

## 연료전지용 스크롤 공기압축기 개념설계

권태훈\*, 안종민\*, 김현진†, 심재휘\*\*

\*인천대학교 대학원, 인천대학교 기계공학과, \*\* (주)효성중공업연구소

### Conceptual Design of the Scroll Air Compressor for Fuel Cell

Tae Hun Kwon\*, Jong Min Ahn\*, Hyun Jin Kim†, Jae Hwi Shim\*\*

\*Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Incheon University, Incheon 402-749, Korea

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

\*\*Distributed Power System Team, Power & Industrial System R&D Center, Hyosung Corporation, Korea

(Received August 16, 2007; revision received December 5, 2007)

**ABSTRACT:** Potential application of the scroll type machine to air compressor for fuel cell has been studied. Among the seven configuration factors which determine scroll wrap profile, the wrap thickness and the orbiting radius were chosen as two independent variables to generate various scroll wrap profiles. A conceptual design practice was conducted for scroll air compressor for SOFC with power output of 2 kW. With larger wrap thickness and orbiting radius, base plate area of the orbiting scroll becomes smaller, so is the axial gas force acting on the base plate, resulting in reduced thrust loss in spite of larger friction velocity. Performance analysis on the designed model showed that its total efficiency was 64.4% with the mass flow rate per unit compressor input of 0.00905 kg/(s · kW) for the wrap thickness of 3.5 mm and the orbiting radius of 3.0 mm.

**Key words:** Fuel cell(연료전지), Scroll air compressor(스크롤 공기압축기), Orbiting radius(선회반경), Thrust bearing loss(스러스트 베어링 손실)

#### 기호 설명

$a$  : 기초원 반경 [mm]  
 $D_{os}$  : 최외각 OS랩의 직경 [mm]  
 $F$  : 힘 [N]  
 $F_d$  : 스러스트 반력 [N]  
 $h$  : 랩 높이 [mm]  
 $L$  : 손실 [W]  
 $lp$  : Fig. 8에서 정의되는 길이 [mm]  
 $lr$  : Fig. 8에서 정의되는 길이 [mm]  
 $P$  : 압력 [bar]

$R_c$  : 편심편까지의 거리 [mm]  
 $r_s$  : 선회 반경 [mm]  
 $t$  : 랩 두께 [mm]  
 $V$  : 체적 [cc]  
 $V.R$  : 체적비

#### 그리스 문자

$\alpha$  : 시작각 [°]  
 $\delta$  : Fig. 8에서 정의되는 길이 [mm]  
 $\eta_v$  : 체적효율  
 $\theta$  : 크랭크 각도 [°]  
 $\mu$  : 마찰계수

† Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8419; fax: +82-32-770-8423

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

$\phi_a$	: 커터각 [ ° ]
$\phi_d$	: 토출개시각 [ ° ]
$\phi_c$	: 랩끝각 [ ° ]
$\omega$	: 각속도 [rad/s]

### 하첨자

$a$	: 축방향
$BR$	: 베어링
$cp$	: 크랭크 핀
$d$	: 토출조건
$osc$	: 원심력
$pn$	: 편심 핀
$r$	: 반경방향
$s$	: 흡입조건
$t$	: 접선방향
$th$	: 스러스트

## 1. 서 론

연료전지의 주변장치 가운데서도 가장 큰 전력 소모는 공기압축기에서 일어나므로 공기 압축기의 효율을 높이는 것이 연료전지 시스템 전체의 효율을 높이는데 매우 중요하다. 대규모 발전의 경우 공기 공급 요구량이 많기 때문에 터보형 공기 압축기가 적합하며 중소규모의 연료전지 시스템에서는 용적형 공기압축기가 적합하다. 국내의 경우 중소용량의 연료전지 시스템을 구성함에 있어서 큰 기생전력을 소모하는 공기압축기에 대해서 이제까지는 기존의 타 용도로 개발된 무급유식 공기압축기를 그대로 사용하거나 아니면 몇몇 회사에서 연료전지용으로 개발한 공기압축기를 용도에 맞도록 재설계하는 과정 없이 단지 운전 속도만을 변경하여 사용하고 있는 것으로 알려져 있다.

