772 설비공학논문집 제 17 권 제 8 호(2005)/pp. 772-779

가시화 기법을 이용한 로터리 압축기 상부의 오일 거동 분석

조 필 재, 이 승 갑*, 윤 영*, 고 한 서**†
성균관대학교 기계공학과 대학원, *삼성전자 DA총괄 RC개발, **성균관대학교 기계공학부

Analysis of Oil Behavior inside Upper Part of Rotary Compressor Using Visualization Technique

Pil-Jae Cho, Seung-Kap Lee*, Young Youn*, Han Seo Ko†**

Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Kyunggi-Do 440-746, Korea
**Department of R&D of Rotary Compressor, Samsung Electronics Co., Kyunggi-Do 000-000, Korea*
***School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Kyunggi-Do 440-746, Korea*

(Received January 25, 2005; revision received June 13, 2005)

ABSTRACT: An efficiency of a refrigeration cycle and a reliability of a compressor can be reduced if a refrigerant including excessive lubricating oil is exhausted from the compressor. Thus, the analysis of the oil behavior inside the compressor is required to prevent the problem. A tested rotary compressor with visualization windows has been manufactured in this study to investigate the oil behavior using developed visualization techniques. The oil behaviors at various operating conditions have been quantified to obtain the relationship with the outlet pressure inside the compressor. Also, the effect of the operating conditions on the quantity of the exhausted oil from the rotary compressor has been investigated using a manufactured test model.

Key words: Rotary compressor(로터리 압축기), Oil behavior(오일 거동), Quantification(정량화), Flow visualization technique(유동 가시화 기법), Average intensity(평균 밝기)

기 호 설 명

I : Intensity [%]
I_{avg} : 평균 밝기 [%]
M : 캡쳐 이미지 행수
N : 캡쳐 이미지 열수
P_c : 응축기 내부압력
P_e : 증발기 내부압력
Q_E : 오일 토유량 [ml]
Q_I : 오일 주입량 [ml]
Q_R : 내부 잔류량 [ml]
T_s : 압축기 입구온도

† Corresponding author
Tel.: +82-31-290-7453; fax: +82-31-290-5849
E-mail address: hanseoko@yurim.skku.ac.kr

1. 서 론

현재 가정용 룸 에어컨에서 주로 채용되고 있는 로터리 압축기 신뢰성 향상[1]을 위한 노력은 다각도에서 진행되고 있으나 오일 토유량 저감 기술에 대한 연구는 아직 미미한 상태이다. 압축기 내부 오일이 순환 냉매에 의해 과다 토출될 경우, 응축기로 유입된 오일은 냉각관 표면에 유막을 형성하여 열전달 특성을 저하시킨다. 또한,

팽창밸브의 동결과 증발온도 상승에 의한 냉동능력 감소 및 압축기 내부 오일 부족 현상을 초래한다. 따라서, 압축기의 신뢰성 및 에어컨 사이클의 성능 향상을 위해 압축기 내부 오일의 과다 토유 억제가 필요하다.

현재까지 토유량 저감 기술[2,3]은 오일 순환경로 변경에 의해 압축기 상부에서의 냉매유속을 감소시킴으로써 발생하는 밀도차에 의한 오일 분리방법, 에이컨 사이클의 설계 및 운전방법 개선, 그리고 압축기 내부에 오일 억제기구 설계방법[4] 등에 의해 시도되었으며, 각각의 윤활 대상들, 즉 축의 입구, 주 저널 베어링과 보조 저널 베어링, 압축 챔버와 석션부 회전 끝단의 갭을 통한 오일 누수 등에 대한 연구[5-7]가 주를 이루었다. 이러한 연구는 압축기에서 오일 및 냉매유동에 관련되어 유동의 원활함을 체크하기 위해 단지 가시화창을 설치하여 육안으로 확인한 것이 대부분이며 다른 부분은 불투과성 물질 때문에 내부 오일 거동에 대한 정확한 데이터 없이 시도된 것이다. 명확한 오일 저감 및 오일 분리 시스템의 설계를 위해서는 다양한 조건 하에서 압축기 내부의 오일 거동 분석 및 토유 오일 정량화가 선행되어야 한다.

