The Japan Society of Mechanical Engineers

# 134 多段高圧往復圧縮機の体積効率向上に関する研究

## A Study for Improvement Volumetric Efficiency on High Pressure Multi-Stage Reciprocating Compressor


○学 種市 雄吾（群大・院） 正 西川 剛弘（三洋電機）
正 石間 経章（群大・工） 正 小保方 富夫（群大・工）

Yugo TANEICHI / Department of Mechanical Engineering, Gunma University, Kiryu, Gunma 376-8515, Japan
Takahiro NISHIKAWA / Sanyo Electric Co., Ltd., Ora-gun, Gunma, 373-0596, Japan
Tsuneaki ISHIMA, Tomio OBOKATA / Department of Mechanical Engineering, Gunma University, Kiryu, Gunma 376-8515, Japan


### 1．緒言

多段往復圧縮機は，各種産業分野で広く使われており，各用途とも吐出流量の増大が要求されている．吐出流量を向上させるためには，圧縮機の体積効率を向上させる方法があるが，圧縮室を直列に配置した多段圧縮機においては，圧縮室前後の吸・排気系が直接次段へ影響するため統合的に性能特性を把握する必要がある．これまでの研究[(1),(2)]では，各段の吸入および吐出バルブの挙動が性能に大きく関係していることが示されている．そこで本研究では，直列4段往復圧縮機において，1段目圧縮室の吸入系流体通路および各段の位相差に着目し，これらが体積効率に及ぼす影響について考察した．

### 2．実験装置および方法

#### 2．1　無潤滑多段高圧圧縮機

本圧縮機は4段圧縮で，小型化，低振動化を図るため，クランク部にはスコッチヨーク方式，シリンダ配列は十字型配列を採用している．作動流体は圧縮機のクランク軸上部方向より圧縮機内部に吸入され，1段目はピストン下部から吸入して上部へ吐出し，次段以降はピストン上部から吸入して上部へ吐出する．

#### 2．2　吸入流量の測定

吸入管として，圧縮機と流量計の間に管内径$\phi$8 mm，管長$2.5\times10^3$mmの軟質ポリウレタンチューブを使用した．排気管はなく，排気口より直接吹き出しとした．1段目圧縮室は，図1に示すように，吸入板内のバルブより吸入されたガスを，ピストンの移動により，ピストン内のバルブを介して，圧縮し，吐出板内のバルブより吐出を行う構造となっている．測定は，1段目単段圧縮および1-2段接続による多段圧縮において行い，表1に示すように，基準となる仕様と，それに対して1段目圧縮室の吸入系流体通路面積を変化させた仕様について行った．また，圧縮機の軸の回転方向を逆にし，各段の位相差を180度変化させた場合についても測定を行い，解析した．

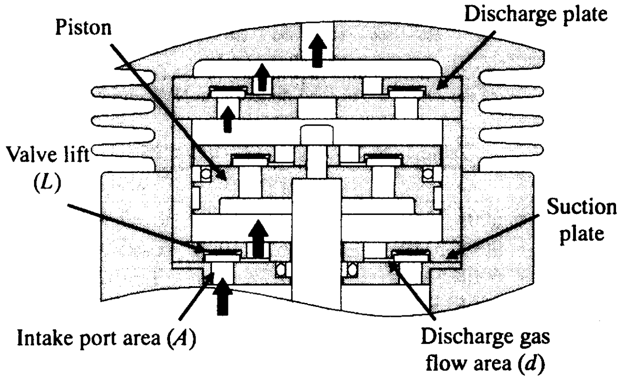


Fig.1 Structure of the first stage

Table 1　Specifications of suction plate

| | Standard | Examination |
|---|---|---|
| Intake port area ($A$) | $A$ = 50.3 mm$^2$<br>($\phi$8 mm × 8) | 0.75 $A$<br>1.25 $A$ |
| Discharge gas flow area ($d$) | $d$ = 1.5 mm$^2$ | 1.25 $d$<br>1.50 $d$<br>1.75 $d$ |
| Valve lift ($L$) | $L$ = 1.0 mm | 1.50 $L$<br>2.00 $L$ |

#### 2．3　圧力脈動の測定

1段目吐出バルブ後および2段目吸入バルブ前において小型圧力センサ（横河電機株式会社製 FP101A - D31 - L20A）を用い，FFTアナライザ（小野測器株式会社製 DS - 2000 および DS - 0264）により処理された信号をパーソナルコンピュータで記録し，解析を行った．測定は，1 - 2段接続による多段圧縮において，基準条件と，圧縮機の軸の回転方向を逆にした場合について行った．

