

## 로타리 베인 공기압축기의 성능에 관한 수치해석

김 현 진<sup>†</sup>, 남 보 영\*, 이 경 용\*\*

인천대학교 기계공학과, \*인천대학교 대학원, \*\*리더씨(주)

### Analytical Study on the Performance of a Rotary Vane Compressor

Hyun Jin Kim<sup>†</sup>, Bo Young Nam\*, Gyeong Yong Lee\*\*

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

<sup>\*</sup>Graduate School, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

<sup>\*\*</sup>Leader Sea Co., Ltd, Namdong-gu, Incheon 405-234, Korea

(Received July 12, 2005; revision received March 3, 2006)

**ABSTRACT:** This paper presents analytical results of a rotary vane compressor performance when the compressor is used for air supply from underwater. Compression characteristics such as pressure and temperature in a compression chamber are analyzed. Volumetric and adiabatic efficiencies are calculated. Vane dynamics are also performed to give reaction forces on the vane from the cylinder inner surface and from vane slots. Compressor efficiency is about 34.9%, and about 55% of the compressor loss is produced by the friction between the vane nose and the cylinder wall. Volumetric efficiency is about 79.5%, and indicated efficiency is about 77.1%, which are comparable to other displacement type compressors. When roller was introduced between housing inner wall and vane tips, mechanical efficiency could be improved by as much as 24.9%, depending on the roller friction.

**Key words:** Compressor(압축기), Vane(베인), Friction loss(마찰손실), Efficiency(효율)

#### 기 호 설 명

$A_b$  : 베어링 축단면적 [ $m^2$ ]  
 $F_b$  : 베어링 축면 전단력 [N]  
 $F_{ce}$  : 베인 원심력 [N]  
 $F_{co}$  : 코리올리 힘 [N]  
 $F_d$  : 베인 하단 반력 [N]  
 $F_{lg}$  : 베인 좌측면 가스력 [N]  
 $F_n$  : 베인 선단력 [N]  
 $F_{rb}$  : 롤러 양측면 전단력 [N]  
 $F_{rg}$  : 베인 우측면 가스력 [[N]

$F_t$  : 베인 선단부 마찰력 [N]  
 $F_u$  : 베인 상단 반력 [N]  
 $H_v$  : 베인 높이 [m]  
 $I_{rb}$  : 롤러베어링 질량관성 모멘트 [ $kg \cdot m^2$ ]  
 $l$  : 베인의 돌출 길이 [m]  
 $l_{sv}$  : 베인의 길이 [m]  
 $l_{suc}$  : 베인 무게중심까지의 거리 [m]  
 $m_v$  : 베인 질량 [kg]  
 $p_l$  : 베인 전방 압축실 압력 [Pa]  
 $p_r$  : 베인 후방 압축실 압력 [Pa]  
 $r$  : Fig. 2에서 정의된 길이 [m]  
 $r_1$  : 하우징 반경 [m]  
 $r_2$  : 로터 반경 [m]  
 $r_{cs}$  : 크랭크 샤프트 반경 [m]  
 $r_v$  : 로터중심과 베인중심 간 거리 [m]

<sup>†</sup> Corresponding author

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

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

- $t_{rb}$  : 롤러베어링 두께 [m]
- $t_v$  : 베인 두께 [m]
- $v_{rb}$  : 롤러베어링 회전 선속도 [m/s]
- $\dot{x}$  : 슬롯면에서의 베인 속도 [m/s]
- $\ddot{x}$  : 슬롯면에서의 베인 가속도 [m/s<sup>2</sup>]

**그리스 문자**

- $\alpha$  : Fig. 2에서 정의된 각 [°]
- $\beta$  : Fig. 2에서 정의된 각 [°]
- $\gamma$  : Fig. 2에서 정의된 각 [°]
- $\epsilon_v$  : 베인 선단 간극 [m]
- $\epsilon_z$  : 롤러 측면과 실린더 옆면의 간극 [m]
- $\mu$  : 베인 선단 및 측면 접촉부 마찰계수
- $\mu_{oil}$  : 오일의 점성계수 [Pa·S]
- $\mu_{sb}$  : 축 베어링 마찰계수
- $\omega$  : 로터 회전 각속도 [rad/s]
- $\dot{\omega}_r$  : 롤러베어링 회전 각가속도 [rad/s<sup>2</sup>]
- $\omega_{rb}$  : 롤러베어링 회전 각속도 [rad/s]

