

## 오비터 진공펌프 성능해석

심재휘\*\* · 김현진\*

### Performance Analysis of Orbiter Vacuum Pump

Jae Hwi Shim\*\* · Hyun Jin Kim\*

**Keywords :** Orbiter vacuum pump(오비터 진공펌프), Performance analysis(성능해석), Efficiency(효율), Flow rate(유량)

#### Abstract

Orbiter mechanism has been applied to vacuum pump design for small oxygen generator where low vacuum of about 200 mmHg is required. Performance of the designed vacuum pump has been numerically investigated: calculated volumetric and adiabatic efficiencies were 69.7% and 83.9%, respectively for leakage clearance of 10 $\mu$ m. Total efficiency of the orbiter vacuum pump was 77.5%. At the shaft speed of 1700 rpm suction displacement volume of 6.3cc provided discharge flow at the rate of 2.3 liter/min with power consumption of 10.1Watt. Torque variation of the orbiter pump was only about 20% of that of diaphragm pump.

#### 1. 서론

진공펌프는 도달하고자 하는 진공도에 따라 다양하게 분류된다. 이들 가운데 대기압부터 100Pa 정도의 압력 범위인 저진공 달성을 위한 용도의 진공펌프로는 베인 로타리 방식이나 왕복동식과 같은 펌프들이 있다.

최근 들어 실내 공기질 향상을 위한 산소 발생기와 같은 장치들이 주목을 받고 있는데 산소발생 방식에 따라 공기 압축기 또는 진공펌프가 핵심부품으로 들어간다.

산소부화막 방식의 산소발생기에서 요구되는 진공도는 200~300 mmHg 정도로 기존의 공기 압축기를 사용하여도 무리 없이 달성할 수 있는 낮은 수준의 진공이다.

본 연구에서는 새로운 개념의 공기 압축 방식인 오비터 공기 압축기<sup>(1)</sup>가 지닐 것으로 예상되는 저소음 고효율 특성에 착안하여 이를 산소 발생기용 진공펌프 용도로 활용하는 성능 해석을 통해 오비터 진공펌프에 대한 구현화 가능성을 살펴보고자 한다.

#### 2. 개념 설계

Fig. 1은 오비터 진공펌프의 개념적 단면도를 보여준다. 기본 레이아웃은 횡형으로 하고, 크랭크 축 편심부에 반경방향 순회기구인 슬라이더 부시를 통해 오비터 허브를 끼우고, 올담링을 오비터 경판과 프레임 사이에 적용하여 크랭크 축이 회전 운동

을 할 때, 오비터는 선회 운동을 하게한다. Fig.2는 오비터가 선회운동을 할 때 실린더와의 사이에서 형성되는 두 개의 압축실의 크기 변화를 보여준다.

요구 펌핑용량  $Q$ 를 얻기 위한 행정체적  $V_s$ 는 식(1)에서부터 구할 수 있다.

$$\eta_v \rho_s V_s \frac{N}{60} = \rho_a Q \quad (1)$$

오비터 진공펌프의 운전속도 1700rpm에서 체적효율을 70%로 가정하면, Table 1은 펌핑 용량이 2.3l/min이 되도록 설계한 행정체적이  $V_s = 6.3cc$ 인 오비터의 주요치수를 보여준다.

