

열펌프의 난방운전시 외기온이 압축기의 냉매거동에 미치는 영향

이 재 효, 김 병 균*, 이 건 우**

건국대학교 기계공학과, *건국대학교 대학원, **캐리어(주) 에이컨 개발팀

Effect of Outdoor Temperature on the Refrigerant Behavior in the Compressor of a Heat Pump Operating at Heating Mode

Jai-Hyo Lee, Byoung-Gyun Kim*, Keon-Woo Lee**

Department of Mechanical Engineering, Konkuk University, Seoul 143-701, Korea

*The Graduate School of Konkuk University, Seoul 143-701, Korea

**RLC., Engineering Team, Carrier, Osan 447-010, Korea

(Received November 28, 2003; revision received March 17, 2004)

ABSTRACT: The major cause of compressor failure is the decrease of oil viscosity due to floodback. In most previous researches on the compressor reliability, the relationship between oil circulation rate and performance or oil viscosity has been studied. Another research topic is flow visualization by using a sight glass on the bottom of a compressor sump area and accumulator. Both oil film thickness and oil level through the sight glass should be assessed for compressor reliability if the oil content of the mixture is small and low viscosity raise poor lubrication of pump bearing. In this study, the compressor reliability was assessed by measuring the viscosity of the mixture and calculating oil film thickness. The analysis of the relationship between bottom shell super heat and oil film thickness at heating operation was performed. It is concluded that bottom shell superheat does not perfectly stand for the mixture's behavior for a low ambient heating operation and oil film thickness can give more detailed and direct criteria for compressor reliability.

Key words: Heat pump(열펌프), Oil film thickness(오일막 두께), Bottom shell super heat(오일 과열도), Dilution(희석도), Oil viscosity(오일점도), Heating mode(난방모드)

기 호 설 명

BSH : 오일 과열도 [°C]
c : 축방향 틈 [mm]
e : 편심 [mm]

h : 오일막 두께 [μm]
 h_0 : 최소 오일막 두께 [μm]
IDDB : 실내 건구온도 [°C]
IDWB : 실내 습구온도 [°C]
L : 베어링 길이 [mm]
NT : 오일막 두께 무차원수
ODDB : 실외 건구온도 [°C]
ODWB : 실외 습구온도 [°C]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-444-3059; fax: +82-2-447-5886

E-mail address: kbgldm@kornet.net

그리스 문자

- ϵ : 편심률
- τ : 전단응력

1. 서 론

가정용 에어컨으로 사용되고 있는 열펌프 시스템의 제품성능 및 효율증대와 더불어 중요한 것은 장시간 운전 가능한 신뢰성의 제품을 만들 수 있는 설계라고 할 수 있다. 증기 압축식 열펌프 시스템은 열교환기, 압축기, 팬 및 기타 제어기기 등으로 구성되어 있고, 이중에서도 핵심이라고 할 수 있는 압축기의 신뢰성은 매우 중요한 부분이다. 따라서 제품설계시 장기운전에 따른 신뢰성 확보가 우선적으로 고려되어야 할 것이다.

열펌프 시스템에서의 압축기 신뢰성 분석에 대한 기존 연구로는 시스템의 오일 순환량을 측정하여 오일 순환량과 성능, 그리고 점성과의 관계 및 압축기의 하단부 또는 어큐뮬레이터에 유동가시화 창을 만들어 기동특성에 대한 연구들이 있다.⁽¹⁾

윤활오일의 주요 기능은 압축기의 저널 베어링 마모를 최소화하고 마찰을 줄이는 데 있다. 그러나 실제 사이클을 순환하는 작동유체는 냉매와 오일의 혼합물이며, 오일은 압축기 자체의 신뢰성과 제품성능에 영향을 주게 된다. 따라서 오일 순환량은 회전식 압축기를 사용하는 증기압축 사이클의 성능과 압축기 신뢰의 주요 인자로 평가되고 있다.

오일 순환량은 압축기 하단부에 유동가시화 창을 만들어 오일 레벨을 측정하거나, 압축기 바닥 온도에서 고압 포화온도를 뺀 값인 오일과열도(Bottom shell super heat, BSH) 판정조건을 이용하는 것이 압축기 제조회사가 권장하는 방법이다. 오일 레벨이 펌프 베어링 하단부 이하이거나 BSH가 기준온도 이하이면 시스템 설계에 문제가 있는 것으로 판정하고 있다.

