

## 급탕기용 열펌프를 위한 CO<sub>2</sub> 스크롤 압축기 최적설계에 관한 연구

김 현 진<sup>†</sup>, 안 기 정<sup>\*</sup>, 김 철 우<sup>\*\*</sup>

인천대학교 기계공학과, <sup>\*</sup>인천대학교 기계공학과 대학원, <sup>\*\*</sup>(주)삼성전자 DA총괄

### Optimum Design of CO<sub>2</sub> Scroll Compressor for Heat Pump Water Heater

Hyun Jin Kim<sup>†</sup>, Ki Jung An<sup>\*</sup>, Chul Woo Kim<sup>\*\*</sup>

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

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

*<sup>\*\*</sup>Digital Appliance Network Business, Samsung Electronics, Suwon, Gyeonggi-Do 442-742, Korea*

*(Received October 7, 2003; revision received December 30, 2003)*

**ABSTRACT:** A parametric study on the scroll wrap configuration factors of a CO<sub>2</sub> scroll compressor for heat pump water heater has been carried out. Since there are 7 scroll wrap design parameters and 5 equations relating them, two of the design parameters can be selected as independent parameters. In this study, the wrap thickness and orbiting radius are chosen as independent ones. Computer simulation program has been used to estimate the compressor performance at various combinations of the scroll wrap design parameters. It has been found that there exists optimum combination of the wrap parameters for the highest compressor performance over analyzed ranges of the design parameters.

**Key words:** CO<sub>2</sub>(이산화탄소), Scroll compressor(스크롤 압축기), Optimum design(최적설계)

#### 기 호 설 명

<p><math>a</math> : 기초원 반경 [mm]</p> <p><math>A_v</math> : 누설면적 [mm<sup>2</sup>]</p> <p><math>c</math> : 가중치</p> <p><math>C_v</math> : 유량계수</p> <p><math>F</math> : 가스력 [N]</p> <p><math>h</math> : 랩 높이 [mm]</p> <p><math>L</math> : 손실 [W]</p> <p><math>\dot{m}</math> : 질량유량 [kg/s]</p>	<p><math>N</math> : 회전속도 [rpm]</p> <p><math>n</math> : 폴리트로픽 지수</p> <p><math>P</math> : 압력 [MPa]</p> <p><math>P_s</math> : 초기압 [MPa]</p> <p><math>r</math> : 반경 [mm]</p> <p><math>Re</math> : 랩 끝거리 [mm]</p> <p><math>r_s</math> : 선회 반경 [mm]</p> <p><math>T</math> : 온도 [°C]</p> <p><math>t</math> : 랩 두께 [mm]</p> <p><math>V_d</math> : 토출체적 [m<sup>3</sup>]</p> <p><math>V_s</math> : 흡입체적 [m<sup>3</sup>]</p> <p><math>V.R</math> : 체적비</p> <p><math>\dot{W}_{ad}</math> : 단열 압축동력 [W]</p> <p><math>\dot{W}_{indi}</math> : 지시동력 [W]</p>
---	--

<sup>†</sup> Corresponding author

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

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

## 그리스 문자

$\alpha$	: 인볼루트 시작각 [ $^{\circ}$ ]
$\Phi_e$	: 랩 끝각 [ $^{\circ}$ ]
$\Phi_d$	: 토출 개시각 [ $^{\circ}$ ]
$\theta$	: 크랭크각 [ $^{\circ}$ ]
$\eta$	: 효율 [%]
$\rho_s$	: 초기밀도 [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

## 하첨자

$as$	: 축방향 밀봉
$dr$	: 드라이브 베어링
$mj$	: 메인저널 베어링
$rs$	: 반경방향 밀봉
$sj$	: 서브저널 베어링
$th$	: 스러스트 면
$tip$	: 스크롤 랩 선단
$wrap$	: 스크롤 랩

## 1. 서 론

이제까지 일반 공조기기에 널리 사용되었던 R22의 대체냉매로서 R410A, R407C 등과 같은 냉매의 사용이 점차 확산되어 가고 있으나 최근 들어 이러한 HFC 냉매들이 가지는 높은 GWP 지수로 인해 암모니아(R717), 이산화탄소(R744), 탄화수소(HC) 등과 같은 자연냉매에 대한 관심이 높아지고 있는 추세이다. Table 1에는 각 냉매에 따른 ODP, GWP, 독성 및 가연성을 나타내었다. 이와 같은 상황에 이산화탄소(이하  $\text{CO}_2$ )는 독성, 가연성에 문제가 없고 환경에 영향을 덜 미치는 자연냉매로서 주목받고 있다.  $\text{CO}_2$  적용을 위한 압축기 종류로는 왕복동 압축기, 로터리 압축기, 베

인 압축기, 스크롤 압축기 등이 있다.

