

# インバータターボ冷凍機・高効率制御システムを核とする 空調用熱源システムの計画と実績

- インバータ冷凍機を導入した空調用熱源システムの省エネルギー性能と効率的運用方法 -  
( 空気調和・衛生工学会論文集 No.124, July, 2007 )

桑原 康浩<sup>\*1</sup>                      杉山 浩美<sup>\*2</sup>                      宋 永学<sup>\*3</sup>  
住吉 大輔<sup>\*4</sup>                      黒江 大亮<sup>\*5</sup>                      赤司 泰義<sup>\*4</sup>

本研究の目的は、インバータ冷凍機を導入した熱源システムの省エネルギー効果を定量的に明らかにすることである。対象となる熱源システムは主に、インバータ冷凍機、統合型冷却塔、フリークーリングシステムで構成されており、インバータ冷凍機の COP は部分負荷運転時に最大で 18 を実現する。本報では対象の熱源システムについて概説した後、実測結果に基づいて、熱源システムの性能評価を行った。その結果、冷凍機単体の COP は月平均値で最大 18.2、熱源システム全体の COP は 9.2 という高い値が確認された。

## はじめに

一般的な事務所建築における熱源システムのエネルギー消費量は、空調用エネルギー消費量の半分以上を占める。地球温暖化の温室効果ガス削減目標を定めた京都議定書が 2005 年 2 月に発効するなど、建築空調分野の省エネルギー推進は極めて重要な課題である。筆者らは、これまでも熱源システムにおける高効率化技術の有効性について検討を重ねてきたが<sup>1)2)3)</sup>、本研究の大きな特徴は熱源システムにインバータ冷凍機を採用している点である。インバータ冷凍機は、ここ数年の間に市場に投入された最新の熱源機器であり、その性能から今後の空調分野における省エネルギー推進に大きな役割を果たすと考えられるが、その省エネルギー性能を定量的に評価した研究<sup>4)</sup>はこれまでほとんどない。さらに、インバータ冷凍機は従来の冷凍機と大きく異なる性能特性を持っており、その性能を発揮するためには、その特性を十分に把握した上で、これまでとは異なった冷凍機運用が必要になる。本研究は、インバータ冷凍機を導入した熱源システムを対象に、その省エネルギー性能を定量的に明らかにするとともに、より効率的な運用方法を把握することを目的としている。本報では第 1 報として、研究対象となる熱源システムについて概説し、その省エネルギー性能について実測結果に基づく評価を行う。

## 1. 熱源システム概要

宮城県多賀城市に位置するソニー株式会社仙台テクノロジーセンター（記録メディア製造工場、以下、仙台 TEC）の熱源システムが対象である。図-1 に熱源システム系統図、表-1 に設備機器表を示す。熱源システムは、主にインバータ冷凍機、統合型冷却塔、生産冷却水冷却用熱交換器、生産冷却水フリークーリング用熱交換器によって構成され、年間 365 日 24 時間稼動する。インバータ冷凍機、冷水ポンプはインバータにより制御され、冷却水ポンプは定流量で運用される。以下に、熱源システムに採用された高効率化の要素技術を概説する。

### 1.1 統合型冷却塔

従来は冷凍機 1 台に対して冷却塔 1 台が設置されるが、外気冷却限界まで冷却水を冷却するために、冷却塔及び冷却水システムを全体統合した統合型冷却塔を採用している。冷却塔は 2 系統（3 セル系統×1、4 セル系統×1）で構成される。冷却水流量により系統ごとの発停制御が行われ、外気湿球温度に 7 を加えた設定温度となるよう各系統の冷却塔ファンの 2 段階制御が行われる。図-2 に示すとおり、インバータ冷凍機は冷却水入口温度が低いほど高い COP を示し、統合型冷却塔における低温冷却水の製造がインバータ冷凍機の高効率運転に大きく寄与することが推察される。

### 1.2 生産冷却水フリークーリング

生産冷却水とは空調システムの建物側（2 次側）で使用する当該施設特有の上水の冷却に用いる冷却水である。通常、生産冷却水はインバータ冷凍機が製造した冷水との熱交換により冷却される。しかし、中間季や冬季においては、統合型冷却塔による低温冷却水の有効利用が期待でき、統合型冷却塔の冷却水出口温度が 23 以下の場合には、インバータ冷凍機で製造した冷水との熱交換の前に、統合型冷却塔の冷却水と熱交換を行って

