全空気雪冷房システムの温度の制御に関する基礎研究 (全空気方式温度 β 制御の場合)

The Fundamental Study on the Control System of Temperature of All-air Type Snow Air-conditioner (In the Case of All-air Type Temperature Control β System)

媚 山 政 良^{*1}・王 愛 栄^{*2}
Masayoshi Kobiyama Wang Airong
義 永 秀 樹^{*3}・山 下 植 也^{*4}
Hideki Yoshinaga Tatsuya Yamashita
伊 藤 親 臣^{*5}・佐々木 賢 知^{*4}
Yoshiomi Ito Masanori Sasaki

Abstract

Energy, food, the environment are basics of the life. The snow can contribute to these many problems to have greatly even if not decisive. The snow/ice as the cold heat source has a remarkable substitute effect for fossil energy as energy. And there is not the discharge of the warm temperature from a system depending for a mechanical refrigerating cycle, and there is an effect for environmental safeguard without using refrigerants such as Freon with this snow air conditioner. In this study, the authors have suggested many systems of the air-conditioner in which the snow is used for cold heat source, and the authors call them all-air type snow air-conditioner and have been analyzing the performance of them. This snow air-conditioner is made by simple construction of a snow storage room, a blower and a dumper for regulation of air flow. The temperature/humidity of the conditioning area is controlled by the mixing hot return air and chilled air from the snow storage room. In this report, the authors discussed on the simplest system among many all air type snow air-conditioning ones. In this system, only the temperature in the air-conditioning area is controlled and this temperature is adjusted by mixing with the circulation hot air through a dumper and the cold air cooled by the snow, and the authors call this system all-air type temperature control β system. In this paper, the system is classified into different three models for the analysis, and characteristics of them are investigated analytically and discussed.

Keywords : snow air-conditioner, all-air type, control system of temperature, three models, analytical investigation

1. はじめに

エネルギー、食糧、環境は生活の基本である。雪はこれらの抱える諸問題に決定的ではないにしても大きく寄与できる。冷熱源としての雪氷はエネルギーとして化石エネルギーに対し優れた代替効果を有している¹⁾。たとえば、雪を冷房に用いるならば雪や熱媒体を移動、輸送する以外に化石燃料や電力をほとんど使用しないことから省エネルギーに顕著な効果が認められ、また、夏場の電力のピーク緩和に役立つ。さらに、この雪冷房ではフロンなどの冷媒を

使用せず、機械的な冷凍サイクルによるようなシステムからの温熱の排出がないなど、環境保全にも効果がある。

本研究では、雪を用いた冷房（「雪冷房」と呼ぶ）のシステムの提案を行いその解析を行う。本システムは雪の持つ冷熱を空気をうい輸送し冷房を行う形式であり、そのシステムを「全空気方式雪冷房システム」と呼びシステムは貯雪庫、送風機およびダンパーから成り簡明である。種々ある全空気方式雪冷房システムのうち導入外気および冷房区域からの循

* 1 室蘭工業大学機械システム工学科

* 3 物産不動産㈱

* 5 室蘭工業大学生産情報システム専攻

* 2 上海劍橋通信技術

* 4 三機工業㈱

[本稿受理：2007年5月22日，修正原稿受理：2007年11月16日，討論期限：2008年12月31日]

環空気と貯雪庫からの冷氣との混合により所要の温度、湿度の冷風を作り出すシステム（「 $\alpha\beta$ 制御」と呼ぶ）については、その概要を既に報告してある^{2,3)}。また、暖かい空気を雪に直接接触させ冷風を得る実験結果^{4,5,6)}をもとに、システム全体の特性の予測が可能となり、 $\alpha\beta$ 制御の一つ（I型と呼ぶ）について、外気の温度、湿度の変化が冷房区域の温湿度環境に及ぼす基本的な影響を解析的に明らかとし報告した⁷⁾。

