

# 蒸気圧縮式冷凍機と低温潜熱蓄熱器を組み合わせた冷熱の高効率生成 Highly Efficient Cold Heat Storage-Heat Utilization Using Vapor Compression Refrigerating Machine and Low Temperature Phase-Change Material

渡辺藤雄<sup>1</sup>, 日高秀人<sup>2</sup>, 窪田光宏<sup>3</sup>  
F. Watanabe<sup>1</sup>, H. Hidaka<sup>2</sup>, M. Kubota<sup>3</sup>

**Abstract** To level the electric load and increase the efficiency of cold heat production, a new cold heat storage-heat utilization air conditioning system incorporating PCM(phase-change material with a melting temperature of 13°C) in conventional VCRM(vapor compression refrigerating machine) was proposed. In this system, the cold heat is stored in PCM13 during the VCRM operation in the night-time. Subsequently, the cold heat stored in PCM13 is released for use as a coolant in the VCPM condenser in the case of high COP(coefficiency of performance) during daytime. Energy savings of the proposed system were compared with the conventional cold heat production system with ice in terms of the cooling load of a standard office and a residence in summer in Tokyo. This comparison was based on estimation of COP of VCRM from  $p-h$  diagram of hydrofluorocarbon refrigerant, R134a.

As a result, the energy saving of the proposed system, compared with the ice thermal storage in terms of power input of cold heat of 5°C, was 13% and 11% for a standard office and a residence, respectively. The higher energy saving obtained for a standard office was attributed to the fact that the cooling load is distributed over day-time in the office, while in the residence, it is highest at night-time. Finally, when ice was replaced with PCM13 in a conventional ice thermal storage, the energy consumption was reduced by 47% and 49% for a standard office and a residence, respectively. However, the temperature of cold heat supplied was 18°C which was too high to dehumidify the air in the air-conditioning process.

## 1. 緒言

わが国の年間エネルギー消費動向の中で、過程における電力消費の多くがルームクーラー(10.6%)や冷暖房兼用エアコン(14.6%)などの空調機器に起因し、2003年度には家庭用電力消費の1/4を占めるに至っている(Agency for Natural Resources and Energy,2006)。とくに夏季の冷熱負荷による電力消費量の大きいわが国においては、省エネルギーの方策として冷熱生成のための電力消費の平準化とともに高効率冷熱生成のための技術開発が求められている。

冷熱負荷に起因する電力消費の平準化のためには、夜間電力を利用した冷熱生成および蓄熱により昼間の冷熱負荷を賄う手法が有効である。なかでも潜熱蓄熱は顕熱蓄熱に比べて蓄熱密度が大きく、狭い操作温度範囲で蓄放熱操作が可能と言う利点を持つことから、最近では、冷房空調用として氷蓄

熱が多く用いられている。(財)ヒートポンプ・蓄熱センターによれば、2005年度末ストックで蓄熱式空調システムの設置件数は24,789件、これに伴う電力のピークシフト量は160万kWhに達している(Heat Pump and Thermal Storage Technology of Center of Japan Web Site,2006)。蓄熱技術の導入による電力消費の標準化は、需要側には安価な夜間電力を利用することによるコストメリットをもたらす、供給側には発電所の負荷率の向上とピーク負荷時の電力供給リスク回避のための設備投資の低減効果をもたらす。さらには、外気温度が低い夜間に冷熱生成を行なうことで、蒸気圧縮式冷凍機VCRM(vapor compression refrigerating machine)を成績係数COP, coefficient of performance)が高い状態で運転できるとともに、これに供給する電力も化石燃料の比率が低い夜間電力であることから省エネ効果、ならびにCO<sub>2</sub>排出量の抑制効果も期待できる。しかしながら、従来用いられてきた電力負荷の平準化を目的とした氷蓄熱では、水を凝固させるために、