### 3．実験結果および考察

#### 3．1　吸入系流体通路仕様が体積効率に及ぼす影響

1 - 2段接続による多段圧縮において，2段目吐出圧力($P_{d2}$)を2.0 MPaに設定したときの機関回転数($n$)と体積効率($\eta_v$)の関係を図2～4に示す．図2は基準となる仕様1.00$A$に対して，バルブ当たり面ポート面積($A$)を0.75倍および1.25倍に変化させたものである．図に示すように，全回転数帯において大きな変化は見られない．これは，ポート部を流れる体積流量に対して，ポート面積が十分に大きいため，流路抵抗による損失が小さいためと思われる．

図3より，基準となる仕様1.00$d$に対して，バルブ通過後の流体通路面積($d$)を変化させた場合，全回転数帯において体積効率が向上し，その割合は1.25倍のときに2%程度，1.50倍で4%程度，1.75倍としたときに6%程度である．このことから，通路面積が小さいと損失となり，体積効率の低下を招くと考えられる．

図4より，基準となる仕様1.00$L$に対して，バルブリフト量を変化させた場合，低速回転時で1.50倍のときに3%程度，2.00倍とした場合6%程度の体積効率の向上が見られたが，高速回転時にはどちらも同様の体積効率となった．これは，本圧縮機のバルブ機構に弱バネを用いているため，バルブリフト量を大きくすると高速時ではバルブの追従性が悪くなり，バルブ開口面積の変化が小さくなったものと思われる．

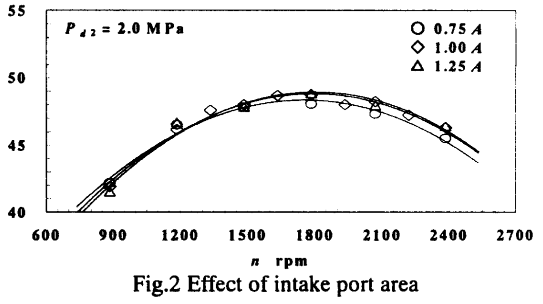


Fig.2 Effect of intake port area



NII-Electronic Library Service

The Japan Society of Mechanical Engineers

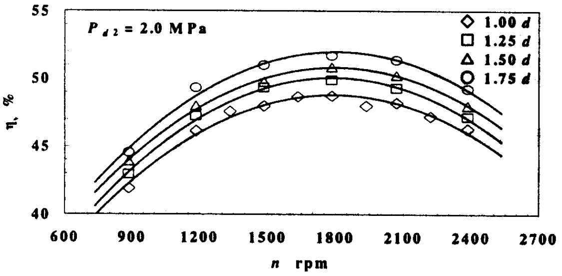


Fig.3 Effect of discharge gas flow area

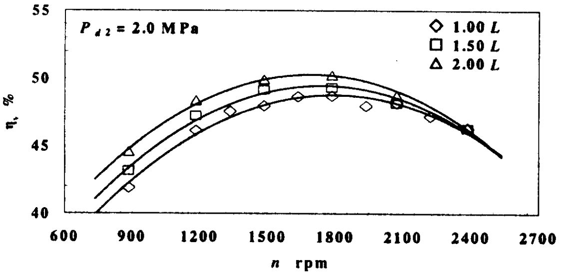


Fig.4 Effect of valve lift

3．2　回転方向が体積効率に及ぼす影響

1 - 2 段接続による多段圧縮において，2 段目吐出圧力($P_{d2}$)を 2.0 MPa に設定した場合について，軸を逆回転させたときの機関回転数($n$)と体積効率($\eta_v$)の関係を図 5 に示す．圧縮機の軸を逆に回転させた場合，各段の位相差は 180 度変化することになる．図に示すように，軸の回転方向を逆にした場合，全回転数帯において 2％程度の向上が見られる．

機関回転数($n$)が 1800 rpm のときの 1 段目吐出バルブ後および 2 段目吸入バルブ前における圧力脈動測定結果を図 6 に示す．図 6(a)において，1 段目吐出バルブ後の圧力線図より，300 度付近に 1 段目吐出行程による圧力の増加が見られ，正回転に対して逆回転における圧力増加の開始される時期が早くなっていることがわかる．これは，圧力増加の開始する直前の圧力は逆回転のほうが低く，バルブが開きやすい状態となっているためと考えられる．すなわち，1 段目圧縮室において，吐出バルブを開くために必要とされるシリンダ内圧力は逆回転の方が低い．