冷凍機の処理熱量の低減を図ることができる。

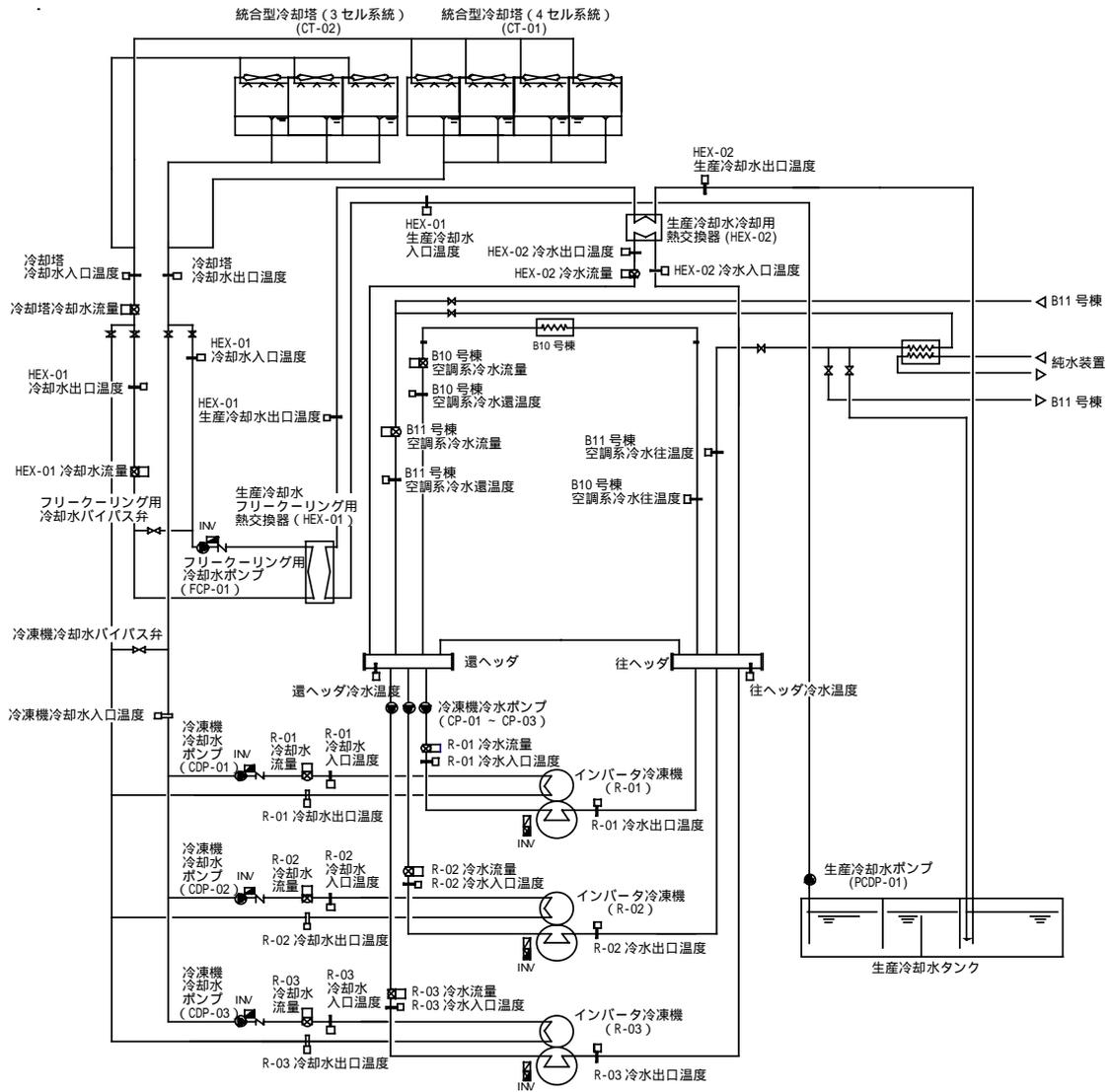


図-1 熱源システム系統図

表-1 熱源システム設備機器表

機器	仕様		消費電力[kW]	台数
インバータ冷凍機	圧縮形式	遠心式	342	3
	使用冷媒	R134a		
	冷却能力	2,004kW		
	冷水流量	215m <sup>3</sup> /h ( 15 7 )		
	冷却水流量	404m <sup>3</sup> /h ( 32 37 )		
統合型冷却塔 (4セル)	冷却能力	3,448kW	22	1
	冷却水流量	612m <sup>3</sup> /h	(ファン 5.5kW × 4)	
統合型冷却塔 (3セル)	冷却能力	2,669kW	16.5	1
	冷却水流量	459m <sup>3</sup> /h	(ファン 5.5kW × 3)	
生産冷却水冷却用熱交換器	交換熱量	1,059kW	-	1
	冷水流量	114m <sup>3</sup> /h ( 7 15 )		
	冷却水流量	304m <sup>3</sup> /h ( 21 18 )		
生産冷却水フリークーリング用熱交換器	交換熱量	1,059kW	-	1
	冷水流量	114m <sup>3</sup> /h ( 7 15 )		
	冷却水流量	304m <sup>3</sup> /h ( 21 18 )		
冷凍機冷却水ポンプ	冷却水流量	404m <sup>3</sup> /h	55	3
冷凍機冷水ポンプ	冷水流量	404m <sup>3</sup> /h	30	3
生産冷却水ポンプ	冷却水流量	304m <sup>3</sup> /h	37	1
生産冷却水FC用ポンプ	冷却水流量	304m <sup>3</sup> /h	30	1