1. 愛知工業大学総合技術研究所
2. 三菱化学
3. 名古屋大学大学院工学研究科

蓄熱温度を $-5^{\circ}\text{C}$ 程度とする必要があり、VCRMをCOPの低い状態で運転しなければならないという課題があった。

一方、高効率で冷熱を生成するためには、環境負荷を考慮したうえで運転条件に適した冷媒を選択し、冷凍サイクルにおける圧縮機エネルギー損失を低減したCOPの高い機器の開発が求められている。COP向上には、熱交換器の熱伝達率の改善とあわせて、稼動条件範囲内で可能な限り蒸発温度を高くし、凝縮温度を低くするような運転条件とすることが有効である。このような効率改善策の導入によって、冷暖房兼用・壁掛け型エアコン(冷房能力2.8kWhクラス)の年間消費電力は、95年型で年間1499kWhに対して、04年型では年間941kWhと約37%効率改善されている(Agency for Natural Resources and Energy,2006)。さらに近年では、より一層の効率の向上を目指して、吸収式冷凍サイクルと圧縮式冷凍サイクルを組み合わせてハイブリッドサイクルを用い、吸収式冷凍機で発生する冷熱によって圧縮式冷凍機の凝縮器を冷却して凝縮温度を低くすることにより、システムとしての冷熱生成効率の向上を図る研究も一部で行なわれている(New Energy and Industrial Technology Development Organization,2003)。

以上を踏まえ本研究では、電力消費の平準化と高いCOPでの冷熱生成を目的として、潜熱蓄熱材(PCM, phase-change material)とVCRMを組み合わせた冷熱生成システムを提案する。提案システムで用いるPCMとしては、著者らが開発したトリメチロールエタン、水および尿素を混合調整して得られる融点 $13^{\circ}\text{C}$ のPCM、PCM13(Hidaka *et al.*, 2006)を用いることを前提とした。本冷熱システムでは、夜間にVCRMを稼働させて冷熱を生成し、それを冷熱源としてPCM13の凝固により蓄熱を行い、昼間には蓄熱槽から放熱させた冷熱によりVCRMの凝縮器を冷却しながらVCRMにより空調用冷熱を生成し、需要側に供給するシステムである。このため、昼間においても高いCOPでVCRMを稼働させることができ、圧縮機の必要動力の低減、すなわち省エネルギーの促進効果が期待できる。本報では既存の氷蓄熱システムを比較対象とし

Table 1 Thermal properties of PCM-13 and ice

	PCM13	Ice
Molecular Weight [g/mol]		18
Weight Ratio	TME/Urea/Water 38.5/31.5/30.0	
Melting Point [ $^{\circ}\text{C}$ ]	13.4 *1	0
Heat of Fusion [J/g]	160 *1	333
Specific Heat [J/(g $\cdot$ K)]	4.22 *2 at $0^{\circ}\text{C}$ 3.09 *2 at $30^{\circ}\text{C}$	2.10 at $0^{\circ}\text{C}$ (solid) 4.22 at $0^{\circ}\text{C}$ (liquid)
Density [g/ $\text{m}^3$ ]	1.17 *3 at $0^{\circ}\text{C}$ 1.14 *3 at $30^{\circ}\text{C}$	0.92 at $0^{\circ}\text{C}$ (solid) 1.00 at $0^{\circ}\text{C}$ (liquid)
Thermal Conductivity [W/(m $\cdot$ K)]	0.66 *4 at $5^{\circ}\text{C}$ 0.37 *4 at $38^{\circ}\text{C}$	2.20 at $0^{\circ}\text{C}$ (solid) 0.56 at $0^{\circ}\text{C}$ (liquid)

\*1 Melting Point and Heat of Fusion were measured by DSC(DSC220C) of Seiko Instruments Inc.  
 \*2 Specific Heat was measured by the Heat Insulation Type Specific Heat Measurement Apparatus(SH3000) of Shinku Riko Inc.  
 \*3 Density was measured by Archimedes Method  
 \*4 Thermal Conductivity was measured by Hot Wire Thermal Conductivity Measurement Apparatus(ARC-TC-1000) of Agne Gijutu Center Inc.

