

## 空調用 熱源機器의 臺數分離 制御에 관한 研究

### Multiple Units Control of Boiler and Refrigerator in HVAC System

孫 章 烈,\* 金 會 瑞,\*\* 安 炳 旭,\*\*\* 辛 容 太,\*\*\*\*  
J. Y. Sohn H. S. Kim B. W. Ahn Y. T. Shin

Key Words : Boiler and Refrigerator(熱源機器), Partial load(部分負荷), Multiple Units Control(臺數分離制御), Annual Energy Consumption(年間에너지消費量)

#### ABSTRACT

The purpose of this paper is to provide an efficient method of operating and designing HVAC systems for reasonable energy consumption in building. According to the conditions of indoor temperature and humidity, and the methods of dividing and grouping the capacity of boiler and refrigerator, the amount of their annual energy consumptions is simulated by using an energy analysis program which is developed in this paper, and optimal design methods of HVAC system are suggested as well.

#### 1. 序 論

建築物이 大型化됨에 따라 最新化된 각종 設備 시스템이 採用되고 있지만, 建築物에서 에너지 利用의 合理化를 達成하기 위하여서는 空調機器 및 熱源시스템을 建築物에 알맞게 選定하고 管理, 運用하는 것이 필요하다. 建築物의 冷·暖房 空調設備의 궁극적인 목표는 에너지 소비를 가급적 줄이면서도 좋은 環境을 얻는 데 있으며, 그렇게 하기 위하여서는 건축물내에서 거주하는 在室者에게 快適한 環境을 提供하고

더불어 效率的인 設備시스템의 設計가 이루어질수 있도록 하여야 한다.

快適한 室內環境을 造成하고 空調시스템 및 熱源機器의 效率를 높이기 위해서는 妥當性있는 室內環境基準의 설정, 精確한 에너지消費量의 豫測, 空調機器의 效率向上, 空調시스템의 最適設計가 要求되고 있으나 國內에서는 이에 대한 종합적인 연구가 체계적으로 이루어지지 않고 있는 실정이다.

本 研究는 精度 높은 에너지解析技法을 開發하고 이를 이용한 공조시스템의 最適化 방안을

\* 正會員, 漢陽大學校 敎授  
\*\* 正會員, 檀國大學校 助敎授  
\*\*\* 正會員, 忠淸專門大學 助敎授  
\*\*\*\* 正會員, 忠淸專門大學 專任講師

모색하기 위한 것으로, 室内 溫濕度設定條件에 따른 에너지소비량의 변화와 空調用 熱源機器의 臺數分離에 따른 部分負荷 特性을 分析, 考察함으로써 空調用 熱源機器의 臺數分離 方案을 提示하였다.

## 2. 非常常 에너지解析 프로그램의 作成 및 檢證

### 2.1 에너지 解析用 프로그램의 基本理論

建物の 熱負荷는 크게 顯熱負荷 및 潛熱負荷로 分類할 수 있으며 이 두종류의 부하는 그 變動特性이나 制御方法이 달라 독립적으로 고려할 필요가 있다.

또한 對象建物에 적합한 熱源機器의 裝置容量을 결정하거나 期間에너지 消費量을 정확하게 해석하기 위해서는 건물 및 시스템의 豫熱負荷와 配管損失 및 部分負荷率에 따른 熱源機器의 效率를 고려하여야 한다.

本 프로그램에서는 대상건물을 Box형 모델로 가정하여 方位別 熱負荷를 非常常적으로 해석하고 이를 합산하여 건물전체의 열부하를 계산할 수 있도록 하였다. 또한 이에 따른 시스템豫熱 및 部分負荷率에 따른 熱源機器의 效率를 고려하여 비교적 간편하면서도 정확한 에너지 解析이 가능하도록 고려하였다.

각 방위별 損失熱量(또는 取得熱量)은 建物 外皮에서의 日射量 및 貫流熱量, 틈새바람량과 照明 등의 室内發生熱을 모두 고려하였으며 세부적인 내용은 아래와 같다.

#### 1) 貫流熱負荷

時點 n에 있어서 外壁 單位面積當의 貫流熱取得(또는 損失) QOK<sub>n</sub>은 外壁의 貫流應答係數를 이용하여 다음식으로 계산할 수 있다.

$$QOK_n = \sum_{j=1}^m (T_{e, n, j} - Tr) \Phi_{T, j} \dots \dots \dots (1)$$

여기서, T<sub>e, n, j</sub> ; j時點에 있어서 相當外氣溫度 [°C]

Tr ; 設定室內溫度[°C]

Φ<sub>T, j</sub> ; j時點에 있어서 外壁의 貫流應答係數[kcal/m<sup>2</sup> · h · °C]

이때 相當外氣溫度 T<sub>e, n</sub>은 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$T_{e, n} = T_{o, n} + \frac{\epsilon}{\alpha_o} (I_{D, n} + I_{s, n}) - \frac{\epsilon}{\alpha_o} I_{L, n} \dots \dots \dots (2)$$

