

GHP排熱利用省エネ恒温恒湿システム

Energy-Saving Thermostatic/Humidistatic System with the Utilization of Heat-Release from Gas Heat Pump(GHP)

大橋 秀幸 Hideyuki Ohashi

●GHP事業部 開発室

1 はじめに

近年の電力事情の悪化や地球環境問題への取り組みの中、少電力、クリーンエネルギー、低ランニングコストというメリットにより、対人用の一般空調機として、ガスヒートポンプエアコン（以下、GHPという）の採用が増加している。

しかし、対物産業用としての使用は一部の採用に止まっているのが現状である。

また、現在使用されている試験用の恒温恒湿設備の多くは電気式の冷凍機と電気ヒータとの組み合わせでできている。そのため、1つの設備当たりの消費電力はかなり多く、設備導入時には、受電設備が必要になる。電力契約においても、デマンド契約になりやすく、ピークカットにより運転ができなくなる心配もある。さらに、試験用設備の場合は、設備の稼働率はあまり高くないため、実際の使用時間当たりの電力料金も割高になる。

このように、恒温恒湿設備は、イニシャルコスト、ランニングコストのかかる設備である。

GHP事業部でも、新規に試験用として恒温恒湿設備を導入するに当たり、イニシャルコストはもちろんランニングコストも下げる必要があった。

以上により、GHPを冷凍機として使用することで、GHPの対物産業用としての用途拡大も図り、さらに、GHPのエンジン排熱をヒータの熱源として利用することで、省電力性と、省エネルギー性を有した恒温恒湿システムを開発した。

また、今回の開発においては、受電容量の削減によるイニシャルコストの低減、エネルギー源をガスにすることによるランニングコストの低減も目的とした。

外機 (YMCJ 560M-A) を使用した.

図 1 に GHP の系統図を，表 1 に仕様緒元を示す。

冷房運転時の基本フローは、まずガスエンジンにてツインコンプレッサを駆動する。コンプレッサから吐出された冷媒は、オイルセパレータ、四方弁を通り、室外熱交換器で凝縮されさらにメインアキュムレータ内の過冷却熱交換器を経て室内機へ供給される。室内機には電子膨張弁が有り、そこで減圧され、室外熱交換器で蒸発（この時、室内を冷却する）し室外機へ戻る。室外機に戻ると、再び四方弁を通り、メインアキュムレータ、サブアキュムレータを経てコンプレッサに吸入される。

また、制御としては、エンジンの回転数にて蒸発圧力を、室内機の電子膨張弁にて、室外熱交換器出口のサブクールをコントロールする。

次に、エンジン冷却水系については、2台の電動式水ポンプを用い、1台はエンジン本体部分、もう1台で排気ガスを冷却し、それらの合流したものが3方弁を通過し、ラジエータで放熱される。また条件により、3方弁からメインアキュムレータに流れ冷媒の加熱に利用されるようになっている。これが「Y-HOT」システム（YAMAHA HIGH OPERATIVE THERMO-TRANSFER SYSTEM）と呼ばれる、エンジン排熱を高効率で回収するシステムである。