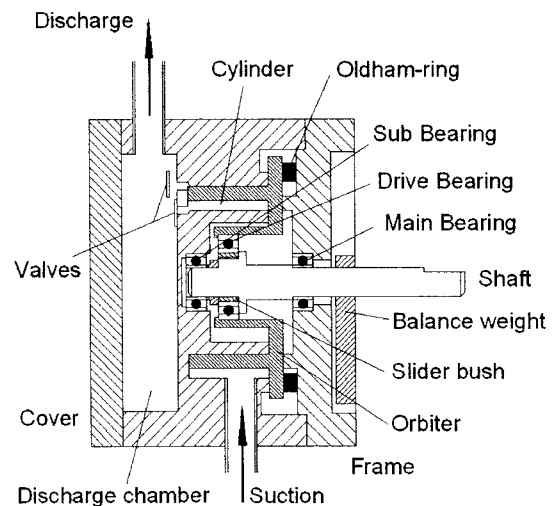


Fig. 1 Cross-sectional view of orbiter vacuum pump

\* 인천대학교 기계공학과, kimhj@incheon.ac.kr

\*\* 인천대학교 대학원, shimjael@hanmail.net

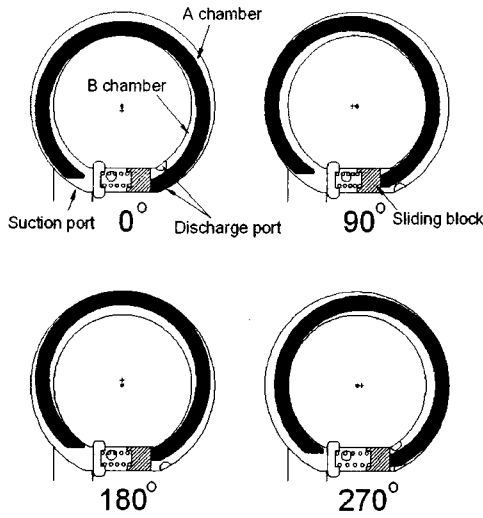


Fig. 2 Orbiter motion

Table 1 Orbiter specifications

Symbol	Description	Dimension
$V_S$	suction volume	6.3 cc
$H$	wrap height	20.0 mm
$t$	wrap thickness	3.5 mm
$r_{20}$	orbiter wrap inner radius	18.9 mm
$r_3$	cylinder outer radius	23.6 mm
$r_1$	cylinder inner radius	17.7 mm
$e$	eccentricity	1.2 mm

### 3. 성능해석 이론

#### 3.1 체적선도 및 가스압력

Table 1로부터 얻은 A 체임버와 B 체임버의 체적선도는 Fig. 3과 같다. 각 체임버의 체적은 서로 180°의 위상차를 갖고 변화한다.

여기서 압축실 내의 가스 질량  $M$  은, 압축실 내의 질량 변화를 고려하여 식(2)와 같이 표현된다.

$$M = M(0) + \int_0^t (\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out}) dt \quad (2)$$

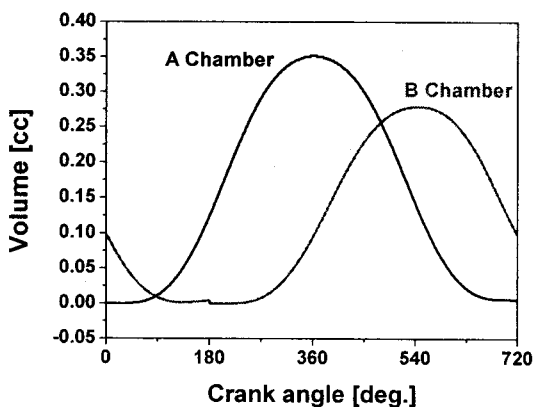


Fig. 3 Volume diagram

이 때  $\dot{m}_{in}$  과  $\dot{m}_{out}$  은 각각 압축실 내로 들어오거나 빠져나가는 질량 유량을 나타낸다. 질량유량 계산은 오리피스유동 식(3)을 사용하되 점성 마찰의 효과는 유량계수  $c_v$  를 통해 반영할 수 있다.

$$\dot{m} = c_v A p_u \sqrt{\frac{2n}{n-1} RT_u} \times \sqrt{\left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{2/n} - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{(m+1)/n}} \quad (3)$$

#### 3.3 운동부재 운동방정식

오비터 진공펌프에서 운동하는 주요 부재로는 오비터, 올딩링, 크랭크 축 등이 있다. Fig. 4는 오비터에 작용하는 각종 힘들을 보여준다. 이로부터 반경방향 및 접선방향의 힘과 모멘트 평형 그리고 축방향의 모멘트 평형을 구하면 식(4)-식(8)과 같다.

$$F_{SBt} - F_{rs} - F_{rg} + F_{osc} + (\sin\theta + \mu\cos\theta)F_1 + (-\sin\theta + \mu\cos\theta)F_2 = 0 \quad (4)$$

$$(-r_{ax}) \times F_a + r_{sxx} \times F_{sz} - F_{SBt} \left(\delta + \frac{H_w}{2}\right) + F_{rs} \left(\delta + \frac{H_w}{2}\right) + F_{rg} \left(\delta + \frac{H_w}{2}\right) - F_{osc} \times \ell_c - \frac{b}{2} (\sin\theta + \mu\cos\theta) F_1 - \frac{b}{2} (-\sin\theta + \mu\cos\theta) F_2 = 0 \quad (5)$$