연료전지용으로 용적형 공기압축기를 제공하고 있는 업체들 가운데에는 Parker나 Vairex 등이 있으며 이들 회사 제품들은 기본적으로 로타리 베인 타입에 편중되어 있고, 이러한 회사들의 제품들 역시 개발 초기 단계라서 제품의 신뢰성을 확인할 수 없는 수준이며, 또한 용도별 및 용량별 제품의 선택을 기대할 수 없는 상황이다.

일반적인 로타리 베인 압축기에서는 베인이 원심력으로 인해 실린더 벽면에 밀착되어 회전하게

되므로 베인 선단과 실린더 벽면 사이에서 일어나는 마찰 손실이 매우 크고 이로 인한 열이 과도하게 발생하는 등 단점이 많이 있다. 이러한 단점을 회피하기 위한 각종 수단들이 고안되고 있으나<sup>(1,2)</sup>, 획기적인 개선은 아직 이루어 지지 못하고 있다.

로타리 베인 타입과는 기본적으로 다른 압축 원리를 갖는 압축기로서 스크롤 타입이 있는데, 이미 일반 산업 용도의 무급유식 공기 압축기가 Iwata나 Powerex 등에서 출시되고 있다.<sup>(3,4)</sup> 연료전지용 스크롤 공기 압축기로는 몇몇 선진사에서 검토 중이며<sup>(5)</sup>, 일체형 스크롤 압축기-팽창기 구조도 제안되고 있다.<sup>(6)</sup> 스크롤 압축기는 흡입에서 토출까지 크랭크 축이 2~3회전하게 되므로 압축이 부드럽고 토크 변동이 적으며 정숙한 운전이 가능하다. 따라서 스크롤 압축기가 지니는 고효율, 저소음 및 저진동의 특성을 고려해 볼 때 조만간 연료전지 전용의 스크롤 공기 압축기 개발품들이 등장하리라고 예상된다.

본 연구에서는 연료전지용 스크롤 타입 공기압축기에 대한 개념 설계를 수행하여 주어진 용량 및 운전조건에서의 스크롤 공기압축기의 개략적인 크기 및 성능을 추정해 보고자 한다.

## 2. 개념설계

### 2.1 기본구조

연료전지용 공기압축기는 무엇보다도 오일이 조금도 섞이지 않은 청정 공기를 배출해야 하며 또한 장시간 연속운전이 가능해야 하는 높은 신뢰성이 요구된다. 압축기에서 윤활 및 냉각의 주요한 기능을 수행하는 오일의 사용이 허락되지 않는 연료전지용 압축기에서 무급유 특성을 만족시키기 위해서는 마찰이 발생하는 부위에 자체 윤활 특성을 갖는 재질의 선정 및 표면 처리가 필요하며 축 베어링으로 건식 베어링을 사용해야 하는 등의 특별한 설계가 요구된다. 또한 오일이 없기 때문에 과도하게 발열되는 마찰열과 가스 압축열의 방출을 위해 별도의 적절한 냉각 수단이 고안되어야 한다. 이러한 특징을 만족시키기 위한 스크롤 공기압축기의 기본구조를 Fig. 1에 나타내었다.

선회스크롤의 자전방지를 위해서는 냉매 압축

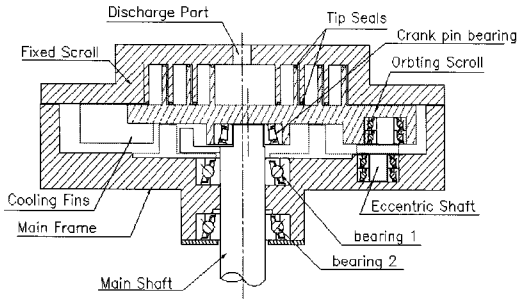


Fig. 1 Basic structure of scroll air compressor.

