

실물실험에 의한 순환공기 바이패스 공조시스템의 성능분석

신현준* · 김보철 · 김정엽

한국건설기술연구원 건축연구부

The Performance Analysis of a Return Air Bypass Air Conditioning System by a Simulator Experiment

Hyun-Joon Shin*, Bo-Cheol Kim and Jung-Yup Kim

Building Research Division, Korea Institute of Construction Technology

요 약

바이패스 공조시스템은 냉각코일과 가열코일의 공기통과여부에 따라 크게 외기바이패스, 혼합공기 바이패스와 순환공기 바이패스 공조시스템으로 구분할 수 있다. 이 중에서 순환공기 바이패스 공조시스템은 다른 두 방식과 달리 공조되지 않은 외기가 시스템 내부로 직접 유입되지 않으므로 실내온습도 조절면에서 가장 효율적인 시스템이다. 먼저, 수치계산을 통하여 부하변동에 따른 순환공기 바이패스 공조시스템과 단일덕트 정풍량공조시스템의 실내온습도 구현능력을 비교, 평가하였다. 또한 제안 시스템의 성능분석을 위해 실물실험등을 진행하여 그 실험결과를 수치계산결과와 비교하였다. 실험을 통하여 실험열비가 0.7(현열부하만 변동)인 경우, 실내 최대현열부하에 대한 부분부하시의 실내 현열부하의 비(DSL; Design Sensible Load)가 70% 이내에서는 수치계산, simulator 실험 모두 실내상대습도는 ASHRAE STANDARD 62-1999에서 지정하는 60% 이하로 유지됨을 알 수 있었다. 결론적으로, 바이패스 공조시스템은 실내의 온습도를 정해진 범위의 부하변동내에서는 바이패스 댐퍼의 조작만으로 쾌적한 상태로 유지시킬 수 있으며, 환기회수가 많은 장소의 경우, 순환공기 바이패스에 의해 양질의 실내공기질(IAQ; Indoor Air Quality)을 확보할 수 있다.

Abstract — Bypass air conditioning systems are divided into three types; outdoor air bypass, mixed air bypass and return air bypass system. Among bypass air conditioning systems, a return air bypass system is more effective than other two systems because it doesn't induce unconditioned outdoor air into conditioned room. The numerical study on the bypass air conditioning system shows this system can maintain indoor RH (Relative Humidity) less than a conventional CAV (Constant Air Volume) air conditioning system by adjusting face and bypass dampers at part load. A simulator was built to compare results of a numerical experiment and those of a simulator experiment. The results of the simulator experiment was nearly same as those of the numerical experiment; when a design sensible load (the ratio of sensible load to total sensible load) was 70 percent (at this time, RSHF=0.7), indoor relative humidity (in case of both numerical experiments and simulator experiments) was maintained below 60% specified by ASHRAE STANDARD 62-1999. The bypass air conditioning system is expected to be applied to many buildings where the percentage of latent loads or air change rate is high.

1. 서 론

재실인원이 많은 강당, 예배당이나 식당 등과 같이 전체부하에 비해 잠열부하의 비율이 높거나 흐린 날씨나 장마철과 같이 현열비가 작은 경우, 실현열비(RSHF;

Room Sensible Heat Factor)선이 실내취출점과 마주치지 않는 경우가 발생할 수 있다. 이와 같은 공조대상건물은 재실인원에 의한 필요환기량이 일반 건축물보다 많은 경우가 대부분이다. 이 경우, 대상실의 온습도를 설정조건으로 유지하기 위한 가장 이상적인 방법은 일반

적으로 장치노점온도(ADP; Apparatus Dew Point)를 적절하게 선정하고, 공기를 실험열비선까지 재열하는 것이다.

하지만 이와 같은 재열과정의 경우, 재열열원으로 냉동기의 핫가스(hot gas)나 응축기의 배열 등을 사용하지 않는 경우에는 하계에도 보일러와 같은 난방장치를 가동해야하므로 에너지의 이중손실을 가져오게 된다.^[1]

따라서, 엄밀하게 실내온습도를 유지해야 할 필요성이 없는 일반 공조의 경우, 재열과정을 일반적으로 생략하고 실내의 온도만을 대상으로 하는 공조를 실시하고 있는 것이 현 실정이다.

