

冷水循環式雪冷房システムにおける貯雪庫の数値解析
Numerical analysis of Snow storage warehouse
in Circulating cold-water type Air conditioning systems by using Stored snow

正 会 員 ○三上 貴彦 (高砂熱学工業) 正 会 員 湯浅 憲 (高砂熱学工業)
 正 会 員 谷野 正幸 (高砂熱学工業) 正 会 員 本郷 大 (高砂熱学工業)
 正 会 員 若佐 和夫 (高砂熱学工業) 正 会 員 村井 裕康 (山下設計)
 非 会 員 村井 昭宏 (東亜建設工業) 正 会 員 安田 頼正 (岩田地崎建設)

Yoshihiko MIKAMI* Ken YUASA* Masayuki TANINO* Masaru HONGOU* Kazuo WAKASA*
 Hiroyasu MURAI** Akihiro MURAI*** Yorimasa IWATA**** *Takasago Thermal Engineering Co.,Ltd.
 Yamashita Sekkei,Inc. *Toa Corporation. ****Iwata Chizaki,Inc.

We proposed a numerical analysis model of snow storage warehouse, in circulating cold-water type air conditioning systems by using stored snow. This model was evaluated by comparison with the actual equipment dates. As a result, it was confirmed that this model could generally estimate changes in a day and changes in a season on the temperature of cold-water melted snow and on the shape of snow layer. And, subjects of model analysis could be extracted. Moreover, we considered the technical subject of snow storage warehouse, from a viewpoint of numerical analysis model.

1. はじめに

雪冷房システムは、環境負荷低減の有効な一方策として、北海道や東北の地方自治体を中心に、積極的な導入がなされている¹⁻⁶⁾。

本研究では、冷水循環方式の雪冷房システムを対象として、貯雪庫の数値解析モデルを提案し、稼動中の雪冷房システムの運用データと比較することで、本モデルの妥当性の確認や課題の抽出を行なうことにした。

本報では、貯雪庫の性能解析の必要性を整理した上で、数値解析モデルを適用した実設備の概要、数値解析モデルの概要、数値解析モデルでの計算結果と実設備での運用データとの比較について説明し、数値解析モデルや貯雪庫の性能向上のための技術的課題を考察した。

2. 貯雪庫の性能解析の必要性

雪冷房システムの更なる普及のためには、設備コストの削減が重要である。そのために、貯雪庫と冷温水発生機等の熱源機で構成される冷水循環方式の雪冷房システムでは、貯雪庫の予測性能に応じて、熱源機容量を大幅に低減することが有効であろう。

貯雪庫の冷熱源としての性能には、熱ロスを含めた雪冷熱利用率(利用できた冷熱量/貯雪の冷熱量)や、雪解け冷水の温度変化(維持できる温度)が挙げられる。雪冷熱利用率については、多くの実設備⁶⁾での運用データから明らかにされてきた。空調対象の建物内部に貯雪庫が設けられる場合、貯雪庫は多様な形状であることが

考えられ、このような貯蔵庫での雪解け冷水の温度を把握する方法としては、数値解析モデルが挙げられる。

筆者らは、ダイナミック型氷蓄熱システム^{7,8)}や、融雪槽⁹⁾の数値解析モデルを開発してきた。これらの技術を活用して、冷水循環方式の雪冷房システムでの貯雪庫の雪の融解予測モデルを立案した。