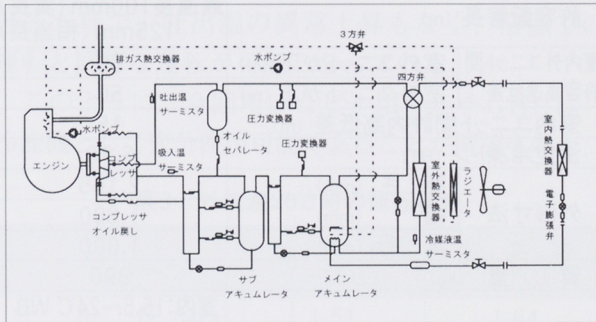


図1 GHP系統図

2 設備概要

2.1 GHPの回路説明

ベースモデルとして、ヤマハ発動機(株)(以下、
当社という)のビル用マルチMシリーズ20HP室

GHP排熱利用省エネ恒温恒湿システム

表 1 仕様諸元

項 目		YMCJ560M-A
冷房能力	外気温 35℃時 (kW)	56.0
	外気温 7℃時 (kW)	67.0
暖房能力	外気温 -5℃時 (kW)	73.7
	外気温 -20℃時 (kW)	73.7
電気特性 50/60Hz	電 源 (AC・V) 三相 200	
	消費電力 (kW)	冷房 1.35/1.55
		暖房 1.42/1.65
	運転電流 (A)	冷房 4.6/5.2
		暖房 4.8/5.4
	力 率 (%)	冷房 85/86
	暖房 85/88	
始動電流 (A)		13
燃 料	外気温 35℃時	13A,12A,LPG ボタン 7C 6A,6B,6C 5A,5B,5C,5AN 4A,4B,4C
		ガス消費量(kW)冷房/暖房 59.4/56.6
ガスエンジン	種 別 (kW)	4サイクルOHV
	気筒数×内径×行程 (mm)	4×78×76
	排気量 (cc)	1453
	定格出力 (kW)	15.0
	潤滑油	ヤマハGHPオイル 10W-30F
冷 却 水	種 類	ヤマハGHPロングライフ クーラント
	濃 度 (%)	50±10
	凍結温度 (℃)	-35
圧 縮 機	形 式	ツインロータリー式
	排除容積 (cc/rev)	147×2
冷 媒	種 類	R-22
運転音 (dB (A))		62 (サイレントモード 60)
送風機構	送風機形式	プロペラ式ファン
	定格風量 (m³/min)	409
	電動機出力	308×2
配管関係	冷媒ガス管 (mm)	φ38.10
	冷媒液管 (mm)	φ15.88
許容配管長 (m)		最遠長100mm (実長) 125mm (相当長)
室内外ユニット間	室外ユニットが下 (m)	50
許容高速低差	室外ユニットが上 (m)	50
室内ユニット間許内高低差 (m)		15
法定冷凍トン (RT)		6.78
外形寸法	高 さ (mm)	2,165
	幅 (mm)	1,800
	奥 行 (mm)	1,000
質 量 (kg)		990
使用温度範囲		冷房 室内:15.5~24℃ WB 室外: -5~43℃ DB (寒冷地-10~43℃ DB)
		暖房 室内: 5~28℃ WB 室外:-10~21℃ DB (寒冷地-20~21℃ DB)

2.2 GHP改造点

ベースモデルに対し、今回冷凍機として使用するに当たり、変更した内容は、構造的にはエンジン排熱をヒータ熱源として利用するための、プレート式熱交換器とサーモスタットの追加である（図 2 参照）。

制御的には、-10℃まで運転するために、蒸発圧力の切り替え手段の追加及び、冷却運転に関わる制御数値の変更、またより多く高温のエンジン排熱を回収するための、3 方弁の制御変更及び冷却水関係の制御数値の変更のみである。その他の制御は、室内外通信を含め、ビル用マルチの制御をそのまま使用している。

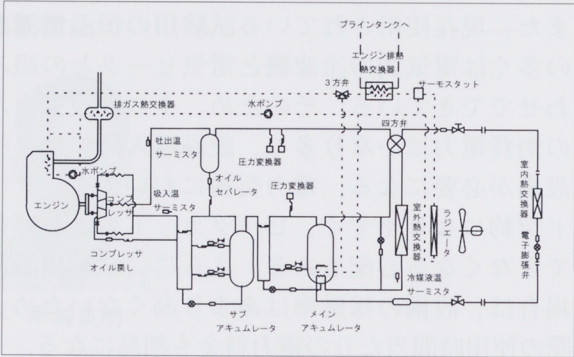


図 2 冷凍機用GHP系統図

2.3 恒温恒湿システム概要

今回設置した恒温恒湿システムの概略を図 3 に、使用機器の一覧を表 2 に示す。

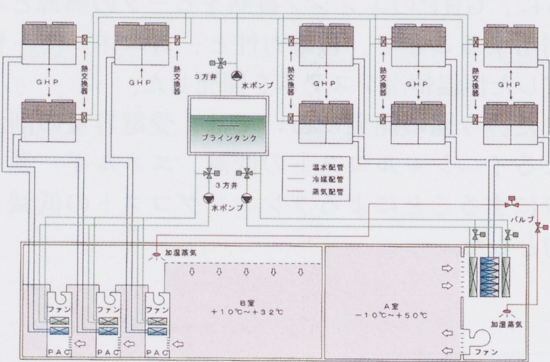


図 3 恒温恒湿設備の概略図

表2 使用機器一覧

共通	ブライントank 2500kW×2000D×1000H	1台
	ブラインポンプ (2.2kW)	1台
A 室 側	冷却能力:126kW	
	冷凍機 (YMCJ560M-A)	6台
	冷却用コイル	6台
	排熱回収用熱交換器	6台
	加熱用コイル	6×2台
	ブラインポンプ (2.2kW)	1台
	加湿器 (蒸気ボイラー)	1台
	軸流ファン (5.5kW)	2台
B 室 側	冷却能力:84kW	
	冷凍機 (YMCJ560M-A)	3台
	室内ユニット (YMEJ560P-A)	3台
	排熱回収用熱交換器	3台
	加熱用コイル	3台
	ブラインポンプ (2.2kW)	1台
	加湿器 (蒸気ボイラー)	1台

