九州大学学術情報リポジトリ
Kyushu University Institutional Repository

産業用熱源システムにおける高効率化技術に関する研究

宋，永学
九州大学大学院人間環境学府空間システム専攻修士課程

赤司，泰義
九州大学大学院人間環境学研究院都市・建築学部門

渡邊，俊行
九州大学大学院人間環境学研究院都市・建築学部門

岡部，洋一
鹿島建設株式会社

他

https://doi.org/10.15017/19016

出版情報：都市・建築学研究. 2, pp.19-56, 2002-07-15. Faculty of Human-Environment Studies, Kyushu University
バージョン：
権利関係：

都市・建築学研究　九州大学大学院人間環境学研究院紀要　第2号，2002年7月
J. of Architecture and Urban Design, Kyushu University, No.2, PP. 49 ～ 56 , July 2002

産業用熱源システムにおける高効率化技術に関する研究

Study on High-Efficiency Technologies of Industrial Heat Source System

宋　永学*，赤司泰義**，渡邊俊行**，
岡部洋一***，小島昌一****，林　徹夫****
Young-hak SONG, Yasunori AKASHI, Toshiyuki WATANABE,
Yoichi OKABE, Shoichi KOJIMA and Tetsuo HAYASHI

The industrial heat source systems need strict controls and managements because they are deeply related to productions. The purpose of this study is to verify about the high-efficiency technologies using integrated cooling towers, high-performance turbo chillers, screw chillers and ice-heat storage tank etc. in the industrial facility. And it is reported about the analysis of actual operated measure in a low load period and performance verification using the design phase load data by computer simulation. The computer simulation results show that the high-efficiency technologies have large effect on system and chiller COPs.

Keywords : High-efficiency Technology, Integrated cooling towers, Simulation, the high-performance chiller, Ice-heat Storage Tank

1. はじめに

近年の環境問題に関連して，空調システムにおける省エネルギーや環境負荷低減を実現する高効率技術の開発が緊急の課題になっている．従来の空調システムの研究においては，オフィスビルや商業施設を対象とすることが多く，産業用施設を対象とすることは稀であったが，今回，幸いにもその貴重かつ詳細な実測データを入手する機会を得た．

産業用施設はその性格上，熱源システムの制御・管理が非常に厳密であるが，空調システムの性能保証に対する重要性が広く認識されている昨今，産業用施設の空調システムに省エネ的視点を加えたシステム性能の評価は，性能保証のためのプロセス構築の足がかりになると期待される．

本研究は，産業用施設に導入された熱源システムの高効率化技術の有効性と，その設計から運用に至るまでのシステム性能評価および将来的な運用方法について，実測データ及びシステムシミュレーションにより明らかにすることを目的とする．本稿では，研究の初期段階として，本システムに導入された高効率化技術について概説し，実測データとシミュレーションによりシステム性能について検討した．

* 空間システム専攻修士課程
** 都市・建築学部門
*** 鹿島建設（株）
**** 九州大学総合理工学研究院エネルギー環境共生工学部門

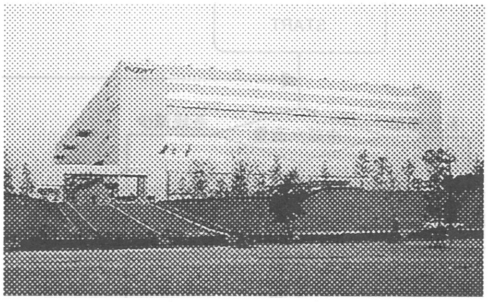

写真1　対象建物外観

表1　設備機器表

機器名称	仕様	台数
ターボ冷凍機	1.4　MW	2
	4.2　MW	6
スクリュー冷凍機	0.8　MW	2
冷却塔	開放式少水量超低温騒音型　12セル	2
	開放式少水量超低温騒音型　21セル	1
氷蓄熱槽	外融式カプセル潜熱氷蓄熱槽 28.5GJ	2
ボイラ	貫流式　2.0　Ton	10
熱交換器	冷水フリークーリング用　1.8 MW	1
	生産冷却水用　3.5 MW	1
	放熱用　2.6 MW	1
	追掛用　2.3 MW	1
冷水ポンプ	1.4MWターボ系統　152　m^3/h	2
	4.2MWターボ系統　454　m^3/h	6
	二次側系統　567　m^3/h	6
	冷水フリークーリング用　303　m^3/h	1
	蓄熱放熱系統　152　m^3/h	2
冷却水ポンプ	1.4MWターボ系統　285　m^3/h	2
	4.2MWターボ系統　852　m^3/h	6
	冷水フリークーリング用　433　m^3/h	1
	蓄熱冷凍機系統　176　m^3/h	2
ブラインポンプ	蓄熱冷凍機系統　250　m^3/h	2
	蓄熱放熱系統　334　m^3/h	1