본 연구에서는 가시화 기법[8]을 이용하여 테스트 모델과 가시화창이 장착된 압축기 상부의 오일 거동을 가시화하고, 새로운 정량화 기법을 개발하여 현재까지 수행된 바 없는 실제 가동중인 압축기 상부의 오일 거동 분석을 시도하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 정량화 기법

압축기 및 테스트 모델 상부에 오일은 대부분 구형태를 가지기 때문에 오일은 모든 방향으로 빛을 반사 또는 굴절시킨다. 따라서 Laser Sheet에 투영된 오일이 CCD 카메라에 촬영될 경우 밝은 부분으로 존재하게 되며, 만약 오일의 양이 증가하게 되면 Fig. 1에서와 같이 촬영된 영상 중 오일 부분의 밝은 영역이 증가하게 된다. 이러한 원리를 이용하여 압축기 및 테스트 모델 내부 오일량을 계산할 수 있다. 실기 모델 압축기의 경우, 식(1)을 이용하여 평균 밝기(Average intensity) I_{avg}를 구할 수 있다.

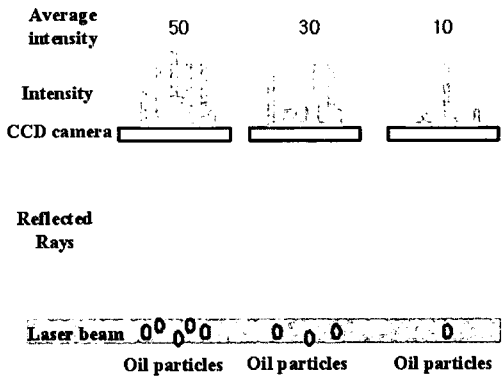


Fig. 1 Principle of quantification of intensity.

$$I_{avg} = \frac{\sum_{i=0}^{M\times N} I(i)}{256*(M\times N)} \times 100\% \quad (1)$$

윗 식에서 M, N은 평균 밝기를 구하기 위한 영상 pixel의 행과 열의 개수를 나타내며, 8 bit의 최대 밝기는 255이다.

테스트 모델의 경우 계산영역에서 미소량의 오일이 분포하기 때문에 대부분의 영역이 노이즈값을 포함한 어두운 영역으로 존재하게 되고, 이 노이즈 영역은 계산값의 오차를 증가시키는 요인으로 작용하므로, 이를 저감시키는 방안으로 밝기가 일정량 이하인 pixel의 경우 그 밝기값을 0으로 결정하고 그 이상의 값들로 평균값을 계산하였다. 따라서, 식(2)에서 보는 바와 같이 미량분석의 정량 범위 표현값인 ppm을 이용하여 테스트 모델에서의 평균 밝기를 구하였다.

$$I_{avg} = \frac{n_{oil}}{256*(M\times N)} \times 10^6 \text{ (ppm)} \quad (2)$$

윗 식에서 n_{oil}은 계산영역에서 peak point, 즉 오일 입자가 존재하는 pixel의 밝기값들을 모두 합한 값을 의미한다.

2.2 테스트 모델

실모델 압축기의 경우, 고온 고압 상태에서 가동하며 다양한 가동 조건 하에서 다량의 오일이 토출구 주변에 분포하므로 레이저광의 산란을 가중시켜 토출구 주변 오일 입자 거동 파악이 어렵

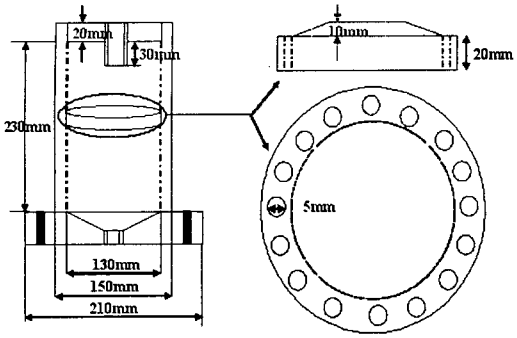


Fig. 2 Layout of test model.