### 1.3 インバータ冷凍機

インバータ冷凍機の部分負荷運転時における成績係数 (COP) は非常に高い (図-2)。冷水出口温度 7℃, 冷却水入口温度 13℃, 部分負荷率 45% のときに最大 COP=18.3 (カタログ値) という値を示す。従来の冷凍機では, 冷却水入口温度に応じて全負荷 (部分負荷率 100%) に近いほど高い COP となるが, 一般には最大 COP=5~6 程度である。インバータ冷凍機では, 冷却水入口温度によって最大 COP が発生する部分負荷率が異なるために, 冷却水入口温度における最大 COP の 80% 以上を維持する部分負荷率を運転範囲とし, その範囲を超える場合は冷凍機台数を増台, 下回る場合は減台する制御が行われる。

## 2. 実測結果による考察

2004 年 4 月~2006 年 3 月までの 2 年の実測結果に基づき, 各要素機器及び熱源システムの性能評価を行う。

### 2.1 統合型冷却塔

図-3 に 2005 年度の冷却塔冷却水出口温度と湿球温度の関係を示す。外気湿球温度が低下するにつれて冷却水出口温度も低下し, 冷凍機冷却水入口温度下限設定値である 13℃ 前後まで冷却されている。

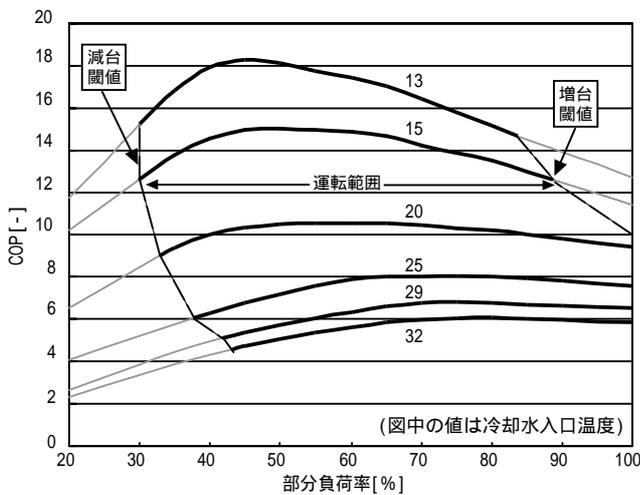


図-2 インバータ冷凍機性能曲線

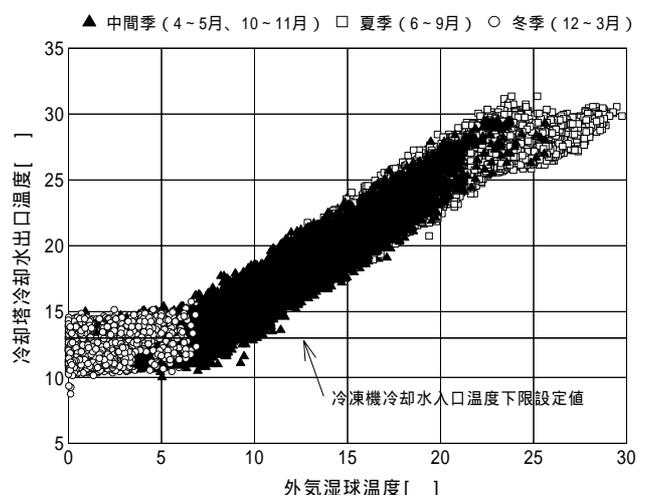


図-3 冷却塔冷却水出口温度と湿球温度の関係

### 2.2 生産冷却水フリークーリング

生産冷却水フリークーリングは 2004 年 12 月中旬から 2005 年 4 月中旬までを中心に, 2004 年度に 95 日間, 2005 年度に 12 日間実施されている。表-2 に 2005 年 4 月 14 日~16 日 (フリークーリングなし) と 2005 年 4 月 4 日~6 日 (フリークーリングあり) の運転結果の比較を示す。両期間とも平均外気温度が 10.7℃ 程度であり, 負荷条件が近いと考えられる。ただし, フリークーリング稼働の成立条件の影響等から, 実際に稼働している期間は短い。なお, 生産冷却水フリークーリングの積算負荷熱量については, 本来であれば生産冷却水フリークーリング用熱交換器の冷却水側 (一次側) の熱量とすべきであるが, センサー位置が熱交換器直前・直後でないため処理熱量を正確に捉えておらず, ここでは生産冷却水側 (二次側) の処理熱量で代用した。

