研究論文

双方向型空気圧コンプレッサの開発と応用*

吉 満 俊 拓**, 藤 田 貴 吉***, 小 山 紀****

Development and Application of Alternate Direction Air Compressor

Toshihiro YOSHIMITSU, Takayoshi FUJITA, Osamu OYAMA

This paper proposes a new type of compressor that can discharge air in alternate directions. This compressor can operate the direction/speed of a cylinder by changing the clockwise/counterclockwise rotational direction and the rotational speed of the compressor, and also does not need additional solenoid control valves. The key issue here is to develop an alternate direction air compressor having effective performance. In this report, we verify the fundamental characteristics and advantages of this compressor. We also investigate the possibility a cylinder system using this new type of compressor.

Key words : Alternate Direction Air Compressor, Air Motor

1. 緒 言

コンプレッサの形態として、運転制御により吸引と加圧を相互方向に切り替えできる双方向型もあり、油圧制御回路ではこのような双方向型がしばしば用いられる^{1),2)}。しかしながら空気圧回路では使われることはなかった。

空気圧回路においても、個々のアクチュエータに専用のコンプレッサを配置するシステムを構成すれば、油圧の場合と全く異なった観点からその利点を指摘できる^{3),4)}。油と異なり空気の圧縮性は格段に大きく、この機能を用いた様々な利用が考えられる。すなわち、単に、騒音や汚れなどで嫌われる排気を皆無にできるのみではない。アクチュエータ内に空気を封じ込めたまま同じ空気を加圧・吸引して用いれば、アクチュエータの動作剛性を高くすることができる。この場合、付属的な制御機器、すなわち方向制御弁や速度制御弁を全く必要とせず、コンプレッサの運転転操作により、アクチュエータの動作方向や速度の制御が直接できる。また、アクチュエータの排気をコンプレッサで回収すれば、従来破棄していた圧縮空気の膨張エネルギーを再利用できる。

本研究ではこのような用途に耐える双方向型コンプレッサが製品にはないことから、まず、双方向型コンプレッサ

を開発する。つぎに、このコンプレッサを用いた空気圧シリンダ制御システムを構成し、予想される利点を確認してゆく。

2. 双方向型コンプレッサの構成

2.1 構成デバイス

加圧・吸引側が相互に逆転できる小型の双方向型コンプレッサを開発するにあたり、注目したのは空気圧モータである。これは軸の回転方向を逆転すると、排出と吸引が可逆になるペーン型であり、さらに内部が軸の回転方向に対し完全に対称な構造をもつ。本来の機能はアクチュエータであるが、電動モータとカップリングを用いて接続し可逆運転させて双方向型コンプレッサとして動作させた。

電動モータへの電力供給用インバータと指令信号を与えるマイコンを加え、全体の構成を双方向型コンプレッサと呼ぶ。なお、電動モータはAC型であり、インバータから印加される交流電力の周波数によりコンプレッサの回転数、すなわち出力が操作される。Fig. 1に双方向型コンプレッサ

Fig. 1 Alternate Direction Air Compressor

*平成23年6月30日 原稿受付

**神奈川工科大学工学部ロボット・メカトロニクス学科
(所在地 〒243-0292 神奈川県厚木市下荻野1030)

***ヤマハ発動機

(所在地 〒435-0054 静岡県浜松市中区早出町882)

****明治大学理工学部機械情報工学科

(所在地 〒214-8571 神奈川県川崎市多摩区東三田1-1-1)

サの概略を示す。

2.2 試作した双方向型コンプレッサの特性

双方向型コンプレッサは、動作の方向が異なっても同じ能力を持つことが望ましい。コンプレッサの回転方向を正・逆両回転させ、それぞれの方向への出力特性を測定した。インバータの発生周波数と吐出圧力・流量の関係をFig. 2とFig. 3に示す。コンプレッサの吐出側負荷は一定として内径2mmの固定絞りをを用いている。吸引側は大気圧である。

Fig. 2 Discharged pressure and flow vs frequency (CW)

