

냉장고용 왕복동 압축기 급유 시스템의 수치해석

Numerical Simulation of Oil Supply System of Reciprocating Compressor for Household Refrigerators

김현진 · 이진갑
H. J. Kim and J. K. Lee

Key Words : Reciprocating compressor(왕복동 압축기), Simulation(시뮬레이션), Flow meter(유량계), Performance(성능), Oil Supply(오일 공급),

Abstract : For a reciprocating compressor of household refrigerators, a direct analogy between the pipe flow network and the electric circuit network has been utilized to set up a mathematical model for oil supply system. Individual lubrication elements of the oil supply system, such as propeller- installed oil cap, oil galleries, radial oil feeding holes, spiral oil grooves, and various sliding surfaces have been analogized by equivalent electric elements, and these have been combined together to form an electric circuit corresponding to the whole oil supply system. By solving the closed network equations of the model, oil flow rates at various lubrication elements could be obtained. Total amount of the oil flow rate drawn into the shaft has been measured and compared reasonably well with the prediction of the numerical simulation.

기호설명

A : 단면적 [m^2]

c : 베어링 틈새 [m]

C_v : 토출 계수

D : 베어링 직경 [m]

F : 저항 보정 인수

H : 높이 [m]

L : 베어링 길이 [m]

N : 초당 회전 수 [Hz]

p : 압력 [Pa]

Q : 총 급유량 [m^3/s]

R : 저항 [$Pa \cdot s/m^3$]

r : 반경 [m]

T : 온도 [$^{\circ}C$]

u_v : 속도 [m/s]

δ : 스러스트 베어링 틈새 [m]

ε : 베어링 편심율

θ : 저널 그루브 경사각[deg]

μ : 점성 계수 [$Pa \cdot s$]

ρ : 밀도 [kg/m^3]

ω : 각속도 [rad/s]

- 첨자 -

E : 오일러

f : 마찰, 강제유동

g : 그루브

i : 내측

JB : 저널 베어링

m : 최대값

p : 구동 압력

s : 측면 누설

TB : 스러스트 베어링

vp : 점성 펌핑

접수일 : 2005년 7월 13일

김현진(책임저자) : 인천대학교 기계공학과

E-mail : kimhj@incheon.ac.kr Tel: 032-770-8419

이진갑 : 경기공업대학 자동차시스템과

1. 서 론

최근, 에너지 절감을 목적으로 공조 냉동시스템에 대한 가변속 압축기의 사용이 확대되고 있다. 그러므로 밀폐형 냉매 압축기의 오일 급유에 관한 연구는 압축기의 신뢰성 확보와 성능향상을 위하여 매우 중요하다. 대용량 압축기에서는 오일 공급을 위해 오일펌프를 압축기에 별도로 부착하여 다양한 윤활부로 오일을 공급한다. 가정용 냉장고, 소형 냉동기에 사용하는 소 용량 밀폐형 냉매 압축기에서는 제품의 소형화와 비용 절감을 위하여 일반적으로 별도의 오일펌프를 사용하지 않고, 오일 공급을 위한 동력원으로 크랭크축의 회전 운동을 이용한다. 축 회전에 의한 원심력이 오일의 원심펌프와 같은 역할을 수행하여 축 내부에 있는 오일에 수두를 제공한다. 축 내부를 따라 상승된 오일은 축 측면에 뚫린 오일구멍을 통해 축 외면의 나선형 오일 그루브 및 저널 베어링으로 공급되고, 나머지는 크랭크 핀 중앙의 오일 토출구멍으로 분출된다. 압축기 속도가 변화하면 급유량을 정밀하게 제어하기가 쉽지 않고, 압축기의 속도 변화로 인하여 윤활부위의 급유 부족 또는 과잉을 초래할 수 있다.