本報告においてはいくつかある全空気方式雪冷房システムのうちでも簡単なシステムで一般の冷房に対し実用性の高い循環空気の一部を雪により冷やされた冷風と混合し、温度のみの制御を行う方式（「 β 制御」と呼ぶ）について三つの形式に分類し、それらの基本的な特性を解析的に明らかとし検討を行ったので報告する。

2. β 制御による温度制御システム

冷房区域に冷熱を輸送する方式は種々考えられるが、空気を直接雪に接触させ、冷熱を得、輸送する全空気方式は、熱交換器など高度に加工された機器を利用せずに済み、また、温度、湿度の制御も容易となり、運用中に発生する雪に含まれる汚濁物質除去の問題も回避できる。また、空気を直接雪に接触させることにより、空気中の塵埃などの除去も同時に行うことが可能となり副次的な効果も期待できる⁸⁾。

外気温湿度の変化、それに伴う熱負荷の変化が与える冷房区域での設定温度、湿度への影響を制御するため、全空気方式雪冷房システムでは、送風機により風量を制御し熱負荷の変動に対応し、また、外気、および、循環気の一部を貯雪庫出口の空気にバイパス、混合し温度、湿度を制御をする。外気のバイパス量を $[\alpha]$ [-]、循環気のバイパス量を $[\beta]$ とし、これら両方の制御を共に行う場合を $\alpha\beta$ 制御と呼び、 $[\beta]$ のみの場合を β 制御と呼ぶ。これらの制御システムは各々特徴を有し、要求される温度、

湿度の範囲により使い分ける。本報告では、これらの全空気方式雪冷房システムのうちでも簡単で一般の冷房に対し実用性の高い循環気のバイパス $[\beta]$ 量を制御する β 制御システムについて検討を行う。なお、 β 制御システムでは冷房区域の温度、あるいは、湿度のいずれか一方の制御を行うことができるが、ここでは、一般の冷房を対象とし温度を優先し制御し、湿度をなすり行きとし、これを「温度 β 制御」と呼ぶ。

2.1 温度 β 制御システムの分類

外気の取り込み位置と循環気のバイパス位置との関係により、形式I、II、IIIに分類する。後述する形式Iの装置全体図をFig.1に示す。冷房区域、機械室、貯雪庫とからこのシステムは構成されている。基本的に1台の送風機、バイパス風量の調整ダンパー1台および単一ダクト系とから成っている。なお、本報告では、システム各部の熱損失、あるいは、流体力学的な損出を考慮せず、また、外気による熱負荷も簡単なモデルで近似し解析を行い、温度 β 制御

Fig.1 Schematic diagram of temperature control β system Model I

の基本的な性質を把握する。

Fig.2に各形式での機械室内部の構成およびその周囲のダクトを示す。同図中 $[-]$ は流量の割合 $[-]$ を示している。形式I、IIでは貯雪庫からみて上流側で、形式IIIでは下流側で外気をシステムに取り込む。形式Iでは外気の取り込み③をバイパス点②よりも下流側、形式IIでは上流側としている。いずれの形

式においてもダンパーの入り口②に到る暖かい循環空気のうち $[\beta]$ だけをバイパスし、貯雪庫からの冷風④と⑤あるいは⑥において混合し、所定の温度の供給空気（⑤あるいは⑥）を作り冷房区域へ供給する。なお、形式Ⅲの混合器⑥においては、混合気内での霧入りの状態を少なくするため、バイパス空気②と貯雪庫からの冷気④の混合を外気との混合よりも上流側において行い⑥'とする。

換気量を $[A]$ 、冷房区域出口での風量を $[I]$ とするときのシステム各部での風量をFig.2に併記してある。たとえば、形式Ⅰでは循環気 $[I]$ の内 $[\beta]$ をバイパスし、残りの空気 $[I-\beta]$ は外気 $[A]$ と混合された後 $[A+I-\beta]$ となり、貯雪庫へ送られ雪氷に開けられた孔を通し冷却される。また、冷房区域に供給、利用された空気 $[A+I]$ の一部 $[A]$ は換気のため屋外へ排出され、残りの $[I]$ が循環する。