て、本冷熱生成システムの導入による圧縮機の必要動力の低減効果の観点から、提案システムの有効性について検討した。

## 2. 検討システム、前提条件および評価因子

### 2.1 検討システム

本検討では、以下に示す“システムA”、“システムB”の2つのシステムを考慮した。“システムA”の概要をFigure 1に示す。本システムの場合、21時から翌6時までの夜間にはVCRMを冷熱源として稼働させ、PCMの凝固によって冷熱蓄熱を行なう(Figure 1(a))。一方、昼間には、蓄熱槽から放熱させ、空調用熱負荷を賄う。

つぎに、“システムB”をFigure 2に示す。このシステムでは、夜間にVCRMを冷熱源として稼働させてPCMの凝固・蓄熱を行なう点では“システムA”と変わらないが、昼間に蓄熱槽から放熱させた冷熱をVCRMの凝縮器の冷却熱源と

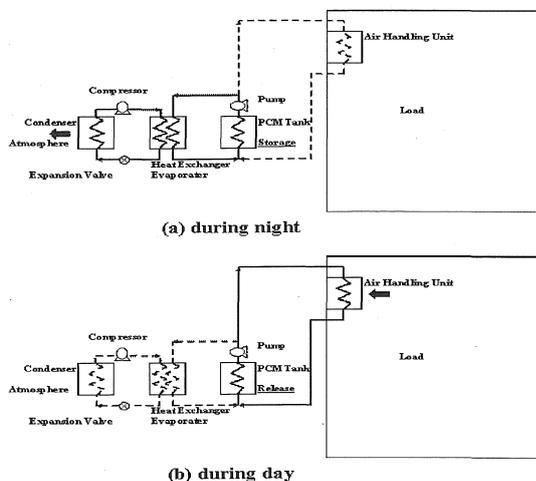


Figure 1 Schematic diagram of “System A”

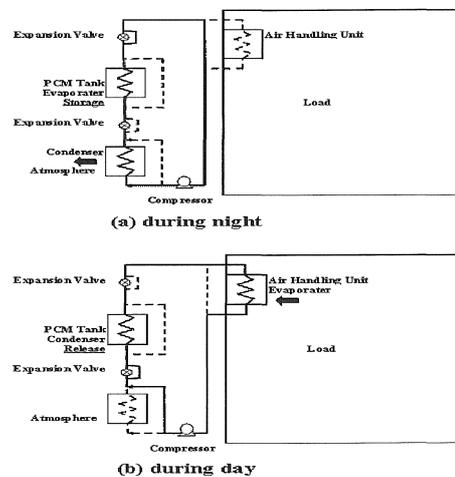


Figure 2 Schematic diagram of “System B”

した上で、VCRMにより空調用冷熱負荷を賄う点に特徴がある。Figure 1 Schematic diagram of “System A”

より具体的にシステムが機能する過程を説明すると、夜間、冷熱負荷がないときにはFigure 2(a)に示すように、圧縮機で圧縮された高温高压の冷媒は室外機で外気へ放熱し、凝縮する。つづいて、膨張弁を通過した冷媒は蓄熱槽内の熱交換器内で蒸発することにより、PCMは冷却されて凝固する。その後、冷媒は膨張弁と室内機をバイパスして再び圧縮機に戻る冷凍サイクルを構成する。なお、夜間に冷熱負荷が存在する場合には蓄熱を行わず、負荷に追従して冷凍機を動作させるものとした。

本検討に用いたPCMとしては、相変化温度0°Cの氷、および相変化温度13°CのPCM13を用いる。Table 1に氷およびPCM13のPCMとしての主な物性値を示す。

2.2 外気温度と冷熱負荷

“システム A” および “システム B” の性能評価を行うにあたっての前提条件として以下の外気温度と冷熱負荷を用いた。つまり、COPを決定する因子の一つである凝縮温度に影響を与える外気温度はFigure 3に示す東京における夏季の外気温度データとした(Kuukichouwa Eiseikougakkai,1987)。

つぎに冷房負荷については、Figure 3にはホテル、病院、店舗、事務所(標準型)、住宅の需要家の一日の冷熱負荷量に対する各時間の負荷の割合を示した(Kuukichouwa Eiseikougakkai,2002)。ホテルではとくに13時から22時まで、病院では9時から19時に一定の冷熱負荷がある。一方、店舗、事務所においては営業時間の昼間の8時から18時にかけて冷熱負荷があるが、夜間には負荷はない。また、事務所は店舗と比較して冷熱負荷の変動が小さい。最後に住宅では、居住者の帰宅とともに、19時から21時にかけて大きな冷熱負荷が存在する。

