

# 설비 시스템 설계와 펌프 및 송풍기 선정

설비시스템 설계에 있어 물과 공기를 반송하는 펌프와 송풍기는 배관 및 덕트 설비의 동력원으로써 건물에너지 소비량의 대단히 큰 비중을 차지할 뿐 아니라, 시스템 계획상 중요한 요소이면서도 시스템 계획에 부적합하게 선정되어 효율적인 시스템 구성에 실패하는 사례가 종종 있다. 설비시스템 설계에 있어 펌프나 송풍기의 선정과 적용에 필요한 기본적인 내용들을 정리하여 효율적인 시스템 설계에 도움이 되고자 한다.



김 삼 군

## 공조 배관 계통과 펌프

일반적인 냉난방시스템은 배관의 전체구간이 대기와 차단된 밀폐회로로 구성되어 있으며, 수축열 냉난방시스템 또는 고가수조방식 급수시스템은 수조부에서 물과 공기가 직접 접촉하고 있는 개방 회로로 구성되어 있다. 회로방식에 따라 펌프의 선정방법이 다르므로 구분하여 검토할 필요가 있다.

### 밀폐회로 배관계통의 펌프

#### ● 1차 펌프 순환방식

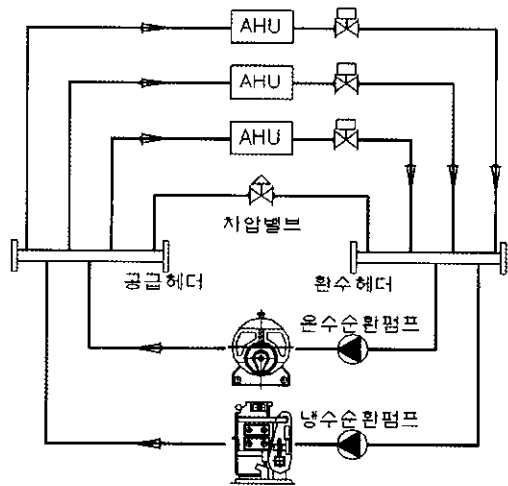
계통구분이 간단한 중, 소규모 건물의 냉난방 배관계통은 1차 펌프만으로 순환시키고 각 계통별로 적절한 유량분배가 이루어지도록 배관시스템을 구성하는 방식이다.

동일 배관계 내에 운전 시간대가 다른 계통이 여러개 있거나, 각 계통간의 배관 총 연장이 크게 다를 경우에는 유량분배에 유의하여야 하며, 야간부하등 저부하에 대하여는 열원시스템과 펌프를 별도로 설치하는 것이 경제적인 운전에 도움이 된다.

열용량이 크고 부하량의 변화가 심한 계통의 순환펌프는 적정 대수로 분할 설치하여 대수제

어가 가능하도록 한다.

특히, 하절기와 동절기의 냉/난방 부하의 차가 크거나, 열매의 온도차로 인하여 냉수와 온수의 유량차가 클 경우는 냉수와 온수 순환펌프를 별개의 펌프를 설치하여야 한다. 또한 1차 펌프방식에서는 1대의 펌프로 전체통내의 순환수두를 감당하여야 하므로 펌프 양정이 커지게 되므로 고층건물에서는 정수두를 감안한 배관 내압이나 장비 사용 압력에 대한 검토가 필요하다.

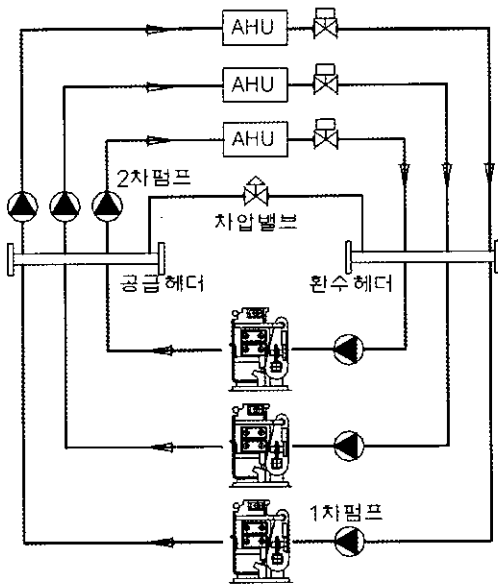


(그림1) 1차 펌프방식 흐름도

● 1·2차 펌프순환방식

건물의 규모가 크고, 계통이 다양하며 계통별 사용시간대가 다를 경우 또는 계통간의 총배관 저항이 다를 경우는 1차 순환 펌프만으로 순환하려면 계통별로 적절한 유량분배가 어려울 뿐만 아니라 펌프운전에 필요한 반송동력비가 증가하게 된다. 따라서, 건물의 규모가 크고 계통이 다양한 복합건물의 경우에는 1,2차 펌프 순환 방식을 사용한다.