**하첨자**

- 2 : 선단 부분
- rol : 롤러
- sb : 축 베어링
- vs : 베인 측면
- vt : 베인 선단

**1. 서 론**

베인 압축기는 자동차 에어컨용 냉매 압축기로서 주로 사용되어 왔으며, 일반 산업용으로는 저압축비에서 적은 유량이 요구되는 연료전지의 공기공급원으로 많은 유량이 요구되는 경우에는 일반 공기 압축기로 활용되고 있다. 로타리 베인 압축기는 다른 용적형 압축기에 비해 누설 손실 및 기계적 손실이 상대적으로 큰 것으로 알려져 왔으나 한편으로는 이러한 단점을 보완하는 방안을 찾는 연구들이 보고되어 오고 있다. Gill and Shouman<sup>(1)</sup>은 원형의 실린더 대신에 타원형 형상을 적용함으로써 기계적 효율을 높이는 방안을 보였고, Gui et al.<sup>(2)</sup>은 이에서 더 나아가 타원과 원형상부를 조합한 복합(hybrid) 형상 실린더를 적용하여 베인 운동시 반경방향 가속도가 부드럽게 변화하도

록 하여 실린더로부터의 반력을 감소시켜 마찰손실을 줄여 주었다. 또한 베인의 설치에 방향각을 주어 마찰손실에 미치는 영향을 조사한 Tramschek and Mkumbwa<sup>(3)</sup>의 연구도 있으며, Picksak and Kruse<sup>(4)</sup>는 실린더 형상과 베인 선단의 마찰손실, 그리고 윤활조건 등에 대해 조사하였다. 최근 들어 Fukuta et al.<sup>(5)</sup>는 CO<sub>2</sub> 적용을 위해 압축기로서 또는 압축기와 팽창기와의 조합으로서 로타리 베인 구조의 적용 가능성을 연구하였다.

본 연구에서는 다량의 압축공기가 요구되는 곳에 사용되는 로타리 베인 공기 압축기에 대한 최적설계를 수행하기에 앞서 기초 설계자료를 얻기 위한 방편으로 먼저 성능해석을 수행하였고 이를 토대로 로타리 베인 압축기의 손실을 줄여 주는 방안을 제시하였다.

성능해석 대상 압축기는 양식장 등에 산소공급을 목적으로 압축공기를 연결배관 등을 사용하여 수면 아래로부터 기포발생방식으로 공급할 때 사용하고자 하는 압축기이다. 압축공기발생을 통한 산소공급시 양식어들의 건강과 성장이 크게 향상되고, 또한 이러한 방식의 산소공급은 적조발생을 억제하는 좋은 대안이 된다.

이 압축기의 설계 압력비는 기포발생이 요구되는 수심에 따라 결정된다. 통상 수면에서 7~10m의 위치에서부터 기포발생이 요구되는 경우가 많으므로 압력비는 1.7~2 정도이다. 압축기의 행정체적은 요구되는 공기량과 운전속도로부터 결정되는데, 이로부터 하우징 직경 및 폭, 로터 직경, 그리고 편심량 등에 대한 1차적인 값들이 선정된다. Fig. 1은 본 연구에서 성능해석을 수행하고자 하는 로타리 베인 압축기의 단면을 도식적으로 보여준다.

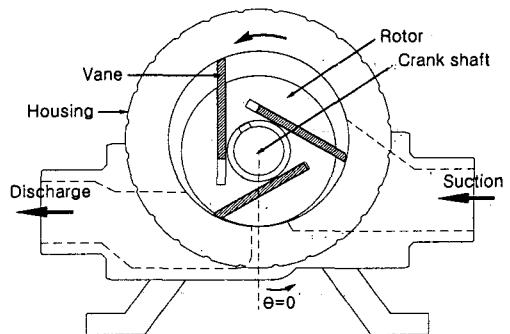


Fig. 1 Schematic of rotary vane compressor.