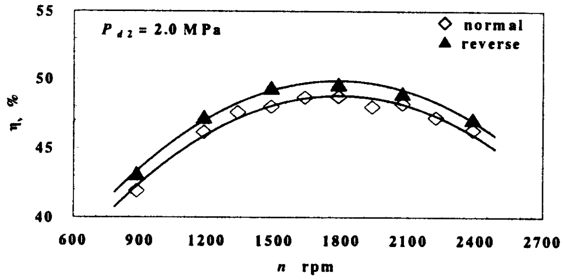


Fig.5 Result of volumetric efficiency

また，1 段目吐出圧力は正回転では $P_{d1}$ = 0.49 MPa，逆回転では $P_{d1}$ = 0.44 MPa となり，逆回転は正回転と比較し圧力が 6％低下している．次に図 6(b)に示す 2 段目のクランク角を基準とした場合の 2 段目吸入バルブ前の圧力波形を見ると，正回転において 60 度付近から圧力降下が始まっており，2 段目シリンダ内への吸入が行われていることが確認できる．逆回転では，1 段目のクランク角 300 度付近で行われていた吐出行程は，2 段目のクランク角を基準とすると 30 度付近に位置するため，2 段目吸入バルブ前の圧力線図でもこの部分に圧力の増加が確認でき，1 段目吐出行程と 2 段目吸入行程が重なる時期が存在している．また，正回転における 1 段目吐出行程の開始時期は，2 段目のクランク角を基準とすると 210 度付近に位置するため，この部分に圧力の増加が見られるが，すでに 2 段目の吸入行程が終わっているため，圧力の増加した状態が続いている．

正回転に対して逆回転の 1 段目吐出圧力が低下する理由としては，逆回転は正回転と比較して，1 段目シリンダ内において吐出が開始される圧力が低く，また，正回転では圧縮されたガスが配管内に吐出されるだけなのに対し，逆回転では，1 段目で吐出行程が行われている一方で，2 段目では吸入行程が開始されるため，配管内の圧力が低下したものである．

このことから，正回転に対して逆回転の体積効率が向上した理由として，1 段目圧縮室において，ピストンが上死点に達したときの残留ガスの圧力は逆回転のほうが低く，再膨張行程が短くなり吸入流量が増大したためと考えられる．

4．結言

(1)　バルブ当たり面のポート面積を変化させても体積効率への影響はほとんどない．これは，基準仕様のポート面積が十分に大きいためと考えられる．

(2)　バルブ通過後の通路面積を大きくすることによって，圧力損失が低下し，体積効率を 6％程度向上させることができる．

(3)　バルブリフト量を大きくすることによって，低速回転時では体積効率は向上するが，高速回転時では，弱バネを用いたバルブ挙動の影響で体積効率はほとんど変化しない．

(4)　圧縮機の軸の回転方向を逆にすることによって，1 段目圧縮室における再膨張行程が短くなり，体積効率を 2％向上させることができる．

参考文献

(1)　T.Nishikawa, et al., Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue University, 2000, p105 - 112.

(2)　西川，他 3 名，機論，B68 - 673（2002）p164 - 171.

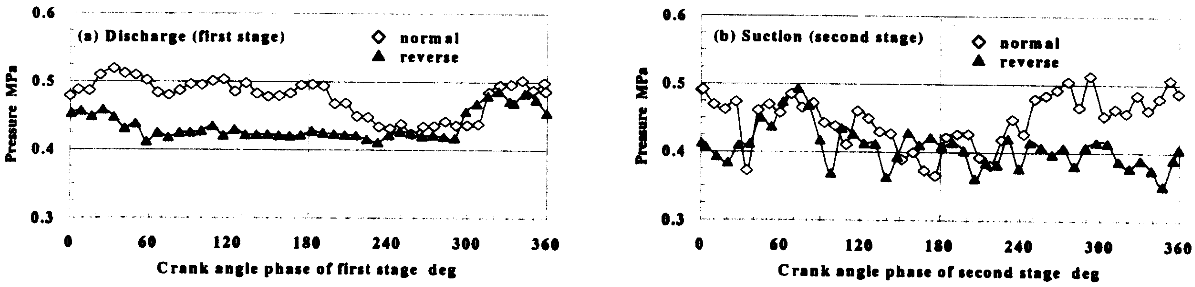


Fig.6 Pressure change at after discharge valve and before suction valve system for n =1800 rpm



NII-Electronic Library Service