

## 스윙펌프를 내장한 가변속 스크롤 압축기의 오일공급시스템에 관한 CFD 시뮬레이션

조 홍 현, 김 용 찬<sup>\*†</sup>, 유 병 길<sup>\*\*</sup>

고려대학교 기계공학과 대학원, <sup>\*</sup>고려대학교 기계공학과, <sup>\*\*</sup>LG전자(주)

### CFD Simulation on the Oil Pumping System of a Variable Speed Scroll Compressor with a Swing Pump

Honghyun Cho, Yongchan Kim<sup>\*†</sup>, Byoung Kil Yoo<sup>\*\*</sup>

Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

<sup>\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

<sup>\*\*</sup>Research Engineer of Digital Appliance Research Lab., LG Electronics Inc., Seoul 153-802, Korea

(Received October 9, 2002; revision received November 28, 2002)

**ABSTRACT:** An analytical study was carried out to investigate the performance of an oil pumping system of a variable speed compressor using a commercial CFD program. The simulations for the oil supplying system with the oil and air mixture were performed by varying compressor speed from 40 Hz to 90 Hz. Comparing the predicted with the measured data on the modified scroll compressor validated the simulation model. The predicted results were consistent with the test data with a maximum deviation of 12.8%. The oil flow rate significantly increased with a rise of compressor speed due to a higher oil flow rate from the swing pump and a greater centrifugal force on oil gallery.

**Key words:** Oil pumping system(오일공급시스템), Variable speed(가변속), Oil gallery(오일통로), Swing pump(스윙펌프), CFD(Computational Fluid Dynamics)

#### 기 호 설 명

$b_v$  : 스윙펌프 베인 폭 [m]

$F$  : 체적력(body force) [N]

$H$  : 스윙펌프의 실린더 높이 [m]

$l$  : 베인의 길이 [m]

$P$  : 압력 [pa]

$R_1$  : 스윙펌프의 피스톤 반경 [m]

$R_2$  : 스윙펌프의 실린더 반경 [m]

$r_e$  : 스윙펌프 피스톤의 편심량 [m]

$T$  : 온도 [°C]

$u$  : 속도벡터

$V$  : 체적 [m<sup>3</sup>]

$x$  : 위치벡터

$\alpha_q$  : 다상유동에서  $q$  번째 상(相)의 부피비

#### 그리스 문자

$\mu$  : 점성계수 [kg/m · s]

$\theta$  : 회전각(orbiting angle) [rad]

$\omega$  : 회전수 [rad/s]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3366; fax: +82-2-921-5439

E-mail address: yongckim@korea.ac.kr

## 하첨자

- $i, j$  : 벡터 텐서(tensor)  
 $oil$  : 오일  
 $q$  : 다상유동에서  $q$ 번째 상(相)

## 1. 서 론

최근 오존층 파괴 및 지구온난화 문제로 인하여 냉동시스템에 CFC 계열 냉매의 사용이 규제되고 있으며, 기존의 냉매는 HFC 계열의 냉매 또는 자연냉매로 점차 대체되고 있다. 따라서 새로운 냉매에 대한 냉동 및 공조기기 부품들의 성능이나 특성을 재평가하고 있으며, 일부 부품들에서는 재설계가 필요하게 되었다. 이러한 현실은 냉동기의 핵심부품인 압축기에도 적용되고 있으며, 압축기의 크기나 운전특성에 따라 압축기 내의 각 윤활부위에 적당량의 오일을 공급할 수 있는 오일공급시스템의 재설계 역시 고려되어야 한다.

스크롤 압축기에서 주요한 윤활부위로는 선회 스크롤 저널 베어링(orbiting scroll journal bearing), 주 저널 베어링(main journal bearing), 주 스러스트 베어링(main thrust bearing), 보조 저널 베어링(lower journal bearing)으로 나눌 수 있다.<sup>(1)</sup> 저압식 스크롤 압축기의 경우, 윤활부위에 필요한 오일공급은 크랭크축 하단에 설치된 스윙펌프(swing pump)를 이용하며, 이에 의하여 펌핑된 오일은 크랭크축 안에 가공된 오일통로(oil gallery)를 따라 이송되면서 크랭크축의 회전력을 받아 각 윤활부로 수송된다. 스윙펌프와 오일통로는 스크롤 압축기 오일공급시스템에서 가장 기본적인 요소이다. 따라서 압축기 내부에서 이루어지는 오일순환과정을 해석하기 위해서는 오일통로를 통해 각 부위로 공급되는 오일의 유량을 정확하게 알아야 할 필요가 있다.

냉동기유의 공급량은 윤활 및 냉각기능에 의해 결정되는데,<sup>(2)</sup> 높은 운전속도에서 윤활부위로 오일이 과다공급되면 압축기에 흡입된 냉매와의 용해량이 많아져 냉동시스템에 악영향을 미치고 압축실이나 윤활부위에 마찰손실을 증가시킨다. 따라서 가변속 스크롤 압축기의 경우 다양한 운전속도에 대하여 능동적으로 대처할 수 있는 오일공급시스템의 설계인자에 대한 연구가 필요하다.

