最近の車両用空調装置

Latest Air Conditioners for Railway Vehicles

鉄道車両用空調装置が普及した今日、車両用サービス機器のうち消費電力量の大きな空調装置を省エネルギー化すること、また快適性を向上させることが不可欠である。この論文で述べる屋根上集中式ヒートポンプ空調装置と省エネルギー形冷房装置は、この目的のために開発されたものである。

この開発に当たり、種々の空調装置単体試験及び現車試験を行なった結果、屋根上集中式ヒートポンプ空調装置は従来の電気ヒータ暖房と比較して約40%の省電力が可能で、かつ快適性を向上できることを確認した。また、省エネルギー形冷房装置は、従来形冷房装置に比較して約25%の省電力が可能で、加えてマイクロコンピュータ制御による熱負荷の軽減によって、更に10%の省電力を図れることが明らかとなった。

壱岐尾 篤* Atsushi Ikio
松本一憲* Kazunori Matsumoto
松田紀元** Toshiharu Matsuda
牧野俊昭** Toshiaki Makino
加藤憲司*** Kenji Katô

1 緒言

空調装置を搭載した鉄道車両は今日では広く普及しており、車両の冷房化率は60%を超えている。日立製作所では、昭和33年に「ブルートレインあさかぜ」用として空調装置を納入して以来、昭和56年4月までに約4,200両分の空調装置を製作・納入している。これら鉄道車両用空調装置についても汎用の

表 | 屋根上集中式ヒートポンプ空調装置の仕様 屋根上集中式ヒートポンプ空調装置の主な仕様を示す。

項		目		単 位	冷房時	暖房時	
標	準	能	カ	kW{kcal/h}	48.8 {42,000}	37.2 {32,000}	
外	気	温	度	°C	33	7(乾球),6(湿球)	
室内熱交換器入口温度			温度	°C	28(乾球), 23(湿球)	21	
標	準	入	カ	kW	22.5	20.0	
冷媒			媒		R-22(CH	R-22(CHCI F2)	
寸			法	mm	幅 I,780×長さ	4,350×高さ 375	
重量			量	kgf	850		

空調装置と同様に、快適性の向上、省エネルギー化を図ることは不可欠である。このような時代の要求に対応するため、空気を熱源とした新方式ヒートポンプサイクルを用いた屋根上集中式のヒートポンプ空調装置と、マイクロコンピュータ制御を適用した省エネルギー形冷房装置を開発した。この論文では、屋根上集中式ヒートポンプ空調装置、省エネルギー形冷房装置の仕様、構造及びそれらの性能、並びにマイクロコンピュータによる空調制御方式について述べる。

2 屋根上集中式ヒートポンプ空調装置

2.1 構造上の特長とその効果

屋根上集中式ヒートポンプ空調装置は,通勤電車用として開発したもので,その仕様を**表1**に,構造を**図1**に示す。この装置の特長点は次に述べるとおりである。

(1) 新方式ヒートポンプサイクルの採用1),2)