여기서, T<sub>o, n</sub> ; n時點에 있어서 外氣溫度 [°C]

I<sub>D, n</sub>, I<sub>s, n</sub> ; n時點에 있어서 外壁에 입사하는 直達, 天空日射量 [kcal/m<sup>2</sup> · h]

I<sub>L, n</sub> ; n時點에 있어서 長波長輻射量 [kcal/m<sup>2</sup> · h]

α<sub>o</sub> ; 外氣側 表面熱傳達率 [kcal/m<sup>2</sup> · ]

ε, ε' ; 外氣側 表面의 短波長吸收率, 長波長輻射率 [-]

유리창의 경우 日射의 영향은 透過日射熱 取得으로 별도로 계산하기 때문에 貫流熱의 계산에서는 日射의 영향을 제외하여 다음식으로 계산한다.

$$QWIN_n = A_G \cdot K (T_{o, n} - Tr) \dots \dots \dots (3)$$

여기서, QWIN<sub>n</sub> ; 유리창의 貫流熱負荷 [kcal/h]

A<sub>G</sub> ; 유리창의 面積 [m<sup>2</sup>]

K ; 유리창의 熱貫流率 [kcal/m<sup>2</sup> · h · °C]

#### 2) 透過日射熱 負荷

n時點에 있어서 유리창의 透過日射熱 負荷 QGTA<sub>n</sub>은 應答係數를 이용하여 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$QGTA_n = A_G \{ (g_D I_{D, n} + g_s I_{s, n}) \eta_c + \sum_{j=1}^m (g_D I_{D, n, j} + g_s I_{s, n, j}) \eta_R \cdot \Phi_{G, j} \} \dots \dots \dots (4)$$

여기서, (g<sub>D</sub>I<sub>D, n</sub> + g<sub>s</sub>I<sub>s, n</sub>) ; n時點에 있어서 標準

유리창의 透過日射熱 取得

[kcal/m<sup>2</sup> · h]

η<sub>c</sub>, η<sub>R</sub> ; 對流 및 輻射차폐계수 [-]

Φ<sub>G, j</sub> ; 透過日射 應答係數 [-]

#### 3) 틈새바람에 의한 熱負荷

틈새바람에 의한 열부하는 顯熱과 潛熱로 구분하여 다음 식으로 산출할 수 있다.

$$QSVEN_n = 0.288 \cdot V \cdot (T_{o,n} - Tr) \dots (5)$$

$$QLVEN_n = 720 \cdot V \cdot (X_{o,n} - X_R) \dots (6)$$

여기서, QSVEN<sub>n</sub> ; n時點에 있어서 틈새바람에 의한 顯熱負荷 [kcal/h]

QLVEN<sub>n</sub> ; n時點에 있어서 틈새바람에 의한 潛熱負荷 [kcal/h]

V ; 틈새바람량 [m<sup>3</sup>/h]

X<sub>o,n</sub> ; n時點에 있어서 外氣絕對濕度 [kg'/kg]

X<sub>R</sub> ; 室內 絕對濕度 [kg'/kg]

틈새바람량을 구하기 위해서는 Crack법을 이용하고 作用風壓은 風向, 風速에 따라 고려하여 다음식으로 산정할 수 있다.

$$V = a \cdot \ell \cdot \Delta p^{2/3} (\Delta p > 0) \dots (7)$$

$$V = 0 \quad (\Delta \leq 0)$$

여기서, a ; 새워정수 [-]

ℓ ; 틈새길이 [m]

Δp ; 作用風壓 [kg/m<sup>2</sup>]

4) 人體로 부터의 發熱負荷

人體로 부터의 發熱은 對流, 輻射에 의한 顯熱과 發汗에 의한 潛熱이 있으며, 실온 및 활동 상황에 따라 다르다. 1인당 顯熱量 QHS와 潛熱量 QHL은 다음 식으로 近似시킬 수 있다.

$$QHS = H_{24} - d(Tr-24) \dots (8)$$

$$QHL = H_T - H_s \dots (9)$$

여기서, H<sub>24</sub> ; 室溫이 24℃일때의 顯熱量 [kcal/h·人]

H<sub>T</sub> ; 1인당 全發熱量 [kcal/h·人]

d ; 近似一次式的 구배 [kcal/h·℃人]

5) 照明에 의한 熱負荷

照明器具로 부터의 熱取得은 照明設備容量 W [W/m<sup>2</sup>]와 바닥면적 A<sub>F</sub> [m<sup>2</sup>]를 이용하여 電力量을 구하고 電力量을 熱量으로 환산하여 계산한다. 조명기구가 시간대에 따라 消燈되는 경우를

고려하여 點燈率 S<sub>L,n</sub>을 곱하여 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$QLL_n = k \cdot W \cdot A_F \cdot S_{L,n} \dots (10)$$

電力量의 환산계수 k는 백열등 0.86, 형광등 1.0으로 고려한다.