Fig.2 Three models and their constructions and air flow rates

2.2 雪による空気の冷却システム

石油や石炭に比較し単位体積当たりのエネルギー量がかなり少ない雪氷を利用する上で、設備全体の小型化は必須の条件である。このため、貯雪庫をそのまま冷風を得る熱交換器として使用する。貯雪庫内の雪は利用が進むにつれ融解し、形状や表面積が変化し、熱交換器としての安定した温度の冷風を得ることはむずかしい。このため開発した方法が、雪

に開けた多数の垂直の穴を通し冷風を得る方法であった^{4,5,6)}。本報告においても貯雪庫内部での熱交換においてこの方法を採用する。

なお、融解水はポンプにより汲み上げ排出するが、個別冷房、あるいは、特別な冷房を行う場合に利用することもできる。

3. 計算式

冷房区域の所定温度 t_i [°C]を与え、外気 t_o 、相対湿度 ϕ_o [%]の変化に伴う冷房区域の相対湿度 ϕ_i 、バイパス量 β 、冷房区域に送られる冷風の湿度 ϕ_s あるいは ϕ_e の変化を計算する。

3.1 室内冷房負荷モデルと風量

冷房対象を一般の事務室とする。設計点での室内冷房負荷を q_o [kJ/m³h]とし、その成分 s [kJ/m³h]は次のように構成されるものとしモデル化する。

なお、各成分の係数は次のように決めた。すなわち、後述の設計点に関する計算条件の下では、外気（冷房）負荷は209.3 kJ/m³h程度となる。一方、一般の事務所の外気負荷は、外気負荷と室内負荷の和として計算される冷却器負荷（全冷房負荷）の1/3程度であるため、冷却器負荷は627.9 kJ/m³hと計算され、また、室内負荷 q_o は418.6 kJ/m³hと計算される。室内負荷は外気 t_o の温度変化に依らず一定の室内発生熱と日射熱、壁体の通過熱など外気 t_o の温度変化に伴って変化する外部侵入熱とに分けられ、外部侵入熱は壁、窓などの構造、立地条件などを特定し計算しなければならない。

したがって、ここでは、照明、人体、室内機器の発熱の条件を一般の事務所として得られ

る230.2 kJ/m³hを室内発生熱とし、残余の188.4 kJ/m³hを外部侵入熱とする。以上の結果を用い、設計点での風量（送風機の設計風量に相当）の約25%をしめる換気用空気により運び去る熱量 s_o を室内発生熱の25/55（室内負荷の25%）とし、また、室内発生熱の残余 s_{in} （室内発生熱の30/55、室内負荷の30%）を室内発生熱のうち換気用空気によらず運び去る熱量とする。また、外部侵入熱 s_{ex} （設計点にお

いては室内負荷の45%)は室内発生熱搬送に係る空気以外の空気により運び去るものとし、式(1)～(3)の各係数の値とした。

換気用空気により運び去る室内発生熱量 s_0

$$s_0 = 0.25 \times q_0 \quad (1)$$

室内発生熱のうち換気用空気によらず運び去る熱量 s_{int}

$$s_{\text{int}} = 0.30 \times q_0 \quad (2)$$

室内発生熱に係る空気以外の空気により運び去る外部侵入熱量 s_{od}

$$s_{\text{od}} = 0.45 \times q_0 \times (t_0 - 27) / (t_{0 \text{ dgn}} - 27) \quad t_0 \geq 27 \quad (3)$$

$$s_{\text{od}} = 0 \quad t_0 < 27$$

ここで、 $t_{0 \text{ dgn}}$ [°C]は設計時の外気温度であり、 t_0 は外気温度である。なお、外気温度の変化による熱負荷の変化を式(3)により表されるものとしてある。ここで、外気温度が27°C以下の場合、外部侵入熱量 s_{od} は冷房負荷とはみなさないこととしている。設計点での風量は後述する冷房区域での空気の入口、出口の温湿度の条件と冷房面積より計算される。この設計点での風量に対し各熱量に係わる風量の割合 l [-]は次式により表されるものとする。

