

蓄熱槽に関する研究

—大阪大林ビルにおける蓄熱槽の運転特性と運転シミュレーション—

岡 建 雄
中 原 信 生
(本社設備部)

Research on Heat Storage Tank —Study on Operating Characteristics and Simulations with Heat Storage Tank of Osaka Ohbayashi Building—

Tatsuo Oka
Nobuo Nakahara

Abstract

Numerous measurement apparatus have been installed in the Osaka Ohbayashi Building and such data as water flows and temperatures of the various air-conditioning systems are recorded on daily reports and paper tapes. This report is on analyses of water temperatures and residual heat capacities to learn the actual conditions of heat storage tank operation which have been practically unknown in the past, and a comparison study of calculated values based on thermal diffusion theory and measured values in regard to variations in water temperature distribution within the heat storage tank.

概 要

大阪大林ビルの空調設備には多くの測定機構が設けられており、各空調系統の水量、温度等が日報と紙テープに打ち出されている。本報告はこれらのデータを用いて、汲み上げ槽水温、還水槽水温および残留蓄熱量の解析を行い、従来ほとんど知られていなかった蓄熱槽運転の実態を把握すると共に、蓄熱槽内水温分布の変動に関して、拡散理論に基づく理論値と実測値の比較、検討を行ったものである。

1. はじめに

蓄熱槽はその価値評価が多くの文献に載せられているにもかかわらず、設計方法、シミュレーション方法等が確立されていなかったために、有用なスタディを行うことができなかった。

本報告は蓄熱槽内部の熱的混合過程が拡散方程式で表現できること、また電算機を用いて方程式が容易に解けること等に着目し、変流量、双方流等いかなる運転状態にも適合できる水温に関する理論解を見い出し、大阪大林ビルにおける蓄熱槽の実測値と照合して、その適合性を検討した。

また、大阪大林ビルではコンピューターコントロールを行っているため、日報やテープアウトから豊富なデータを得ることができる。これらのデータを収集、解析することにより、従来ほとんど知られていなか

った蓄熱槽の運転状態について年間を通して知ることができたので、併せて報告する。

なお本研究は本社設備部との協同研究であり、この他に蓄熱槽実験、設計マニュアルの作成等の項目がある。

2. 大阪大林ビルの蓄熱槽特性と運転特性

本節は日報やテープアウトに打ち出されたデータを蓄熱槽を中心に解析したもので、最適化制御のための基礎的資料にするとともに、蓄熱槽の一般的特性と運転状態を把握しようとするものである。

a. 残留蓄熱量

蓄熱槽の運転状態を知るには残留蓄熱量を解析するのが最も有効である。すなわち現在どれ程の熱が蓄熱槽内に蓄えられているかという量で、次式で示される冷房、暖房蓄熱量が毎時日報に記録されている。

$$sQ_c = 1000 \left(48720 - \sum_{i=1}^{n_1} \theta_i \cdot V_i \right) \dots\dots \text{夏季サイクル} \dots\dots (1)$$

$$sQ_c = 1000 \left(28574 - \sum_{i=1}^{n_2} \theta_i \cdot V_i \right) \dots\dots \text{冬季サイクル} \dots\dots (2)$$

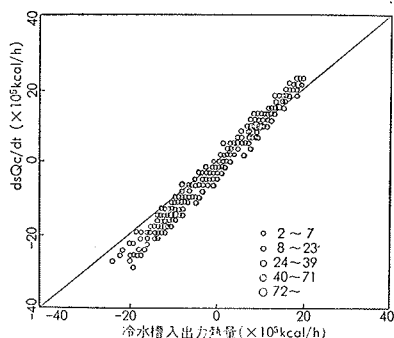
$$sQ_h = 1000 \left(\sum_{i=1}^{n_3} \theta_i V_i - 56840 \right) \dots\dots \text{冬季サイクル} \dots\dots (3)$$

sQc : 冷房残留蓄熱量 (kcal)

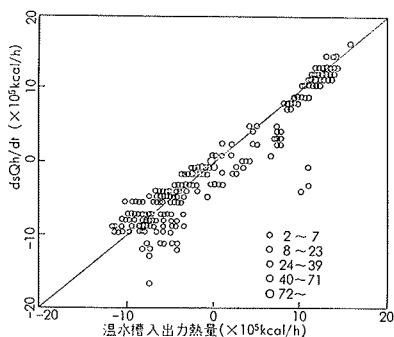
sQh : 暖房残留蓄熱量 (kcal)

V_i, θ_i : 各槽の体積 (m³), 水温 (°C)

