_0$ の大きさは圧縮比r = Pd/Psおよび弁の諸元によって変化する。これの計算についてはす でに報告<sup>(1)</sup>したので省略する。

第7図は  $\varepsilon_0 = 0.065$ , r=3,  $y_0 = 1.25$  および 1.15 で $\beta$ の値を 1.3~ 3.0の種々の大きさに変えた場合の計算結果を,横軸にストロークの 割合 S をとり,縦軸にストロークの各点における y の値を打点して 描いた曲線を示す。この計算例から次のことがわかる。

(1)  $\beta$ が小さいほど曲線は上方に位置し、 $y_{max}$ の点が上死点の ほうにずれる。

(2) 本計算の $\beta$ の範囲では $y_0$ の大小の影響は上死点付近(Sの値が 0.9~1.0, 上死点からのクランク角度でいえば30~40度の間)では認めにくくなり、 $\beta$ の値のみによって定まる。

第2項の符号を変え、 $f_a$ の代りに吸込弁の間げき面積 $f_s$ を用い  $dP = \frac{KR}{V} (CF + f_s w) dt \dots (19)$ 

また吸込圧力状態の流量と圧力差との関係

により

(19)および(21)式から

$$\frac{dP}{d\theta} = \omega KP \left\{ \sin \theta + \frac{f_s \phi \varepsilon \gamma_s}{FR \omega \gamma} \sqrt{\frac{2g}{\gamma_s}} (P_s - P) \right\} \dots \dots (22)$$

 $P/P_s = \mathbf{z}(\mathbf{z} \leq 1)$ とおいて変数変換すれば、 $\gamma_s/\gamma \Rightarrow 1/\mathbf{z}$ とおいてよいから

$$\frac{dz}{d\theta} = \frac{Kz\sin\theta + \delta\sqrt{1-z}}{1+2\varepsilon_0 + \cos\theta}....(23)$$

$$\Xi \subseteq V \subseteq Kf_{\varepsilon}\phi \in \sqrt{2\pi P}$$

第8回は吸込行程を模型的に示したものである。図において吸込 弁はシリンダ内の圧力 P が吸込圧力 Ps に等しくなる a 点で開き始

 (3) βの値が相当小さくなっても上死点における yの値が1よ りも大きくなることはほとんど認められない。 これは要するに吐出弁においては上死点付近におけるシリンダ容 積が小さいので圧縮性が無視でき、上死点の圧力は弁バネの力に相 応するだけ高くなるとみてよいことを意味する。
 3.2 吸込弁の計算 吸込弁の場合はシリンダ内に流入するゆえ、(14)式の()内の め、弁が全開したときはシリンダ内圧力は  $\Delta P_0$  だけ吸込圧力よりも 真空になる。 このときの  $P_0/P_s$  を  $z_0$  とする。 しかして吸込行程の シリンダ内圧力は弓形の曲線 a b c d をたどって下死点に至る。こ の $\theta$ =360 度における d 点の圧力を  $P_{360}$  とし、 $z_{360}=P_{360}/P_s$  で表わ す。 $z_0$ の位置は圧縮比 r (= $P_d/P_s$ ) が大きいほど左方に移る。 $z_0$ は 吐出し弁の  $y_0$  同様, 弁の仕様などから弁開口の過度現象の計算から 定まる。 往復動圧縮機における弁抵抗の解析











第9図は $\varepsilon_0 = 0.065$ ,  $\gamma = 3$ ,  $z_0 = 0.8$ および0.9で,  $\delta$ の値を $1.3 \sim 4.5$ の種々に変えた場合の計算結果を示す。 図から下死点における  $z_{360}$ の値が1よりも小さくなり、 $\delta$ が小さいと特にその現象が顕著 なことが知られる。これは圧縮性を無視した場合には出現しえない 事実である。

下死点で吸込弁が瞬時に閉そくすると仮定したとき,ピストンが E縮行程に進むに伴って生ずる断熱圧縮線を前記の図中に仮想線で 記入してある。もし, *P*<sub>s</sub>(1-*z*<sub>360</sub>)が吸込弁が全閉するときのバネの 力に対応する圧力差よりも大きいと,下死点においても弁は開いて ることになり,さらにピストンが圧縮行程にはいった後も暫時は吸 込弁が開いているゆえこの間にもシリンダ内へ空気が流入する。し たがって下死点を通り越した後のシリンダ内圧力は断熱圧縮線より も急傾斜をもった圧力上昇を呈するはずである。