이러한 문제점을 해결하기 위해 바이패스형 공조기를 설치하는 경우, 별도의 재열기를 설치하지 않더라도 실내온습도를 쾌적한 상태로 유지할 수 있을 뿐 아니라, 환기회수가 큰 공간에 대해 순환공기 및 혼합공기의 일부를 바이패스시킴으로써 실내공기질(IAQ; Indoor Air Quality)향상에도 이바지할 수 있다.^{[2][3]}

본 연구에서는 순환공기형 바이패스 공조시스템의 실물실험등을 전립, 실제 실험을 통하여 부하변동에 따른 바이패스 공조시스템의 실제 능력을 파악하고 그 결과를 수치실험결과와 비교하고자 한다.

2. 실험 장치

바이패스 공조시스템은 냉각코일과 가열코일의 공기 통과여부에 따라 크게 외기바이패스, 혼합공기바이패스와 순환공기바이패스방식으로 구분할 수 있다. 이 중 외기 및 혼합공기바이패스 방식은 코일에서 처리되지 않은 외기가 공조공간으로 직접 도입됨에 따라, 실내온습도에 직접적인 악영향을 미치기 때문에 가능한 배제하는 편이 좋다.

제안된 순환공기형 바이패스형 정풍량 공조시스템은 그 구조가 일반적인 정풍량 단일덕트시스템과 동일하며 한 가지 상이한 점은 부하변동에 대응하기 위한 바이패스 덕트가 설치되어 있다는 점이다. 바이패스 공조시스템의 대표적인 특징 중 하나는 잠열부하가 큰 공조대상실에 있어 부분부하(part load)가 발생하는 경우, 실내상대습도를 쾌적한 상태로 유지할 수 있다는 것이다.

따라서, 일반 사무소건물(보통 RSHF 0.8)의 경우보다 잠열부하가 크고 필요환기량이 많은 식당, 강당, 예배당 등을 대상으로 부하계산을 행하고 장치용량을 선정하였다.^[4]

외기냉방이 가능한 순환공기 바이패스 공조시스템의 구성도를 Fig. 1에 나타내었다.

순환공기량과 바이패스공기량의 정확한 실측을 위하여, 순환공기측과 바이패스공기측의 덕트관로에 풍량측정장치인 FMS(Flow Measuring Station)를 각각 설치하

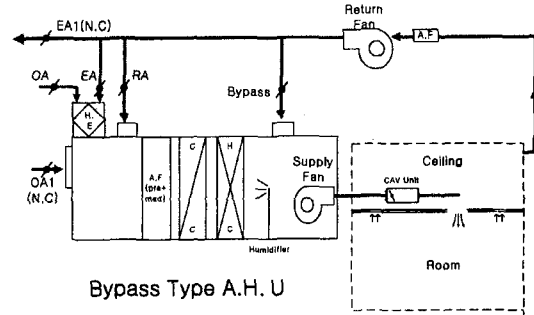


Fig. 1. Return air bypass air conditioning system.

여 댐퍼(damper)의 개도율에 따른 풍량값을 구하였다. 부하변동에 대한 댐퍼 개도의 설정값에 따라 고기밀 댐퍼가 비례역동작으로 자동제어되며, 이러한 댐퍼 조작에 의한 공조기내 정압변동에 의해 취출풍량이 변동함으로써 실내 가류분포 및 온도조절에 미치는 영향을 방지하기 위하여, 정풍량유닛(CAV Unit)을 송풍기의 토출덕트측에 설치하여 정압변동에 관계없이 항상 일정한 풍량이 취출되도록 하였다.

외기에 의한 영향을 방지하기 위하여 실험동은 이중외피구조로 하였으며, 격벽사이 공간의 온습도를 일정하게 유지하기 위하여 5RT 용량의 항온항습기를 설치하였다.