本検討においては、昼間に負荷が集中する (i) 事務所と夜間に負荷のピークが存在する (ii) 住宅の2 ケースについて “システム B” の導入による “システム A” に対する圧縮機の必要動力の低減効果を算出した。

各時刻の冷熱負荷  $W_c$  [kWh]は、延べ床面積 10,000m<sup>2</sup> から 30,000m<sup>2</sup>(Kuukichouwa Eiseikougakkai,2003)と、各需要家での一日の全冷熱負荷量に対するその時間の負荷の割合[%]との積とした。

2.3 評価因子

本検討ではVCRMの効率として、Figure 4に示すハイドロフルオロカーボン系冷媒 R134a の  $p-h$  線図よりもとめた COP を用いた。Figure 4において、状態1にある冷媒(気体)は圧縮機の圧縮に伴って等エンタルピー変化をして状態2になる。状態2の冷媒は凝縮器で外気へ放熱しながらエンタルピーが低下し状態3になる。状態2から状態3への過程で、冷媒は2'の状態になると凝縮を始め、状態2'から3'まで一定温度(高温熱源温度  $T_h$ )で凝縮した後、状態3'まで冷却される。状態3'の冷媒は膨張弁を通過することで等エンタルピーのまま圧力が低下し、状態4になる。状態4の空気は蒸

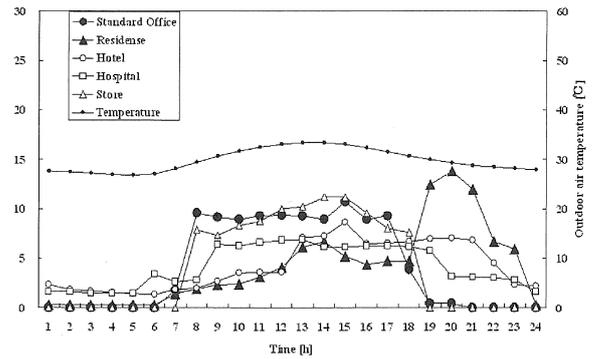


Figure 3 Time-change of load ratio of cold heat production

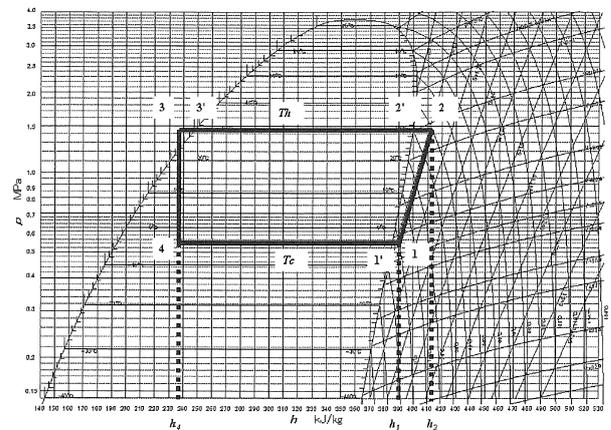


Figure 4  $p-h$  diagram of R134a

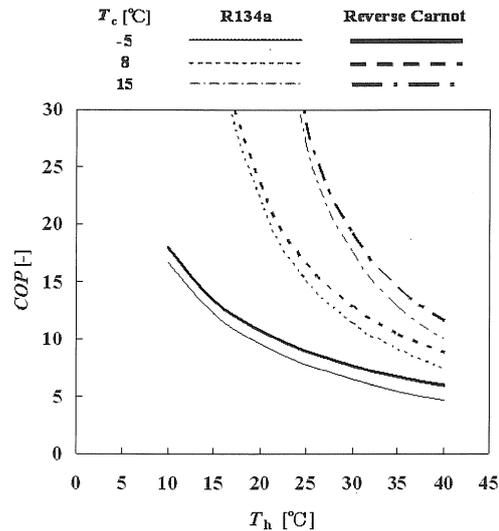


Figure 5 Theoretical COPs obtained from reverse carnot cycle

発器で液体から気体へと一定温度(低温熱源温度  $T_c$ )で相変化して状態1'となり、加熱されて状態1へに戻る。この冷凍サイクルのCOPは冷媒の各状態での比エンタルピーを用いて次式で表される。