新方式ヒートポンプサイクルを**図2**に示す。このサイクルの特長は、キャピラリチューブを室外熱交換器とレシーバ間

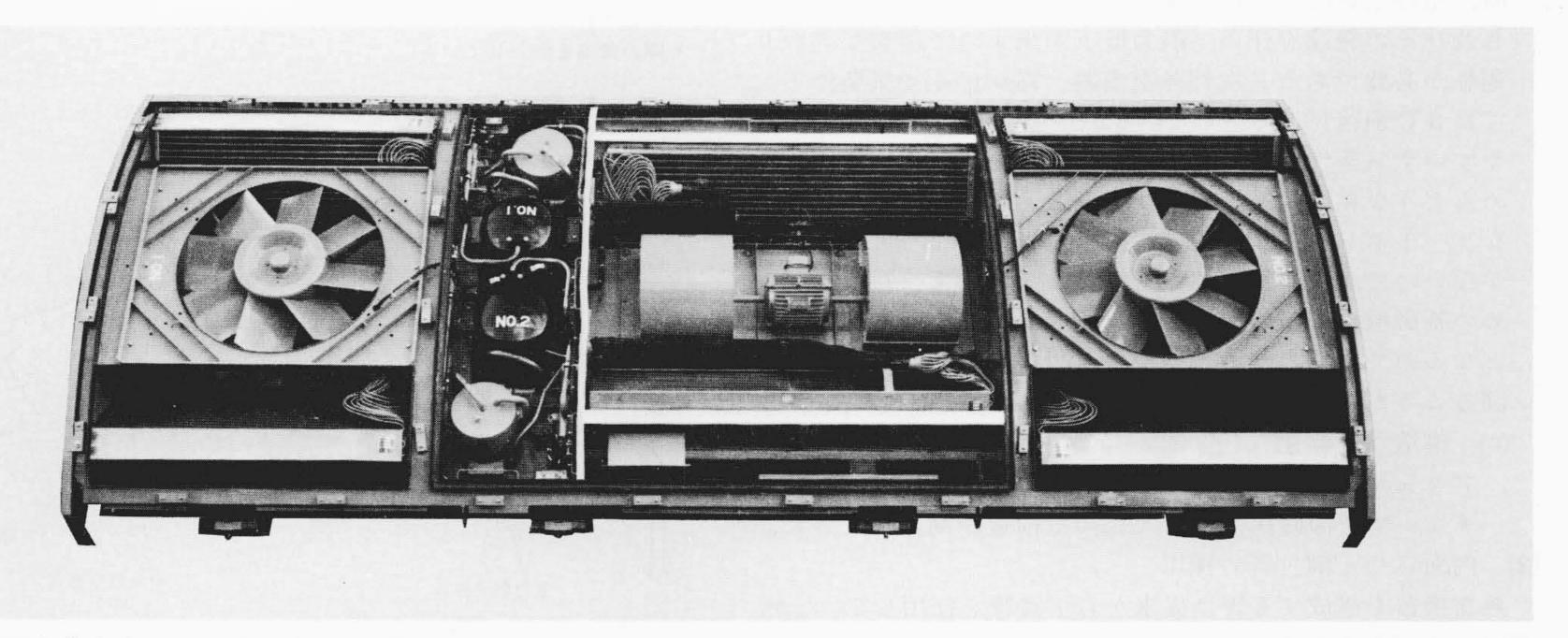


図 | 屋根上集中式ヒートポンプ空調装置の構造 屋根上集中式ヒートポンプ空調装置の内部構造を示す。

^{*} 日立製作所笠戸工場 ** 日立製作所機械研究所 *** 日立製作所機電事業本部

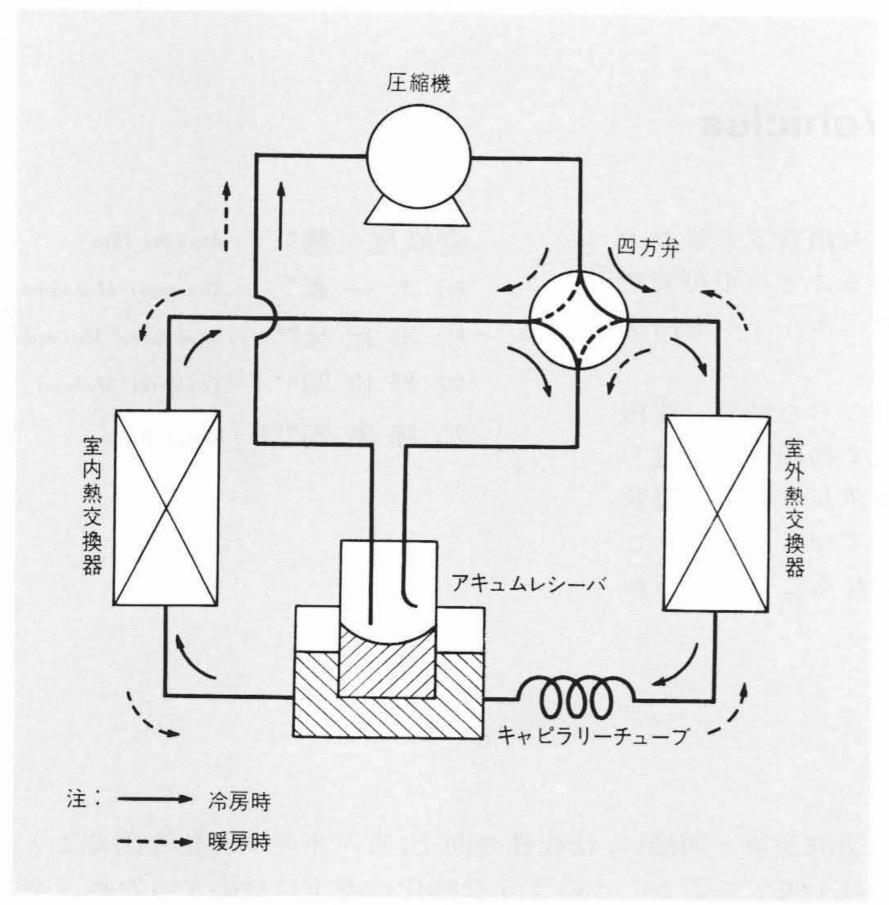


図 2 新方式ヒートポンプサイクル キャピラリーチューブを室外熱交換器とレシーバ間に配置し、アキュムレータとレシーバを一体化して、サイクルを簡略化し、暖房時着霜特性、低温特性を改善している。

に配置したことと、レシーバとサクションアキュムレータを 一体化して、熱交換作用をもたせたことにある。この特長に より、次のような効果をもつことができた。

(a) 運転温度範囲が広い。

アキュムレシーバという特殊機構により、ヒートポンプサイクルの低温特性を向上させているので、圧縮機への液戻りを防止し、ヒータなどの補助手段を用いることなく外気温度が約-10℃まで連続運転することができる。このために関東以西で広く使用できる。

(b) 霜取り運転が不要

図3は、この装置の霜付き特性を示す。一般的に暖房運転時、室外空気温度が低下すると、室外側の熱交換器に霜付き及びその発達を伴い、能力低下を来すので適切な霜取り運転が必要である。室外熱交換器へ霜が付く空気条件としては3℃前後付近とされているが、本装置の場合、霜が付きやすい空気条件のもとでも霜の発達を防止しているので、めんどうな霜取り運転が不要である。したがって、一般的なヒートポンプ空調装置にみられる周期的な冷風吐き出しがないので、快適性を損なうことがない。また霜取りのための制御機構が省略できるし、四方弁の切換頻度がわずかとなるので、切換時の過度現象が少なく信頼性の向上をも図ることができる。

(c) 構造が簡素化

アキュムレータとレシーバを一体化し,単一キャピラリ ーチューブを冷暖房兼用としたので構造が簡素化できた。

(2) 内面らせん溝付管の採用

熱交換器を構成する管は従来から平滑管を使用していたが、機器の小形化及び冷凍サイクルの省電力化のために、内面らせん溝付管を採用した。このために、管とその中を流れる冷媒との間の熱伝導を向上させることができるので、熱交換器全体としての熱伝導特性を約20%向上させることが可能とな

った。これにより熱交換器の薄形化(小形化)を図ることができ、したがって、ファンの小容量化と省電力化が可能となった。

(3) 室内熱交換器用高効率ファンの採用

上述の新形熱交換器の採用により、熱交換器の通風抵抗を減少させることができたので、ファン動力を低減させることが可能となった。これに対応して、新しい高効率シロッコファンを開発し、従来よりも約30%の低電力形ファンとすることができた。また、このファンは低回転数使用としてあるので、車内騒音の低減にも寄与することができた(2.2(3)項参照)。なお、室外熱交換器用ファンとしては極数変更(6極を8極に変更)することができたので、これについても省電力化及び低騒音化を図ることができた。

