

# 변속실외기팬을 사용한 텐덤형냉방기의 과열도제어에 관한 연구

한도영<sup>†</sup> · 김재현<sup>\*</sup>

<sup>†</sup> 국민대학교 기계·자동차공학부, <sup>\*</sup> 국민대학교 기계공학과 대학원

## A Study on the Superheat Control of a Tandem-type Airconditioner by Using a Variable Speed Outdoor Fan

Doyoung Han<sup>†</sup>, Jaehyun Kim<sup>\*</sup>

**ABSTRACT:** For the safe operation of an air conditioner, the liquid carryover to compressors should be minimized and compressors should be operated in the specified region of suction and discharge pressures recommended by compressor manufactures. In this study, a capillary assisted tandem-type airconditioner was considered. A variable speed outdoor fan was used to control operating points of the system. Test results showed the possibilities to move system operating points to the safe region by controlling the speed of an outdoor fan.

**Key words:** Tandem-type air conditioner(텐덤형 냉방기), Variable speed outdoor fan (변속 실외기팬), Compressor failure(압축기 고장), 과열도제어(Superheat control), Capillary tube (모세관)

### 기 호 설 명

- $T_{sh}$  : 과열도 [°C]
- $P_d$  : 압축기 토출압력 [kg/cm<sup>2</sup>]
- $P_s$  : 압축기 흡입압력 [kg/cm<sup>2</sup>]
- $m_d$  : 냉매 순환량 [g/sec]
- $P_{input}$  : 소비전력 [kW]
- Capa : 냉방용량 [kW]
- COP : 성적계수 [W/W]

기후의 아열대화 현상과 생활수준의 향상으로 공조시스템의 보급이 급격히 증가하고 있으며 이에 따른 전력난은 각종 규제를 수반하게 되었다. 전력난 해소를 위해 각 제조사들은 절전형 공조 시스템 기술개발에 심혈을 기울이고 있으며 열교환기, 압축기, 팽창장치, 팬 및 냉매 등과 같은 구성부품의 기술개선과 시스템의 효율적인 운영을 위한 시스템 최적 설계에 초점을 맞추어 활발히 연구가 진행되고 있다.<sup>(1, 2)</sup> 공조시스템의 용량 제어를 위해 인버터 압축기를 사용한 경우 압축기 회전수 제어를 통해 부하 변동에 적절히 대응할 수 있어 에너지 절감 효과를 얻을 수 있으나 제조원가가 높으므로 이를 극복하기 위하여 다수의 정속형 압축기를 사용하는 텐덤형냉방기가 주목을 받고 있다.<sup>(3)</sup> 텐덤형냉방기의 팽창장치로 전자팽창밸브를 사용한 경우 운전환경 변화에 대하여 과열도 제어가 가능하고 압축기 안전운전영역

### 1. 서 론

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-2-910-4675; fax: +82-2-910-4839

E-mail address: dyhan@kookmin.ac.kr

에서의 운전이 용이하다. 그러나 현재 제조되고 있는 탠덤형냉방기의 대부분은 부품을 공유하고 제조원가를 최소화시키기 위해 모세관을 사용하고 있으며 따라서 시스템의 안전운전을 위해 과열도를 높게 설계하고 정속형 AC 모터를 사용하고 있으나 시스템 안전운전 측면에서 바람직하지 못하며 특히 다양한 부하변동에 유연하게 대처할 수 없는 단점을 가지고 있는 실정이다.

본 연구에서는 팽창장치로 모세관을 사용한 탠덤형냉방기에 실외기팬으로 속도가 일정한 정속형팬 대신에 속도변경이 가능한 속도 가변형팬을 적용하여 다양한 조건에서 팬의 속도를 제어함으로써 안정된 과열도제어 및 압축기 토출온도제어를 할 수 있으며 압축기안전운전영역 내에서 시스템 운전이 가능함을 확인하는 것을 목적으로 한다.

## 2. 탠덤형냉방기

본 연구를 위해 선택된 탠덤형냉방기는 Fig. 1에서 보듯이 ASRE/T<sup>(4)</sup> 조건에서의 정격 용량이 각각 4.4 kW, 2.6 kW인 두 대의 로터리형식 압축기와 직경이 1.24 mm 이며 길이가 900 mm 인 모세관 4개를 사용하였고, 비교연구를 위해 실외기팬의 모터로 단속 AC 인덕션 모터와 BLDC 모터를 적용한 두 종류제품을 사용하였으며 자세한 제품제원은 Table 1에 나타내었다.