2. 성능해석이론

2.1 체적변화

베인과 베인 사이에 형성되는 압축실의 체적은 식(1)과 같다. 이때  $\gamma, \alpha, l, r$ 은 크랭크 각도에 따라 변화한다.

$$V = H_v \left[ \int_{\theta-120^\circ-a}^{\theta-a} \frac{1}{2} (r^2 - r_2^2) d\theta + \frac{1}{2} r_2 (l_{\theta} - l_{\theta-120^\circ}) \sin \gamma - \frac{1}{2} r_2^2 (\alpha_{\theta} - \alpha_{\theta-120^\circ}) - \frac{1}{2} t_v (l_{\theta} - l_{\theta-120^\circ}) \right] \quad (1)$$

우변 첫 항의 적분구간은 압축개시 전과 토출개시 후인 경우 시작 및 끝각이 각각 이에 맞춰 변화된다.  $l$ 과  $\alpha$ 는 Fig.2에서와 같이 베인의 돌출 길이와 베인의 방향성으로 인해 정의되는 각도를 나타낸다. 이와 같이 구한 압축실 체적변화를 Fig.3에 나타내었다. 이 경우 압축개시각(SOC) 및 토출개시각(SOD)은 각각  $\theta=243^\circ, \theta=310^\circ$ 이다. 설계압력비와 압축개시각의 체적과 토출개시각의 체적비의 관계는 식(2)와 같다.

$$p_d = p_s \left( \frac{V_s}{V_d} \right)^k \quad (2)$$

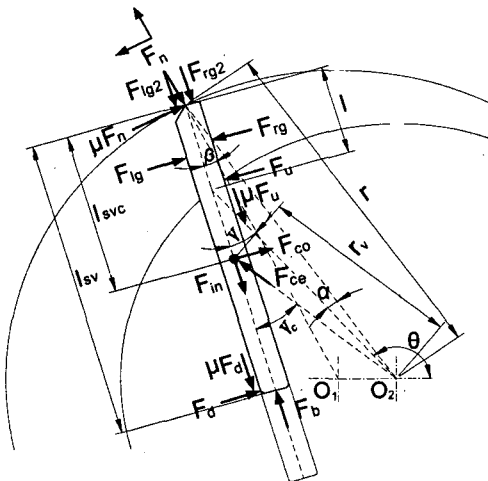


Fig. 2 Force diagram on vane.

2.2 가스압력계산

압축실의 공기는 Fig.3의 흡입 완료시점 즉 압축개시각부터 압축이 시작되는데, 이때 주변과의 간극을 통해 누설이 발생한다. 누설 통로로는 전방의 압축실으로부터 압축공기가 누설되어 들어오는 것과 후방의 압축실으로 나가는 경우, 그리고 실린더 양단 벽면에서 베인과 로터와의 축 방향 간극으로 일어나는 누설 등이 존재한다. 누설은 압축성 유동으로 간주되며, 이상적인 노즐 유동식을 이용하되, 점성의 효과는 유량계수  $C_v$ 를 통해 반영할 수 있다. 점성의 효과를 고려한 유량계수  $C_v$ 는 간극과 누설 길이와의 비, 그리고 압력비 등의 함수로서 누설발생 가능한 범위에 대해 미리 데이터 베이스화 된 자료를 활용한다.<sup>(6)</sup> 이럴 때 식(3)과 같은 질량유량식을 얻을 수 있다.

$$\dot{m} = C_v A p_1 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_1}} \times \sqrt{\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{2/k} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(k+1)/k}} \quad (3)$$

여기서, 면적  $A$ 는 가스유동이 일어나는 단면적이고,  $p_1$ 과  $p_2$ 는 각각 고압실의 압력과 저압실의 압력이며,  $T_1$ 은 고압실의 온도이다. 또한 식(3)은 토출구에서의 가스토출량 계산에도 사용된다.

누설을 고려한 압축실의 질량은 식(4)와 같고, 이로부터 밀도 및 압력은 각각 식(5) 및 식(6)과 같이 얻는다.

$$M_c = M_c(0) - \int_0^t \sum \dot{m} dt \quad (4)$$

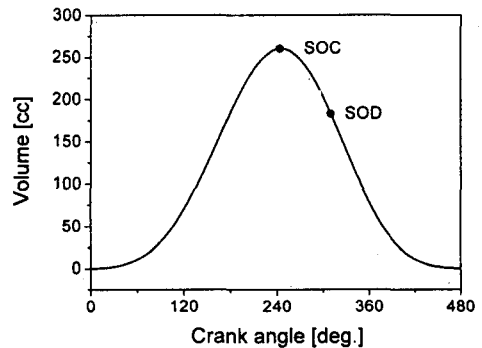


Fig. 3 Volume diagram of gas pocket.