밀폐형 냉매 압축기의 급유 시스템에 대한 연구는 문헌^{1) 5)}에 소개되어 있다. Asanuma et al.^{1) 3)}은 왕복동 압축기에 원심펌프를 사용한 급유 시스템의 연구로, 축으로 유입되어 윤활부로 공급되는 오일 유량을 실험으로 분석하였다. Drost et al.^{4) 5)}은 압축기 윤활 시스템을 모델화하여 축 펌프로부터 오일 유입 및 유량에 대해 CFD로 수치해석 및 실험을 수행하였다.

본 연구에서는 가정용 냉장고에 사용되는 밀폐형 가변속 왕복동 압축기를 대상으로 급유 시스템을 이론과 실험을 통해 규명하였다. 수치해석 프로그램을 개발하여 압축기 속도를 변화시킬 경우에 오일 유량을 예측하였고, 실기상태의 실험과 비교하였다.

2. 오일 급유 해석

2.1 급유 구조

Fig. 1은 냉장고용 왕복동 압축기의 구조를 나타내며, Fig. 2는 오일 픽업이 달린 크랭크축에서의 주요 윤활 경로들을 보여주고 있다. 오일 픽업①은 크랭크 축 하단에 부착되어 압축기 내부의 오일 저장면 속에 잠겨 있다.

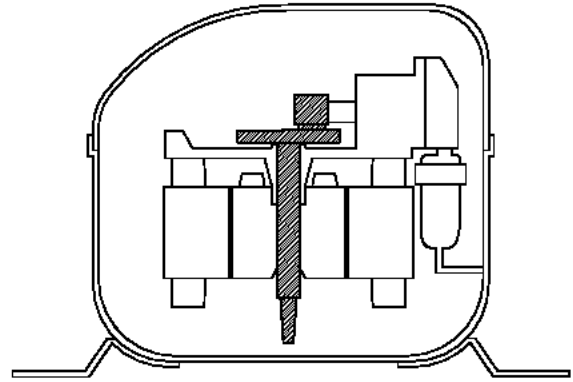


Fig. 1 Cross section of refrigeration compressor for household refrigerator

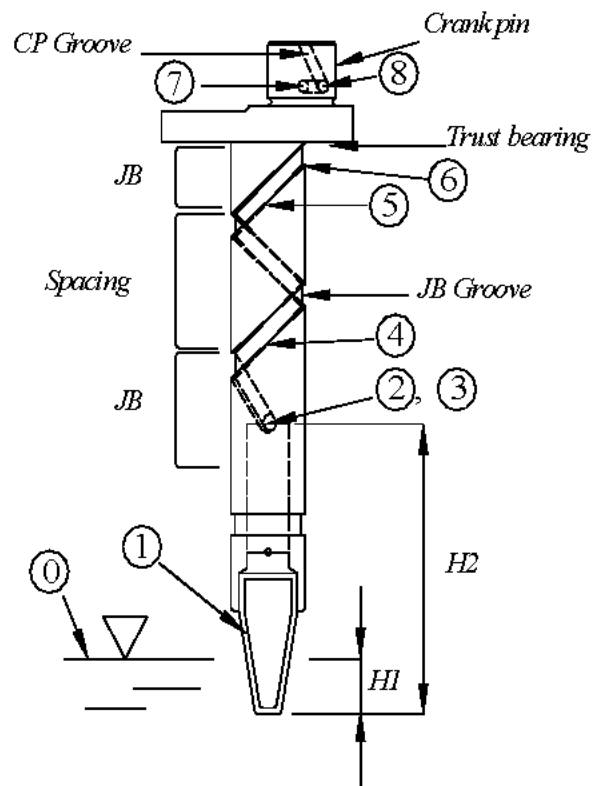


Fig. 2 Lubrication path along the crank shaft

오일은 크랭크축의 회전을 통해 오일 픽업의 입구로 유입되어, 크랭크 축 벽을 관통한 방사상의 유입구②의 높이만큼 상승시킨다. 유입구②의 출구③로부터 스러스트 베어링 바로 아래에 위치한 구멍⑥까지 크랭크축 외부 표면을 따라 경사진 오일 통로가 있고, 이 통로는 저널베어링과 연계되어 있다. 저널베어링은 축의 직경이 약간 단축된 부분에 생긴 간격④-⑤에 의하여 상,하 저널베어링으로 구분된다. 오일은 구멍⑥으로 계속해서 유입되며, 크랭크 핀 내부를 관통하는 오일 통로로 연계된다.