## 3. 냉방기의 안전운전

다양한 실내외의 조건에서 운전되는 탠덤형냉방기의 압축기 고장을 방지하기 위하여 증발기출구 과열도는 압축기에서 액압축이 이루어지지 않는 최저허용과열도 이상을 유지하여야 하고 압축기 토출온도는 최대허용온도 이하를 유지하여야 하며 운전압력은 압축기안전운전영역 내에서 운전 되어야 한다.

### 3.1 압축기 고장

압축기 고장은 주로 냉매의 액상압축, 모터 코일의 냉각불량, 원활하지 못한 유통에 기인한다. 냉매의 액상압축이란 압축기 입구에서의 냉매가 증발기에서 충분한 열교환이 이루어지지 않은 상태에서 액체상태로 압축기로 흡입되

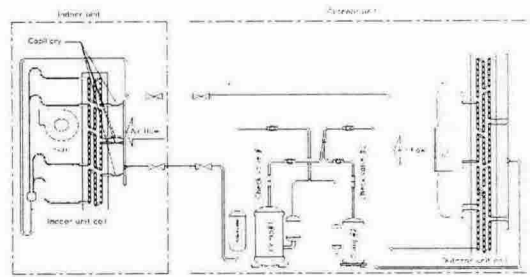


Fig. 1 Tandem-type air-conditioner

Table 1 Specification of a tandem-type air-conditioner

Component		Specification		
Outdoor unit	Compressor	Comp#1 : 4.4kW Rotary type		
		Comp#2 : 2.6kW Rotary type		
	Fan	43.6m <sup>3</sup> /min, Axial type	AC Motor	BLDC Motor
	Coil	Φ9.52*3row*34step Sine-waved type		
Indoor unit	Fan	15 m <sup>3</sup> /min, Sirocco type	AC Motor	
	Coil	Φ6.4*3row*14step Sine-waved type		
	Capillary	Φ1.24*L900*4ea		

어 압축됨으로써 압축기가 손상되는 것을 의미하며, 모터의 냉각 불량이란 운전환경에 종속된 냉매 순환량이 감소하거나 냉매의 압축토출온도가 상승하여 압축기 모터코일에서 발생된 열을 충분히 제거하지 못함으로 압축기 모터코일이 소손되는 것을 의미한다. 원활하지 못한 유통이란 유통계통에 문제가 발생되어 시스템 전체에 오일 순환이 원활하지 않아 압축기로 공급되는 오일의 부족으로 압축기가 손상되는 것을 의미한다.<sup>(5)</sup> 복합적으로 발생하는 이러한 고장들을 방지하기 위하여 냉매와 오일 순환량의 적극적인 제어가 필요하나 팽창장치로 모세관을 사용할 경우 팽창장치의 제어가 가능하지 않으므로 실외기팬을 사용한 능동제어가 필요하게 된다.

### 3.2 압축기 안전운전영역

안전한 압축기 운전을 위하여 압축기 제조사는 일반적으로 Fig. 2와 같이 압축기의 흡입압력( $P_s$ )과 토출압력( $P_d$ )를 사용하여 압축기 안전운전영역을 제시한다.<sup>(6)</sup> 그림에서 P1은 압축기의 최대압축률 운전지점, P2는  $P_s$ 와  $P_d$ 의 최대압력차 운전지점, P3은 최대부하 운전 지점을 의미하며, P4와 P5는 압축기 내부의 오일 레벨을 고려하여 선정된 지점으로써 각 지점으로 연결된 오각형 내부영역이 압축기가 안전하게 운전 될 수 있는  $P_s$ 와  $P_d$ 에 의한 압축기 운전 허용범위를 의미한다.

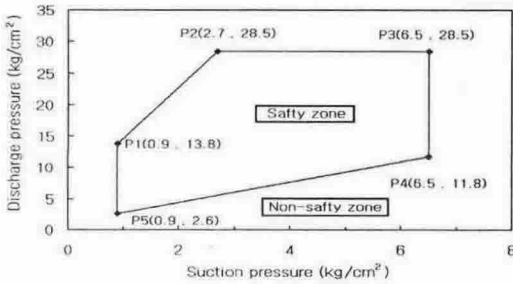


Fig. 2 Operating envelope of compressor.