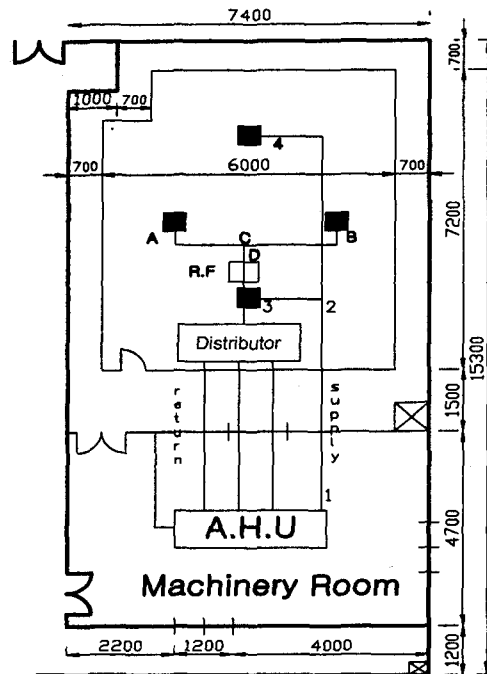


Fig. 2. Plane figure of a simulator.

또한, 외기부하의 경감을 목적으로 고정형 전열교환기를 공조기내에 설치하여 구조를 콤팩트화하였으며, 중간기 외기냉방이 가능하도록 시스템을 구성하였다.

Fig. 2는 바이패스 공조시스템 시뮬레이터(simulator)의 평면도 및 덕트관로, 흡입·취출구의 배치도를 나타내고 있다.

덕트의 단열에는 두께 25 mm의 글라스 울을, 덕트의 구경계산에는 등마찰손실법(Equal friction method)을 적용하여 구하였으며, 취출구는 유인성능이 우수한 아네모스탯형을 사용하였다.

3. 실험방법

실험열비가 0.7, 0.8인 공간을 실험대상으로 설정하여, 주어진 실험열비에 맞는 부하를 유지하기 위하여 공조대상실에 전열기와 가습기를 사용하여 인위적으로 현열 및 잠열부하를 조절하였다. 공조대상실에서 인위적으로 발생하는 현열부하와 잠열부하의 정확한 계산을 위하여, 전자식 전력량계를 설치하여 전열기와 가습기에서의 소비전력을 구하였다. 현열부하의 경우는 전열기에서의 소비전력이 모두 열량으로 변환되는 것으로 계산하였으며, 잠열부하의 경우는 시간당 수분증발량에 100°C 수증기의 증발잠열(4,539 kcal/kg)을 곱하여 구하였다.

공조대상실 외부의 온습도는 구현하고자 하는 실내의

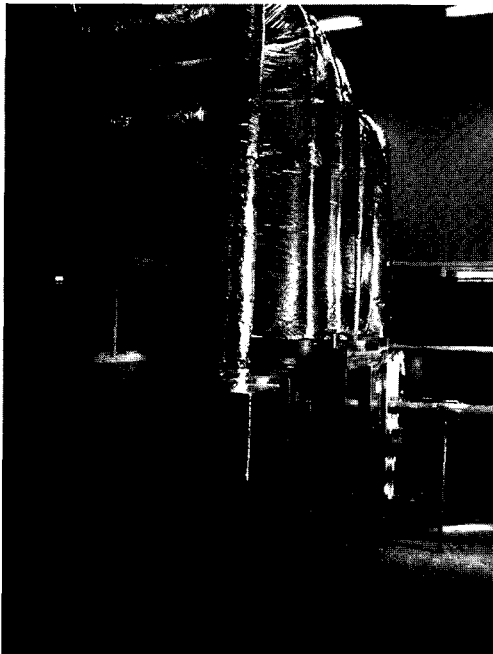


Fig. 3. General view of experimental apparatus.

설정온습도와 동일하게 RSHF 0.8인 경우는 26°C, 50%로, RSHF 0.7인 경우는 26°C, 55%로 각각 설정하였다.

