

最大 冷房 負荷를 利用한 效率的인 덕트設計

Design of Effective Ductwork Based on the Largest Cooling Load

김 윤 제
Y. J. Kim
한국원자력연구소



• 1960년생
• 열유체 분야의 입자역학을 전공하였으며, 입자제어 및 청정룸 기술, Turbomachinery 분야에 관심을 가지고 있다.

1. 序 論

冷房負荷는 크게 두가지로 구분하여 分析할 수 있는 데, 첫째, 空間 冷房負荷(space cooling load)와 總體的인 裝置 및 熱源으로 부터 발생하는 負荷(overall conditioner load)를 들 수 있다. 공간 냉방부하는 건물 내부 공간으로 전달되는 각기 다른 熱負荷 要素를 말하며, 건물의 천정이나 벽, 또는 바닥등 외부로 부터 전달되는 傳導熱과 유리창을 통한 태양 輻射熱 등이 있으며, 건물 내부로 부터 誘發되는 작업자나 照明設備에 의한 熱負荷를 들 수 있다.

空調裝置 및 熱源負荷는 送風機 및 덕트를 통과하며 생기는 열부하등을 말하며, 각기 다른 요소로 부터 열부하의 습을 구하여, 最大 冷房 負荷를 계산할 수 있다. 이러한 최대 열부하값을 이용하여 효율적인 덕트를 설계할 수 있는 데, 本考에서는 等摩擦法(equal friction method)을 이용하여 일정한 體積을 갖는 단일 덕트를 設計 하고자 한다.

또한, 덕트 系統의 停滯壓力損失(stagnation pressure losses)을 구할 수 있는 데, 이때 다른 덕트 連結部位로 부터 생기는 流動 膨脹과 摩擦에 의한 損失을 반드시 고려해야 한다. 이에, 本考

에서는 각종 냉방부하를 계산하는 방법과, 최대 열부하값을 이용한 效率的인 덕트설계의 節次를 論하고자 한다.

2. 冷房負荷

냉방장치의 용량은 年中 가장 무더운 날을 기준하여 일정한 내부공간에 필요한 溫度와 濕度を 공급하는 데 충분해야 한다. 본고에서는 조명시설등 많은 發熱裝置를 갖추고 있는 대전지역(東經 127°24', 北緯 36°18')의 한 가상의 공장건물을 예를 들어 熱負荷를 계산하고자 한다. 표 1 은 건물의 여러 설계요건을 기술하였다.

먼저, 공장건물 형태는 직방형 단층건물로서 평평한 지붕, 그리고, 현수형 천정(suspended ceiling) 및 개방형 바닥 구조를 갖는 통상적인 건물로, 매일 08:00부터 17:00까지 120명(남자 100, 여자 20)의 종업원이 조명설비가 되어있는 작업대에서 일을 한다는 가정을 하였다(표 1 참조). 전술한 바와 같이, 건물 안밖으로 부터의 열부하는 건물내부의 온도변화에 의한 顯熱 負荷(sensible heat load)와 작업자나 틈새바람(infiltration), 또는 換氣(ventilation)에 영향을 받는 습도 변화로 부터 생기는 潛熱 負荷(latent heat

표 1 Data and Design Criteria

위치 및 일시	대전, 7월 23일
형태	직방형 단층건물(42m×20m), 평평한 지붕, 개방형 바다, 짙은색 외벽도장
건물높이(실내)	5m
종업원수	120명(남자 100명, 여자 20명)
실내조건	건구온도 26°C, 습구온도 21°C
외기조건	건구온도 38°C, 습구온도 24°C 평균온도 32°C
벽구조	ASHRAE Wall Group E(229kg/m ² , U=1.669W/m ² ·°C) SE 42m (1) 28% 유리 SW 20m (2) 0% 유리 NW 42m (3) 28% 유리 NE 20m (4) 0% 유리
유리	復層유리(3mm+3mm), 밝은색 블라이드 U=2.62Kcal/m ² ·h·°C, 차폐계수=0.54
지붕	ASHRAE Roof No. 10 with suspended ceiling 단일덕트, 천정높이=3.8m, U=0.409W/m ² . °C
조명장치	08 : 00~18 : 00(10hrs), 형광등, 20[W/m ²]
작업시간	08 : 00~17 : 00(9hrs)
환기규정량	27.18[m ³ /h]/人

load)로 구분할 수 있다.