일반적으로 1차 펌프는 환수 헛다 에서 열원 장비를 거쳐 공급 헛다 까지의 저항을 고려하여 정유량으로 공급하고, 2차 펌프는 공급 헛다로부터 공조기, 팬코일 유니트, 방열기 등 부하측 기기를 거쳐 환수헛다 까지의 순환을 담당하게 되며 순환유량은 정유량 방식과 변유량 방식이 모두 적용 가능하다.



<그림2> 1,2차 펌프방식 흐름도

밀폐회로 계통의 압력 분포

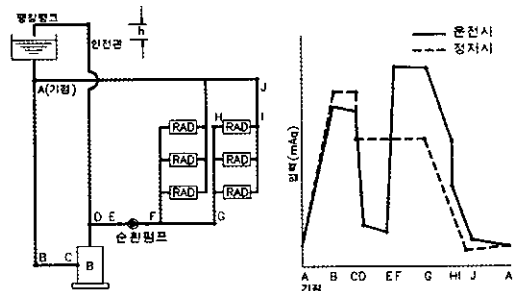
● 시스템내 압력 유지의 필요성

밀폐순환 회로에서 계통내 일정 압력의 유지는 대단히 중요한 사항으로 그 필요성은 다음과

같다.

- 수온에 대한 최저 압력이상으로 전 배관계통을 유지하여 비등이나 국부적인 증발 현상에 의하여 발생하는 수격 현상이나 케비테이션을 방지한다.
- 전체 배관 시스템을 일정 압력 이상으로 유지함으로써 배관내 공기 유입을 방지하고, 배관내에서 발생한 공기의 배출도 가능하며 유체의 순환으로 인한 소음, 부식을 방지하며 순환에 장애가 되는 에어포켓을 제거한다.
- 시스템 운전 압력에 의하여 유체를 소요 위치까지 이송 순환시킨다.
- 운전압력으로 인하여 계통내 각 부분의 압력의 상승과 공조 부하기기, 열원기기 등 계통내 각종 기기의 운전 압력의 상승으로 인한 초기투자비의 상승을 초래할 수 있다.
- 온도 상승에 의한 유체의 체적 팽창도 각 부분의 기기에 운전 압력상승과 마찬가지로 영향을 미칠 수 있다.

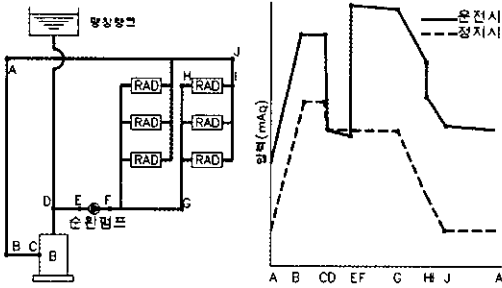
- 펌프와 팽창탱크 위치별 시스템내 운전 압력 열원기기 출구측에 순환펌프를 설치하고 입구측에 팽창탱크를 설치하면 펌프가 가동 중에는 D점에서는 양정이 정상 압력보다 낮아 안전관으로 물이 넘칠(over flow) 염려가 없고 안전관이나 팽창탱크를 최상부의 공조기기 보다 높게 설치하면 배관 계통은 안전하게 운전된다.



<그림3> 압력분포도(1)

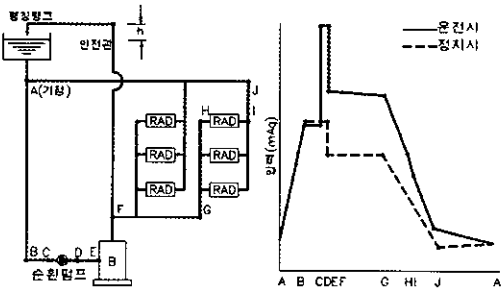
공조용 펌프와 송풍기

열원기기 출구 측에 순환펌프와 팽창탱크를 설치하면 배관계통 내부가 전기 방식보다는 다소 높은 압력으로 유지되고 있으나 진공부분이 없어 공기의 유입이 없으며 팽창 탱크의 위치는 배관 계통 내부의 공기빼기를 위하여 필요한 압력 이상으로 높게 설치하여야 한다.



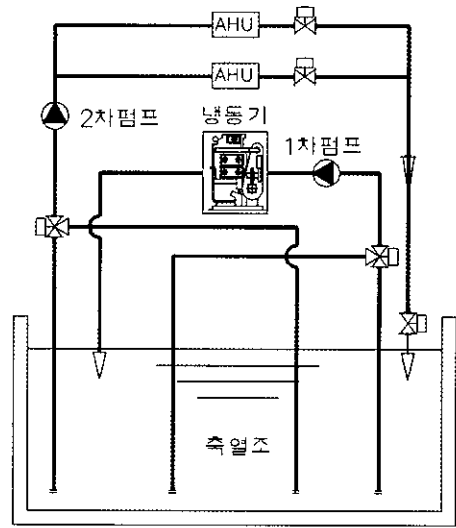
<그림4> 압력분포도(2)

열원기기 입구측에 순환펌프와 팽창탱크를 설치하면 펌프 가동 중 F점의 압력은 펌프가 정지했을 때 보다 높게 된다 따라서 팽창탱크의 수면보다 오버플로우의 높이(h)를 매우 높은 위치에 설치하지 않으면 계속 물이 넘치게 된다.