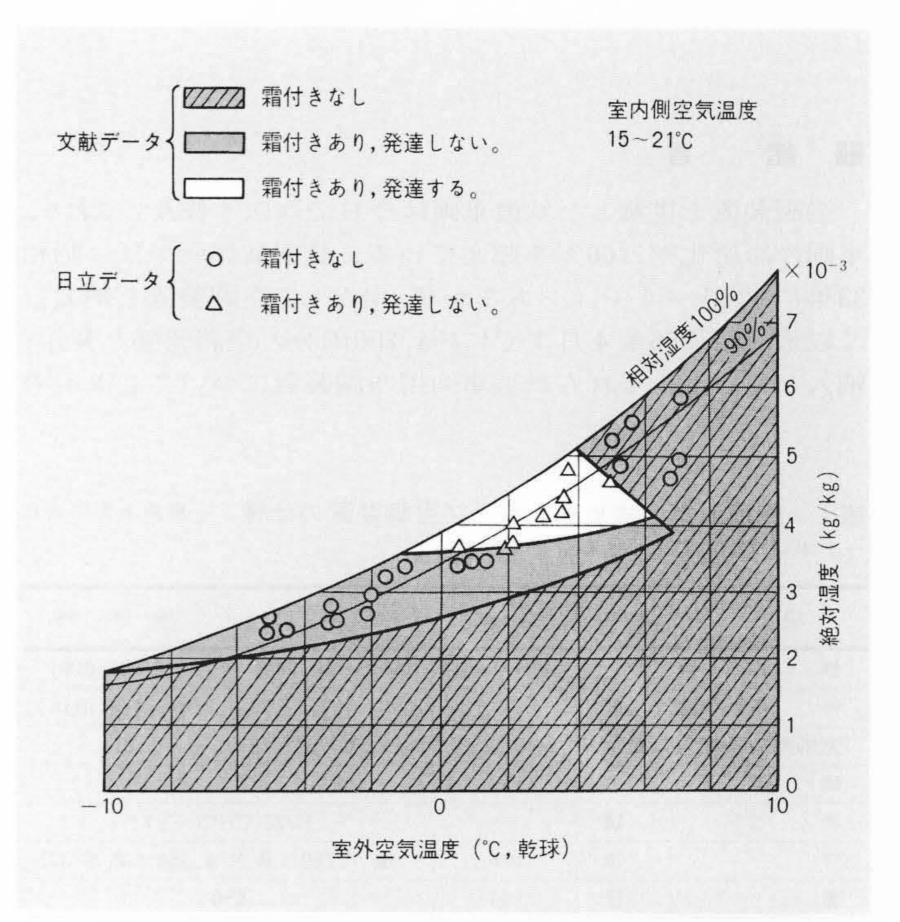


図3 新方式ヒートポンプサイクルの採用による着霜特性の改善 暖房運転時、室外熱交換器に着霜する空気条件としては3℃前後とされている が、新方式ヒートポンプサイクルの採用により着霜の発生しやすい空気条件で も霜の発達を防止している。

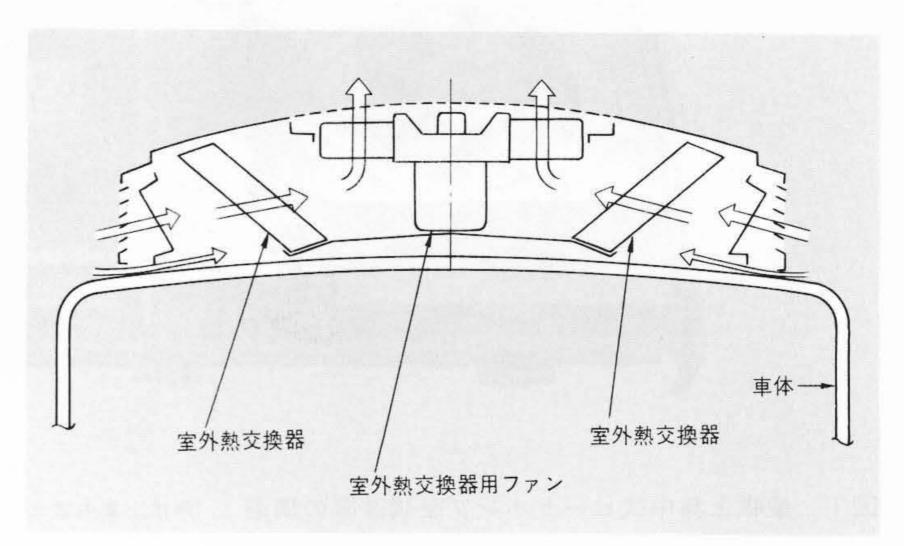


図4 室外熱交換器の配置 防雨, 防雪のために室外熱交換器を逆ハの字に配置し, 通風は空調装置側面及び底面からファン上方へ矢印の方向に流れるようにした。

(4) 室外熱交換器の配置

ヒートポンプ空調装置を屋根上に設置した場合の問題の一 つは, 防雨・防雪対策である。この方法として室外熱交換器 の配置は種々考えられるが、省エネルギーなどの観点から図 4に示した配置を採用した。すなわち、ファンの通風方向を、 空調装置の側面及び下面から吸い込み, ファン上方へ吐き出 すことにより、ファン運転中の雨、雪の浸入を防止する方法 を採用している。また車両停留時の積雪については、ファン 力により雪を排除することが可能なので、10cm程度の積雪は 実用上問題はない。

2.2 車両搭載時の効果

このヒートポンプ空調装置を,実際の車両に搭載して性能 試験を行なった。この結果について以下に述べる。

(1) 車内予熱特性

ヒートポンプ空調装置運転開始後の車内温度の変化を図5 に示す。外気温度5℃付近では、ヒートポンプ暖房の場合約 20分で車内温度は20℃まで到達するが、電気ヒータ暖房は1 時間経過しても約15℃までしか上昇しないことから、ヒート ポンプ暖房のほうが予熱時間を大幅に短縮できることが分か った。

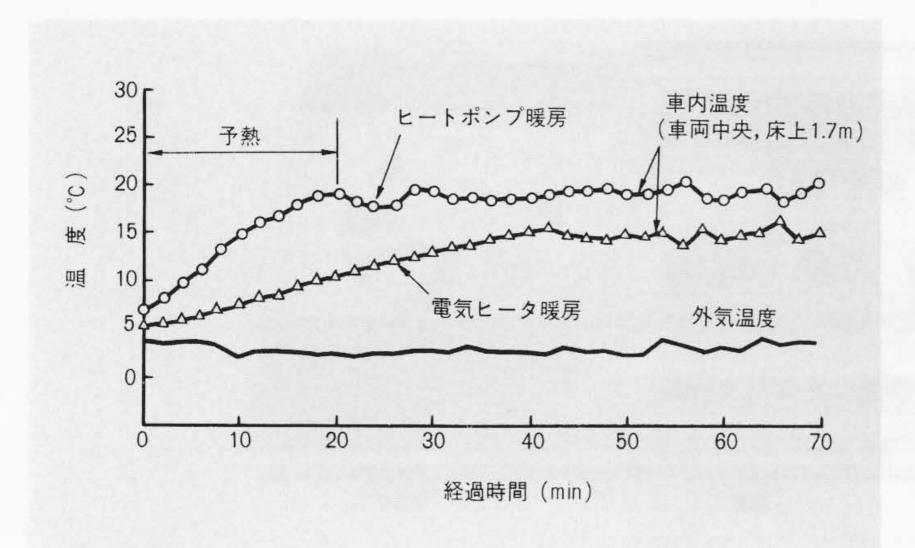
(2) 車内温度分布

図6は、ヒートポンプ暖房時での車内温度分布を示したも のである。これは従来車両の冷房ダクトを使用して, いわゆ る上吹出し上リターンの方法で暖房したときの例であるが、 風速を感じさせないようにグリル向きを一部変更してある。 同図から分かるように、暖房時の車内温度分布は約±2℃で あり、実用上ほぼ問題のない温度分布となっている。また居 住域での風速は、0.5m/s以下としているので、温風が頭上か ら流れてくることに対する違和感はほとんどない。