この設備は恒温恒湿室が2室あり、A室は-10～50℃、B室は10～32℃まで対応可能な設備になっている。

冷凍機と使用したGHP室外機は全部で9台で、6台がA室用、3台がB室用となっている。室外機すべてには、エンジン排熱回収用の熱交換器が取り付けられており、設備の加熱用ブラインと熱交換される。熱交換器で加熱されたブラインは、A室、B室共通の加熱用ブライントankと接続され、水ポンプと3方弁によりブライントank内の温度が一定になるように制御されている。加熱されたブラインは、ブライントankから設備側に必要量送られるようになっている。

室内側のユニットとしては、A室は冷凍機6台分の冷却用コイルと加熱用のコイルを一体化した専用の熱交換器を設け、2台の軸流ファンで風を送るようにしてある。ただし、冷却用のコイルについては、1台分ずつ独立して運転できるように分割されており、それぞれに電子膨張弁が取り付けられている。B室は、当社のビル用マルチMシリーズの床置きダクト (YMEJ560P-A) をそのまま使用し、内部にブラインによる加熱用のコイルを組み込んである。

A室、B室の加熱は共通のブライントankから、水ポンプと3方弁により流量コントロールされている。

また、加湿は、蒸気ボイラーの蒸気を使用している。

3 冷凍機としての特性

一般に、密閉型コンプレッサでHCFC-22を低温用システムに使用した場合、吐出温度の上昇によるモータの過熱等が問題となるため、吐出温対策として、コンプレッサの圧縮室内への液冷媒の注入や、吸入管への液バイパスなどによる、吐出ガスの冷却が必要になってくる。

しかし、今回用いたGHP室外機は、ベースモデルに対し、冷媒回路には何ら改造を加えておらず、ビル用マルチの回路そのままとなっている。

これは、GHPの場合は、開放型のコンプレッサを使用しているため、モータの過熱保護が要らないことにもよるが、最大の理由は、今回使用したGHPに採用しているサブクール制御とコンプレッサの強制潤滑回路により、吐出温度の異常上昇がないためである。

本GHPのサブクール制御では、メインアキュムレータ内の液冷媒の量を一定に保つように、室外熱交出口のサブクールを室内機の電子膨張弁で制御しているため、コンプレッサに供給される冷媒量が一定に保たれ、冷媒不足にならないようになっている。

またコンプレッサの潤滑に関しては、冷凍運転時には冷媒の蒸発温度を下げるため、コンプレッサオイルの粘度が上昇し、オイル戻りが悪化し、潤滑不良になる心配がある。しかし、本GHPでは、コンプレッサから直接吸入管へオイルを戻す強制潤滑回路を採用しているので、常に十分なオイルが供給されるため潤滑不良の心配がない。

したがって、表3に示すように、本システムでは、-10℃の低温運転時は、目標となる蒸発温度を下げるだけで、吐出温の異常上昇もなく、常温での運転と同等な運転が可能となっている。

このように、今回用いたビル用マルチGHPは、冷凍機として充分使用可能であることが確認された。

表3 外気温20℃時の運転状態

	低 温 時 (-10℃)	常 温 時 (21℃)
吐 出 圧 (MPa)	1.51	1.64
吐 出 温 (℃)	104.2	86.7
吸 入 圧 (MPa)	0.16	0.39
吸 入 温 (℃)	48.6	24.1
蒸 発 器 入 口 S C	26.6	28.4

4 エンジン排熱回収

GHPでは従来から、暖房運転時には、エンジン排熱を利用し冷媒加熱を行い、高能力、高効率の運転が行われている。しかし、冷房運転時には本GHPに採用している、「Y-HOT」システムなどを除いてほとんど使用されていない。しかしながら、GHPのエンジン排熱を積極的に利用することは、エネルギー効率を大幅に上げる効果がある。

今回、本恒温恒湿システムでは、冷却冷房運転時にエンジン排熱を加熱用熱源として利用を試みた。

そこで、エンジン排熱をヒータの熱源とすべく、エンジン排熱回収回路を設けた。回収回路を設けるに当たり、ベースとなるGHPに対して改造範囲はなるべく少なく、制御的な変更も最小限で、できるだけ高温の温水を取り出せるように、エンジン冷却水の放熱回路中の、3方弁とラジエータの間に、プレート式熱交換器とサーモスタットを追加した。

