ＩＳＳＮ　0386-5878
土木研究所資料第 3935 号

土木研究所資料

蓄熱技術を活用した消融雪設備に関する研究

平成 16 年 2 月

独立行政法人　土木研究所
技術推進本部　先端技術チーム

Copyright © (2004) by P.W.R.I.

All rights reserved. No part of this book may be reproduced by any means, nor transmitted, nor translated into a machine language without the written permission of the Chief Executive of P.W.R.I.

この報告書は、独立行政法人土木研究所理事長の承認を得て刊行したものである。したがって、本報告書の全部又は一部の転載、複製は、独立行政法人土木研究所理事長の文書による承認を得ずしてこれを行ってはならない。

参考文献

1) 土木研究所資料第 3749 号新熱源を利用した道路消融雪技術の検討　都市部における道路消融雪への未利用エネルギー活用検討（その１：フィージビリティ・スタディ）、（独）土木研究所、2000

2) 未利用エネルギー活用ガイドブック、（独）新エネルギー・産業技術総合開発機構（ＮＥＤＯ）、1998

3) 蓄熱式空調システム基礎と応用、（社）空気調和・衛生工学会、1995

4) 蓄熱技術－理論とその応用　―第Ｉ編―「蓄熱技術概論、顕熱蓄熱」、（社）化学工学学会、1996

5) 蓄熱工学１基礎編、森北出版（株）、1995

6) 産業用ヒートポンプ、（財）省エネルギーセンター、1991

7) 新編　防雪工学ハンドブック、（社）日本建設機械化協会、1988

8) 道路防雪便覧、（社）日本道路協会、1990

9) 路面消・融雪施設等設計要領、建設省北陸地方建設局道路部、2000

10) 冬期路面対策事例集、（社）雪センター、1997

土木研究所資料
第3935号2004年2月

蓄熱技術を活用した消融雪設備に関する研究

先端技術チーム　主席研究員　吉田　正
（元）機械研究室　室　　長　江本　平*
（元）機械研究室　室　　長　村松　敏光**
（元）機械研究室　主任研究員　持丸　修一***
研　究　員　平下　浩史
研　究　員　山口　崇
（元）機械研究室　技　　官　水上　紀明****
（元）交流研究員　土屋　慶恭*****

要　旨：

近年、未利用エネルギーを消融雪設備の熱源に利用することが、ランニングコストの低減、環境負荷の軽減から注目されている。しかし、未利用エネルギーは、温度や熱量に時間変動があり、利用可能な熱量が一定でない特徴があり、必要な時に熱量を十分に確保できない場合がある。

そこで、蓄熱技術のもつ熱の需給の時間的なズレや量の違いを調整する機能に着目して、消融雪設備への蓄熱技術の導入について検討を行った。

具体的には、未利用エネルギーの熱源としてのフィージビリティ調査と消融雪設備における蓄熱技術の導入効果の検討を行い、継いで消融雪設備で蓄熱技術を有効に活用するための効率的な熱の運用を可能とするシステム構成と制御方法について検討を行った。

本資料では、これらの成果を消融雪設備に蓄熱技術の導入を検討する際の参考となる基礎的な資料として、主要機器の設備規模の算定方法などについて、とりまとめた。

キーワード：消融雪設備、蓄熱技術、未利用エネルギー、蓄熱槽、ヒートポンプ

*現　九州地方整備局　九州技術事務所　所長
**現　近畿地方整備局　近畿技術事務所　所長
***現　関東地方整備局　霞ヶ浦導水工事事務所　機械課　課長
****現　関東地方整備局　京浜河川事務所　機械課　技官
*****現　株式会社荏原製作所

ま え が き

我が国の積雪寒冷特別地域（２月の積雪の深さの最大値の累年平均が５０ｃｍ以上または１月の平均気温の累年平均が摂氏０度以下）は、国土面積の約６割を占め、全人口の約２割の人々がこの地域で生活している。この地域における物流や人の移動の９０％以上は道路に依存しており、冬期はさらにその依存度が高くなる。そのため、冬期道路交通の確保は、社会・経済活動の基盤を維持するために重要な課題であり、除雪・防雪等に大きな努力が払われている。

冬期道路交通の確保のため除雪を行う方法は、大きく分けて機械除雪と施設による除雪方法に大別される。施設による除雪方法の一つである消融雪設備は、道路に常時設置される設備であり、そのため機械除雪作業に比べ、初期降雪に対して迅速な対応が可能である。さらに、機械除雪作業の様に一般交通を妨害することもなく、円滑な冬期道路交通を確保できる。また、歩道等における冬期バリアフリーへも容易に対応できるという特徴を有している。

この設備には、地下水等を路面に直接散水する散水融雪設備と電熱線や温水配管によって路面を温める無散水融雪設備の２種類がある。散水融雪設備は、地下水枯渇による地盤沈下の発生により条例等で地下水の利用制限を受けることも少なくない。また、舗装面の劣化、気温が氷点下時の路面凍結等の問題も懸念される。一方、無散水融雪設備は熱源の種類を選択することで場所の制限を受けることなく整備することが可能である。その反面、建設コスト、維持管理コストや電力等の消費エネルギーが厖大なものになる点に課題を有している。

そこで、近年、消融雪設備の維持管理コストの縮減や環境負荷の低減を目的として、その熱源に未利用エネルギー（太陽光、太陽熱、風力、地熱、下水熱など）を利用することが着目されている。しかし、一般的にこれらのエネルギーは、季節や時間帯、天候によって、温度や熱量などに変動があり、利用可能な熱量が一定でない特徴を有している。そのため、降雪時に必ずしも融雪に必要な熱量を十分に確保できない場合がある。このため、熱源の安定化と熱量不足時の補給を可能とする技術として蓄熱技術を消融雪設備へ適用する試みが、いくつかの施設で実施されている。しかし、これらの試みは、蓄熱技術のもつ熱需給量の調整能力に着目した個別事例にとどまっている。また、維持管理コストは縮減されるが、熱源設備の建設費を増大させる場合もあり、建設と維持管理を併せたトータルコストを縮減することが望まれている。

このような背景から、本研究では未利用エネルギーを利用した消融雪設備へ蓄熱技術を導入し、消融雪設備のトータルコストを縮減することを目的に、蓄熱技術の消融雪設備における有効活用について検討を行った。検討にあたっては、主に以下の項目について調査、分析、実験を行った。

・未利用エネルギーの熱源としてのフィージビリティ調査[1)]
・消融雪設備における蓄熱技術の導入効果の明確化
・蓄熱技術を活用した消融雪設備の効率的な熱運用の検討

本資料は、消融雪設備に蓄熱技術の導入を検討するときに、これらの研究成果が活用されることを目的として、研究成果を消融雪設備への蓄熱技術導入の基礎的な資料として、主要機器の設備規模の算定方法などをとりまとめた。

目　次

まえがき

第１章　総則　1
　１－１　目的・・・

第１章　総　則

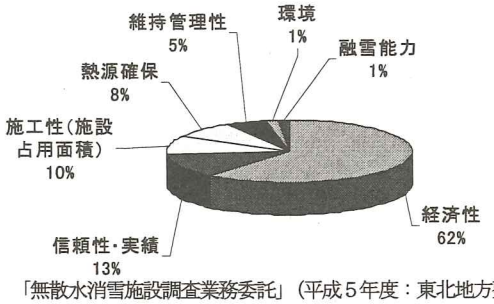
１－１　目　的

本資料は、積雪寒冷地における消融雪設備へ蓄熱技術の導入を検討する際に、蓄熱技術の機能とその効果並びに課題を適切に見極め、その計画・調査・設計に資することを目的として、これまでに行った消融雪設備の蓄熱技術についての調査･検討･実験の成果を消融雪設備の蓄熱技術に関する基礎的な資料として、主要機器の設備規模の算定方法などをとりまとめたものである。

＜解説＞

全国の無散水消融雪設備の施設管理者を対象に行ったアンケート結果を元に課題を分類した結果を図１－１に示す。結果は、その６割が経済性に関する事項であった。また、無散水消融雪設備の設置状況は図１－２に示すとおり、設備の９割近くが人口密集地域に集中している。

これらより、イニシャルコストとランニングコストの合計であるトータルコストが縮減できる都市部で導入可能な消融雪設備が望まれていることがわかる。



「無散水消雪施設調査業務委託」（平成５年度：東北地方整備局）を基に作成

図１－１　既存消融雪設備の課題

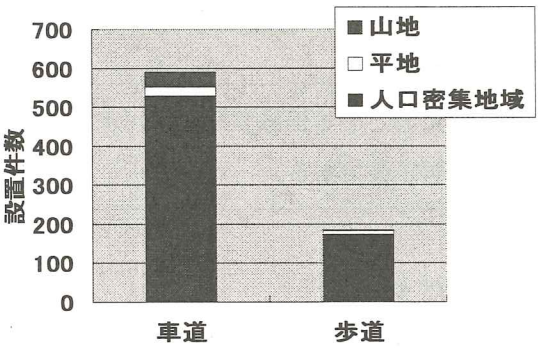


図１－２　無散水消融雪設備設置状況

代表的な無散水消融雪設備のコスト比較を図１－３（コストの算定根拠は添付資料を参照）に示す。コスト比較の算定条件は融雪面積 2,000 ㎡、170W/㎡である。また、ランニングコストの算定期間は、機器の耐用年数を考慮して１５年としている。

図１－３の中で、一般的に採用されているのは、電熱線方式とボイラー方式である。これらの方式は、エネルギー密度の高い化石燃料を熱源とすることから、設備がコンパクトで大きな熱出力が得られる。しかし、必要な熱を全て化石燃料で賄う事から、燃料の消費量が多くなりランニングコストが高く、多くの温室効果ガスを排出するため環境にやさしくない設備となっている。

そこで、近年、ランニングコストの縮減や環境負荷の低減を目的として、熱源に未利用エネルギーを利用することが着目されている。しかし、地中熱、空気熱等を利用した未利用エネルギーを熱源とした消融雪設備は、化石

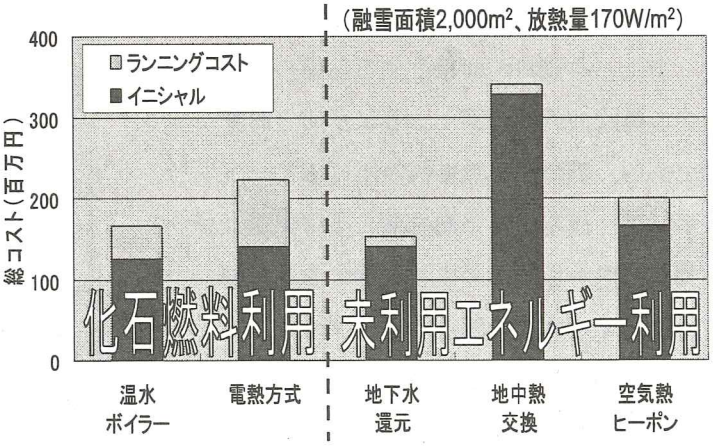


図１－３　既存無散水融雪設備のコスト比較

燃料を熱源とした設備に比べ、ランニングコストは低いがイニシャルコストが一般に高い傾向を示す。

これは、必要とする設計熱量に対して、化石燃料はエネルギーを容易に確保できるのに対し、一般的に未利用エネルギーは薄く広く存在しており、季節や時間帯、天候によって温度や熱量などに変動があり、利用可能な熱量が一定でないため設備側で十分な熱を採取・供給できるように手当てする必要があるためである。したがって、未利用エネルギーを熱源として利用するには、熱源の安定化と熱量不足時の補給を可能とし、イニシャルコストを縮減できる技術が望まれていることが分かる。

以上の分析の結果から、都市部に設置可能でトータルコストを縮減できる設備を目的に、未利用エネルギーを熱源に利用した無散水消融雪設備への蓄熱技術の導入について検討を行った。本資料は、これらの研究成果が消融雪設備の蓄熱技術の導入検討に活用されることを目的として、基礎的な資料として、主要機器の設備規模の算定方法などをとりまとめたものである。なお、本資料でとりまとめた主要機器の算定方法などは、研究の成果をとりまとめたものではあるが、実際の消融雪設備において設計への適用ならびに検証には至っていない。したがって、本資料を活用される場合は、その点を踏まえて十分な検討を実施されたい。

１－２　対象範囲

本資料が対象とする消融雪設備は、未利用エネルギーを熱源としたヒートポンプと蓄熱技術を用いた無散水消融雪設備である。

＜解説＞

（１）対象とする設備

消融雪設備の種類は、図１－４に示すとおり大きく分けて散水消融雪設備と無散水消融雪設備がある。本資料で対象とする消融雪設備の種類は、無散水消融雪設備の放熱管方式である。ただし、対象とする設備は、無散水消融雪設備の放熱管方式のうちヒートポンプと蓄熱技術を用いて未利用エネルギーを熱源とする設備とする。

また、本資料が対象とする設備のシステム構成の例は、図１－５に示すとおりである。熱源から熱を汲み上げるヒートポンプ、汲み上げた熱を蓄える蓄熱槽、蓄えた熱を放熱管の中を循環する不凍液に供給する熱交換器と各ポンプ及び三方弁、暖められた不凍液を循環させて道路や歩道の路面に熱を放熱し、雪を融かし

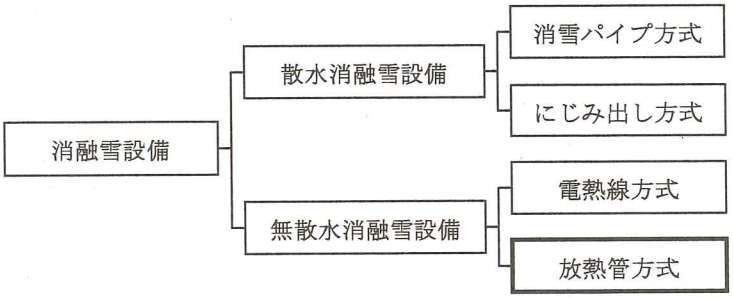


図１－４　消融雪設備の種類

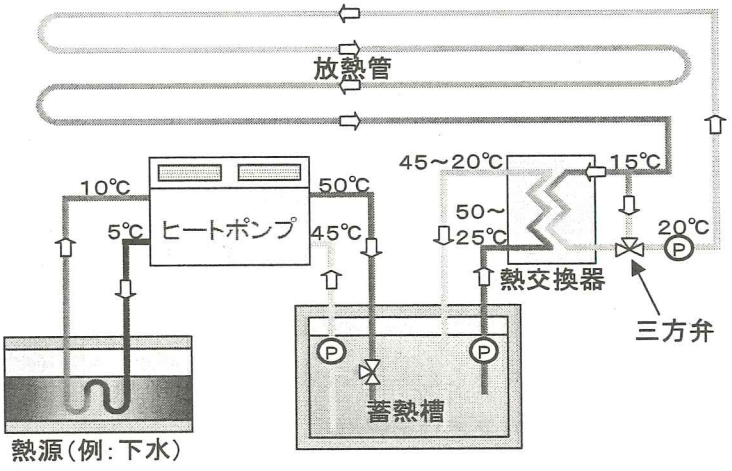


図１－５　対象設備のシステム構成例

たり、路面の凍結を防止する放熱管とポンプからなる無散水消融雪設備である。

表１－１　未利用エネルギー※1

区分		形　態	活　用　例
未利用エネルギー※2	自然エネルギー	太陽エネルギー	太陽光発電、太陽熱利用冷暖房・給湯
		風力エネルギー	風力発電、風力熱変換
		水力エネルギー	水力発電
		海洋エネルギー	波力、潮力発電、海洋温度差発電
		地熱エネルギー	地熱発電、地熱利用熱供給
		温度差エネルギー	河川水・海水・湖水等温度差エネルギー利用熱供給
	リサイクルエネルギー	廃棄物エネルギー	ごみ焼却熱利用発電・熱供給、汚泥等焼却熱利用発電・熱供給
		下水熱エネルギー	未処理水・処理水・汚泥等温度差エネルギー利用熱供給
		群小都市廃熱	ビル廃熱・地下鉄・地下街廃熱・変電所・送電線廃熱利用熱供給
		工場廃熱	工場間熱融通、ＬＮＧ、冷熱利用発電・プロセス用熱供給、工場廃熱利用熱供給

※1「未利用エネルギー活用ガイドブック」[2)]pp.20 表 2.1-1 を基に作成　※2 広義の未利用エネルギー[2)]

（２）対象とする未利用エネルギー

未利用エネルギーとは、河川水、海水等の温度差や都市廃熱など、比較的身近にありながらこれまであまり利用されてこなかったエネルギーの総称である。広義には、自然エネルギーについて温度差エネルギーのみでなく、太陽光、風力等も加えた自然エネルギー全般とリサイクルエネルギーをあわせて未利用エネルギーとされる場合もある[2)]（表１－１参照）。

本資料の無散水消融雪設備の熱源の対象としている未利用エネルギーは、河川水などの温度差エネルギーや都市部の低温廃熱のようにエネルギー密度は低いが、熱の需要地に近くヒートポンプの熱源として使用することで活用が図ることが可能な未利用エネルギーである。

なお、ヒートポンプとは、外部から仕事を加えて低温の物体から熱を汲み上げて高温の物体へ移動させる機械である。圧縮式、吸収式、ケミカルヒートポンプなどの種類がある。圧縮式ヒートポンプは、圧縮機、凝縮器、蒸発器、膨張弁で構成される機械である（図１－６参照）。また、同じ加熱能力のヒートポンプとヒーターの消費電力量を比較すると、通常ヒートポンプはヒーターの３～５分の１の電力量で同じ加熱能力を得ることが可能であり、消費エネルギーが少なく、環境に優しい熱源設備である。

（３）対象とする蓄熱技術

蓄熱技術とは、エネルギーを熱エネルギーの形態で貯蔵する技術である。供給側で準備できる熱エネルギーと需要側で必要な熱エネルギーの量や時間にずれがある場合に、熱エネルギーを一時的に貯蔵することで需給のずれの調整に利用できる技術である。蓄熱方法には大きく分けて３つの方法がある。水などの蓄熱媒体の温度変化を利

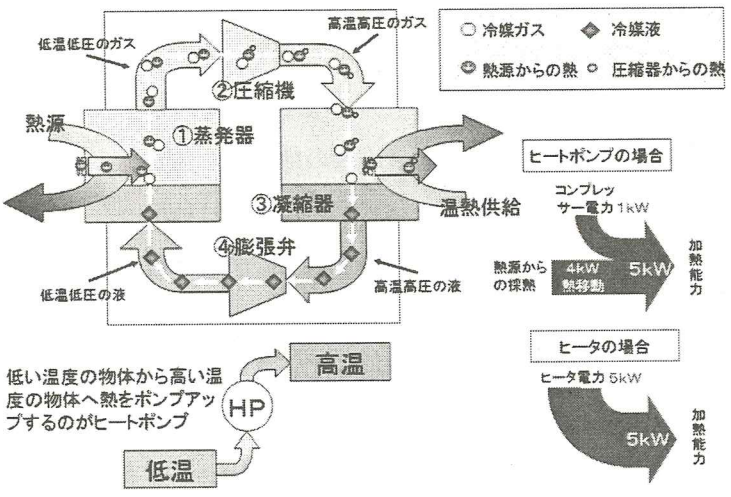


図１－６　ヒートポンプの特徴（圧縮式）

用して熱エネルギーを蓄える顕熱蓄熱、水と氷などの蓄熱媒体の固液間や気液間の相変化の潜熱を利用して熱を蓄える潜熱蓄熱、蓄熱媒体の化学反応による発熱・吸熱反応を利用して熱エネルギーを蓄える化学蓄熱である。簡便で施工実績が多い蓄熱方法は顕熱蓄熱であり、ビルの空気調和設備などで蓄熱媒体に水を用いた蓄熱技術が多く採用されている。なお、水は廉価で、単位体積当たりの熱容量が大きく、安全なため、中・低温の顕熱蓄熱の蓄熱媒体に適した物質である[3)4)5)]。

潜熱蓄熱と化学蓄熱は、顕熱蓄熱に比べると単位体積当たりの蓄熱容量が大きく蓄熱槽をコンパクトにすることが可能である。しかし、潜熱蓄熱は、熱移動速度が小さいため熱の出し入れが遅く、蓄熱媒体のコストがかなり高いことが課題となっている。また、最終的な蓄熱形態と言われている化学蓄熱は、蓄熱中の熱損失もないことから長期間の蓄熱に適している等、有望な蓄熱技術であるが、蓄熱媒体の価格が高いこと、蓄熱媒体が粉体或いは粒体の場合が多いため熱伝導性が極めて悪いことなどにより、実用化の段階には至っていない。そのため、本資料で対象とする蓄熱技術は、施工実績が多く廉価で安全な蓄熱媒体である水を用いた顕熱蓄熱としている。

１－３　蓄熱技術のメリット・デメリット

蓄熱技術は、熱エネルギーの需要と供給の量や時間のずれを調整するために利用される。未利用エネルギーは、低温でエネルギー密度が低く時間変動があり、不足・不安定という特徴を有するために有効に利用されずに廃棄されている。しかし、このような未利用エネルギーを蓄熱技術を活用することで有効かつ安定的に融雪用熱源として利用可能とすることができる。

蓄熱技術を消融雪設備へ導入することによるメリットとデメリットを以下に示す。

・メリット	・デメリット
熱源設備の小型化による建設費縮小	蓄熱槽の建設による建設費増大
融雪必要熱量の安定供給	蓄熱槽からの熱損失
未利用エネルギーの利用促進	蓄熱槽の設置場所の確保

＜解説＞

（１）融雪必要熱量の安定供給

降雪は一定かつ連続するものではない。そのため未利用エネルギーを消融雪設備の熱源とした場合、降雪のない時間帯の未利用エネルギーは利用されることなく廃棄され、採熱量以上の融雪負荷が必要な降雪時には熱が不足し残雪が発生することとなる。そこで、融雪に利用していない降雪の合間の熱を蓄え、その熱を融雪必要熱の不足する時間帯に利用することを可能とする蓄熱技術を導入する。これにより、取得可能熱量の不安定な未

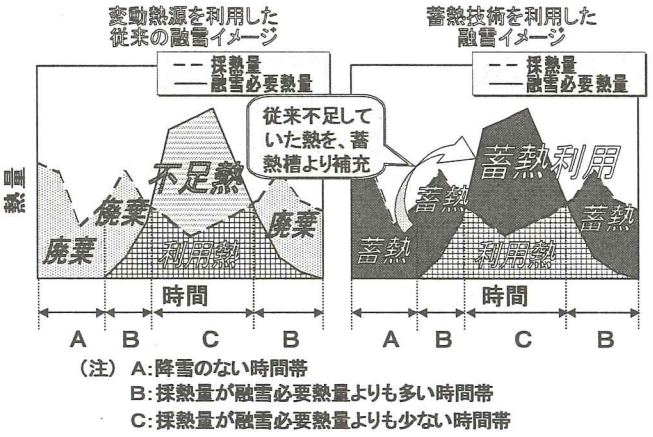


図１－７　融雪必要熱量の安定供給

利用エネルギーを用いた場合でも、安定した熱の供給が可能となる。

具体的には、図１－７に示すとおりである。グラフの縦軸を熱量、横軸を時間に設定すると、熱源（未利用エネルギー）からの採熱量は破線のように変動する。

この図１－７を３つの時間帯に分類する。時間帯毎の特徴は、従来の融雪イメージ（非蓄熱式）を表している左のグラフにおいて、時間帯Ａでは、熱源より採熱が出来るものの、降雪がない。従って、その採熱された熱は利用されることなく自然界へ廃棄される。また、時間帯Ｂでは降雪があるため、採熱の一部を融雪に利用できる。しかし、余った熱は利用されることなく、自然界へ廃棄される。一方、時間帯Ｃでは、採熱量の少ない時間帯であり融雪必要熱量が採熱量を上回り熱が不足し、完全に融雪できない。

そこで、蓄熱技術を利用した融雪イメージを表している右のグラフでは、時間帯Ａ、Ｂで利用されなかった熱を蓄熱し、その熱を採熱量が不足した時間帯Ｃで利用する。

これにより、採熱量の不安定な熱源を用いて、安定した融雪が行え、さらに、従来利用することなく廃棄していた熱を有効に利用することが出来る。

（２）熱源設備の小型化

蓄熱技術のもう１つの導入効果は、熱源から熱を採取する設備（ヒートポンプなど）の小規模化である。（図１－８参照）

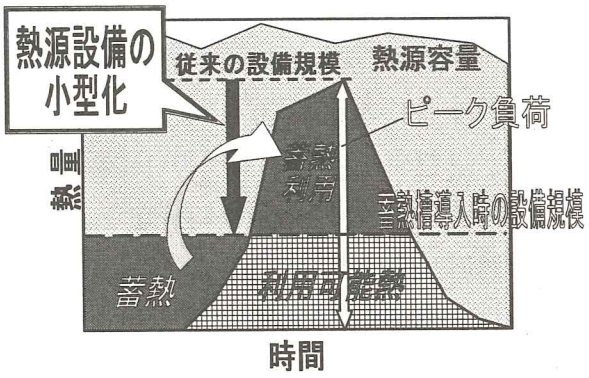


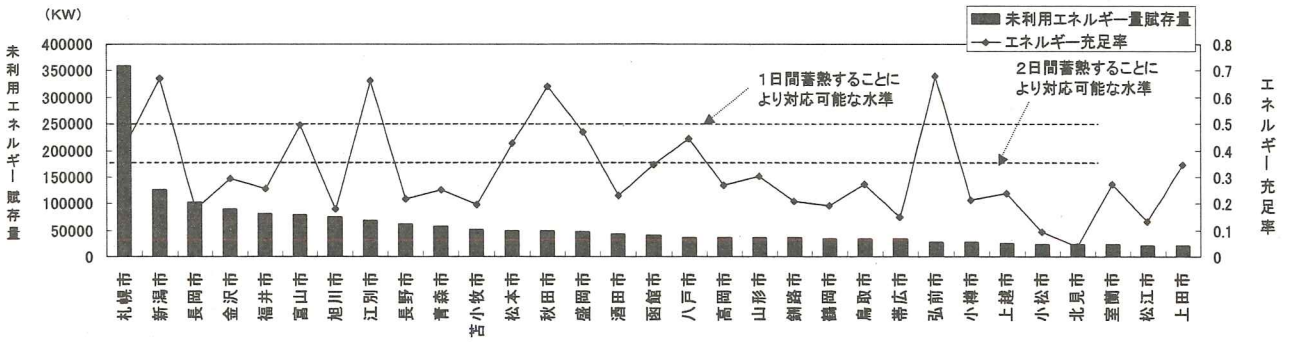
図１－８　熱源設備の小型化

従来のシステム（非蓄熱式）では、熱源から採取した熱を直接融雪に使用している。このシステムでは、降雪量に応じて融雪に必要な熱量の供給をまかなうために、降雪ピーク時の負荷(熱量)をまかなえる容量の熱源と、熱源設備を必要とする。一方、蓄熱技術を導入したシステムでは、蓄熱槽が熱の需要供給の調整機能を果たすため、熱源からの採熱と降雪に伴う放熱管への熱供給を別々に取り扱うことが可能である。そのため、熱源設備は降雪の有無とは直接的に関係なく、熱源（未利用エネルギー）と蓄熱槽の状態に合わせて、熱源から熱を採取し、採取した熱を蓄熱槽に蓄える。また、降雪時には、熱源の容量や熱源設備規模に関係なく、融雪に必要な熱量を蓄熱槽に蓄えた熱エネルギーから供給することが可能となる。したがって、熱源設備の規模をピークの降雪負荷に合わせる必要がない。よって、図中の下向き矢印に相当する小規模化が図れ、コストダウンが可能となる。

（３）未利用エネルギーの利用の促進

積雪寒冷特別地域内の人口１０万人以上の３１都市における、未利用エネルギーの賦存量と最大降雪時の融雪に必要な熱量を試算し、都市単位というマクロなスケールで熱収支の分析を行った[1)]。

結果は、最大降雪時には３１の全ての都市で、融雪必要熱量を賦存量が賄うことが出来なかった。（図１－９参照）しかし、熱の充足率が１／３以上の都市が１１箇所も存在する。これは、融雪必要熱量を賦存量で賄うためには２日分の熱を蓄熱すれば融雪可能という裏付けになる。そこで、降雪のない日に蓄熱を行えば最大降雪時にも対応できる地域が多いものと推測できる。すなわち、蓄熱技術を用いることで、未



注）エネルギー充足率　＝　各都市に賦存する未利用エネルギー量　÷　消融雪に必要なエネルギー量

図１－９　未利用エネルギー賦存量とエネルギー充足率（最大降雪時）

利用エネルギーを消融雪施設の熱源として利用することが可能な地域が拡大し、未利用エネルギーの利用促進が可能となる。

次に、対象とした３１都市を１ｋｍのメッシュに分割し、メッシュ毎に賦存量と融雪必要熱量を試算し、主要道路を中心とした熱収支分析を行った。

図１－１０のメッシュ分析結果の例から融雪に必要な熱量を未利用エネルギーのみで賄えるメッシュは、ゴミ焼却場、下水処理場等のスポット的に大きな熱源が存在するメッシュ、下水の量が豊富で下水管渠から多く採熱できる都市部中心メッシュであることが分かる。なお、メッシュ分析の結果は、その他の都市についても同様の傾向を示している。その他の都市のメッシュ分析結果については、土木研究所資料第３７４９号新熱源を利用した道路消融雪技術の検討　都市部における道路消融雪への未利用エネルギー活用検討（その１：フィージビリティ・スタディ）[1)] を参照されたい。

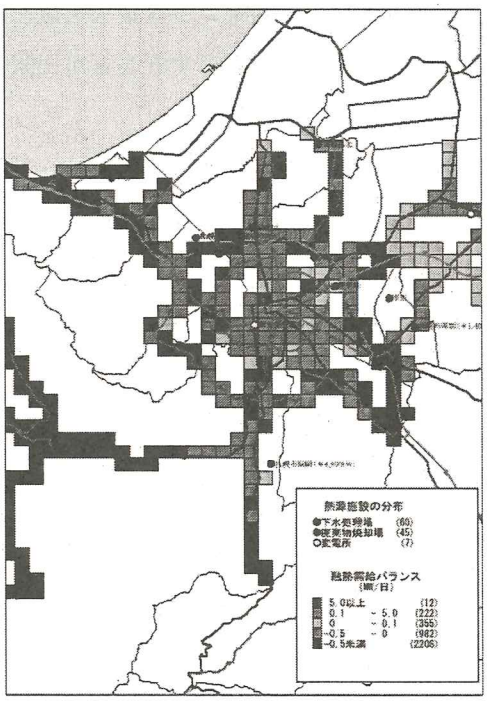


図１－１０　メッシュ分析結果の例

（札幌市、最大降雪時）



第２章　設置対象施設の条件整理

２－１　設置対象施設の調査

消融雪設備を設置する対象施設の調査は、蓄熱技術を活用した消融雪施設の計画・設計に必要な資料を得るために実施するもので、必要な調査項目は概ね次の通りである。

（１）対象施設の種類・構造

（２）対象施設周辺の状況

（３）交通量の状況

（４）除雪の計画・実態

（５）消融雪レベルの設定

（６）機器設置スペース

＜解説＞

消融雪設備を設置する対象施設の調査は、蓄熱技術を活用した消融雪設備に限らず消融雪設備の計画・設計をする上で必要な調査である。対象施設の諸条件とその周辺や交通量の状況を調査し除雪の計画・実態を把握して、対象施設の消融雪による管理水準を決める必要がある。

