

부하변동에 대한 바이패스 공조시스템의 특성

김 보 철[†], 신 현 준, 김 정 업

한국건설기술연구원 건축연구부

The Characteristics of a Bypass Air Conditioning System for Load Variation

Bo-Cheol Kim[†], Hyun-Joon Shin, Jung-Yup Kim

Building Research Division, Korea Institute of Construction Technology, Koyang, Kyonggi 411-712, Korea

(Received November 1, 2001; revision received February 19, 2002)

ABSTRACT: Bypass air conditioning systems are divided into three types; an outdoor air bypass, a mixed air bypass and a return air bypass system. What makes the return air bypass system more effective is that it directs all of moist outdoor air through the cooling coil. The bypass air conditioning system can maintain indoor R.H (Relative Humidity) less than a conventional CAV (Constant Air Volume) air conditioning system by adjusting face and bypass dampers at part load. When a design sensible load (the ratio of sensible load to total sensible load) is 70 percent (at this time, RSHF (Room Sensible Heat Factor) : 0.7), indoor R.H was maintained 59 percent by the return air bypass system, but 65 percent by the conventional CAV air conditioning system (valve control system). The bypass air conditioning system can also improve IAQ (Indoor Air Quality) in many buildings where the number of air change is high.

Key words: Apparatus dew point(장치노점온도), Bypass control(바이패스제어), GSHF(총현열비), ESHF(유효현열비), RSHF(실현열비), Part load(부분부하)

기 호 설 명

Cp : 공기의 정압비열 [kcal/kg^oC]
 h : 공기의 엔탈피 [kcal/kg(DA)]
 p_s : 송풍기 정압 [Pa]
 Q : 송풍량 [m³/h]
 q_s : 실내 현열부하 [kcal/h]
 q_L : 실내 잠열부하 [kcal/h]
 T : 공기의 건구온도 [°C]
 X : 공기의 절대습도 [kg/kg(DA)]

그리스 문자

γ : 공기의 비중량 [kg/m³]
 θ : 송풍기의 정압효율 [%]
 η : 열교환기의 효율 [%]
 ψ : 수증기의 증발잠열 [kcal/kg]
 ΔT_F : 송풍기발열에 의한 온도상승 [°C]

하첨자

c : 코일 출구
 d : 실내 취출점
 O : 외기측의 전열교환기 입구
 S : 외기측의 전열교환기 출구
 R : 배기측의 전열교환기 입구

[†] Corresponding author

Tel.: +82-31-910-0383; Fax: +82-31-910-0381

E-mail address: bocheol@kict.re.kr

1. 서 론

공조장치의 설계시, 경우에 따라 실내의 유효 열열비(Effective Sensible Heat Factor, ESHF) 및 총열열비(Grand Sensible Heat Factor, GSHF) 선이 공기선도상에서의 포화선과 교차하지 않거나 비록 교차한다 하더라도 터무니없이 낮은 경우가 있다. 이러한 현상은 재실인원이 많은 강당, 예배당이나 식당 등과 같이 전체부하에 비해 잠열부하의 비율이 높거나, 흐린 날씨나 장마철과 같이 현열비가 작은 경우에 발생할 수 있다. 또한, 이와 같은 공조대상건물은 재실인원에 의한 필요환기량이 일반 건축물보다 많은 경우가 대부분이다. 이 경우, 대상실의 온습도를 설정조건으로 유지하기 위한 가장 이상적인 방법은 일반적으로 장치노점온도(Apparatus Dew Point, ADP)를 적당하게 선정하고, 공기를 실현열비(Room Sensible Heat Factor, RSHF)선까지 재열하여 설정온습도를 실현하는 것이다. 하지만 이와 같은 재열과정의 경우, 재열열원으로 냉동기의 핫가스(hot gas)나 응축기의 배열 등을 사용하지 않는 경우에는 하계에도 보일러와 같은 난방장치를 가동해야 하므로 에너지의 손실을 가져오게 된다. 따라서 엄밀하게 실내 온습도를 유지해야 할 필요성이 없는 공조대상외의 경우, 재열과정을 일반적으로 생략하고 실내의 온도만을 대상으로 하는 공조를 실시하고 있는 것이 현실적이다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 바이패스형 공조기를 설치하는 경우, 별도의 재열기를 설치하지 않더라도 실내 온습도를 쾌적한 상태로 유지할 수 있을 뿐 아니라, 환기회수가 큰 공간에 대해 순환공기 및 혼합공기의 일부를 바이패스(bypass) 시킴으로써 실내 공기질(IAQ) 향상에도 이바지할 수 있다.

