研究論文

太陽熱を利用した熱音響冷凍機による雪室冷却装置の開発 ～太陽熱集熱装置の評価と雪室の熱解析～

村木　智彦*　佐藤　健*　三村　和弘*　須貝　裕之*　本多　章作**

Development of a Yukimuro Cooling Unit Using a Thermoacoustic Refrigerator Driven by Solar Heat
~Evaluation of a Heat Circulation System with Solar Collectors and Thermal Simulation of a Yukimuro~

MURAKI Tomohiko*, SATO Takeshi*, MIMURA Kazuhiro*, SUGAI Hiroyuki* and HONDA Shosaku**

抄　録

本県や豪雪地域では雪を雪室に保存し，夏季の冷房に用いるほか，野菜や米などの冷蔵庫としても使用する。雪室を使った雪冷房装置は，運用コストは安価であるが導入コストが高い。そこで再生可能エネルギーである太陽熱から冷熱を作り出し，それを雪室に供給すれば雪室を減容でき，導入コスト削減が期待できる[1)]。工業技術総合研究所では，学校法人東海大学，新潟機器株式会社とともに，太陽熱を集熱して熱音響冷凍機[1),2)]に入熱する太陽熱集熱装置と，その熱を冷熱に変換して雪室に供給する熱音響冷凍機を試作した。本報では，当所で担当した太陽熱集熱装置の製作と評価，冷熱の供給によって減容した雪室の冷房性能に関するコンピューターシミュレーションについて述べる。

1. 緒　　言

太陽エネルギーを熱に変換して，これを収集する機器を太陽熱集熱器（以下，集熱器）と呼び，これを利用して加熱した熱媒を熱音響冷凍機に入熱する装置を太陽熱集熱装置と呼ぶ。

既報[3)]では，評価用（基礎データ集収用の小規模）太陽熱集熱装置を製作して実験を行い，熱媒温度は目標とした 210°C 以上に加熱できることを確認した。

本報では，熱音響冷凍機の駆動に必要な熱量を供給するための太陽熱集熱装置を設計・製作した。なお，これを組み合わせる予定の熱音響冷凍機の開発は東海大学が担当し，200°C 以下の入熱温度で-20°C の冷熱発生を目標としている。この冷凍機は必要入熱量 2kW という仕様であるため，太陽熱集熱装置により，加熱された熱媒は，熱音響冷凍機に流入する際に 200°C 以上に保持されている必要があり，さらに 2kW 以上の熱を供給する必要がある。

これらの仕様をもとに本報では，製作した太陽熱集熱装置による実証実験を行い，太陽熱による熱音響冷凍機の駆動が可能かを検証した。

一方，熱音響冷凍機から作り出した冷熱を雪室に供給することで，雪室内の雪塊の融解を抑制でき，雪室の小型化が期待できる。今後，熱音響冷凍機から冷凍出力 1kW が得られると仮定し，事前検討として熱収支計算を行ったところ，雪冷熱エネルギー住宅建築のためのガイドライン（以下，ガイドラインと呼ぶ）[4)]記載の雪室（容積 81.5m^3）に対して，46％容積を削減した小型の雪室（容積 44m^3）が実現できる可能性が示された。

そこで，これをより詳細に確認するため，小型の雪室を設計し，これに熱音響冷凍機の冷凍出力 1kW が得られると仮定したモデルにて，夏

* 研究開発センター
** 下越技術支援センター

季の冷房需要に対応できるかを熱流体シミュレーションによって検証した。

なお，本研究は，国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）の委託による「太陽熱を利用した熱音響冷凍機による雪室冷却装置の開発（平成 27～30 年度）」の一環で実施したものである。

2.　太陽熱集熱装置の製作と評価

2.1　太陽熱集熱装置の概要

製作した太陽熱集熱装置の外観を図1に示す。（株）寺田鉄工所製集熱器 CPC1518（集熱面積 3m^2）1 台と日本熱源システム（株）製集熱器 V300-30（集熱面積 3.25m^2）3 台を連結して 4 台とし，既報[3]より集熱器は 1 台あたり約 1kW の集熱量で，熱損失は約 40％であったことから，約 4kW の集熱量を確保することで，熱音響冷凍機に 2kW 以上を入熱することを見込んだ。