3. 雪冷房システムの実設備

図-1は、後述の数値解析モデルを適用した雪冷房システム³⁾の設備概要を示す。図のように空調機、ファン

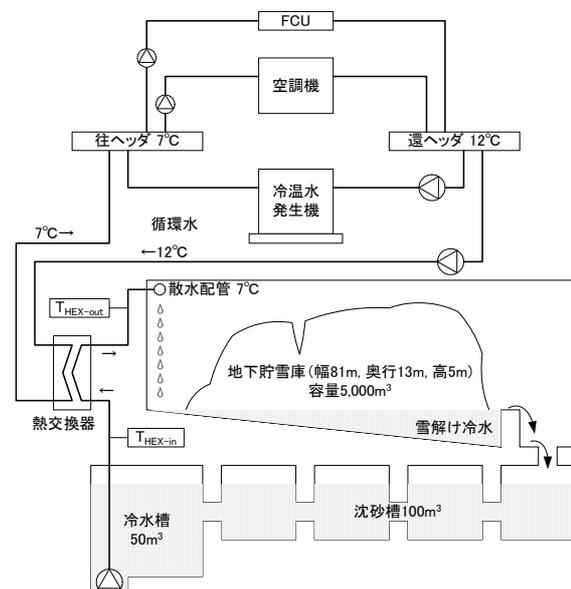


図-1 雪冷房システムの実設備の概要

コイル, 冷温水発生機, 貯雪庫, 沈砂水槽, 冷水槽, 熱交換器, およびポンプで構成されている。

空調機およびファンコイルからの循環水は, 冷温水発生機および熱交換器で冷却される。熱交換器において循環水を冷却して昇温された雪解け冷水は, 貯雪庫に送られて雪を融かす。ここで低温になった雪解け冷水は沈砂水槽と冷水槽を経て, 熱交換器に供給される。

貯雪庫は, 幅 81m × 奥行 13m × 高さ 5m であり, 幅 81m の一辺に 0.2m の堰が設けられている。また, 熱交換器からの雪解け冷水は, 幅 81m の他辺に設けられたノズルから供給され, 奥行 13m に渡って雪を融かし, 堰を越えて沈砂水槽に流れ込む。

数値解析モデルと比較した運用データは, 熱交換器入口の雪解け冷水の温度と雪層形状である。

4. 貯雪庫の数値解析モデル

図-2のように貯雪庫には, 一次元の充填層モデル⁸⁾を採用した。図のように所定の温度 $T_{HEX-out}$ の水が所定の流速 u で雪層に供給されることで, 雪が融解されて雪層水温 T_i は水の流れ方向に沿って低温になる。雪層底部では雪の融解量に応じて, 雪層の空隙率 ε は大きくなり, 雪粒子の半径 r は小さくなる。

貯雪庫の底面と雪層の間には, 隙間が形成されることが報告されている^{4,5)}。そこで, 図のように雪層内のバイパス水温 T_b を求め, 全流量に対するバイパス水流量の割合(バイパスファクター) ϕ , 雪層出口水温 $T_{i,out}$, およびバイパス出口水温 $T_{b,out}$ から, 貯雪庫出口水温 T_{out} を定めることにした。

4.1 基礎式

基礎式は表-1のエネルギー保存の(1)式と質量保存の(2)式である。移流項(左辺第二項)に比べて小さいため, 伝導項は(1)式のように省略した。また, (1)式の ΔT は $T_i - T_{melt}$ であり, 融解水の顕熱分を示している。なおバイパス流については, (1)式において $m=0$ として計算した。

4.2 構成方程式

表の(1)式中の m は, 構成方程式の(3)式で求める。(3)式中の熱伝達率 α_p を定める Nu 数には, (4)式のように *Rans-Marshall* の式¹⁰⁾が適用できるとした。この雪層内の全雪粒子が, 同時に融解しているとは考え難い。そこで(3)式中の伝熱面積(雪粒子の表面積) A_p には, (5)式のように有効伝熱面積比 C を適用した。なお, n は 1,000,000 個/ m^3 で一定とした。