스크롤 압축기는 다른 종류의 용적형 압축기에 비해 가스의 흡입에서 토출까지 연속적으로 이루어지기 때문에 토크 변동이 작고 저진동, 저소음의 장점이 있다. 현재 자연냉매인  $\text{CO}_2$ 를 스크롤 압축기에 적용한 예로는 일반 공조용 압축기,<sup>(1)</sup> 히트 펌프 온수기용 압축기,<sup>(2)</sup> 그리고 자동차 에어컨용 압축기<sup>(3)</sup> 등이 있다.

$\text{CO}_2$ 를 적용한 스크롤 압축기의 개발은 아직 초기단계이기 때문에 앞으로도 효율향상과 신뢰성을 확보하는 것이 일차적인 관심사항이다. 특히  $\text{CO}_2$  스크롤 압축기의 가장 큰 문제로는  $\text{CO}_2$ 가 갖는 고압 특성으로 인해 압축기 각 부품에 대한 고압설계가 필요하고, 성능면에서는 고압으로 인한 축방향 가스력 증대로 스러스트면에서 급증하는 마찰손실에 대한 대책이 필요하다. 이러한 고압으로 인한 손실증대를 최소화하기 위해서는 스크롤 압축부 및 구동부의 형상을 최적화하는 것이 매우 중요한데 이러한 개념의 연구는 Ishii et al.<sup>(4)</sup>에서 그 선례를 찾아볼 수 있다. Ishii는 각종 손실이 최소화되는 설계조건을 찾기 위해 행정체적과 스크롤 랩의 두께, 그리고 실린더 직경을 고정시키고 기초원 반경과 스크롤 랩 높이를 변화시켜 가면서 기계효율, 체적효율, 그리고 압축기 효율이 최대가 되는 설계점을 찾는 연구를 수행하였다.

본 연구에서는 설계변수 연구를 수행하되 구속조건을 단지 동일한 행정체적만으로 선정하고 나머지 변수들은 랩 형상 인자들 간의 관계식을 이용하여 얻는다.

Table 2에 따르면 일반적으로 랩 설계에는 7개의 변수가 있으나 랩 형상 인자들 간에는 5개의 관계식이 존재하므로 독립적으로 변화시킬 수 있는 인자는 2개로 좁혀진다. 본 연구에서는 스크롤 랩 가공시에 물리적인 의미가 있는 랩 두께( $t$ )와 선회반경( $r_s$ )을 독립변수로 선정하였다.

Table 1 Comparison of refrigerant characteristics

	R410A	R407C	$\text{NH}_3$	HC	$\text{CO}_2$
ODP	0	0	0	0	0
GWP	1730	1600	0	3	1
Toxicity	N	N	Y	N	N
Flammability	N	N	Y	Y	N

Table 2 Relations among scroll design factors

Design factors	Relations
$a$	$r_s = a \times \pi - t$ (1)
$a$	$a = \frac{t}{2a}$ (2)
$t$	
$r_s$	$h = \frac{V_s}{2\pi a r_s (2\Phi_e - 3\pi)}$ (3)
$\Phi_e$	$V.R = \frac{V_s}{V_d} = \frac{2\Phi_e - 3\pi}{2\Phi_d + \pi}$ (4)
$h$	
$\Phi_d$	$t = c \times t_0 \left( \frac{\Delta P_{CO_2}}{\Delta P_{R22}} \right)^{1/3} \left( \frac{h}{h_0} \right)^{4/3}$ (5)
7 unknowns	5 equations

2. 스크롤 압축기 모델

Fig. 1은 본 연구의 대상인 스크롤 압축기 모델이다. 반경방향 순응기구로서는 슬라이더 부시를 사용하였고 축방향 순응기구로서 고정 스크롤 후면에 배압실을 사용하였으며, 스크롤 하우징이 고압부에 노출되는 면적을 최소화하기 위하여 저압식으로 하였다. 압축기 운전조건은 Fig. 2와 같은 T-s 선도상에서 온수기용 히트펌프의 운전조건을 나타내는 사이클의 점1에서 점2까지이다. 각 점의 운전조건은 Table 3에 나타내었다. 이러한 조건하에서 요구되는 냉동능력 10.5 kW을 제공하기 위한 압축기의 행정체적은 운전속도 3,500 rpm에서 14.7 cc이다.