일반적으로, 열부하는 熱平衡에 의하여 다음 식으로 표시한다.

$$q = U \cdot A \cdot \Delta t \dots\dots\dots (1)$$

여기서

- q : 열부하 [Kcal/h]
- A : 전열면적 [m²]
- U : 총열전달계수 [Kcal/m²·h·°C]
- Δt : 온도차 [°C]

많은 경우, 熱負荷는 過度狀態(transient nature)의 성질을 內包하고 있으며, 이러한 것을 고려하기 위하여 온도차 Δt를 계산할 때, ASHRAE의 冷房負荷溫度差(cooling load temperature difference : CLTD)나 日本 空氣調和·衛生工學會의 實效溫度差(effective temperature difference : ETD)에 의한 방법을 사용한다. 본고에서는

CLTD를 이용하였는데, ETD와의 차이점은 冷房負荷係數(cooling load factor : CLF)를 사용하여 건물내부 벽면의 복사성분 蓄熱에 의한 時間遲延(time lag)을 고려하여, 직접적인 냉방부하를 계산할 수 있는 점이다. 참고문헌 1로 부터, 본고에서 고려한 건물의 지붕 및 각 方位別 벽면의 냉방부하 온도차 계산은 다음식을 利用하였다.

$$CLTD_{corr} = (CLTD + LM) \cdot K + (25.5 - T_i) + (T_{av} - 29.4) \dots\dots\dots (2)$$

위 식에서

- CLTD_{corr} : 수정냉방부하온도차(북위36°18', 7월 23일)
- CLTD : 기준냉방부하온도차(북위40°, 7월 21일)
- LM : 緯度一月別補正係數(참고문헌 1, Table9)

K : 塗裝係數(=1 : 어두운색, =0.5 : 밝은색)

T_i : 室內設計溫度[°C]

25.5 - T_i : 室內修正設計溫度[°C]

T_{av} : 平均外氣乾球溫度[°C]

$T_{av} - 29.4$: 外氣修正設計溫度[°C]

각 방위별 벽면의 CLTD 값을 참고문헌 1의 Table 6, 7값을 택하였으며, 緯度-月別 補正係數는 Table 9를 이용하였다.

또한, 유리창을 통한 日射熱 負荷 계산에서 日射熱은 反射, 吸收 및 透過되는 성분으로 나눌 수 있는 데, 흡수성분은 對流, 輻射에 의하여 건물내로 유입, 과도상태를 거쳐 냉방부하를 가져오며, 투과성분은 전량 열부하를 가져온다. 유리창을 통한 열부하계산을 하기 위하여 크게 傳導와 輻射日射量으로 나누어서, 참고문헌 1의 Table 10과 Table 14 값을 이용하여 CLTD 값을 구하였다.

2.1 空間負荷

2.2.1 貫流熱 負荷

지붕이나 건물의 외벽, 그리고 유리창을 통한 貫류열 부하는 열전달식 (1)과 식(2)의 冷房負荷溫度差를 이용하여, 다음식으로 표현한다.

$$q = U \cdot A \cdot CLTD_{corr} \dots\dots\dots (3)$$

2.2.2 틈새바람에 의한 熱負荷

문이나 틈새등을 통하여 건물내부로 스며들어오는 負荷로서 懸熱性和 潛熱性으로 구분된다. 실내의 압력차에 의한 外風의 侵入量은 Crack법, 외벽면적법, 그리고, 환기회수법등에 의하여 구할 수 있다. 본고에서는, 다음과 같이 표시되는 환기회수법을 이용하여, 틈새바람량(infiltration rate) [m^3/h]을 구하였다.

$$Q_i = n \cdot Vol \dots\dots\dots (4)$$

여기서 n은 시간당 換氣率을 나타내며, Vol [m^3]은 건물내 공간의 체적을 말한다. 또한, 시간당 換氣率을 0.7로 가정하여, 다음식으로 熱負荷를 계

산하였다.

$$q_{is} = \rho \cdot C_p \cdot (T_o - T_i) \cdot Q_i \dots\dots\dots (5)$$

$$q_{ie} = \rho \cdot \gamma \cdot (\omega_o - \omega_i) \cdot Q_i \dots\dots\dots (6)$$

위 식에서

q_{is}, q_{ie} : 틈새바람에 의한 顯·潛熱負荷
[Kcal/h]