$$l_0 = s_0 / q_0 \quad (4)$$

$$l_{\text{int}} = s_{\text{int}} / q_0 \quad (5)$$

$$l_{\text{od}} = s_{\text{od}} / q_0 \quad (6)$$

なお、解析上、 l と L を次のように置く。

$$l = l_{\text{int}} + l_{\text{od}} \quad (7)$$

$$L = l + l_0 \quad (8)$$

3.2 x_5 あるいは x_6 , β , x_1 の計算

湿り空気のエンタルピー h [kJ/kg (DA)] および顕熱比 SHF [-] は次のように表される。ここで、 x は絶対湿度 [kg/kg (DA)], C_{p_a} [kJ/kg (DA) · K], C_{p_w} [kJ/kg · K] はおのおの空気、水蒸気の比熱、 r_0 [kJ/kg] は 0 °C での水の蒸発熱を表す。

$$h = C_{p_a} t + x (C_{p_w} t + r_0) \quad (9)$$

$$SHF = C_{p_a} (t_1 - t_{5 \text{ or } 6}) / (h_1 - h_{5 \text{ or } 6}) \quad (10)$$

3.2.1 形式 I

バイパス空気②と貯雪庫からの冷風④との混合点⑤での熱および水蒸気質量の収支より、次の式を得る。

$$(l_0 + l) h_5 = \beta h_2 + (l_0 + l - \beta) h_4 \quad (11)$$

$$(l_0 + l) x_5 = \beta x_2 + (l_0 + l - \beta) x_4 \quad (12)$$

式(11)、(12)において β と x_5 が未知数であり式(11)に式(9)を代入し、両式を連立すると x_5 は次のように求められ、 β は式(14)として求められる。

$$x_5 = \frac{(h_4 - C_{p_a} t_5) / (h_2 - h_4) - x_4 / (x_2 - x_4)}{(C_{p_w} t_5 + r_0) / (h_2 - h_4) - 1 / (x_2 - x_4)} \quad (13)$$

$$\beta = (l_0 + l) [(x_5 - x_4) / (x_2 - x_4)] \quad (14)$$

ここで、バイパス量 $[\beta]$ が取り得る値の範囲は次の通りである。なお、 β の限界を示す l は式(7)に示すように外気温度により変化する。

$$0 \leq \beta \leq l \quad (15)$$

ここで、冷房区域の出口の湿度 x_1 は式(10)より導かれた式(16)により計算される。

$$x_1 = \frac{h_5 - C_{p_a} t_1 + C_{p_a} (t_1 - t_5) / SHF}{C_{p_w} t_1 + r_0} \quad (16)$$

なお、外気と冷房区域からの空気の混合点③でのエンタルピー h_3 および絶対湿度 x_3 は次式により計算される。

$$h_3 = [h_0 l_0 + h_2 (l - \beta)] / (l_0 + l - \beta) \quad (17)$$

$$x_3 = [x_0 l_0 + x_2 (l - \beta)] / (l_0 + l - \beta) \quad (18)$$

貯雪庫出口④の t および x については同入り口③との関連を基に後述するが、もし④が霧入り空気となる場合には、貯雪庫出口にエリミネータ(気水分離器)を設置し、これにより霧を機械的に除去することを想定し、位置④では、温度は t_4 のまま水分は飽和した状態にあるとする。

システム各部の t , Φ , x および β は上述の式を連立し解き求められるが、ここでは Gauss-Seidel 法

による反復計算（式(11)から(18)により求められる値を逐次代入しつつ同じ計算を繰り返す）を行い連立方程式を解くこととし、冷房区域の湿度 x_1 の相続く反復回相互間の相対誤差の絶対値が 10^{-6} 以下をもって解とする。