4.3 空隙率 ε と雪粒子の半径 r の関係

雪層の ε と r の関係は, 単位容積当たりの雪粒子の全質量 M_s から, 表の(6)式のように定めた。

4.4 雪層の崩落

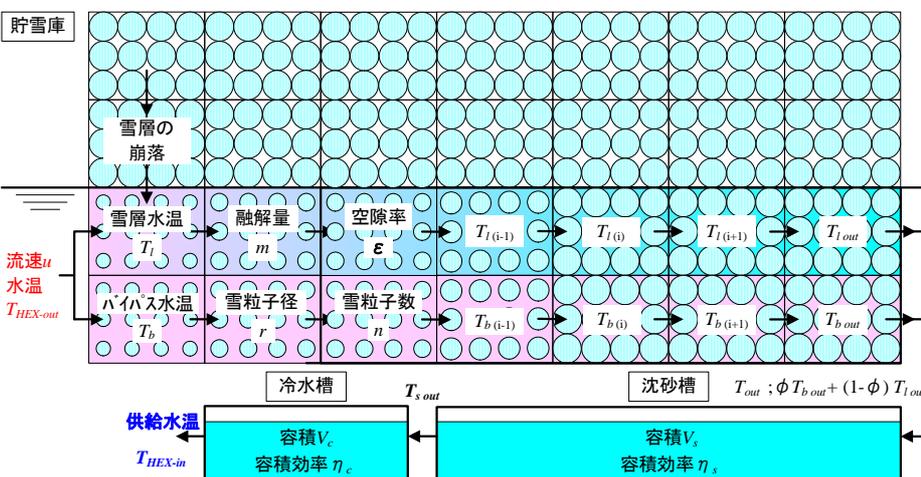
貯雪庫の雪層の融解過程は, 水が浸透している雪層底部の融解と雪層の崩落が繰り返されて進行している。そこで図-2のように雪層底部では, 雪の完全融解によって $\varepsilon=1$ ($r=0$) になると, 直上の雪が無くなるまで ε や r に初期値を与えることを繰り返した。初期の雪層の平均高さは 3.1m, 雪層底部の水面の平均高さは 0.1m であるため, 雪層の崩落回数は通期で 30 回になる。なお, ε の初期値は 0.5, r の初期値は 5×10^{-3} m とした。

4.5 夜間の雪層の融解

空調負荷が無くなり, 貯雪庫の散水が停止した以降も,

表-1 貯雪庫の数値解析モデルの基礎式など

$c_i \rho_i \frac{\partial \varepsilon T_i}{\partial t} + c_i \rho_i u \frac{\partial \varepsilon T_i}{\partial x} = m(c_i \Delta T + h_i) \quad \dots\dots(1)$	$\rho_i \frac{\partial \varepsilon u}{\partial x} = 0 \quad \dots\dots(2)$	$m = -\frac{\alpha_p A_p (T_i - T_s)}{h_L} \quad \dots\dots(3)$
$\alpha_p = \frac{\lambda_i}{2r} \cdot Nu, \quad Nu = 2 + 0.6 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad \dots\dots(4)$	$A_p = C \cdot 4\pi r^2 n \quad \dots\dots(5)$	$M_s = \rho_s \cdot (1 - \varepsilon) = \frac{3}{4} \pi r^3 n \rho_s \quad \dots\dots(6)$



- A_p : 雪粒子の表面積 [m^2],
- C : 有効伝熱面積比 [-],
- c_i : 水の比熱 [kJ/kgK],
- h_L : 氷の潜熱 [kJ/kg],
- M_s : 雪粒子の全質量 [kg/m^3],
- m : 雪の融解による単位容積当たりの水の生成量 [$(kg/s)/m^3$],
- Nu : ヌッセルト数 [-],
- n : 単位容積当たりの雪粒子の数 [$個/m^3$],
- Pr : 水のプラントル数 [-], Re : レイノルズ数 [-],
- T_i : 水の温度 [K],
- T_{melt} : 雪(氷)の融点温度 [K],
- T_s : 雪の温度 ($=T_{melt}$) [K],
- u : 氷層内の水の速度 [m/s],
- α_p : 熱伝達率 [kW/m^2K],
- ε : 雪層の空隙率 [-],
- λ_i : 水の熱伝導率 [kW/mK],
- ρ : 水の比重 [kg/m^3], ρ_s : 氷の密度 [kg/m^3].