고, 토출구를 통한 토유 오일량 측정이 쉽지 않으므로 이러한 문제점을 보완하기 위해 테스트 모델을 제작하였다. 또한, 테스트 모델은 냉매와 오일의 원하는 양을 주입한 후 레이저 투영 영상을 관찰할 수 있다는 장점이 있다.

테스트 모델은 실기 모델 압축기 가장자리 Cut-core부에서 오일이 분출되는 형태와 유사한 거동을 모사하기 위해 Fig. 2에서 보는 바와 같이 가장자리에 여러 개의 홀이 있는 원판으로 설계하였고, 냉매가 하부에서 주입될 때 홀에 정체되어 있던 오일이 상부로 분출되는 효과를 가중시키기 위해 홀의 직경은 5 mm로 하였으며, 출구 주변 입자 거동 가시화를 위해 아크릴로 제작하였다. Fig. 3은 테스트 모델 실험장치 개략도를 나타낸 것이다. 테스트 모델의 중요 실험 변수인 오일(Mineral Oil)과 냉매(R22)의 주입량은 오일 Generator와 Regulator를 이용하여 제어하였으며, Heating Circulator와 항온조는 주입 냉매의 온도 조절을 위해 설치하였다. 테스트 모델 내부 오일 거동 분석은 80 mW 강도의 Ar-Ion 레이저를 이용하였다.

실험은 테스트 모델 내부에 오일 점착현상을 고려하여 먼저 시운전 후 Table 1의 4가지 조건에 대해 수행하였다. 영상은 Cylindrical Lens를 이용하여 생성된 수평, 수직의 레이저 Sheet에 투영된 오일 입자의 굴절 및 반사 현상 촬영을

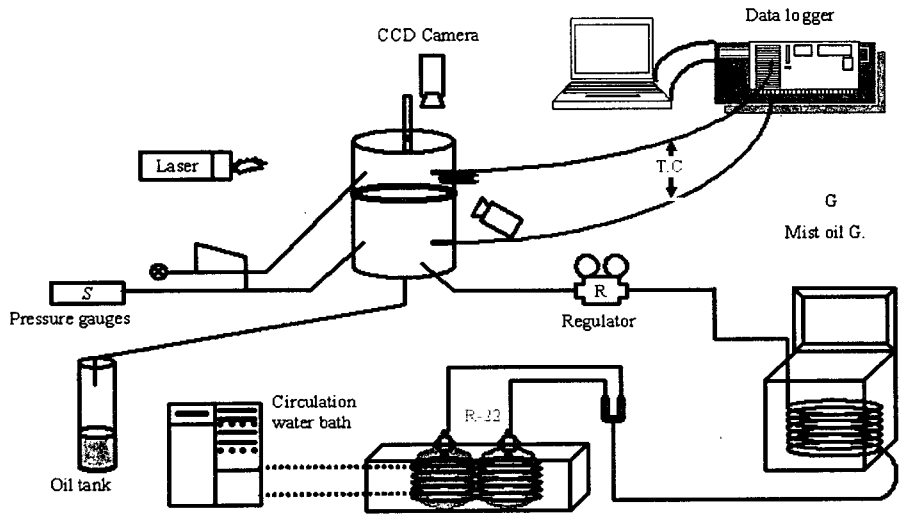


Fig. 3 Experimental setup for test model.