## 4. 실험 결과

Table 2에 보여주듯이 한국표준협회 규격인 KS C 9306<sup>(7)</sup>에서 제시한 시험조건을 사용하여 실험을 수행하였으며 표준조건을 Mode1, 저온조건은 Mode2, 저습조건은 Mode3, 과부하 조건은 Mode4, 저온결빙 조건은 Mode5, 이슬 맺힘 조건은 Mode6으로 정의 하였다. 4.4 kW 압축기를 Comp#1로 정의하고 2.6 kW 압축기를 Comp#2로 정의하였으며 텐덤형냉방기에서 압축기 모두가 운전되는 경우를 압축기 100% 운전, Comp#1만 운전되는 경우를 압축기 60% 운전, Comp#2만 운전되는 경우를 압축기 40% 운전으로 정의하였다. 각 압축기 운전에 대해서 Mode1에서 Mode6까지의 조건을 사용하여 모세관을 적용한 텐덤형냉방기에 실외기 정속형팬을 적용한 경우와 실외기 가변속형팬을 적용하여 과열도를 제어한 경우에 대하여 실험을 수행 하였다.

텐덤형냉방기의 각종 실험은 1개의 실외환경 조성챔버와 2개의 실내환경 조성챔버를 통합한 통합 실내환경 조성챔버 내에서 수행하였다. 실외환경 조성챔버의 환경조성을 위하여 15 HP 용량의 3단 용량제어 왕복동식 압축기, 3개의 7 kW 전기히터, 가습량이 3 kg/h이며 선행제어 가능한 전극봉식 가습기 3개를 사용 하였다. 통합 실내환경 조성을 위하여 5 HP 용량의 단속 항온항습기, 7 kW 용량의 전기히터 2개, 가습량이 3 kg/h인 전극봉식 가습기 2개를 선행제어 하였다. 환경조성챔버의 온도와 습도제어는 각각  $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ ,  $\pm 1\%$  이내에서 제어 하였다.

Table 2 Test condition

Mode	Indoor condition			Outdoor condition		
	Dry (°C)	Wet (°C)	Rh (%)	Dry (°C)	Wet (°C)	Rh (%)
Mode1	27.0	19.5	49.88	35.0	24.0	40.35
Mode2	27.0	19.5	49.88	29.0	19.5	41.15
Mode3	27.0	15.0	41.88	29.0	15.0	41.83
Mode4	32.0	23.0	46.78	43.0	26.0	26.15
Mode5	21.0	15.0	52.85	21.0	15.0	52.85
Mode6	27.0	24.0	78.22	27.0	24.0	78.22

### 4.1 압축기 100% 운전

압축기 100% 운전상태에서 Mode1에서 Mode6까지의 6개의 시험조건에 대하여 실외기팬으로 정속형팬을 적용한 경우와 속도 가변형팬을 적용한 경우에 대한 실험을 수행한 후 냉방용량(Capa), 성적계수(COP), 소비전력( $P_{input}$ ), 냉매순환량( $m_d$ ), 과열도( $T_{sh}$ )를 Fig. 3과 Fig. 4에, 압축기 흡입압력( $P_s$ )와 토출압력( $P_d$ )를 Fig. 5에 제시하였다.

Fig. 3에서 볼 수 있듯이 정속형 실외기팬을 적용한 시스템의 경우 Mode1, Mode2, Mode3, Mode4, Mode5, Mode6 조건에서  $m_d$ 는 42.90, 41.50, 38.60, 47.90, 35.90, 43.50 g/sec 이었고,  $T_{sh}$ 는 5.04, 7.03, 1.51, 6.56, 5.19, 18.32 $^{\circ}\text{C}$  이었다. 또한 Capa는 6.90, 7.10, 6.30, 7.40, 6.40, 8.20 kW 이었고,  $P_{input}$ 는 2.31, 2.08, 2.03, 2.71, 1.75, 2.07 kW 이었으며, COP는 3.00, 3.42 3.11

2.72, 3.63, 8.20 이었다.