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

Equation (1) により算出された COP の  $T_c$  および  $T_h$  に対する依存性を Figure 5 に示す。なお、ここでは過冷却度と過熱度は  $0^\circ\text{C}$  とした。また、冷媒として R134a を想定しているが、冷媒の種類に依存しないで算出可能な逆カルノーサイクルの理論 COP も併示した。本図より、 $p-h$  線図より算出した COP も逆カルノーサイクルの理論 COP もともに  $T_c$  が高いほど、また  $T_h$  が低いほど COP が高くなる傾向が見られる。本検討で用いた R134a の  $p-h$  線図より算出した COP は逆カルノーサイクルの理論 COP より低い値である。

つぎに、冷熱を得るための必要動力は冷熱負荷を COP で除すことにより算出される。つまり、“システム A” の必要動力  $W_{p,A}$ 、冷熱負荷  $W_{c,A}$  および COP<sub>A</sub> の関係は次式で表される。

$$W_{p,A} = \frac{W_{c,A}}{COP_A} \quad (2)$$

COP<sub>A</sub> を計算する際に用いる  $T_c$  としては、蓄熱時の熱交換器での熱交換流体と PCM の温度差  $\Delta T_s$  を考慮して、 $T_{storage} - \Delta T_s$  を用いる。本検討の場合、PCM の相変化温度  $T_{storage}$  は、氷の場合には  $0^\circ\text{C}$ 、PCM13 の場合には  $13^\circ\text{C}$  であるため、 $\Delta T_s$  を  $5^\circ\text{C}$  とすると、 $T_c$  は氷では  $-5^\circ\text{C}$ 、PCM13 では  $8^\circ\text{C}$  となる。また、放熱時の  $T_h$  は Figure 3 に示した外気温度とした。

一方、“システム B” においては、夜間に VCRM を冷熱源として移動させ PCM を凝固し蓄熱を行なうことから夜間と昼間における必要動力  $W_{p,B,night}$ 、冷熱負荷  $W_{c,B}$  および COP<sub>B,night</sub> および “システム B” の夜間の COP、COP<sub>B,night</sub>、および昼間の COP、COP<sub>B,day</sub> は以下の関係で表される。

$$W_{p,B,night} = \frac{W_{c,B}}{COP_{B,night}} \quad (3)$$

$$W_{p,B,day} = \frac{W_{c,B}}{COP_{B,day}} \quad (4)$$

ここで、夜間の成績係数 COP<sub>B,night</sub> を算出する際には “システム A” の蓄熱時と同様に、 $T_c$  として  $T_{storage} - \Delta T_s$ 、 $T_h$  として Figure 3 に示す外気温度を用いる。また、昼間の成績係数 COP<sub>B,day</sub> を算出する際には  $T_c$  として冷熱供給温度、 $T_h$  として  $T_{storage} + \Delta T_r$  を用いた。 $\Delta T_r$  を  $5^\circ\text{C}$  とすると、昼間の  $T_h$  は氷では  $5^\circ\text{C}$ 、PCM13 では  $18^\circ\text{C}$  となる。

### 3. 冷熱生成に必要な動力

Figure 6 に、事務所(標準型)での冷熱負荷に対して、

- 1) システム A-氷: “システム A” で PCM として氷を使用した場合。
- 2) システム A-PCM13: “システム A” で PCM13 を使用した場合。
- 3) システム B-PCM13: “システム B” で PCM13 を使用した場合。

の冷熱生成のための各時刻における 1 時間あたりの圧縮機の必要動力を示す。システムの構成としては、システム B-氷: “システム B” で氷を使用した場合も考えられるが、冷熱供

給温度が  $5^\circ\text{C}$  に対して、昼間の  $T_h$  である  $T_{storage} + \Delta T_r$  が  $5^\circ\text{C}$  となり、昼間に冷凍サイクルを移動させる必要がない。結果として、システム A-氷とシステム B-氷は同一の必要動力となることから以降はシステム B-氷については記述しない。