기에서와는 달리 올담링을 사용하지 않고 편심편을 선회스크롤 경관 외주부에 설치한다. 냉매 압축기에서는 냉동기유가 냉매와 함께 석여 압축기 내부를 순회하므로 올담링 키 부위에도 윤활이 이루어지지만 무급유식 공기압축기에서는 윤활유가 공기 중에 섞여 함께 돌아다니게 할 수 없으므로 편심 편을 자체윤활이 되는 니들 베어링 또는 볼 베어링을 사용하여 지지해준다.

랩 선단과 상대 스크롤 경관 사이에서 발생하는 축 방향 간극에서의 누설 방지를 위해 틱실을 적용하며, 랩 측면에서 발생하는 플랭크 누설의 방지를 위해서는 통상 냉매 압축기에서는 슬라이딩 부시를 적용하지만 여기서는 일단 구조의 간단화를 위해 고정 반경식으로 한다.

공기 압축시 발생하는 열의 방출을 위해 고정 스크롤과 선회스크롤 경관 후면을 냉각판 설치 구조로 하고, 균형추와 일체화된 냉각 팬을 설치하여 냉각을 위한 주변 공기의 강제순환을 일꾼다.

## 2.2 스크롤 랩 형상 변수

스크롤 랩 형상 설계에 관련된 변수로는 Table 1과 같이 7개의 변수를 잡을 수 있고, 이들 변수들 간에는 4개의 관계식이 존재한다.

한편, 설계체적비  $V.R$ 은 설계압력비와 식(1)과 같은 관계를 갖고, 또한 행정체적  $V_s$ 는 설계유량  $Q_s$ 과 식(2)와 같은 관계를 갖는다.

$$V.R = V_s / V_d = (p_d / p_s)^{1/n} \quad (1)$$

$$Q_s = \eta_v V_s N / 60 \quad (2)$$

랩의 높이는 랩 두께 대비 어느 적정 값을 넘기

Table 1 Scroll configuration factors

Configuration factors		Relations
Symbols	Description	
$a$	Base circle radius	$r_s = a\pi - t$ $t = 2a\alpha$ $V_s = 2\pi a r_s h (2\phi_e - 3\pi)$ $V.R = \frac{2\phi_e - 3\pi}{2\phi_a + \pi}$
$t$	Wrap thickness	
$h$	Wrap height	
$r_s$	Orbiting radius	
$\phi_e$	Wrap end angle	
$\phi_a$	Cutter angle	
$\alpha$	Starting angle	
7 parameters		4 equations

지 말아야 하는 제한을 받는다. 이는 랩의 옆면에 작용하는 가스력 때문에 랩이 휘어지는 방면과 또한 랩 가공 측면에서 볼 때 랩 두께 대비 랩 높이가 너무 크면 공구의 안정적 운용이 어려워 지기 때문이다. 연료전지용 공기압축기에서는 토출압이 통상 4~5 기압 정도 이하이므로 랩 높이에 대한 제한은 가스력보다는 가공성 측면에서 오게 되는데, 이 경우 통상 랩의 세장비를  $h/t \leq 8$  정도로 하는 것이 좋다. 본 개념 설계에서는 랩 세장비를  $h/t = 8$ 로 잡고자 한다. 이럴 경우 Table 1의 4개의 관계식에 랩 세장비에 관한 1개의 관계식이 추가되어 미지수 7개에 관계식 5개로 된다. 따라서 변수 2개를 독립변수로, 나머지 변수 5개는 종속변수로 잡을 수 있다. 여기서는 랩의 가공에 실질적으로 중요한 랩 두께  $t$ 와 선회반경  $r_s$ 를 독립변수로 잡고자 한다.