<그림5> 압력분포도(3)

열원기기 입구측에 순환펌프를 설치하고 출구 측에 팽창탱크를 설치하면 배관 계통의 일부의 압력이 부압으로 되어 물의 흐름을 방해하므로 이를 해결하기 위하여 팽창탱크의 위치를 배관 계통 최상단 보다 매우 높은 위치에 설치하여 부압이 발생하지 않도록 하여야 한다.



<그림 6> 개방형 수축열 시스템

- 수축열 방식 공조배관계통의 펌프 선정
- 최대부하를 경감하여 장치용량이 작아지며 열 원장비는 항상 고효율 운전이 가능하다.
- 1차측 펌프는 일반 공조시스템에 비해 용량이 작고 운전시간이 길다.
- 냉수의 출구온도는 낮게하고, 환수의 온도는 높게 하여 냉온수의 이용온도차를 크게 하면 펌프 유량은 적어진다.
- 축열조의 형식이 개방형이므로 펌프동력이 커진다.
- 최근 개발되고 있는 수직 성층화형 축열조를 사용하면 효율적인 축열과 펌프양정의 절감도 가능하여 시스템 효율이 높아진다.

펌프 선정

• 펌프의 양정

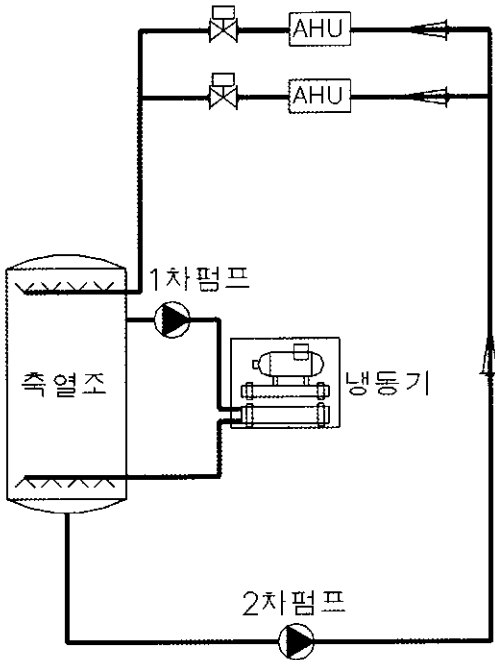
배관설비에서 펌프를 사용하여 물을 이송할 때 필요한 펌프의 양정은 다음과 같다.

$$H = H_s + h_p + h_m + h_d + s_f$$

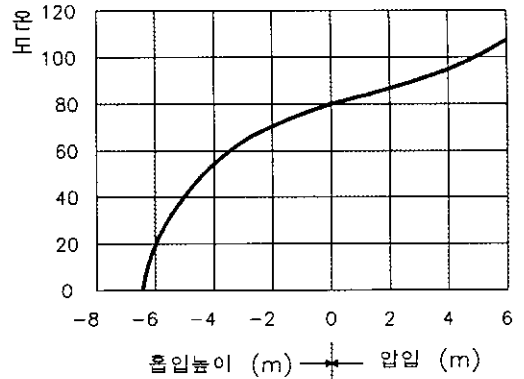
여기서

H = 펌프의 전양정 [m]

H<sub>s</sub> = 실양정(고저차) [m]



<그림 7> 밀폐형 수축열 시스템



<그림 8> 수온과 펌프의 흡입 높이와의 관계

로 건물특성과 배관의 종류에 따라 안전율을 달리할 필요가 있다.

- 펌프보다 낮은 곳에서 양수할 경우에는 흡입 실양정이 필요하고 이것은 대기압에 의하며 한도가 있다. 이 때 흡입양정은

$$H_{ss} = H_a - h_v - h_t$$

여기서

- H<sub>ss</sub>: 펌프의 최대 흡입양정 [m]
- H<sub>a</sub>: 수면상의 대기 압력 [10.33mAq]
- h<sub>v</sub>: 그 수온에서의 포화증기 압력 [mAq]
- h<sub>t</sub>: 흡입관의 전 저항 [mAq]

- h<sub>p</sub> = 배관의 압력손실 [mAq]
- h<sub>m</sub> = 각기기의 압력손실 [mAq]
- h<sub>d</sub> = 토출압력 [mAq]
- sf = 시공오차, 스케일계수 등의 안전율 [m]

- 실양정은 개방회로에서의 압상고이며 밀폐회로에서는 0이다.
- 배관의 압력손실은 직관 및 부속류의 마찰저항에 의한 압력손실로서 배관의 종류에 따라 국부저항의 차이가 크므로 보다 정밀한 계산이 필요하다.
- 일반적으로 토출압력은 무시하지만 냉각탑이나 가습장치, 스프링클러 등에서와 같이 노즐압력 등의 분무 압력이 필요한 경우에는 그 필요한 압력을 양정에 가산한다.
- 안전율 (safety factor)은 보통 10%내외로 산정하지만 고층 건축물에서 높이 차에 의한 오차 범위는 10%까지 갈 필요가 없으며

수온이 상승하면 h<sub>v</sub>가 커지게 되어 펌프가 흡입할 수 있는 실양정이 적어진다.