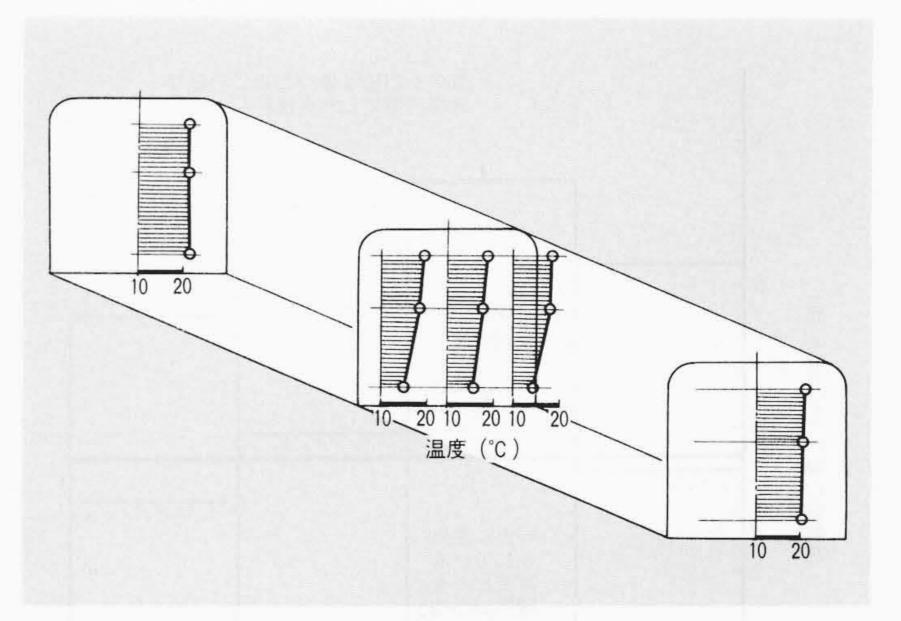
なお、ヒートポンプ空調の場合、1台の機器で冷暖房を行 なうことから車両のダクトシステムとの協調が重要である。 すなわち、冷房時と暖房時とでは、快適さについての評価が 異なるからである。上記は従来の冷房ダクトを使用して暖房 した場合の例をとって説明したが、例えば、上吹出し、床下 リターンという方法をとって,温度分布を更に改善した例も あり、計画する際は温感、風速、騒音などからくる快適性と、 車内見付け, ダクト施設法などからくる車両製作性を絡み合 わせて検討することが肝要である。

(3) 縣

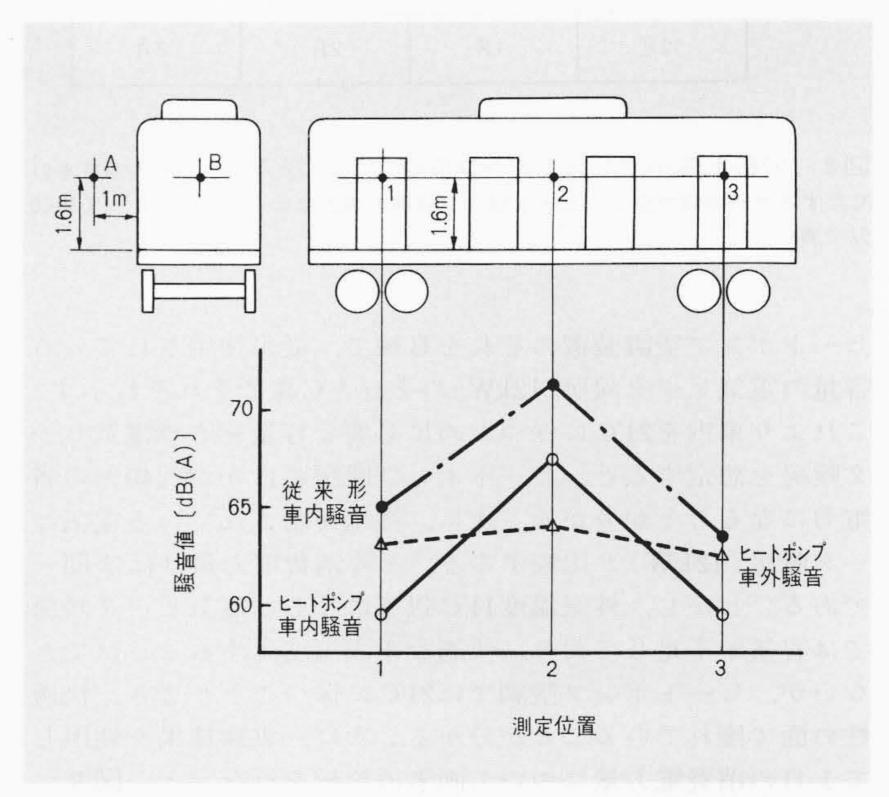
車内騒音を低減化するため、室外熱交換器用高効率ファンを



車内予熱特性 図 5 ヒートポンプ暖房はヒータ暖房に比べて、予熱時 間を大幅に短縮することができる。



車内温度分布(暖房時) 車内温度分布は約±2℃程度であり、 良好であることが分かる。



屋根上集中式ヒートポンプ空調装置の騒音特性 屋根上集 中式ヒートポンプ空調装置の車内騒音は、従来形よりも約5dB低い。

採用しており、この効果により車内騒音を、車内中央床上1.6m の測定点で68dB(A)と従来形に比較して約5dB低減するこ とができた。また車外騒音については、室外熱交換器用ファ ンとして同一のファンを採用している従来形冷房装置と同じ く64dB(A)であることを確認した(図7)。

2.3 ヒートポンプ暖房時の運転動力

ヒートポンプ暖房と電気ヒータ暖房での消費電力量の比較 について、関東地区を例に取り上げ検討した。その結果を図 8に示す。検討条件は下記のとおりである。

- 車体長さ20mで定員144人の車両を想定
- (2) 平均乗車率は70%, 乗客発生熱は116W/人
- 車体平均熱伝達係数は700kcal/h·℃
- (4) 車内温度は21℃
- 車内の器具発生熱は2.5kW/両, 車内換気量は2,400m³/ 両·h, 稼動時間は300h/月