## 2.3 설계조건

스크롤 공기압축기를 출력 2 kW인 SOFC(Solid-oxide fuel cell) 타입의 연료전지에 공기를 공급하는 압축기로 설계 목표를 잡는다면, 필요한 공기 공급량은 식(3)에서<sup>(7)</sup> 구할 수 있다.

$$\dot{m}_s = 3.57 \times 10^{-7} \times \lambda \times \frac{P_c}{V_c} \quad [kg/s] \quad (3)$$

당량비를  $\lambda = 2$ , 스택 한 단의 전압을  $V_c = 0.6 V$ 로 할 때,  $\dot{m}_s = 0.00238 kg/s$ 로 계산된다. 흡입조건을 1기압 25 °C로 할 때 흡입밀도는  $\rho_s = 1.19 kg/m^3$ 이며 체적유량은  $Q_s = 120 lpm$ 이 된다. 운전조건 및 설계 유량을 Table 2에 정리하였다.

정격 운전속도를  $N = 3500 \text{ rpm}$ 으로 잡고 체적 효율을  $\eta_v = 80\%$ 로 가정하면 행정체적은 식(2)에서  $V_s = 42.9 \text{ cc}$ 가 된다. 설계 체적비는 식(1)에서  $V.R = 1.6407$ 이다.

2.4 형상인자 변화

앞서 독립변수로 지정한 랩 두께  $t$ 와 선회반경  $r_s$ 에 대해 랩 두께는  $2.5 \text{ mm} \leq t \leq 4 \text{ mm}$ 의 범위 내에서 그리고 선회반경은 선회부재의 선속도가  $r_s \omega < 1.5 \text{ m/s}$ 의 범위 안에 있도록 설계 범위를 잡도록 한다. 그러면 운전속도  $3500 \text{ rpm}$ 에서 선회반경은  $r_s < 4.09 \text{ mm}$ 의 범위가 된다. 이러한 범위 내에서 랩 두께와 선회반경을 변화시켜 가며 얻은 형상변수의 변화를 Table 3에 나타내었다.

2.5 스크롤 형상

Table 3에서  $t = 2.5 \text{ mm}$ 인 경우 선회반경이  $r_s = 2.5 \text{ mm}$  및  $r_s = 4.0 \text{ mm}$ 일 때 스크롤 랩 형상을 Fig. 2에 나타내었다.  $r_s = 2.5 \text{ mm}$ 인 경우 스크롤 직경이  $148 \text{ mm}$ 가 되고,  $r_s = 4.0 \text{ mm}$ 인 경우에는  $102 \text{ mm}$ 가 된다. 랩 감김 회수도 전자는 3.7회이며, 후자는 2.3회이다. 중앙의 공간은 전자가 넓게 나타난다. 중앙부 공간이 크면 크랭크 핀 체결 위치를 랩 높이가 중심까지 높여줄 수 있는 여지가 있다. 이러한 스크롤 기본 크기에 대한 랩 두께의 영향은 선회반경의 영향과 마찬가지로 경향을 보인다. 다만 랩 두께가 두꺼워 질수록 토출포트를 형성할 수 있는 공간과 관련된 토출 개시각  $\phi_a$ 이 점점 작아진다. 또한 랩 높이도 랩 두께에 비례하여 증가하도록 되어 있으므로 랩 높이가 너무 커지면 선회스크롤에 대한 전복모멘트의 영향도 개입될 수 있으므로 여기서는 랩 두께를  $3.5 \text{ mm}$ 로 제한하였다.

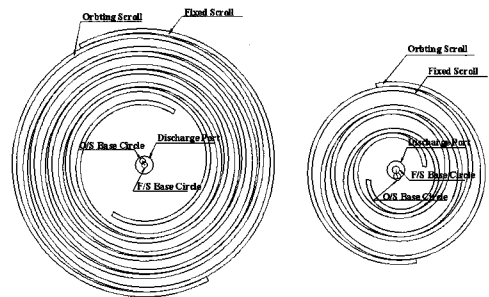
3. 성능해석 및 고찰

3.1 체적선도

Fig. 3은 선회반경의 크기가 체적선도에 미치는 영향을 보여준다.  $r_s = 2.5 \text{ mm}$ 인 경우에 비해  $r_s = 4.0 \text{ mm}$  경우는 압축이 상대적으로 급하게 일어난

Table 2 Design conditions

Notation	Description	Values
$Q_s$	Flow rate	120 lpm
$P_s$	Suction pressure	1 bar
$t_s$	Suction temperature	25°C
$P_d$	Discharge pressure	2 bar



(a)  $r_s = 2.5 \text{ mm}$ , (b)  $r_s = 4.0 \text{ mm}$

Fig. 2 Scroll wrap profiles :  $t = 2.5 \text{ mm}$ .