フリークーリングの実施により生産冷却水フリークーリング用熱交換器で処理される熱量が増加し, 生産冷却水冷却用熱交換器で処理される熱量が大きく減少している。そのため, 冷凍機生産熱量は約 11% 削減される結果となっている。フリークーリングなしの期間では冷凍機生産熱量が多く, インバータ冷凍機が 2 台で運転している期間が長く, 冷凍機平均部分負荷率は低い。そのため, 冷凍機 COP はフリークーリングなしの場合が高いが, システム COP は両者ともほぼ同じ値となった。フリークーリングなしの場合にインバータ冷凍機 2 台運転となり, 定流量で稼働している冷却水ポンプの電力消費量が大きく増加し, フリークーリングありの場合に比べシステム電力消費量が増加したことが主な要因と考えられる。結果として, 実測結果から明確なフリークーリングの効果は見られなかったが, この原因として実際の生産冷却水の負荷が設計条件よりも小さかったことが挙げられる。生産冷却水の往還温度差は設計条件で 3℃ を見込んでいるが, 実際は 1℃ 程度であった。生産冷却水の負荷が設計条件に合えば, フリークーリングの有効性が明らかになるものと考えられる。

### 2.3 インバータ冷凍機

図-4 に 2005 年度の運転実績における部分負荷率と COP の関係を示す。図中の線はインバータ冷凍機の性能曲線 (図-2 参照) である。負荷が低下する冬季には冷水出口温度設定値を 7℃ から 9℃ に変更して冷凍機 COP の向上を図っている。本システムのインバータ冷凍機は, 冷水出口温度設定値 7℃ で機器内部の設定調整がなさ

れている。本来、冷水出口温度設定値が 9 の場合は、冷水出口温度設定値 7 で得られた性能曲線（図-2）ではなく、冷水出口温度設定値 9 で得られる性能曲線を使用すべきであるが、機器内部の設定調整をその都度変更することは現実的に難しい。よって、ここでは冷水出口温度設定値 9 の場合でも図-2 の性能曲線をそのまま適用して評価を行った。全体的には部分負荷率や冷却水温度が変化してもほぼ性能曲線通りの COP を示したが、冷水出口温度設定値が 9 で、冷却水温度が低く部分負荷率も低い場合に性能曲線を大きく上回る冷凍機 COP を示す結果となった。

次に、図-5 に実測データを用いて計算した COP（以下、実測 COP）と実測データの冷凍機冷却水入口温度と冷凍機部分負荷率から図-2 の性能曲線を用いて算出した COP（以下、基準 COP）の比較を示す。基準 COP は、冷凍機冷却水入口温度と冷凍機部分負荷率を説明変数とする図-2 の性能曲線の近似式を作成し、それらの説明変数に実測データを入力することで算出される。2004 年度については、R-01 の冷水出口温度設定値が 9 に設定されている期間（2004 年 4 月）を除き、基準 COP に比べ実測 COP がやや低いが概ね基準 COP と実測 COP は一致する。R-01 の実測 COP が基準 COP を大きく下回った原因は、冷却水の水質汚染により冷凍機内部の熱交換器部分に皮膜が生じてしまい、熱伝導率の低下から冷凍機的能力低下につながったものである。2004 年 5 月初旬に冷凍機内部の洗浄による皮膜除去を行い、冷凍機性能を復帰させた。

2005 年度については、冷水出口温度設定値 7 における R-03 は実測 COP と基準 COP がほぼ一致している。しかし、R-01 と R-02 の COP が 15 を超える範囲で、実測 COP が基準 COP を大きく下回る期間がある。これは 2005 年 10 月～11 月にかけて起こった冷却水汚染（2004 年 4 月と同様）が原因であった。また、冷水出口温度設定温度が 9 に設定されている期間については、実測 COP が基準 COP を若干下回るもののほぼ一致する期間（4 月）と実測 COP が基準 COP を大きく上回る期間（12 月～3 月）に分かれている。この原因については現在調査中である。