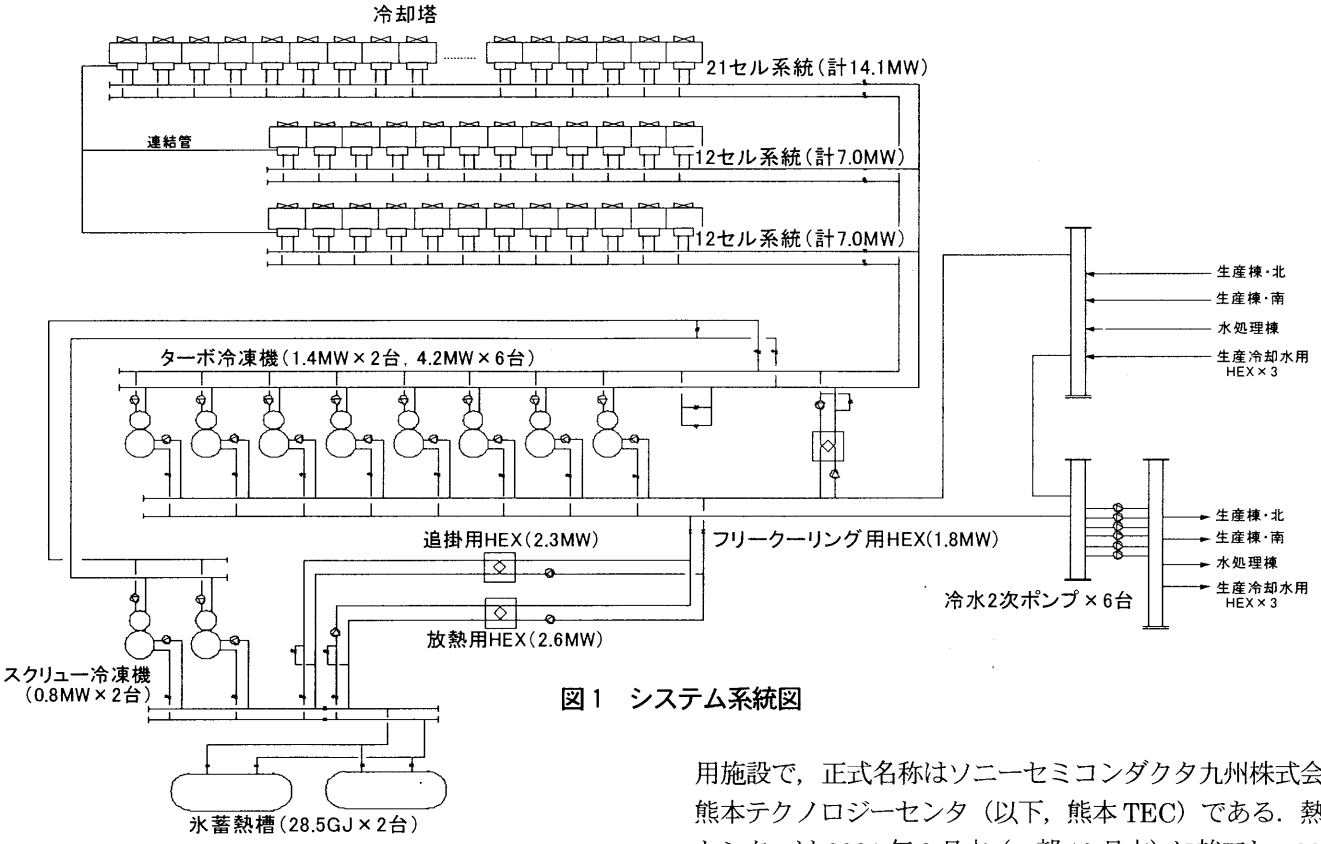

図1　システム系統図

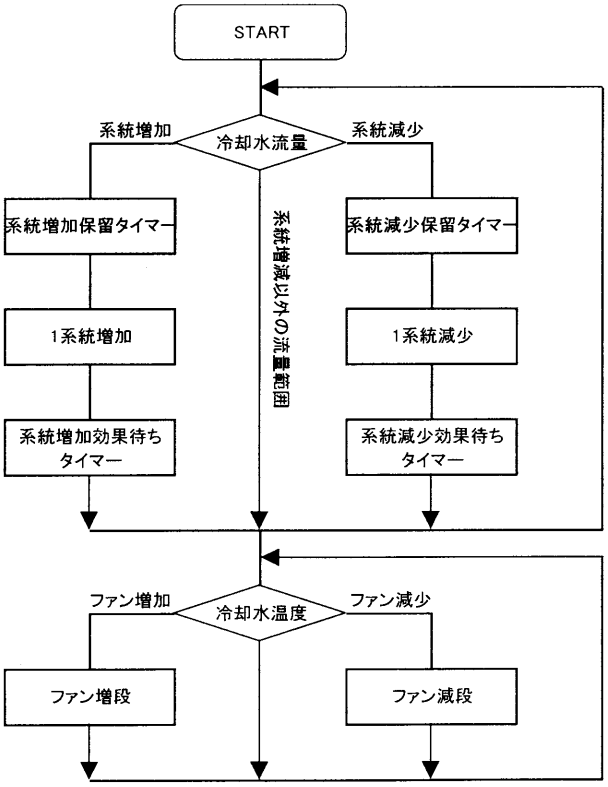

図2　冷却塔制御フロー

2. システム概要

2.1 対象建物

対象建物は熊本県菊池郡に位置する映像デバイスの産業用施設で，正式名称はソニーセミコンダクタ九州株式会社熊本テクノロジーセンタ（以下，熊本TEC）である．熱源センターは2001年9月末（一部10月末）に竣工し，2002年3月までは運転調整期間であった．熱源センターは製品製造が行われる生産棟とは別棟になっている．**写真1**に建物外観を示す．

2.2 設備概要

表1に設備機器表，**図1**にシステム系統図を示す．本システムは24時間，365日運転され，主にターボ冷凍機，スクリュー冷凍機，冷却塔，氷蓄熱槽で構成されていて，省エネを図るためのいくつかの高効率化技術が導入されている．今回はボイラーを除いた冷熱源について報告する．