Table 3 Combination of scroll configuration factors for displacement volume of 42.9 cc

(unit : mm, deg.)

$t$	$r_s$	$h$	$a$	$\phi_e$	$\phi_a$	$D_{os}$
2.5	4	20	2.07	1451	629	102
	3.5		1.91	1733	802	112
	3		1.75	2132	1045	127
	2.5		1.59	2728	1408	148
3	4	24	2.23	1184	467	88
	3.5		2.07	1395	595	97
	3		1.91	1692	776	109
	2.5		1.75	2132	1044	127
3.5	4	28	2.39	1001	356	79
	3.5		2.23	1165	456	87
	3		2.07	1395	596	97
	2.5		1.91	1733	801	113

다.  $r_s = 2.5 \text{ mm}$ 에서 토출 개시는  $\phi_d = 1320^\circ$ 에서,  $r_s = 4.0 \text{ mm}$ 에서는  $\phi_d = 822^\circ$ 에서 일어난다.

3.2 압력선도 및 가스력

Fig. 4는 선회반경이 압력 형성에 미치는 영향을 보여준다. 선회반경이 커질수록 앞서 Fig. 3에

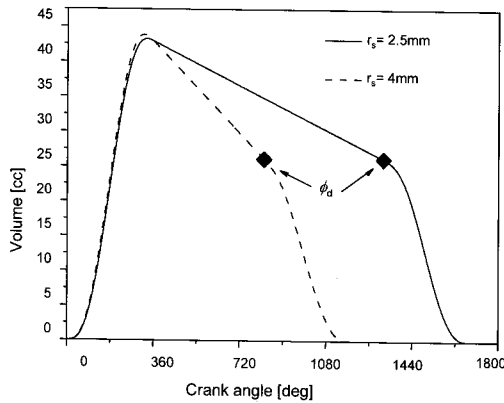


Fig. 3 Volume diagram :  $t = 2.5$  mm.

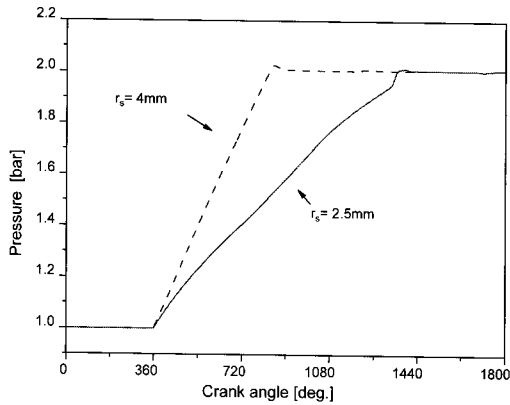


Fig. 4 P- $\theta$  diagram with  $t = 2.5$  mm.

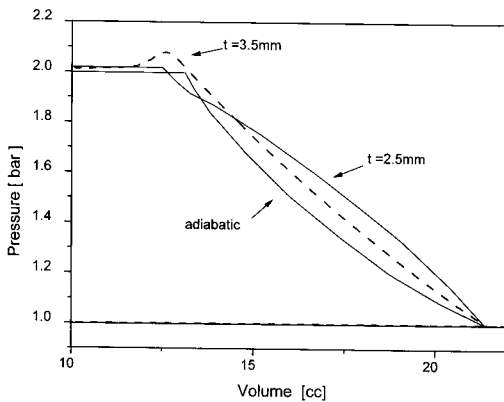


Fig. 5 P-V diagram with  $r_s = 3$  mm.