表-2 生産冷却水フリークーリング時の運転実測結果

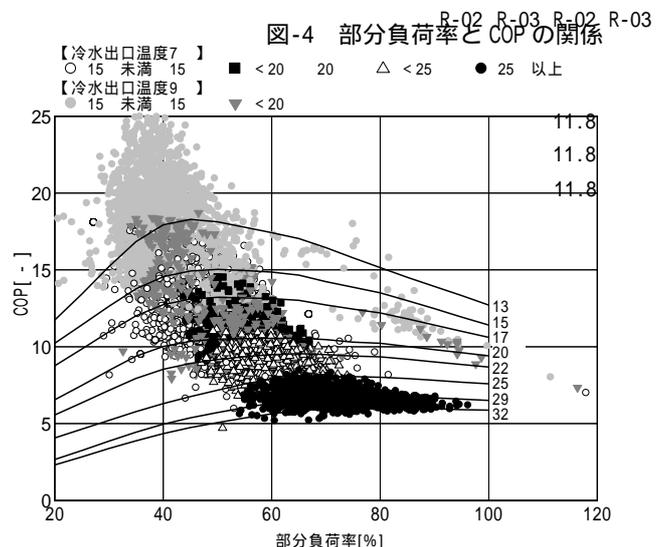
期間		4 月 14-16 日	4 月 4-6 日
生産冷却水フリークーリング		なし	あり
平均外気温度[ ]		10.6	10.7
積算 負荷 熱量 [GJ]	B10 号館	427.4	421.6
	B11 号館	15.6	15.5
	生産冷却水冷却	97.0	40.8
	生産冷却水フリークーリング	0.0	67.1
	合計	540.1	545.0
冷凍機生産熱量 <sup>注1)</sup> [GJ]		542.9	485.4
積算 電力量 [kW· h]	冷凍機	11,163	12,210
	冷凍機冷水ポンプ	1,557	2,105
	冷凍機冷却水ポンプ	5,531	3,246
	フリークーリング用 冷却水ポンプ	0	729
	冷却塔ファン	2,276	1,918
	システム合計	20,527	20,208

期間		4 月 14-16 日	4 月 4-6 日
冷凍機 COP <sup>注2)</sup> [-]		13.5	11.0
システム COP <sup>注3)</sup> [-]		7.3	7.5
冷凍機 運転 条件	平均冷水入口温度[ ]	15.9	16.2
	平均冷水出口温度[ ]	8.8	8.8
	平均冷却水入口温度[ ]	15.2	14.8
	平均冷却水出口温度[ ]	18.2	19.4
	平均部分負荷率[%]	52.4	83.4
稼動 時間 [h]	冷凍機	72	72
	冷水ポンプ	72	72
	冷却水ポンプ	72	72
	FC 用ポンプ	0	72
	冷却塔ファン（7 台合計）	402.9	343.8

## 2.4 システム全体の評価

表-3 に熱源システムの月別運転実測結果を示し、図-6 に 2 次側負荷、システム COP、冷凍機 COP の変動を示す。冷凍機の部分負荷率は、夏季で 70%前後、冬季は冷凍機 1 台運転である 2004 年度で 80%前後、2 台運転である 2005 年度で 40%前後となっている。平均冷凍機 COP は、夏季でも 7 前後と高く、冬季には 11～20 程度のかかなり高い値となっており、インバータ冷凍機の効率の高さが実測値からもうかがえる。また、図-6 から 2 次側負荷が小さい期間ほどシステム COP、冷凍機 COP とともに向上していることが分かる。期間中最もシステム COP が高いのは 2005 年 1 月であり、



2005年2月に最高値9.2を示している。最も低い2005年8月でもシステムCOPは4.6を示しており、本システムが非常に高効率に運用されていることが確認できた。2004年8月と2005年2月を比較すると、月平均部分負荷率は約72%であるが、冷却水温度が26.7から13.8に低下したことによって冷凍機COPが7.3から14.7、システムCOPが5.0から9.2へ向上しており、本システムでの冷却水温度の低減がCOP向上に大きく寄与していることがわかる。冷凍機COPが最も高いのは2006年1月から3月の期間であり、2006年1月には最高値18.2となっている。しかし、システムCOPは前年の同時期に比べ低い。2006年1月から3月には冷凍機2台運転により定流量で稼働している冷凍機冷却水ポンプの電力消費量が増加したことが主な原因と考えられる。

この結果から冷凍機COPの向上が必ずしもシステム全体の省エネルギーには繋がらないことが明らかとなった。非常に負荷が小さい場合には、冷凍機1台運転とし冷凍機冷却水ポンプの電力消費量を抑えることで、より高効率なシステム運用が行える可能性がある。