그러나, 열펌프 시스템의 난방 액복귀 시험시 유동가시화 창에 나타난 오일 레벨이 판정조건을 만족하더라도, BSH가 판정조건 이하인 경우에 시스템을 다시 설계해야 한다면 제품개발기간의 연장 및 과대설계의 요인이 될 수 있다. 또한, 가시화 창을 통해 관찰된 오일 레벨이 판정조건을 만족해도 압축기 하단부의 유체는 냉매와 오일의

혼합물로서 오일의 함유량이 적을 경우 혼합물의 점도가 낮아 윤활불량으로 인한 압축기 베어링이 파손될 수 있기 때문에 육안검사와 더불어 보다 근본적인 판단기준이 필요하다고 할 수 있다.

따라서, 본 연구에서는 캐리어 실험실에서 냉매와 오일 혼합물의 점도를 직접 측정하여 오일막 두께를 계산하고, 운전조건에 따른 압축기의 신뢰성을 평가해 보았다.

2. 이론해석

2.1 Harrison-Sommerfeld 방정식⁽²⁾

압축기 로터(Rotor)의 하중 W 가 한 방향으로만 작용한다고 가정하면, Fig.1로부터 식(1)을 구할 수 있다.

$$W = Lr \int_0^{2\pi} (p - p_0) \sin \theta \, d\theta \quad (1)$$

식(1)로부터 베어링 전체를 둘러싼 오일막 압력에

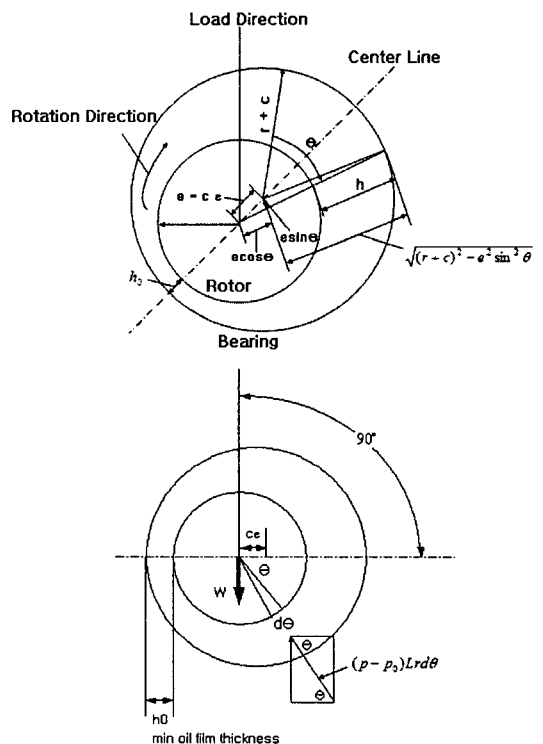


Fig. 1 Theoretical location of rotor.

관한 Harrison 방정식은 식(2)와 같이 구해지며,

$$p - p_0 = \frac{6\mu V r r}{c^2} \frac{\sin \theta (2 + \epsilon \cos \theta)}{(2 + \epsilon^2)(1 + \epsilon \cos \theta)^2} \quad (2)$$

식(1)에 식(2)를 대입하면 이상적인 베어링에 대한 Harrison-Sommerfeld 방정식(3)이 구해진다.

$$\frac{\mu N}{P} \left(\frac{r}{c}\right)^2 = \frac{5(2 + \epsilon^2)\sqrt{1 - \epsilon^2}}{\pi^2 \epsilon} \quad (3)$$

P 는 베어링의 단위투상면적당의 하중이며, ϵ 은 편심률, N 은 분당 회전수이다.

식(3)에서 $\mu N / P (r/c)^2$ 를 Sommerfeld 수라고 하며, 본 연구에서는 오일막 두께와 베어링 하중, 그리고 베어링 치수간의 상관관계를 나타내는 무차원수로 사용하였다.