Fig. 4에서 볼 수 있듯이 가변속형 실외기팬을 사용하여 과열도를 제어한 시스템의 경우 실외기팬 속도제어에 의해  $T_{sh}$ 는 5.00℃로 일정하게 제어되었고, Model1, Mode2, Mode3, Mode4, Mode5, Mode6 조건에서  $m_d$ 는 43.00, 42.40, 37.00, 48.60, 36.20, 47.80 g/sec, Capa는 7.10, 7.30, 6.25, 7.41, 6.41, 8.20 kW,  $P_{input}$ 은 2.32, 2.15, 2.04, 2.71, 1.77, 2.09 kW, COP는 3.10, 3.44, 3.06, 2.73, 3.65, 3.97 이었다.

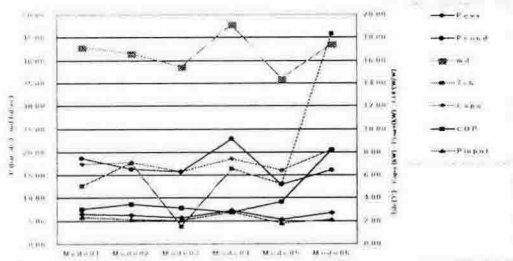


Fig. 3 Compressor 100% operation of a fixed speed fan system.

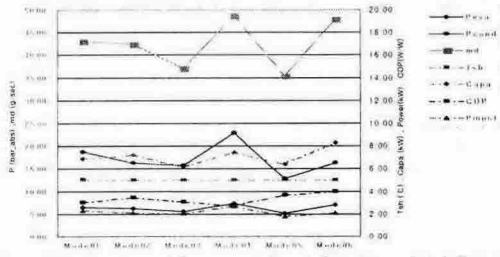


Fig. 4 Compressor 100% operation of a variable speed fan system.

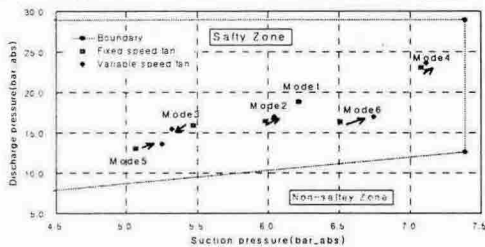


Fig. 5  $P_s$  and  $P_d$  for the compressor 100% operation.

Fig. 5에서 볼 수 있듯이 가변속형 실외기팬으로  $T_{sh}$ 을 제어하였을 경우와 정속형 실외기팬 적용된 경우 모두  $T_{sh}$ 가 최저허용과열도 이상을 유지하였고 압축기의  $P_s$ 와  $P_d$ 도 압축기 안전운전 영역 내에 유지되고 있어 압축기 100% 운전은 안전함을 알 수 있었다.

#### 4.2 압축기 60% 운전

압축기 60% 운전상태에서 Model1에서 Mode6까지의 6개의 시험조건에 대하여 실외기팬으로 정속형팬을 적용한 경우와 속도 가변형팬을 적용한 경우에 대하여 실험을 수행하였다. Fig. 6에서 볼 수 있듯이 정속형 실외기팬을 적용한 경우 Model1, Mode2, Mode3, Mode4, Mode5, Mode6 조건에서  $m_d$ 는 33.70, 33.50, 30.50, 37.60, 28.80, 37.40 g/sec, Capa는 5.11, 5.42, 4.79, 5.29, 4.92, 6.41 kW,  $P_{input}$ 은 1.37, 1.24, 1.22, 1.58, 1.07, 1.24 kW, COP는 3.71, 4.33, 3.91, 3.35, 4.57, 5.17 이었으나  $T_{sh}$ 가 형성되지 않아 냉매가 액체상태에서 압축되어 압축기가 안전하지 못함을 알 수 있었다.

Fig. 7에서 볼 수 있듯이 가변형 실외기팬을 적용한 시스템의 경우 Model1, Mode2, Mode3, Mode4, Mode5, Mode6 조건에서  $m_d$ 는 31.50, 31.10, 26.80, 35.30, 26.90, 35.50 g/sec, Capa는 5.20, 5.40, 4.50, 5.50, 4.80, 6.30 kW,  $P_{input}$ 은 1.39, 1.25, 1.23, 1.60, 1.08, 1.23 kW, COP는 3.74, 4.28, 3.60, 3.44, 4.46, 5.15 이었고  $T_{sh}$ 가 모두 5.00℃로 제어 되어 냉매가 기체상태에서 압축되어 압축기가 안전하게 운전됨을 알 수 있었다.