서 언급한대로 압력 증가 속도가 빠르다. 랩 두께 변화가 압력증가 속도에 미치는 영향은 거의 없다.

Fig. 5는 랩 두께가 P-V 선도에 미치는 영향을 나타내었다.  $t = 2.5$  mm에서는  $t = 3.5$  mm에 비해 누설이 커서 누설이 없는 이상적인 선도에 비해 압축 과정에서 압력선도가 크게 부풀며, 이러한 압축 과정 중의 누설로 인해 토출 개시점 부근에서 과압축이 거의 발생하지 않는다. 반면  $t = 3.5$  mm에서는 압축과정에서 누설이 상대적으로 적으므로 토출개시 부근에 이르러서는 과압축이 크지는 않지만 발생한다. 선회반경 크기가 누설에 미치는 영향은 랩 두께에 비해 작다.

Fig. 6에는 누설간극이 체적효율에 미치는 영향을 나타내었다. 반경 방향 간극을  $\epsilon_r = 20 \mu\text{m}$ 으

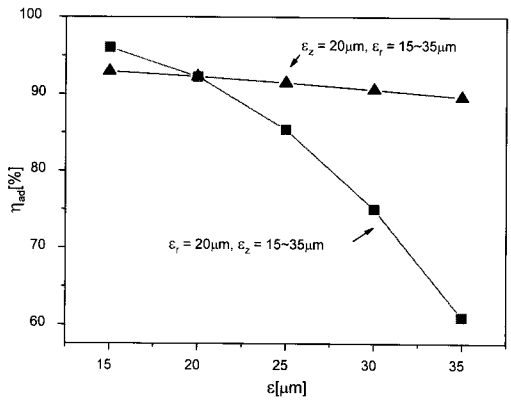


Fig. 6 Effects of leakage clearance on volumetric efficiency with  $t = 3.5$  mm and  $r_s = 3$  mm.

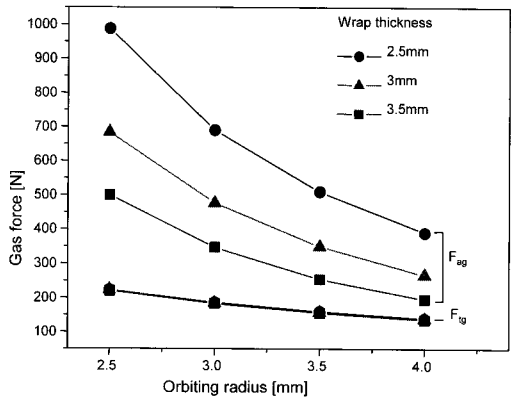


Fig. 7 Gas forces.