2.2 Sommerfeld 수와 틴새로 결정되는 최소 오일막 두께

Sommerfeld 수를 알면 식(3)에 의해 편심률 ϵ 을 구할 수 있으며, 최소 오일막 두께는 식(4)로 계산할 수 있다.

$$h_0 = c(1 - \epsilon) \quad (4)$$

실험에서 베어링의 길이 L 과 로터 직경 d 의 변화에 따른 h_0/c 의 값을 측정하고, 이에 따른 무차원 Sommerfeld 수를 구하면, 주어진 형상에서 베어링 하중과 오일점도에 따른 최소 오일막 두

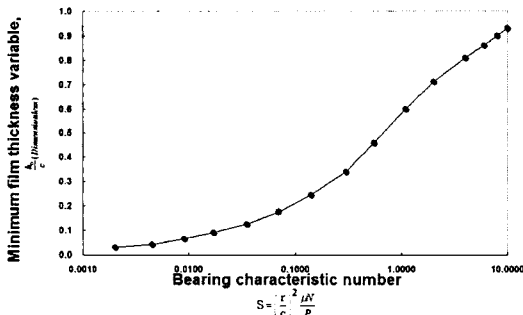


Fig. 2 Minimum oil film thickness as a function of bearing Sommerfeld No.

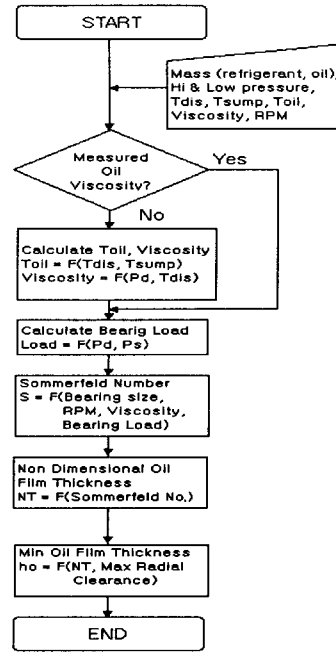


Fig. 3 Flowchart of oil film thickness calculation.

계를 구할 수 있다. Fig.2는 오일막 두께 계산 프로그램에 사용하기 위하여, 실험을 통해 구해진 무차원 Sommerfeld 수와 최소 오일막 두께와의 관계를 그래프로 나타낸 것이다. Fig. 3이 프로그램의 흐름도이다.

3. 실험장치 및 측정방법

3.1 시험시료 및 시험실

본 시험에 사용된 시료는 공냉식 정속도 열펌프로서, KSC 9306에서 규정한 정격 난방 시험조건에서 난방능력을 갖도록 설계된 제품으로, 정격 난방능력이 2.09 kW, 3.62 kW, 4.22 kW인 제품들이다. KSC 9306의 시험조건을 만족시킬 수 있는 시험실(Psychrometrictype calorimeter)에서 수행하였다.

3.2 점도계

본 연구에 사용된 점도계의 설치위치와 작동원리를 Fig.4와 Fig.5에 각각 나타내었다.

점도계(Viscometer)는 2개의 코일이 번갈아가

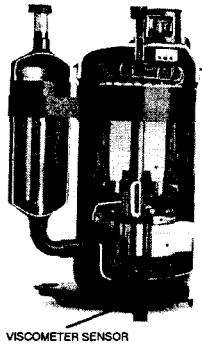


Fig. 4 Location of the viscometer.

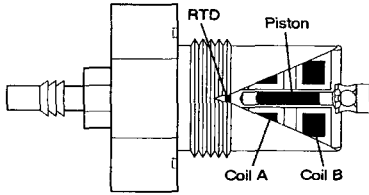


Fig. 5 Operation mechanism of the viscometer.

며 자기를 띄워 피스톤을 전기적으로 구동하게 된다. 피스톤이 이동할 때 하부에 갇혀 있던 유체가 강제로 피스톤 실린더 주위를 감싸게 되고, 유체의 점성저항을 받은 피스톤의 움직임은 느려지게 되는데 이때의 시간을 이용하여 점성계수를 구하며, 사용한 식은 (5)와 같다.

$$\tau = \mu \frac{V}{x} = \mu \frac{1}{t} \quad (5)$$

4. 실험조건 및 방법

액냉매의 압축기 유입은 오일농도 저하에 따른 압축기작동 불량을 일으킬 수 있다. 액냉매에 의해 발생하는 압축기 불량 여부는, 액냉매의 양과 액복귀 운전의 빈도수에 의하여 결정된다. 액냉매가 압축기에 영향을 주는 데는 3가지 형태가 있는데, 그것은 슬러깅(Slugging), 액복귀(Flood back), 그리고 플러드 스타트(Flooded start)이다. 슬러깅은 많은 양의 액냉매와 오일을 아주 짧은 시간에 압축하는 현상이며, 액복귀는 흡입가스와 함께 액냉매가 연속적으로 복귀하는 현상이고, 플러드 스타트는 압축기를 정지시켰을 때 압축기 내부로 액냉매가 이동하여 발생하는 것이다.