C_p : 공기의 정압비열(=0.24)
[Kcal/Kg · °C]

ρ : 공기의 密度(=1.204) [Kg/ m^3]

γ : 물의 蒸發潛熱(=0.597) [Kcal/g]

T_i, T_o : 室內 및 外氣의 乾球溫度 [°C]

ω_i, ω_o : 室內 및 外氣의 絕對濕度 [g/Kg]

2.2.3 室內 冷房負荷

(1) 照明熱 負荷

단위 면적당 조명에 의한 열부하는 다음식으로 계산한다.

$$q_{lg} = W_{lg} \cdot F_b \cdot CLF \dots\dots\dots (7)$$

여기서

W_{lg} = 단위 면적당 所需 전력 [W/ m^2]

F_b = ballast係數(참고문헌2)

를 나타낸다. 조명열로부터 나오는 복사에너지에 의한 냉방부하계수(CLF)는 시간에 대한 함수로 표시된다. 본고에서는, 조명시간을 08 : 00~18 : 00까지 10시간을 선택하여 참고문헌 1의 Table 15, 16으로 부터 CLF 값을 구하였다. 특히, 照明燈으로서 螢光燈를 사용하게 되면 안정기 저항(ballast)에 의한 열에너지의 消散을 고려해야 하는 데, 참고문헌 2로부터 $F_b = 1.2$ 를 사용하였다.

(2) 人體熱 負荷

건물내 작업자로 부터 발생하는 熱은 현열과 잠열성으로 냉방부하계산에 매우 중요한 要因이 되며, 조명열 부하와 마찬가지로 CLF를 이용하여,

작업자들로 부터 나오는 현열의 과도적인 상태를 구할 수 있다. 이러한 열부하는 作業條件 및 室内溫度에 따라 변하며 다음과 같이 계산할 수 있다.

① 顯熱 負荷

$$q_{ps} = (\text{1人當 顯熱}) \cdot \text{CLF} \cdot \text{작업자수} \dots\dots (8)$$

총작업자수를 120명으로 하여, 참고문헌 1의 Table 18로부터, 남·여 작업자가 발생하는 열을 각각 255W와 217W로 계산하였다. 이러한 값으로부터 각 개인의 평균 현열량은 230W이며, 이중 실내온도 25.5°C에서 顯熱은 100W이며, 潛熱은 130W임을 보여주고 있다. 하지만, 실내온도를 26°C로 고려하였기 때문에, 참고문헌 1을 따라 약 4%의 수정치를 취하여, 96W의 현열과 134W의 잠열에 의한 發熱量을 구하였다. 냉방부하수는

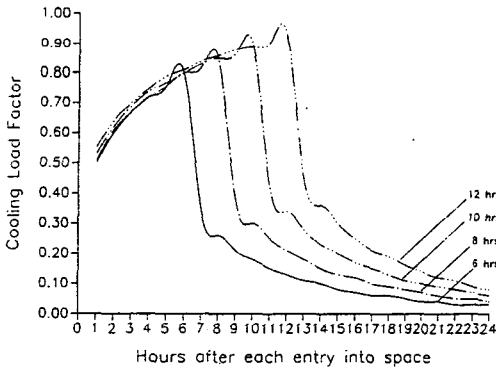


그림 1 Sensible Heat Cooling Load Factors for People

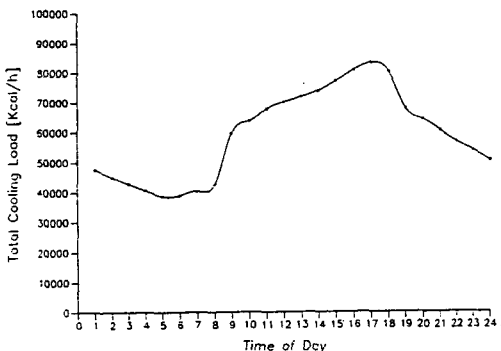


그림 2 History of Total Cooling Load

작업자가 9시간동안 일을 한다는 가정하에의 참고문헌 1로부터 내삽에 의하여 0.86(17:00 기준)을 택하였으며 8,817.34W(8,520.12Kcal/h)의 顯熱負荷량을 구하였다. 그림 1은 작업자의 총작업 시간에 대한 냉방부하수를 圖示하였다.