스크롤 압축기 내의 오일유동에 관한 연구는

국내외에서 많이 진행되고 있다. Kim et al.<sup>(3)</sup>은 저압식 입형 스크롤 압축기에서 오일유량에 대한 경계조건식을 베르누이(Bernoulli) 방정식을 기초로 하여 작성하고 수치해석적 연구를 수행하였다. 이들은 스윙펌프만 장착된 스크롤 압축기의 경우 고속과 저속 운전시 공급되는 오일유량이 큰 차이를 가진다는 것을 해석적으로 보여주었다. 또한 급유시스템에 바이패스라인을 설치하면 속도에 상관없이 오일유량을 일정하게 공급할 수 있는 가능성을 제시하였다. Jung et al.<sup>(4)</sup>은 냉매와 오일의 용해도를 고려한 스크롤 압축기의 성능해석에 관한 연구를 실시하였다. 이들은 실험적 연구를 통하여 오일의 농도가 증가할수록 밀봉효과 및 냉각효과가 상승되고, 이에 의해 압축기의 성능이 향상된다는 결론을 얻었다. 그러나 동력학적인 측면까지 고려했을 때, 과도한 양의 오일이 공급된다면 오일의 점성에 의한 마찰손실이 증가하여 압축기의 총효율이 떨어질 수 있음을 언급하였다.

Drost et al.<sup>(5)</sup>은 고압식 입형 스크롤 압축기에서 크랭크축 내부의 오일통로와 몇 개의 저널 베어링에 가공되어 있는 그루브(groove)를 포함한 구조에서 오일유량을 해석하는 연구를 수행하였다. 운전속도를 50, 60 및 70 Hz로 변화시키면서 실험적 연구를 병행하여 그들이 유도한 오일유량 해석식이 큰 무리없이 적용될 수 있음을 보였다. Bernardi<sup>(6)</sup>은 고압식 입형 스크롤 압축기에서 크랭크축 내부의 오일통로를 CFD(computational fluid dynamics) 시뮬레이션하여 오일유량을 예측하는 연구를 수행하였다. 오일통로 내에서의 유동은 오일과 기체의 이상유동(two-phase flow)으로 해석하였으며, 고압식 스크롤 압축기의 특성상 오일통로에서의 입구경계조건 및 출구경계조건은 모두 압력조건으로 설정하였다. 또한 압축기의 정격운전속도인 60 Hz에 대한 시뮬레이션 결과는 실험을 통하여 검증하였다.

기존에 발표된 연구들이 복잡한 수식을 사용하여 오일통로를 해석하였을 뿐만 아니라 이상유동상태를 단상으로 가정하여 오일유량 및 유동특성을 해석하였다. 또한, 기존의 CFD 시뮬레이션을 이용한 오일유량 해석은 고압식 스크롤 압축기에 제한되어 있으며, 압축기의 속도도 일정한 주파수에 국한되어 수행되었다. 따라서, 본 연구에서는 상용 CFD 해석 프로그램을 이용하여 스윙펌

프를 사용하고 있는 저압식 입형 스크롤 압축기의 오일통로를 통한 오일과 공기혼합물의 유동을 모델링하였으며, 이를 통하여 운전속도의 변화에 따른 오일유량과 유동특성에 대한 고찰을 실시하였다. 이러한 방법으로 얻어진 정상상태 운전조건에서의 시뮬레이션 오일유량은 같은 구조와 크기를 가진 압축기에 대한 유량실험을 통하여 모델의 신뢰성을 검증하였다.

## 2. 오일공급부 모델링 및 검증실험장치

### 2.1 오일공급장치

Fig. 1은 스크롤 압축기에서 오일공급장치의 개략도를 나타내고 있다. 크랭크축 하단에는 롤링 피스톤(rolling piston) 형식의 용적형 오일펌프인 스윙펌프가 설치되어 있고, 압축기 하부에 채워져 있는 오일은 주유구 ①을 통해서 스윙펌프로 들어가게 된다. 스윙펌프에 의하여 펌핑된 오일은 통로 ②를 통하여 크랭크축 안의 오일통로로 공급된다. 오일통로의 형태는 ④위치까지 수직관

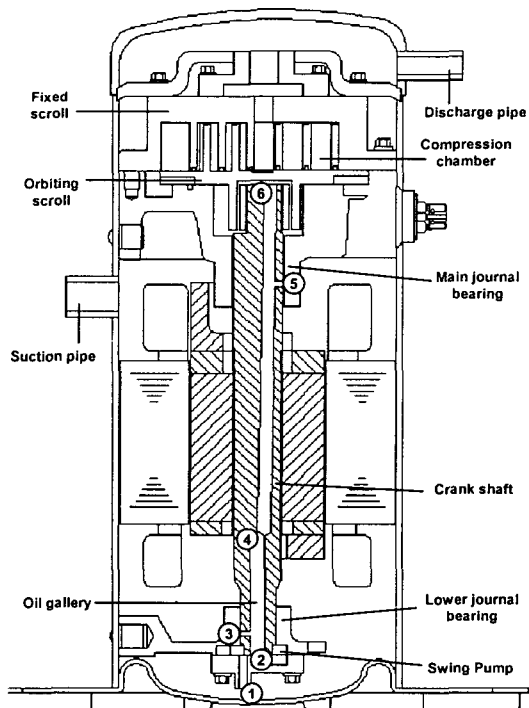


Fig. 1 Schematic of the compressor with lubricating oil supply system.