크랭크 핀은 외부 표면으로 경사진 오일 통로가 있으며, 이러한 오일 통로와 크랭크 핀 내부의 오일 통로 간은 방사상 유입구를 통하여 연계가 이루어진다⑦-⑧.

개개의 윤활 요소와 전체 급유 시스템을 모델링하기 위해 유체 이론과 전기회로 이론 간의 등가 해석을 도입한다. 등가 해석상의 압력차, 오일 유량 및 오일 유동 마찰력은 전압, 전류 및 전기 저항으로 대치할 수 있다.

2.2 축 펌프

Fig. 2의 경로 ①-②-③으로 이루어지는 축 펌프는 일종의 원심펌프로 간주할 수 있다. 축 내부의 오일 공급 통로 안에 있는 오일 자유면은 축의 회전에 의해 포물선 형태를 그리며 상승하여 수두발생이 이루어진다. 축 입구의 오일 픽업은 원심력을 갖는 펌핑 수두를 지지하는데 필요하다. 축 펌프 수두는 방사상 유출구를 통하여 유출이 발생함에 따라 변화된다. 수두 변화량은 유량과 함께 아래 식으로 표현된다.

$$H = H_E \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_m} \right)^2 \right], \quad H_E = \frac{\omega^2}{2g} (r_2^2 - r_1^2) \quad (1)$$

여기서, H_E 는 오일러 수두이고, r_2 와 r_1 은 축의 외경과 내경이다. 본 해석 대상인 축의 외경 r_2 는 0.009m 이다. 오일은 축 내경 $r_1=0$ 내에 있는 것으로 가정한다. Q_m 은 축 펌프의 최대 유량이며, 실험으로 구해야 한다. 펌프 압력강하와 오일 유량과의 비율로써 펌프 내부의 유체저항은 아래 식으로 나타낼 수 있다.

$$R_{sh} = \frac{\rho \cdot \Delta H}{Q} = \rho \cdot H_E \frac{Q}{Q_m^2} \quad (2)$$

여기서, ρ 는 오일의 밀도로서 온도 45°C에서 925kg/m³의 값을 갖는다. 축 펌프 요소의 이러한 특성은 수두를 압력 (P)으로 표시하여 유량 (Q)과의 관계를 표시한 축 펌프 특성곡선 ($P-Q$ curve)으로 나타낼 수 있다 (Fig. 3 상단). Fig. 3 하단은 축 펌프를 전압과 전기 저항을 직렬 연결한 등가 전기 요소들로 표현한 것이다. 방사상 유출구가 있는 원심펌프도 유사한 방법으로 등가 전기 해석을 할 수 있다.

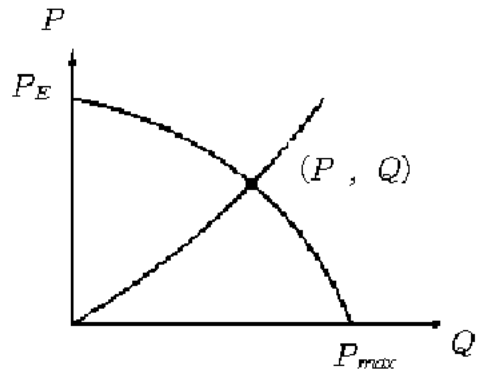


Fig. 3 Pump characteristic curve and equivalent electrical elements

2.3 나선형 그루브

저널 베어링의 급유를 개선하기 위해 Fig. 2의 경로 ③-④-⑤-⑥으로 이루어지는 나선형 그루브를 사용한다. 급유의 2가지의 효과적인 방법으로는 점성 펌핑과 차압 펌핑이 있다.