실제로 수온이 80℃ 정도가 되면 펌프 보다 낮은 곳에서의 양수는 불가능하다.

- 펌프 효율과 동력계산
- 정양정 H에 대하여 유량 Q를 양수하는데 필요한 이론 동력 P<sub>w</sub>(수동력)은

$$P_w = \frac{1000 \gamma Q H}{60 \times 102} = 0.163 \gamma Q H \text{ [kW]}$$

여기서

- Q = 유량 [m<sup>3</sup>/min], H = 양정 [m],
- γ = 물의 비중 [kgf/ℓ]

가 된다.

펌프 축을 구동하는데 필요한 축동력  $P_s$ 는  $P_w$ 와 펌프효율에서 구해진다. 또 전동기의 정격 출력  $P_m$ 은  $P_s$ 에 여유율  $\alpha$ 를 추가하게 된다.

$$P_s = \frac{P_w}{\eta}, P_m = (1 + \alpha) \cdot P_s \text{ [kW]}$$

$\alpha$ 는 보통 0.05~0.15의 값을 취하며 양정의 추정이 정확할수록 적게 해도 된다

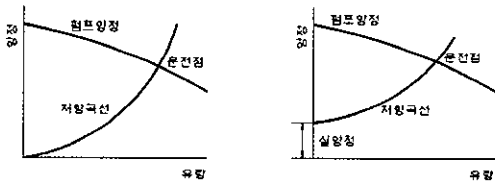
펌프효율( $\eta$ )의 값은 제작사에 따라 다르게 되나 대략 그림과 같다.

**펌프의 특성 곡선과 운전점**

● 밀폐회로와 개방회로

배관설비에서 설계에서 요구하는 수량과 양정에 완전히 일치하는 성능을 가진 펌프는 없다. 가령 있다 하더라도 설계값과 실제의 배관저항이 다르게 되므로 배관에 흐르는 실제유량은 설계에서 요구하는 유량과 다르게 되는 경우가 많다.

이 실제 유량은 펌프의 특성 곡선상에서 구할 수 있다. 펌프의 저항 곡선은 배관 설비의 저항과 유량의 자승에 비례하게 되므로 실양정이 되는 점을 지나게 된다.



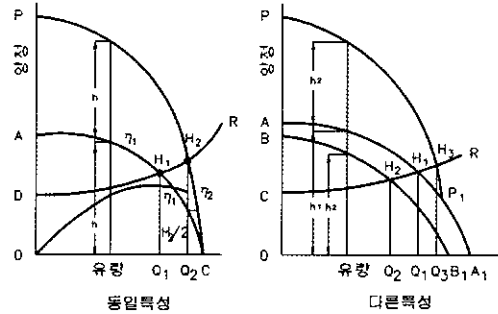
(a) 밀폐회로 (b) 개방회로

<그림 9> 펌프의 운전특성

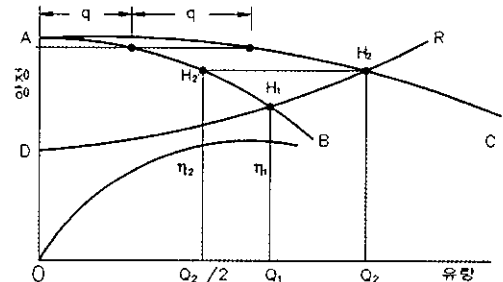
● 직렬 운전과 병렬 운전

펌프 배치 방식에서 직렬 운전은 동일 유량으로 고양정을 얻기위하여 선택하며, 병렬 운전은 부하유량이 크고 변동이 있을 경우에 사용한다.

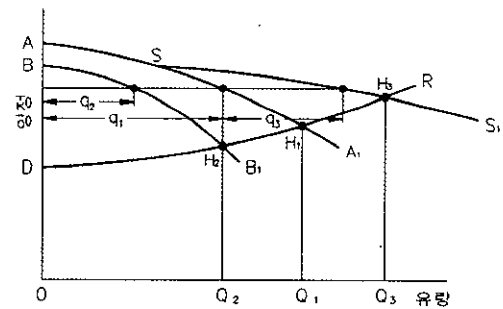
직렬운전방식에서 1, 2차 펌프의 상호 위치선



<그림 10> 펌프의 직렬운전특성



<그림 11> 특성이 같은 펌프의 병렬운전



<그림 12> 특성이 다른 펌프의 병렬운전

정에 주의하여야 한다. 이는 1차 펌프의 양정이 끝나는 지점에 2차 펌프를 설치하지 아니하고 1차 펌프에 근접하여 2차 펌프를 설치 할 경우 펌프양정의 합계는  $H_1 + H_2$ 로 성립되지 아니한다.