システム A-氷では、昼間の冷熱負荷を全て夜間に生成し蓄熱した冷熱で賄うため昼間の必要動力はないが、夜間に 1 時間あたり 1.2kWh 程度、夜間のトータルで 12.0kWh の動力が必要となる。システム A-PCM13 では、システム A-氷と同様に昼間の付加はないが、 $T_c$  が  $8^\circ\text{C}$  とシステム A-氷での  $-5^\circ\text{C}$  よりも高いことから COP が高くなり、夜間に 1 時間あたり 0.6kWh、夜間のトータルで 6.4kWh の動力が必要になる。システム B-PCM13 では、夜間に  $T_c$  が  $8^\circ\text{C}$  と COP が高い状態で冷凍サイクルを移動させることで 1 時間あたりの必要動力は 0.6kWh、夜間のトータルで 6.4kWh まで抑えながら冷熱を生成し蓄熱を行なう。昼間には  $T_c$  が  $18^\circ\text{C}$  と COP が高い状態で冷凍サイクルを移動させることで、昼間に 1 時間あたり 0.4kWh、昼間のトータルで 4.1kWh の動力が必要になる。システム B-PCM13 の一日のトータルでの動力付加は 10.4kWh となり、システム A-氷の一日のトータルでの動力付加は 12.0kWh よりも 13% 小さくなると算出された。

Figure 7 に、住宅の冷熱負荷に対して上記 1)~3) のシステムを導入した場合の冷熱生成のための各時刻における 1 時間あたりの圧縮機の必要動力量を示す。システム A-氷では、間の 24 時から 6 時には 1 時間あたり 1.3kWh 程度、夜間のトータルで 10.9kWh の動力が必要になる。夜間のトータルで

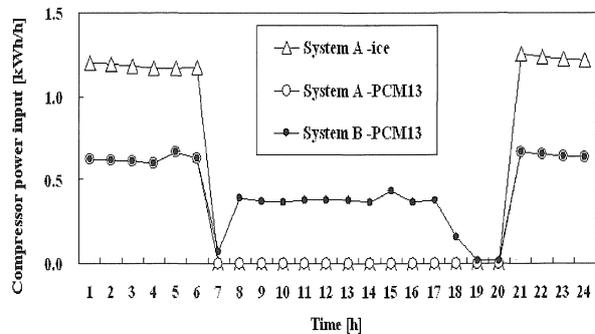


Figure 6 Compressor power input for cooling at standard office

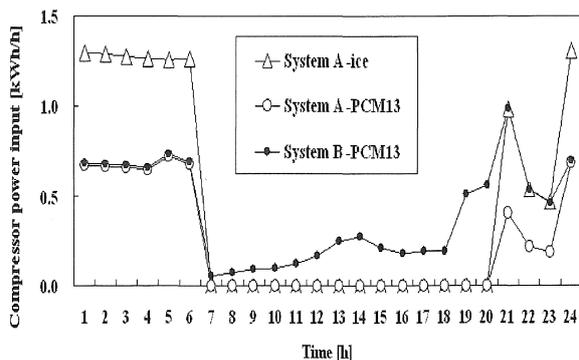


Figure 7 Compressor power input for cooling at residence

10.9kWhのうち21時から23時には冷熱負荷を賄うために蓄熱を行わず生成された冷熱を供給しており、その間には冷熱負荷に応じて0.5から1.0kWhの銅慮寿賃必要となる。システムA-PCM13では、システムA-氷と同様に昼間の付加はなく、21時から23時には冷熱負荷を賄うために蓄熱を行わず生成された冷熱を供給し、夜間の24時から6時には蓄熱を行なう。システムA-PCM13では、 $T_c$ が $8^{\circ}\text{C}$ とシステムA-氷での $-5^{\circ}\text{C}$ よりも高いことからCOPが高くなる、夜間の24時から6時には1時間当たり0.7kWh、21時から23時には冷熱負荷を賄うために1時間当たり0.2~0.4kWh、夜間のトータルでは5.5kWhの動力が必要になる。システムB-PCM13では夜間に $T_c$ が $8^{\circ}\text{C}$ とCOPが高い状態で冷凍サイクルを移動させることで夜間の24時から6時には1時間当たりの必要動力を0.7kWh、21時から23時には冷熱負荷を賄うために1時間当たり0.5~1.0kWh、夜間のトータルで4.7kWhまで抑えながら冷熱を生成しとく熱を行なう。昼間には $T_h$ が $18^{\circ}\text{C}$ とCOPが高い状態で冷凍サイクルを移動させることで昼間には1時間当たり0.1~0.3kWh、昼間のトータルで5.0kWhの動力が必要になる。システムB-PCM13の一日トータルでの動力負荷は9.8kWhとなりシステムA-氷の一日トータルでの動力負荷は10.9kWhよりも11%小さくなると算出された。