통로의 경사각을 θ 로 하면, 축 회전으로 인한 점성 저항 속도와 점성 펌핑에 의한 오일 유량은 아래 식으로 구할 수 있다.

$$u_v = r\omega \sin \theta, \quad Q_p = C_v A_g \frac{r\omega \sin \theta}{2} \quad (3)$$

여기서, C_v 는 유동 계수이며 A_g 는 통로의 수직 단면적으로 4.5x10⁻⁶m²이다. 통로 길이방향의 압력 차이에 의한 유동량과 해당하는 유동저항은 아래 식으로 주어진다.

$$Q_g = \frac{\Delta P}{R_g}, \quad R_g = F_g \cdot \frac{32\mu L}{D_h^2 A_g} \quad (4a), (4b)$$

여기서, F_g 는 기하학적 관련 요소이며 레이놀드 수의 함수이다. 전기 표현식은 점성 펌핑과 저항에 해당하는 전압원의 점속으로 나타낸다.

2.4 저널베어링

축 지지를 위한 저널 베어링은 Fig. 2의 베어링 간격(spacing)의 상단 및 하단에 2부분으로 구성된다. 저널베어링 내부의 유체는 압력 유동과 회전축의 점성저항으로 인한 측면 누설 유동으로 이루어진다. 압력 유동을 나타내는 Q_p 와 이에 해당하는

저항은 각각 아래식과 같다.⁶⁾

$$Q_p = \frac{\pi q_s r c^3}{6\mu l} (1 + 1.5\epsilon^3), \quad R_{JB} = \frac{P_s}{Q_p} = \frac{6\mu l}{\pi r c^3 (1 + 1.5\epsilon^3)} \quad (5a), (5b)$$

여기서, c 는 베어링 간극으로 12×10^{-6} m이다.

측면 누설량을 나타내는 Q_s 와 해당하는 점성 펌핑 수두 P_s 는 아래식과 같다.⁷⁾

$$Q_s = \xi(S_f, L/D) \cdot rcNL, \quad P_s = Q_s \cdot R_f \quad (6a), (6b)$$

여기서, 측면 누설 상관계수 ξ 는 쉰머펠트 (Sommerfeld)계수와 베어링 세장비의 함수이다. 전기 등가식은 전압과 전기저항의 접속으로 나타낼 수 있다.

2.5 스러스트 베어링

스러스트 베어링을 지나는 유동은 각각 식 (7a), (7b)로 정해지며⁸⁾, 등가 전기회로는 전기 저항에 해당한다.

$$Q_{TB} = \frac{\pi \delta^3 \Delta p}{3\mu \ln(R_o/R_i)} \quad (7a)$$

$$R_{TB} = \frac{\Delta p}{Q_{TB}} = \frac{3\mu \ln(R_o/R_i)}{2\pi \delta^3} \quad (7b)$$

2.6 전체 급유시스템의 등가 전기회로

Fig. 2의 오일 유동 네트워크에 대해 전기적 유사 회로는 Fig. 4에 주어져 있다. Fig. 4의 각 번호는 Fig. 2의 번호와 일치하는 부위를 나타낸다.

여러 통로에서의 전류를 구하기 위해 접점과 루프에 Kirchoff 법칙을 적용하였다. 전기 모델링으로부터 14개의 미지수를 갖는 14개의 식을 설정하여, 다양한 동작 조건과 설계 매개 변수에 대해 수치 해석을 할 수 있다.