$$\rho_c = M_c / V_c \tag{5}$$

$$p_c = p_s \times \left( \frac{\rho_c}{\rho_s} \right)^k \tag{6}$$

2.3 베인의 운동방정식

Fig. 2는 베인에 작용하는 각종 힘들을 보여준다. 베인에 작용하는 힘들로써 관성력  $F_{in} = m_v \ddot{x}$ , 원심력  $F_{ce} = m_v r_v \omega^2$ , 코리올리 힘  $F_{co} = 2m_v \dot{x}\omega$ , 그리고 가스력 등이 있다. 가스력을 작용하는 방향에 따라 분류하면 베인 측면 후방에는  $F_{rg} = p_r H_v l$ , 베인 측면 전방에는  $F_{lg} = p_l H_v l$ , 베인 전단면 후방에는  $F_{rg2} = (t_v/2) p_r H_v$ , 베인 전단면 전방에는  $F_{rg2} = (t_v/2) p_l H_v$ 과 같다. 이들로 부터 힘과 모멘트의 평형을 구하면 식(7)~(9)와 같다.

$$-(F_{lg2} + F_{rg2}) + F_b - F_{in} - F_n \cos \beta - \mu F_n \sin \beta - \frac{\dot{x}}{|x|} \mu (F_u + F_d) + F_{ce} \cos \gamma_c = 0 \tag{7}$$

$$F_{rg} - F_{lg} + F_n \sin \beta - \mu F_n \cos \beta - F_{co} + F_u - F_d + F_{ce} \sin \gamma_c = 0 \tag{8}$$

$$\frac{t_v}{4} (F_{lg2} - F_{rg2}) + \frac{\dot{x}}{|x|} \frac{t_v}{2} \mu (F_d - F_u) + \frac{l}{2} F_{lg} - \frac{l}{2} F_{rg} - l F_u + l_{sv} F_d + l_{suc} F_{co} + l_{suc} \sin \gamma_c F_{ce} = 0 \tag{9}$$

여기서 미지수는 베인이 로터로부터 받는 반력

Table 1 Compressor main dimensions

Notation	Description	Dimension
$r_1$	Housing radius	63 [mm]
$r_2$	Rotor radius	54 [mm]
$H_v$	Vane height	130 [mm]
$l_{sv}$	Vane length	71.5 [mm]
$t_v$	Vane thickness	5.6 [mm]
$\gamma$	Vane angle	29 [°]
$A_{suc}$	Suction port area	60 [cm <sup>2</sup> ]
$A_{dis}$	Discharge port area	27.8 [cm <sup>2</sup> ]
$\epsilon_v$	Vane tip clearance	10 [μm]
$\epsilon_z$	Roller side clearance	0.2 [mm]

$F_u$  및  $F_d$ 와 베인이 실린더 벽면에서 받는 반력  $F_n$  등의 3개이므로 식(7), (8), (9)를 연립하여 풀면 구할 수 있다.

2.4 손 실

가스 압축손실은 지시동력  $L_i$ 과 단열압축동력  $L_{ad}$ 의 차이로 식(10)과 같이 정의하며,

$$L_g = L_i - L_{ad} \tag{10}$$

기계적 손실은 베인과 로터와의 마찰부위 및 베인 선단과 실린더 내벽과의 마찰손실, 그리고 축지지 베어링에서의 손실 등으로 구성되는데 이들의 전체 합은 식(11)과 같다.

$$L_{mech} = 3(r_1 \omega \mu F_n + \dot{x} \mu F_u + \dot{x} \mu F_d) + r_{cs} \omega \mu_{sb} (F_{sb1} + F_{sb2}) \tag{11}$$

베인과 실린더, 그리고 베인과 베인 슬롯과의 마찰계수는  $\mu = 0.11$ 로 간주하였다. 이는 Yanagisawa<sup>(7)</sup>의 베인 마찰계수 실험에 따르면 어느 정도 산포를 보이기는 하지만 대략 마찰계수가  $\mu = 0.11$  부근에서 나타나기 때문이다. 축 베어링으로는 볼 베어링을 사용하므로 볼 베어링의 일반적인 마찰계수인  $\mu_{sb} = 0.005$ 를 사용하였다.<sup>(8)</sup>

3. 계산결과 및 고찰

성능해석 대상인 로타리 베인 압축기의 주요 치수를 Table 1에 나타내었고, 압축기 운전조건은 Table 2와 같다. 작동유체는 공기이고 흡입조건은 일반 대기조건이며, 토출압력은 1.7기압으로서 설계 토출압력과 같다. 계산결과는 Figs. 4~9에 나타내었다.