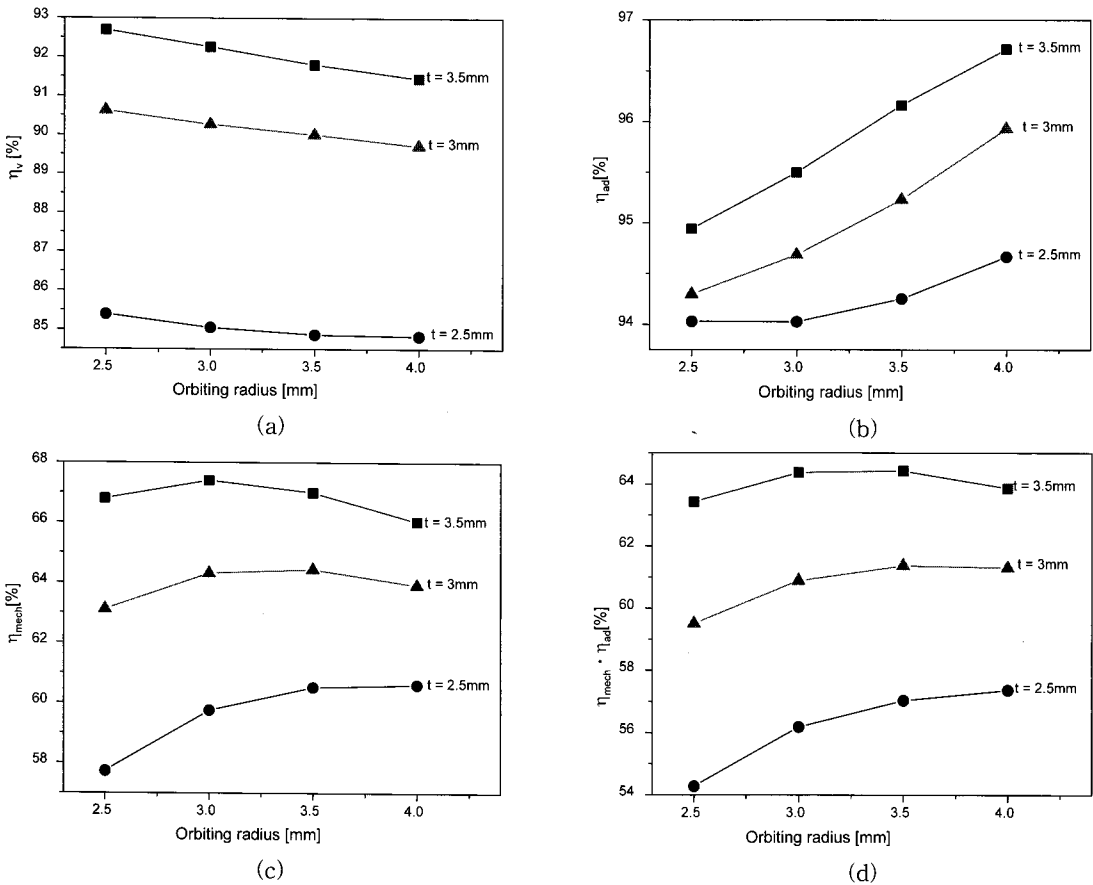


Fig. 9 Effects of design variables on compressor efficiencies.

랩 두께가 각 종 효율에 미치는 영향을 보여준다. 체적효율  $\eta_v$ 의 변화를 나타내는 Fig. 9(a)에서 랩 두께가  $t = 2.5\text{mm}$ 에서  $t = 3.5\text{mm}$ 로 증가하면 체적효율은 약 7~8% 증가한다. 일정한 랩 두께에서 선회반경을 증가시키면 체적효율은 대략 1% 정도 감소한다. Fig. 9(b)에서 단열압축효율  $\eta_{ad}$ 은 랩 두께 및 선회반경이 증가할수록 증가하는데 증가 폭은 대략 1~2% 정도이다. Fig. 9(c)의 기계효율  $\eta_{mech}$ 은 랩 두께가 두꺼울수록 높게 나타나는데 이는 Table 3 및 Fig. 6에서 보듯이 랩 두께가 두꺼운 경우 스크롤 바닥 면적이 작아져서 축 방향 가스력이 감소하고 이로 인해 스러스트면에서의 마찰손실이 감소하기 때문이다. 선회반경에 대해서는 기계효율이 최고가 되는 적정점이 존재한다. 이는 랩 두께가 일정하면 선회반경이 커질수록 바닥 면적이 감소하여 축방향 가스력은 감소하지만 반면에 마찰속도는 증가하므로

이들의 상반되는 효과로 인해 적정점이 존재하게 된다. Fig. 9(d)에는 압축기 전효율에 상응하

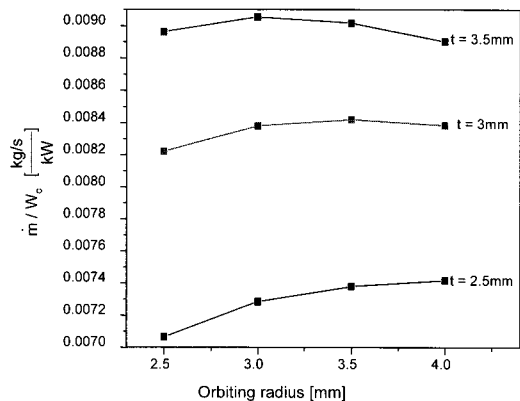


Fig. 10 Mass flow rate per unit compressor input.