2. 부분부하시의 공조방식

공조시스템은 거의 부분부하(part load) 상태에서 운전되며 냉방의 경우 부분부하시의 실내 조건을 제어하는 데에는 아래의 여섯 가지 방법이 단독 또는 복합적으로 적용된다.

- (1) 재열제어(reheat control)
- (2) 바이패스제어(bypass control)
- (3) 송풍량제어(volume control)

- (4) 공기조화기의 온·오프제어(on-off control)
- (5) 냉동기의 온·오프제어(on-off control)
- (6) 냉동용량제어(refrigeration capacity control)

본 연구는 바이패스제어를 대상으로 하며, 그 외의 제어방식별 특징은 참고문헌⁽¹⁾에 잘 나타나 있다. 바이패스형 공조기의 경우, 냉각코일과 가열코일의 공기통과 여부에 따라 아래와 같이 외기 바이패스, 혼합공기 바이패스와 환기 바이패스 방식으로 구분할 수 있다.⁽²⁻³⁾

2.1 외기 바이패스 방식

Fig. 1은 바이패스 공조방식 중 외기를 바이패스시키는 방식이다. 이 방식은 코일에서 처리되지 않은 공기가 공조공간으로 도입됨에 따라 공조공간의 온습도에 직접적인 악영향을 미치기 때문에 가능한 배제하는 편이 좋다.

2.2 혼합공기 바이패스 방식

Fig. 2에 혼합공기 바이패스 방식의 개념도를

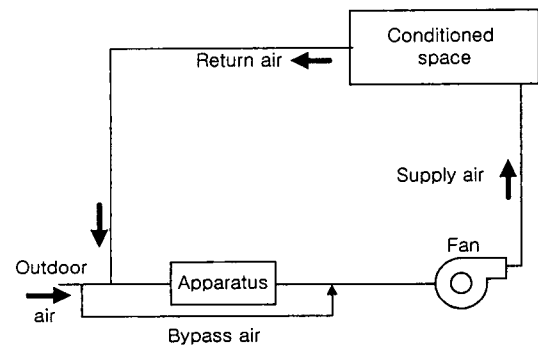


Fig. 1 Outdoor air bypass system.

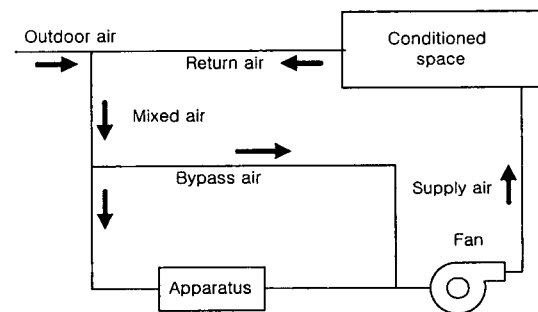


Fig. 2 Mixed air bypass system.

나타내고 있다.

혼합공기 바이패스 방식은 코일의 전단에 페이스 댐퍼(face damper)와 바이패스 댐퍼(bypass damper)를 설치하여 실내 부하변동에 따라(일반적으로 실내 온도조절기의 값에 따라 조정) 두 댐퍼를 조작하여 코일의 통과공기와 바이패스 공기를 혼합시켜 공조공간의 온습도조건을 유지한다. 페이스 댐퍼와 바이패스 댐퍼는 부하변동에 따라 미리 설정해 놓은 개도치에 의해 비례역동작으로 작동한다. 이 방식도 역시 코일을 통과하지 않은 일부 외기가 공조공간으로 직접 유입됨에 따라 실내의 온습도를 상승시키는 경향이 있다.

