

오비터 공기 압축기 성능해석

김 현 진[†], 조 광 명^{*}, 고 원^{*}

인천대학교 기계공학과, ^{*}인천대학교 대학원

Performance Analysis of an Orbiter Air Compressor

Hyun Jin Kim[†], Kwang Myoung Cho^{*}, Won Ko^{*}

Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

^{*}Graduate School of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

(Received March 23, 2005; revision received June 9, 2005)

ABSTRACT: This paper introduces a new concept compressor in which piston orbits in the cylinder having an annular space formed between two concentric circular walls. In this configuration, two gas pockets are formed with 180° phase difference: one between the wrap of the orbiting piston and the inner cylinder wall and the other between the piston wrap and the outer cylinder wall. This alternating feature of gas compression and discharge processes yields several advantages such as low torque variation and low gas pulsation. Computer simulation program has been developed to evaluate the compressor performance. The volumetric, adiabatic, and mechanical efficiencies of the orbiter compressor are calculated to be 85.6 %, 97.2%, and 95.2%, respectively, when it is used as an air compressor.

Key words: Orbiter compressor(오비터 압축기), Performance analysis(성능해석), Efficiency(효율), Pressure ratio(압축비), Flow rate(유량)

기 호 설 명

A	: 면적 [m ²]	O_1	: 축 중심
c_v	: 벨프댐핑 [N·s/m], 유량계수	O_2	: 오비터 중심
e	: 편심거리 [m]	P	: 압력 [Pa]
F	: 힘 [N]	r	: 오비터 랩 평균 반경 [m]
H	: 랩 높이 [m]	r_1	: 실린더 내측면 반경 [m]
k_v	: 벨브스프링 계수 [N/m]	r_3	: 실린더 외측면 반경 [m]
L	: 누설 길이 [m]	r_{20}	: 오비터 랩 내경 [m]
M	: 질량 [kg]	r_{21}	: 오비터 랩 외경 [m]
\dot{m}	: 질량유량 [kg/s]	t	: 랩 두께 [m]
		y	: 밸브변위 [m]

그리스 문자

δ : Fig. 4에서 정의된 길이 [m]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8419; fax: +82-32-770-8410

E-mail address: kimhj@incheon.ac.kr

- ϵ : 누설통로 폭 [m]
- θ : crank angle [°]
- θ_{BLi} : Fig.5에서 정의된 각
- θ_{BLo} : Fig.5에서 정의된 각
- θ_{BRo} : Fig.5에서 정의된 각
- θ_{BRi} : Fig.5에서 정의된 각
- μ : 마찰계수
- $\Delta\phi_{SB}$: Fig.3에서 정의된 각

하첨자

- A1 : 흡입실 A
- A2 : 압축실 A
- B1 : 흡입실 B
- B2 : 압축실 B
- bl : 구동 베어링
- C : 실린더 내 공간
- d : 토출
- l : 누설
- mj : 주저널 베어링
- r : 반경방향
- rs : 반경방향밀봉
- s : 흡입
- SB : 미끄럼 블록
- sj : 보조저널 베어링
- t : 접선방향
- v : 밸브

1. 서론

공기 압축기로 가장 널리 사용되고 있는 왕복동식 압축기는 피스톤의 왕복운동을 이용하여 가스를 압축하는 방식으로 압축된 가스의 토출이 피스톤 왕복운동 1회당 1번 발생한다. 이러한 간헐적인 토출 특성으로 인해 가스의 맥동과 소음이 수반되며, 모터와 연결된 회전축의 회전운동을 피스톤의 왕복운동으로 바꾸어 주는 과정에서 불균형력이 발생하므로 진동을 피할 수 없다. 또한 왕복동식에서는 흡입 및 토출 밸브의 채용이 불가피하여 압축비가 높은 경우 체적효율이 급감하고 에너지 소모가 커지게 된다.

이러한 왕복동 압축기의 단점으로 인해 새로운 작동방식의 압축기들이 많이 제안되었다. 이러한 새로운 개념의 압축기 가운데 하나로 선회운동하는 피스톤, 즉 오비터를 그 특징으로 오비터 압축기가 제안되었다.⁽¹⁾ Fig. 1은 오비터 압축기의 개념적 단면도를 보여준다. 오비터는 경판과 경판의 한쪽 면에 수직으로 부착된 원형의 랩(wrap)으로 구성되며 오비터 중앙부에 크랭크축의 편심부가 체결되도록 한다. 또한 오비터 경판 후면에 올담링(Oldham-ring)과 같은 자전방지 기구를 적용하면 크랭크축 회전에 따라 오비터는 환형의 실린더 내에서 선회운동하게 된다.

Fig. 2는 오비터 압축기의 작동원리를 보여준다. 오비터 랩을 환형의 실린더 내에서 운동하도록 위치시키면, 환형의 실린더 외벽면과 오비터 랩의 외벽, 그리고 환형의 실린더 내벽면과 오비

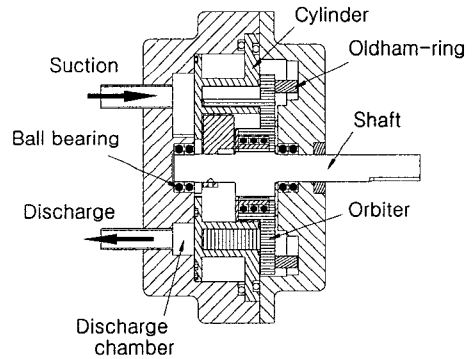


Fig. 1 Schematic of orbiter air compressor.