으로 되어 있고, ④위치의 연결부 이후로는 통로의 직경이 줄어들면서 ⑥위치에 도달할 때까지 크랭크축 중심에 대한 편심량이 증가하는 구조로 되어 있다. 이는 압축기의 상부까지 오일을 공급하는데 스윙펌프만으로 충분한 양정(head)을 확보하지 못하므로, 오일통로를 크랭크축에 편심되게 설계하여 축의 회전에 의한 원심력을 이용함으로써 오일을 스크롤이 위치한 상부까지 공급할 수 있도록 하기 위한 것이다.

오일통로 ②로 유입된 오일은 ③을 통하여 보조 저널 베어링에 공급되어, 베어링의 윤활작용에 사용된다. 그리고 나머지 오일은 오일통로를 따라 상부로 공급되어 ⑤위치에서 주 저널 베어링에 공급된다. ③과 ⑤에 공급되고 남은 오일은 ⑥을 통하여 스크롤 상단으로 토출되는데, 이 오일은 선회 스크롤 저널 베어링과 스러스트 베어링의 윤활 및 냉각을 위하여 사용된다. 또한 오일의 일부는 압축실로 유입되어 압축실 내에서 점선방향 가스누설을 방지하는 유막을 형성하게 된다. 스크롤에서 적당량의 오일은 압축기의 체적효율을 증가시켜 성능을 향상시키게 된다. 압축기 상부를 모두 지난 오일은 다시 압축기 아래로 흘러나와 반복적인 오일순환과정을 겪게 된다. 본 연구에서는 크랭크축 내부에 가공된 오일통로를 해석대상으로 하고 있으므로 모델링에서는 오일통로 ②를 입구로 하고 ③, ⑤ 및 ⑥을 출구로 하는 영역을 해석의 경계로 설정하였으며, 설정된 영역에 경계조건을 적용하여 시뮬레이션을 수행하였다.

### 2.2 스윙펌프 송출량 해석

CFD 해석을 위한 경계조건인, 통로 ②의 입구

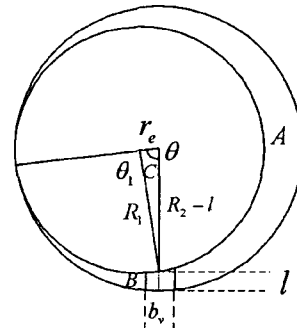


Fig. 2 Geometry of cylinder and piston for the swing pump.

상태를 계산하기 위하여 스윙펌프의 송출량에 대한 해석이 필요하다. 스윙펌프의 송출량 해석은 Fig. 2에 나타난 스윙펌프의 기하학적 구조<sup>(3)</sup>로부터 계산하였다. 크랭크축 회전각( $\theta$ )에 대한 스윙펌프 내의 압축실의 부피( $V$ )는 면적( $A$ )에 스윙펌프의 실린더 높이( $H$ )를 곱하여 구한다.

$$V(\theta) = H[\pi(R_2^2 - R_1^2) - 0.5\{R_2^2\theta - R_1^2\theta_1 - (R_2 - l)r_e \sin\theta + b_v l\}] \quad (1)$$

회전각  $\theta$ 에 따라 변화하는 베인의 길이( $l$ )는 식(2)와 같이 표현되고, 스윙펌프가 송출하는 유량( $Q$ )은 회전각속도를 사용하여 나타내면 식(3)과 같이 표현된다.

$$l = R_2 - r_e \cos\theta - \sqrt{R_1^2 - r_e^2 \sin^2\theta} \quad (2)$$

$$Q = -\frac{dV}{dt} = -\frac{d\theta}{dt} \frac{dV}{d\theta} = -w \frac{dV}{d\theta} \quad (3)$$

식(1)로부터 회전각에 대한 부피변화를  $\theta_1$  및  $l$ 의 변화는 각각 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{dV}{d\theta} = -\frac{1}{2} H \left\{ R_2^2 - R_1^2 \frac{d\theta_1}{d\theta} + \frac{dl}{d\theta} r_e \sin\theta - (R_2 - l)r_e \cos\theta + b_v \frac{dl}{d\theta} \right\} \quad (4)$$

$$\frac{d\theta_1}{d\theta} = 1 + \frac{r_e \cos\theta}{\sqrt{R_1^2 - r_e^2 \sin^2\theta}} \quad (5)$$

$$\frac{dl}{d\theta} = r_e \sin\theta + \frac{r_e^2 \sin\theta \cos\theta}{\sqrt{R_1^2 - r_e^2 \sin^2\theta}} \quad (6)$$

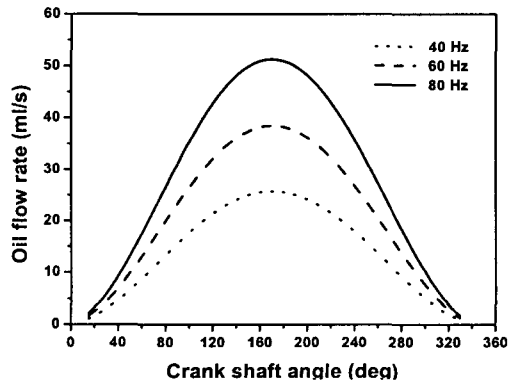


Fig. 3 Oil flow rate from the swing pump.