Table 1 Average intensity with inserted refrigerant and discharged oil for test model

Condition	Inserted refrigerant (kg)	Discharged oil (Q_E) (ml)	Average intensity (ppm)
1 atm, 77℃	4.06	7	5502
2 atm, 77℃	6.60	10	8850
1 atm, 57℃	4.12	2	2865
2 atm, 57℃	6.22	7	6686

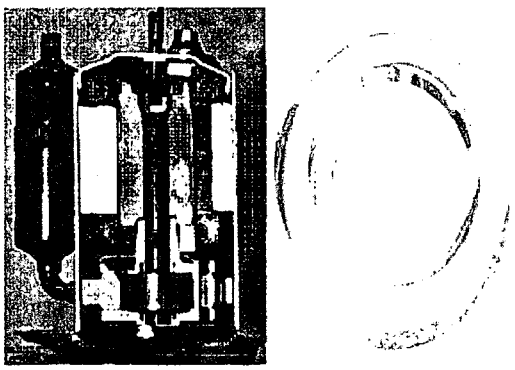
통해 획득하였다. 점성에 의해 직경 5 mm 홀에 정체되어 있던 오일은 상하부 압차에 의한 냉매의 운동량 증가로부터 발생한 힘에 의해 상부로 분사되어 오일 Mist가 발생하는데, 오일 Mist의 직경은 대략 0.1~1 mm이다. 식(3)은 토유량 관계식이며 토유량 Q_E는 주입량 Q_I와 잔류량 Q_R을 저울을 이용해 측정하여 계산하였다. 오일 주입량 Q_I는 60 ml로 동일하게 주입하였다.

$$Q_E = Q_I - Q_R \tag{3}$$

2.3 가시화용 로터리 압축기

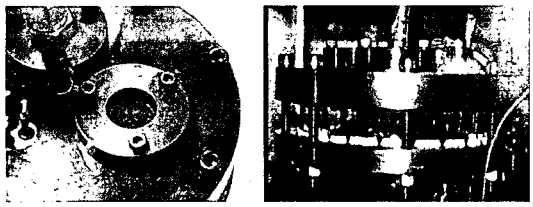
실제 로터리 압축기 외부는 Fig. 4(a)와 같이 불투명 물질로 덮여 있어 가시화창 장착을 위한 설계 변경 없이는 레이저를 이용한 압축기 내부 가시화가 불가능하다. 따라서, 압축기 상부의 오일 거동 가시화를 위해 Fig. 4(b)와 같이 레이저 투과가 가능한 석영을 이용하여 도넛 형상의 측면 가시화를 위한 가시화창, 단면 가시화를 위한 원형 디스크 형상의 가시화창을 제작하였다. Fig. 5는 가시화창이 장착된 사진이며, 설치된 가시화창은 안정성 확보를 위해 실제 운전조건의 3배인 60 atm까지 정적 내압 테스트를 실시하였다. 또한, 가시화창을 충격으로부터 보호하기 위해 0.2 mm 두께의 Polymer Film을 가시화창 상하부에 장착하였다.

1,2단계 실험의 영상획득을 위해서는 8 bit(0~255)의 영상 깊이와 640×480의 해상도를 가진 흑



(a) Cross-sectional view (b) Quartz for visualization

Fig. 4 Photographs of rotary compressor.

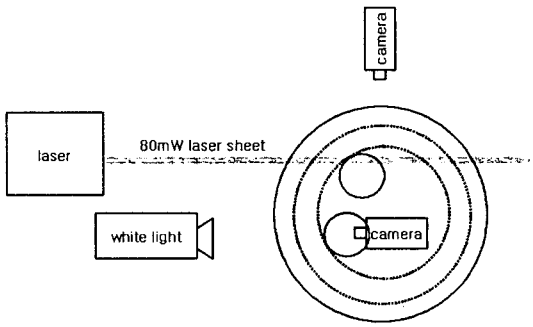


(a) Top view (b) Side view

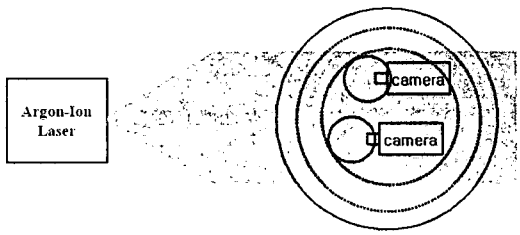
Fig. 5 Photographs of rotary compressor with visualization window.