ここで車内を21℃に保つのに十分な容量をもつ電気ヒータ 暖房の消費電力量(車体暖房負荷と同義)を図8中のA線で、

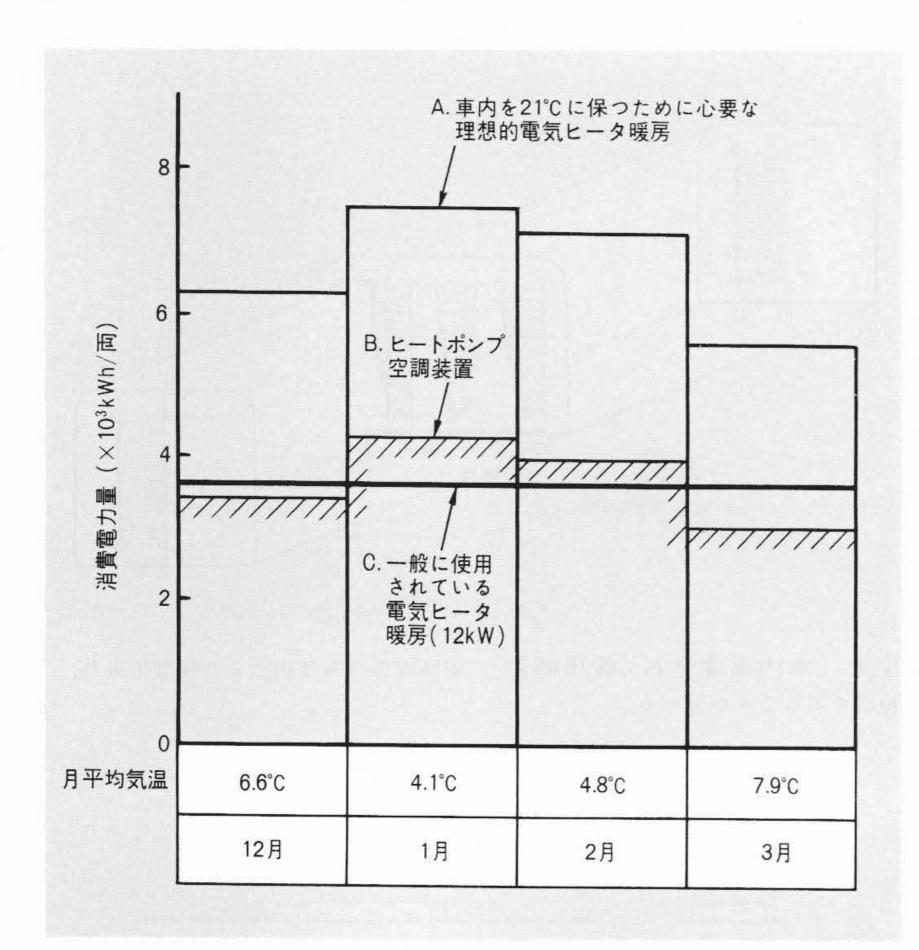


図8 屋根上集中式ヒートポンプ空調装置の経済性 車内温度を21 $^{\circ}$ $^{\circ}$ にするための電力量は、ヒートポンプ暖房の場合はヒータ暖房に比べて約60 % で済む。

ヒートポンプ空調装置のそれをB線で、従来使用されている容量の電気ヒータ暖房(12kW)のそれをC線でそれぞれ示す。これより車内を21℃に保つために必要な容量をもつ電気ヒータ暖房を想定すると、ヒートポンプ暖房のほうが約40%の省電力になることが分かる。次に、従来使用されている電気ヒータ暖房(12kW)と比較すると、その消費電力量はほぼ同一である。しかし、外気温度11℃以下になると電気ヒータ暖房では容量が不足しており、快適な車内温度とすることはできないが、ヒートポンプ空調では21℃に保つことができ、快適性の面で優れていることが分かる。次に、実験結果を使用して1日の消費電力量について両者の比較を行なうと、図9に示すようにヒートポンプ暖房のほうが約40%の省電力となり、しかも車両温度に差を生ずるのは前述したとおりである。

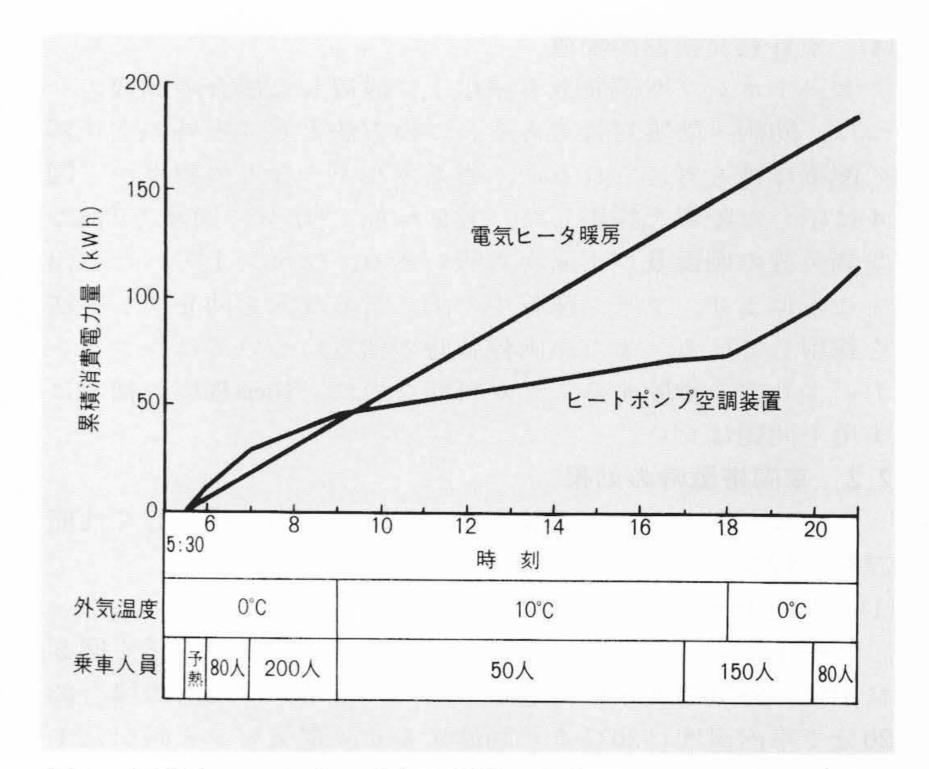


図 9 屋根上ヒートポンプ空調装置の消費電力 実験データを基礎として、屋根上集中式ヒートポンプ空調装置と電気ヒータ暖房(I2kW)の消費電力量を比較したもので、屋根上集中式ヒートポンプ空調装置のほうが約40%省電力であることが分かる。

3 省エネルギー形冷房装置

省エネルギー形冷房装置は、装置本体とマイクロコンピュータ応用により、ソフトウェア、ハードウェア両面からの省エネルギー化を図っている。

3.1 省エネルギー形冷房装置の仕様と構造

省エネルギー形冷房装置の仕様を表2に、構造を図10に示す。その特長は次に述べるとおりである。

- (1) 内面らせん溝付管使用熱交換器の採用
- (2) 室内外ファンの省電力化と低騒音化 この2項については2章で詳述したが、これらについては この装置にも採用してある。
- (3) 高効率圧縮機の採用と冷凍サイクル改善