이는 시뮬레이터 실험시, 실험동 내부에 공급되는 열량은 최대열부하계산을 통하여 구한 냉방부하값으로, 이 값에는 외부로부터의 열취득량도 포함되어 있으므로 실험동 주위의 외계환경이 실험결과에 미치는 영향을 방지하기 위한 것이다.

또한, 본 실험에서는 외기부하가 실험결과에 미치는 영향을 배제하기 위하여 도입외기의 비율을 0%로 설정하였다.

Fig. 3에 바이패스 공조기의 설치전경을 보여주고 있다.

3-1. 실험열비가 0.7인 경우

RSHF가 0.7인 경우는, 실험열비 구배가 가파르기 때문에 실내의 온습도 조건을 26°C, 50%로 설정할 경우, 실제 공기선도상에서 취출점이 형성되지 않게 되므로 상기한 바와 같이 실내의 온습도 조건을 26°C, 55%로 재설정하였다.

공조대상실의 최대냉방부하는 10,714 kcal/h(현열부하 7,500 kcal/h, 잠열부하 3,214 kcal/h)이며 취출온도차 ΔT 를 9.7°C(코일출구온도 15.3°C, 덕트 및 팬발열 1°C)로 설정하였으며, 이 때의 실내로의 급기풍량은 식 (1)을 이용하여 구하였다.¹⁹⁾

$$Q = \frac{q_s}{C_p \cdot \gamma \cdot (T_r - T_0)} \quad (1)$$

본 실험에서는 외기에 의한 영향을 배제하기 위하여 외기도입량을 0%로 설정하였으나, 실제 재실인원당 필요외기도입량을 계산하여 설계한 경우, RSHF 0.7, 전열교환기의 효율(η) 60%, 외기도입량 45%인 경우의 공조장치의 프로세스를 Fig. 4의 습공기선도 상에 확대하여 나타내었다.

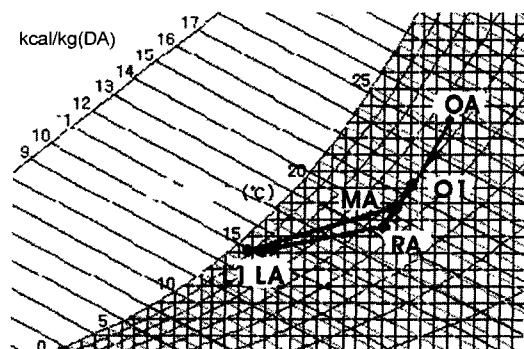


Fig. 4. Psychrometric chart of bypass air conditioning system (RSHF : 0.7).

Table 1. Air properties of sensing points.

Item	T (°C)	T' (°C)	RH (%)	X (kg/kg')	h (kcal/kg)
OA	31.20	25.49	63.60	0.01828	18.66
O1	28.08	22.09	59.72	0.01425	15.43
RA	26.00	19.53	55.00	0.01157	13.28
MA	26.94	20.72	57.37	0.01277	14.25
L1	15.30	14.39	90.85	0.00985	9.62
LA	16.30	14.77	85.22	0.00985	9.87

각 지점에서의 공기상태값은 Table 1과 같다.
 여기에서, OA는 외기, O1은 전열교환기 통과후의 외기, RA는 실내공기, MA는 혼합공기, L1은 냉각코일출구공기, LA는 급기팬 통과후의 공기의 상태를 각각 나타내고 있다.

3-2. 실현열비가 0.8인 경우

RSHF 0.8은 일반사무실의 부하조건에 해당되며, 실내의 설정온습도를 26°C, 50%로 하였다.

공조대상실의 최대냉방부하는 9,375 kcal/h(현열부하 7500 kcal/h, 잠열부하 1875 kcal/h)이며, 취출온도차 ΔT 를 10.6°C(코일출구온도 14.4°C, 덕트 및 팬발열 1°C)로 설정하여 실내로의 급기풍량 Q를 구하였다.