3.2.2 形式Ⅱ

バイパス空気②と貯雪庫からの冷風④との混合点⑤での熱および水蒸気質量の収支は形式Ⅰと同じく式(11)、(12)により表される。したがって、 x_5 、 β は式(13)、(14)より計算される。また、⑤と①を関係付ける SHF も同じ式(10)により表されるため、冷房区域の出口の湿度 x_1 は式(16)により計算される。

外気と冷房区域からの空気の混合点③では形式Ⅰとは流量が異なるため、そのエンタルピー h_3 および絶対湿度 x_3 は、次式により計算される。

$$h_3 = (h_0 l_0 + h_1 l) / (l_0 + l) \quad (19)$$

$$x_3 = (x_0 l_0 + x_1 l) / (l_0 + l) \quad (20)$$

他の諸量の計算式および連立方程式の解法は形式Ⅰと同じである。

3.2.3 形式Ⅲ

外気、②からのバイパス空気と④の貯雪庫からの冷風との混合点⑥での熱および水蒸気質量の収支より、次の式を得る。

$$(l_0 + l) h_6 = (l - \beta) h_4 + \beta h_2 + l_0 h_0 \quad (21)$$

$$(l_0 + l) x_6 = (l - \beta) x_4 + \beta x_2 + l_0 x_0 \quad (22)$$

式(21)、(22)において β と x_6 が未知数であり両式を連立すると x_6 は次のように求められ、 β は式(24)として求められる。

$$x_6 = \frac{[l_0 h_0 + l h_4 - (l_0 + l) C_{p_a} t_6] / (h_2 - h_4) - (l_0 x_0 + l x_4) / (x_2 - x_4)}{(l_0 + l) [(C_{p_w} t_6 + r_0) / (h_2 - h_4) - 1 / (x_2 - x_4)]} \quad (23)$$

$$\beta = [(l_0 + l) x_6 - (l_0 x_0 + l x_4)] / (x_2 - x_4) \quad (24)$$

なお、混合器⑥においては、混合気の霧入りの状態をできるだけ回避するため、バイパス空気②と貯雪庫からの冷気④の混合を外気との混合よりも上流側において行うが、その点を⑥'とすると、 $h_{6'}$ および

$x_{6'}$ は次式により計算される。

$$h_{6'} = [\beta h_2 + (l - \beta) h_4] / l \quad (25)$$

$$x_{6'} = [\beta x_2 + (l - \beta) x_4] / l \quad (26)$$

もし⑥が霧入り空気となる場合には、混合器出口にエリミネータを設置し、これにより霧を機械的に除去することを想定し、位置⑥'では、温度は t_6 のまま水分は飽和した状態にあるとする。他の諸量の計算式および連立方程式の解法は形式Ⅰ、Ⅱと同じである。

3.3 貯雪庫出口空気温度 t_4

貯雪庫自体を温風を冷やす熱交換器としても使用する。後述する温度効率 η_t が雪の形状の変化にはほとんど影響を受けないようにするため雪の層に鉛直方向に穴を開け、この穴を通し温風を冷却する方法を採り、貯雪庫を熱交換器として利用する上で必要な貯雪庫入口の温風の温度と出口の冷風の温度との関係を実験的に明らかとし、整理した^{4,5,6)}。ここでは、この実験式を用い、貯雪庫出口の空気温度 t_4 を求める。雪の穴の入口温度 t_{in} と出口温度 t_{out} の関係は雪の融解温度を $t_{snow}(=0^\circ\text{C})$ とし、式(27)により定義する温度効率 η_t を用いると η_t は式(28)と表される⁵⁾。

$$\eta_t = (t_{in} - t_{out}) / (t_{in} - t_{snow}) \quad (27)$$

$$\eta_t = \{1 - 0.456(30 - t_{in}) / 30 \times \exp\{-0.94V_b / (0.015H_0 + 0.024)\}\} \quad (28)$$