병렬운전방식에서 각 펌프의 유량이  $Q_1$   $Q_2$  일때 합계 유량은  $Q_T = Q_1 + Q_2$ 가 성립되지

않는데 이는 1대의 펌프가 가동될 때의 계통내의 압력손실과 2대가 병렬 운전 될 때의 손실이 달라지기 때문이다. 따라서, 댁수제어에 의한 병렬 운전 방식에서 유량안정시 검토가 필요하며 단독 운전시에는 과부하가 되지 않는 용량의 전동기를 사용하여야 한다.

**펌프 형식의 선정**

설비 시스템에 사용되는 펌프의 종류는 다양하며, 사용목적 및 제조건에 따라 가장 적합한 형식을 선정하여야 한다.

- 선정조건
  - 성능 : 소요유량, 총양정, 흡입양정 등
  - 유체성질 : 비중, 온도, 점도, 슬러리의 유무, 농도, 부식성 등
  - 운전조건 : 구동방법, 전원, 회전수 등
- 선정과정

펌프의 유량 및 전양정이 결정되면 비속도 (Ns) 또는 표준특성을 고려하여 회전수를 정한다. 그러나 이와 같은 펌프형식의 선정은 상당한 경험과 여러 차례의 계산이 필요하므로 실용적으

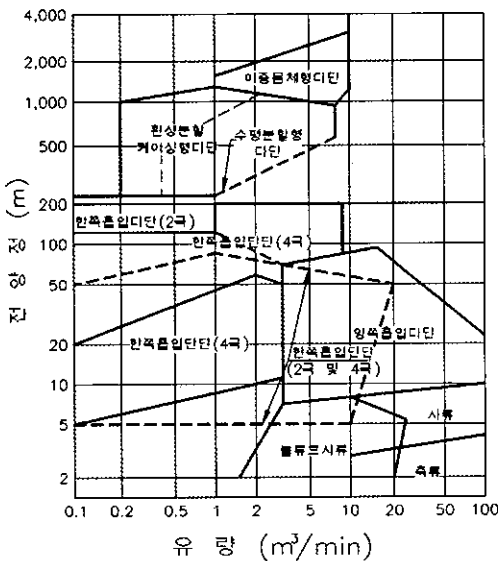
로는 그림에서와 같은 펌프형식 선정도가 사용되고 있다.

유량과 양정을 알면 60Hz/3상 교류모타로 4극과 2극으로 얻어지는 회전수로써 가장 적합한 펌프형식을 선정할 수 있도록 되어 있다.

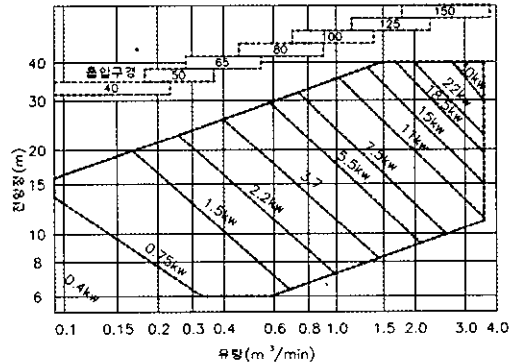
또한 설비시스템에서 가장 많이 사용되고 있는 소형단단원심펌프, 소형다단원심펌프 및 양흡입원심펌프에 대하여는 KSB6303, KSB 7505 및 KSB 6318에 유량과 양정범위가 주어져 있으며 그림을 이용하면 손쉽게 펌프를 선정할 수 있다.

전양정이 3.5m이하이고 구경이 300mm이상일 때는 축류펌프가 우수하다.

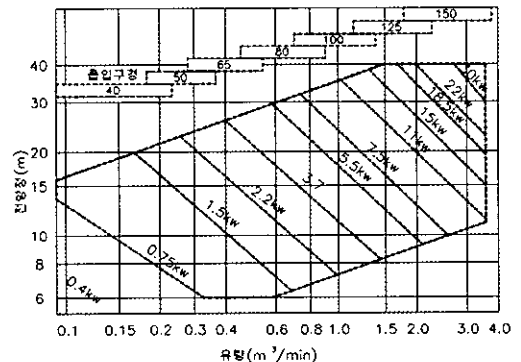
전양정이 30~50m 이상이며 대유량일 때는 Ns가 크므로 사류펌프가 유리할 수 있다.



〈그림 13〉 펌프 형식 선정도



〈그림 14〉 소형 볼류트 펌프의 특성



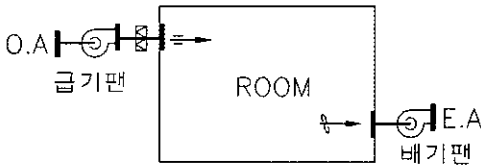
〈그림 15〉 소형다단 원심 펌프의 특성



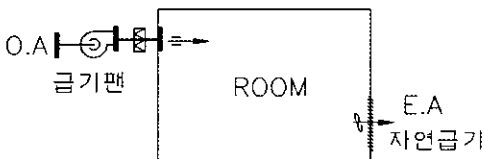
양정 산정에 있어 여유율이 과할 경우 실제 운전시에 유량이 증가하고 이에 따라 소요 동력이 증가하게 되며 이 경우 모터 용량 부족으로 인하여 모터의 소손이 있거나, 저항을 부가하기 위하여 펌프 토출측 밸브를 과도하게 잠금 상태에서 운전하게 되면 소음과 진동의 원인이므로 효율적인 펌프의 선정을 위해서는 보다 정확하게 양정을 계산하고, 함께 과다한 여유율 부가에 의한 과대 용량선정을 피해야 한다.