3. 高効率化技術及びシステム制御方法

3.1 冷却塔制御

従来型システムにおいては冷凍機と冷却塔は1対1の関係であるが，熊本TECでは冷却塔及び冷却水系統を全体統合することにより，外気冷却限界までの低温冷却水を製造

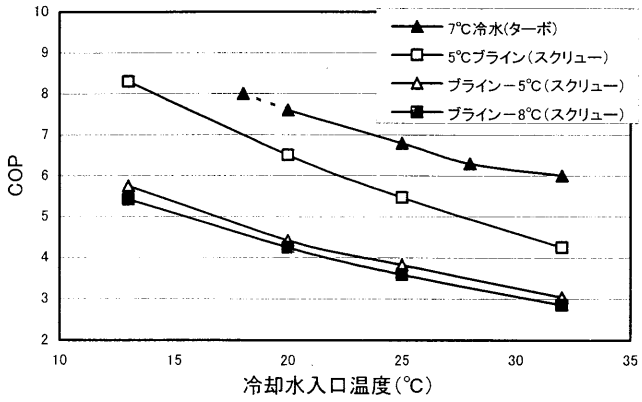

図3　ターボ冷凍機・スクリュー冷凍機性能曲線

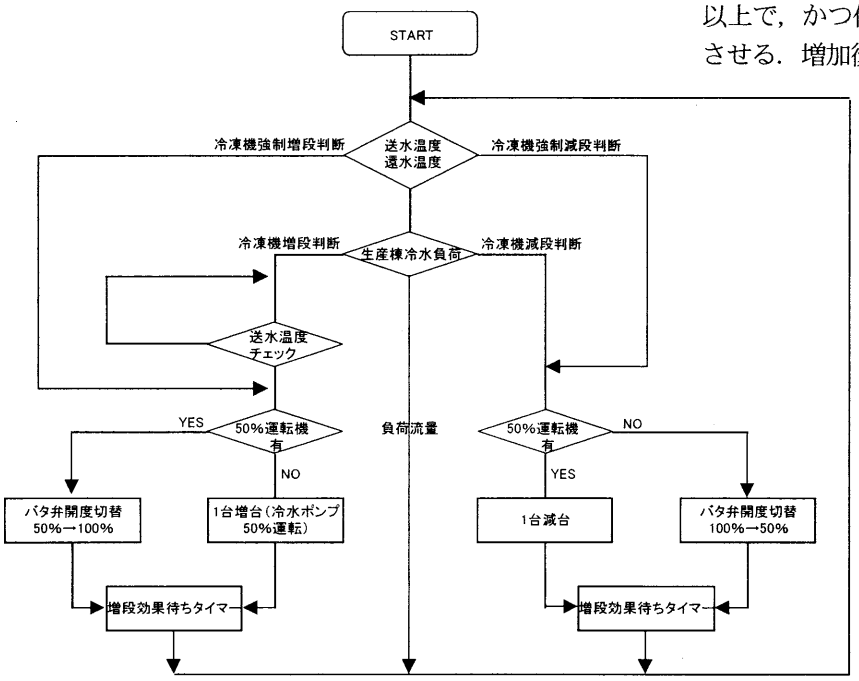

図4　ターボ冷凍機制御フロー

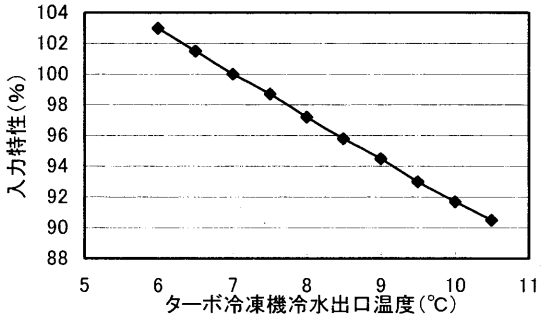

図5　ターボ冷凍機冷水出口温度別の入力特性
(冷凍能力100%の場合)

表2　季節別ベース機送水基準温度

温度	機器	送水基本温度
送水温度設定(夏季・中間季)	基準(ベース機)	7℃
	ベース機以外	6℃
送水温度設定(冬季)	基準(ベース機)	9℃
	ベース機以外	8℃

表3　氷蓄熱槽運転モード

運転方法	モード	運転条件
蓄熱運転	通常蓄熱運転	平日(22時～翌朝8時)
	過蓄熱運転	休日(20時～翌朝8時)
放熱運転	高負荷放熱運転	夏季
	低負荷放熱運転	中間季・冬季

することを目的としている．冷却塔は3系統（12セル系統×2，21セル系統×1）で構成されている．各系統は連結管で結合され，冷却水を共有する．冷却水流量条件により系統ごとの発停制御が行われ，さらに冷却水出口温度条件による各系統冷却塔ファンの4段階制御が組み合わされる．

図2に冷却塔制御フローを示す．冷却塔の制御方法は系統ごとであり，冷却水流量があらかじめ指定された設定値以上で，かつ保留タイマーの設定時間以上続く場合は増加させる．増加後は，効果待ちタイマーの設定時間以上経過した後に，再び冷却水流量を設定値と比較し，冷却水流量が設定値以上の場合に順次増加する．ファン制御も系統単位でおこなわれ，冷却水温度によって増段・減段される．しかし，冷却水温度が低すぎると凍結の恐れがあるため，冷却水温度下限設定値を2℃としている．以上の制御を行ない，統合型冷却塔により外気冷却限界までの低温冷却水を製造し，各熱源に最適な冷却水温度で送水する．**図3**に熊本TECで採用したターボ冷凍機（4.2MW）及びスクリュー冷凍機（0.8MW）の冷却水入口温度別の性能曲線(冷凍能力100%，工場出荷値)を示す．ターボ冷凍機とスクリュー冷凍機の冷却水入口下限温度は各18℃と13℃であり，冷却水入口温度が低いほど高い熱源COPとなることが分かる．

3.2 冷水フリークーリング

本システムには熱源COPを向上させるため，生産棟からの還冷水が熱源に入る前に，冷却塔冷却水との熱交換を行う冷水フリークーリングが採用されている．冷水フリークーリングを行う条件は，冷却塔冷却水出口温度が13℃以下になった場合とする．熱交換器用冷水ポンプ制御はオン-オフのみとする．

3.3 ターボ冷凍機

3.3.1 ターボ冷凍機制御

生産棟への送水温度安定化を図るため，冷水2次ポンプ流量により冷凍機8台の台数制御を行う．各々の冷凍機は0，50，100%の3段階で流量制御されるため，8台の冷凍機は実際には16段階の増・減段制御になる．また，急激な冷水負荷の増加・減少に対応するために，送水温度上限値と還水温度下限値による強制的な冷凍機の増段・減段も考慮される．ターボ冷凍機の制御フローを**図4**に示す．

3.3.2 季節別送水温度設定

ターボ冷凍機では，季節による負荷変動に対応するため，送水温度の設定切替を行い，複数台運転をする場合，ベース機を1台設定し，他の冷凍機の冷水出口温度をベース機のそれより1℃下げた状態で運転を行う．すなわち，ターボ冷凍機で処理する負荷を全ての冷凍機で等分するのではなく，ベース機以外の冷凍機でまず処理を行い(全負荷運転)，残りの負荷をベース機で処理する．これによりベース機のみを先に容量制御させ，他の冷凍機は100%運転を目指す．**表2**に季節ごとのベース機送水基準温度を示す．また，**図5**ターボ冷凍機冷水出口温度別の入力特性を示す（冷凍能力100%の場合）．出口温度が高いほどより小さい入力で同じ能力を発揮することが分かる．

3.4 氷蓄熱槽

3.4.1 蓄熱運転

外融式カプセル蓄熱材を利用した氷蓄熱システムにはスクリュー冷凍機が用いられる．蓄熱運転は通常蓄熱運転と過蓄熱運転の 2 種類に分けられる．**表 3** に氷蓄熱槽運転モードを示す．通常蓄熱運転は平日に夜間電力時間帯を利用し，冷凍機のブライン製造温度を−5℃として 10 時間で蓄熱を完了させる．