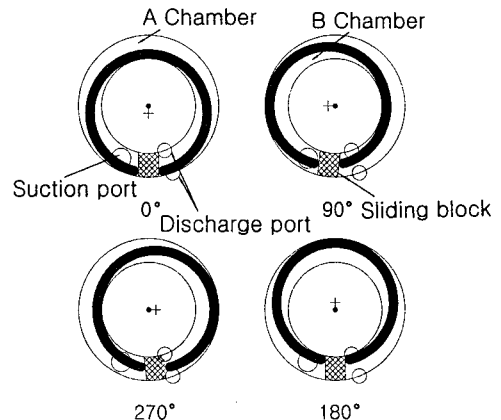


Fig. 2 Operating principle of orbiter compressor.

터 랩의 내면 사이에 압축실들이 형성되며 오비터의 선회운동에 따라 이들 압축실 내의 가스는 흡입-압축-도출 과정을 거치게 된다. 이러한 압축방식은 연속적이므로 가스 맥동이 거의 없고, 왕복운동하는 메카니즘이 없으므로 소음과 진동이 크게 감소하며, 흡입 밸브가 없는 구조이므로 흡입 밸브 통과 손실이 없다. 또한 오비터 랩 양쪽에 압축실들이 형성되므로 공간활용이 높아져 압축기 소형화를 이룰 수 있다.

본 연구에서는 오비터 압축기를 공기 압축기로 적용했을 때 압축기의 성능을 해석해 보고자 한다.

2. 성능해석 이론

2.1 체적선도 및 실린더 주요치수

Fig. 3은 오비터 및 실린더의 치수를 결정하는 주요 변수에 대한 정의를 보여준다. 오비터 외측과 내측에 각각 형성되는 압축실 A 및 압축실 B의 행정체적은 각각 식(1a) 및 식(1b)로 표현되고, 압축기 전체의 행정체적은 식(1c)와 같다.

$$V_{SA} = \pi(r_3^2 - r_{21}^2)H \left(1 - \frac{\Delta\phi_{SB}}{2\pi}\right) \quad (1a)$$

$$V_{SB} = \pi(r_{20}^2 - r_1^2)H \left(1 - \frac{\Delta\phi_{SB}}{2\pi}\right) \quad (1b)$$

$$V_S = V_{SA} + V_{SB} \quad (1c)$$

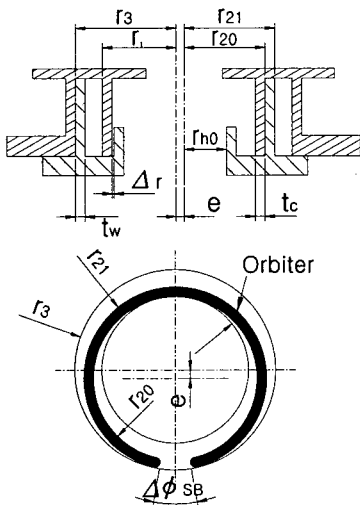


Fig. 3 Design parameters of compression parts.

Table 1 Orbiter specifications

Symbol	Description	Dimension
V_{SA}	A chamber volume	60.8 cc
V_{SB}	B chamber volume	50.1 cc
H	Wrap height	40.0 mm
t	Wrap thickness	5.0 mm
r_{20}	Orbiter wrap inner radius	46.5 mm
r_3	Cylinder outer radius	56.0 mm
r_1	Cylinder inner radius	42.0 mm
e	Eccentricity	4.5 mm

오비터 압축기 유량과 행정체적과의 관계는 체적효율 η_v , 압축기 운전속도를 N 이라고 하면 식(2)와 같다.

$$Q = \eta_v V_s \frac{N}{60} \quad (2)$$

압축기의 운전속도를 1,800 rpm으로 할 경우, 체적효율은 $\eta_v = 90\%$ 로 가정하면 유량 Q 를 얻기

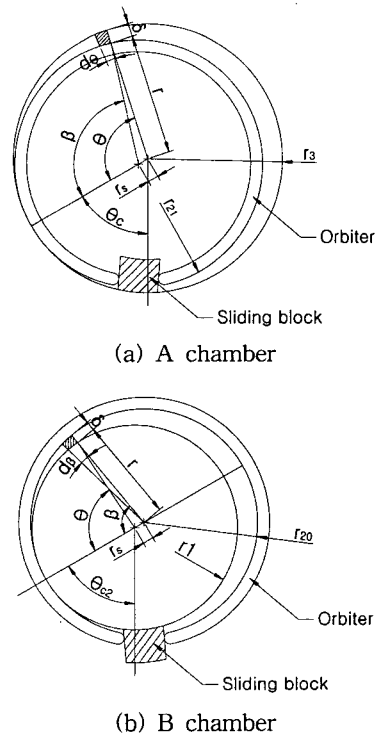


Fig. 4 Integral of area.

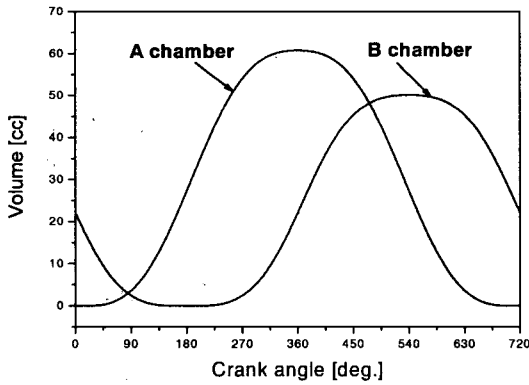


Fig. 5 Volume diagram.