Fig. 4는 가스압력 선도를 보여준다. 토출 개시 직후 과압축 손실이 발생하는데 이 크기는 토출구의 크기에 달려 있다. 베인의 속도와 가속도는

Table 2 Operating conditions

rpm	3400
$p_s$	1.01 [bar]
$p_d$	1.7 [bar]
Ts	20 [°C]

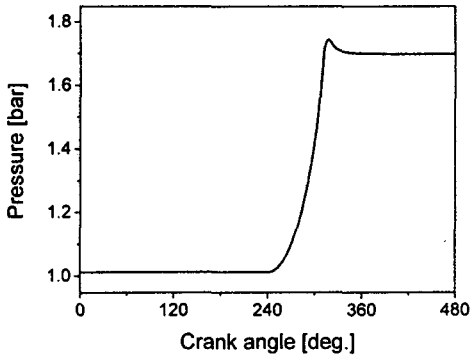


Fig. 4 Pressure vs. crank angle.

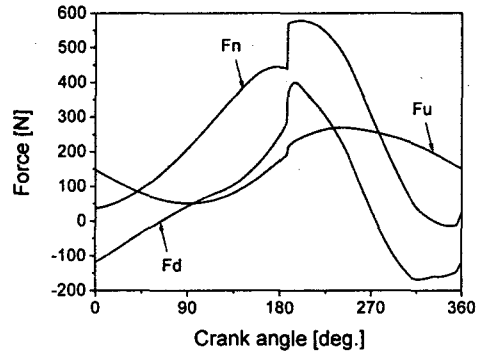


Fig. 7 Recation forces on the vane.

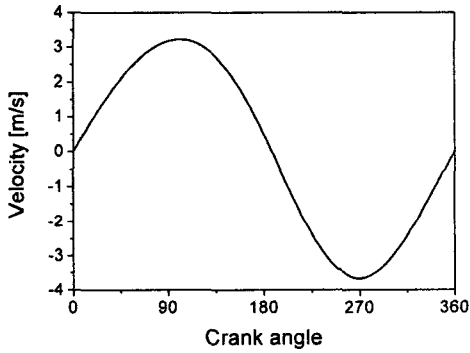


Fig. 5 Vane velocity.

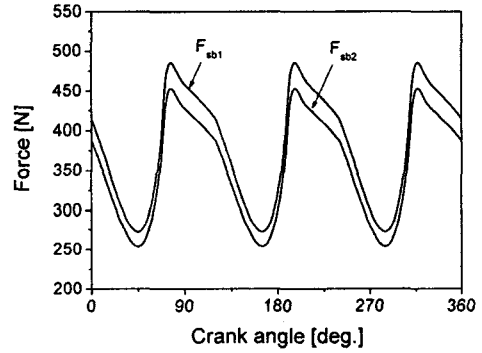


Fig. 8 Bearing loads.

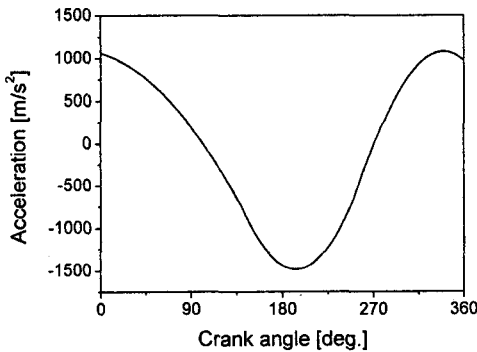


Fig. 6 Vane acceleration.

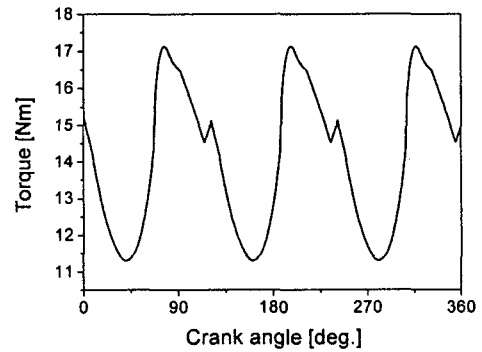


Fig. 9 Torque variation vs. crank angle.