3. 유량측정 실험

3.1 축펌프 최대 유량측정

식(1)과 식(2)에 나오는 축 펌프의 최대 유량 Q_m 은 축 펌프 입구에 장착된 오일픽업의 종류와 오일의 점도 그리고 오일 저장부의 유면 높이 등에 따라 달라진다. 본 연구에서는 CAP I 및 CAP II 라고 명명되는 2종류의 오일 픽업에 대해 최대유량을 측정하였다.

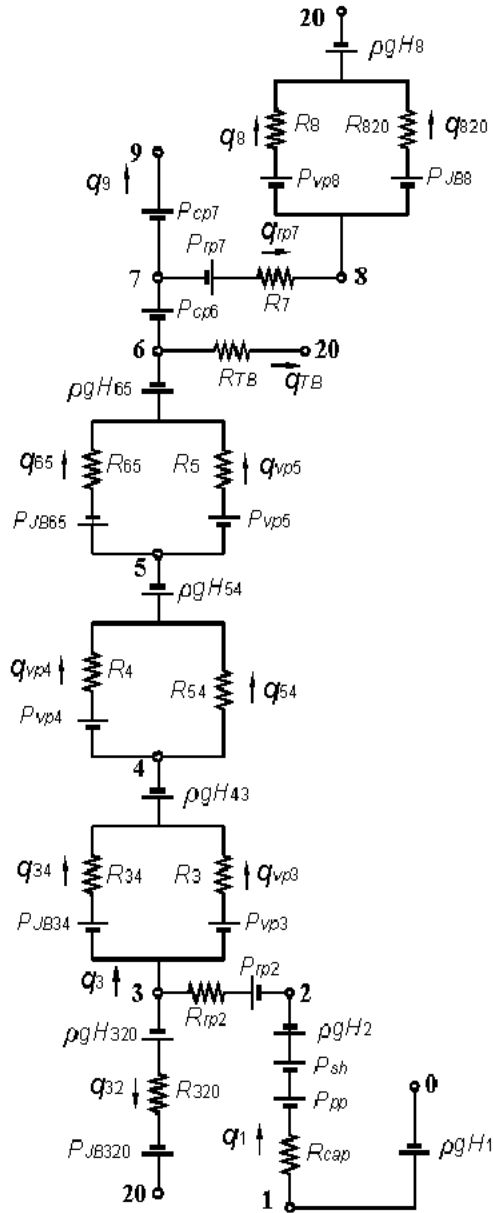


Fig. 4 Electrically analogous circuit to lubrication system

Fig. 5는 축 펌핑 성능을 측정하기 위한 실험 장치이다. 베어링에 의하여 지지되는 축은 모터와 유연 커플링에 의해 연결되며, 모터 속도는 회전 속도로 감지된다. 축의 오일 픽업 부분은 오일에 담겨 있으며, 오일 온도는 오일통 바닥의 열선 가열장치로 조정한다. 방사상 오일 유출구는 작은 용기로 봉합되고 수두와 유량을 측정하기 위하여 배관으로 연결되어 있다.

축 펌프의 수두는 오일러 수두 이론을 사용한다. 축 펌프 입구에 오일 픽업 CAP I을 장착한 경우에 대해 여러 동작 조건에서 측정된 펌프의 최대 유량은 Fig. 6(a) (b)에 나타내었다. Fig. 6(a)는 운전속

도 증가에 따른 오일 유량의 증가를 오일의 점도에 대해 나타낸 것이다. 30Hz이하에서는 오일이 거의 분출되지 않았으며, 운전속도의 증가에 따라 오일 유량은 거의 선형적으로 증가한다. Fig. 6(b)는 유면의 높이가 유량에 미치는 영향을 보인 것으로, 유면이 높을수록 유량이 증가하며, 낮은 운전 영역에서도 급유가 가능함을 알 수 있다.