② 潛熱 負荷

잠열부하량은 각 작업자로 부터 얻어지는 平均潛熱과 總作業者數의 곱으로 나타내며, 16,080W(13,828.69Kcal/h)의 값을 구하였다.

지금까지 건물 내부공간에 미치는 냉방부하를 계산하기 위하여 필요한 열부하를 계산하였는데, 최근의 自動化로 인한 여러 設備로 부터 발생하는 발열량도 고려해야 할 것이다. 냉방부하는 每時刻마다 다르기 때문에, 각 요소별 공간 냉방부하를 합하여 하루 중 최대열부하가 일어나는 시각을 계산하여 그림 2에 圖示하였으며, 최대負荷値를 나타내는 17:00時를 設計時刻으로 선택하였다. 표 2는 최대냉방부하가 일어나는 시각의 요소별 냉방부하를 요약하였다.

2.2 裝置負荷

마지막으로 총냉방부하를 계산하기 위하여 空調시스템의 여러 장치에 의한 열부하를 고려해야 한다. 유입되는 외기는 공조코일을 통과하기 전에 실내로 부터 취출되는 공기와 혼합하게 되는데, 장치부하는 공간과 환기부하의 합으로 나타내며, 공조코일을 빠져나가는 공기의 전체에너지와 동일하다. 공조코일로 부터 공급되는 외기온도(T_s)를 16°C라하면, 장치부하는 다음 절차에 의하여 구할 수 있다.

먼저, 공급되는 外氣量과 換氣量을 구하여, 공간부하값을 이용한 잠열과 외기의 습도비를 알 수 있으며, 再循環 空氣와 換氣空氣가 斷熱的으로 혼합된다는 가정하에, 空調코일을 통과하는 공기의 여러 조건을 계산할 수 있게 된다.

2.2.1 體積率

먼저 供給 空氣量은 다음식을 이용하여 구할 수 있다.

$$Q_s = L_v \sqrt{[\rho \cdot C_{pm} \cdot (T_i - T_s)]} \dots\dots\dots (9)$$

여기서,

- Q_s : 供給 空氣率 [m^3/h]
- L_s : 空間 顯熱負荷 [$Kcal/h$]
- ρ : 空氣密度(=1.204) [Kg/m^3]
- C_{pm} : 濕空氣 比熱(=0.244) [$Kcal/Kg \cdot ^\circ C$]

를 나타낸다. 또한 충분한 산소를 공급하고 이산화탄소를 배출시키기 위한 換氣規定量(Q_v)은 표 1로부터 3,261.6[m^3/h] 임을 알 수 있으며, 공

급공기량과 환기량 差에 의하여 再循環 空氣量(Q_r)을 계산할 수 있다.

2.2.2 供給空氣의 濕度比(ω_s)

공급 공기량과 온도, 그리고, 건물내의 潛熱負荷(q_e)와 실내공기의 습도비로부터 공급되는 공기의 습도비는 다음식을 이용하여 구할 수 있다.

$$q_e = 3,000 \cdot Q_s \cdot (\omega_i - \omega_s) \dots\dots\dots (10)$$

표 2 Design Cooling Load Summary

	乾球溫度 °C	濕度溫度 °C	濕 度 比
外氣	38	24	0.0132
室內空氣	26	21	0.0136
顯熱性 冷房負荷(17:00基準)			[Kcal/h]
◦ 지붕 및 벽면			
지붕			6,381.92
南東壁面(1)			4,524.90
南西壁面(2)			3,279.73
北西壁面(3)			3,548.30
北東壁面(4)			2,490.30
◦ 유리창透過 熱負荷			
南東面			6,088.82
北西面			9,822.54
◦ 內部發熱			
照明設備			14,563.47
作業者			8,520.12
◦ 틈새바람량(infiltration)			10,194.51
소 계			69,414.61
潛熱性 冷房負荷(17:00基準)			
◦ 作業者			13,828.69
◦ 틈새바람량			0.84
소 계			13,829.54
總空間 冷房負荷			83,244.15
換氣負荷			
◦ 顯熱性			7,995.37
◦ 潛熱性			0.00
必要 冷房容量			91,239.52

2.2.3 空調코일로 流入되는 空氣條件

환기공기와 再循環空氣의 혼합엔탈피 계산은 다음식을 이용할 수 있다.

$$h = C_{pm}T + 2,502\omega \dots\dots\dots (11)$$

공조코일로 유입하는 공기의 엔탈피(h_c)는 아래와 같은 에너지 평형식을 이용하여 구할 수 있으며

$$Q_o h_o + Q_r h_r = Q_c h_c \dots\dots\dots (12)$$

또한, 공급공기의 엔탈피(h_s)는 식 (11)을 이용하여 구할 수 있다.