위한 압축부의 주요 치수는 위의 식(1) 및 식(2)로부터 Table 1과 같이 얻는다.

크랭크 각에 따른 각 압축실의 체적 변화는 각각 식(3a) 및 식(3b)와 같이 구할 수 있다.

$$V_A = \int_{\theta_s^*}^{\theta_e^*} \frac{1}{2} \delta H(r_3 + r) d\theta$$

$$\theta_s^* = \begin{cases} 0 & (\theta_C \geq \theta_{BL}) \\ \theta_{BL} - \theta_C & (\theta_C < \theta_{BL}) \end{cases} \quad (3a)$$

$$\theta_e^* = \begin{cases} 2\pi - (\theta_C + \theta_{BR}) & (\theta_C < 2\pi - \theta_{BR}) \\ 0 & (\theta_C \geq 2\pi - \theta_{BR}) \end{cases}$$

$$V_B = \int_{\theta_{2s}^*}^{\theta_{2e}^*} \frac{1}{2} \delta H(r_{20} + r) d\beta$$

$$\theta_{2s}^* = \begin{cases} 0 & (\theta_{C2} \geq \theta_{BL}) \\ \theta_{BL} - \theta_{C2} & (\theta_{C2} < \theta_{BL}) \end{cases} \quad (3b)$$

$$\theta_{2e}^* = \begin{cases} 2\pi - (\theta_C + \theta_{BR}) & (\theta_C < 2\pi - \theta_{BR}) \\ 0 & (\theta_C \geq 2\pi - \theta_{BR}) \end{cases}$$

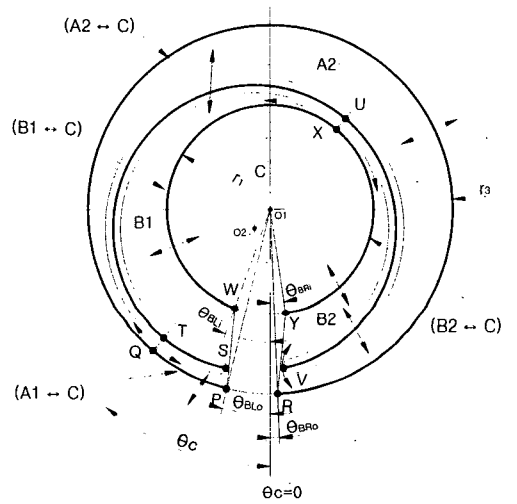
Fig.5는 각 압축실의 체적선도를 보여준다. 각 압축실의 체적은 서로 180°의 위상차를 갖고 변화한다.

2.2 누설폭 및 유효 토출구 면적

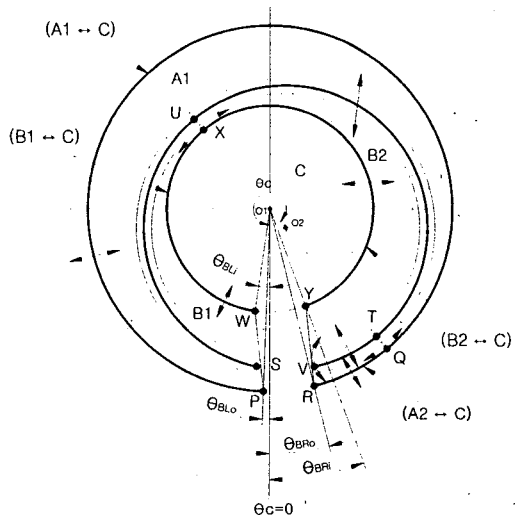
각 압축실에서 주변으로의 주요 누설로는 랩 선단의 간극을 통한 누설과 랩 측면의 간극을 통한 누설 등이 있다(Fig.6). 여기서 C 체임버는 압축실 외부를 나타낸다. 랩 측면 간극의 너비는 랩 높이에 비례하므로 항상 일정하다고 간주할 수 있으나, 랩 선단 간극을 통한 누설의 너비는 크

랭크 각에 따라 Fig.7과 같이 변화한다. 여기서의 기호는, 예를 들어 LA2C는 A2체임버에서 C 체임버로 일어나는 누설 간극의 너비를 나타낸다.

토출구는 각 압축실 별로 한 개씩 설치되어 있다. 오비터 랩이 실린더 벽면에 접근할 때 토출구가 랩에 의해 가려지는 것을 피하기 위해 각 토출구에 접하는 실린더 벽면에 반원추 형상의 공간을 쳐내어 토출구의 유입로를 확보하였다. 랩의 운동 및 미끄럼 블록의 운동에 따라 토출구



(a) $\theta \leq 180^\circ$



(b) $180^\circ < \theta \leq 360^\circ$

Fig. 6 Leakage paths.

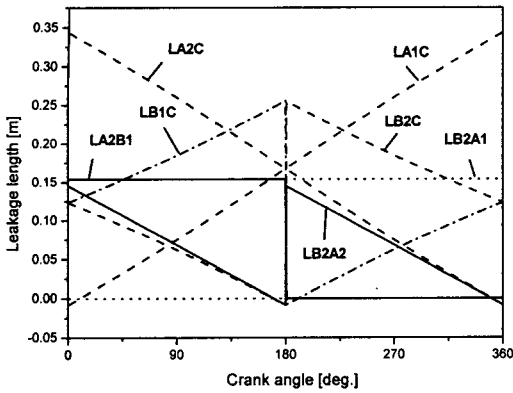


Fig. 7 Tip leakage length vs. crank angle.