6) 室內 熱平衡

室內空氣溫度를 T<sub>R(n)</sub>. 外壁, 窓, 바닥, 지붕 등 建物外皮에 포함되는 실내표면의 總數를 NW라 할때 실내공기의 顯熱平衡式은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$RTC \frac{dT_{R(n)}}{dt} = \sum_{i=1}^{NW} A_n \cdot QOK_n + QSVEN_n + QHS_n + QLL_n - HS_n \dots (11)$$

여기서, QOK<sub>n</sub> ; n時點에 있어서 建物外皮의 單位面積當 熱取得(또는 損失) [kcal/m<sup>2</sup>·h]

QSVEN<sub>n</sub> ; n時點에 있어서 틈새바람에 의한 顯熱負荷 [kcal/h]

QHS<sub>n</sub> ; n時點에 있어서 在室人員에 의한 顯熱負荷 [kcal/h]

HS<sub>n</sub> ; 供給熱量(또는 除去熱量) [kcal/h]

RTC ; 室內的 熱容量으로 室內空氣의 熱容量과 家具의 熱容量을 고려한 것임. [kcal/℃]

A<sub>n</sub> ; 면적 [m<sup>2</sup>]

이 식에서 空調時에는 設定室溫을 부여하여 供給(또는 除去)熱量 HS<sub>n</sub>을 구하며, 非空調時에는 HS<sub>n</sub>=0으로 하여 室溫을 계산한다.

또한, 室內空氣의 潛熱平衡은 壁體나 家具의 吸·防濕을 무시하면 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$\rho \cdot VOL \frac{dX_R}{dt} = \frac{QLVEN}{\gamma} + \frac{QHL}{\gamma} - LE \dots (12)$$

여기서, ρ ; 空氣의 比重量 [kg/m<sup>3</sup>]

VOL ; 室容積 [m<sup>3</sup>]

QLVEN/ ; 틈새바람에 의한 潛熱負荷 [kcal/h]

- QHL ; 在室人員에 의한 潛熱負荷 [kcal/h]
- $\gamma$  ; 물의 蒸發潛熱 [kcal/h]
- LE ; 水蒸氣 除去量 [kg/h]

潛熱負荷  $HE_L = \gamma \cdot LE$  이므로 空調時에는 潛熱負荷  $HE_L$ 을 산정하고 非空調時에는  $HE_L = 0$ 으로 하여 室內絕對濕度  $X_R$ 을 구한다.

이와같이 負荷를 成分別로 구분하여 最大熱負荷 또는 期間熱負荷를 계산하게 된다. 期間熱負荷를 통해 에너지를 해석하기 위해서는 건물 및 시스템 豫熱負荷와 配管損失 및 機器效率등을 고려하여야 한다.

豫熱負荷는 06:00~08:00의 2시간을 豫熱時間으로 가정하여 설계실온을 조성하기 위한 부하량을 계산하였으며, 配管損失은 10%로 가정하였다. 또한, 熱源機器의 效率의 容量, 形式 및 燃料에 따라 달라진다. 보일러의 경우에는 燃料과 形式에 따라 效率를 고려하였으며, 冷凍機의 경우에는 容量 및 形式에 따라 成績係數(COP)를 고려하였다. 그러나, 部分負荷率에 따른 效率變化特性에 대한 相關자료가 充足치 않아 효율적으로 계산에 고려하기는 어려우나 본 연구에서는 보일러 및 냉동기에 대해 부하율에 따른 性能變化特性을 단순화 하였다. Fig. 1은 그 一例로서 터보냉동기의 負荷率에 따른 COP의 補正係數를 나타낸다.<sup>7)</sup>

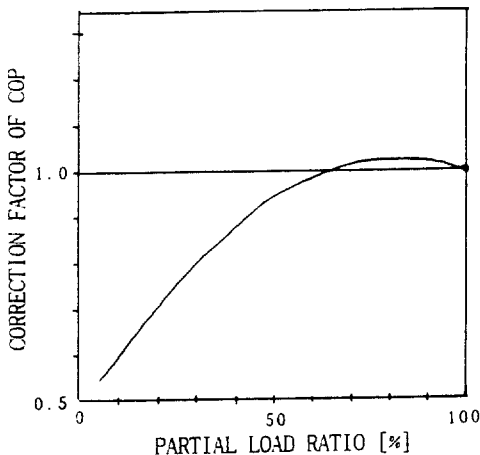


Fig. 1 COP correction curve for the partial load ratio of turbo refrigerator

이와같은 방법으로 산출된 건물의 熱負荷와 건물 및 시스템의 豫熱負荷 그리고 配管損失負荷등에 열원기기의 效率를 고려하여 全體 負荷量을 산출한 후 여기에 使用燃料에 따른 發熱量을 적용하였다. 燃料의 發熱量은 B-C油의 경우 9,900kcal/l, 電力의 경우 860kcal/KWH를 이용하였다.

