屋根消雪における自然熱利用システムの熱特性*

沢瀬 和久^{*1}, 黒崎 晏夫^{*2}
一色 尚次^{*3}, 清水 孝^{*4}Thermal Characteristics of a System Utilizing
Natural Energy for Roof-Snow MeltingKazuhiisa SAWASE, Yasuo KUROSAKI,
Naotsugu ISSHIKI and Takashi SHIMIZU

Thermal characteristics are discussed for a roof snow melting system equipped with a heat exchanger to extract the thermal energy from the well water pumped up from the aquifer where the waste heat from a cooling tower for the air conditioning of the station building during summer is retrieved and stored. And also a water heat-source heat pump, a thermal storage tank, and a conventional water heater set at Nagaoka station of Joetsu Shinkansen Line are discussed. The field experiments indicated that a heat reclamation efficiency in the aquifer thermal energy storage was 40% and that a coefficient of performance of the water heat-source heat pump was 7.5. The system utilizing natural energy for the roof-snow melting is quite promising because of its high energy-saving performance of up to 26%.

Key Words: Energy Conversion, Energy Saving, Energy Storage, Heat Exchanger, Heat Pump, Natural Energy, Railway, Snow Melting, Solar and Ground Energy, Waste Heat Recovery

1. 緒 言

本報は広大な面積を有する屋根の散水消雪に対し自然熱を利用したシステムの構築, その特性解析, およびフィールド試験による検証について述べたものである。

本州の日本海に位置する豪雪地域では気象条件(雪質, 気温)と経済性の面から鉄道, 道路, 屋根などにおいて, 井戸水, 温度などを用いた散水消雪が普及している。上越新幹線の駅の屋根は, 乗降客用ホームを覆う必要性から, 長さ 400 m, その面積は 20 000 m² もあり, 人手による雪下ろしと雪捨て場の確保が困難であるので, 屋根上の降積雪に対し温水を散水し消雪を行っている。しかし, 水量を無制限に使用することができないため, 屋根消雪に消費した冷えた水を戻し, 一部, 河川水を補充して, 加熱機で温め, これを屋根上に循環し, 連続する降雪に対処している。

この場合に省エネルギー化の一環として, 夏季の太

陽エネルギーを温水として地下帯水層に蓄熱しておき, これを冬季にくみ上げ, 熱交換器とヒートポンプを用いて熱回収と増熱を行い, 消雪用の温水として蓄熱槽に蓄えておき, 降雪の際に負荷変動に対応して効率良く屋根消雪を行うシステムについて開発を行った。

これまで, このような自然熱を利用した消雪に関する研究として, 地下帯水層蓄熱法⁽¹⁾, 下面加熱融雪⁽²⁾などシステムのコンポーネントに関する報告があるが, トータルシステムに関する研究は極めて少ない。このことは, 研究対象が豪雪地域に限定されること, 気象の各年変動が大きく条件設定が困難であること, 降雪時間(日数)が年間の 1/10 と少ないこと, など自然現象の把握が困難であるためシステム技術の確立を遅らせていたきらいがある。しかし, 昨今における社会生活においては豪雪のもたらす影響を未然に防止することが必要であり⁽³⁾, 今回, 旅客駅の屋根の消雪に対し自然熱利用システムを構築し, フィールド試験を実施した。その結果, 冬期間を通じて 26%の省エネルギーが得られた。今後, 化石燃料のコストの高騰は確実であり, 自然熱利用の本システムは経済性の観点から有望である。

* 原稿受付, 平成 3 年 5 月 8 日。

^{*1} 正員, (財)鉄道総合技術研究所(●185 国分寺市光町 2-8-38)。

^{*2} 正員, 東京工業大学工学部(●152 東京都目黒区大岡山 2-12-1)。

^{*3} 正員, 日本大学工学部(●963 郡山市田村町徳定字仲河原)。

^{*4} 東日本旅客鉄道(株)(●100 東京都千代田区丸の内 1-6-5)。

表 1 自然熱利用屋根消雪システムの機器仕様

Heat load in system	Demanded heat quantity: 7.6MW (For roof area 20,000m ² , snowfall intensity 1.36cm/h, snowfall time 5.0h)
Output in system	Heat exchanger: 0.3MW [Heating surface 13m ²] (To 11°C from 5°C of 670L/min by dropping to 10°C from 14°C of 1000L/min) Heat pump: 0.3MW [Refrigerant R11, motor-drive, heating surface 400m ² in shell and tube type] (To 17~20°C from 11°C of 670L/min by dropping to 5°C from 10°C of 1000L/min) Thermal storage tank: 3.5MW×5h [Water capacity 1000m ³] Heater: 3.5MW [Vacuum combustion type]
Running power of system	Under-water pump: 11kW Circulation water pump: 7.5kW Heat pump compressor: 48kW (Rated power 55kW) Heater: 6.0MW×3 in maximum output