過蓄熱運転は休日の割安な電力料金を利用した蓄熱運転方法である．電力会社との契約形態により，休日に使用する分に関しては全て夜間電力料金が適用される．蓄熱は休日に，冷凍機のブライン製造温度を−8℃として 12 時間で蓄熱を完了させる．通常蓄熱に比べ，蓄熱時間の延長によって氷蓄熱槽の蓄熱容量が増加し，電力夜間移行率の向上が可能になる．

3.4.2 放熱運転

放熱運転には，高負荷放熱運転と低負荷放熱運転の 2 種類があり，氷蓄熱槽に蓄えた熱量を，放熱用熱交換器を介して生産棟へ供給する．放熱完了判断は，放熱用熱交換器ブライン入口温度が一定時間にわたって設定値を超えた場合である．

高負荷放熱運転は，夏季のピークシフトを目的とし，放熱時間帯に常に運転させる．ターボ冷凍機の増･減段によって生じる部分負荷を氷蓄熱槽からの放熱でまかなう可変放熱を行う．**図 6** に可変放熱の概念図を示す．これにより，ターボ冷凍機部分負荷運転防止による高効率化，および増・減段時の送水温度安定化を図る．高負荷放熱時間帯はピーク時間帯を含めた前後の時間とする．

低負荷放熱運転は，中間季・冬季の低負荷時に対応するものである．放熱時間帯において，氷蓄熱槽からの放熱をターボ冷凍機台数制御のベースに組み入れ，放熱が行われる 8 時〜22 時までの 14 時間の間に一定な熱量を生産棟に供給する．

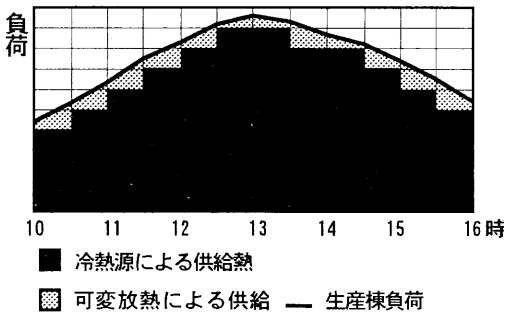

図 6　可変放熱の概念図

3.4.3 追掛運転

蓄熱時間帯以外で 7℃の冷水を作る際に，スクリュー冷凍機の COP がターボ冷凍機のそれより高効率と判断される場合にはスクリュー冷凍機による追掛運転を行う．スクリュー冷凍機のブライン送水温度を生産棟への冷水送水設定温度から 2℃下げた温度に設定し，追掛用熱交換器を介して生産棟に冷水供給を行う．

追掛運転を行う場合，ターボ冷凍機と共に追掛用熱交換器を通してスクリュー冷凍機から生産棟へ冷水を送水するが，生産棟冷水負荷を安定的に処理するために，氷蓄熱槽の放熱有無やスクリュー冷凍機の運転状況等とは関係なしに，ターボ冷凍機を常に 1 台以上運転させる．

3.5 冷水 2 次ポンプ

生産棟の冷水負荷により，冷水 2 次ポンプ 6 台の台数制御を行ない，効果待ちタイマー及び保留タイマーで制御し，増・減段時の送水安定化を図る．また，送水圧力一定及びポンプの締切運転防止を目的とし，ヘッダーによるバイパス弁の比例制御を行う．

4. 運転実績

熊本TECは2002年3月まで運転調整期間であったため，処理負荷は設計段階の想定負荷に比べて小さい値になっている．2001 年 11 月 12 日（月）〜14 日（水）における運転実績を図 7〜図 18 に示す．昼間は低負荷放熱運転が行なわれており，追掛運転と冷水フリークーリングは行なわれていない．各熱源のポンプ電力は冷水ポンプと冷却水ポンプ電力の合計値，放熱用ポンプ電力は氷蓄熱槽関連の冷水ポンプとブラインポンプ電力の合計値である．

表 4 に 11 月 12 日〜14 日までのシステム COP と各熱源 COP のそれぞれの定格値と実測値の比較，およびその時における各熱源機器の部分負荷率を示す．

ターボ冷凍機は部分負荷運転を余儀なくされたため，定格値 2 の値に比べ COP は低下している．4 号機に比べ 5 号機の COP が低下しているのは，実測期間中に 4 号機がベース運転していたのに対し，5 号機は起動停止を行なっていたためである．スクリュー冷凍機はほぼ全負荷運転が実現できたため，定格値 2 に近い COP を実現できた．