Fig. 3 Discharged pressure and flow vs frequency (CCW)

これらの図から出力方向を切替えても同程度の能力を持っていることがわかる。この負荷における最大吐出圧力は約0.3MPa（ゲージ圧）、このときの出力は350wとなり、空気圧シリンダを駆動させるには十分な能力があった。

双方向型コンプレッサは、回転方向によって圧縮空気が吐出される方向が切替わる。空気が吐出されないほうは吸引口となる。双方向型コンプレッサの吸引特性を調べた結果をFig. 4とFig. 5に示す。吸引側は先の吐出側に用いた固定絞りを取り付け、吐出側は大気に放出させた。

吐出特性と同様に回転方向を切替えても吸引能力に差がないことが認められる。インバータ周波数を増してゆくと約-0.8MPa（ゲージ圧）までの負圧になる。このときの絞りからの流入量は約80 l/minである。試作した双方向型コンプレッサは吸引ポンプとしても使えることがわかる。負圧を利用したシステムへの応用も考えられる。

Fig. 4 Suction pressure and flow vs frequency (CW)

Fig. 5 Suction pressure and flow vs frequency (CCW)

3. 双方向型コンプレッサを用いたシリンダ駆動

3.1 構成回路

双方向型コンプレッサを空気圧シリンダ駆動に用いる場合、Fig. 6のような構成が考えられる。個々のシリンダに専用の小型コンプレッサをおく。長い配管や減圧機構は不要でコンパクトにできる。専用コンプレッサでは、排気空気の持つ膨張エネルギーの回生が可能である。すなわち、コンプレッサの吸引側は排気側シリンダの空気が入力される。シリンダの移動方向の逆転時には高圧となっている吸引空気がコンプレッサの回転子を押すことでエネルギー回生がおこなわれる。

シリンダの方向制御、速度制御などは全てコンプレッサ

Fig. 6 Air drive circuit by alternate direction air compressor

Table 2 Static characteristic of alternate direction air compressor

Input signal (bit)	Frequency (Hz)	Push velocity (m/s)	Pull velocity (m/s)
30	21	0.114	0.173
40	28	0.215	0.265
50	35	0.298	0.332
60	42	0.367	0.381
70	50	0.369	0.395
80	57	0.420	0.430
90	64	0.443	0.465
100	71	0.446	0.472

Fig. 8 Experimental result of position control by alternate direction air compressor

Fig. 9 Velocity vs frequency

られる。

指定速度のビット値を更に小さくして、より低速度で移動させたときの結果をFig. 10に示す。このときの移動速度は1.26mm/sである。極端に速度が遅い場合速度の揺らぎは認められるが、従来不可能であった極低速領域のシリンダ速度制御ができていることになる。

3.3 空気圧シリンダの位置制御

先の速度制御の結果により、双方向型コンプレッサを用

Fig. 10 Experimental result of low speed control

いて直接シリンダ位置の制御が可能であることが既に表示されている。この節での位置制御では、PI制御を用いたフィードバック制御をおこなっている。PI動作は時点 k における目標位置 $r(k)$ とシリンダロッド位置 $p(k)$ との誤差 $e(k)$

$$e(k) = r(k) - p(k) \quad (1)$$

を用い制御入力 $u(k)$ は比例ゲイン K_p 、積分ゲイン K_i 、サンプリングタイム T_s を用いて次式の様にあらわされる。

$$u(k+1) = K_p[e(k) + K_i T_s \sum_{i=0}^k e(i)] \quad (2)$$

使用したシリンダは速度制御で用いたものと同じである。位置制御では行程端から移動させてシリンダ中間位置である75mmの位置に中間停止させた。負荷は3kgの質量負荷とした。Fig. 11にPIパラメータを調整して、オーバーシュートなく最も速やかに整定させた結果を示す。濃い線がシリンダ位置を、薄い線がPI制御器からの制御信号を表す。制御信号が段階的であることから、移動速度がやや段階的になっているかも知れない。しかし移動自体が不安定になることはなく、最終的には75mmの位置に0.18mm以内の誤差で整定させることができた。このような位置決めには、従来、高精度なサーボ弁の使用が必要であったが、コンプレッサを直接制御に用いて位置決めがおこなえることが示された。