Table 1 Test condition of experimental section

No.	Temperature condition(°C)				RH (%)	SIZE
	IDDB	IDWB	ODDB	ODWB		
A	20	15	7	6	86.3	Heating
B	20	15	3	2.5	92.2	2.09 kW
C	20	15	2	1	83.8	3.62 kW
D	20	15	-10	-10	100	4.22 kW

이상에서 살펴본 바와 같이, 증기압축시스템에서 액냉매 유입에 의한 오일 회수와 회석에 영향을 끼치는 인자로는 운전조건, 배관의 길이, 냉매량, 그리고 여큐물레이터 및 기타 보조장치의 유무라고 할 있다. 본 연구에서는 운전조건인 외기 온도 변화를 변수로 한정시키고 시스템을 관찰하였다. 열펌프는 다양한 난방운전조건에서 사용되기 때문에 시험조건을 실용적인 난방운전조건의 범위로 선정하였고, Table 1에 그 조건을 나타내었다. 사용된 시료는 정속도 압축기를 사용한 정격난방 능력이 2.09 kW, 3.62 kW, 4.22 kW이며, 정격 냉매량이다. 실외기 온도에 따른 BSH와 오일막 두께의 경향을 파악하는 것을 본 실험의 목적으로 하였기에 액복귀(Flooding)를 촉진하는 단 배관의 사용이나 냉매의 과충전, 그리고 실내기 와 실외기의 유로차단 등의 영향은 배제하였다.

5. 실험결과 및 고찰

최소 오일막 두께는 베어링에 작용하는 하중과 오일의 점성, 그리고 베어링의 구조에 관련된 함수이다. 이 중에서 압축기 구조가 동일한 제품의 경우, 변수는 베어링 하중과 혼합물의 점성이 된다. 베어링 하중은 주어진 운전조건에서 시스템의 사이클로부터 얻어지고, 혼합물의 점성은 오일과 냉매의 고유물성치, 그리고 온도와 압력의 함수이다. 온도가 높을수록 분자운동이 활발해져 점성은 낮아지고, 혼합물의 점도가 비슷한 상태라도 부하가 큰 조건의 유막이 얇게 형성된다.

이상의 내용을 기본으로 하여 Fig. 6에 실험결과를 나타내었다. 2.09 kW 시료는 실외기의 온도가 낮아지면서 저온 포화온도 역시 낮아지나 실외공기와의 온도차는 14.3°C(ODDB 7°C)에서 약 1.6°C(ODDB -10°C)로 급격히 저하되었다. 따라서, 실외공기로의 열전달량이 줄어들어 증발기에

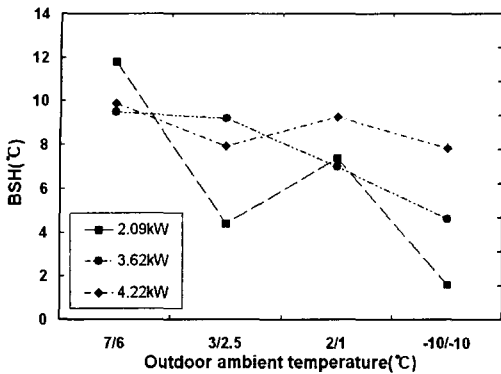


Fig. 6 Comparison of BSH with capacity according to outdoor ambient temperature (°C).

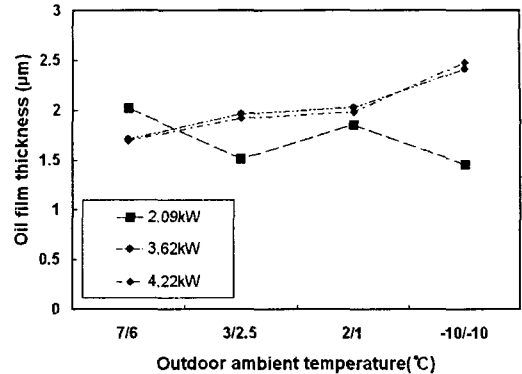


Fig. 8 Comparison of oil film thickness with capacity according to outdoor ambient temperature (°C).