ここで、 $V_b[\text{m}^3/\text{s}]$ は一つの雪の穴を通過する空気流量であり、 $H_0[\text{m}]$ は利用開始時の雪の層の厚さである。なお、整理式(28)は、 H_0 が 2 m までについての結果であるが、文献⁶⁾に示す H_0 が 5 m での結果も近似できる。雪穴相互間の距離 D_0 は文献^{4,5,6)} におけると同様に 1 m とする。解析においては、 η_t をコンタクトファクターとし用い、 $t_3 = t_{in}$ 、 $t_4 = t_{out}$ とする。また、貯雪庫出口空気の絶対湿度 x_4 に関しても η_t をコンタクトファクターとして用いる。

4. 計算条件と結果

4.1 計算条件

設計点での諸量などを次の通りとする。

[冷房区域] ・一般事務室

- ・ 設定温湿度：温度 $t_1=27^{\circ}\text{C}$, $t_{5\text{ or }6}=17^{\circ}\text{C}$,
湿度 $\phi_1=40\%$, ($\phi_{5\text{ or }6}=67.7\%$)

- ・ 単位面積当たりの冷房負荷： q_0
 $=418.6\text{kJ/m}^2\cdot\text{h}$

- ・ 顕熱比： $SHF=1/(1+0.2)$

- ・ 冷房面積 $=1000\text{m}^2$

[外気] ・ 温度： $t_{0\text{dgn}}=30^{\circ}\text{C}$

- ・ 湿度 $\phi_{0\text{dgn}}=65\%$

[貯雪庫]

- ・ 冷房時間 514時間 (7～9月, 月～金, 8時間/日)

- ・ 平均冷房負荷率 $\equiv$

$$\frac{[(\text{冷房時間} \times \text{冷房負荷})_{\text{ACTUAL}}]}{[(\text{冷房時間} \times \text{冷房負荷})_{\text{DESIGN}}]} = 0.4$$

- ・ 構造, 寸法：貯雪庫は独立した陸屋根の建物とし, その容量は外部からの侵入熱⁹⁾を考慮し, 次の大きさとする。

高さ 6m, 幅と奥行き 15m

貯雪量 $=608\text{t}$

ただし, 設置場所=札幌市(気温, 日射量利用)

壁床天井=コンクリート 150mm

フォームポリスチレン 150mm

雪の密度 $=0.5\text{t/m}^3$ 貯雪庫雪充填率 $=90\%$ 予備の雪の量=侵入熱および冷房熱量の和の 15%

- ・ 運用など：雪の利用開始時での高さを $H_0=5\text{m}$, また, 側壁を通し外部からの侵入熱に対し 0.5m の雪の層を設け, ピッチ 1m で空気を通す鉛直の穴を設置すると雪に開ける穴の数は 196 となる。

解析における外気の温湿度の変化の範囲は次の通りとする。

$$26^{\circ}\text{C} \leq t_0 \leq 34^{\circ}\text{C}$$

$$50\% \leq \phi_0 \leq 100\% \quad (29)$$

なお, 設計点での送風機の風量は $26900\text{m}^3/\text{h}$ ($[L]=[l_0+l]=1$ の時) であ

り, 式(29)の条件下で送風機の風量は最大で $43000\text{m}^3/\text{h}$ ($[L]=1.6$ の時), 最小で $14800\text{m}^3/\text{h}$ ($[L]=0.55$ の時)となる。なお, 結果において示す貯雪庫を通過する風量 $[L_{\text{pit}}]$ は雪の穴を通過する空気の流量に比例する。

4.2 計算結果

形式Ⅰから形式Ⅲの結果を Fig.3 に, また, 各形式での設計点における湿り空気線図上での状態の変化を Fig.4 に示す。

Fig.3 において $[L_{\text{pit}}]$ は形式ⅠとⅡでは $[l_0+l-\beta]$, 形式Ⅲでは $[l-\beta]$ を示している。また, 開度(Rate to open)は, ダンパーの開度(分岐流量の割合)を示し, 100% は流れの全てがバイパスされ, ダンパー