또한, 실현열비 0.7의 경우와 동일한 외기도입 조건하에서 각 지점에서의 공기상태값을 Table 2에 나타내었으며, 공조시스템의 습공기선도는 Fig. 4와 거의 유사한 형태이므로 생략하였다.

Table 3은 부하변동에 대응하기 위한 바이패스 풍량값과 이 때의 바이패스댐퍼 개도값의 수치실험결과를 나타내고 있다.⁶⁾

Table 2. Air properties of sensing points.

Item	T (°C)	T' (°C)	RH (%)	X (kg/kg')	h (kcal/kg)
OA	31.20	25.49	63.60	0.01828	18.66
O1	28.08	21.66	57.10	0.01361	15.04
RA	26.00	18.71	50.00	0.01050	12.63
MA	26.94	20.04	53.29	0.01185	13.69
L1	14.40	13.63	92.04	0.00941	9.14
LA	15.40	14.02	86.28	0.00941	9.38

Table 3. Setting points for the variation of q_s .

q_s (kcal/h)	DSL (%)	Damper open ratio (%)	Bypass air flow rate (CMH)
7,500	0	0	0
7,125	5	9	135
6,750	10	14	270
6,375	15	23	405
6,000	20	28	540
5,625	25	32	675
5,250	30	38	810

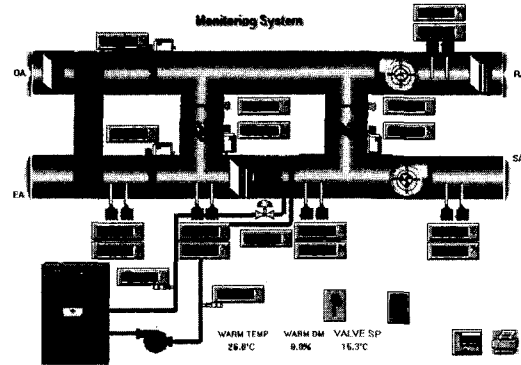


Fig. 5. The schematic of sensing points.

Fig. 5는 각종 온습도 센서, 댐퍼 및 전체 시스템의 흐름을 보여주고 있다.

4. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 먼저 부분부하가 발생하는 경우, 바이패스 공조시스템과 밸브(valve)조절 단일덕트 정풍량 공조시스템의 실내온습도 구현능력을 비교, 평가하기 위해 수치프로그램을 작성하여 그 결과를 검토하였다.

또한, 실현열비가 0.7, 0.8인 대상공간에 대해 최대현열부하를 기준으로 실내의 현열부하를 경감시켜 나가면서, 실제 바이패스 공조기의 댐퍼 제어에 의해 구현되는 실내의 온습도상태를 수치실험의 결과와 비교하였다.

바이패스 공조시스템의 실내상대습도 구현능력을 파악하기 위한 수치 프로그램은 크게 두 개의 계산과정으로 구분할 수 있다.

먼저 실내로의 송풍량 결정 등과 같은 전(全)부하에 대한 계산과정과 새로이 생성되는 실내의 온습도 계산과 같은 부분부하에 대한 계산과정으로 구분할 수 있다. (상세과정은 참고문헌 4 참조)

4-1. 실현열비가 0.7인 경우

Fig. 6은 실내현열부하만이 감소하는 경우, 순환공기형 바이패스 공조시스템과 밸브를 조작하여 실내 설정온도를 추종하는 단일덕트 정풍량 공조시스템의 실내구현 상대습도를 비교한 수치실험결과를 보여주고 있다.

Fig. 6을 보면 알 수 있듯이, 부분부하 발생으로 인해 실내의 현열부하가 감소함에 따라 두 시스템 모두 실내의 상대습도는 증가하고 있다.

그리고, 바이패스 공조시스템의 경우의 실내상대습도의 증가폭이 정풍량 단일덕트 공조시스템에 비해 작음을 알 수 있다.