調査項目の（１）～（５）は、蓄熱技術を活用した消融雪設備に限らず一般的に消融雪設備の計画・設計をする上で必要な調査である。これらの種々の消融雪設備に共通する一般的な調査項目については、「新編防雪工学ハンドブック」[7]、「道路防雪便覧」[8]、「路面消・融雪施設等設計要領」[9] などの書籍を参照されたい。

（１）機器設置スペースの調査

蓄熱技術を活用した消融雪設備においては、蓄熱槽の設置スペースの確保が必要である。蓄熱槽の設置スペースに制約があると、蓄熱槽とヒートポンプなどの設計に大きな影響があるため、機器設置スペースの調査は重要である。

可能であれば蓄熱槽は地上設置がコスト面で望ましいが、道路を対象にした場合はスペースに制約があることが一般的である。その場合は地下埋設が可能か否かを検討する必要がある。

地下に埋設した場合は大がかりな断熱工法は必要ないが、掘削等のコストやメンテナンスを考えた構造とすることによるコスト増を想定する必要があり、地下埋設物の詳細な調査も必要となる。



２－２　気象条件の調査

気象条件は融雪必要熱量等の算出基礎となるもので、設備規模決定に大きく影響する。そのため調査は可能な限り詳細に行う必要がある。

消融雪設備を設置する対象施設の気象条件の調査項目は、概ね次のとおりである。

（１）降雪（時間降雪量）

（２）気温（時間気温、月平均気温、日最低気温の月平均）

（３）風速（月平均風速）

＜解説＞

消融雪設備を設置する対象施設の気象条件の調査は、設備規模の決定に大きく影響するため、その調査は可能な限り詳細に行う必要がある。

しかしながら、現地の気象データが長年に渡って存在することは希であり、その場合には近傍の気象観測所などのデータより推定する方法をとるのが一般的である。

（１）降雪（時間降雪量）

時間降雪量は、消融雪設備の能力を決める最も重要な調査項目であり、時間当たりの降雪量だけでなく連続降雪時間や降雪間隔時間も蓄熱槽やヒートポンプの規模を決定する重要な要素である。

時間降雪量データは少なくとも５年分[7) 8)]以上を収集することが望ましい。

現地の観測値が無い場合は、近傍の気象観測所のデータを収集して現地との相関を基に推定する（図２－１参照）。推定を行うためには、少なくとも一冬期の降雪量を現地で観測することが望ましい。

気象観測所などでの降雪量は、９、１５、２１時の３回／日の観測が一般的であるため、時間降水量データをあわせて収集し、時間降水量データを基に降雪量の観測データを按分し、時間降雪量データを推定することができる。

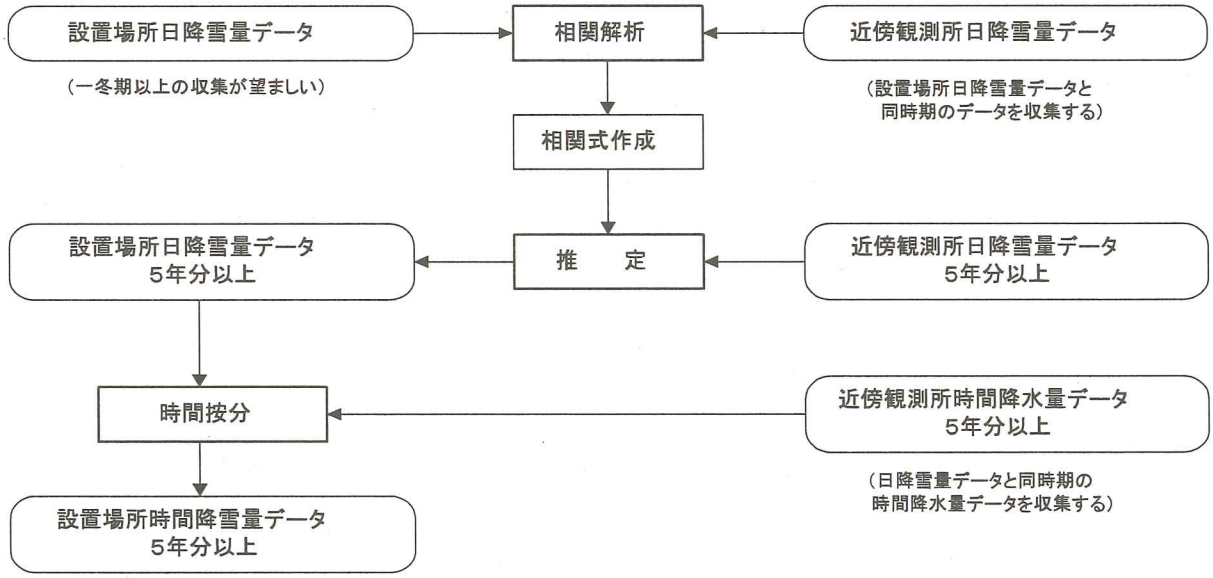


図２－１　時間降雪量推定フロー

（２）気温（毎時気温）

毎時間の気温について、5年分[7) 8)]以上のデータを収集することが望ましい。

現地の観測値が無い場合は、時間降雪量の推定と同様に近傍の観測所データを収集して現地との相関をもとに推定する。推定を行うためには、少なくても一冬期の気温を現地で観測することが望ましいが、一般的な気温低減率を用いて標高差に基づいて補正することでも一定の精度が期待できる。

（３）風速（毎時風速）

毎時間の風速について、5年分[7) 8)]以上のデータを収集することが望ましいが、現地の観測データが無い場合は、月別の平均風速について、5年分以上のデータを推定することが望ましい。

現地の観測値が無い場合は、時間降雪量の推定と同様に近傍の観測所データを収集して現地との相関をもとに推定する。このためには、少なくても一冬期の風速を現地で観測する必要がある。

ただし、風速は地形等に大きく影響を受け、時間毎の風速値は近傍の観測所との相関がよくないのが一般的である。このため近傍の観測所のデータからの推定は月別の平均風速に留め、時間単位のデータを近傍の観測所のデータより推定することは適当でない。

２－３　必要能力

消融雪設備を設計するために、設備を設置する対象施設の目的に合わせて適切に設定された消融雪レベルを満足する必要融雪能力と必要凍結防止能力を算定し、それらのうち大きい方を必要能力とする。

蓄熱技術を活用した消融雪設備の必要能力としては、単位時間当たりの負荷熱量の最大値に加え、連続負荷時間、負荷間隔時間、サイクル時間の負荷熱量の変動などを算定する必要がある。

＜解説＞

蓄熱技術を用いない電熱線方式やボイラー方式などの消融雪設備の場合は、融雪や凍結防止に使用する熱を熱源設備から直接放熱部に供給するため、熱源設備の稼働に制限がない限り連続して設計した最大の熱量を供給できる。したがって、連続して供給できる熱量の累積値に制限はなく、連続して融雪や凍結防止に供給できる熱量の合計は、必要能力を構成する要素として考慮する必要はない。したがって、必要能力として単位時間当たりの負荷の最大値を決定すればよかった（ボイラー方式の場合は、ボイラーの燃料タンク容量を累積負荷等から算定する必要がある）。

しかし、蓄熱技術を活用した消融雪設備においては、蓄熱槽に蓄えた熱を放熱部に供給して融雪や凍結防止を行うため、蓄熱槽に蓄えた熱量が無くなると所要の熱量を放熱部に供給することができなくなる。したがって、蓄熱技術を活用した消融雪設備においては、必要能力として単位時間当たりの負荷熱量の最大値に加え、連続負荷時間、負荷間隔時間、連続負荷時間と負荷間隔時間を合わせたサイクル時間における負荷熱量の変動を算定する必要がある。

熱損失などを考えなければ、サイクル時間全体での消融雪設備としてのトータル負荷からサイクル時間全体で負荷発生時にヒートポンプから供給できる負荷熱量を引いた負荷熱量の合計が蓄熱槽の熱容量となる。すなわち熱源からの採熱量より負荷熱量が大きいときの差の合計が蓄熱槽の容量となる。理想的なシステム

では、熱源からの採熱量より負荷熱量が小さい時の差の合計と蓄熱槽の熱容量は等しくなる。

単位時間当たりの負荷熱量の最大値は、熱交換器の熱交換能力、放熱管の構造やブライン温度、ブライン流量などの決定に必要なパラメータとなる。

連続負荷時間、負荷間隔時間、サイクル時間の負荷熱量の変動は、蓄熱槽の容量、ヒートポンプの能力の決定に必要なパラメータとなる。

なお、必要融雪能力と必要凍結防止能力の必要熱量の算定には、「新編防雪工学ハンドブック」[7]（以下、ハンドブック）、「道路防雪便覧」[8]（以下、便覧）、「路面消・融雪施設等設計要領」[9]（以下、要領）の書籍を参考とする。

$$q_{out}(t) = q_0(t)(1+q_d) \qquad (式２－１)$$

$$q_0(t) = q_s(t) + q_n(t) + A_r(q_e(t) + q_i(t)) \qquad (式２－２)$$

$$Q_{out} = \int_0^{T_{out}} q_{out}(t)dt \qquad (式２－３)$$

$q_{out}(t)$：時間tの必要熱量（W／m^2）
$q_0(t)$：時間tの上部放熱量（W／m^2）
$q_s(t)$：時間tの顕熱（W／m^2）
$q_n(t)$：時間tの融解熱（W／m^2）
$q_e(t)$：時間tの気化熱（W／m^2）
$q_i(t)$：時間tの対流輻射熱（W／m^2）
q_d：下部放熱率
A_r：自由面積比（普通 0.5～1.0として交通条件によっ て決める）
Q_{out}：必要負荷熱量の合計（ J／m^2）
T_{out}：サイクル時間（連続負 荷時間＋負荷間隔時間 ）　（ｓ）
t：サイクル時間 T_{out}内のある時間（ｓ）

下部放熱率の値は、消融雪施設を設置する対象施設によっても異なるが、ハンドブック、便覧、要領で示されている値を総合すると、０．１～０．５程度の値である。橋梁・高架部等の下部放熱が多い箇所で０．３～０．５程度、一般的には０．２～０．３程度とされている。詳細は、各書籍の該当個所を参照されたい。

２－３．１　必要能力の決定

必要融雪能力と必要凍結防止能力として算定したそれぞれのサイクル時間の負荷熱量の変動、負荷熱量の合計、サイクル時間、単位時間当たりの負荷熱量の最大値を基に、必要融雪能力と必要凍結防止能力を比較し、消融雪設備の設計に用いる必要能力を決定する。

＜解説＞

能力を比較する指標として、単位時間当たりの負荷熱量の最大値（q_{outmax}）、単位時間当たりの負荷熱量の

平均値（q_{outav}）、平均値を超過する負荷熱量の合計（Q_{st}）の３種類の指標を用いる。

（１）単位時間当たりの負荷熱量の最大値（q_{outmax}）は、蓄熱槽から放熱部への熱の供給能力を評価する指標である。

（２）負荷熱量の平均値（q_{outav}）は、熱源からの採熱量の平均値の下限値を評価する指標である。

$$q_{outav} = Q_{out} / T_{out} \qquad \text{（式２－４）}$$

（３）平均値を超過する負荷熱量の合計（Q_{st}）は、$q_{out}(t)$-q_{outav}>0 となる $q_{out}(t)$-q_{outav} の合計であり、蓄熱槽の熱容量の最大値を評価する指標である（図２－２参照）。

$$Q_{st} = \sum_{n=1}^{N} \int_{t_{n1}}^{t_{n2}} (q_{out}(t) - q_{outav})dt = \sum_{n=1}^{N} \int_{t_{n1}}^{t_{n2}} (q_{out}(t) - Q_{out}/T_{out})dt \qquad \text{（式２－５）}$$

N：負荷熱量が平均値を超過する時間帯の回数

t_{n1}：負荷熱量が平均値を超過するn回目の時間帯の開始時間（ｓ）

t_{n2}：負荷熱量が平均値を超過するn回目の時間帯の終了時間（ｓ）

これらの指標を用いて、必要融雪能力と必要凍結防止能力について、以下の内容の比較を行うことにより必要能力を決めることができる。

なお、各指標の添え字.s と.f は、それぞれが必要融雪能力、必要凍結防止能力の指標であることを表している。

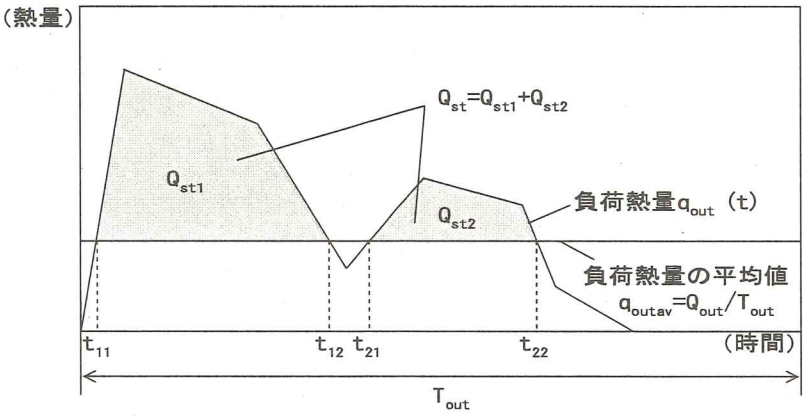


図２－２　平均値を超過する負荷熱量の合計

（１）$q_{outmax.f}$ と $q_{outav.s}$、$q_{outmax.s}$ と $q_{outav.f}$ の大小を比較する。

一方の単位時間当たりの負荷熱量の最大値がもう一方の単位時間当たりの負荷熱量の平均値以下になるということは、単位時間当たりの負荷熱量の平均値が大きい方の必要能力を設計に用いれば、単位時間当たりの負荷熱量の最大値が小さい方の負荷変動による熱運用がもう一方の熱運用に影響を与えることがないことを意味している。

したがって、

$q_{outmax.f} \leq q_{outav.s}$ のときは、消融雪設備の設計に用いる必要能力は、必要融雪能力とする。

$q_{outmax.s} \leq q_{outav.f}$ のときは、消融雪設備の設計に用いる必要能力は、必要凍結防止能力とする。

それ以外のときは、以下の比較を行い必要能力を決めることとする。

（２）$q_{outmax.s}$ と $q_{outmax.f}$ の大小を比較する。

単位時間当たりの負荷熱量の最大値は、蓄熱槽から放熱部への熱の供給能力すなわち消融雪設備の時間当たりの最大放熱量を意味することとなる。また、蓄熱技術を用いた設備では、蓄熱槽が熱の需給の調整を行うため熱の需要側と供給側の設備を独立して取り扱うことができるため、単位時間当たりの負荷熱量の最大値は負荷変動モデル（サイクル時間の負荷熱量の変動、負荷熱量の合計、サイクル時間）とは独立して決定することができる。

したがって、

$q_{outmax.f} \leq q_{outmax.s}$ のときは、消融雪設備の設計に用いる必要能力の単位時間当たりの負荷熱量の最大値は、必要融雪能力の単位時間当たりの負荷熱量の最大値とする。

$q_{outmax.s} < q_{outmax.f}$ のときは、消融雪設備の設計に用いる必要能力の単位時間当たりの負荷熱量の最大値は、必要凍結防止能力の単位時間当たりの負荷熱量の最大値とする。

$q_{outmax.s}$ と $q_{outmax.f}$ の差の大きさは、放熱量の制御幅の大きさに影響する。そのため、放熱量の制御方法を検討するときは、融雪と凍結防止の単位時間当たりの負荷熱量の最大値を十分考慮して検討する必要がある。

（3）$q_{outav.s}$ と $q_{outav.f}$ の大小を比較する。

単位時間当たりの負荷熱量の平均値は、熱源からの採熱量の平均値の下限値すなわち熱源の選定条件と熱源設備（ヒートポンプなど）の能力の下限値を意味することとなる。また、消融雪設備で蓄熱技術を活用する場合、熱源設備の能力を大きくすると蓄熱容量は小さくなる。そのため、単位時間当たりの負荷熱量の平均値の大きさで設計に用いる負荷熱量の変動モデルを決定する。

したがって、

$q_{outav.f} < q_{outav.s}$ のときは、消融雪設備の設計に用いる必要能力の負荷熱量の変動モデルは、必要融雪能力の負荷熱量の変動モデルとする。

$q_{outav.s} < q_{outav.f}$ のときは、消融雪設備の設計に用いる必要能力の負荷熱量の変動モデルは、必要凍結防止能力の負荷熱量の変動モデルとする。

$q_{outav.s} = q_{outav.f}$ のときは、$Q_{st.s}$ と $Q_{st.f}$ の大小を比較して、その大きい方の負荷熱量の変動モデルを消融雪設備の設計に用いる必要能力の負荷熱量の変動とする。

（4）$Q_{st.s}$ と $Q_{st.f}$ の大小を比較する。

（3）で決めた設計に用いる負荷熱量の変動モデルで設計する蓄熱容量が、もう一方の負荷熱量の変動モデルにおいても十分な蓄熱容量となるかを確認するために $Q_{st.s}$ と $Q_{st.f}$ の比較を行うこととする。

平均値を超過する負荷熱量の合計は、その計算に用いる負荷熱量の平均値により大きく変化する。すなわち消融雪設備で蓄熱技術を活用する場合、必要な蓄熱槽の熱容量は熱源からの採熱量（ヒートポンプの能力）とトレードオフの関係となる。そのため、$Q_{st.s}$ と $Q_{st.f}$ の比較においては、設計に用いる負荷熱量の変動モデルの q_{outav} で Q_{st} を再計算して比較する必要がある。

したがって、

$q_{outav.f} < q_{outav.s}$ かつ $Q_{st.s} < Q_{st.f}$ のときは、$Q_{st.f}$ を $q_{out.f}(t)-q_{outav.s}>0$ となる $q_{out.f}(t)-q_{outav.s}$ の合計として再

計算を行い、$Q_{st.s}$ と $Q_{st.f}$ の大小を比較する。再計算後の比較においても $Q_{st.s} < Q_{st.f}$ のときは、蓄熱量の余裕率 α に以下の計算結果を含める必要がある。

$$\alpha_{st} = Q_{st.f} / Q_{st.s} \qquad (式２－６)$$

$q_{0av.s} < q_{0av.f}$ かつ $Q_{st.f} < Q_{st.s}$ のときは、$Q_{st.s}$ を $q_{out.s}(t)-q_{outav.f}>0$ となる $q_{out.s}(t)-q_{outavsf}$ の合計として再計算を行い、$Q_{st.s}$ と $Q_{st.f}$ の大小を比較する。再計算後の比較においても $Q_{st.f} < Q_{st.s}$ のときは、蓄熱量の余裕率 α に以下の計算結果を含める必要がある。

$$\alpha_{st} = Q_{st.s} / Q_{st.f} \qquad (式２－７)$$

必要融雪能力と必要凍結防止能力の大きさを比較して必要能力を決定する基本的な考え方を示したが、融雪と凍結防止の負荷の発生は必ずしも全く独立した事象として互いの熱運用に影響を与えずに発生するものではない。また、蓄熱技術を活用する場合は、負荷発生の間隔や連続負荷の総量が設備規模の決定に大きな影響を及ぼす。したがって、両負荷の必要能力に大きな差がない場合には、ここで決定した必要能力では互いの負荷が複合して発生した場合に能力が不足することが懸念される。しかしながら、適切にしかも簡潔で合理的に両負荷を複合して負荷変動をモデルとして評価することは困難なため、設備の基本設計を進める上では必要がないと判断し、基本仕様を最終的に決定する時に消融雪設備の熱収支シミュレーションを用いて実際の気象データによる設備能力の確認を行い評価することとする。

２－４　必要融雪能力

必要融雪能力を算定する方法としてはいくつかの方法が考えられるが、本資料では計画降雪を定め、これにより求めることとする。

２－４．１　計画降雪

計画降雪は、計画降雪量、計画降雪量の時間分布、計画降雪の継続時間及び計画降雪の間隔時間の４要素で表すものとする。計画降雪を設定するにあたっては、気象条件の調査の結果を基に、消融雪レベルを満足するように適切に設定する。

＜解説＞

必要融雪能力の算定の基礎となる計画降雪は、計画降雪量（降雪継続時間における累積降雪量）、計画降雪量の時間分布、計画降雪の継続時間、計画降雪の間隔時間からなり、２－２気象条件の調査の結果を基に、２－１設置対象施設の調査の結果である消融雪レベルの設定を満足するように適切に設定する。なお、計画降雪を評価する方法としては、計画降雪の降雪量の降雪超過確率で評価することが考えられる。この評価は、計画降雪の降雪量について平均して降雪何回に１度の割合でその値を超過するかを示している。また、この

評価方法の子細な検討や検証は実施しておらず、簡便に評価する方法を今後の研究課題としている。

２－４．２　必要融雪能力の算定

必要融雪能力について、サイクル時間の融雪負荷の変動とサイクル時間の融雪負荷の合計は、それぞれ次式によって算定する。なお、連続融雪負荷時間と融雪負荷間隔時間は、計画降雪の計画降雪継続時間と計画降雪間隔時間に等しい。また、単位時間当たりの融雪負荷熱量の最大値は、サイクル時間の融雪負荷の変動から求める。

$$q_0(t) = q_s(t) + q_n(t) \qquad \text{（式２－８）}$$

$$Q_{out} = (1+q_d) * \int_0^{T_s} q_0(t)dt \qquad \text{（式２－９）}$$

$q_0(t)$：時間tの上部放熱量（W／m ^{2}）
$q_s(t)$：時間tの顕熱（W／m ^{2}）
$q_n(t)$：時間tの融解熱（W／m ^{2}）
q_d：下部放熱率
Q_{out}：計画降雪時の必要融雪 負荷の合計（J／m ^{2}）
T_s：サイクル時間（連続融 雪負荷時間＋融雪負荷 間隔時間）（s）
t：サイクル時間 T_s内のある時間（s）

＜解説＞

降雪時、絶えず全ての雪を瞬時に融雪し路盤を無雪状態に維持することは不経済なため、計画降雪時は路面全体が薄く雪に覆われることを許容することとする[9)]。よって、式２－２においてA_r=0として、式２－８を求める。

時間 tの顕熱

$$q_s(t) = c_s * \Delta\theta_s * S(t) * \gamma_s \qquad \text{（式２－１０）}$$

時間 tの融解熱

$$q_n(t) = J * S(t) * \gamma_s \qquad \text{（式２－１１）}$$

c_s：氷の比熱（J／（k g ・℃））
$\Delta\theta_s$：雪温を0℃まで高める温度（℃ ）
$S(t)$：時間tの単位面積当たりの計 画降雪量（m／（s・ m^2））
γ_s：雪の密度（k g／m ^{3}）
J：氷の融解潜熱 （J／ k g）

なお、氷の比熱、雪温を０℃まで高める温度、雪の密度、氷の融解潜熱の具体の数値については、ハンドブック、便覧、要領などを参考に設定されたい。

２－５　必要凍結防止能力

必要凍結防止能力を算定する方法としてはいくつかの方法が考えられるが、本資料では気温、風速、連続凍結防止時間、凍結防止間隔時間を定め、これらにより求めることとする。なお、サイクル時間の凍結防止負荷とサイクル時間の凍結防止負荷の合計は、それぞれ次式によって算定する。

$$q_0(t) = A_r\left(q_e(t) + q_i(t)\right) \qquad \text{（式２－１２）}$$

$$Q_{out} = (1+q_d) * \int_0^{T_f} q_0(t)dt \qquad \text{（式２－１３）}$$

$q_0(t)$:時間tの上部放熱量（W／m^2）
$q_e(t)$:時間tの気化熱（W／m^2）
$q_i(t)$:時間tの対流輻射熱（W／m^2）
q_d:下部放熱率
A_r:自由面積比（普通0.5～1.0として交通条件によって決める）
Q_{out}:凍結防止運転時の必要負荷熱量の合計（Ｊ／m^2）
T_f:サイクル時間（連続凍結防止時間＋凍結防止間隔時間）（ｓ）
t:サイクル時間T_f内のある時間（ｓ）

＜解説＞

降雪がない時でも、路面などの表面に水分があり気温が氷点下になる場合などには、路面を凍結させないために路面温度を０℃以上に保つ必要がある。必要凍結防止能力の算定の基礎となる気温、風速、連続凍結防止時間、凍結防止間隔時間は、２－２気象条件の調査の結果を基に適切に設定する。

凍結防止運転は、融雪などで発生した路面上の水分の凍結を防止する運転のため、融雪に伴う顕熱と融解熱は考え無い。また、必要能力を算定する上では、路面表面に雪は無いと考えて算定する。よって、式２－２において$q_s(t)$=0、$q_n(t)$=0、A_r=1として、式２－１２を求める。

時間 tの気化熱

$$q_e(t) = h_{fg}\left(0.00872 * V(t) + 0.0107\right)\left(4.70 - p\right) * 1.16 \qquad \text{（式２－１４）}$$

融雪水の気化熱

$$h_{fg} = 539 - 0.643(t_o - 100) - 0.000834(t_o - 100)^2 \qquad \text{（式２－１５）}$$

時間 tの対流輻射熱

$$q_i(t) = 290(0.00872 * V(t) + 0.0107)(t_o - t_a) * 1.16 \qquad \text{（式２－１６）}$$

h_{fg}:融雪水の気化熱（ｋｃａｌ／ｋｇ）
V(t):時間tの風速（m）
p:大気の蒸気圧（ｍｍＨｇ）
t_0:路面加熱状態温度（℃）
$t_a(t)$:時間tの気温（℃）

式（２－１４）、式（２－１６）の定数１．１６は、ｋｃａｌ／（m^2・ｈ）をW／m^{2}に変換するために、４，１８６．８Ｊ／ｃａｌを３，６００Ｊ／（Ｗ・ｈ）で除した数値である。

なお、大気の蒸気圧、路面加熱状態温度の具体の数値については、ハンドブック、便覧、要領などを参考に設定されたい。また、２ｍ／ｓよりも小さい風速については、計算に使用する値は２ｍ／ｓ[9]とする。

２－６　利用可能な熱源の調査

利用可能な熱源の調査は、消融雪設備で利用する熱源の温度、熱量などの特性を把握するために実施するもので、必要な調査項目は次の通りである。

（１）熱源媒体の温度（毎時温度）

（２）熱源媒体の量（毎時量）

（３）熱源媒体の発生時間

（４）利用可能熱量

（５）保守管理性（汚れ、腐食性など）

なお、調査する熱源によっては、地下水取水規制や水利権などの制度面での規制についても調査する必要がある。

＜解説＞

利用可能な熱源の調査は蓄熱技術を活用した消融雪設備に限らず消融雪設備を計画、設計する上で必要な工程であり、融雪に必要な熱量をどのような熱源から得られるか把握するために行う。

特に蓄熱技術を採用することで、利用が可能な時間や熱量が不安定なため、これまで利用できなかった未利用エネルギーを利用できる可能性が高くなる。

熱源調査の対象として考えられる未利用エネルギーは、地下水、河川水、海水、湖水、地中熱、工場排熱、清掃工場排熱、発電所排熱、温泉水排熱、下水熱、下水処理水などがある。また、これらのエネルギーが利用できない場合には、空気を熱源として採用することを検討する。

（１）熱源としての利用方法

一般に自然エネルギー系は熱源としての温度が低いためヒートポンプの熱源として利用される。ただし、採熱後に低温になった熱源の熱媒体が周囲環境に及ぼす影響を回避するため採熱できる熱量が制限される場合がある。また、自然エネルギー系の熱源は熱交換、熱輸送という工程を経て蓄熱されるため、経済性の観点から融雪場所に近い距離にあることが必要条件となる。

都市排熱系の未利用エネルギーで排熱温度が高い場合は、ヒートポンプを利用せずに熱交換器を介して蓄熱槽に直接蓄熱することが可能である。ごみ焼却排熱や工場排熱などは比較的温度が高く融雪用の熱源としては良質のものであるが、融雪場所との位置的な関係で利用できる場所が限られることが多い。

なお、熱源からの採熱量が豊富で安定しており必要熱量を十分賄える場合は、蓄熱技術を活用せずにヒートポンプや熱交換器を介して直接融雪に利用することも可能である。

（２）調査上の留意点

熱源としての利用可能性は、熱媒体の温度、量、発生時間、利用可能熱量などで判断できるが、保守管理

の観点から汚れや腐食性の程度についても調査を行なう必要がある。自然エネルギーは季節変動と時間変動を伴う場合が多く、最低１シーズンは調査期間を取ることが望ましいが、年単位での変動は比較的少なく過去に観測されたデータから推定することも可能な場合もある。

・地下水

地下水を利用する場合には、取水可能量、取水温度と水質を調査する。地下水の水温は年間を通して時間的にもほぼ一定であり、設計上は取水量も一定で取り扱いが可能となる。ただし、使用後に還水する場合には土砂によって還元井戸が目詰まりを起こし、長期にわたる利用が出来なくなる場合があるので計画には十分な留意が必要である。また、各地で地盤沈下の対策として、地下水の取水規制（工業用水法により１０都道府県、建築物用地下水の採取の規制に関する法律により４都道府県、条例に基づく地下水採取の規制等により２５都道府県３１０市町村。平成１５年９月現在）が行われており、規制の内容を十分把握しておく必要がある。

・地中熱

土壌を熱源とする場合には、土質の調査が必要となる。熱源として利用する場合、土質としては含水率が高く(飽和土)、地下水流があることが望ましい。含水率の低い火山灰などの土壌は熱伝導性が悪いため、熱源としての利用には不向きである。土壌との熱交換器としては、プラスチック配管を利用したＵチューブを用いた事例が多くある。

・河川水など

河川水、湖水や海水を熱源として利用する場合には、利用可能量は十分な場合が多く、水温と水質の調査が必要となる。これらの水温は季節的に変化し、表層部分では天候の影響で１日において時間的にも変化する。また、利用後の放水の水温低下が生態系に影響を及ぼさないよう年間の取水量と利用熱量、利用温度と温度拡散などについて事前に検討する必要がある。水利権や工作物の新築に伴う占用の許可が必要となる。また、海水を熱源として利用する場合には、海生生物の付着による熱交換器の効率低下、熱交換器や配管等の腐食対策とそれに伴うコストアップ、排水による温度拡散や水質低下などについて事前に検討する必要がある。