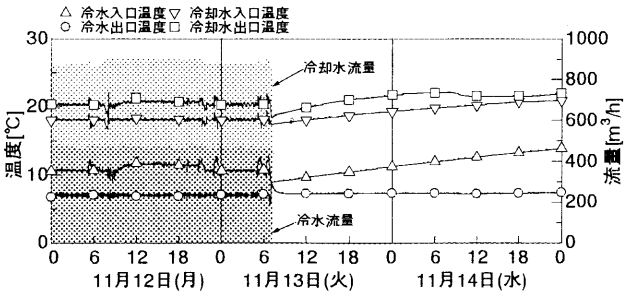

図 7　4 号ターボ冷凍機

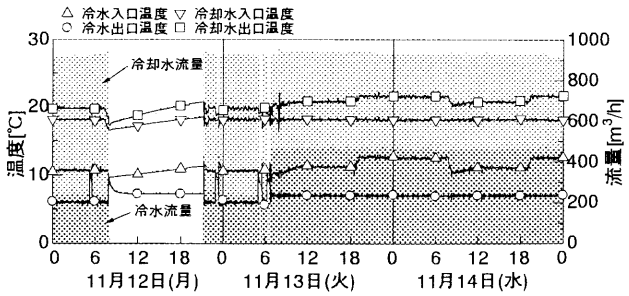

図 8　5 号ターボ冷凍機

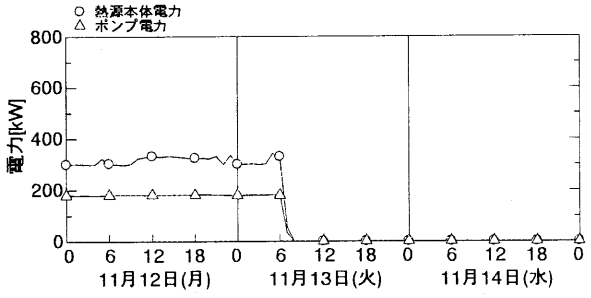

図9　4号ターボ冷凍機

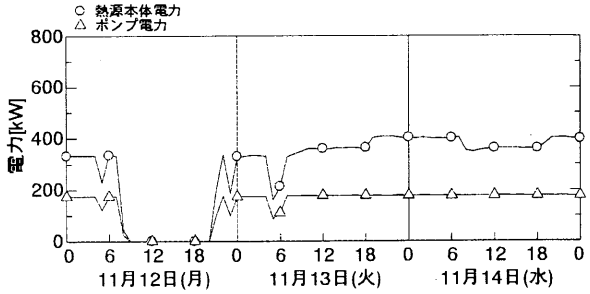

図10　5号ターボ冷凍機

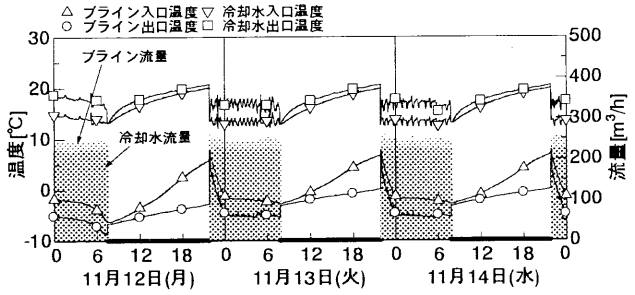

図11　1号スクリュー冷凍機

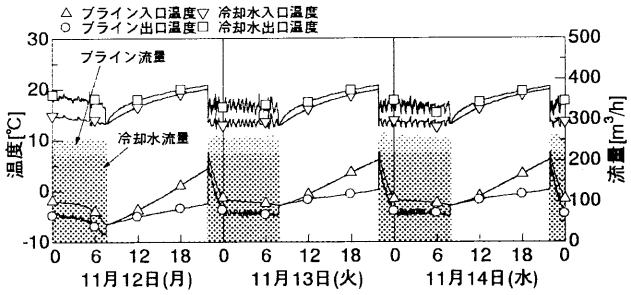

図12　2号スクリュー冷凍機

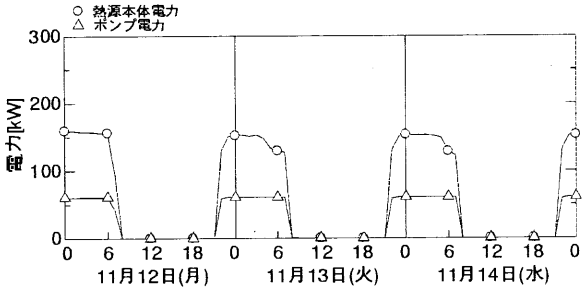

図13　1号スクリュー冷凍機

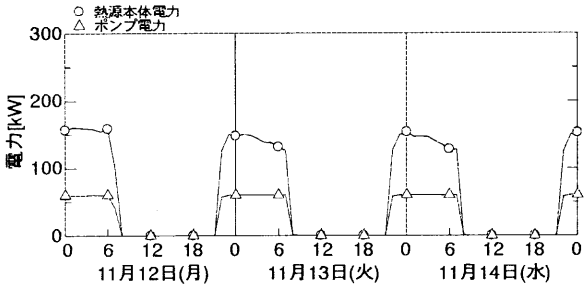

図14　2号スクリュー冷凍機

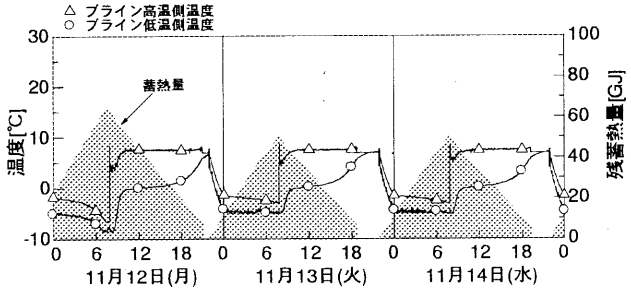

図15　氷蓄熱槽

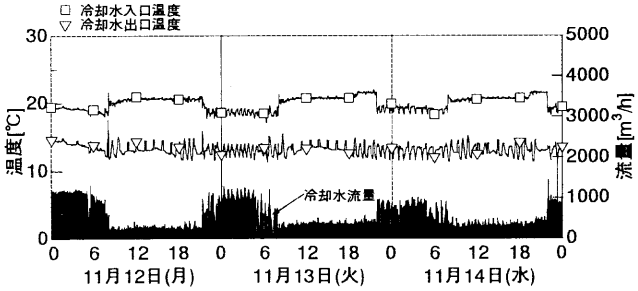

図16　冷却塔

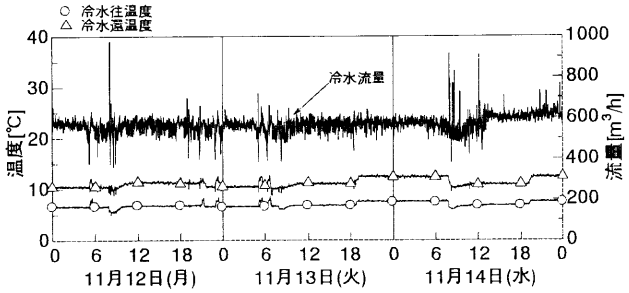

図 17　冷水ヘッダ

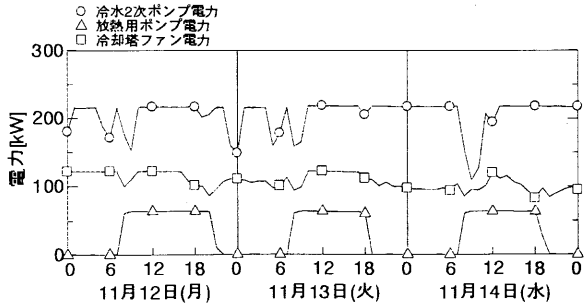

図18　その他電力

表4　COP比較（2001年11月12日～14日）

	システム	ターボ冷凍機		スクリュー冷凍機	
		4号機	5号機	1号機	2号機
定格値1	2.97	5.99		3.04	
定格値2	－	8.00		5.80	
実測値	2.76	5.47	4.39	5.29	5.30
部分負荷率	－	40%	37%	96%	95%