$$-F_{tg} + F_{SBt} + (\cos\theta - \mu\sin\theta)F_1 + (-\cos\theta - \mu\sin\theta)F_2 = 0 \quad (6)$$

$$-F_{ty} \left(\delta + \frac{H_w}{2}\right) + F_{SBt} \left(\delta + \frac{H_w}{2}\right) + F_a \times r_{ay} - F_{zs} (-r_{szy}) + \frac{b_o}{2} (\cos\theta - \mu\sin\theta) F_1 + \frac{b_o}{2} (-\cos\theta - \mu\sin\theta) F_2 = 0 \quad (7)$$

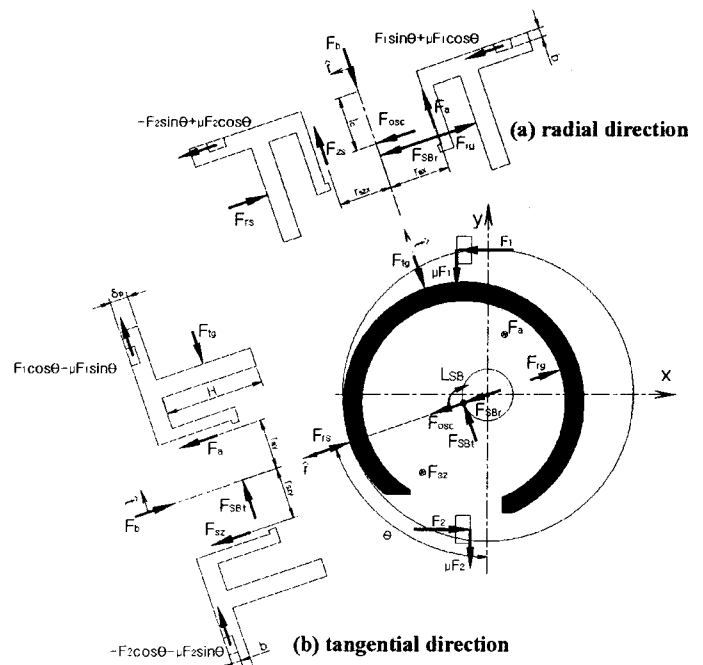


Fig. 4 Force diagram of orbiter

$$-\mu \sqrt{F_{SBx}^2 + F_{SBz}^2} + (\mu F_1 \times b_o + F_1 \times r_o) + (F_2 \times r_o - \mu F_2 \times b_o) = 0 \quad (8)$$

Fig. 5는 오비터의 자전을 방지해 주는 올담링에 작용하는 힘들을 보여준다. 이들로부터 힘과 모멘트 평형식을 세우면 식(9)-식(11)과 같다.

$$F_4 - F_3 - \mu F_1 - \mu F_2 - m_{old} \ddot{x} = 0 \quad (9)$$

$$(\ddot{x} = -e\omega^2 \cos \theta)$$

$$-F_1 - \mu F_4 - \mu F_3 + F_2 = 0 \quad (10)$$

$$(-Ro - \mu b_o)F_1 + (-Ro + \mu b_o)F_2 + (Ro + \mu b_o)F_3 + (Ro - \mu b_o)F_4 = 0 \quad (11)$$

Fig. 6은 슬라이더 부시에 작용하는 힘과 모멘트를 보여준다. 이로부터 힘과 모멘트 평형식을 구하면 식(12)-식(13)과 같다.

$$-F_{SBz} + F_{SBx} + F_H \sin \alpha - \mu F_H \cos \alpha = 0 \quad (12)$$

$$-F_{SBz} + F_H \cos \alpha + \mu F_H \sin \alpha = 0 \quad (13)$$

이상과 같이 운동 방정식은 식(9)-식(18)의 10개이며, 미지수는  $F_1, F_2, F_3, F_4, F_{SBz}, F_{SBx}, F_{rs}, rx, ry, F_H$  등의 10개이므로 동시에 연립하여 해를 구할 수 있다.