整定を更に早めようとPIパラメータを調整した結果をFig. 12に示す。シリンダ移動速度を増すとオーバーシュートを発生した。この場合コンプレッサが逆方向に動作して最終的には所定の精度で位置決めができていたが、整定までに時間がかかっている。

空気圧シリンダのシリンダロッドの位置制御において、Fig. 13はシリンダ内圧力変化を示した図である。シリンダの目標停止位置は、シリンダロッドの長さの中間程度である75mmの位置とする。信号入力をしてからシリンダロッドが目標位置に達するまでおよそ45秒かかった。その後、コンプレッサを低速で運転させることで十分に保持することが確認された。Fig. 13に示す圧力変化ではシリンダが動き出す瞬間に最も大きな圧力差が生じていること、そしてそ

Fig. 11 Experimental results of step response

Fig. 12 Experimental results of step response

Fig. 13 Experimental results of step response
(Load=3.0Kg)

の後圧力差が減少していることがわかる。コンプレッサの運転を止めるとシリンダロッドは動いてしまったが、コンプレッサを低速回転させておけばシリンダに負荷をかけても位置の固定化が可能であることが示された。

3.4 排出空気量の検証

双方向型コンプレッサを使って提案した回路は本質的に空気の排出がない。排気空気に含まれるミストなどが嫌われる領域で利用できる。本研究による空気圧シリンダ駆動回路は、全て、空気漏れを特に限定していない一般品で試作している。したがって実際にはシリンダや配管からの空気漏れが生じていると予想されるので、一般的な回路 (Fig. 7) を比較対象に用いて、排気空気量の削減効果を実験に

Fig. 14 Pneumatic cylinder reciprocating experiment by alternate direction air compressor

Fig. 15 Pneumatic cylinder reciprocating experiment by air suction system

より調べた。条件を揃えるため基本的に同じ機器を使っている。シリンダや配管から大気への空気の漏れを直接計測することは困難なので、双方向型コンプレッサ回路 (Fig. 6) ではチェック弁を通過する流量を計測する。定常状態であれば、大気への漏れの分だけチェック弁から補充が行われると考えたからである。一方、毎回大気から吸引する一般的な回路では、方向制御弁から大気に放出される空気量を計測した。双方向型コンプレッサを使った回路では、動作を開始後最初の1往復時に大気から殆どの空気を吸引する。それ以後は、同じく空気が繰り返し使われるためほぼ定常になる。したがって、最初の動作を含む5往復までの空気量と比較した。双方向コンプレッサ回路の結果を Fig. 14に、一般的な回路の結果を Fig. 15に示す。

Table 3に排出空気量測定結果を示す。当然のことではあるが、毎回全ての空気を大気から吸引する場合の排気量は毎回変わらないのに対し、クローズド回路では4往復以後では毎回0.01ℓで一定になっている。初めの3往復で定常になったと考えられるが、それ以後でも毎回吸引が行われている。これがシリンダや配管からの漏れに相当すると考えられる。漏れの少ないシリンダを使うとより削減効果があるが、定常時では大気から吸引する場合のわずか5%である。

Table 3 Integrated supply flow rate

	Flow rate [ℓ]		Reduction rate
	Alternate ^{a)}	Air suction ^{b)}	
1st	0.05	0.23	78.26%
2nd	0.02	0.23	91.30%
3rd	0.02	0.21	90.48%
4th	0.01	0.22	95.45%
5th	0.01	0.22	95.45%
total	0.11	1.11	90.09%

a) Air drive circuit by alternate direction air compressor

b) Air drive circuit by air suction system

3.5 空気の圧縮エネルギー回生による省エネルギー

排気側空気を吸引利用する構成としたとき、もっとも注目される側面として、空気の膨張エネルギーを再利用できる結果、省エネルギー効果が期待できる点にある。ただし、省エネルギー効果はコンプレッサの効率、運転状況も含めた広範囲な観点からの論議が必要であろう。