2.2.4 冷房容量

지금까지 냉방코일로 유입되는 공기의 여러 性質을 구하였으며, 이로부터 에너지 變換에 의한 냉방용량은 다음 식을 이용하여 구할 수 있다.

$$Q_R = m_s (h_c - h_s) \dots\dots\dots (13)$$

여기서, m_s 는 공급공기량[Kg/h]을 나타내며, 본고에서 고려한 건물에서는 27.48[tons](미터제)의 냉방용량이 필요함을 알 수 있다.

3. 덕트 설계

지금까지 총냉방부하를 이용하여 덕트설계에 필요한 공급공기량을 계산하였다. 덕트설계시 크기를 결정하는 방법은 크게 두가지로 요약할 수 있는데, 하나는 덕트 전구간에 걸쳐 단위길이당 같은 압력이 작용하는 단위압력강하법이 있으며, 다른 하나는 本考에서 고려한 전체압력강하법을 들 수 있는데, 이는 팬(fan)에서 각 확산기(diffuser) 출구까지 같은 전체압력강하를 갖게하는 방법을 말한다. 따라서, 본고에서는 현수형 천정에 여러개의 확산기를 설치하여 필요한 공기를 공급한다는 가정하에, 主供給 덕트는 벽면 1(南東方向)의 천정을 始發點으로 하였으며, 圓形의 지관연결부(branch riser)를 제외한 傘덕트

는 直方形 단면적을 갖는 구조를 택하였다. 또한, 덕트벽면에서의 공기 누설과 열전달 효과를 무시하였으며, 확산기 선택과, 덕트 크기, 그리고, 압력손실등을 고려한 효율적인 덕트설계를 하기 위하여 전실내공간을 일정구역으로 나누었다. 설계시 고려해야 할 점은 적은수의 확산기를 이용하여 충분한 공기를 공급하여야 하는 데, 하나의 확산기로 부터 제공할 수 있는 최적의 설 계면적 縱橫比는 1.5~2.0 보다 작은 값을 유지해야 한다. 따라서 확산기 하나가 14m×10m의 면적에 필요한 공기를 공급할 수 있다면, 우리가 고려한 공장 건물에서는 6개의 확산기가 필요함을 알 수 있다.

덕트의 형상비(aspect ratio : 폭/높이)는 최대 10을 넘지 말아야 하며, 6이하의 값을 택하는 것이 바람직하다. 그 이유는 形狀比가 클 수록 2차유동에 의한 손실량이 크기 때문이다. 따라서 본고에서는 필요 공기량 23,628[m^3/h]으로 부터, 각 확산기에 3,938[m^3/h](1,094L/sec)의 공기량이 공급됨을 알 수 있다. 참고문헌 3으로 부터, 流速 0.508[m/sec]을 갖고 도달거리(throw length) 6.90 m까지 필요공기를 효과적으로 최대 1,188[L/sec]를 공급할 수 있는 508mm(20inch)의 확산기를 선택하였는데, 이는 본건물에서 요구되는 도달거리(6m)보다 크기 때문에 필요공기량을 全실내공간에 충분히 분배할 수 있다. 그림 3~5는 일반적으로 많이 사용되고 있는 원형 확산기의 각기 다른 직경에 대한 성능곡선을 유량, 도달거리, 그리고 압력강하에 관하여 나타내었다.

설계요건인 중앙집중식 단일덕트 계통으로 부터, 3개의 부덕트관은 6구역의 실내공간에 일정량의 공기를 분배하는 데, 모든 副덕트 형상은 일정한 크기와 단면적을 가짐으로서, 동일한 속도와 마찰손실을 유지할 수 있다. 또한, 지관 연결부에서는 副덕트 크기에 적합한 이음새를 고려함으로써, 主덕트에서의 일정한 全壓損失(total pressure loss)로 인한 壓力平衡을 가질 수 있다. 그림 6은 덕트의 일반적인 배열을 나타내었다.