圧縮機は従来使用している圧縮機と同等の性能をもち,デッドスペースの低減,電動機コイル冷却方式の改善により高効率化を図っている。また,これに合わせて冷凍サイクルの

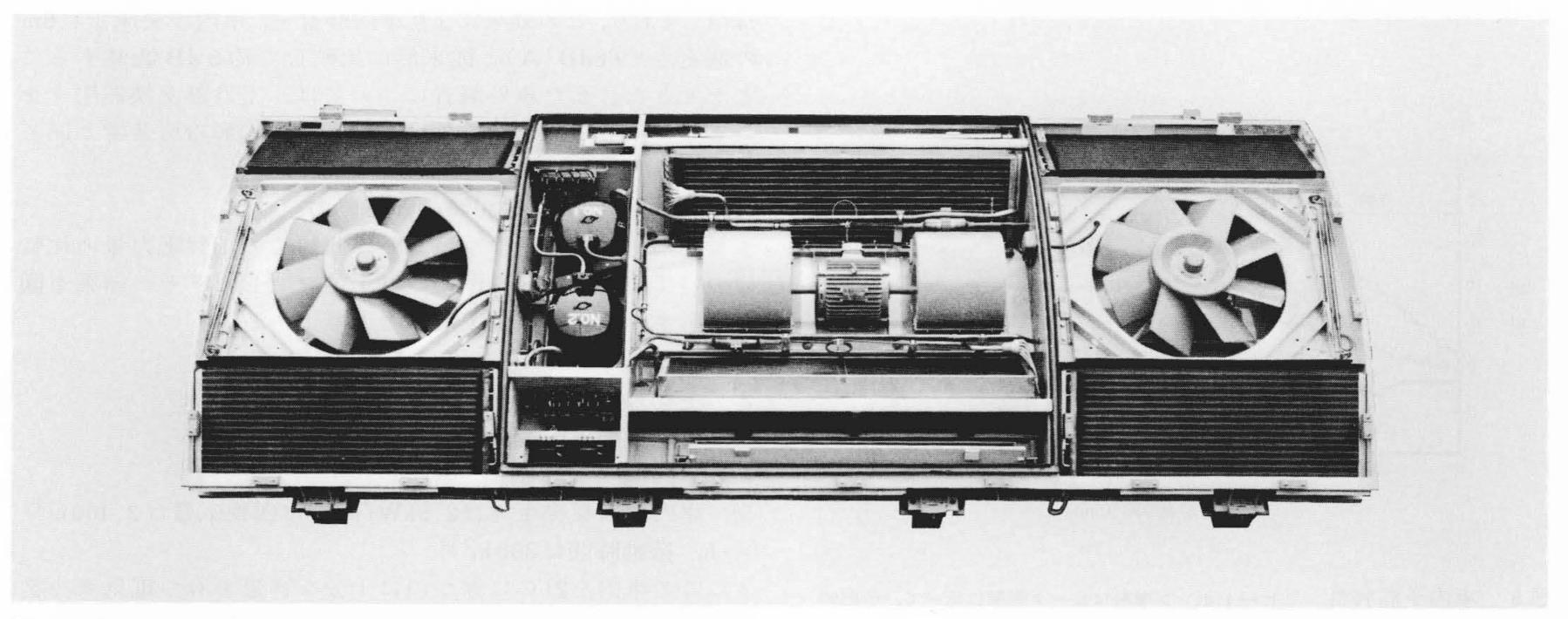


図10 省エネルギー形空調装置の構造 省エネルギー形空調装置の内部構造を示す。

表2 省エネルギー形冷房装置の仕様 省エネルギー形冷房装置の主要仕様を示す。

項	目	単 位	省エネルギー形冷房装置	従来形冷房装置	
標準能力 kW{kcal/h		kW{kcal/h}	48.8 {42,000}		
外気温度		°C	33		
室内熱交換 器入口温度		°C	28(乾球), 23(湿球)		
標準。	入力	kW	19.0	25.7	
冷	媒	_	R-22(CHCIF ₂)		
र्न	法	mm	幅 I,780×長さ 4,280 ×高さ 375	幅 I,970×長さ 3,595 ×高さ 373	
重	量	kgf	850		

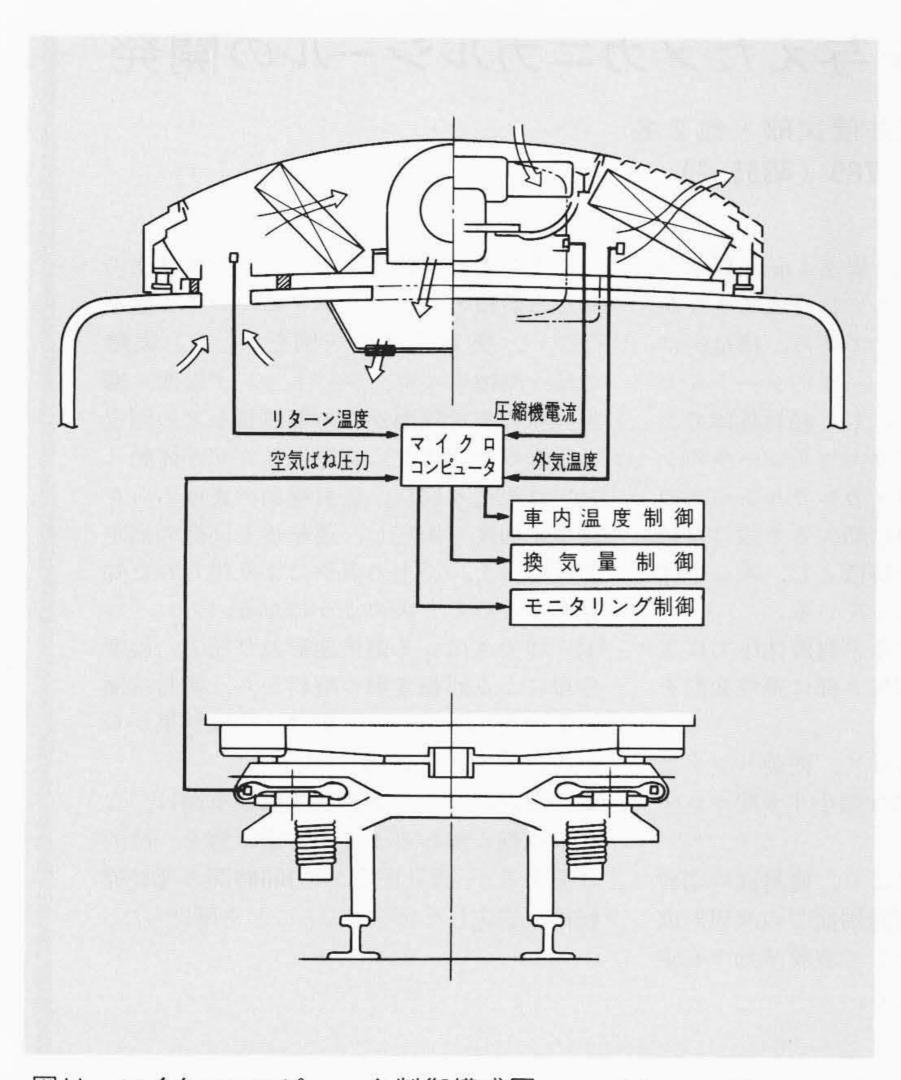
改善を図り、装置単体としての低電力化を行なった。

3.2 マイクロコンピュータによる空調制御

図11にマイクロコンピュータによる空調制御構成図を示すが、各々の制御の方法は次に述べるようにしている。

(1) 外気温度に対応した車内温度制御

マイクロコンピュータに外気温度及び車内から冷房装置へのリターン温度を検知し、外気温度の状態に対応して車内の冷房設定温度を選定し、車体冷房負荷を低減するものである。従来のサーモスタットによる車内温度一定制御方式の場合、外気温度が高くなっても車内温度が一定に保たれるようになっている。このため、冷やし過ぎとなって不経済な電力消費とともに冷え過ぎ感を与える場合があった。本方式の場合、外気温度が上昇すると、それにつれて車内温度も上げるという、いわゆる車内・外温度差を一定に保つようにし、外気温度に対応して設定変更になった温度差分の省エネルギー化を図るものである。1日の外気温度に対し冷房設定温度変化の一