事務所と住宅を比較するために、Figure 8に、一日の冷熱負荷を賄うための各システムの必要動力を、システムA-氷の必要動力を100%とした場合のシステムA-PCM13およびシステムB-PCM13の必要動力の割合[%]で整理して示す。

システムA-氷とシステムA-PCM13について事務所および住宅を比較すると、システムA-PCM13では $T_c$ は $8^{\circ}\text{C}$ とシステムA-氷での $-5^{\circ}\text{C}$ よりも高いことからCOPが高くなる。したがって、システムA-氷に比較してシステムA-PCM13を導入することにより必要動力が事務所、住宅でそれぞれ55%および49%低減される。事務所と住宅での必要動力の差異2%は、住宅では21時から23時に冷熱負荷を賄うために蓄熱を行わずに負荷へ冷熱を供給することから、21時から23時にはシステムA-PCM13の $T_c$ は $18^{\circ}\text{C}$ と、システムA-氷の $T_c$ である $5^{\circ}\text{C}$ よりも高く、COPが高い状態で冷凍サイクルを移動させることが可能であることによる。冷房用途として、A-PCM13は、システムA-氷と比較して、同一冷凍能力であっても供給温度が高く室内器の熱交換器での温度差が小さい分、熱交換器の伝熱面積は大きくなる。また、冷却除湿能力にも違いがある。 $5^{\circ}\text{C}$ の冷熱を供給可能なシステムA-氷は十分に除湿能力があるのに対して、 $18^{\circ}\text{C}$ の冷熱を供給するシステムA-PCM13では供給空气の露点は $18^{\circ}\text{C}$ 以下にすることはできない。露点 $18^{\circ}\text{C}$ は絶対湿度 $13\text{g/kg(DA)}$ に相当し、 $23^{\circ}\text{C}$ で絶対湿度 $13\text{g/kg(DA)}$ のときは相対湿度65%となり、ASHRAEの快適線図(ASHRAE, 1997)の快適な湿度範囲外になるため除湿の対策が必要になる。

つぎに、システムA-氷とシステムB-PCM13について事務所および住宅を比較する。同様に $5^{\circ}\text{C}$ での冷熱供給が可能なシステムA-氷と比較して、夜間に蓄熱した冷熱で昼間に凝縮器を冷却することで高いCOPで冷熱負荷への供給温度を $5^{\circ}\text{C}$ とすることができるシステムB-PCM13を導入するこ

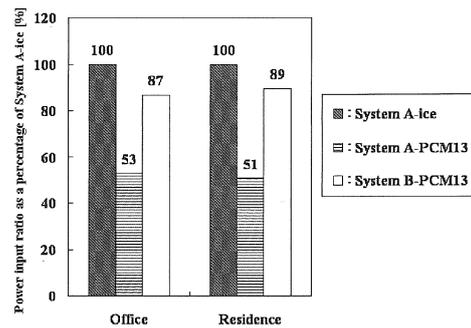


Figure 8 Comparison of power input ratios for two system

とにより、必要動力は事務所、住宅でそれぞれ13%および11%低減される。事務所と住宅での必要動力の差異は次のように説明される。住宅では21時から23時には冷熱負荷を賄うために蓄熱を行わずに負荷へ冷熱を供給することから、21時から23時の間ではシステムA-氷とシステムB-PCM13の必要動力はともに2kWhと差異はない。一方、事務所では夜間に冷熱負荷がないことから21時から23時の間にも蓄熱を行なうことが可能である。システムA-氷に対してシステムB-PCM13の必要動力が低減可能であるのは、夜間に高い $T_c$ で蓄熱した冷熱で昼間に凝縮器を冷却することで高いCOPで負荷へ冷熱を供給できるためであり、蓄熱を行なっている時間が3時間長い事務所のほうが住宅よりも必要動力の低減効果が大きい。