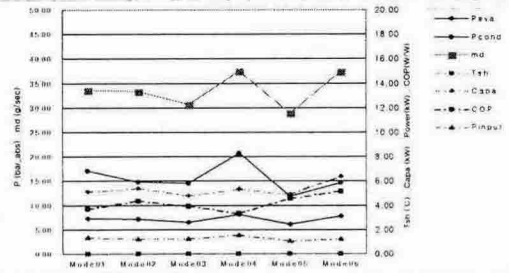


Fig. 6 Compressor 60% operation of a fixed speed fan system.

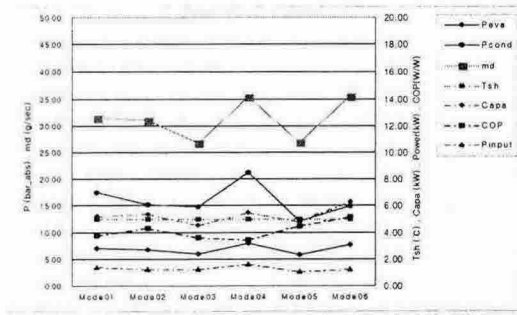


Fig. 7 Compressor 60% operation of a variable speed fan system.

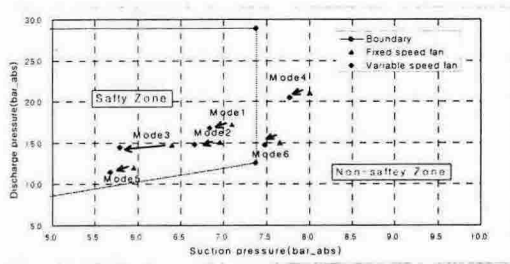


Fig. 8  $P_s$  and  $P_d$  for the compressor 60% operation.

Fig. 8에서 볼 수 있듯이 Model1, Model2, Model3, Model5의 경우 실외기팬으로 정속형팬과 가변형팬을 사용할 경우 모두 압축기의  $P_s$ 와  $P_d$ 가 안전영역에서 운전되었으나 Model4와 Model6에서 보듯이 가변속형팬을 사용할 경우 정속형팬을 사용한 경우와 달리 실외기팬의 능동적인 제어를 통해 냉매 순환량을 감소시켜 압축기의  $P_d$ 와  $P_s$ 를 안전운전 영역으로 이동시킬 수 있음을 확인하였다.

#### 4.3 압축기 40% 운전

압축기 40% 운전상태에서 Model1에서 Model6까지의 6개의 시험조건에 대하여 실외기팬으로 정속형팬을 적용한 경우와 속도 가변형팬을 적용한 경우에 대하여 실험을 수행하였다. Fig. 9에서 볼 수 있듯이 정속형 실외기팬을 적용한 시스템의 경우 Model1, Model2, Model3, Model4, Model5, Model6 조건에서  $m_d$ 는 23.70, 23.60, 22.70, 26.50, 28.90, 25.00 g/sec, Capa는 3.30, 3.21, 3.32, 3.32, 4.90, 4.21 kW,  $P_{input}$ 은 0.96 ,

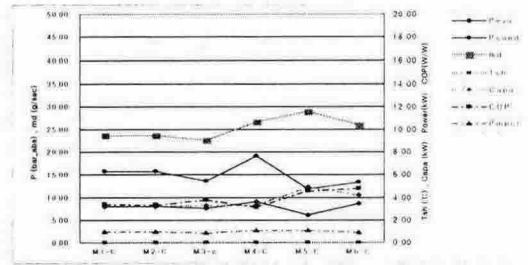


Fig. 9 Compressor 40% operation of a fixed speed fan system.

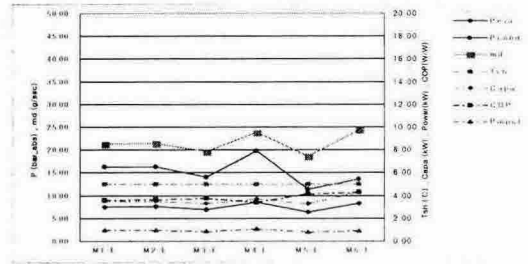


Fig. 10 Compressor 40% operation of a variable speed fan system.