図川 マイクロコンピュータ制御構成図 マイクロコンピュータによる空調制御構成の一例を示す。

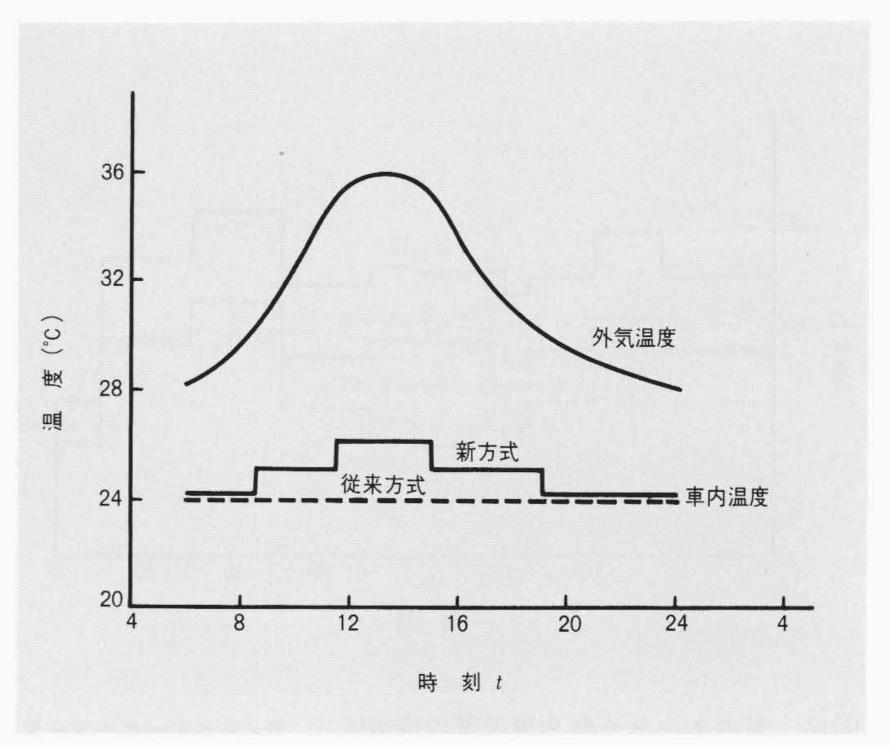


図12 外気応動車内温度制御 外気に応動した車内温度制御の一例を 示す。

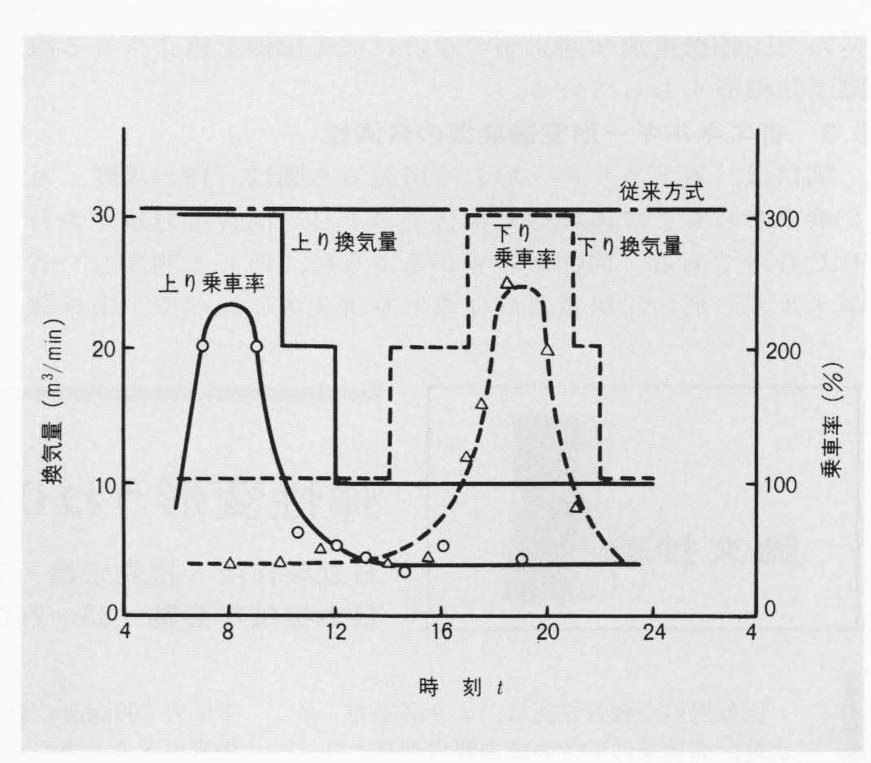


図13 乗車率応動換気量制御 乗車率に応動した換気量制御の一例を示す。

例を図12に示す。更にこの方式をとると、省エネルギー化だけでなく冷え過ぎ防止を図ることができ、快適性の向上にもつながる。

(2) 乗車率応動換気量制御

マイクロコンピュータに台車空気ばね圧力信号を与えて乗車率を検知し、換気量制御用ダンパを開閉し、車体冷房負荷を軽減するものである。従来は換気ダンパが一定であるため、車両が空車の場合でも満車に相当する換気量を導入していたが、乗車率に対応して換気量を制御することにより、特に昼間での閑散時の過剰熱負荷導入を防止して、省電力化を図ることができる。1日の乗車率に対し換気量の変化の一例を図13に示す。