Fig.3 Temperature, humidity and flow rate

が全開の状態を示している。

冷房区域の入り口温度 t_5 あるいは t_6 、および、出口温度 t_1 は、いずれの形式においても設定した温度を満足している。冷房負荷のモデル式 (3) において外気による熱負荷が 0 となる外気温度が 27°C 以下においても事務所内部の発熱による負荷により設定温度が達成されている。また、設計点温度 30°C 以上においても同様であるが、風量 $[L]$ は増加する。この計算範囲では外気温度 34°C においても冷房区域の設定温度を満足するためには、送風機の風量を $[L] = 1.6$ とする、すなわち風量を設計点におけるよりも 6 割増やし送風機を設置することだけにより対応することが可能であることが分かる。

なり行きとした冷房区域の入り湿度 ϕ_5 、あるいは ϕ_6 は形式によりかなり差異はあるが、出口湿度 ϕ_1 には大きな差異はない。また、いずれの形式においても外気の湿度 ϕ_0 の影響を受けている。

ダンパーよりも上流側で外気の取り込みを行う形式 II の方が形式 I よりも冷房区域の湿度は高く、外気の湿度 ϕ_0 の影響も大きく受けているが、本報告の計算範囲内では、霧入りの状態で冷房区域へ供給されることはない。なお、形式 III では形式 II 以上に湿度 ϕ_0 の影響を大きく受け、とくに外気温度が比較的低く湿度の高い場合、供給冷風が霧入り状態となる場合があり、混合器 ⑥ の出口にはエリミネータを設置する必要がある。

形式 I および形式 II において、バイパス量 $[\beta]$ および貯雪庫を通過する風量 $[L_{pit}]$ は外気の湿度 ϕ_0 の影響をほとんど受けないが形式 III では多少受ける。各形式間での $[L_{pit}]$ に大きな差異は認められないが、形式 I では、外気は取り込み直後に全量貯雪庫へ送られるため、外気への直接的なフィルター効果を期待できる。

Fig.4 (a) Change of state on psychrometric chart of Model I

Fig.4 (b) Change of state on psychrometric chart of Model II

Fig.4 (c) Change of state on psychrometric chart of Model III

なお、貯雪庫出口温度 t_e は貯雪庫を通過する風量 $[L_{pi}]$ により影響を受け、 $[L_{pi}]$ の大きい形式Ⅰの方が t_e は高い値となっている。

$[\beta]$ の値と t_0 による変化は形式ⅠとⅡとでは似通っている。形式Ⅲでは $[\beta]$ の値は形式Ⅰ、形式Ⅱよりも低く、ダンパーの開度の変化は逆であり、また、開度の変化幅は狭い。流量の変動に対し分岐流量の割合の変動が鈍感なダンパーがあれば、ダンパーの開度を固定した運転の可能性が示唆されている。

貯雪庫出口④は図4からも分かるように設計点においても飽和線に近い領域に位置し、外気温度が低く、また、外気の湿度の高い場合には霧入りの状態となりやすい。このため、いずれの形式においても貯雪庫の出口にエリミネータを設置する必要があることが分かる。

5. まとめ

本報告においてはいくつかある全空気方式雪冷房システムのうちでも簡単に一般の冷房に対し実用性の高い循環空気の一部を雪により冷やされた冷風と混合し、温度のみの制御を行う温度 β 制御の例について三つの形式に分類し、それらの特性を解析的に明らかとし検討を行った。得られた主な結果は次の通りである。