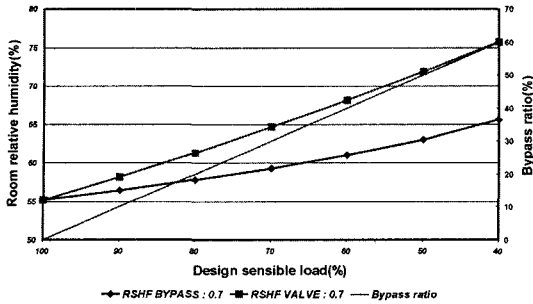


Fig. 6. Comparison of indoor RH between valve control and bypass control (RSHF=0.7, only q_s varies).

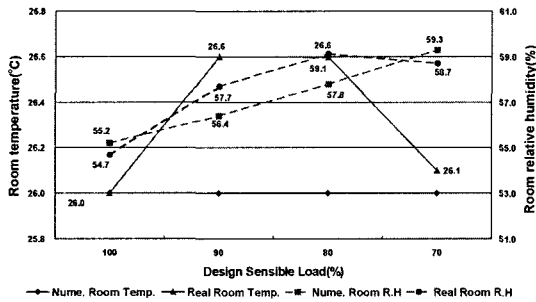


Fig. 7. RH variation when part load occurs (RSHF=0.7, only q_s varies).

또한, DSL(Design Sensible Load; 실내 최대현열부하에 대한 부분부하시의 실내 현열부하의 비)이 70%일 때, 밸브제어 단일덕트 정풍량 공조시스템의 경우, 실내 상대습도가 약 65% 정도로 유지되는 반면, 바이패스 공조시스템의 경우는 실내 상대습도가 60%를 초과하지 않음을 알 수 있다.

Fig. 7은 실내현열부하만이 감소하는 경우, RSHF 0.7에 대한 시뮬레이터 실험결과와 수치실험결과를 보여주고 있다.

결국, 바이패스 공조시스템에 의해 구현되는 실내상대습도는 수치실험은 물론 실제 시뮬레이터실험에서도 DSL이 70% 이하인 영역에서는 ANSI/ASHRAE STANDARD 62-1999에서 지정하는 60%를 초과하지 않음을 알 수 있다.^[7]

4.2. 실험열비가 0.8인 경우

Fig. 8은 Fig. 6과 동일하게 제안시스템과 밸브제어 단일덕트 정풍량 공조시스템의 실내구현상대습도를 비교한 수치실험결과를 보여주고 있다.

실험열비가 0.7인 경우와 동일하게, 부분부하 발생으로 인해 실내의 현열부하가 감소함에 따라 두 시스템 모두 실내의 상대습도는 증가하지만, 바이패스 공조시스템

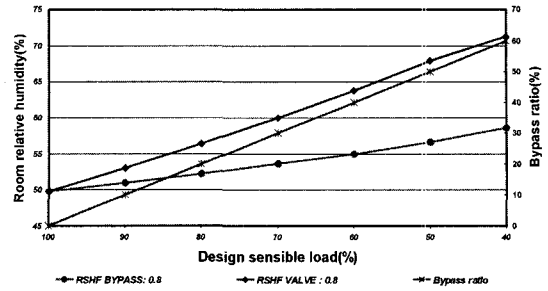


Fig. 8. R.H variation when part load occurs (RSHF=0.8, only q_s varies).

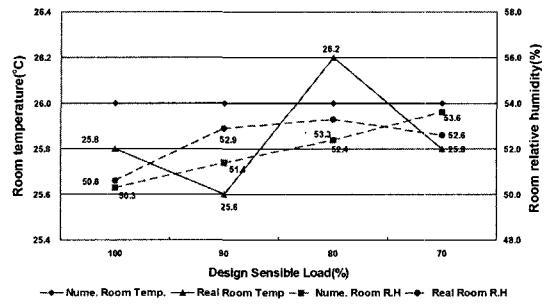


Fig. 9. RH variation when part load occurs (RSHF=0.8, only q_s varies).

의 실내상대습도의 증가폭이 정풍량 단일덕트 공조시스템에 비해 작음을 알 수 있다.

또한, Fig. 9는 실내현열부하만이 감소하는 경우, RSHF 0.8에 대한 시뮬레이터 실험결과와 수치실험결과를 보여주고 있다.