(3) モニタリング制御

マイクロコンピュータに外気温度と圧縮機電流の信号を読 み込み,外気温度に対して正常な圧縮機電流を算出し,読み

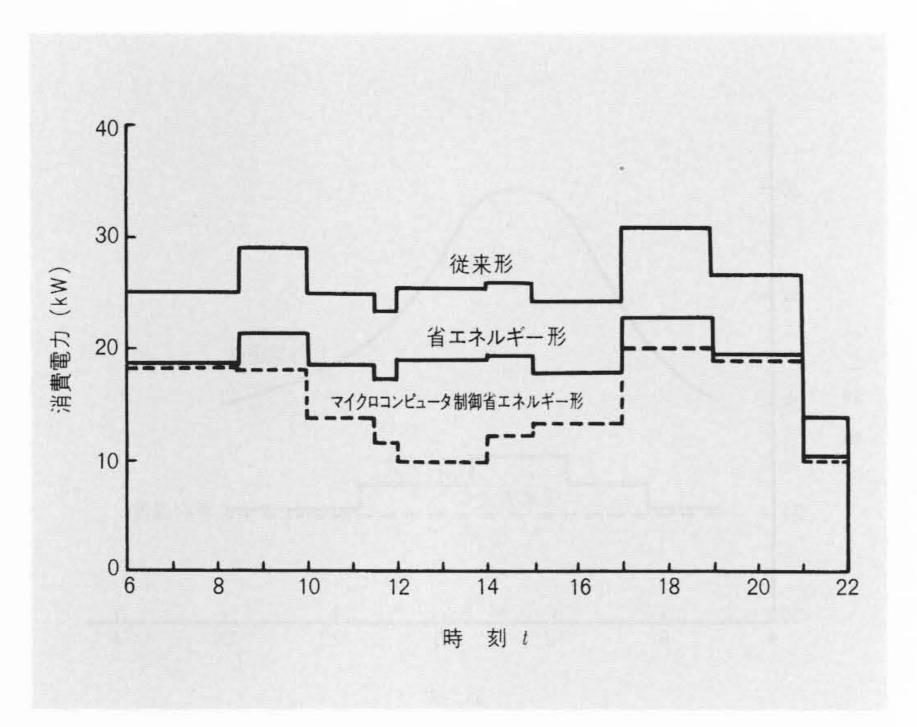


図14 省エネルギー形冷房装置の経済性 省エネルギー形冷房装置は、従来形冷房装置よりも約25%省電力とすることができ、マイクロコンピュータ制御を併用すると更に約10%の省電力が図れる。

込んだ圧縮機電流が適正値でなければ圧縮機を停止させる故 障予防機能をもっている。

3.3 省エネルギー形空調装置の経済性

図14は、省エネルギー形の冷房装置を図12、13の温度、及び乗車率のもとで運転した場合での1日の消費電力量を表わしたものである。同図から分かるように、新しく開発した省エネルギー形の冷房装置は従来の冷房装置に比べて、圧縮機

などのパーツ及び冷凍サイクルの改善により、約25%の省電力とすることができ、更にマイクロコンピュータ制御による熱負荷軽減によって、約10%の省電力が図れることが明らかとなった。

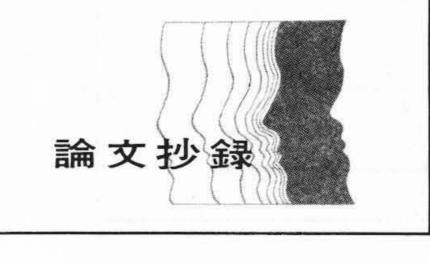
4 結 言

- (1) 新しく開発した屋根上集中式ヒートポンプ空調装置は、新しいヒートポンプサイクルを採用して構造の簡素化を図るとともに、除霜運転を必要とせず、しかも、約−10℃までの外気温度条件でも連続暖房運転できるので、関東以西で十分使用が可能である。また、この装置を用いて暖房運転した場合、ヒータ暖房方式よりも約40%の省電力を図ることができる。
- (2) 省エネルギー形冷房装置は、装置本体で従来形冷房装置に比べて約25%の省エネルギーが図れ、また、マイクロコンピュータ制御により熱負荷軽減を行なうと、更に約10%の省エネルギーが図れることが明らかとなった。

最後に、屋根上集中式ヒートポンプ空調装置、省エネルギー形冷房装置の開発に際し、御指導、御援助をいただいた相模鉄道株式会社、京王帝都電鉄株式会社の関係各位に対し、深く謝意を表わす次第である。

参考文献

- Y. Okumoto, et al.: Latest Air Conditioners for Railway Vehicles, Hitachi Review Vol. 28, No. 3, 159~162 (1979-6)
- 2) 松田, 外:通常運転において除霜を必要としない新方式のヒートポンプシステム,冷凍,第54巻,第618号,324~330(昭54-4)



弾性変形うねりを与えたメカニカルシールの開発

日立製作所 福森宏昌・笠井健次郎・他 2 名 日本機械学会誌 83-740,789 (昭55-7)

回転機器の軸封性能は,より高圧力,高 温度, 高速条件下での使用要求が高まり, 機器自体の信頼性,経済性が問題となって きている。特に、高圧メカニカルシールに ついては、密封端面の状態とその間の密封 流体液膜の挙動安定性を, いかに維持させ るかがポイントとなっている。これには、 密封端面の動圧力による潤滑, 密封液膜形 成効果に着目することが必要である。そこ で筆者らは、シートリングの背端面に切欠 きを設けて、密封流体圧力に追従したうね りを強制的に生じさせる工夫をもたせた弾 性変形うねりを与えたメカニカルシール(以 下、弾性メカニカルシールと呼ぶ。)を用い ることにより、密封流体液膜の挙動を安定 させ長期間維持できることを示し、現象を 定量的に把握する方法を導いている。以下 に、弾性メカニカルシールの概略について 述べる。

弾性メカニカルシールは、単一シール面

で圧力 300 kg/cm²以下、周速4 m/s以下の 従来のメカニカルシールでは達成できなかった範囲をねらったものである。構造的に は、従来のメカニカルシールのシートリン がは厚肉円筒を輪切りにした軸対称体であ るのに対して、弾性メカニカルシールのシートリングは、従来のメカニカルシールのシートリングの背端面に切欠きを設けた軸 非対称体としたことを特徴とし、次に挙げる(1)~(3)の効果をねらっている。

- (1) 密封端面に作用する密封流体圧力により、シートリングの切欠き部に弾性変形を生じさせる。
- (2) 上記弾性変形によって、従動リングとの接触面(密封端面)には微小すき間が生ずる。
- (3) 上記微小すき間により、密封液の密封端面への浸入、及び密封端面での液膜形成が容易となり、結果として液膜挙動の安定を図ることが可能となる。

以上の効果を確認するため、形状寸法の 異なる数種のシートリングについて実験を 行ない、実験結果の一例を示した。実験 では、摩擦トルク、シートリング温度、密 封流体の密封端面からの漏洩量などの測定 を行なった。また、シートリングと従動リ ングは組込み前に、密封端面の表面あらさ 及び平面度を測定し、運転後も同様の測定 を行なった。以上の実験により得られた知 見をまとめると次のようになる。

- (1) 切欠きによる弾性変形及び圧力,温度 分布による回転変形の解析から,密封端面 の状態変化を示した。更に,実験結果から 解析の妥当性を確認した。
- (2) 密封端面での密封流体液膜挙動は、な じみ運転の終わるまで不安定状態を一時的 に呈するが、設計圧力での100時間の連続運 転後は安定した状態となることを確認した。