Table 4 Calculation results of compressor performance and loss breakdown. :  $t = 3.5$  mm and  $r_s = 3.0$  mm

	Watt	%
Useful Power	191.58	64.36
Compression Loss	9.04	3.04
Mechanical Loss	97.03	32.60
crank pin	7.70	2.59
bearing1	36.50	12.26
bearing2	14.76	4.96
thrust	38.05	12.78
Comp. Input	297.65	100

는 기계효율과 단일압축효율과의 곱인  $\eta_{mech} \cdot \eta_{ad}$  을 나타내었다. 설계변수들의 영향이 단일압축효율에서 보다 기계효율에서 크게 나타나므로  $\eta_{mech} \cdot \eta_{ad}$  의 전반적인 경향은  $\eta_{mech}$  의 경향을 좇아간다.

Fig. 10에는 압축기 단위입력 당 질량유량을 나타내었다.  $t = 3.5$  mm 및  $r_s = 3.0$  mm에서 최고치를 보인다. 이 형상 조건에서의 압축기 성능 및 손실 분석을 Table 4에 나타내었다.

모터손실을 제외한 압축기 입력 297.65 W 가운데, 기계적 손실 및 가스압축 손실은 각각 97.03 W 및 9.04 W로서 가스압축손실은 기계적 손실에 비해 매우 작다. 기계적 손실의 약 40%는 스러스트 손실이다. 유효일은 191.58 W이며 압축기 전효율은 64.36%로 계산된다.

#### 4. 결 론

연료전지용 공기압축기로 스크롤 타입에 대한 적용성을 검토하기 위해서,

(1) 출력 2 kW급 SOFC 타입의 연료전지에 2 기압으로 공기를 공급하는 스크롤 압축기에 대한 개념 설계를 수행하였다.

(2) 스크롤 형상을 결정하는 설계인자로 랩 두께와 선회반경을 선정하였다: 랩 두께가 두꺼울수록 누설은 적어지고 스크롤 경판 직경과 토출구 직경이 작아진다. 선회반경은 클수록 스크롤 경판 직경은 작아지고 스러스트면의 마찰속도는 커진다.

(3) 압축기 입력의 약 30~40%는 기계손실이고 기계손실의 약 40~50%는 스러스트 손실로서, 선회반경을 크게 하면 경판면적이 작아져서 축 방향 가스력의 감소를 가져올 수 있으나 마찰속도는 증가하므로 적정의 선회반경치가 존재한다.

(4) 랩 두께 3.5 mm 및 선회반경 3.0 mm에서 압축기 최대 성능을 얻었다: 단일압축효율은 95.5%, 기계효율은 67.4%, 압축기 전효율은 64.4%로 계산되며, 압축기 단위 입력당 질량유량은 0.00905 kg/(s · kW) 이다.

(5) 스러스트 면의 마찰계수 감소가 스크롤 압축기의 전효율 향상에 매우 중요하다.

#### 참고문헌

1. <http://www.vairex.com>.
2. Sayouki, Vane type compressor, Japan patent 63-238096.
3. <http://www.ai-se.co.kr>.
4. <http://www.powerex.com>.
5. TIAX, 2003, Compressor/Expander Module Development Program, DOE Merit Review Meeting DE-FC04-01AL67603.
6. Ahn, J., Kwon, T., Kim, H. and Yang, S., 2006, Conceptual design of expander-compressor unit for fuel cell systems, Proceedings of the SAREK 2006 Summer Annual Conference, 2006-S-092, pp. 578-583.
7. Larminie, J. and Dicks, A., 2003, Fuel Cell Systems Explained, Wiley.