랩 두께와 높이의 비는 일차적으로 랩을 가공

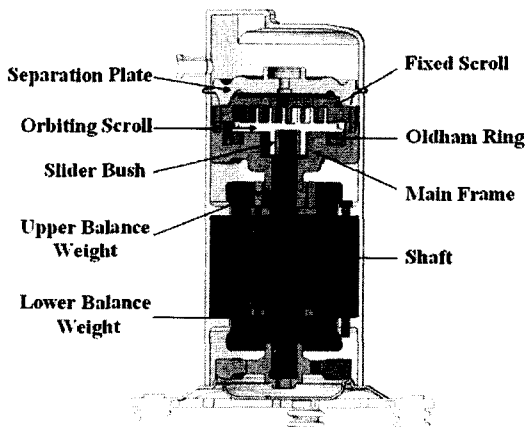


Fig. 1 CO<sub>2</sub> scroll compressor.

Table 3 State points

State point	P [MPa]	T [°C]	h [kJ/kg]
1	3.5	18.6	460
2	9	93.8	504.9
3	9	34	293.9
4	9	28.4	270.7
5	3.5	0.2	270.7
6a	3.5	0.2	431.5
6	3.5	3.2	436.8

하는 공구의 세장비에 의해 제한을 받으며 또한 랩간의 거리는 공구의 직경보다 커야 한다. 또한 고압냉매로 갈수록 랩 양면에 작용하는 압력차에 의한 변형효과도 중요해진다. CO<sub>2</sub> 냉매를 적용시 랩의 세장비를 구함에 있어 기존 R22 적용 스크롤 압축기의 랩 세장비를 기준하여 식(5)로부터

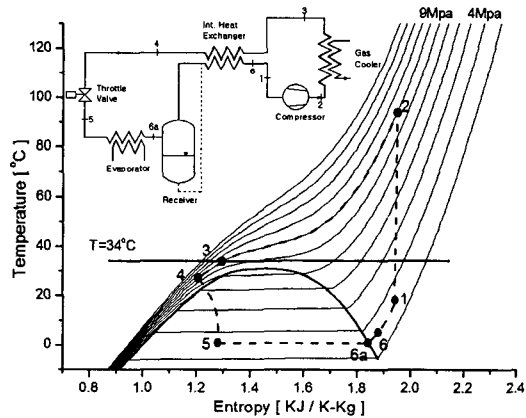


Fig. 2 T-s diagram.

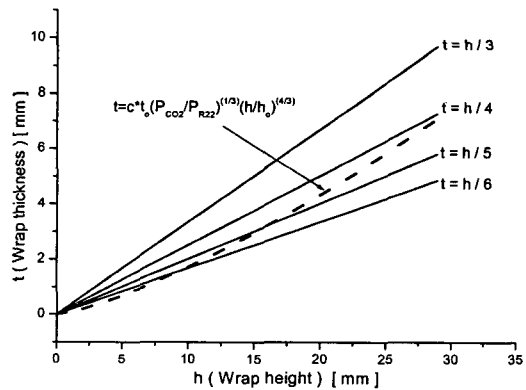


Fig. 3 Wrap thickness vs. height.

구한다. 즉, CO<sub>2</sub> 적용시 토출압과 흡입압의 차이 ( $\Delta P_{CO_2}$ )인 7MPa로 인한 변형이 R22의 압력차 ( $\Delta P_{R22}$ )인 1.5MPa로 인한 변형과 같은 비율이 되도록 한다. 여기서는 안전율을 고려하여 가중치를 두었으며,  $t$ 와  $h$ 는 랩의 두께와 높이이고  $t_0$ 와  $h_0$ 는 R22 압축기 모델의 두께와 높이이다. Fig. 3은 본 연구에 사용되는 랩 높이와 랩 두께와의 관계에서 가중치를  $c=1.3$ 으로 한 경우이다.

### 3. 성능해석 컴퓨터 프로그램

위와 같은 변수들의 조합 가운데 최적의 성능을 주는 조합을 찾기 위해 성능해석 컴퓨터 프로그램을 이용하였다.<sup>(5)</sup>

Fig. 4는 성능해석을 위한 계산 흐름도를 보여준다. 랩 두께와 높이에 따라 구해진 기초원반경, 선회 반경, 랩 끝각을 바탕으로 압축실 내의 체적을 크랭크각에 따라 구한 후 식(6)과 같이

크랭크각에 따른 압력을 구한다. 압축실 내의 가스압축을 폴리트로픽 과정으로 보고 계산한다. 폴리트로픽 지수인  $n$ 은 온도에 대한 함수로써 온도 변화에 상응하는 값을 대입하였다. 여기서는 CO<sub>2</sub>의 물성치 데이터로부터 폴리트로픽 지수  $n$ 을 온도에 대한 함수로 구하였다.