・下水処理、未処理水

下水処理、未処理水については、水量や水温の時間、曜日による変動、季節による変動などについて十分検討し、熱負荷とのバランスを調整する必要がある。下水道が雨水と合流式の場合には、雪解け時の水温低下に注意する必要がある。また、未処理水を利用する場合は、スライムやスケールなどによる熱交換器の汚れ防止対策が必要である。

・工場排熱など

都市排熱系の工場排熱、清掃工場排熱、発電所排熱、温泉水排熱などの未利用エネルギーについては、すべての調査項目について調査する必要がある。また、施設の定期点検や一時的な停止などで熱源を確保できないことがあるので、それらに関しても調査する必要がある。温泉水などを利用する場合にはスライムやスケールなどの熱交換器の汚れ防止対策が必要になる。

一般に、未利用エネルギーや自然エネルギーを熱源として利用する場合には、その温度が外気温度よりも

高いことが条件となるが、熱源機として汎用の水熱源ヒートポンプを利用する場合には熱原水温度15℃が標準設計温度となっているため、最低でも10℃程度以上の水温を有する熱源であることが望ましい。

（３）熱源の発生パターンと蓄熱槽の導入形態

蓄熱システムを計画する場合、蓄熱槽や熱源機の容量を決定するためには、熱源からの時間的な発生熱量を把握することが重要になる。

熱源からの発生熱量が降雪などの負荷に対して時間的に一部不足する場合は蓄熱槽の導入が有効になる。蓄熱槽の導入により熱源発生と降雪などの負荷の時間的な不一致や量的不足をカバーすることが可能となり、未利用エネルギーなどの熱源を十分活用することが可能となる。また、降雪などの負荷に対して熱源の供給可能な熱量が時間的にも十分大きな場合には、特に蓄熱槽の導入の必要性はないが、この場合でも蓄熱槽を導入することにより熱源機器の容量を小さくすることが可能であり、契約電力を低減することもできるため、コストを低減できる可能性がある。

（４）データの入手方法

河川水や湖水については、国土交通省や地方自治体の事務所などでダムや河川、湖などの風向・風速・温度・湿度・雨量・気圧・水温などを観測している場合があり、これを利用することができる。

海水温度に関しては、気象庁海況統計資料や日本海洋データセンターの「海洋データ・情報の閲覧・提供サービス」(J-DOSS: JODC Data On-line Service System、URL:http://www.jodcgo.jp/service_j.htm)を利用して月平均値が得られるが、時刻別データは各地の水産試験場や港湾施設、水族館などで観測している場合があるのでこれを探すことが必要になる。

地下水の温度に関しては地上の気象変動の影響が及ばない不易層（地下10m以深）の地中温度とほぼ同じであり、年間ほぼ一定していることが知られている。

地中温度については、やや古いものの地下５m程度までの地中温度のデータとして、農林水産省と気象庁が全国104官署における1931-1970年の地温資料をまとめた文献（地中温度等に関する資料、農業気象資料第３号、農林水産省・気象庁、昭和57年３月）がある。この資料には、全国各地の月平均地温が深さごとに（おおよそ５m程度まで）表形式で掲載されている。

また、社団法人日本建築学会では、気象庁が全国 842 地点で観測を実施しているアメダス気象データの欠測やアメダスで未観測の日射量、湿度などの気象データを補足して、これを拡張アメダス気象データとしてCD-ROM で公開している。拡張アメダス気象データには、気温、絶対湿度、全天日射量、大気放射量、風向、風速、降水量、日照時間のデータが時刻別値で収録されている。これを基に、その使用方法と応用方法を紹介した解説書も発行されており（拡張アメダス気象データ、日本建築学会、2000 年１月）、この中で地中温度（深さ100mまで）や大気放射量の推定方法が紹介されている。

都市排熱としての工場排熱、清掃工場排熱、発電所排熱、温泉水排熱、下水熱、下水処理水などについては、各施設に問い合わせて入手するか、観測されていない場合は一定期間計測することが必要になる。また、これらの熱源の排熱量や温度は施設の利用状況に応じて変化することが予想されるため、施設の利用状況を調査して推定する方法も考えられる。

２－７　採熱量

未利用エネルギーを活用した消融雪設備を設計するためには、熱源からの採熱量を算定する必要がある。熱源からの採熱量を算定するためには、熱源として活用可能な未利用エネルギーの採熱量を熱源調査の結果から算定し、採熱変動の大きさ、熱源温度、熱源の媒体量および計画している融雪施設からの距離などを考慮して熱源とする未利用エネルギーを決定する必要がある。

＜解説＞

蓄熱技術を用いた消融雪設備においては、熱源として活用可能な未利用エネルギーの採熱量として単位時間当たりの採熱量の最大値、単位時間当たりの採熱量の最小値、採熱量のサイクル時間、サイクル時間の合計採熱量、サイクル時間の採熱量変動を算定する必要がある。

単位時間当たりの採熱量の最大値、単位時間当たりの採熱量の最小値は、採熱器およびヒートポンプの設計に必要なパラメータとなる。

採熱量について、サイクル時間の採熱量の変動とサイクル時間の合計採熱量は、それぞれ次式によって算定する。なお、採熱量のサイクル時間は、熱源調査結果から、また単位時間当たりの採熱量の最大値、単位時間当たりの採熱量の最小値は、サイクル時間の採熱量の変動から求める。

$$q_{in}(t) = c_{in} * \Delta\theta_{in}(t) * I(t) * \gamma_{in} \qquad \text{（式２－１７）}$$

$$Q_{in} = \int_0^{T_{in}} q_{in}(t)\,dt \qquad \text{（式２－１８）}$$

$q_{in}(t)$　：時間ｔの採熱量（W）
Q_{in}　：サイクル時間の合計採熱量（Ｊ）
T_{in}　：採熱量のサイクル時間（ｓ）
c_{in}　：熱源媒体の比熱（Ｊ／（ｋｇ・℃））
$\Delta\theta_{in}(t)$　：時間ｔの熱源媒体の温度－採熱後限界戻し温度（℃）
$I(t)$　：時間ｔの熱源媒体の量（m^3／ｓ）
γ_{in}　：熱源媒体の密度（ｋｇ／m^3）

なお、採熱後限界戻し温度とは、熱源媒体からヒートポンプなどで採熱後、温度が低くなった熱源媒体を熱源に戻す時の最低限界温度であり、熱源の条件により決められる温度である。例えば下水管の未処理水の場合であれば、下水の処理に悪影響を与えない最低温度であり、温度の決定には、熱源の管理者等との調整が必要である。

採熱量の時間変動は熱源によって異なるが、そのサイクル時間は多くの熱源で季節変動と１日の変動を併せ持つ傾向がある。また、本資料で対象とする消融雪設備は、１回の連続した融雪などの放熱負荷と次の連続負荷までの間隔を熱運用の１サイクルとするヒートポンプと蓄熱槽を用いた消融雪設備であり、帯水層蓄熱や土壌蓄熱などの技術を活用し夏期に蓄熱した太陽熱などの熱量を冬期の融雪に使用する熱運用の１サイクルが１年間になる通年運用の蓄熱システムを対象としていない。

従って、採熱量サイクル時間は１日とするか日変動がわずかな場合は定常として扱うこととする。また、サイクル時間の合計採熱量の変動が大きい場合については、降雪特性や管理水準及び施設稼働の多くが部分負荷運転になることなどを考慮して、適宜、冬期の最低値や平均値を用いて設定することとする。

２－７．１　熱源の選定

熱源として活用する未利用エネルギーの選定は、採熱量が計画している消融雪設備全体の必要な負荷熱量を賄うことが可能であることが必要条件であり、これを満たす熱源の中から採熱変動の大きさ、熱源温度、熱源の媒体の量、計画している融雪施設からの距離、熱源媒体の性質などを考慮して選定する。

＜解説＞

消融雪設備の熱源として活用できる未利用エネルギーの必要条件は、採熱量が必要な負荷熱量を賄えることである。すなわち、必要な負荷熱量のサイクル時間と採熱量のサイクル時間から設計対象の消融雪設備のサイクル時間を設定し、そのサイクル時間における設備全体での必要な負荷熱量を採熱量が上回る必要がある。式で示すと以下のとおりである。

$$n * Q_{in} \geq m * A * Q_{out} \qquad \text{（式２－１９）}$$

$$n * T_{in} = m * T_{out} \qquad \text{（式２－２０）}$$

A　：設計対象設備の消 融雪面積（m^2）

m　：$n * T_{in} = m * T_{out}$を満足する整数

n　：$n * T_{in} = m * T_{out}$を満足する整数

また、採熱量が大きい方が蓄熱槽容量とヒートポンプの能力を算定する場合に自由度があり経済性や蓄熱槽の設置スペースに柔軟な対応が可能となる。

採熱量変動は、ヒートポンプの運転効率を考えると定格運転での効率が良いため、変動は少ない方がよい。

熱源温度は、ヒートポンプの消費電力（圧縮機の能力）を考えると熱源の温度と蓄熱温度の差が小さい方が良いため、熱源としては熱量が同じなら温度が高い方がよい。

消融雪設備と熱源との距離は、熱輸送に伴う熱損失及び熱輸送に使用する動力を考えると近い方が良い。

熱源媒体は、採熱器の腐食やスケールの付着など維持管理のことを考慮して評価する必要がある。

なお、選定した未利用エネルギーの採熱量は、設計対象施設における熱運用モデルのうち採熱モデルの基本となる採熱可能熱量モデルとなる。

第３章　熱運用モデルの作成

３－１　熱運用モデル

蓄熱技術を活用した消融雪設備の設計を行う方法は、いくつかの方法が考えられるが、本資料では熱運用モデルを用いて蓄熱槽容量とヒートポンプの能力を算定することとする。

＜解説＞

熱運用モデルは、熱源からの採熱量と蓄熱槽の蓄熱量と放熱管からの放熱量の時間変化を表したもので、採熱モデルと蓄熱モデルと放熱モデルの３つのモデルからなる。放熱モデルは必要能力から設計対象施設の融雪面積を用いてモデルを作成し、採熱モデルは採熱量から採熱可能熱量モデルを作成後、採熱可能モデルの採熱量を上端値として放熱モデルの負荷を賄う採熱量を下限値として最適な採熱モデルを作成する。蓄熱モデルは、放熱モデルと採熱モデルを統合することでモデルを作成する。これらのモデルのサイクル時間は等しくなる様に設定し、熱運用モデルのサイクル時間とする。すなわち、T_h（熱運用モデルのサイクル時間）$= m * T_{out} = n * T_{in}$（$m$、$n$は整数）となる様に設定することが望ましい。

なお、本章で示す熱運用モデルは、理想的な熱運用モデルであり、次章以降で検討されるシステム構成や制御方法を反映したモデルへと設計を進めながら見直しを行い、設計対象施設の熱運用モデルを完成させることとなる。

以下に理想的な熱運用モデルの例を示す。

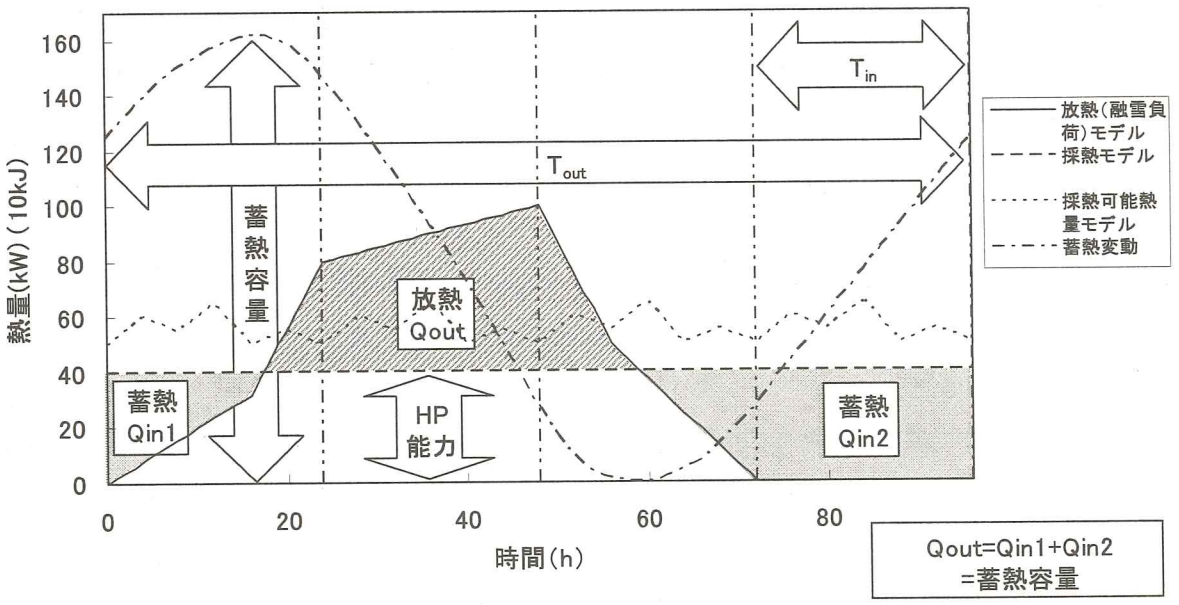


図３－１　熱運用モデルの例

採熱モデルのピーク値がヒートポンプの能力となり、蓄熱モデルのピーク値であり、Qout=Qin1+Qin2 が蓄熱容量の理想的な値となる。この値を初期設定値として次章以降の検討を行う。

３－１．１　採熱モデル

採熱モデルは、２－７で算定し、２－７．１で選定した熱源として活用可能な未利用エネルギーの採熱量を上限値として、熱運用モデルのサイクル時間の合計負荷熱量を賄え、かつヒートポンプの能力が最小となるモデルとする。このモデルは、設計を進める上での初期モデルである理想的な熱運用モデルの採熱モデルである。

＜解説＞

採熱モデルは、ここで作成したモデルを理想的な初期モデルとし、次章以降のシステム構成や制御方法の検討に活用し、検討の結果であるヒートポンプの制御方法や採熱器のシステム構成などを考慮した現実のモデルへと近づけていく。

３－１．２　放熱モデル

放熱モデルは、必要な熱量に設計している消融雪設備の消融雪面積を乗じてモデルを作成する。

＜解説＞

放熱モデルは、ここで作成したモデルを理想的な初期モデルとし、次章以降のシステム構成や制御方法の検討に活用し、検討の結果であるブラインの循環量と温度の制御方法や路盤の余熱運転による損失及び路盤下方へ損失を考慮した現実のモデルへと近づけていく。

３－１．３　蓄熱モデル

蓄熱モデルは、採熱モデルと放熱モデルを統合することで蓄熱容量を算出し、蓄熱量が負にならないようにサイクルの初期蓄熱量を設定して、採熱と放熱モデルからモデルを作成する。

＜解説＞

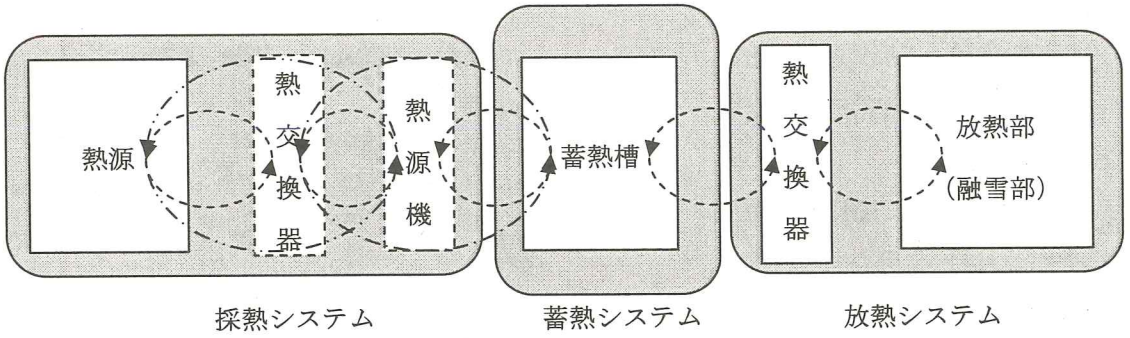
蓄熱容量（蓄熱槽の必要熱容量）は、放熱モデルの１サイクルにおける採熱モデルの単位時間あたり採熱量を上回る単位時間あたり放熱量の合計の熱量である。すなわち、放熱モデルの１サイクルにおいて、（単位時間あたり放熱量）－（単位時間あたり採熱量）＞０となる時の（単位時間あたり放熱量）－（単位時間あたり採熱量）の合計である。

蓄熱モデルは、ここで求められたモデルを理想的な初期モデルとし、次章以降のシステム構成や制御方法の検討に活用し、検討の結果である蓄熱層構造や蓄熱槽からの熱損失を考慮し、より現実のモデルに近づけた採熱モデルと放熱モデルを用いて蓄熱モデルを見直していくこととする。



第４章　システム構成の選定

蓄熱技術を活用した消融雪設備のシステム構成は、採熱システム、蓄熱システム、放熱システムから構成される。



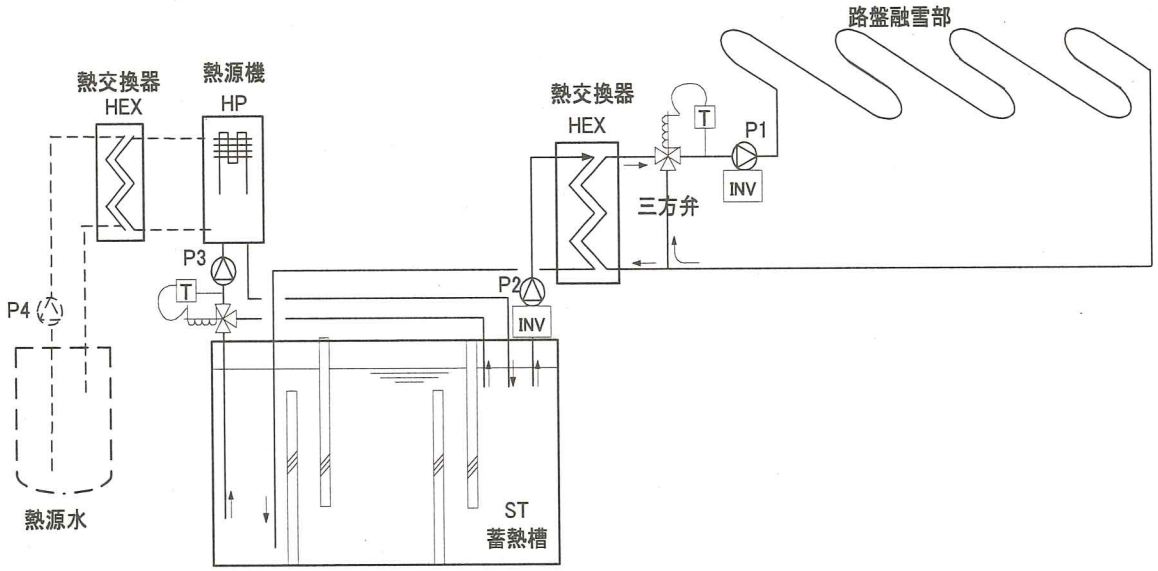


図４－１　蓄熱技術を活用した消融雪設備のシステム構成

４－１　採熱システム

採熱システムは、熱源から採熱し蓄熱槽へ熱を蓄える役割を持ち、熱源の温度レベルによって熱交換器で直接採熱する場合と、熱源機（ヒートポンプ）の熱源として利用する場合がある。

＜解説＞

採熱システムとしては、熱源の温度レベルによって熱源からヒートポンプを利用して採熱する場合と熱交換器で直接採熱する場合とがある。また、ヒートポンプを利用して採熱する場合には、熱交換機を介する場合と熱源水を直接ヒートポンプへ導入する場合がある。

（１）ヒートポンプ

熱源機として使用されるヒートポンプには、水熱源ヒートポンプと空気熱源ヒートポンプがある。未利用

エネルギーを熱源として利用する場合には、水熱源ヒートポンプが使われる場合が多い。

空気熱源ヒートポンプは適用場所が比較的限定されずに使用できるが、汎用タイプでは外気温が-10℃程度までが現状では使用可能な範囲とされている。また、空気熱源ヒートポンプの場合には、設置箇所の周辺環境を考慮して稼働時の騒音に配慮する必要がある。

水熱源ヒートポンプは経済的な観点から熱源との距離が短いことが必要である。また、汎用タイプでは熱源温度が 10℃以上であることが望ましい。

ヒートポンプを使用して採熱する場合の採熱方式には、海水利用や排水利用で使われる熱交換器を介して利用する間接利用方式、海水利用で開発されているヒートポンプ本体の蒸発器に直接海水を導入する直接利用方式、地中熱源ヒートポンプで開発されている直膨式などがある。

また、ヒートポンプへ直接熱源水を導入する場合には、蒸発器の材料としてキュプロニッケルやチタンなどの金属が使用される。

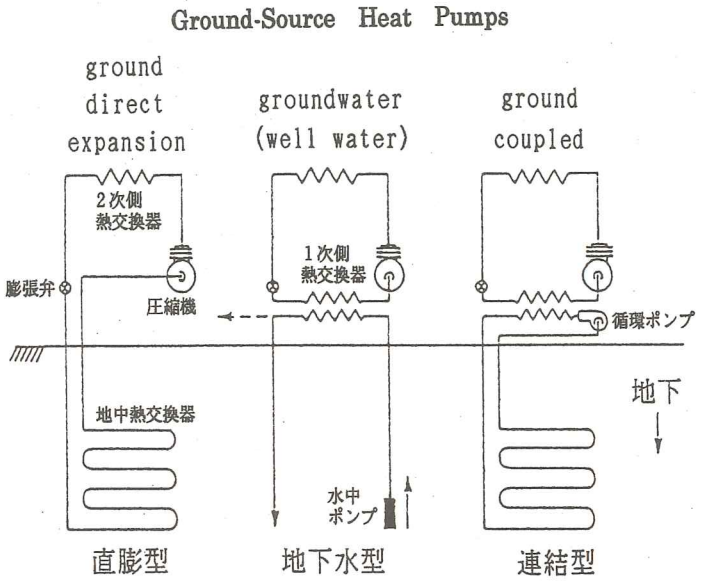
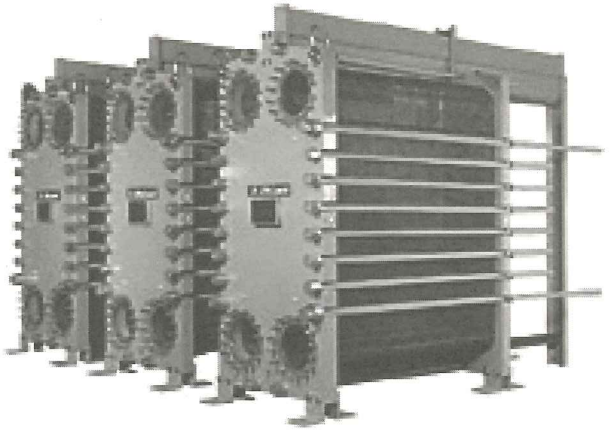


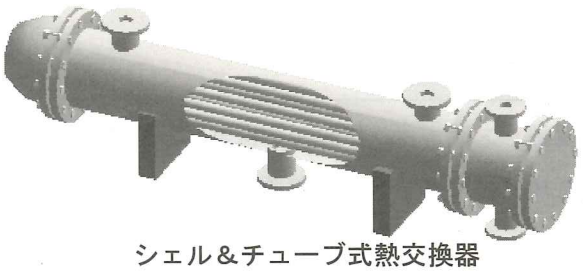
図４－２　地中熱源ヒートポンプの熱源と接続方法の例

（２）熱交換機

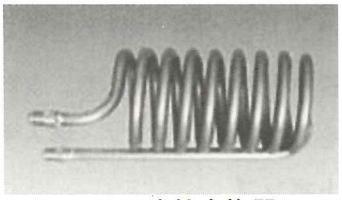
採熱システムに利用される熱交換器としては、一般的には熱交換器内部を熱原水が通過するプレート式かシェル&チューブ式が多用される。一時的に貯留された熱源水などから採熱する場合にはコイル式熱交換器やチューブ熱交換器などの浸漬式熱交換器が、汚れた液体の場合には流下液膜式熱交換器などが使用される場合もある。



プレート式熱交換器

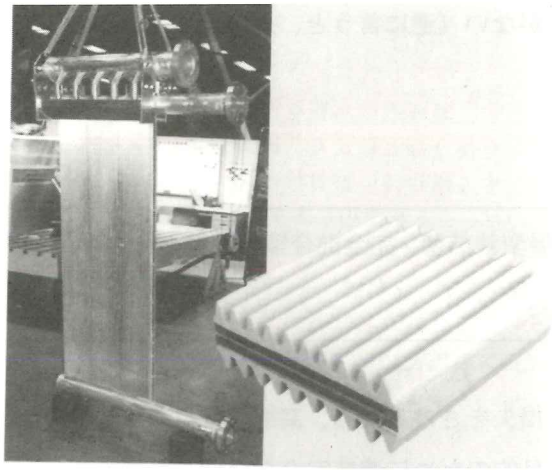


シェル&チューブ式熱交換器

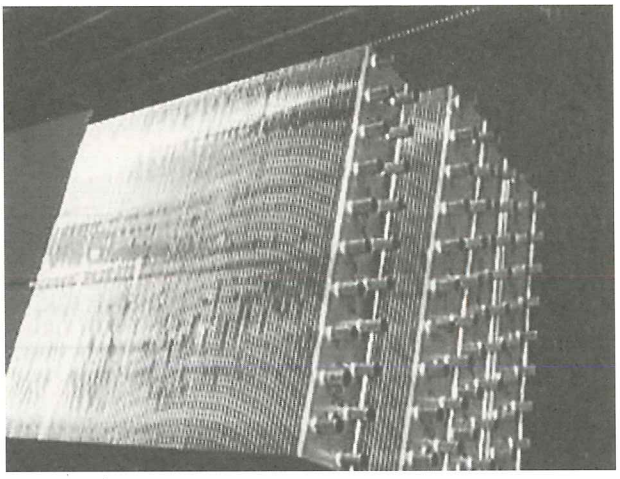


コイル式熱交換器

図４－３　熱交換器の例（その１）



流下液膜式熱交換器



ファンコイル式熱交換器

図４－４　熱交換器の例（その２）

地下鉄排熱や共同溝排熱などの排気から熱回収を行う場合にはプレートフィン式などの気体/液体熱交換器が使用される。

地中熱源を採用する場合には、土壌との熱交換器としてプラスチック配管によるＵチューブなどが使われるが、土壌の熱伝導率が低いため土質によって相当の長さが必要になる場合がある。

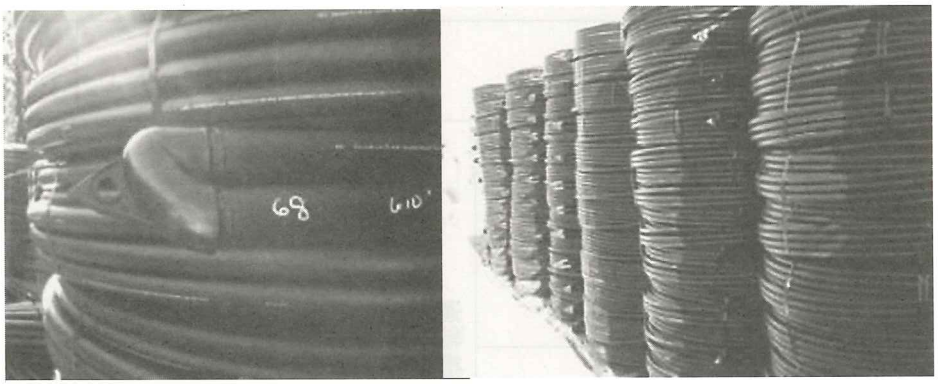


図４－５　地中熱交換器（Ｕチューブ）（資料提供：ジオシステム（株））

また、安定した熱交換性の維持のため、シェル&チューブ式の熱交換器では、熱交換機チューブの内側のスケールやスライムの成長による熱伝達性能の低下や熱交換器内部の閉塞を防止するためにブラシやスポンジボールによるチューブ内面の自動洗浄装置などの保守方法が、プレート式熱交換器や直接利用方式では、海水生物の付着防止や汚損防止のためにオゾン注入や高温水洗浄などの保守方法が開発されている。なお、下水道水などの夾雑物が多い熱源では、ストレーナによる前処理が必要な場合もある。

熱交換器の材質としては一般にＳＵＳが使われるが、海水を熱源として使う場合にはチタンが用いられる場合もある。

採熱用ポンプなどの動力を必要としない採熱方式として、ヒートパイプによる採熱システムも開発されている。この場合は、ヒートパイプの駆動条件に合致する熱源側と蓄熱槽側

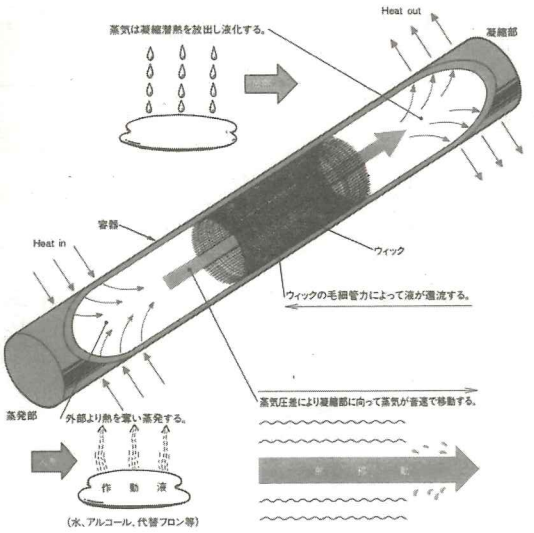


図４－６　ヒートパイプ

の温度条件で自動的に採熱がなされ、外部から制御を行う必要がない（逆に言うと、外部から制御することが出来ない)。

４－２　蓄熱システム

蓄熱システムは、蓄熱槽の温度分布形成上の特徴から温度成層型蓄熱槽、完全混合型蓄熱槽とその中間型に分類され、設置場所からは地下式、地上式に分類される。

＜解説＞

蓄熱槽は、槽内の温度の異なる水の混合によるエクセルギー損失をさけるため、高温と低温の水の混合がしづらい構造とすることが蓄熱槽効率の向上に望ましい。この目的のために連結完全混合型蓄熱槽と温度成層型蓄熱槽がある。連結完全混合型蓄熱槽は、多数の蓄熱槽を直列に数多くつなげることで、一つ一つの蓄熱槽内の水は混合しても槽全体では水の混合を抑制することが可能な蓄熱槽である。２０槽以上の槽数があればかなりの混合が抑制されるとされている。また、温度成層型の蓄熱槽は、温度による水の密度差により