表5　運転実績（数値はいずれも月平均値）

月	項目	ターボ冷凍機	スクリュー冷凍機	システムCOP
9月	熱源COP	5.92	4.87	3.02
	部分負荷率(%)	63.7	101.2	
	冷却水温度(℃)	26.3	25.0	
10月	熱源COP	5.34	3.68	2.52
	部分負荷率(%)	54.0	96.7	
	冷却水温度(℃)	23.6	21.3	
11月	熱源COP	5.75	4.83	2.74
	部分負荷率(%)	48.5	89.0	
	冷却水温度(℃)	18.2	14.6	
12月	熱源COP	4.99	4.66	3.87
	部分負荷率(%)	35.7	89.6	
	冷却水温度(℃)	17.9	15.2	
1月	熱源COP	4.71	4.74	3.78
	部分負荷率(%)	37.2	86.7	
	冷却水温度(℃)	17.9	13.8	
定格値1		5.99	3.04	2.97
定格値2		8.00	5.80	

定格値は7℃の冷水（ターボ冷凍機）と－5℃のブライン（スクリュー冷凍機）製造を基準

定格値 1：ターボ冷凍機，スクリュー冷凍機の冷却水入口温度がどちらも32℃の場合

定格値 2：ターボ冷凍機，スクリュー冷凍機の冷却水入口温度がそれぞれ18℃，13℃の場合

システムCOP＝空調負荷[kW]／システム消費電力[kW]

熱源COP＝熱源生産熱量[kW]／熱源機器消費電力[kW]

※　システム消費電力[kW]＝Σ消費電力（各冷凍機，各ポンプ，冷却塔ファン）

また，表5に2001年9月～2002年1月までの各熱源COPとシステムCOPのそれぞれの定格値と実測値の比較，及びその時における各熱源機器の部分負荷率及び各熱源冷却水入口温度を示す．

今回実測を行った時期は運転調整期間中であり，熱源側で処理する負荷は想定した値に比べると非常に小さくなっている．運転方法に関しては，氷蓄熱運転の開始が10月以降であり，冷水フリークーリング，追掛運転は行ってなかった．表5によると，ターボ冷凍機は部分負荷率が低い状態であるにも関わらず，定格値1のCOPに近い値となった．これは低温冷却水を用いた効果であり，18℃冷却水を用いた12月では部分負荷率36％の状態で熱源COPは5.0と高い値を示している．スクリュー冷凍機でも同様に，13.8℃冷却水を用いた1月では部分負荷率86.7％の状態で熱源COP4.74と，定格値1のCOPに比べ大きい値を示している．今後，部分負荷率が向上するに伴い定格値2の熱源COPに近づくと考えられる．

5. シミュレーションによる高効率化技術の検証

5.1 計算条件

年間月別設計用2次側負荷データと外気条件（温度，湿度，標準気象データ（熊本））を入力とし，エネルギー消費量及び電力料金を計算するシミュレーションプログラムを作成した．図19にシミュレーションフローを示す．導入した高効率化技術の有効性を確認するためにCASE1～7を設定した．CASE1は高効率化技術を導入しない従来型熱源システムであり，CASE2から順次高効率化技術の要素を取り入れ，最終的にはCASE7が当該システムと一致する．さらに氷蓄熱運転の有無や，蓄熱運転の熱源機器類がエネルギー消費量やコストに与える影響について検討した（CASE-A1～CASE-B2）．表6に検討CASE一覧を示す．基本料金を除く電力量料金単価は，一般的な産業用季時別電力料金体系を使用した．

5.2 計算結果

図20，図21にCASE1～7のシステムエネルギー消費量及び電力料金比を，図22，図23にCASE-A1～CASE-B2までのシステムエネルギー消費量及び電力料金比を示す．また，表7にその計算結果を示す．

CASE1では個別冷却塔方式が採用されている．冷却塔冷却水出口温度を32℃とし，それ以下になるとファンの停止を行ったため，ファン電力が他のCASEに比べ極端に少なくなっている．しかし，冷凍機へ入る冷却水温度が高くなるため熱源COPが低くなり，結果としてシステムCOPは検討CASEの中で最低の結果となった．

導入した高効率化技術要素の有効性については，CASE2の統合型冷却塔とCASE4の高効率ターボ冷凍機を用いた場合の年間エネルギー消費量削減率が高い値を示した（図20）．CASE2は統合型冷却塔により，外気冷却限界までの低温冷却水を製造することを目的としたため，このCASE以降のファン電力量はCASE1に比べ大きな値となっている．しかし，11月～3月の間に冷凍機冷却水入口温度を20℃（ターボ冷凍機）と13℃（スクリュー冷凍機）に制御できたため，CASE1に比べ熱源のエネルギー消費量を26％削減でき，熱源COPが1.6ポイント向上した．また，これに伴いシステム全体においてもエネルギー消費量が約15％削減され，システムCOPが0.6向上した．

CASE4では高効率ターボ冷凍機を採用した．CASE3までは熱源COP4.5（冷却水32℃の場合）の通常ターボ冷凍機だったが，CASE4以降からは同じ条件下で熱源COP6.0の高効率ターボ冷凍機を採用した．その結果，熱源全体は前CASEと比べ23％削減することができ，熱源COPが8.04と高い値となった．

一方，CASE3の冷水フリークーリング，CASE5の追掛運転を行なった場合の削減効果は比較的小さい．CASE3に関しては，まず，冷水フリークーリング用冷水ポンプの容量が全体冷水流量に比べ小さく，冷凍機へ送る冷水温度をあまり下げることができなかったこと，また冷水フリークーリングにより熱源冷水入口温度が低下したが，一方では出口温度が一定に制御されており，それによって部分負荷運転の時間が増加したことの2つの原因が考えられる．