$$P(\theta) = P_s \left\{ \frac{\rho(\theta)}{\rho_s} \right\}^n = P_s \left\{ \frac{M(\theta)}{\rho_s V(\theta)} \right\}^n \quad (6)$$

$$\frac{dM(\theta)}{dt} = \sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} \quad (7)$$

$$\dot{m} = C_v A_v p_1 \sqrt{\frac{2n}{(n-1)RT_1}} \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/n} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(n+1)/n}} \quad (8)$$

이때 각 압축실 간의 반경방향 및 축방향 누설을 식(7) 및 식(8)과 같이 고려하고 압축실과 배압실 간의 가스유동을 고려한다. 유량계수  $C_v$ 는 누설경로의 세장비와 압력비의 함수로 주어진다.<sup>(5)</sup> 이렇게 구한 압력선도로부터 과압축손실, 누설손실 등의 각종 가스압축과 관련된 손실을 구한다. 다음은 식(9)와 식(10)은 압축기에서의 지시동력과 단열압축동력을 나타낸다.

$$\dot{W}_{indi} = \frac{N}{60} \int p(\theta) dV \quad (9)$$

$$\dot{W}_{ad} = \dot{m}_a \frac{n}{n-1} \frac{P_s}{\rho_s} \left[ \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{n/(n-1)} - 1 \right] \quad (10)$$

지시동력  $\dot{W}_{indi}$ 는 시뮬레이션을 통해 얻은  $p-V$  선도의 면적을 초당 회전수로 곱한 값이다. 여기서  $\dot{m}_a$ 는 질량유량,  $P_s$ 는 흡입압,  $P_d$ 는 토출압,  $\rho_s$ 는 흡입밀도, 그리고  $n$ 은 폴리트로픽 지수이다. 가스압축손실은 식(11)을 통하여 구할 수 있다.

$$L_{gas\ comp} = \dot{W}_{indi} - \dot{W}_{ad} \quad (11)$$

계산된 가스압력으로 선회부재에 작용하는 가스력을 구하며, 이를 활용하여 각 운동부재, 즉 선회 스크롤, 슬라이더 부시, 올담링, 크랭크축에 대한 운동을 해석하고 각종 베어링 반력 등을 계

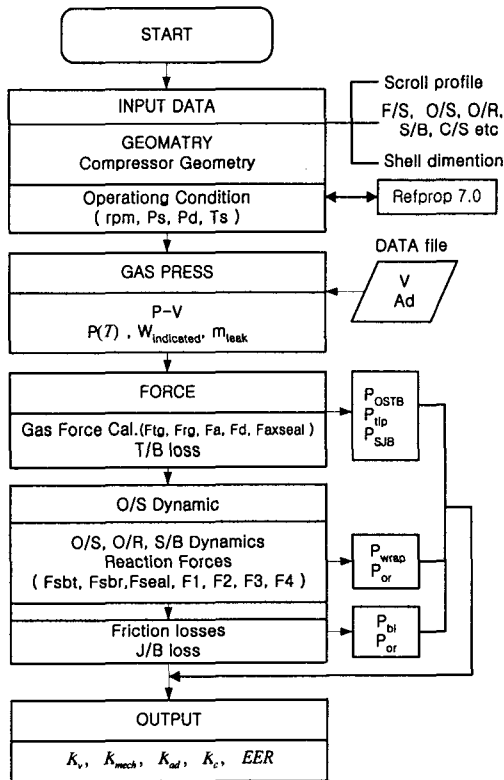


Fig. 4 Flow chart of compressor performance calculation.

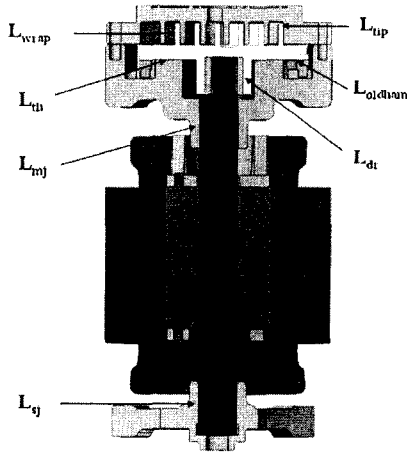


Fig. 5 Location for friction losses.