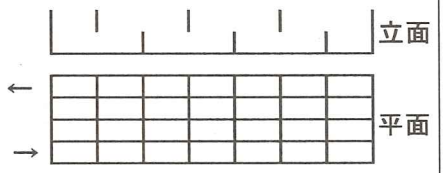
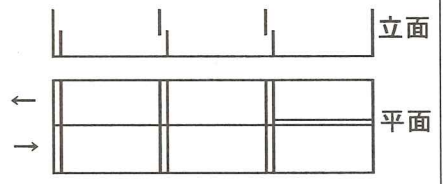
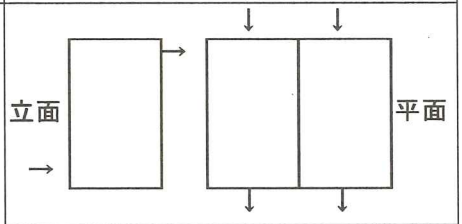
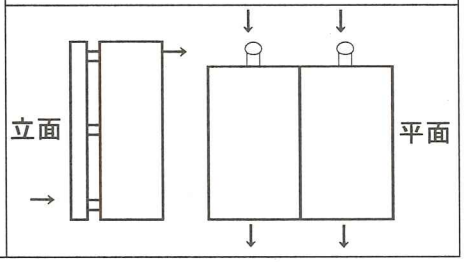
No.	型式			形状	構造	略図（平面・立面）
Ⅰ	①連結完全混合槽型		連結槽型	迷路型	・最下層二重床内利用	
Ⅱ	温度成層型	②連結温度成層型			・最下層二重床内利用 ・機械室内階間利用 ・独立構造	
		③単一／並列 温度成層型		独立型	・機械室内階間利用 ・独立構造	
Ⅲ		④単一／並列 バランス温度成層型				

図４－７　空調用汎用蓄熱槽の分類[4)]

り低温と高温の水が混合せずに中間的な遷移層を挟んで分離する性質を利用した蓄熱層である。このため、水の出し入れによる蓄熱槽内の水の混合を水の吸い込み口や吹き出し口の位置や構造などで抑えるように工夫しており、槽数が少ない場合に有効である。

蓄熱槽は、温度分布形成上の特徴から温度成層型と完全混合槽型に分類される。蓄熱槽効率の観点からは温度成層型の方が完全混合槽型の蓄熱槽より混合損失が少なく効率的である。温度成層を実現する方法としては蓄熱槽を縦型に形成するか、平型の場合には潜り堰タイプとする。

蓄熱槽の設置場所の観点からは地下式と地上式に分類される。地下式はコンクリートで作られる場合が多く、防水施工はされるが土壌の断熱性に期待して断熱施工はされない場合が多い。地上式は鋼板やＦＲＰなどのパネルで水槽が形成され、十分な断熱施工が必要となる。

なお、地下式の蓄熱槽についても、上面に居室がある場合や土被りがない場合、蓄熱槽の深さが浅く上面が広いいため熱損失が多いことが予想される場合などには、上面のみを断熱する場合もある。

車道や歩道に消融雪設備を整備する場合、消融雪設備に用いる蓄熱槽は、設置スペースから大きな規模の蓄熱槽を適用することは、困難な場合が多いことが想定される。また、蓄熱槽の構造上必要となる中壁を利用して槽数を確保することを想定すると、２０槽以上の槽数を確保することは、消融雪設備の蓄熱槽の規模から難しいと考えられる。したがって、連結温度成層型蓄熱槽を基本の蓄熱槽構造とすることが望ましい。低温と高温の水の混合がしづらい構造にすることで、エクセルギーの損失を抑え蓄熱槽効率の向上が図られ、効率的な熱運用が可能となる。

なお、蓄熱槽の容積が 40m^3、80m^3、110m^3、280m^3 の鉄筋コンクリート製の地中埋設型蓄熱槽を想定して、通常の構造設計を行った結果では、中壁により４～９槽の槽数に分割された。

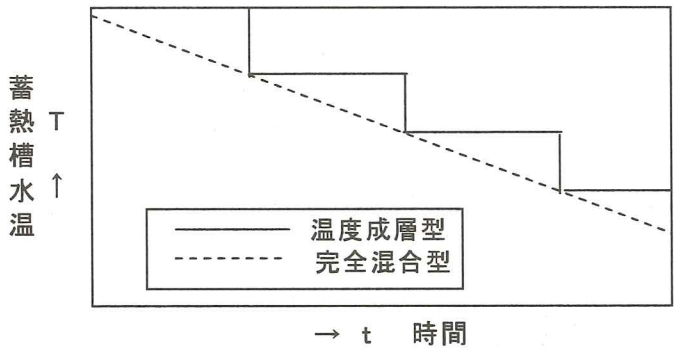


図４－８　蓄熱槽の温度変化

４－３　放熱システム

放熱システムとしては、ブラインとの熱交換用にプレート式熱交換器が使用される。放熱量の制御のためにインバーターによるポンプの回転数制御（流量制御）や、三方弁によるブライン温度の制御がなされる場合がある。

放熱管としては、金属管または樹脂管が使用される。放熱管の選定は、耐久性、経済性、施工性等を考慮して行う必要がある。

＜解説＞

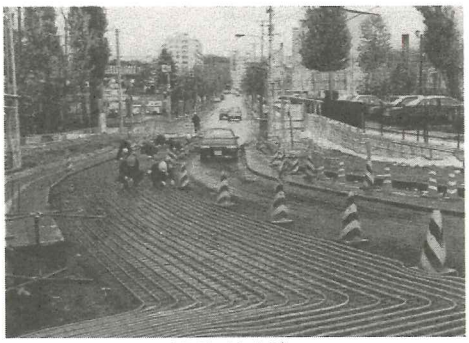
放熱部（融雪部）で循環するブラインに熱量を送る放熱システムでは、蓄熱槽の温水でブラインを加熱するために熱交換器が利用される。他の形式の熱交換器と比べて同じ熱量を扱うための設置面積が小さくて済むことから、最近ではプレート式熱交換器が多く使用されている。また、プレート式熱交換器のプレートの材質には、一般的にステンレス鋼が用いられている。

効率的な熱運用を行うために、熱交換器において融雪部へ送る熱量を制御する場合には、蓄熱槽温水送水ポンプやブライン送水ポンプの流量調整用インバーターやブライン温度調節用の三方弁などを設置する必要がある。

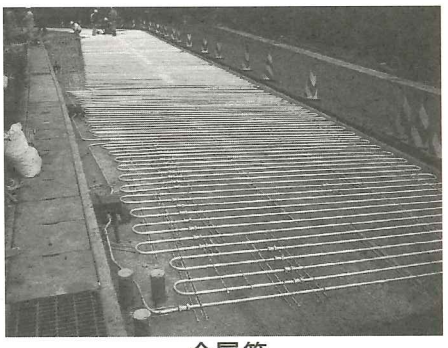
融雪部の放熱管としては、ブライン送水温度が低い場合には、熱伝導率の高い金属管が使われる。蓄熱槽を活用した消融雪設備の場合は、ある程度の送水温度が確保できるため、金属管、樹脂管のどちらの使用も可能である。なお、樹脂管を使用する場合には、消融雪設備を設置する施設がアスファルト舗装をする時は、舗装温度や転圧荷重などについても考慮が必要である。

表４－１　代表的な管種の特性[9)]

管種＼項目		規格	引張強度（N／mm²）	軟化温度（℃）	熱伝導率（W／m・℃）
樹脂管	ポリブデン管	８A～２０A	１６．７	１１９	０．２３
	特殊ナイロン管	９A～１３A	３４．３	１８２	０．２３
	架橋ポリエチレン管	８A～２０A	２０．６	１２４	０．３５
金属管	炭素鋼鋼管（SGP）	１０A～２０A	２９４	約３００	４３．０
	ｽﾃﾝﾚｽ鋼管（SUS３０４）	１０A～２０A	５２０	約４５０	１６．０



樹脂管[10)]



金属管

図４－１０　放熱管（金属管）の敷設状況

第５章　制御方法の検討

５－１　採熱制御

採熱部では熱源の温度レベルと蓄熱槽の温度によって、採熱機器の運転（on/off）をコントロールする。

＜解説＞

未利用エネルギーを消融雪用の熱源として使用する場合には、経済性や熱源の後工程などに不具合を生じさせない観点から、熱源の温度や採熱量によって運転のオンオフをコントロールすることが必要となる。

熱源として水熱源を利用する場合でも、ある程度以下に温度が低くなると、気温と比べて省エネルギー上のメリットがなくなる。また、採熱後に温度が低くなった河川水や海水などの熱源水の放水による環境への影響や下水処理水などの温度が低すぎると後工程の処理に支障が生じるなどの理由から、熱源水の採熱量や放水温度には何らかの制限を受ける場合が多い。一般的には、熱原水の採熱前後の温度差が 5℃以内となるように計画している。

なお、汎用の水熱源ヒートポンプでは、利用可能な熱源水の温度は 15℃で設計されており、最低でも 10℃程度が使用限界となっている。

また、汎用の空気熱源ヒートポンプでは、利用可能な外気温度は－１０℃程度で設計されており、断続運転を許した場合でも－１５℃程度が使用限界となっている。空気熱源ヒートポンプでは、外気温度が低下するとＣＯＰが著しく低下するため、容量の選定には十分な余裕を取る必要がある。

当然のことながら、蓄熱槽の温度が上限に達している場合には、採熱運転を停止することとなる。

５－２　蓄熱制御

蓄熱部では、熱源からの採熱が可能な状況において、蓄熱槽の上限温度と下限温度の範囲内でヒートポンプの運転（on/off）をコントロールする。

＜解説＞

一般に蓄熱部では、熱源からの採熱が可能な状況において、蓄熱槽の上限温度と下限温度の範囲内でヒートポンプの運転（on/off）をコントロールする。

蓄熱槽の上限温度はヒートポンプの温水製造上限温度までとすることができる。蓄熱槽の下限温度は融雪に必要な熱量を供給できる設計上の最低限の温度となる。ただし、設計上の下限温度を下回った場合は、設計上の能力を最大限に活用できなくなるが、蓄熱槽内の温水はある程度の消融雪には利用することができる。

蓄熱槽における熱損失は短時間ではわずかであるが、シーズンなどの長期でみると降雪頻度が低い場合には熱源機によって投入した熱量の 50%以上と大きなものとなる場合もある。これは融雪のために準備した熱が、実際には降雪がなかったため無駄に放熱されるためである。また、蓄熱槽の運転では、長期に降雪がないと予想される場合にもかかわらず上限温度まで加熱をすることにより、熱損失が継続的に発生することが考えられる。このため長期に降雪が予想されない場合や大きな降雪が予想されない場合には、上限温度と下限温度を通常運転時より低めに設定を変更できるようにする場合もある。

また、消融雪を行わない運転待機期間における蓄熱槽からの熱損失を低下させるためには、降雪のタイミ

ングなどを予測して消融雪の負荷が発生する時間に合わせて蓄熱槽を上限温度まで上げるようにヒートポンプの運転を開始する、あるいは、負荷の発生が予想されない場合には蓄熱槽の温度が低くてもヒートポンプを運転しないなどの制御を実施することが望ましい。

現状では、実際に降雪などによる消融雪負荷を予測して自動的に蓄熱槽の運転管理を行うことは、経済的な観点から困難とされるが、インターネットなどで簡単に入手が可能なピンポイントの週間天気予報などを活用することで人間が天気予報を基に負荷発生の判断を行い、ヒートポンプの運転を制御するなどの現実的な方法で、無駄な熱損失を防ぐことは可能である。将来的には降雪などによる消融雪負荷を予測して自動的に蓄熱槽などの運転管理を行うことも考慮すべき課題である。

なお、ヒートポンプの運転においては蓄熱槽内の混合損失を防止するため、温水製造側のヒートポンプ入口温度を一定に制御して、これによって温水製造温度の一定化を図る、ヒートポンプ入口温度一定制御を行うことが望ましい。

また、蓄熱槽の水温が上限温度以下でも、採熱側の条件が整っていない場合はヒートポンプの運転は不可能となる。

５－３　放熱制御

放熱部では、消融雪の負荷に合わせて放熱量を制御するために、インバーターによるポンプの回転数制御（流量制御）や、三方弁によるブライン温度の制御を行う。

＜解説＞

消融雪部へ送る放熱量を負荷に合わせて制御するために、降雪センサーや路面温度センサーや路面水分検知センサーなどの信号やブラインの戻り温度などの情報を基に、三方弁によるブライン送水温度の制御や、蓄熱槽温水ポンプやブライン送水ポンプではインバーターによる流量制御を行うことが望ましい。

蓄熱技術を活用した消融雪システムでは、消融雪用熱量供給に伴い蓄熱槽の温度が徐々に低下するためブライン送水温度の制御だけで放熱量をコントロールすることは困難であるが、三方弁によってブライン送水温度を一定としたうえで、降雪強度に応じて供給熱量を制御するためインバーターによる流量制御を実施することで放熱量の制御を行うことができる。

また、ブラインの循環流量は一定とし、三方弁でブライン送水温度を制御する方法も考えられるが、蓄熱融雪システムでは熱源機が小型に設計されるため、降雪時には融雪用熱量の供給に伴い蓄熱槽の水温が徐々に低下するため、ブライン送水温度の制御には限界がある。

蓄熱技術を活用した消融雪システムで使用する電力の契約は、各電力会社で用意されている消融雪設備を利用しない期間(冬期以外)に基本電力料の支払いが不要である融雪用の電力契約を行うことが想定される。この契約においては毎日２時間程度の電力供給休止が条件となっているが、この時間帯の降雪に対しては、ブライン送水ポンプ、三方弁、計装機器などに要する放熱システムの電力を別契約で契約しておき、蓄熱槽からの熱供給で対応することが可能である。

第６章　設備規模の算定

６－１　熱源機の能力と蓄熱槽の容量

ヒートポンプなどの熱源機の能力と蓄熱槽の容量はトレードオフの関係があり、３－１の熱運用モデルで求めた放熱モデルと採熱モデルを基に、経済性や設置条件などを勘案して算定する。

＜解説＞

ヒートポンプなどの熱源機の能力と蓄熱槽の容量はトレードオフの関係があり、ヒートポンプの能力を大きくすると蓄熱槽の容量は小さくなり、ヒートポンプの能力を小さくすると蓄熱槽の容量は大きくなる。

熱源からの採熱量に余裕がある場合、ヒートポンプの能力決定の基礎となる採熱モデルは、図６－１に示すように最大採熱モデルと最小採熱モデルの間の任意の採熱モデルを選択することが可能である。したがって、イニシャルコストとランニングコストの合計であるトータルコストによる経済性や設備の設置スペースなどの設置条件を勘案して、最適な設備規模となる採熱モデルの選択が必要である。

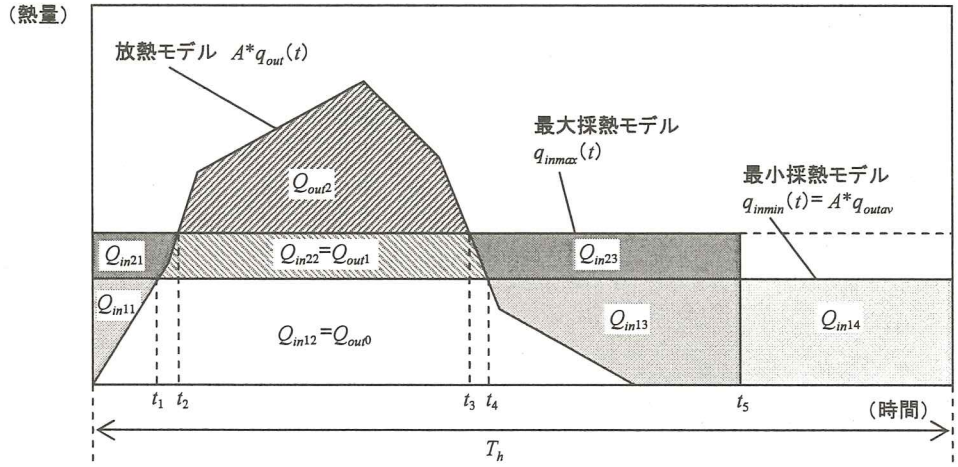


図６－１　放熱モデルと採熱モデルの例

図６－１の放熱モデルと採熱モデルは、以下に示す関係となる。

$$\int_0^{T_h} A*q_{out}(t)dt = \int_0^{T_h} q_{in\min}(t)dt = \int_0^{T_h} q_{inmax}(t)dt \qquad (式６－１)$$

すなわち、

$$Q_{out0}+Q_{out1}+Q_{out2} = Q_{in11}+Q_{in12}+Q_{in13}+Q_{in14} = Q_{in11}+Q_{in12}+Q_{in13}+Q_{in21}+Q_{in22}+Q_{in23} \qquad (式６－２)$$

$\int_0^{T_h} A*q_{out}(t)dt = A*Q_{out}$：放熱モデル１サイクルの負荷合計(J)

$\int_0^{T_h} q_{inmin}(t)dt = Q_{inmin}$：最小採熱モデル１サイクルの採熱合計(J)

$\int_0^{T_h} q_{inmax}(t)dt = Q_{inmax}$：最大採熱モデル１サイクルの採熱合計(J)

$$Q_{stmax} = \int_{t_1}^{t_4} (A * q_{out}(t) - q_{inmin}(t))dt = \int_{0}^{t_1} (q_{inmin}(t) - A * q_{out}(t))dt + \int_{t_4}^{T_h} (q_{inmin}(t) - A * q_{out}(t))dt \quad (式６－３)$$

すなわち、

$$Q_{stmax} = Q_{out1} + Q_{out2} = Q_{in11} + Q_{in13} + Q_{in14} \quad (式６－４)$$

Q_{stmax}：蓄熱槽の実熱容量の最大値(J)

$$Q_{stmin} = \int_{t_2}^{t_3} (A * q_{out}(t) - q_{inmax}(t))dt = \int_{0}^{t_2} (q_{inmax}(t) - A * q_{out}(t))dt + \int_{t_3}^{t_5} (q_{inmax}(t) - A * q_{out}(t))dt \quad (式６－５)$$

すなわち、

$$Q_{stmin} = Q_{out2} = Q_{in11} + Q_{in13} + Q_{in21} + Q_{in23} \quad (式６－６)$$

Q_{stmin}：蓄熱槽の実熱容量の最小値(J)

よって、ヒートポンプの実能力と蓄熱槽の実熱容量は、以下の範囲内で最適な値を選定する。

$$q_{inmax}(t) \geq q_{hpa} \geq q_{inmin}(t) \quad (式６－７)$$

$$Q_{stmin} \leq Q_{sta} \leq Q_{stmax} \quad (式６－８)$$

q_{hpa}：ヒートポンプの実能力(w)

Q_{sta}：蓄熱槽の実熱容量(J)

なお、ヒートポンプの実能力と蓄熱槽の実熱容量は、送水管の熱損失や蓄熱槽の熱損失などを考慮していない理想的なヒートポンプの能力と蓄熱槽の熱容量である。実際の消融雪設備では、これらの損失が存在するため、設計に用いるヒートポンプの能力と蓄熱槽の熱容量を決定する場合は、こられの損失を考慮したヒートポンプの全能力と蓄熱槽の全熱容量を決定する必要がある。

（１）ヒートポンプの全能力と蓄熱槽の全熱容量

ヒートポンプの全能力（能力）と蓄熱槽の全熱容量（熱容量）は、放熱モデルと採熱モデルから定まるヒートポンプの実能力、蓄熱槽の実熱容量に送水管の熱損失や蓄熱槽の熱損失などに伴う負荷を加えて決定する。ヒートポンプの全能力、蓄熱槽の全熱容量を式で表すと次のとおりである。

$$q_{hp} = q_{hpa} * 1/(1-\eta_{wp}) + Q_{sta} * 1/(1-\eta_{wp}) * \eta_{st}/(1-\eta_{st}) * 1/T_h \quad (式６－９)$$

$$Q_{st} = Q_{sta} * 1/(1-\eta_{wp}) \quad (式６－１０)$$

q_{hp} :ヒートポンプの全能力(W)

Q_{st} :蓄熱槽の全熱容量(J)

η_{wp} :送水管の熱損失（配管 の材質、設置条件によ り異なるが、一般に埋 設の場合、0.05～0.1)

η_{st} :蓄熱槽の熱損失（0.05～0.1)

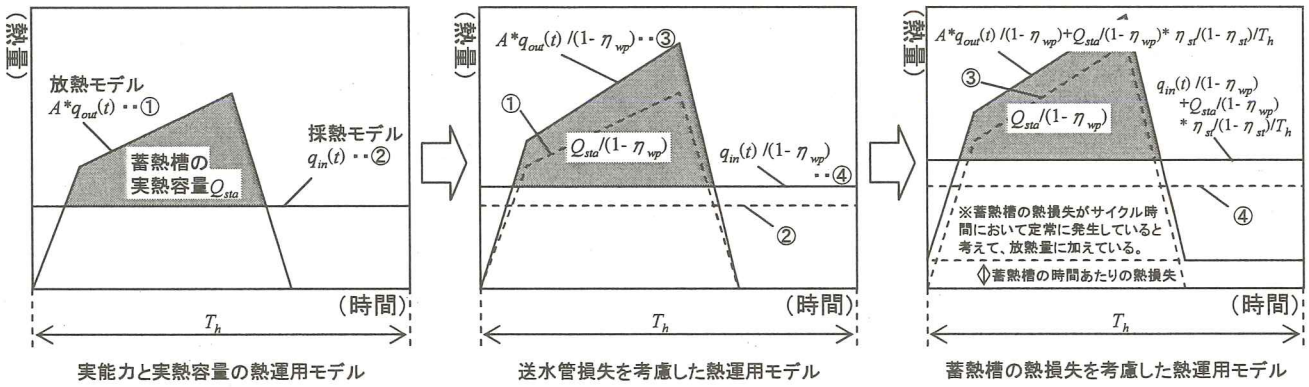


図６－２　送水管損失と蓄熱槽の熱損失を考慮した熱運用モデルの例

なお、空気熱源ヒートポンプの全能力については、さらに、外気温の低下やデフロストによる能力低下と製造温水温度の上昇による性能低下率を見込む必要がある。

$$q_{hp}=\left(q_{hpa}*1/\left(1-\eta_{wp}\right)+Q_{st}*1/\left(1-\eta_{wp}\right)*\eta_{st}/\left(1-\eta_{st}\right)*1/T_h\right)*1/\eta_{loa}*1/\eta_{df}*1/\eta_{tup} \qquad (式６－１１)$$

η_{loa} :外気温低下による補正係数

η_{df} :デフロストによる補正係数

η_{tup} :製造温水温度の上昇による補正係数

６－２　ヒートポンプの仕様

ヒートポンプの選定には熱源として空気を使うか水を使うか、また、融雪専用機を使うか汎用機を使うかなどの判断が必要となる。

＜解説＞

空気熱源ヒートポンプを使用する場合には、運転条件である外気温度の低温化やデフロスト運転による能力低下を加味した設備容量の設定が必要となる。また、都市部においては騒音問題も考慮すべき点となる。

汎用の空気熱源ヒートポンプは、外気温が－10～－15℃程度までの運転が限界である。安定な運転を可能とするには外気温が－10℃以上であることが望ましい。ただし、外気温が低くなるとCOP（成績係数：ヒートポンプ熱出力／電動機出力）は大幅に低下する。

空気熱源ヒートポンプの容量の選定に当たっては外気温の低下とデフロストと製造温水温度を考慮する

必要がある。

通常、空冷ヒートポンプの性能表示はJISで定められた定格状態(外気温度7℃DB、温水出口温度45℃)の値であり、寒冷地での使用の場合は能力選定の際に注意を要する。

汎用の空気熱源ヒートポンプの加熱側における使用可能な外気温度範囲を表６－１に示す。

表６－１　使用外気温度範囲（D.B.：乾球温度）

メーカー	下限	上限
M社	-9.5℃	21℃
T社	-15℃	21℃
D社	-10℃	21℃

温水製造温度の範囲は、各メーカーとも連続安定運転時で35℃～55℃、製造可能範囲は30℃～60℃となっている。

各メーカーの性能線図から調査した、加熱能力120-180kW級の空冷ヒートポンプについて、性能低下要因別の能力補正係数を表６－２に示す。

表６－２　性能低下要因別の能力補正係数

補正係数	記号	M社	D社	T社
外気温-10℃を考慮	η loa	0.675	0.613	0.585
温水50℃を考慮	η tup	0.972	0.989	0.979
除霜を考慮	η df	0.940	0.969	0.969

汎用の水熱源ヒートポンプは、定格能力が熱原水温度15℃で設計され、熱原水温度10℃程度が利用下限温度となる。水熱源ヒートポンプの場合は熱原水温度が決まれば、蓄熱槽熱損失を考慮して性能表を参照して機種を選定する。

融雪用として設計されたヒートポンプは、汎用機と比べてある程度の範囲で外気温度や熱原水温度が低下しても一定の性能を発揮できるが、イニシャルコストは汎用機に比べて高価となる。

未利用エネルギーを利用するときには、季節によってヒートポンプの必要加熱能力の確保が難しくなる場合もある。これが気象条件や使用条件の変動による一時的なものであればシステム全体の運用によって対応することができるが、恒常的に熱源の不足が見込まれるときにはボイラーなどの補助熱源を設置を検討することが望ましい。

６－３　蓄熱槽の仕様

蓄熱槽の有効熱容量は蓄熱媒体の上限温度と下限温度から算出される。蓄熱槽の上限温度は最高でもヒートポンプで製造可能な最高温度である50℃程度に限定されることとなる。また、蓄熱槽の下限温度はブライン送水温度に熱交換器での熱交換温度差を加えた温度となる。

蓄熱槽の容量は、６－１で求めた蓄熱槽の全熱容量に対して蓄熱槽効率、運転中の水位変動などを考慮して決定される。

＜解説＞

蓄熱槽の上限温度はヒートポンプで製造可能な最高温度である50℃程度に限定される。

蓄熱槽の下限温度は、設計条件である計画降雪などから決定された放熱モデルの最大負荷と放熱部の放熱管埋設条件、流量条件や送水管での温度低下から決まる放熱部へのブライン送水温度に、熱交換器での熱交換温度差を加えた温度となる。

蓄熱槽の上限温度は出来るだけ低い方がヒートポンプの運転効率が高くなり、また蓄熱槽からの熱損失も低減できる。蓄熱槽の下限温度も出来るだけ低い方が蓄熱槽の体積を小さく出来るが、融雪能力から限定されることになるので、ブライン送水温度を勘案した検討が必要になる。

蓄熱槽の上限温度と下限温度の差によって蓄熱槽の有効熱容量が決定され、これに、蓄熱槽効率や蓄熱槽における熱損失ならびに運転中の水位変動などを考慮して蓄熱槽の体積が決定される。蓄熱槽効率は温度成層型蓄熱槽の場合0.9程度、平型の混合型蓄熱槽の場合0.8程度になる。

なお、蓄熱槽効率とは、蓄熱槽に理論的に蓄えられ利用できる熱量に対する実際に蓄えられ利用できる熱量の比で表される値であり、熱量の損失を意味するものではない。

$$V_{st} = \frac{Q_{st} * \alpha}{C_p * \Delta\theta_{st} * \eta_V}$$　　（式６－１２）

V_{st}：蓄熱槽の容量（m^3）
α：余裕率（5～10％）
C_p：水容積比熱（J/W・℃）
$\Delta\theta_{st}$：蓄熱槽利用温度差（℃）
η_V：蓄熱槽効率

６－４　熱交換器の仕様

蓄熱技術を活用した消融雪設備において、蓄熱槽と放熱部の間に設置する熱交換器は、蓄熱技術を活用しない消融雪設備の熱源容量と同等の能力を持つように設計することとなる。

熱交換器の１次側と２次側の利用温度差は熱交換面積や蓄熱槽容量に影響するため、総合的な検討が必要となる

＜解説＞

蓄熱技術を活用した消融雪設備においては熱源機の容量を小さくすることができるが、時間当りの能力を蓄熱技術を活用しない消融雪設備と同等にするためには、熱交換器の熱交換能力は蓄熱技術を活用しない場合の熱源機と同等の出力を有するように設計する必要がある。

具体的には２－３必要能力で決定した最大負荷熱量に対応する能力となる。

また、蓄熱技術を活用した消融雪設備においては、熱源機の能力や蓄熱槽の容量を変更せずに熱交換器の能力を大きくすることで、蓄熱槽からの熱供給が続く限りにおいて短時間の高強度な降雪に対応した熱量供給を行うことが可能である。したがって、たとえばヒートポンプや蓄熱槽などの能力は、累積頻度が８０％の降雪に対応した設計として、熱交換器だけを最大降雪に対応した設計とすることにより、蓄熱槽からの熱供給が可能な範囲で高強度の降雪に対応できる設備を設計することも可能である。

熱交換器は温度効率の観点から向流式とするが、この場合の温水供給温度とブライン出口温度の差（アプローチ）は、熱交換器の面積を決定すると同時に蓄熱槽の下限温度も設定することになり、この結果として蓄熱槽の容量にも影響を与える。アプローチを小さくすると熱交換器の面積が大きくなるが、同じブライン出口温度とするための蓄熱槽温水供給温度を低く出来るため、蓄熱槽の下限温度を低く、すなわち蓄熱槽の利用温度差を大きくできることからその体積を小さくすることが可能になる。熱交換器の面積が大きくなることと蓄熱槽の体積が小さく出来ることにはトレードオフの関係があり、経済的な最適値が存在することから、総合的な検討によって適切な値を設定することが必要となる。