식(4)~(6)의 결과를 식(3)에 대입하면 스윙펌프의 송출유량을 계산할 수 있다. Fig. 3은 이상의 식들을 사용하여 구한 오일유량을 나타내고 있다. 이를 이용하여 오일통로 입구 ②에서의 오일의 속도를 계산하였다.

### 2.3 CFD 모델링

오일통로를 통과하는 오일의 유동형상과 유량을 해석하기 위하여 다음과 같은 가정을 하였다. 오일의 흐름은 비압축성·층류유동으로 가정하였으며, 과도상태에서 자유표면의 변화는 압축기가 회전하기 시작하는 시점부터 시뮬레이션하였다. 또한 오일통로 내에서 오일과 기체 간에 열전달을 무시하였으며, 오일의 상변화는 고려하지 않았다. 그리고, 오일통로 벽면과 내부 유동간의 열전달 효과는 없으며, 점성과 밀도는 운전 중에 일정하다고 가정하였다.<sup>(6)</sup>

상용 CFD 프로그램을 이용하여 오일통로의 치수를 측정하고 컴퓨터를 통한 3차원 CAD (computer aided design) 모델을 만들었다. 다음으로 격자생성 프로그램에서 측정 데이터를 이용하여 CFD 해석을 위한 격자계를 형성시켰다. 이러한 방법으로 생성된 격자의 모양을 Fig. 4에 나타내었다.

오일통로 하단에서부터 상단으로 공기와 오일의 이상상태(two-phase) 혼합물이 공급되는 현상을 해석하기 위하여 VOF(volume of fluid) 방법을 사용하였다. 여기서 오일은 액체상태, 공기는 기체상태로 가정하고 이상상태의 이상유동현상을 해석하였다. VOF 방법에서 적용된 연속방정식과

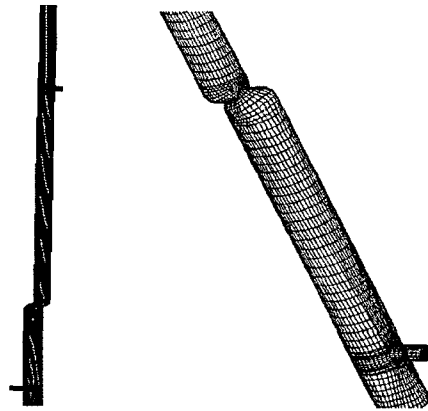


Fig. 4 Grid systems of the oil gallery.

운동량방정식은 각각 다음과 같이 표현된다.<sup>(7)</sup>

$$\frac{\partial \alpha_q}{\partial t} + u_i \frac{\partial \alpha_q}{\partial x_i} = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial \rho u_j}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_i} = - \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial \mu}{\partial x_i} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \rho g_j + F_j \quad (8)$$

수치해석은 크랭크축의 회전을 고려하여 회전 격자계(moving mesh)법을 적용하였다. 오일통로 입구의 경계조건은 스윙펌프의 송출량 해석으로부터 얻은 펌프출구 속도값으로 설정하였다. Fig. 1의 ③, ⑤ 및 ⑥의 출구조건은 출구 압력값을 계산하여 경계조건으로 사용하였다.<sup>(3,5)</sup> 수치해석에서 연속방정식과 운동량방정식의 해는 비정상상태 해석에서 수렴성이 좋은 PISO(pressure-implicit with splitting of operators)법을 사용하여 풀었으며, 압력보간법은 중력을 고려한 이상유동 해석에 사용되는 가중체력법(body-force weighted) 방법을 적용하였다.

CFD 시뮬레이션은 FLUENT V5.3<sup>(7)</sup>을 이용하였고, 압축기의 운전조건은 오일온도 40℃, 운전속도 40, 60, 80 및 90 Hz로 변화시키면서 해석을 수행하였다.

### 2.4 실험장치 및 방법

오일통로를 흐르는 오일유량에 대한 수치해석 결과를 검증하기 위해서 Fig. 1의 출구 ③, ⑤ 및

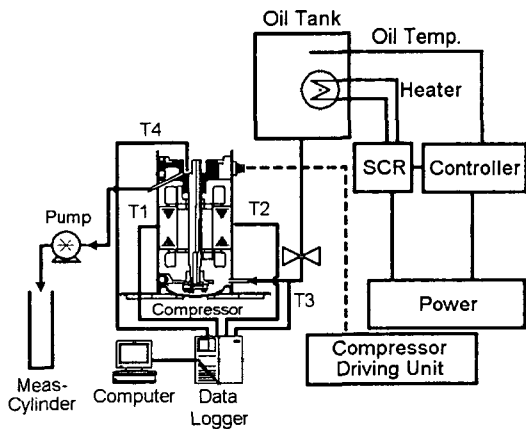


Fig. 5 Schematic of the experimental setup.