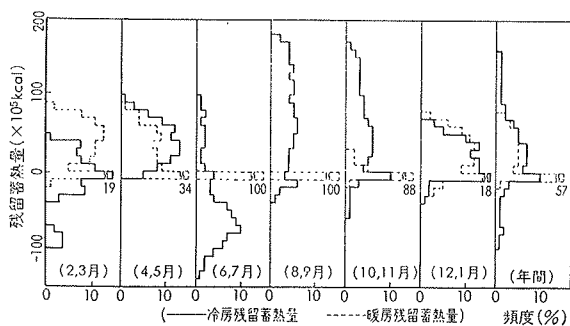
n₁, n₂, n₃ : 槽数



図一1 dsQc/dt と冷水槽入出力熱量 (1973. 8, 9月)



図一2 dsQh/dt と温水槽入出力熱量 (1973. 12~1974. 1月)

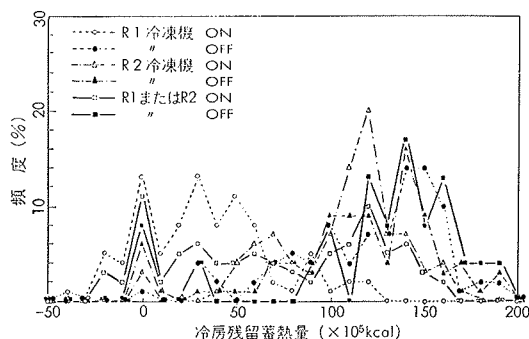


図一3 残留蓄熱量の月変化

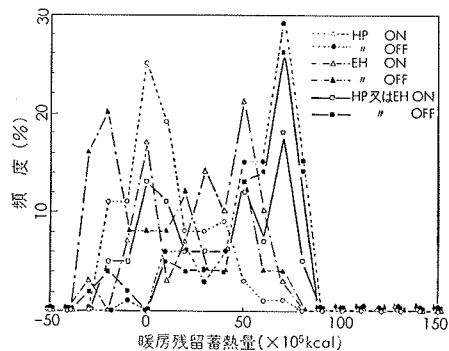
従って dsQc/dt, dsQh/dt は蓄熱槽に入出力する全熱量になるが、それらの相関を図1, 2に示す。相関は暖房時に比べ冷房時の方が明確であるが、冷房時に理論直線と実測値による傾きが異なるのは槽内の温度勾配や死水域との熱授受による影響と考えられる。図1, 2から蓄熱槽の最適化制御に残留蓄熱を用いることが妥当であると思われる。

図3に残留蓄熱量の月変化をヒストグラムで示す。6, 7月に冷房残留蓄熱量が低い値を示しているのは機器の調整期に当たったためと思われる。このヒストグラムから年間を通した蓄熱槽の運転特性を知ることができる。冷房残留蓄熱量は冬季においても夏季の30%は確保しており、暖房残留蓄熱量は冷房残留蓄熱量の40%前後の量を必要としている。

大林ビルには冷熱源としてR1ヒートポンプ(電動ターボ400RT), R2冷凍機(ガスエンジン駆動400RT), 電気ヒータ(400kW)があるが、図4, 5に冷熱源機器のON, OFFと残留蓄熱量の関係性をヒストグラムで示す。R1冷凍機は残留蓄熱が少ない時にON, R2冷凍機は多い時にONになる傾向を示しているが、一般には比較的残留蓄熱が多い時にONになっている。これは1日で蓄熱量を完全に使い切っている。



図一4 冷房残留蓄熱量と冷熱源のON-OFF (1973. 8, 9月)



図一5 暖房残留蓄熱量と温熱源のON-OFF (1973. 12月~1974. 1月)

いない場合が多いことを示している。R1, R2冷凍機共に残留蓄熱量が多い時 OFF になっている。一方、暖房時には R1 ヒートポンプは残留蓄熱量が少い時 ON, 多い時 OFF になっているが、電気ヒータはむしろ逆である。暖房時も冷房時と同様に蓄熱量を1日で使い切っていない場合が多いと思われる。これは現在蓄熱槽の運転が手動あるいはスケジュール運転であるためであり、ミニマルエネルギーが達成されておらず、蓄熱運転の最適化制御の必要性和有効性を示していると考えられる。