図-2 貯雪庫の数値解析モデルの概要

淀み水によって雪は融解する．ここでは，雪層がある部分(ε が1ではない部分)のバイパス水は，夜間に4℃まで冷却されるとした．

4.6 沈砂槽および冷水槽

貯雪庫の下流の沈砂槽は容積効率 η_s が0.3の複数槽(容積 $V_s: 3.3m^3 \times 30$ 槽)，沈砂槽の下流の冷水槽は容積効率 η_c が0.8の単一槽(容積 $V_c: 50m^3$)とした．

5. 数値解析モデルでの計算結果と運用データの比較

前章の数値解析モデルを用いて差分計算した結果を，第3章の実設備の運用データと比較した．ここでは，貯雪庫の奥行13mを130分割(計算要素長さ $\Delta x=0.1m$)し，計算時間間隔 Δt は4sとした．以下の何れの図においても，プロットは運用データを，実線は計算値を示す．

5.1 雪解け冷水温度の時間変化(一日の時間変化)

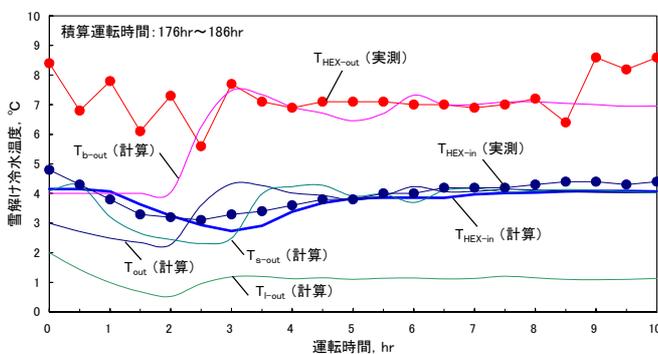


図-3 運用初期の雪解け冷水温度

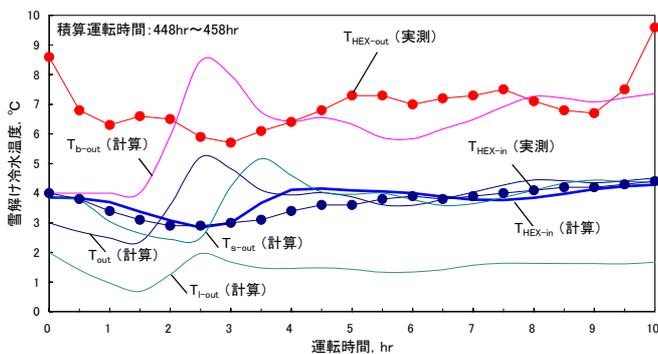


図-4 運用中期の雪解け冷水温度

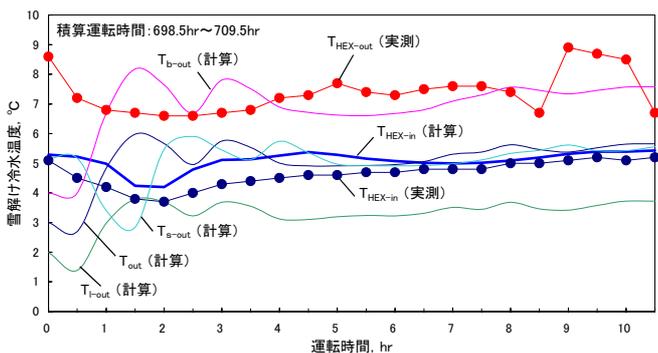


図-5 運用終期の雪解け冷水温度

図-3, 4, および5は，雪解け冷水の熱交換器入口温度 T_{HEX-in} と出口温度 $T_{HEX-out}$ の時間変化を，運用初期，中期，および終期の各代表日について示す．何れの図においても T_{HEX-in} は運転開始直後から低下し，約2~3時間後には上昇した．図のように T_{HEX-in} の計算結果は温度レベルとともに，以上のような時間変化を概して表現できていることがわかった．

本モデルでは夜間，貯雪庫の淀み水(バイパス水)が冷却されるため，図のような雪層出口水温 T_{l-out} の低下によって，貯雪庫出口水温 T_{out} ，沈砂槽出口水温 T_{s-out} ，さらに T_{HEX-in} が低温になることを表現できた．また，その後，バイパス出口水温 T_{b-out} の上昇によって， T_{out} ， T_{s-out} ，さらに T_{HEX-in} が高まることを図のように表現できた．