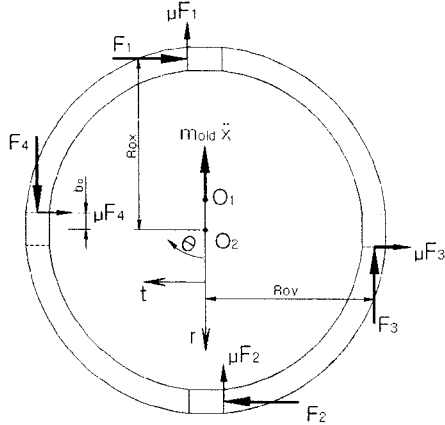


Fig. 5 Force diagram of Oldham-ring

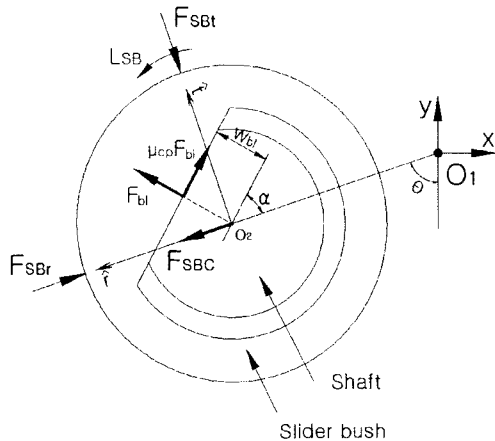


Fig. 6 Force diagram of slider bush

### 3.4 마찰손실

오비터 진공 펌프에서 기계적 마찰손실이 발생하는 부위로는 오비터 랩 선단, 랩 측면, 올담링 키, 슬라이더 부시, 그리고 구동베어링, 축 베어링 등으로 전체 마찰손실은 식(23)으로 쓸 수 있다.

$$L_{mech} = \omega r_s (\mu_m F_{as} + \mu_m F_{rs}) + \omega r_s / 2 \mu_m (F_1 + F_2 + F_3 + F_4) + \omega r_{hub} \mu_B F_{DB} + \omega r_{sh} \mu_B (F_{MB} + F_{SB}) \quad (23)$$

오비터 랩 선단과 랩 측면, 그리고 올담링 키에서는 혼합윤활로 간주하여 마찰계수를 0.013으로 간주하고, 오비터 허브의 구동베어링과 축 베어링에는 볼 베어링을 사용하므로 마찰계수를 각각 0.005로 간주하였다<sup>(2)</sup>.

### 4. 계산결과 및 고찰

이상의 해석 이론을 바탕으로 오비터 진공펌프의 성능을 계산하였다. Table 2는 오비터 진공펌프의 운전조건을 보여주며, 누설간극 10  $\mu\text{m}$ 일 때의 성능주요 지수에 대한 계산 결과를 Table 3에 나타내었다.

Fig. 7은 크랭크 각에 따른 압력 선도를 보여 준다. 한 쌍의 압축실이 180도 위상차를 가지고 형성되므로 각 압축실에서의 흡입-압축-토출 행정이 180도의 위상차를 가지고 일어난다.

Table 2 Operating conditions

Notation	Description	Value
$T_s$	suction temperature	20 °C
$P_s$	suction pressure	0.3 bar
$P_d$	discharge pressure	1.05 bar
$N$	compressor speed	1700 rpm

Table 3 Performance index

Notation	Value
$Q_s$	2.25 [liter/min]
$\dot{W}_e$	10.1 [W]
$\eta_v$	69.7 %
$\eta_{ad}$	83.9 %
$\eta_{mech}$	92.4 %
$\eta_c$	77.5 %