산하여 이 반력들로부터 각 부위의 기계적 마찰 손실을 구한다. 식(12)은 기계적 마찰손실로서 각각 순서에 따라 랩측면, 드라이브베어링, 메인저널베어링, 서브저널베어링, 스러스트베어링, 올담링, 그리고 랩팁에서의 마찰손실로 구성된다. Fig. 5에는 마찰손실이 일어나는 각 부분을 나타내었으며, 각각의 손실을 구하는 식은 식(13)에서 식(18)까지 나타내었다.

$$L_{mech} = L_{wrap} + L_{dr} + L_{mj} + L_{sj} + L_{th} + L_{oldham} + L_{tip} \quad (12)$$

$$L_{wrap} = \mu_{wrap} F_{rs} r_s \omega \quad (13)$$

$$L_{dr} = \mu_{dr} F_{dr} r_{hub} \omega \quad (14)$$

$$L_{mj} = \mu_{mj} F_{mj} r_{mj} \omega \quad (15)$$

$$L_{sj} = \mu_{sj} F_{sj} r_{sj} \omega \quad (16)$$

$$L_{th} = \mu_{th} F_{th} r_s \omega \quad (17)$$

$$L_{tip} = \mu_{tip} F_{as} r_s \omega \quad (18)$$

$$L_{shaft} = \dot{W}_{indi} + L_{mech} \quad (19)$$

$$\dot{W}_c = L_{shaft} + L_{motor} \quad (20)$$

이럴 때 축동력( $L_{shaft}$ ) 및 압축기 소요동력( $\dot{W}_c$ )는 각각 식(19), (20)과 같다. 그리고 각종 손실로부터 압축기의 단열압축효율( $\eta_{ad}$ ), 기계적 효율( $\eta_{mech}$ ), 압축기 효율( $\eta_{comp}$ ), 그리고 성능계

수( $EER$ )를 각각 식(21), (22), (23), 그리고 (24)와 같이 구한다.

$$\eta_{ad} = \frac{\dot{W}_{ad}}{\dot{W}_{indi}} \quad (21)$$

$$\eta_{mech} = \frac{\dot{W}_{indi}}{L_{shaft}} \quad (22)$$

$$\eta_{comp} = \frac{\dot{W}_{ad}}{\dot{W}_c} = \eta_{ad} \eta_{mech} \eta_{motor} \quad (23)$$

$$EER = \frac{Q_{cooling}}{\dot{W}_c} = \eta_v \cdot \eta_{comp} \quad (24)$$

선회 스크롤과 고정 스크롤 간의 간극은 축방향과 반경방향 모두 15  $\mu\text{m}$ 로 설정하였으며, 각 부재 간의 마찰계수는 경계윤활 조건을 가정하여 0.013으로 하였고,<sup>(4)</sup> 선회 스크롤의 경판 후면을 지지하는 스러스트면에서는 일반적인 부재 간의 마찰보다 더 가혹 조건이 예상되므로 0.05의 값을 취하였다. 스러스트면의 마찰계수는 정확하게 예측하기 어려워 추가적인 연구를 필요로 한다.

#### 4. 계산결과 및 토의

Table 4는 본 연구에서 선정된 독립변수의 값들과 이에 따라 각 관계식으로부터 구한 각 형상인자들의 값들을 보여준다. 랩 두께는 3.2 mm, 4 mm, 5 mm 및 6 mm로 변화시켰고, 선회반경은 랩 두께에 따라 1.26~3.19 mm로 어느 정도 범위가 제한된다.

Fig. 6은 선회반경에 따른 토출 포트의 지름을 나타내었다. 랩 두께가 두꺼워질수록 그리고 선회반경이 감소할수록 토출포트의 지름은 커진다. 랩 두께가 고정된 상태에서는 선회반경이 감소할수록 토출 포트의 지름이 커지는데, 그 이유는 토출 개시각이 이에 따라서 커지기 때문이다. 또한 랩 두께가 증가는 기초원 반경의 증가에 따르는데 이 역시 토출 포트의 지름을 증가시키는 요인이 된다.

Fig. 7은 선회반경에 따른 선회 스크롤의 무게를 나타내었다. 선회 스크롤의 무게 또한 랩 두께가 두꺼워질수록 그리고 선회반경이 감소할수록 증가한다.

Table 4 Wrap configuration factors

$t$ [mm]	$r_s$ [mm]	$h$ [mm]	$a$ [mm]	$\alpha$ [°]	$\Phi_e$ [°]	$\Phi_d$ [°]	$D_{port}$ [mm]	$Re$ [mm]
3.2	2.61	16	1.849	49.6	1139.6	333.0	14.2	38.4
	<b>2.9</b>	<b>16</b>	<b>1.942</b>	<b>47.2</b>	<b>1015.4</b>	<b>272.6</b>	<b>11.4</b>	<b>36.1</b>
	3.19	16	2.034	45.1	916.9	224.7	9.4	34.2
4	2.16	18.9	1.961	58.4	1109.0	318.1	14.8	40.0
	2.4	18.9	2.037	56.3	996.8	263.5	12.0	37.5
	2.64	18.9	2.114	54.2	906.8	219.7	9.4	35.5
	2.75	18.9	2.148	53.3	871.4	202.5	8.4	34.7
5	1.71	22.4	2.136	67.1	1090.9	309.3	16.0	43.2
	1.9	22.4	2.196	65.2	988.5	259.5	13.0	40.5
	2.09	22.4	2.257	63.5	905.7	219.2	11.0	38.2
	2.25	22.4	2.308	62.0	847.4	190.8	8.8	36.7
6	1.26	25.7	2.311	74.4	1167.5	346.5	19.4	50.1
	1.4	25.7	2.355	73.0	1062.5	295.4	16.8	46.7
	1.54	25.7	2.400	71.6	977.0	253.9	13.2	44.0
	1.75	25.7	2.467	69.6	875.3	204.4	10.0	40.8