2.2 프로그램의 檢證

本 研究에서 작성한 건물의 空調用 에너지解析 프로그램의 檢證을 위하여 Fig. 2와 같은 단순화된 모델공간을 설정하였다. 모델공간은 서울지방에 위치한 事務所 建物の 外周部 空間(5M×6M)으로 가정하여 1차적으로 日本 空氣調和·衛生工學會에서 작성한 動的熱負荷計算法인 HASP/ACLD-8001<sup>6)</sup>을 이용하여 本 研究에서 개발한 에너지 解析用 프로그램과 比較하였다.

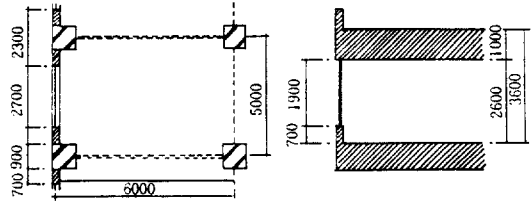


Fig. 2 Floor plan and section of a model space [Unit : mm]

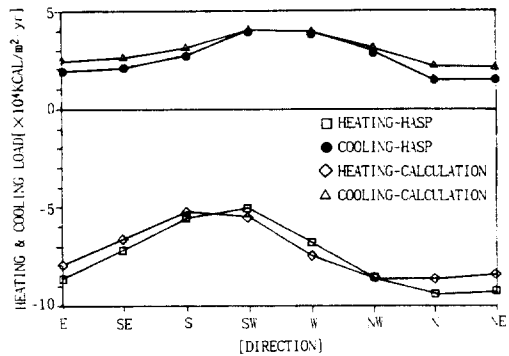


Fig. 3 Comparison of annual heating and cooling load in model space -30%, the portion of window area to opaque wall

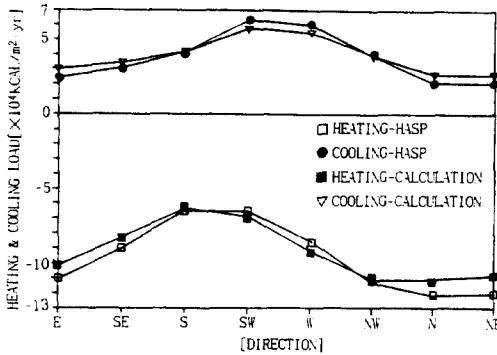


Fig. 4 Comparison of annual heating and cooling load in model space -50%, the portion of window area to opaque wall

Fig. 3과 Fig. 4는 각각 窓面積比가 30%, 50% 일때 모델공간의年間冷暖房負荷를 HASP의計算結果와方位別로比較한 것이다. 暖房의 경우 SW와 W를 제외한 방위에서 약 3~11% 정도의 오차를 나타내고 있으며, 특히 N과 NW에서는 그 차이가 가장 크게 나타나고 있다. 冷房의 경우에는 暖房負荷와는 반대로 SW와 W를 제외한 방위에서 본 연구 결과치가 약 10~30% 정도 크게 나타나고 있다.

또한, 프로그램의 실질적 檢證을 위하여 2차적으로 서울지방에 위치한 實際事務所建物を 샘플건물로 선정하고年間 에너지消費량을比較・評價하였다.

샘플건물은 1983년 竣工된 地下 4층, 地上 20층, 延面積 33,650m<sup>2</sup>의 正南向 建物로 基準層面積은 1,220m<sup>2</sup>이다. 基準層은 35m×35m의 正方形으로 層高는 1층과 2층이 각각 7.2m, 4.5m이며 基準層은 3.6m이다. 外壁은 50mm Glass fiber에 법랑피복강판을 사용하였으며 유리창은 18mm착색유리를 사용하였다.

Fig. 5는 샘플건물의 實際 에너지消費량과 본 연구에서 작성한 에너지解析用 프로그램을 이용한 에너지消費량의計算値를比較하여 나타낸 것이다.

샘플건물의 冷暖房用 熱源은 1~4월에는 B-C油, 11~12월에는 가스를 사용하였으며 6~9월의 冷房用으로는 電氣를 이용하였다.

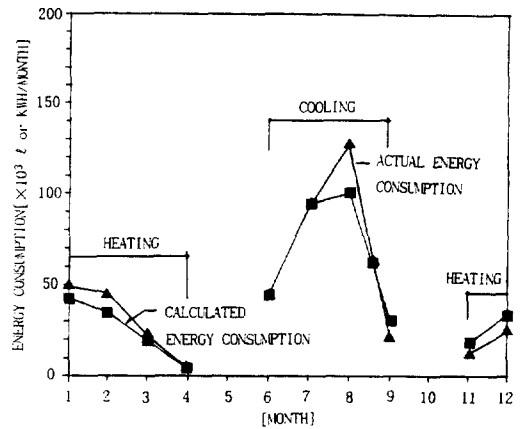


Fig. 5 Comparison of energy consumption between actual and calculated data

그림에서 보는 바와 같이 본 연구에서 작성한 에너지解析 프로그램을 이용해 해석결과와 實際 에너지소비량은 月別로 부분적인 誤差를 보이고 있지만 하지만 계산에서 적용하지 못한 실질적인 여러 變數를 감안한다면 그다지 큰 誤差는 아니라고 생각되며, 적어도 冷暖房用 에너지의 消費傾向 評價는 가능할 것으로 판단된다.