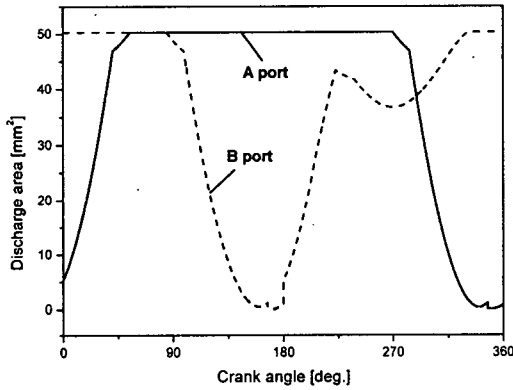


Fig. 8 Effective discharge port area.

유로가 일부 가로막히는 것을 반영하여 계산한 유효 토출구 면적을 Fig. 8에 나타내었다.

2.3 토출 밸브 운동

토출 밸브로 리드 밸브를 사용하면, 밸브의 운동은 자유도 1의 스프링-질량계로 간주하여 식(4)와 같이 표현할 수 있다.

$$M_v \ddot{y} + c_v \dot{y} + k_v y = A_v (p - p_d) + F_0 \quad (4)$$

2.4 가스압력 계산

압축기 내의 각 부분에서의 압력을 구하기 위해 A2, A1, B2, B1 및 C 체임버, 그리고 각 토출포트 또한 별도의 검사체적으로 간주하여 6개의 검사체적을 설정하였다. 어느 한 검사체적 내에서의 가스압력은 단열압축을 가정할 때 식(5)와 같다.

$$p = p_s \left(\frac{M/V}{\rho_s} \right)^n \quad (5)$$

여기서 검사체적 내의 가스 질량 M 은 이 검사체적으로 들어오고 나가는 질량유량을 각각 \dot{m}_{in} 및 \dot{m}_{out} 라고 하면 식(6)과 같이 표현된다.

$$M = M(0) + \int_0^t (\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out}) dt \quad (6)$$

각 검사체적 간의 질량유량 \dot{m} 은 유동면적을 A_l 라고 하면 유량계수 c_v 를 고려한 오리피스 유동식으로부터 식(7)과 같이 구할 수 있다.⁽²⁾ 통상 누설이 일어나는 통로에서는 누설 통로의 길이가 누설 통로 폭에 비해 매우 크므로 준 1차원(quasi 1-D) 유동으로 간주하여 유동의 운동방정식을 풀어 해를 구할 수 있다. 하지만 모든 크랭크 각에 대해서 매번 이런 식으로 유량을 구하는 것은 많은 계산시간을 요하므로 사전에 여러 가지 누설 통로의 길이(l_c)와 폭(ϵ)의 비, 즉 세장비(l_c/ϵ)에 대해 그리고 통로 전후의 다양한 압력비(p_d/p_u)에 대해 준 1차원 유동으로 간주하여 질량유량을 구하고,⁽³⁾ 이 값을 압축성 오리피스 유동에서의 질량유량과 비교하여 유량계수 c_v 를 얻는다. 이렇게 구한 유량계수를 누설 통로의 세장비와 압력비에 대하여 함수화하여 데이터 베이스를 만들어 놓는다. 실제 압축기 성능해서 프로그램 전체를 돌릴 때는 식(7)과 같은 유량계수 c_v 가 반영된 오리피스 유동식으로 질량유량을 구할 수 있다. 이렇게 하면 누설 통로에서의 점성마찰 등의 효과는 유량계수를 통해 반영된다.

$$\dot{m} = c_v A_l p_u \sqrt{\frac{2n}{n-1} RT_u} \times \sqrt{\left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{2/n} - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{n+1/n}} \quad (7)$$

2.5 운동부재 운동방정식

오비터 압축기에서 운동하는 주요 부재로는 오비터, 올담링, 크랭크 축, 그리고 미끄럼 블록 등이 있다. Fig. 9는 오비터에 작용하는 각종 힘들을 보여준다. 반경방향 및 접선방향의 힘과 모멘