Table 1 Test conditions of the method

Operating conditions	Oil pipe diameter (mm)	Comp. speed (Hz)	Oil temp. (°C)
Atmospheric pressure at 25°C	8	40	40
			50
			60
		60	40
			50
			60
		80	40
			50
			60
		90	40
			50
			60

⑥에 대한 오일유량을 모두 측정하여야 한다. 그러나 출구 ③ 및 ⑤에 대한 유량측정을 위해서는 저널 베어링에 유량측정용 구멍을 뚫어야 하므로 정상적인 압축기 운전에 영향을 미치게 된다. 따라서 본 연구에서는 스크롤 압축기의 선회 스크롤 및 고정 스크롤 부재를 분리하여 크랭크축 상단을 노출시킨 후, 출구 ⑥에서 분출되는 오일의 유량만을 측정하였다.

Fig. 5는 스크롤 압축기에서 오일공급시스템의 성능을 측정하기 위해 개조된 실험장치의 개략도도를 보여주고 있다. 압축기 하단에는 오일공급구를 설치하였으며, 선회 스크롤 부재가 설치되는 출구 ⑥의 공간에는 토출된 오일을 측정할 수 있는 별도의 구멍을 가공하였다. 구멍을 통하여 나오는 오일은 펌프를 사용하여 추출하였으며, 오일의 양은 20초 간격으로 총 30회에 걸쳐 메스실린더를 사용하여 측정하였다. 오일탱크에서 일정한 온도로 맞추어진 오일은 압축기 하단을 통하여 압축기로 공급되고, 공급관에 설치된 밸브를 통하여 압축기 내의 오일수위를 일정하게 유지하였다. 오일유량을 측정을 위한 실험조건을 Table 1에 나타내었다. 본 연구에서는 SUNISO 3GS 오일을 사용하여 실험을 실시하였다.

### 3. CFD 해석 및 측정결과의 비교

#### 3.1 모델의 검증결과

Fig. 6은 오일유량 검증실험을 통해 얻은 결과

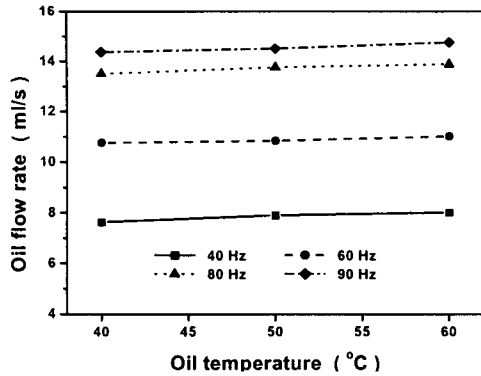


Fig. 6 Oil flow rate to scroll journal bearing along with oil temperature.

를 오일온도에 따라 나타낸 것이다. 오일온도가 증가함에 따라 오일의 점성이 감소하여 유량은 약간 증가하는 경향을 보인다. 40 Hz의 경우, 오일의 온도가 40°C에서 60°C로 증가할 때, 오일유량은 약 4.8% 정도 향상되었다. 하지만 전반적으로 오일의 온도가 오일유량에 미치는 영향은 그다지 크지는 않음을 알 수 있다. 반면에 압축기의 속도가 증가함에 따라 오일유량은 거의 선형적으로 비례하여 나타나고 있다. 따라서 압축기 운전속도가 오일유량을 결정하는 가장 중요한 요인임을 확인할 수 있다. 운전속도가 증가하면 스윙펌프에서 펌핑되는 오일량이 증가할 뿐만 아니라 오일통로에서 발생하는 원심력이 커지므로 오일의 공급이 원활하게 이루어지고 이에 오일유량의 증가가 뚜렷하게 나타난다.

Table 2는 수치해석에 의해서 계산된 크랭크축 상단에서 분출되는 오일유량을 실험에서 측정된 오일유량값과 비교하여 나타낸 것이다. 오일의 온도가 40°C이고, 압축기 운전속도가 40 Hz일 때, 크랭크축 상단으로 토출되는 오일유량의 계산값과 측정값 사이의 오차는 12.8%이고, 운전속도가 60 Hz일 때 오차는 8.5%, 운전속도가 80 Hz일 때 오차는 8.9%, 운전속도가 90 Hz일 때, 오차는 11.3%로 나타났다. 다른 연구자들<sup>(2,6)</sup>의 연구에서는 정격주파수에서 약 10~30% 정도의 큰 오차가 나타나는 것으로 보고되었다.