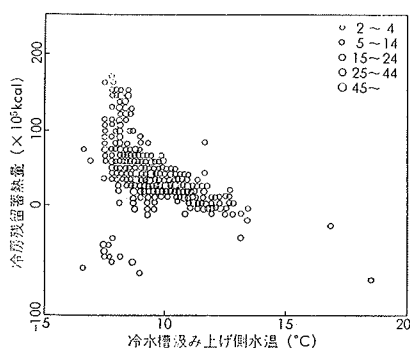
b. 水温

図6, 7に残留蓄熱量と汲み上げ槽の水温との相関を示す。冷水槽においては残留蓄熱量が少い場合も水温は比較的一定であるが、残留蓄熱量が 5×10^6 (kcal) 以下になると急速に上昇する。これらは中間期, 冬季における人為的操作によるものも含まれており、完全に蓄熱槽特性とはいえないと思われる。温水槽においては残留蓄熱量の減少と共に水温はほぼ直線的に降下していく。これらの相関は季節により多少の相異が見られ、特に冷水槽においては冬季残留蓄熱量の減少と共に水温は直線的に上昇している。

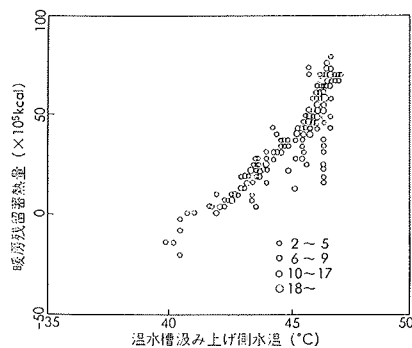
図8, 9に冷房, 暖房負荷と汲み上げ水槽水温の相関を示す。冷水槽においては冷房負荷と水温との相関

は薄く、8°C 前後の水温が保たれているが、低負荷時に水温のバラツキが大きくなっている。温水槽ではこれらの相関が一層明白で、一般に46°C前後の水温であるが、低負荷時に水温のバラツキが極めて大きくなる。これは残留蓄熱量と汲み上げ槽水温の相関図(図6, 7)とも密接に連がりがあるが、一般に蓄熱量を1日で使い切っていないために低負荷時の汲み上げ槽水温にバラツキが多くなると考えられる。冷凍機出口水温が一定であれば、理想的には残留蓄熱量や負荷の大小に関わらず冷凍機出口水温に近い程好ましいわけであるが、実測結果によれば、少くとも負荷の大きい場合には水温は保証されていると思われる。低負荷の場合には水温のバラつきが人為的操作によるものか、蓄熱槽特性かは明瞭でない。

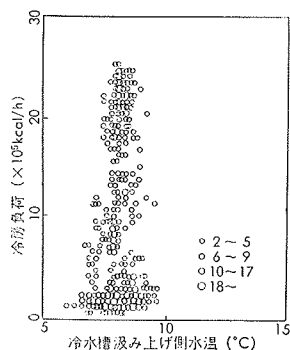
図10に夏季サイクル, 冬季サイクルにおける還水槽, 汲み上げ槽の水温ヒストグラムを示す。夏季サイクルでは8°C送水, 17°C還水であり、冬季サイクルでは9.5°C送水, 15°C還水といえるが、水温のバラつきは冬季サイクルの場合に大きい。温水槽は46°C送水, 36°C還水といえるが、夏季サイクルの冷水に比べ、温水は送水, 還水共に水温のバラつきが大きい。これは主として運転条件によるものと考えられる。



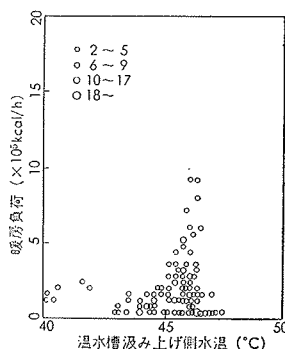
図—6 冷房残留蓄熱量と汲み上げ側水温 (1973. 2月~1974. 1月)



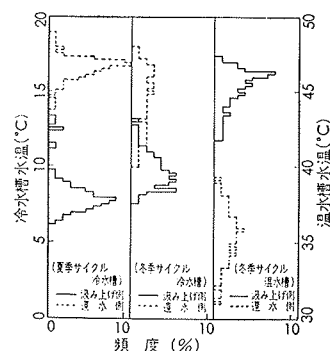
図—7 暖房残留蓄熱量と汲み上げ水温 (1973. 10, 11月)



図—8 冷房負荷と汲み上げ側水温 (1973. 8, 9月)



図—9 暖房負荷と汲み上げ側水温 (1973. 10, 11月)



図—10 蓄熱槽内水温ヒストグラム

3. 蓄熱槽内水温分布と運転シミュレーション

蓄熱槽内の見掛けの混合機構を巨視的にとらえて解析する場合、一般に拡散混合モデルを用いることが好都合であり、実験、実測結果からも確認されている。従って本報告では(4)式で示される無次元量M値を尺度として用いている。完全混合流れではM=0、完全押し出し流れではM=∞として、一般的にはM値はこの中間の値を示す。よって、このM値は水槽の熱的重みを示す最も重要な要素であり、水槽の状態によって決るものである。

$$M=U \cdot L / 2Ex \quad \dots\dots\dots(4)$$

U : 槽内流速(m/s) L : 蓄熱槽代表長さ(m)