### 3. 에너지消費量 시뮬레이션

#### 3.1 室內 設定溫濕度條件에 따른 에너지消費量 變化

設定 溫濕度條件은 室內 熱環境의 양부를 좌우하는 중요한 要因이 된다. 그렇지만, 快適熱環境은 어느정도의 범위를 가지므로 室內 熱環境은 良好하게 유지하면서도 加급적 에너지를 적게 사용할 수 있는 방안이 모색되고 있다. 여기에서는 앞절에서 에너지消費量 分析對象으로 선정한 實際事務所建物の 경우에 있어서 Table 1과 같은 3가지 경우의 室內 溫濕度條件을 적용하여 年間 에너지消費량을比較・評價한다. CASE ①은 에너지節約을 위한 勸奨條件이다.

Fig. 6과 Fig. 7은 각 조건에 따른年間冷暖房負荷를 나타낸 것으로, 年間 暖房負荷는 CASE ①의 경우 785,486[Mcal/yr]로 나타났으며 CASE ③의 경우에는 1,233,903[Mcal/yr]로 CASE ①에 비해 448,417[Mcal/yr]만큼 큰 것으

Table 1. Conditions of setting temperature and humidity

TYPE	HEATING		COOLING	
	TEMPERATURE[°C]	HUMIDITY[%]	TEMPERATURE[°C]	HUMIDITY[%]
CASE ①	18	40	28	50
CASE ②	20	50	26	50
CASE ③	22	50	24	50

Table 2. Apparatus capacity of boiler and refrigerator by setting temperature and humidity [Mcal/h]

TYPE	BOILER	REFRIGERATOR	REMARKS
CASE ①	4,020	2,220	* PEAK TIME
CASE ②	4,430	2,390	HEATING : AM07 23th JAN.
CASE ③	4,810	2,550	COOLING : PM02 30th OCT.

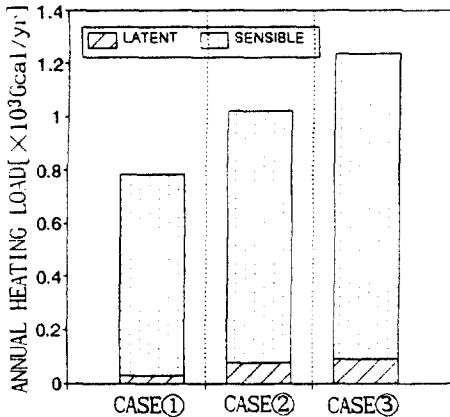


Fig. 6 Comparison of annual heating load according to setting temperature and humidity

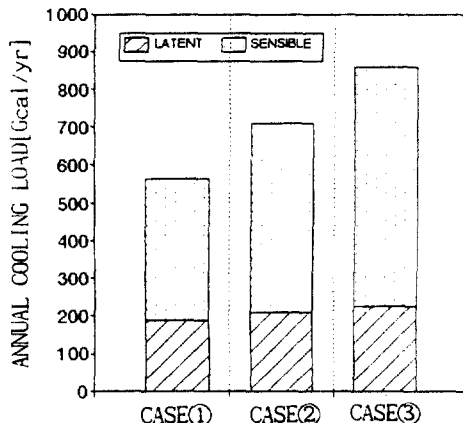


Fig. 7 Comparison of annual cooling load according to setting temperature and humidity

로 분석되었다.年間 冷房負荷의 경우는 CASE ①의 경우가 563,389[Mcal/yr], CASE ③의 경우가 859,586[Mcal/yr]이었으며 CASE ③의 경우가 CASE ①의 경우에 비해 296,197[Mcal/yr]만큼 큰 것으로 나타났다.

Table 2는 각 조건에 따른 熱源機器의 裝置容量을 나타낸 것이다. 裝置容量에서도 당연히 CASE ③의 경우가 가장 크게 되어 보일러容量은 4,810,000[kcal/h], 冷凍機器容量은 2,550,000[kcal/h]로 나타났다. CASE ①의 보일러容量은 CASE ③의 83%, CASE ②의 보일러容量은 CASE ③의 92% 정도이면 가능하며, 冷凍機器容量은 CASE ①이 CASE ③의 87%, CASE ②는 93% 정도이면 가능한 것으로 나타났다.

건물에서의 空调用 에너지消費量を 評價하기 위해서는 먼저 각 熱源機器의 部分負荷特性을 고려하여야 한다. 部分負荷率은 熱源機器의 設備容量에 대한 使用熱量の 比率을 말하며 일반적으로 酷寒期와 酷暑期를 제외하고는 대부분의 건물에서 각 熱源機器의 部分負荷率은 대단히 낮은 것으로 알려져 있다.

샘플건물에 대하여 室内 設定溫濕度條件에 따른 部分負荷率을 算定하고 그 頻度分布를 나타내면 Fig. 8, Fig. 9와 같다. 여기서 頻度는 1년중 冷房 혹은 暖房期間동안 출현하는 部分負荷率의 時間數를 나타낸다.