配管各部に流量計，温度計を装着し，熱媒の測定を行った。集熱器の受光面は南向きとして，地面に対して 30°傾斜させた。配管と各機器には放熱の抑制のため，ロックウールによる保温処理と外装処理を施した。熱媒には，NeoSK-OIL L400 高引火点品（総研テクニックス（株）製）を使用した。

本報では，熱音響冷凍機の代替としてラジエータを装着した。ラジエータの放熱量は，冷却ファンの駆動周波数（5Hz～50Hz で可変）により，熱音響冷凍機の必要入熱量 2kW を超えるように調整した。

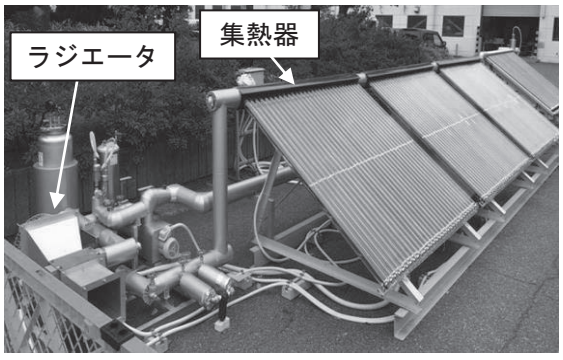
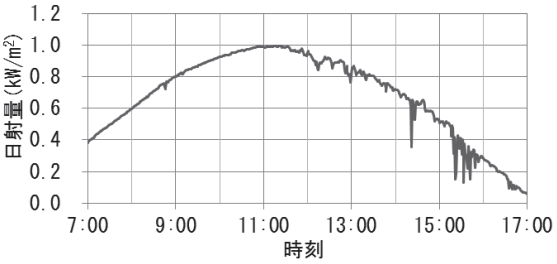


図 1　太陽熱集熱装置の外観

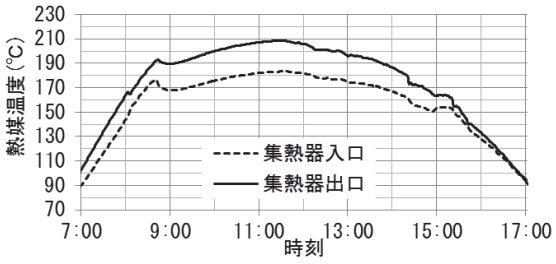
2.2　測定項目

試験装置では，日射量，集熱器とラジエータの入口・出口の熱媒温度を測定し，熱媒温度差と流量から集熱器の集熱量とラジエータの放熱量を計算した。

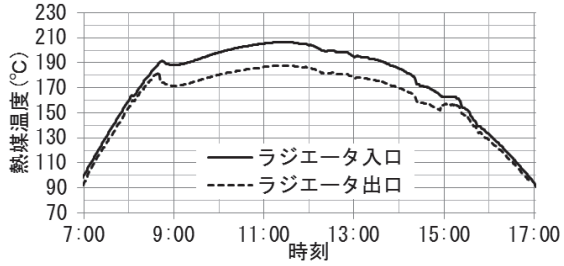
測定は，平成 30 年 7 月から 9 月にかけて実施した。図 2(a)～(d)に平成 30 年 8 月 23 日の測定例を示す。この測定における熱媒流量は 5L/min