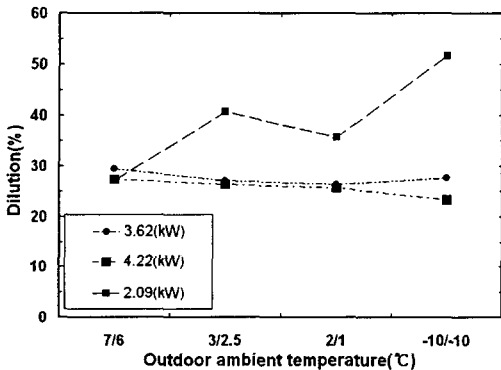


Fig. 7 Comparison of dilution with capacity according to outdoor ambient temperature (°C).

서 미처 증발하지 못한 액냉매가 압축기 내로 들어오면서 회석도(Dilution : 냉매의 질량/혼합물의 질량, wt%)가 높아지고, 혼합물의 점도와 압축기 하단부의 온도도 낮아지게 된다. 베어링 하중을 결정하는 고압과 저압의 차이는 실외공기 온도가 -10°C 경우가 7°C인 경우보다 20%(2 kg/cm²) 정도 낮아졌으나, Fig. 7의 2.09 kW 시료의 회석도(Dilution)는 27%에서 52%로 약 1.92배 정도 증가하였다. Fig. 8에서는 2.09 kW 시료의 오일막 두께가 액복귀의 영향으로 인하여 실외공기 온도가 낮아질수록 얇아지는 경향을 나타내었다, 액복귀로 인한 회석도의 증가에 의한 영향이 큰 경우에는 BSH의 감소가 오일막 두께의 경향을 표현한다는 것을 알 수 있었다. 실외기 온도조건 B의 경우가 C보다 BSH 및 오일막 두께가 낮은 것은

상대습도의 차이로 인한 저온측 부하의 크기가 달라졌기 때문인 것으로 생각된다.

3.62 kW와 4.22 kW 시료에 대하여도 동일한 시험을 수행하였다. 2.09 kW 제품과 비교할 때, 실외기 온도가 낮아짐에도 불구하고 회석도값은 크게 변하지 않았고, 오일막 두께도 2.09 kW의 경우와는 달리 증가하는 경향을 나타내었다. 회석도의 증가값이 작은 것은 실외기 온도조건에 의해 증발기의 부하가 적어 액냉매가 유입될 가능성이 있었으나, 시험시료에 장착된 어큐물레이터 등의 부속기기의 영향으로 앞서 검토한 2.09 kW 시료보다 액냉매의 압축기 하부로의 유입량 증가가 적다는 것을 나타낸다. 액냉매의 유입이 적을 경우, 오일 측면에서는 주위온도가 낮을수록 점도는 높아지고, 실외기 온도가 낮아질수록 베어링 하중도 감소하여 오일막 두께도 저온영역에서 증가하게 된다. Fig. 6의 3.62 kW와 4.22 kW 시료의 BSH 변화량은 회석도나 오일막의 경향과는 다르게 실외공기 온도가 낮아지면, BSH도 낮아지는 경향을 나타내었다. 다만 실외기 온도조건이 A인 경우의 BSH와 D인 경우의 BSH값의 감소분이 액냉매 유입이 있는 경우처럼 10°C 이상씩 감소하는 것이 아니라 5°C 이하였다. 이것은 BSH 감소가 작더라도 액냉매 유입 및 주위온도의 변화에 따른 영향이라고 생각된다.

Fig. 8의 오일막 두께의 경우를 살펴보면, 2.09 kW 시료의 결과와는 반대로 BSH가 낮아짐에도 불구하고 오일막 두께가 증가하는 경향을 나타내고 있다. 이것은 각각의 시스템에 사용된 어큐물레이터의 크기 및 냉매와 오일양의 비, 그리고

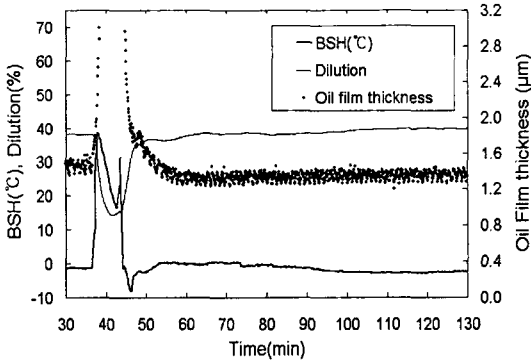


Fig. 9 The result of continuous operation.