2.3 환기 바이패스 방식

Fig. 3은 환기만을 바이패스시키는 공조 프로세스의 개념도이다.

또한, Fig. 4는 환기 바이패스 방식의 하계 냉방과정(process)을 습공기선도상에 나타낸 것이다.

환기 바이패스 방식은 위의 두 방식에 비해 외

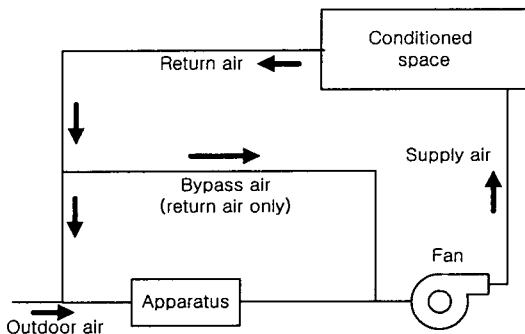


Fig. 3 Return air bypass system.

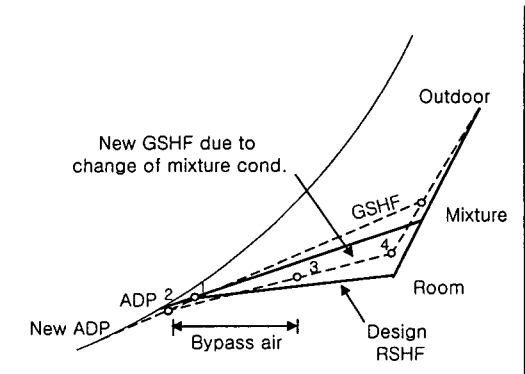


Fig. 4 Psychrometrics of return air bypass.

기가 직접 코일을 통과하기 때문에 실내의 온습도 조절면에 있어 가장 효율적인 방식이다.

실내의 현열부하가 감소하는 경우를 예로 들어 보면, 먼저 바이패스 제어(bypass control)에 의해 냉각코일을 통과하는 공기량은 감소하고 그 나머지 공기는 바이패스 덕트(bypass duct)를 통해 코일 통과공기와 혼합, 실내로 취출된다. 이와 같이 코일을 통과하는 공기량이 감소하면, 바이패스 팩터(Bypass Factor, BF)가 작아지고 그 결과 장치노점온도가 더 낮은 상태하에서 장치가 운전되게 되어 냉각코일 출구의 공기온도는 점 1의 상태에서 점 2의 상태로 된다. 선 2-3-4는 실내 현열부하의 감소로 인하여 새로이 생성된 실 현열비선이다. Fig. 4에서 실선은 설계조건 사이클(cycle)을 나타낸 것이며, 파선은 바이패스 제어가 시작되는 시점의 사이클이다. 실내조건, 혼합조건 및 장치노점온도의 변화는 시스템의 평형이 이루어질 때까지 계속된다.

따라서, 바이패스 공조시스템을 이용하여 공조를 실시하는 경우, 실내의 온도제어뿐 아니라 습도제어를 위하여 에너지의 손실을 가져다 주는 재열과정 없이 바이패스 풍량의 비율과 냉수유량의 동시제어를 통하여 쾌적 실내 온습도조건을 구현할 수 있게 된다.

3. 바이패스 공조시스템의 설계 및 수치실험

3.1 시스템의 설계 및 제작

바이패스형 정풍량 공조시스템은 그 설계에 있어 일반적인 정풍량 단일덕트 시스템과 동일하며 한 가지 특이한 점은 부하변동에 대한 바이패스 댐퍼와 페이스 댐퍼의 조작에 관한 점이다.