5.2 雪解け冷水温度および雪層長さの通期の変化

図-6および7は T_{HEX-in} と $T_{HEX-out}$ ，および雪層長さ L_s (計算値)の通期の変化を示す．この L_s は浸透水の流れ方向の雪層の長さを示し，散水近傍の雪が融けて無くなったときに貯雪庫の奥行13mよりも短くなる．図-6のように500~600hr以降では，積算運転時間が増えるとともに T_{HEX-in} の温度レベルは上昇した．図のように T_{HEX-in} の計算結果は，このような通期の変化を概して表現できていることがわかった．また， T_{HEX-in} の温度レベルが上昇した L_s は，図-7のように7~9mであった．

5.3 雪層形状の通期の変化

図-8は雪層形状(運転データ)を，運用初期，中期，および終期の各代表日について示す．この雪層形状の真上からの投影面積の変化割合を，図-7には貯雪庫の奥行13mで規格化してプロットで示す．このように本モデルが雪層形状(雪層長さ)の通期の変化を概して表現できていることで，図-6のように T_{HEX-in} の計算結果と運用データは殆ど一致する結果となった．

6. 数値解析モデルの考察など

本モデルでのフィッティングパラメータは，有効伝熱面積比 C とバイパスファクター ϕ であり，以上の計算では $C=0.1$ と $\phi=0.5$ を採用した．

この C の値を採用した場合での雪層水温 T_l の計算値は，水の流れ方向に沿って7~9mの範囲までで急激に約2℃までの低温になった．その結果，積算運転時間が増え，雪層長さ L_s が7~9m以下になった場合には T_l は約2℃には到達せず，熱交換器入口温度 T_{HEX-in} の上昇を招いた．このように T_{HEX-in} の通期の変化は，本モデルの C の値に依存する．

一方， ϕ の値は T_{HEX-in} の温度レベルに影響を与え， ϕ は前述の貯雪庫の底面と雪層の隙間の影響とともに，雪層融解の一次元性からの乖離をも示している．実際に図-8の雪層形状は，散水や浸透水の速度分布，および貯雪時の雪層の不均一性を示している．これらの関数とし