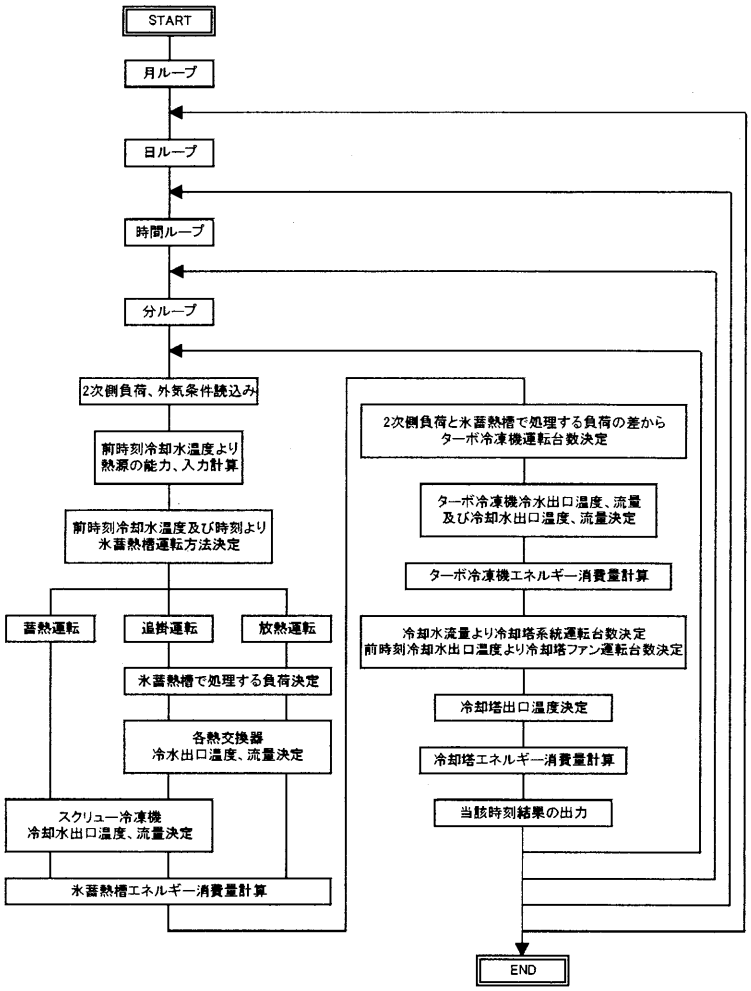

図19　シミュレーションフロー

表6　検討CASE

CASE1	従来熱源	個別冷却塔方式とし、冷却水出口設定温度を32℃とする フリークーリングを行なわない 通常型ターボ冷凍機を用いる 追掛運転を行なわない ターボ冷凍機の冷水出口温度設定値をベース機7℃、それ以外の機6℃ 2次側負荷を全ての冷凍機で比例配分する(部分負荷運転許可) スクリュー冷凍機を用いた夜間蓄熱運転を行なう
CASE2	統合型冷却塔	冷却塔を統合し、送水温度限界までの低温冷却水を作る 以下CASE1と同様
CASE3	冷水フリークーリング	冷却塔冷却水出口温度により、フリークーリングを許可する 以下CASE2と同様
CASE4	高効率ターボ	32℃冷却水利用時COP5.99の高効率ターボ冷凍機を使用 以下CASE3と同様
CASE5	追掛運転	冷却水出口温度により、スクリュー冷凍機の追掛運転を許可する 以下CASE4と同様
CASE6	冷水送水温度	ターボ冷凍機の冷水出口温度設定値を 4～10月：ベース機7℃、それ以外の機6℃に設定 11～3月：ベース機9℃、それ以外の機8℃に設定 以下CASE5と同様
CASE7	ベース機容量制御 (熊本TECを想定)	2次側負荷をベース機以外でまず処理をし(全負荷運転)、 残りの負荷をベース機で処理する(部分負荷運転) 以下CASE6と同様
CASE-A1	CASE7と同様、熊本TECを想定(スクリュー冷凍機蓄熱)	
CASE-A2	高効率ターボ蓄熱	高効率ターボ冷凍機を用いた夜間蓄熱運転を行なう 以下CASE7と同様
CASE-A3	通常ターボ蓄熱	通常ターボ冷凍機を用いた夜間蓄熱運転を行なう 以下CASE7と同様
CASE-B1	蓄熱なし (高効率ターボ使用)	蓄熱運転を行なわない 全ての負荷を高効率ターボ冷凍機で処理する 以下CASE7と同様
CASE-B2	蓄熱なし (通常ターボ使用)	蓄熱運転を行なわない 全ての負荷を通常ターボ冷凍機で処理する 以下CASE7と同様

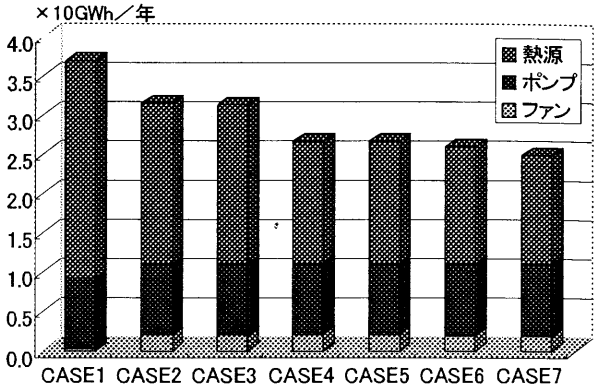

図20　計算結果1
(システム全体のエネルギー消費量，CASE1～7)

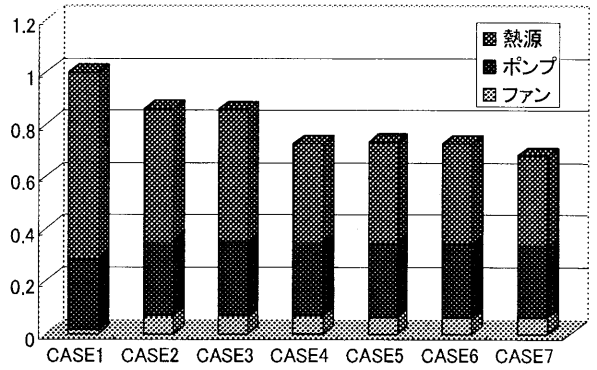

図21　計算結果2
(システム全体の電力料金比，CASE1～7)