바이패스 공조시스템의 특징 중 하나는 잠열부하가 큰 공조대상에 있어 부분부하시 실내 상대습도를 일정하게 유지할 수 있다는 것이다. 따라서, 일반 사무소건물(보통 실현열비 0.8)의 경우보다 잠열부하가 크고 필요환기량이 많은 식당, 강당, 예배당 등(실현열비 0.65~0.75)을 대상으로 부하계산을 행하고 시스템을 설계하였다.

3.1.1 송풍량 계산 및 송풍기 선정

공조공간으로의 필요송풍량 Q는 아래의 세 가지 방법에 의해 구할 수 있다.

- (1) 코일출구의 상대습도에 의한 방법(85~95%)

(2) 취출온도차 ΔT 에 의한 방법(10~12℃)

(3) BF와 ESHF에 의한 방법

위의 세 가지 방법 중 본 연구에서는 코일출구의 상대습도에 의한 방법을 채택하였다. 코일출구의 공기상대습도는 코일의 열수에 따라 그 값이 달라지며, 2열의 경우 76%, 4열의 경우, 86%, 6열의 경우 92%, 8열의 경우 95%, 10열의 경우 96%, 12열의 경우 97%로 된다.⁽⁴⁾

장치용량선정을 위해 임의로 층고 3m, 바닥면적이 100 m²(약 30평)인 한국건설기술연구원 소재의 한 실험동을 대상으로 하여 부하계산을 행하였다. 부하계산시 적용한 외기조건은 “건축물의 에너지절약설계기준”(건설교통부 고시 제2001-118호, 2001.5.11)을 기준으로 하여 냉방시 서울의 외기조건(31.2℃DB, 25.5℃WB)을 선정하였다. 공조대상실의 온습도는 26℃, 55%로 설정하고, 효율 60%의 전열교환기를 채용하여, 전열교환기를 통과한 후의 외기의 온습도를 계산하였다. 또한 외기도입량은 재실자 1인당 필요환기량을 25 CMH로 하여 계산, 전체풍량의 45%로 설정하였다. 본 연구에서는 열수 6열의 냉각코일을 공조기 내에 설치하였으며, 코일출구의 상대습도를 92%로 설정하여 코일출구온도를 구하였다. 송풍기 발달에 의한 온도상승은 식(1)을 이용하면 구할 수 있다.⁽⁴⁾ 또한, 덕트에서의 온도상승은 실현열부하의 1~3% 정도로 가정하는 것이 보편적이다. 이를 토대로 본 연구에서는 송풍기와 덕트에서의 온도상승을 1℃로 간주하였다.

$$\Delta T_F = \frac{p_s}{3000 \times \theta \times 0.33} = 0.00083 \frac{p_s}{\theta} \quad (1)$$

위의 계산과정으로부터 취출온도차 ΔT 는 9.7℃였으며 실내로의 급기풍량 Q 는 식(2)를 사용하여 구할 수 있다.

$$Q = \frac{q_s}{Cp \cdot \gamma \cdot (T_r - T_d)} \quad (2)$$

기타 구체적인 부하계산 내역은 지면관계상 생략한다. 부하계산결과, 공조대상실의 최대냉방부하는 11,857 kcal/h(현열부하 8,300 kcal/h, 잠열부하 3,557 kcal/h, 실현열비=0.7)임을 알 수 있었다.

위에서 구한 송풍량과 시스템에서의 압력손실

을 계산하여, 급기 팬(supply fan)은 풍량 3,000 CMH, 정압 60 mmAq의 air foil type 송풍기를, 환기 팬(return fan)은 동일 풍량, 정압 35 mmAq의 시로코 팬(sirocco fan)으로 선정하였다. 대상 건물의 냉난방부하계산은 MIRAE 98(2nd version)을 사용하여 행하였으며, 사용된 프로그램은 ASHRAE가 정한 CLTD/SCL/CLF법의 적용 데이터와 계산방식을 준용하여 개발된 프로그램으로 표준부하계산 및 시스템 설계 프로그램으로 사단법인 한국설비기술협회에 의해 검증된 프로그램이다.