수치해석 결과를 다른 연구자들의 연구와 비교하여 볼 때, 60 Hz 및 80 Hz에서는 비교적 타당한 결과를 얻었지만, 저주파수 및 고주파수로 갈수록 그 오차가 증가하였다. 이러한 차이는 시뮬레이션에서 사용된 여러 가정에 의한 오차뿐만

Table 2 Comparison between the predicted with the measured oil flow rate at  $T_{oil}=40^{\circ}\text{C}$

Compressor speed (Hz)	Oil flow rate (mL/s)		Relative deviation (%)
	Simulated	Measured	
40	6.64	7.63	12.8
60	9.83	10.75	8.5
80	12.30	13.51	8.9
90	12.75	14.37	11.3

아니라 실험에서 주 저널 베어링의 축 방향으로 누설된 오일까지 포함되어 함께 측정되었기 때문이다. 이에 의하여 실험측정값이 시뮬레이션값보다 전반적으로 큰 유량을 나타내고 있음을 확인할 수 있다. 또한 저주파수에서는 전반적으로 작은 유량에 의하여 오차가 상대적으로 크게 나타나고 있으며, 고주파수에서는 스윙펌프 및 회전력에 의한 원심력을 예측하는 데 있어서 오차가 크게 발생한 것으로 판단된다.

### 3.2 CFD 해석결과

Fig. 7은 수치해석을 통해 구한 각 단면에서 오일의 자유표면형상을 나타낸 것이다. 오일통로가 수직인 구간에서는 오일이 가득 채워져 있으며, 크랭크축의 상단으로 갈수록 회전중심에 대한 편심량의 증가로 원심력이 증가되어 오일통로의 바깥쪽 방향으로 몰려 있는 것을 알 수 있다. 압축기의 주파수가 증가할수록 오일통로 상단의 유막 두께가 얇아지는 경향을 보인다. 오일통로의 편

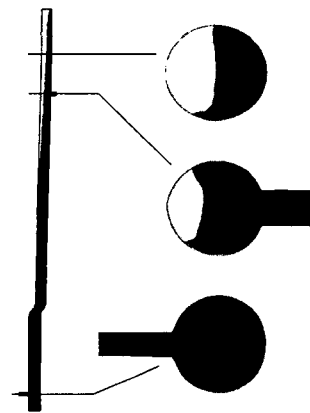


Fig. 7 Shape of oil free surface at 60 Hz.

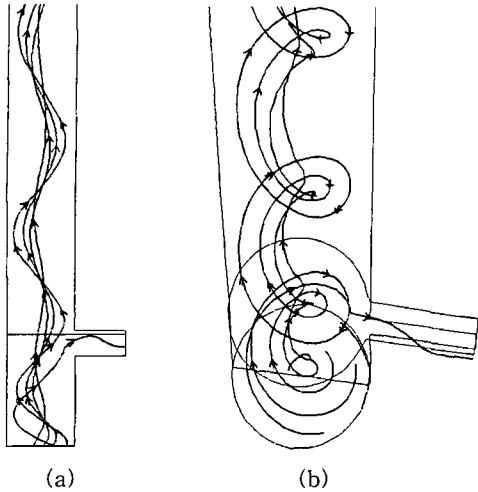


Fig. 8 Path line at the oil gallery inlet at 60 Hz.

심량은 작지만 크랭크축의 회전속도가 빠르기 때문에 원심력이 크게 증가되어 오일이 압축기 상단으로 원활히 공급되고 있음을 알 수 있다. 가변속 압축기의 경우, 주파수에 따라 원심력이 다르므로 오일의 양을 최적으로 제어할 수 있는 구조적 장치에 대한 설계가 필수적인 요소이다.

Fig. 8은 압축기의 속도가 60 Hz일 때, 수치해석을 통하여 계산한 오일통로 하단부에서의 오일 경로를 형상을 나타낸 것이다. (a)는 축방향 단면에서 관찰한 것이며, (b)는 같은 영역을 사선방향에서 관찰한 그림이다. 크랭크축의 회전에 의해 통로 내부에서 오일이 나선모양의 경로를 그리며 상부로 이동되고 있음을 볼 수 있다. 오일통로로 유입된 오일의 일부는 회전력에 의하여 보조 저널 베어링 출구로 빠져나가는 모습을 확인할 수 있으며, 대부분의 오일은 계속해서 상부로 이동

되고 있음을 볼 수 있다. 오일통로의 중심부로 유입되는 오일은 원심력의 작용을 크게 받지 않으므로 벽면 근처의 유동보다 작은 회전 반경을 가진다. 또한, 보조 저널 베어링 출구에서 크랭크축의 회전에 의하여 유동경로가 벽면 쪽으로 밀리는 이동현상을 관찰할 수 있다.

보조 저널 베어링과 주 저널 베어링에서의 속도벡터를 Fig. 9의 (a), (b)에 나타내었다. 운전속도가 60 Hz일 때, 각 저널 베어링에서 출구부분을 축방향 수직면으로 절단하여 그곳을 지나가는 오일의 속도벡터를 나타낸 것이다. 보조 저널 베어링 출구에서는 오일통로가 회전중심에 대해 편심되어 있지 않으므로 속도장은 오일통로의 중심을 기준으로 회전하는 모양으로 형성되어 있다. 회전하던 오일은 보조 저널 베어링 출구로 복잡한 유동형상을 보이면서 빠져나가며, 베어링 출구에서도 회전의 영향을 받아 속도장이 한쪽으로 향하는 유동특성을 보인다. 그러나 주 저널 베어링에서는 오일통로 자체가 회전중심축으로부터 편심되어 있어 보조 저널 베어링과는 다른 모양의 속도장을 보인다. 이 부분의 회전중심과 오일통로의 중심이 일치하지 않으므로, 오일통로의 중심에서도 회전하는 방향으로 속도장이 발달해 있음을 볼 수 있다. 또한 회전력의 크기가 더욱 커지므로 더 빠른 속도로 오일이 주 저널 베어링 출구로 나가고 있는 것을 확인할 수 있다.