暖房의 경우는 Fig. 8과 같이 部分負荷率 30% 이하의 頻度가 전체적으로 50% 이상을 차지

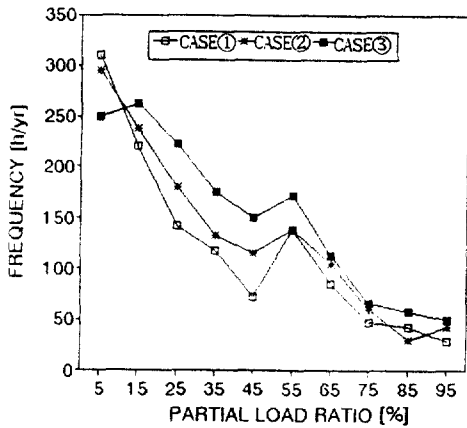


Fig. 8 Frequency distribution of partial load in heating

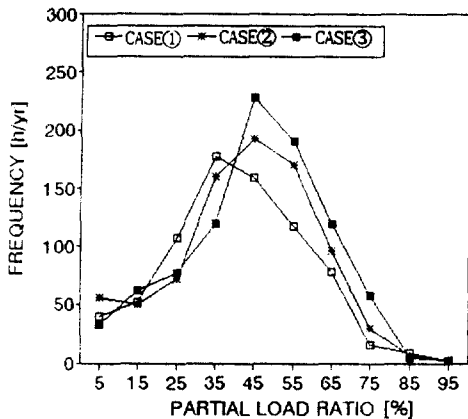


Fig. 9 Frequency distribution of partial load in cooling

하고 있으며, 냉房的 경우는 Fig. 9와 같이 部分負荷率 30~60%의 頻度가 50% 이상을 차지하고 있는 것으로 나타났다. 즉, 暖房的 경우는 상당히 低負荷 運轉이 이루어지고 있는 것으로 생각할 수 있다.

Fig. 10은 室內 設定溫濕度條件에 따른 에너지消費량을 각 熱源機器의 部分負荷 特性을 고려하여 算定하고 比較하여 나타낸 것이다. 여기서 사용된 燃料은 暖房時는 B-C油이며, 냉房時에는 電氣에너지이다. CASE ③의 경우 暖房 에너지消費량은 182,173[ℓ]인 반면 CASE ①은 117,544[ℓ]로 CASE ③에 비해 약 36% 정도 줄일

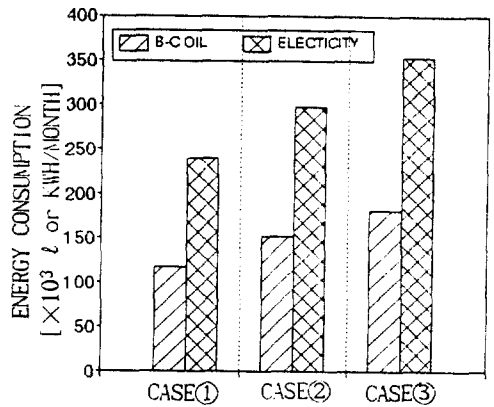


Fig. 10 Comparison of energy consumption according to setting temperature and humidity

수 있는 것으로 나타났다. 일반적인 暖房設定條件인 CASE ②는 151,467[ℓ]이며, 이에 비해서 室內 溫濕度條件을 완화한 CASE ①의 경우가 약 23% 정도의 에너지를 절감할 수 있는 것으로 나타났다.

冷房用 消費電力의 경우는 CASE ④가 239,526 [KWH], CASE ⑤가 297,891[KWH] CASE ⑥가 352,978[KWH]로 나타났으며 CASE ⑥에 비해서 CASE ④는 33%, CASE ⑤에 비해서 CASE ④는 20% 정도의 에너지 消費를 절약할 수 있는 것으로 分析되었다.

### 3.2 熱源裝置의 最適設計를 위한 시뮬레이션

보일러나 냉동기 등 熱源機器의 最適設計를 위해서는 건물의 年間 暖房負荷를 分析, 評價하여 選定한 熱源機器에 대하여 部分負荷特性을 검토할 필요가 있다.

여기에서는 앞절에서 에너지消費量 分析對象으로 選정한 實際 事務所建物の 冷暖房負荷 算定結果를 基準으로 하여 熱源裝置의 臺數 및 容量制御를 통한 에너지消費 節減效果에 대하여 檢討한다.