3.1.2 전열교환기의 채용

외기부하의 경감을 목적으로 배기되는 열을 유효하게 이용하는 전열교환기는 회전형과 고정형으로 분류할 수 있다. 본 연구에서는 고정형 열교환기를 공조기 내에 설치하여 구조를 콤팩트(compact)화하였다. 전열교환기의 효율(η)은 식(3)으로부터 구할 수 있다.⁽⁵⁾

$$\eta = \frac{T_0 - T_s}{T_0 - T_R} = \frac{X_0 - X_s}{X_0 - X_R} = \frac{h_0 - h_s}{h_0 - h_R} \quad (3)$$

3.1.3 정풍량 유닛의 채용

바이패스 공조시스템은 부하변동에 따라 페이스 댐퍼와 바이패스 댐퍼의 개도치를 조절하여 대상실의 온습도를 유지한다. 하지만, 댐퍼의 개도조작에 의해 정압변동이 발생, 취출풍량이 변동하므로 실내의 기류분포 및 온도조절에 영향을 미치게 된다. 이를 방지하기 위하여 정풍량 유닛(CAV unit)을 송풍기의 출구측에 설치하여 정압변동에 관계없이 항상 일정한 풍량이 취출되도록

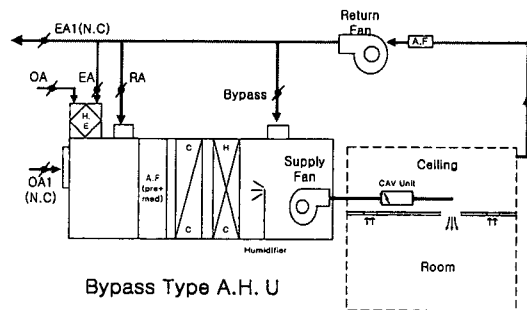


Fig. 5 Return air bypass air conditioning system.

하였다.

상기 과정을 토대로 제작한 순환공기 바이패스형 공조시스템의 구성도를 Fig. 5에 나타내었다.

3.2 수치실험 및 결과

부분부하시 바이패스 공조시스템의 풍량조절에 따른 실내 조건의 변화를 파악하기 위하여 수치 프로그램을 작성하여, 그 결과를 밸브조절에 의해 부하변동에 대응하는 단일덕트 정풍량 공조시스템의 경우와 비교, 평가하였다.

3.2.1 수치 프로그램의 흐름도

수치 프로그램 수행을 위한 실내 및 외기의 온습도, 대상실의 열부하 등과 같은 초기 입력조건들은 3.1에 상세히 언급되어 있으며, 이와 같은 입력조건들을 토대로 전열교환기 통과 후의 공기, 실내 순환공기와의 혼합공기, 나아가서 냉각코일 출구공기의 상태값을 계산하였다.

송풍기와 덕트에서의 온도상승을 감안하여 구한 취출온도차를 토대로 실내 취출풍량을 계산하고 실내의 부하변동에 따른 바이패스 공기의 비

율을 설정하여 새로이 형성되는 실내 공기의 온습도를 구하였다.

본 프로그램은 실내 현열부하가 설계최대 현열부하의 30% 수준이 될 때까지 부하를 감소시키면서 반복 수행하였다.

수치계산 프로그램의 흐름도(flow chart)를 Fig. 6에 나타내었다.

3.2.2 실현열비 변화에 따른 실내 상대습도 변동

실현열비에 따른 실내 상대습도의 영향을 파악하기 위해 실현열비를 0.7, 0.8, 0.9로 나누어 수치실험을 행하였다. 또한 부분부하 발생시, 페이스 덤퍼와 바이패스 덤퍼를 조작하는 바이패스 공조시스템과 밸브(valve)를 조작하여 실내 설정치를 추종하는 단일덕트 정풍량 공조시스템과의 비교를 행하였다.

한편, 실현열비가 0.7인 경우는 실현열비 구배가 가파르기 때문에 실내의 온습도 조건을 26℃, 50%로 설정할 경우, 실제 공기선도상에서 취출점이 형성되지 않게 되므로 실내의 온습도 조건을 26℃, 55%로 재설정하였다.