환기용 덕트 계통

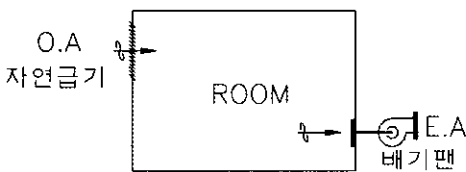
① 급기팬 + 배기팬 (1중환기)



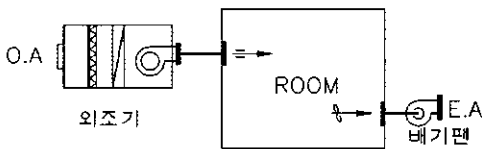
② 급기팬 (2중환기)



③ 배기팬 (3중환기)



④ 환기 조화기



제연용 덕트 계통

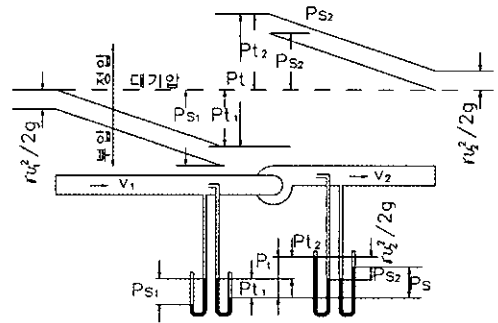
① 공기조화 겸용 제연 방식

② 제연 전용

송풍기 선정

● 송풍기의 소요압력

송풍기 선정시 참조하게 되는 제작사 기술자료에 기재되어 있는 정압(mmAq)은 송풍기 정압이라 불리는 것이고 이것은 표준공기를 취급했을 때 송풍기가 공기에 공급한 전압의 증가량에서 송출구에서의 평균풍속(m/s)이 갖는 동압을 감한 것이다.



<그림 17> 전압 (Pt) 와 정압 (Ps)

<그림 17>에서

$$P_s = P_t - \frac{\gamma v_2^2}{2g} = P_2 - P_u - \frac{\gamma v_2^2}{2g}$$

표준 공기의 비중량  $\gamma$ 는  $1.2\text{kg/m}^3$ 이므로 상기 식은

$$P_s = P_2 - P_u - \left(\frac{v}{4.04}\right)^2$$

또한 상기 그림은 팬의 흡입, 토출측에 모두 덕트가 연결된 경우인데

송출덕트 만인 경우는  $P_s = P_2$

흡입덕트 만인 경우는  $P_s = -P_u$ 으로 된다.

- 송풍기의 소요 동력
- 송풍기의 공기 동력



$$A = \frac{Q \cdot Pt}{6,120} \text{ [kW]}$$

여기서 Q = 풍량(m<sup>3</sup>/min)  
Pt = 전압(mmAq)

- 송풍기 전동기 출력

$$M = \frac{A(1+\alpha)}{\eta_i \cdot \eta} \text{ (kW)}$$

$\alpha$  = 여유율(다익형 : 10~20%, 기타 : 5~10%)  
 $\eta$  = 전달효율(평벨트 : 90~93%, V-벨트 : 95%)  
 $\eta_i$  = 송풍기 효율

- 송풍기 기본 법칙

$$Q_2 = Q_1 \times \left(\frac{No.2}{No.1}\right)^3 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)$$

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{No.2}{No.1}\right)^2 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \times \frac{\gamma_2}{\gamma_1}$$

$$kW_2 \times kW_1 \times \left(\frac{No.2}{No.1}\right)^5 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \times \frac{\gamma_2}{\gamma_1}$$

$$dB_2 = dB_1 + 70 \log_{10} \frac{No.2}{No.1} + 50 \log_{10} \frac{n_2}{n_1} + 20 \log_{10} \frac{\gamma_2}{\gamma_1}$$

Q: 풍량, P: 압력, kW: 축동력, n: 회전수, No.: 송풍기의 크기,  $\gamma$ : 비중량, dB: 소음치

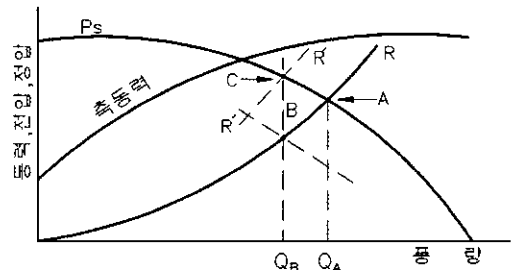
- 송풍기 저항과 송풍기 특성

송풍기의 특성을 나타내기 위해 횡축에 풍량을 취하고 각각의 풍량에서의 전압, 정압, 동력 등을 종축에 취한 곡선이 쓰이고 있다. 그림에서 R은 송풍계의 저항 곡선이라 불리우는 것이며 덕트의 규격, 연장 등이 변화하지 않는 한 그 계에 대해 일정한 곡선이다.