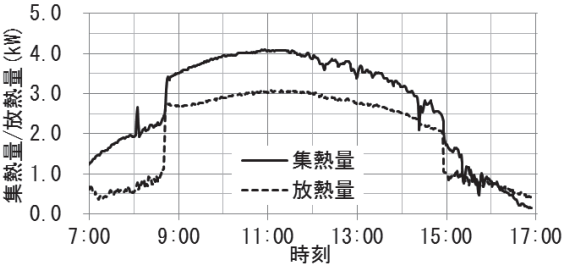
(a)　日射量



(b)　集熱器の熱媒温度



(c)　ラジエータの熱媒温度



(d)　太陽熱集熱量とラジエータ放熱量

図 2　測定例

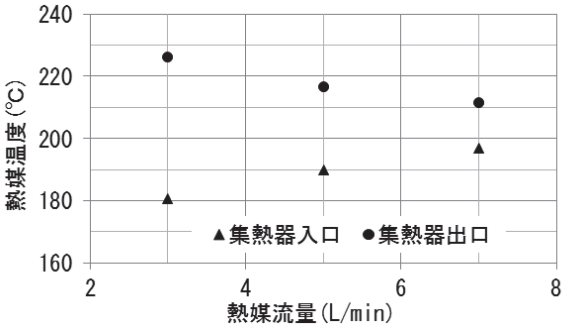
である。

図 2(a)に日射量を示す。この日は 11 時頃に日射量がピークとなった。図 2(b)は集熱器入口，出口の熱媒温度である。熱媒は集熱器入口側から流入し，集熱器を介することで加熱され，集熱器出口側から流出する。ここで，ラジエータの冷却ファンの駆動周波数は 50Hz で，冷却ファンの動作時刻は起動が 8:40，停止は 15:00 である。集熱器出口側の熱媒温度は，この動作時刻において一時的に変動するが，日射量に応じて変化することがわかる。図 2(c)にラジエータ入口，出口の熱媒温度を示す。熱媒は集熱器出口側から配管を介して，ラジエータ入口側に流入する。流入した熱媒はラジエータによって冷やされるため，ラジエータ出口側の熱媒温度が低下している。図 2(d)は集熱器の集熱量とラジエータの放熱量である。冷却ファンの駆動によって放熱量は増加するとともに，集熱器の集熱量も増加している。

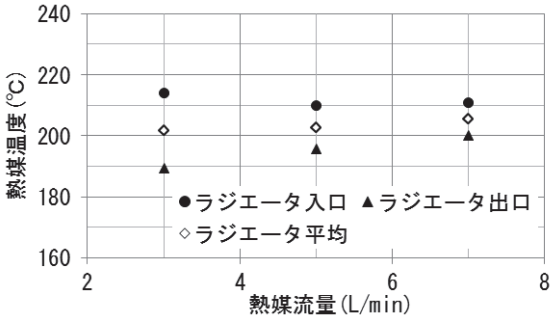
2.3　熱媒温度

前述の条件に基づき，7 月～9 月の間で実験を行った。その結果を説明する。熱媒流量 3，5，7L/min のときの集熱器およびラジエータ入口，出口の熱媒温度を図 3 に示す。各温度は，正午付近 30 分間の平均値である。図 3(a)は，集熱器入口，出口の熱媒温度である。ここでは集熱器 4 台を一体として扱っており，入口，出口とはそれぞれ最上流側の集熱器の入口，最下流側の集熱器の出口である。流量の増加に伴って出口温度は低下するものの，全ての流量条件で 210°C を超えた。図 3(b)は，ラジエータの熱媒温度であり，入口と出口の平均温度が，熱音響冷凍機への供給温度に相当すると仮定すると，全ての流量条件で熱媒は目標である熱音響冷凍機の駆動温度 200°C を超えている。

上記の温度データから，集熱器の集熱量，ラジエータの放熱量を計算した結果を図 4 に示す。参考のため，測定時の日射量を併記し，各測定における日照条件がほぼ同等であることを示した。各熱媒流量条件でラジエータの放熱量は 2.3kW 程度であり，熱音響冷凍機の設計入熱量 2kW を超えている。したがって，この日照条件下であれば，太陽熱による熱音響冷凍機の駆動は可能と考えられる。