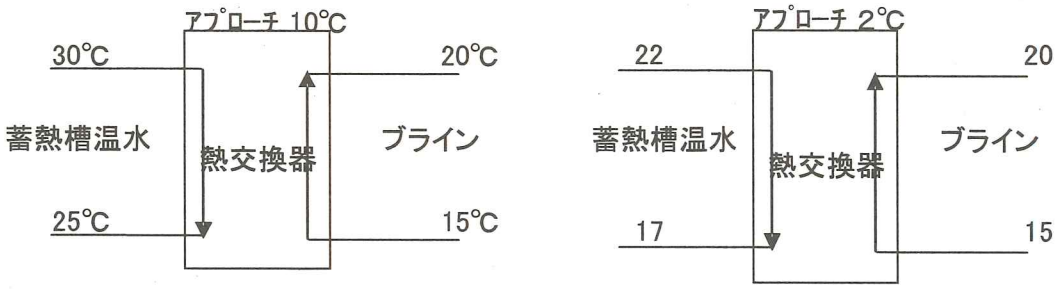


図６－３　熱交換器のアプローチの設定

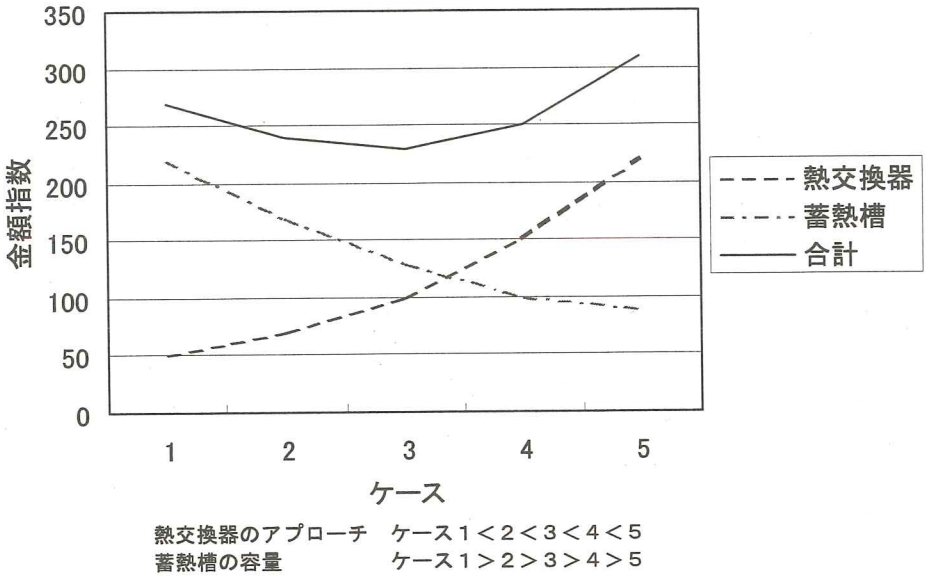


図６－４　熱交換器と蓄熱槽容量設定の最適化のイメージ

（１）熱交換器ブライン出口温度の算定

車道や歩道の路面において消融雪に必要な熱量を放熱するために必要な熱交換器ブライン出口温度はハンドブック[7]、便覧[8]、要領[9]の書籍を参考に算定する。

$$t_h = t1 + \Delta t_2 \quad \text{（式６－１３）}$$

$$t_1 = t_m + t_2 + \Delta t_1 \quad \text{（式６－１４）}$$

t_h：熱交換器ブライン出口温度（℃）

Δt_2：送水管からの温度低下（℃）

t_1：放熱管入口温度（℃）

t_m：路面温度（℃）

t_2：放熱管出口温度（℃）

Δt_1：放熱による水温低下（℃）

①送水管からの温度低下 Δt_2

一般の埋設の場合、放熱管までの到達距離が 500m までは 0.2～0.5℃程度見込むものとする。

②路面温度 t_m

降雪時の路面温度：０℃

凍結防止時の路面温度：１℃

③放熱管出口温度 t_2

放熱管出口温度は次式によって算定する。

$$t_2=q*(l_1+l_2)/(2\lambda)+q*a*(1/(2\pi*\lambda_p*l))*L_n*(d_o/d_i)$$ （式６－１５）

q：単位面積あたり必要熱量（W/m^2）

l_1：放熱管中心から路面までの最長距離（m）

l_2：放熱管中心から路面までの最短距離（m）

λ ：舗装の熱伝導率(W/m℃)

参考値としてコンクリート 1.4～1.8、アスファルト 1.2～1.6

a：１ユニットあたり放熱管面積（m^2）

λ_p：放熱管の熱伝導率(W/m℃)

l：１ユニットあたり放熱管長さ（m）

d_o：放熱管の外径（m）

d_i：放熱管の内径（m）

③放熱による水温低下Δt_1

$$\Delta t_1=q*a/(q'*\rho_w*C_w)$$ （式６－１６）

q'： １ユニットあたり送水量（m^3/s）

ρ_w：ブラインの密度（kg/ m^3）

C_w：ブラインの比熱（J /kg℃）

６－５　ポンプの仕様

熱源水ポンプでは熱源の種類により腐食や浮遊ゴミの流入に対応する仕様とする必要がある。また、ブライン送水ポンプでは、ブラインの粘性を考慮した選定が必要となる。なお、蓄熱槽－熱交換器間の温水循環ポンプは通常のポンプ仕様で問題ない。

＜解説＞

一部の熱源水ポンプでは、腐食や浮遊ゴミの流入に対応する仕様を考慮する場合がある。この場合、ポンプの羽車は夾雑物を巻き込んでも閉塞を起こさない形状とし、羽車にカッター機能を備えたものを使用する場合もある。ポンプの主軸や羽車など熱源水との接液部や耐摩耗性を要求される場合はステンレス系の材質を使用する。

蓄熱槽と熱交換器の間の温水循環ポンプは、構造的に通常の冷温水循環ポンプや水中ポンプを使用できる。

ブライン送水ポンプでは、ブラインの低温での粘性増加を考慮した揚程の選択が必要となる。

また、蓄熱槽温水ポンプやブライン送水ポンプでは流量制御を行うために、インバーターを設置することもある。

６－６　配管と弁などの仕様

熱源水配管としては、熱源の種類により耐食性のある材料を用いる必要がある。送水管の配管材料としてはガス管が使われる例が多いが、塩化ビニール管が使われる場合もある。放熱管には、金属管もしくは樹脂管が使用される。

また、融雪部への供給熱量の制御には熱交換器と組み合わせて三方弁が用いられる。

＜解説＞

熱源水配管としては耐食性のある材料を用いる。具体的には、地中埋設の場合はダクタイル鋳鉄管が使用され、その他の場合にはエンビライニング鋼管やタールエポキシ鋼管などが用いられる。

送水管の配管材料としては強度の点からガス管が使われる場合が多いが、強度が要求されない場合には塩化ビニール管が使われる場合もある。

放熱管は、ブライン送水温度が低い場合には、熱伝導率の高い金属管が使われる。ある程度の送水温度が確保できる場合は、金属管、樹脂管のどちらの使用もできる。なお、樹脂管を使用する場合には、消融雪設備を設置する施設がアスファルト舗装をする時は、舗装温度や転圧荷重などについても考慮が必要である。

融雪部への供給熱量の制御には熱交換器と組み合わせて三方弁が用いられる。

第７章　機器設置面積の検討

７－１　機器寸法

車道や歩道に整備される消融雪設備では機器の設置面積が限定される場合が多いため、可能な範囲で小さな機器の導入を検討する必要がある。

＜解説＞

ヒートポンプの熱源として空気を使う場合には、本体と同程度あるいはそれ以上の大きさの空気熱交換器が必要となる。一方、水熱源ヒートポンプは空気熱交換器が不要となるため、空気熱源ヒートポンプと比べて小さな面積での設置が可能となる。

熱交換器としては、プレート式熱交換器がコンパクトである。

蓄熱槽を道路下に設置する場合には他の埋設物との関係から形状に制限を受ける場合がある。歩道下に蓄熱槽を設置するような場合には、薄い縦型のコンクリート容器や鋼管杭を利用するなど縦型で細く、深く地下に設置するなどの工夫が必要になる場合もある。

7－2　機器レイアウト

車道や歩道に整備される消融雪設備は設置面積が限定されるため、可能な範囲で小さな面積でヒートポンプなどの熱源機や蓄熱槽などの機器を設置する必要がある。

＜解説＞

消融雪設備では、道路周辺の立地条件から設置面積が限定される。

ヒートポンプや蓄熱槽を地上に設置する場合は、システムをできるだけコンパクトにまとめる必要がある。

道路脇などへの機器の設置方法としては、細長い形状で2階建てとして1階に蓄熱槽を設置し、2階にヒートポンプを設置するなどの方策を考える必要がある。

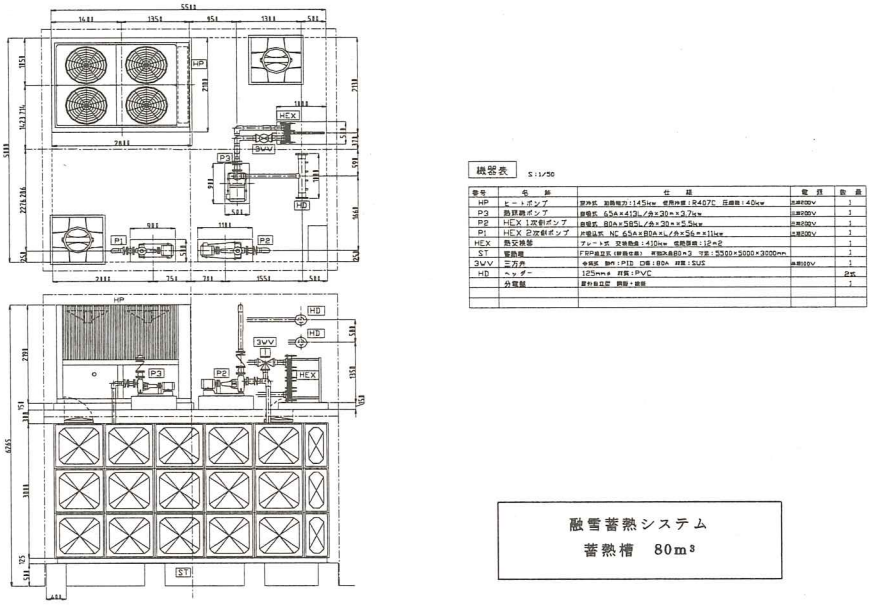


図7－1　機器レイアウトの例

水熱源ヒートポンプでは空気熱源ヒートポンプが必要とする空気熱交換器のスペースが不要となるので、蓄熱槽や水熱源ヒートポンプは地下設置とすることも考えられる。なお、地下設置の際には雨水の浸入などによる水没の恐れを配慮することが必要となる。

また、蓄熱槽やヒートポンプなどの機器類を地下設置とする場合は、既存の埋設物などによって工事に制限を受ける場合もあるので、十分な調整が必要となる。

機器の設置面積としては機器本体のスペース以外に機器の搬入搬出や保守点検に必要なスペースを考慮する必要がある。

第８章　コスト試算

８－１　イニシャルコスト

蓄熱技術を活用した消融雪設備では蓄熱槽を建設する分の建設費が増加するが、一方で熱源機の能力を大幅に小型化できるため、設備機器のイニシャルコストが減少できる場合もある。

＜解説＞

蓄熱技術を活用した消融雪設備では蓄熱槽を建設する分の建設費が増加するが、ヒートポンプなどの熱源機の能力を大幅に小型化できるため設備機器のイニシャルコストが減少し、条件によっては、システム全体でのイニシャルコスト（建設費）を減少できる場合もある。

建設費の評価に際しては、以下の表８－１の項目を考慮する必要がある。

表８－１　イニシャルコストの検討項目

システム構成	検討項目
採熱システム	取水ポンプ設備費 熱源水配管設備費 ストレーナ等設備費 熱交換器設備費
熱源システム 蓄熱システム	熱源機器設備費 補助熱源機設備費 洗浄システム設備費 蓄熱槽設備費 配管設備費 その他補機類設備費 電気計装設備費 受変電設備費
放熱システム	熱交換器設備費 三方弁設備費 電気計装設備費 降雪センサー設備費 放熱配管設備費

８－２　ランニングコスト

蓄熱技術を活用した消融雪設備では、各電力会社で用意されている融雪用の電力契約によって運用を行うこととなる。

蓄熱技術を活用した消融雪設備では熱源機の容量が大幅に低下するため契約電力を小さくすることが可能となり、蓄熱槽からの熱損失による電力使用量の増加を考慮しても、蓄熱技術を活用しないヒー消融雪設備と比べて、年間に要する電気代を減少させることが可能となる。

＜解説＞

蓄熱技術を活用した消融雪設備では契約電力を小さくできるため、蓄熱槽からの熱損失による電力使用量の増加にもかかわらず、蓄熱技術を活用しない消融雪設備と比較して年間の電気代を安価に抑えることが可能となる。

蓄熱技術を活用した消融雪システムで使用する電力の契約は、各電力会社で用意されている消融雪設備を利用しない期間（冬期以外）に基本電力料の支払いが不要である融雪用の電力契約によって運用を行う。この契約においては毎日２時間程度の電力供給休止が条件となっているため、この時間帯の降雪に対しては、放熱システムの電力を別に通常の契約としておき、蓄熱槽からの熱供給で対応することが可能である。

電気料金は基本料金と従量料金から算出する。基本料金は蓄熱技術を活用した消融雪設備を構成する機器の定格動力の合計に同時使用率 0.9 程度を乗じて契約電力を求め、これに基本料金単価を乗じて月額を算定する。融雪用電力の場合は、この基本料金に予め契約している１１月～３月などの使用月数を乗じたものが年間の基本料金となる。

従量料金は採熱システム、熱源システム、放熱システムについて、それぞれ運転条件や運転時間が異なるため、それぞれの運転に必要な機器の動力と運転時間を乗じて求めた電力量に、電力量料金単価を乗じて算定する。

基本料金と従量料金を合算することにより年間の電気料金が求められる。

一般に、蓄熱融雪システムでは非蓄熱融雪システムと比較して、契約電力を小さくできるため基本料金が安くなり、蓄熱槽などからの熱損失により従量料金は高くなる。そして、基本料金と従量料金を合算した年間の電気料金は安価になる傾向にある。

その他、ランニングコストで評価対象として、保守点検の費用を想定する。

８－３　トータルコスト

経済性の評価はイニシャルコストとランニングコストを加えたトータルコスト（ライフサイクルコスト）で評価する。

＜解説＞

蓄熱技術を活用した消融雪設備の計画においては、設備機器の耐用年数のトータルコストが最小となるように設計することが望ましい。

設計した設備のトータルコストが他形式の消融雪設備のトータルコストより高い場合は、降雪条件、立地

条件などが蓄熱技術を活用した消融雪設備の適用には不適当なことを示唆しており、経済性の観点からは、蓄熱技術を活用した消融雪設備の採用は見送るべきである。

（１）蓄熱槽の導入効果

・熱源の変動要素の吸収

・未利用エネルギーなどの熱源は季節や時間によって変動する。しかし、この変動は降雪負荷の変動と一致しない。蓄熱槽の導入により、熱源と降雪負荷の間の発生時間や発生量と必要量の差異を吸収し、熱源の回収効率を高める事が可能になる。

（２）システム容量の削減

・蓄熱槽を導入することで熱源機器の容量を低減することができ、これに伴い、初期建設コストが低減される。

（３）省エネルギー性の向上

・蓄熱槽を導入すると、熱源機は降雪負荷の変動にかかわらず定格運転を行うことができるため熱源機器の運転効率が上がる。また、熱源水ポンプなどの補機類も定格運転ができるため搬送動力が軽減できる。

（４）ランニングコストの低減

・蓄熱槽を導入することで熱源機器の容量が削減されるため契約電力を低く設定して基本料金を低減することができる。また、融雪用の電力契約に規定されている電力利用休止中の降雪に対しても、放熱システムに必要な電力のみを通常の契約とすることで対応することが可能となる。

第９章　導入効果の比較

９－１　導入効果の比較

導入効果の比較は、イニシャルコストやランニングコストの経済性の比較のみでなく、環境負荷の低減などの外部便益も含めて比較することが必要である。

＜解説＞

未利用エネルギーを用いて蓄熱技術を活用した消融雪施設の導入効果は、イニシャルコストやランニングコストの低減のみでなく、未利用エネルギーを利用することによる環境負荷の低減や蓄熱技術を活用することによる未利用エネルギーの有効利用などの外部便益も含めて比較することが望ましい。

環境負荷の低減の評価方法としては、消費エネルギーから省エネルギー性を比較する方法や契約電力量から発電負荷の軽減を比較する方法が考えられる。

未利用エネルギーの有効利用の評価方法としては、採熱可能な未利用エネルギーをどれだけ融雪に活用したかを比較することが考えられる。

おわりに

本資料は、国土交通省新道路技術五箇年計画の重点技術開発項目「未利用エネルギーの活用等による環境に優しい雪寒対策技術」の個別研究開発テーマ「未利用エネルギーを活用した道路消融雪システムの開発」として土木研究所において平成１１～１４年度の４年間研究を行った成果を消融雪設備の基本設計に活用されることを目的にとりまとめたものである。

研究を進めるにあたり、貴重なご意見やご協力を頂いた地方整備局の雪寒担当者の方々、施設の調査や実証実験にご協力を頂いた事務所の方々にはこの場を借りて深く感謝の意を表します。

添付資料

1) 図１－３のコスト算定根拠
2) 平下浩史、江本平、水上紀明：未利用エネルギーを活用した道路消融雪技術、第 13 回雪と道路の研究発表会、2001
3) 平下浩史、土屋慶恭、吉田正：都市廃熱を利用した道路消融雪技術の研究、土木技術資料 VOL.44NO.6、2002
4) 吉田正、山口崇：未利用エネルギーを活用した道路消融雪施設の研究（第２報）、第 16 回雪と道路の研究発表会、2004

図1－3のコスト算定根拠

（千円）

方式		温水ボイラー方式	電熱方式	地下水還元方式	地中熱交換方式	空気熱源 ヒートポンプ方式
面　積		A = 2,000㎡	A = 2,000㎡	A = 2,000㎡	A = 2,000㎡	A = 2,000㎡
必要熱量		q = 170W/㎡	q = 170W/㎡	q = 170W/㎡	q = 170W/㎡	q = 170W/㎡
イニシャルコスト	内訳	ボイラ(465kW) 8,500 循環ポンプ等 1,300 屋内配管、タンク等 14,500 電気設備 11,500 機械室 18,000 放熱管、送水管(ポリエチレン) 63,000 不凍液(10m3) 8,000	受電設備 41,000 制御盤 12,000 配管、配線 42,000 電熱ユニット 45,000	取水井および還元井 40,000 (250A×100m×4本) 水中ポンプ 15,200 (100A×11kW×4台) 電気設備 13,000 放熱管、送水管(SGP) 73,000	熱交換井 185,000 (100A×50m×80本) 電気設備、ポンプ等 34,000 放熱管、送水管 80,000 (ポリエチレン) 不凍液(40m3) 29,000	空気熱源融雪用 ヒートポンプ(370kW) 75,000 受電設備 20,000 放熱管、送水管 63,000 (ポリエチレン) 不凍液(10m3) 8,000
	計	124,800	140,000	141,200	328,000	166,000
ランニングコスト（15年）	年間内訳	電気料金(基本料金) 151 電気料金(使用料金) 122 灯油台 2,200 点検費 300	電気料金(基本料金) 2,888 電気料金(使用料金) 2,358 点検費 300	電気料金(基本料金) 339 電気料金(使用料金) 134 点検費 300	電気料金(基本料金) 184 電気料金(使用料金) 354 点検費 300	電気料金(基本料金) 1,083 電気料金(使用料金) 884 点検費 300
	年間計	2,773	5,546	773	838	2,267
	計	41,595	83,190	11,595	12,570	34,005
合計 (15年)		124,951	142,888	141,539	328,184	167,083

注）・舗装工事費、修繕費を含まず

・要領[9)]の214「主な消・融雪施設の概算費用比較」より引用。

・要領[9)]の引用において、放熱管・送水管の材料を一部見直した。具体的には、温水ボイラ方式、空気熱源ヒートポンプ方式の配管材料を、SGPからポリエチレンパイプに見直した。

・ライフサイクルを15年として積算。ボイラー、ヒートポンプ、ポンプなどの法定耐用年数が15年であることによる。

未利用エネルギーを活用した道路消融雪技術

国土交通省　土木研究所　材料施工部　機械研究室
室　長　江本　平
○　研究員　平下　浩史
技　官　水上　紀明

1．はじめに

積雪寒冷地域における物流や人の移動は、主として道路に依存しており、冬期の道路交通確保が重要な課題となっている。これより、道路の凍結や降雪での路面性状の悪化による道路交通容量の低下を防止するため、除雪機械による除雪作業、凍結防止剤の散布、融雪設備による路面の融雪などの冬期道路維持作業に取り組んでいる。これらの手法の大半を占める機械除雪は、単位面積当たりの設備投資及び運営費において比較的安価である反面、一般の交通流よりも極端に遅い作業速度、車線の殆どを占有する機械幅により、交通量の多い都市部・朝夕の交通混雑時では、除雪作業自体が交通渋滞の原因となることが少なくなく、交差点やバス停拡幅部、分合流部など線形・車線幅が複雑に変化する箇所では、機械の前後進などの複雑な作業を要求され、一般交通との接触の危険度が高く、安全上の課題にもなっている。さらに降雪中の除雪作業では、作業区間の末端部は除雪作業中も積雪が継続するため始点と比較し路面性状が悪化するなど、除雪開始水準が均一でなく即時性の観点より課題となっている。

このため融雪設備に対する需要が都市部において高いので、地下水などを道路面に散水する道路融雪設備が設置されているが、地下水使用による地盤沈下や、一般の井戸への影響などの問題が発生するため適用が制限されている。一方電熱を用いた融雪も実施されているが、消費電力が大きいためランニングコストに問題がある。

近年、地球環境保全の観点から、未利用エネルギーの活用が望まれており、地熱、下水道熱、太陽熱などを利用した融雪設備が試みられているが、熱源からの採熱量に限界があり、放熱量も不安定かつ十分でないため、降雪量が多いときには融雪能力が不十分という課題がある。したがって現在は駐車場などの付帯的な施設や、歩道などに限定的に使用されている。

そこで本論文では、未利用エネルギーの中でも、都市廃熱を利用した融雪設備の実施可能性について、各エネルギーの特性調査、エネルギー賦存量と除雪・凍結防止エネルギーのバランス分析、および融雪に必要な路面放熱施設の可能性分析を行った結果を述べるものである。

2．調査内容

2．1　未利用エネルギーの特性調査

都市部における道路融雪設備の熱源に適用可能な未利用エネルギーの賦存量を算定するため、道

表－1　新エネルギーの区分における未利用エネルギーの位置付け

新エネルギー区分		新エネルギー形態	発電等活用システム
自然エネルギー	未利用エネルギー（未商用化）	太陽エネルギー	太陽光発電、太陽熱利用冷暖房・給湯
		風力エネルギー	風力発電
		海洋エネルギー	波力・潮力発電、海洋温度差発電
		地熱エネルギー	地熱発電、地熱利用熱供給
	未利用エネルギー	温度差エネルギー	河川水・海水等温度差発電
リサイクルエネルギー		廃棄物エネルギー	ごみ焼却熱利用発電・熱供給、汚泥等焼却熱利用発電・熱供給
		下水熱エネルギー	未処理水・処理水・汚泥等温度差エネルギー利用熱供給
		群小都市廃熱	ビル廃熱・地下鉄・地下街廃熱・変電所・送電線廃熱利用熱供給
		工場廃熱	工場間熱融通、LNG冷熱利用発電・プロセス用熱供給、工場廃熱利用熱供給
高効率エネルギー利用	未利用エネルギー（未商用化）	天然ガスコージェネレーション	内燃力発電(ガスエンジン、ガスタービン)＋熱回収(冷却水、排気ガス)利用冷暖房・給湯
		燃料電池	リン酸型燃料電池コージェネレーション

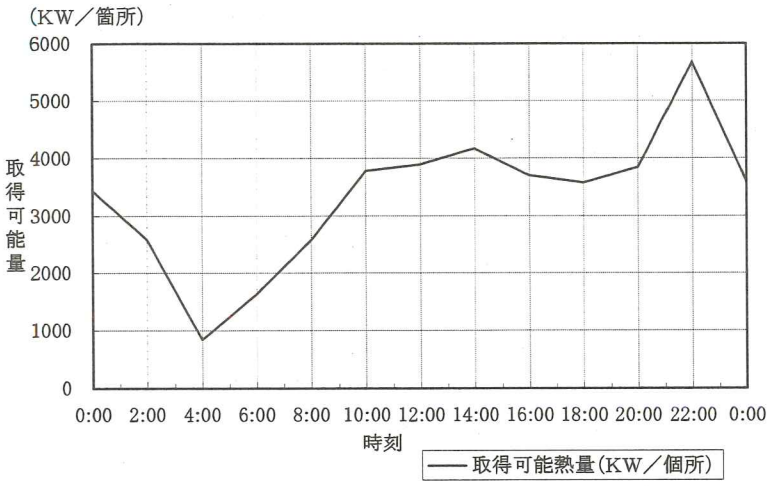
注)枠囲みは、道路事業で利用事例のあるもの。NEDO作を改良

路融雪設備を中心として、利用実態を調査し、利用効率、利用可能エネルギー量の原単位を整理した。なお、未利用エネルギーは表－１に示す未利用、未商用化エネルギーの内から、道路融雪における利用実態、都市部での賦存可能性を考慮し、①下水熱、②地熱、③太陽エネルギー、④河川エネルギー、⑤風力エネルギー、⑥ゴミ焼却場、⑦その他（地下鉄、変電所）の７の熱源を調査対象とした。ここでは紙面の都合上、比較的容易に利用可能と思われる下水道熱、地熱に関して述べる。

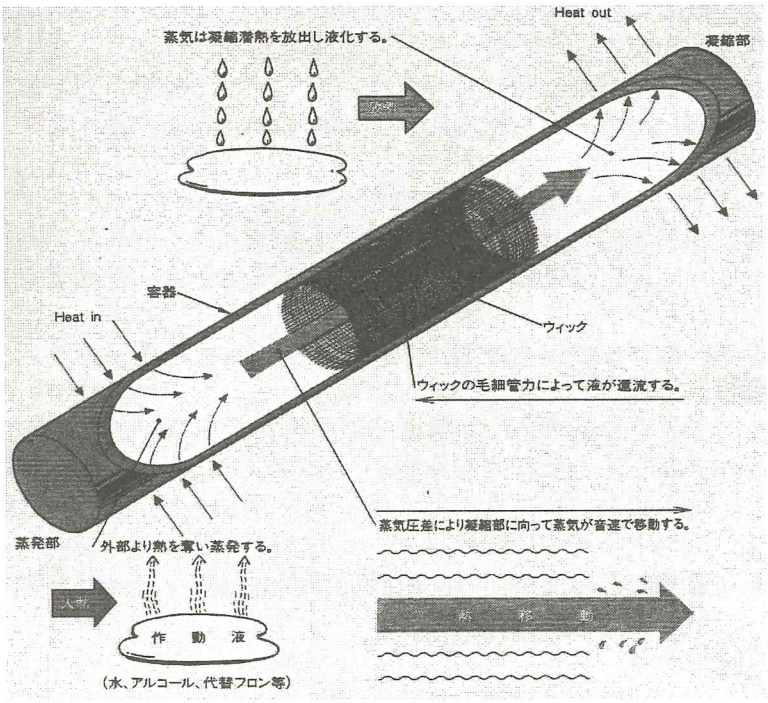
（１） 下水道熱

下水道管渠内の未処理下水温度は、気温の変動と比較し、年間を通じて安定しており、冬期で 12～15℃、夏期で 20～23℃の間で推移している。融雪熱源に利用する冬期は、日中の流量が増加し、温度が低下する傾向が見られる。これは、低温の雪溶け水が下水道管渠に流入するためと考えられる。また、人の活動が低下する早朝に流量が最低になっている。この結果、下水管渠からの日単位での採熱可能量の時間変化は、図-１に示すように、早朝に最小となり、雪溶け水が流入しなくなる夕･夜間に最大となるが、その他の時間帯はほぼ一定の熱量が利用可能である。

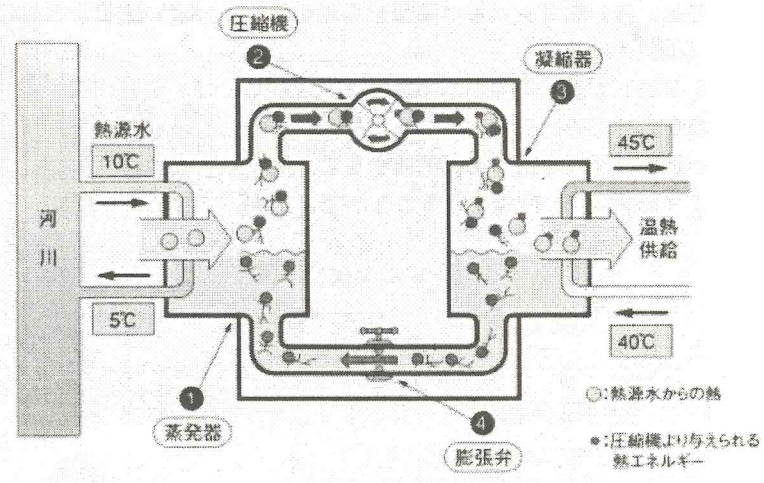
下水道管渠から直接融雪設備の熱源として利用している事例では、ヒートパイプ（図－２）とヒートポンプ（図－３）の２方式が採用されている。採熱可能量は、これらの方式によって異なり、ヒートパイプは、採熱部と放熱部の温度差や熱源の変動に左右され、ヒートポンプでは、理論的には熱源の下水が凍らない範囲で採熱が可能であるが、下水の



図－１　下水道管渠からの取得可能熱量[1)]

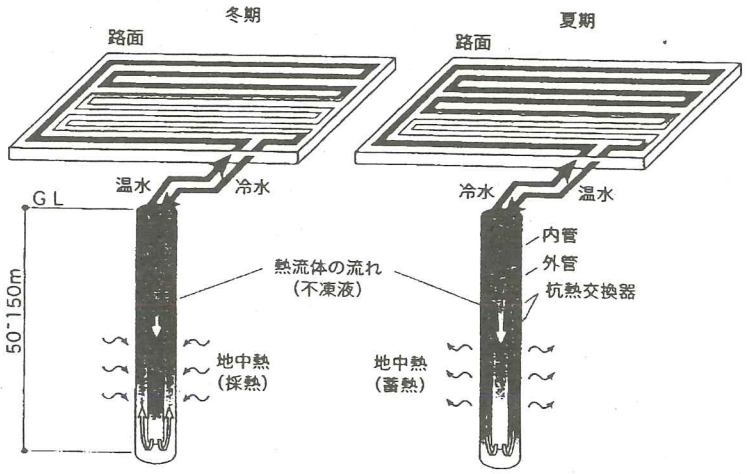


図－２　ヒートパイプの構造と作動原理[2)]



図－３　ヒートポンプの仕組み[3)]

生物処理機能を考慮する必要がある。今回はヒートパイプの熱計算式[4]などを参考に算出した結果、50m間隔で設置されたマンホール1箇所にヒートパイプを30本設置するものとし、2kW／箇所、ヒートポンプでは850～5700kW／箇所程度となった。ただし両者とも熱源とする下水道水の時間変動が比較的大きいため、安定的な熱出力に課題が残る。



図－4　地熱交換杭の作動原理[5]

(2) 地熱

地熱は10m以上の深さになると年間を通じて温度が安定し、深度が深くなるほど地熱温度は高くなる特徴がある。このため安定熱源として多くの融雪用熱源として利用されている。