図-5 実測 COP と基準 COP の比較

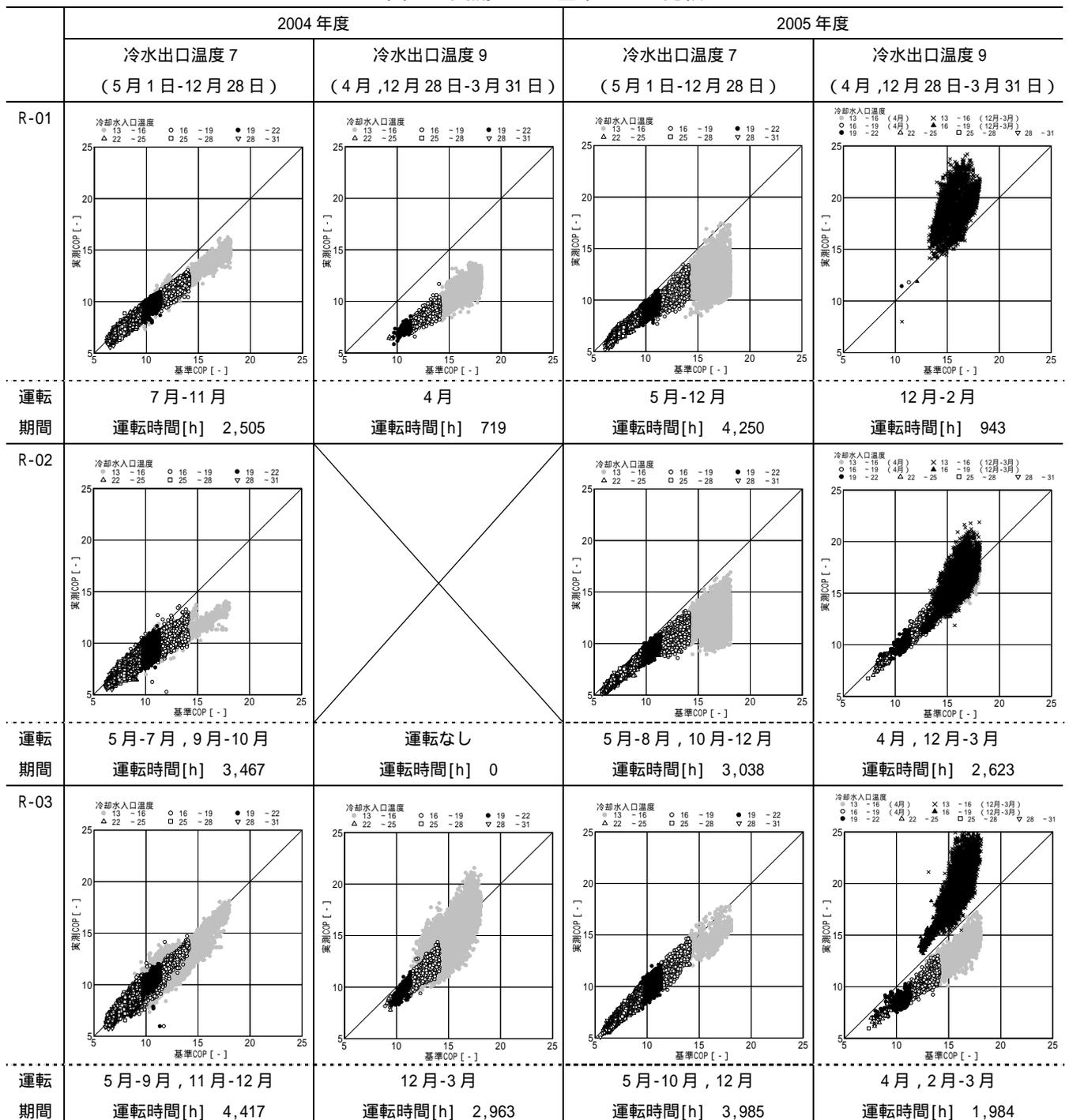


表-3 熱源システムの実測結果

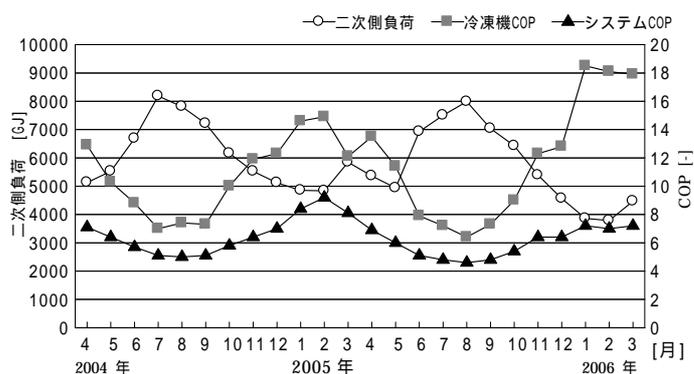
		2004年										2005年			平均・積算 <sup>†1</sup>
		4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月		
外気温度[℃]		11.1	15.1	19.9	23.8	23.7	21.7	15.2	12.5	6.0	2.1	1.5	4.6	13.1	
外気湿度[%]		63.5	80.1	81.8	88.0	82.8	86.9	83.0	76.8	69.9	75.4	75.5	70.4	77.8	
冷却水入口温度[℃]		14.6	19.6	23.4	27.0	26.7	26.1	19.2	17.0	14.1	13.8	13.8	14.0	19.1	
二次側負荷 <sup>注3)</sup> [GJ]		5,132	5,525	6,685	8,186	7,810	7,212	6,160	5,527	5,119	4,855	4,834	5,847	72,892	
部分負荷率[%]		49.0	61.8	64.1	74.9	72	68.9	57.9	62.9	87.2	74.1	72.5	83.1	69.0	
電力消費量 [MW・h]	熱源	116	152	215	321	295	265	174	136	117	78	66	105	2,040	
	ポンプ	63	67	85	99	112	109	98	81	70	69	67	79	999	
	ファン	23	22	24	26	25	23	25	22	17	13	12	16	248	
	システム	202	241	324	445	432	397	297	239	204	160	146	200	3,287	
冷凍機 COP		12.2	9.9	8.5	7.0	7.3	7.2	9.6	11.2	11.4	14.2	14.7	11.8	10.4	
システム COP		7.1	6.4	5.7	5.1	5.0	5.1	5.8	6.4	7.0	8.4	9.2	8.1	6.6	
		2005年										2006年			平均・積算 <sup>†1</sup>
		4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月		
外気温度[℃]		11.1	13.4	19.8	21.7	25.4	22.2	17.1	10.1	2.2	1.3	2.7	5.4	12.7	
外気湿度[%]		67.0	80.7	95.1	95.2	96.2	90.4	88.0	77.3	81.0	75.1	82.1	72.3	83.4	