上記の検討は、吸込弁が下死点まで全開していると仮定して解い た結果に関するものであるが、筆者がかつて高速圧縮機において弁 の運動を調べた結果から見ると上の仮定はほぼ妥当なものである。 従来から圧縮機を高速化すると吸込弁の閉じ遅れ(下死点を過ぎ てから弁が閉そくするまでの時間)が増加し、体積効率が低下する ことが認められており<sup>(5)(6)</sup>、大きな関心が払われているが、この閉 じ遅れは漠然と理解されているにすぎなかった。弁の閉じ遅れは、 下死点におけるシリンダ内圧力が低下するための必然的に生ずる閉 じ遅れと、弁前後の圧力差が零になった後に生ずる弁板の慣性によ

クである。このような指圧線図から y~0の関係を描いたものと, 前章の計算値とを比較すると 第12図のとおりであり,かなりよく 一致している。なお指圧線図の採取にあたっては,圧力ピックアッ プをシリンダの頂上に直接取り付け,共和無線株式会社製の計器を

る閉じ遅れとに区別して取り扱わなければならない。

# 4. 計算と実験との比較

第10図は37kW 立形圧縮機の吐出し弁に第1図の弁(c)を取り 付けて採取した指圧線図のブラウン管オシログラムの一例を写し出 したものである。第11図はその実験装置の外観写真である。第10 図の上方のオシログラムは電気接点で記録した弁の開閉を示すマー

---- 95 -----

使用したが、ピックアップにわずかの圧力採取管をそう入しても、 すでに弁の開口時刻と指圧線図の吐出圧力測定時刻とが一致しない という不都合が生ずることが知られた。この点はこの種の研究上注 意を要するところであろう。 第13 図 は 第1 図(b)の弁を吸込弁に使用した場合の指圧線図の 実測値と計算値とを z~s の関係に描いて比較した結果である。こ の場合にも両者にはかなりよい一致が認められる。 924 昭和37年6月

日

# 5. 結 言

往復動圧縮機の性能を向上するには,自動弁の作動ならびにその 抵抗が指圧線図に及ぼす影響を明らかにすることが基本的に重要な 問題である。筆者は従来あまり試みられなかった弁開ロ時の過度現 象を解き,次いでシリンダ内圧力の変化を求めた結果,実測の指圧 線図とかなりの一致がみられた。本解析の結果,最近の高速圧縮機 においては,吸込弁の抵抗による熱ポンプ損失<sup>(7)</sup>のほかに閉じ遅れ による体積効率の低下を特に重視すべききであることが知られた。 ちなみにこの意味で,吸込弁と吐出弁の大いさの割合を変えるなど 種々の改善が提案され,日立製作所の圧縮機に実施されていること を付記しておく。

論

終わりに本研究にあたりご指導を仰いだ東京工業大学板谷教授を 始め、日立製作所川崎工場研究課の諸君に深甚の謝意を表する。

# 参考文献

- (1) 大谷: 機械学会誌 63, 503 (昭 35-12)
- (2) 山岸: 機械学会誌 49,344 (昭21)
- (3) R. Stückle: Die Selbstätigen Pumpen Ventile in den letzten 50 Tahren, (1952) Springer Verlag.
- (4) 山岸: 日立評論 26, 309 (昭18-6)
- (5) 伊藤, 横田: 日立評論 別 45,1 (昭 27-11)
- (6) S. F. Pearson: Engineering, 186, 481 (Oct. 1958)
- (7) 長尾, 大塚: 機械学会論文集 22, 124



特許第283051号

間 瀬 喜 好•大 内 末 夫

## 風窓付ヒョウタン型ケーブルの製造方法

この発明は、メッセンジャワイヤと、ケーブル本体とを、共通し た断面ヒョウタン型の押出被覆内に埋設した、ヒョウタン型ケープ ルにおいて、風圧抵抗を低減する風窓を、押出被覆時に形成する製 造方法に関するものである。

ヒョウタン型ケーブルは,第1図および第2図に例示するように, 押出機1の心金2側より口金3側に向って,メッセンジャワイヤ7 とケーブル本体8とが導入され,心金2と口金3との間より,スク リュ4によって圧出されるコンパウンド5が,断面ヒョウタン型被 覆9になってワイヤ7とケーブル本体8との周上に形成される。

この発明においては、口金3のところにコンパウンド流出そ止弁 6を設け、この弁6を一定周期で上下させることにより、コンパウ ンド5の流れを部分的にカットして、被覆9に窓10を形成するもの である。第3図は、この発明により製造された、風窓付ヒョウタン ケーブルの一例を示し、メッセンジャワイヤ7と、ケーブル本体8 とは、共通した断面ヒョウタン型被覆9により一体にされ、風窓10 は等間隔に形成されている。

この発明によれば,風窓10は被覆9の形成と同時に設けることができるので,製造が一工程ですみ,したがって安価にケーブルを提供できる。また風窓付ケーブルは架線後において,その風窓を通して空気の流通が行なわれるから,強風時におけるケーブル全体の風 圧抵抗を,著しく軽減できる特長がある。 (斎 藤)