백 CCD 카메라인 소니사의 XC-55 모델을 사용하였으며, 3단계 실험에서는 노이즈 저감을 위해 같은 영상 깊이에 1,024×768 해상도를 가진 소니사의 HR70C 모델을 사용하였다. 모든 실험에서 카메라 노출시간은 1/1,000sec, 렌즈의 aperture number는 f/8로 실험을 수행하였다.

실험은 3단계로 수행하였는데 1단계는 압축기 입구의 온도변화와 압축기 출구 압력변화에 따른 평균 밝기변화, 2단계는 압축기 출구압과 출구 온도변화에 따른 압축기 내부 평균 밝기변화, 그리고 3단계는 다양한 운전조건에 따른 내부 평균 밝기변화를 조사하였다. Fig. 6(a)는 1단계 측정장치 개략도이며, 1단계 실험에서는 오일 거동을 상

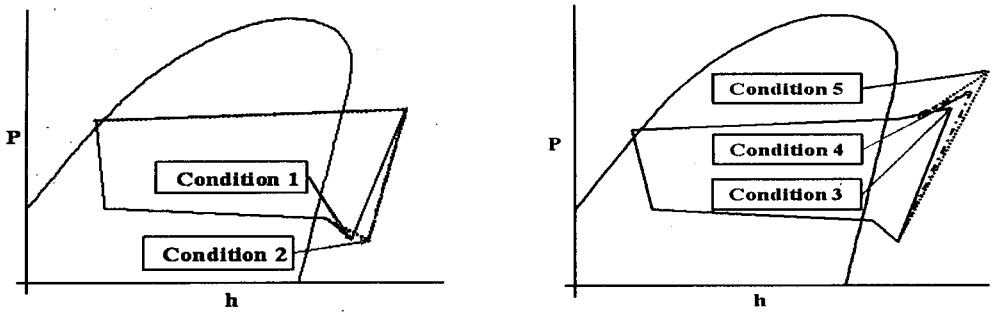


(a) Exp. I (Top view)



(b) Exp. II (Top view)

Fig. 6 Schematic diagram for experiment.



(a) Conditions 1 and 2 (b) Conditions 3, 4 and 5

Fig. 7 Cyclomatic chart of experiment.

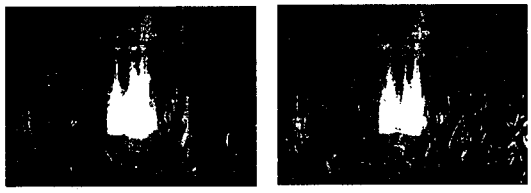
면과 측면에서 관찰하기 위해 측면은 Laser Sheet을 이용 투사 영상을 촬영하였고, 상면은 백색광에 의해 투사된 영상을 촬영하였다. 레이저를 통해 실시간으로 동시에 수평과 수직 영상을 촬영할 경우 레이저 간섭으로 인해 영상의 왜곡이 일어나므로 이를 방지하기 위해 수직 영상은 레이저를 이용하였고 수평 영상은 백색광을 이용하였다. Fig. 6(b)에서 보는 것과 같이 2단계 실험에서는 압축기 출구 압력과 온도에 따른 보다 정확한 영상 촬영을 위해 광원을 레이저만 사용하였으며 평면 영상을 CCD 카메라로 촬영하였다. 3단계 측정은 촬영기기의 노후로 인한 노이즈 발생이 우려되어 CCD 카메라를 교체하고 레이저 강도를 15 mW 증가시켜 2단계와 같은 세팅 상태에서 촬영하였으며 냉동 성능 평가 조건 및 다양한 운전 조건에서 실험을 수행하였다. 1단계 실험의 각 조건에 대한 P-h 선도를 Fig. 7에 나타내었다.