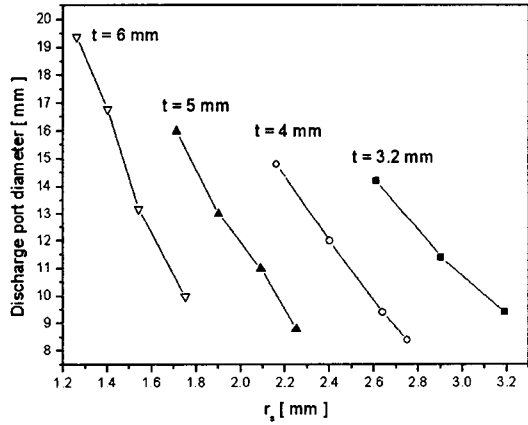


Fig. 6 Discharge port diameter vs  $r_s$ .

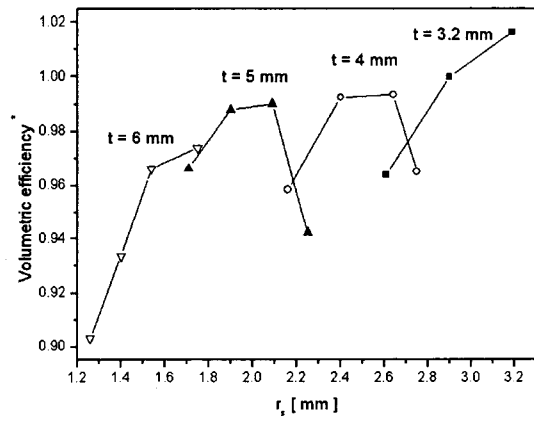


Fig. 8 Volumetric efficiency vs.  $r_s$ .

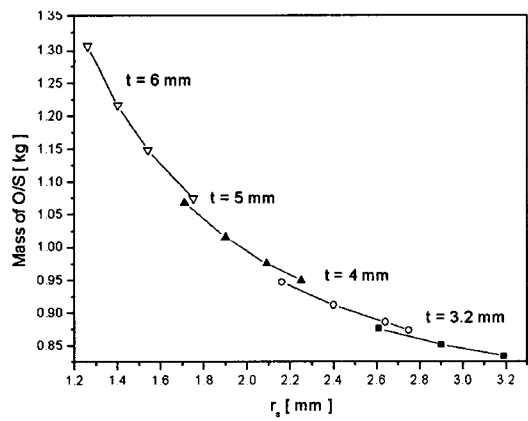


Fig. 7 Mass of O/S vs  $r_s$ .

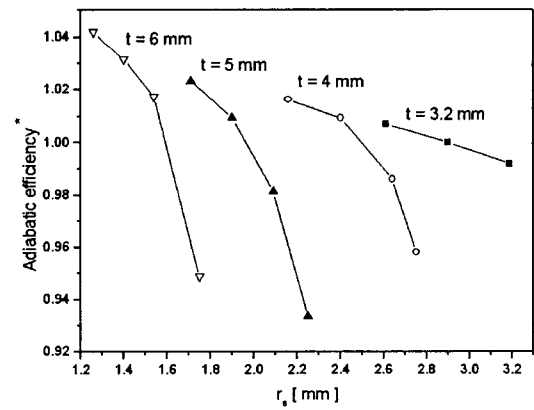


Fig. 9 Adiabatic efficiency vs.  $r_s$ .

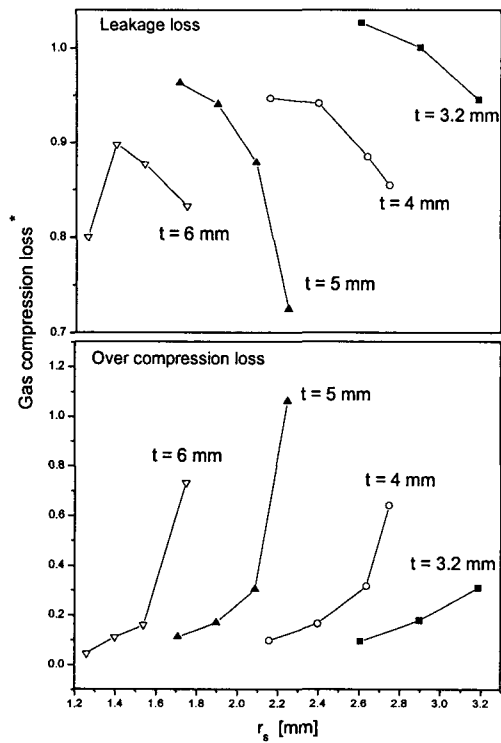


Fig. 10 Gas compression loss vs.  $r_s$ .