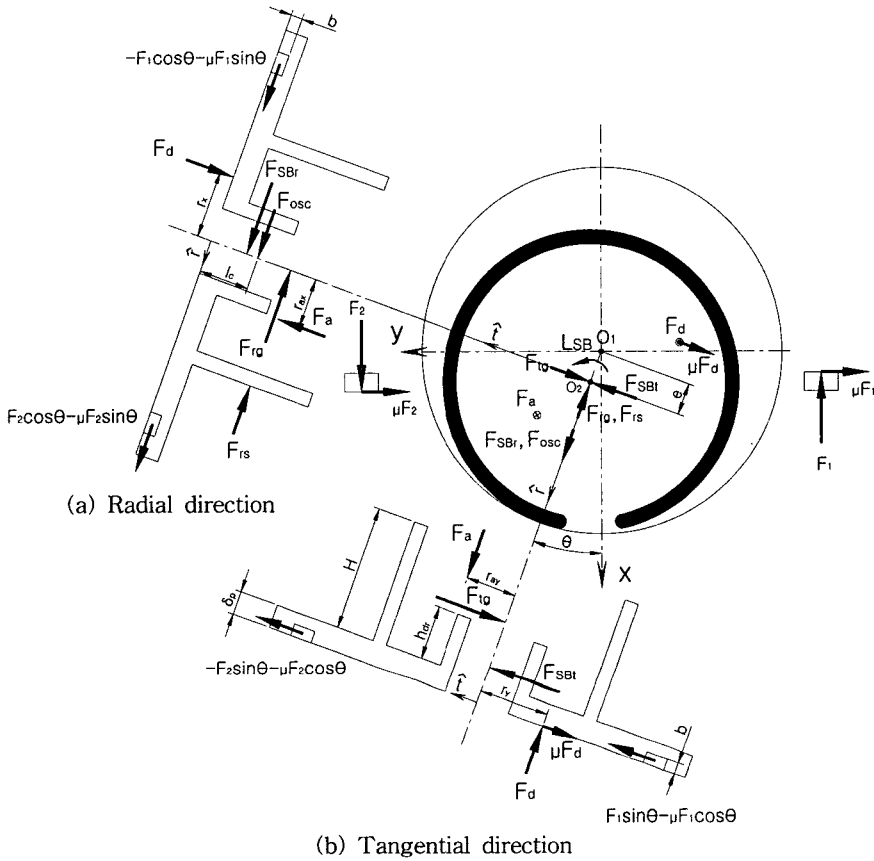


Fig. 9 Force diagram for orbiter.

트 평형 그리고 축방향의 모멘트 평형을 구하면 각각 식(8)~(12)와 같다.

$$\begin{aligned}
 & -F_{rs} - F_{rg} + F_{SBr} + F_{Osc} \\
 & -F_1(\cos\theta + \mu\sin\theta) \\
 & + F_2(\cos\theta - \mu\sin\theta) = 0
 \end{aligned} \tag{8}$$

$$\begin{aligned}
 & (F_{rg} + F_{rs})\left(\delta + \frac{H}{2}\right) - F_{osc}l_c - F_a r_{ax} \\
 & - F_d r_x - F_{SBt}\left(\delta + \frac{h_{dr}}{2}\right) \\
 & + F_1(\cos\theta + \mu\sin\theta)\frac{b}{2} \\
 & - F_2(\cos\theta - \mu\sin\theta)\frac{b}{2} = 0
 \end{aligned} \tag{9}$$

$$\begin{aligned}
 & -F_{lg} - \mu F_d + F_{SBt} + F_1(\sin\theta - \mu\cos\theta) \\
 & - F_2(\sin\theta + \mu\cos\theta) = 0
 \end{aligned} \tag{10}$$

$$\begin{aligned}
 & -F_{lg}\left(\delta + \frac{H}{2}\right) + F_{SBt}\left(\delta + \frac{h_{dr}}{2}\right) + F_d r_y \\
 & + F_a r_{ay} + F_1(\sin\theta - \mu\cos\theta)\frac{b}{2} \\
 & - F_2(\sin\theta + \mu\cos\theta)\frac{b}{2} = 0
 \end{aligned} \tag{11}$$

$$\begin{aligned}
 & -\mu F_d r_x + L_{SB} + F_1\{(R_{ox} + e\sin\theta) - \mu b_0\} \\
 & + F_2\{(R_{ox} - e\sin\theta + \mu b_0)\} = 0
 \end{aligned} \tag{12}$$

Fig. 10은 오비터의 자전을 방지해 주는 울담링에 작용하는 힘들을 보여준다. 이들로부터 힘과 모멘트 평형식을 세우면 식(13)~(15)와 같다.

$$\begin{aligned}
 & F_1 - F_2 + \mu F_3 + \mu F_4 - m_{old}\ddot{x} = 0 \\
 & (\ddot{x} = -e\omega^2\cos\theta)
 \end{aligned} \tag{13}$$

$$\mu F_1 + \mu F_2 + F_3 - F_4 = 0 \tag{14}$$

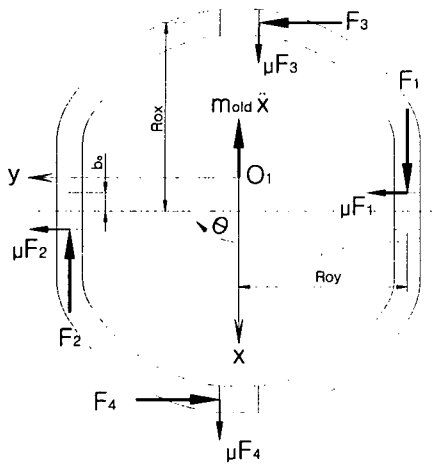


Fig. 10 Force diagram for Oldham-ring.

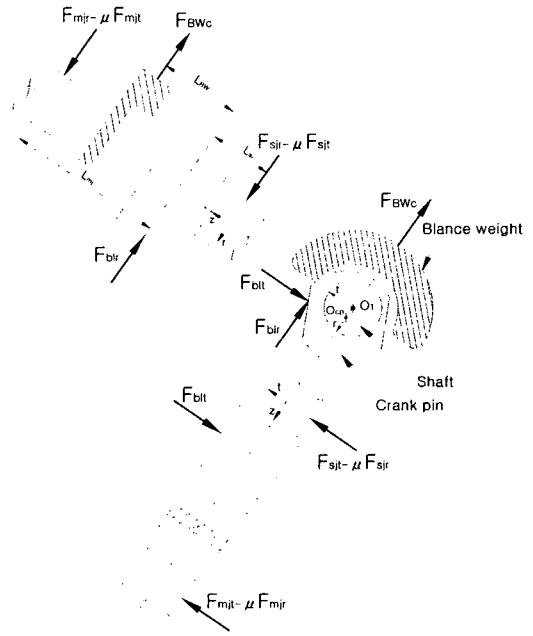


Fig. 12 Force diagram for crankshaft.