Ex : 槽内の拡散係数(m²/s)

蓄熱槽内の流れを1次元の拡散モデルで表現できるとすれば次式が導かれる。

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + U \frac{\partial \theta}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(Ex \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \quad \dots\dots\dots(5)$$

(5)式を入口水温がδ関数で与えられた時の解を示せば

$$\omega(\phi) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2(-1)^{n+1} \mu_n^2 \exp(M)}{(M^2 + 2M + \mu_n^2)} \exp\left\{-\left(\frac{M^2 + \mu_n^2}{2M}\right)\phi\right\} \quad \dots\dots\dots(6)$$

φ=t/t_T μ_n:cot μ=0.5(μ/M-M/μ)の第n番目の正根 μ_n t_T=L/U ω(φ):原空間の重み関数

(6)式は水槽に流入した水の粒子群が槽内に滞留している時間の分布を表わしているもので、滞留時間密度関数である。従って(6)式で表現される重み関数を用いて、入口水温を入力とした場合の過渡応答β(φ)を得ることができる。

しかしながら、上記の過渡応答はすべて定常流の場合のみ適合できるものである。実際の蓄熱槽においては変流量が一般的であり、双方流が起こるので、

(6)式のような解析解の適用範囲は相当狭いものになる。

本報告では(5)式の原方程式を階差方程式に変換し、連続的に解いていくことにより、あらゆる運転状態に適用することができるようにした。(5)式の階差方程式は

$$n_{+1}\theta_i = P_o(n\theta_{i+1} + n\theta_{i-1} - 2n\theta_i) - P_u(n\theta_j - n\theta_k) + n\theta_i + q \quad \dots\dots\dots(7)$$

n : 時間座標 i : 空間座標 P_o=ΔtEx/Δx²

P_u: Δt_u/Δx u≥0の時 j=i k=i-1

u<0の時 j=i+1 k=i q=ΔtQ_h/γC_P

Δt≤1/(2Ex/Δx²+|u|/Δx) C_P:比熱(kcal/kg°C)

γ:比重(kg/m³) Q_h:発熱量(kcal/m³s)

蓄熱槽においてはQ_hは実際には壁体や死水域との熱授受を表現する項であるが、明確な理論モデルを作成することが難しく、現在RFを用いることを考慮している。

蓄熱槽の端では水槽の流出入方式(配管方式)で種々の場合が考えられるが、すべて(7)式に準じて基礎方程式を変型して用いている。従って(7)式を用いて双方流を含む変流量、変温時の蓄熱槽内の水温分布を求めることができる。一般には差分法は電算機処理時間が長くなるが、蓄熱槽のように1次元で扱える場合は少い処理時間で済み、分割数も20分割前後で(6)式の解析解と完全に一致しており、実務上からも使いやすいものとなっている。

4. 大阪大林ビルにおける実測値と理論値の比較

大林ビルでは蓄熱槽内(冷水専用槽1827m³、冷温水槽1335m³)で271点の水温(15分間隔)、および冷熱源系統、空調器系統のすべての配管に対し、往還の水温、流量等(10分~1時間間隔)を紙テープに記録している。図11に蓄熱槽周りの配管概略図と測定器の設置位置を示す。特に水量に関する入力データは高い精度が要求されるので、すべての三方弁に熱電対を設置し、水量の分配は測定温度を用いて行った。

実測期間は1974年4月20日~22日、および7月28日~30日で中間期と夏季の実測を行った。中間期は冷水専用槽で、夏季は全冷水槽で行った。図11に夏季の冷房機器の運転状態を示すが、これらを入力データとして、実測値との比較を行った。蓄熱槽の特性としてM値25、P値0.6としたものが比較的良好に実測値と一致した。なおP値は有効容積率と呼ばれる定数で、蓄熱槽容積にP値を乗じたものを計算式に用いる。

図12に夏季の蓄熱槽内温度分布の実測値と理論値の比較を示す。実測値はテープアウトから収集したものであるが、必ずしも滑らかなものでないため、10点前後の平均値として表してある。今回の計算では壁体や死水域との熱授受を考慮していない、またM値やP値は定数として扱い、流量により変化をさせていない。これらによる誤差は無視できないものであろうが、実測値とシミュレーション結果を比較して、これらの数値を決定することは計測誤差という観点から不可能であり、詳細な実験に依らねばならないと思われる。また本報告の基礎方程式は1次元拡散という前提に立っているが、1次元拡散方程式で蓄熱槽の熱的挙動をど