Table 3은 샘플建물의 年間 冷暖房負荷 및 裝置容量을 나타내고 있으며, Table 4는 시뮬레



Table 3. Annual heating and cooling load and apparatus capacity of sample building

CLASSIFICATION	HEATING		COOLING	
	ANNUAL LOAD [Mcal/yr]	APPARATUS [Mcal/h]	ANNUAL LOAD [Mcal/yr]	APPARATUS [Mcal/h]
SENSIBLE	944,207	4,430	501,597	2,390
LATENT	74,225		210,387	
TOTAL	1,018,432		711,984	

Table 4. Control conditions of the number and capacity of boiler and refrigerator

TYPE	NUMBER	COMPOUNDING [%]*
CASE ㉠	1EA	☐**100
CASE ㉡	2EA(1 : 1)	☐50 ☐100
CASE ㉢	2EA(3 : 7)	☐30 ☐70 ☐100
CASE ㉣	3EA(1 : 1 : 1)	☐33.3 ☐66.67 ☐100
CASE ㉤	3EA(1 : 2 : 4)	☐14.3 ☐28.6 ☐42.9 ☐75.2 ☐71.4 ☐85.7 ☐100

\* 전체 용량을 100으로 하였을 경우 열원기기의 분할사용시 전 설비용량에 대한 용량백분율을 나타냄.

\*\* 운전가능한 경우의 수

이전에 이용한 熱源機器의 臺數分離 및 容量制御 條件을 나타낸다. 여기서 熱源機器의 臺數를 2대 또는 3대로 分割할 경우에는 동일한 容量으로 分割하는 경우와 각각 다른 容量으로 分割하는 경우에 대해 고려하였다. 각각 다른 容量으로 分割하는 경우에는 熱源機器의 運轉條件에 따라 가능한 한 容量의 變化間隔을 최소화할 수 있는 방향으로 容量分割을 시도하여 2대인 경우에는 3 : 7, 3대인 경우에는 1 : 2 : 4로 조건을 설정하였다.

算定한 每 시간별 暖房負荷 및 冷房負荷를 이용하여 Table 4의 각 條件에 따른 熱源機器의 部分負荷率을 계산하고 그 결과를 도시한 것이 Fig. 11과 Fig. 12이다.

Fig. 11에서 보일러의 部分負荷率을 살펴보면 1대만 설치한 CASE ㉠의 경우는 10%이하가 전체 運轉時間의 36%를 차지하고 있으며 部分負荷率 40%이하가 전체의 82%를 나타냈다. CASE ㉡의 경우는 CASE ㉠의 경우보다 향상되었지만 큰 차이가 없으며, CASE ㉢는 CASE ㉠과 거의 비슷한 양상을 보여 全 區間이 거의

비슷한 분포를 보이고 있다. CASE ㉣의 경우에는 보일러의 部分負荷率은 상당히 향상되어 部分負荷率 60%이상의 高負荷運轉時間이 약 60% 정도로 나타났다.

Fig. 12의 冷凍機의 경우에 있어서는 CASE ㉠의 1대만을 설치하였을 때는 部分負荷率 40~60% 구간이 전체 運轉時間의 60%를 차지하고 있다. CASE ㉡의 경우에는 CASE ㉠보다는 상당히 향상된 결과를 보여 部分負荷率 50% 이상이 전체 運轉時間의 77%를 나타내었다. 容量設定條件이 비슷한 CASE ㉢와 CASE ㉣는 보일러의 경우와 마찬가지로 거의 비슷한 결과를 보이고 있으며, 가장 細分化하여 臺數分離를 한 CASE ㉤의 경우는 部分負荷率 70% 이상이 전체의 89%를 차지하여 가장 高效率運轉이 가능한 것으로 나타났다.

Fig. 13은 熱源機器의 部分負荷率을 고려하여 각 CASE별로 暖房 및 冷房用 에너지消費量을 算定하고 比較하여 나타낸 것으로 部分負荷率을 향상시킨 CASE ㉤의 경우에는 CASE ㉡에 비하여 暖房用 油類는 7.9%, 冷房用 電氣는 12.7%



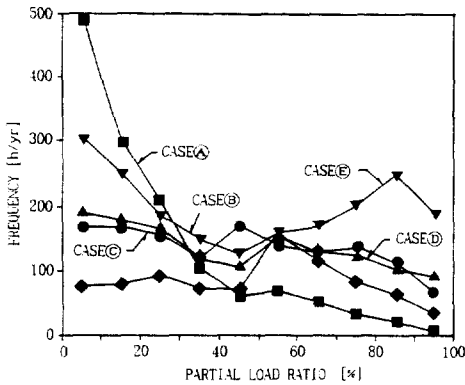


Fig. 11 Comparison of partial load ratio according to each conditions in case of boiler

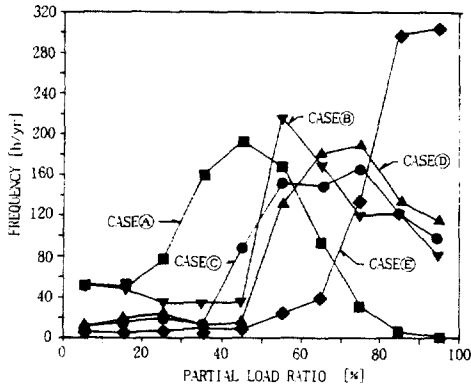


Fig. 12 Comparison of partial load ratio according to each conditions in case of refrigerator

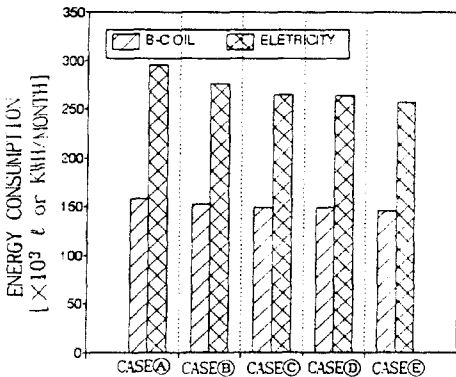


Fig. 13 Comparison of energy consumption according to the conditions of the number and capacity

절감할 수 있는 것으로 나타났다.