3. 屋根消雪における自然熱利用システムの熱解析

3.1 地下帯水層からのくみ上げ温度 夏季において浅井戸の水温 t_s を加熱し、深井戸へ水温 t_{Di} で注入する。これを冬季にくみ上げる。くみ上げ量が注入量に達したときのくみ上げ熱量と注入熱量の比を蓄熱効率 η_D とすると、平均くみ上げ温度 $t_{Do,Mean}$ は次のとおりとなる。

$$t_{Do,Mean} = t_s + \eta_D(t_{Di} - t_s) \quad (1)$$

3.2 熱交換器の出力温度 熱交換器の冬季使用の場合に、深井戸からくみ上げた温水量 Q_{Do} 、その水温 t_{Do} と蓄熱槽の増熱のための循環水量 Q_T 、その水温 t_{Hi} との熱収支から、温度効率 η_H 、流量比 $q_T = Q_T/Q_{Do}$ を用いて、熱交換後の高温側、低温側の水温 t_{Ei} 、 t_{Ho} は、 $t_{Do} \geq t_{Hi}$ のとき、次のとおりとなる。

$$t_{Ei} = t_{Do} - \eta_H \cdot q_T(t_{Do} - t_{Hi}) \quad (2)$$

$$t_{Ho} = t_{Hi} + \eta_H(t_{Do} - t_{Hi}) \quad (3)$$

次に、蓄熱槽の温度が上昇し、 $t_{Do} < t_{Hi}$ のときは、深井戸からくみ上げた温水は直接ヒートポンプの蒸発器へ導く。この場合に、式(2)、(3)において $t_{Do} = t_{Hi}$ となる。

3.3 ヒートポンプの出力温度 ヒートポンプの出力温度 t_{Co} は、循環水入口温度 t_{Ci} 、成績係数 η_M 、圧縮機熱効率 ϵ_M 、熱源水入口、出口温度 t_{Ei} 、 t_{Eo} を用いて、次のとおりとなる。

$$t_{Co} = t_{Ci} + (1/q_T)(t_{Ei} - t_{Eo})\{\epsilon_M/(\epsilon_M - \eta_M)\} \quad (4)$$

3.4 蓄熱槽の増熱に伴う水温上昇 蓄熱槽からの循環水は、水温 t_{Ti} で蓄熱槽に戻るとすると、 $t_{Ti} = t_{Co}$ 、 $t_{To} = t_{Hi}$ 、 $t_{Ci} = t_{Ho}$ であり、 $t_{Do} \geq t_{To}$ のとき、式(4)に式(2)を代入し、次のとおりとなる。

$$t_{Ti} = t_{To} - \eta_H(t_{Do} - t_{To})\{1/(\epsilon_M/\eta_M - 1)\}$$

$$+ (1/q_T)(t_{Do} - t_{Eo})\{\epsilon_M/(\epsilon_M - \eta_M)\} \quad (5)$$

なお、 $t_{Do} < t_{To}$ のときは式(5)において $t_{Do} = t_{To}$ とする。次に、地中埋設の蓄熱槽は壁からの放熱によって水温換算で Δt_T 降下する。この場合、地中温度 t_θ 、壁の面積 A 、厚さ l 、熱伝導率 λ とし、蓄熱槽の入口、出口の初期水温をそれぞれ $t_{Ti}(\tau=0)$ 、 $t_{To}(\tau=0)$ とすると、 τ [h] 後の蓄熱槽の温度降下および水温 t_{To} は、熱損失の微小項を無視して次のとおりとなる。

$$\Delta t_T = (t_{To}(\tau=0) - t_\theta)[1 + \exp\{-A \cdot \lambda \cdot \tau / (V \cdot c_w \cdot 1)\}] \quad (6)$$

$$t_{To} = t_{Ti} - \{t_{Ti}(\tau=0) - t_{To}(\tau=0)\} \exp(-Q_T \cdot \tau / V) - \Delta t_T \quad (7)$$