이 곡선은 저항이 풍량의 자승에 비례하므로 원점을 통과하는 포물선이 된다.

이 계통에 곡선 Ps와 같은 성능을 가진 송풍기를 설치하면 Ps와 R의 교점 A가 그 송풍기의 운전점이 된다.

실제에 있어서 팬에는 각종 여유가 있으므로 계산상 선정 유량이 QB이고 시스템 유량이 QA 라면 저항 곡선 R은 R'로 변경(댐퍼조작 등)하여 운전점 C를 얻고 따라서 송풍량은 QB로 조정 된다.



<그림 18> 덕트 저항과 팬성능의 관계

### 송풍기의 조합 운전

- 직렬 운전

공조용 정도의 저압송풍기를 직렬운전하는 경우 각 팬의 풍량이 같을 때 송풍기 전압은 동일 풍량에서의 각 팬의 전압의 합과 같다.

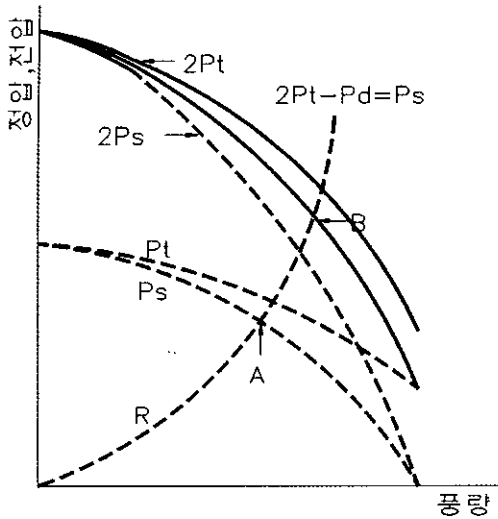
그림 에서 각각 Pt, Ps의 특성을 갖는 팬 2대를 직렬운전하면 송풍기의 전압과 정압은 2Pt, 2Pt - Pd와 같다. 즉, 송풍기 전압은 각 송풍기의 전압 Pt를 합한 2Pt로 되지만 송풍기 정압은 각 송풍기 정압의 2배로 되지는 않고 다음과 같이 된다.

직렬 운전시의 송풍기 정압의 합은

$$2Pt - Pd = 2Ps + Pd$$

여기서 Pd : 송풍기 출구 동압

크기 또는 회전수가 다른 2 대의 송풍기의 경우 송풍기 전압은 동일 풍량에서의 각 송풍기의 전압을 합한 것이 되고 송풍기 정압은 이 전압



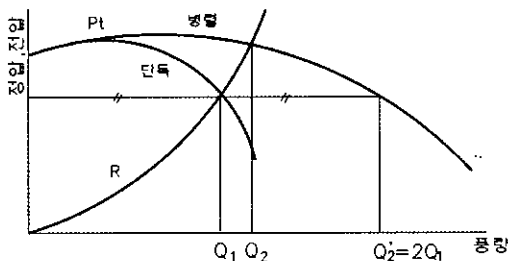
<그림 19> 동일 성능의 송풍기 직렬운전

에서 최종 팬에서의 출구 동압을 감한 값이다.

● 병렬 운전

2대 이상의 동일성능의 팬을 병렬운전하는 경우 그 특성곡선은 1대의 송풍기의 전압 혹은 정압에 대한 각 팬의 풍량을 합한 것이다.

그림은 동일한 특성을 갖는 2대의 팬을 병렬 운전하는 경우이며 덕트계통이 변하지 않는다면 2대를 동시 운전하여도 실제로 풍량은 2배로 되지 않고 그 보다는 조금 작게 된다. 규격이 다른 2 대의 팬을 병렬 운전하면 정압이 높은 팬에서 낮은 팬으로 역류가 발생하여 경우에 따라서 1 대의 팬은 운전하는 것보다 풍량이 감소할 수도 있으므로 주의를 요한다.



<그림 20> 병렬 운전의 성능

연합 운전의 선정

덕트 계통에서 팬의 연합운전을 선정할 경우에는 1 대의 송풍기의 특성뿐만 아니라 2대가 동시 운전 될 경우의 특성 곡선상의 작동점에 대하여도 검토해야 한다.