Fig. 7은 실내 현열부하만이 감소하는 경우, 0.7의 실현열비에 대해 바이패스 공조시스템과 밸브제어를 행하는 공조시스템의 실내 상대습도 구현 상태를 보여주고 있다.

Fig. 7을 보아 알 수 있듯이 실현열비가 0.7이고 실내 최대현열부하에 대한 부분부하시의 실내 현열부하의 비(design sensible load)가 70%일 때, 바이패스 공조시스템의 경우 실내 상대습도는 ANSI/ASHRAE STANDARD 62-1999에서 지정한 60%를 초과하지 않지만 밸브제어를 행하는

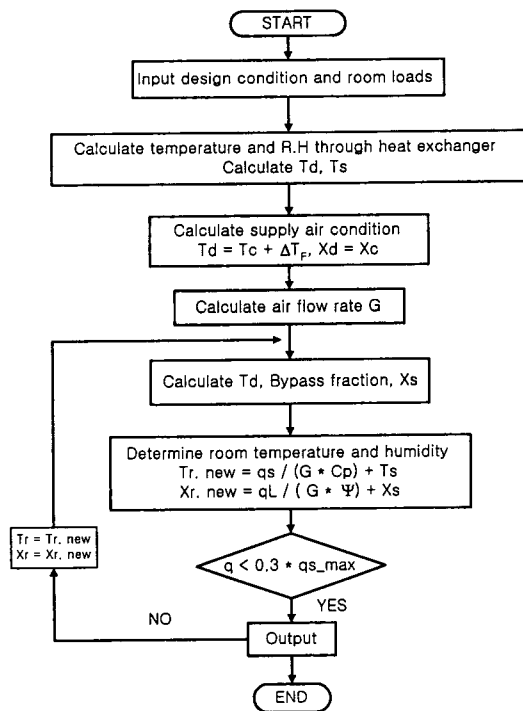


Fig. 6 Algorithms for calculation.

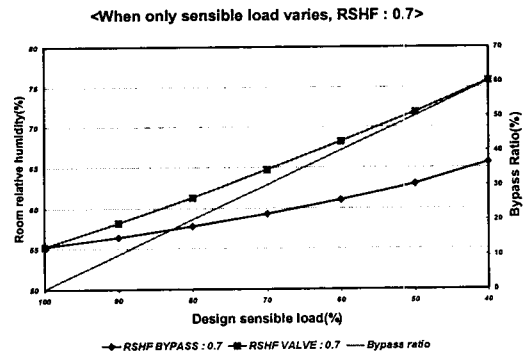


Fig. 7 R.H variation when part load occurs (RSHF=0.7, only q_s varies).

단일덕트 정풍량 공조시스템의 경우, 실내 상대 습도가 약 65% 정도로 유지됨을 알 수 있다.⁽⁶⁾ 또한 전과정에 걸쳐 바이패스 공기의 비율은 (100-design sensible load)%가 됨을 알 수 있다.

즉 밸브제어를 행하는 단일덕트 정풍량 공조시스템의 경우, 여름철 부분부하 발생시 냉수유량을 줄이거나 온도차를 줄임으로써 코일의 감습능력이 저하하므로 실내 상대습도의 필연적인 상승을 방지할 수 없지만, 바이패스 공조시스템을 적용하는 경우, 실내의 상대습도를 어느 정도 안정적으로 유지시킬 수 있다는 사실을 알 수 있다.

Fig. 8은 실현열비가 각각 0.8, 0.9인 경우에 대한 결과를 나타내고 있다. 실현열비값이 클수록 전체부하에 대한 잠열부하의 비율이 작아 실내 상대습도가 다소 낮게 형성된다는 사실을 알 수 있다. Fig. 9는 주어진 실현열비(0.7, 0.8, 0.9)에 대하여, 실내의 현열부하와 잠열부하가 동시에 일정비율로 감소하는 경우에 대한 결과를 나타내고 있다.