なお、屋根消雪として散水を行っているときは、蓄熱槽における返水量の初期水温を $t_{Ro}(\tau=0)$ 、送水量を Q_R 、水量比を $q_R = (Q_R - Q_T)/Q_R$ とすると、蓄熱槽で混合した後の水温 t_{To} は次のとおりとなる。

$$t_{To} = (1/q_R)t_{Ro} - (1/q_R - 1)t_{Ti} - \{(1/q_R)t_{Ro}(\tau=0) - (1/q_R - 1)t_{Ti}(\tau=0) - t_{To}(\tau=0)\} \exp(q_R \cdot Q_R \cdot \tau / V) - \Delta t_T \quad (8)$$

3.5 加熱機の出力温度 加熱機で温められる水温 t_{Bo} は燃料消費量を C 、発熱量を J 、熱効率を η_B とすると、次のとおりとなる。

$$t_{Bo} = t_{Bi} + C \cdot J \cdot \eta_B / (c_w \cdot G \cdot Q_R) \quad (9)$$

3.6 送水配管の温度降下 送水配管における熱損失として水温換算で Δt_R の降下を生じるとすると、配管径を D 、管外面と大気との熱伝達率を α とすると次のとおりとなる。

$$\Delta t_R = \{\pi \cdot D / (\pi \cdot D^2 \cdot G / 4)\} \alpha (t_{Ri} - t_a) \tau \quad (10)$$

この場合、屋根消雪の熱源として、蓄熱槽利用の場合の水温、加熱機支援による場合の水温は次のとおりとなる。

$$t_{Ri} = t_{To} - \Delta t_R, \text{ あるいは } t_{Bo} - \Delta t_R \quad (11)$$

3.7 蓄熱槽利用屋根消雪の散水温度 屋根消雪の散水温度は、式(11)に式(8)を代入し、蓄熱槽へ戻る返水の水温を t_{Ro} とすると次のとおりとなる。

$$t_{Ri} = (1/q_R)t_{Ro} - (1/q_R - 1)t_{Ti} - \{(1/q_R)t_{Ro}(\tau=0) - (1/q_R - 1)t_{Ti}(\tau=0) - t_{To}(\tau=0)\} \exp(q_R \cdot Q_R \cdot \tau / V) - \Delta t_T - \Delta t_R \quad (12)$$

なお、蓄熱槽を加熱する循環水の温度 t_{Ti} は式(5)から求まる。

3.8 加熱機支援による屋根消雪の散水温度 屋根消雪において降積雪負荷が大きいため、蓄熱槽利用に加えて、加熱機支援による運転を行う場合、散水温度は式(9)に式(10)、(11)と $t_{Bi} = t_{To}$ を代入すると次のとおりとなる。

$$t_{Ri} = t_{To} + C \cdot J \cdot \eta_B / (c_w \cdot G \cdot Q_R) - \Delta t_R \quad (13)$$

この場合、蓄熱槽の水温 t_{T0} は式(8)から、水温 t_{Ti} は式(5)から求まる。

3.9 屋根消雪後の返水温度 屋根消雪熱量は、散水によって与える熱量と、大気における蒸発、対流と屋根の熱伝導で失われる熱量との差で表される⁽⁴⁾。屋根面積を F 、雪の融解熱量を E 、屋根における損失熱量を R 、蒸発・対流の係数を u 、風速を v とすると、

$$\begin{aligned} & (I/100) \cdot (1000\rho) \cdot F(E + c_s|t_s| + c_w \cdot t_{Ro}) \\ & = c_w \cdot G \cdot Q_R(t_{Ri} - t_{Ro}) - u\{(t_{Ri} + t_{Ro})/2 - t_a\} \\ & - R, u = 6.0v^{1/2} + 10.1 \dots \dots \dots (14) \end{aligned}$$

したがって、

$$\begin{aligned} t_{Ro} = & \{ (c_w \cdot G \cdot Q_R - u/2)t_{Ri} + u \cdot t_a - R \\ & - 10I \cdot \rho \cdot F(E + c_s|t_s|) \} / \{ c_w \cdot G \cdot Q_R \\ & + u/2 + 10I \cdot \rho \cdot F \cdot c_w \} \dots \dots \dots (15) \end{aligned}$$

3.10 省エネルギー効果 屋根消雪に対して自然熱利用によって節減した熱量と従来の加熱機による場合の熱量との比が省エネルギー効果 M である。したがって、屋根消雪の運転時間を x 、加熱機の燃料消費量を自然熱利用では C_{nat} 、従来の場合を C_{con} とすると式(12)、(13)から $t_{Do} \geq t_{To}$ のとき、次のとおりとなる。

$$\begin{aligned} M = & 1 - c_w \cdot G \cdot Q_{Do} \{ q_T(t_{To} - t_{To(\tau=0)})\tau/x \\ & + \eta_H(t_{Do} - t_{To})\{1 + q_T \cdot \epsilon_M/(\epsilon_M - \eta_M)\} \\ & + q_T(t_{Do} - t_{E0})\{\epsilon_M/(\epsilon_M - \eta_M)\} \\ & + C_{nat} \cdot J \cdot \eta_B \} / (C_{con} \cdot J \cdot \eta_B) \dots \dots \dots (16) \end{aligned}$$