덕트설계에는 많은 變數를 고려해야 하는 데, 특히, 덕트내 流速은 중요한 요인이 된다. 그 이유는, 高速의 氣流는 많은 騒音 振動을 誘發하며,

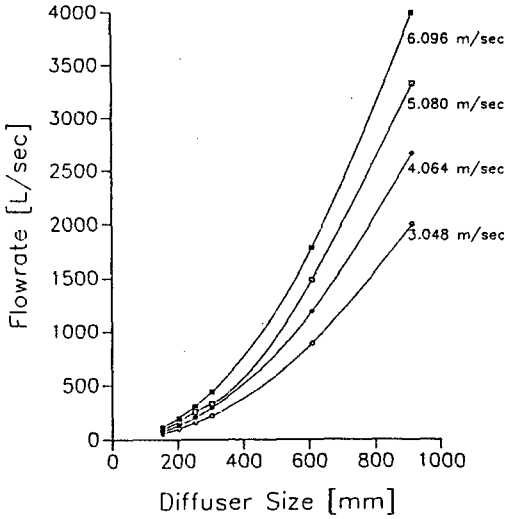


그림 3 Performance of a Typical Round Ceiling Diffuser with Flowrate

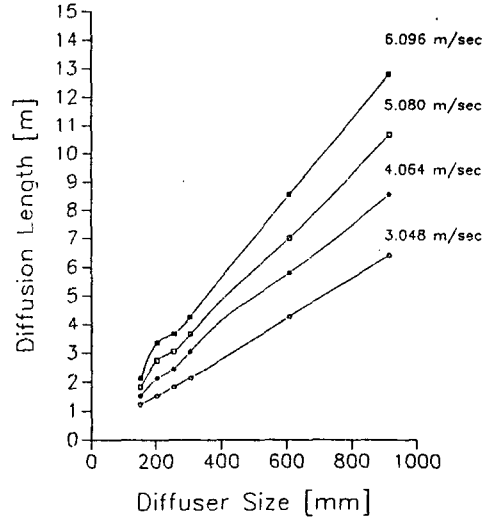


그림 4 Performance of a Typical Round Ceiling Diffuser with Throw Length

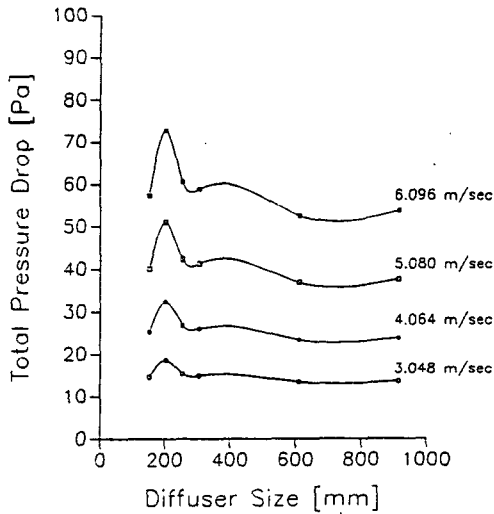


그림 5 Performance of a Typical Round Ceiling Diffuser with Total Pressure Drop

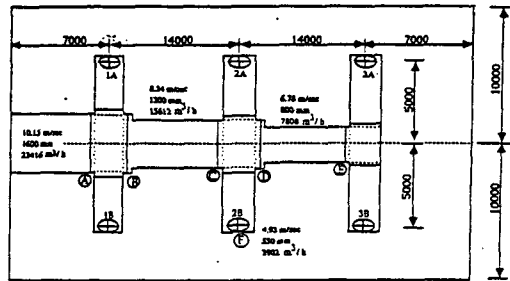


그림 6 Duct Configuration (Not to Scale)

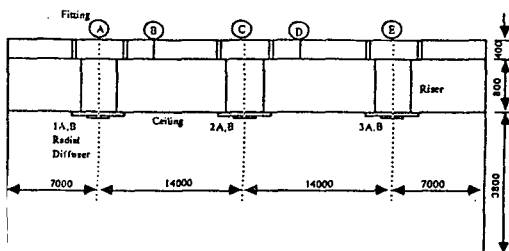


그림 7 Ductwork Elevation (Unit mm)

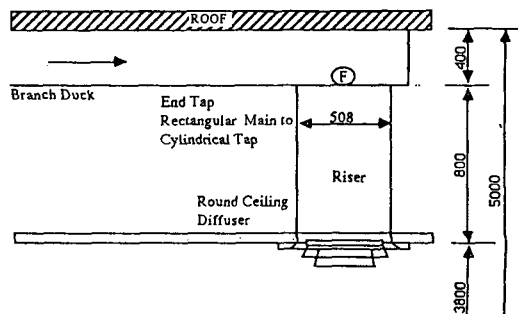


그림 8 End Tap & Diffuser Detail (Unit mm)

그와 반대로 低速의 흐름은 크기와 經費面에서 많은 加重을 주기 때문이다. 또다른 중요 변수는 덕트 입구로 부터 각 확산기 까지 일정한 정체 압력강하를 갖도록 고려해야 한다.