なお、同様の傾向は外気温度が本検討に用いた東京の夏季の温度から $\pm 5^{\circ}\text{C}$ 変化しても問題なく成立することを確認している。

## 結言

PCM13とVCRMを組合せ、夜間にVCRMを冷熱源として移動させPCM13を凝固して蓄熱を行い、昼間に冷熱を蓄熱槽から放熱させVCRMの凝縮器を冷却しながら冷熱源として移動させて負荷に冷熱を供給するシステムを提案した。氷蓄熱システムを基準として、氷蓄熱システムのPCMを氷からPCM13に置き換えたシステム、および本提案システムの導入による事務所および住宅の冷熱負荷を賄うための必要動力の低減効果を、東京における夏季の外気温データを用い、熱交換器での冷熱とPCMの温度差を $5^{\circ}\text{C}$ とし、算出した結果、以下の事項が明らかとなった。

1. 提案システムは、既存の氷蓄熱に対して事務所87%、住宅89%の圧縮機動力で $5^{\circ}\text{C}$ の冷熱を供給可能であることがわかった。
2. 負荷の種類に着目すると、昼間にしか負荷のない事務所のほうが、夜間にも負荷が存在する住宅よりも必要動力の低減効果は大きい。
3. 氷蓄熱システムのPCMを氷からPCM13に置き換えることにより、事務所47%、住宅49%必要動力が低減されると見積もられた。しかし、冷房用途としては冷却除湿能力が不十

分な 18°C の冷熱しか供給できないため、除湿の対策が必要となる。

### Nomenclature

$COP$	= efficient of performance[-]
$h$	= specific ethalpy[J·g-1]
$T$	= temperature[°C]
$\Delta T$	= difference between temperature[°C]
$Wc$	= load of cooling[kWh]
$Wp$	= power input to condenser[kWh]

### 〈Subscript〉

A	: System A
B	: System B
c	: low temperature heat source
day	: in daytime
h	: high temperature heat source
night	: at night
r	: heat release
s	: heat storage
storage	: phase change

### Literature Cited

- Agency for Natural Resources and Energy; Annal Enery Report 2006, pp.157-158, Ministry of Economy, Trade and Industry, Tokyo, Japan(2006)
- ASHRAE, ASHRAE handbook, Fundamentals, Chap. 8,12, Fig. 4(1997)
- Heat Pump and Thermal Storage Technology Center of Japan, [Http://www.hptcj.or.jp/chikunetu\\_lob/data/index.html](http://www.hptcj.or.jp/chikunetu_lob/data/index.html), Tokyo, Japan(2006)
- Hidaka, H., M. Yamazaki, M. Yabe, H. Kakiuchi, M. Kubota, F. Watanabe, and H. Matsuda; "Proposition of High Performance System Composed of Mechanical Heat Pump and Cold Heat Storage Materials Consist of Trimethylolethane Trihydrate and Urea", Preprints of 71<sup>st</sup> Annual Meeting, Soc. Chem. Eng., Tapan, M108, Tokyo(2006)
- Kuukichouwa Eiseikougakkai; "Air Conditioning and Sanitary Equipment Databook(Kuukichouwa Eiseisetsubi Databook 1<sup>st</sup> ed.)" p.99, Ohmsha, Tokyo, Japan(2003)
- Kuukichouwa Eiseikougakkai; "Plan, Design and Evaluation of Cogeneration System by Town Gas(Toshi Gas Niyoru Cogeneration System Keikaku Sekkei to Hyouka)", pp.36-55, Maruzen, Tokyo, Japan(2002)
- New Energy and Industrial Technology Development Organization; Research and Development of Hybrid Air-condituioning System by Utilization of Low Temperature Waste Heat (in Japan); <http://www.tech.nedo.go.jp>(2003)