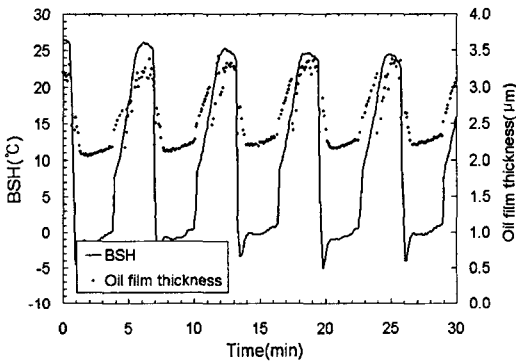


Fig. 10 The result of on/off operation.

투입된 냉매의 절대적인 양에 따라서 BSH가 저하된다고 하여도 압축기 하부 베어링에서의 상태는 다른 경향을 나타냄을 알 수 있었다.

Fig. 9와 Fig. 10은 연속운전과 단속운전 조건으로 운전했을 때의 BSH와 희석도, 그리고 오일막 두께의 변화추이를 시간에 따라 도시한 그래프이다. Fig. 9를 보면 압축기 기동 초기 액냉매의 유입으로 희석도가 증가하다 시스템이 안정화되면서 희석도는 일정한 값을 나타내었다.

오일막 두께도 압축기 기동 초기 희석도가 증가함에 따라 얇아졌다가 시스템이 안정화되면서 일정한 두께를 유지하였다. 따라서, 압축기 신뢰성을 평가하기 위하여 오일막 두께를 결정할 때 연속운전의 경우는 기동 초기의 액냉매 유입이 증가하는 시간대를 제외한 나머지 구간의 평균값을 사용하여 판정할 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 6에서 Fig. 8까지의 결과는 난방 연속운전시의 값들이다.

단속운전의 경우는 Fig. 10에 나타낸 바와 같이

압축기 기동 초기에 일어나는 액냉매 유입현상이 연속적으로 반복됨으로 기동 후 몇 분간의 영역이 나타내는 오일막 두께의 평균값으로는 압축기의 신뢰성을 판정할 수 없음을 알 수 있다. 따라서 단속운전의 경우에는 오일막 두께가 관리치 이하로 내려가는 시간을 합산하여 평가하는 방법이 좋을 것으로 생각된다. 단속운전의 신뢰성 평가방법에 대한 구체적인 논의는 향후과제로 진행하고자 한다.

6. 결론

공냉식 열펌프 시스템에 대한 실외기 온도의 변화에 따른 압축기 내에서의 냉매거동에 대한 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 최소 오일막 두께는 오일의 점도와 작동 온도 및 압력으로 결정되는 베어링 하중에 의해 예측이 가능하며, 압축기 하단부에서의 혼합물의 상태를 대표한다.

(2) BSH가 액복귀 현상이 있을 경우 압축기 내의 냉매거동을 대표할 수는 있다. 그러나 실외기온도 변화에 따른 압축기 신뢰성을 평가하기 위해서는 오일점성을 직접 측정하지 않고, 측정된 BSH가 낮아진 현상만을 가지고는 혼합물의 상태를 판단할 수는 없었다.

(3) 연속운전의 경우는 안정영역에 대한 오일막 두께 평균값으로 신뢰성을 판정할 수 있었다.

(4) 단속운전의 경우는 오일막 두께의 평균값으로 신뢰성을 판정하기는 부족하며, 오일막 두께가 관리치 이하로 내려간 시간대의 합계를 이용하는 등의 다른 방법이 필요하다.

참고문헌

1. Kim, C. M., Hwang, Y. J. and Cho, K. S., 1999, Study on the system start up characteristics with oil and liquid level visualization, Proceedings of the SAREK '99 Annual Winter Conference, pp. 178-184.
2. Jun, S. M., 1988, Lubricant Engineering, Dong-Myung.
3. Min, K. K. and Hwang, I. S., 2000, Oil circulation rate in rotary compressor: Its measurement and factors affecting the rate,

- 15th International Compressor Engineering Conference, pp. 269-274.
4. Lee, J.B. and Lee, S.K., 2003, Correlation analysis between OCR and differential pressure of rotary compressor, Proceedings of the SAREK 2003 Summer Annual Conference, p. 122.
 5. Kim, Y.J., Lee, S.K., Youn, Y. and Ko, H.S., 2003, Analysis of oil behavior inside rotary compressor using flow visualization technique, Proceeding of the SAREK 2003 Winter Annual Conference, pp. 429-434.