Fig. 7, Fig. 9를 보아 알 수 있듯이, 수치실험에 의해 계산된 공조대상실의 설정온습도와 시뮬레이터 실험에 의한 결과값이 근소한 차이를 보이며 전반적으로 아주 잘 일치함을 보여주고 있다.

결론적으로, 잠열부하나 환기회수가 큰 공조대상실에 있어 순환공기 바이패스 공조시스템을 적용하는 경우, 실내의 상대습도를 일정 범위의 부하변동내에서는 쾌적하게 유지할 수 있다는 사실을 알 수 있다.

5. 결 론

다수의 재실인원에 의해 필요환기량 및 잠열부하가 큰 공조대상실에 대해 실내의 온습도 및 IAQ 향상을 목표로 한 바이패스 공조시스템에 대한 시뮬레이터 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) RSHF가 0.7(현열부하만 변동)인 경우, DSL 70% 이내에서는 수치실험, 시뮬레이터 실험 모두 실내상대습

도는 ASHRAE STANDARD 62-1999가 지정하는 60% 이하를 유지함을 알 수 있었다.

(2) 현열부하만 변동시킨 시뮬레이터 실험을 통하여 (RSHF 0.7, 0.8), 수치실험에 의한 결과와 시뮬레이터에 의한 실험결과가 거의 유사함을 알 수 있었다.

(3) 현열부하만 변동하는 RSHF 0.7, 0.8의 두 경우 모두 실내온도는 설정온도인 26°C에서 약간 벗어난 25.6~26.6°C의 범위에 분포하였다.

(4) 결국, 바이패스 공조시스템은 실내의 온습도를 정해진 범위의 부하변동(현열부하만 변동하는 RSHF 0.7의 경우는 DSL이 약 67%인 범위)내에서는 바이패스 댐퍼의 조작만으로 쾌적하게 유지시킬 수 있으며, 환기회수가 큰 공조대상실의 경우 환기바이패스에 의해 양질의 IAQ를 확보할 수 있다.

기 호

- C_p : 공기의 정압비열 [kcal/kg°C]
- h : 공기의 엔탈피 [kcal/kg]
- Q : 송풍량 [m³/h]
- q_s : 현열부하 [kcal/h]
- T : 공기의 건구온도 [°C]
- T' : 공기의 습구온도 [°C]
- X : 공기의 절대습도 [kg/kg]

그리스 문자

- γ : 공기의 비중량 [kg/m³]
- η : 전열교환기의 효율 [%]
- Ψ : 수증기의 증발잠열 [kcal/kg]
- ΔT : 취출온도차 [°C]

하첨자

- d : 실내 취출점

r : 실내측

후 기

본 연구는 에너지관리공단의 2000년 에너지절약기술 개발사업에 의해 지원되었습니다.

참고문헌

1. Carrier air conditioning co., 1965, Handbook of air conditioning system design, McGraw-Hill, pp. 1_115-1_154.
2. Howell, R.H.: Variation in relative humidity in a conditioned space due to coil bypass control systems, ASHRAE Transaction, Part II, Vol. 92, pp. 300-311 (1986).
3. Howell, R.H., Ganesh, R. and Sauer, H.J.: Comparison of two control strategies to simulate part-load performance of a simple air-conditioning systems, ASHRAE Transaction, Part II, Vol. 93, pp. 1768-1780 (1987).
4. Kim, B.C. *et al.*: Study on the Development of a Bypass Type Air Conditioning System Part 1, Proceedings of SAREK '01 Summer Annual Conference (II), pp. 936-941 (2001).
5. The society of heating, air-conditioning sanitary engineers of Japan, 1995, Handbook, 12th ed., Vol. 2, pp. 69-119.
6. Kim, B.C. *et al.*: Study on the Development of a Bypass Type Air Conditioning System Part 2, Proceedings of SAREK '01 Winter Annual Conference, pp. 656-661 (2001).
7. ASHRAE, ANSI/ASHRAE Standard 62-1999, Ventilation for acceptable indoor air quality.