각각 Fig. 5와 Fig. 6과 같은데 베인의 가속도가 크랭크 각도에 따라 상당히 큰 폭으로 변화한다. 베인에 작용하는 각종 힘들은 Fig. 7에 나타내었는데 베인 선단에 작용하는 힘  $F_n$ 은 최대 560 N이며 작계는 음(-)으로까지 나타난다. 베인 선단 반력이 음(-)인 경우 실제로는 베인이 실

린더 내면에서 떨어져 있는 순간이 발생한다는 의미이다. 또한  $F_d$ 도 상당부분 음(-)의 값을 갖는데 이는 베인이 로터에 마련된 베인 슬롯에서 받는 반력이 베인의 끝단에서조차 항상 베인 후방에 작용한다는 의미이다. 따라서 이러한 경우에는 베인 전면과 베인 슬롯의 틈새를 통해 새로

Table 3 Compressor performance

Notation	Description	Simulation results
$Q_s$ [l/min]	Suction flow rate	2653
$W_c$ [W]	Compressor input	5684
$\eta_v$ [%]	Volumetric efficiency	79.5
$\eta_{ad}$ [%]	Adiabatic efficiency	77.1
$\eta_{mech}$ [%]	Mechanical efficiency	53.2
$\eta_{motor}$ [%]	Motor efficiency	85
$\eta_{com}$ [%]	Comp. efficiency	34.9

운 누설이 발생할 수도 있다. 하지만 이 시점에서 압축포켓은 이미 토출 포트에 연결되어 있으므로 이로 인한 누설증가를 별도로 고려하지 않아도 된다. 베인에 작용하는 힘이 갑자기 180도 부근에서 증가하는 이유는 슬롯면에서의 베인 진행방향이 바뀌기 때문이다.

베어링 하중은 Fig. 8에 나타내었다. 하중의 변동폭이 250~480 N 사이이며, 이곳은 볼 베어링을 사용하므로 마찰계수가 작아서 마찰손실 면에서는 큰 요인은 아니다. Fig. 9는 토크의 변동을 보여준다. 왕복동에 비해 상당히 변동폭이 작다.

압축기의 전반적인 성능을 보여주는 주요 지표들을 Table 3에 나타내었다. 수심 7m에서 유량 2,653 l/min을 발생시키기 위해서 압축기 입력은 5,684 W가 소요되며 효율은  $\eta_c = 34.9\%$ 로 계산되었다. 공기로 전달된 유효동력은 1,988 W이며, 가스압축과정에서 발생한 손실은 583 W로서 가스압축효율은 77.3%에 해당한다. 마찰손실은 2,259 W로서 압축기에서 발생하는 전체 손실의 62.3%이고, 이 가운데 베인 선단과 하우징 내벽면과의 마찰손실이 약 90%를 차지한다. Tromblee<sup>(9)</sup>의 로터리 베인 압축기 실험에서 압축기 소요동력이 179.2 W일 때 유효일이 71.1 W로 압축기 전효율이 39.7%로 측정된 경우를 볼 수 있어 본 논문의 계산은 이와 유사한 결과를 보인다.

4. 마찰손실 감소방안

베인 선단과 하우징 내면 사이의 마찰손실을 줄여 주기 위해 하우징 안쪽에 베인과 함께 움직일 수 있는 실린더를 설치하는 구조를 Fig. 10과 같이 고안하였다.

Fig. 10은 하우징 내부에서 회전하는 롤러가 실

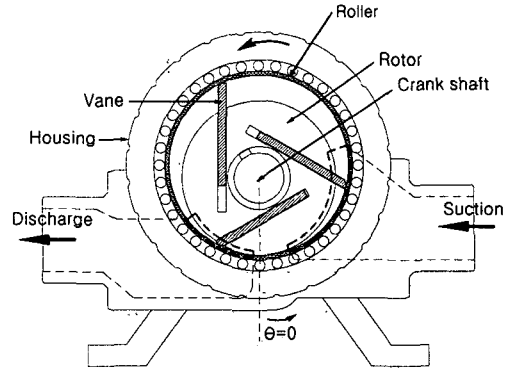


Fig. 10 Vane rotary compressor equipped with roller.

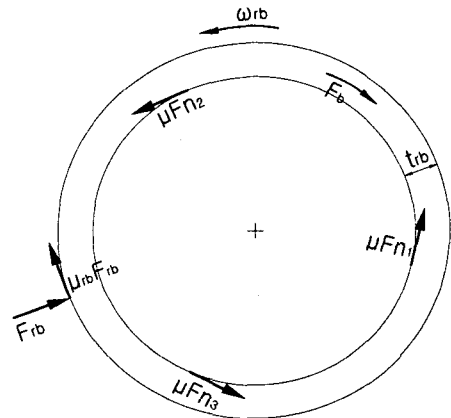


Fig. 11 Force diagram on roller.