冷却水入口温度[℃]		15.1	17.9	24.7	26.3	28.6	26.1	21.4	14.8	13.2	13.7	13.9	14.1	19.2	
二次側負荷 [GJ]		5,362	4,936	6,931	7,505	7,986	7,037	6,427	5,390	4,567	3,858	3,787	4,473	68,259	
部分負荷率[%]		55.2	55.8	65.6	68.9	73.4	67.1	59.1	50.6	43.3	38.8	38.1	40.9	54.7	
電力消費量 [MW・h]	熱源	109	124	246	292	341	272	203	123	99	55	58	70	1,992	
	ポンプ	86	86	112	118	120	111	107	90	86	82	80	88	1,166	
	ファン	21	20	22	23	24	22	23	22	14	11	12	15	229	
	システム	216	230	380	432	485	404	333	235	199	149	150	172	3,385	
冷凍機 COP		12.7	10.8	7.7	7.1	6.4	7.1	8.7	11.9	12.4	18.2	17.7	17.5	11.5	
システム COP		6.9	6.0	5.1	4.8	4.6	4.8	5.4	6.4	6.4	7.2	7.0	7.2	6.0	

注 <sup>†1</sup> 二次側負荷と電力消費量は積算値，その他は平均値

## 2.5 既往の研究システムとの比較

仙台 TEC を対象とした今回の研究に先行して、熊本テクノロジーセンター（熊本 TEC）の熱源システムを対象とした研究について既報<sup>1)2)3)</sup>にまとめている。熊本 TEC には、インバータ冷凍機は採用されていないが、仙台 TEC に導入されているその他の要素技術は同様に採用されている。熊本 TEC のシステム COP は、中間季 3.0~3.2、夏季 3.2~3.6、冬季 2.5~2.9 となっており、冷凍機のインバータによる制御が行われなかったために、仙台 TEC とは逆に部分負荷率が大きい夏季に高い COP を示した。しかしながら、仙台 TEC のシステム COP は比較的低い夏季でも 4.6~5.7 に達し、冬季には 7.0~9.2 という高い COP となる（表-3 参照）。熊本 TEC の外気温度（相対湿度）は中間季 8.9~20.3（67~76.8%）、夏季 22.3~27.3（68.6~83.4%）、冬季 3.6~11.2（66.7~76.8%）となっており、実測期間中（ともに 2 年間）の二次側積算負荷は熊本 TEC が 331,409GJ、仙台 TEC が 141,151GJ である。外気条件や負荷条件が異なるため厳密な定量的比較はできないが、システム COP の向上からインバータ冷凍機の省エネルギー効果が大きいものと推察される。