3. 실험결과 및 논의

3.1 테스트 모델

Table 1은 4가지 조건에 대한 테스트 모델 내부 평균 밝기 및 토유량을 나타낸 것이다. 테스트 모델에서는 주입 냉매의 온도 또는 압력의 증가에 따라 평균 밝기 및 토유량이 증가하였다. 이는 온도가 증가함에 따라 오일의 점도가 급격하게 감소하기 때문이다. 또한, 이 결과를 통해 토출구 주변에 존재하는 오일 입자량이 증가할수록 평균 밝기가 증가하며 토출되는 오일량도 비례적으로 증가함을 알 수 있다.

Fig. 8은 압력변화에 따른 테스트 모델 내부 오일 입자 거동을 CCD 카메라로 촬영한 영상으로 주입압이 높을 때 토출구 주변 오일 입자의 양이 증가함을 알 수 있고, 가장자리에서 상부로 분사된 Mist 오일은 포물선 형태의 궤적을 그리며, 토출구에 근접한 경우 냉매유동으로 발생한 항력에 의해 냉매와 함께 토출구로 빠져나가는 형태를 보임을 관찰하였다.



(a) 1 atm (b) 2 atm

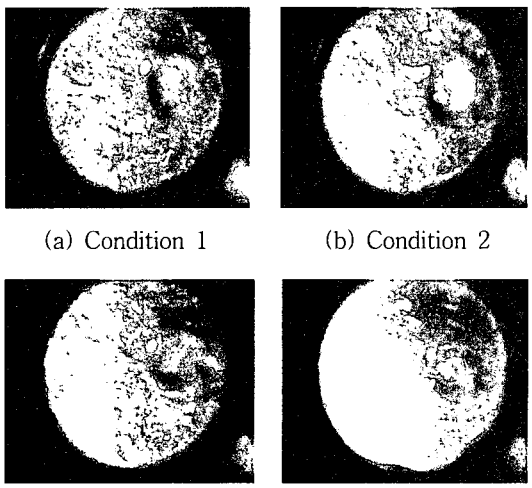
Fig. 8 Oil behaviors by inlet pressure.

3.2 로터리 압축기

1단계 실험결과로 압축기 입구 냉매 온도변화, 압축기 출구 온도 및 압력변화에 따른 평균 밝기 변화를 Table 2에서 보여주고 있다. 실제 로터리 압축기에서 압축기 입구의 냉매 온도는 압축기 내부의 평균 밝기변화에 영향이 크지 않았으며, 제어가 가능한 독립변수인 압축기 출구의 압력 및 온도가 증가함에 따라 압축기 내부의 평균 밝기가 증가함을 알 수 있었다. 테스트 모델에서는 입구 온도에 따라 모델 내부의 평균 밝기가 변화하는 현상을 보였는데 그 이유는 테스트 모델은 상온 상태에서 실험을 수행하므로 주입 온도의 증가로 인해 내부 오일의 점도가 급격히 감소하여 상부에 많은 오일이 존재하게 되기 때문이다.

Table 2 Average intensities with various conditions for rotary compressor

	Inlet temperature (℃)	Outlet temperature (℃)	Outlet pressure (atm)	Average intensity of top view (%)	Average intensity of side view (%)
Condition 1	26.3	89.3	11.8	53.1	60.1
Condition 2	30.0	90.6	11.9	53.2	60.5
Condition 3	29.6	95.6	13.1	56.4	60.8
Condition 4	30.0	106.1	16.2	60.8	64.9
Condition 5	30.1	123.6	20.7	75.3	76.3



(a) Condition 1 (b) Condition 2

(c) Condition 3 (d) Condition 5

Fig. 9 Captured images of Exp. I.