보일러의 효율이나 냉동기의 COP는 제품에 따라 달라지게 된다. 또한, 보일러의 경우 부분負荷率 30% 이하에서는 그 효율이 상당히 낮아질 것으로 예상되나 현재 關聯資料가 충분치 않아 부분負荷率 30% 이하의 효율을 30% 정도의 효율패턴으로 간주하여 처리하였지만 이러한 점을 감안한다면 실제의 에너지 節減比率은 더 높아질 것으로 판단된다.

熱源機器의 臺數를 많이 설치하였을 경우는 시스템제어가 문제가 되지만 여기에서는 이에 대하여서는 고려하지 않았으며 CASE ㉔의 경우와 같이 그 調合이 많은 경우에는 실제 시스템구성이 어려울 뿐아니라 시스템제어면에서도 많은 문제가 대두될 수 있기 때문에 실제 적용이 어려울 것으로 판단된다.

따라서, 이러한 점을 감안하여 종합적으로 검토하여 볼때 CASE ㉔는 사실상 여러가지 문제가 따를 수 있으므로 CASE ㉓의 경우와 같이 熱源機器의 臺數를 2대로 分離하고 容量을 3:7 정도로 分割하는 것이 시스템 效率이나 制御的 側面에서 가장 합리적인 것으로 판단된다.

#### 4. 結 論

本 研究에서는 建築物에서 消費되는 에너지의 합리적인 이용을 도모하기 위한 空調設備設計 및 運轉 등에 관한 효율적 방안을 마련하는 것을 목적으로 建物の 熱環境에 미치는 物理的 要素를 理論的으로 解析하고 이를 근간으로 건축물에서의 에너지消費量을 평가할 수 있는 解析技法을 개발하였으며 實際 건물에 적용시켜 이를 檢證하였다.

또한, 本 研究에서 開發한 건물의 에너지解析用 프로그램을 이용하여 室内 設定溫濕度條件에 따른 에너지消費量의 변화를 分析하였으며 熱源機器의 最適設計를 검토하기 위한 熱源機器의 臺數分割과 容量分割을 시도하고 시뮬레이션 하였다.

그 결과 部分負荷率을 향상시키는 데는 熱源機器의 臺數分割과 容量分割을 많이 하는 것이

유리하지만 실제 시스템 구성이나 제어 등의 측면을 종합적으로 검토할 때 臺數는 2대로 하고 용량은 3:7정도로 하는 것이 가장 유리한 것으로 판단되었다.

앞으로는 負荷率에 따른 시스템性能을 보다 정확히 파악하고 自動制御 側面을 심도있게 검토할 필요가 있으며, 熱源機器뿐 아니라 시스템全體性能에 대한 종합적인 검토가 이루어져야 할 것으로 사료된다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단 목적기초 연구(1987년 10월 개시)의 일환으로 행해졌으며 관계자 여러분께 심심한 감사를 드립니다.

## 참 고 문 헌

1. 손장열, 손병진, 김희서, 김신도, 1990, 建築物의 熱設備 및 空調시스템, pp. 323-485, 韓國科學財團 KOSEF 87-0601-02.
2. 손장열, 홍봉재, 1987, “事務所用 建物에서 熱源裝置의 運轉特性에 관한 연구”, 空氣調和冷凍工學會 冬季學術大會論文集, pp. 91-94.
3. 矢作和久, 1980, “事務所建物のエネルギー消費量の多變量解析”, 空氣調和・衛生工學論文集 NO. 14, PP. 23-32.
4. 松尾陽, 1975, “事務所建物におけるエネルギー消費量分析”, 空氣調和・衛生工學 49卷 11號, pp. 114-125.
5. 宇田川光弘, 1978, パソコンによる空氣調和計算法, pp. 170-191, オム社, 東京.
6. 松尾陽, 1980, 空調設備の動的熱負荷計算入門, pp. 22-43, 日本建築設備士協會, 東京.
7. 中原信生, 1983, ビル・建築設備の省エネルギー, pp. 150-163, 省エネルギーセンター, 東京.
8. Kusuda T. and Bean J. W., 1981, “Comparison of Calculate Hourly Cooling Load & Indoor Temperature with Measured Data for High Mass Building Tested in an Environmental Chamber”, ASHRAE Trans. CH-81-18, NO. 5, pp. 1232-1240.