ここまで扱えられるかという限界が明瞭でないため、いたずらに数式モデルを複雑にすることは賢明でないと思われる。

実測値と理論値を比較検討すると、汲み上げ槽の実測水温は理論値より常に高温となっている。これは冷凍機停止後にも数分間ポンプが運転されつづけることによるとと思われる。蓄熱槽内の低温水域では一般に実測値に比べ理論値の方が低温であり、高温水域では理論値の方が高温になることが多い。また蓄熱完了時では理論値の方が実測値に比べ高温になり、放熱完了時には低温になる傾向がある。

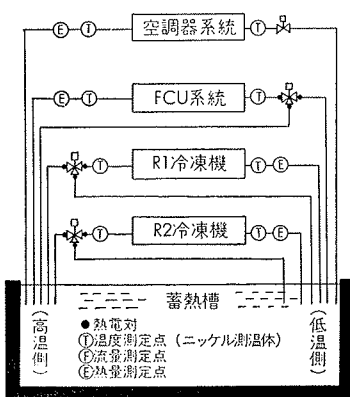


図-11 蓄熱槽周り配管系統図

5. おわりに

蓄熱槽は太陽熱利用、廃熱利用には不可欠の装置であり、将来一層普及するものと考えられる。本報告では不十分な部分も多いと思われるが、今後とも研究を続け改良を重ねる必要があると思われる。なお本研究を行うに当たり、工学院大学中島康孝助教授の御助言を戴いた。深謝いたします。

参考文献

- (1) 中島康孝「蓄熱槽の熱的重みに関する研究」建築学会論文報告集 (1973)
- (2) 中原信生他「変流量モデルによる蓄熱槽の設計法に関する研究その1～その3」建築学会大会梗概集 (1974)

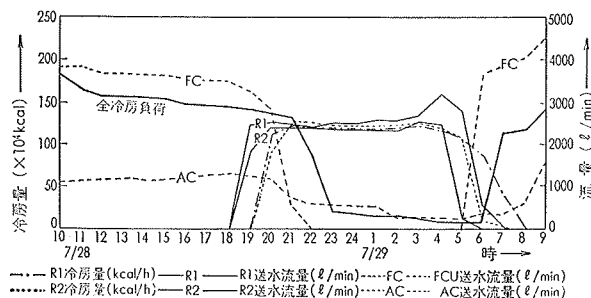


図-12 冷熱源、空調系統の冷房量、送水流量

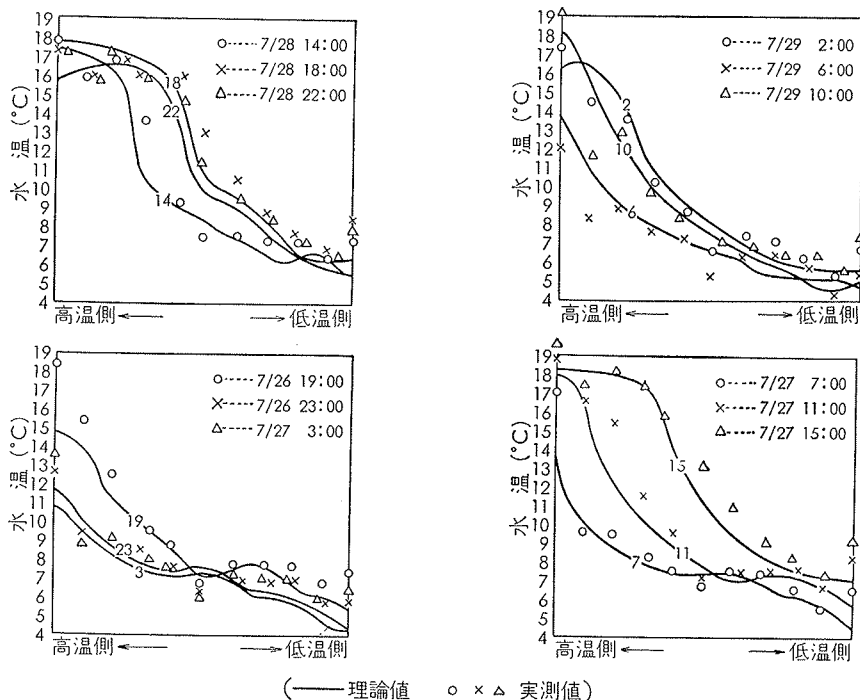


図-13 夏季における蓄熱槽内水温分布 (1974年 7/26 15:00~7/27 15:00)