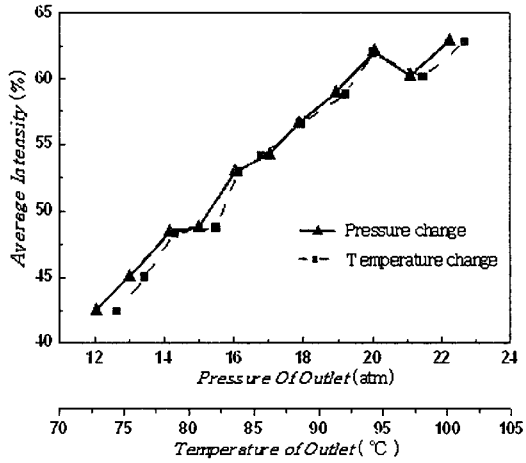


Fig. 10 Average intensity of rotary compressor with outlet temperature and pressure.

하지만, 실제 압축기 모델은 점도 변화가 적은 고온 조건에서 실험을 수행하므로 온도에 따른 평균 밝기의 변화는 크지 않음을 알 수 있다.

Fig. 9는 실제 압축기 모델에서 1단계 실험조건에 따른 촬영 영상으로 각 영상 내부의 원형 모양의 점착물은 상부 가시화창에 오일이 점착되어 나타

Table 3 Conditions and average intensities for Exp. Ⅲ

No	Name	Parameter	P_e (atm)	P_C (atm)	T_S (℃)	Intensity (%)
1	ASHRAE-T	Standard	6.4	21.9	35.0	25.7
2	ARI	T_S	6.4	21.9	18.3	26.6
3	ARI-low suction temp		6.4	21.9	9.2	25.9
4	A/C cooling standard		6.9	17.6	15.0	28.0
5	High condensing pressure	P_C	6.4	24.8	35.0	30.7
6	Low condensing pressure		6.4	17.6	35.0	23.9
7	High evaporating pressure	P_e	6.9	21.9	37.8	28.5
8	Low evaporating pressure		5.1	21.9	27.8	22.9
9	Ultra-low evaporating pressure		3.6	21.9	17.8	19.6

난 것이며, 이는 계산영역에서 제외되었다. 이 영상으로부터 평균 밝기가 압축기 출구압에 의해 증가하는 것을 알 수 있으므로 압축기 내부 오일량 변화의 주인자는 압축기 출구압이라고 할 수 있다.

2단계 실험에서는 1단계 실험에서 발견된 평균 밝기변화의 주인자인 압축기 출구 압력 및 온도를 변화시켜 가며 압축기 내부 평균 밝기를 측정하였는데 Fig. 10에서 보는 바와 같이 압축기 출구 압력 및 온도 증가에 따른 압축기 내부 평균 밝기는 비례적으로 증가하였다. 압축기 출구 온도의 증가는 압축기 출구압의 증가에 기인하므로 압축기 내부 평균 밝기변화의 주인자는 출구 압력임을 알 수 있었다. 이는 출구압이 증가할수록 내부 압력차가 증가하며 냉매의 유속이 커지므로 더 많은 양의 오일이 상부로 분사되기 때문이다.

3단계 실험은 압축기 신뢰성 확보 및 압축기 내부 평균 밝기변화에 어떤 다른 영향이 있는지를 추가로 알아보기 위해 Table 3에서 보는 바와 같이 ASHRAE에서 정한 표준 냉동 성능 평가 조건들 중 응축기 압력(P_c) 변화 및 증발기 압력(P_e) 변화에 관련된 조건을 적용하여 실험을 수행하였다. 3단계 실험결과도 Fig. 11에서 보는 바와 같이 입구 온도(T_s)의 영향은 크지 않았으나 압축기 출구압의 증가에 따른 압축기 내부 평균 밝기는 증가 경향을 보여 1, 2단계 실험과 유사한 결과 데이터를 얻었다. 3단계 실험에서 얻어진 또 하나의 결과는 압축기 내부의 평균 밝기 증가는 압축기 출구 압력뿐 아니라 조절할 수 있는 독립변수인 증발압의 증가에 따라 급격하게 증가한다는 것이다.