(a)　集熱器



(b)　ラジエータ

図 3　各流量における熱媒温度

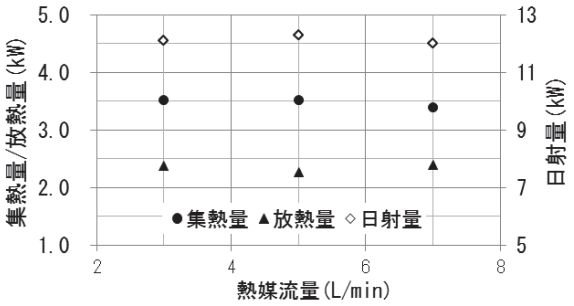


図 4　集熱量と放熱量

2.4　集熱量と集熱効率

図 4 から，集熱器 4 台分の集熱量は，平均 3.5kW であり，これを日射量で除して求めた集熱効率は，平均 0.29 であった。既報 [3]では，集熱器 1 台あたりの集熱量が 1.1～1.2kW，集熱効率が 0.34～0.36 だったので，4 台の連結で集熱量，集熱効

率ともに低下している。

ここで，集熱効率が低下した理由について検討した。JIS A4112:2011（太陽熱集熱装置）により集熱効率 η は，式(1)で定義される。

$$\eta = a_0 - a_1\frac{(T_w - T_a)}{I} - a_2\frac{(T_w - T_a)^2}{I^2} \qquad (1)$$

ここで，a_0 は定数，a_1 と a_2 は熱損失係数，T_w は熱媒体平均温度，T_a は外気温，I は日射量である。式(1)から集熱器内の熱媒と外気の温度差の増加に伴い，熱損失が増加し集熱効率は小さくなる。集熱器を連結した場合，入口側の集熱器は，単体と同等の集熱効率を示すと考えられるが，出口側の集熱器に近づくほど内部の熱媒温度が高温になるため，外気温との差が大きくなり，集熱器から外気への放熱が増大する。このため，集熱量，集熱効率ともに単体の評価に比べて低下したと考えられる。

2.5　配管の熱損失

図 5 に集熱量に対する配管とラジエータの放熱割合を示した。ここでいう配管とは，集熱器出口からラジエータ入口までと，ラジエータ出口から集熱器入口までの熱媒経路であり，循環ポンプや膨張タンクなどの付属機器も含む。各条件の値を平均すると，熱音響冷凍機の駆動への寄与は 67%であり，配管からの熱損失は 33%であった。

3.　熱流体シミュレーション

3.1　解析概要

ここでは，小型の雪室を設計し，これに熱音響冷凍機の冷凍出力 1kW が得られると仮定したモデルを用いて，4 月 1 日に雪室内に充填した雪塊が，冷房運転の終了する 10 月 1 日まで残存するかを，熱流体コンピューターシミュレーションにより検討した。

図 6 に各期間の熱移動の状態図を示す。図 6(a)は雪室内に雪塊を充填した 4 月 1 日の様子である。図 6(b)は 4 月 1 日～6 月 30 日までの状態である。外気温度に応じて雪室外壁から侵入熱が