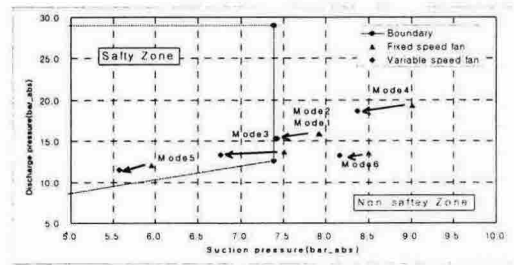


Fig. 11  $P_s$  and  $P_d$  for the compressor 40% operation.

0.96, 0.88, 1.08, 1.07, 0.89 kW, COP는 3.38, 3.37, 3.77, 3.11, 4.55, 4.75 이었으나  $T_{sh}$ 가 형성되지 않아 압축기 운전 중에 액상압축으로 압축기 운전이 안전하지 못함을 알 수 있었다.

Fig. 10에서 볼 수 있듯이 가변속형 실외기팬을 적용한 시스템의 경우 Model1, Model2, Model3, Model4, Model5, Model6 조건에서  $m_d$ 는 21.30, 21.40, 19.60, 23.80, 18.60, 25.00 g/sec, Capa는 3.30, 3.21, 3.32, 3.32, 4.90, 4.21 kW,  $P_{input}$ 은 0.96, 0.96, 0.88, 1.08, 0.79, 0.89 kW, COP는 3.62, 3.64, 3.75, 3.41, 4.13, 4.30 이었고

$T_{sh}$ 가 5.00℃로 제어되어 압축기운전이 기체상태에서 운전되어 안전함을 알 수 있었다.

Fig. 11에서 볼 수 있듯이 정속형 실외기팬을 적용한 경우 Mode5를 제외한 모든 Mode에서 압축기 안전운전영역 밖에서 운전됨이 확인되었으나 가변속형 실외기팬을 적용한 경우  $T_{sh}$ 를 5.00℃로 유지함으로써 Mode03에서는 안전운전영역으로 이동되었고 Mode1, Mode2, Mode4, Mode6에서는 안전운전영역으로 접근함을 알 수 있었다. 이는 가변형 실외기팬을 적용한 경우, 정속형팬을 사용한 경우와 달리, 능동적인 제어를 통해 가변속형 실외기팬의 속도를 낮추어 냉매 순환량을 감소시켜 압축기의  $P_d$ 와  $P_s$ 를 안전운전 영역으로 이동 시킬 수 있음을 확인하였다.

## 5. 결론

모세관이 적용된 탠덤형냉방기에서 실외기팬으로 정속형팬을 적용한 경우와 가변형팬을 적용한 경우에 대한 비교실험을 통해 다음과 같은 결론에 도달하였다.

- (1) 실외기팬으로 기동과 정지만 가능한 정속형팬을 사용한 경우 부분부하 운전에서 안전운전의 어려움이 예상된다.
- (2) 실외기팬으로 속도제어가 가능한 가변형팬을 사용한 경우 부분부하 운전에서 최저허용과열도 이상의 과열도 제어가 가능하고 압축기의 안전운전영역에서의 운전이 가능함이 예상된다.

따라서 팽창장치로 모세관을 적용한 탠덤형냉방기에서 시스템을 보호하기 위해 최저 허용과열도 이상의 과열도를 유지하고 압축기의 토출압력과 흡입 압력을 안전운전영역 내로 유지하여야만 하며, 이를 위해 속도 가변형모터를 이용한 실외기팬을 사용 할 수 있음을 확인하였다.

## 참고문헌

1. Han, D. and Park, K. J., 2003, Characteristics of a multi-type air-conditioning system on superheat controls at indoor units, Pro-

ceedings of the SAREK, pp. 123-129.

2. Park, J. B., Kim, S. Y. and Cho, K. C., 2003, Performance characteristics of a refrigeration system, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, No. 1.3, pp. 187-195.
3. Ryu, Y. H., Hwang, Y. J., Kim, C. M. and Cho, K. S., 2002, Benchmark analysis of vapor compression system with capacity modulation compressor, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 1.2, pp. 87-107.
4. ASHRAE Handbook, 2003, Equipment, ASHRAE.
5. Jeong, S., Ryu, J. S. and Chung, B. Y., 2003, The experimental study on uniform distribution of oil at the air conditioning system using two compressor, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, No. 2, pp. 103-108.
6. Han, D. and Kim, J. H., 2005, A study on the compressure failure of a tandem-type air conditioning system, Proceedings of the SAREK, pp. 163-167.
7. Korean Standards, 2002, Room air conditioners, KS-C-9306; Korean Standards Association.