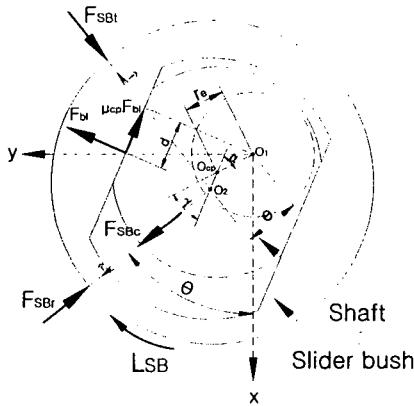


Fig. 11 Force diagram for slider bush.

$$(-R_{oy} + b_0\mu)F_1 + (-R_{oy} - b_0\mu)F_2 + (R_{ox} - b_0\mu)F_3 + (R_{ox} + b_0\mu)F_4 = 0 \quad (15)$$

Fig. 11과 Fig. 12는 각각 슬라이더 부시와 크랭크 축에 작용하는 힘들을 보여준다. 이로부터 힘과 모멘트 평형식을 구하면 식(16)~(22)와 같다.

$$-F_{SBr} + (\sin \alpha - \mu \cos \alpha)F_{bl} + F_{SBc} = 0 \quad (16)$$

$$-F_{SBt} + (\cos \alpha + \mu \sin \alpha)F_{bl} = 0 \quad (17)$$

$$-L_{SB} + F_{bl}(e \cos \alpha - d) + \mu_{cp}F_{bl}w_{bl} = 0 \quad (18)$$

$$\left(\alpha = \sin^{-1} \frac{r_e \sin \gamma}{e} \right)$$

$$-F_{blr} - F_{bwc} + F_{sjr} - \mu F_{sjt} + F_{mjr} - \mu F_{mjt} = 0 \quad (19)$$

$$-F_{blr}L_{sj} + (F_{mjr} - \mu F_{mjt})(L_{sj} + L_{mj}) - F_{BWC}(L_{sj} - L_{BW}) = 0 \quad (20)$$

$$-F_{blt} + F_{sjt} - \mu F_{sjr} + F_{mjt} - \mu F_{mjr} = 0 \quad (21)$$

$$F_{blt}L_{sj} - (F_{mjt} - \mu F_{mjr})(L_{sj} + L_{mj}) = 0 \quad (22)$$

이상과 같이 운동방정식은 식(8)~(22)의 15개이며, 미지수는 $F_{SBr}, F_{SBt}, F_{rs}, F_1, F_2, F_3, F_4, r_x, r_y, F_{bl}, d, F_{mjr}, F_{mjt}, F_{sjr}, F_{sjt}$ 등의 15개이므로 동시에 연립하여 해를 구할 수 있다.

3. 계산결과 및 고찰

이상의 해석이론을 바탕으로 오비터 압축기의 성능을 계산할 수 있는 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 작성하였다. Fig. 13은 프로그램 흐름도를 보여준다. 시뮬레이션을 통해 Table 2와 같은 운전조건에서 Table 3과 같은 계산결과들을 얻었다.

왕복동 압축기의 체적효율은 행정체적과 운전

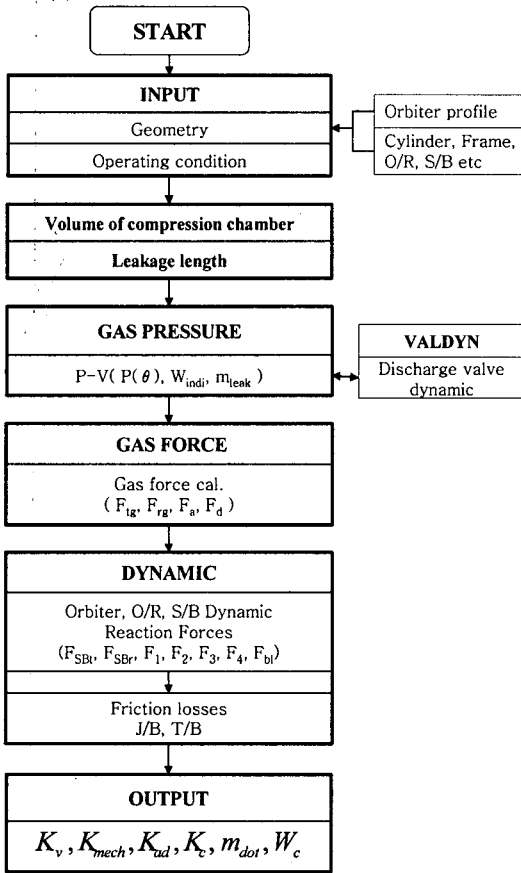


Fig. 13 Flow chart of compressor performance calculation.