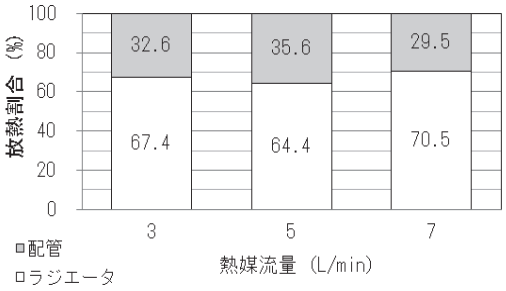


図 5　ラジエータと配管の放熱割合

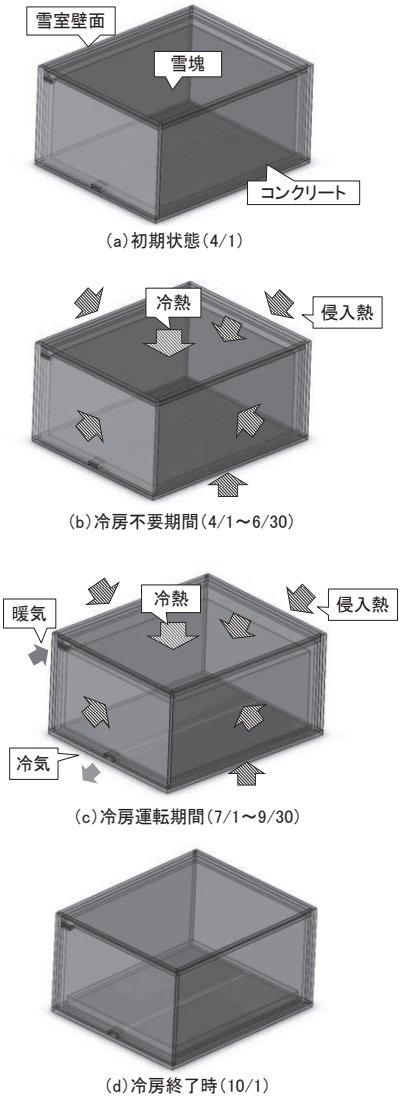


図 6　熱移動の状態図

ある一方で，熱音響冷凍機から 1kW の冷熱が日射量に応じた時間供給される。図 6(c)は 7 月 1 日～9 月 30 日の状態図で，この期間に雪室による冷房を使用する。この期間では上記の侵入熱と冷熱に加え，冷房のために，居室から流入し

た暖気が雪塊との熱交換により冷気となって居室に戻る。居室の構成と冷房に使われる熱量はガイドライン[4]に準じた。図 6(d)は 10 月 1 日の雪室の様子である。

シミュレーションにより, 1 か月ごとに雪室内の温度と空気の流れを解析し，雪塊の消費に使われる熱量（消費冷熱量）を計算した。これをもとに雪塊高さの減少量を計算して, 4 月 1 日から 10 月 1 日までの推移を求めた。

3.2　解析モデル

図 7 に解析モデルを示す。解析にはソフトウエアクレイドル製の熱流体解析ソフトウエア SCRYU/Tetra ver. 13 を使用した。表 1 に解析に使用した物性値および表 2 に雪室や雪塊の計算条件を示す。

表 1　物性値

空気	密度	(kg/m^3)	1.206
	比熱	(kJ/kg･K)	1.007
	熱伝導率	(W/m･K)	2.56×10^{-3}
	粘性	(Pa･S)	1.83×10^{-5}
雪塊	融解熱	(kJ/kg)	335
内側断熱材	密度	(kg/m^3)	25
	比熱	(kJ/kg･K)	1.130
	熱伝導率	(W/m･K)	2.20×10^{-2}
外側断熱材	密度	(kg/m^3)	25
	比熱	(kJ/kg･K)	0.890
	熱伝導率	(W/m･K)	2.80×10^{-2}
コンクリート	密度	(kg/m^3)	2000
	比熱	(kJ/kg･K)	0.880
	熱伝導率	(W/m･K)	1.2
短絡防止板	密度	(kg/m^3)	7850
	比熱	(kJ/kg･K)	0.442
	熱伝導率	(W/m･K)	80.3

表 2　計算条件

雪室	容積	(m^3)	44.0
雪塊	密度	(t/m^3)	0.55
	容積	(m^3)	39.6
	温度	(℃)	0

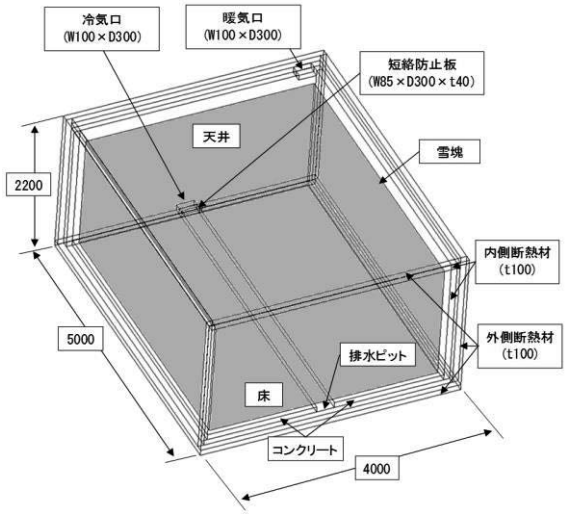


図 7　解析モデル

3.3　解析方法

表 3 に解析で使用した月ごとの外気温度，居室からの暖気温度，冷房風量を示す。雪室の壁面温度は外気温度とし，気象庁データベースによる新潟市の月毎の平均気温を用いた。先に述べた解析モデルより，各月について雪室内の温度分布と侵入熱を求めた。