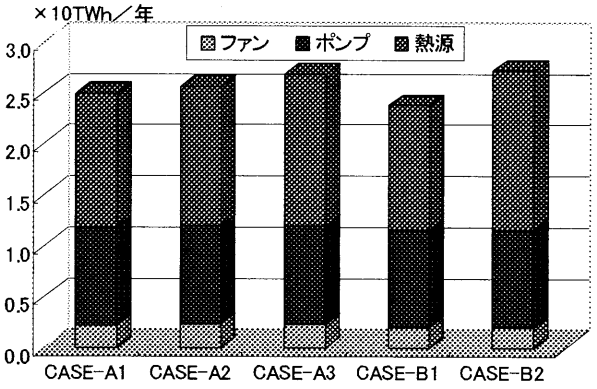

図22　計算結果3
(システム全体のエネルギー消費量，CASE-A1～B2)

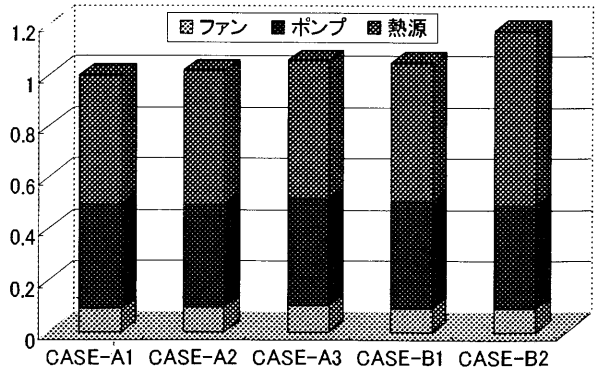

図23　計算結果4
(システム全体の電力料金比，CASE-A1～B2)

表7　計算結果一覧

	システム全体						
	エネルギー消費量(MWh/年)	削減率(%) 前CASE比	削減率(%) CASE1比	電力料金比	削減比 前CASE比	削減比 CASE1比	COP
CASE1	36933			1			3.40
CASE2	31475	14.78	14.78	0.873	0.127	0.127	3.99
CASE3	31323	0.48	15.19	0.871	0.002	0.129	4.01
CASE4	26668	14.86	27.79	0.737	0.153	0.263	4.71
CASE5	26854	−0.70	27.29	0.746	−0.011	0.254	4.68
CASE6	25983	3.24	29.65	0.738	0.011	0.262	4.83
CASE7	24911	4.13	32.55	0.694	0.059	0.306	5.04
	熱源機器本体						
CASE1	27663			1			4.56
CASE2	20395	26.27	26.27	0.713	0.287	0.287	6.19
CASE3	20193	0.99	27.26	0.710	0.003	0.290	6.19
CASE4	15539	23.05	50.31	0.525	0.261	0.475	8.04
CASE5	15907	−2.37	47.94	0.547	−0.043	0.453	7.60
CASE6	14931	6.14	54.08	0.535	0.023	0.465	8.46
CASE7	13856	7.20	61.28	0.483	0.098	0.517	9.12
	システム全体						
	エネルギー消費量(MWh/年)	削減率(%) 前CASE比	削減率(%) CASE-A1比	電力料金比	削減比 前CASE比	削減比 CASE-A1比	COP
CASE-A1	24911			1			5.04
CASE-A2	25620	−2.84	−2.84	1.018	−0.018	−0.018	4.90
CASE-A3	26792	−4.58	−7.55	1.057	−0.038	−0.057	4.69
CASE-B1	23783	11.23	7.17	1.048	0.009	−0.048	5.27
CASE-B2	27177	−14.27	−9.09	1.175	−0.122	−0.175	4.62
	熱源機器本体						
CASE-A1	13856			1			9.12
CASE-A2	14546	−4.98	−4.98	1.08	−0.084	−0.084	8.60
CASE-A3	15793	−8.57	−13.98	1.16	−0.071	−0.161	7.92
CASE-B1	12965	17.91	6.43	1.16	0.001	−0.160	9.22
CASE-B2	16576	−27.85	−19.63	1.41	−0.217	−0.412	7.21

CASE5に関しては，CASE3と同様に追掛用冷水ポンプの容量が小さいこと，また，スクリュー冷凍機による追掛運転を許可する冷却水温度を18℃以下に設定したが，この温度付近ではターボ冷凍機で7℃冷水を製造する場合と，スクリュー冷凍機で5℃のブラインを製造する場合とで，熱源COPがさほど変わらないことが原因と考えられる．

氷蓄熱槽関係の検討では，CASE-B1（蓄熱なし，高効率ターボ冷凍機使用）のエネルギー消費量とCASE-A1（熊本TEC想定）の電力料金比が最小値を示した（**図22**，**図23**）．CASE-B1に比べCASE-A1やCASE-A2の電力料金比の削減分があまり差がないのは，当該システムの氷蓄熱槽容量が小さく，さらに24時間空調系統によって相対的に夜間蓄熱以外に使用される電力量が大きくなっていることもあって，蓄熱システムを採用した一般オフィスに比べると電力夜間移行率が小さくなっており，これらが蓄熱システムの経済効果を小さくしている一因になっているものと考えられる．

6. まとめ

本稿では，熊本TECの熱源センターで採用された高効率化技術について，その技術の内容を実測データを基に把握し，さらに，設計用熱負荷データを用いて設計段階におけるシステム性能の検証を行った．

実際の設計段階では従来型熱源システムと比べて約32%の省エネ効果を見込んでいる．今回のシミュレーションでもそれに近い値となることを確認したが（**表7**，システム全体の年間エネルギー消費削減率CASE7約32.5%），シミュレーションに反映されていない一部の高効率化技術要素もあり，今後の課題である．また，従来型の産業用熱源システムとの比較及び更なる高効率を目指す熱源システムの将来的な運用方法も今後検討する予定である．

謝辞

本研究の遂行にあたり，ソニー株式会社，九州電力株式会社，高砂熱工業株式会社に多大なご協力を頂きました．関係者の方々に謝意を表します．

参考文献

1) 高砂熱学工業（株）：産業用熱源システムにおける高効率化技術の実証調査，2001年度報告書，2002.3.
2) 桑原康浩，入部真武：ソニーセミコンダクタ九州（株）熊本TEC氷熱源システム，ビル空調研究会HACTEC，No.19，pp.28−33，2002.3.
3) 井上宇市：空気調和ハンドブック改訂4版，丸善，pp.203−210，2001.2.
4) 空気調和・衛生工学会編：空気調和設備の実務の知識，オーム社，pp.190−191，1995.3.

（受理：平成14年5月31日）