図4にエンジン排熱の回収回路を示す。

プレート式熱交換器とサーモスタットをエンジン冷却水の放熱回路の途中に設けることにより、冷房運転時に最大で温水温度70℃にて、温水能力34.5kWの温水の供給が可能となっている。

図5にエンジン排熱回収特性を示す。

このようにエンジン排熱を回収し、利用することにより、トータルエネルギー効率において、排熱を利用しない場合の冷房運転でのCOP=0.94に対し、温水の取り出し温度45℃時COP*=1.62、70℃時COP*=1.52となり、COPは空調のみの場合に対しそれぞれ1.72倍、1.62倍とトータルエネルギー効率を上げることができた。

図6にエネルギー効率を示す。

$$COP = \frac{\text{冷房能力}}{\text{ガス消費量}}$$

$$COP^* = \frac{\text{冷房能力} + \text{エンジン排熱能力}}{\text{ガス消費量}}$$

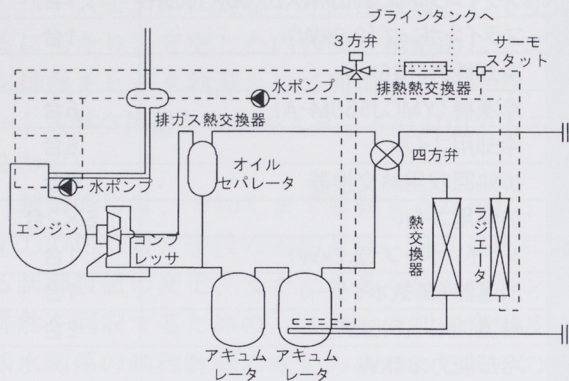


図4 エンジン排熱回収回路概略図

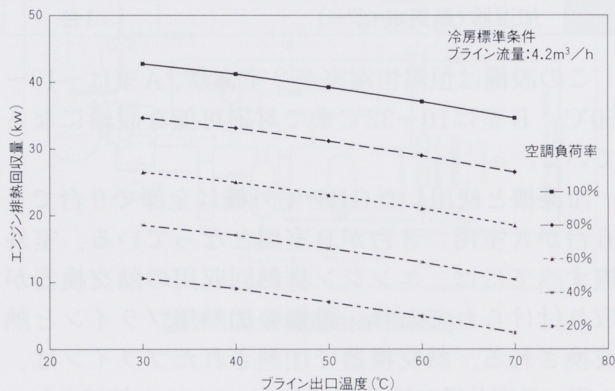


図5 エンジン排熱回収特性

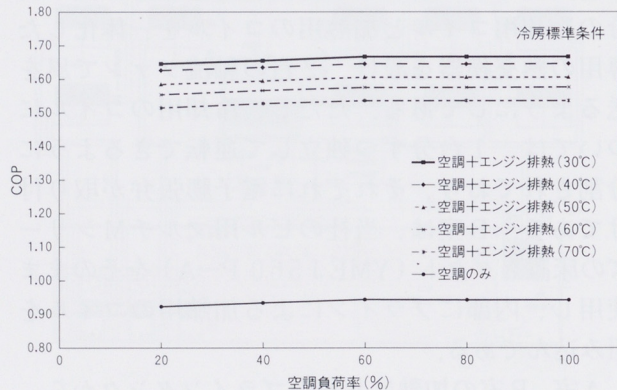


図6 エネルギー効率

5 恒温恒湿システム運転状況

実際に恒温恒湿システムを運転し、温調状況を調べた結果を、図7に示す。

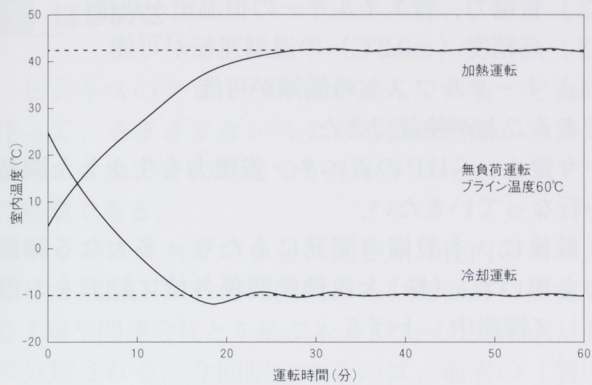


図7 冷却・加熱運転特性

冷却運転試験では、室温25℃から-10℃まで冷やし込みを行った。安定時では温度変動も±0.2℃程度と極めて安定が良い結果が得られた。

また、加熱運転試験では、室温5℃から43℃まで上昇させた。この時も、温度変動が冷却時と同様に±0.2℃程度でこちらも安定性は良い結果となった。

このときの加熱用プラインの温度は60℃設定で使用した。

このように、恒温室として使用するための空調能力としては、従来から使われているEHPの冷凍機と電熱ヒータの組み合わせと同等以上といえる。また、温調範囲に関してもA室で-10～50℃、B室で10～32℃で、温度精度も±0.2℃と高精度の温度制御が可能となった。