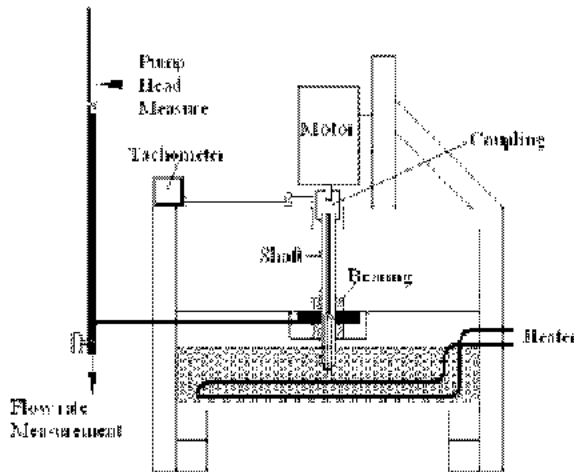
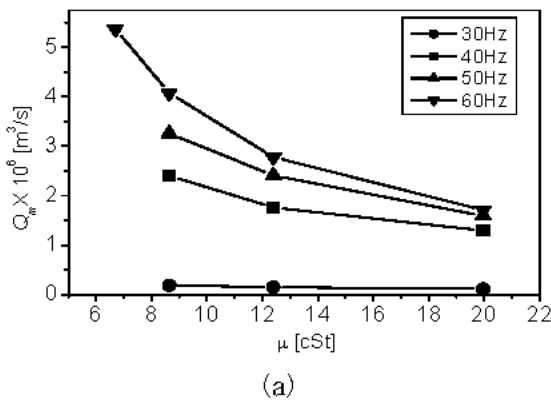
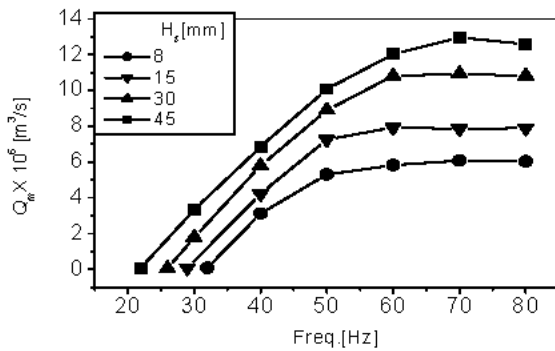


Fig. 5 Test rig for shaft model measurement



(a)



(b)

Fig. 6 Measurement of maximum flow rate of Shaft; (a) Q_m vs. Viscosity, (b) Q_m vs. Hz

축 펌프 입구에 오일 픽업 CAP II를 장착한 경우에는 Fig. 6(a) (b)와 대략적인 경향은 비슷하나 최대유량 Q_m 은 전반적으로 낮게 측정되었다.

3.2 총급유량 측정

급유 시스템으로 유입되는 총 유량은 Fig. 7에 나타난 바와 같은 실험 설비로 측정하였다. 오일 픽업 주위의 원통으로 된 벽 구조는 벽 내부의 오일과 벽 외부의 오일을 분리시키는 역할을 한다.

원통형 벽 구조의 바닥 중앙 부분은 벽 외부의 오일통의 주요 부분과 배관으로 연결되어 개방하도록 제작되었다. 배관의 중간에는 유량계와 오일펌프를 설치하였다. 계량용 오일펌프는 유량계를 지날 때 발생하는 압력강하를 보상할 수 있다. 유량계와 오일펌프 간의 조정 밸브로 오일통과 동일한 오일의 수위를 유지시킬 수 있다.

다음 장에 총 유량에 대한 실험 결과를 계산치와 비교하였다.