なお、 $t_{Do} < t_{To}$ のときは式(16)において $t_{To} = t_{Do}$ とする。

4. フィールド試験結果および考察

4.1 降雪気象特性 平成元年度において長岡駅の屋根で観測した日降雪量(0:00~24:00)を図2に

図2 自然熱利用屋根消雪システム運転時の降雪量

示す。降雪日数33日における累計降雪量は224 cmで、平年より少ない。次に、日降雪時間と日降雪量との関係を図3に示す。平均日降雪量は6.8 cm、平均日降雪時間は5.0 hである。降雪強度(時間当たり降雪量)は短時間降雪より長時間降雪が大きい。一般に降雪は短時間降雪の繰返しが多く、寒波襲来の際に長時間降雪になる。

4.2 屋根消雪特性 長岡駅の屋根消雪の1日における消雪熱量と降雪量との関係を図4に示す。降雪量に対する単位屋根面積当たり消雪熱量は概略1.0 MJ/m²/cmである。

4.3 長期蓄熱特性 地下帯水層蓄熱に対する試験条件として夏季の注入温度は約25°Cと一定であるので、注入熱量は注入温水量に比例する。冬季にお

図3 日降雪時間と日降雪量との関係

図4 消雪熱量と降雪量との関係

図5 地下帯水層の蓄熱効率

るくみ上げ温度は平均約 18°C である。図 5 に蓄熱効率 η_{th} と注入温水量 $d_{\text{bi}} \cdot Q_{\text{bi}}$ との関係を示す。注入温水量の増加は蓄熱効果を高める傾向にある。

4.4 熱交換器の特性 蓄熱槽の増熱として使用した伝熱面積 12.76 m^2 の向流形熱交換器について、熱通過率を H 、伝熱面積を F として、 $H \cdot F / (G \cdot Q \cdot c_w)$ を関数として温度効率 η_H を図 6 に示す。冬季における水量は熱源水が $60 \text{ m}^3/\text{h}$ で、温められる循環水は $40 \text{ m}^3/\text{h}$ である。この場合、温度効率は 52% である。

4.5 電動ヒートポンプの特性 電動ヒートポンプの成績係数と熱源水温度との関係を図 7 に示す。成績係数は、負荷の大きい $8 \sim 13^{\circ}\text{C}$ の温度域では 7.5、負荷の小さい $14 \sim 16^{\circ}\text{C}$ の温度域では 7.0 以下となる。次に、圧縮機効率 η_M は冷媒サイクルの成績係数とヒートポンプの成績係数との比で表される。圧縮機熱効率と熱源水温度との関係を図 8 に示す。圧縮機熱効率は、 $8 \sim 13^{\circ}\text{C}$ の温度域では 70~50% を示すが、

図 6 向流形熱交換器の温度効率

図 7 ヒートポンプ成績係数と熱源水温度との関係

図 8 圧縮機効率と熱源水温度との関係

$14 \sim 16^{\circ}\text{C}$ の温度域では温度制御として冷媒流量を絞るので 50% 以下に低下する。

4.6 短期増蓄熱特性 蓄熱槽の水温は、熱交換器とヒートポンプの増熱で上昇する。また、熱供給を停止すると埋設されている蓄熱槽の壁からの放熱で水温が下がる。気温 -1°C における水温上昇と気温 5°C における水温降下を図 9 に示す。試験値と計算値は、水温上昇に対してはほぼ等しいが、水温降下に対しては計算値が気温を一定としているので時間経過につれて試験値よりやや低い。

4.7 自然熱利用度 屋根消雪において降雪時に負担する自然熱の熱量について日降雪量を関数として図 10 に示す。屋根の単位面積当たりの消雪に利用可能な蓄熱槽の蓄熱量は $3.1 \text{ MJ}/\text{m}^2$ であり、熱交換器とヒートポンプは出力から $0.11 \text{ MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ となる。蓄熱槽は次の降雪までに蓄熱を完了しておく必要があるが、平成元年度の降雪気象の場合は早めの降雪到来が多かったため試験値は自然熱利用可能な最大値の 50~70% を示す。