린더 벽면의 기능을 하게 되고, 롤러와 하우징 사이에는 롤러 베어링이 설치된 압축기를 보여준다. 이럴 경우 로터의 회전에 따라 베인이 회전 운동을 할 때 베인 선단과 롤러 내벽면 사이에 발생하는 마찰력에 의해 롤러가 회전하게 된다. 그 결과 베인 선단과 롤러 내벽면과의 상대속도가 작아지게 되므로 이 부위에서의 마찰손실 또한 작아지게 된다.

Fig. 11은 롤러에 작용하는 각종 힘을 보여준다.  $\mu F_n$ 은 베인 선단 마찰력을,  $F_b$ 는 롤러 양 측면의 전단력을,  $F_{rb}$ 는 롤러 외측 설치된 롤러 베어링으로부터의 마찰력이다. 롤러의 질량관성모멘트를  $I_{rb}$ 라고 하고, 롤러의 회전 각속도를  $\omega_{rb}$ 라고 하면 롤러에 작용하는 모멘트 평형은 식(12)와 같고 이로부터 롤러의 회전 각속도를 구할 수 있다.

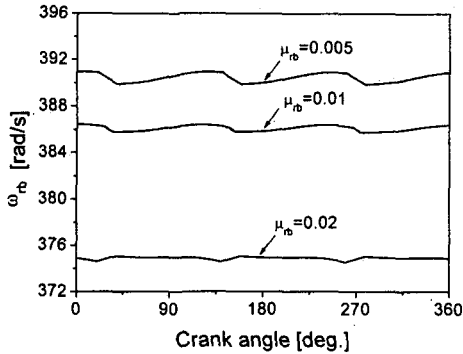


Fig. 12 Effect of roller bearing friction coefficient on roller angular velocity.

$$I_{rb}\dot{\omega}_{rb} = M_f - (r_1 + t_{rb})\mu_{rb}F_{rb} - 2\left(r_1 + \frac{t_{rb}}{2}\right)F_b \quad (12)$$

여기서,  $M_f$ 는 롤러 내면에 작용하는 마찰 토크로서 식(13)과 같고, 롤러 양측면에서 오일 점성으로 인해 발생하는 전단력  $F_b$ 는 식(14)와 같다.

$$M_f = r_1(\mu F_{n1} + \mu F_{n2} + \mu F_{n3}) \quad (13)$$

$$F_b = A_b \mu_{oil} \frac{v_{rb}}{\epsilon_z} \quad (14)$$

Fig. 12는 롤러 베어링 마찰계수  $\mu_{rb}$ 에 따른 롤러의 각속도를 보여준다. 축 회전속도가 3,400 rpm에서 로터의 각속도는  $\omega = 356 \text{ rad/s}$ 인데 롤러 베어링 마찰계수  $\mu_{rb} = 0.005$ 인 경우 롤러의 각속도는 이보다 약 10% 정도 크게 나타났다. 이는 베인이 베인 슬릿에서 많이 빠져나와 있는 경우 로터 회전 중심에서부터 베인 선단까지의 거리가 롤러의 반경보다 크므로 베인 선단에서 롤러를 잡아끄는 속도가 커지게 된다. 물론 베인이 베인 슬릿 내부로 많이 들어가 있는 경우에는 베인 선단

Table 4 Mechanical loss analysis (Unit: Watt)

Notation	No roller	With roller ( $\mu_{rb} = 0.02$ )
$L_{sb}$	23.3	23.3
$L_{vt}$	2039.6	36.6
$L_{vs}$	196.1	196.2
$L_{rot}$	-	466.6
$L_{mech}$	2259	722.7

속도가 작지만 베인 선단에서의 마찰력은 베인이 베인 슬릿에서 더 많이 빠져나와 있는 경우가 그렇지 않은 경우에 비해 훨씬 더 크므로(Fig.7 참조), 결과적으로 롤러 내면의 선속도가 베인의 선속도 가운데 빠른 부분에 더 가깝게 되어 결국 롤러의 각속도는 축각속도보다 커지게 되는 결과를 얻게 된다. 그리고 롤러 베어링 마찰계수  $\mu_{rb}$ 가 클수록 롤러의 회전을 방해하는 힘이 커지기 때문에 롤러의 각속도  $\omega_{rb}$ 는 작아지게 된다.