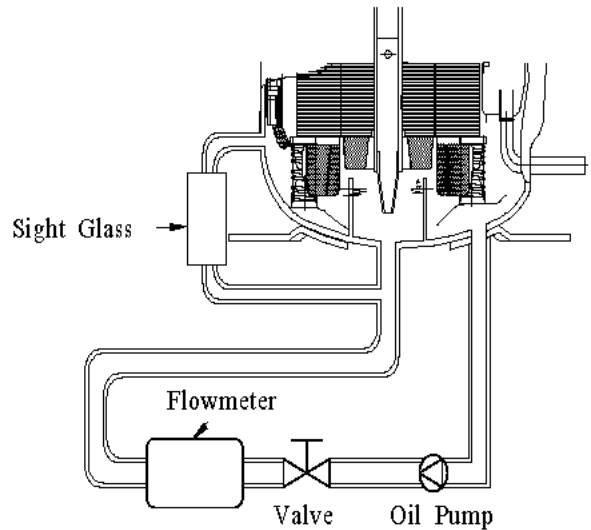
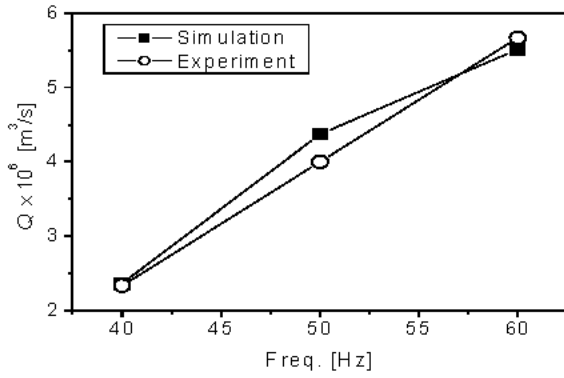


Fig. 7 Total oil flow measurement apparatus

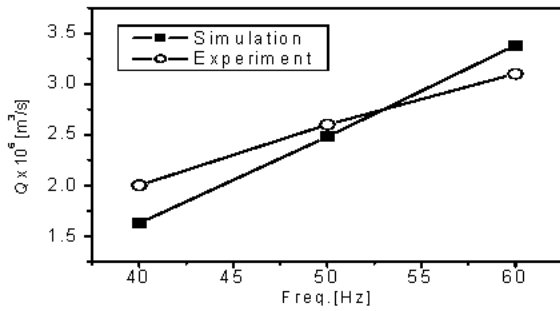
4. 실험 및 계산 결과

Fig. 8 (a) 및 (b)에는 각각 오일픽업 CAP I 및 CAP II를 장착한 축 펌프를 갖는 급유시스템에서 오일 온도를 60°C로 유지하였을 때 Fig. 7의 장치로부터 측정된 총 유량을 해석과 상호 비교하여 나타내었다. 무 부하 시 압축기 속도 변화에 따라 실험과 해석의 오차 범위는 $\pm 10\%$ 정도이다.

Fig. 9는 압축기 운전속도 60Hz에서 오일 온도가 급유량에 미치는 영향을 해석으로 나타낸 것으로, 급유량은 오일 온도에 매우 민감함을 알 수 있다.



(a)



(b)

Fig. 8 Comparison of oil flow rate between experiment and analysis; (a) CAPI, (b) CAPII