5. 省エネルギー効果

5.1 自然熱利用屋根消雪システム運転事例 運転事例として 7 日間の連続降雪における日降雪量、そ

図 9 蓄熱槽の水温の上昇、降下の特

図 10 自然熱の消費量と日降雪量との関係

図 11 降雪量，加熱機・自然熱分担保，省エネルギー率

の場合の運転時の加熱機と自然熱の分担保，そして省エネルギー率を図 11 に示す。ここでは当日の朝 8 時から翌日の 8 時までを 1 日とした。自然熱利用システムの稼動はその日の前日(1989.12.28)に開始した。最初の 2 日間は日降雪量が 1~2 cm で降雪時間が 1~2 h であり増熱時間が確保できたため省エネルギー率 34%，61%を得た。その後の 3 日間は数少ない異常降雪となり，日降雪量の約 10 cm に対して日降雪時間が 6~10 h 続いたので蓄熱能力，増熱時間が不足し，省エネルギー率は 42，21，5%と低下した。次の 2 日間は日降雪量が 4~6 cm，降雪時間が 3~5 h であり，省エネルギー率は 42，38%となり，7 日間の平均で 35%の省エネルギー率を示した。このことは連続降雪負荷に対し無降雪時に蓄熱槽，熱交換器，ヒートポンプが機能し増蓄熱を行い，降雪時には屋根消雪の省エネルギーに寄与していることを示す。

5.2 冬期間を通じた省エネルギー効果 加熱機熱効率 85%，電力の熱換算 $1 \text{ kW} = 10\,256 \text{ kJ/h}$ として，自然熱利用屋根消雪システムを運転したときの実験とシミュレーションから得た結果を表 2 に示す。表 2 は，自然熱利用システム稼動中の 968 h について図 11 に示した方法で試験データを整理したが，ヒートポンプの故障などによるシステムの無稼動時の 216 h については自然熱利用屋根消雪システムを運転しているものとして，式(1)~(16)に気象データ(気温，降雪量，風速)，各コンポーネントの入口温度，その特性(図 4，図 7~9)を入力し，10 min 刻みて各コンポーネントの出力温度を求め，順次シミュレーションを行い，システムの状態値を求めた。その結果，冬期間を通じ

表 2 自然熱利用屋根消雪システムの省エネルギー効果

Day and time of snow fall	Cumulative snow fall height (cm)	Estimated energy for snow-melting			New system energy consumption		Effect for energy saving (%)
		Total energy converted in fuel (GJ)	Heat energy (GJ)	Natural energy (GJ)	Fuel for Heater (L)	Electric power converted in fuel (kWh)	
(d)	(cm)	(GJ)	(GJ)	(GJ)	(L)	(kWh)	(%)
33	224	4,484	2856	1628	81,065	53,240	26
164		127,294				13,176	

た省エネルギー効果は，年間累計降雪深 224 cm の屋根消雪に必要な熱量 4 484 GJ に対する燃料は 127 294 L であり，一方，自然熱利用システムにおけるエネルギー消費量として加熱機燃料 81 065 L と電力量 53 240 kW・h に相当する燃料 13 176 L が得られたので，省エネルギー効果は 26%となる。

6. 結 論

(1) 広大な屋根の散水消雪に対し，省エネルギー化を図るため夏季に駅空調の排熱を利用して温水を作り，これを地下帯水層に蓄熱し，冬季にくみ上げ，熱交換器とヒートポンプで熱回収と増熱を行い蓄熱槽にためておき，降雪の際に気象に対応して高効率で運転を行う自然利用屋根消雪システムを構築した。

(2) 自然熱利用屋根消雪システムにおけるコンポーネントに対し，それぞれについて状態式を導き，これを運転シミュレーションに用いると共にフィールド試験と併せて省エネルギー効果を示す要因を明確にした。

(3) 屋根消雪に対する自然熱利用システムについて使用条件下で試験を行い，降雪気象特性，屋根消雪特性，地下帯水層蓄熱効率，熱交換器温度効率，ヒートポンプ成績係数，蓄熱槽の蓄放熱特性を求めた。また，このシステムは冬期間を通じて 26%の省エネルギー効果が得られた。

文 献

- (1) 梅宮・佐々木，地下帯水層蓄熱法におけるコロイドダム工法，機論，54-507，B(1988)，3238。
- (2) 青木・服部・氏家，下面加熱による融雪に関する研究，機論，53-495，B(1987)，3352。
- (3) 豪雪地帯の現状と対策—新しい雪国の創造に向けて—，(1985-7)，国土庁地方振興局。
- (4) 上越新幹線工事誌(大宮-新潟間)，(1984-3)，日本鉄道建設公団。