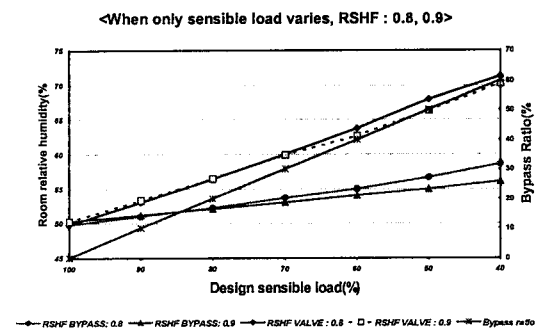


Fig. 8 R.H variation when part load occurs (RSHF=0.8, 0.9, only q_s varies).

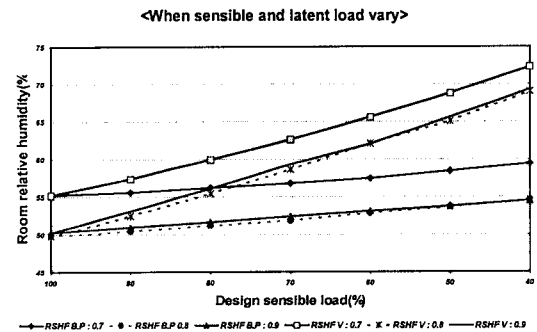


Fig. 9 R.H variation when part load occurs (RSHF=0.7, 0.8, 0.9, q_s and q_L vary).

Fig. 9를 Fig. 7, 8과 비교하여 보면, 실내의 현열부하와 잠열부하가 동시에 감소하는 경우가 현열부하만 감소하는 경우에 비해 실내 상대습도가 다소 낮게 형성됨을 알 수 있다. 이는 전자의 경우가 후자의 경우에 비해 새로이 생성되는 실현열비값이 크게 되어 취출상태점과 실내상태점의 구배가 작게 되어 실내의 상대습도가 낮게 되는 결과를 초래하는 것이다.

4. 결 론

재실인원에 의한 필요환기량 및 잠열부하가 큰 공조대상실에 대해 실내의 온습도 및 쾌감도 향상을 목표로 한 바이패스 공조시스템에 대한 연구결과, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 부분부하 발생시, 실현열비값이 적을수록 실내의 상대습도는 증가한다.
- (2) 실내의 잠열부하가 큰 실현열비 0.7의 공조대상실에 대해 실내 현열부하가 총 현열부하의 70%가 되는 시점에서, 바이패스 공조시스템은 실내 상대습도 60% 이하를 유지하였다. 반면, 밸브 제어 단일덕트 정풍량 공조시스템의 경우, 동일 조건하에서의 실내 상대습도는 65%를 형성하였다.
- (3) 현열부하만 감소하는 부분부하의 경우보다 현열과 잠열부하가 동시에 감소하는 부분부하 발생시, 실내 상대습도는 낮게 유지된다.
- (4) 부분부하 발생시 바이패스 공기의 비율은 (100-design sensible load)%이었다.
- (5) 결론적으로, 부분부하 발생시 바이패스 풍량의 조절만으로도 실내 온습도를 일정하게 유지할 수 있으며, 바이패스에 의한 높은 환기회수의 확보로 실내 쾌감도를 높게 유지할 수 있다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단의 2000년 에너지절약기술개발사업에 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., 1986, Variation in relative humidity in a conditioned space due to coil

- bypass control systems, ASHRAE Transaction, Part II, Vol. 92, pp. 300-311.
3. Howell, R. H., Ganesh, R. and Sauer, H. J., 1987, 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.
 4. The society of heating, air-conditioning and sanitary engineers of Japan, 1995, Handbook, 12th ed., Vol. 3, pp. 274-281.
 5. The society of heating, air-conditioning and sanitary engineers of Japan, 1995, Handbook, 12th ed., Vol. 2, pp. 69-119.
 6. ASHRAE, ANSI/ASHRAE Standard 62-1999, Ventilation for acceptable indoor air quality.