表4に温調範囲を示す。

表4 温調範囲

	A室側	B室側
乾 球 温 度	-10～50℃	10～32℃
湿 度	26～90% (DP≥8℃)	40～80% (DP≥8℃)
温 度 精 度	±0.2	±0.2

6 経済性

実際に使用するにあたり、コスト面でも成り立つかどうかGHP方式、EHP方式で試算した。

試算にあたり、GHPとEHPの違いにより生じてくる部分のみの比較とし、どちらの方式でも共通となる部分に関してはコスト比較から除いた。

まず、消費電力を比較すると、室外機本体だけでもGHPはEHPの約1/12となっており、さらに電気ヒータ等を加えたトータルの消費電力となると、GHPはEHPの約1/22となる。

これにより、電気式ではキュービクルの追加が必要と仮定すると、イニシャルコストでは、GHP方式とEHP方式は同等となる。

次にランニングコストの場合、どちらの場合も負荷率を20%とし、東京地区でのコストを比較すると、GHP方式の方がEHP方式の約6割程度になると試算された。

表5に消費電力の比較を示す。

図8に本設備の10ヶ月間のGHPのエネルギー消費量の推移を示す。

表5 消費電力比較

	GHP方式	EHP方式
冷 凍 機 (kW)	1.55×9	19.5×9
ヒ ー タ (kW)	0	A室側:150 B室側:128
水 ポ ン プ (kW)	2.2×3	0
合 計 (kW)	20.55	453.5

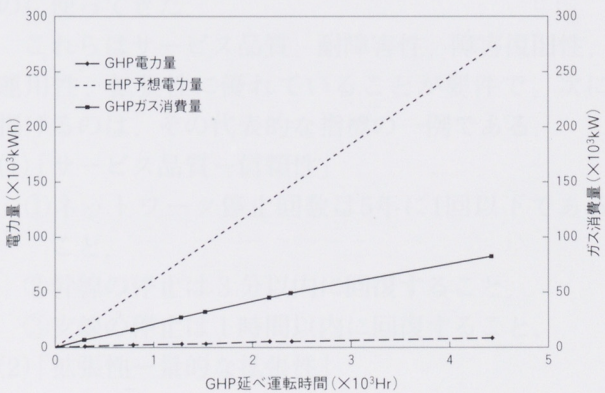


図8 エネルギー消費量推移(98.4～99.2)

このように、GHPを使用した場合は、電気消費
量だけでなく、エンジン回転数によるインバータ
効果や個別発停によりガスの消費量も押さえられ、
さらにエンジン排熱を使用することでエネルギー
効率も上げられることが検証された。

表 6 にイニシャルコスト差、表 7 にランニング
コスト差を示す。

表6 イニシャルコスト比較

	GHP方式	EHP方式
冷 凍 機	0.72	0.55
ガ ス 配 管 工 事	0.03	—
温 水 関 係	0.20	—
キ ャ ー ビ ク ル	—	0.41
電 気 ヒ ー タ	—	0.04
合 計	0.95	1.00

(EHP方式合計コストを1とした)

表7 ランニングコスト比較

	GHP方式	EHP方式
ガ ス 料 金	0.47	—
電 気 料 金	0.11	1.00
合 計	0.58	1.00

(EHP方式の電力料金を1とした)

7 おわりに

ビル用マルチGHPを用いた恒温恒湿システムに
おいて、

- (1) $-10^{\circ}\text{C}\sim 50^{\circ}\text{C}$ の温度調節が可能
 - (2) 省電力、省エネルギーの恒温室が可能
 - (3) 高精度 ($\pm 0.2^{\circ}\text{C}$) の温調運転が可能
 - (4) トータルコストの低減が可能
- であることが検証できた。

今後も、GHPの省エネ、省電力を生かした開発
を行なっていきたい。

最後に、本設備の開発にあたり、多大なる御協
力を頂いた、(株)大西熱学関係各位に誌面をお借
りして深謝申し上げる。

●著者



大橋秀幸