(1) 各形式とも冷房区域での設定温度は達成される。

(2) 設計温度以上の外気温度に対して、本システムは送風機の容量を大きくすることによって対応できる。

(3) いずれの形式においても貯雪庫出口にエリミネータの設置が必要である。

(4) 形式Ⅰでは、冷房区域での湿度は外気の影響をほとんど受けず、低く安定している。また、他の形式よりも取り込んだ外気への直接的なフィルター効果を期待できる。

(5) 形式Ⅱでは、冷房区域での湿度は外気の影響を強く受けるが、形式Ⅰよりも高い湿度の状態を実現できる。

(6) 形式Ⅲでは、形式Ⅱよりも冷房区域の湿度は高く、混合器の出口にはエリミネータを設置する必要がある。なお、同形式ではダンパーの開度を固定

した運転を行いシステムを簡素化できる可能性があり、また、貯雪庫を通さず換気のみを行うことができる。

(7) 以上の結果より、形式Ⅰは梅雨期などにおいても低湿度を維持したい場合に適し、形式Ⅱは形式Ⅰよりも高い湿度を必要とする場合に適している。また、形式Ⅲはダンパー開度を固定した運転の可能性があると同時に、換気のみを併せ行う、より簡素な施設を必要とする場合に適していることが分かる。

なお、本報告では最小限の機器によりシステムを構成したが、送風機を1台追加し平衡通風としたり、また、換気の導入にも別個の送風機を用いることによりシステム全体の圧力差を小さくするとともにシステム内での空気の流れの制御を容易とするなどの工夫は実用上必要である。

本報告では β 制御において温度を制御する例について検討を行ったが、湿度の制御を主とする β 制御システムの構築も重要であり今後解析を行い報告する予定である。また、形式Ⅲの解析で明らかとなった、バイパス量 $[\beta]$ を固定したシステムや換気系を独立させ、より簡素化した全空気方式雪冷房システムについても順次解析し報告を行う予定である。

雪国も夏は暑い。雪を利用すれば雪国こそ快適である。

参考文献

- 1) 媚山政良, 「雪資源の石油エネルギー換算と CO₂ 低減効果」, 室蘭工業大学紀要第53号, 2002, pp3-6.
- 2) 媚山政良, 王愛栄, 坂井大樹, 高橋剛, 義永秀樹, 川本周朗, 松本尚雄, 「全空気方式雪冷房システムでの温度と湿度の制御 (Ⅰ型 α β 制御の場合)」, 寒地環境工学会合同シンポジウム講演論文集, 1994, pp31-38.
- 3) 媚山政良, 高橋竜一, 川本周朗, 「全空気方式雪冷房システムでの温度と湿度の制御 — 平衡通風を行うⅡ型 α β 制御 —」, 第18回寒地技術シンポジウム寒地技術論文・報告集, 2002, pp494-495.

- 4) 王愛栄, 媚山政良, 飯嶋和明, 義永秀樹, 杉山弘, 「雪－空気直接熱交換による空気の冷却」, 空気調和・衛生工学会論文集, No.71 (1998), pp37-42.
- 5) 飯嶋和明, 媚山政良, 王愛栄, 花岡裕, 川村昌彦, 「鉛直孔を有する雪塊と空気との熱交換に関する研究 (空気の流量が冷却能力に及ぼす影響)」, 日本機械学会論文集 (B編), 65巻636号 (1999), pp2847-2853.
- 6) 飯嶋和明, 媚山政良, 王愛栄, 花岡裕, 伊藤親臣, 「鉛直孔を有する雪塊と空気との熱交換に関する研究 (雪塊の初期高さが冷却能力に及ぼす影響)」, 日本機械学会論文集 (B編), 65巻641号 (2000), pp197-202.
- 7) 媚山政良, 王愛栄, 義永秀樹, 飯嶋和明, 伊藤親臣, 高橋竜一, 「全空気雪冷房システムでの温湿度の制御に関する基礎研究 (全空気方式 I 型 $\alpha \beta$ 制御の場合)」, 日本雪工学会, Vol.24. No.1 (2008), pp12-20.
- 8) 飯嶋和明, 媚山政良, 王愛栄, 小関多賀美, 近藤昌人, 「雪冷房におけるアンモニアガスの吸収効果」, 日本機械学会論文集 (B編), 63巻614号 (1997), pp3390-3395.
- 9) 媚山政良, 「冬期間の自然冷熱エネルギーの利用に関する研究 (氷室型農産物長期保冷库の開発と実証実験)」, 日本機械学会論文集 (B編), 53巻495号 (1987), pp3358-3362.