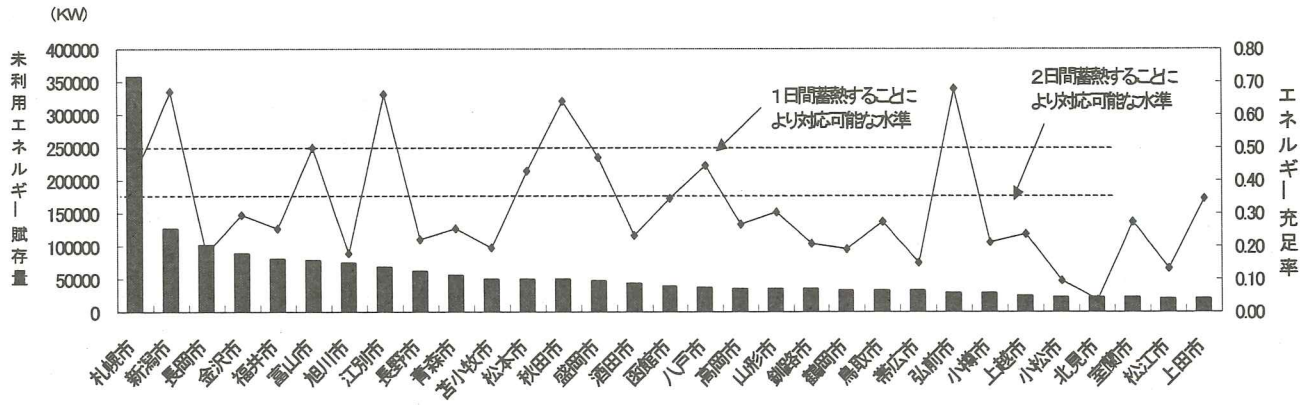
利用実態は、地中に杭等のパイプ2重構造の熱交換器（図－4）を設置し、放熱部との間で不凍液を循環させ融雪を行っている。この場合は還流する熱媒体の温度、地下の地熱の状況(温度及び地下水流等による熱供給)によって採熱可能量が変化する。試算式[6]では熱交換杭1mあたり0.03～0.062kW程度となり、ここでは試算結果の中間に相当する0.05kW/mを採用し、熱交換杭1本の長さを100mとし5m間隔に設置するものとし、5kW/本とした。ただし、地質の条件や地下水脈の存在により、採熱可能量は異なる。このような変化があるため、導入時には事前調査を十分に実施する必要がある。

以上の未利用エネルギーの利用実態より、単一の熱源として利用するには、時間変動が大きく熱出力が不安定である、微弱である、と言った課題があるが、これらを解決することで、融雪設備への未利用エネルギーの利用価値が高まる。

2．2　必要エネルギー量の検討

従来設置されてきた融雪設備を調査した結果、時間当たり2～3cm程度の平均的な降雪に標準を合わせ、200～250W/m²程度の放熱量で設計されている。しかしこの熱量では大量の降雪が生じた場合では融雪しきれず残雪となり、車道においては圧雪状態を発生させるなど、道路融雪設備としては満足できる設計でなかった。そこで、道路本線において未利用エネルギーを利用した融雪設備を検討するには、降雪状況等の気象の変動に対応した設備設計の可能性を見極める必要がある。

そこで、積雪寒冷地域の中で人口10万人以上の31の都市部における年間の降雪量や気象条件を



図－5　未利用エネルギー賦存量とエネルギー充足率（最大降雪時）

基に、均一な舗装版を想定した熱伝達式による加熱温度と放熱・融雪熱量の検討に基づき、道路の融雪あるいは凍結防止に必要な熱量を算定し、未利用エネルギーの各原単位により試算した賦存量とを比較した。比較結果を図-５に示す。

これより、平均降雪パターンの場合には、９都市においては供給可能な全エネルギーを供給すれば、必要なエネルギーを供給可能であるが、最大降雪パターンにおいては全ての都市で、供給可能エネルギー量が必要エネルギー量を満たすことが出来なかった。しかし、最大降雪パターンの場合においても、需給率が 50%以上（１日分のエネルギーを蓄積すれば対応可能）の都市が５箇所、需給率が 33%以上（２日分のエネルギーを蓄積すれば対応可能）の都市が６箇所存在している。

また、上位２種類の熱源からの供給量を数日蓄積するのみで、各都市の降雪を融雪可能なエネルギー量になっている。長野市や上越市を除けば、10 日程度以下の蓄熱で融雪が可能である。この蓄熱期間は、従来の蓄熱槽でも、蓄熱保存中の熱損失が無視できる期間で、蓄熱による融雪システムの実現が可能と考えられる。

２．３舗装版の放熱量

(1) 理論放熱量

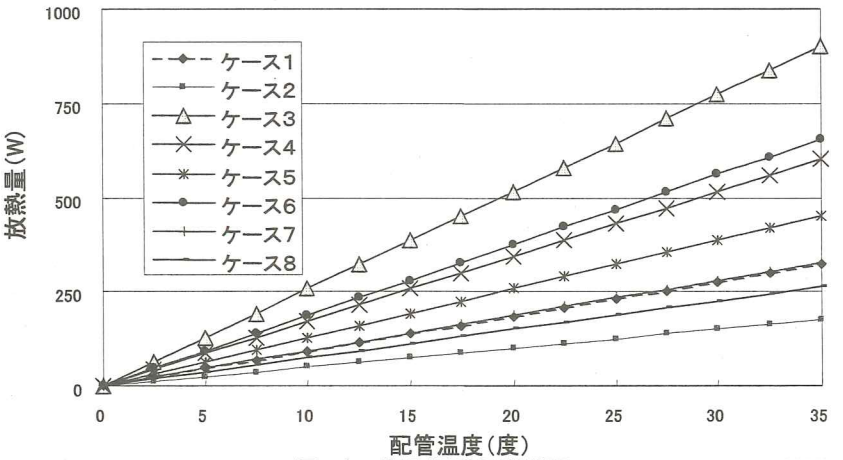
上述の融雪・凍結防止必要熱量の算定結果では、平均降雪時は 200W/㎡前後で、従来設備で対応可能な熱量であるが、最大降雪時では、約半数の 14 都市で 250W/㎡以上となり、上越市においては 1000W/㎡も必要とされ、従来設備の放熱量を大幅に超える算定結果となったため、放熱設備の設計可能性について検証した。

そこで、はじめに加温（配管）部と路面放熱量との関係を分析するものとし、過去の導入実績を参考に、図－６に示すように道路の舗装条件を８種類に分類し、それぞれの道路舗装と放熱管の設置条件の違いにより、融雪を行う上で必要となる温水の温度水準について整理した。

配管温度（＝未利用エネルギー熱源の温度）が 10℃の場合、放熱量は計算上、50～257W／㎡前後となっている。このように放熱部のかぶり厚さ、配管ピッチ等の放熱条件により、放熱量は大きく変化する。これより比較的低温の未利用エネルギー活用するためには、放熱部の開発検討が重要となることがわかる。またアスファルト舗装では、熱抵抗が大きいため、コンクリート舗装と比較し放熱量が 1/2 程度となっている。道路、特に車道においては一部を除きアスファルト舗装が殆どを占めているため、熱抵抗低減の工夫が必要とされ、放熱部の開発検討は、設備のみならず舗装材料も対象とする必要がある。

(2) 熱分布と内部応力のコンピュータシミュレーション

放熱量の増化は融雪能力向上には効果的であるが、１手法としての放熱管の設置間隔を密にすることは、舗装コストの上昇や温度応力による舗装のひび割れ等、耐久性の検討が別途必要である。このためコンクリート舗装版を軸方向に無限長と仮定して



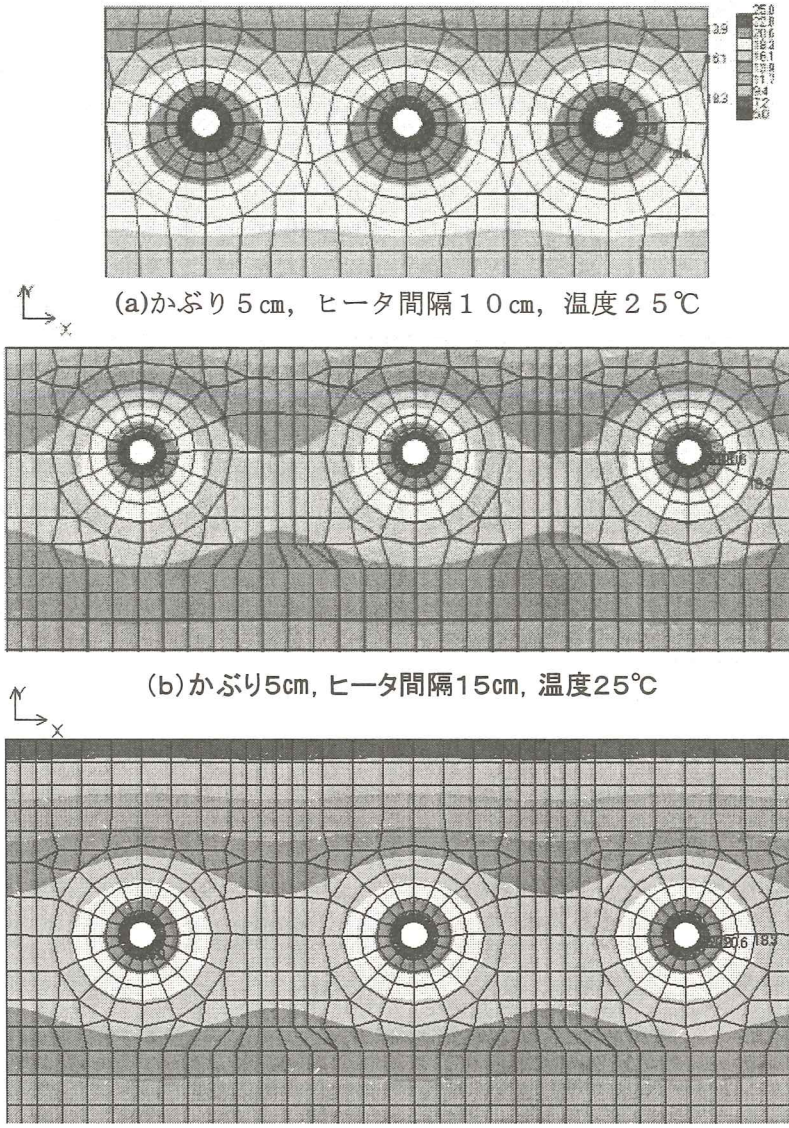
	ケース1	ケース2	ケース3	ケース4	ケース5	ケース6	ケース7	ケース8
布設幅(cm)	15	20	10	15	20	10	20	25
舗装の厚さ(cm)	5	10	5	5	5	10	10	10
舗装材料種類	アスファルト	アスファルト	コンクリート	コンクリート	コンクリート	コンクリート	コンクリート	コンクリート
補正係数	1.17	1.7	1.17	1.17	1.17	1.7	1.7	1.7

その他条件） きさ　R=2.5センチで共通

図-６　配管温度と放熱量

２次元有限要素法（Finite Element Method, FEM）によるコンピュータシミュレーション（図－７）を行い、熱による舗装版内の応力分析と耐久性を確認するとともに、温度分布の分析を行って均一な温度分布を想定した本検討の妥当性を検証した。なお、版縁は断熱境界とした。

舗装版内の温度分布は、加熱体の近傍で熱く、不均一になっていることが想定され、上記の放熱計算が適用できないことも想定される。また、ヒータ温度35℃で路面までのかぶり厚さが5cmのときでも、路面に雪があれば路面温度は0℃になる。この時、温度勾配が7℃/cmと非常に大きく、舗装版内の温度が高い状態で表面が冷却されると、舗装表面に引っ張り応力が発生し、クラックが発生する恐れがある。



(a)かぶり５cm，ヒータ間隔１０cm，温度２５℃

(b)かぶり5cm，ヒータ間隔15cm，温度25℃

(c)かぶり10cm，ヒータ間隔15cm，温度25℃

図-７　舗装版の温度分布ｼﾐｭﾚｰｼｮﾝ結果

シミュレーションにおいては、かぶり厚さ５、10ｃｍで数十℃の温度差が発生することによって生じる温度ひび割れの有無の確認を行った。この結果、表－２に示すようにヒータ温度20～25℃以上が危険温度であることが分かった。しかし、本シミュレーションでは、拘束条件を“外部拘束しない”として試算を行っているため、“両端を拘束”した場合、コンクリート舗装版の表面で発生する応力が打ち消され、表面ひび割れの発生が抑制される可能性がある。

また、加熱温度によっては、舗装版全体が上方に反る方向に変形する力が加わるのに対し、通過車両による荷重や表面が冷却されて収縮力が加わることなどによる応力を考慮する必要がある。

以上のことから、ヒータ温度を20℃以上として用いる

表－２ シミュレーションによるひび割れ指数

かぶり厚さcm		5			10		
ヒータ間隔cm		10	15	20	10	15	20
温度℃	15	1.6	1.6	1.6	1.2	1.7	1.4
	20	1.2	1.2	1.1	1.1	1.2	1.0
	25	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.8
	30	0.8	0.8	0.7	0.7	0.8	0.7
	35	0.7	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6
	40	0.6	0.6	0.6	0.5	0.6	0.5
	50	0.5	0.4	0.5	0.4	0.4	0.4

注）表中の網掛けは、ひび割れ指数が1.0以下（ひび割れ発生の可能性がある）を示す。

場合には、今後、フィールド試験を実施し、耐久性について確認することが望ましい。

表－３ シミュレーションによる表面温度

かぶり厚さcm		5						10					
ヒータ間隔cm		10		15		20		10		20		25	
		最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
温度℃	15	7.5	7.8	6.4	7.2	5.5	7.6	5.6	5.6	5.0	5.1	5.1	5.4
	20	10.0	10.3	8.4	9.5	7.3	10.1	7.5	7.5	6.6	6.7	6.8	7.1
	25	12.5	12.8	10.4	11.8	9.2	12.6	9.3	9.3	8.2	8.3	8.3	8.9
	30	15.0	15.4	12.4	14.1	10.8	15.1	11.1	11.1	9.7	9.9	10.0	10.6
	35	17.4	17.9	14.5	16.4	12.5	17.6	13.0	13.0	11.3	11.5	11.7	12.4
	40	20.5	19.9	16.5	18.7	14.3	20.2	14.8	14.8	12.9	13.2	13.2	14.1
	50	24.8	25.6	24.8	25.6	19.9	26.8	18.5	18.5	16.1	16.4	15.0	16.0

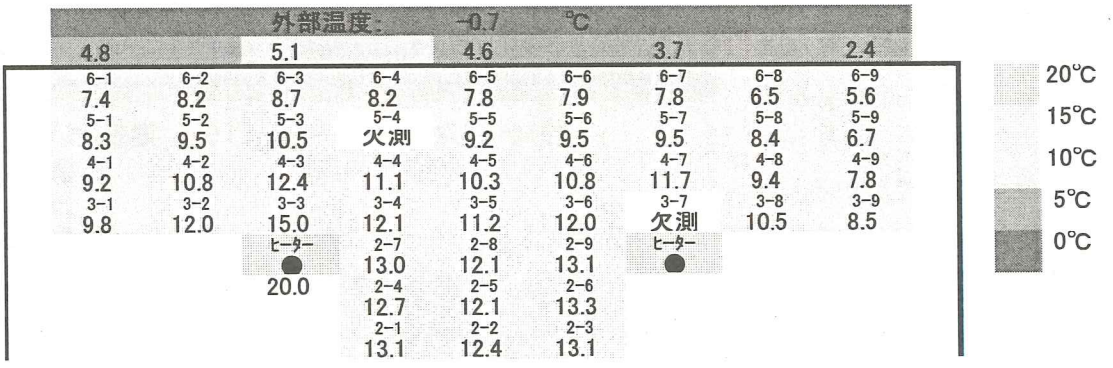
一方、かぶり厚さでは、薄いほど表面の温度が上昇し、かぶり厚５cmと10 cmでは2～10℃の差が発生し、かぶり厚5cmの方が融雪能力が向上することが確認された。（表－３）また、ヒータ間隔については、狭いほど表面の温度が上昇し、さらに間隔が広い場合に生じる、表面の温度ムラを減少できることより、融雪能力が向上する。（表－３）

以上より、均一と推定して得られた放熱量の試算結果は、かぶり厚が薄い場合、ひび割れ発生の危険温度である25℃以上も30℃以下では表面温度のムラは1℃程度であり、これもヒータ間隔を狭めて対処可能であることより、妥当なものと推定される。

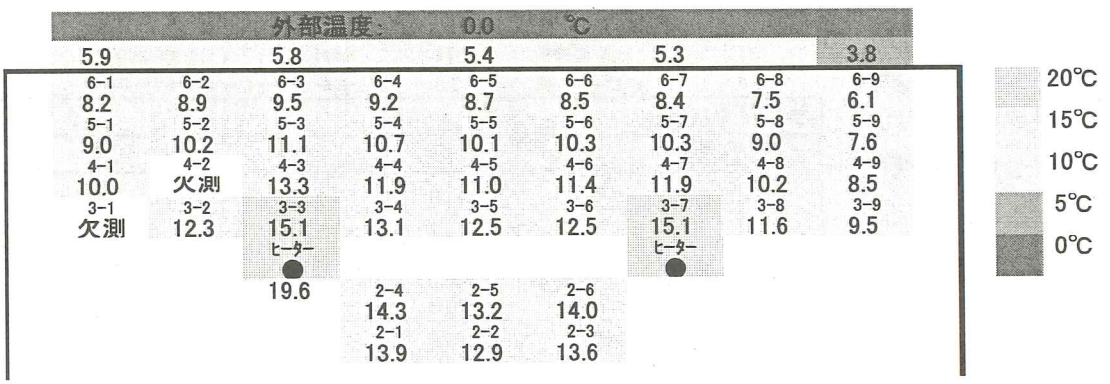
(3) 模型試験

シミュレーションの妥当性検証と、より効率的な放熱を得るため放熱面積の拡大と、加熱点の熱分散による温度ムラの低減を目的とした鋼製のメッシュを埋設した模型実験も行い、温度分布の差異を確認した。模型は、実際の舗装版を模擬することとしたが、温度センサー設置のために、粗骨材の粒径を小さくした。加熱条件は、シミュレーションにおいて20～25℃でクラックの発生が懸念されたので、15～30℃で計画した。温度は、凍結防止を目的とした設備稼働を想定した0℃、および積雪時のクラックを確認するために表面温度を0℃とする条件で行った。なお、温度センサーは白金熱電対を用い、表面から20mm間隔で設置した。

結果、かぶり厚10 cm、ヒータ間隔20 cm、加熱温度20℃の条件では、図－８に示すとおり表面直下20mmの温度は5.6～8.7℃、表面温度は2.4～5.1℃になった。シミュレー



（ａ）金属メッシュ無し



（ｂ）金属メッシュ有り

図-８　模型実験における温度分布

ション結果と比較すると、表面温度は 6.6～6.7℃であるが、表面直下 20㎜ 付近の温度が 9℃前後であること、実験では図の右側から冷気が循環しているために冷却効果が大きいことを考慮すると、シミュレーション結果と実験結果は良く一致しているといえる。

また、ヒータ間に金属メッシュを設置した場合は、ヒータの中間部の温度が表面に至るまで、1℃以上の上昇が見られる。これは、ヒータ間隔を狭くした場合に相当しており、放熱面積の拡大による放熱効果向上は有効であることが確認できた。

２．４　蓄熱システム導入の効果分析

未利用エネルギーは、いずれも時刻などによって利用可能熱量が変動し、最大出力時でも想定される強度の降雪を融雪するために必要な熱量を供給することができない。しかし、降雪は連続するものでないため、長期的には降雪を融雪できる熱量を有する場合があり、降雪の合間に蓄熱すれば、未利用エネルギーの活用による融雪が可能になると想定できる。また、単一の熱源では、賦存エネルギー量が必要エネルギーの 1/2 以下である都市が多いが、上位の 2 熱源では、6 割以上になり、都市によっては 8 割を占めることがあるため、蓄熱システムを適用することが有効であると考えられる。よって蓄熱システムを導入した融雪設備に関し、導入効果の高い地域の抽出と、導入上のメリットと課題を整理した。

図－９に降雪休止期間における蓄熱の効果を示した図を示すが、雪が断続的に降る特性を考慮すれば、降雪状況に応じた蓄熱装置導入効果によって、平均降雪パターンにおいてエネルギー供給が充足しているが、最大降雪パターンではエネルギー供給が不足するケースにおいて、蓄熱槽システムを導入することにより効果が得られる可能性が高い。

３．まとめ

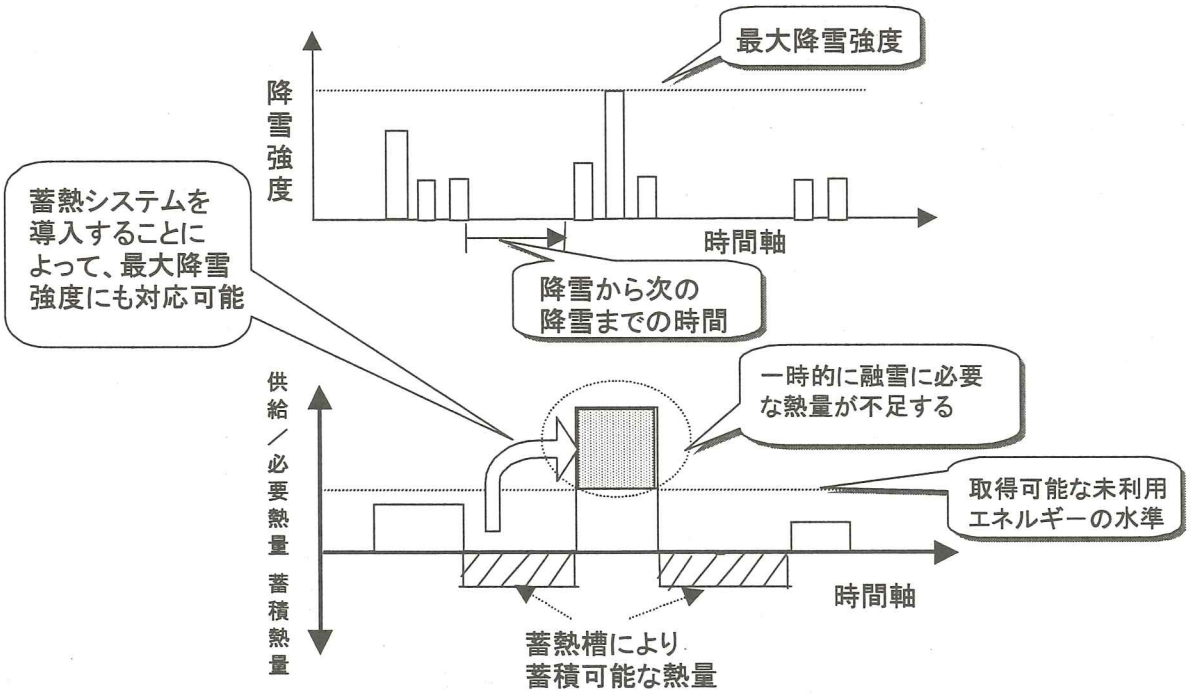


図-９　積雪休止期間における蓄熱の効果

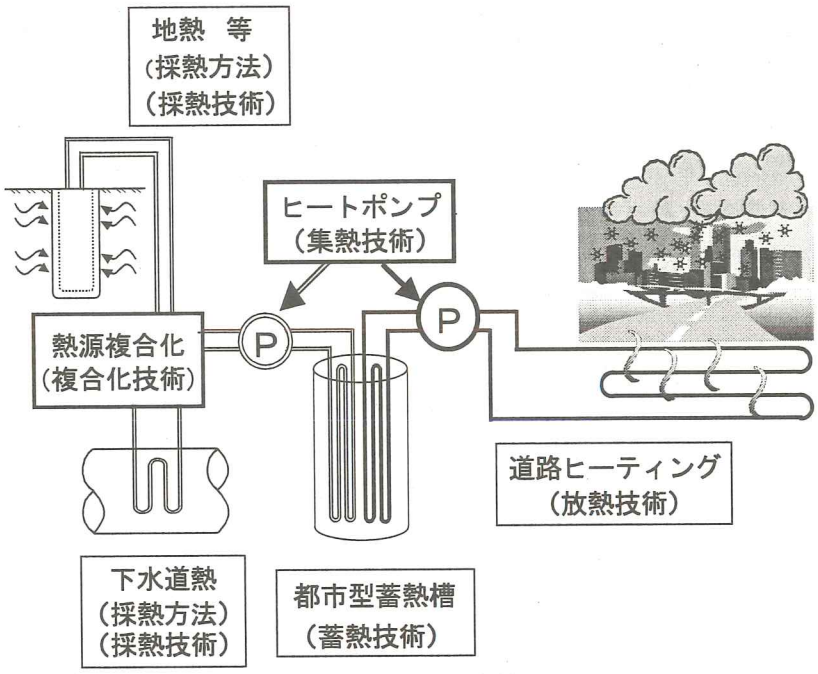


図-１０　想定される融雪システム

未利用エネルギーは、下水を中心として都市施設に多量に存在し、冬期降雪時の融雪や、気温低下時の凍結防止に十分な熱量を有していることが判明した。しかし、変動幅が大きく、常時熱量を豊富に利用できるものではなく、降雪の合間も熱を利用する必要があることから、蓄熱施設の導入が前提になると考えられる。また、降雪強度は時間 10cm を超えることがあり、このような強度の降雪に対しては、大量の放熱量が必要で、従来の施設に比べ２倍以上になる。これは実現可能ではあるが、加熱温度を上げることは、舗装の耐久性の観点から限界があり、加熱体の設置間隔の狭小化、放熱用金属メッシュの導入などの対策が必要になる。新熱源利用融雪システムはこれらの条件を満足するために、熱源から蓄熱槽へ熱を汲み上げ、蓄熱槽に蓄積された熱を道路舗装に供給するシステムである。図-１０に全体構成図を示す。

本システムは、ヒートポンプの運転に必要なランニングコストが軽減される反面、蓄熱槽の建設によりイニシャルコストが増大する。ただし、積雪寒冷の厳しい大都市では、冬期の平均旅行速度が時速十数 km と、東京 23 区に匹敵する厳しさになっており、利便性・安全性向上効果は期待できる。

どんな雪でも交通を確保するといった意味での信頼は、地域の方々にとって大変重要ではあるが、社会ニーズが多様化した今日では、それら多様化したニーズに対し、社会的コンセンサスに基づいた取り組みが求められている。未利用エネルギーを用いた道路融雪設備は、従来のスポット的な融雪設備によるボトルネック対策、作業の効率化を目指したものから、地域やユーザの満足度を高める手段になり得るものである。本稿で提案した消融雪設備がその効果を評価され、社会･経済の発展に資するものになる一助となれば幸いである。

参考文献

１）板倉淑文・菊池俊貴，未処理下水熱を利用したヒートパイプによる融雪能力調査，＃３５下水道研究発表会講演集，　1998

２）ヒートパイプ，フジクラヒートパイプカタログ

３）未利用エネルギー活用ガイドブック,新エネルギー・産業技術総合開発機構

４）ヒートパイプによる下水熱利用ヒーティングシステム，㈱フジクラ技術資料，1997.7

５）森山和馬・林拓男・田中雅人，地中熱利用の BHES 融雪システム，自然・未利用エネルギーによる雪寒対策技術シンポジウム論文集，1999

６）竹内正紀 他，基礎杭利用による地熱融雪システム，自然・未利用エネルギーによる雪寒対策技術シンポジウム論文集，1999

７）新熱源を利用した道路消融雪技術の検討，土木研究所資料第３７４９号

都市排熱を利用した道路消融雪技術の研究

平下浩史*　土屋慶恭**　吉田正***

1. はじめに

我が国では積雪寒冷地域が国土面積の約６割を占め、全人口の２割の人々がこの地域で生活している。この地域の冬期道路交通の確保は、国土政策における重要課題であり、除雪、防雪等の雪寒事業に大きな努力が払われてきている。

この雪寒事業の一つに消融雪設備の整備がある。これは道路に常時設置される設備であり、そのため機械除雪作業に比べ、初期降雪に対して迅速な対応が可能である。さらに、機械除雪作業の様に一般車両の交通流を妨げることもなく、円滑な冬期道路交通を確保できる。また、歩道等における冬期バリアフリーへも容易に対応できるという特徴を有している。

消融雪設備は、大別して地下水や海水等を路面に直接散水する散水融雪、電熱線や温水配管によって、路面を温める無散水融雪の２種類がある。散水融雪は、地下水枯渇による地盤沈下の発生により条例等で地下水の利用制限を受けることも少なくない。また、舗装面の劣化、気温が氷点下時の路面凍結等の問題も懸念される。一方、無散水融雪は熱源の種類を選択することで場所の制限を受けることなく整備することが可能である。反面、建設コスト、維持管理コスト面や電力等の消費エネルギーが莫大なものになる点に課題を有している。

そこで土木研究所では、地下水の散水を行わない無散水融雪の特徴を活かしつつ、建設・維持管理のコストを抑える技術の開発を平成１１年度から１４年度までの計画で進めている。融雪のためのエネルギー源として都市排熱等の未利用エネルギーの利用を考えており、そのためにエネルギー変動を吸収するための蓄熱設備や熱運用技術を研究している。

本稿では、これまでの調査結果として無散水融雪設備の現状について述べるとともに、未利用エネルギーを活用した道路消融雪設備の基礎的な技術として蓄熱技術と熱運用技術に関する考察を報告する。

2. 融雪設備の実態

2.1 無散水融雪設備のニーズ

融雪設備の課題を分析するため、全国の無散水融雪設備施設管理者を対象に行ったアンケート結果を元に、課題を分類した（図-１）。その６割が経済性に関する事項であり、無散水融雪