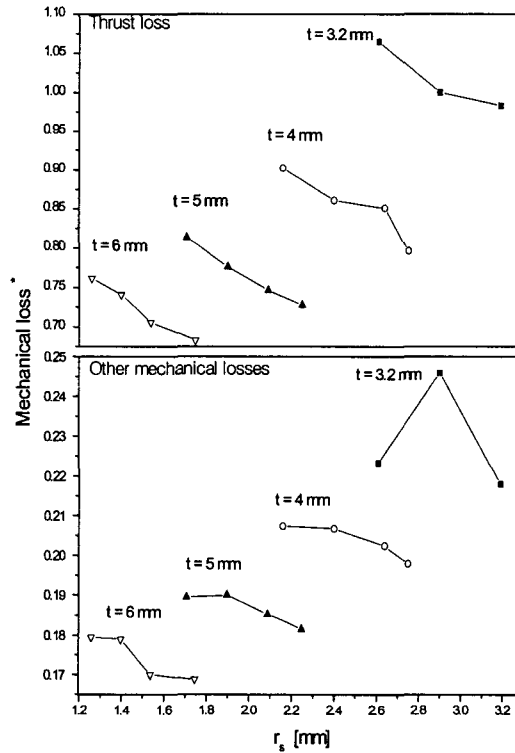


Fig. 12 Mechanical loss vs.  $r_s$ .

Table 2와 같은 운전 조건에서 압축기의 성능을 해석하였다. 계산결과인 Fig. 8, 9, 10, 11, 12, 13 및 14에서 모든 y-축의 값들은 기준점( $t=3.2$  mm,  $r_s=2.9$  mm)에서의 값에 대해 각각 무차원화한 값들이다.

Fig. 8은 랩 두께와 선회반경의 변화에 따른 체

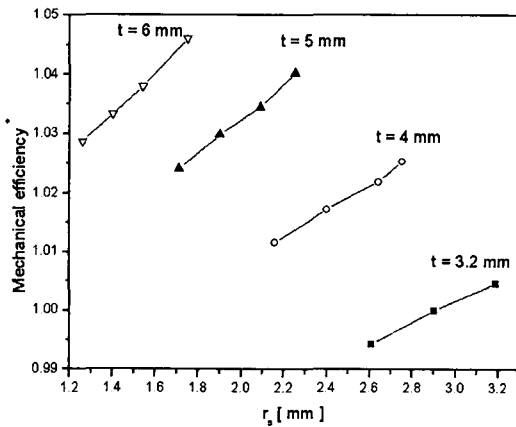


Fig. 11 Mechanical efficiency vs.  $r_s$ .

적효율의 변화를 보여준다. 체적효율은 선회반경이 증가함에 따라, 또한 랩 두께가 작을수록 높아진다.

Fig. 9는 선회반경에 따른 단일압축효율의 변화를 보여준다. 단일압축효율은 선회반경이 증가함에 따라 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이것은 Fig. 10에서 보듯이 선회반경이 클수록 누설 손실 및 과압축 손실이 완만하게나마 증가하기 때문이다.

Fig. 10은 단일압축일에서 가스압축 손실의 비율을 나타내었다. 가스압축 손실에서 누설 손실이 대부분을 차지하는 것으로 나타났다.

Fig. 11은 랩 두께 및 선회반경의 변화에 대한 기계적 효율을 보여준다. 기계적 효율은 선회반경이 작을수록 높게 나타나는데, 주어진 해석범위에서는 랩 두께 6 mm 및 선회반경  $r_s=1.54$  mm에서 1.0398로 가장 높게 나타났다. 기계적 손실의 대부분은 식(13)~(18)에서 알 수 있듯이 선회반경에 비례하여 증가한다. Fig. 11에는 기계적 손실을 스러스트 손실과 나머지 축 베어링 손실 등의 2가지로 구분하여 나타내었다. 스러스트면

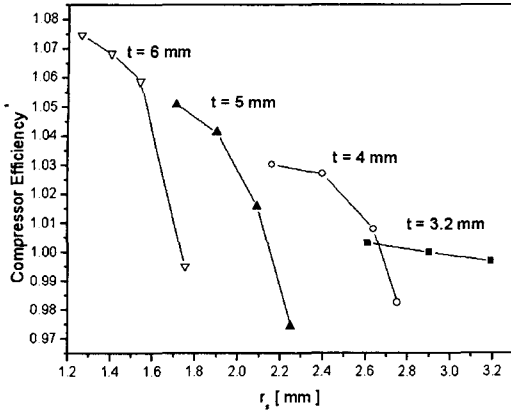


Fig. 13 Compressor efficiency vs.  $r_s$ .