Figs. 10~12는 수치해석을 통해 얻은 운전속도에 따른 각 오일출구별 오일유량에 대한 결과를 나타낸 것이다. 시뮬레이션 결과 크랭크축의 상단까지 정상상태의 오일량이 도달하는 시간은 대략 0.8초 정도가 소요된다. 검증실험에서는 압축기의 가속에 걸리는 초기 기동시간으로 인하여

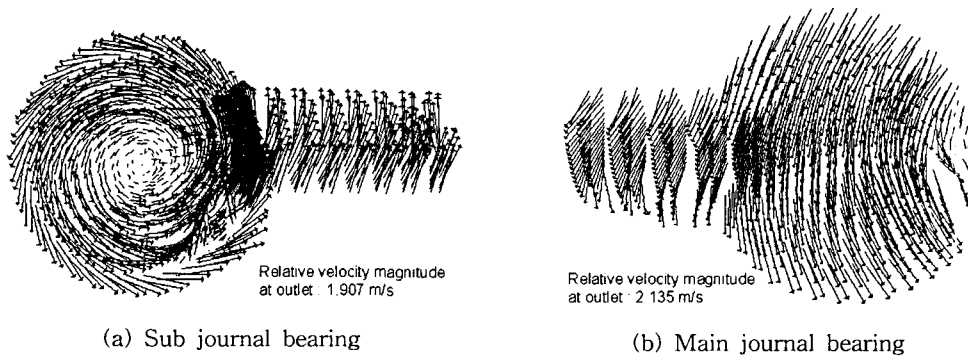


Fig. 9 Velocity fields in the outlets, at 60 Hz.

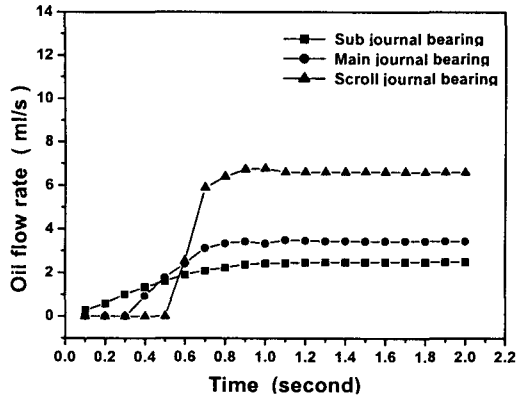


Fig. 10 Oil flow rate to bearings at 40 Hz.

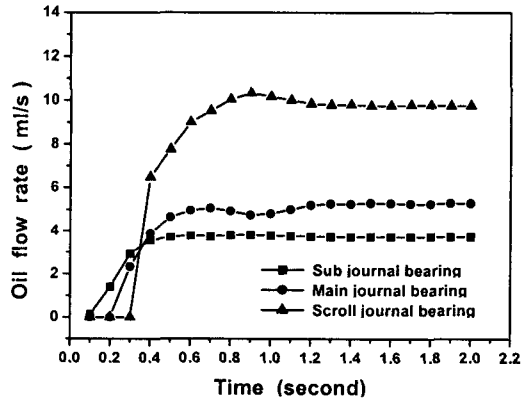


Fig. 11 Oil flow rate to bearings at 60 Hz.

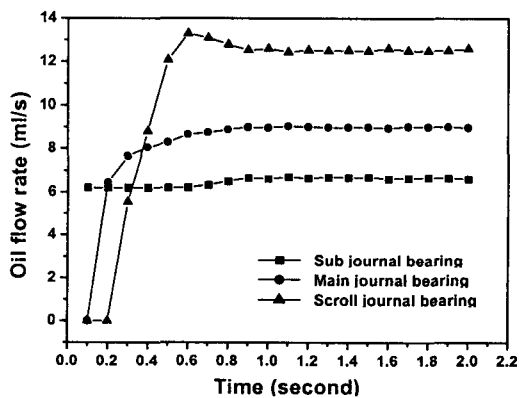


Fig. 12 Oil flow rate to bearings at 90 Hz.

약 2초 정도의 시간이 지난 후에 오일이 분출되는 것을 관찰할 수 있었다.

Fig. 10에서 볼 수 있듯이, 저속인 40 Hz의 경

우 스윙펌프의 송출량이 적고 축의 회전력도 작기 때문에 오일통로 입구의 오일속도가 작게 형성되며, 이에 각 저널 베어링에 공급되는 오일유량이 정상상태에 도달하는 데 걸리는 시간이 길어져 완만한 유량변화 곡선을 보여준다. 스크롤 저널 베어링에 도달하는 시간은 0.5초 이후이며, 주 저널 베어링에 오일이 공급되기 시작하는 시간은 0.3초 이후인 것으로 나타났다.