부덕트 크기를 결정하기 위해서는 크게 두가지 사항을 고려해야 하는데, 첫째는 덕트내 적정 流速을 유지해야 한다. 본고에서는 참고문헌 1의 Fig. 9로부터 6.58[m/sec]을 택하였다. 둘째는, 지관연결부를 적절히 부착시키기 위하여 확산기 직경보다 넓은 폭을 가져야 한다. 적정 형상비를 고려하여 덕트 높이는 400mm를 선택하였으며, 전 계통에 동일한 높이의 덕트를 사용하였다. 그림7과 8은 주덕트와 부덕트, 그리고 지관연결부의 형상을 圖示하였다. 덕트 입구면의 流速은 참고문헌 1의 Fig. 9로부터 필요 공기량에 상응하는 10.15[m/sec]을 택하였다. 이로 부터 等價直徑(equivalent diameter)을 구한후 덕트의 크기와 함께 입구면의 덕트폭을 구하였다. 한편, 같은 마찰과 일정 유량에 대한 사각덕트의 원형덕트 동가지름은 다음식으로 표현한다.

$$D_{eq} = 1.30 \sqrt{\frac{(ab)^5}{(a+b)^2}}$$

$$= 1.30 \frac{(ab)^{0.625}}{(a+b)^{0.250}} \dots\dots\dots (14)$$

여기서, a와 b는 각각 사각 덕트변의 길이를 나타내며 단위는 [mm]이다.

각 부덕트에서는 diverging wye형태의 이음새를 사용하여, 이음새 부위의 압력손실과 마찰손실값을 구하여 이들의 합을 덕트입구면의 설계손실로 고려하였다. 이러한 손실을 두개의 다른 부덕트에서의 정체압력손실과 동일하다고 놓으면 계통의 압력은 평형을 이루게 된다. 또한, 첫번째 이음새를 지나 덕트의 단면적을 점진적으로 축소시켜야 하는데, 단면적 수축에 의한 압력강하는 이어지는 부덕트로부터 계산할 수 있다. Althouse등(참고문헌 4)은 수축부의 테이퍼링(tapering) 비율을 0.14~0.25 정도 유지해야 만이 경제성을 고려할 수 있다고 하였다. 따라서, 손

실량을 적게하기 위하여 수축부는 tailored화 해야 하며, 주덕트를 따라 압력강하값이 평형을 이룰때 까지 덕트의 수축부위를 조절하여야 한다. 마찬가지로 방법으로 두번째, 세번째 부덕트에서 유발되는 압력강하값을 구할 수 있다. 하지만, 아무리 정확한 압력손실값을 구한다 할지라도 실질적으로 덕트설치시 약간의 편차가 발생하며, 또한 시간이 지날수록 덕트내의 이물질로 인하여 정체압력손실 평형에 변화를 가져온다. 이러한 발생가능한 편차를 고려하기 위하여 설계시 댐퍼를 설치하여 풍량을 조절하도록 해야한다. 표 3에 덕트내 마찰손실과 이음새의 손실에 의한 압력강하값을 요약하였다. 또한, 공급점을 기준하여 總全壓損失(overall total pressure loss)과 總定壓損失(overall static pressure loss)값을 다음과 같이 구하였다.

공기흐름에 대한 덕트내 마찰손실은 摩擦線圖(참고문헌 1, Fig. A-1)로부터 공기량, 유속, 그리고, 원형덕트 직경의 상관관계를 이용하여 구할 수 있다. 예를들어, 주덕트 인입구에서 발생하는 마찰손실은 공기량 6500[L/s]와 동가지경 827[mm]를 이용하여 마찰선도로 부터 단위길이당 1.05[Pa/m]의 압력손실값을 구할 수 있으며, 총 $\Delta P_{fric} = 7.35[Pa]$ 마찰손실이 유발됨을 알 수 있다.