図-6 二次側負荷，冷凍機 COP，システム COP の変動



## 結論

本報ではインバータ冷凍機を導入した熱源システムの性能を実測値に基づいて評価した。結果として本システムは、2004年度、2005年度の2年間の平均値で冷凍機 COP が 10.8，システム COP が 5.9 と非常に高く，インバータ冷凍機を導入した熱源システムの省エネルギー性能の高さを裏付ける結果となった。また，実測結果から冷凍機の省エネルギーが必ずしも，システム全体の省エネルギーにつながらない可能性もあり，要素機器単体での省エネルギーのみを考えるのではなく，システム全体を考慮した運転を考えていく必要がある。次報では，主にシミュレーションを用いて本熱源システムの性能評価及び効率的運用方法について検討を行う。

## 注

### 1) 冷凍機生産熱量

$$Q_r = \sum_{n=ts}^{te} \left( \frac{(t_{in} - t_{out}) \times V \times g \times c \times t}{10^6} \right)$$

ここに，

$Q_r$	: 冷凍機生産熱量	[MJ]
$ts$	: 集計開始時刻	[時]
$te$	: 集計終了時刻	[時]
$t_{in}$	: 冷凍機冷水入口温度	[ ]
$t_{out}$	: 冷凍機冷水出口温度	[ ]
$V$	: 冷凍機冷水流量	[m <sup>3</sup> /h]
$g$	: 水の密度 (=1000)	[kg/m <sup>3</sup> ]
$c$	: 水の比熱 (=4187)	[J/(kg·K)]
$t$	: 時間 (=1/60)	[h]

### 2) 冷凍機 COP

$$COP_c = \frac{Q_r}{E_r \times 3.6}$$

ここに，

$COP_c$	: 冷凍機 COP	[-]
$E_r$	: 冷凍機電力消費量	[kW·h]

### 3) 二次側負荷

$$Q_s = \sum_{n=ts}^{te} \left( \frac{(t_{in} - t_{out}) \times V \times g \times c \times t}{10^6} \right)$$

ここに，

$Q_s$	: 二次側負荷熱量	[MJ]
$Q_{b10}$	: B10 号棟冷水負荷熱量	[MJ]
$Q_{b11}$	: B11 号棟冷水負荷熱量	[MJ]
$Q_{h1}$	: 生産冷却水フリークーリング用熱交換器冷却水負荷熱量	[MJ]
$Q_{h2}$	: 生産冷却水冷却用熱交換器冷水負荷熱量	[MJ]

### 4) システム COP

$$COP_s = \frac{Q_s}{(W_r + W_c + W_{cd} + W_{fed} + W_{ct}) \times 3.6}$$

ここに，

$COP_s$	: システム COP	[-]
$Q_s$	: 二次側負荷	[MJ]
$W_r$	: 冷凍機電力消費量	[kW·h]
$W_c$	: 冷凍機冷水ポンプ電力消費量	[kW·h]
$W_{cd}$	: 冷凍機冷却水ポンプ電力消費量	[kW·h]
$W_{fed}$	: 生産冷却水フリークーリング用冷却水ポンプ電力消費量	[kW·h]
$W_{ct}$	: 統合型冷却塔ファン電力消費量	[kW·h]

## 参考文献

- 1) Young-hak Song, Yasunori Akashi, Yasuhiro Kuwahara, Yoshiyuki Baba and Masatake Iribe : Evaluation on Energy Performance of Heating Plant System Installed Energy Saving Technologies, SYMPOSIUM ON IMPROVING BUILDING SYSTEMS IN HOT AND HUMID CLIMATES(2004-5), pp.7 ~ 18
- 2) 宋 永学, 渡辺俊行, 林 徹夫, 赤司 泰義, 小島昌一, 桑原康浩, 馬場敬之, 入部真武 : 産業用熱源システムにおける高効率化技術の有効性に関する研究(第1報)低負荷運転実績と設計用熱負荷データを用いたシステム設計性能検証, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集 (2002-9), pp.609 ~ 612
- 3) 宋 永学, 渡辺俊行, 林 徹夫, 赤司 泰義, 小島昌一, 桑原康浩, 馬場敬之, 入部真武 : 産業用熱源システムにおける高効率化技術の有効性に関する研究(第2報)2002年度運転実績評価及び実測負荷を用いたシステム性能検証, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集 (2003-9), pp.337 ~ 340
- 4) 黒江 大亮, 赤司 泰義, 杉山 浩美, 桑原 康浩, 宋 永学 : インバータ冷凍機を導入した熱源システムの性能評価, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 (2006-9), pp.1749 ~ 1753

- \*1 ソニー（株）総務センター エネルギーソリューション室 正会員
- \*2 高砂熱学工業（株）F S本部エネルギーソリューション部 正会員
- \*3 LG 電子（当時、九州大学大学院人間環境学研究院） 正会員
- \*4 九州大学大学院人間環境学研究院 正会員
- \*5 宮崎県庁（当時、九州大学大学院人間環境学府） 正会員