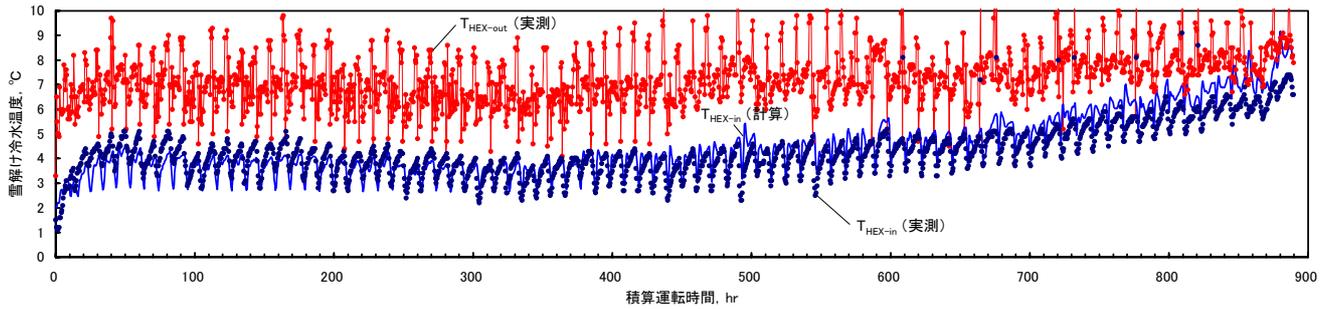


図-6 雪解け冷水温度の通期変化

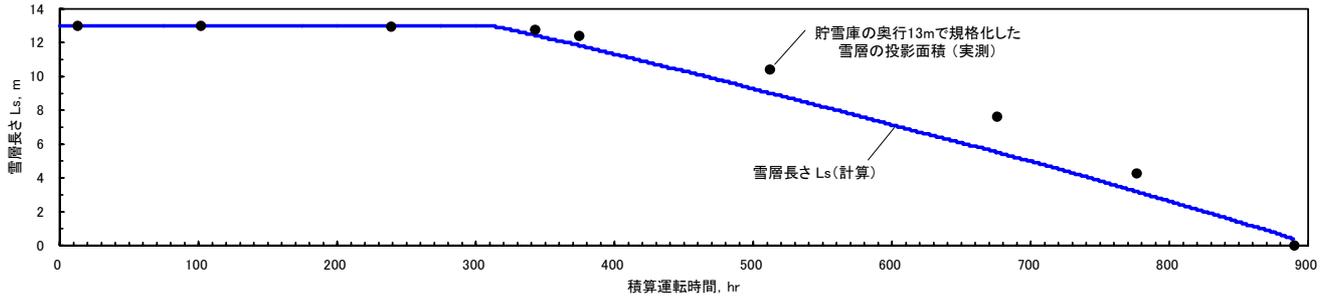


図-7 雪層長さの通期変化

て ϕ を求めることが、本モデルの課題である。換言すれば、 ϕ を極小にして貯雪庫出口水温 T_{out} を雪層出口水温 T_{lout} に近づけるための方策が、貯雪庫の性能向上のための技術的課題と言える。

7. おわりに

貯雪庫の冷水製造性能の計算モデルを立案し、雪冷房システムにおける、冷水循環方式の雪冷房システムの運用データと比較した。その結果から以下を得た。

- (1) 本モデルによって、運用データの雪解け冷水温度の時間変化や通期変化を表現することができた。
- (2) 本モデルの課題は、散水や浸透水の速度分布および雪層の不均一性の関数をバイパスファクターとして与えることであり、これを極小にする方策が貯雪庫の高性能化のための技術的課題である。

謝辞：本モデルの検証のための運用データを提供頂いた PFI 斎場運営(株)殿に感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 堀山：伝熱, 39(155), 15(2000).
- 2) 岡：建築設備と配管工事, 1, 45(2005).
- 3) 村井, 海藤：建築設備士, 2, 17(2007).
- 4) 河田, 若月, 伊藤, 高橋: 第18回ゆきみらい研究発表会論文集, 6(2006).
- 5) 河田, 若月, 伊藤, 高橋: 第19回ゆきみらい研究発表会論文集, 119(2007).
- 6) NEDO: 「北海道新エネルギーマップ2006」など
- 7) 谷野, 守屋, 菊地, 白石, 小此木, 小澤: 冷空論, 12(3), 269(1995).
- 8) 谷野, 小澤, 井上, 高木: 冷空論, 15(3), 237(1998).
- 9) 山際, 山崎, 谷野, 岩井: 空衛誌, 80(4), 13(2006).
- 10) 国井: 「熱的単位操作」, 丸善, 132(1976).

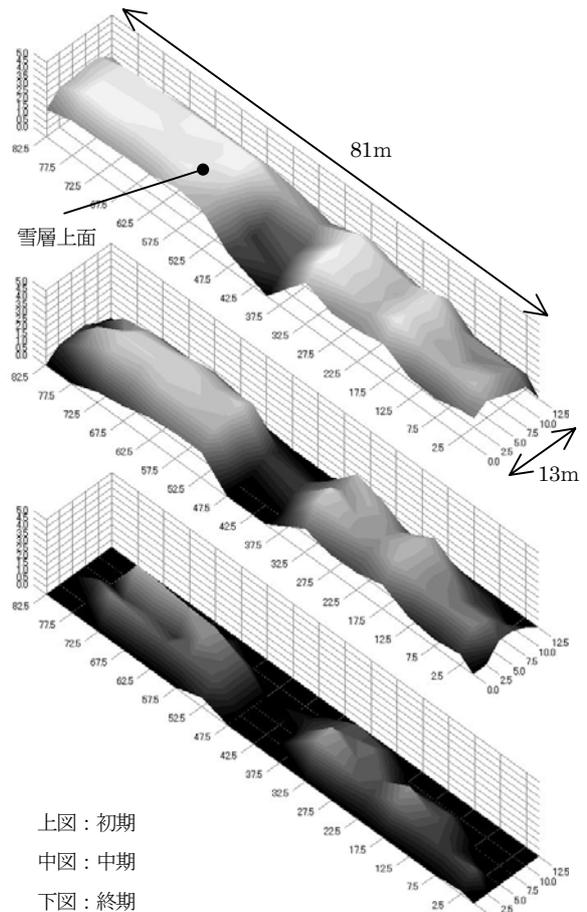


図-8 雪層形状 (運用データ)