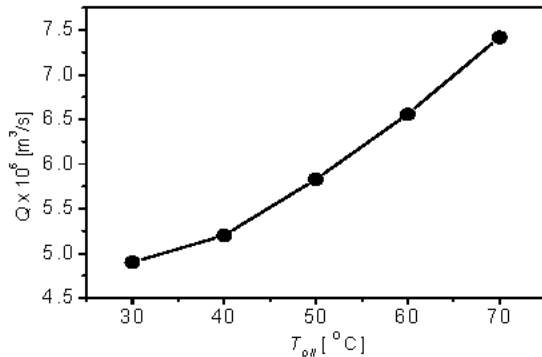
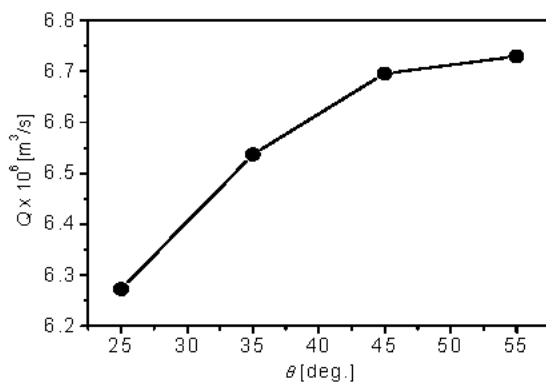
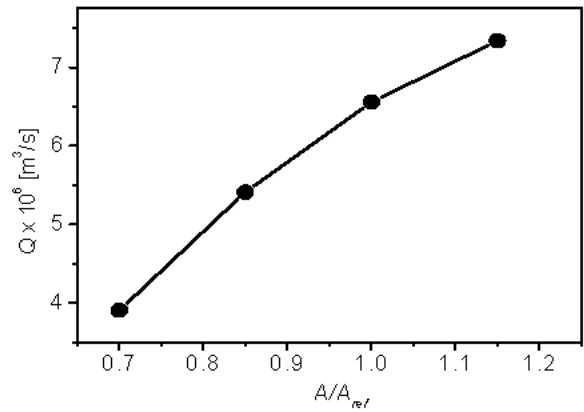


Fig. 9 Effect of oil temperature on oil flow rate



(a)



(b)

Fig. 10 Effect of groove parameters on oil flow rate ; (a) groove angle, (b) groove area

오일 유량은 오일 온도가 낮아지면 오일 점성계수가 증가하여 감소된다. 베어링 그루브의 경사각(수직으로부터의 각도) 및 그루브 단면적의 변화에 따른 오일 유량과의 효과를 해석적으로 구하여 Fig. 10(a), (b)에 나타내었다. 그루브 경사각과 단면적이 클수록 오일 유량은 증가한다.

5. 결 론

밀폐형 왕복동 압축기의 급유 시스템에 대한 본 연구로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 다양한 개개의 운할 요소들로 이루어지는 전체 급유 시스템을 각 운할 요소의 특성을 해석한 후 등가 전기 회로망을 사용하여 모델링하였다.
- (2) 전기 회로망 모델에 기반한 컴퓨터 수치해석 프로그램으로부터 총 유동량을 여러 압축기 속도에서 예측할 수 있으며, 예측과 실험결과의 오차는 ± 10% 정도이다.
- (3) 운할요소 설계변경이 운할시스템의 급유특성에 미치는 영향을 수치해석 프로그램으로 예측 가능하다.

참고 문헌

1. H. Asanuma, T. Itami and H. Ishikawa, 1984, "An experimental study of the shaft oil supply mechanism of a rotary compressor", Proceedings of the International Compressor Engineering Conference, Purdue Univ., pp. 383 ~390.

2. T. Itoh, H. Kobayashi, M. Fujitani and N. Murata, 1992, "Study on the oil supply system for rotary compressors", Proceedings of the International Compressor Engineering Conference, Purdue Univ., pp. 505~514.
3. H. J. Kim, E. S. Lee, S. H. Kwag, K. W. Yun and K. K. Min, 2000, "A study on the oil supply system of a rotary compressor", Proceedings of the International Compressor Engineering Conference, Purdue Univ., pp. 153 ~160.
4. R. T. Drost and J. F. Quesada, 1992, "Analytical and experimental investigation of a scroll compressor lubrication system", Proceedings of the International Compressor Engineering Conference, Purdue Univ., pp. 551 ~560.
5. J. Bernardi, 2000, "CFD simulation of a scroll compressor oil pumping system", Proceedings of the International Compressor Engineering Conference, Purdue Univ., pp. 707~714.
6. D. Fuller, 1984, "Theory and practice of lubrication for engineers", John Wiley & Sons.
7. B. Hamrock et al., 1999, "Fundamentals of Machine Elements", Mcgraw-Hill.
8. B. Munson, D. Young and T. Okiishi, 1990, "Fundamentals of Fluid Mechanics", John Wiley & Sons.