7月～9月は, 冷房運転を行う期間であるので, 雪室内の空気の流れと温度分布を計算し，暖気温度と冷気温度の差から冷房出力を求める。表 3 に示す冷房運転時の居室から流入した暖気温度は外気温度に等しいと仮定し，風量は上村らの設定した風量[5]を参考にした。冷房運転によって居室に供給される冷熱量は, ガイドライン[4]記載のモデル住宅が 1 シーズンに必要とする総冷熱量を月ごとに配分した値とした（表 4）。月ごとの配分方法は，上村らの 2007 年と 2008 年の冷房冷熱量[5]の月別比率を参考に設定した。これと先の冷房出力の結果と併せて 1 か月間の冷房運転あり・なしの時間の割合を計算し，それぞれの侵入熱を求めた。

表 5 に熱音響冷凍機から得られる冷熱量の推定値を示す。日照時間は，気象庁データベースによる新潟市の月毎の平均日射量を用いた。熱音響冷凍機を駆動できる日射量（有効日射量）は，本報の実験結果では 580W/m^2 以上であり，

表 3　解析パラメータ

月	外気温度 (℃)	暖気温度 (℃)	冷房風量 (m^3/h)
4 月	11.5	-	-
5 月	16.5	-	-
6 月	20.7	-	-
7 月	24.5	24.5	336
8 月	26.6	26.6	336
9 月	22.5	22.5	336

表 4　月ごとの冷熱量

月	冷熱量 (kWh)	総冷熱量 (kWh)
7 月	217	1338
8 月	1086	
9 月	35	

表 5　熱音響冷凍機の冷熱量の推定値

月	日照時間 (h/月)	有効日照時間 (h/月)	冷熱量 (kWh)
4 月	169.80	84.90	84.90
5 月	202.10	101.05	101.05
6 月	168.50	84.25	84.25
7 月	160.10	80.05	80.05
8 月	211.10	105.55	105.55
9 月	162.80	81.40	81.40

この有効日射量を満足する有効日照時間は日照時間の 50%であった。これをもとに冷熱量は，1kW の定出力が有効日照時間分だけ供給されるものとした。上記の方法により解析を行い，雪塊高さの推移を計算した。

3.4　解析結果

図 8 に冷房運転なしの雪室内の温度分布を排水ピットに沿った中央断面で月ごとに示す。雪室内の空気の温度は，4 月であれば，状態図内の破線で囲われた領域である。以降，外壁温度の上昇に伴って，雪室内の温度が上昇し，雪塊が減少していく。

図 9 に冷房運転時（7 月～9 月）の雪室内の温度分布と空気の流れを示す。暖気は雪塊に沿って流れ，排水ピットを通って冷気口から流出する。雪室内を空気が流れるため，撹拌作用によって図 8 と比較して温度分布は均一となり，その分雪塊表面部の温度勾配は大きくなるので雪塊の融解が増加する。また，解析から求めた 7 月～9 月の冷房運転稼働時間の割合は，それぞれ 17.1%，83.5%，3.7%だった。

雪塊の消費冷熱量と雪塊高さの推移を図 10 に示す。冷房運転期間が終了する 10 月 1 日の時点で雪塊の高さは 0.2m 残っており，熱音響冷凍機と小型雪室を組み合わせたシステムが夏季の冷房装置として成り立つことを示している。