60 Hz인 경우, 크랭크축의 회전속도 증가로 인해 스윙펌프의 송출량이 많아져 오일통로 입구의 오일속도가 증가하게 된다. 스크롤 저널 베어링으로 오일이 공급되는 시간은 0.3초 이후이며, 주 저널 베어링으로 공급되는 시간은 0.2초 이후로 나타났다. 일반적으로 스크롤 저널 베어링의 유량은 주 저널 베어링으로 들어가는 오일유량에 큰 영향을 받는다. 이는 보조 저널 베어링에 공급되는 오일양이 빠른 시간에 정상상태에 도달해 일정하게 유지되며 주 저널 베어링의 오일유량 증감이 스크롤 저널 베어링의 오일유량 증감에 많은 영향을 미치게 되기 때문이다.

압축기 회전수가 빨라질수록 스크롤 저널 베어링 및 보조저널 베어링에 오일이 도달하는 시간은 짧아지고 있다. 이는 스윙펌프에서 토출되는 오일속도가 빨라졌기 때문이다. 60 Hz에서는 0.3~0.4초 사이에 크랭크축 상단으로 분출되는 오일유량이 급격하게 증가하는 반면, 90 Hz에서는 0.2~0.3초 사이에 크랭크축 상단으로 분출되는 오일유량의 변화가 60 Hz 만큼 급격하지 않다. 이는 크랭크축 회전속도의 증가로 오일통로 내의 원심력이 크게 증가하고 이에 주 저널 베어링으로의 유량공급이 많아지면서 오일통로를 타고 올라온 오일이 대부분 주 저널 베어링으로 빠져나가기 때문인 것으로 사료된다. 운전 초기에 주파수의 증가로 인하여 스윙펌프의 송출량이 크게 증가하여 급격한 유량증가를 보이며, 스크롤 저널 베어링에서는 다른 주파수에 비하여 오일이 순간적으로 많이 공급되는 현상이 나타난다.

본 연구에서는 모든 주파수에 대하여 1초 이내에 오일유량은 정상상태에 도달하였다. 각 출구로 오일이 도달하여 베어링에 오일이 공급되기 시작하는 시간은 압축기의 수명에 중요한 영향을 미치는 설계변수이다. 압축기가 운전을 시작하고 빠른 시간 안에 각 윤활부위로 오일을 공급하는 것은 압축기의 원활한 작동을 보장하고 베어링의



수명을 연장시킨다. 따라서 오일의 도달시간을 최적화하기 위한 오일통로의 설계 및 치수 변화에 대한 고찰은 매우 중요하다고 할 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구는 가변속 스크롤 압축기의 오일공급통로를 지나는 오일의 유량과 자유표면 형상을 수치적·해석적으로 알아보기 위하여 각 출구조건을 대기압으로 하여 오일과 공기 혼합물에 대한 시뮬레이션을 수행하였고, 그 결과를 실험을 통해 검증하였다. 본 연구를 통하여 얻어진 결과는 다음과 같다.

(1) 수치해석을 통해 가변속 압축기의 오일유량 및 자유표면 형상을 예측하고, 압축기의 윤활 부위에 적절한 오일유량을 공급할 수 있는 통로의 구조적 설계 및 해석의 가능성을 확인하였다.

(2) 수치해석 결과와 실험을 통하여 측정된 결과의 오차는 8.5~12.8% 정도로 나타났다.

(3) 오일의 온도가 40~60℃로 증가할수록 점성이 감소하여 약간의 유량증가를 보이지만, 오일유량에 지배적인 영향을 끼치는 인자는 압축기 운전속도인 것으로 판단된다.

(4) 압축기의 회전수 증가에 따라 스윙펌프의 오일송출량이 크게 증가하고, 원심력이 증가하게 되어 오일공급량이 증가하였으며, 압축기의 회전수가 높은 경우 지나치게 많은 양의 오일이 공급될 가능성이 있다.

#### 후 기

본 논문은 산업자원부 산업기반기술의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사 드립니다.

#### 참고문헌

1. Kim, D. H., Shin, D. K. and Cho, S. O., 1998, An experimental analysis on the oil flow rate in scroll compressors, Proceedings of Int. Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 637-642.
2. Shin, C. J., Park, J. S. and Chang, Y. I., 1998, An analytical study of the oil supply system in scroll compressors, Proceeding of Int. Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 307-312.
3. Kim, H. J., Kim, J. H. and Kim, M. K., 1996, An analytical study on the performance of the oil supply system for a variable speed scroll compressor, Proceedings of the SAREK, pp. 215-222.
4. Jung, Y. G., Park, K. W. and Park, H. Y., 1999, Performance analysis of scroll compressor considering a solubility of refrigerant and oil, Proceedings of the SAREK, pp. 143-147.
5. Drost, R. T. and Quesada, J. F., 1992, Analytical and experimental investigation of a scroll compressor lubrication system, Proc. of Int. Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 551-560.
6. Jean de Bernardi, 2000, CFD simulation of a scroll compressor oil pumping system, Proc. of Int. Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 707-713.
7. FLUENT User's Documentation, 1999, Multiphase flow models, Fluent Incorporated, Ch. 15, pp. 1-5.