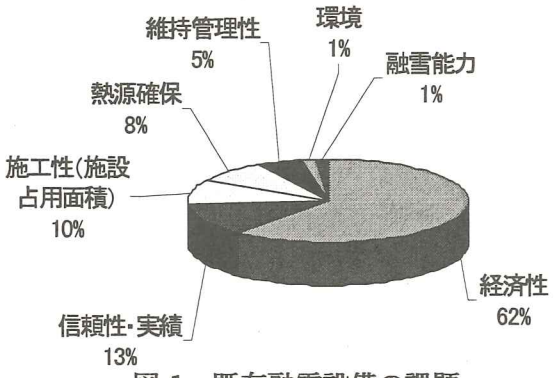


図-1　既存融雪設備の課題

「無散水消雪施設調査業務委託(平成５年度：東北地方建設局)」を分析した結果

設備のコストが特に高いことが伺える。

無散水融雪設備の設置状況は図-2に示す通り、設備の９割近くが人口密集地域に集中している。これより人口密集地域、すなわち都市部に設備ニーズが高いことが伺える。

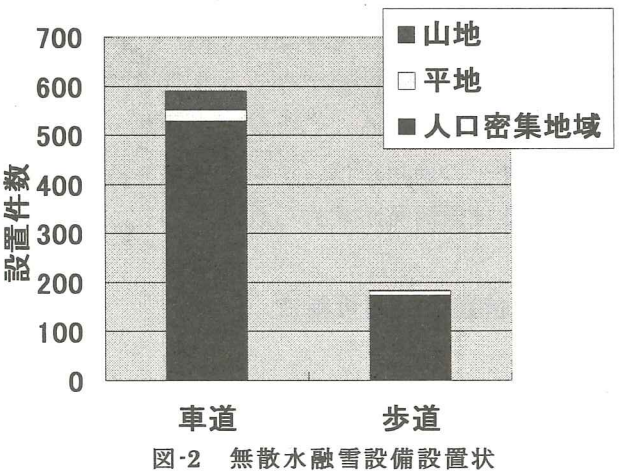


図-2　無散水融雪設備設置状

2.2 無散水融雪設備に求められる技術開発項目

前項の分析結果より、融雪設備が目指すべき技術開発の方向は、都市部の特性を活用したコスト削減と導かれる。そこで本研究では、イニシャルコストとランニングコストの合計を総コストと考え、それを削減しうる要素技術の開発を行うこととしている。

代表的な無散水融雪設備のコストの実例は図-3 に示す通りである。ここで、コスト比較の算定条件は融雪面積 2,000 ㎡、170W/㎡を適用した[1)]。またランニング期間は、機器の耐用年数を考慮して 15 年としている。

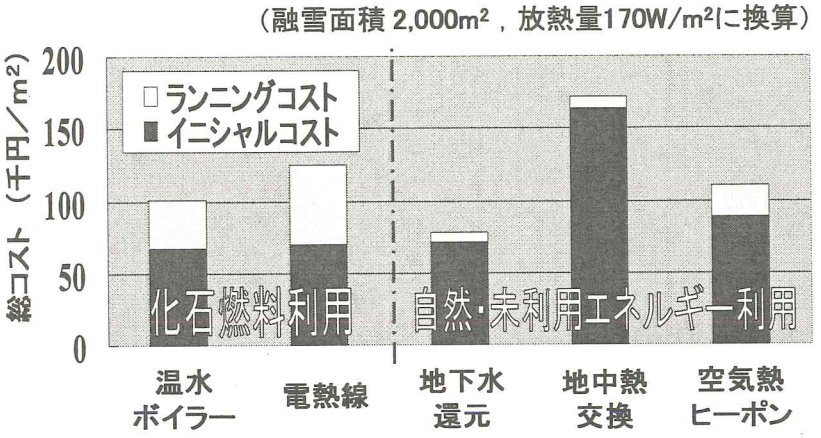


図-3　既存無散水融雪システムの経済性

図-3 の中で、最も一般的に採用されているのは、電熱線方式とボイラー方式である。これらの方式は、エネルギー密度の高い化石燃料を熱源とすることから、設備がコンパクトで大きな熱出力が得られる。しかし、必要な熱を全て化石燃料よりまかなう事から、燃料の消費量が多くランニングコストが高い。

そこで近年、ランニングコストの低減を図るべく、自然・未利用エネルギーの利用が注目されている。中でも、設備ニーズの高い都市部には、未利用エネルギーである都市廃熱が多く賦存する（表-1 参照）。

一方、地中熱、空気熱等を利用した自然・未利用エネルギー利用融雪設備の実例では、化石燃料利用システムに比べ、イニシャルコストが一般に高い傾向を示す。これは、必要とする設計熱量に対して、化石燃料利用はエネルギーを容易に確保できるのに対し、自然・未利用エネルギー利用はエネルギーが微弱で不安定であり、設備側で十分な熱を採取、供給できるよう手当てする必要があるためである。したがって自然・未利用エネルギーの適用には、イニシャルコストを削減しうる技術開発が求められる。

表-1　熱源の区分と形態

熱源区分			熱源形態
自然エネルギー	未利用エネルギー		地下水　地熱 太陽熱　風力 空気熱　河川水熱 海水熱　温泉熱
リサイクルエネルギー	未利用エネルギー	都市排熱	下水熱　地下鉄排熱 変電所排熱　ビル排熱 工場排熱　廃棄物熱 コージェネ排熱
化石エネルギー			化石燃料　電力

3. 都市排熱の利用可能性

表-1 に示す都市廃熱には、大別すると、一ヶ所に集中する点熱源（工場廃熱等）と熱を採取できる個所が線的に分布する線熱源（地下鉄廃熱等）がある。ここでは、広範囲に取得の可能な線熱源である下水熱を例に、その利用可能性を示す。

図-4 は、枝管である口径 600mm 下水管（青森市内）を流れる未処理下水から取得可能な熱量を示したものである。下水の流量と温度を、平成１３年３月９日～１１日の３日間、１時間毎に測定し、５℃まで採熱するものと仮定し算出した。取得可能熱量の時間平均は 93kW となった。

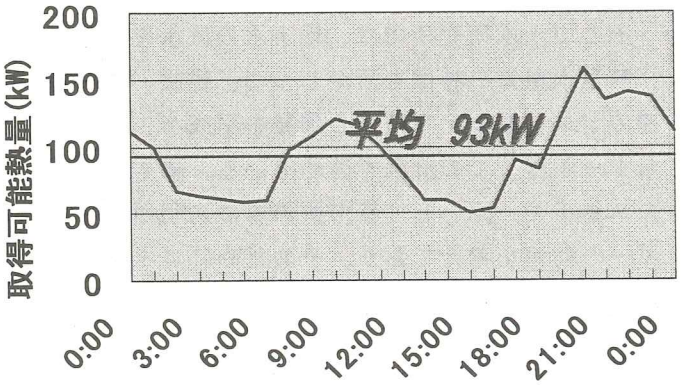
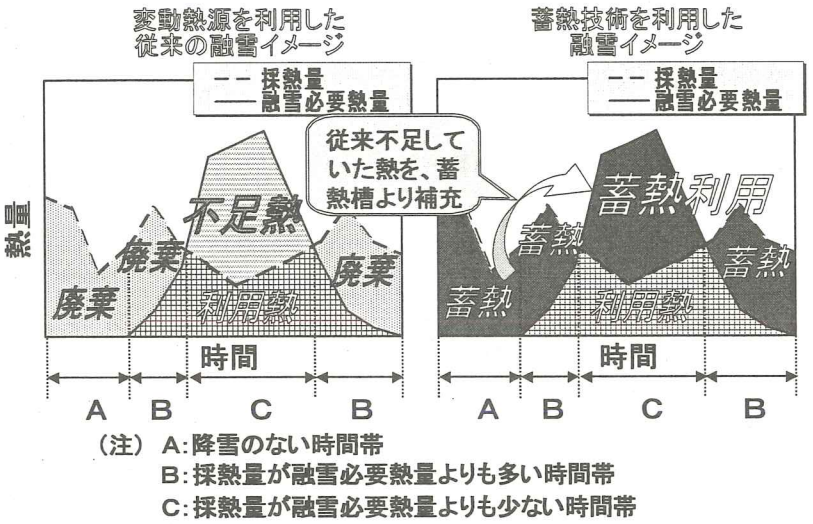


図-4　下水管渠（φ600mm）から取得可能な熱量
（青森市内，実測値より換算）

ここで、融雪必要熱量を図３の比較条件と同じ 170W/m² と仮定すると、93kW は 540m² の面積に相当する。この結果は、歩道で幅 2m、距離 270m の融雪を可能にすることより、下水熱の、融雪への高い適用性を示すものと判断できる。

しかし、下水の流量と温度は人の密度や活動等の生活様式に依存するため、取得可能熱量は時間帯により変動がある。特に、人の活動が静まる深夜から早朝にかけては、流量がほとんどなく、微少の降雪にも対応できない。

したがって、下水をはじめとした都市廃熱を融雪に利用するには、採熱量の安定化（熱源の安定化）が必要である。



（注） A:降雪のない時間帯
B:採熱量が融雪必要熱量よりも多い時間帯
C:採熱量が融雪必要熱量よりも少ない時間帯

図-5　蓄熱技術導入効果①（熱源の安定化）

4. 蓄熱槽の導入効果

4.1 融雪必要熱の安定供給

降雪は一定かつ連続するものではない。そのため都市廃熱を融雪設備の熱源とした場合、降雪のない時間帯の熱は利用されることなく廃棄され、設計降雪強度以上の降雪時には熱が不足する。そこで、降雪の合間の融雪に利用していない熱を蓄え、その熱を融雪必要熱の不足する時間帯に利用する、蓄熱技術を導入する。これにより、取得可能熱量の不安定な都市廃熱を用いた場合でも、安定した熱の供給が可能となる。具体的には、図-5 に示すとおりである。

縦軸に熱量、横軸に時間をとると、熱源（都市廃熱）からの採熱量は図の破線のように変動する。この時間内に降雪があった場合、融雪必要熱量の時間変化は、実線のようになる。この図を、３つの時間帯に分類し、時間帯毎の特徴を述べる。

時間帯 A は、熱源より採熱出来るものの、降雪がない。従って、その熱は利用されることなく自然界へ廃棄される。

時間帯 B は降雪があり、採熱の一部を融雪に利用する。しかし、余った熱は利用されることなく、自然界へ廃棄される。

一方、時間帯 C では融雪必要熱量が採熱量を上回り熱が不足する。

そこで、時間帯 A,B で利用されなかった熱を蓄熱し、その熱を採熱量が不足した時間帯に補う。

これにより、採熱量の不安定な熱源を用いて、安定した融雪が行え、さらに、従来利用することなく廃棄していた熱を、有効に利用することが出来る。

4.2 熱源設備の小規模化

蓄熱技術のもう１つの導入効果が、熱源から熱を採取する設備（ヒートポンプ、熱交換器など）の小規模化である（図-6 参照）。

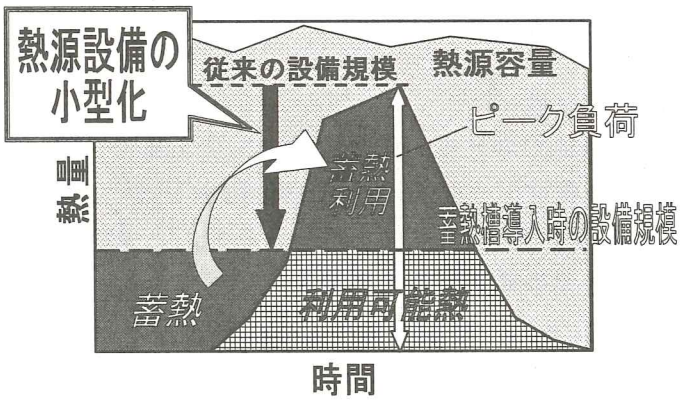


図-6　蓄熱技術導入効果②（熱源設備の小規模化）

従来の非蓄熱式のシステムでは、ピーク時の負荷（熱量）をまかなえる容量の熱源と、熱源設備を選定していた。

一方、蓄熱技術を導入したシステムでは、負荷ピーク時に不足する熱を蓄熱槽から補うため、熱源設備の規模をピークの降雪負荷に合わせる必要がない。

したがって、図中の下向きの黒矢印に相当する小規模化が図れる。

5. 蓄熱槽を導入した具体システム

ここで、蓄熱技術の具体的な導入効果を得るために、下水熱源ヒートポンプ方式を例に、蓄熱槽の有無による比較を行う。(図-7)

5.1 システム概要

従来システムは、ヒートポンプを用いて下水から熱を取得し、その熱を直接放熱部へ供給する。熱応力発生に伴う舗装の劣化を抑制するため、放熱部への供給温度は、通常２０℃前後である。なお、汎用性の高い空調用ヒートポンプは、供給温度が高く（45～50℃程度）適用できない。そのため、一般には専用に設計された高価な融雪用を用いる。融雪用ヒートポンプは、供給側出口温度が低いため、成績係数(COP)が高く効率の良い運転を行える。

一方、蓄熱槽システムにおいては、供給温度の高い一般空調用ヒートポンプを適用することで、蓄熱温度を高温化し、蓄熱槽の小規模化が図れる。放熱部へは、熱交換器を用いることで低温の熱を供給する。ただし、蓄熱槽を都市部へ適用するには、道路地下空間への設置が課題となる。

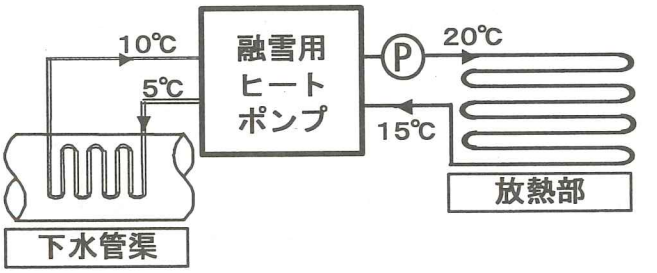
5.2 経済性

北陸地方の代表的積雪地域である上越市（高田）の降雪データ(1996～1998 年)をもとに、図-8 の算定条件において従来システムと蓄熱槽システムの設備規模を試算した（表２）。

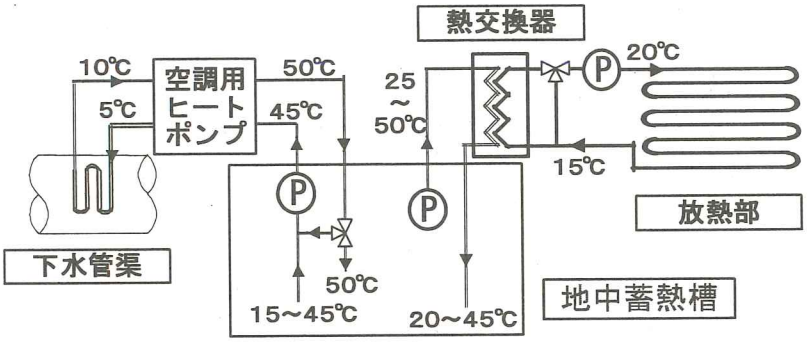
表-2　具体システム設備規模

設　備	従来システム	蓄熱槽システム
ヒートポンプ	融雪用ヒートポンプ 出力 380kW	空調用ヒートポンプ 出力 155kW
下水熱採熱設備	下水熱採熱管 採熱量 380kW	下水熱採熱管 採熱量 155kW
蓄熱設備	な し	水蓄熱槽 210m^3 (コンクリート現場打ち地中設置型)
熱交換器	な し	プレート式熱交換器 交換熱量 380kW

なお、蓄熱槽システムの熱源設備および蓄熱設備の規模は、過去５年間の降雪データを元に



従来システム



蓄熱槽システム

図-7　具体システム概要

想定面積：2,000 ㎡
（車道 L≒286m、W≒7m）
放 熱 量：q_1=190W/㎡
$q_1=1/\eta \times(qs+qn)$
qs(顕　熱)$=2.78\times(C\cdot\Delta\theta\cdot hs\cdot\rho s)$
qn(融解熱)$=2.78\times(J\cdot hs\cdot\rho s)$
ここに、
雪 の 比 熱　C=2.1J/g･℃
雪温を 0℃まで高める温度
$\Delta\theta$=1.8℃
時 間 降 雪 深　hs=2.5cm/h
降 雪 の 密 度　ρs=0.07g/㎡
氷の融解潜熱　J=334J/g
熱　効　率　η=0.9(通常舗装)

図-8　算定条件

１時間間隔の熱収支計算を行い、従来システムと同等の融雪効果が得られるよう決定した。

これらより、概算総コスト(15 年間)を試算した（図-9)。蓄熱槽システムは熱源設備の小規模化に伴い、図中下向矢印に相当するコスト削減が図れる反面、蓄熱設備構築による追加コスト（上向矢印）が加算される。その結果、全体で約 6%のコストアップとなった。ただし、同様の比較を設備の設計条件の異なる地域で実施した場合は、結果が異なる。特に蓄熱槽の規模は、連続の降雪時間や降雪深などの気象条件に大き

く依存する。そこで、連続降雪の少ない地域や、大雪時における残雪日数の評価の尺度を見直すことで、蓄熱設備の小規模化を図ることができる。

したがって、今後蓄熱槽の設計の最適化を検討することによりコストダウンを図ることが可能であると考える。

6. 具体システムの実現化に向けた取り組み

蓄熱槽の設計を最適化するために、本研究では、蓄熱槽の建設に関する要素技術と、蓄熱槽の運転に関する要素技術の研究開発も進めている。

6.1 蓄熱槽建設技術

蓄熱槽はビル等の空調の分野で多く適用されているが、道路消融雪設備への適用例は少ない。そこで、道路消融雪設備への適用性に優れた蓄熱槽建設技術を検討する。

蓄熱槽検討における留意事項は、次の２点である

・都市部に設置可能であること
・建設コストの低減

都市部（人口密集地域）では、道路の近傍に利用可能な用地が乏しく、地上に蓄熱槽を設置するのは困難である。したがって、地中設置を前提とし、場所打ちコンクリートタイプ、鋼管杭タイプについて、コスト試算を行った（表-3）。

場所打ちコンクリートタイプは、道路を開削して、箱形の蓄熱槽を道路の地下に構築するものである。なお、地下埋設物（共同溝、上下水管等）と上下の干渉を回避するため、土被り 5m とした。

鋼管杭タイプは鋼管杭(直径 1～2m、杭長約 15m)を構築し、その内部空間を蓄熱槽として利用するものである。このタイプは地下埋設物を回避しながらの構築が可能なため、土被りを 1m とした。

結果として経済性は鋼管杭タイプの方が場所打ちコンクリートタイプに比べ有利となった。ただし鋼管杭タイプは、地下埋設物の多い都市部では、干渉の回避のため、杭を隣接して構築できないことが予想され、試算値を上回るコストが発生する場合がある。

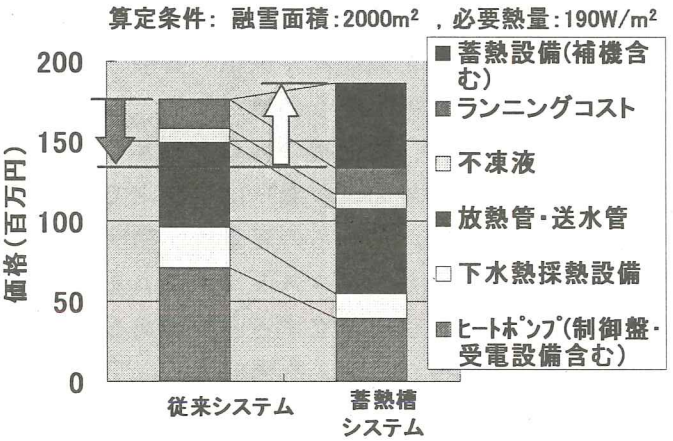


図-9　システム別コスト比較

また、このタイプは構造上、施工時の断熱加工が困難であり、さらに表面積が大きいため周辺土壌への熱損失が大きい。

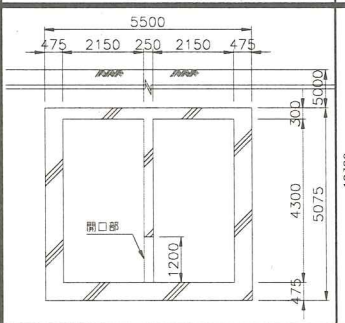
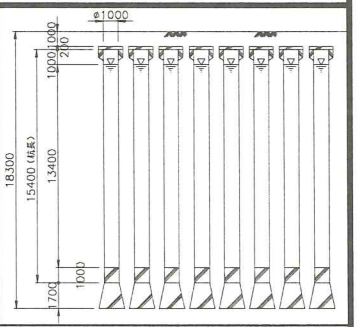
したがって、鋼管杭タイプはコスト面で十分メリットがあるものの、その適用性は、断熱施工の可否、必要性を含めた検討の結果により判断されることとなる。

6.2 熱運用技術

蓄熱システムでは、ハード設計のみならず、それを有効に活用するためのソフト（運用、制御）技術開発が不可欠である。

例えば、蓄熱槽から放熱側の制御が不適切なため、融雪後にも大気へ余分な放熱を行ったとする。このようなケースでは、蓄熱槽内の熱が失われてしまい、次回の降雪時に必要量の熱を確保できず、蓄熱槽の設計容量を十分に生かすことが出来ない。

表-3　地中蓄熱槽コスト比較

	場所打ち コンクリートタイプ（箱形）	鋼管杭タイプ
概念図		
土被り	5m	1m
価格比 （直接工事費）	1.0（基準とする）	0.65

したがって、蓄熱槽システムの性能を十分に発揮するには、熱を無駄なく供給、蓄熱、運用する熱制御技術を確立する必要がある。加えて蓄熱システムでは、蓄熱槽の容量を大きくするとヒートポンプの能力（容量）は小型化でき、その逆も成り立つ。これらの容量は、相反する関係にあることから、総コストミニマムとなる設備規模の算定方法を確立する必要もある。

そこで、蓄熱槽システムを構成する以下の機器の制御方法を、小規模モデル実験(融雪面積5～10m² 程度)を実施し、運転制御技術を確立する予定である。

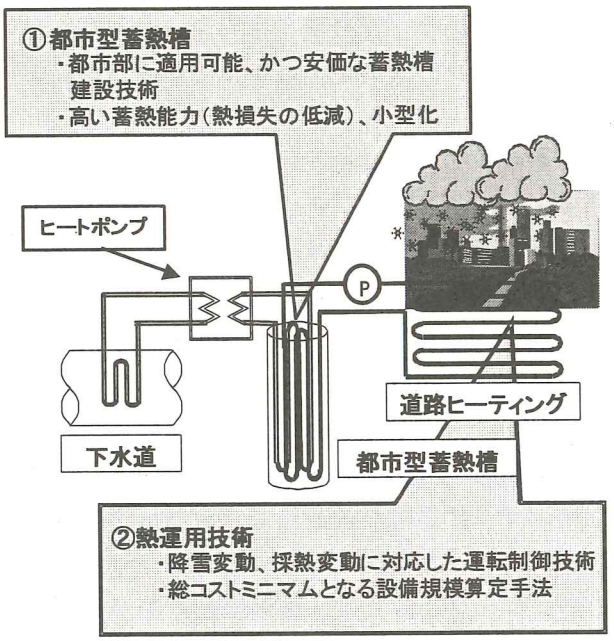


図-10　蓄熱システム実用化への研究課題

(1) ヒートポンプ
(2) 熱源ポンプ
(3) 熱交換器一次側ポンプ（蓄熱槽側）
(4) 熱交換器二次側ポンプ（放熱部側）
(5) 熱源機側三方弁
(6) 熱交換器二次側三方弁（放熱部側）

運転制御技術の確立により、採熱、蓄熱、放熱の熱収支シミュレーションを構築する。これに降雪データなどの諸条件を入力する事で、最適な蓄熱槽容量とヒートポンプ容量を算定する手法を得ることとしている。

7．まとめ

蓄熱槽の導入によって、融雪必要熱の安定供給、設備の小規模化、総コストの低減の可能性があることが分かった。今後は、総コストの削減を目指して、図-9 に示す要素技術の開発が必要である。同時に、下水熱のみならず、それ以外の都市廃熱の利用を視野に入れ、適用性の高く、安価な融雪システムの開発に取り組んで行きたい。

最後に、本研究を進めるにあたり、国土交通省の地方整備局の融雪設備管理者各位には、技術資料の提供を頂いた。誌面を借りて深く謝意を表すものである。

参考文献

1）建設省北陸地方建設局：路面消・融雪施設等設計要領，pp213，2000.

平下浩史*　独立行政法人土木研究所技術推進本部先端技術チーム研究員
土屋慶恭**　株式会社荏原製作所（前　同交流研究員）
吉田正***　同主席研究員

未利用エネルギーを活用した道路消融雪施設の研究（第２報）

独立行政法人土木研究所　技術推進本部　先端技術チーム
○研究員　　山口　崇
主席研究員　吉田　正

１　はじめに

除雪工法は、大きく分けて機械除雪と施設による除雪方法に大別される。施設による除雪方法の一つである道路消融雪施設は、道路に常時設置される設備であり、そのため機械除雪作業に比べ、初期降雪に対して迅速な対応が可能である。さらに、機械除雪作業のように一般交通を妨害することもなく、円滑な冬期道路交通を確保できる。また、歩道等における冬期バリアフリーへも容易に対応できるという特徴を有している。

この施設には、大きく分けて地下水等を路面に直接散水する散水融雪施設と電熱線や温水配管によって路面を温める無散水融雪施設の２種類がある。散水融雪施設は、地下水枯渇による地盤沈下の発生により条例等で地下水の利用制限を受けることも少なくない。また、舗装面の劣化、気温が氷点下時の路面凍結等の問題も懸念される。一方、無散水融雪施設は熱源の種類を選択することで場所の制限を受けることなく整備することが可能である。その反面、建設コスト、維持管理コストや電力等の消費エネルギーが莫大なものになる点に課題を有している。

そこで、近年、道路消融雪施設の維持管理コストを低減することを目的として、その熱源に未利用エネルギー（太陽光、太陽熱、風力、地熱、下水熱など）を利用することが着目されている。しかし、一般的にこれらのエネルギーは、季節や時間帯、天候によって、温度や熱量などに変動があり、利用可能な熱量が一定でない特徴を有している。そのため、降雪時に必ずしも融雪に必要な熱量を十分に確保できない場合がある。このため、熱源の安定化と熱量不足時の補給を可能とする技術として蓄熱技術を道路の消融雪施設へ適用する試みが、いくつかの施設で実施されている。

著者らは、道路消融雪施設のトータルコストを低減することを目的に消融雪施設への蓄熱技術の導入について検討を行っている。前回の報告[1)]では、道路消融雪施設に蓄熱技術を導入したときの効果を明確化するために、蓄熱技術の導入時の熱運用について分析を行った結果と蓄熱技術を導入した場合のコスト面での効果について実際の降雪データを用いて具体システムを想定したコスト比較の結果を報告した。

今回の報告は、最初に、蓄熱技術を活用した消融雪システムのトータルコスト低減を目的として、設備規模や制御方法等を最適に設計するための熱運用シミュレーションを作成したので、その概要と制御方法の検討例、実測データを用いたシミュレーションの検証結果を報告する。次に、蓄熱槽からの熱損失について、１事例ではあるが実際の消融雪施設に導入されている蓄熱槽の蓄熱媒体の温度変化等の実測結果を用いて分析した結果を報告する。

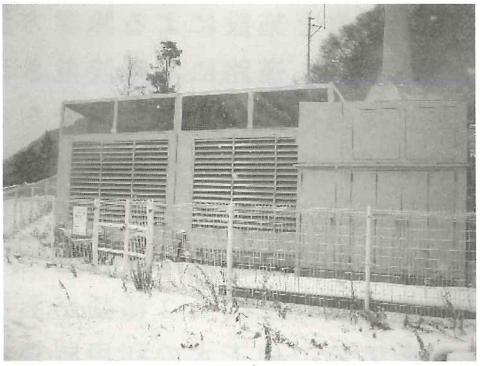
２　研究方法

２．１　熱運用シミュレーション

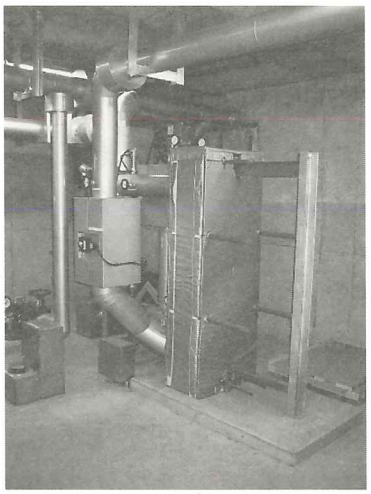
効率的な熱運用を実現するために、蓄熱槽を活用した道路消融雪施設のシステム構成と

その制御方法を検討した。検討に際しては、消融雪システムの熱運用シミュレーションを作成して、複数のシステム構成と制御方法に対して適用し、蓄熱槽に蓄えた熱量が融雪に有効に活用されている割合の比較計算を試みた。また、蓄熱槽やヒートポンプ等の設備規模の検討に、このシミュレーションを活用することを考えて、シミュレーションの精度を確認するために検証実験を行った。

実験に際しては、蓄熱技術を活用した既存の消融雪施設を活用し、ヒートポンプや熱交換器に流入するブライン（不凍液）の流量を調整する三方弁（図－１）などの制御温度を変更して施設の状態を実測した。実験期間は平成１５年１月２９日～３月１３日までであり、降雪が予想された時期に延べ５日間、現場にて実験を行い、残りの期間は自動計測を行った。計測に関しては、施設に整備されている計装装置を活用した。また、４系統２２ヘッダ３７０回路ある放熱管のうち１系統に関して、「行き」と「戻り」の放熱管内ブラインの温度を各ヘッダと機械室に簡易温度計を設置して自動計測した。機械室の行き配管の流量も超音波流量計を用いて自動計測した。計測器の設置状況は、図－２のとおりである。なお、施設に設置されている計装装置で２０００年１月から計測しているデータについても提供を受け検討に活用した。

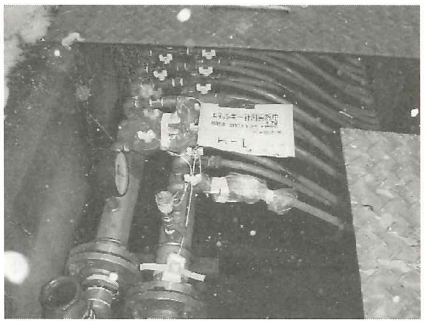


a．空気熱源ヒートポンプ

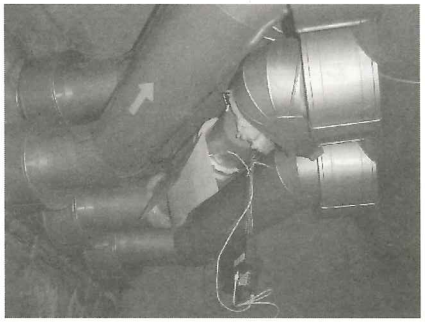


b．プレート式熱交換器と三方弁

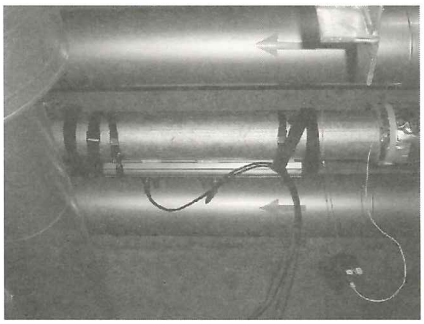
図－１　実験を実施した施設の状況



a．温度計設置状況（ヘッダ）



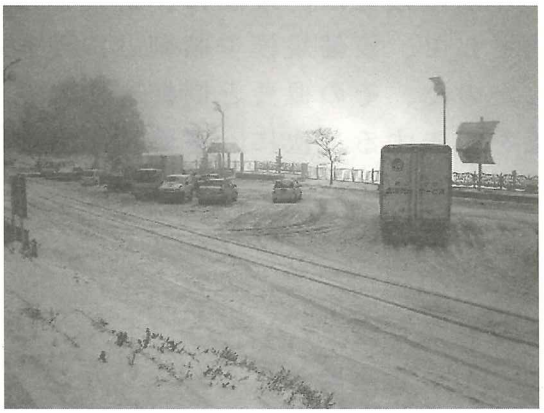
b．温度計設置状況（機械室）



c．流量計設置状況（機械室）

図－２　計測機器の設置状況

実験に利用した施設は、日本海に面した国道沿いのチェーン脱着場を兼ねた駐車場に設置されている。近辺の道路は坂路でカーブとトンネルが続く散水融雪が整備された道路である。冬期に高速道路が通行止めになると迂回路として多くの車両が集まり渋滞が発生するような場所であり、また通常もトラックの往来が多く、海が見える眺望の良い崖の上にあるこの駐車場を利用する車両は少なくなかった。