팬(fan)의 용량을 결정하기 위해서는 총정체 압력 손실값을 구하는 것이 중요한 일이다. 이것은 전술한 바와 같이 각 확산기 출구까지 동일한 압력강하를 갖게 함으로써 정확한 양의 공기를 분배할 수 있는 데, 여기에서 전체란 모든 확산기 출구까지의 압력손실을 의미하며 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\Delta P_{slag} = \Delta P_{fric} + \Delta P_{fillings} \dots\dots\dots (15)$$

예를 들어, 주덕트 입구부터 확산기 1A까지 총 정체압력손실은 표 3으로 부터 157.66[Pa]임을 알 수 있다.

또한, 총정체압손실값은 확산기로 부터 분출되는 流速이 지관연결부의 속도와 동일하다는 가정에 Bernoulli식을 이용하여 구할 수 있다. 주덕트

표 3 Total Pressure Loss

마찰손실(friction losses)				
덕트구간	流速 [m/sec]	공기량 [L/s]	등가직경 [mm]	압력손실 [Pa]
입구-A	10.15	6500	827	7.35
A-B	6.78	4337	827	0.73
B-C	8.34	4337	757	18.20
C-D	4.17	2169	757	0.73
D-E	6.78	2169	609	12.74
A,C,E-F	4.93	1094	508	3.65
지관연결부	6.58	1094	508	0.73
이음새 손실(fittings losses)				
이음새	이음새 개요		손실계수	압력손실 [Pa]
A	Rectangular, Diverging Wye 90° Branch (ASHRAE #6-23)		1.1135	69.06
A	Rectangular, Diverging Wye Main Branch (ASHRAE #6-23)		0.0178	1.10
B	Sudden Contraction(ref. 2)		0.0532	2.23
C	Rectangular, Diverging Wye 90° Branch (ASHRAE #6-23)		1.0987	46.00
C	Rectangular, Diverging Wye Main Branch (ASHRAE #6-23)		0.0190	0.80
D	Sudden Contraction(ref. 2)		0.1591	4.40
E	Rectangular, Diverging Wye (ASHRAE #6-34)		1.00	27.67
F	Rectangular to Round End Tap (ref. 2 mitered elbow)		1.30	19.02
1A, B~3A, B	20°(508mm) Radial Diffuser		-	57.85

입구와 확산기 출구점을 각각 하첨자 1, 2로 표시하면, 구간의 壓力降下는 다음식으로 계산할 수 있다.

$$\Delta P_{static} = \frac{\rho(V_2^2 - V_1^2)}{2} + \Delta P_{stag}$$

$$= 121.7[Pa] \dots\dots\dots (16)$$

4. 결 론

가상의 건물을 설정하여 냉방부하를 계산하는 방법과 절차를 논하였으며, 실내공간에 필요한 냉방용량을 계산하였다. 또한, 等摩擦法을 이용

하여 일정한 全壓降下를 가져올 수 있도록 효율적으로 주어진 설계요건을 만족하는 덕트설계를 하였다. 향후 냉난방 시스템 설계에 전산기술을 응용하여 최적의 설계를 할 수 있도록 기초적인 설계개념과 필요한 자료이용에 관하여 개괄적으로 고찰하였다.

물론, 공기의 공급과 귀환기능을 하나로 하고 있어 주로 작은공간에 사용되고 있는 단일덕트 장치를 가정하여 덕트 설계를 고려하였지만, 본 연구에서는 설계시 복잡한 여러가지 사항을 용이하게 모델링 할 수 있었다. 끝으로, 공조시스템의 원리와 설계, 작동등에 관하여 올바른 이해 증진을 위한 체계적인 연구를 하기 위하여 본연구가 조금이라도 보탬이 되었으면 한다.

참 고 문 헌

1. ASHRAE, 1985, ASHRAE Hand Book Fundamentals, Chapter 26, 33
2. Stoecker, W.F. and Jones, J.W., 1982 *Refrigeration and Air Conditioning*, McGraw Hill, New York
3. HVAC Duct System Design Tables and Charts, 1980 ed. Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association, Inc.(SMACNA)
4. Althouse, A.D., Turnquist, C.H., & Bracciano, A.F, 1979 *Modern Refrigeration and Air conditioning*, South Holland, Ill., Goodheart-Willcox Co.