Table 2 Operating conditions

Notation	Description	Value
T_s	Suction temperature	20°C
P_s	Suction pressure	1 bar
P_d	Discharge pressure	7 bar
rpm	Compressor speed	1750

Table 3 Performance index

Notation	Orbiter	Reciprocating ⁽⁴⁾
Q_s	10.0 [m ³ /hr]	9.9 [m ³ /hr]
W_c	0.9 [kW]	1.5 [kW]
η_v	85.6%	57.9%
η_{ad}	97.2%	-
η_{mech}	95.2%	-
η_c	92.5%	-

Table 4 Loss analysis

Useful work	100
Gas compression loss	2.83
Mechanical loss	5.10
Drive bearing	2.69
Shaft bearing	1.40
Wrap flank	0.27
Thrust surface	0.73
Oldham-ring	0.01

속도로부터 이론유량을 계산하고 이를 실유량과 비교하여 얻은 것이다. 체적효율이 왕복동 압축기에 비해 오비터 압축기가 상당히 높게 나타났다. 이는 오비터 압축기에서는 왕복동 압축기에서와 같은 재팽창에 기여하는 간극체적과 같은 공간으로서 토출 포트 공간이 있기는 하지만 상대적으로 작기 때문이고,⁽⁵⁾ 또한 흡입 밸브가 없어서 흡입 밸브 통과 손실이 없기 때문이다. 또한 압축기 일에 있어서도 오비터 압축기가 왕복동 압축기에 비해 매우 작은 것으로 계산되었다.

Table 4에는 손실 분석을 나타내었다. 각종 손실을 구함에 있어, 가스 압축 손실은 지시동력에서 단열압축 동력을 제한값으로 정의하며, 각 부위의 마찰 손실은 각 마찰 부위에서의 하중에 마찰계수 및 미끄럼 속도를 곱하여 얻는다. 유효일을 100으로 잡았을 때, 가스 압축 손실은 2.83을 차지하며, 기계적 마찰 손실은 5.10 정도이다.

Fig. 14는 크랭크 각에 따른 압력 선도를 보여준다. 한 쌍의 압축실이 180도 위상차를 가지고 형성되므로 각 압축실에서의 흡입-압축-토출 행

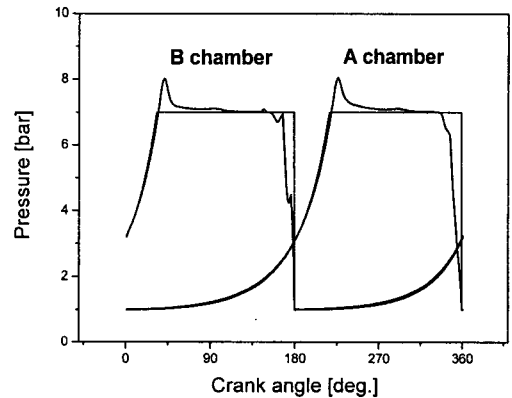


Fig. 14 P-θ diagram.

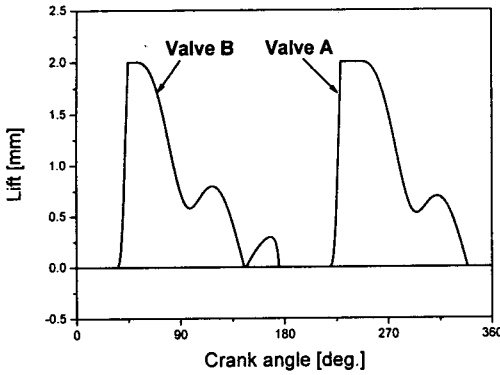


Fig. 15 Valve lift.

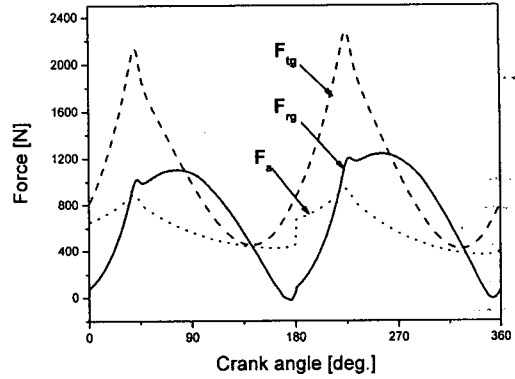
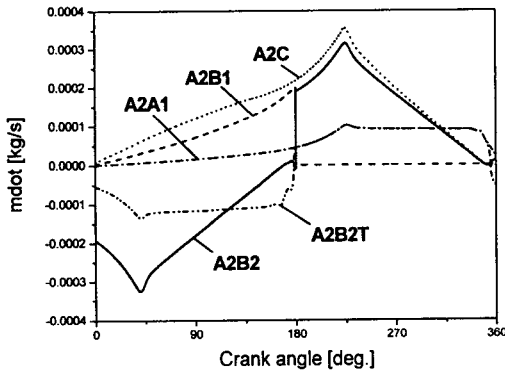


Fig. 17 Gas force.



(a) From A2 chamber

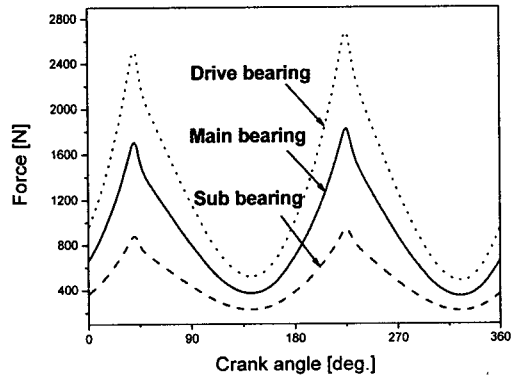
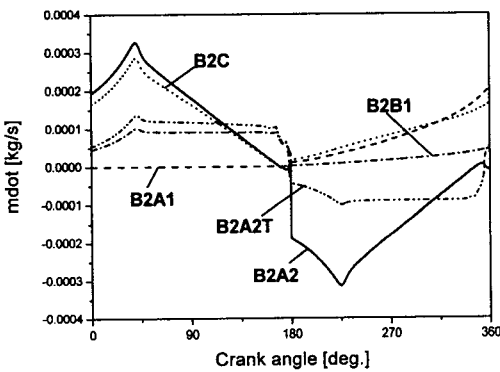


Fig. 18 Bearing loads.