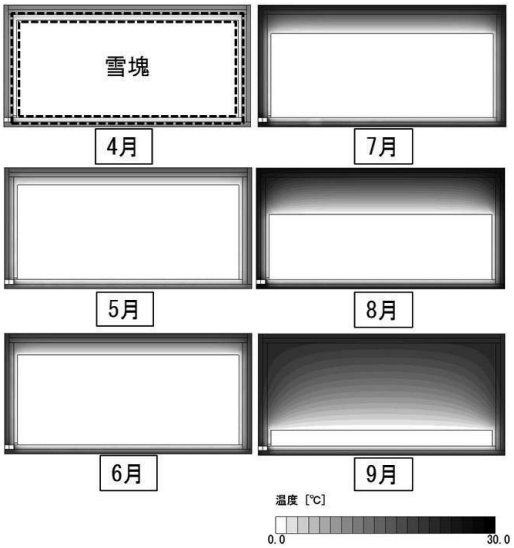


図 8　冷房運転なしの雪室内の温度分布

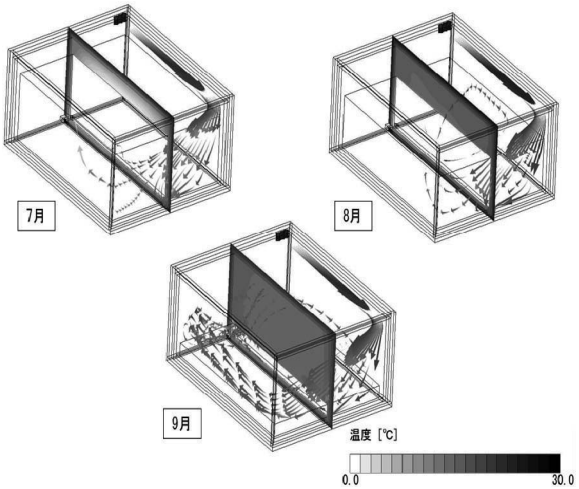


図 9　冷房運転時の雪室内の
温度分布と空気の流れ

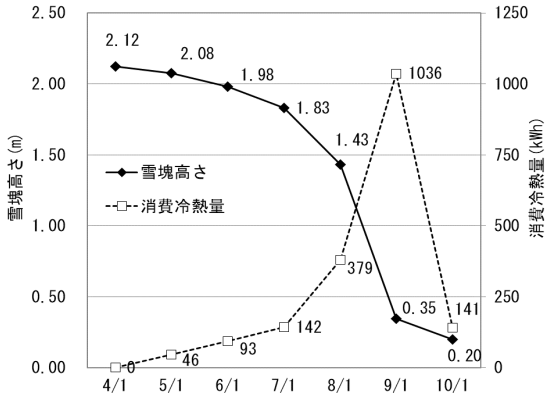


図 10　消費冷熱量と雪塊高さ

4. 結　　言

（1）熱音響冷凍機の代替としてラジエータを接続し，集熱器4台を連結した太陽熱集熱装置を製作し，太陽熱で熱媒を目標の210°C以上に加熱できることを実証した。

(2) 熱音響冷凍機の駆動条件である200°C 2kW以上の入熱を実証し，太陽熱による熱音響冷凍機の駆動可能性を示した。

（3）太陽熱集熱装置の集熱量に対する配管の熱損失割合は33%であった。

（4）小型の雪室（容積44m^3）を設計し，冷凍出力1kWの熱音響冷凍機を接続した場合について熱流体シミュレーションを行い，10月1日まで雪塊が残り，夏季の冷房として成り立つことを示した。

参考文献

1) 大野宏ほか, “熱音響機関に関する調査研究”, 工業技術研究報告書，45，2015，pp.101-103.

2）http://www.ed.u-tokai.ac.jp/thermoacoustic/research1.html，東海大学工学部動力機械工学科長谷川研究室HP，2019年3月30日

3）三村和弘ほか，“太陽熱を利用した熱音響冷凍機による雪室冷却装置の開発～太陽熱集熱装置の製作と評価～”, 工業技術研究報告書, 47，2017，pp.9-12.

4）新潟県，“雪冷熱エネルギー住宅建築のためのガイドライン”，平成21年3月.

5）上村靖司ほか，“雪室をビルトインした住宅における空気循環冷房の性能”，空気調和・衛生工学会論文集，No.163，2010，pp.19-27.