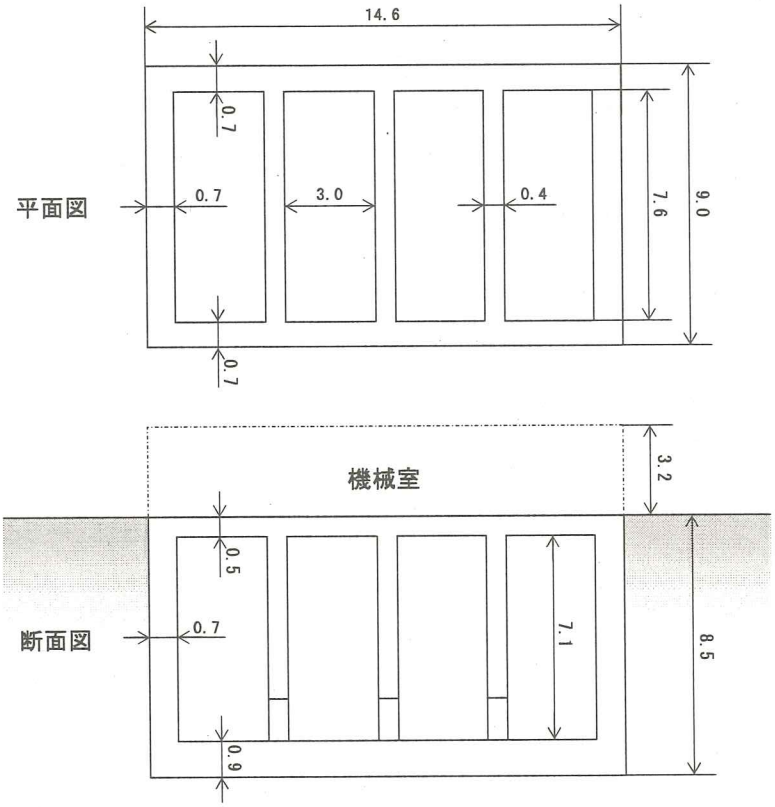


図－３　駐車場の全景

２．２　蓄熱槽の熱損失

蓄熱槽の熱損失の分析は、２．１のシミュレーションの検証実験を行った消融雪施設に設置されている計装装置により２０００年１月から計測されているデータを用いて行った。

蓄熱槽の概要を図－５に示す。蓄熱槽は、蓄熱槽の有効容量が約６００ｍ^{3}の地中埋設タイプのコンクリート製で、蓄熱媒体は水である。蓄熱槽の構造は、幅３．０ｍ、奥行き７．６ｍ、高さ７．１ｍ（有効水深６．６ｍ）の水槽が０．４ｍの中仕切り壁を挟んで４槽並んでおり、これらが下部で連結している。蓄熱槽の壁厚は、底面が０．９ｍ、上面が０．５ｍ、側面が０．７ｍで断熱工は実施されていない。蓄熱槽の埋設地盤は、礫混じり粘土で、ボーリング時の地下水位は－９．０ｍであった。



図－４　消融雪施設の蓄熱槽の概要

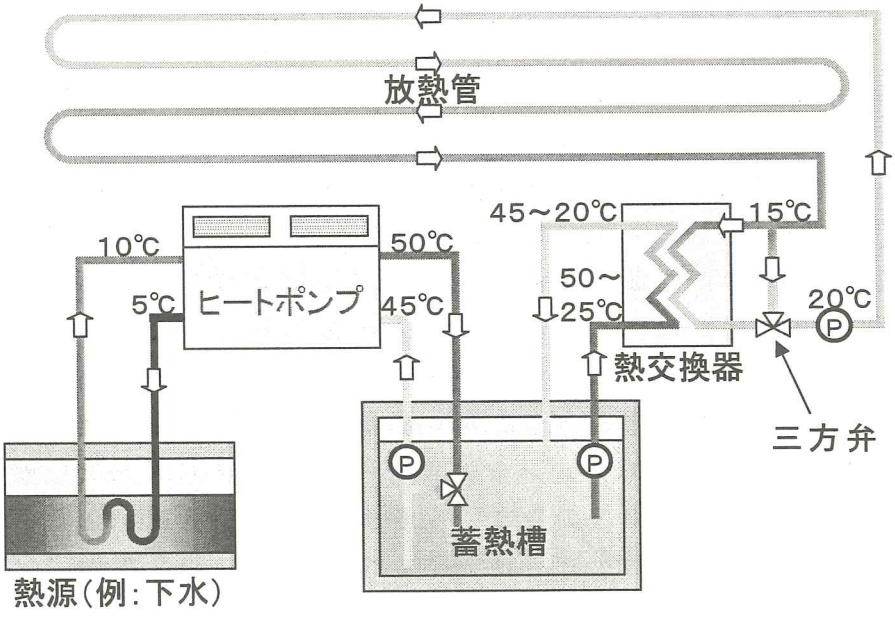
３　研究結果

３．１　熱運用シミュレーション

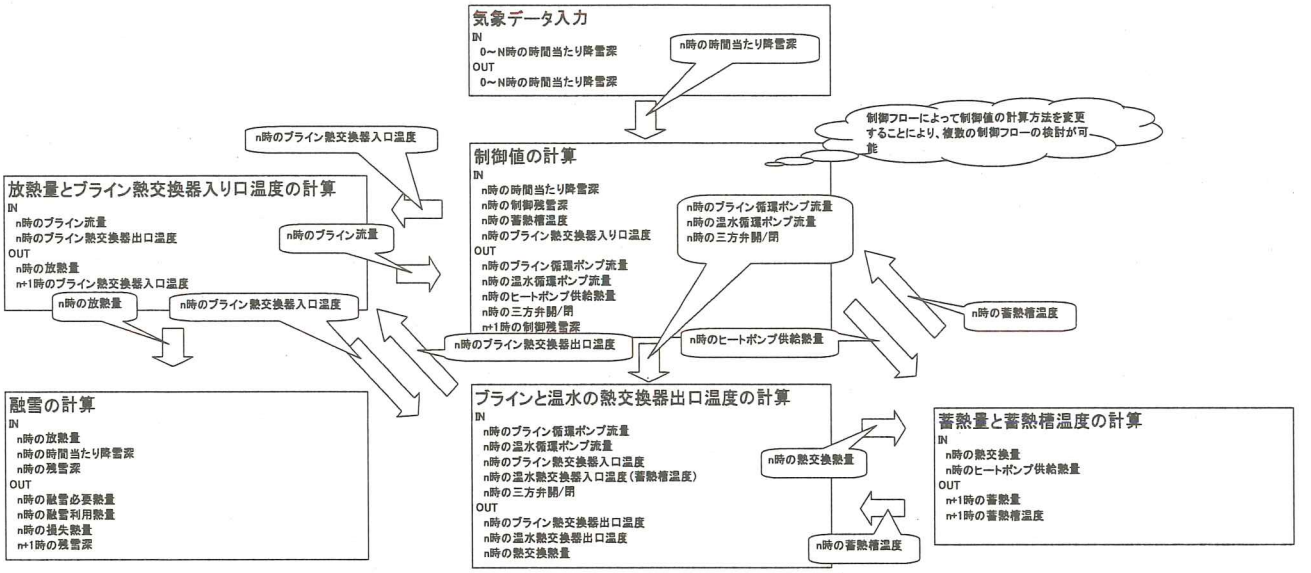
（１）熱運用シミュレーションの概要

蓄熱技術を活用した道路消融雪施設の熱運用シミュレーションを作成した。シミュレーションの対象としたシステムの構成は図－５のとおりである。熱源から熱を汲み上げるヒートポンプ、汲み上げた熱を蓄える蓄熱槽、蓄えた熱を放熱管に供給する熱交換器と各ポンプ及び三方弁からなるシステムである。

熱運用シミュレーションの基本構成は、図－６のとおりである。シミュ



図－５　シミュレーションの対象システム構成



図－６　熱運用シミュレーションの基本構成

レーションは、まず、蓄熱槽の容量や融雪面積などの設備規模や舗装体の熱伝導率やブラインの比熱などの物性値をパラメータとして設定する。次いでステップ時間当たりの降雪深を入力することで、制御方法に沿った構成機器の制御値を算出し、放熱部、熱交換器、蓄熱槽および融雪の状態変化を計算する。

結果として、ステップ時間毎の蓄熱槽の温度や熱交換器の出口温度及びブライン流量などの融雪設備の状態と路面の融雪状態を得ることが可能である。このシミュレーションを活用することで、施設設計時に、実際の降雪データを用いて、蓄熱槽とヒートポンプなどの設備規模や制御方法等の最適化の検討が可能となる。

次項では、実際に、このシミュレーションを用いて制御方法の検討を行った例を示し、このシミュレーションの有効性を確認する。

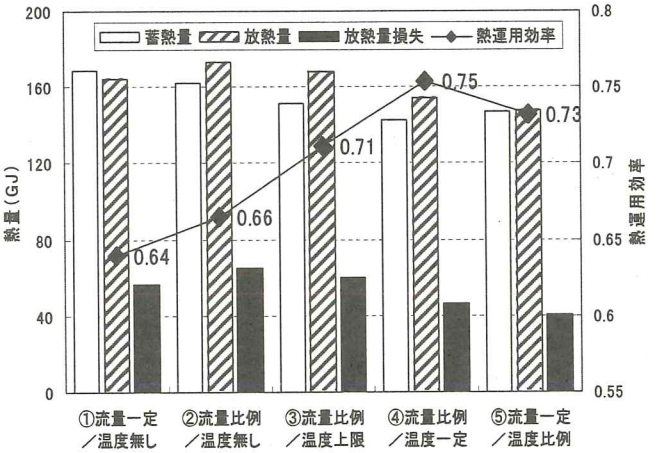
（２）シミュレーションを用いた制御方法の検討例

この熱運用シミュレーションを用いて熱交換器二次側の制御をシステムの熱運用効率（(放熱量－放熱量損失）／蓄熱量）を計算して検討した例を示す。時々刻々と変化する融雪負荷に放熱量を対応させ蓄熱した熱を無駄に使わずに融雪することを目的に、放熱管を循環させるブライン（不凍液）の流量と放熱部入口のブライン温度を制御する方法を検討する。以下の５通りの制御方法についてシミュレーションを用いて比較した。

①流量一定制御と温度制御無し
②融雪負荷に比例した流量制御と温度制御なし
③融雪負荷に比例した流量制御と三方弁を用いた熱交換器入口温度の上限制御
④融雪負荷に比例した流量制御と三方弁を用いた温度一定制御
⑤流量一定制御と三方弁を用いた融雪負荷に比例した温度制御

①の制御方法は、ブラインを放熱管に循環させるポンプを融雪負荷の有無により、定格運転でＯＮ／０ＦＦするのみで、融雪負荷の大小に対応した制御は行わない。②③④の制御方法は、融雪負荷の大きさに対応してポンプの流量制御（ブラインの放熱部入口温度は一定として、融雪負荷に比例した流量制御）を行い、温度制御は②では行わず、③ではブラインの放熱部からの戻り温度により三方弁でバイパスの全開閉を行い温度変化の幅を少な

くする制御をしている、④ではブラインの放熱部入口温度と放熱部からの戻り温度及びポンプ流量により三方弁でバイパスの流量を制御してブラインの放熱部入口温度を一定に保つ制御をしている。⑤の制御方法は、融雪負荷の有無により、ポンプを定格運転でＯＮ／０ＦＦし、三方弁でバイパスの流量を制御してブラインの放熱部入口温度を融雪負荷に対応させる制御をしている。これらから、制御方法の違いによる熱運用効率の変化の傾向は①＜②＜③＜④≒⑤となると予想できる。



図－７　熱運用シミュレーションによる制御方法の熱運用効率の比較

シミュレーションで計算を行ったシステムの熱運用効率の結果は、図－７に示すように、①６４％、②６６％、③７１％、④７５％、⑤７３％となり、予想した制御方法の違いによる熱運用効率の変化の傾向と概ね一致しており、④の制御方法の熱運用効率の計算結果が一番高くなった（放熱量損失には始動時の路盤への蓄熱を含む）。なお、比較は、熱交換器二次側の制御以外は同一制御とし仮想降雪モデルを与えて行った。

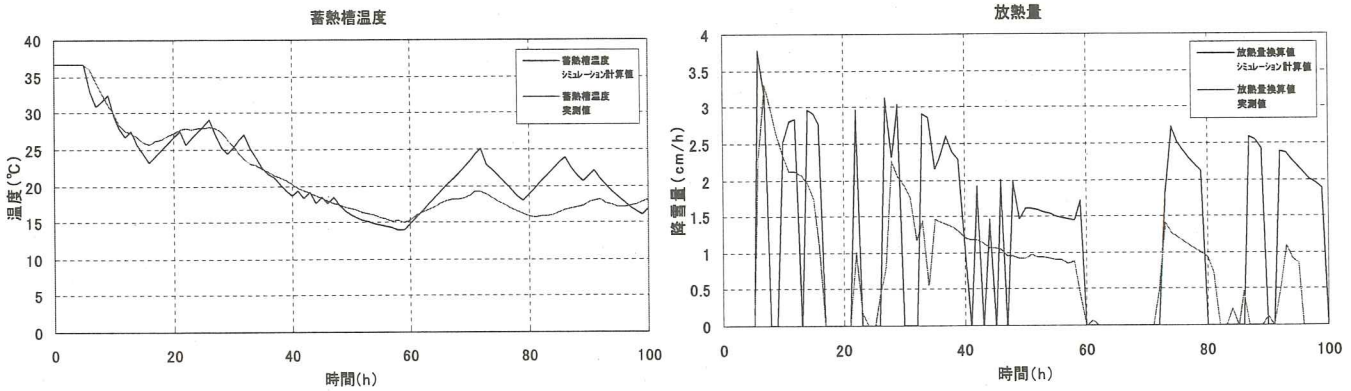
このように、シミュレーションを活用することで設計時に制御方法別の熱運用効率を計算し、検討に利用することが可能となる。このシミュレーションを用いることが制御方法を検討する上で有効な知見を与えることが分かる。

しかし、蓄熱槽やヒートポンプの設備規模等の検討を行うには、シミュレーションの精度が重要なため、次項では検証実験によりシミュレーションの精度を確認する。

（３）シミュレーションの検証

この熱運用シミュレーションの精度を検証するために蓄熱槽と空気ヒートポンプを用いた既存融雪施設のシステムにおいて状態データを実測し、シミュレーションの計算結果と比較した結果を図－８に示す。

図－８より、本シミュレーションは施設状況の時間変化の傾向を全体として再現できていることが分かる。蓄熱槽の温度推移は、計算値と実測値で概ね一致している。しかし、放熱量では、シミュレーションの計算値が全体的に大きくなっている。なお、図－８の放



図－８　熱運用シミュレーションの計算値と実測値の比較

熱量のグラフにおいてシミュレーションの計算値がＯＮ／ＯＦＦを繰り返すのは、シミュレーションに用いている降雪データが正時の瞬時データのため、正時以外の降雪による放熱量を反映していないためであるが、降雪データの実測値の時間間隔を短く取るか、１時間の平均値を用いるなど降雪データを工夫することで解決が可能である。

以下、本シミュレーションで実測値との差が生じた原因について考察する。

検証に用いた１００時間において、１０時間以上の連続降雪である①６－１６、②２６－５９、③７２－８１の時間における、シミュレーションと実測値の１降雪毎の単位面積当たりの放熱量の合計を比較した。結果は、表－１のとおりである。放熱量合計の比は、連続降雪①で０．９６、②で１．３３、③で１．５７となり、最初の連続降雪では誤差がほとんどないが、シミュレーションの経過時間が長くなると誤差が拡大していることが分かる。

表－１　熱運用シミュレーションの計算値と実測値の１降雪毎の放熱量合計の比較

	①6-16	②26-59	③72-81
計算値 (cm)	23.79	51.48	16.14
実測値 (cm)	24.66	38.69	10.31
計算値／実測値	0.96	1.33	1.57

※放熱量は、単位面積当たりの降雪換算値

また、連続降雪①～③における、シミュレーションの計算値と実測値の１時間当たりの最大放熱量を比較した。結果は、表－２のとおりである。最大放熱量の比は、①で１．１４、②で１．４１、③で１．９３となり、最初の連続降雪で１４％の誤差があり、シミュレーションの経過時間が長くなると誤差が拡大していることが分かる。

表－２　熱運用シミュレーションの計算値と実測値の１降雪毎の放熱量最大値の比較

	①6-16	②26-59	③72-81
計算値 (cm/h)	3.79	3.13	2.73
実測値 (cm/h)	3.31	2.26	1.41
計算値／実測値	1.14	1.41	1.93

※放熱量は、単位面積当たりの降雪換算値

以上の結果から、放熱量の推移において差が生じた原因としては、大きく分けて２つ考えられる。一つは、シミュレーションの計算に与えているアスファルトの熱伝導率などのパラメータと実際の値との間の誤差である。アスファルトの熱伝導率は１．２～１．６Ｗ／（ｍ・℃）程度でありシミュレーションにおいては１．４Ｗ／（ｍ・℃）を用いているが、仮に実際の値が１．２Ｗ／（ｍ・℃）であった場合、シミュレーションにおける放熱量は１５％程度減少すると考えられる。もう一つの原因は、シミュレーションの放熱モデルの計算に起因するもので、融雪運転が終わった時点で、路盤に蓄熱された熱は大気中や地中へ熱損失として失われると考えて路盤の温度を初期値に戻しているため、運転停止を繰り返す場合に始動時の負荷が実際に比べて大きくなっていること、またブラインの温度変化による路盤内の温度勾配が変化したときに変化前の路盤の蓄熱量が変化後の蓄熱量より多い場合（放熱負荷が変動せず、ブライン温度が下がる場合など）の差を全て熱損失として計算しているため、負荷が大きくなっていることであり、これらによりシミュレーションの経過時間が長くなると路面温度や残雪量の誤差が拡大すると考えられる。

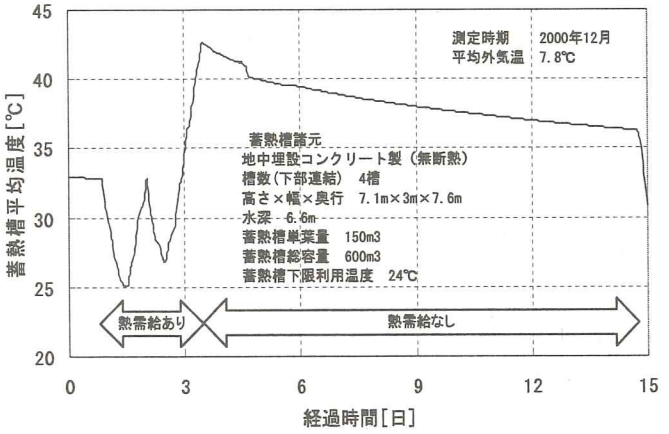
これらの課題に加え、大気や地中との熱収支及び路面の凍結防止運転への対応などについて、より詳細に考慮する必要があると考えられる。

３．２　蓄熱槽の熱損失

蓄熱槽は、熱の需要と供給の大きさの違いや時間差の調整装置としての役割を担う設備である。そのため、熱の需要がない（降雪がない）時間も需要の発生に備えて熱を蓄えておく必要があり、熱の需要が発生するまでの間隔（降雪と降雪の間隔）が長くなると蓄熱材と蓄熱槽周囲との温度差のために生じる熱損失量が大きくなる。

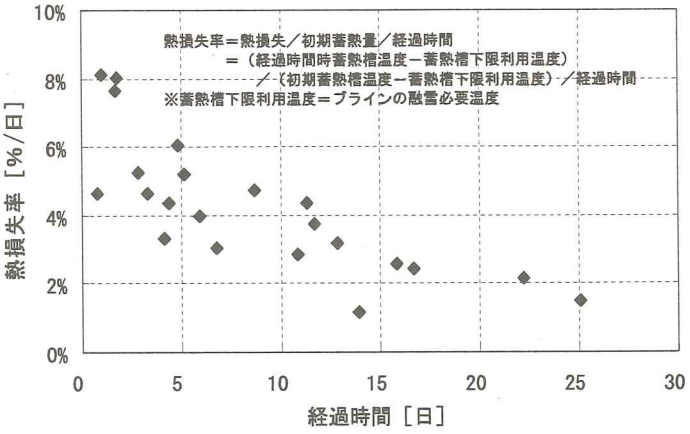
そこで、前述のコンクリート製蓄熱槽において、施設管理のために設置されている温度計の測定値から熱の需要と供給がない時間帯のデータを用いて蓄熱槽の熱損失を分析した。データは２０００年１月～２００３年３月までの毎分の測定値の中から冬期で熱の需給がない時間帯を選定した。また、測定点は蓄熱槽の上下方向に３点、水平方向に４点の計１２点あり、その平均値を分析に用いた。

熱の需給がない時間帯の蓄熱槽温度変化の例は図－９のとおりである。図－９からも分かるように熱損失は、蓄熱材と蓄熱槽周囲との温度差に比例するため、初期の傾きは大きく次第に緩やかな傾きで損失していく傾向となる。



図－９　蓄熱槽温度変化（例）

図－１０に経過時間と日当たりの熱損失率の関係を示すと、初期は８％程度の値を示すが１０日前後では４％程度になることが分かる。また、１０日間全体の熱損失率は、初期温度によって違いはあるが約４０％程度であった。



図－１０　経過時間による熱損失率の変化

蓄熱技術の導入による効果を十分に活用するためには、熱の需要がない時（非降雪時等）の蓄熱槽からの熱の損失を少なくすることが重要であることが分かった。そのため、入手可能な週間天気予報などの気象情報を用いて、施設運用時に降雪と降雪の間隔が長くなると予想される場合、蓄熱を一時停止するか蓄熱温度を下げて蓄熱槽からの熱損失を少なくし、降雪が予測された時に蓄熱を再開し降雪に備える運用が効果的である。また、蓄熱技術を活用すると熱源からの蓄熱運転と降雪負荷に対応した放熱運転を独立して行うことが可能なため、蓄熱運転を停止しても直ぐに融雪に対応ができなくなることはない。

なお、今回分析に用いた施設の蓄熱槽下限利用温度は、蓄熱槽に蓄えた熱を融雪に利用するために蓄熱槽の温水から放熱管のブラインへ熱を供給する熱交換器のブライン側（低温側）の熱交換器入口温度の上限設定値が２４℃ということから、本例では２４℃としている。

4　まとめ

本論文では、未利用エネルギーを利用した消融雪施設の熱運用シミュレーションと蓄熱槽の熱損失の研究結果を報告した。

①設計時に制御方法や蓄熱槽とヒートポンプの規模等の最適化を、降雪実績データを基に検討することを可能とするために、熱運用シミュレーションを作成し、制御方法の違いによる熱運用効率の変化について、傾向を概ね再現できた。また、施設状況の時間変化の傾向を再現することもできた。今後、定量的な精度向上のためには、初期のパラメータの設定値とシミュレーションの放熱モデルの計算方法について検討の必要がある。

②蓄熱槽の熱損失率が１実測例ながら１０日間で４０％程度であったことから蓄熱技術の導入による効果を十分に活用するためには、熱の需要がない時（非降雪時等）の蓄熱槽からの熱の損失を少なくすることが重要であることが分かった。

参考文献

１）国土交通省、日本道路公団：第１５回雪と道路の研究発表会、pp80-83、2003

２）建設省北陸地方建設局：路面消・融雪施設等設計要領、pp133-214、2000

３）社団法人空気調和・衛生工学会：蓄熱式空調システム　基礎と応用、pp27-79、1995

４）土木研究所：土木研究所資料第 3749 号　新熱源を利用した道路消融雪施設の検討、2000

５）日本機械学会：機械工学便覧 A6 熱工学、pp94-153、1985

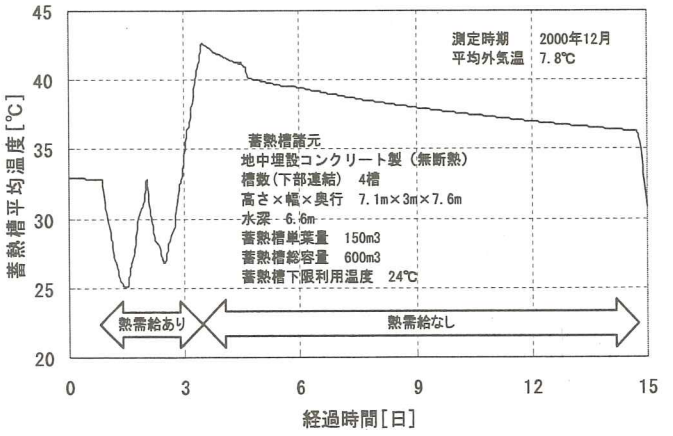
６）日本機械学会：機械工学便覧 B6 熱交換器空気調和冷凍、pp1-24、1985

３．２　蓄熱槽の熱損失

蓄熱槽は、熱の需要と供給の大きさの違いや時間差の調整装置としての役割を担う設備である。そのため、熱の需要がない（降雪がない）時間も需要の発生に備えて熱を蓄えておく必要があり、熱の需要が発生するまでの間隔（降雪と降雪の間隔）が長くなると蓄熱材と蓄熱槽周囲との温度差のために生じる熱損失量が大きくなる。

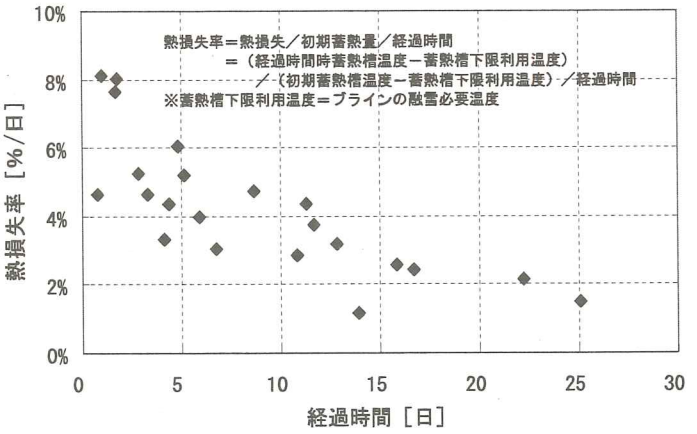
そこで、前述のコンクリート製蓄熱槽において、施設管理のために設置されている温度計の測定値から熱の需要と供給がない時間帯のデータを用いて蓄熱槽の熱損失を分析した。データは２０００年１月～２００３年３月までの毎分の測定値の中から冬期で熱の需給がない時間帯を選定した。また、測定点は蓄熱槽の上下方向に３点、水平方向に４点の計１２点あり、その平均値を分析に用いた。

熱の需給がない時間帯の蓄熱槽温度変化の例は図－９のとおりである。図－９からも分かるように熱損失は、蓄熱材と蓄熱槽周囲との温度差に比例するため、初期の傾きは大きく次第に緩やかな傾きで損失していく傾向となる。



図－９　蓄熱槽温度変化（例）

図－１０に経過時間と日当たりの熱損失率の関係を示すと、初期は８％程度の値を示すが１０日前後では４％程度になることが分かる。また、１０日間全体の熱損失率は、初期温度によって違いはあるが約４０％程度であった。



図－１０　経過時間による熱損失率の変化

蓄熱技術の導入による効果を十分に活用するためには、熱の需要がない時（非降雪時等）の蓄熱槽からの熱の損失を少なくすることが重要であることが分かった。そのため、入手可能な週間天気予報などの気象情報を用いて、施設運用時に降雪と降雪の間隔が長くなると予想される場合、蓄熱を一時停止するか蓄熱温度を下げて蓄熱槽からの熱損失を少なくし、降雪が予測された時に蓄熱を再開し降雪に備える運用が効果的である。また、蓄熱技術を活用すると熱源からの蓄熱運転と降雪負荷に対応した放熱運転を独立して行うことが可能なため、蓄熱運転を停止しても直ぐに融雪に対応ができなくなることはない。

なお、今回分析に用いた施設の蓄熱槽下限利用温度は、蓄熱槽に蓄えた熱を融雪に利用するために蓄熱槽の温水から放熱管のブラインへ熱を供給する熱交換器のブライン側（低温側）の熱交換器入口温度の上限設定値が２４℃ということから、本例では２４℃としている。

4　まとめ

本論文では、未利用エネルギーを利用した消融雪施設の熱運用シミュレーションと蓄熱槽の熱損失の研究結果を報告した。

①設計時に制御方法や蓄熱槽とヒートポンプの規模等の最適化を、降雪実績データを基に検討することを可能とするために、熱運用シミュレーションを作成し、制御方法の違いによる熱運用効率の変化について、傾向を概ね再現できた。また、施設状況の時間変化の傾向を再現することもできた。今後、定量的な精度向上のためには、初期のパラメータの設定値とシミュレーションの放熱モデルの計算方法について検討の必要がある。

②蓄熱槽の熱損失率が１実測例ながら１０日間で４０％程度であったことから蓄熱技術の導入による効果を十分に活用するためには、熱の需要がない時（非降雪時等）の蓄熱槽からの熱の損失を少なくすることが重要であることが分かった。

参考文献

１）国土交通省、日本道路公団：第１５回雪と道路の研究発表会、pp80-83、2003

２）建設省北陸地方建設局：路面消・融雪施設等設計要領、pp133-214、2000

３）社団法人空気調和・衛生工学会：蓄熱式空調システム　基礎と応用、pp27-79、1995

４）土木研究所：土木研究所資料第 3749 号　新熱源を利用した道路消融雪施設の検討、2000

５）日本機械学会：機械工学便覧 A6 熱工学、pp94-153、1985

６）日本機械学会：機械工学便覧 B6 熱交換器空気調和冷凍、pp1-24、1985