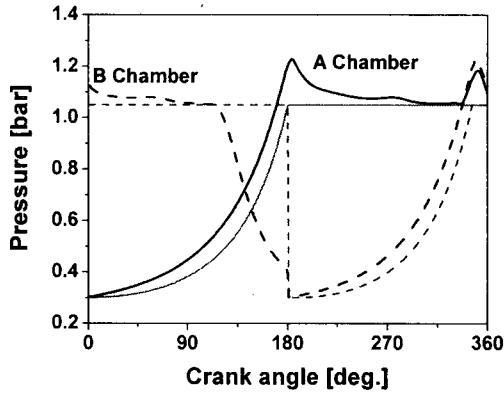


Fig. 7 Pressure diagram

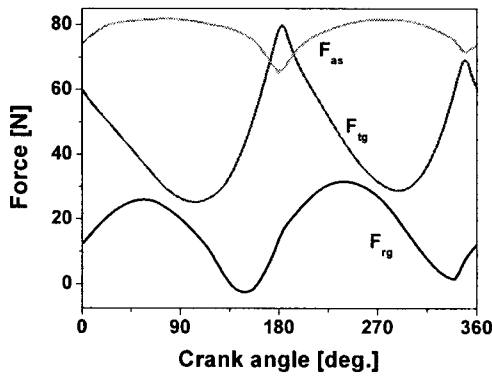


Fig. 8 Gas forces on the orbiter

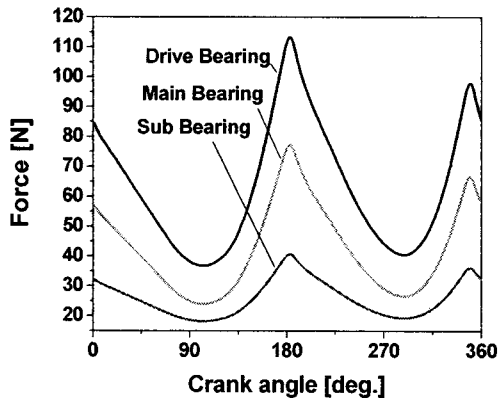


Fig. 9 Bearing loads

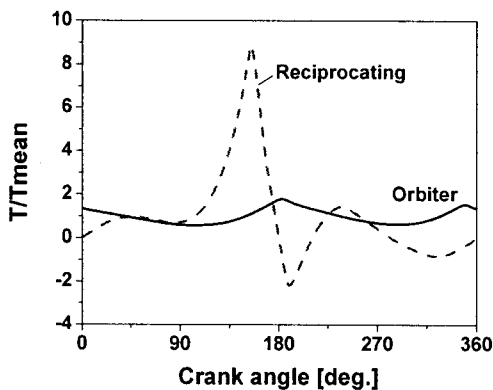


Fig. 10 Torque variation

Fig. 8은 압축실 내에서 발생하는 가스력을 보여준다. 축방향 밀봉력  $F_{as}$ 은 오비터 경관 후면에 작용하는 대기압과 압축실 내에서 발생하는 축방향 가스력과의 차이로서 압축실 속이 진공이므로 오비터는 실린더 상판으로 밀려 올려진다.

Fig. 9는 구동 베어링과 축 베어링에 걸리는 하중을 나타낸다. 크랭크 각  $\theta=180^\circ$  부근의 피크는 압축실 A의 압력이 고압이 되는 것에 기인하고, 크랭크 각  $\theta=360^\circ$  부근의 피크는 압축실 B의 압력이 고압이 되는 것에 기인한다.

Fig. 10은 토크 변동을 보여 준다. 통상 왕복동 압축기에서의 토크 변동 폭이  $-200\% \sim +900\%$ 인데 반해, 오비터 압축기는  $+50\% \sim +190\%$ 로서 토크 변동폭이 왕복동에 비해 상당히 작게 나타난다. 이는 오비터 압축기에서는 크랭크 축의 회전 운동을 왕복운동으로 바꿀 필요가 없으므로 불균형력 발생원이 사라지기 때문이다. 압축기의 불균형력에 연관되는 토크 변동이 작다는 것은 압축기의 진동이 작다는 것을 의미한다.

## 5. 결론

선회 운동하는 피스톤을 특징으로 하는 오비터 진공펌프 설계와 성능해석을 위한 연구에 있어서,

- (1) 오비터의 선회 운동에 따른 각 압축실의 체적 변화를 얻어, 각종 누설을 고려한 가스 압력을 구하였고,
- (2) 각 부재의 운동 방정식으로부터 각 부재에 작용하는 반력들을 구하였으며,
- (3) 이 모든 계산 과정을 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램화하여 압축기의 각종 손실 및 효율을 구하였다.
- (4) 오비터 진공펌프를 흡입압이 0.3bar 이고 토출압이 1.05 기압인 조건에서 사용하면, 체적 효율은 69.7%, 단열압축 효율은 83.9%, 기계적 효율은 92.4%가 되며 압축기 전효율은 77.5%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., Ko, W., 2005, "Performance analysis of an orbiter air compressor, Korean Journal of Air Conditioning and Refrigeration Engineering", Vol.13, No.12, pp.1245-1254
- [2] Ishii, N., Yamamoto, S., Muramatsu, S., 1992, "Optimum Combination of parameters for high mechanical efficiency of a scroll compressor", Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 118a1 ~ 118a8