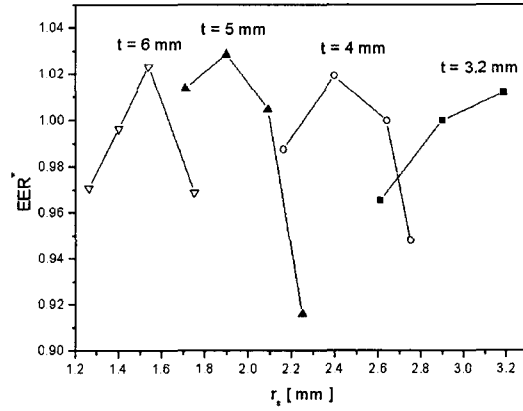


Fig. 14  $EER$  vs.  $r_s$ .

에서의 손실을 제외한 나머지 기계적 손실은 선회반경 및 랩 두께의 변화에 대해 작은 변화를 보일 뿐이며, 선회반경의 증가에 대한 기계적 손실의 증가는 대부분 스러스트면에서의 손실증가에 기인한다. 모든 기계적 마찰손실은 선회반경에 비례하지만 랩간 마찰손실과 베어링 마찰손실 등은 스러스트 마찰손실에 비해 상대적으로 작아서 그 변화효과가 작게 나타난 것이다.

Fig. 13에는 선회반경에 대한 압축기 전 효율을 나타내었다. 압축기 효율은 단열 압축효율, 기계 효율, 모터효율의 곱으로 나타낼 수 있는데, 선회반경이 커질수록 단열압축효율과 기계효율이 작아지기 때문에 압축기 전 효율 또한 작아진다.

Fig. 14는 랩 두께 및 선회반경에 대한 성능계수  $EER$ 을 나타내었다. 성능계수는 체적효율과 압축기 전 효율과의 곱에 비례하며 최고의 효율은 랩 두께 5 mm 및 선회반경 1.9 mm에서 얻어진다.

5. 결 론

CO<sub>2</sub>를 냉매로 사용하는 스크롤 압축기에 대한 성능해석 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 최적설계를 수행함에 있어서,

(1) 설계변수인자 연구에서 동일한 행정체적을 갖도록 하는 것을 유일한 구속조건으로 하고, 독립설계변수로는 랩 두께와 선회반경 등의 2인자를 선정하였다.

(2) 설계변수 연구를 통해 최고의 효율을 제공하는 최적의 랩 두께와 선회반경을 찾을 수 있었다.

(3) 고정부재 후면에 배압실이 설치되어 있는 본 CO<sub>2</sub> 스크롤 압축기와 같은 경우 스러스트면에서의 마찰이 매우 크므로 스러스트면 마찰손실계수가 최적설계변수 선정에 많은 영향을 미친다.

참고문헌

1. Hasegawa, H., Ikoma, M., Nishiwaki, F., Shintaku, H. and Yakumaru, Y., 2000, Experimental and theoretical study of hermetic CO<sub>2</sub> scroll compressor, Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, pp.347-353.
2. Saikawa, M., Hashimoto, K., Kobayakawa, T., Kusakari, K., Ito, M. and Sakakibara, H., 2000, Development of prototype of CO<sub>2</sub> heat pump water heater for residential use, Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, pp.51-57.
3. Hagita, T., Kobayashi, H., Takeuti, M., Itiyanagi, T., Horaguti, N. and Ukai, T., 2000, The development of CO<sub>2</sub> scroll compressor for automotive air-conditioning systems, Proceedings of International Symposium on HCFC Alternative Refrigerants and Environmental Technology 2000, Kobe, Japan, pp.48-51.
4. Noriaki, I., Shuichi, Y., Kiyoshi, S., Kiyoshi, S., Akira, H., Tatsuya, N. and Hiroyuki, K.,



2002, Efficiency Simulation of a Compact CO<sub>2</sub> Scroll Compressor and Its Comparison with Same Cooling Capacity R410A Scroll Compressor, C22-2.

5. Kim, H. J., 2003, Development of Fundamental Technologies for CO<sub>2</sub> Compressor Design, University of Incheon Report.