今回は回生による省エネルギー効果を検証した。すなわち、同一のコンプレッサを用い、双方向型コンプレッサ回路のように排気側空気を吸引利用したとき、あるいは、一般的な回路のように毎回大気から吸引したとき、同じ作業内容についての消費電力を比較した。Fig. 14, 15より圧力・シリンダ速度を用いてコンプレッサの理論消費電力を算出し、併せて電力計により実際の消費電力を計測した。排出空気量計測の場合と同様に一般的な回路の動作が定常になる、動作開始後5往復目までの結果で比較した。結果をTable 4に示す。

事前の大まかな予測では、前者の回路では5往復合計で、空気の膨張エネルギーをそのまま大気に排出する後者の大気吸引回路に比べ、50%もの電力量を抑えることが出来そうであった。しかし実際に実験をしてみると低常時での削減率は約20%ほどであった。このように予測との差が大きくなったのは、シリンダロッドの移動方向を切替える際に、電動モータの慣性が作用するため余計な電力を必要としたことが挙げられる。この点に関しては、電動モータの運転を効率よく制御することで解消できる問題であり、より多くの省電力化を目指すことが出来る。

最初の1往復目に注目するとFig. 6の回路は、大気から吸引するFig. 7の回路よりも15.2%も多くの電力を必要とした。これはFig. 6のクローズド回路ではシリンダ動作の開始時に、シリンダ内圧力が大気圧となっている状態からの起動では、最初の往復時に大気からチェック弁を介して空気を吸引する必要がある。この際にチェック弁が負荷となり、大気吸引回路よりも多くの電力を必要としたと考えら

Table 4 Comparison of theoretical and measured value of power consumption ($W \cdot s$)

	Alternate ^{a)}		Air suction ^{b)}		Reduction rate	
	Theoretical	Measured	Theoretical	Measured	Theoretical	Measured
1st	139	296	228	257	39.0%	-15.2%
2nd	167	335	346	406	51.7%	17.5%
3rd	167	336	346	406	51.7%	17.2%
4th	165	329	346	406	52.3%	19.0%
5th	164	330	346	406	52.6%	18.7%
total	802	1,626	1,612	1,881	50.2%	13.6%

a) Air drive circuit by alternate direction air compressor

b) Air drive circuit by air suction system

れる。回路構成についても検討の余地がある。

4. 結 言

本研究では双方向型コンプレッサを開発し、これが実用的な性能を持つことを示した。つぎに、双方向型コンプレッサを空気圧シリンダの駆動に用いたときの優位性について評価検討をおこなった。

まず、サーボ弁や速度制御弁など外付けの制御機器を用いることなく、シリンダの動作方向、動作速度、位置決め制御ができることを示した。とくに、従来の空気圧シリンダでは不可能であった1 m/s程度の極低速度制御が実現できた。

さらに空気の膨張エネルギーを回生すれば、大気からの吸引・排気方式に比べ省エネルギー化が計れることを示した。今後より実用的な条件において試験を進める。

最後ではあるが、この研究に絶大なる支援をいただいた、SMC株式会社殿ならびに関係各位様に感謝の意を表する。

参 考 文 献

- 1) 馬衛東, 池尾茂: 定圧力源システムにおける油圧シリンダの位置決め制御, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 34, No. 5, p. 99-105 (2003)
- 2) ハオ継紅, 池尾茂, 桜井康雄, 高橋浩爾: 定圧力源システムを用いたハイブリッド車両の省エネルギー効果, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 30, No. 1, p. 20-27 (1999)
- 3) 韓建海, 則次俊郎, 高岩昌弘: ロータリアクチュエータを用いた小型コンプレッサの開発, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 32, No. 5, p. 111-117 (2001)
- 4) カハルサムサク, 則次俊郎: 小型コンプレッサを用いた空気圧アクティブサスペンションの制御, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 33, No. 3, p. 63-68 (2002)