(b) From B2 chamber

Fig. 16 Leakage flows.

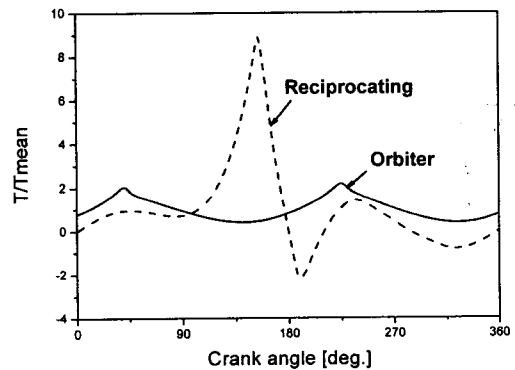


Fig. 19 Torque variation.

정이 180도의 위상차를 가지고 일어난다. 또한 가스 토출이 크랭크축 1회전당 180도 위상차를 갖고 2번 발생하므로 토출 가스 맥동이 작게 된다. 압축과정에서 단열 압축의 경우보다 실제 압력이 더 높아지는 정도가 압축실 A에서 더 두드

러지게 나타나는데, 이는 압축실 A로의 누설 면적이 더 크기 때문이다.

Fig. 15는 토출 밸브 변위를 보여준다. 밸브가 중도에 한 번 닫혔다가 다시 열리는 것은 유량에 비해 밸브가 약간 크게 설계되었다는 것을 의미

한다. 행정체적이 압축실 A에 비해 약간 더 작은 압축실 B에서 밸브가 널뛰는 정도가 약간 더 심하게 나타났다.

Fig. 16의 (a)와 (b)는 누설간극 $10\mu\text{m}$ 일 때 각각 압축실 A2 및 압축실 B2에서 주변의 공간으로 일어나는 질량누설을 보여준다. C 체임버에는 흡입압이 작용하므로 압축실 B2로부터는 180도 이전에, 압축실 A2로부터는 180도 이후에 누설이 발생한다.

Fig. 17은 압축실 내 가스력을 보여준다. 접선 방향 가스력 F_{tg} 는 크랭크 1회전당 2번의 피크를 나타내는데 이는 압축실 2개가 서로 180° 위상차를 갖고 압축되기 때문이다.

Fig. 18은 구동 베어링과 축 베어링에 걸리는 하중을 나타낸다. 크랭크 각 $\theta=50^\circ$ 부근의 피크는 압축실 B의 압력이 고압이 되는 것에 기인하고, 크랭크 각 230도 부근의 피크는 압축실 A의 압력이 고압이 되는 것에 기인한다.

Fig. 19는 토크 변동을 보여준다. 통상 왕복동 압축기에서의 토크 변동폭이 $-200\sim+900\%$ 인데 반해, 오비터 압축기는 $+30\sim+240\%$ 로서 토크 변동폭이 왕복동에 비해 상당히 작게 나타난다.

이는 오비터 압축기에서는 크랭크축의 회전운동을 왕복운동으로 바꿀 필요가 없으므로 불균형력 발생원이 사라지기 때문이다. 압축기의 불균형력에 연관되는 토크 변동이 작다는 것은 압축기의 진동이 작다는 것을 의미한다.

4. 결 론

선회운동하는 피스톤을 특징으로 하는 오비터 압축기에 대한 성능해석을 위한 연구에 있어서,

(1) 오비터의 선회 운동에 따른 각 압축실의

체적 변화를 얻어, 각종 누설을 고려한 가스 압력을 구하였고,

(2) 각 부재의 운동방정식으로부터 각 부재에 작용하는 반력들을 구하였으며,

(3) 이 모든 계산과정을 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램화하여 압축기의 각종 손실 및 효율을 구하였다.

(4) 오비터 압축기를 토출압이 7기압인 공기 압축기로 사용하면, 체적 효율은 85.6%, 단열압축 효율은 97.2%, 기계적 효율은 95.2%가 되며 압축기 전효율은 92.5%에 이르는 것으로 나타났다.

(5) 가스 압축 토크의 변동폭은 200% 이내로서 일반적인 왕복동 압축기와 비교하면 1/5 수준으로 매우 작게 나타났다.

참고문헌

1. Kim, H. J., Cho, K. M. and Ahn, J. M., 2004, Performance analysis of orbiting piston compressor, Proceedings of ACRA, Beijing, pp. 52-59.
2. Kim, H. J., 1996, Development of computer simulation program for variable speed scroll compressor, University of Incheon Report.
3. Huang, Yo, 1994, Leakage calculation through clearances, Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 35-40.
4. <http://www.kyung-won.co.kr>.
5. Kim, H. J., Lee, T. J., Park, S. K. and Hwang, I. S., 2001, A study on the optimum design for the discharge port of a R410A rotary compressor, Korean Journal of Air Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 12, pp. 1245-1254.