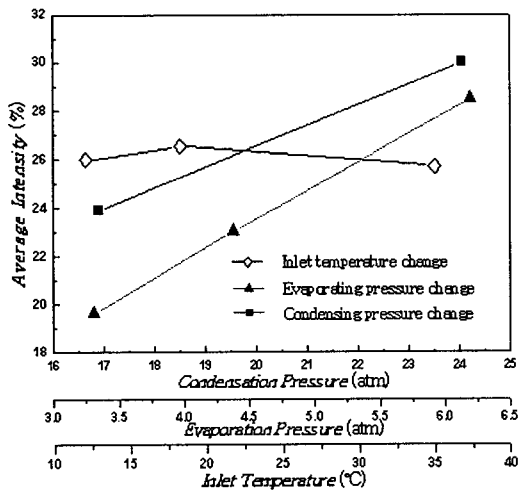


Fig. 11 Average intensity of rotary compressor with outlet temperature evaporation and condensation pressure.

4. 결 론

가시화 기법을 이용한 테스트 모델과 로터리 압축기 상부의 오일 거동 분석을 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 유동 가시화 기법을 통한 테스트 모델 및 로터리 압축기 내부의 오일 거동 분석을 통해 오일 토출량과 토출관 주변에 존재하는 오일량과의 관계를 규명하고 이를 통해 정량적인 연구의 가능성을 제시하였다.

(2) 기체 상태의 냉매가 로터리 압축기 내부로 주입되는 경우 로터리 압축기 상부의 평균 밝기는 압축기 입구 온도에 거의 영향을 받지 않는다.

(3) 압축기 내부 평균 밝기변화의 주인자는 독립변수인 압축기 출구의 압력과 증발압이다.

(4) 테스트 모델을 이용하여 실기 모델에서 관찰하기 어려운 오일 토출 메커니즘을 모사할 수 있었으며 정량적 측정이 가능하였다.

후 기

본 연구는 삼성 전자와 성균관대학교의 산학협력체인 미래가전연구센터(2004-0687-600)의 지원으로 이루어졌다.

참고문헌

1. So, S. K., Lee, S. K. and Pack, Y. S., 1998, Rotary compressor for air-conditioning, Fluid Machinery J., Vol. 1, pp. 106-112.
2. Lee, J. B. and Lee, S. K., 2003, Correlation analysis between OCR and differential pressure of rotary compressor, Proceedings SAREK 2003, Summer, pp. 700-704.
3. Kim, H. S. and Katsuta, M., 1995, Influence of refrigerant oil on evaporator performance, Trans, JAR, Vol. 12, No. 1, pp. 1-24.
4. Parkash, N. and Pandeya, P., 1986, A sim-

plified procedure for designing hermetic compressors, Purdue Comp. Conf., pp. 415-427.
5. Asanumza, H., Itami, T. and Ishikawa, H., 1984, An experimental study of the shaft oil supply mechanism of a rotary compressor, Proceedings the International Compressor Engineering Conference, Purdue, pp. 383-390.
6. Takebayashi, M., Iwata, H. and Sakazume, A., 1988, Discharge characteristics of an oil feeder pump using nozzle type fluidic diodes for a horizontal compressor depend on the driving speed, Proceedings the International Compressor Engineering Conference, Purdue, pp. 19-26.
7. Kim, K. and Cho, K., 1988, A study on lubricating system of hermetic rotary compressor, Proceedings the International Compressor Engineering Conference, Purdue, pp. 27-33.
8. Ko, H. S. and Kim, Y. J., 2003, Tomographic reconstruction of two-phase flows, KSME Int. J., pp. 571-580.