- 직렬운전이 필요한 조건
  - 소요압력이 1대에서 얻어지는 최대 압력보다 높은 경우
  - 송풍저항의 변화에 따라 저압시에는 1대, 고압시에는 2대를 부스터 팬으로 사용하는 경우
  - 이 같은 경우 최고 효율점에서 운전할 수 있도록 송풍기 운전 특성곡선에서 확인된 경우

- 병렬 운전이 필요한 조건
  - 송풍기 규격이 너무 커서 1대를 선정할 경우 설치가 곤란할 때
  - 고장에 최소한 어느 정도의 송풍량이 요구 될 때 고장에 대비
  - 제연과 공조 겸용시 2가지 경우의 풍량이 다를 때

송풍기 선정시 고려사항

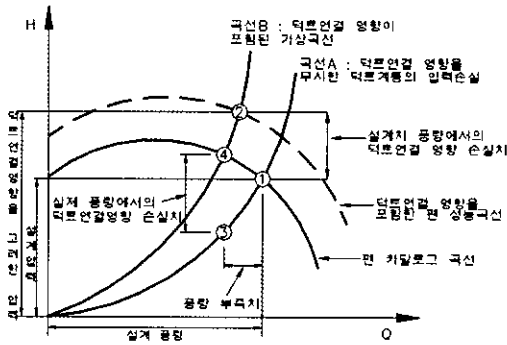
● 덕트연결영향 (System effect)

예전에는 현장에서 측정된 팬 성능이 팬 제작자가 제시한 수치보다 낮게 나타나는 것이 단순히 팬 제작상의 문제로 여겨왔다. 그러나 이러한 팬성능의 감소는 덕트연결영향(System effect)에 의해 나타나는 현상이므로, 공조덕트 계통에서 요구되는

설계치를 확보하기 위해서는 이를 반드시 고려하여야 한다.

덕트연결영향이란 팬과 연결된 덕트의 상호작용으로 인해 팬 성능이 감소되는 현상을 말한다.

다음 그림 23은 덕트연결영향에 의해 야기된 팬 및 시스템 성능의 부족현상을 설명하고 있다. 덕트 시스템의 압력손실이 정확하게 계산되고



〈그림 21〉 덕트연결영향에 의한 효과

나면 설계자는 팬을 선정함에 있어 시스템 곡선 A상의 점 1에서 운전되도록 팬의 사양을 결정한다. 이러한 팬 선정방법에는 팬과 덕트의 연결부에 의한 팬 성능의 오차, 즉 덕트연결영향을 고려하지 않았다. 이것을 보상하면, 먼저 계산된 덕트계통의 압력손실에 덕트연결영향인자를 더하여 새로운 시스템 곡선을 결정한다. 이 경우 덕트연결영향이 포함된 "가상"시스템 곡선 B와 팬 성능 곡선 사이의 교점인 점 4에서 팬이 운전된다. 그러나 실제 시스템 풍량은 점 1에서 점 4까지 차이만큼 부족하게 나타난다. 따라서 설계풍량을 만족시키려면 점 2에서 시스템이 운전되도록 새로운 성능곡선을 가지는 팬이 선정되어야 한다. 일반적으로 이러한 팬 성능곡선은 팬의 회전수를 증가함으로써 얻어지며 높은 축동력이 필요하게 된다.

● 서징(surging)현상의 방지

송풍저항 곡선이 팬의 특성곡선과 두군데 또는 그 이상에서 교차하는 경우는 서징 현상이 일어나 운전상태는 불안정하게 된다. 특성 곡선에 정점이 있는 경우 그 꼭지점보다 우측에서 운전하면 서징이 발생하지 않는다.

공조용 송풍저항 곡선처럼 곡선이 원점에서 시작하는 경우에는 단일 팬의 경우 서징은 거의

일어나지 않는다. 그러나 처음부터 일정 압력을 갖고 있는 실에 송풍하는 경우에는 저항곡선이 최초 압력을 갖는 점에서 시작하기 때문에 단일 팬의 경우라도 서징이 발생 할 수 있다.

서징 때는 유동 방향이 정역으로 변하며 이것에 따라 소리도 달라진다. 이 변화의 주파수가 10HZ 이하이면 귀로 쉽게 감지할 수 있다. 서징 주파수는 일반적으로 팬 송출구의 면적이 접속 덕트의 면적보다 작으므로 Helmholtz의 공명상자의 식에 의해 계산될 수 있고 다음식에 의해 근사치를 구할 수 있다.

$$f = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{LV}} \text{ [HZ]}$$

- 여기서, L = 접속관의 길이 [m]  
 S = 팬 송출구 면적 [m<sup>2</sup>]  
 a = 음속 [m/s]  
 V = 접속덕트의 용적 [m<sup>3</sup>]

서징을 피하기 위해서는 특성 곡선의 꼭지점보다 풍량이 큰점에서 사용하면 좋으나 예를 들어 VAV 방식에서 사용되는 팬이나 보일러용 팬에서는 광범위한 용량제어가 요구되기 때문에 서징 발생 우려 영역에서도 운전하지 않을 수 없다.

이때 서징을 피하는 방법은 다음과 같다.

- 한계 부하팬과 같이 우하강 특성을 갖는 팬을 사용한다.
- 송출 댐퍼를 사용하지 않고 흡입 댐퍼나 흡인배인 등에 의해 송출구를 교축함으로써 용량을 제한한다.
- 특성곡선의 정점의 꼭지점보다 적은 풍량이 필요할 때는 서어징 한계 풍량과의 풍량차를 대기에 방출하여 한계 풍량 이상으로 운전한다. Ⓣ