회전하는 롤러가 설치되었을 경우의 기계손실은 식(15)와 같다.

$$L_{mech} = \mu[(r_{v1}\omega - r_1\omega_{rb})F_{n1} + (r_{v2}\omega - r_1\omega_{rb})F_{n2} + (r_{v3}\omega - r_1\omega_{rb})F_{n3}] + (r_1 + t_{rb})\omega_{rb}\mu_{rb}F_{rb} + \dot{x}\mu(F_u + F_d) + r_{cs}\omega\mu_{sb}F_{sb} \quad (15)$$

식(15)의 우변에서 첫째 항은 베인과 롤러 사이의 마찰손실을, 둘째 항은 롤러 외주면에서 압축기 하우징과 사이에서 발생하는 마찰손실 즉 롤러 베어링 손실을, 셋째 항은 베인과 베인슬릿 사이의 마찰손실을, 마지막 항은 축지지 베어링에서의 마찰손실을 나타낸다. 롤러 적용시 각부 기계손실의 값을 Table 4에 나타내었다. 롤러베어링의 마찰계수는 통상 0.005 부근이고 악조건에서는 이 값이 증가하겠지만 0.02를 넘지는 않을 것이므로 여기서는 마찰계수를  $\mu_{rb} = 0.02$ 로 간주하였다. 이럴 경우 전체 기계손실은 722.7 W로서 롤러가 없는 경우의 마찰손실 2,259 W 대비 약 70%가 감소하였다.

Table 5는 롤러를 적용할 경우의 성능지표를

Table 5 Compressor performance

Notation	No roller	With roller ( $\mu_{rb} = 0.02$ )
$Q_s$ [l/min]	2653	2653
$W_c$ [W]	5684	3870
$\eta_v$ [%]	79.5	79.5
$\eta_{ad}$ [%]	77.1	77.1
$\eta_{mech}$ [%]	53.2	78.1
$\eta_{motor}$ [%]	85	85
$\eta_{comp}$ [%]	34.9	51.2

보여준다.  $\mu_{rb}=0.02$ 일 경우 기계효율이 53.2%에서 78.1%로 향상되어 압축기 전체 효율은 51.2%로 향상되었다.

## 5. 결 론

로타리 베인 압축기를 수증기포 발생용 공기 압축기로 적용하는 경우, 압축기 성능해석을 수행함에 있어 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 로타리 베인 압축기에 대한 기하학적 해석과 가스압축 해석, 그리고 베인의 운동해석 등을 통해 압축기의 체적효율, 단열압축효율, 기계적 효율 등을 구하는 방법을 제시하였다.

(2) 수심 7m의 설계조건에서 5kW급 압축기 전효율은 34.9%로 계산되었다. 압축기손실의 62.3%는 기계적 마찰손실이며, 이 마찰손실 가운데 90%는 베인 선단과 하우징 내면 사이의 마찰에서 비롯된다.

(3) 가스압축 손실은 전체 손실의 약 15%로서 타 압축기에 비해 양호한 편이며, 체적효율은 79.5%로 나타났다.

(4) 로타리 베인 압축기의 마찰손실을 개선할 수 있는 방법으로 압축기 하우징 내부에 실린더 벽면 역할을 하는 롤러 구조물의 적용을 제안하였으며, 롤러의 마찰계수가 0.02일 때 기계효율이 24.9% 향상되는 것으로 계산되었다.

## 참고문헌

- Gill, W. and Shouman, A. R., 1976, ASME Paper 76-DET-90.
- Gui, F., Rahman, M. M. and Scaringe, R. P., 1993, Development of compact, light weight, high performance sliding vane rotary compressors for heat pump application, Proc. of Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, pp. 885-890.
- Tramschek, A. B. and Mkumbwa, M. H., 1996, Experimental studies of non-radial vane rotary sliding vane air compressors during steady state operation, Proc. of Intern. Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 485-492.
- Picksak, A. and Kruse, H., 1986, Mathematical simulation of lubrication condition in rotary vane compressors, Proc. of Intern. Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 461-476.
- Fukuta, M., Radermacher, R., Lindsay, D. and Yanagisawa, T., 2000, Performance of vane compressor for CO<sub>2</sub> cycle, Proc. of Intern. Refrigeration Conference at Purdue, pp. 339-346.
- Kim, H. J., 1996, Development of computer simulation program for the performance of a variable speed scroll compressor, Univ. of Incheon, Technical Report.
- Yanagisawa, T., 1982, Motion analysis of rolling piston in rotary compressor, Proc. of Intern. Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 185-192.
- Brändlen, J., Eschmann, P., Hasbargen, L. and Weigand, K., 1999, Ball and Roller Bearings, 3rd ed., John Wiley & Sons Ltd.
- Tromblee, J., 1984, Performance analysis of a sliding-vane rotary compressor for a household refrigerator/freezer, Proc. of Intern. Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 40-45.